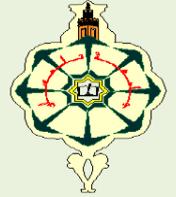


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMEN
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



MÉMOIRE DE MASTER EN GÉNIE MÉCANIQUE

Option
MAINTENANCE INDUSTRIELLE

Présenté par
Benkhedda Fatima

THÈME

ETUDE VIBRATOIRE DES ENGRENAGES

Soutenu : Octobre 2013

Devant le jury :

Mr. HADJOUI. A	PR	President	UAB-Tlemcen
Mr. GUEZZEN. S	MCB	Encadreur	UAB-Tlemcen
Mr. HAMZA CHRIF. SM	MCB	Co encadreur	UAB-Tlemcen
Mr. BENALIA. SM	MCA	Examineur	UAB-Tlemcen
Mr. BELKAID. A	MAA	Examineur	UAB-Tlemcen

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2013 - 2014

Dédicaces

*Merci Allah (**mon dieu**) de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la force d'y croire, la patience d'aller jusqu'au bout du rêve et le bonheur de lever mes mains vers le ciel et de dire*

" Ya Kayoum "

Je dédie cette mémoire du fin d'étude à:

A mon président de thèse Monsieur Mr. HADJOUA.

Vous me faites le très grand honneur de présider ce jury de thèse. Je vous remercie de m'avoir permis de réaliser ce travail. Vos qualités professionnelles et votre rigueur sont pour moi des exemples à suivre.

À celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse, qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite, à ma mère.

A mon père, école de mon enfance, qui a été mon ombre durant toutes les années des études, et qui a veillé tout au long de ma vie à m'encourager, à me donner l'aide et à me protéger.

A tous mes amis de promotion de Maintenance Industrielle 2013 spécialement ZOHIR TERNANE rabi yrehmo et ma chère sœur IMEN, FATIMA ZOHRA et aussi RABAH et MOHAMED.

A toute ma famille surtout mes frères et ma sœur.

A tous mes ami(e)s.

A tous ceux qui me sont chères.

A tous ceux qui m'aiment.

A tous ceux que j'aime.

BENKHEDDA FATIMA.

Remerciements

Je tenais tout d'abord à remercier dieu le tout puissant et miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

En second lieu je tenais à saisir cette occasion et adresser mes sincères remerciements et profondes reconnaissances à :

***MR. GUEZZEN SAMIR et MR.HAMZA CHERIF MOHAMED** mes encadreurs de mémoire de fin d'étude, pour leurs précieux conseils et leurs orientations ficelées tout au long de notre recherche.*

✚ *J'adresse mes profonds remerciements à Mr .HADJOUI A, Mr. BELALIA S.M et Mr. BELKAID A, qui ont spontanément la volonté et l'honneur d'examiner mon travail. Leurs critiques et leurs remarques me permettre de clarifier plusieurs points importants dans ce mémoire. Je les exprime ma très vivre.*

✚ *A mes parents, mes familles et mes ami(e)s qui par leurs prières et leurs encouragements, j'ai pu surmonter tous les obstacles.*

✚ *Enfin, je tenais à remercier toute personne qui a participé de près ou de loin à l'exécution de ce modeste travail.*

BENKHEDDA FATIMA.

Sommaire

Dédicace	
Remerciements	
Résumé	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Liste des acronymes	
Liste des symboles	

Introduction générale.....1

CHAPITRE I : Etude d'une boîte de vitesses

1.1. Introduction.....	3
1.2. Situation	4
1.3. Rôle.....	5
1.4. Principe.....	5
1.5. Diagnostic des anomalies.....	5
1.6. Les organes de la boîte vitesses mécanique.....	6
1.6.1. Boîte synchronisée.....	7
1.6.2. Fonctionnement.....	8
1.7. Le synchroniseur.....	9
1.7.1 Rôle du synchroniseur.....	9
1.8. Chaîne cinématique de la transmission du mouvement	10
1.9. Choix d'une boîte de vitesses.....	13
1.10. Protection de la boîte de vitesses.....	13
1.11. Les engrenages de la boîte de vitesses	13
1.12. Conclusion.....	14

CHAPITRE II : Généralités sur les engrenages

2.1. Introduction	15
2.2. Définition d'un engrenage	16
2.2.1. Définitions générales	18
2.2.2. Rôle des engrenages	19
2.3. Fonction	20
2.4. Les principaux avantages des mécanismes à roues dentées et des engrenages	20
2.4.1. Avantages et inconvénients des engrenages	21
2.5. Les différents types d'engrenages	21
2.5.1. Type de contact	21
2.5.2. Les engrenages droits à dentures droites.....	23
2.5.3. Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.....	24
2.5.3.1. Efforts.....	26
2.5.4. Les engrenages coniques.....	27
2.5.5. Engrenages gauches	29
2.5.6. Engrenages à vis sans fin	30
2.5.6.1. Efforts.....	31
2.5.6.2. Suppression de l'effort axial sur la vis	32
2.6. Schématisation des engrenages	33
2.7. Choix de matière	33
2.8. Conclusion.....	34

CHAPITRE III : Comportement vibro-acoustique des transmissions par engrenages

3.1. Introduction	35
3.2. Comportement vibratoire des transmissions par engrenages	35
3.3. Principales sources d'excitations vibratoires	36
3.3.1. Sources d'excitations internes	36
3.3.1.1. Erreur statique sous charge	36
3.3.1.2. Défauts d'excentricité	38
3.3.1.3. Défauts de parallélisme	38
3.3.1.4. Erreurs de forme.....	38
3.3.1.5. Erreurs de profil de la distorsion	41
3.3.1.6. Erreurs de division.....	41
3.3.1.7. Déformations élastiques des dents	41
3.3.1.8. Fluctuations de la force de frottement.....	42
3.3.1.9. Phénomènes de choc	43
3.3.1.10. Emissions acoustiques internes (sources aérodynamiques)	44
3.3.2. Source externe.....	44
3.3.2.1. Le groupe moteur	44
3.3.2.2. Défauts d'engrenages	42
3.4. Techniques de détection des défauts d'engrenage	49
3.4.1. Analyse des signaux vibratoires	50
3.4.2. Analyse des lubrifiants	50
3.4.3. Analyse des signaux acoustique	51
3.5. Conclusion.....	51

CHAPITRE IV : Conception d'engrenage sur SolidWorks

4.1. Introduction	52
4.2. Définition de logiciel SolidWorks	52
4.3. Historique.....	53
4.4. Fonctionnement.....	53
4.4.1. Pièce.....	54
4.4.1.1. Les étapes pour obtenir un volume	54
4.4.2. Assemblages.....	55
4.4.2.1. Etapes de l'assemblage.....	55
4.4.3. Familles de pièces.....	55
4.4.3.1. Etapes de la création d'une famille de pièce.....	56
4.5. Les type des formats des pièces	56
4.6. Conception d'engrenage par logiciel SOLIDWORKS 2012	57
4.7. Les Etapes de Création d'un pignon dans SolidWorks.....	58
4.7.1. La conception des cercles.....	58
4.8. Convertir le dessin en format parasolid.....	64
4.9. Conclusion.....	64

CHAPITRE V : Résultats des simulations numériques

5.1. Introduction	65
5.2. Formulation générale d'engrenage.....	65

5.2.1. Modélisation de l'engrènement.....	65
5.2.2.1. Energie déformation.....	67
5.2.2. Condition de contact entre les dents.....	68
5.2.2.1. Modélisation.....	68
5.2.2.2. Formulation des conditions du contact.....	69
5.3. Problématique.....	70
5.4. Logiciel ANSYS	70
5.5. Modélisation d'engrenage	70
5.5.1. Maillage.....	71
5.5.2. Modélisation des engrenages droits	74
5.5.3. Modélisation des engrenages hélicoïdaux	86
5.5.4. Interprétation générale sur l'analyse modale	88
Conclusion générale	90

Références bibliographies

Liste des figures

FIG 1.1. Schéma de la boîte vitesses mécanique BBS450 (STARR).....	3
FIG 1.2. Schéma de la transmission de la puissance dans un véhicule.....	4
FIG 1.3. Schéma des organes de la boîte vitesses mécanique	6
FIG 1.4. Constitutions de la boîte vitesses.....	7
FIG 1.5. Schéma cinématique de principe d'une boîte de vitesses.....	8
FIG 1.6. Constitution d'un synchroniseur.....	9
FIG 1.7. Les éléments de boîte de vitesses dans un engin à la société la(STARR).....	10
FIG 1.8. Chaîne cinématique de fonctionnement d'une boîte de vitesses	12
FIG 2.1. Types d'engrenages.....	16
FIG 2.2. Schéma d'engrenage (roue et pignon).....	16
FIG 2.3. Emission de bruit dans les transmissions par engrenages (Ligier / Baron).....	17
FIG 2.4. Roue menée et menant.....	18
FIG 2.5. Les types de dentures.....	19
FIG 2.6. Transmission de vitesse entre moteur et la boîte de vitesses.....	19
FIG 2.7. Contact extérieur.....	21
FIG 2.8. Contact intérieur	22
FIG 2.9. Engrenage droits à dentures droites.....	23
FIG 2.10. Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites.....	23
FIG 2.11. Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.....	25
FIG 2.12. Les éléments caractéristiques des dentures hélicoïdales	25

FIG 2.13. Les différents types des efforts sur la dent	27
FIG 2.14. Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite)	28
FIG 2.15. Engrenages coniques à dentures droites	29
FIG 2.16. Les engrenages coniques à dentures spirales.....	29
FIG 2.17. Caractéristiques des engrenages gauches	30
FIG 2.18. Engrenages à vis sans fin.....	30
FIG 2.19. Les efforts sur l'engrenage à vis sans fin	32
FIG 2.20. Suppression de l'effort axial sur la vis	32
FIG 3.1. Relation entre l'erreur de transmission et le bruit d'engrènement	37
FIG 3.2. Erreurs de profils	39
FIG 3.3. Erreurs de distorsion.....	39
FIG 3.4. Erreurs de pas	40
FIG 3.5. Représentation des déformations et des contraintes d'une dent	42
FIG 3.6. La développante de cercle et des caractéristiques principales d'un engrenage	43
FIG 3.7. Puttings évolutifs sur une roue chevron	46
FIG 3.8. Grippage couvrant l'ensemble des dentures	47
FIG 3.9. Ecaillage par fatigue	47
FIG 3.10. Fissure en pied de dent	48
FIG 3.11. Dent cassée due à aux fissures en pied de dent résultant de la fatigue.....	49
FIG 3.12. Grippage localisé sur les têtes de dent.....	49
FIG 4.1. Les trois concepts de base (SOLIDWORKS)	53

FIG 4.2. Assemblage d'une pièce	55
FIG 4.3. Famille de pièce.....	56
FIG 4.4. Engrenage en 3D	57
FIG 4.5. Création des cercles	59
FIG 4.6.Détermination de la valeur de bossage (extrusion.....	60
FIG 4.7. Etape d'extrusion.....	60
FIG 4.8. Esquisse de création des flancs en 2D.....	61
FIG 4.9. Flancs de deux dents successives	62
FIG 4.10. Répétition circulaire	62
FIG 4.11. Engrenage en 2D	63
FIG 4.12. L'extrusion d'engrenage.....	63
FIG 5.1. Discrétisation des lignes de contact sur le plan d'action.....	66
FIG 5.2. Modélisation d'une dent par une fondation élastique.....	66
FIG 5.3. Modèle de contacte.....	68
FIG 5.4. Maillage d'un engrenage à dentures droites	72
FIG 5.5. Maillage d'un engrenage à dentures droites et à dentures hélicoïdales.....	73
FIG 5.6. Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N°1)...	75
FIG 5.7: Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N° 2)...	77
FIG 5.8. Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N°3)...	79
FIG 5.9. Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N°4)...	81
FIG 5.10. Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N°5)...	83

