

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdès
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipement des Hydrocarbures



Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de
Master

Domaine : Sciences et Technologies
Filière : Hydrocarbures
Option : Génie mécanique : Mécanique des Chantiers Pétroliers

Présenté par : **SEMMARI MOHAMMED SALEM**

THEME

**ETUDE ET CONCEPTION D'UN REDUCTEUR DE VITESSES A
ENGRENAGE A DENTURE DROITE AVEC DES AXES PARALLELES**

	Nom et Prénom	Grade	Université/affiliation
Examineur	BENBRIK abderrahmane	Pr	UMMB/FHC
Examineur	HARHOUT riad	MA(A)	UMMB/FHC
Examineur	SABRI khier	MA(B)	UMMB/FHC
Encadreur	BLOUL Benattia	MC(A)	UMMB/FHC

Boumerdes :2023

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et ma grande reconnaissance envers tous ceux qui ont contribué à mon succès et m'ont soutenu tout au long de mon parcours personnel et professionnel. Tout d'abord, et avant tout, je voudrais remercier ALLAH Tout-Puissant pour les précieuses bénédictions qu'Il m'a accordées. Il m'a donné la santé et la force nécessaires pour poursuivre mes objectifs.

Je voudrais également exprimer ma profonde gratitude envers mes parents, qui ont été le pilier central de ma vie. Grâce à leur amour et à leur soutien constant, j'ai appris les valeurs du travail acharné et du dévouement, et mon succès actuel ne serait pas possible sans leur soutien inestimable.

De plus, je tiens à remercier mes frères et sœurs ainsi que tous les membres de ma grande famille. Ma famille est ma source de force et mon soutien éternel. Ils m'ont soutenu et encouragé à chaque étape de mon parcours, et ils ont une grande part dans la réalisation de mes aspirations.

Je ne peux pas non plus oublier d'exprimer ma profonde gratitude envers mon superviseur, le Dr Bloul Benattia, qui a été un guide et un mentor pour moi dans mon parcours académique. Grâce à son expérience et à ses précieux conseils, j'ai pu surmonter les défis de mes études et réaliser des progrès significatifs. Son soutien continu et ses encouragements ont été une motivation pour moi afin d'atteindre mon plein potentiel.

Je reconnais que les mots ne suffisent pas à exprimer la gratitude qu'ils méritent tous, mais je voulais exprimer ma profonde gratitude et ma reconnaissance envers tous ceux qui m'ont soutenu et qui ont été à mes côtés dans mon voyage. Que Dieu les récompense abondamment.

RESUME

On installe une transmission de puissance entre un moteur et une machine à commande. Ce système comprend un moteur à une seule vitesse de fonctionnement et un couple nominal spécifique, ainsi qu'une machine qui fonctionne à une vitesse et un couple uniques. Il est donc nécessaire d'adapter les caractéristiques du moteur à celles de la machine. C'est pourquoi l'élément d'adaptation entre le moteur et la machine est un réducteur de vitesse ou un multiplicateur de vitesse avec un rapport i constant.

Les réducteurs sont largement utilisés dans différents domaines tels que l'automobile, l'aéronautique, la robotique, l'aérospatial, et autres engins motorisés. Par exemple, ils sont présents dans les mécanismes d'ouverture des fenêtres de voiture, pour soulever des barrières de parking ou même dans les ascenseurs. L'étude de ces mécanismes suscite donc un grand intérêt.

Dans ce mémoire, nous allons examiner en détail un réducteur de vitesses utilisant un train d'engrenages à dentures droites.

Mots clés : réducteur de vitesses, engrenage, étude, modélisation.

ABSTRACT

A power transmission is installed between an engine and a control machine. The assembly consists of a single-speed operating engine with a specific nominal torque, and a machine operating at a unique speed and torque. Therefore, it is necessary to adapt the characteristics of the engine to those of the machine, and for this purpose, the connecting element between the engine and the machine is a speed reducer or a constant ratio speed multiplier.

Reducers are found in various fields, particularly in the automotive industry, and generally in all types of motorized vehicles (aerospace, robotics, aerospace, etc.). For example, they are used in mechanisms for opening car windows, lifting parking barriers, or even in elevators. The study of this mechanism is therefore of great interest.

In this paper, we will study a gear reducer engaged with straight-toothed wheels.

Keywords: speed reducer, gear, study, modeling.

ملخص

يتم تركيب نظام نقل القدرة بين المحرك والآلة التحكمية. يتكون التجميع من محرك تشغيل ذو سرعة واحدة بعزم دوران محدد، وآلة تعمل بسرعة وعزم دوران فريدين. لذلك، من الضروري تكييف خصائص المحرك مع تلك الخاصة بالآلة، ولهذا الغرض، يكون العنصر المتصل بين المحرك والآلة هو مخفض سرعة أو مضاعف سرعة ثابت النسبة. توجد المخفضات في مجالات مختلفة، لا سيما في صناعة السيارات، وبشكل عام في جميع أنواع المركبات المحركة (الفضاء، الروبوتات، الفضاء، إلخ). على سبيل المثال، يتم استخدامها في آليات فتح نوافذ السيارات، ورفع حواجز وقوف السيارات، أو حتى في المصاعد. لذلك، فإن دراسة هذا الآلية تُعد مهمة جدًا. في هذه الورقة، سندرس مخفض سرعة يعمل بعجلات ذات أسنان مستقيمة.

الكلمات الرئيسية: مخفض سرعة، مسننات، دراسة، نمذجة.

Sommaire

REMERCIEMENTS

RESUME

ABSTRACT

ملخص

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale	1
Chapitre I	2
1. Introduction	2
2. Définition d'un réducteur	2
3. Principe de fonctionnement d'un réducteur.....	2
4. Types d'un réducteur	4
4.1 Réducteurs à engrenages cylindriques/à des arbres parallèles	4
4.2 Réducteurs à roue conique	4
4.3 Réducteurs planétaires ou épicycloïdal	6
4.4 Réducteur à vis sans fin.....	10
4.5 Réducteurs poulies/courroies	11
5. Lubrification du réducteur de vitesse	13
6. Lubrification des trains d'engrenages.....	14
6.1 Lubrification à l'huile.....	14
6.2 Lubrification par graisse.....	14
6.3 Lubrification solide	14
7. Différentes formes de détérioration des engrenages.....	15
7.1 Rupture des dents	15
7.2 Formation des piqûres	16
7.3 Usure des engrenages	16
7.4 Ecaillage	17
7.5 Grippage.....	18
Chapitre II	19

1	Introduction	19
2	Historique des engrenages	19
3	Définitions de base	21
4	Rôle des engrenages	24
5	Types des engrenages	25
5.1	Engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques).....	25
5.1.2	Caractéristiques des engrenages cylindrique droite (denture droite)	25
5.1.4	Caractéristique des dentures	27
5.3	Engrenage à axes concourants (engrenage conique).....	29
6	Matériaux des engrenages	29
6.1	Acier	30
6.2	Fonte.....	30
6.3	Bronze	31
6.4	Nylon.....	32
6.5	Alliages spéciaux.....	32
7	Techniques d'ébauche des dentures	33
7.1	Taillage par reproduction	33
Chapitre III.....		34
1.	Introduction	34
2.	Définitions de base	34
3.1.	Définition de la développante de cercle	35
3.2.	Profil des dents	36
3.3.	Profils conjugués et conditions	37
3.4.	Tracé par point de la développante	37
3.5.	Équations de développante de cercle	39
4.	Géométrie des engrenages a denture droite.....	40
4.1.	Ligne d'engrènement ou ligne de poussée Δ (T1, T2).....	40
4.2.	Angle de pression α	41
4.3.	Le nombre de dent.....	41
4.4.	Cercles primitifs	41
4.5.	Cercle de tête	42

4.6.	Cercle de pied.....	42
4.7.	Le cercle de base	42
5.	Géométrie d'une dent d'un pignon cylindrique à denture droite.....	43
5.1.	Le pas « p »	43
5.2.	La largeur de denture « b ».....	43
5.3.	Le diamètre de tête « <i>da</i> »	43
5.4.	Le diamètre de pied « <i>df</i> »	44
5.5.	L'entraxe « a ».....	44
5.6.	Rapport de transmission « i ».....	44
6.	Module et hauteur de dent	45
7.	Interférences	46
8.	Modélisation de courbe de développante du cercle des engrenages à denture droite dans SolidWorks	47
9.	Modélisation le profil de dent par SolidWorks	50
10.	Modélisation de la roue dentée et le pignon de réducteur utilisé.....	51
chapitre IV		52
1	Introduction	52
2	Fonctionnement du réducteur	52
3	Choix de moteur électrique.....	53
4	Choix de l'accouplement :.....	54
4.1	Type d'accouplement	55
4.1.1	Accouplements rigides	55
5	Technologie de réducteur	57
5.1	Composants de réducteur	57
5.2	aperçu général de la transmission de mouvement.....	58
5.3	Traitement globale et superficiel des engrenages	58
5.4	Système de lubrification :.....	59
5.5	Roulements et leurs montages.....	60
5.6	Montages des roulements	60
5.7	Description de l'installation	61
5.8	Schémas de principe d'alignement.....	62

5.9	Présentation de réducteur	64
5.9.2	Dessin de définition de réducteur	66
5.10	Présentation des éléments principaux de réducteur.....	67
5.11	Calcule cinématique	70
5.12	Calcule énergétique	70
5.13	Calcul des efforts agissant sur les dents	72
6	Introduction sur MATLAB.....	73
6.1	Définition	73
6.2	Utilisation de MATLAB	73
6.3	Calcul des forces agissant sur les dents sur MATLAB	74
7	Calcule les réactions aux appuis des arbres.....	75
8	Diagramme de l'effort tranchant	77
9	Diagramme de moment fléchissant	80
10	Calcul de diamètre de l'arbre intermédiaire.....	82
11	Conclusion	83
Chapitre V.....		84
1	Introduction	84
2	Présentation de SolidWorks.....	84
2.1	Pièces mécaniques.....	84
2.2	L'assemblage.....	85
2.3	La mise en plan	85
3	SolidWORKS simulation	85
3.1	Présentation de la méthode des éléments finis	86
3.2	Principes de base de l'analyse par SolidWorks	86
3.3	Etude de simulation.....	87
3.4	Type de maillage basé sur les éléments géométriques.....	88
4	Etapes d'analyse	88
4.1	Propriétés du matériau.....	89
4.2	Déplacements imposés et chargements	89
4.3	Connecteurs	89
4.4	Maillage.....	90

5	Visualisation géométrique de modèle de l'arbre intermédiaire par SolidWorks.....	90
6	Analyse sur l'arbre intermédiaire	92
6.1	Hypothèses	92
6.2	Discrétisation et dimensionnement d'arbre.....	92
6.3	Group de connexion	92
6.4	Fixation de la poutre.....	92
6.5	Les chargements.....	92
6.6	Le maillage.....	93
7	Résultats.....	93
7.1	Diagramme d'effort tranchant.....	93
7.2	Observations.....	94
7.3	Diagramme de moment fléchissant	95
7.4	Observation	95
8	Comparaison des résultats de l'analyse statique avec les résultats d'analyse analytique	95
9	Analyse statique sur l'arbre intermédiaire.....	97
10	Démarche de l'analyse statique	97
10.1	Choisir le matériaux	97
10.2	Les déplacements imposés	98
10.3	Le maillage.....	99
11	Présentation des résultats	100
11.1	Contraintes	100
11.2	Les déformations	100
11.3	Les déplacement.....	101
12	Interprétation des résultats	101
13	Conclusion	102
	Conclusion générale.....	103
	Références	
	Annexe	
	Annexe 1 : choisir le moteur électrique asynchrone	
	Annexe 2 : types de roulements	
	Annexe 3 : Tableau des acier équivalents	

Annexe 4 : Programme de calcul les caractéristiques technique des roues

Annexe 5 : Programme de calcul les forces agissant les dents

Annexe 6 : Programme de calcul les réactions des appuis

Annexe 7 : programme de calcul de l'effort tranchant suivant le plan (oxy)

Annexe 8 : programme de calcul de l'effort tranchant suivant le plan (oyz)

Annexe 9 : Programme de calcul de moment fléchissant dans le plan (oxy)

Annexe 10 : Programme de calcul de moment fléchissant dans le plan (oyz)

Annexe 11 : Programme de calcul de diamètre de l'arbre

Liste des figures

Figure. I.1	Position du réducteur dans le système émetteur et récepteur.....	3
Figure. I.2	Roue à denture cylindrique	4
Figure. I.3	Roue conique.....	4
Figure.I.4	Réducteur planétaires ou épicycloïdal	6
Figure. I.5	Réducteur planétaire simple à deux et trois satellites_Liste des tableaux	6
Figure. I.6	Schéma cinématique Différents cas de fonctionnement du train épicycloïdal simple .	7
Figure. I.7	Schéma cinématique différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues..	8
Figure. I.8	Schéma cinématique Différents cas de fonctionnement avec satellites a deux roues..	9
Figure. I.9	Réducteur à vis sans fin	10
Figure. I.10	Réducteur poulies/courroies.....	12
Figure. I.11	Détérioration de la dent par rupture	16
Figure. I.12	Défaut des piqûres.....	16
Figure. I.13	Défaut des usures	17
Figure 1.14	Ecaillage des dents.....	17
Figure. I.15	Défaut de grippage	18
Figure. II.1	Engrenages de Léonard de Vinci et de Victor 1788-1867	20
Figure. II.2	Schéma d'engrenages	21
Figure. II.3	Type de dentures.....	22
Figure. II.4	Roue menante et menée.....	23
Figure. II.5	Contact extérieur	23
Figure. II.6	Contact intérieur	24
Figure. II.7	engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)	25
Figure. II.8	Engrenages à denture droite	25
Figure. II.9	Caractéristiques d'un engrenage à dentures droites	26
Figure. II.10	denture hélicoïdales chevron (1), denture hélicoïdales (2) et engrenages hélicoïdales (3).....	10
Figure. II.11	Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale	10
Figure. II.12	Engrenages coniques a axes concourants	29
Figure. II.13	Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).....	29
Figure. II.14	Engrenage en acier	30

Figure. II.15 Engrenage en fonte	31
Figure. II.16 Engrenage en bronze	31
Figure. II.17 Engrenage en nylon	32
Figure. II.18 Engrenage en alliage d'aluminium.....	32
Figure. II.19 Fraisage à la fraise module	33
Figure. II.20 Fraisage à la fraise en bout	33
Figure. III.1 Engrenage à denture droite	34
Figure. III.2 développante de cercle et normale à la développante	36
Figure. III.3 Profil d'une dent, comparaison avec une droite et un arc de cercle	36
Figure. III.4 Conditions d'engrènement de profils conjugués.....	37
Figure. III.5 Tracé d'une dent à partir de développantes de cercle	38
Figure. III.6 Tracé de la développante de cercle.....	38
Figure. III.6 Cercle de coordonnées de la développante	39
Figure. III.7 Paramétrage de la développante de cercle	40
Figure. III.8 Angle de pression.....	40
Figure. III.9 Caractéristiques d'une denture.....	40
Figure. III.10 Ligne d'engrènement	41
Figure. III.11 angle de pression.....	41
Figure. III.12 Cercle primitif.....	41
Figure. III.13 Cercle de tête.....	42
Figure. III.14 Cercle de pied	25
Figure. III.15 Géométrie d'une dent d'engrenage	43
Figure. III.16 Entraxe	44
Figure. III.17 Comparaison de deux dentures de pignons de mêmes diamètres primitifs et de modules	45
Figure. III.18 Interférences de taille	46
Figure. III.19 Paramétrage de la développante de cercle	48
Figure. III.20 diagramme de la distribution des angles le long d'un cercle.....	49
Figure. III.21 Roue dentée.....	50
Figure. III.22 Vue rapprochée des dents d'engrenage	50
Figure. III.23 le pignon de réducteur utilisé.....	51

Figure. III.24	la roue de réducteur utilisé.....	51
Figure. IV.1	Dessin d'ensemble de réduction	52
Figure. IV.2	moteur asynchrones triphasés 3 kW.....	53
Figure. IV.3	accouplement rigide	55
Figure. IV.4	accouplement semi-élastique	55
Figure. IV.5	accouplement élastique P-Flex.....	56
Figure. IV.6	accouplement Oldham.....	56
Figure. IV.7	Tolérances des roulements	60
Figure. IV.8	position initiale d'alignement.....	63
Figure. IV.9	première position.....	63
Figure. IV.10	deuxième position d'alignement	64
Figure. IV.11	vue isométrique de reducteur	64
Figure. IV.12	Dessin éclatée de réducteur de vitesse	65
Figure. IV.13	vue de coupe d'ensemble de réducteur	66
Figure. IV.14	dessin d'ensemble de réducteur	66
Figure. IV.15	Dessin de définition de pignon A.....	67
Figure. IV.16	Dessin de définition de roue dentée B.....	68
Figure. IV.17	Dessin de définition de roue dentée B.....	69
Figure. IV.18	les forces sur les dents.....	72
Figure. IV.19	Les effort sur l'arbre intermédiaire	75
Figure. IV.20	Schéma des effort sur l'arbre intermédiaire	75
Figure. IV.21	Schéma des efforts réparties dans le plan (oxy).....	77
Figure. IV.22	Diagramme de l'effort tranchant suivant (oxy).....	78
Figure. IV.23	Schéma des efforts réparties dans le plan (oyz)	79
Figure. IV.24	Diagramme de l'effort tranchant suivant (oyz).....	80
Figure. IV.25	Diagramme de moment fléchissant dans le plan (oxy)	81
Figure. IV.26	Diagramme de moment fléchissant dans le plan (oyz)	82
Figure. V.1	Maillage d'une pièce.....	86
Figure. V.2	visualisation de l'arbre intermédiaire sur SolidWorks	90
Figure. V.3	dessin de définition de l'arbre intermédiaire	91
Figure. V.4	Discrétisation de l'arbre intermédiaire	92

Figure. V.5 fixation de la poutre	92
Figure. V.6 chargement sur la poutre.....	93
Figure. V.7 Diagramme des efforts tranchants sur le plan (oxy).....	94
Figure. V.8 Diagramme des efforts tranchants sur le plan (oyz)	94
Figure. V.9 Diagramme de moment fléchissant plan (oxy).....	95
Figure. V.10 Diagramme de moment fléchissant plan (oyz)	95
Figure. V. 11 chargements sur l'arbre	98
Figure . V.12 Maillage de l'arbre	99
Figure . V.13 Contraintes agissant sur l'arbre.....	100
Figure . V.14 Déformation sur l'arbre intermédiaire.....	100
Figure . V.15 Déplacement URES sur l'arbre.....	101

Liste des tableaux

Tableau. I.1	Avantages et inconvénients de réducteurs à engrenages cylindriques	4
Tableau. I.2	Avantages et inconvénients de réducteurs à roue conique	5
Tableau. I.3	Avantages et les inconvénients des réducteurs planétaires ou épicycloïdal.....	9
Tableau. I.4	Avantages et inconvénients de réducteur à vis sans fin	11
Tableau. I.5	Avantages et inconvénients de Réducteur poulies/courroies	13
Tableau. I.6	Avantages et inconvénients des principaux modes de lubrification pour engrenages.....	16
Tableau. II.1	Les avantages et les inconvénients des engrenages	24
Tableau. II.2	Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites.....	26
Tableau. II.3	Caractéristiques d'une roue à denture hélicoïdale	28
Tableau. IV.1	Caractéristiques géométriques des dents de pignon A et roue B.....	67
Tableau. IV.2	Valeurs normalisées du module m (NF ISO 54)	69
Tableau. V.1	chargement sur la poutre	93
Tableau. V.2	Comparaison des résultats de l'analyse statique avec les résultats d'analyse analytique.....	96
Tableau. V.3	les propriétés d'acier 4340 recuit	98
Tableau. V.4	Les chargements.....	98

Introduction générale

Les équipements mécaniques jouent un rôle très important dans les industries en assurant le fonctionnement des outils de production. Parmi ces équipements, les mécanismes de transmission tels que les réducteurs de vitesse. Dans l'industrie mécanique, les réducteurs sont couramment utilisés pour transmettre la puissance d'un moteur à une machine réceptrice. Ces dispositifs sont présents dans de nombreux engins motorisés, tels que les automobiles, les avions, les robots et les engins spatiaux. Les réducteurs sont utilisés dans divers mécanismes, comme les systèmes de levage de vitres de voiture, les barrières de parking ou les ascenseurs. Nous allons, dans ce projet, réaliser l'étude et modélisation d'un réducteur de vitesse à engrenage avec des axes parallèles avec les roues à dentures cylindriques droites.

Ce mémoire est divisé en cinq chapitres comme suit :

Dans le chapitre I, une recherche bibliographique sur les réducteurs sera effectuée, couvrant leur définition, leur fonctionnement, leurs différents types, leur lubrification, ainsi que les divers types de défauts d'engrenages.

Le chapitre II, généralités sur les transmissions par engrenage". De toutes types, expliquant les caractéristiques distinctives de chacun séparément.

Le chapitre III, la modélisation de courbe de développante du cercle des engrenages à denture droite en utilisant la conception assistée par ordinateur (SolidWorks).

Le chapitre IV, fait la conception et le dimensionnement de réducteur de vitesse avec des axes parallèles par logiciel SolidWorks, et faire l'étude statique de l'arbre intermédiaire.

Le dernière chapitre, de la simulation de l'arbre intermédiaire et de l'étude de sa résistance par la méthode des éléments finis en utilisant SolidWorks.

Le travail est finalisé par une conclusion générale.

Généralités sur les réducteurs de vitesses

1. Introduction

Les sociétés industrielles mettent en place des chaînes de production pour garantir une continuité de la fabrication de leurs produits. Ces chaînes sont équipées de divers appareils, tels que des réducteurs de vitesse, conçus pour transmettre des mouvements de rotation et réduire la vitesse des moteurs électriques. Les multiplicateurs de vitesses sont également utilisés comme transmetteurs de puissance, mais nous ne les aborderons pas dans cette étude. Les réducteurs sont principalement constitués de composants mécaniques, comprenant un générateur de puissance (moteur), des engrenages, des mécanismes entraînés (accouplements, freins) et des structures de support (arbres, paliers), qui sont généralement incorporés dans un carter. Chacun de ces composants influence le comportement dynamique du réducteur. Les réducteurs peuvent être de différents types, tels que mécaniques, hydrauliques ou pneumatiques. Parmi les réducteurs mécaniques, on peut trouver des systèmes tels que des poulies/courroies, des trains d'engrenages ordinaires (parallèles, coniques, gauche) et des trains épicycloïdaux (plan, sphérique). Dans ce chapitre, nous présenterons une introduction générale sur les réducteurs de vitesse, notamment leur fonctionnement, leurs composants, leurs avantages et leurs inconvénients. Les détails supplémentaires seront présentés dans les sections suivantes.

2. Définition d'un réducteur

Un réducteur de vitesse est un dispositif mécanique qui réduit la vitesse de rotation de la sortie d'un système d'entraînement, tout en augmentant simultanément le couple de sortie. Il est généralement utilisé pour adapter la vitesse d'une source d'énergie à celle d'une machine afin d'optimiser l'efficacité de la transmission de puissance. Les réducteurs de vitesse sont couramment utilisés dans les machines industrielles, les véhicules et autres équipements mécaniques pour adapter la vitesse et le couple de sortie à des niveaux optimaux pour une application donnée.

3. Principe de fonctionnement d'un réducteur

Le principe de fonctionnement d'un réducteur de vitesse est relativement simple. Il utilise un ensemble de pignons de différentes tailles pour réduire la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée. Le pignon d'entrée est fixé à l'arbre d'entrée et il entraîne le premier pignon de sortie. Ce dernier est relié à un deuxième pignon de sortie qui est de plus petite taille. Ainsi, la vitesse de rotation de l'arbre de sortie est réduite par rapport à celle de l'arbre d'entrée, mais le couple est augmenté proportionnellement.

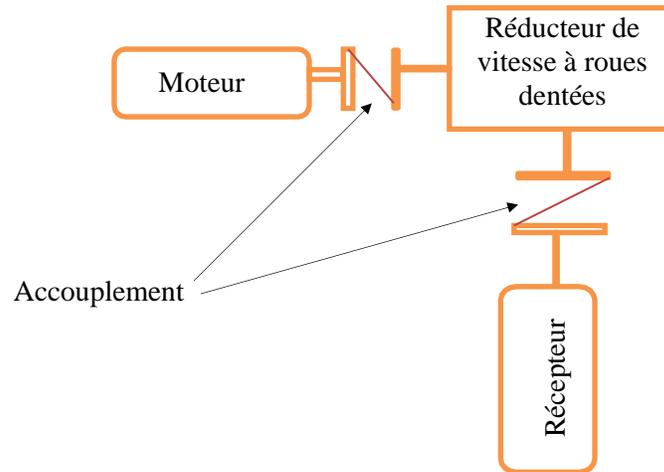


Figure. I.1 Position du réducteur dans le système émetteur et récepteur

Le réducteur a pour fonction de diminuer la vitesse d'un moteur (qu'il soit hydraulique, pneumatique, thermique ou électrique) tout en transmettant la puissance motrice à une machine réceptrice en consommant moins d'énergie. En outre, il permet d'augmenter le couple moteur, ce qui entraîne la rotation d'un organe récepteur sous l'influence d'un nouveau couple.

Dans le cas d'un mouvement de rotation il faut avoir :

- La puissance de moteur : (KW)
- La vitesse motrice : (tr/min)
- La vitesse réceptrice : (tr/min)
- Rendement : η

La loi d'entrée et de sortie d'un point de vue cinématique revient à établir le rapport entre les vitesses angulaires pour avoir le rapport de réduction comme suit :

$$K = \frac{K_N}{K_M} \quad (1)$$

Si $K < 1$ $Nr < Nm$: Réducteur,

Si $K > 1$ $Nr < Nm$: Multiplicateur

Raison d'un réducteur a traine de plusieurs engrenages :

$$r = (-1)^n \frac{\text{produit de Nbr de dents des roues menant}}{\text{produit de Nbr de dents des roues menee}} \quad (2)$$

Où n est le nombre de contacts extérieurs.

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

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

4. Types d'un réducteur

4.1 Réducteurs à engrenages cylindriques/à des arbres parallèles

La fonction de ce réducteur est de connecter deux arbres parallèles, à savoir un arbre moteur et un arbre d'entraînement, tout en modifiant la vitesse de rotation motrice, soit en la réduisant, soit en la multipliant.

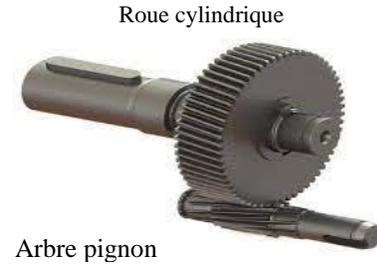


Figure. I.2 Roue à denture cylindrique

4.1.1 Caractéristiques techniques

- Les engrenages cylindriques / à des arbres parallèles ont des dents droites qui fonctionnent parallèlement par apport les unes aux autres.
- Arbre de sortie plein ou creux traversant (pour les arbres parallèles).
- Plusieurs étages de réduction de vitesses.
- Les ratios de réduction de vitesses sont généralement compris entre 1 :1 et 1 :10.

Tableau. I.1 : Avantages et inconvénients de réducteurs à engrenages cylindriques

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Grande capacité de charge. • Efficacité élevé et Rendement élevé proche de 1. • Facilité de maintenance. • Longue durée de vie. • Adaptés pour les fortes puissances. 	<ul style="list-style-type: none"> • Plus bruyants. • Taille et poids importants. • Coûteux. • Usure des dents.

4.1.2 Principales applications

- Industrie manufacturière (les machines-outils, les robots industriels, les convoyeurs, les presses ...).
- Équipements agricoles (les moissonneuses-batteuses, les tracteurs, les semoirs, les faucheuses et autres équipements agricoles ...).
- Applications automobiles (les transmissions automatiques, les essieux arrière, les boîtes de transfert et autres composants de transmission de véhicules ...).
- Équipements de manutention (les grues, les chariots élévateurs, les convoyeurs à bande, les treuils, les monte-charges...).

4.2 Réducteurs à roue conique

Un réducteur à roue conique est un dispositif mécanique qui est utilisé pour réduire la vitesse de rotation d'un arbre d'entrée et augmenter le couple de sortie. Il est composé de deux roues dentées coniques - une roue d'entrée et une roue de sortie - qui sont en contact les unes avec les autres. Les dents de ces roues

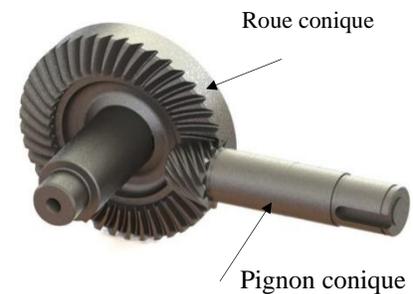


Figure. I.3 Roue conique

coniques sont disposées de manière à permettre une rotation en douceur et un engagement efficace.

Lorsque la roue d'entrée est mise en rotation, elle transmet le mouvement aux dents de la roue de sortie, ce qui entraîne une rotation de cette dernière. La taille relative des roues d'entrée et de sortie ainsi que l'angle de leurs dents déterminent le rapport de réduction de vitesse et d'augmentation de couple.

Lorsque le rapport de réduction est élevé, la vitesse de rotation de la roue de sortie est significativement réduite par rapport à la roue d'entrée, tandis que le couple de sortie est augmenté en proportion.

Quel que soit le sens du couple ou la vitesse d'entrée, les réducteurs à couple conique ont un rendement élevé. De plus, ils sont peu énergivores et nécessitent peu d'entretien. Leur utilisation est universelle, et ils sont très résistants grâce à leur denture robuste qui leur donne une grande puissance et une résistance accrue à l'usure. Les moteurs asynchrones triphasés ainsi que les servomoteurs asynchrones ou synchrones peuvent être utilisés avec ces réducteurs coniques sans altérer leur efficacité ou leur durabilité.

4.2.1 Caractéristiques techniques

- Les arbres d'entrée et de sortie sont perpendiculaires.
- Souvent, une combinaison d'un couple conique et d'une autre technologie d'engrenages est utilisée.
- Arbre de sortie plein ou creux traversant
- Rapport de réduction : Les réducteurs à couple conique peuvent avoir différents rapports de réduction, allant de 1 :1 à plus de 10 :1, selon les besoins de l'application.
- Rendement élevé : Les réducteurs à couple conique ont un rendement élevé, généralement supérieur à 90%.
- Fiabilité : Les réducteurs à couple conique sont souvent conçus pour être robustes et fiables, nécessitant peu d'entretien.

Tableau. I.2 : Avantages et inconvénients de réducteurs à roue conique

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Rendement élevé, peu importe le sens de rotation et la vitesse d'entrée • Faible consommation d'énergie • Nécessite peu d'entretien • Grande longévité grâce à la robustesse de leur denture • Les Réducteurs à couple conique sont particulièrement adaptés pour les applications les plus exigeantes telles que les inversions de charge et les cadences de démarrage/freinage élevées. 	<ul style="list-style-type: none"> • Taille plus importante que les réducteurs à engrenages planétaires pour les mêmes capacités de couple • Peuvent générer des bruits ou des vibrations s'ils sont mal conçus ou mal entretenus • Coût initial potentiellement plus élevé que pour d'autres types de réducteurs • La nécessité d'une lubrification appropriée pour assurer une longue durée de vie et un bon fonctionnement.

4.2.2 Principales applications

- Convoyeurs forte puissance.
- Applications de levage (les grues, les chariots élévateurs, les ascenseurs, les monte-charges... etc.).
- Applications de machines-outils (les tours, les fraiseuses, les perceuses, etc.).
- Applications de l'industrie automobile
- Applications marines (les systèmes de propulsion des bateaux pour réduire la vitesse de rotation et augmenter le couple des hélices).

4.3 Réducteurs planétaires ou épicycloïdal

Les réducteurs planétaires ou épicycloïdaux sont des dispositifs de transmission de puissance qui utilisent un système d'engrenages comprenant une couronne dentée intérieure fixe, des engrenages satellites ou planétaires qui tournent autour de cette couronne, et un engrenage solaire central qui est en contact avec les satellites. Les engrenages porte-satellites, qui est lui-même relié à l'arbre de sortie.

Lorsque l'arbre d'entrée entraîne l'engrenage solaire, les satellites tournent autour de la couronne dentée intérieure, ce qui entraîne une réduction de la vitesse de rotation par rapport à l'arbre d'entrée, avec un couple de sortie plus élevé. Ils sont souvent utilisés lorsque l'espace disponible pour l'installation de réducteurs lorsque des ratios de réduction élevés sont nécessaires.

Le réducteur à engrenages planétaires est la solution d'entraînement nécessitant des couples élevés et des espacements réduits, car il est conçu de telle sorte que l'axe moteur soit aligné avec l'axe de sortie.



Figure.I.4 Réducteur planétaires ou épicycloïdal

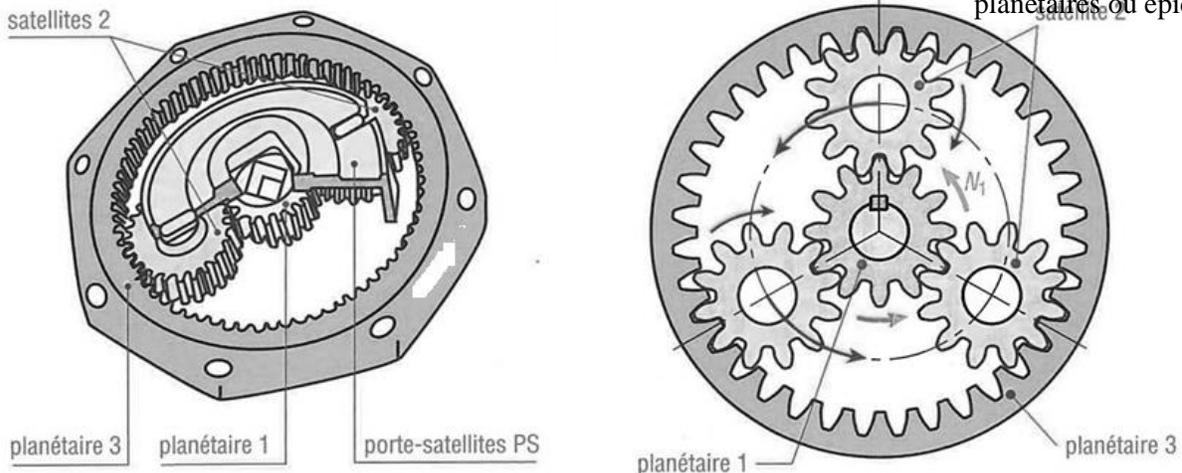


Figure. I.5 Réducteur planétaire simple à deux et trois satellites

4.3.1 Types de train épicycloïdal

4.3.1.1 Train épicycloïdal simple

Le rendement élevé et l'encombrement axial réduit de cette configuration la rendent très populaire. Le nombre de satellites (2, 3 ou 4) n'affecte pas le rapport de transmission. Cependant, le fonctionnement du réducteur planétaire est conditionné par le blocage ou l'entraînement d'au moins un des trois éléments principaux : le planétaire 1, le planétaire 3 ou le porte-satellites PS, par un autre dispositif.

- Cas usuels de fonctionnement

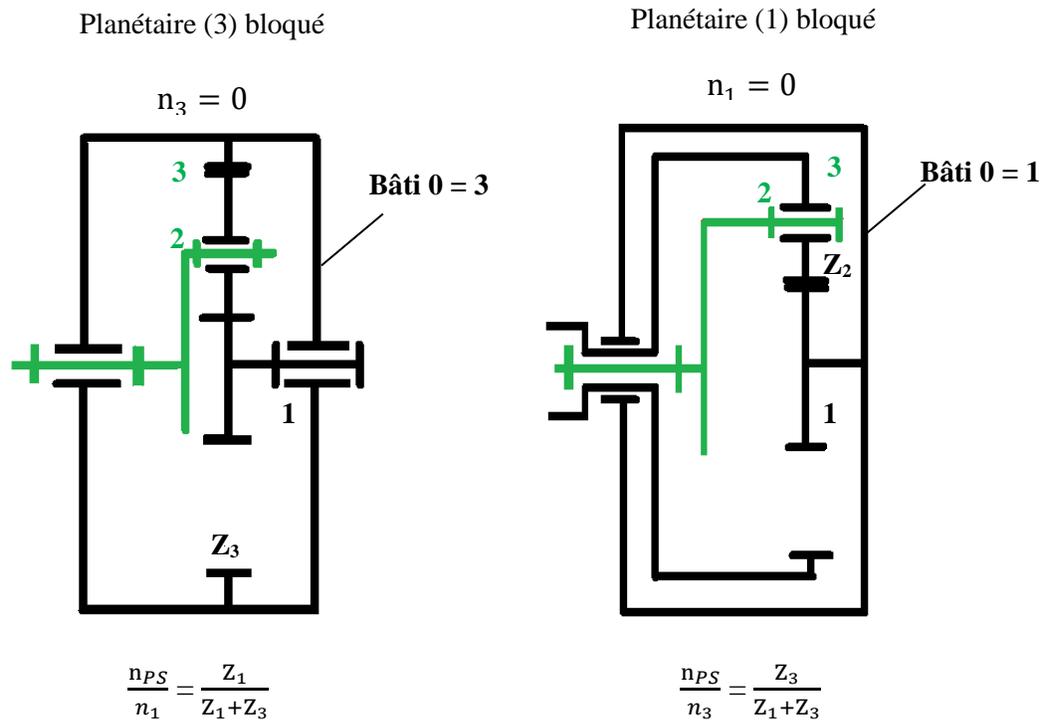


Figure. I.6 Schéma cinématique de différents cas de fonctionnement du train épicycloïdal simple

La configuration la plus courante est celle où le planétaire 3, ou la couronne bloquée, avec le planétaire 1 en entrée et le porte-satellites PS en sortie. Si le porte-satellites est immobilisé, le réducteur fonctionne alors comme un train classique à un engrenage intérieur avec une roue d'inversion (satellite).

4.3.1.2 Trains épicycloïdaux avec satellites à deux roues

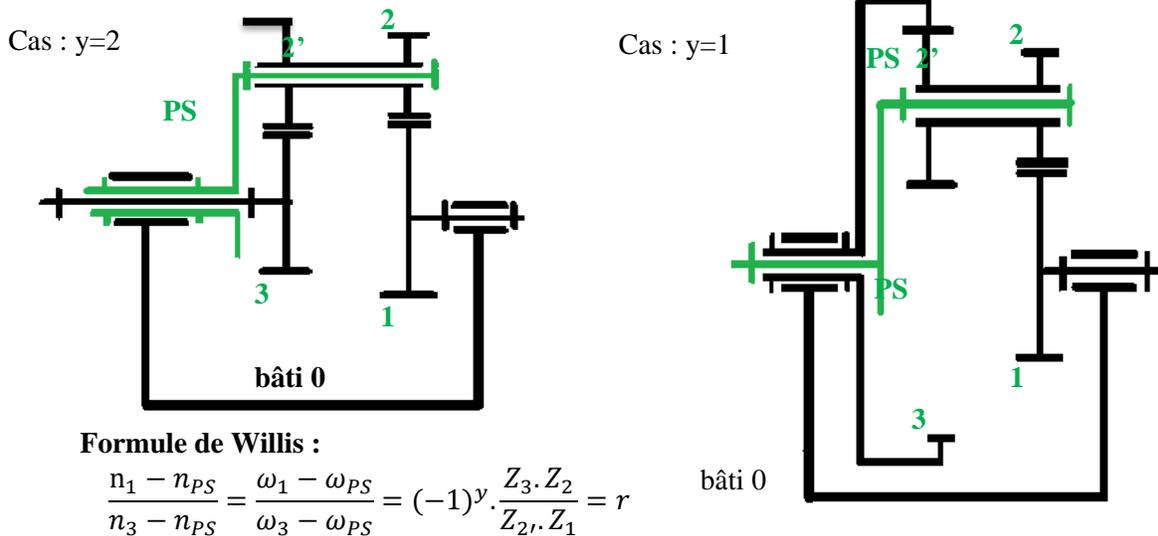


Figure. I.7 Schéma cinématique différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues

Les trains épicycloïdaux avec satellite à deux roues constituent une autre configuration, où $y = 0$ et avec une ou trois roues dentées intérieures. Cette variante permet d'obtenir des rapports de réduction plus élevés. Le satellite est formé par l'association de deux roues dentées 2 et 2', avec des nombres de dents Z_2 et Z_2' différents.