FIG 5.11 Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N°6)..	85
FIG 5.12. Graphe de la repense fréquentielle cas N° 1(Acier)	88
FIG 5.13. Graphe de la repense fréquentielle cas N° 1 (bronze)	89
FIG 5.14. Graphe de la repense fréquentielle cas N° 3 (Acier)	91
FIG 5.15. Graphe de la repense fréquentielle cas N° 6 (Acier)	92
FIG 5.16. Graphe de la repense fréquentielle cas N° 4 (Acier)	94

Liste des tableaux

TABLEAU 2.1. Avantages et inconvénients des engrenages.....	21
TABLEAU 2.2. Classification des engrenages.....	22
TABLEAU 2.3. Désignations des caractéristiques d'engrenages.....	24
TABLEAU 2.4. Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.....	26
TABLEAU 2.5. Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).	28
TABLEAU 2.6. Caractéristiques d'engrenage à vis sans fin.....	31
TABLEAU 2.7. Schématisations des engrenages.....	33
TABLEAU 4.1 : Caractéristiques et dimensions d'engrenage	58
TABLEAU 5.1. Propriété physique des engrenages.....	70
TABLEAU 5.2. Propriété géométrique des différents modèles analysé	71
TABLEAU 5.3. Les fréquences propres d'un engrenage à dentures droites dans le cas N°1.	72
TABLEAU 5.4. Fréquences propres d'un engrenage à dentures droites (cas N°1).....	73
TABLEAU 5.5. Fréquences propres d'engrenage à dentures droites (cas N°2).	74
TABLEAU 5.6. Fréquences propres d'un engrenage à dentures droites (cas N°3).	75
TABLEAU 5.7 : Fréquences propres d'un engrenage à dentures hélicoïdales (cas N°4).....	86
TABLEAU 5.8. Fréquences propres d'un engrenage à dentures hélicoïdales (cas N°5).....	77
TABLEAU 5.9. Fréquences propres d'un engrenage à dentures hélicoïdales (cas N°6).....	78
TABLEAU 5.10. Valeur de la première fréquence propre et la densité modale entre(0Hz et 100Hz.....	79

TABLEAU 5.11. Désignation des déplacements maximaux (cas1 (acier)).....	81
TABLEAU 5.12. Désignations des déplacements maximaux (cas 1 (bronze)).....	82
TABLEAU 5.13. Les valeurs du déplacement maximal (cas 1).....	83
TABLEAU 5.14. Désignations des déplacements maximaux (Cas N° 3(acier)).	84
TABLEAU 5.15. Désignations des déplacements maximaux (Cas N° 6(acier)).....	85
TABLEAU 5.16. Les valeurs du déplacement maximal (Cas N°3 et N° 6).	86
TABLEAU 5.17. Désignations des déplacements maximaux (cas 4 (acier)).....	87
TABLEAU 5.18. Les valeurs du déplacement maximal (cas N° 4 et N° 1).....	88

Introduction générale

Les engrenages sont des organes mécaniques couramment utilisés pour transformer et transmettre à un organe récepteur le couple et le mouvement de rotation générés par un moteur.

Ils constituent en général le meilleur choix technologique lorsqu'on veut transmettre un mouvement de rotation à vitesse élevée sous un couple moteur important. En effet, outre l'avantage d'avoir un rendement élevé et une bonne précision, ce type de mécanisme conduit, par rapport aux autres solutions technologiques, à la plus faible perturbation de la loi entrée-sortie (loi de transmission). Pour toutes ces raisons, les engrenages sont exploités dans de nombreux domaines et en particulier dans celui des moyens de transport (air, mer et terre) et dans celui des machines.

En fonctionnement, ces systèmes se déforment, vibrent et génèrent du bruit. Dans le domaine des transports ou des machines, ces phénomènes peuvent être à l'origine d'émissions vibratoire importantes que l'on cherche à minimiser.

A ce titre, les engrenages sont reconnus comme des sources internes de vibrations significatives et comme des points clés dans les mécanismes de transfert et d'amplification de ces vibrations.

Les engrenages jouent un rôle vital dans l'industrie et sur tout dans les boîtes de vitesses. Pour éviter des arrêts de la boîte de vitesses, il faut surveiller en permanence ces équipements et "traquer" tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela, il existe une grande variété de techniques d'analyse.

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement employée. Il faut dire qu'elle permet de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les engrenages.

Les méthodes de la surveillance vibratoire ont toujours des procédés de diagnostic, utilisés pour la détection des défauts, pour cela on a consacré notre étude sur l'analyse modale et harmonique (vibratoire) sur les engrenages à dentures droites et à dentures hélicoïdales.

Pour cela on a consacré une étude sur l'analyse vibratoire et l'intégrer avec l'utilisation de logiciel ANSYS.

Le but :

- ❖ Pour avoir plusieurs informations de fonctionnement des engrenages, différents défauts engrenages et les techniques de détection ces défauts.
- ❖ Elargir le champ de diagnostic sur les dents d'engrenage.
- ❖ Connaitre l'origine des défauts dans les engrenages (matériaux, géométrie des dents,..).

Pour arriver à notre but, nous avons articulé cette étude autour de cinq chapitres :

Le chapitre 1 : Une étude générale de la boîte de vitesses (introduction, constitutions, principe de fonctionnement, chaîne cinématique, ...).

Le chapitre 2 : Généralité sur les engrenages (les types d'engrenage, caractéristique, les avantages et les inconvénients.....).

Le chapitre 3 : Sources d'excitations dans les transmissions par engrenages (principales sources d'excitations vibratoires « internes et externes », Défauts d'engrenage, Techniques de détection des défauts d'engrenage).

Le chapitre 4 : Une vision générale sur le logiciel «SolidWorks », conception d'engrenage par l'utilisation du logiciel SolidWorks version 2012...).

Le chapitre 5 : Modélisation d'engrenages sur logiciel ANSYS. Afin d'obtenir notre objectif nous avons appliqué une analyse modale et harmonique sur les engrenages à dentures droites et à dentures hélicoïdales.

Enfin une conclusion générale résume les principaux résultats obtenus, et les perspectives pour la poursuite de ce travail.

Chapitre 1 : Etude d'une boîte vitesses mécanique

1.1. Introduction

Une **boîte de vitesses** est un élément mécanique constituée d'un ensemble complexe des pièces articulées proposant plusieurs rapports de transmission entre un arbre moteur et un arbre de sortie. Le cas d'utilisation le plus fréquent est la transmission du couple d'un moteur thermique aux roues motrices d'un véhicule. Elle est aussi utilisée dans de multiples autres contextes tels que les machines-outils, machines agricoles... [1]

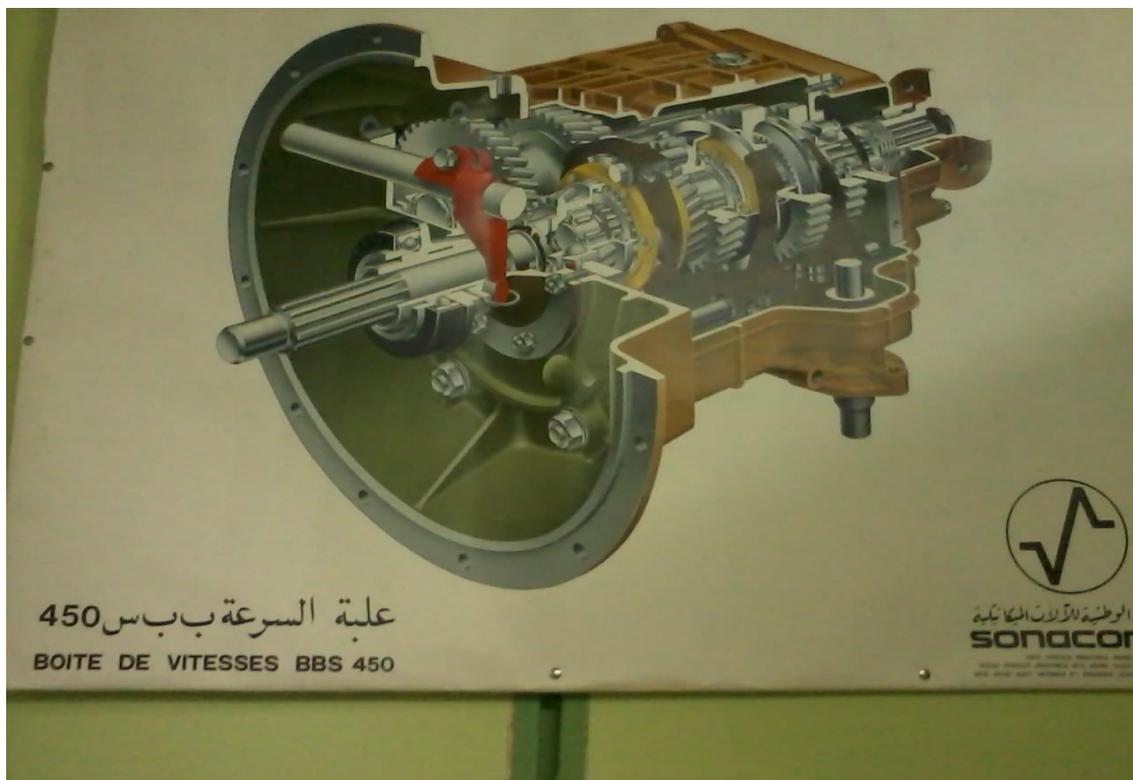


Figure 1.1 : Schéma de la boîte vitesses mécanique BBS 450 (STARR).

La boîte de vitesses est l'élément qui adapte le couple moteur disponible, au couple souvent très variable et nécessaire au fonctionnement d'un dispositif mécanique : mise en mouvement, entretien du mouvement, transformation de puissance.

1.2. Situation

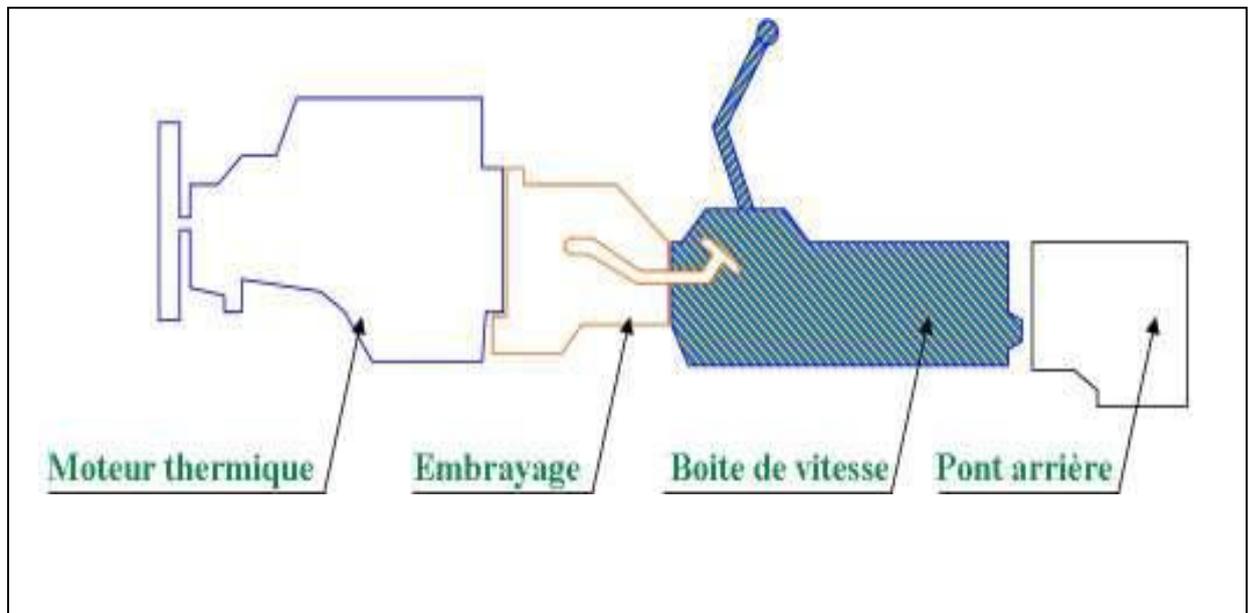


Figure 1.2 : Schéma de transmission de la puissance dans un véhicule. [2]

Moteur : Fournit l'énergie mécanique pour propulser le véhicule.

Embrayage : Permet d'établir progressivement l'accouplement au démarrage, ou de rompre la liaison entre le moteur et le reste de la transmission lors d'un changement de vitesse.

Boîte de vitesses : Permet de faire varier le couple moteur transmis la roue, suivant l'importance du couple résistant.

Entre boîte de vitesses et pont arrière : Il y a un arbre de transmission qui lie l'arbre de sortie de boîte à l'arbre d'entrée du pont.

Pont arrière (différentiel) : Partage le couple d'une façon égale sur les deux roues et dans le cas virage, permet aux roues intérieures et extérieures de tourner à des vitesses de rotation différentes.

1.3. Rôle

La Boîte de vitesses permet :

- * D'adapter le couple moteur au couple résistant et la vitesse à la sécurité et au type de travail.
- * De ne pas transmettre la puissance (point mort).
- * D'inverser le sens de rotation de l'arbre de sortie (marche arrière).

1.4. Principe

- * Le couple de sortie boîte varie à l'inverse de la vitesse de rotation.
- * Si la vitesse est divisée par un nombre N, le couple est multiplié par un nombre N.
- * Une boîte de vitesses multiplie le couple et démultiplie la vitesse.

1.5. Diagnostic des anomalies

- * **Bruits ou vibrations :** Dus à l'usure (ou jeu) des pignons/ des roulements.
- * **Craquements au passage des rapports :** synchroniseur ou réglage commande.
- * **Vitesse qui saute :** Crabots ou dispositif de verrouillage défectueux.
- * **Impossibilité de passer les vitesses :** Commande, baladeur ou synchroniseur défectueux.

1.6. Les organes de la boîte de vitesses mécanique

Les différents organes de la boîte vitesses mécanique sont représenté dans la figure suivant :

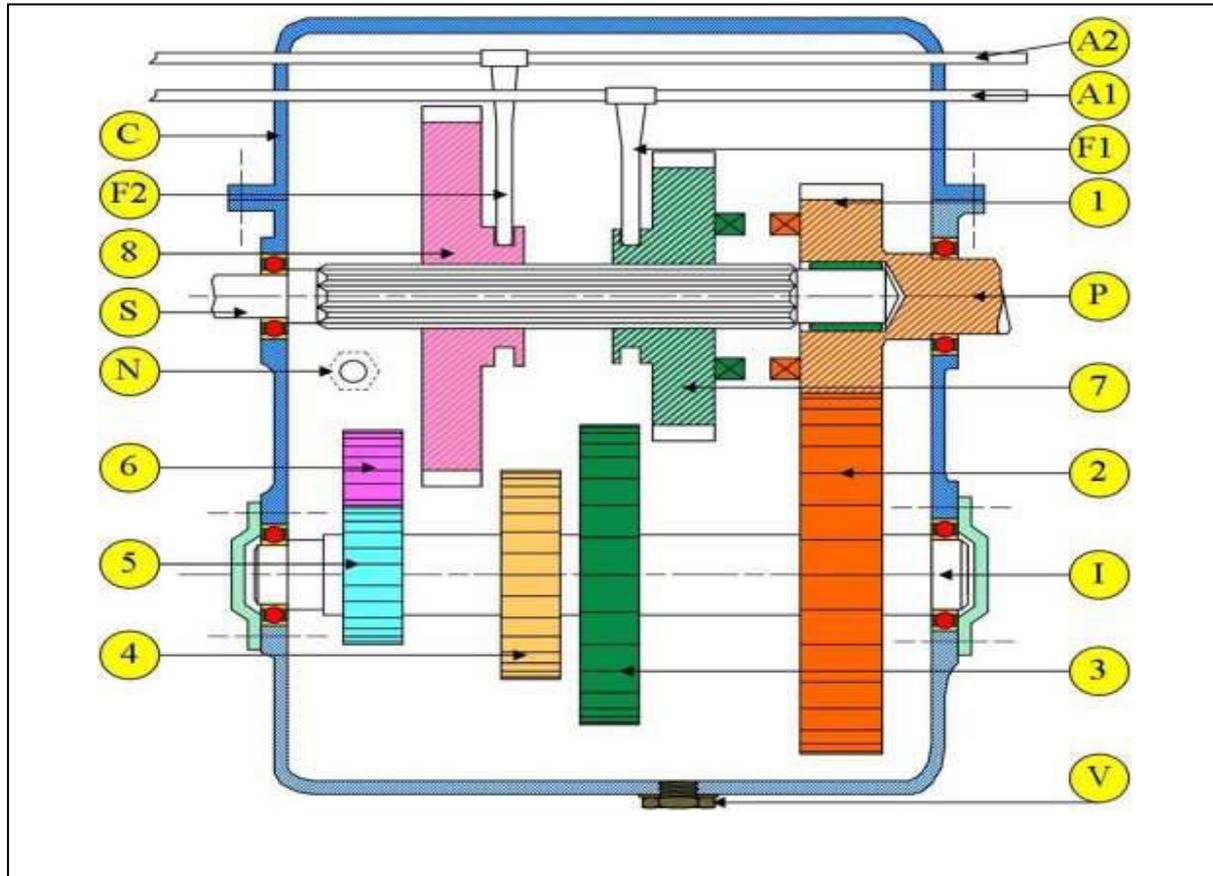


Figure 1.3 : Schéma des organes de la boîte vitesses mécanique. [2]

L'arbre primaire P (ou arbre d'entrée de boîte) est muni a son extrémité du pignon 1 (ou roue dentée 1). Ce pignon 1 est en prise constante avec le pignon 2.

La roue dentée 2 ainsi que 3, 4, 5 (de droite à gauche) forment l'arbre intermédiaire I.

L'arbre secondaire S (ou arbre de sortie) est cannelé et porte le baladeur 7 qui peut d'une part se craboter sur 1 si on le déplace à droite (prise directe, on est en troisième) ou engrener sur 3 si on le déplace à gauche (deuxième).

Le baladeur 8 peut engrener sur 4 si on le fait glisser vers la droite (première) ou sur 6 si on le fait glisser vers la gauche (marche arrière).

La commande des baladeurs est assurée par les fourchettes F1 et F2 solidaires des axes A1 et A2 qui eux sont déplacés par le levier de vitesse.

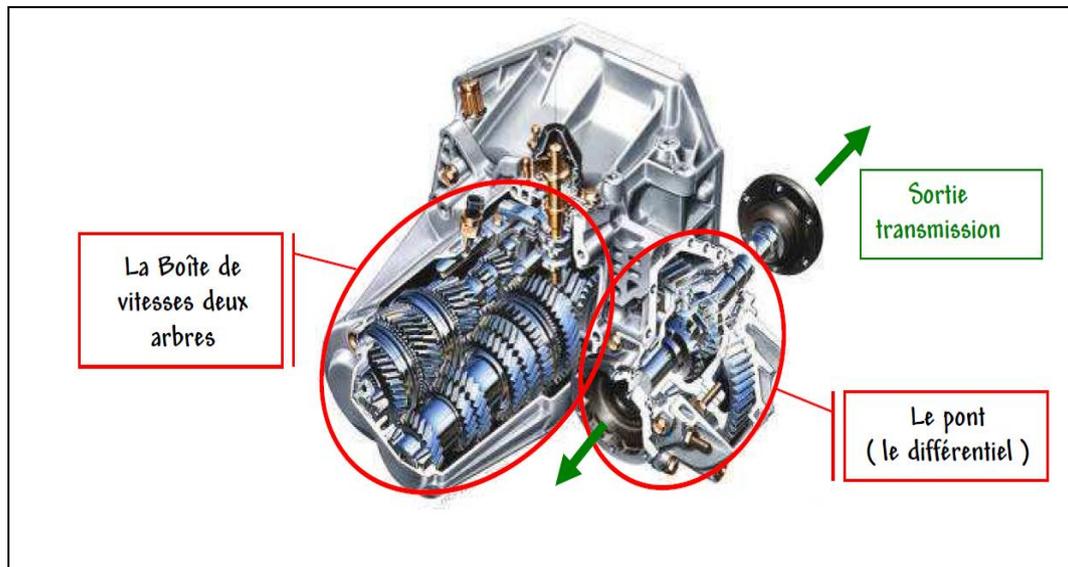


Figure 1.4 : Constitutions de la boîte vitesses. [2]

1.6.1. Boîte synchronisée

Les boîtes manuelles à engrenages parallèles sont de nos jours les plus utilisées. Elles sont généralement constituées de deux arbres parallèles dénommés arbre primaire (arbre d'entrée lié au vilebrequin via l'embrayage) et arbre secondaire (arbre de sortie de boîte) portant respectivement les pignons de vitesses et les pignons fous. Outre les pignons fous, l'arbre secondaire porte également les systèmes de crabotage et les synchroniseurs, dispositifs placés sur des baladeurs, actionnés par les fourchettes de commandes liées au levier de vitesses, pouvant coulisser sur des cannelures de l'arbre.[3]

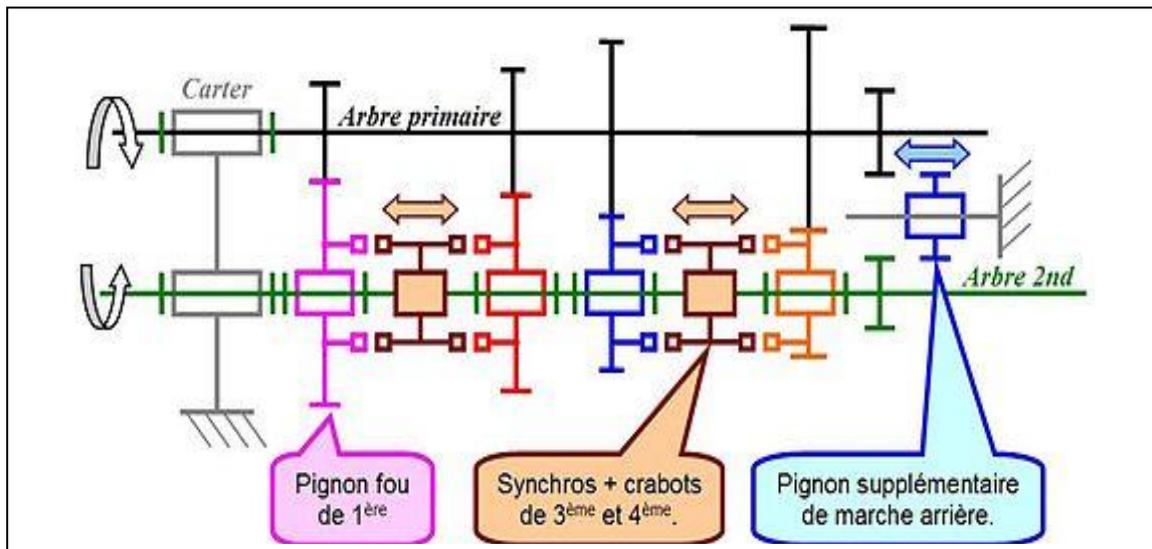


Figure 1.5 : Schéma cinématique du principe d'une boîte de vitesses à 4 rapports et marche arrière. [3]

1.6.2. Fonctionnement

Le principe de ce type de boîte repose sur le choix de plusieurs couples de pignons offrant des rapports de transmission différents. Chaque engrenage est constitué d'un pignon d'entrée solidaire de l'arbre primaire, et d'un autre pignon de sortie en liaison pivot avec l'arbre secondaire. Un rapport est enclenché lorsqu'un des pignons de sortie devient solidaire de l'arbre secondaire. Pendant ce temps les autres pignons tournent librement. On dit qu'ils sont fous.