Les rapports de transmission pour ces configurations peuvent être calculés à l'aide de la formule de Willis, où r représente la raison du train de base et y correspond au nombre de contacts entre les roues dentées extérieures.

De la même manière que précédemment, le fonctionnement de ces configurations nécessite l'immobilisation ou l'entraînement d'un des trois éléments de base (1, 3 ou PS) par un autre dispositif.

Cas usuels de fonctionnement

Les configurations avec soit planétaire 3 soit planétaire 1 bloqués sont plus utilisées, avec le porte-satellites PS en sortie. Si le porte-satellites est bloqué, le fonctionnement de l'ensemble est similaire à celui d'un train classique à deux engrenages.

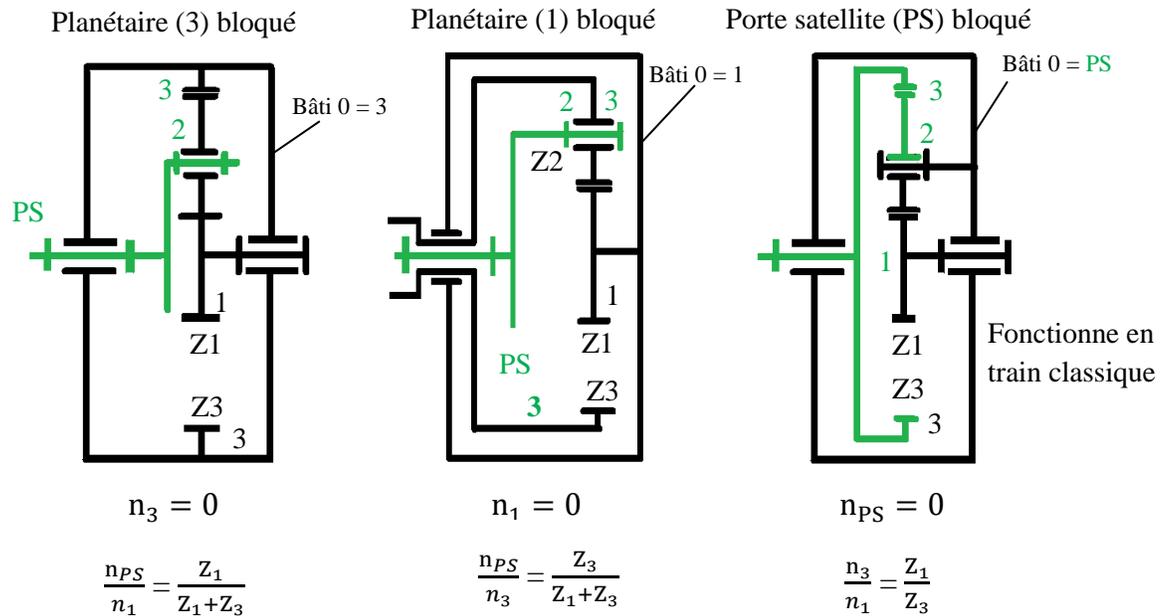


Figure. I.8 Schéma cinématique Différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues

4.3.2 Caractéristiques techniques

- Epicycloïdaux
- Coaxial
- Rapport par train : 3 à 10
- Possibilité de carter tournant
- Possibilité d'arbre creux
- Une grande précision
- Moins de bruit que les autres types
- Température de fonctionnement élevées grâce à leur conception robuste et à leur lubrification interne

Tableau. I.3 : Avantages et les inconvénients des réducteurs planétaires ou épicycloïdal

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Une grande capacité de couple • Un rendement élevé • Une taille compacte • Une grande flexibilité • rapport puissance/dimension très favorable 	<ul style="list-style-type: none"> • Un coût plus élevé • Une sensibilité accrue aux dommages • Un bruit accru • Technologie élaborée • Maintenance plus spécialisée

4.3.3 Principales applications

- Sucrerie
- Industrie aéronautique
- Industrie de la robotique et automatisation

- Machines-outils (les tours, les fraiseuses ...)
- Énergie éolienne
- Applications minières
- Engins mobiles, Travaux Publics, Machinisme Agricole

4.4 Réducteur à vis sans fin

Les réducteurs de vitesse à vis sans fin sont des dispositifs mécaniques qui transforment la vitesse de rotation d'un moteur en une vitesse de sortie plus lente et plus élevée en couple. Ils sont souvent utilisés dans les applications industrielles où une grande puissance doit être transmise sur de longues distances.

Le réducteur de vitesse à vis sans fin est composé d'une vis sans fin et d'une roue dentée hélicoïdale. La vis sans fin est une vis tournée en spirale qui entraîne la roue dentée hélicoïdale, qui est une roue dentée inclinée. L'inclinaison de la roue dentée hélicoïdale permet de réduire considérablement la vitesse de sortie tout en augmentant le couple de sortie.

Le profil de la denture d'un engrenage composé d'une vis cylindrique et d'une roue torique est déterminé par la forme adoptée sur la vis. Cette forme peut être définie soit dans la section axiale de la vis, soit dans la section normale de celle-ci. En conséquence, la denture adopte une forme particulière qui permet une transmission efficace du mouvement et de la puissance entre les deux éléments.

4.4.1 Caractéristiques technique

- Les arbres d'entrée et de sortie sont perpendiculaires
- Rapport de réduction compris entre 2,5 et 100
- Arbre de sortie plein ou creux traversant
- Rapport de réduction élevé
- Faible réversibilité
- Niveau sonore faible
- Durabilité
- Efficacité relativement faible, généralement entre 50% et 95%.

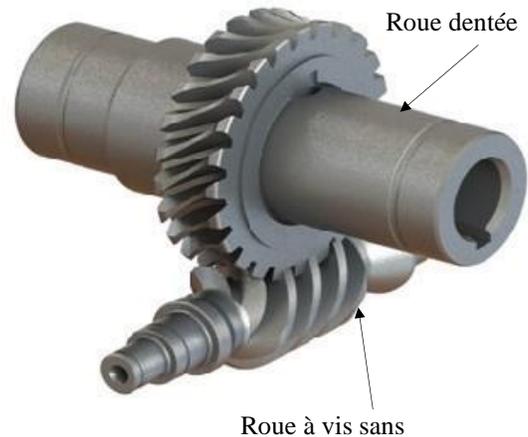


Figure. I.9 Réducteur à vis sans fin

Tableau. I.4 : Avantages et inconvénients de réducteur à vis sans fin

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Grande réduction de vitesse avec un couple élevé • Une qualité d'entraînement supérieure grâce à son niveau sonore réduit et l'absence de vibrations. • Bonne capacité d'absorption des sur couples. • Grande durabilité • Faible coût • Compacité notamment pour les rapports élevés. • Charge radiale admissible élevée en sortie. 	<ul style="list-style-type: none"> • Efficacité relativement faible • Faible réversibilité • Sensibilité à la température • Roue bronze pouvant engendrer une usure • Lubrification régulière nécessaire

4.4.2 Principales applications

- Industrie de l'alimentation (les mélangeurs, les hachoirs et les presses à viande).
- Industrie de l'emballage.
- Industrie de la manutention : sont utilisés dans les convoyeurs à chaîne et les élévateurs à godets.
- Industrie du textile (les machines à tricoter, les machines à coudre et les machines à tisser.).

4.5 Réducteurs poulies/courroies

Les réducteurs de vitesse à poulies et courroies sont des dispositifs mécaniques qui utilisent une combinaison de poulies de diamètres différents et de courroies pour réduire la vitesse de rotation d'un moteur.

Le système poulie/courroie est une méthode de transmission de mouvement qui utilise une poulie, une pièce en forme de roue, en conjonction avec une courroie, une corde, une chaîne ou un câble. Il est particulièrement utile lorsque le moteur doit être entraîné à une distance considérable de la poulie, car l'entraînement se fait par frottement. Les courroies plates, dentées et trapézoïdales sont les types couramment utilisés dans ce type de système.

Le fonctionnement des réducteurs de vitesse à poulies et courroies est assez simple. Lorsqu'un Moteur est en marche, la poulie d'entraînement du moteur (la plus petite) transmet sa rotation à la courroie, qui est attachée à la poulie menée (la plus grande). La poulie menée tourne à une vitesse inférieure à celle de la poulie d'entraînement, ce qui permet de réduire la vitesse de sortie du moteur.

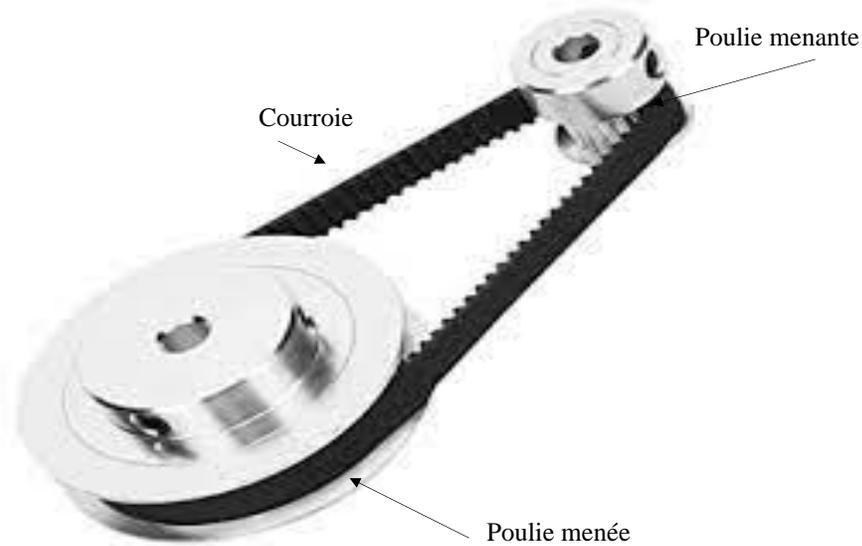


Figure. I.10 Réducteur poulies/courroies

Le rapport de réduction se calcule ainsi :

$$K = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{R_e}{R_s} \quad (3)$$

Où

ω_e : est vitesse angulaire d'entrée ;

ω_s : est vitesse angulaire de sortie.

4.5.1 Caractéristiques technique

- Les courroies sont utilisées avec des poulies, parfois avec un galet tendeur.
- L'entraînement peut être effectué par adhérence pour les courroies plates, rondes, trapézoïdales et striées, mais celles-ci sont qualifiées d'asynchrones car le glissement et le "patinement" peuvent compromettre la précision de la position et de la vitesse de sortie.
- En revanche, les courroies dentées sont qualifiées de synchrones car l'entraînement s'effectue par obstacle, permettant ainsi une transmission de mouvement avec positionnement. Les chaînes et les engrenages en sont des exemples courants.
- Les courroies synchrones et asynchrones demeurent des éléments indispensables dans toutes les machines pour la transmission de puissance, de transfert ou de transport.

Tableau. I.5 : Avantages et inconvénients de Réducteur poulies/courroies

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Les courroies sont particulièrement adaptées pour les machines fonctionnant sans à-coup et lorsque l'on souhaite réduire les vibrations, ce qui peut augmenter la durée de vie de certaines pièces. • Elles conviennent à une large plage de vitesses et de couples. • Leur coût de fabrication initial est faible, et elles sont économiques en énergie. • Elles ont un rendement élevé et sont extrêmement fiables, nécessitant peu de maintenance à part la vérification de la tension et un changement régulier en raison de l'usure. 	<ul style="list-style-type: none"> • Il est parfois difficile d'obtenir une réduction significative de la transmission de puissance. • Technologie élaborée.

4.5.2 Principales applications

- Agro-alimentaire.
- Le transfert ou le convoyage. La quasi-totalité des courroies peuvent être customisées à la demande.

5. Lubrification du réducteur de vitesse

Les engrenages couramment utilisés dans les réducteurs de vitesse nécessitent une lubrification, qui est généralement effectuée à l'aide d'huile ou de graisse. Environ 90% des engrenages utilisés dans les réducteurs de vitesse sont lubrifiés à l'huile. Cette lubrification permet de réduire la chaleur générée par le frottement entre les engrenages et de maintenir leur bon fonctionnement. En outre, l'huile joue un rôle important dans la dissipation de la chaleur et contribue à prévenir l'usure et la corrosion 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 :

$$V = \frac{\pi d_{wi} n_i}{60000} \quad (4)$$

Où :

d_{wi} : est le diamètre du cercle primitif du pignon (en mm),

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

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

- pour $v = (0 \dots 0.4) \text{ m/s} \implies$ graphite ou bisulfure de molybdène ;
- pour $v = (0 \dots 0.8) \text{ m/s} \implies$ graisse.
- Pour $v = 0.8 \dots 4 \text{ m/s} \implies$ graisse ou huile.
- pour $v > 4 \text{ m/s} \implies$ huiles minérales ou synthétiques, additives ou non additives.

6. Lubrification des trains d'engrenages

6.1 Lubrification à l'huile

Les engrenages utilisés en transmission de puissance sont généralement lubrifiés à l'huile (environ 90% des engrenages). L'huile permet notamment de mieux dissiper la chaleur et d'évacuer les calories ainsi que les particules d'usure produites par le frottement entre les dents en contact. Le frottement entre les dents évolue entre un frottement onctueux et un frottement hydrodynamique.

Le fonctionnement des engrenages sous des charges lourdes est rendu possible grâce à l'évacuation des particules et à la réduction de la chaleur provoquée par l'usure et la friction entre les engrenages.

6.2 Lubrification par graisse

Pour garantir une bonne lubrification, les graisses utilisées doivent avoir une consistance suffisante et une bonne stabilité au malaxage, ainsi que des additifs extrême pression. Toutefois, contrairement à l'huile, la lubrification à la graisse ne permet pas d'évacuer la chaleur ou les calories générées par le frottement, ni de filtrer les particules produites par l'usure. Cependant, elle offre l'avantage de permettre un graissage à vie (dans le cas de l'électroménager) ou un renouvellement à de très longs intervalles, ainsi que de supprimer ou de limiter les fuites de lubrifiant (qui sont à éviter en agroalimentaire, papeterie, etc.). En pratique, la lubrification à la graisse est principalement utilisée pour les petits réducteurs qui transmettent peu de puissance.

6.3 Lubrification solide

Peuvent fonctionner sous des températures très élevées (fours...). Solution possible pour les engrenages nus (sans carter de protection). Souvent utilisés comme additifs avec les huiles et les graisses.

Tableau. I.6 : Avantages et inconvénients des principaux modes de lubrification pour engrenages

Type de lubrification	Avantages	Inconvénients
Huile	<ul style="list-style-type: none"> • Permet aux engrenages de pouvoir fonctionner sous de fortes charges. • Permet d'évacuer les particules produites par l'usure. 	<ul style="list-style-type: none"> • Exige dans certains cas des installations complexes avec système de circulation et dispositifs divers : pompe, zones de

	<ul style="list-style-type: none"> • Permet d'évacuer la chaleur et les calories engendrées par le frottement. 	<p>refroidissement, de régénération...</p> <ul style="list-style-type: none"> • Exige un système de surveillance et de maintenance plus élaboré: analyses, etc.
Graisse	<ul style="list-style-type: none"> • Permet le graissage à vie • Permet de Supprimer ou de réduire les fuites de lubrifiant (nuisibles en agro-alimentaire, papeterie...) • Maintenance ou entretien plus réduit (plus longs intervalles de renouvellement) • Permet une protection efficace contre la corrosion et l'oxydation (en particulier en fonctionnement discontinu) • Avec le temps, altère moins les joints d'étanchéité en élastomère que les huiles. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ne convient qu'aux petits réducteurs. • Ne permet pas d'évacuer la chaleur ou les calories produites par le frottement entre les dents en contact. • Ne permet pas d'évacuer les particules produites par l'usure. • Exige l'emploi de dentures plus dures (dureté supérieure). • Exige des déflecteurs pour orienter la graisse vers les zones à lubrifier et un bon "dessin " du carter. • Le renouvellement de la graisse usagée exige dans certains cas un rinçage préalable.
Lubrifiants solides	<ul style="list-style-type: none"> • Peuvent fonctionner sous des températures très élevées (fours...) • Solution possible pour les engrenages nus (sans carter de protection). • Souvent utilisés comme additifs avec les huiles et les graisses. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ne peuvent pas dissiper la chaleur produite • Engrenages soumis à de faibles charges

7. Différentes formes de détérioration des engrenages

Les détériorations les plus typiques sont la rupture, les piqûres, l'usure, l'écaillage, le grippage et les déformations plastiques des surfaces actives.

7.1 Rupture des dents

La cause principale de la rupture des dents est la fatigue, un mauvais traitement thermique ou une mauvaise répartition des charges. Chaque paire de dents enclenchées produit des contraintes de flexion périodiques. La modification brusque de la forme de la dent au niveau de son congé de raccordement entraîne une concentration des contraintes. Après un certain nombre de cycles, une fissure se forme dans la zone A, qui se propage jusqu'à la rupture de la dent.

Pour améliorer la résistance de la dent, il est possible d'augmenter l'épaisseur à la racine et le rayon de congé de raccordement, ainsi que de soigneusement finir la surface entre les dents. Ces méthodes permettent d'augmenter la rigidité de l'engrenage, d'améliorer la précision de fabrication et les propriétés mécaniques des matériaux des roues.

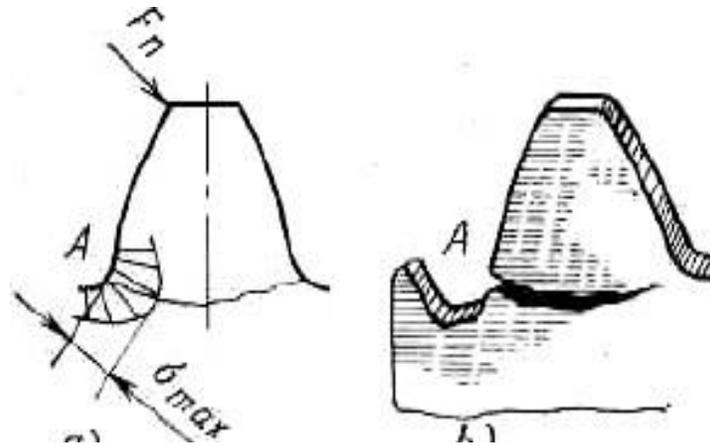


Figure. I.11 Détérioration de la dent par rupture

7.2 Formation des piqûres

Les engrenages peuvent subir d'autres types de dommages, tels que la formation de piqûres en surface des dents résultant d'une lubrification insuffisante. Ces piqûres altèrent la forme des dents, ce qui augmente le coefficient de frottement. En conséquence, la force de frottement et la chaleur produite augmentent, ce qui engendre une augmentation des contraintes mécaniques au niveau des dents.



Figure. I.12 Défaut des piqûres

7.3 Usure des engrenages

Les dents des engrenages peuvent également subir une défaillance en raison de l'usure, qui est maximale au début de l'engagement d'une paire de dents (la racine de la dent de la roue menante) et à la fin du désengagement (le sommet de la dent de la roue menante). C'est là où les vitesses de glissement entre les dents sont les plus élevées. En effet, si la vitesse de glissement est élevée, il y a un risque plus élevé de perte du film d'huile qui existe entre les deux dents, ce qui peut provoquer un contact direct entre les deux surfaces métalliques.

L'usure est moindre au centre de la dent, car la vitesse de glissement est nulle. L'usure s'accélère avec l'augmentation de la force de contact et lorsque la lubrification est insuffisante, car cela entraîne un contact direct entre les dents, ce qui provoque une usure du profil de la dent et augmente le frottement. L'usure par abrasion peut également se produire en raison de la présence de particules solides dans le lubrifiant, ce qui peut rayer les dents et accélérer leur usure.



Figure. I.13 Défaut des usures

7.4 Ecaillage

L'écaillage des dents des engrenages correspond à la séparation de petits fragments de la couche superficielle cémentée. Cette défaillance peut survenir en raison d'une mauvaise cémentation, d'une couche superficielle cémentée trop fine ou d'une sollicitation excessive sur les dents.



Figure 1.14 Ecaillage des dents

7.5 Grippage

Le grippage des dents des engrenages peut se produire lorsque le film d'huile est rompu dans une zone de contact à haute pression, ce qui entraîne la soudure de particules aux surfaces de contact. Ce phénomène peut survenir en raison d'une lubrification inadéquate ou d'une vitesse de glissement trop élevée. Cependant, en choisissant la nuance et la viscosité appropriées de l'huile, la durée d'action de la charge, l'état de surface, la dureté des surfaces actives, le matériau des roues, ainsi que le type de rodage des dents, il est possible d'éviter le grippage. Ces paramètres doivent être pris en compte pour prévenir cette défaillance potentielle.



Figure. I.15 Défaut de grippage

Généralités sur la transmission par engrenages

1 Introduction

La transmission par engrenages est une méthode courante de transmission de puissance mécanique entre deux arbres qui sont à une certaine distance l'un de l'autre. Les engrenages sont des éléments mécaniques de forme dentée qui s'emboîtent les uns dans les autres pour transmettre la rotation et la puissance entre les deux arbres.

Les engrenages peuvent avoir différentes tailles, formes, nombres de dents et angles d'inclinaison. Les engrenages sont classés en fonction de leur forme et de leur orientation, et ils peuvent être utilisés pour augmenter ou diminuer la vitesse de rotation, augmenter ou diminuer le couple, ou changer la direction de la rotation.

Dans le domaine industriel, les engrenages sont très appréciés pour leur capacité à transférer des couples importants, produire des vitesses de rotation élevées et changer la direction du mouvement de rotation. Le rapport de vitesse entre l'entrée et la sortie ne dépend que du nombre de dents des engrenages en contact. Ils transmettent la puissance entre deux arbres proches, modifiant le couple et la vitesse de rotation. Le rapport de vitesse reste constant et rigoureux, que les arbres soient parallèles, concourants, orthogonaux ou dans une position relative quelconque. Le mouvement est transmis lorsqu'une force provenant d'un composant mécanique est communiquée à un autre sans être transformé. Dans un système de transmission mécanique, l'organe moteur en mouvement transmet l'action à l'organe récepteur. Il est possible que la transmission du mouvement entre ces deux organes se fasse par un organe intermédiaire, même si ces derniers peuvent également entrer en contact direct.

2 Historique des engrenages

Les mécaniciens grecs des Ve et IV^e siècles avant J.-C. connaissaient déjà l'existence des engrenages, mais ces derniers étaient peu utilisés à cette époque. Les cordages et les poulies étaient préférés pour le levage de charges, tandis que les vis étaient privilégiées pour les fortes poussées, comme celles utilisées dans les presses. Ce n'est qu'à partir du Xe siècle, durant le Moyen Âge, que les engrenages sont devenus courants dans les moulins à eau ou à vent. Les engrenages étaient utilisés pour changer la direction du mouvement des roues hydrauliques ou des ailes verticales et des meules horizontales des moulins, et pour démultiplier leur mouvement. Les premiers engrenages utilisables étaient en bois, dotés d'axes parallèles et d'une denture droite extérieure. Les dents de ces engrenages étaient constituées de barreaux de bois enfoncés à force dans des alésages pratiqués sur le pourtour de larges tambours de bois. Les engrenages sous la forme dite « à lanterne » font leur apparition à la fin du Moyen Âge. Ces engrenages sont composés d'une roue dentée qui s'engrène dans un tambour formé de deux disques en bois reliés par des barreaux capables de transmettre des efforts plus importants. Ils sont adaptés aux mouvements lents des moulins car ils sont capables de transmettre des efforts importants.

Au XV^e siècle, les ingénieurs italiens, tels que Francesco di Giorgio ou Léonard de Vinci, étudient les premiers engrenages complexes en bois, et contribuent ainsi à leur perfectionnement. À partir du XVII^e siècle, l'engrenage métallique devient de plus en plus courant dans la petite mécanique et l'horlogerie en raison des travaux menés par La Hire et Euler au siècle suivant, qui ont permis de le rendre plus précis et plus facilement utilisable. L'essor définitif de cet engrenage a eu lieu avec l'apparition de machines puissantes et rapides au XX^e siècle, ainsi que les travaux de Poncelet et de Willis.

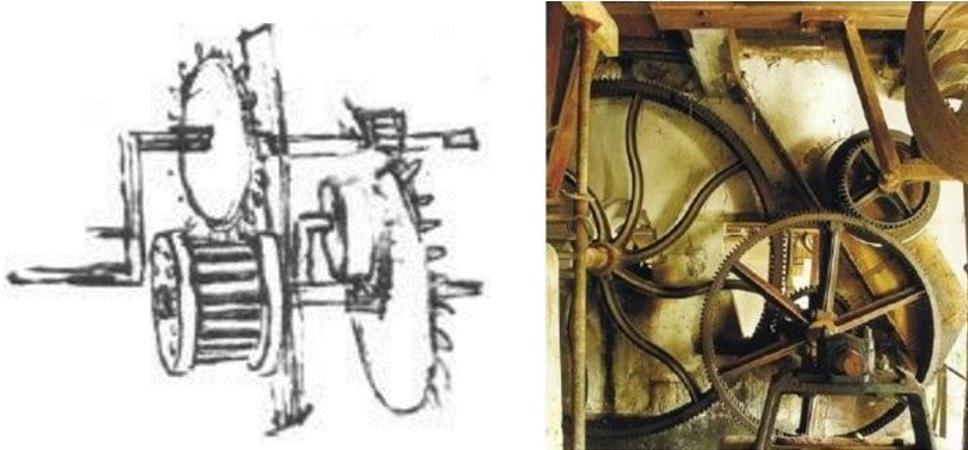


Figure. II.1 Engrenages de Léonard de Vinci et de Victor 1788-1867

Depuis l'invention de la première matière plastique dérivée du pétrole en 1930, les engrenages en plastique ont été introduits. Au cours des 50 dernières années, ils ont été largement utilisés dans divers produits nécessitant une faible puissance, tels que les montres, les imprimantes, les appareils photo, et autres. Au fil du temps, les profils des engrenages ont également évolué. Dans le passé, la forme des dents des engrenages variait entre la forme triangulaire ou carrée, en fonction de l'origine ou de l'artisan qui les fabriquait. Cependant, ces profils n'étaient pas compatibles, ce qui obligeait à ajuster chaque paire de roues dentées individuellement pour un fonctionnement optimal. Les théoriciens, ingénieurs et mathématiciens se sont intéressés au phénomène des engrenages dès son apparition. En 1455, Nicholas de Cusa a commencé à étudier la forme cycloïde, qui a été poursuivie sur le plan mathématique par Philippe De La Hire en 1694. En 1695, De La Hire et Roemer ont établi les premières relations mathématiques pour la transmission de vitesse angulaire uniforme, approfondissant l'étude de la denture épicycloïdale et proposant la forme en développante de cercle ou "involute". Léonard Euler, considéré comme le père du profil en développante de cercle, a établi les principes de base de l'action conjuguée en 1754, un siècle plus tard. Cependant, au fil des années, les profils cycloïde et épicycloïde, utilisés surtout en horlogerie et pour les applications de puissance, se sont développés et imposés. Avec l'avènement de sources motrices plus puissantes et plus rapides, aux I^{er} et 19^{es} siècles, le profil en développante de cercle a supplanté la cycloïde et s'est imposé comme profil dès le 20^e et 21^e siècles pour la résistance qu'il offre. Ce profil, initialement développé pour les métaux, a été

directement adopté pour les engrenages en plastique à cause du développement technologique et de l'expertise disponible pour ce profil.

3 Définitions de base

- **Les engrenages :** Un engrenage est un mécanisme qui permet la transmission d'un couple mécanique en utilisant des dents comme obstacles. Dans des conditions de géométrie parfaite et de dents non déformables, les dents peuvent théoriquement transmettre le mouvement de manière continue. Ainsi, l'engrenage peut être considéré à la fois comme un système discret ou local en lien avec la géométrie des dents et comme un système continu ou global en lien avec la rotation ininterrompue des roues et le fonctionnement du mécanisme.

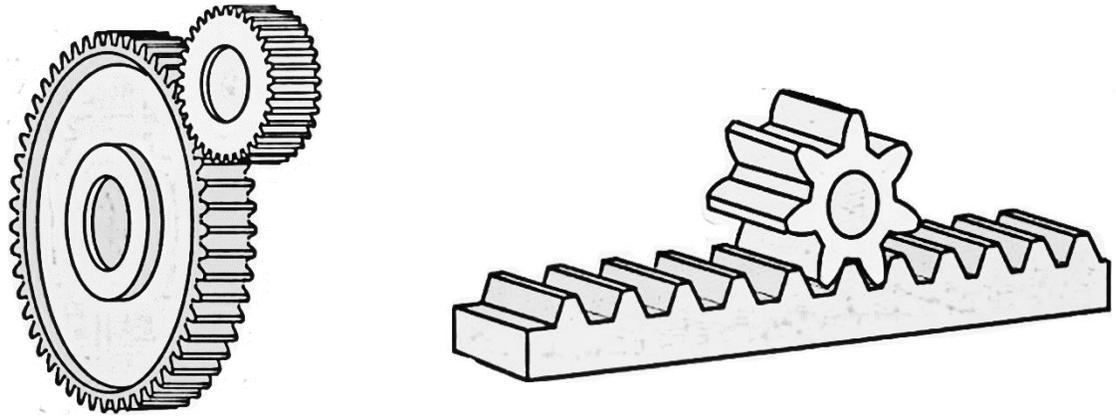


Figure. II.2 Schéma d'engrenages

- **Roue d'engrenage :** la roue dentée est un élément de machine prévu avec des dents disposées régulièrement par rapport une surface théorique caractéristique de la roue, telle qu'une surface de révolution (appelée surface primitive) ou une autre surface.
- **Roue conjuguée :** La roue dentée conjuguée désigne chacune des deux roues qui forment un engrenage en fonction de leur paire, permettant ainsi d'assurer une certaine loi d'engrènement. Plus tard, on présentera la loi de base de l'engrènement plan frontal.
- **Pignon :** Un pignon est une pièce mécanique similaire à une roue dentée, mais de taille plus petite.
- **La roue menante :** est une roue dentée qui entraîne la rotation d'une autre roue dentée appelée roue menée. Elle est généralement la roue qui fournit la puissance motrice dans un système d'engrenage.
- **La roue menée :** est une roue dentée entraînée par la rotation de la roue menante. Elle est souvent utilisée pour transférer le mouvement et la puissance à une autre partie de la machine ou du système.
- **Engrenage à axes parallèles :** est un type d'engrenage dans lequel les axes de rotation des deux roues dentées sont parallèles l'un à l'autre, Les engrenages à axes parallèles peuvent

être conçus pour avoir des dents droites, hélicoïdales ou coniques, selon les besoins de la transmission de puissance.

- **Engrenage concourant** : également connu sous le nom d'engrenage à axes croisés, est un type d'engrenage dans lequel les axes de rotation des deux roues dentées se croisent à angle droit. Les engrenages concourants sont généralement conçus avec des dents coniques pour garantir une transition en douceur entre les deux roues dentées. Les engrenages concourants sont généralement conçus avec des dents coniques pour garantir une transition en douceur entre les deux roues dentées.
- **Engrenage gauche** : Un engrenage gauche est un type d'engrenage qui comporte des dents inclinées dans le sens opposé à celui des dents d'un engrenage standard, également appelé engrenage droit. Les engrenages gauches sont souvent utilisés dans les applications où la rotation doit être inversée ou où une symétrie doit être obtenue dans les systèmes d'entraînement. Lorsque deux engrenages gauches sont en contact, ils tournent en sens inverse l'un de l'autre.
- **Les dents** : sont les proéminences des roues, séparées par des espaces qui s'appellent des entredents. La totalité des dents et des entredents forme la denture de la roue dentée.

Il existe plusieurs types de dentures : les dentures droites, Les dentures hélicoïdales, les dentures en chevrons...

- **Denture droite** : les dents sont rectilignes et parallèles à l'axe de la roue dentée. Elle est la plus courante dans les engrenages droits.
- **Denture hélicoïdale** : les dents sont inclinées en spirale autour de l'axe de la roue dentée. Elle permet un engagement plus doux et silencieux, ainsi qu'une plus grande capacité de charge par rapport à la denture droite.
- **Denture conique** : les dents sont coniques, avec une géométrie similaire à celle d'une hélice. Elle est souvent utilisée dans les engrenages coniques pour permettre une transition en douceur entre les deux roues dentées.
- **Denture à chevrons** : les dents sont en forme de V, avec un angle de 45 degrés. Elle est souvent utilisée dans les engrenages pour les transmissions de haute puissance.



Figure. II.3 Type de dentures

- **Rapport de transmission** : Rapport entre le nombre de dents de l'entrée (Roue menante) et le nombre de dents de la sortie de l'engrenage (Roue menée).
- **Train réducteur** : Un train réducteur est un système d'engrenage qui réduit la vitesse de rotation d'un arbre d'entrée et augmente le couple de sortie en utilisant plusieurs paires d'engrenages de différentes tailles.

Par exemple ; La roue menante (jaune) à 15 dents, lorsque celle-ci aura effectué 1 tour, la roue menée (rouge) n'aura effectué qu'un demi-tour.

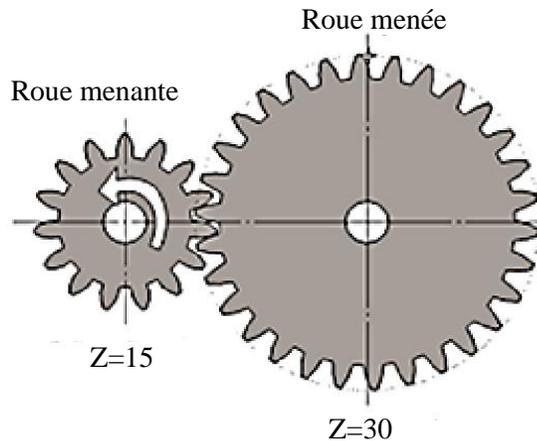


Figure. II.4 Roue menante et menée

Si ce rapport est supérieur à 1 on parle de « multiplicateur », s'il est inférieur à 1 on parle de « réducteur ».

• Type de contact

Les types de contact extérieur et intérieur des engrenages dépendent de la position relative des dents des deux engrenages en contact, il existe deux types de contact :

- **Contact extérieur** : Les dents des deux engrenages sont en contact sur la partie extérieure des dents.

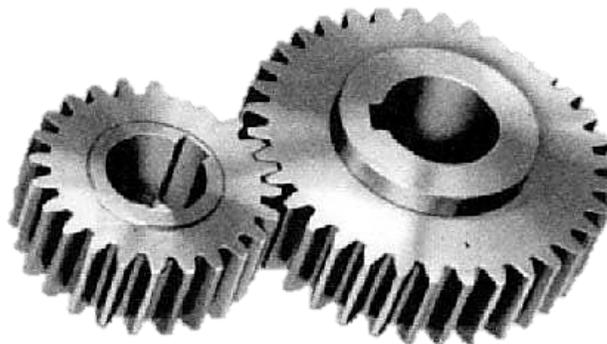


Figure. II.5 Contact extérieur

- **Contact intérieur :** Les dents des deux engrenages sont en contact sur la partie intérieure des dents.



Figure. II.6 Contact intérieur

Pour déterminer le sens de rotation d'un train d'engrenages extérieur, il suffit de compter le nombre de roues en contact. Si le nombre de roues en contact est pair, alors la roue menée tournera dans le même sens que la roue menante. En revanche, si le nombre de roues en contact est impair, alors la roue menée tournera dans le sens opposé à la roue menante.

4 Rôle des engrenages

- Les engrenages sont des petits éléments mécaniques qui jouent un rôle crucial dans la transmission de la puissance et du mouvement entre les différents composants des machines et des équipements mécaniques.
- Les engrenages permettent de transmettre la rotation et la puissance entre deux axes ou arbres en mouvement en utilisant la friction entre les dents des engrenages.
- Les engrenages peuvent être utilisés pour augmenter ou diminuer la vitesse de rotation d'un arbre ou pour changer la direction de rotation.

Tableau. II.1 : Les avantages et les inconvénients des engrenages

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Transmission efficace de la puissance • Transmission parfaitement homo cinétique. • Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. • Changement de vitesse et de direction. • Bon rendement général, suivant classe de qualité. • Grande précision de fonctionnement. • Durée de vie importante. • Bonne fiabilité. 	<ul style="list-style-type: none"> • Niveau sonore variable suivant type d'engrenage. • Nécessité d'une lubrification régulière pour fonctionner efficacement et éviter l'usure prématurée. • Nécessité d'un entraxe précis et constant. • L'Usure qui peut entraîner une perte d'efficacité et une nécessité de remplacer les engrenages. • Réversibilité possible suivant type d'engrenage. • Coût variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

5 Types des engrenages

5.1 Engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)

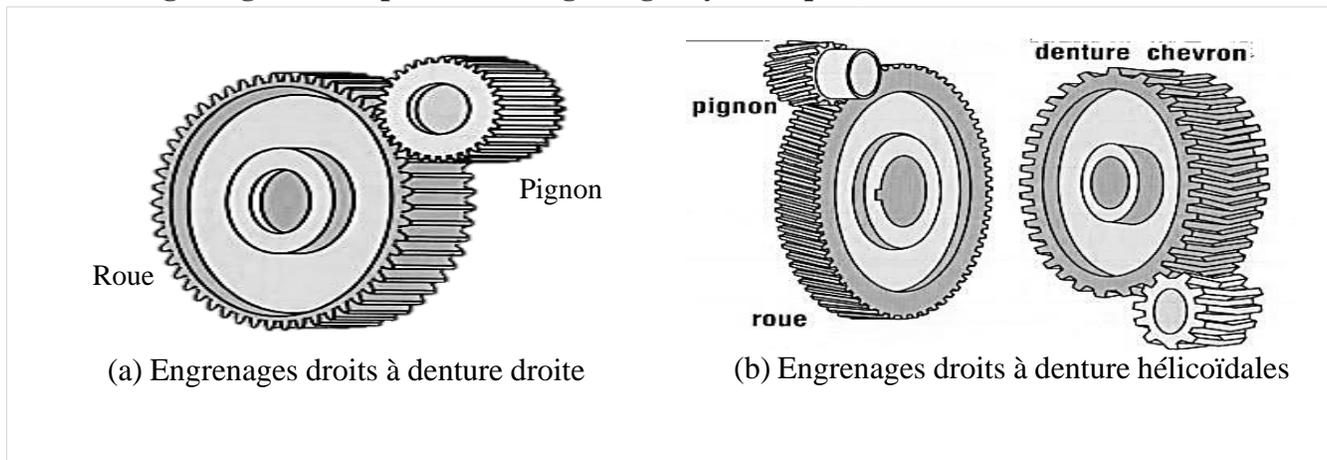


Figure. II.7 engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)

5.1.1 Engrenage cylindrique à denture droite

Le type de denture le plus courant est celui où la génératrice de dent forme une droite parallèle à l'axe de rotation. Cette denture est largement utilisée dans toutes les applications de mécanique générale en raison de sa capacité à transmettre le maximum d'effort. Cependant, son principal défaut est d'être bruyante. Il convient également de noter que les roues tournent en sens opposé l'une par rapport à l'autre par rapport au support.