Après débrayage, pour rendre un pignon fou solidaire de son arbre, il faut dans un premier temps le synchroniser avec son arbre, c'est-à-dire annuler la vitesse de rotation relative, puis le bloquer en rotation. La manœuvre est assurée par un synchroniseur (synchro) et un crabot montés sur des cannelures, donc en liaison glissière avec l'arbre, et commandés en translation par l'une des fourchettes.

L'accouplement entre le crabot et le pignon correspondant s'effectue au moyen de dents, qui peuvent être frontales (créneaux) ou périphériques (cannelures).

Les formes complémentaires des deux éléments assurent une transmission de la puissance par obstacle. Ce sont ces dents-là qui grognent lorsqu'on loupe la manœuvre, et pas les dents d'engrenage.

Le maintien du rapport enclenché se fait à l'aide d'un système de verrouillage des crabots sur l'arbre de sortie, mais aussi des coulisseaux de fourchette (entraînés par le levier de vitesses) sur le carter de boîte.

1.7. Le synchroniseur

Le synchroniseur est un dispositif qui facilite l'enclenchement des combinaisons en égalisant les vitesses de rotation des engrenages et des manchons de crabotage correspondants.

1.7.1. Rôle du synchroniseur

Le rôle du synchroniseur est d'amener les pignons de la vitesse sélectionnée à engrener à des vitesses de rotation identiques avant de réaliser le crabotage.

Sur un synchroniseur, pendant la phase de synchronisation, les cônes de friction subissent un couple résistant de ralentissement ou d'accélération.

Les composants de synchroniseur sont représentés par la figure suivant :

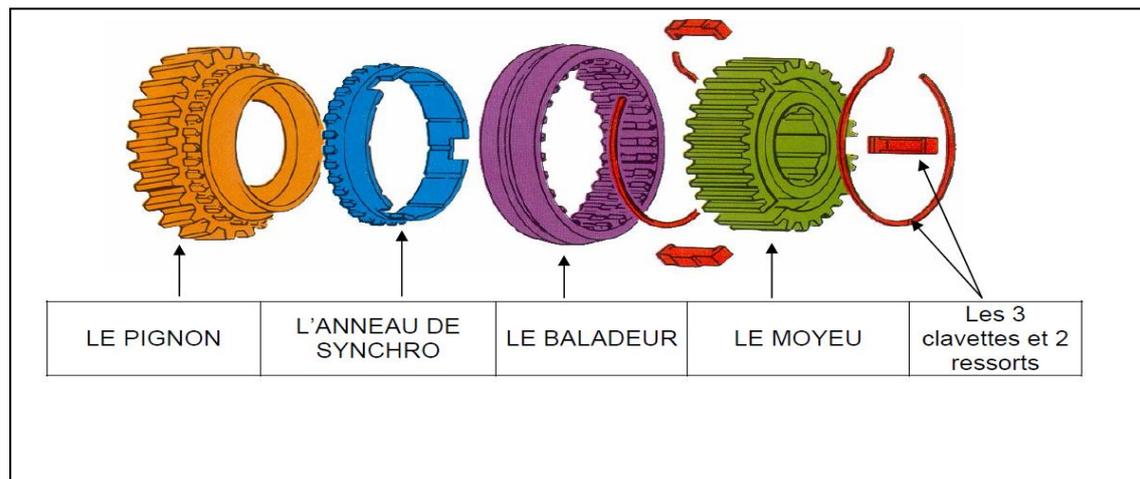


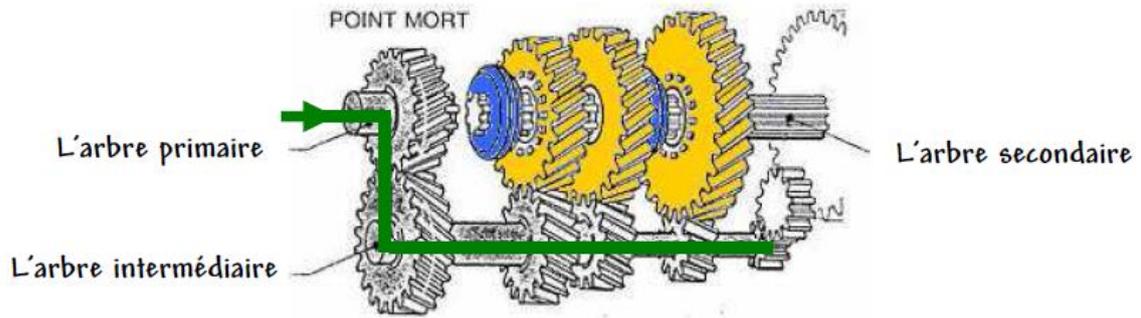
Figure 1.6 : Constitutions d'un synchroniseur. [3]



Figure 1.7 : Les éléments de boîte de vitesses dans un engin de la société la (STARR).

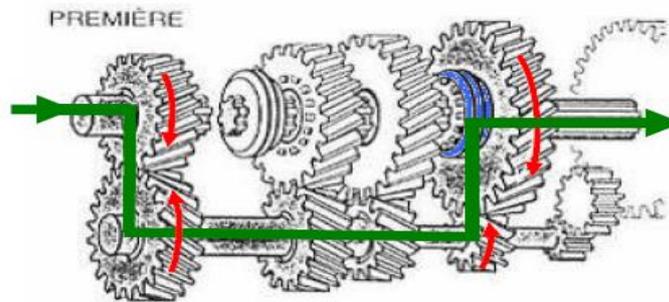
1.8. Chaîne cinématique de la transmission du mouvement

La chaîne cinématique de transmission du mouvement dans une boîte de vitesse, ainsi que les différents rapports sont représentés par la figure suivant :



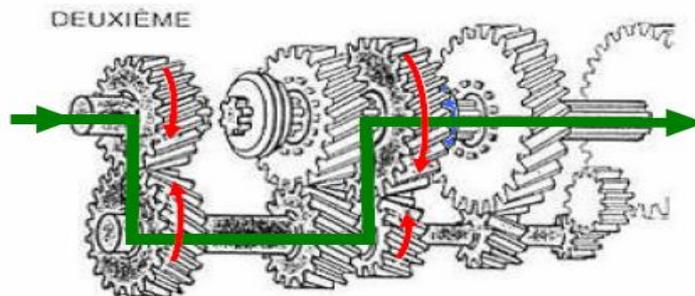
Rapport engagé : point mort

- Les trois pignons jaunes sont fous sur leur arbre, tous les autres sont liés en rotation à leur arbre ainsi que les deux baladeurs bleus.



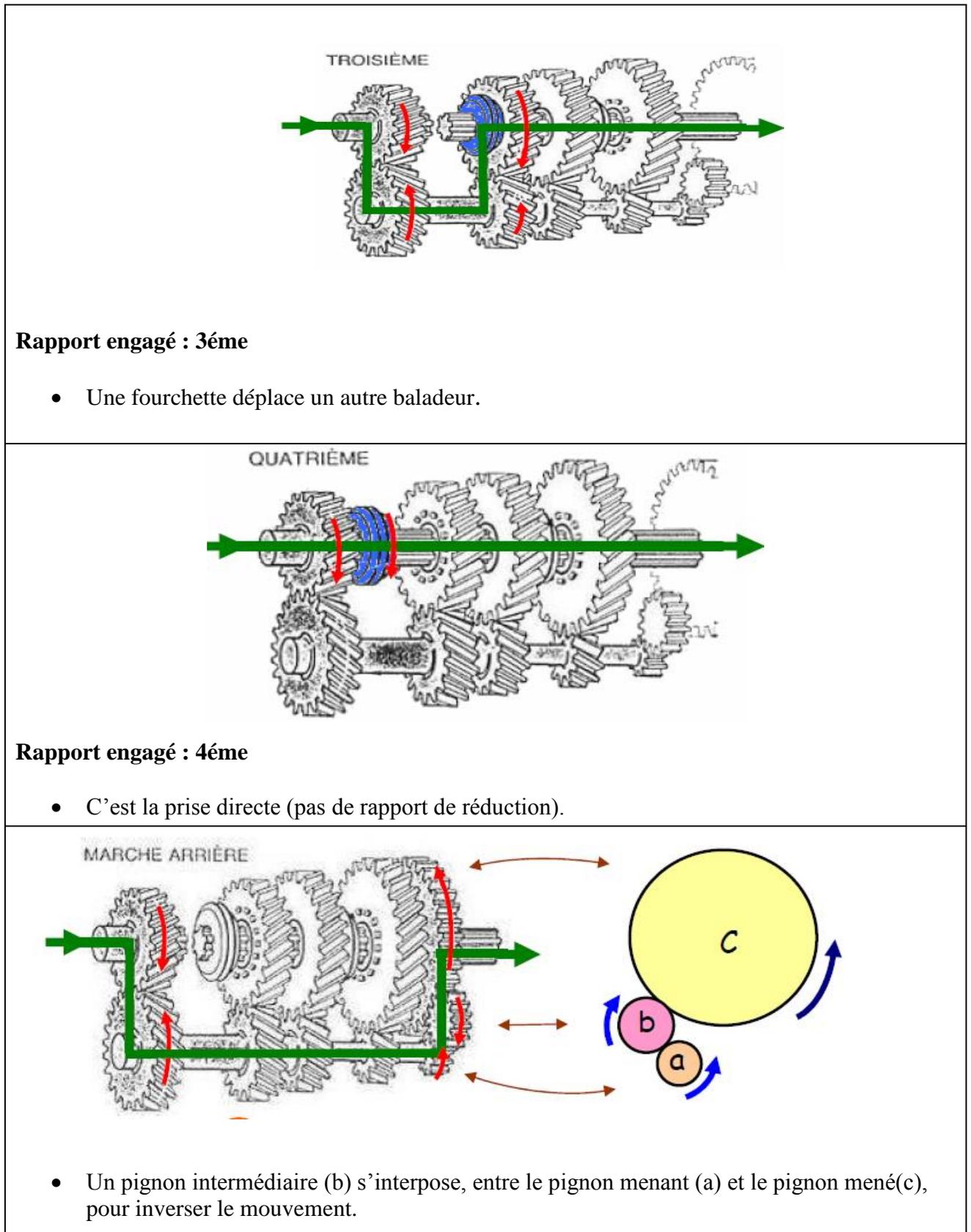
Rapport engagé : 1ère

- Par déplacement du baladeur, le plus grand pignon est bloqué sur son arbre.