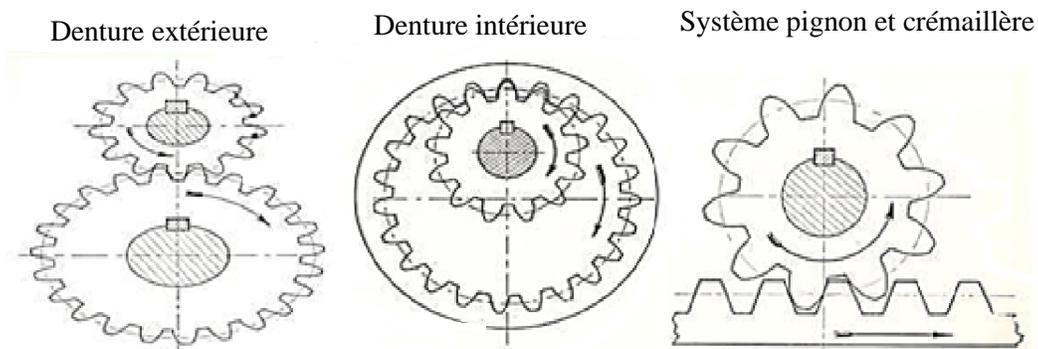
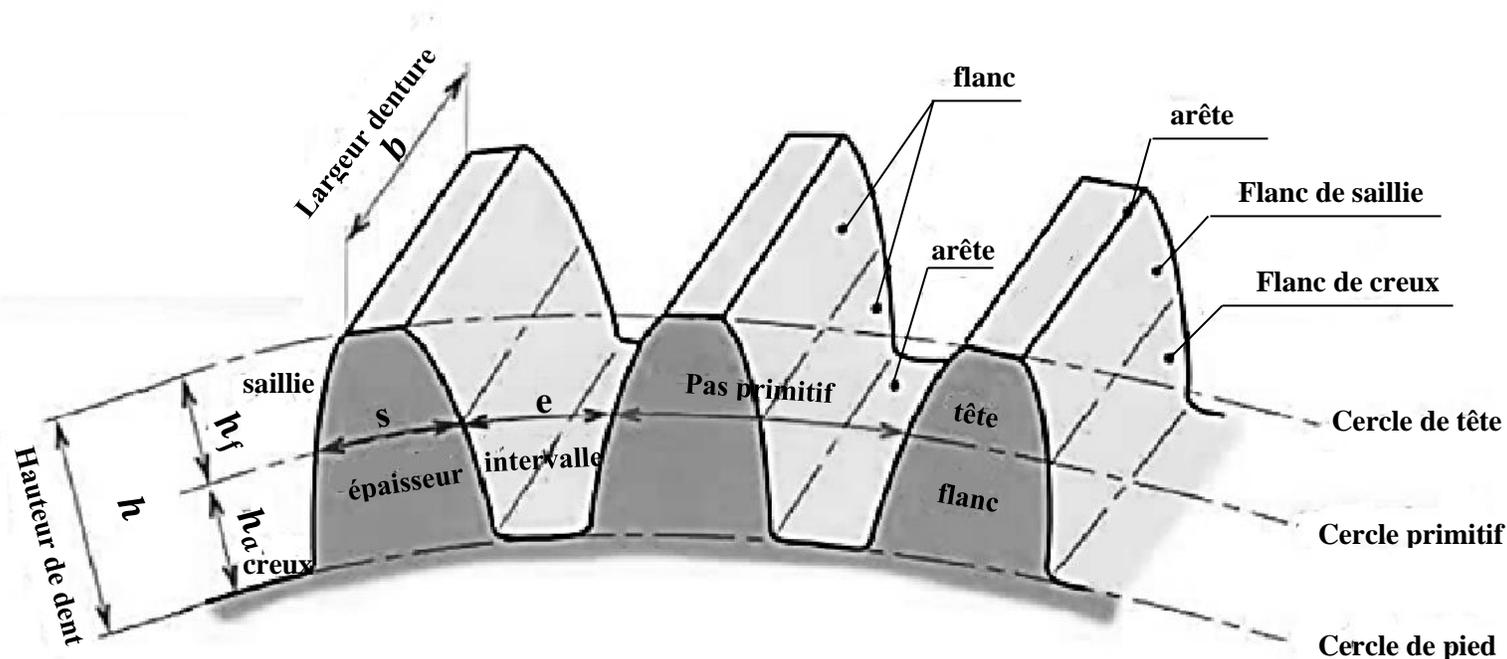


Figure. II.8 Engrenages à denture droite

5.1.2 Caractéristiques des engrenages cylindrique droite (denture droite)

Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre 2 arbres parallèles. Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Il y a engrènement « couple de dents » par « couple de dents » ce qui entraîne des chocs d'engrènement. Leur utilisation est généralement bruyante et génère des vibrations, la figure et le tableau suivant représente les caractéristiques.



$$h_a = m = \text{module} ; h_f = 1,25m ; h = h_a + h_f = 2,25m$$

Figure. II.9 Caractéristiques d'un engrenage à dentures droites

Tableau. II.2 : Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites

Désignation	Symbole	Valeur
Module	m	Calcul par la résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	le rapport $(Z_1/Z_2) = (N_2/N_1)$
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 \cdot m$
Largeur de denture	b	$b = k \cdot m$ (k : coefficient de largeur de denture (7 :S k :S 12))
Diamètre primitif	d_p	$d_p = m \cdot Z$
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	a	$a = (d_1+d_2)/2$

5.1.3 Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales

La ligne hélicoïdale utilisée comme générateur de forme pour les dents présente certains avantages par rapport à la denture droite. Tout d'abord, elle réduit les vibrations et les bruits, ce qui la rend plus silencieuse. De plus, elle permet d'améliorer la transmission en maintenant le nombre de dents en contact constant, ce qui permet de transmettre des forces plus importantes

tout en réduisant les vibrations et les bruits. Cependant, l'inconvénient de ce type de denture est qu'il génère un effort axial qui dépend de l'angle d'inclinaison des dents, ce qui nécessite des roulements ou des paliers dimensionnés pour supporter cet effort.



Figure. II.10 denture hélicoïdales chevron (1), denture hélicoïdales (2) et engrenages hélicoïdales (3)

5.1.4 Caractéristique des dentures

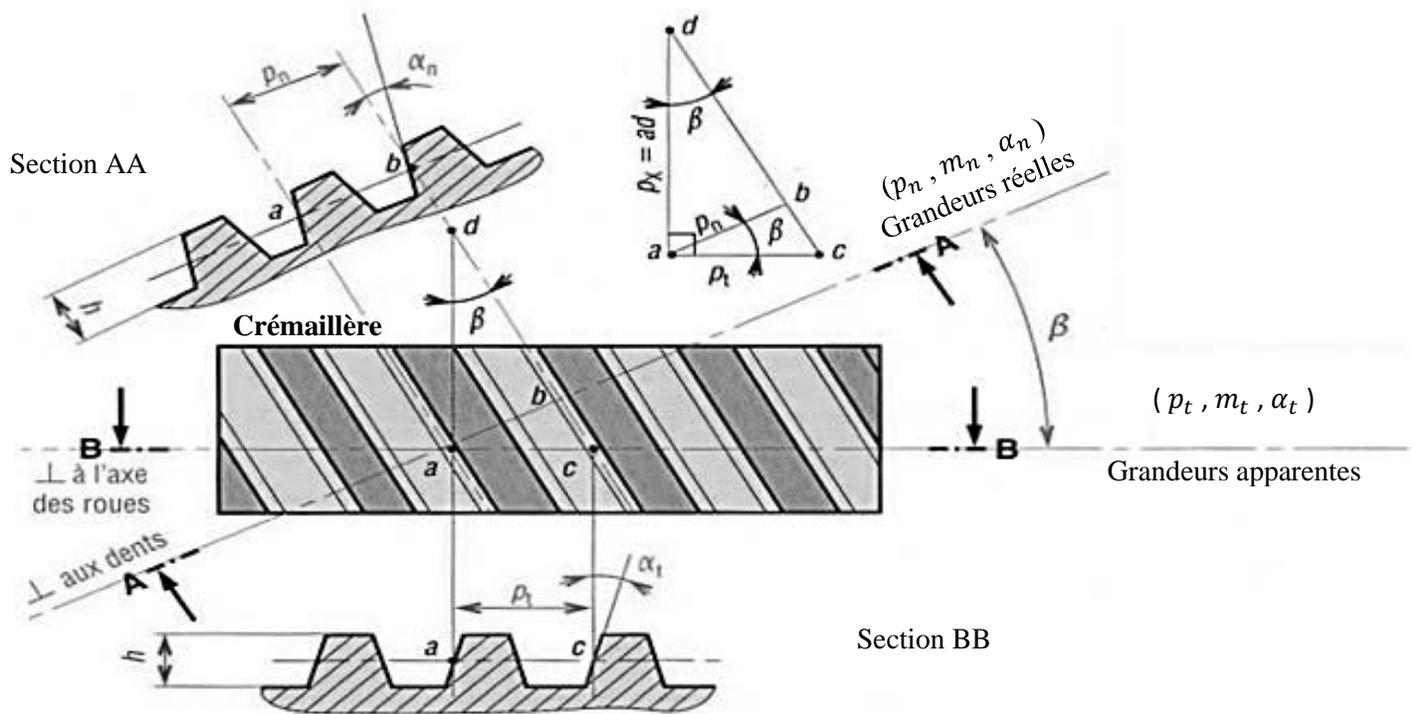


Figure. II.11 Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta ; p_n = \pi \cdot m_n ; p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \pi \cdot m_t ; p_x = \frac{p_t}{\tan \beta} = \frac{p_n}{\sin \beta} ; \tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta$$

Avec : β^* : angle d'hélice.

Pt : pas apparent.

Pn: pas réel.

Relation : $P_n = P_t \cos \beta$ $m_n = m_t \cos \beta$ $d = m_t \cdot Z$

Les diamètres de la circonférence primitive, de la tête et du pied des dents varient en fonction de l'angle d'hélice β . Cela implique que le diamètre primitif est influencé par cet angle, tout comme les diamètres de la tête et du pied des dents.

Le tableau suivant donne les différentes caractéristiques d'engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales :

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

Désignation	Symboles	Valeur
Saillie	ha	$h_a = m_n$
Creux	Hf	$H_f = 1,25 m_n$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25m_n$
Diamètre de tête	da	$d_a = d + 2m_n$
Diamètre de pied	df	$d_f = d - 2,5m_n$
Nombre de dents	Z	Donné par le rapport $(Z_1/Z_2) = (N_2/N_1)$
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	p_t	$p_t = \pi \cdot m_t$
Diamètre primitif	d	$d = m_t \cdot Z$
Entraxe de l'engrenage	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$
Angle d'hélice	β	$20^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$
Longueur de denture	b	$b = k \cdot m_n$

5.2 Comparaison entre dentures droites et dentures hélicoïdales

Les dentures hélicoïdales et les dentures droites ont des caractéristiques distinctes qui les différencient. Les dentures droites sont les plus simples et les plus courantes, avec des dents parallèles à l'axe de rotation. Elles sont faciles à fabriquer et à entretenir, mais leur engagement brusque peut générer des vibrations et des bruits.

Les dentures hélicoïdales, quant à elles, ont des dents qui forment une spirale le long de l'axe de rotation. Ce type de denture présente plusieurs avantages, notamment une réduction des vibrations et des bruits, une meilleure répartition des charges sur les dents en contact et une plus grande capacité de transmission de couple. Cependant, les dentures hélicoïdales peuvent être plus

difficiles à fabriquer et à entretenir, et nécessitent souvent des roulements ou des paliers pour compenser l'effet axial généré par l'angle d'hélice.

En somme, les dentures droites sont simples et faciles à fabriquer, mais peuvent générer des vibrations et des bruits, tandis que les dentures hélicoïdales sont plus complexes mais offrent une transmission plus silencieuse, plus efficace et plus robuste.

5.3 Engrenage à axes concourants (engrenage conique)

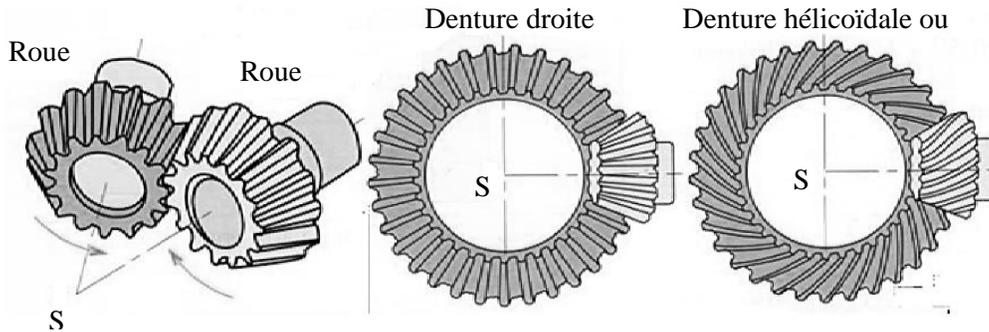


Figure. II.12 Engrenages coniques à axes concourants

Le groupe d'engrenages coniques, également connu sous le nom d'engrenages à axes concourants, est largement utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes qui ne sont pas parallèles mais qui se croisent en un point (voir figure 13). Les axes perpendiculaires l'un à l'autre sont les plus courants dans les applications d'engrenages coniques. Contrairement aux engrenages cylindriques, les surfaces primitives des engrenages coniques sont des cônes (appelés cônes primitifs) qui se touchent le long d'une ligne MM' . Le sommet des deux cônes primitifs est le point S , qui correspond également au point d'intersection des axes de rotation des deux roues.

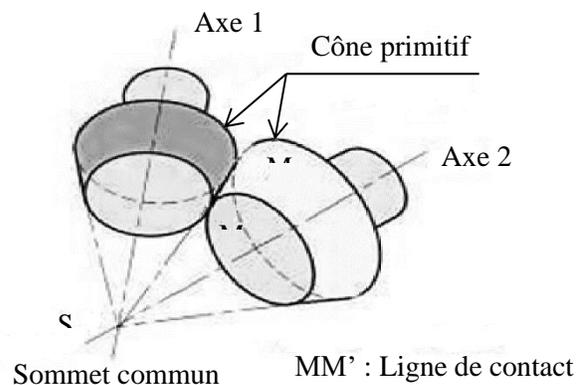


Figure. II.13 Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite)

6 Matériaux des engrenages

Pour garantir la précision et l'état de surface requis lors du taillage et de l'achèvement des dents, ainsi qu'une résistance adéquate à la flexion pour résister aux charges dynamiques alternées, une

résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une résistance élevée à l'usure, le choix de la matière première d'une roue dentée est crucial.

Les matériaux couramment utilisés dans la fabrication des engrenages comprennent l'acier, la fonte et les matières plastiques. L'évolution vers des encombrements réduits, une augmentation de la puissance transmise par un groupe et des vitesses accrues a conduit à une utilisation généralisée des roues en acier. La grande variété des nuances d'acier disponibles et la possibilité d'obtenir des propriétés variées grâce à des traitements thermiques et thermochimiques permettent de trouver la combinaison optimale des propriétés requises.

L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour les charges moyennes, avec une teneur en carbone variant de 0,35 à 0,50 %.

6.1 Acier

L'acier est l'un des matériaux les plus utilisés pour les engrenages en raison de sa résistance, de sa durabilité et de sa capacité à supporter des charges élevées. Il existe différents types d'acier utilisés, tels que l'acier au carbone, l'acier allié et l'acier inoxydable, en fonction des exigences de résistance et de résistance à la corrosion.



Figure. II.14 Engrenage en acier

Caractéristiques : Résistance élevée, durabilité, capacité à supporter des charges élevées.

Domaines d'utilisation : Engrenages industriels, transmissions automobiles, engrenages d'avions, engrenages de machines-outils.

6.2 Fonte

La fonte est également un matériau couramment utilisé pour les engrenages, en particulier pour les engrenages plus grands et plus lourds. Elle offre une bonne résistance à l'usure et une bonne capacité d'absorption des chocs, ce qui en fait un choix approprié pour certaines applications industrielles.



Figure. II.15 Engrenage en fonte

Caractéristiques : Bonne résistance à l'usure, capacité d'absorption des chocs.

Domaines d'utilisation : Engrenages pour machines lourdes, engrenages de levage, engrenages d'équipements agricoles.

6.3 Bronze

Le bronze est utilisé pour les engrenages nécessitant une bonne résistance à l'usure, ainsi qu'une faible friction. Il est couramment utilisé dans les engrenages qui fonctionnent à basse vitesse et nécessitent une lubrification minimale.



Figure. II.16 Engrenage en bronze

Caractéristiques : Résistance à l'usure, faible friction.

Domaines d'utilisation : Engrenages à faible vitesse, engrenages nécessitant une lubrification minimale, engrenages marins.

6.4 Nylon

Le nylon et d'autres polymères techniques sont souvent utilisés pour les engrenages en plastique. Ils offrent une bonne résistance à l'usure, une faible friction et peuvent fonctionner sans lubrification. Les engrenages en nylon sont couramment utilisés dans les applications où le bruit et la lubrification sont des facteurs critiques.

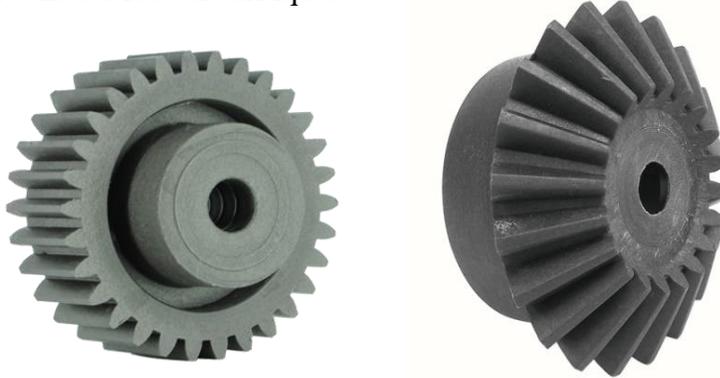


Figure. II.17 Engrenage en nylon

Caractéristiques : Résistance à l'usure, faible friction, fonctionnement sans lubrification, réduction du bruit.

Domaines d'utilisation : Engrenages en plastique pour applications légères, engrenages dans les appareils électroniques, engrenages pour jouets.

6.5 Alliages spéciaux

Dans certaines applications spécifiques, des alliages spéciaux tels que l'acier à haute résistance, l'aluminium, le titane ou les composites peuvent être utilisés pour les engrenages. Ces matériaux peuvent offrir des avantages tels qu'une meilleure résistance à la corrosion, une réduction de poids ou des propriétés spécifiques à haute température.



Figure. II.18 Engrenage en alliage d'aluminium

Caractéristiques : Légèreté, résistance à la corrosion, propriétés spécifiques à haute température.

Domaines d'utilisation : Engrenages aérospatiaux, engrenages pour équipements haute performance, engrenages dans des environnements corrosifs ou à haute température.

Il est important de choisir le matériau des engrenages en fonction des exigences de l'application, telles que la charge, la vitesse, la durée de vie attendue et l'environnement de fonctionnement. Un choix judicieux du matériau contribue à assurer des performances optimales et une durabilité des engrenages.

7 Techniques d'ébauche des dentures

Il existe plusieurs techniques pour réaliser les dentures des engrenages, allant des méthodes artisanales aux méthodes de production de masse. Cette étape est commune à toutes les gammes de fabrication de dentures. Généralement, les engrenages à développante de cercle sont obtenus par taillage, soit sur des machines-outils spéciales, soit par reproduction ou génération.

7.1 Taillage par reproduction

L'outil utilisé est une fraise de type profil constant, conçue pour correspondre à la forme de l'espace entre deux dents. On distingue deux types de fraises : les fraises-disques ou fraises module, ainsi que les fraises en bout.

7.2 Fraisage à la fraise module

Parmi les techniques les plus simples (voir figure 20), on trouve celle qui utilise des fraises spécialement conçues en acier rapide ou en carbure de tungstène. Les dentures sont fabriquées sur des fraiseuses manuelles équipées d'un diviseur. Cette méthode est adaptée à la production de dentures en très petite série. Bien qu'elle soit facile à mettre en œuvre, elle présente une productivité très faible ainsi qu'un coût élevé en termes de machine et d'outil.



Figure. II.19 Fraisage à la fraise module

7.3 Fraisage à la fraise en bout

Pour le taillage des dentures à chevrons ainsi que pour les roues de grosses machines telles que les laminoirs et les treuils de mines, l'outil cylindrique présente une partie active sous forme d'une surface de révolution dont l'axe coïncide avec celui de la roue à tailler. Ce procédé est largement utilisé pour les modules de grande taille, supérieurs à 20.



Figure. II.20 Fraisage à la fraise en bout

Modélisation paramétrique et géométrique des engrenages à denture droite

1. Introduction

Une engrenage ou une roue dentée est une partie d'une machine tournante dotée de dents ou de crémaillères qui s'engrènent avec une autre partie dentée pour transmettre un couple. Les engrenages produisent toujours une modification de couple, créant ainsi un avantage mécanique grâce à leur rapport de transmission. Ainsi, on peut les considérer comme des machines simples. L'engrenage droit à denture droite est un engrenage cylindrique dont les dents sont parallèles à l'axe, comme le montre la Figure 1. Les engrenages à axes parallèles ont la plus grande efficacité parmi toutes les catégories d'engrenages. L'engrenage droit à denture droite est un composant standard et a la plus grande application. Ils sont excellents à des vitesses modérées et peuvent facilement atteindre un rapport de transmission constant.

Les engrenages à denture droite, également connus sous le nom d'engrenages à denture droite cylindrique ou engrenages à denture droite parallèle, sont l'une des formes les plus courantes d'engrenages utilisées dans les machines et les équipements mécaniques. Les engrenages à denture droite sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre les arbres parallèles et sont souvent considérés comme la forme la plus simple et la plus efficace d'engrenage.



Figure. III.1 Engrenage à denture droite

2. Définitions de base

La géométrie des engrenages est entièrement décrite par un ensemble de paramètres qui sont également utilisés pour leur normalisation.

- **Le cercle primitif** : cercle sur lequel les points de contact des engrenages se trouvent.
- **Le cercle de base** : cercle tangent à la droite normale aux points de contact sur les dents, également appelée droite de pression.
- **L'angle de pression α** : angle formé par la droite de pression et la ligne de référence passant par les centres des deux engrenages en contact. Cet angle est également utilisé pour caractériser la forme des dents des engrenages.
- **Cercle de tête** : Cercle correspondant au diamètre maximal de l'engrenage.
- **Cercle de pied** : Cercle correspondant au diamètre minimal de l'engrenage.

Ces deux derniers cercles ne sont toutefois pas utilisés dans les calculs d'engrenages.

- Le cercle primitif sert de référence pour la définition des dimensions de la dent et d'autres paramètres :

- **La saillie h_a** : la distance entre le cercle de tête et le cercle primitif des engrenages.

- **Le creux h_f** : la différence entre les rayons du cercle primitif et du cercle de pied.
- **La hauteur H** : la différence entre les rayons du cercle de tête et de pied, et correspond également à la somme de la saillie h_a et du creux h_f .

- Les paramètres suivants sont fréquemment utilisés dans diverse formules décrivant la géométrie des engrenages :

- **Pas primitif p** : la distance parcourue sur le cercle primitif entre deux dents consécutives.
- **Module m** : correspond au rapport entre le pas exprimé en millimètres et le nombre π . La résistance et l'épaisseur des dents dépendent du module.

3. Profil des dents en développante de cercle

Les propriétés de la développante de cercle sont désormais universellement utilisées pour tailler les dentures de tous types d'engrenages, ce qui a grandement simplifié l'outillage nécessaire. Ces propriétés permettent de résoudre les cas les plus particuliers avec certaines corrections, ce qui a rendu obsolètes toutes les autres procédures précédemment employées.

3.1. Définition de la développante de cercle

La développante de cercle est une courbe plane qui est obtenue en déroulant un cercle tout en maintenant une extrémité de l'un de ses diamètres fixes. La développante est la courbe tracée par l'extrémité libre de ce diamètre alors qu'il roule sans glisser le long d'une ligne droite. La développante de cercle est utilisée en mécanique pour la fabrication de dentures d'engrenages et est également utilisée en mathématiques pour la résolution de certains problèmes géométriques.

C'est la courbe engendrée par un point C_0 d'une tangente à un cercle de centre O , dont le point de contact I change continuellement.

La distance IC est, à chaque instant, égale à l'espace parcouru, sur circonférence, par le point de contact, depuis l'origine C_0 .

$$\begin{aligned} \text{C'est à dire : } IC &= \text{arc } IC_0 \\ I_1C_1 &= \text{arc } I_1C_1 \dots \text{etc.} \end{aligned}$$

La normale à la développante au point C est la droite IC .

Exemple : soit un fil, de la longueur de la circonférence, enroulé autour d'un cylindre et lui étant fixé par une extrémité. L'autre extrémité décrira la développante si l'on déroule le fil tout en le maintenant constamment tendu.

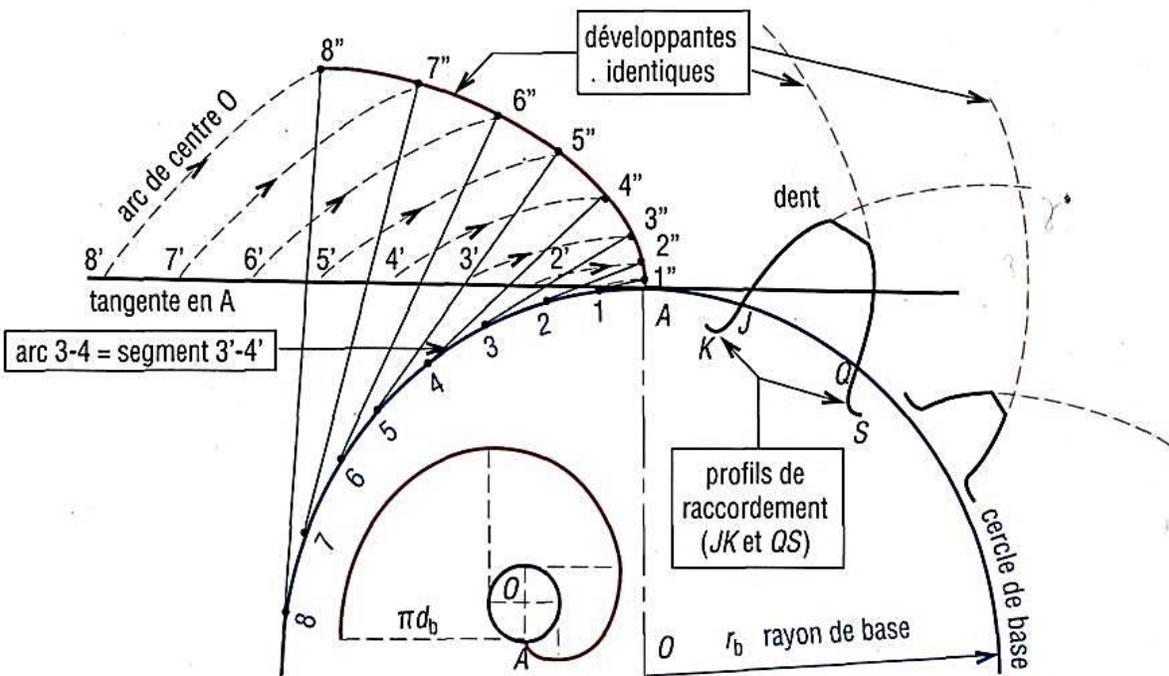


Figure. III.2 développante de cercle et normale à la développante

3.2. Profil des dents

Le profil d'une dent de roue dentée n'est ni une droite ni un arc de cercle, car les dents doivent remplir plusieurs fonctions :

- Maintenir toujours les deux roues en contact.
- Assurer une rotation continue d'une roue par rapport à l'autre et ne pas bloquer le fonctionnement de l'engrenage.



Figure. III.3 Profil d'une dent, comparaison avec une droite et un arc de cercle

3.3. Profils conjugués et conditions

Deux profils sont considérés comme conjugués lorsque les profils demeurent constamment tangents pendant la période pendant laquelle les surfaces dentées en contact assurent la transmission. Si les profils de deux roues dentées engrenant ensemble sont constamment tangents (voir figure 4a), alors les deux profils ont à chaque instant une normale commune. Si le rapport des vitesses est constant et égal au rapport inverse des diamètres primitifs, la normale commune passe à chaque instant par le centre instantané de rotation du mouvement d'une des circonférences primitives par rapport à l'autre, supposée fixe (voir figure 4b). Ce point, point de contact I des deux circonférences primitives, est appelé point primitif.

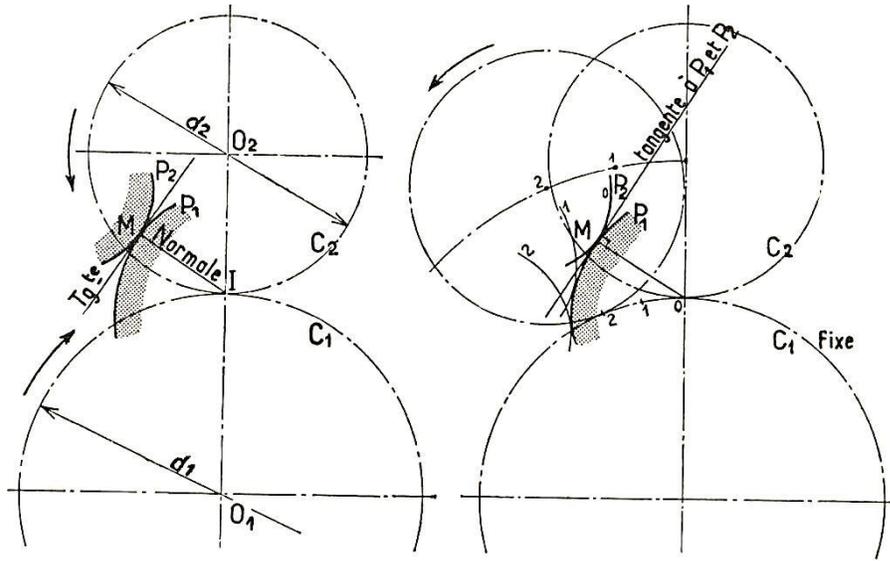


Figure. III.4 Conditions d'engrènement de profils conjugués

La méthode de taillage par génération présentée dans les deux ressources « Taillage des engrenages par génération, outil crémaillère et outil pignon » et « Taillage des engrenages par génération, outil fraise-mère », est basée sur la condition que la courbe P1 soit l'enveloppe des positions successives de P2 et de la tangente commune en M, pour satisfaire à la condition de conduite correcte.

3.4. Tracé par point de la développante

Le profil des dents d'un engrenage suit une courbe géométrique appelée développante de cercle. Cette courbe peut être tracée en suivant les étapes suivantes (figure 5) :

- Commencer par tracer un cercle qui servira de support à la développante (figure 5a).
- Fixer une corde en forme de diamètre à un point x sur le cercle, puis enrouler la corde autour du cercle. Fixer ensuite un crayon à l'extrémité libre de la corde (figure 5a).
- Dérouler la corde tout en la maintenant tendue, tout en laissant le crayon tracer la courbe rouge (figures 5b et 5c). Cette courbe est la développante de cercle.
- Pour définir une dent, on utilise deux développantes de cercle (figure 5d).

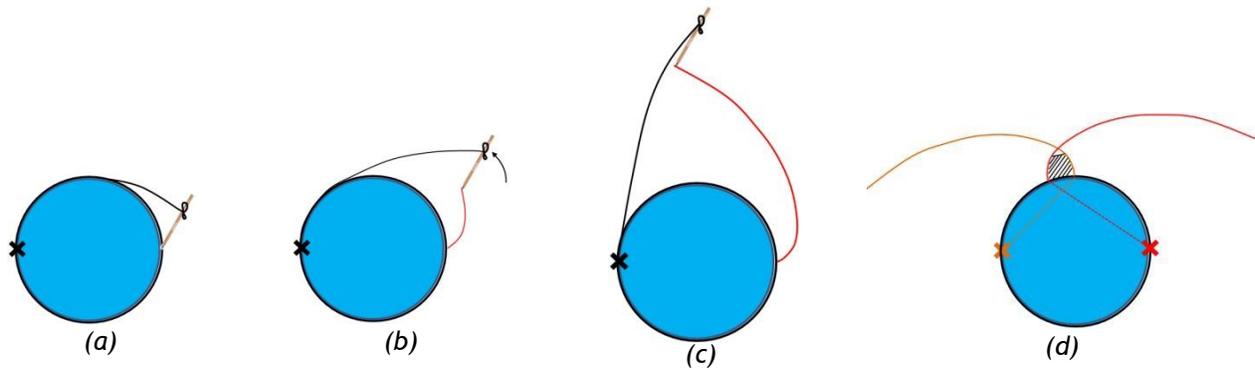


Figure. III.5 Tracé d'une dent à partir de développantes de cercle

Pour tracer la développante de cercle, il est nécessaire de diviser le cercle de base en un certain nombre de parties égales, par exemple 12. Ensuite, il convient de tracer les tangentes aux points de division du cercle de base. La longueur de chaque tangente est déterminée par la multiplication de la longueur de l'arc de chaque division par le nombre de division correspondant à cette tangente.

Exemple : La longueur 11' = La longueur d'arc 01

La longueur 44' = La longueur d'arc 04

Au final, pour tracer la développante de cercle, il faudrait joindre les points 1', 2', 3' et 4' par un trait continu.

La développante du cercle est une courbe de longueur infinie qui peut être tracée en continuant la même construction pour faire un deuxième, un troisième, et ainsi de suite, tour. Cette construction peut également être faite en allant vers la gauche pour obtenir l'autre moitié de la développante à partir d'un cercle symétrique au cercle de base par rapport à son diamètre vertical.

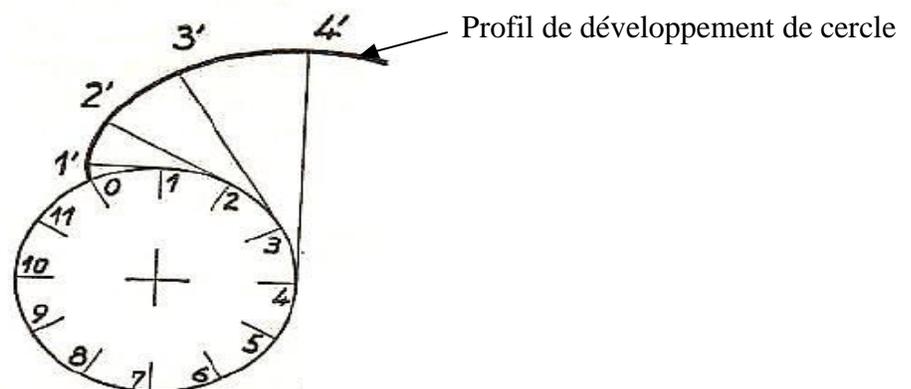


Figure. III.6 Tracé de la développante de cercle

La transmission de puissance par obstacle se fait grâce aux contacts entre les dents d'un engrenage. Pour assurer un roulement sans glissement des roues, il est nécessaire que le profil des dents soit en développante de cercle. Ce profil est normalisé par un organisme de standardisation, de sorte que toutes les dents possèdent la même développante.

3.5. Équations de développante de cercle

Soit $Q(r,0)$ le point de départ de la courbe, correspondant à l'angle nul, et T le point de contact d'une droite qui roule sans glisser sur le cercle. Notons t la mesure en radians de l'angle \widehat{QOT} et calculons les coordonnées cartésiennes d'un point P quelconque de la développante.

Le point P est déterminé par l'équation vectorielle $\overrightarrow{OP} = \overrightarrow{OT} + \overrightarrow{TP}$. La longueur de segment $[PT]$ est égale à la longueur de l'arc \widehat{QT} dont la mesure est rt .

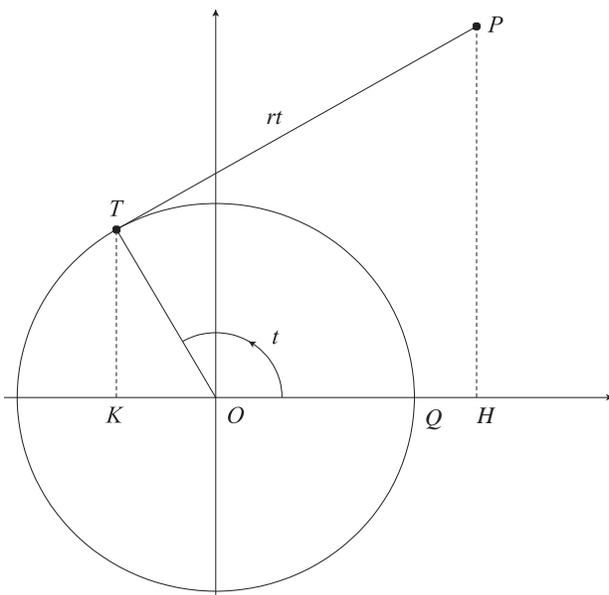


Figure. III.7 Cercle de coordonnées de la développante

On trouve pour le vecteur \overrightarrow{OT}

$$\overrightarrow{OT} = r \cos t \cdot \vec{e}_1 + r \sin t \cdot \vec{e}_2;$$

Et pour le vecteur \overrightarrow{TP}

$$\overrightarrow{TP} = r t \cos \left(t - \frac{\pi}{t} \right) \cdot \vec{e}_1 + r t \sin \left(t - \frac{\pi}{t} \right) \cdot \vec{e}_2$$

$$\overrightarrow{TP} = r t \sin t \cdot \vec{e}_1 - r t \cos t \cdot \vec{e}_2$$

En effectuant la somme de ces deux vecteurs et en séparant les composantes, on obtient les équations paramétriques

$$\begin{cases} x = r \cos t + r t \sin t \\ y = r \sin t - r t \cos t \end{cases}$$

Les deux roues dentées d'un engrenage, en contact l'une avec l'autre, possèdent des profils de dents en développante de cercle qui sont conjugués, c'est-à-dire que les développantes de cercle des deux roues sont en contact en un point M commun (figure 9). La direction de la résultante des efforts exercés sur les dents est portée par l'axe Δ d'un angle α_p , appelé angle de pression. Cette direction est constante pendant l'engrènement, ce qui permet un comportement dynamique intéressant qui limite les vibrations.