Rapport engagé : 2ème

- Le deuxième pignon fou est enclenché, la démultiplication est encore plus faible.



Rapport engagé : 3ème

- Une fourchette déplace un autre baladeur.

Rapport engagé : 4ème

- C'est la prise directe (pas de rapport de réduction).

- Un pignon intermédiaire (b) s'interpose, entre le pignon menant (a) et le pignon mené(c), pour inverser le mouvement.

Figure 1.8 : Chaîne cinématique de fonctionnement d'une boîte de vitesses. [4]

1.9. Des conseils pour bien préserver la boîte de vitesses

Comme tout organe mécanique la boîte de vitesses est exposée à des défaillances pour cela démarche peuvent éliminer ou minimisé ces défaillance et augmenté la durée de vie de la boîte de vitesses.

- * Bien choisir la vitesse selon la charge et le lieu.
- * Eviter de passer la vitesse avec régime élevé.
- * Dégrader avec un régime adéquat du moteur.
- * Utiliser l'huile propre.
- * Respecter le niveau afin d'éviter l'échauffement.
- * Vérifier la fixation de la boîte.
- * Régler la timonerie.
- * Régler l'embrayage pour préserver la boîte.
- * Respecter la périodicité de la vidange.

1.10. Protection de la boîte de vitesses

La boîte de vitesses permet de modifier la vitesse de rotation des roues. Afin d'éviter de risquer d'engager plusieurs rapports au même moment, 2 dispositifs de sécurité ont donc été implanté au niveau des coulisseaux de commande des vitesses.

➤ **Un dispositif de verrouillage :**

* Qui maintient les coulisseaux dans la position désirée (point mort ou rapport engagé).

➤ **Un dispositif de sécurité :**

* Qui rend impossible le déplacement simultané de 2 coulisseaux.

* Ainsi pour choisir un rapport, il est nécessaire de manœuvre le sélecteur dans 2 directions perpendiculaires.

1.11. Les engrenages de la boîte de vitesses

On remarque, cependant, que l'industrie automobile occupe une place bien particulière dans l'industrie de l'engrenage par les énormes quantités produites, ce qui permet une définition de forme spécifique à chaque denture suivant ses conditions d'utilisation.

Dans les boîtes de vitesses, on adopte des engrenages à axes parallèles à dentures hélicoïdales, ils sont plus silencieux et présente un meilleur rendement car les dents en prise sont plus nombreuses (rapport de conduite amélioré) ; elles subissent donc chacune moins de charge que les pignons à dentures droites, assurent une transmission avec un faible frottement d'un flanc sur l'autre (moins de vibration) ils ont une très grande longévité.

1.12. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons donné une vue générale sur le fonctionnement de la boîte de vitesses, leurs définitions ainsi les composants d'une boîte de vitesses.

Chapitre 2 : Généralités sur les engrenages

2.1. Introduction

Les engrenages sont des éléments de machines qui permettent de transférer un mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les systèmes engrenant sont utilisés depuis des milliers d'années et leur première application technique remonte à plus de 4500 ans. En ces temps-là, la fabrication d'un engrenage tenait plus de l'art et de l'habilité de l'artisan que de la science.

Ils constituent les organes de transmission de puissance par excellence. Il répond parfaitement aux exigences de rendement, de précision et de puissance spécifique imposées dans les architectures mécaniques modernes. Depuis peu, les critères de confort acoustique et de tenue vibratoire sont à l'origine d'une nouvelle pression technologique sur ce composant. L'engrènement apparaît, alors, comme la source principale d'excitation, tant sonore que vibratoire.

Aujourd'hui encore ; les engrenages sont couramment utilisés et demeurent un moyen très efficace pour transmettre un mouvement de rotation et une puissance d'un arbre menant à un arbre mené. On trouve plusieurs types d'engrenages, dont quelques-uns sont représentés sur la (figure 2.1). On distingue trois grandes classes d'engrenages. Ces classes sont divisées selon la position relative des axes des arbres en rotation.

La première classe concerne les engrenages aux axes parallèles ; on inclut dans cette catégorie les engrenages cylindriques à dentures droites et les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdaux; ces derniers, pour des dimensions similaires, permettent d'obtenir un rapport de conduite plus élevé.

Les engrenages coniques, quant à eux, permettent la transmission du mouvement de rotation entre deux arbres concourants. Ceux-ci peuvent comporter une denture droite, inclinée ou spirale. Ces engrenages coniques à denture spirale sont plus communément appelés spiro-coniques [5].

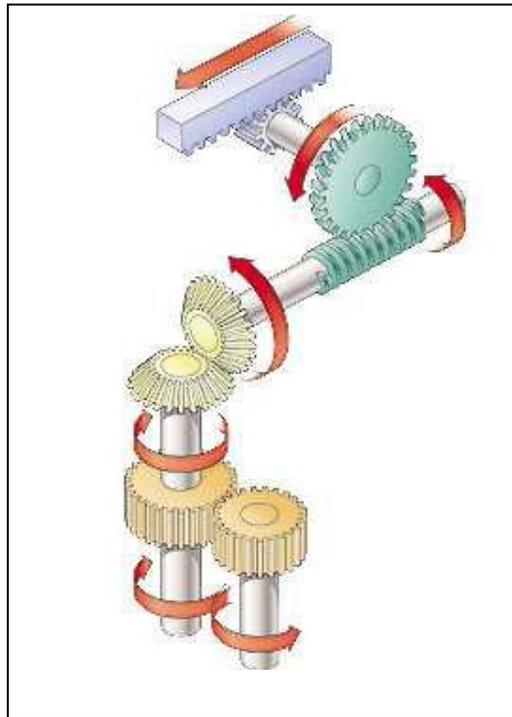


Figure 2.1 : Types d'engrenages. [5]

2.2. Définition d'un engrenage

Un engrenage est composé «d'organes mécaniques à denture» ; il permet la transmission et la transformation du mouvement.

Un engrenage est un ensemble de deux roues munies de dents assurant un entraînement positif (sans glissement possible) entre deux axes peu éloignés l'un de l'autre.

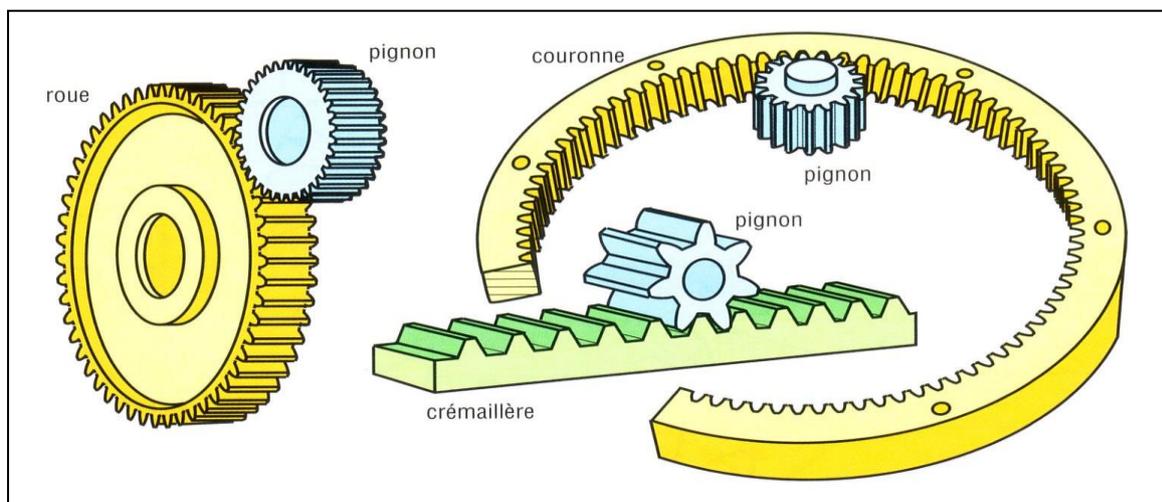


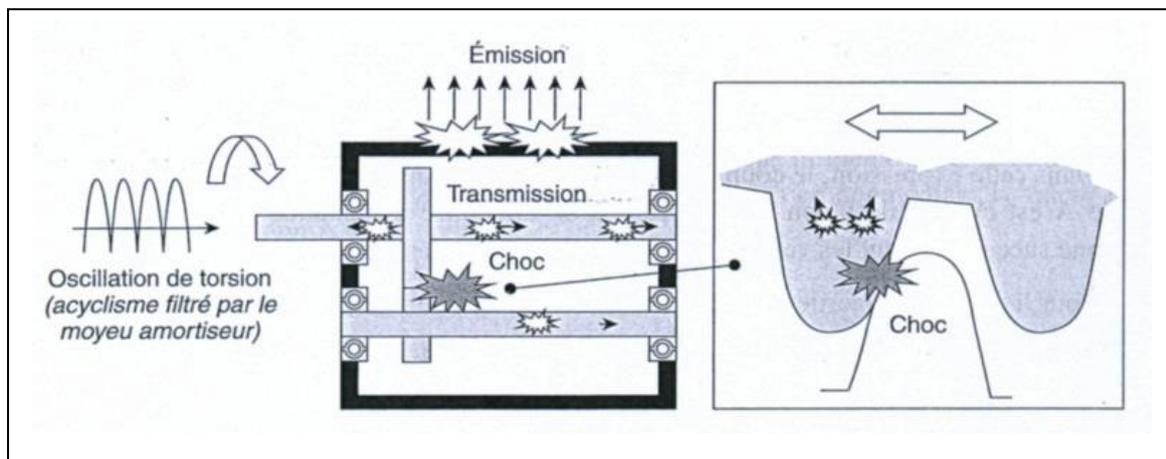
Figure 2.2 : Schéma d'engrenage (roue et pignon). [5]

Les caractéristiques vibratoires sont connues pour dépendre de l'ensemble des constituants d'une transmission avec, en particulier, les contributions importantes associées :

- * Aux engrenages qui sont généralement reconnus comme les composants les plus influents.
- * Aux arbres supports des engrenages.
- * Aux paliers (roulements, paliers hydrostatiques ou hydrodynamiques).
- * Au carter.

Les critères de confort acoustique, de tenue mécanique et de gain de poids sont de plus en plus prégnants dans la conception des architectures de trains d'engrenages modernes et induisent de nouvelles voies d'études.