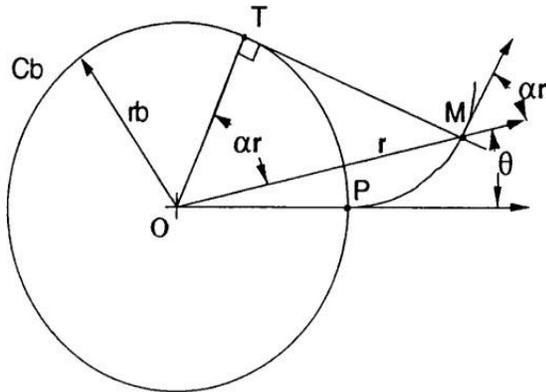


Figure. III.8 Paramétrage de la développante de cercle

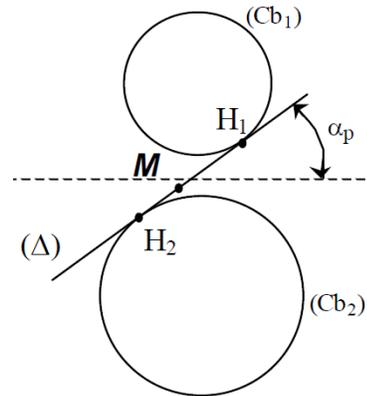


Figure. III.9 Angle de pression

4. Géométrie des engrenages a denture droite

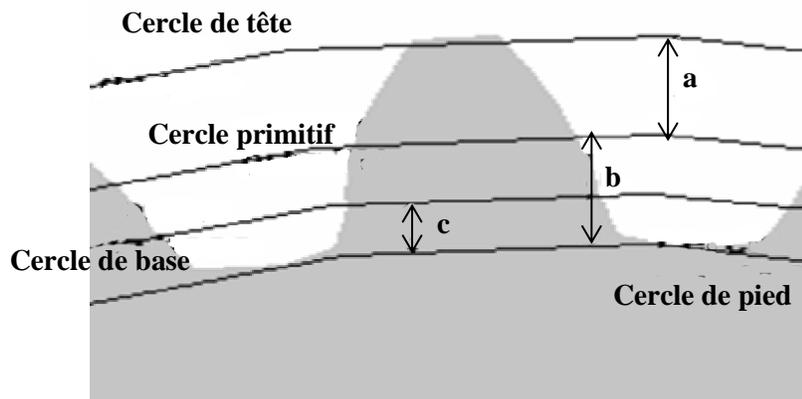


Figure. III.10 Caractéristiques d'une denture

4.1. Ligne d'engrènement ou ligne de poussée Δ (T1, T2)

La ligne d'action est le support permanent de l'effort de contact entre le pignon et la roue. Elle est tangente aux deux cercles de base et inclinée d'un angle α par rapport à la perpendiculaire en "I" à droite (O_1, O_2).

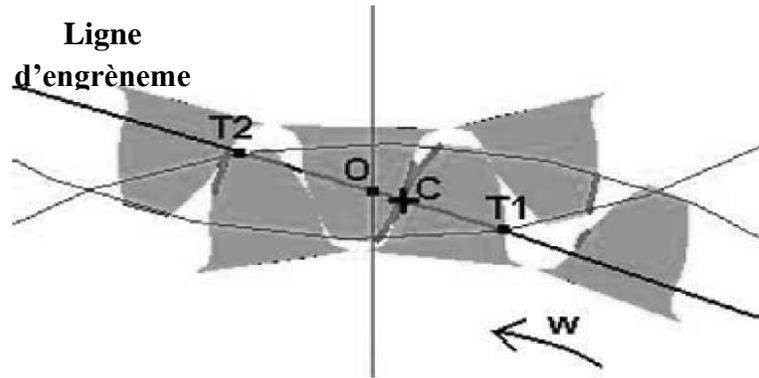


Figure. III.11 Ligne d'engrènement

4.2. Angle de pression α

La droite de poussée Δ est une caractéristique importante d'un engrenage car elle définit son inclinaison. La valeur la plus couramment utilisée pour cette inclinaison est $\alpha = 20^\circ$.



Figure. III.12 angle de pression

4.3. Le nombre de dent

Le nombre de dent est noté « Z ». C'est à dire « Z_1 » pour l'élément « 1 » et « Z_2 » pour l'élément « 2 ».

4.4. Cercles primitifs

Les pignons et les roues dentées possèdent chacun un cylindre primitif. Au moment de l'engrènement, ces deux cylindres se touchent. Leurs diamètres sont désignés par " d_1 " et " d_2 ". On peut les calculer en utilisant la formule suivante :

$$d_1 = m \cdot Z_1 \quad \text{et} \quad d_2 = m \cdot Z_2 \quad (\text{III.1})$$

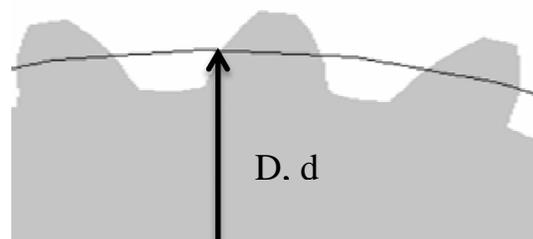


Figure. III.13 Cercle primitif

4.5. Cercle de tête

Au sommet des dents, se situe le cercle de tête (figure 14), qui est directement mesurable à l'aide d'un pied à coulisse.

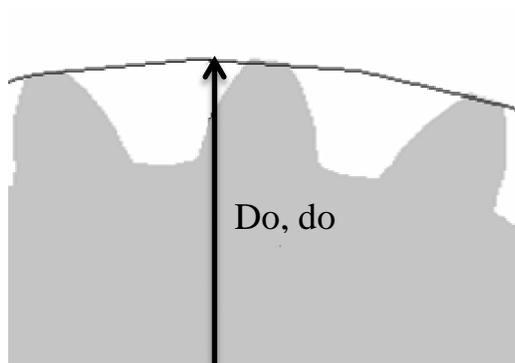


Figure. III.14 Cercle de tête

4.6. Cercle de pied

Le cercle de pied se trouve à fond de dent (figure 15)

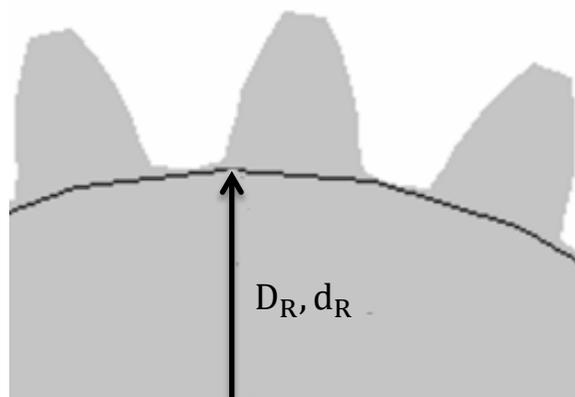


Figure. III.15 Cercle de pied

4.7. Le cercle de base

Chaque denture possède un cercle de base de diamètre " d_b ". Ce cercle est fictif et ne peut pas être mesuré. Il sert de point de départ théorique pour le profil en développante de cercle de chaque dent.

5. Géométrie d'une dent d'un pignon cylindrique à denture droite

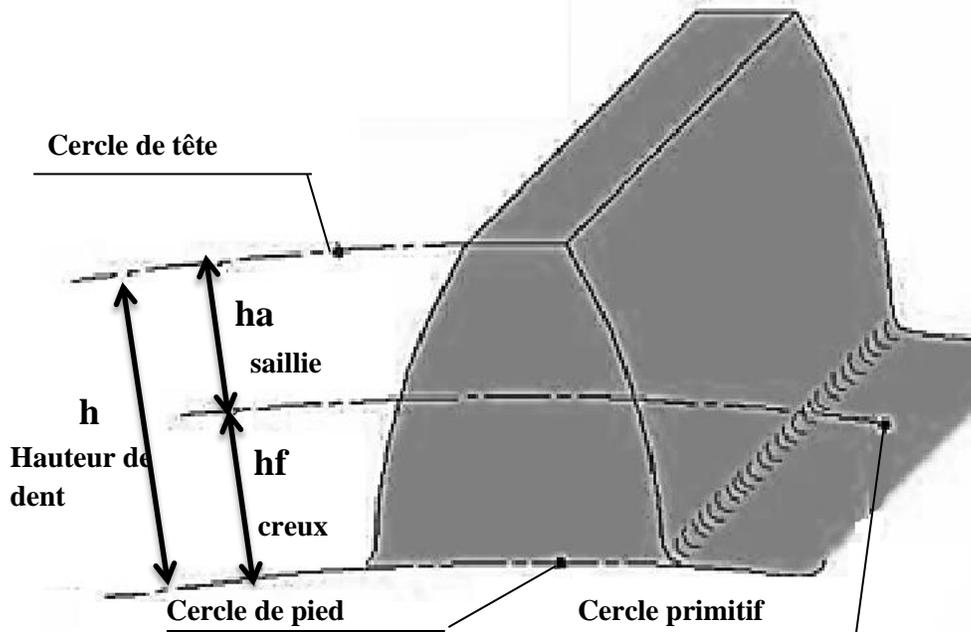


Figure. III.16 Géométrie d'une dent d'engrenage

La dent est limitée à l'extérieur par le cercle de tête et à l'intérieur par le cercle de pied, qui sont tous deux tangents au cercle primitif.

- La hauteur de dent : Notée « h » avec $h = 2,25.m$ (III.2)
- La saillie : Notée « h_a » avec $h_a = m$ (III.3)
- Le creux : Notée « h_f » avec $h_f = 1,25.m$ (III.4)

5.1. Le pas « p »

La distance entre deux dents est définie par le pas de la denture. Ce pas est mesuré sur le diamètre primitif et correspond à la longueur de l'arc entre deux profils de dents consécutifs. On utilise la relation suivante pour calculer le pas : $p = m.\pi$ (III.5)

5.2. La largeur de denture « b »

La largeur de denture correspond à la dimension de la dent selon l'axe de rotation. Elle est mesurée perpendiculairement à l'axe de rotation et elle est généralement égale ou supérieure à la distance entre les centres des deux roues dentées en contact. La largeur de denture est notée « b » et elle est donnée par la relation : $b = k.m$ (avec $7 \leq k \leq 12$). (III.6)

5.3. Le diamètre de tête « d_a »

C'est le diamètre extérieur du pignon et de la roue avec : $d_a = d + 2,5.m$ (III.7)

- Soit pour l'élément « 1 » : $d_{a1} = d_1 + 2.m$
- Soit pour l'élément « 2 » : $d_{a2} = d_2 + 2.m$

5.4. Le diamètre de pied « d_f »

C'est le diamètre intérieur du pignon et de la roue, mesuré entre les dents avec :

$$d_f = d - 2,5.m \quad (\text{III.8})$$

- Soit pour l'élément « 1 » : $d_{f1} = d_1 + 2,5.m$
- Soit pour l'élément « 2 » : $d_{f2} = d_2 + 2,5.m$

5.5. L'entraxe « a »

La distance entre les deux axes de rotation des engrenages est également connue sous le nom de distance entre centres. Cette distance est mesurée entre les centres des cercles primitifs des deux engrenages et est représentée par la distance [O1, O2].

L'entraxe de l'engrenage est : $a = \frac{d_1+d_2}{2} = \frac{m(Z_1+Z_2)}{2} \quad (\text{III.9})$

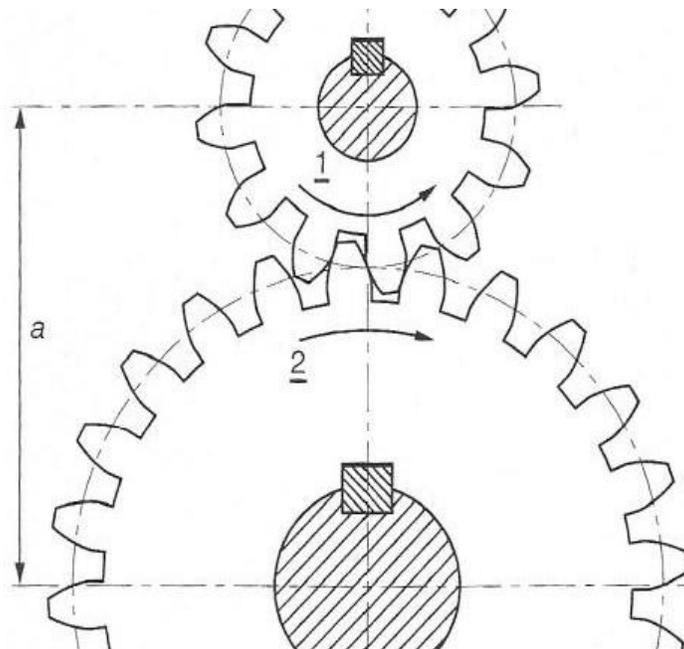


Figure. III.17 Entraxe

5.6. Rapport de transmission « i »

Le rapport de transmission correspond à la relation entre les fréquences de rotation de deux éléments d'un système d'engrenages, généralement exprimé comme le nombre de tours de l'élément de sortie « 1 » par rapport à l'élément d'entrée « 2 ».

Si ω_1 est la fréquence de rotation de « 1 » en rd/s et N_1 en tr/mn ;

Si ω_2 est la fréquence de rotation de « 2 » en rd/s et N_2 en tr/mn .

Le rapport de transmission égale : $i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$ (III.10)

6. Module et hauteur de dent

La grandeur caractéristique d'une denture est le module m , qui est exprimé en millimètres et représente la dimension de la denture. Le module m est calculé à l'aide de la formule suivante :

$$m = \frac{D_p}{Z} \quad (\text{III.11})$$

Avec ; D_p , le diamètre primitif de la roue,

Z , le nombre de dents de la roue.

La taille des dents d'une denture est proportionnelle à son module, ce qui signifie que plus le module d'une denture est élevé, plus ses dents seront grandes. Pour illustrer cela, prenons l'exemple de deux roues de même diamètre primitif (voir figure 18) :

- La roue (a) a plus de dents que la roue (b).
- Cependant les dents de la roue (a) sont moins épaisses et moins hautes que celles de la roue (b).
- Le module de (a) est plus petit que le module de (b).

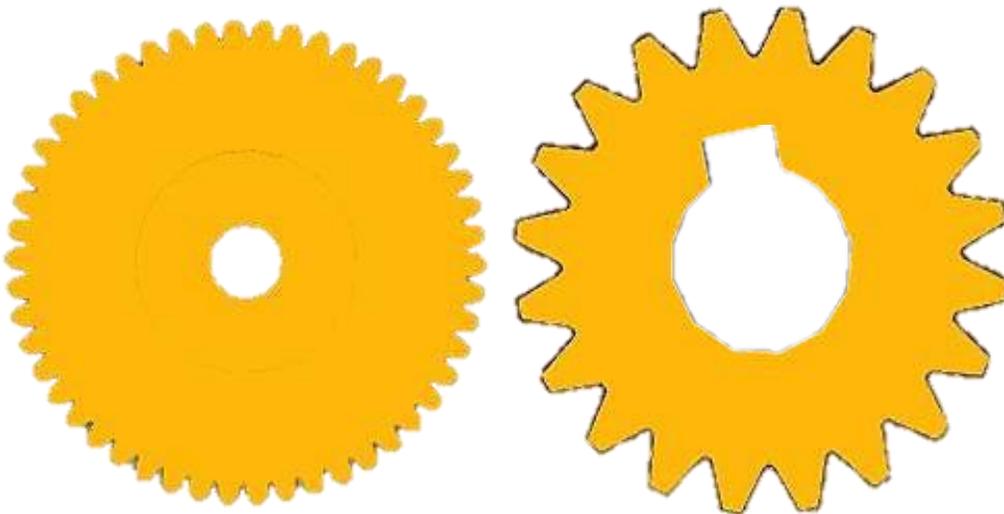


Figure. III.18 Comparaison de deux dentures de pignons de mêmes diamètres primitifs et de modules

Il est impossible de faire engrener deux roues ayant des dentures de forme différente. En effet, pour qu'un engrenage fonctionne correctement, les deux roues doivent avoir la même forme de denture. Comme le module est le paramètre déterminant les dimensions des dents, la règle

fondamentale pour que deux roues puissent engrener ensemble est que leur module soit identique.

Les dentures ne peuvent pas avoir n'importe quel module, les modules sont normalisés :

Les premières valeurs normalisées de m																					
0,06	0,08	0,1	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,75	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	...

7. Interférences

Si le nombre de dents d'un pignon est faible (moins de 12 dents), le fond du creux de la dent est étroit. Si le nombre de dents d'une roue est élevé, le sommet des dents est large, ce qui peut rendre l'engrènement difficile, voire impossible. En effet, la tête des dents de la grande roue ne peut pas se déplacer dans le creux des dents du pignon, ce qui conduit à une interférence de fonctionnement. On utilise également le terme "dents interférentes" pour désigner cette situation.

Interférence de taille

Lors de la génération d'une denture à l'aide d'un outil crémaillère en mouvement, il peut arriver qu'un point de l'outil recoupe le profil déjà usiné au niveau du pied de la dent. Ainsi le profil enveloppe en développante de cercle est alors tronqué et il n'y a plus de continuité de tangence. De plus, cette situation accroît le risque d'amorcer une rupture de la dent.

Pendant le processus de taillage, l'outil usine le fond des creux de dents, ce qui entraîne une interférence de taille. La figure 19 illustre l'usinage du fond des creux d'un pignon effectué à l'aide d'un outil crémaillère. Cette interférence de taille est plus importante que l'interférence de fonctionnement et rend la dent beaucoup plus fragile.

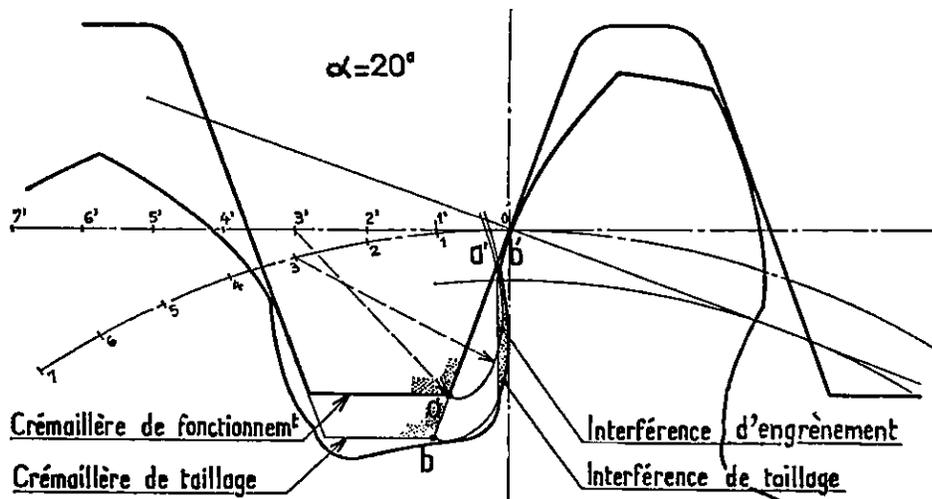


Figure. III.19 Interférences de taille

Afin d'éviter les interférences, des corrections de denture ont été introduites dans la construction des engrenages, ce qui améliore considérablement leur résistance et leur durabilité. Pour prévenir les interférences, il est nécessaire de vérifier la relation suivante :

$$Z \geq 2(1 - x) / \sin^2 \alpha_0 \quad (\text{III.12})$$

Avec : Z le nombre de dents,

X le coefficient de déport (en pratique le coefficient de déport x est limité à $-0,5 \leq x \leq 0,8$

$\alpha_0 = 20^\circ$, l'angle de pression

Il est possible d'apporter des corrections à la denture pour éviter les interférences, cela peut être fait en augmentant l'angle de pression ou en effectuant un déport de denture.

8. Modélisation de courbe de développante du cercle des engrenages à denture droite dans SolidWorks

Les engrenages droits sont un type d'engrenage utilisé pour la transmission de mouvement entre des arbres parallèles, avec des dents parallèles à l'axe de rotation. Ils sont souvent considérés comme le type d'engrenage le plus simple et sont utilisés pour établir les relations cinématiques fondamentales de la géométrie des dents d'engrenage. Un concept clé dans la conception d'engrenages droits est le cercle de pas, qui est un cercle théorique servant de base à la plupart des calculs d'engrenages.

Le pas diamétral (P) d'un engrenage est défini comme le rapport entre le nombre de dents et le diamètre de pas, et est le réciproque du module dans le système métrique (ISO). Aux États-Unis, le pas diamétral est généralement exprimé en dents par pouce et n'est utilisé qu'avec des unités américaines. Les pas diamétraux grossiers incluent des valeurs telles que 2, 2,25, 2,5, 3, 4, 6, 8, 10, 12 et 16, tandis que les pas fins incluent des valeurs telles que 20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150 et 200.

Pour représenter un engrenage à denture droite dans SolidWorks, les données suivantes doivent être disponibles :

- Pas diamétral : $P=2$;
- Nombre de dents : $N=18$;
- Angle de pression : $\alpha= 20^\circ$.

Les éléments suivants peuvent être trouvés :

Addendum (a) : La distance entre le sommet de la dent de l'engrenage et le cercle primitif mesurée radialement :

$$a = \frac{1}{P} = 0,5 \text{ in} \quad (\text{III.13})$$

Addendum (b) : La distance radiale entre le cercle primitif et le bas de la dent. Cela est admis :

$$b = \frac{1,25}{p} = 0,625 \text{ in} \quad (\text{III.14})$$

Le diamètre du cercle primitif (d_p) est le diamètre du cercle primitif à partir duquel l'engrenage est conçu. Il s'agit d'un cercle imaginaire qui entrera en contact avec le cercle primitif d'un autre engrenage lorsqu'ils seront engrenés. De plus, il est défini pour chaque engrenage comme une relation entre le nombre de dents (N) et le module.

$$d_p = \frac{N}{p} = \frac{18}{2} = 9 \text{ in} \quad (\text{III.15})$$

Le diamètre du cercle de base (d_b) est le cercle utilisé pour former la section d'engrènement de la dent de l'engrenage :

$$d_b = d_p \cdot \cos \alpha = 9 \cdot \cos 20^\circ = 8,4572 \text{ in} \quad (\text{III.16})$$

Clairance :

$$c = b - a = 0,125 \text{ in} \quad (\text{III.17})$$

L'équation paramétrique de la courbe développante est :

$$\begin{cases} x = r \cos t + rt \sin t = r(\cos t + t \sin t) \\ y = r \sin t - rt \cos t = r \sin t - t \cos t \end{cases} \quad (\text{III.18})$$

Cela commencera la courbe d'engrènement en développante à partir du point A :

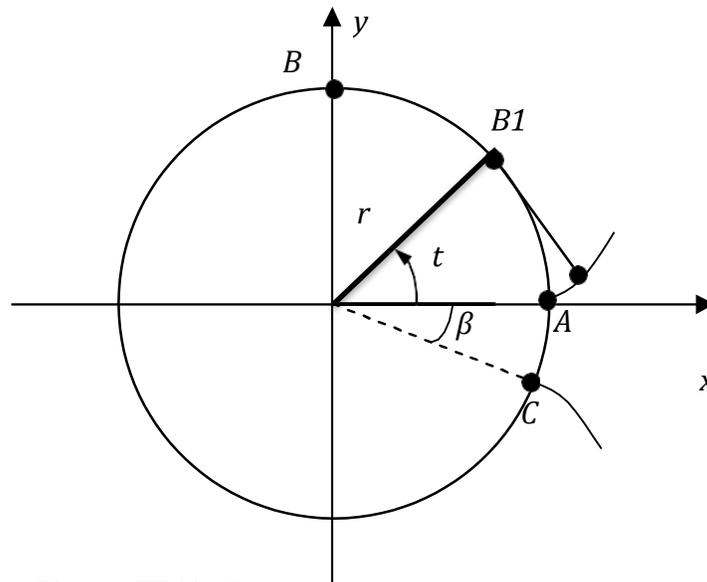


Figure. III.20 Paramétrage de la développante de cercle

À partir du point B, l'équation paramétrique est :

$$\begin{cases} x = r(\cos(t + \frac{\pi}{2}) + t \sin(t + \frac{\pi}{2})) \\ y = r(\sin(t + \frac{\pi}{2}) - t \cos(t + \frac{\pi}{2})) \end{cases} \quad (\text{III.19})$$

r est le rayon du cercle de base.

Si nous commençons la développante à partir du point C et dans la direction indiquée, alors l'équation paramétrique est la suivante :

$$\begin{cases} x = r(\cos(-t - \beta) - t \sin(t - \beta)) \\ y = r(\sin(-t - \beta) + t \cos(-t - \beta)) \end{cases} \quad (\text{III.20})$$

L'unité pour β doit être exprimée en radians lors de l'entrée de l'expression dans SolidWorks.

En insérant la dimension du diamètre du cercle de base dans l'expression, nous pouvons générer la développante. Ainsi, la développante sera mise à jour automatiquement chaque fois que le diamètre du cercle de base sera modifié.

Il est possible de générer la développante à partir de n'importe quel point sur le cercle de base. Comme nous connaissons le nombre de dents, nous pouvons calculer l'angle correspondant au pas circulaire p ou au pas circulaire le long du cercle de base, lequel est $\frac{360^\circ}{18} = \frac{360}{18} = 20^\circ$.

Comme la largeur de l'espace est identique à l'épaisseur de la dent, nous avons quatre angles également répartis le long du pas circulaire, soit $360/4N = 5^\circ$. Comme illustré dans le diagramme ci-dessous (Figure 21), ϕ peut être calculé comme étant :

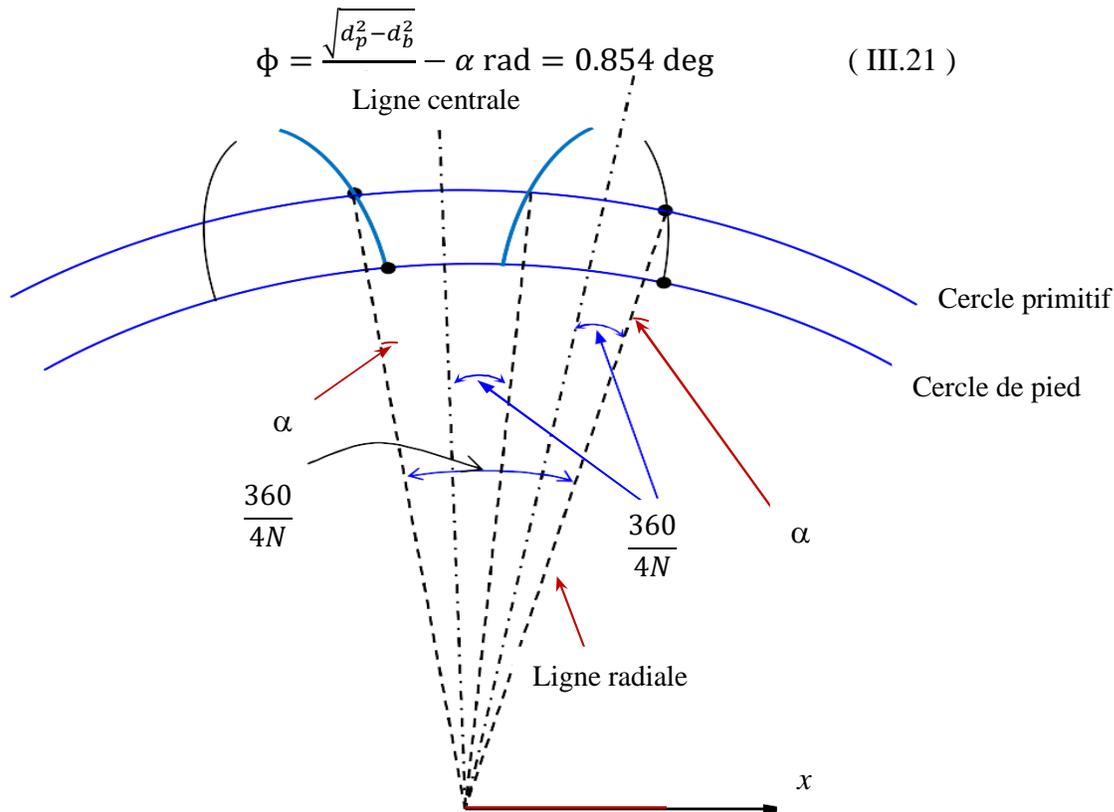


Figure. III.21 diagramme de la distribution des angles le long d'un cercle

9. Modélisation le profil de dent par SolidWorks



Figure. III.22 Roue dentée

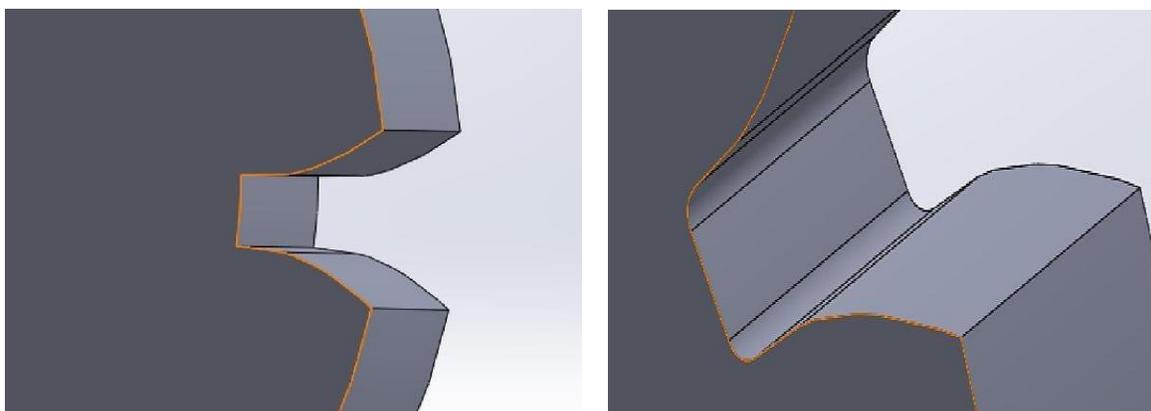


Figure. III.23 Vue rapprochée des dents d'engrenage

10. Modélisation de la roue dentée et le pignon de réducteur utilisé

Pour le réducteur utilisé dans l'étude, les informations sur l'engrenage sont les suivantes :

Module = 4.

Nombre des dents : $Z_1=14$, $Z_2=45$.

L'angle de pression = 20° .

Donc, la représentation géométrique de l'engrenage sur Solidworks est la suivante

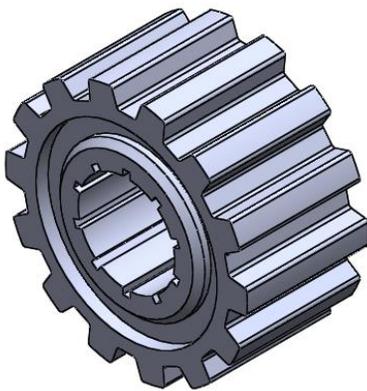


Figure. III.24 le pignon de réducteur utilisé



Figure. III.25 la roue de réducteur utilisé

conception, dimensionnement et étude statique de réducteur de vitesse

1 Introduction

Le chapitre suivant aborde la conception et la simulation d'un réducteur de vitesse, mettant l'accent sur le dimensionnement et le calcul numérique de cet élément essentiel des systèmes de transmission de puissance.

Dans ce chapitre, nous explorerons les principaux aspects de la conception d'un réducteur de vitesse, en mettant l'accent sur les différentes étapes du processus, de la spécification des exigences jusqu'à la simulation numérique du système final. Nous examinerons les principes de base de la conception, les considérations de charge, les types de réducteurs, ainsi que les éléments de transmission utilisés.

L'objectif principal de ce chapitre est de fournir une méthodologie complète pour le dimensionnement et le calcul numérique d'un réducteur de vitesse. Nous aborderons les étapes clés, telles que la détermination des paramètres de charge, le choix du rapport de réduction, la sélection des engrenages, les calculs de résistance des matériaux, et les simulations numériques pour évaluer les performances et la durabilité du système.

Grâce à une approche méthodique et à l'utilisation d'outils de conception assistée par ordinateur (CAO) et de logiciels de simulation avancés, nous pourrions concevoir et évaluer efficacement un réducteur de vitesse adapté aux exigences spécifiques de l'application. L'utilisation de simulations numériques permettra d'optimiser les performances du système, de réduire les coûts de développement et de minimiser les risques de défaillance.

2 Fonctionnement du réducteur

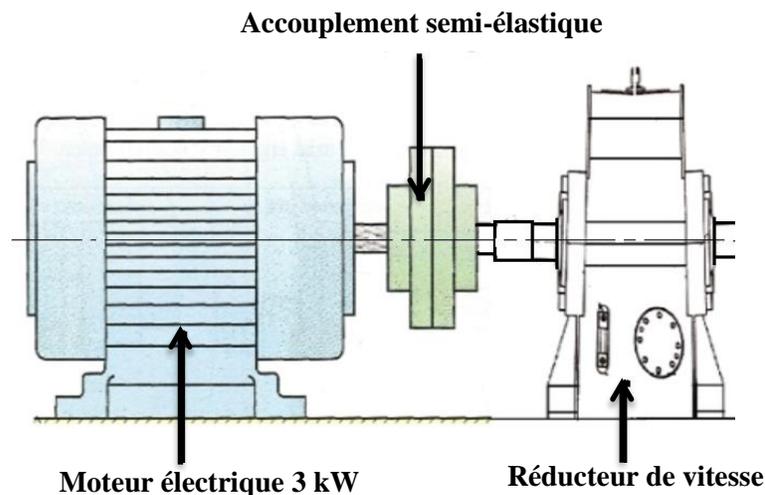


Figure. IV.1 Dessin d'ensemble de réduction

3 Choix de moteur électrique

Le moteur électrique utilisé dans ce projet est un moteur asynchrone triphasé d'une puissance de 3 kW, équivalente à 4 CV. Il fonctionne à une vitesse nominale de 1450 tours par minute (tr/min) avec une fréquence d'alimentation de 50 Hz. Ce moteur est de type 132 mm, ce qui fait référence à la hauteur de son axe. Il est équipé d'un arbre claveté mesurant 38x80 mm, et la clavette nécessaire est fournie avec le moteur.

Pour fixer ce moteur, il est conçu avec deux pattes de montage, conformément à la configuration B3. L'empattement des pattes de fixation mesure 216x178 mm, offrant une base solide pour l'installation du moteur. Les pattes de fixation sont amovibles et démontables, ce qui permet une grande flexibilité lors de l'orientation de la boîte à bornes du moteur. Elles offrent la possibilité de tourner la boîte à borne du moteur à 90° dans les quatre directions, facilitant ainsi son intégration dans différents agencements de systèmes.

Ces caractéristiques du moteur électrique triphasé, telles que sa puissance, sa vitesse nominale, sa taille et son système de fixation, sont essentielles pour garantir une installation appropriée et un fonctionnement optimal du moteur dans le système global.

3.1 Caractéristique techniques :

- Tension d'alimentation : 230/400V
- Puissance : 3 KW
- Vitesse : 1500 tr/min, 4 pôles
- Courant nominal (Ampère) : 15 A (400V)
- Forme de construction : B3: À pattes
- Indice de protection : IP55
- Finition : Aluminium
- Rendement : IE1
- Isolation : Classe F
- Fréquence : 50 Hz
- Pattes : oui
- Poids : 48.5 kg.



Figure. IV.2 moteur asynchrone triphasé 3 kW

3.2 Applications :

Les moteurs triphasés CEMER s'adapteront parfaitement à toutes vos applications industrielles ayant un entraînement mécanique par moteur électrique, même les plus exigeantes :

- Machines-outils (perceuse a colonne, scie a ruban, fraiseuse, tour...)
- Compresseur d'air
- Bétonnières
- Machine à bois
- Pompe hydraulique
- Machines agricoles (racleur, aplatisseur à grain, moulin)
- Machine industrielles
- Mécanique automobile (Pont élévateur, démonte pneu)
- Ventilateur
- Motoréducteur
- Équipements d'emballage
- Carrières (concasseurs, broyeurs et autres...)

4 Choix de l'accouplement :

L'accouplement entre un moteur électrique synchrone 132M et un réducteur de vitesse dépendra des caractéristiques spécifiques du moteur et du réducteur. Pour un accouplement approprié, il est important de prendre en compte les paramètres suivants :

1. Couple de sortie requis : Déterminez le couple de sortie requis pour l'application donnée. Ceci dépendra des exigences de charge de votre système.
2. Vitesse de sortie souhaitée : Déterminez la vitesse de sortie souhaitée après la réduction de vitesse. Cela dépendra également des besoins spécifiques de votre application.
3. Taille du réducteur : Sélectionnez un réducteur de vitesse approprié en fonction du couple de sortie requis et de la vitesse de sortie souhaitée. Assurez-vous que le réducteur peut gérer les charges et les conditions de fonctionnement spécifiques de votre application.
4. Accouplement mécanique : Une fois que vous avez sélectionné le réducteur de vitesse, vous devez choisir un accouplement approprié pour relier le moteur électrique au réducteur. Les accouplements mécaniques transfèrent le couple et la rotation entre les arbres du moteur et du réducteur, tout en compensant les désalignements éventuels.

Il est important de consulter les spécifications techniques du moteur électrique 132M et du réducteur de vitesse pour garantir une compatibilité appropriée et un fonctionnement efficace de l'ensemble. Il est recommandé de se référer aux documents du fabricant, aux normes de l'industrie et de consulter un expert en systèmes de transmission de puissance pour une sélection précise et une installation correcte de l'accouplement entre le moteur électrique et le réducteur de vitesse.

4.1 Type d'accouplement

Le type d'accouplement utilisé entre un moteur électrique synchrone 132M et un réducteur de vitesse dépendra des spécifications et des exigences de l'application. Il existe plusieurs types d'accouplements mécaniques couramment utilisés dans les systèmes de transmission de puissance. Voici quelques exemples d'accouplements qui pourraient être utilisés :

4.1.1 Accouplements rigides

L'accouplement rigide, aussi connu sous le nom de liaison rigide, implique une connexion solide entre les deux arbres d'un système. En général, cette liaison est établie à l'aide d'une pièce intermédiaire. Plusieurs méthodes de montage sont disponibles pour réaliser cette liaison rigide, notamment la vis de pression, le serrage par mâchoires, le montage en force et le clavetage.

Un inconvénient majeur des accouplements rigides réside dans leur incapacité à tolérer tout défaut d'alignement entre les arbres.



Figure. IV.3 accouplement rigide

4.1.2 Accouplements semi-élastiques

Pour l'accouplement de notre réducteur de vitesse avec le moteur asynchrone triphasé, nous avons choisi l'accouplement semi-élastique.

Des accouplements appelés "semi élastiques" ont été développés pour compenser de légers défauts d'alignement tels que les imperfections d'usinage. Ces accouplements sont généralement composés de deux parties rigides attachées aux arbres et d'une partie légèrement flexible qui permet de corriger les écarts d'alignement.



Figure. IV.4 accouplement semi-élastique

Il existe une multitude d'accouplements de ce type parmi lesquels choisir. Lors de la sélection, plusieurs critères doivent être pris en compte, tels que le prix, l'encombrement, la vitesse de rotation maximale, le désalignement angulaire, le désalignement axial et radial, ainsi que la durée de vie.

De plus, ces accouplements présentent généralement d'excellentes propriétés homocinétiques, ce qui signifie que le mouvement de l'arbre de sortie est fidèlement reproduit par celui de l'arbre moteur.

4.1.3 Accouplements élastiques

Les accouplements qui fonctionnent sur le même principe que les accouplements semi-élastiques peuvent supporter des désalignements plus importants, cependant, ils ne parviennent pas à maintenir les propriétés homocinétiques. Dans l'exemple donné ci-dessous, on peut facilement observer un décalage entre les mouvements des deux arbres. Ce décalage est causé par la torsion de la partie flexible.



Figure. IV.5 accouplement élastique P-Flex

4.1.4 Accouplements Oldham

C'est dans la famille d'accouplement articulés, Les accouplements de cette catégorie offrent la capacité de corriger des défauts d'alignement considérables. Cependant, l'inclusion de pièces mobiles dans les articulations présente deux inconvénients notables : l'usure des composants et le coût de production élevé.



Figure. IV.6 accouplement Oldham

Un accouplement Oldham est constitué de 3 pièces :

- 2 bagues solidaires des arbres
- 1 patin lié aux bagues par deux liaisons prismatiques

La double liaison prismatique permet au patin de se déplacer dans un plan perpendiculaire aux arbres tout en transmettant les couples nécessaires.

Le choix de l'accouplement dépendra des exigences spécifiques de l'application, telles que le couple, la vitesse, les désalignements admissibles, les vibrations, l'espace disponible et d'autres considérations. Il est recommandé de consulter les spécifications du moteur électrique et du réducteur de vitesse, ainsi que de suivre les recommandations du fabricant et les normes de l'industrie pour sélectionner l'accouplement approprié.

L'accouplement élastique est généralement utilisé dans diverses applications pour plusieurs raisons. Voici quelques-unes des principales raisons :

- Absorption des chocs et des vibrations : L'accouplement élastique est conçu pour absorber les chocs et les vibrations résultant de désalignements, de charges variables ou d'autres sources de perturbation. Il utilise des éléments élastiques, tels que des ressorts ou des éléments en caoutchouc, qui permettent une certaine flexibilité pour réduire les contraintes et les impacts sur les composants mécaniques.
- Tolérance aux désalignements : Les accouplements élastiques peuvent compenser les désalignements entre les arbres d'entraînement. Les désalignements peuvent être causés

par des erreurs de fabrication, des variations thermiques, des mouvements dynamiques ou d'autres facteurs. Les éléments élastiques permettent un certain degré de flexibilité, ce qui réduit les contraintes et améliore la durée de vie des composants.

- Protection contre les surcharges : L'accouplement élastique peut protéger les composants mécaniques contre les surcharges. Lorsqu'une surcharge se produit, les éléments élastiques peuvent se déformer temporairement pour absorber l'énergie supplémentaire, protégeant ainsi les composants plus fragiles tels que les moteurs ou les réducteurs de vitesse.
- Réduction du bruit : Les accouplements élastiques peuvent aider à réduire le bruit et les vibrations dans les systèmes mécaniques en absorbant et en atténuant les forces et les mouvements indésirables. Cela peut être particulièrement important dans les applications sensibles au bruit, telles que les machines industrielles ou les équipements de laboratoire.
- Facilité d'entretien : Les accouplements élastiques sont souvent faciles à installer et à entretenir. En cas de remplacement ou de réparation, il est souvent plus simple et moins coûteux de remplacer l'accouplement élastique que d'effectuer des réparations sur les autres composants mécaniques.

5 Technologie de réducteur

5.1 Composants de réducteur

Ce réducteur de vitesse à engrenage cylindrique à denture droite se compose d'un train de réduction ordinaire à trois étages, comprenant quatre arbres parallèles. Parmi ces arbres, on trouve l'arbre d'entrée qui tourne à une vitesse de rotation de $N=1450$ tr/min, ainsi que deux arbres intermédiaires et l'arbre de sortie.

L'arbre d'entrée contient un pignon A cylindrique à denture hélicoïdale qui s'engrène avec une roue dentée B.

La roue dentée B est liée avec l'arbre intermédiaire 1 sur le même arbre se trouve le pignon C.

Le pignon C s'engrène avec la roue D liée avec l'arbre intermédiaire 2 sur le même arbre se trouve le pignon E.

Le pignon E s'engrène avec la roue F liée avec l'arbre de sortie.

5.2 aperçu général de la transmission de mouvement

Le moteur électrique entraîne l'arbre d'entrée avec une vitesse de rotation $N_e=1000$ tr/min. Le mouvement est transmis à l'arbre intermédiaire 1 par l'engrènement du pignon A avec la roue B. Le pignon C est situé sur le même arbre que la roue B, ce qui lui permet de tourner à la même vitesse de rotation que l'arbre intermédiaire 1.

Ensuite, le pignon C transfère le mouvement à l'arbre intermédiaire 2 en s'engrenant avec la roue D.

Le pignon E est également situé sur le même arbre que la roue D, assurant ainsi la même vitesse de rotation pour l'arbre intermédiaire 2.

Enfin, le pignon E transmet le mouvement à l'arbre de sortie en s'engrenant avec la roue F située dans l'arbre de sortie.

5.3 Traitement globale et superficiel des engrenages

Le traitement thermique des engrenages permet d'améliorer leurs propriétés mécaniques telles que la dureté, la limite d'élasticité et la limite de rupture. Il réduit également leur fragilité et élimine les tensions internes dans le matériau. Pour être efficaces, les engrenages doivent présenter à la fois une grande résilience et une résistance élevée à l'usure. En effet, les engrenages sont soumis à des efforts brusques, tels que ceux générés lors du démarrage du moteur électrique, qui peuvent être assimilés à des chocs. C'est pourquoi ils doivent être capables de résister à ces contraintes de manière résiliente.

a. Cimentation

L'une des méthodes utilisées pour améliorer les propriétés mécaniques des engrenages est le traitement de cimentation. Ce processus implique la diffusion du carbone dans les surfaces frottantes des dents en les portant à une température supérieure à 930°C . La cimentation est ensuite suivie d'une trempe et d'un revenu afin d'éviter l'écaillage de la surface cémentée au moindre choc.

L'épaisseur de la couche cémentée est généralement d'environ 1 mm, mais il est essentiel de contrôler la vitesse de pénétration de manière précise. Une vitesse de pénétration trop rapide peut entraîner une saturation excessive de la couche superficielle en carbone, ce qui rend cette couche extrêmement fragile.

Il est donc crucial de maîtriser avec précision la vitesse de pénétration lors de la cimentation afin de garantir une couche cémentée appropriée, renforçant ainsi les surfaces frottantes des dents des engrenages. Cette procédure permet d'améliorer à la fois la résistance à l'usure et la résilience des engrenages, assurant ainsi leur fonctionnement optimal dans des conditions de charge et de chocs variables.

b. La trempe

C' est une étape primordiale du traitement thermique des engrenages, effectuée directement dans leur structure. Son objectif principal est d'améliorer certaines propriétés mécaniques spécifiques, telles que la résistance élastique et la dureté, au détriment d'autres propriétés telles que la résilience et la ductilité.

Lors de la trempe, les engrenages sont chauffés à des températures élevées, généralement supérieures à leur point de transformation. Ensuite, ils sont refroidis rapidement par un processus de refroidissement contrôlé, tel que la trempe à l'eau, à l'huile ou à l'air. Ce refroidissement rapide assure un durcissement efficace du matériau, ce qui renforce la résistance et la dureté des engrenages.

c. Le revenu

Le revenu est un traitement thermique qui est généralement effectué après la trempe. Son objectif principal est d'améliorer la ductilité, la résilience ou la résistance aux chocs des engrenages, tout en maintenant une dureté raisonnable. De plus, il vise à éliminer les contraintes internes qui se sont formées pendant la trempe, car ces contraintes peuvent contribuer à la fragilité du matériau.

Pour préserver la ductilité du cœur des dents, des aciers à faible teneur en carbone, généralement compris entre 0,02 % et 0,5 %, sont utilisés. Ces aciers ont la capacité de conserver leur capacité à se déformer avant de se rompre, ce qui est essentiel pour résister aux charges de choc et aux contraintes variables auxquelles les engrenages peuvent être soumis.

5.4 Système de lubrification :

5.4.1 Lubrification par bain d'huile (par barbotage)

Dans le cadre du traitement thermique, les roues des engrenages sont continuellement trempées dans un bain d'huile. Lors de la rotation, les dents entraînent une quantité précise d'huile, ce qui assure la lubrification nécessaire au niveau des dents en contact. Dans certaines situations où les vitesses sont trop faibles, des dispositifs tels que des racleurs ou des palettes peuvent être nécessaires pour garantir une lubrification adéquate. Il est crucial de maintenir une hauteur d'immersion sensiblement égale pour chaque roue trempée, évitant ainsi des niveaux trop bas ou trop élevés. En effet, une immersion excessive peut entraîner un phénomène de barattage et une élévation indésirable de la température. Par conséquent, il est impératif de surveiller régulièrement les niveaux d'huile prescrits pour assurer un fonctionnement optimal des engrenages.

5.4.2 Lubrification par bain et ruissellement (barbotage et projection)

Lorsque les projections d'huile et le ruissellement sont adéquats, l'huile qui est projetée sur les parois par l'effet centrifuge peut être collectée à l'aide de dispositifs tels que des goulottes ou des larmiers, puis dirigée vers les parties nécessitant une lubrification, telles que les dentures et les roulements.

5.4.3 Lubrification par circulation d'huile

L'huile est continuellement circulée et acheminée vers les points de lubrification par le biais d'une pompe et de canalisations, fonctionnant sur le même principe qu'un moteur d'automobile. Ce système permet de fournir précisément la quantité d'huile nécessaire là où elle est essentielle. De plus, il est facile d'intégrer des dispositifs tels que des unités de filtration, des échangeurs thermiques (radiateurs) ou des réchauffeurs dans ce circuit d'huile pour assurer des performances optimales.

5.5 Roulements et leurs montages

Les roulements à billes à contact oblique sont conçus de telle manière que les points de contact des billes avec les pistes des bagues intérieure et extérieure sont décalés axialement. Cette configuration leur permet de supporter des charges combinées, à la fois radiales et axiales, agissant simultanément.

La capacité de charge axiale des roulements à billes à contact oblique augmente avec l'angle de contact. L'angle de contact correspond à l'angle formé d'un côté par la ligne qui relie les points de contact entre la bille et les pistes des bagues, le long de laquelle les charges sont transmises, et de l'autre côté par une ligne perpendiculaire à l'axe de rotation, représentant le plan radial.

Chaque arbre de réducteur est supporté par un roulement à billes à contact oblique.

5.6 Montages des roulements

Pour le montage des roulements, une tolérance j6 est utilisée pour l'arbre, tandis qu'une tolérance K6 est appliquée pour l'alésage. La figure 7 illustre les tolérances respectives pour l'arbre et l'alésage.

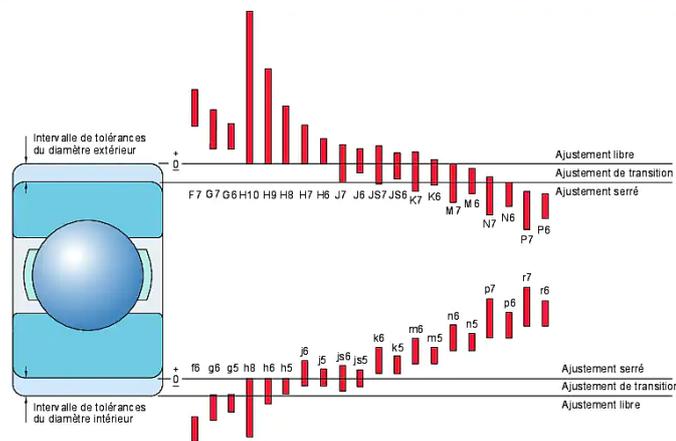


Figure. IV.7 Tolérances des roulements

5.6.1 L'installation de réducteur

Le réducteur est installé dans le hall de stockage de mélange de la zone matière première. Ce hall est une structure en charpente métallique spacieuse où le mélange est stocké sous forme de deux tas de 50 000 tonnes chacun. Il abrite deux équipements essentiels :

- Staker : Il s'agit d'un dispositif de stockage et de pré-homogénéisation qui décharge la matière en effectuant un mouvement de va-et-vient le long du tas, formant des couches

superposées. Sa capacité de traitement est de 1500 tonnes par heure et il est entraîné par un moteur de 55 kW pour la bande flèche. Il dispose également d'un moteur de 15 kW pour le freinage magnétique et d'un moteur de 15 kW pour le levage de la flèche. Un système de fin de course magnétique est également intégré.

- **Pond récupérateur** : C'est un dispositif utilisé pour récupérer le matériau stocké et éventuellement pour la pré-homogénéisation. La récupération est réalisée de manière à ce que chaque passage permette d'obtenir un mélange contenant toutes les couches stockées. La capacité du pont récupérateur est de 800 tonnes par heure et il est entraîné par deux moteurs de translation rapide de 15 kW et un moteur de translation lente de 0,15 kW. De plus, un moteur de 75 kW est utilisé pour la chaîne de transmission des râteaux de mélange, tandis qu'un moteur de 37 kW est dédié à la translation des râteaux.

5.7 Description de l'installation

Il est possible d'installer l'ensemble réducteur + moteur + accouplements de deux manières différentes :

- En les assemblant et les alignant sur une plaque de base, un socle ou un châssis, dans ce cas, on le nomme "Groupe".
- En installant et alignant les éléments séparément.

5.7.1 Emplacement

Lors de l'installation d'un réducteur, il est important de prendre en compte plusieurs facteurs tels que l'accès facile pour l'entretien et la réparation, la solidité de la structure de support, l'espace suffisant pour la ventilation et les connexions, l'alignement avec les autres composants, les conditions environnementales, l'accès aux raccords et le respect des consignes du fabricant. Il est recommandé de consulter les spécifications du réducteur et de faire appel à un professionnel qualifié pour déterminer l'emplacement optimal en fonction de vos besoins spécifiques.

Lors de la vérification, il est important de prendre en compte les points suivants :

- Si l'appareil est destiné à une utilisation en extérieur, assurez-vous qu'il est conçu pour cela.
- Vérifiez que l'appareil et sa machine d'entraînement sont facilement accessibles, permettant ainsi l'entretien et le contrôle sans difficulté.
- Assurez-vous que toutes les parties de l'appareil sont accessibles, facilitant ainsi les opérations de maintenance.

5.7.2 Fondation

En fonction des résultats de l'étude du sol, concevez la fondation en tenant compte du poids du réducteur de vitesse, des charges dynamiques et des vibrations auxquelles il peut être soumis. Assurez-vous que la fondation est dimensionnée pour supporter ces charges et qu'elle est suffisamment rigide pour éviter les mouvements indésirables.

Il est nécessaire d'installer le réducteur sur une fondation solide et robuste afin de répondre aux exigences suivantes :

- Absorber les forces générées par le couple transmis, tout en minimisant les déformations qui pourraient affecter l'alignement des arbres et l'engrènement des dents.
- Amortir les vibrations et éviter toute résonance indésirable.

La meilleure solution pour répondre à ces besoins est d'utiliser un cadre en acier soudé fixé solidement et encastré dans le béton.

Le plan de pose de ce cadre doit être usiné avec une tolérance de planéité inférieure ou égale à 0,1 mm afin de prévenir toute déformation indésirable.

5.7.3 Alignement

L'alignement joue un rôle crucial lors de l'installation d'un réducteur de vitesse. Un mauvais alignement peut entraîner une usure prématurée des composants, des vibrations excessives et une perte d'efficacité. Voici quelques points importants à considérer pour assurer un bon alignement :

- Préparation : Assurez-vous que les surfaces d'assemblage, telles que les arbres d'entrée et de sortie du réducteur, sont propres et exemptes de tout résidu ou d'irrégularités qui pourraient affecter l'alignement.
- Outils de mesure : Utilisez des outils de mesure précis, tels qu'un comparateur d'alignement ou un laser d'alignement, pour évaluer l'alignement initial et les ajustements nécessaires.
- Réglages : Utilisez les ajustements disponibles, tels que les vis de réglage ou les cales d'ajustement, pour effectuer les corrections nécessaires et atteindre un alignement précis. Veillez à suivre les recommandations du fabricant concernant les spécifications d'alignement.
- Axes parallèles : Assurez-vous que les axes de l'arbre d'entrée et de l'arbre de sortie du réducteur sont parallèles entre eux et perpendiculaires à la surface de montage. Cela garantira un transfert de puissance optimal et réduira les contraintes sur les composants.
- Tolérances : Respectez les tolérances d'alignement spécifiées par le fabricant du réducteur. Cela peut inclure des tolérances concernant la concentricité, la parallélité et l'angle d'alignement.

Vérification : Après avoir effectué les ajustements, vérifiez à nouveau l'alignement à l'aide des outils de mesure pour vous assurer que les axes sont correctement alignés.

Il est recommandé de suivre les instructions du fabricant du réducteur pour l'alignement précis, car les procédures peuvent varier en fonction du type de réducteur et de ses spécifications. En cas de doute ou de complexité, il est conseillé de faire appel à un professionnel qualifié pour effectuer l'alignement correctement.

5.8 Schémas de principe d'alignement

a. Position initiale

Le réducteur est fixé en permanence au massif, au socle et aux circuits et tuyauteries associés. Le moteur est positionné sur le socle avec les boulons de fixation serrés manuellement. Les marques de repère R sont tracées sur les manchons M1 et M2.

M1 : manchons du réducteur.

M2 : manchons du

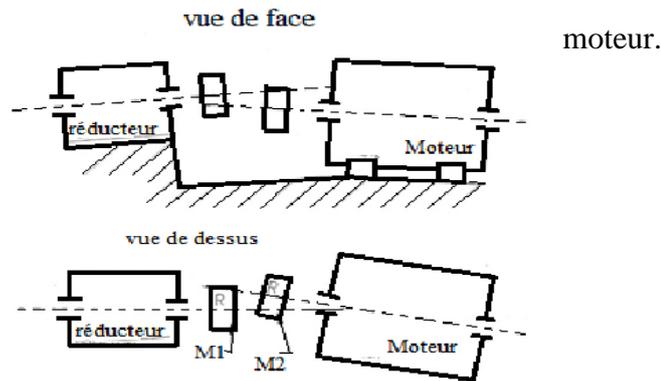


Figure. IV.8 position initiale d'alignement

b. Première opération

Pour obtenir un alignement parallèle de l'axe du moteur avec l'axe du réducteur : Fixez un comparateur sur M1 pour qu'il agisse sur la face AB de M2. Pendant une rotation simultanée des deux arbres, lisez les distances $L1$ à $12H - 3H - 6H - 9H$. Le parallélisme est atteint lorsque les 4 lectures sont égales. Il est obtenu en ajustant horizontalement (ripage) et en calant verticalement. Le calage K peut être positionné soit sous le socle, soit sous les pattes du moteur. Le schéma illustre la position des axes après cette opération. Les écarts (h) et (d) peuvent être mesurés.

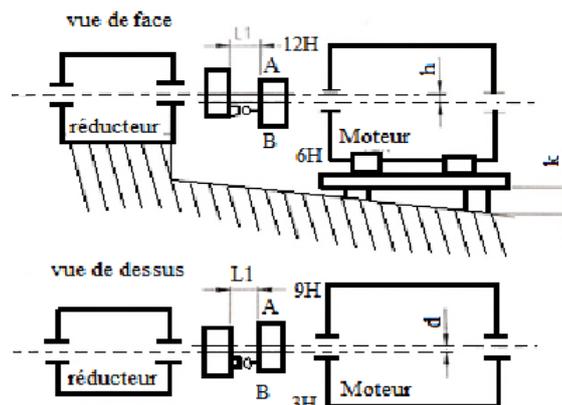


Figure. IV.9 première position d'alignement

c. Deuxième opération

Pour aligner les deux axes de manière concordante :

Fixez toujours le comparateur sur M1 pour qu'il agisse sur la surface cylindrique AC de M2. Lisez les écarts de concentricité lors d'une rotation :

(d) entre $3H$ et $9H$

(h) entre $6H$ et $12H$

En effectuant un ajustement horizontal (ripage) de (d) et un ajustement vertical (calage) de (h), les lectures deviennent égales, ce qui entraîne une rotation concentrique et une

coïncidence des axes. Le calage (h) doit être réalisé entre le socle et le moteur. Le schéma indique la position des axes après cette opération.

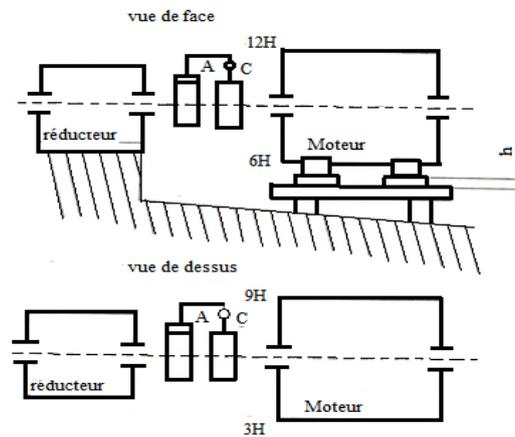


Figure. IV.10 deuxième position d'alignement

5.9 Présentation de réducteur

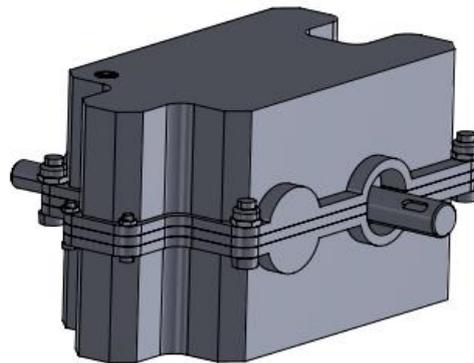


Figure. IV.11 vue isométrique de réducteur

5.9.1 Vue éclatée de réducteur

La figure représente une vue éclatée du réducteur, montrant tous les composants du réducteur, bien qu'ils ne soient pas tous représentés dans cette figure.

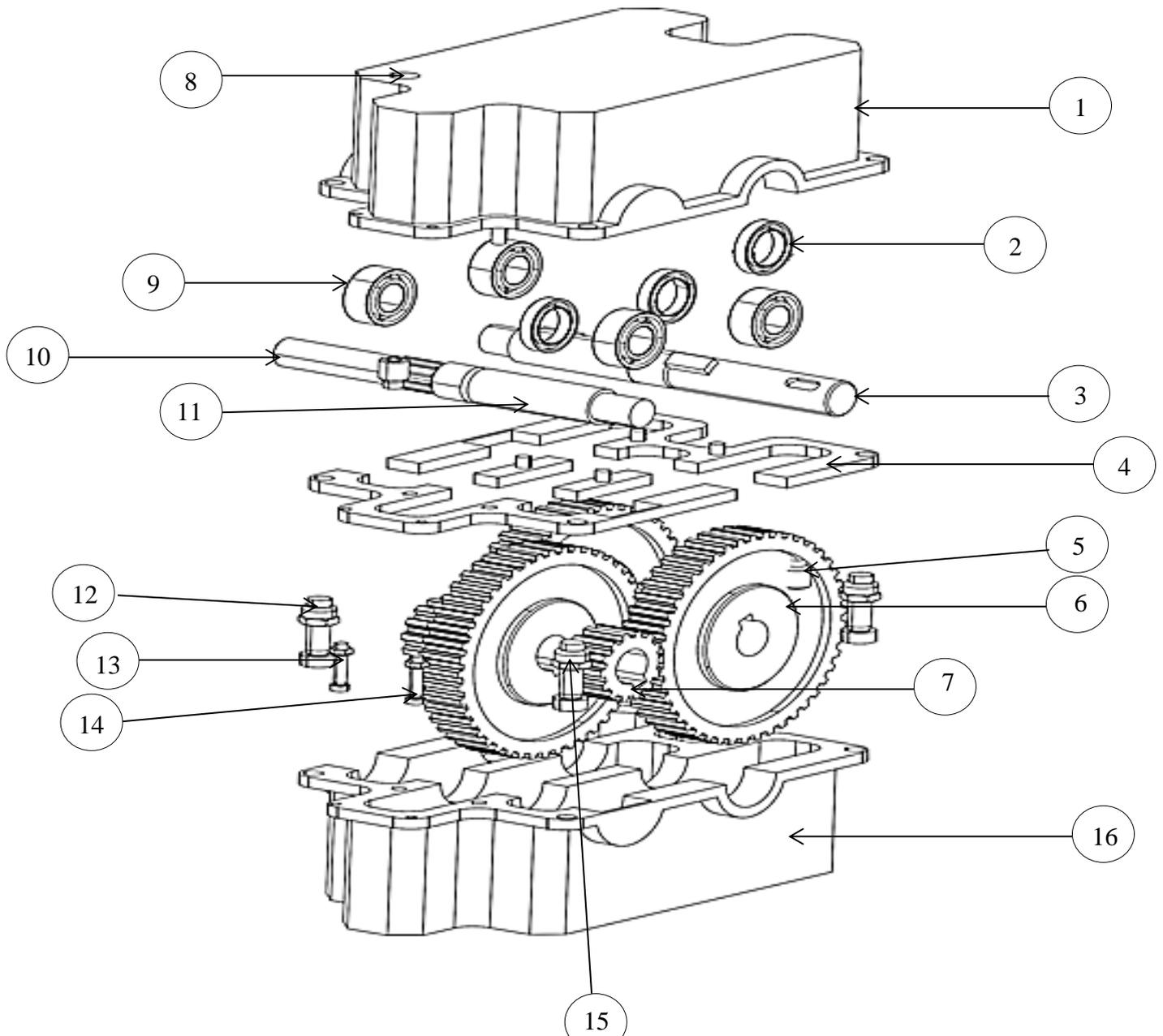


Figure. IV.12 Dessin éclatée de réducteur de vitesse

Liste des éléments de réducteur de vitesse

1	Carter 1 : supérieur
2	Roulement à bille a contact oblique
3	Arbre de sortie
4	Joint de carter
5	Vis sans tête à bout pointu
6	Roue dentée
7	pignon
8	Trou de lubrification
9	Roulement à bille radial
10	Arbre d'entrée

11	Arbre intermédiaire
12	vis à tête cylindrique hexalobulaire
13	écrou hexagonal de style 1
14	vis à tête cylindrique à empreinte hexalobulaire
15	écrou de serrage
16	Carter 2 : inférieur

5.9.2 Dessin de définition de réducteur

Dans cette figure, nous pouvons voir le plan original du réducteur. Ce plan a été utilisé comme base pour créer le modèle 3D correspondant.

La figure illustre la conception détaillée du réducteur réalisée à l'aide du logiciel SolidWorks.

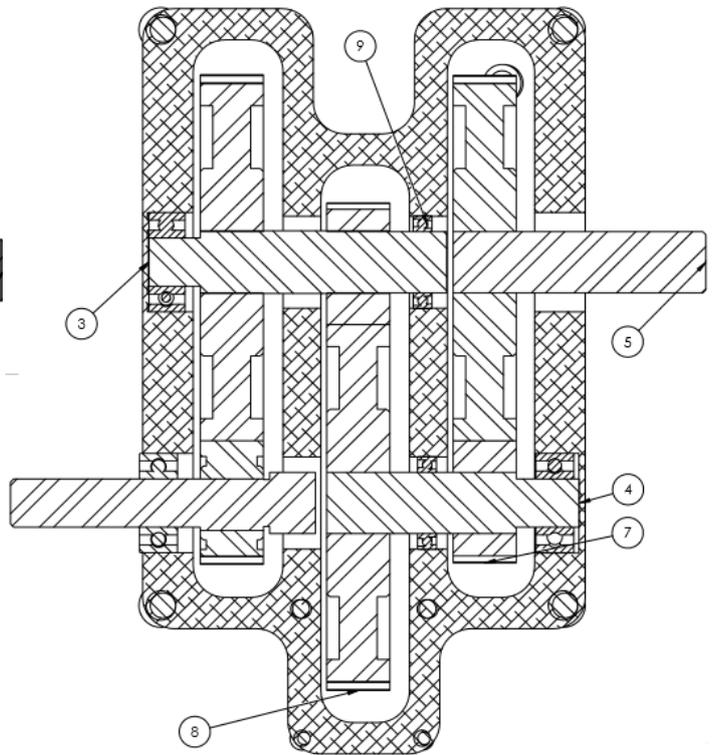
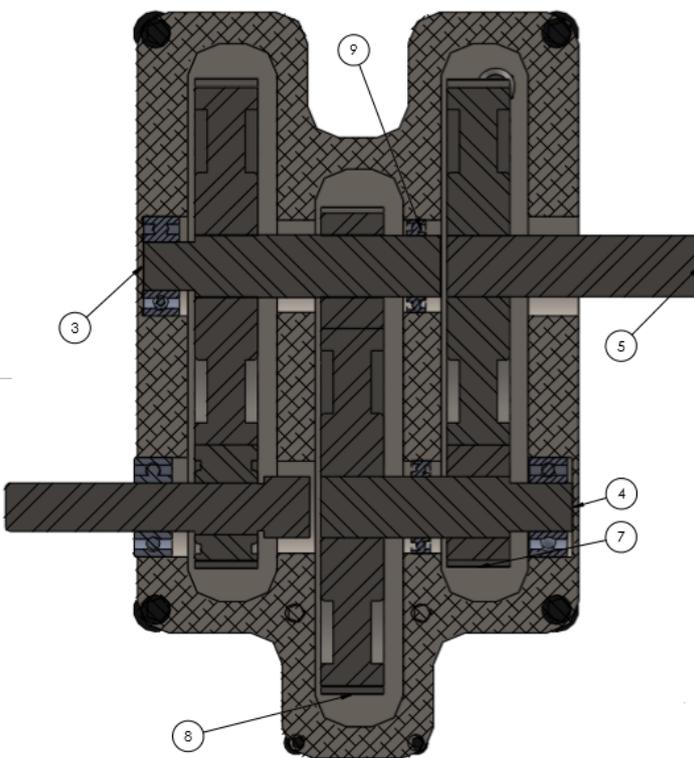


Figure. IV.13 vue de coupe d'ensemble de réducteur

Figure. IV.14 dessin d'ensemble de réducteur

5.10 Présentation des éléments principaux de réducteur

5.10.1 Le pignon A et la roue B

Tableau. IV.1 Caractéristiques géométriques des dents de pignon A et roue B

Caractéristiques	Pignon A	Roue B
Angle de pression	20.00°	
Module	4	
Pas primitif	12.57	
Saillie	4	
Creux	5	
Epaisseur de dent	6.28	
Largeur de denture	32	
Hauteur de dent	9	
Nombre de dents	14	45
Diamètre primitif	56.00	180.00
Diamètre de tête	64.00	188.00
Diamètre de pied	46.00	170.00
Diamètre de base	52.62	169.14

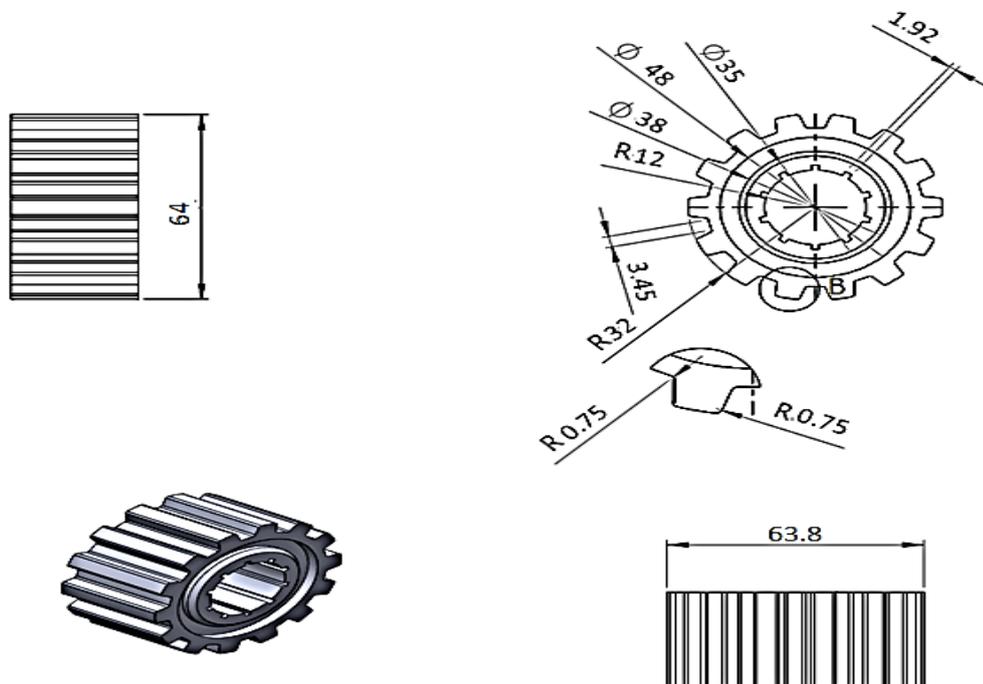


Figure. IV.15 Dessin de définition de pignon A

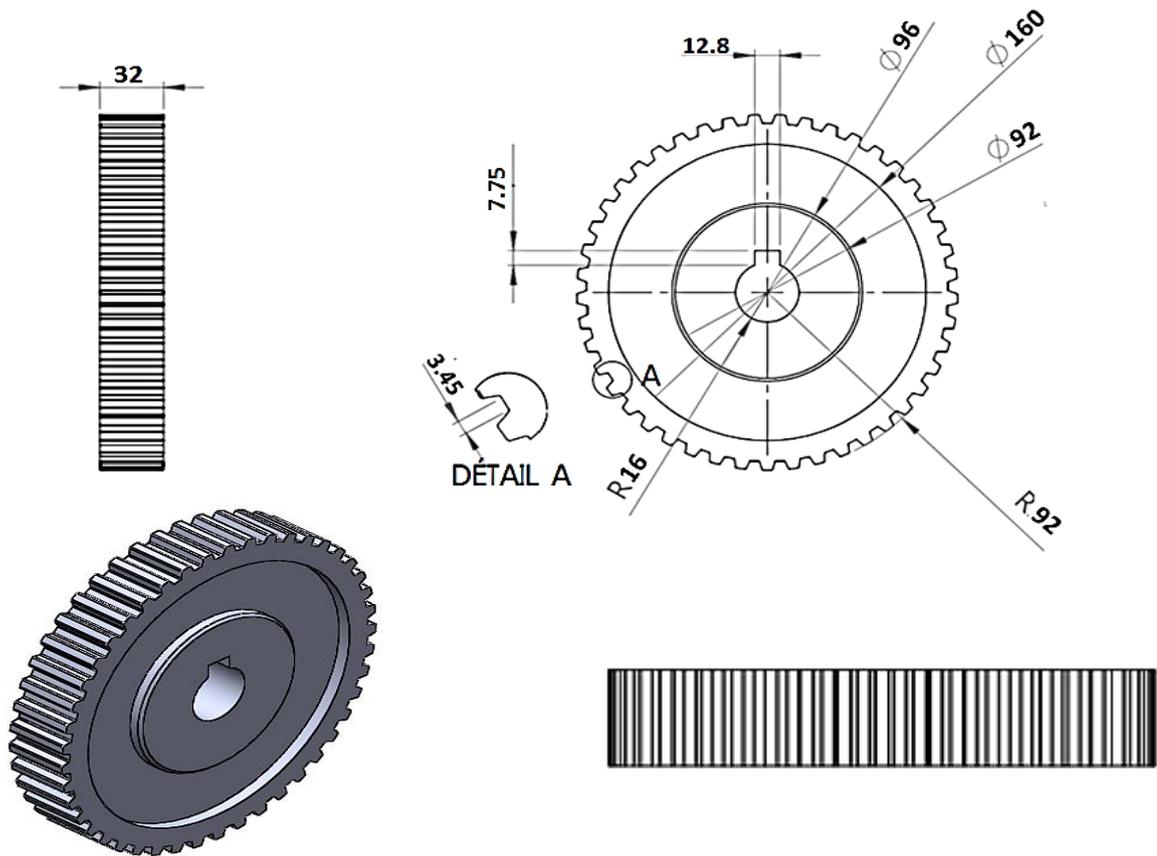


Figure. IV.16 Dessin de définition de roue dentée B

REMARQUE :

Veillez noter que les pignons C et D ont les mêmes caractéristiques que le pignon A, tout comme les roues D et F qui ont les mêmes caractéristiques que la roue B. Par conséquent, les mêmes calculs applicables à A et B s'appliquent également aux autres éléments.

Analyse et observation

Le module (m) est la caractéristique clé qui détermine la forme des dents des engrenages. Plus le module est élevé, plus les dents sont grandes et donc plus résistantes. Lorsque l'on compare les deux figures précédentes, on remarque clairement une différence de forme entre les engrenages du premier et du deuxième étage.

D'après les tableaux, le module des engrenages du deuxième étage est supérieur à celui du premier, ce qui confère une forme plus grande et une résistance accrue au deuxième étage. Cette caractéristique est nécessaire car le deuxième étage transmet un couple plus important.

Reference : NF ISO 54 :1996.