Une approche globale s'avère fréquemment nécessaire afin de caractériser les phénomènes vibroacoustiques associés aux excitations liées aux conditions de contacts entre les dentures et à la propagation des vibrations par voies salissienne et aérienne vers le milieu extérieur (Figure 2.3). [6]



**Figure 2.3 : Emission de bruit dans les transmissions par engrenages
(Ligier / Baron). [6]**

2.2.1. Définitions générales

- * **Denture** : Partie dentée d'une pièce mécanique.
- * **Engrenage** : Ensemble de deux ou plusieurs pièces mécaniques comportant des dentures et destinés à engrener ensemble.
- * **Engrenage à axes parallèles** : Engrenages dont les axes sont parallèles.
- * **Engrenage concourant** : Engrenage dont les axes ne sont ni parallèles, ni concourants.
- * **Engrenage gauche** : Engrenage dont les axes ne sont ni parallèles, ni concourants.
- * **Rapport de transmission** : Rapport entre le nombre de dents de l'entrée (« Roue menant ») et le nombre de dents de la sortie de l'engrenage (« Roue menée »).
- * **Train réducteur** : La roue menant (jaune) à 10 dents, lorsque celle-ci aura effectué 1 tour, la roue menée (rouge) n'aura effectué qu'un demi-tour.

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

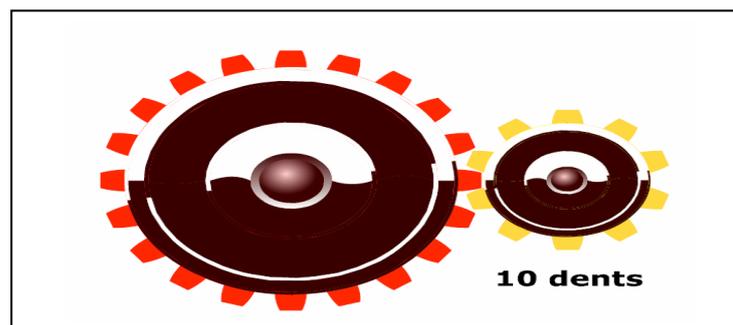


Figure 2.4 : Roue menée et menant. [7]

- * **La raison (r)** de cette transmission (ou rapport de réduction) peut se calculer ainsi :

$$\text{Raison (r)} = \frac{\text{Nbr de dent roue menante}}{\text{Nbr de dent roue menée}} = \frac{10}{20} = \frac{1}{2} = 0.5$$

- * **Trains d'engrenages** : Un train d'engrenages est une combinaison d'engrenages.
- * **Denture** : Il existe plusieurs types de dentures : les dentures droites, les dentures hélicoïdales, les dentures en chevrons...

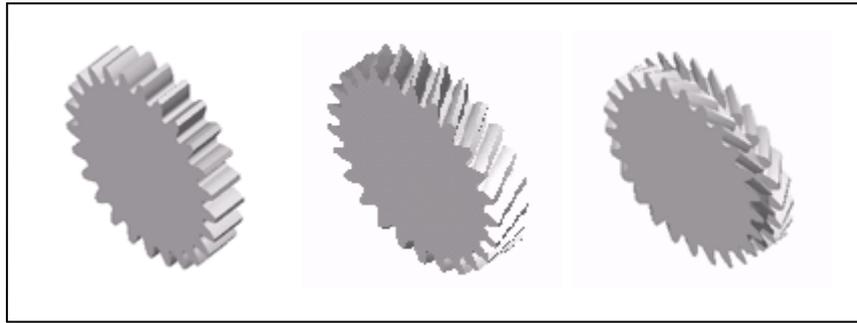


Figure 2.5 : Les types de dents. [7]

2.2.2. Rôle des engrenages

Dans un contexte industriel, il est fréquent que les moteurs disponibles sur le commerce, qu'ils soient électriques, thermiques, pneumatiques ou hydrauliques, ne fournissent pas les couples/vitesses nécessaires au bon fonctionnement des systèmes développés (à moins de développer son propre moteur, ce qui a de fortes répercussions sur le coût du produit).

Il est nécessaire dans ce cas d'adapter la vitesse de rotation et le couple. Ces deux paramètres étant liés l'un à l'autre car à puissance constante, si l'un augmente, l'autre diminue: $P=C\omega$.

A titre d'exemple, dans un véhicule motorisé, l'adaptation se fait au moyen des engrenages constituant la boîte de vitesses (voir schéma ci-dessous).

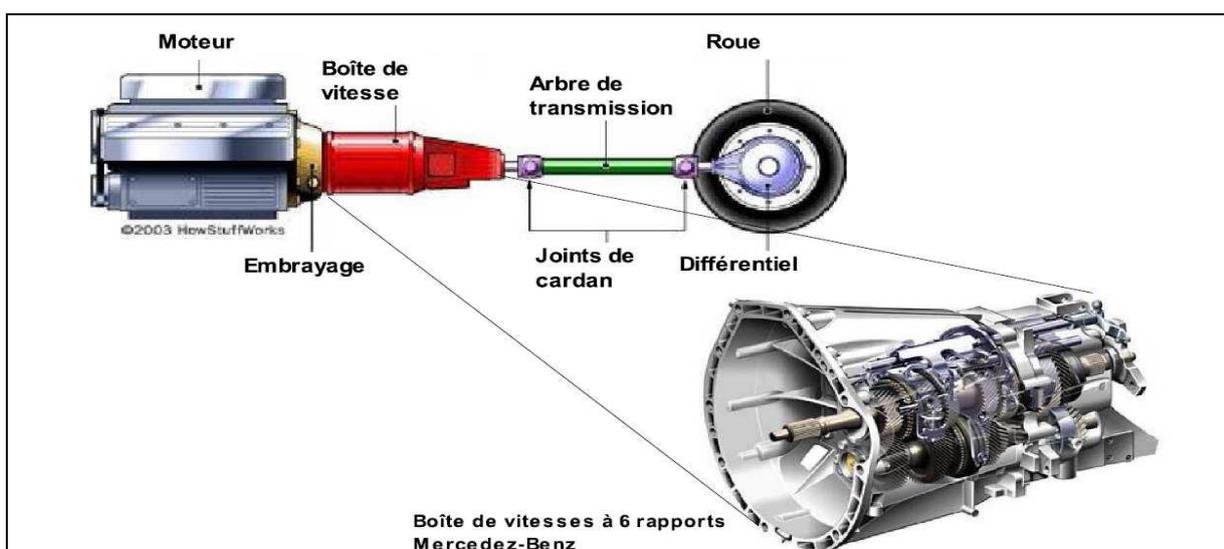


Figure 2.6: Transmission de vitesse entre moteur et la boîte de vitesses. [3]

2.3. Fonction

Les engrenages peuvent avoir diverses utilités :

- * Réduction et/ou variation de la fréquence de rotation entre 2 arbres.
- * Réduction/ augmentation du couple moteur.
- * Transmission d'un mouvement de rotation.

2.4. Les principaux avantages des mécanismes à roues dentées et des engrenages

Permis les avantages des mécanismes à roues dentées on trouve :

- * La possibilité de transmettre entre deux arbres des mouvements de rotation.
- * D'assurer un rapport de transmission constant entre les deux arbres indépendamment de la charge appliquée. Exception : les mécanismes à roues elliptiques dont le but est justement d'obtenir un rapport de transmission variable.
- * De pouvoir disposer les axes des roues d'une manière quelconque dans l'espace. Toutefois, la transmission par engrenages à axes parallèles est la meilleure des solutions possibles.
- * D'obtenir une grande sécurité en service et une durée de vie élevée même en présence d'efforts très variables.
- * Un entretien relativement restreint, un encombrement modeste et un prix de revient acceptable.

Il ne faut pas perdre de vue certains inconvénients à prendre en considération dans les transmissions par roues dentées. Parmi ceux-ci, citons :

- ✓ Un niveau sonore parfois gênant.
- ✓ Une transmission presque rigide entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie, l'amortissement des à-coups restant peu efficace lors de variations brusques de couple ou de vitesse. [8]

2.4.1. Avantages et inconvénients des engrenages

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

Tableau 2.1 : Avantages et inconvénients des engrenages. [5]

AVANTAGES	INCONVÉNIENTS
<ul style="list-style-type: none">• Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées.• Transmission à rapport rigoureusement constante (transmission synchrone).• Transmission parfaitement homocinétique.• Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres.• Bon rendement général, suivant classe de qualité.• Durée de vie importante.• Bonne fiabilité.	<ul style="list-style-type: none">• Nécessité d'un entraxe précis et constant.• Niveau sonore variable suivant type d'engrenage.• Transmission des à-coups et vibrations.• Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide.• Réversibilité possible suivant type d'engrenage.• Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

2.5. Les différents types d'engrenages

2.5.1. Type de contact

- **Contact extérieur**

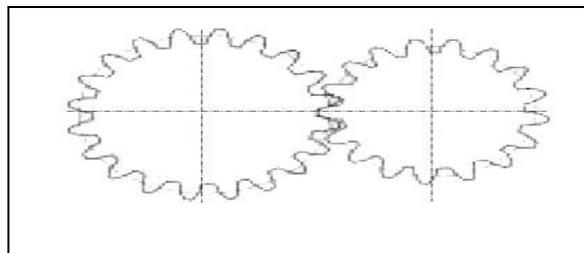


Figure 2.7 : Contact extérieur. [4]

- **Contact intérieur**

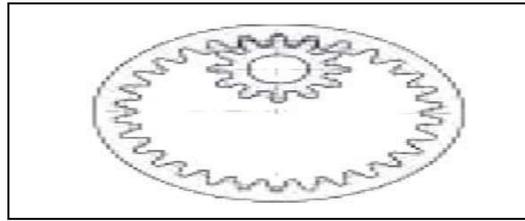


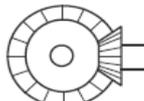
Figure 2.8 : Contact intérieur. [4]

Le sens de rotation d'un train d'engrenages extérieur est facilement déterminé en comptant le nombre de roues en contact. Si ce nombre est pair, la roue menée tourne dans le même sens que la roue menant. Si ce nombre est impair, la roue menée tourne dans le sens inverse de la roue menant.

Dans le cas de train d'engrenage intérieur, cette méthode est à inverser.

- **Classifications des engrenages** : on classe les engrenages dans le tableau suivant :

Tableau 2.2 : Classification des engrenages.

Position relative des axes	Type d'engrenage	
Parallèles	à dentures droites Roues cylindriques	
	à dentures hélicoïdales	
Concourants (en général perpendiculaires)	à dentures droites Roues coniques	

➤ Les engrenages droits à dentures droites

Ces engrenages permettent la transmission entre 2 axes parallèles (engrenages droits) ; leurs dents sont parallèles aux axes de rotation (dentures droites).



Figure2.9 : Engrenage droit à dentures droites. [5]

➤ Caractéristique des dentures

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.