Tableau. IV.2 Valeurs normalisées du module m (NF ISO 54)

Valeurs normalisées du module m (NF ISO 54)									
Valeurs principales en mm					Valeurs secondaire 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	0.80	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

5.10.2 Représentation des arbres

Arbre d'entrée

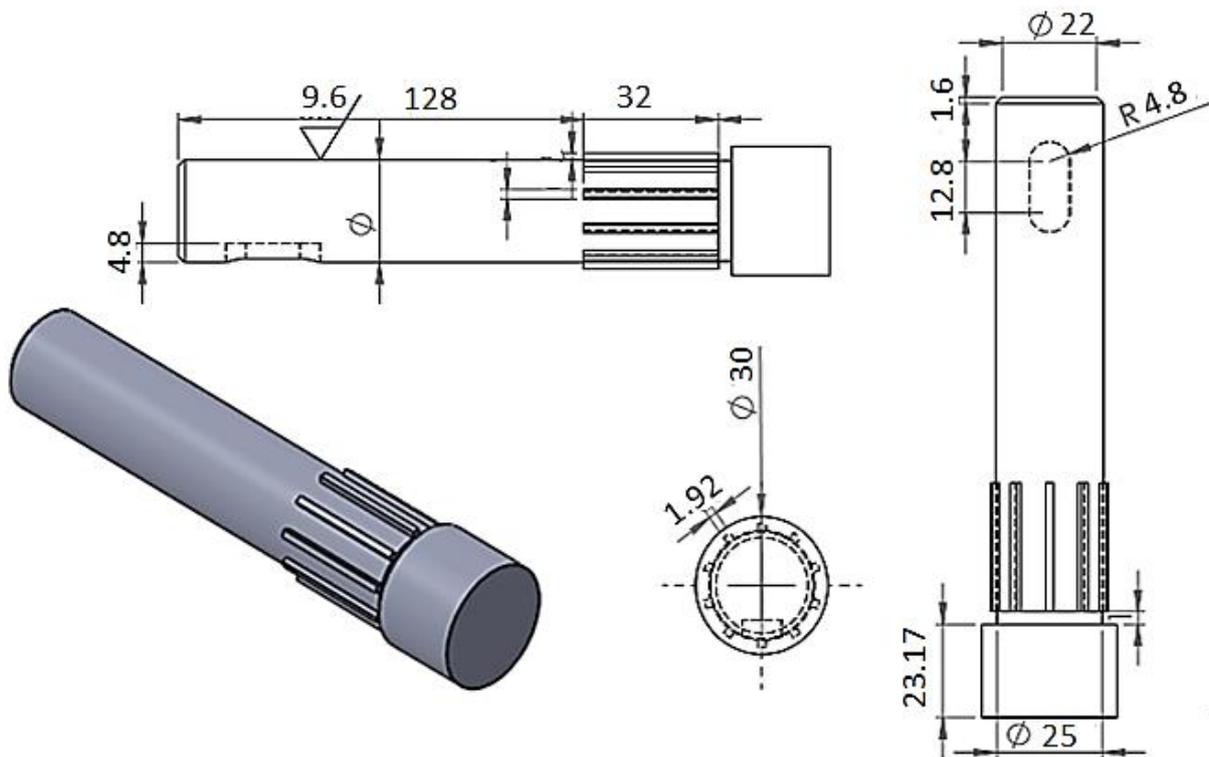


Figure. IV.17 Dessin de définition de roue dentée B

5.11 Calcul cinématique

5.11.1 Rapport de transmission entre les arbres

Puisque on a que le nombre des dents est égale entre chaque pignon et roue en contact donc le rapport de transmission est égale,

$$I_{A/B} = I_{C/D} = I_{E/F} = \frac{Z_A}{Z_B} = \frac{14}{45} = 0.311 \quad (\text{IV.1})$$

5.11.2 Détermination de la Vitesse de rotation des arbres

Arbre d'entrée :

$$N_1 = 1500 \text{ tr/min}$$

Arbre intermédiaire 1 :

$$N_2 = N_1 \cdot I_{A/B} = 466.5 \text{ tr/min}$$

Arbre intermédiaire 2 :

$$N_3 = N_2 \cdot I_{C/D} = 145.08 \text{ tr/min}$$

Arbre de sortie :

$$N_4 = N_3 \cdot I_{C/D} = 45.12 \text{ tr/min}$$

5.11.3 Détermination de rapport de transmission

Le rapport de transmission et le rapport entre la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie de réducteur

$$N_e = 1500 \text{ tr/min}$$

$$N_s = 45.12 \text{ tr/min}$$

$$I_T = \frac{N_s}{N_e} = 0.03 \quad (\text{IV.2})$$

5.12 Calcul énergétique

5.12.1 Calcul de puissance transmise par les arbres

Arbre d'entrée

$$P_1 = P_M = 3 \text{ kW}$$

Arbre intermédiaire 1

$$P_2 = 3 * \eta_{tot} = 3 * \eta_{eng}^n * \eta_r^m = 3 * 0.99^1 * 0.995^4 = 2.91 \text{ kW}$$

Arbre intermédiaire 2

$$P_3 = 3 * 0.99^2 * 0.995^6 = 2.85 \text{ kW}$$

Arbre de sortie

$$P_4 = 3 * 0.99^3 * 0.995^8 = 2.79 \text{ kW}$$

Avec :

$$\eta_{tot} = \eta_{eng}^n * \eta_r^m \quad (IV.3)$$

et : n : le nombre de contact

m : le nombre de roulement

5.12.2 Calcul des couples transmis par les arbres**Arbre d'entrée**

$$C_1 = \frac{P_M}{\omega_1} = \frac{3 * 10^3}{\frac{2\pi * 1500}{60}} = 19.1 \text{ N.m}$$

Arbre intermédiaire 1

$$C_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{2.91 * 10^3}{\frac{2\pi * 466.5}{60}} = 59.57 \text{ N.m}$$

Arbre intermédiaire 2

$$C_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{2.85 * 10^3}{\frac{2\pi * 145.08}{60}} = 187.59 \text{ N.m}$$

Arbre de sortie

$$C_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{2.79 * 10^3}{\frac{2\pi * 45.12}{60}} = 590.48 \text{ N.m}$$

5.13 Calcul des efforts agissant sur les dents

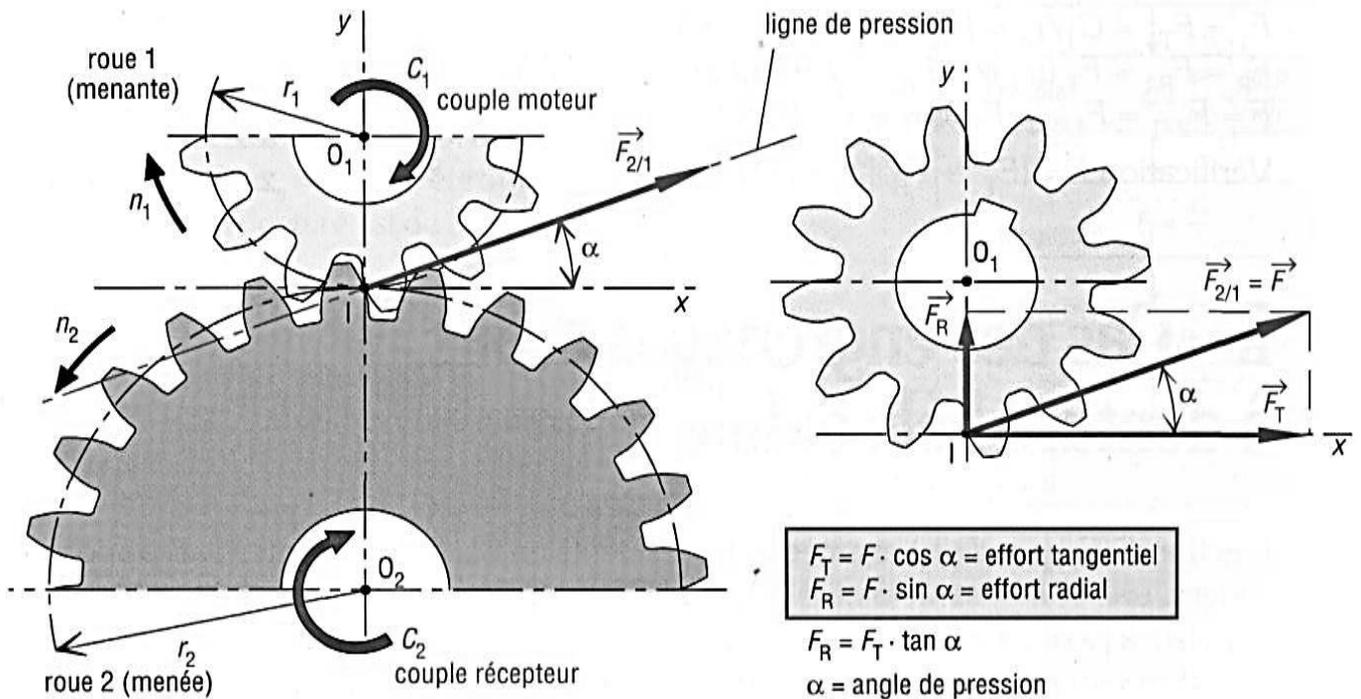


Figure.IV.18 les forces sur les dents

Au contact de deux dents, une force normale F_N se manifeste. Elle peut être décomposée en deux directions orthogonales : la force tangentielle F_T et la force radiale F_R . Les deux composantes sont calculées sur le cercle primitif de la roue.

La force tangentielle :
$$F_T = \frac{C}{R} \quad (IV.4)$$

La force radiale :
$$F_R = F_T \cdot \tan \alpha \quad (IV.5)$$

La force normale :
$$F_N = \sqrt{F_T^2 + F_R^2} \quad (IV.6)$$

6 Introduction sur MATLAB

6.1 Définition

MATLAB est un environnement de programmation et de calcul scientifique largement utilisé dans les domaines de l'ingénierie, des mathématiques, de la physique et d'autres disciplines scientifiques. Le nom MATLAB est une abréviation de "MATrix LABoratory", ce qui indique sa capacité à manipuler des matrices de données.

6.2 Utilisation de MATLAB

Avec MATLAB, vous pouvez effectuer une large gamme de tâches, telles que l'analyse de données, la modélisation mathématique, la simulation, l'optimisation, la visualisation de données et bien plus encore. Il offre un large éventail de fonctionnalités, y compris des bibliothèques de fonctions intégrées pour diverses applications scientifiques et techniques.

MATLAB utilise une syntaxe conviviale et expressive qui permet aux utilisateurs de formuler facilement des algorithmes complexes. Il prend en charge l'opération sur des vecteurs et des matrices, ce qui facilite le traitement de données multidimensionnelles.

L'environnement de développement de MATLAB comprend un éditeur de texte intégré pour écrire et modifier du code, une fenêtre de commande interactive pour exécuter des commandes et afficher les résultats, ainsi qu'une interface graphique pour la création de graphiques et la visualisation de données.

De plus, MATLAB dispose d'une large communauté d'utilisateurs qui partagent des ressources, des astuces et des solutions aux problèmes courants. Il est également possible d'étendre les fonctionnalités de MATLAB en créant des scripts, des fonctions et des boîtes à outils personnalisées.

Que ce soit pour l'analyse de données, la simulation de systèmes, la résolution d'équations complexes ou la création de visualisations, MATLAB est un outil puissant et polyvalent qui peut aider les chercheurs, les ingénieurs et les scientifiques à résoudre des problèmes et à explorer des concepts dans leurs domaines respectifs.

6.3 Calcul des forces agissant sur les dents sur MATLAB

```

Valeurs de C (N.m) :
C1 : 19.1 N.m
C2 : 59.57 N.m
C3 : 187.59 N.m
C4 : 590.48 N.m
-----
Valeurs de r (m) :
rA : 0.028 m
rB : 0.09 m
rC : 0.028 m
rD : 0.09 m
rE : 0.028 m
rF : 0.09 m
-----
Valeur de alpha (degrés) : 20 degrés
-----
Effort sur le pignon A :
FtA = C1 / rA = 19.1 N.m / 0.028 m = 682.1429 N
FrA = FtA * tan(alpha) = 682.1429 N * tan(20) = 248.2797 N
FnA = sqrt(FtA^2 + FrA^2) = sqrt(682.1429^2 + 248.2797^2) = 725.9213 N
-----
Effort sur la roue B :
FtB = C2 / rB = 59.57 N.m / 0.09 m = 661.8889 N
FrB = FtB * tan(alpha) = 661.8889 N * tan(20) = 240.9079 N
FnB = sqrt(FtB^2 + FrB^2) = sqrt(661.8889^2 + 240.9079^2) = 704.3674 N
-----
Effort sur le pignon C :
FtC = C2 / rC = 59.57 N.m / 0.028 m = 2127.5 N
FrC = FtC * tan(alpha) = 2127.5 N * tan(20) = 774.3467 N
FnC = sqrt(FtC^2 + FrC^2) = sqrt(2127.5^2 + 774.3467^2) = 2264.0382 N
-----
Effort sur la roue D :
FtD = C3 / rD = 187.59 N.m / 0.09 m = 2084.3333 N
FrD = FtD * tan(alpha) = 2084.3333 N * tan(20) = 758.6353 N
FnD = sqrt(FtD^2 + FrD^2) = sqrt(2084.3333^2 + 758.6353^2) = 2218.1012 N
-----
Effort sur le pignon E :
FtE = C3 / rE = 187.59 N.m / 0.028 m = 6699.6429 N
FrE = FtE * tan(alpha) = 6699.6429 N * tan(20) = 2438.4706 N
FnE = sqrt(FtE^2 + FrE^2) = sqrt(6699.6429^2 + 2438.4706^2) = 7129.611 N
-----
Effort sur la roue F :
FtF = C4 / rF = 590.48 N.m / 0.09 m = 6560.8889 N
FrF = FtF * tan(alpha) = 6560.8889 N * tan(20) = 2387.9683 N
FnF = sqrt(FtF^2 + FrF^2) = sqrt(6560.8889^2 + 2387.9683^2) = 6981.9521 N
-----
>> |

```

7 Calcule les réactions aux appuis des arbres

On prend le cas le plus compliqué qui est l'arbre intermédiaire qui porte la roue B et le pignon C. Les charges agissant sur l'arbre sont le poids de la roue B et le pignon c, l'effort radial F_r et l'effort tangentiel F_t .

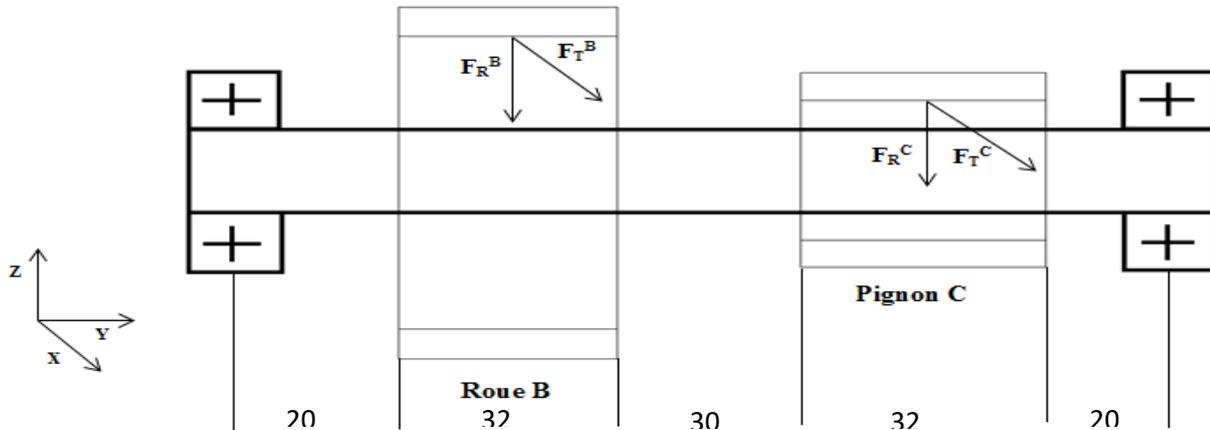


Figure.IV.19 Les effort sur l'arbre intermédiaire

Calcul des réactions aux appuis de l'arbre intermédiaire :

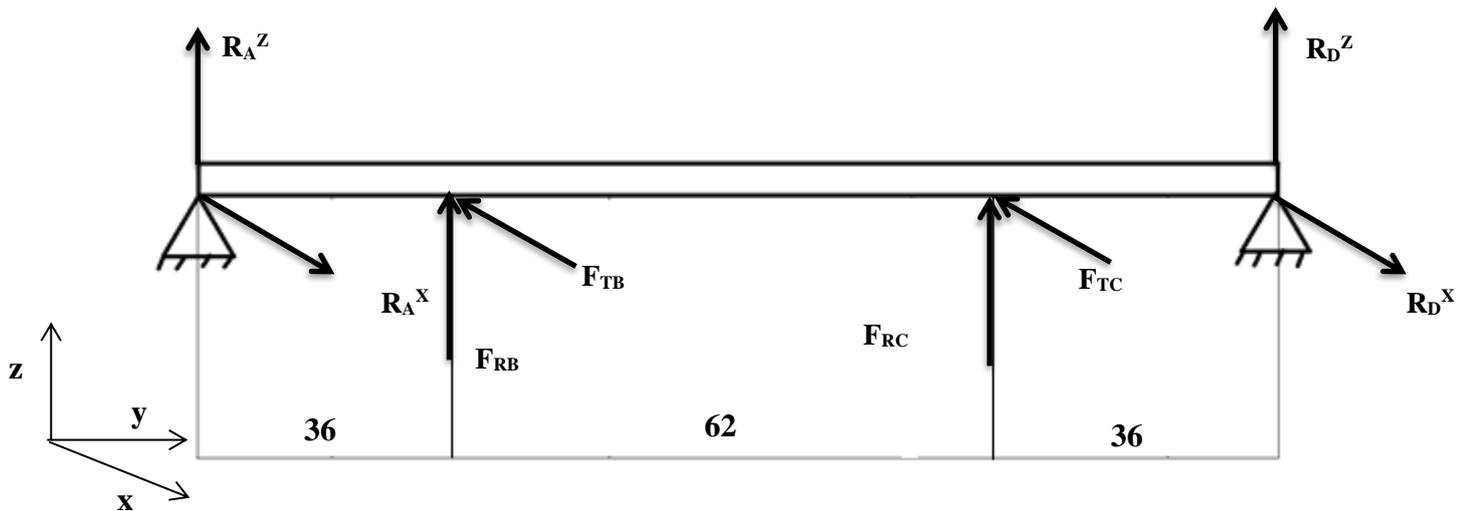


Figure.IV.20 Schéma des effort sur l'arbre intermédiaire

L'équilibre statique : $\sum \overrightarrow{F_{ext}} = \vec{0}$ (IV.7)

Suivant (ox) :

$$R_A^X - F_{TB} - F_{TC} + R_D^X = 0 \quad (IV.8)$$

Suivant (oz) :

$$R_A^Z + R_D^Z + F_{RB} + F_{RC} = 0 \quad (IV.9)$$

L'équilibre rotationnel par rapport au point A : $\sum_A \overrightarrow{M} = \vec{0}$ (IV.10)

Dans le plan (oyz) :

$$36F_{TB} + 98F_{TC} - 134R_D^X = 0 \quad (IV.11)$$

Dans le plan (oxy) :

$$134R_D^Z + 36F_{RB} + 98F_{RC} = 0 \quad (IV.12)$$

Donc :

$$R_D^X = \frac{36F_{TB} + 98F_{TC}}{134} \quad (IV.13)$$

$$R_A^X = F_{TB} + F_{TC} - R_D^X \quad (IV.14)$$

$$R_D^Z = \frac{-(36F_{RB} + 98F_{RC})}{134} \quad (IV.15)$$

$$R_A^Z = -(F_{RB} + F_{RC} + R_D^Z) \quad (IV.16)$$

Résultat :

```

les donnees:
FtB = 661.8889 N
FrB = 240.9079 N
FtC = 2127.5 N
FrC = 774.3467 N
Les forces aux appuis sur l'arbre intermédiaire :
Rdx = (36 * FtB + 98 * FtC) / 134
      = (36 * 661.8889 + 98 * 2127.5) / 134
      = 1733.7537 N
-----
Rax = FtB + FtC - Rdx
      = 661.8889 + 2127.5 - 1733.7537
      = 1055.6352 N
-----
Rdz = -(36 * FrB + 98 * FrC) / 134
      = -(36 * 240.9079 + 98 * 774.3467) / 134
      = -631.0348 N
-----
Raz = - FrB - FrC - Rdz
      = -(240.9079 + 774.3467 + -631.0348)
      = -384.2198 N
-----
>> |
    
```

8 Diagramme de l'effort tranchant

Suivant le plan (oxy)

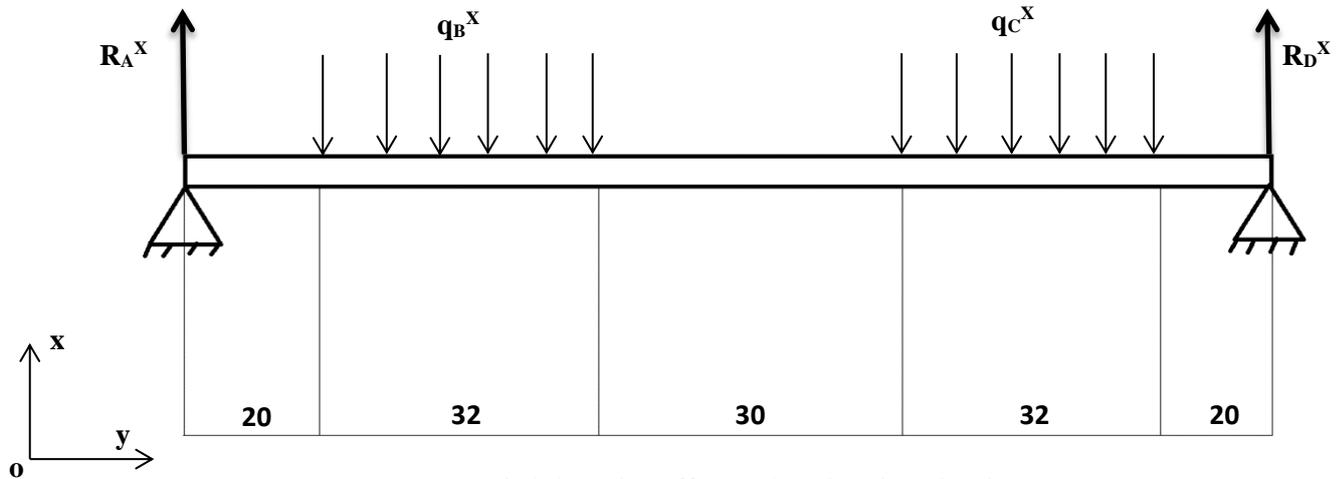


Figure.IV.21 Schéma des efforts répartis dans le plan (oxy)

Les charges tangentielle sur l'arbre sont supposées être réparties de manière uniforme.

q_B^x : coefficient de répartition des charges appliquées par la roue B sur l'arbre dans le plan (oxy)

$$q_B^x = \frac{FtB}{32} \quad (IV.17)$$

q_C^x : coefficient de répartition des charges appliquées par le pignon C sur l'arbre dans le plan (oxy)

$$q_C^x = \frac{FtC}{32} \quad (IV.18)$$

$0 < y < 20$:

$$T(y) = R_A^x \quad (IV.19)$$

$20 < y < 52$:

$$T(y) = R_A^x - q_B^x \cdot y \quad (IV.20)$$

$52 < y < 82$:

$$T(y) = R_A^x - FtB \quad (IV.21)$$

$82 < y < 114$:

$$T(y) = R_A^x - FtB - q_C^x \cdot y \quad (IV.22)$$

$114 < y < 134$:

$$T(y) = R_A^x - FtB - FtC \quad (IV.23)$$

Résultat

Effort tranchant suivant le plan (oxy) :

$$0 < y < 20 : T(20) = 1055.6352 \text{ N}$$

$$20 < y < 52 : T(52) = 393.7463 \text{ N}$$

$$52 < y < 82 : T(82) = 393.7463 \text{ N}$$

$$82 < y < 114 : T(114) = -1733.7537 \text{ N}$$

$$114 < y < 134 : T(134) = -1733.7537 \text{ N}$$

>>

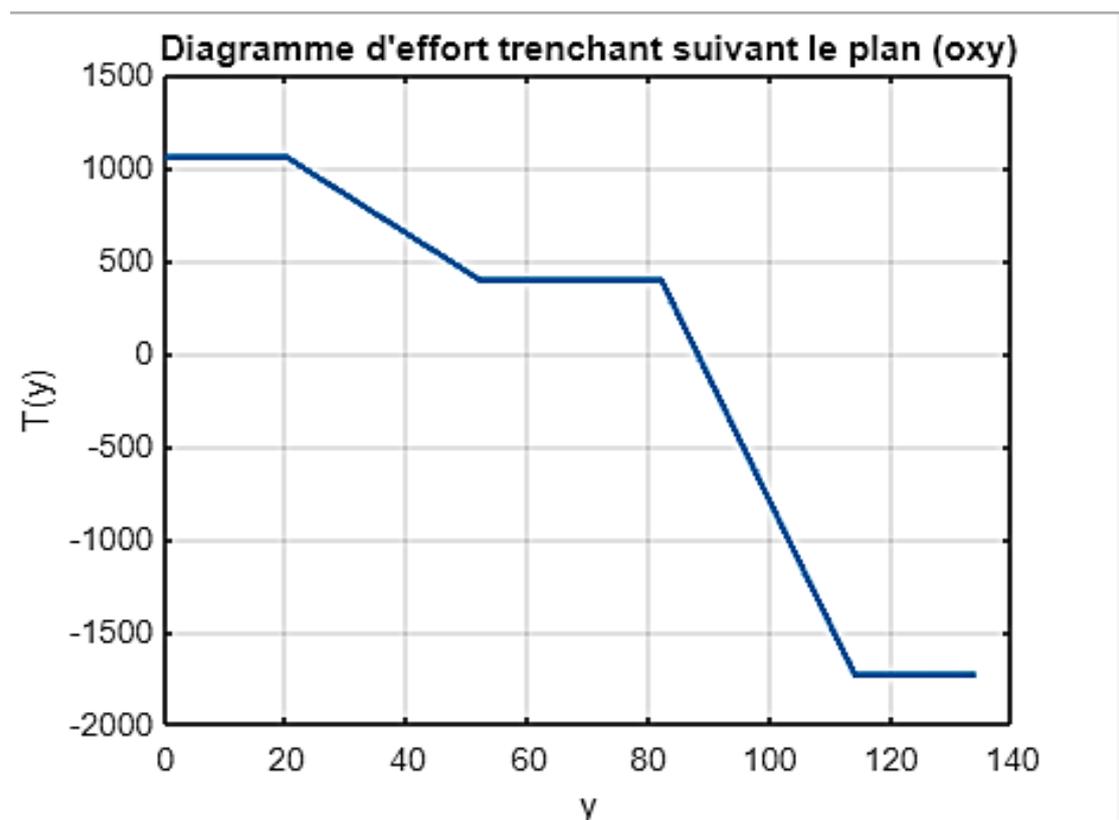


Figure.IV.22 Diagramme de l'effort tranchant suivant (oxy)

Suivant le plan (oyz)

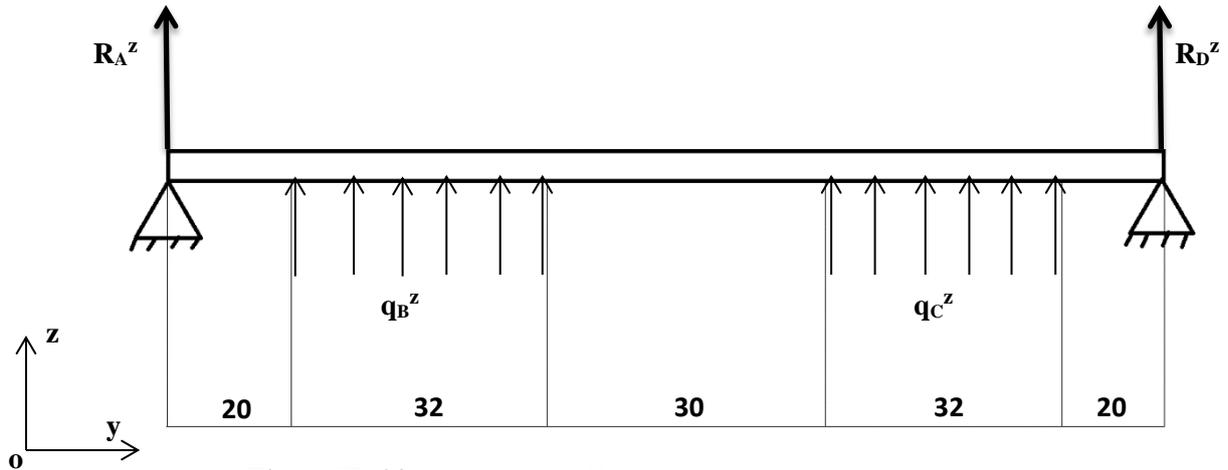


Figure.IV.23 Schéma des efforts répartis dans le plan (oyz)

Les charges tangentielle sur l'arbre sont supposées être réparties de manière uniforme.

q_B^z : coefficient de répartition des charges appliquées par la roue B sur l'arbre dans le plan (oyz)

$$q_B^z = \frac{Fr_B}{32} \quad (IV.24)$$

q_C^z : coefficient de répartition des charges appliquées par le pignon C sur l'arbre dans le plan (oyz)

$$q_C^z = \frac{Fr_C}{32} \quad (IV.25)$$

$0 < y < 20$:

$$T(y) = R_A^z \quad (IV.26)$$

$20 < y < 52$:

$$T(y) = R_A^z + q_B^z \cdot y \quad (IV.27)$$

$52 < y < 82$:

$$T(y) = R_A^z + Fr_B \quad (IV.28)$$

$82 < y < 114$:

$$T(y) = R_A^z + Fr_B + q_C^z \cdot y \quad (IV.29)$$

$114 < y < 134$:

$$T(y) = R_A^z + Fr_B + Fr_C \quad (IV.30)$$

Résultat :

```

Effort tranchant suivant le plan (oyz) :
0 < y < 20 : T(20) = -384.2198 N
20 < y < 52 : T(52) = -143.3119 N
52 < y < 82 : T(82) = -143.3119 N
82 < y < 114 : T(114) = 631.0348 N
114 < y < 134 : T(134) = 631.0348 N
>>
    
```

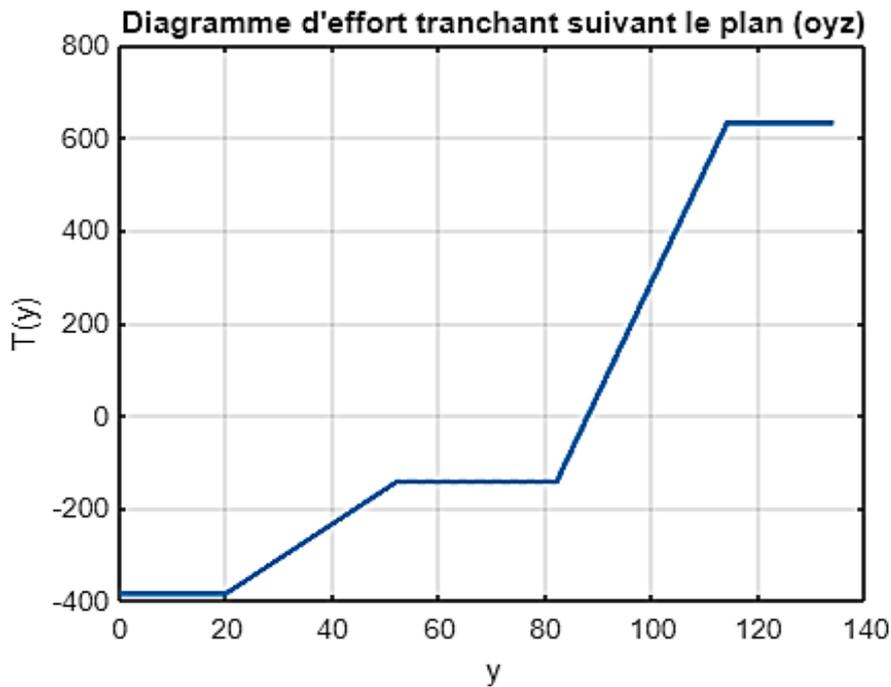


Figure.IV.24 Diagramme de l'effort tranchant suivant (oyz)

9 Diagramme de moment fléchissant

Dans le plan (oxy)

0 < y < 20:

$$M_f(y) = R_A^x \cdot y \quad (IV.31)$$

20 < y < 52 :

$$M_f(y) = R_A^x \cdot y - q_B^x \cdot (y-20) \cdot \left(\frac{y-20}{2}\right) \quad (IV.32)$$

52 < y < 82 :

$$M_f(y) = R_A^x \cdot y - FtB \cdot (y-36) \quad (IV.33)$$

$82 < y < 114$:

$$M_f(y) = R_A^x \cdot y - FtB \cdot (y-36) - q_c^x \cdot (y-82) \cdot \left(\frac{y-82}{2}\right) \quad (IV.34)$$

$114 < y < 134$:

$$M_f(y) = R_A^x \cdot y - FtB \cdot (y-36) - FtC \cdot (y-98) \quad (IV.35)$$

Résultats :

Moments fléchissants dans le plan (oxy) :
 $0 < y < 20$: $M_f(20) = 21112.7040 \text{ N.mm}$
 $20 < y < 52$: $M_f(52) = 44302.8080 \text{ N.mm}$
 $52 < y < 82$: $M_f(82) = 56115.1970 \text{ N.mm}$
 $82 < y < 114$: $M_f(114) = 34675.0786 \text{ N.mm}$
 $114 < y < 134$: $M_f(134) = 0.0046 \text{ N.mm}$
 >>

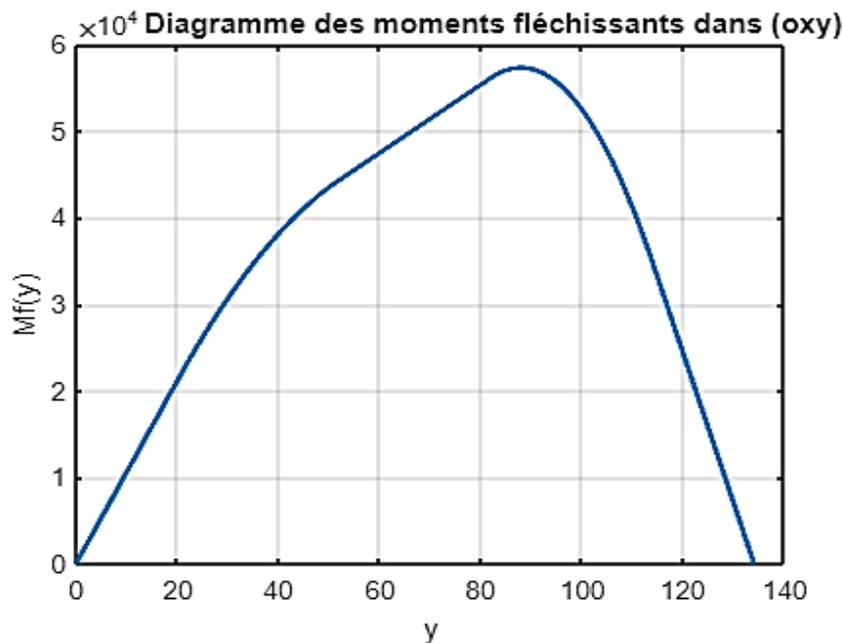


Figure.IV.25 Diagramme de moment fléchissant dans le plan (oxy)

Dans le plan (oyz)

$0 < y < 20$:

$$M_f(y) = R_A^z \cdot y \quad (IV.36)$$

$20 < y < 52$:

$$M_f(y) = R_A^z \cdot y + q_B^z \cdot (y-20) \cdot \left(\frac{y-20}{2}\right) \quad (IV.37)$$

$52 < y < 82$:

$$M_f(y) = R_A \cdot y + FrB \cdot (y-36) \quad (IV.38)$$

82 < y < 114 :

$$M_f(y) = R_A \cdot y + FrB \cdot (y-36) + qc \cdot (y-82) \cdot \left(\frac{y-82}{2}\right) \quad (IV.39)$$

114 < y < 134 :

$$M_f(y) = R_A \cdot y + FrB \cdot (y-36) + FrC \cdot (y-98) \quad (IV.40)$$

Résultats :

Moments fléchissants dans le plan (oyz) :

```

0 < y < 20 : Mf(20) = -7684.3960 N.mm
20 < y < 52 : Mf(52) = -16124.9032 N.mm
52 < y < 82 : Mf(82) = -20424.2602 N.mm
82 < y < 114 : Mf(114) = -12620.6938 N.mm
114 < y < 134 : Mf(134) = 0.0022 N.mm
>>
    
```

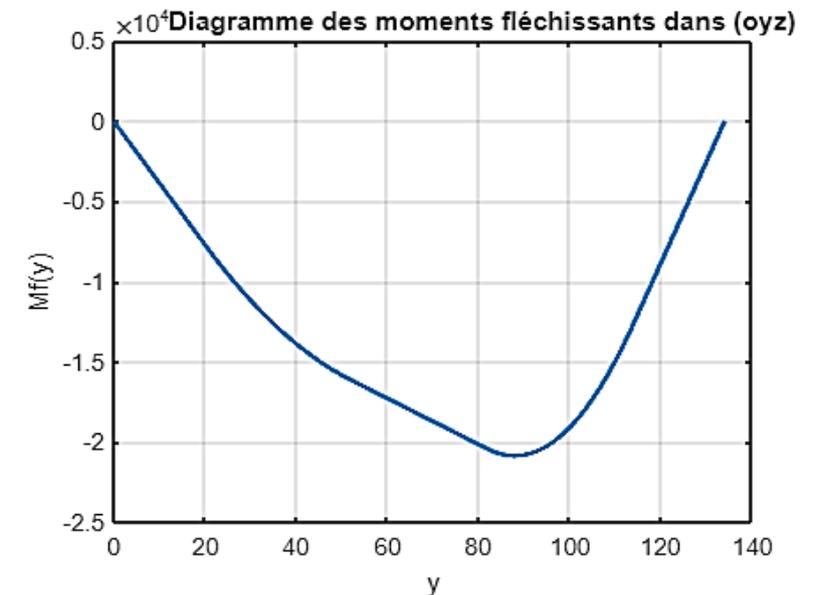


Figure.IV.26 Diagramme de moment fléchissant dans le plan

10 Calcul de diamètre de l'arbre intermédiaire

Nous avons créé une interface de programme via MATLAB qui nous permet de calculer la valeur du diamètre D de l'arbre et de nous assurer que sa valeur est proche de la valeur réelle.

Où le compte est dans l'ordre suivant :

$$\text{Le moment fléchissant résultante : } M_{frés} = \sqrt{M_{f(ox)}^2 + M_{f(oz)}^2} \quad (IV.41)$$

$$\text{Le moment idéal : } M_i = \sqrt{M_{frés}^2 + M_t^2} \quad (\text{IV.42})$$

$$\text{Le diamètre de l'arbre : } D = \sqrt[3]{\frac{32 * M_i}{50 * \pi}} \quad (\text{IV.43})$$

Avec : $M_{f(ox)}$: le moment fléchissant maximale dans (oxy)

$M_{f(oz)}$: le moment fléchissant maximale dans (oyz)

M_t : le moment de torsion.

Calcul de diamètre de la poutre D

Moment fléchissant dans (oxy) $M_{f(ox)}$	57280
Moment fléchissant dans (oyz) $M_{f(oz)}$	20850
Moment de torsion M_t :	119140.001

Calculer

29.371

Résultat acceptable

11 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons examiné les données nécessaires à la modélisation d'un réducteur à engrenage cylindrique à denture droite fonctionnant de manière normale. Grâce à ces informations, il est possible d'utiliser un logiciel de CAO pour effectuer des simulations de mouvement et analyser les forces agissant sur le réducteur. De plus, il est facile d'apporter des modifications au design afin d'obtenir un modèle amélioré.

Simulation et comparaison entre l'analyse statique et l'analyse analytique

1 Introduction

Le logiciel SOLIDWORKS est un modéleur volumique permettant de créer des pièces complexes en 3 dimensions. Ces pièces peuvent être ensuite utilisées pour créer des mises en plan en 2D et des assemblages de plusieurs pièces entre elles.

SolidWorks a été créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks est racheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes.

2 Présentation de SolidWorks

Le modèle SolidWorks est composé de pièces, d'assemblages et de mises en plan, qui affichent tous le même modèle dans des documents distincts. Les modifications apportées au modèle dans l'un des documents se répercutent automatiquement sur les autres documents contenant ce modèle.

SOLIDWORKS fonctionne comme un système piloté par des cotes. Il permet de spécifier des dimensions et des relations géométriques entre les éléments. Lorsqu'une cote est modifiée, la taille de la pièce est ajustée en conservant l'intention de conception initiale.

2.1 Pièces mécaniques

Une pièce est constituée d'un ensemble de fonctions volumiques comprenant des relations d'antériorité, des relations géométriques et des relations booléennes (ajout ou retrait). Cette structure est représentée sur l'arbre de construction, où chaque ligne est liée à une fonction qui peut être renommée selon les préférences.

Parmi les fonctions génératrices disponibles, nous pouvons distinguer :

- L'extrusion : elle consiste à déplacer une section droite dans une direction perpendiculaire à cette section. La section est définie dans une esquisse, qui devient ainsi l'élément générateur de la fonction sur l'arbre de création. Cette esquisse contient toutes les spécifications géométriques nécessaires (cotation) pour définir complètement la section. Les paramètres de la fonction comprennent ces cotes ainsi que la longueur d'extrusion (ou les longueurs, le cas échéant). Une fois la fonction validée, il est possible de les modifier. Les extrusions peuvent également être réalisées en utilisant des esquisses 3D.
- La révolution : elle consiste à déplacer une section droite autour d'un axe, ou à extruder selon un cercle ou un arc de cercle.
- Le balayage : il permet de déplacer une section droite le long d'une ligne quelconque. Lorsque la génératrice de balayage est courbe, l'esquisse est en 3 dimensions.

D'autres fonctions, davantage orientées métier, intègrent des concepts qui seraient fastidieux à modéliser manuellement :

- Les congés et chanfreins
- Les nervures
- Les dépouilles
- Les coques (pour éviter un objet tout en lui donnant une épaisseur constante)
- Les trous normalisés (perçages, mortaises...)
- Les plis de tôle

Il existe également des fonctions logicielles d'ordre supérieur, telles que la répétition linéaire, circulaire, curviligne ou par symétrie...

2.2 L'assemblage

Les assemblages sont obtenus en juxtaposant les pièces entre elles. La mise en position des pièces est déterminée par un ensemble de contraintes d'assemblage qui associent deux entités respectives par le biais de relations géométriques telles que la coïncidence, la tangence, la coaxialité, etc. Dans une certaine mesure, ces contraintes d'assemblage peuvent être assimilées à des liaisons mécaniques entre les pièces. Une fois le mécanisme assemblé, s'il présente encore des degrés de liberté, il peut être manipulé virtuellement. Cela permet de réaliser facilement des ajustements à l'aide des différents outils disponibles, tels que le déplacement des composants, la détection des collisions ou des interférences, la mesure des jeux, etc.

Tout comme pour les pièces, la gestion de l'ensemble des assemblages repose sur un arbre de création qui donne accès à l'arbre de création de chaque pièce. Il est également possible d'assembler des assemblages, formant ainsi des sous-groupes de pièces. Cette opération peut être effectuée en amont ou pendant la phase d'édition.

2.3 La mise en plan

Les assemblages sont formés en juxtaposant des pièces les unes aux autres. La mise en position des pièces dans les assemblages est essentielle. Les mises en plan sont réalisées tant pour les pièces individuelles (dessin de définition) que pour les assemblages (dessin d'ensemble).