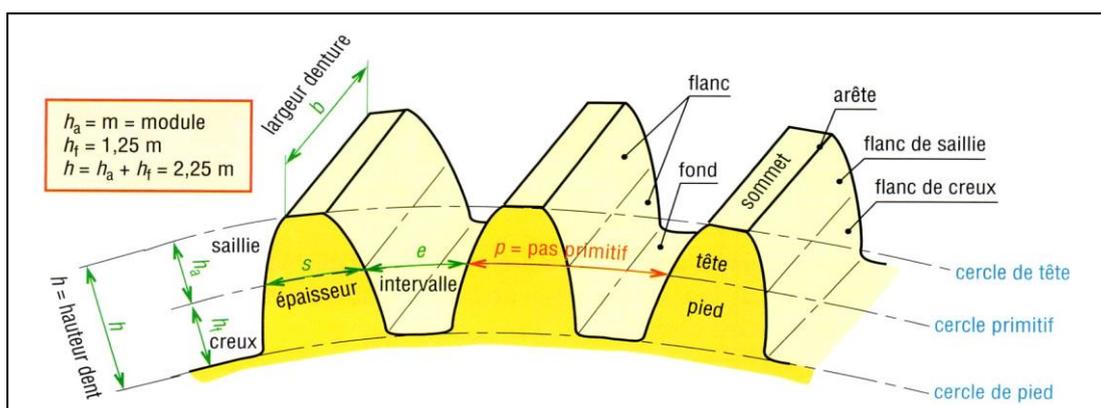


Figure 2.10 : Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites.[5]

Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau2.3 : Désignations des caractéristiques d'un engrenage.[5]

Désignation	Symbole	Proportion
Nbr de dents	Z	13 mini
Module	M	RDM
Diamètre primitif	d ou d_p	$d=m.Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a=d+2.m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f=d-2.5m$
Pas primitif	P*	$p=π.m$
Largeur de denture	B	$b=k^{(1)}.m$
Hauteur de denture	H	$h=2,25.m$
Hauteur de saillie	h_a	$h_a=m$
Hauteur de creux	h_f	$h_f=1,25.m$

K : Coefficient de largeur de denture.

* **Le module(m)** : Le module d'une denture est la valeur qui permet de définir les caractéristiques d'une roue dentée. C'est le rapport entre le diamètre primitif de la roue et le nombre de ses dents. Le module **m** est une grandeur normalisée en **mm**.

* **Le diamètre primitif (d_p)** : Les diamètres primitifs des deux roues dentées formant un engrenage sont des cercles fictifs tangents.

➤ Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales

Les avantages à dentures hélicoïdales sont les plus utilisés en transmission de puissance, les dents inclinées par rapport à l'axe de l'angle d'inclinaison de denture, permettent d'avoir une surface de contact plus importante et une meilleure répartition des charges, une meilleure progressivité et une plus grande continuité d'engrènement.

Ils sont ainsi plus performants et pour transmettre des puissances et des couples supérieurs tout en étant plus silencieux. Mais l'inclinaison de la denture engendre des poussées axiales et des surcharges sur l'arbre qu'il faudra encaisser.

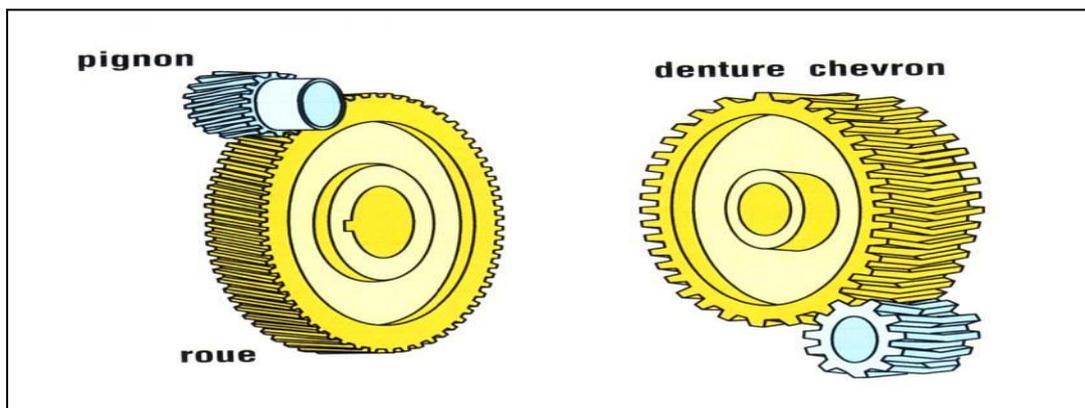


Figure 2.11 : Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.[7]

➤ Caractéristiques des dentures

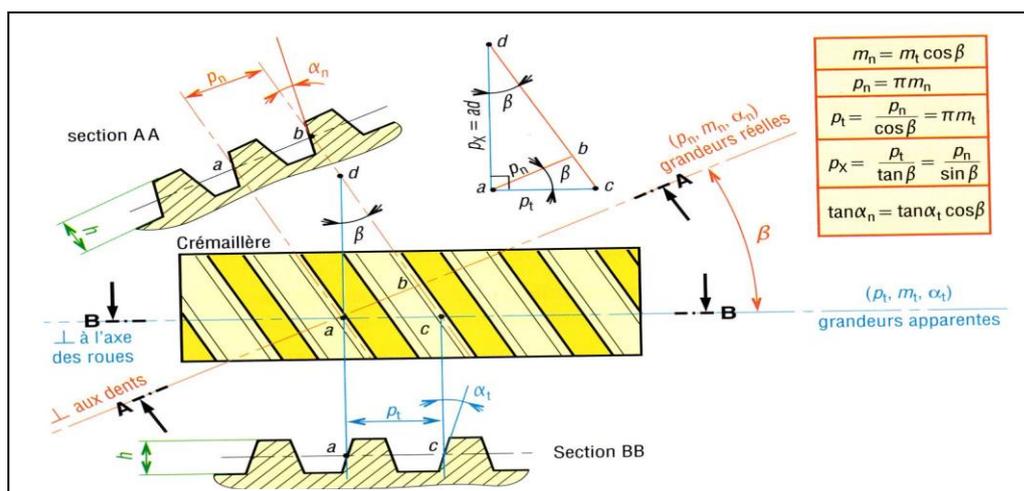


Figure 2.12 : Les éléments caractéristiques des dentures hélicoïdales. [7]

Avec : β^* : angle d'hélice.
 P_t : pas apparent.
 P_n : pas réel.

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

On constate que le diamètre primitif varie avec l'angle d'hélice β , il en est de même pour les diamètres de tête et de pied.

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

Tableau 2.4 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales. [8]

Désignation	Symbole	Valeur
Angle d'hélice	β^*	Valeur comprise entre 15° et 30°
Sens de l'hélice		Si le pignon à gauche, la roue aura une hélice à droite.
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
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_p	$d_f = d - 2,5 m_n$
Entraxe de l'engrenage	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$
Angle de pression	α	Généralement, $\alpha = 20^\circ$

2.5..1. Efforts

- * La composante normale à la denture donne ici trois forces:
- * Effort tangentiel T, souvent déterminé à partir du couple ($T = 2 * C / d$)
- * Effort radial R, déterminé par la relation: $R = (T / \cos \beta) * \tan \alpha$
- * Effort axial A, déterminé par la relation: $A = T * \tan \beta$

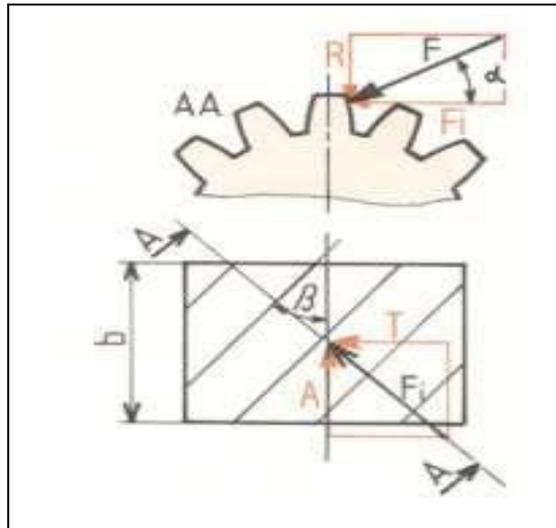


Figure 2.13. Les différents types des efforts sur la dent.[8]

➤ **Avantages de la denture hélicoïdale par rapport à la denture droite :**

- * Transmission plus souple.
- * Moins de bruit.
- * 2, 3 ou 4 dents toujours en prise ; efforts transmis plus importants.
- * Variation d'entraxe en faisant varier l'angle d'hélice.

➤ **Inconvénients de la denture hélicoïdale par rapport à la denture droite :**

- * Rendement moins bon.
- * Engendre un effort axial.
- * Utilisation impossible en baladeur.
- * Plus coûteux.

➤ **Les engrenages coniques**

C'est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants. Les axes à 90° sont les plus courants.

Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs). Les cônes sont tangents sur une ligne MM' et leur sommet commun est le point S . C'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des 2 roues.

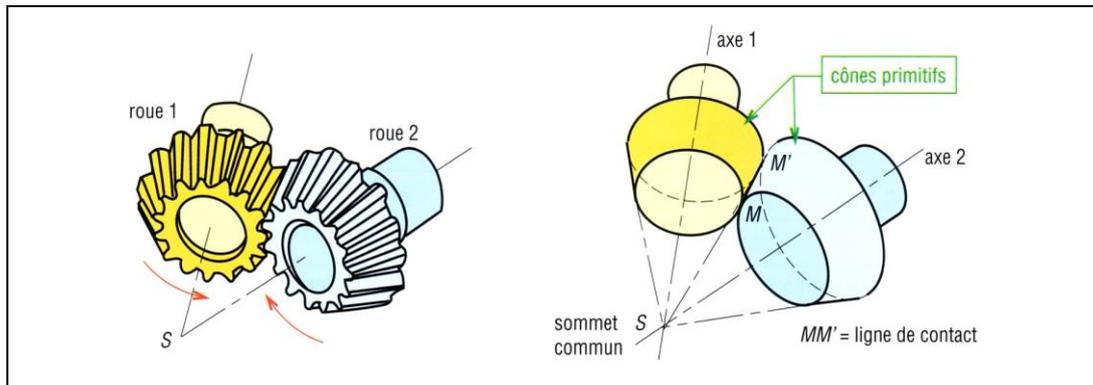


Figure 2.14 : Caractéristiques d’engrenage à axes concourants (conique à denture droite).

Le tableau suivant représente les différentes caractéristiques :

Tableau 2.5 : Caractéristiques d’engrenage à axes concourants (conique à denture droite). [11]

Désignation	Symbole	Valeur
module	M	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
pas	P_n	$P_n = \pi \cdot m$
Angle entre les arbres	Σ	Fonction de l’architecture du système
Rapport de transmission	i^*	$i^* = N_1/N_2 = w_1/w_2 = Z_2/Z_1 = d_2/d_1$
Angle primitif	D	$D = m \cdot z$
Saillie de la dent	Δ	$\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2 = N_2 / N_1$ $\tan \delta_2 = Z_2 / Z_1 = N_1 / N_2$
Creux de la dent	h_f	$H_f = m$
Hauteur de la dent	h_a	$h_a = 1.25m$
Epaisseur de la dent	H	$h = 2.25m$
Intervalle de la dent	S	$s = p/2 = p \cdot m/2$
Largeur de denture	B	$b = p/2 = \pi \cdot m/2$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = k \cdot m$ (k compris entre 8 et 10 ,souvent 10)
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2h_f \cdot \cos \delta = m(Z - 2 \cdot 5 \cos \delta)$

Angle de pression	A	Généralement , $\alpha=20^\circ$
-------------------	---	----------------------------------

On distingue

Les engrenages coniques à dentures droites : Les plus simples et les plus utilisés. Pour des fréquences de rotation élevées, ils présentent les mêmes inconvénients que les engrenages à dentures droites.