Pour obtenir un plan final d'une pièce, il est estimé qu'il faut environ la moitié moins de temps qu'avec un outil DAO (temps de conception et d'exécution du dessin). En effet, avec un outil DAO, chaque trait est indépendant et c'est au dessinateur de déterminer quelles entités graphiques sont affectées par une modification. En revanche, dans un logiciel 3D, il s'agit simplement d'une projection de l'objet. Les modifications éventuelles sont apportées à l'objet lui-même et n'affectent pas directement le plan.

3 SolidWorks simulation

SolidWorks Simulation est un logiciel de calcul par éléments finis qui est intégré à SolidWorks. Il permet d'effectuer des analyses sur les fichiers pièces et assemblages en y incorporant des études spécifiques. Dans chaque étude, on définit les matériaux, les

chargements, les conditions aux limites, ainsi que les paramètres de maillage et d'analyse. Les résultats obtenus sont enregistrés dans un fichier portant l'extension CWR.

3.1 Présentation de la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis (MEF) est couramment utilisée en analyse numérique pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Ces équations peuvent représenter le comportement dynamique de divers systèmes physiques tels que mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc., de manière analytique. En pratique, la MEF permet de calculer le comportement numérique d'objets, même s'ils sont extrêmement complexes, à condition qu'ils soient continus et décrits par une équation aux dérivées partielles linéaire. Par exemple, cela inclut le mouvement d'une corde secouée à l'une de ses extrémités, le comportement d'un fluide à grande vitesse s'écoulant sur un obstacle, ou encore la déformation d'une structure métallique.

La méthode des éléments finis permet de résoudre une grande variété de problèmes, compris les problèmes de mécanique des solides, mécanique des fluides, réactions chimiques, l'électromagnétisme, de la biomécanique, de transfert de chaleur et de l'acoustique. L'usage général des logiciels de la MEF sont disponibles à un coût raisonnable, et peut être facilement exécuté sur des micro-ordinateurs comme ils peuvent être couplé à des programmes de CAO afin de faciliter la modélisation solide et de génération de maillage.

3.2 Principes de base de l'analyse par SolidWorks

Le logiciel utilise la méthode des éléments finis (FEM, Finite Element Method en anglais), une technique numérique largement utilisée pour l'analyse de conception. En raison de sa généralité et de sa compatibilité informatique, cette méthode est considérée comme la norme en matière d'analyse. Elle consiste à diviser un modèle en de nombreux éléments de formes simples, ce qui permet de transformer un problème complexe en un ensemble de problèmes simples qui peuvent être résolus simultanément. Ainsi, la méthode des éléments finis offre une approche efficace pour l'analyse et la résolution de problèmes d'ingénierie.

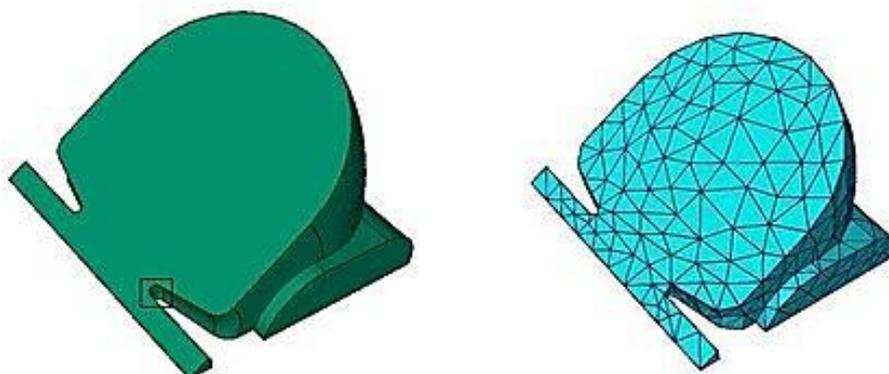


Figure. V.1 Maillage d'une pièce

Les éléments du modèle sont liés par des points communs appelés nœuds, et le processus de division du modèle en petites entités est appelé maillage. Chaque élément a un comportement connu pour toutes les conditions de support et de chargement possibles. La méthode des éléments finis utilise différents types d'éléments avec des formes variées. La réponse en chaque point d'un élément est obtenue par interpolation, en fonction du type d'analyse et de l'élément utilisé. Par exemple, la température d'un nœud décrit entièrement sa réponse dans une analyse thermique, tandis que dans une analyse structurelle, la réponse d'un nœud est généralement décrite par trois translations et trois rotations, également appelées degrés de liberté (DDL). Une analyse réalisée avec la méthode des éléments finis est appelée Analyse par éléments finis (FEA).

Le logiciel formule les équations qui régissent le comportement de chaque élément en tenant compte de sa connectivité avec les autres éléments. Ces équations traduisent les relations entre la réponse, les propriétés des matériaux, les déplacements imposés et les chargements connus. Ensuite, le programme organise ces équations sous forme d'un système d'équations algébriques simultanées et résout les inconnues.

Dans une analyse de contraintes, le solveur détermine les déplacements de chaque nœud, puis calcule les déformations et enfin les contraintes. Les études réalisées avec SolidWorks permettent de distinguer différentes réponses au niveau des nœuds. Chaque nœud est entièrement décrit par un certain nombre de paramètres, selon le type d'étude statique réalisée.

Les études statiques, également appelées études de contraintes, calculent les déplacements, les forces de réaction, les déformations, les contraintes et la distribution des coefficients de sécurité. Les matériaux sont considérés comme endommagés lorsque les contraintes dépassent un certain seuil. Les calculs de coefficients de sécurité reposent sur l'un des quatre critères de rupture.

Les études statiques permettent d'éviter la rupture due à des contraintes élevées. Un coefficient de sécurité inférieur à l'unité indique une rupture du matériau, tandis que des coefficients de sécurité élevés dans une zone indiquent des contraintes faibles. Il est alors possible de réduire les épaisseurs de matière dans ces zones.

3.3 Etude de simulation

Lors de la durée de vie d'un modèle, celui-ci est généralement exposé à divers environnements et conditions de fonctionnement. Il est donc essentiel de prendre en compte tous les scénarios de chargement et de conditions aux limites possibles, ainsi que d'explorer différentes propriétés de matériaux lors de l'analyse du modèle.

Une étude de simulation comprend les éléments suivants :

- Les dimensions du modèle
- Le type d'étude et les options associées pour définir l'objectif de l'analyse
- Les propriétés du matériau
- Les chargements et les conditions aux limites

En prenant en compte ces facteurs dans l'étude de simulation, il est possible d'obtenir une analyse complète et précise du comportement du modèle dans différents scénarios d'utilisation et de fonctionnement.

3.4 Type de maillage basé sur les éléments géométriques

Le programme attribue automatiquement le type de maillage approprié aux corps en fonction de leurs caractéristiques géométriques. Voici les différents types de maillage utilisés :

- **Maillage volumique** : Les modèles volumiques sont maillés en utilisant des éléments volumiques (tétraédriques).
- **Maillage de coque** : Les surfaces et les tôles métalliques d'épaisseur uniforme sont maillées à l'aide d'éléments de coque triangulaire. Les tôles métalliques spécifiées dans une étude d'essai de chute sont maillées en utilisant des éléments volumiques.
- **Maillage de poutre** : Les éléments mécano-soudés et soudés sont maillés à l'aide d'éléments de poutre. Vous pouvez traiter une extrusion (par défaut maillée avec des éléments volumiques) comme une poutre en cliquant avec le bouton droit sur l'icône du volume et en sélectionnant "Traiter comme une poutre".
- **Maillage mixte** : Lorsqu'il y a plusieurs géométries dans un même modèle, un maillage mixte est généré.

4 Etapes d'analyse

Les étapes requises pour effectuer une analyse varient en fonction du type d'étude. Pour mener à bien une étude complète, veuillez suivre les étapes suivantes :

1. Créez une nouvelle étude en définissant son type d'analyse et ses options.
2. Si nécessaire, configurez les paramètres spécifiques de votre étude. Ces paramètres peuvent inclure des dimensions de modèle, des propriétés de matériau, des valeurs de force ou toute autre donnée d'entrée requise.
3. Définissez les propriétés du matériau. Cette étape est facultative si les propriétés du matériau ont déjà été définies dans le système de CAO. Les études de fatigue et d'optimisation utilisent des études référencées pour définir les propriétés des matériaux.
4. Spécifiez les déplacements imposés et les chargements. Les études de fatigue et d'optimisation se basent sur des études référencées pour les chargements et les déplacements imposés. Les études d'essai de chute ne permettent pas de définir des chargements ou des déplacements imposés différents de ceux spécifiés par le programme.
5. Le programme génère automatiquement un maillage de coque pour les surfaces et les tôles métalliques d'épaisseur uniforme. Pour les tôles, cliquez avec le bouton droit sur l'icône de coque et sélectionnez "Traiter comme un volume" pour effectuer un maillage avec des éléments volumiques.
6. Le programme effectue automatiquement un maillage d'éléments de poutre pour les éléments mécano-soudés.

7. Lorsque le modèle comprend différentes géométries (volumiques, de coque, d'éléments mécano-soudés, etc.), le programme génère automatiquement un maillage mixte.
8. Définissez les contacts entre les composants et les ensembles.
9. Effectuez le maillage du modèle pour le diviser en de nombreuses petites parties appelées éléments. Les études de fatigue et d'optimisation utilisent les maillages des études référencées.
10. Exécutez l'étude.
11. Visualisez les résultats obtenus.

4.1 Propriétés du matériau

Avant de démarrer une étude, il est nécessaire de définir toutes les propriétés de matériau requises pour le type d'analyse associé et le modèle de matériau spécifié. Un modèle de matériau décrit le comportement du matériau et détermine les propriétés nécessaires. Pour toutes les études structurelles et thermiques, des modèles de matériaux isotropiques et orthotropiques linéaires sont disponibles. D'autres modèles de matériaux sont disponibles pour les études de contraintes non linéaires. Par exemple, le modèle de plasticité de Von Mises est utilisé pour les études de test de chute. Les propriétés des matériaux peuvent également être définies en fonction de la température.

Il existe trois méthodes pour définir les propriétés de matériau :

- Utilisez les matériaux assignés aux pièces dans le système de CAO.
- Choisissez un matériau à partir des bibliothèques par défaut ou d'une bibliothèque de matériaux définie par l'utilisateur.
- Spécifiez manuellement les valeurs des propriétés requises.

4.2 Déplacements imposés et chargements

L'environnement du modèle est défini par les déplacements imposés et les chargements. Chaque condition de déplacement imposé ou de chargement est représentée par une icône dans l'arbre des études de simulation. Le logiciel offre des options contextuelles pour définir les déplacements imposés. Par exemple, si toutes les faces sélectionnées sont cylindriques ou si un axe de référence est choisi, le programme attend que vous définissiez des contraintes radiales, circonférentielles ou axiales.

Dans le cas des études non linéaires et des études thermiques transitoires, les chargements et les déplacements imposés sont définis en fonction du temps.

Les chargements et les déplacements imposés sont entièrement associatifs et s'ajustent automatiquement aux changements de géométrie. La fonctionnalité de glisser-déposer dans l'arbre des études de simulation permet de copier des études, des dossiers et des éléments.

4.3 Connecteurs

Un connecteur permet de modéliser le comportement d'un mécanisme sans avoir besoin de créer une géométrie détaillée. Le logiciel offre la possibilité de définir différents types de connecteurs tels que rigides, à ressort, à axe, à boulon, à appui élastique, à lien, à soudure par

points et à palier. Ces connecteurs sont largement utilisés dans de nombreuses applications de conception réelles.

4.4 Maillage

La méthode d'analyse par éléments finis (FEA) est une technique numérique fiable pour l'analyse de conception. Le processus débute par la création d'un modèle géométrique, puis le programme subdivise ce modèle en un réseau d'éléments de formes simples, appelés éléments, qui sont reliés par des nœuds communs. Ce processus de subdivision est appelé maillage. Le modèle est ainsi considéré comme un réseau d'éléments interconnectés dans l'analyse par éléments finis.

Le maillage est une étape cruciale de l'analyse. Le logiciel génère automatiquement un maillage mixte comprenant des éléments volumiques, des éléments de coque et des éléments de poutre. Le maillage volumique est approprié pour les modèles en 3D, notamment ceux qui sont volumineux ou complexes. Les éléments de coque conviennent aux pièces minces, telles que les pièces de tôlerie. Les éléments de poutre sont utilisés pour les éléments mécano-soudés.

La précision de la solution dépend de la qualité du maillage. En général, un maillage plus fin offre une précision plus élevée. Le maillage généré dépend des facteurs suivants :

- La géométrie du modèle créé
- Les options de maillage activées
- Le contrôle du maillage
- Les conditions de contact
- La taille globale des éléments et la tolérance de maillage. Le logiciel suggère une tolérance et une taille globale des éléments. La taille globale des éléments fait référence à la longueur moyenne d'un côté d'un élément. Le nombre d'éléments augmente rapidement lorsque la taille globale des éléments est réduite.

5 Visualisation géométrique de modèle de l'arbre intermédiaire par SolidWorks



Figure. V.2 visualisation de l'arbre intermédiaire sur SolidWorks

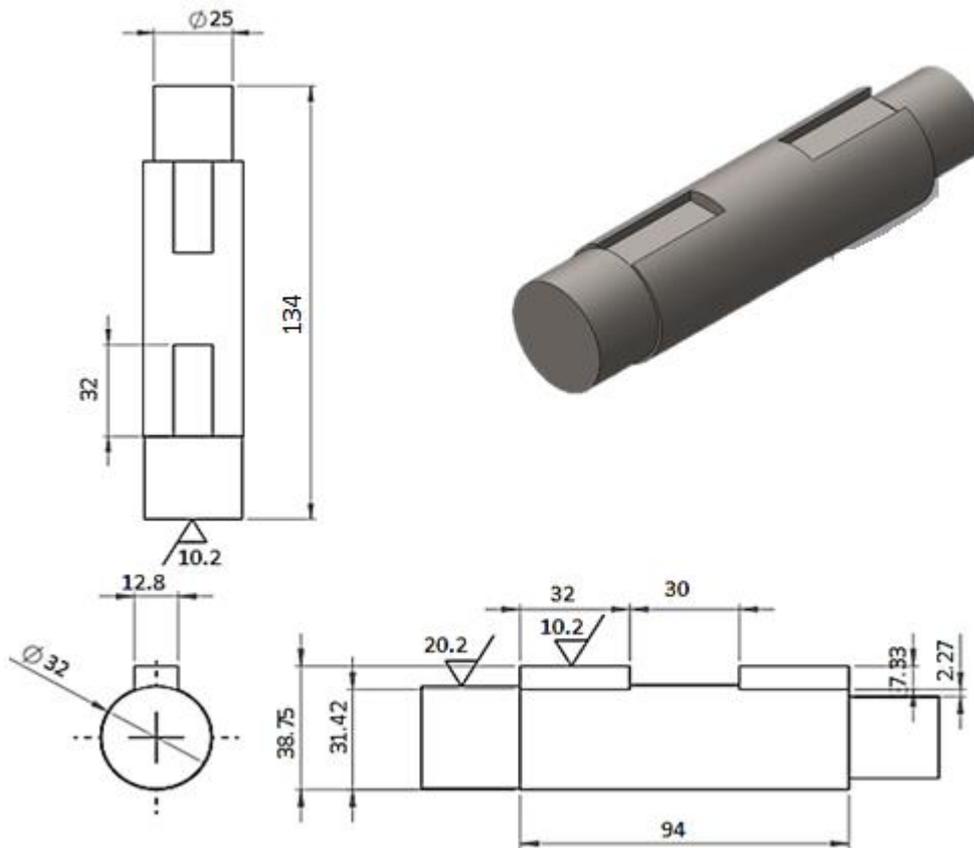


Figure. V.3 dessin de définition de l'arbre intermédiaire

Analyse sur l'arbre intermédiaire

Propriétés de masse de arbre intermédiaire		
Configuration: Défaut		
Système de coordonnées: -- par défaut --		
Densité = 0.01 grammes par millimètre cube		
Masse = 885.35 grammes		
Volume = 112783.59 millimètres cubes		
Superficie = 15464.32 millimètres carrés		
Centre de gravité: (millimètres)		
X = 0.00		
Y = 0.00		
Z = 67.00		
Principaux axes et moments d'inertie: (grammes * millimètres carrés)		
Pris au centre de gravité.		
Ix = (0.00, 0.00, 1.00)	Px = 118597.84	
Iy = (0.00, -1.00, 0.00)	Py = 1384079.37	
Iz = (1.00, 0.00, 0.00)	Pz = 1384079.37	
Moments d'inertie: (grammes * millimètres carrés)		
Pris au centre de gravité et aligné avec le système de coordonnées de sortie.		
Lxx = 1384079.37	Lxy = 0.00	Lxz = 0.00
Lyx = 0.00	Lyy = 1384079.37	Lyz = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 118597.84
Moments d'inertie: (grammes * millimètres carrés)		
Pris au système de coordonnées de sortie.		
Ixx = 5358420.73	Ixy = 0.00	Ixz = 0.00
Iyx = 0.00	Iyy = 5358420.73	Iyz = 0.00
Izx = 0.00	Izy = 0.00	Izz = 118597.84

6 Analyse sur l'arbre intermédiaire

6.1 Hypothèses

L'arbre est traité comme une simple poutre.

L'arbre est divisé en petites intervalles.

Ni le diamètre ni le matériau ne sont importants.

Les forces sont uniformément réparties sur la longueur sollicitée de l'arbre.

6.2 Discrétisation et dimensionnement d'arbre

La discrétisation des dimensions permet de simplifier les calculs des forces agissant sur chaque intervalle de la poutre

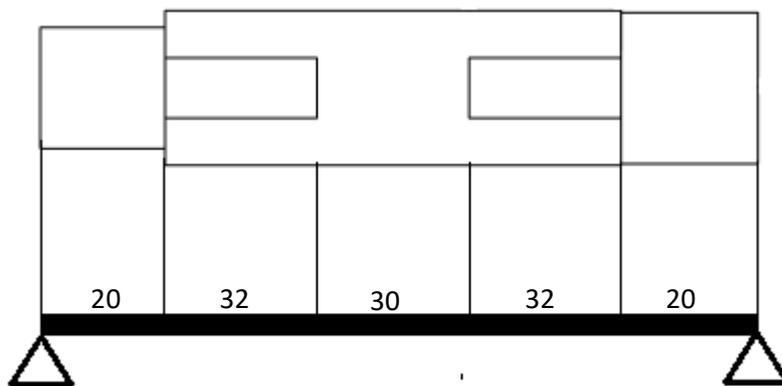


Figure. V.4 Discrétisation de l'arbre intermédiaire

6.3 Group de connexion

On a discrétisé notre poutre en cinq intervalles, la fin de chaque intervalle est marquée par un point rouge sur la poutre.

6.4 Fixation de la poutre

La poutre est fixée aux deux extrémités, empêchant toute translation le long des trois axes. Le type de fixation choisi est "immobile" (sans déplacement).

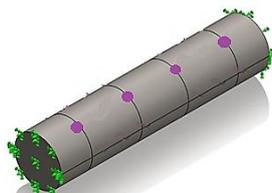


Figure. V.5 fixation de la poutre

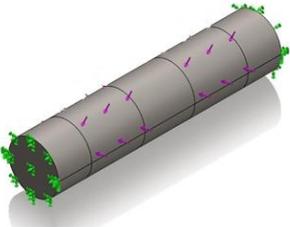
6.5 Les chargements

Les charges appliquées sur l'arbre intermédiaire sont :

L'effort tangentiel et radial de la roue dentée B (F_t^B et F_r^B).

L'effort tangentiel et radial de pignon C (F_t^C , F_r^C).

Tableau. V.1 chargement sur la poutre

 <p>Figure. V.6 chargement sur la poutre</p>		Type de chargement	Valeurs sur (oy) N	Valeurs sur (ox) N	Valeurs sur (oz) N
	0<y<20	Force 1	Négligeable	Négligeable	Négligeable
	20<y<52	Force 2	Négligeable	661.8889	240.9079
	52<y<82	Force3	Négligeable	Négligeable	Négligeable
	82<y<114	Force 4	Négligeable	2127.5	774.3467
	114<y<134	Force 5	Négligeable	Négligeable	Négligeable

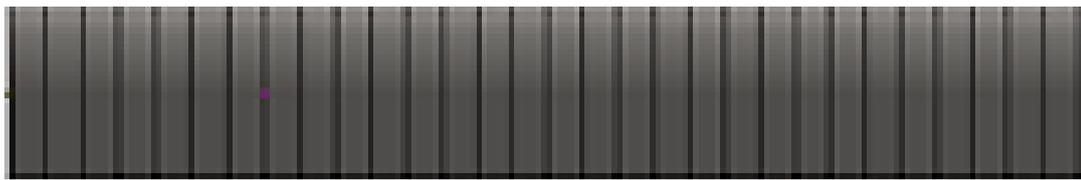
6.6 Le maillage

Nom d'étude : Static 1

Type de maillage : Maillage de poutre

Nombre total de Nœuds : 36

Nombre total d'éléments : 30



7 Résultats

7.1 Diagramme d'effort tranchant

Plan (oxy)

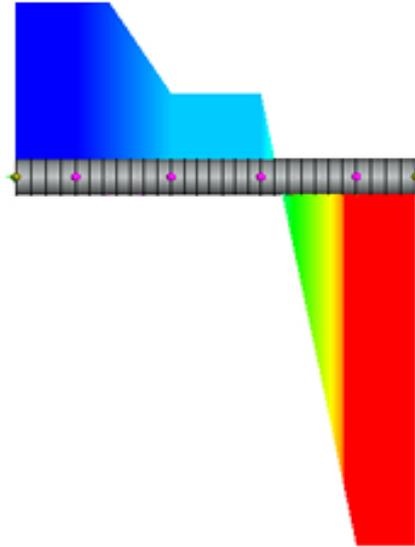


Figure. V.7 Diagramme des efforts tranchants sur le plan (oxy)

Plan (oyz)

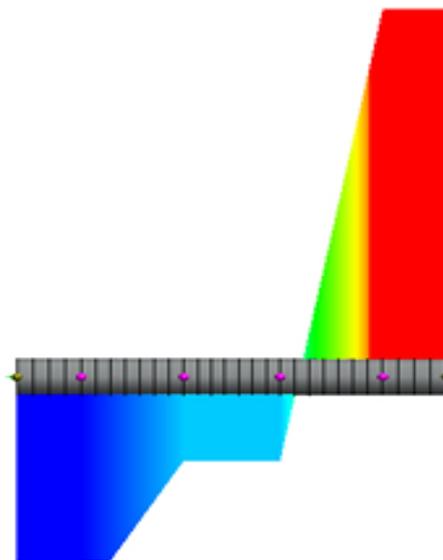


Figure. V.8 Diagramme des efforts tranchants sur le plan (oyz)

7.2 Observations

D'après les deux diagrammes des efforts tranchant on observe :

- Les charges radiales sont moins importantes que les charges tangentielles.
- Les valeurs maximales de l'effort tranchant se trouvent toujours du côté droit où se situe le pignon C.
- À proximité du pignon C, l'arbre est soumis à une sollicitation plus élevée.

- L'effort tranchant change la direction dans la zone $82 < y < 114$.

7.3 Diagramme de moment fléchissant

Plan (oxy) :

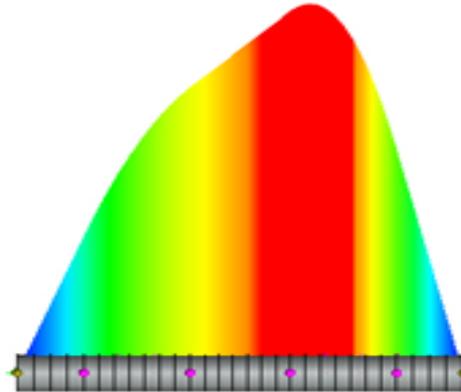


Figure. V.9 Diagramme de moment fléchissant plan (oxy)

Plan (oyz) :

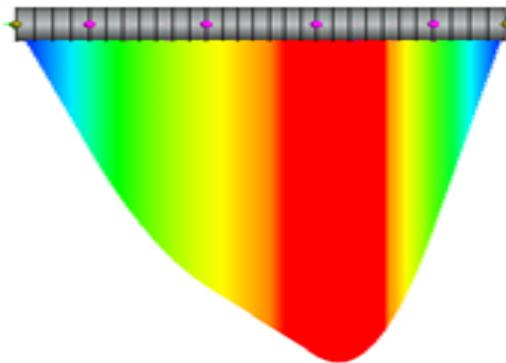


Figure. V.10 Diagramme de moment fléchissant plan (oyz)

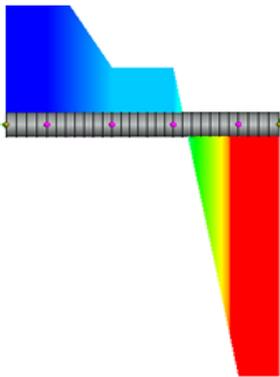
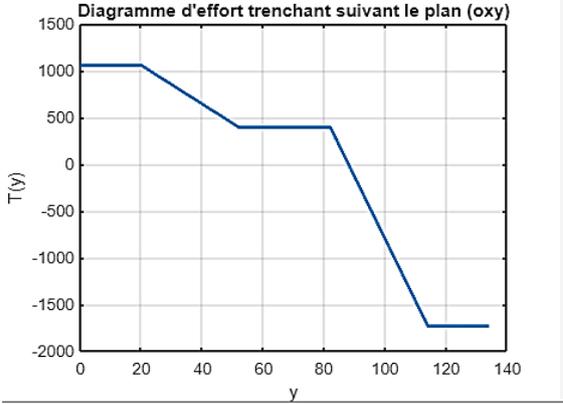
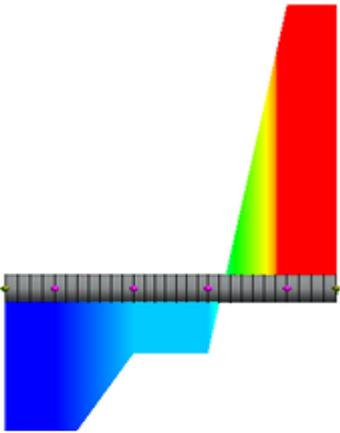
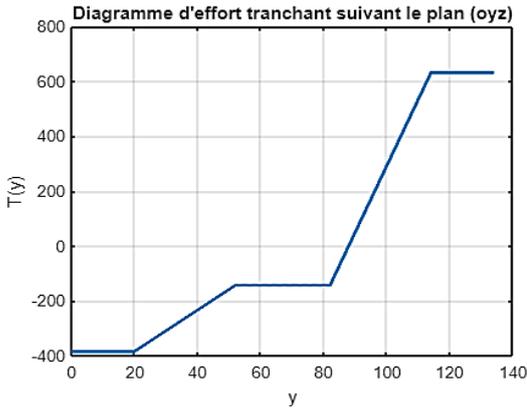
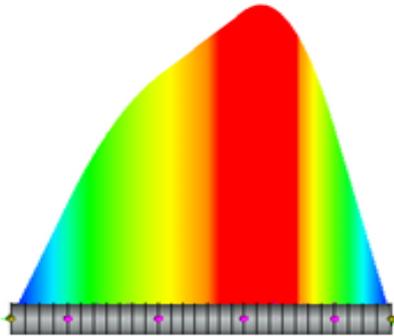
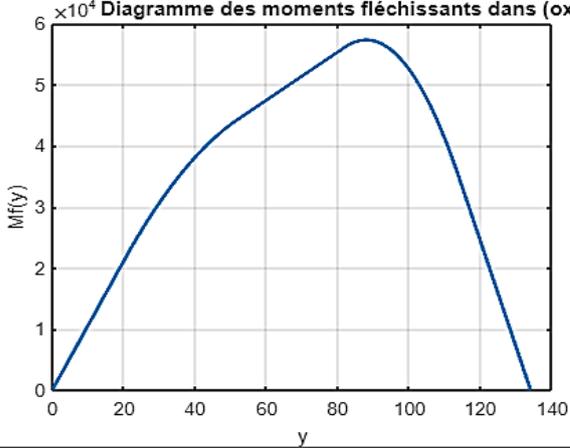
7.4 Observation

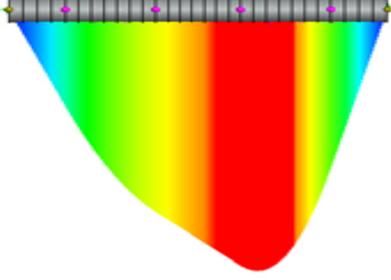
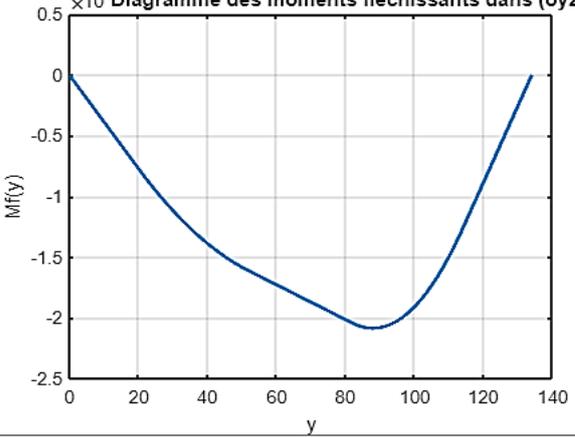
- L'intervalle $82 < y < 114$ (ou se trouve le pignon C) est le plus sollicité
- Le moment des forces tangentielles est plus important que le moment des efforts radiaux.
- Dans la plage de $82 < y < 114$, on observe la valeur maximale de moment fléchissant.

8 Comparaison des résultats de l'analyse statique avec les résultats d'analyse analytique

Les résultats de l'analyse analytique des efforts sur l'arbre, réalisée à l'aide de MATLAB (voir annexe), sont présentés dans le chapitre 4, Et comparez-les aux valeurs obtenues par l'analyse statique du SolidWorks à travers le tableau suivant :

Tableau. V.2 Comparaison des résultats de l'analyse statique avec les résultats d'analyse analytique

	Analyse statique par SolidWorks	Analyse analytique par MATLAB																				
Diagramme d'effort tranchant dans le plan (oxy)		<p>Diagramme d'effort tranchant suivant le plan (oxy)</p>  <table border="1"> <caption>Data for MATLAB Shear Stress Diagram (xy plane)</caption> <thead> <tr> <th>y</th> <th>T(y)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>1000</td></tr> <tr><td>20</td><td>1000</td></tr> <tr><td>50</td><td>400</td></tr> <tr><td>80</td><td>400</td></tr> <tr><td>110</td><td>-1700</td></tr> <tr><td>140</td><td>-1700</td></tr> </tbody> </table>	y	T(y)	0	1000	20	1000	50	400	80	400	110	-1700	140	-1700						
y	T(y)																					
0	1000																					
20	1000																					
50	400																					
80	400																					
110	-1700																					
140	-1700																					
Diagramme d'effort tranchant dans le plan (oxz)		<p>Diagramme d'effort tranchant suivant le plan (oxz)</p>  <table border="1"> <caption>Data for MATLAB Shear Stress Diagram (oxz plane)</caption> <thead> <tr> <th>y</th> <th>T(y)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>-400</td></tr> <tr><td>20</td><td>-400</td></tr> <tr><td>50</td><td>-150</td></tr> <tr><td>80</td><td>-150</td></tr> <tr><td>110</td><td>650</td></tr> <tr><td>140</td><td>650</td></tr> </tbody> </table>	y	T(y)	0	-400	20	-400	50	-150	80	-150	110	650	140	650						
y	T(y)																					
0	-400																					
20	-400																					
50	-150																					
80	-150																					
110	650																					
140	650																					
Diagramme de moment fléchissant dans le plan (oxy)		<p>$\times 10^4$ Diagramme des moments fléchissants dans (oxy)</p>  <table border="1"> <caption>Data for MATLAB Bending Moment Diagram (xy plane)</caption> <thead> <tr> <th>y</th> <th>Mf(y) $\times 10^4$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>20</td><td>2.0</td></tr> <tr><td>40</td><td>3.8</td></tr> <tr><td>60</td><td>4.8</td></tr> <tr><td>80</td><td>5.5</td></tr> <tr><td>90</td><td>5.7</td></tr> <tr><td>100</td><td>5.5</td></tr> <tr><td>120</td><td>3.8</td></tr> <tr><td>140</td><td>0</td></tr> </tbody> </table>	y	Mf(y) $\times 10^4$	0	0	20	2.0	40	3.8	60	4.8	80	5.5	90	5.7	100	5.5	120	3.8	140	0
y	Mf(y) $\times 10^4$																					
0	0																					
20	2.0																					
40	3.8																					
60	4.8																					
80	5.5																					
90	5.7																					
100	5.5																					
120	3.8																					
140	0																					

<p>Diagramme de moment fléchissant dans le plan (oyz)</p>		<p>Diagramme des moments fléchissants dans (oyz)</p> 
<p>les valeurs max et min de moment fléchissant</p>	<p> $M^{(oxy)}_{\max} = 5.704 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$ $M^{(oyz)}_{\max} = 2.031 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$ </p>	<p> $M^{(oxy)}_{\max} = 5.728 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$ $M^{(oyz)}_{\max} = 2.085 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$ </p>
<p>Les réactions au appuis (N)</p>	<p> $R_A^x = 1.054 \cdot 10^3 \text{ N}$ $R_{AZ} = 3.80 \cdot 10^2 \text{ N}$ $R_D^x = 1.731 \cdot 10^3 \text{ N}$ $R_D^z = 6.35 \cdot 10^2 \text{ N}$ </p>	<p> $R_A^x = 1055.6352 \text{ N}$ $R_A^z = 384.2198 \text{ N}$ $R_D^x = 1733.7537 \text{ N}$ $R_D^z = 631.0348 \text{ N}$ </p>

En observant le tableau, on remarque que les valeurs calculées par l'analyse statique effectuée avec SolidWorks sur l'arbre intermédiaire sont quasiment similaires à celles obtenues par l'analyse analytique réalisée avec MATLAB.

9 Analyse statique sur l'arbre intermédiaire

Dans la première analyse statique, l'arbre a été considéré comme une poutre simple afin de simplifier les calculs. Dans la deuxième analyse, toutes les sections de l'arbre seront prises en compte pour visualiser les contraintes, les déformations et les déplacements auxquels l'arbre est soumis.

10 Démarche de l'analyse statique

10.1 Choisir le matériaux

L'arbre intermédiaire est composé d'acier 4340 recuit, qui est répertorié dans la bibliothèque des matériaux de SolidWorks.

Tableau. V.3 les propriétés d'acier 4340 recuit

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	205000	N/mm ²
Coefficient de Poisson	0.285	S.O.
Module de cisaillement	80000	N/mm ²
Masse volumique	7850	kg/m ³
Limite de traction	745	N/mm ²
Limite de compression		N/mm ²
Limite d'élasticité	470	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.23e-005	/K
Conductivité thermique	44.5	W/(m·K)
Chaleur spécifique	475	J/(kg·K)
Rapport d'amortissement du matériau		S.O.

10.2 Les déplacements imposés

Afin de prévenir tout déplacement indésirable pouvant influencer l'analyse, des supports de type palier ont été utilisés pour immobiliser l'arbre aux emplacements des roulements. De plus, les extrémités de l'arbre ont été fixées par des géométries fixes pour empêcher toute translation le long de son axe.

Tableau. V.4 Les chargements

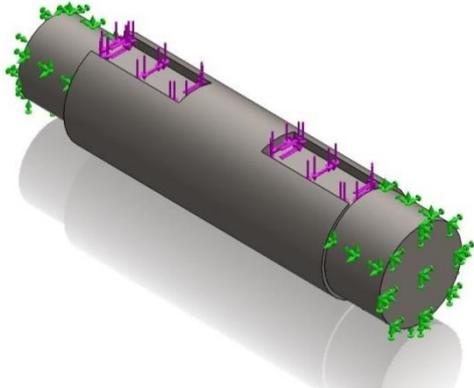
Type de chargement	Zone d'application	Valeurs (N)	
Force 1	20<y<52 Suivant la largeur de la roue dentée B	Suivant ox : $F_t^B=661.8889$ N Suivant oz : $F_r^B=240.9079$ N	
Force 2	82<y<114 Suivant la largeur de pignon C	Suivant ox : $F_t^C=2127.5$ N Suivant oz : $F_r^C=774.3467$ N	

Figure V. 11 chargements sur l'arbre

10.3 Le maillage

Informations sur le maillage

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 Points
Taille d'élément	4,01851 mm
Tolérance	0,200925 mm
Qualité de maillage	Haute

Informations sur le maillage - Détails

Nombre total de noeuds	15179
Nombre total d'éléments	9872
Aspect ratio maximum	8,0551
% d'éléments ayant un aspect ratio < 3	99,1
% d'éléments ayant un aspect ratio > 10	0
% d'éléments distordus (Jacobian)	0
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:02
Nom de l'ordinateur:	

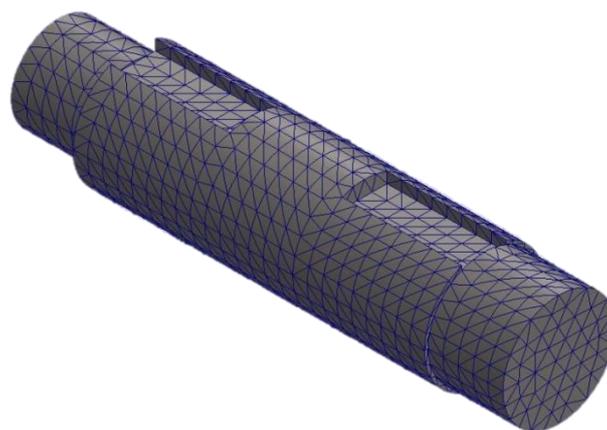


Figure V.12 Maillage de l'arbre

11 Présentation des résultats

11.1 Contraintes

Les contraintes représentées sont les contraintes équivalentes de Von Mises

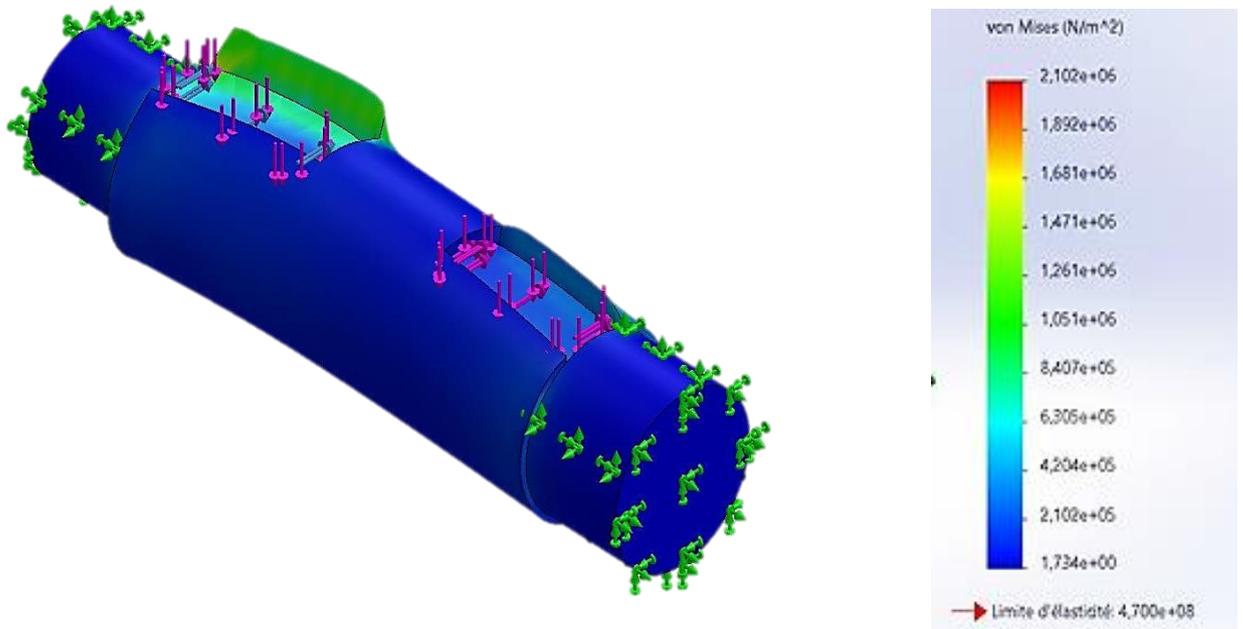


Figure V.13 Contraintes agissant sur l'arbre

11.2 Les déformations

Les déformations ESTRN en mm

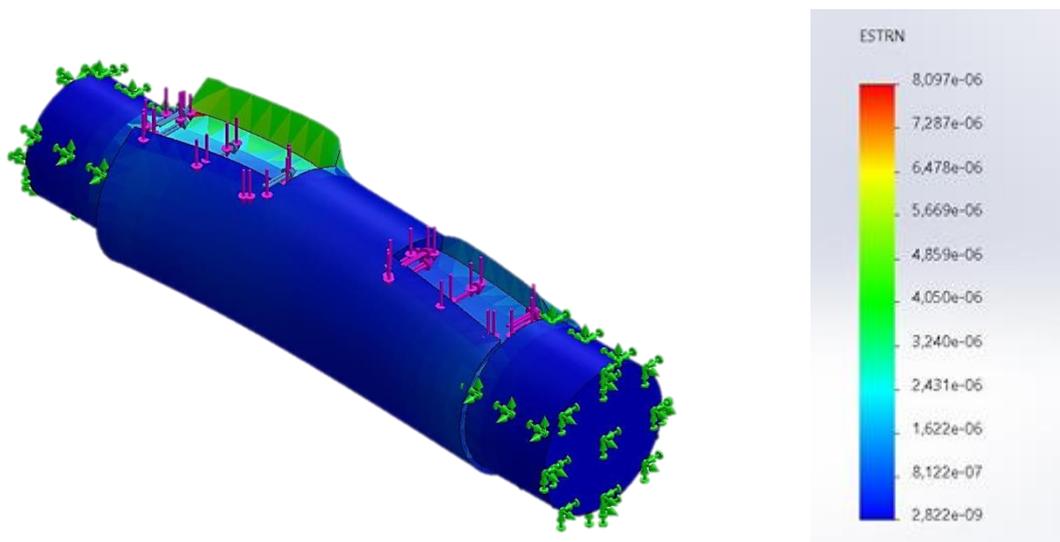


Figure V.14 Déformation sur l'arbre intermédiaire

11.3 Les déplacement

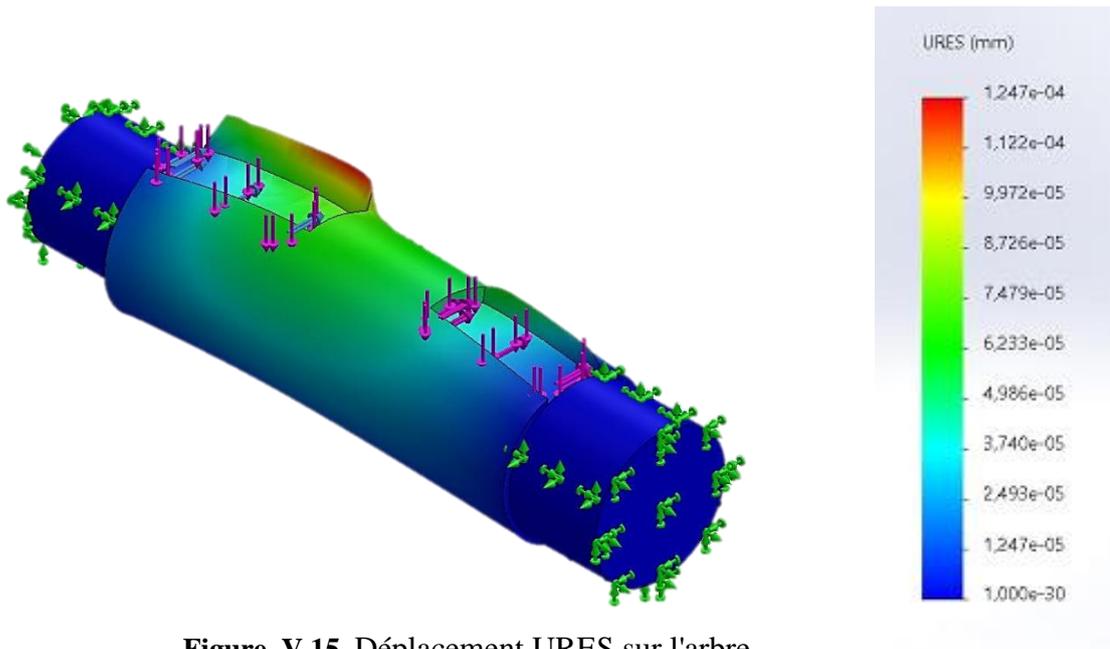


Figure V.15 Déplacement URES sur l'arbre

12 Interprétation des résultats

En analysant la (figure V.13), il est clairement visible que l'arbre est totalement coloré en bleu foncé ce qui indique qu'il soumit à une contrainte de $2,102 \times 10^6 \text{ N/mm}^2$, il est important de noter que cette contrainte reste inférieure à la limite élastique du matériau.

Les déformations de l'arbre sont visibles sur le périmètre de base du pignon C. Les changements de la géométrie et des dimensions dans ces zones entraînent une concentration de contrainte, ce qui conduit à des déformations.

Les déformations sont représentées dans la figure IV.14 en couleur bleu clair, ce qui indique une valeur de $1,622 \times 10^{-6} \text{ mm}$. Cette valeur ne représente aucun danger, car les déformations observées dans ces zones demeurent élastiques.

La figure V.15 présente les déplacements résultants, notés URES, du système de coordonnées de référence, offrant une visualisation des zones déformées de l'arbre. Comme nous l'avons observé précédemment dans les diagrammes de moments fléchissants, la zone située entre $82 < y < 114$ est la zone la plus sollicitée, ce qui est représenté par les couleurs vert et rouge dans la figure V.15. Le déplacement maximal se produit au niveau de la mure de clavette, avec une valeur de $1,122 \times 10^{-4} \text{ mm}$.

13 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons sélectionné un composant spécifique d'un mécanisme qui opère dans des conditions bien définies afin de réaliser des simulations à l'aide du logiciel de CAO SolidWorks.

SolidWorks nous permet d'introduire et de traiter des informations relatives au régime et aux conditions de fonctionnement de l'arbre intermédiaire d'un réducteur, ce qui nous offre un aperçu des contraintes et déformations subies par cet arbre. Les résultats obtenus se révèlent cohérents et correspondent à ce qui se produit réellement.

Conclusion générale

Dans le cadre de notre étude, nous avons utilisé la construction mécanique et les principes résistance des matériaux selon la méthode traditionnelle pour évaluer les différents éléments constituant le réducteur à train d'engrenage.

Nous avons obtenu des valeurs très similaires pour les efforts tranchantes et les moments fléchissant obtenus à partir de l'analyse RDM et de la méthode des éléments finis utilisant Solidworks dans tous les plans. Vous pouvez trouver en détail ces valeurs dans le tableau V.2 qui se trouve dans dernière chapitre.

En ce qui concerne les résultats de l'analyse de la stabilité, ils sont les suivants : pour les contraintes, Il est important de noter que les contrainte reste inférieure à la limite élastique du matériau.

En ce qui concerne les déformations, elles sont visibles sur le périmètre de la base de la poulie C. Les changements de géométrie et de dimensions dans ces zones entraînent une concentration de contrainte, les valeur ne représente aucun danger, car les déformations observées dans ces zones demeurent élastiques.

En ce qui concerne le déplacement maximal, il se produit au niveau du mur de la clavette, Les déplacements résultent du système de coordonnées de référence, offrant une visualisation des zones déformées de l'arbre. Comme nous l'avons observé précédemment dans les diagrammes des moments fléchissant, la zone située entre $82 < y < 114$ est la plus sollicitée.

Bien avant, pour simuler un produit, il était nécessaire de le transporter jusqu'au laboratoire et d'appliquer manuellement les conditions de fonctionnement. Cette méthode de simulation était coûteuse, chronophage et nécessitait l'utilisation de plusieurs machines.

L'introduction des outils informatiques tels que la méthode des éléments finis (MEF) dans les logiciels de CAO a révolutionné le domaine de la simulation. Désormais, grâce à ces outils, la simulation est devenue un processus simple, facile à réaliser et rapide. Les logiciels de CAO permettent de répondre à des besoins impossibles à satisfaire avec les simulations traditionnelles. Par exemple, dans le domaine de la recherche spatiale, il serait extrêmement coûteux de recréer les conditions de fonctionnement d'un vaisseau spatial. Cependant, grâce aux logiciels de CAO, cela devient possible.

Enfin, il serait extrêmement bénéfique de compléter cette étude en élaborant une gamme complète des différentes pièces du réducteur. Cette gamme servirait de précieux support de travail pour les futurs constructeurs impliqués dans la fabrication du réducteur.

Références

- [1] : Méthodologie de calcul et de conception d'un REDUCTEUR d'engrenage cylindrique ou conique GINA STOICA - (Université POLITEHNICA de Bucarest) - BERNARD LEDUC
- [2] : Lubrification d'engrenages : Les défaillances bien définies- Fluids & Lubricants- Publié par JC.GIROUD.
- [3] : Cours Eléments de Machines - Institut des sciences et de la technologie Ain Témouchent, 2016 - AMINE BELOUFA.
- [4] : Trends in gear fault detection using electrical signature analysis in induction machine-based systems - IEEE Workshop on Electrical Machines Diagnosis, 2015 - S. H. Kia, H. Henao et G.A. Capolino.
- [5] : MIJIVAWA Favçal formulation, caractérisation, modélisation et prévision du comportement thermomécanique des pièces plastiques et composites de fibres de bois: application aux engrenages , , thèse de doctorat en ingénierie à l'université du Québec à Trois-Rivières .
- [6] : « Les Engrenages, Cours De Construction », M. Bernard - Décembre 2008.
- [7] : GERGE Dobre ,(2006) «éléments de machines transmission mécanique».
- [8] : Maintenance des Equipements Industriel du Lycée Latécoère d'ISTRES.
- [9] : G. HENRIOT, « Engrenages : Conception et fabrication », Dunod, 1999.
- [10] : Bruce ANGLADE – Hélène HORSIN MOLINARO, « Engrenages, conditions d'engrènement et procédés d'obtention » école normale supérieure paris-Saclay , Edité le 13/10/2017.
- [11] : R. LEBORZEC, « Etude générale de l'engrenage », (polycopie de cours), ENSAM,1989, Lille, France.
- [12] : Livre collectif auteur « L'Ouvrier Moderne »,DUNOD 1923 , Volume 6, Number 1, Avril 1923, P15.
- [13] : Cours Eléments de Machines destiné aux étudiants de Master 2 - Institut des sciences et de la technologie Ain Témouchent, 2016 - AMINE BELOUFA.
- [14] : G. Cuisinier et M.F. Guissard – ENGRENAGES ET DEVELOPPANTES DE CERCLE –2011.
- [15] : Gearing basics, Power transmission Design, July 1994.

[16] : Kiekbusch, Timo at al. Calculation of the Combined Torsional Mesh Stiffness of Spur Gears with Two- and Three-Dimensional Parametrical FE Models. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering. Vol. 57, No. 11.

[17] : V. Dobrovolski et co-auteur, Eléments de machines : Automatisation du calcul des dents d'engrenage dans une transmission composée, Edition Mir, 1974. (matériaux des engrenage).

[18] : <https://www.em-distribution.fr/>, EM Distribution | Spécialiste français en moteur électrique et pompe à eau.

[19] : www.SKF.com

[20] : VINCENT MANET, Méthode des éléments finis, vulgarisation des aspects mathématique et illustration de la méthode, France, 2013 .

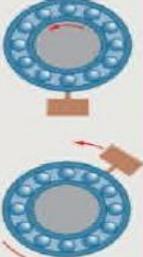
Annexe

Annexe 1 : choisir le moteur électrique asynchrone moteur électrique asynchrone

n=1500 tr/min		
Type de moteur	Puissance nominale, kW	Vitesse de rotation nominale, n, tr/min
71 a	0,25	1350
71 b	0,37	1350
80 a	0,55	1370
80 b	0,75	1385
90 La	1,1	1365
90 Lb	1,5	1410
100 La	2,2	1415
100 Lb	3	1430
112M	4	1450
132 S	5,5	1450
132 M	7,5	1450
160 M	11	1450
160 L	15	1425
160 M	18,5	1425
180 L	22	1450
200 L	30	1450
225 S	37	1450
225 M	45	1450
250 M	55	1460

Annexe 2 : types de roulements

Ajustements recommandés

Analyse de la rotation	Principe de fixation	Arbre		Logement			
		Applications	Ajustements recommandés	Applications	Ajustements recommandés		
La charge tourne par rapport à la bague intérieure 	Bague intérieure serrée sur l'arbre	Charges normales $P < C / 5$	j6 / k6	Moteurs électriques Broches machines-outils Pompes Ventilateurs Réducteurs de vitesse	Cas général	H7 / J7	Moteurs électriques de moyenne puissance Poulies Broches de machines-outils Transmissions
		Charges élevées $P > C / 5$	m6 / p6	Moteurs de traction Gros réducteurs, compresseurs	Bague libre sur sa portée	G7 / H7	Débattement axial exigé (dilatation ou réglage)
					Roulements à rouleaux cylindriques et coniques	M7 / P7	

Annexe 3 : Tableau des acier équivalents

								
	USA	France	Brazil	German W-nr	German DIN	UK	Spain	Japan JIS
FREE MACHINING STEEL	12L13	S250Pb		1.0718	9SMnPb28		F.2112 -	
	1108	10F1		1.0721	10S20	210M15	F.2121 -	
	11L08	10PbF2		1.0722	10SPb20		F.2122 -	
	1215	S300	1215	1.0723	15S20	210A15	F.210F.	
	12L14	S300Pb		1.0736	9SMn36	240M07 EN 1B	F.2113-	
LOW CARBON STEEL	1010	AF34C10/XC10	1010	1.0301	C10	045M10		
	1015	AF37C12/XC18	1015	1.0401	C15	080M15;040A15	F.111	
	1020	AF42C20/XC25	1020	1.0402	C22	055M15 EN2C	F.112	
	1025	AF50C30		1.0406	C25	070M26	F.221	
	1212			1.0711	9S20	220M07		
	1213	S250	1213	1.0715	9SMn28	230M07	F.2111 -	
	1010	XC10	1010	1.1121	Ck10	040A10	F.1510 -	
	1022/1518	20M5		1.1133	20Mn5	120M19	F.1515 -	
	1015	XC15 / C15E	1015	1.1141	Ck15	080M15 EN 32C	F.1511 -	
	10201023	XC25 / C22E	1020	1.1151	Ck22	050A20	F.1120 -	
	1025	XC25 / C25E		1.1158	Ck25	070M26	F.1120 -	
	A350-LF5	15Ni6 / 15Ni6		1.5622	14Ni6		F.2641 -	
	3310/9314	12NC15		1.5752	14NiCr14	655M13/A12 EN 36A		
MEDIUM CARBON STEEL	1035	AF55C35 /XC38	1035	1.0501	C35	060A35	F.113	
	1045	AF65C45 /C45	1045	1.0503	C45	080M46	F.114	
	1040	AF60C40 C40	1040	1.0511	C40		F.114.A	
	1055	C55	1055	1.0535	C55	070M55		
	1060	AF70C55 / C60	1060	1.0601	C60	080A62 EN 43D	F.115	
	1140	35MF6	1140	1.0726	35S20	212M36 EN 8M	F.210G.	
	1146	45MF4		1.0727	45S20	212M44		
	9255	51S7		1.0903	51Si7	250A53 EN 45	F.1450 -	
	9255	55S7	9254	1.0904	55Si7		F.1440-	
	9260	60S7		1.0909	60Si7	250A58	F.1441 -	
	9262	60SC7		1.0961	60SiCr7	250A61	F.1442 -	
	1330/1536	35M5 / 30Mn5		1.1165/66	30Mn5/34Mn5	120M36/150M28	F.1203	
	1335	40M5 / 36Mn5	1335	1.1167	36Mn5	150M36 EN 15	F.1203 -	
	1330	20M5 / 28Mn6	1330	1.117	28Mn6	150M28 EN 14A		
	1035	XC32 / C35R	1035	1.118	Cm35	080M36	F.1135 -	
	1040	XC42H1 / C40E	1040	1.1186	Ck40	060A40/080A40		S 40 C
	1045	XC42H1 / C45/XC45	1045	1.1191	Ck45	080M46/060A47	F.1140 -	S 45 C
	1045	XC42H1 /C45R	1045	1.1201	Cm45	080M46	F.1145 -	
	1055	XC55H1 / C55E	1055	1.1203	Ck55	060A57/070M55	F.1150 -	S55C
	1050	XC48H1 / C50E	1050	1.1206	Ck50	080M50		
	1050	XC48H1TS	1050	1.1213	Cf53	060A52		
1060	XC60 / C60E/2C60	1060	1.1221	Ck60	060A62	F.511/F.512	S58C	
1070	XC68	1070	1.1231	Ck67	060A67			
ALLOY	1080/1078/1086	XC75 / C75E/XC90	1074	1.1248/1269	Ck75	060A78	F.513/514/515	
	1095	XC100	1095	1.1274	Ck101	060A96		
	4135/4142	34CD4 /42CD4		1.233	35CrMo4/47CrMo4	708A37/M40		SCM435TK
	3135/3140	35NC6		1.571/5711	36NiCr6/40NiCr6	640A35/M40 EN111A		
	8620/8720	20NC D2	8620	1.6523/43	21NiCrMo2	805M20/A20 EN 362	F.1522 -	SNCM220(H)
	8740	40NC D2	8640	1.6546	40NiCrMo22	311-Type7	F.1204 -	SNCM240
	18NC D6		1.6587	17CrNiMo8	820A16	F.1560 -		

5132	32C4 / 34Cr4		1.7033	34Cr4	530A32 EN18B	F.8221 / F.224	SCR430(H)
5135	38C4 / 37Cr4	513 5	1.7034	37Cr4	530A36	F.1201 -	
5140	42C4 / 41Cr4	514 0	1.7035	41Cr4	530M40/A40 EN 18	F.1202 -	SCR440(H)
5140	42C4T S	514 0	1.7045	42Cr4	530A40	F.1202 -	SCR440
5115	16MC 5	511 5	1.7131	16MnCr5	527M17	F.1515 -	
5155	55C3		1.7176	55Cr3	527A60 EN 48	F.1431 -	SUP9(A)
4130	25CD4 / 25CrMo4	413 0	1.7218	25CrMo4	1717CDS110	F.8330 -	SCM420/430
4135/4137	35CD4 / 34CrMo4		1.722	34CrMo4	708A37 EN 19B	F.8231 -	
4140/4142	42CD4 / 42CrMo4	414 0	1.7225	42CrMo4	708M40 EN 19A	F.8232 -	
4150	50CrM o4	415 0	1.7228	50CrMo4	708A47		
6150	50CV4 / 51CrV4	615 1	1.8159	50CrV4	735A50 EN 47	F.1430 -	

Annexe 4 : Programme de calcul les caractéristiques technique des roues

```
>> % Données d'entrée
alpha = 20; % Angle de pression en degrés
m = 4; % Module
k = 8; % Facteur k
Z_A = 14; % Nombre de dents pour le pignon A
Z_B = 45; % Nombre de dents pour la roue B

% Calcul des caractéristiques
p = pi * m; % Pas primitif
ha = m; % Saillie
hf = 1.25 * m; % Creux
s = pi * m / 2; % Epaisseur de la dent
b = k * m; % Largeur de la denture
h = ha + hf; % Hauteur de la dent
dpj_A = m * Z_A; % Diamètre primitif pour le pignon A
dpj_B = m * Z_B; % Diamètre primitif pour la roue B
da_A = dpj_A + 2 * m; % Diamètre de tête pour le pignon A
da_B = dpj_B + 2 * m; % Diamètre de tête pour la roue B
dfj_A = dpj_A - 2.5 * m; % Diamètre de pied pour le pignon A
dfj_B = dpj_B - 2.5 * m; % Diamètre de pied pour la roue B
db_A = dpj_A * cosd(alpha); % Diamètre de base pour le pignon A
db_B = dpj_B * cosd(alpha); % Diamètre de base pour la roue B

% Affichage des résultats sous forme de tableau
fprintf('Caractéristiques de pignon A et roue B :\n\n');
fprintf('-----\n');
fprintf(' Caractéristiques | Pignon A | Roue B \n');
fprintf('-----\n');
fprintf(' Angle de pression |          %5.2f° \n', alpha);
fprintf(' Module |          %2d \n', m);
fprintf(' Pas primitif |          %8.2f \n', p);
fprintf(' Saillie |          %2d \n', ha);
fprintf(' Creux |          %2d \n', hf);
fprintf(' Epaisseur de dent |          %8.2f \n', s);
fprintf(' Largeur de denture |          %2d \n', b);
fprintf(' Hauteur de dent |          %2d \n', h);
fprintf(' Nombre de dents |          %2d |          %2d \n', Z_A, Z_B);
fprintf(' Diamètre primitif |          %8.2f |          %8.2f \n', dpj_A, dpj_B);
fprintf(' Diamètre de tête |          %8.2f |          %8.2f \n', da_A, da_B);
fprintf(' Diamètre de pied |          %8.2f |          %8.2f \n', dfj_A, dfj_B);
fprintf(' Diamètre de base |          %8.2f |          %8.2f \n', db_A, db_B);
fprintf('-----\n');
```

Annexe 5 : Programme de calcul les forces agissant les dents

```

>> % Définition des valeurs variables de C
C1 = 19.1; % Valeur de C1 en N.m
C2 = 59.57; % Valeur de C2 en N.m
C3 = 187.59; % Valeur de C3 en N.m
C4 = 590.48; % Valeur de C4 en N.m

% Définition des valeurs variables de r
rA = 0.028; % Valeur de rA en mètres (pignon A)
rB = 0.09; % Valeur de rB en mètres (roue B)
rC = 0.028; % Valeur de rC en mètres (pignon C)
rD = 0.09; % Valeur de rD en mètres (roue D)
rE = 0.028; % Valeur de rE en mètres (pignon E)
rF = 0.09; % Valeur de rF en mètres (roue F)

% Définition de l'angle de pression alpha
alpha = deg2rad(20); % Convertir l'angle en radians

disp('Valeurs de C (N.m) :');
disp(['C1 : ', num2str(C1), ' N.m']);
disp(['C2 : ', num2str(C2), ' N.m']);
disp(['C3 : ', num2str(C3), ' N.m']);
disp(['C4 : ', num2str(C4), ' N.m']);
disp('-----');
disp('Valeurs de r (m) :');
disp(['rA : ', num2str(rA), ' m']);
disp(['rB : ', num2str(rB), ' m']);
disp(['rC : ', num2str(rC), ' m']);
disp(['rD : ', num2str(rD), ' m']);
disp(['rE : ', num2str(rE), ' m']);
disp(['rF : ', num2str(rF), ' m']);
disp('-----');
disp(['Valeur de alpha (degrés) : ', num2str(rad2deg(alpha)), ' degrés']);
disp('-----');

% Effort sur le pignon A
FtA = C1 / rA;
FrA = FtA * tan(alpha);
FnA = sqrt(FtA^2 + FrA^2);
disp('Effort sur le pignon A :');
disp(['FtA = C1 / rA = ', num2str(C1), ' N.m / ', num2str(rA), ' m = ', num2str(FtA), ' N']);
disp(['FrA = FtA * tan(alpha) = ', num2str(FtA), ' N * tan(', num2str(rad2deg(alpha)), ') = ', num2str(FrA), ' N']);
disp(['FnA = sqrt(FtA^2 + FrA^2) = sqrt(', num2str(FtA), '^2 + ', num2str(FrA), '^2) = ', num2str(FnA), ' N']);
disp('-----');

% Effort sur la roue B
FtB = C2 / rB;
FrB = FtB * tan(alpha);
FnB = sqrt(FtB^2 + FrB^2);
disp('Effort sur la roue B :');
disp(['FtB = C2 / rB = ', num2str(C2), ' N.m / ', num2str(rB), ' m = ', num2str(FtB), ' N']);
disp(['FrB = FtB * tan(alpha) = ', num2str(FtB), ' N * tan(', num2str(rad2deg(alpha)), ') = ', num2str(FrB), ' N']);
disp(['FnB = sqrt(FtB^2 + FrB^2) = sqrt(', num2str(FtB), '^2 + ', num2str(FrB), '^2) = ', num2str(FnB), ' N']);
disp('-----');

% Effort sur le pignon C
FtC = C2 / rC;
FrC = FtC * tan(alpha);
FnC = sqrt(FtC^2 + FrC^2);
disp('Effort sur le pignon C :');
disp(['FtC = C2 / rC = ', num2str(C2), ' N.m / ', num2str(rC), ' m = ', num2str(FtC), ' N']);
disp(['FrC = FtC * tan(alpha) = ', num2str(FtC), ' N * tan(', num2str(rad2deg(alpha)), ') = ', num2str(FrC), ' N']);
disp(['FnC = sqrt(FtC^2 + FrC^2) = sqrt(', num2str(FtC), '^2 + ', num2str(FrC), '^2) = ', num2str(FnC), ' N']);
disp('-----');

% Effort sur la roue D
FtD = C3 / rD;
FrD = FtD * tan(alpha);
FnD = sqrt(FtD^2 + FrD^2);
disp('Effort sur la roue D :');
disp(['FtD = C3 / rD = ', num2str(C3), ' N.m / ', num2str(rD), ' m = ', num2str(FtD), ' N']);
disp(['FrD = FtD * tan(alpha) = ', num2str(FtD), ' N * tan(', num2str(rad2deg(alpha)), ') = ', num2str(FrD), ' N']);
disp(['FnD = sqrt(FtD^2 + FrD^2) = sqrt(', num2str(FtD), '^2 + ', num2str(FrD), '^2) = ', num2str(FnD), ' N']);
disp('-----');

% Effort sur le pignon E
FtE = C3 / rE;
FrE = FtE * tan(alpha);
FnE = sqrt(FtE^2 + FrE^2);
disp('Effort sur le pignon E :');
disp(['FtE = C3 / rE = ', num2str(C3), ' N.m / ', num2str(rE), ' m = ', num2str(FtE), ' N']);
disp(['FrE = FtE * tan(alpha) = ', num2str(FtE), ' N * tan(', num2str(rad2deg(alpha)), ') = ', num2str(FrE), ' N']);
disp(['FnE = sqrt(FtE^2 + FrE^2) = sqrt(', num2str(FtE), '^2 + ', num2str(FrE), '^2) = ', num2str(FnE), ' N']);
disp('-----');

% Effort sur la roue F
FtF = C4 / rF;
FrF = FtF * tan(alpha);
FnF = sqrt(FtF^2 + FrF^2);
disp('Effort sur la roue F :');
disp(['FtF = C4 / rF = ', num2str(C4), ' N.m / ', num2str(rF), ' m = ', num2str(FtF), ' N']);
disp(['FrF = FtF * tan(alpha) = ', num2str(FtF), ' N * tan(', num2str(rad2deg(alpha)), ') = ', num2str(FrF), ' N']);
disp(['FnF = sqrt(FtF^2 + FrF^2) = sqrt(', num2str(FtF), '^2 + ', num2str(FrF), '^2) = ', num2str(FnF), ' N']);
disp('-----');

```

Annexe 6 : Programme de calcul les réactions des appuis

```
>> % Paramètres
FtB = 661.8889; % N
FrB = 240.9079; % N
FtC = 2127.5; % N
FrC = 774.3467; % N

% Calcul des résultats
Rdx = (36 * FtB + 98 * FtC) / 134;
Rax = FtB + FtC - Rdx;
Rdz = - (36 * FrB + 98 * FrC) / 134;
Raz = - FrB - FrC - Rdz;

% Affichage des données
disp('les donnees:');
disp(['FtB = ' num2str(FtB) ' N']);
disp(['FrB = ' num2str(FrB) ' N']);
disp(['FtC = ' num2str(FtC) ' N']);
disp(['FrC = ' num2str(FrC) ' N']);
disp('')

% Affichage des résultats
disp('Les forces aux appuis sur l''arbre intermédiaire :')
disp('')

% Affichage des résultats
disp('Les forces aux appuis sur l''arbre intermédiaire :')
disp('')

disp('Rdx = (36 * FtB + 98 * FtC) / 134');
disp([' = (36 * ' num2str(FtB) ' + 98 * ' num2str(FtC) ') / 134']);
disp([' = ' num2str(Rdx) ' N']);
disp('-----');

disp('Rax = FtB + FtC - Rdx');
disp([' = ' num2str(FtB) ' + ' num2str(FtC) ' - ' num2str(Rdx)']);
disp([' = ' num2str(Rax) ' N']);
disp('-----');

disp('Rdz = -(36 * FrB + 98 * FrC) / 134');
disp([' = -(36 * ' num2str(FrB) ' + 98 * ' num2str(FrC) ') / 134']);
disp([' = ' num2str(Rdz) ' N']);
disp('-----');

disp('Raz = - FrB - FrC - Rdz');
disp([' = -( ' num2str(FrB) ' + ' num2str(FrC) ' + ' num2str(Rdz) ')']);
disp([' = ' num2str(Raz) ' N']);
disp('-----');
```

Annexe 7 : programme de calcul de l'effort tranchant suivant le plan (oxy)

```
>> % Paramètres
Rax = 1055.6352; % Valeur de RA
FtB = 661.8889; % Valeur de FtB
FtC = 2127.5; % Valeur de FtC
qBx = FtB/32; % Valeur de qB
qCx = FtC/32; % Valeur de qC
L = 134; % Longueur de l'axe

% Création du vecteur y|
y = 0:0.1:L;

% Calcul de l'effort tranchant T(y) en fonction de y
T = zeros(size(y));
for i = 1:length(y)
    if y(i) < 20
        T(i) = Rax;
    elseif y(i) < 52;
        T(i) = Rax - qBx*(y(i)-20);
    elseif y(i) < 82;
        T(i) = Rax - FtB;
    elseif y(i) < 114;
        T(i) = Rax - FtB - qCx*(y(i)-82);
    else
        T(i) = Rax - FtB - FtC;
    end
end

% Affichage des valeurs de l'effort tranchant
fprintf('Effort tranchant suivant le plan (oxy) :\n');
fprintf('0 < y < 20 : T(20) = %.4f N\n', T(201));
fprintf('20 < y < 52 : T(52) = %.4f N\n', T(521));
fprintf('52 < y < 82 : T(82) = %.4f N\n', T(821));
fprintf('82 < y < 114 : T(114) = %.4f N\n', T(1141));
fprintf('114 < y < 134 : T(134) = %.4f N\n', T(1341));

% Tracer le diagramme d'effort tranchant
plot(y, T, 'LineWidth', 2);
grid on;
xlabel('y');
ylabel('T(y)');
title('Diagramme d''effort tranchant suivant le plan (oxy)');
Effort tranchant suivant le plan (oxy) :
0 < y < 20 : T(20) = 1055.6352 N
20 < y < 52 : T(52) = 393.7463 N
52 < y < 82 : T(82) = 393.7463 N
82 < y < 114 : T(114) = -1733.7537 N
114 < y < 134 : T(134) = -1733.7537 N
>>
```

Annexe 8 : programme de calcul de l'effort tranchant suivant le plan (oyz)

```
>> % Paramètres
Raz = -384.2198; % Valeur de Raz
FrB = 240.9079; % Valeur de FtB
FrC = 774.3467; % Valeur de FtC
qBz = FrB/32; % Valeur de qB
qCz = FrC/32; % Valeur de qC
L = 134; % Longueur de l'axe

% Création du vecteur y
y = 0:0.1:L;
|
% Calcul de l'effort tranchant T(y) en fonction de y
T = zeros(size(y));
for i = 1:length(y)
    if y(i) < 20
        T(i) = Raz;
    elseif y(i) < 52
        T(i) = Raz + qBz * (y(i)-20);
    elseif y(i) < 82
        T(i) = Raz + FrB;
    elseif y(i) < 114
        T(i) = Raz + FrB + qCz * (y(i) - 82);
    else
        T(i) = Raz + FrB + FrC;
    end
end

% Affichage des valeurs de l'effort tranchant
fprintf('Effort tranchant suivant le plan (oyz) :\n');
fprintf('0 < y < 20 : T(20) = %.4f N\n', T(201));
fprintf('20 < y < 52 : T(52) = %.4f N\n', T(521));
fprintf('52 < y < 82 : T(82) = %.4f N\n', T(821));
fprintf('82 < y < 114 : T(114) = %.4f N\n', T(1141));
fprintf('114 < y < 134 : T(134) = %.4f N\n', T(1341));

% Tracer le diagramme d'effort tranchant
plot(y, T, 'LineWidth', 2);
grid on;
xlabel('y');
ylabel('T(y)');
title('Diagramme d''effort tranchant suivant le plan (oyz)');
```

Annexe 9 : Programme de calcul de moment fléchissant dans le plan (oxy)

```
>> % Paramètres
Rax = 1055.6352; % Valeur de RA
FtB = 661.8889; % Valeur de FtB
FtC = 2127.5; % Valeur de FtC
qBx = FtB/32; % Valeur de qB
qCx = FtC/32; % Valeur de qC
L = 134; % Longueur de l'axe

% Création du vecteur y
y = 0:0.1:L;

% Calcul des moments fléchissants  $M_f(y)$  en fonction de y
Mf = zeros(size(y));
for i = 1:length(y)
    if y(i) < 20
        Mf(i) = Rax * y(i);
    elseif y(i) < 52
        Mf(i) = Rax * y(i) - qBx * (y(i)-20) * ((y(i)-20)/2);
    elseif y(i) < 82
        Mf(i) = Rax * y(i) - FtB * (y(i)-36);
    elseif y(i) < 114
        Mf(i) = Rax * y(i) - FtB * (y(i)-36) - qCx * (y(i)-82) * ((y(i)-82)/2);
    else
        Mf(i) = Rax * y(i) - FtB * (y(i)-36) - FtC * (y(i)-98);
    end
end

% Affichage des valeurs des moments fléchissants
fprintf('Moments fléchissants dan le plan (oxy) :\n');
fprintf('0 < y < 20 : Mf(20) = %.4f N.m\n', Mf(201));
fprintf('20 < y < 52 : Mf(52) = %.4f N.m\n', Mf(521));
fprintf('52 < y < 82 : Mf(82) = %.4f N.m\n', Mf(821));
fprintf('82 < y < 114 : Mf(114) = %.4f N.m\n', Mf(1141));
fprintf('114 < y < 134 : Mf(134) = %.4f N.m\n', Mf(1341));

% Tracer le diagramme des moments fléchissants
plot(y, Mf, 'LineWidth', 2);
grid on;
xlabel('y');
ylabel('Mf(y)');
title('Diagramme des moments fléchissants dans la plan (oxy)');
```

Annexe 10 : Programme de calcul de moment fléchissant dans le plan (oyz)

```
>> % Paramètres
Raz = -384.2198; % Valeur de Raz
FrB = 240.9079; % Valeur de FtB
FrC = 774.3467; % Valeur de FtC
qBz = FrB/32; % Valeur de qB
qCz = FrC/32; % Valeur de qC
L = 134; % Longueur de l'axe

% Création du vecteur y
y = 0:0.1:L;

% Calcul des moments fléchissants  $M_f(y)$  dans le plan (oyz) en fonction de y
Mf = zeros(size(y));
for i = 1:length(y)
    if y(i) < 20
        Mf(i) = Raz * y(i);
    elseif y(i) < 52
        Mf(i) = Raz * y(i) + qBz * (y(i)-20) * ((y(i)-20)/2);
    elseif y(i) < 82
        Mf(i) = Raz * y(i) + FrB * (y(i)-36);
    elseif y(i) < 114
        Mf(i) = Raz * y(i) + FrB * (y(i)-36) + qCz * (y(i)-82) * ((y(i)-82)/2);
    else
        Mf(i) = Raz * y(i) + FrB * (y(i)-36) + FrC * (y(i)-98);
    end
end

% Affichage des valeurs des moments fléchissants
fprintf('Moments fléchissants dans le plan (oyz) :\n');
fprintf('0 < y < 20 : Mf(20) = %.4f N.m\n', Mf(201));
fprintf('20 < y < 52 : Mf(52) = %.4f N.m\n', Mf(521));
fprintf('52 < y < 82 : Mf(82) = %.4f N.m\n', Mf(821));
fprintf('82 < y < 114 : Mf(114) = %.4f N.m\n', Mf(1141));
fprintf('114 < y < 134 : Mf(134) = %.4f N.m\n', Mf(1341));

% Tracer le diagramme des moments fléchissants dans le plan (oyz)
plot(y, Mf, 'LineWidth', 2);
grid on;
xlabel('y');
ylabel('Mf(y)');
title('Diagramme des moments fléchissants dans le plan (oyz)');
```

Annexe 11 : Programme de calcul de diamètre de l'arbre

```
>> % Création de la fenêtre de l'interface
fenetre = figure('Name', 'Faculté des hydrocarbures et de la chimie-boumerdes', 'NumberTitle', 'off');

% Création des composants de l'interface
titre = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Calcul de diamètre de la poutre D', 'FontSize', 14, 'FontWeight', 'bold', 'Position', [20 380 400 20]);

label_mfox = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Moment fléchissant dans (oxy) Mf(ox):', 'Position', [20 340 200 20]);
edit_mfox = uicontrol('Style', 'edit', 'Position', [230 340 80 20]);

label_mfoz = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Moment fléchissant dans (oyz) Mf(oz):', 'Position', [20 300 200 20]);
edit_mfoz = uicontrol('Style', 'edit', 'Position', [230 300 80 20]);

label_mt = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Moment de torsion Mt:', 'Position', [20 260 200 20]);
edit_mt = uicontrol('Style', 'edit', 'Position', [230 260 80 20]);

label_d = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Diamètre D:', 'Position', [20 220 200 20]);
edit_d = uicontrol('Style', 'edit', 'Position', [230 220 80 20]);

bouton_calculer = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Calculer', 'Position', [100 160 100 30], 'Callback', @calculer_diametre);

label_resultat = uicontrol('Style', 'text', 'String', '', 'FontSize', 14, 'FontWeight', 'bold', 'Position', [20 100 300 30]);

% Fonction de calcul du diamètre
function calculer_diametre(~, ~)
    % Récupération des valeurs des moments fléchissants et du moment de torsion
    mfox = str2double(get(edit_mfox, 'String'));
    mfoz = str2double(get(edit_mfoz, 'String'));
    mt = str2double(get(edit_mt, 'String'));

    % Calcul du diamètre D
    D = (32 * (mfox^2 + mfoz^2 + mt^2) / (pi * 50))^(1/3);

    % Affichage du résultat
    set(edit_d, 'String', num2str(D));

    % Vérification du résultat
    if D > 25 && D < 35
        set(label_resultat, 'String', 'Acceptable');
        set(label_resultat, 'BackgroundColor', 'green');
    else
        set(label_resultat, 'String', 'Rejeté');
        set(label_resultat, 'BackgroundColor', 'red');
    end
end

% Appel de la fonction principale
calculer_diametre();
|
```