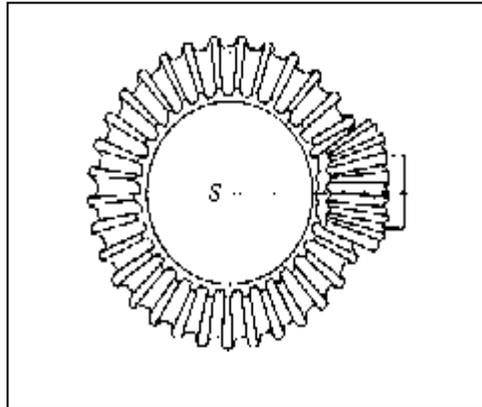


Figure 2.15 : Engrenages coniques à dentures droites.[9]

Les engrenages coniques à dentures spirales : Ils permettent de diminuer les bruits à très grande vitesse et assurent une plus grande progressivité de transmission.

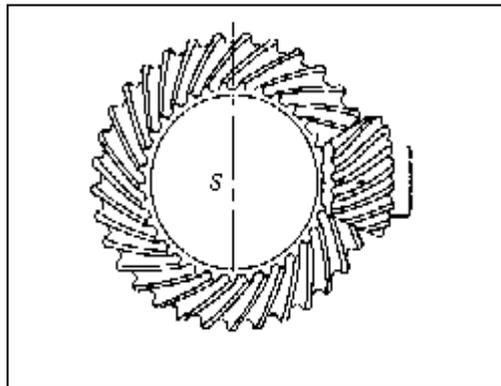


Figure 2.16 : Les engrenages coniques à dentures spirales.[9]

➤ Engrenages gauches

La transmission du mouvement se fait entre deux arbres orthogonaux. Ces engrenages permettent de grands rapports de réduction (jusqu'à 1/200) et offrent des possibilités d'irréversibilité.

Ils constituent les engrenages à l'engrènement le plus silencieux et sans chocs. En contrepartie le glissement et le frottement important provoquent un rendement médiocre.

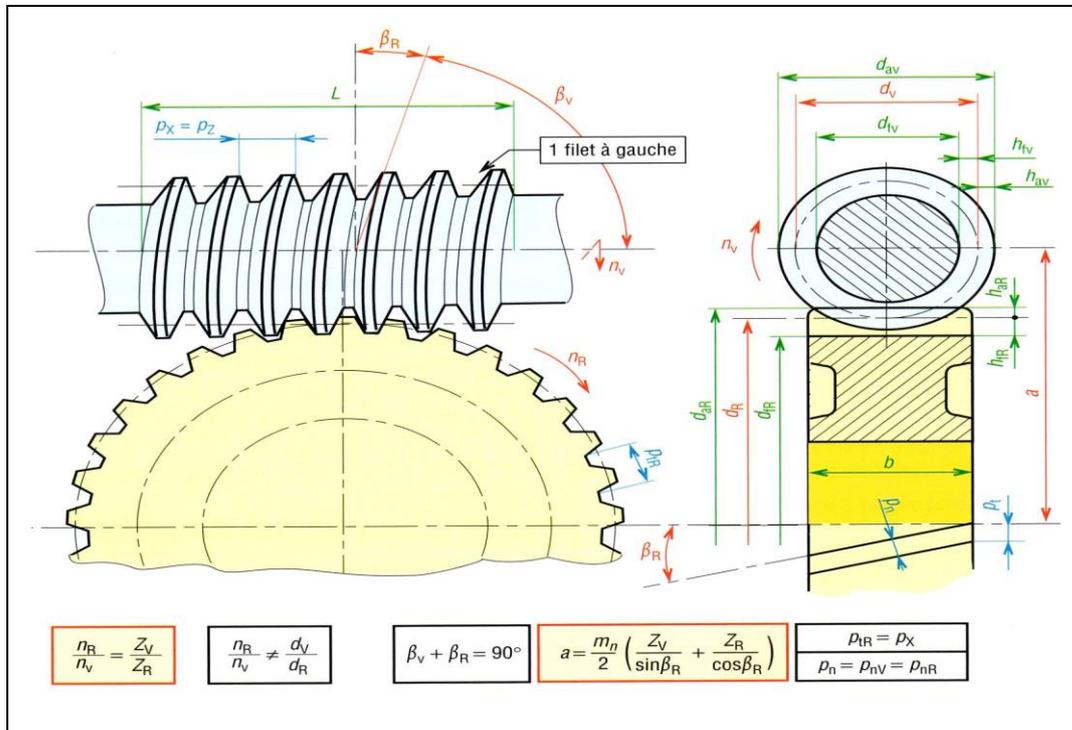


Figure 2.17 : caractéristiques des engrenages gauches.[8]

➤ Engrenages à vis sans fin

Une vis sans fin est un cylindre comportant une cannelure hélicoïdale (parfois plusieurs), la faisant ressembler à une tige filetée. Associée à un pignon, elle constitue un engrenage gauche (les deux axes ne sont pas dans le même plan), dans lequel elle se comporte comme une roue à une dent (ou plus, selon le nombre de cannelures). L'engrenage formé est généralement irréversible (la vis peut entraîner le pignon, mais pas le contraire).

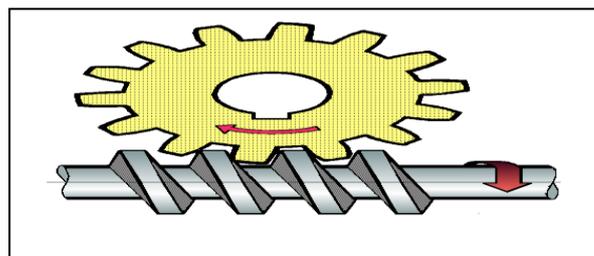


Figure 2.18 : Engrenages à vis sans fin. [9]

On représente les différentes caractéristiques des engrenages vis sans fin dans le tableau 2.6 suivant :

Tableau 2.6 : Caractéristiques d'engrenage à vis sans fin. [9]

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	Z_v	
Angle d'hélice	β^*	Fonction de réversibilité de la transmission
Sens de l'hélice		
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Module axial	m_z	$m_z = m_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m$
Pas axial	P_x	$P_x = p_n$
Longueur de la vis	L	$L = 5 p_x$ environ

➤ **Avantages – Inconvénients**

* L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dentures, donc usure et rendement faible (60%).

* La vis supporte un effort axial important.

2.5.1. Efforts

On constate en examinant la figure ci-contre représentant un système à roue et vis sans fin (vis à 4 filets), que l'effort tangentiel sur la roue est transmis comme effort axial sur la vis.

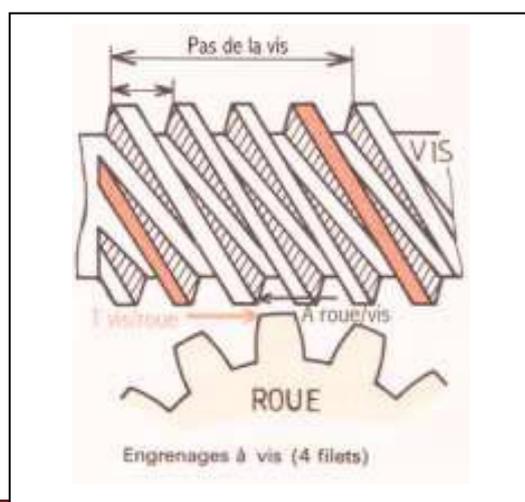


Figure 2.19 : Les efforts sur l'engrenage à vis sans fin.

2.5..2. Suppression de l'effort axial sur la vis

L'exemple de ce motoréducteur d'essuie-glace permet de constater que le fabricant a choisi d'opter pour une vis à deux filets inverses, engrenant avec deux roues à dentures hélicoïdales placées de chaque côté de l'axe de la vis.

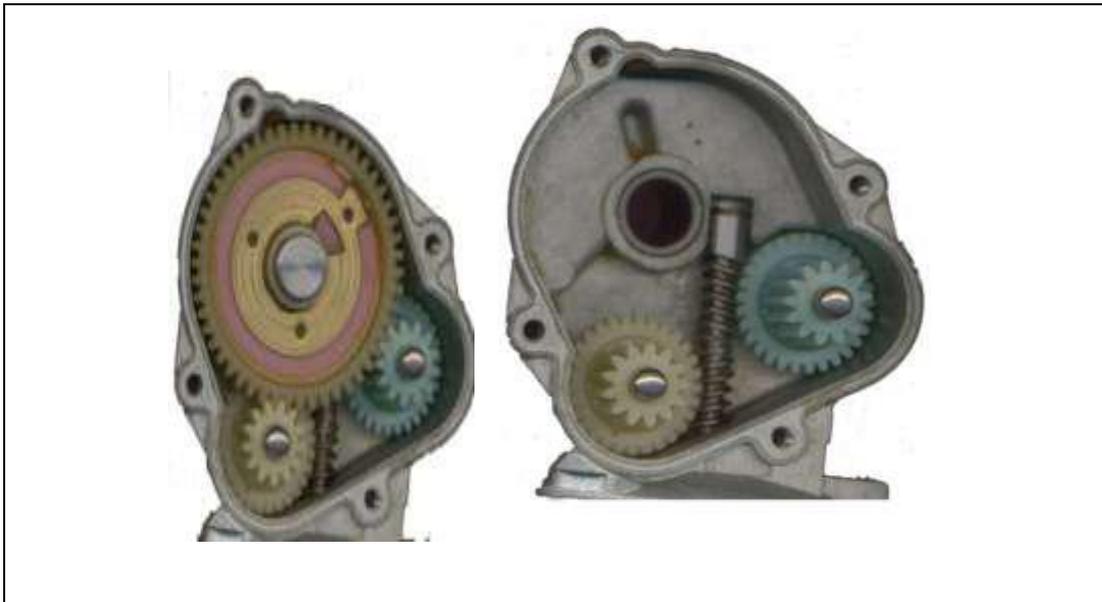


Figure 2.20 : Suppression de l'effort axial sur la vis. [10]

Cette solution permet d'annuler l'effort axial supporté par le guidage de la vis sans fin, celle-ci supportant deux efforts axiaux directement opposés, et accessoirement d'avoir deux dentures en prises pour augmenter le couple transmissible.

2.6. Schématisation des engrenages

Les différents schémas des engrenages sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau2.7 : schématisations des engrenages. [7]

		Types de dentures*			
		Droite	Hélicoïdale	Chevron	Spirale
Roue à denture extérieure					
Roue à denture intérieure					
		* Indication facultative			
		Exemples d'applications			
Roue cônica					
Secteur denté					
Vis sans fin					
Crémaillère					

2.7. Choix de matière

Un grand nombre de matériaux sont utilisés pour la fabrication des engrenages, les aciers, fontes ordinaires et spéciales et bronze ; etc.....

Le choix de matériaux dépend de plusieurs facteurs :

- * Types d'engrenages.
- * Vitesse de rotation.
- * Résistance à la rupture et l'usure.
- * Dimension de l'engrenage.
- * Fonctionnement silencieuse.

Les aciers spéciaux sont de plus en plus utilisés pour la fabrication des engrenages car ils permettent une augmentation très sensible de la capacité de charge.

2.8. Conclusion

Ce chapitre représente par une étude bibliographique consacrée à la description des engrenages dans laquelle nous avons présenté les différents types d'engrenages et leurs caractéristiques géométriques des engrenages.

Chapitre 3 : Comportement vibro-acoustique des transmissions par engrenages

3.1. Introduction

Le comportement vibro-acoustique des boîtes de vitesses et, plus généralement, des transmissions par engrenages a pour origine principale l'erreur statistique de transmission. Celle-ci constitue une source d'excitation interne, générée au niveau de l'engrènement, et dont les origines physiques sont les déformations élastiques des dents dues à l'application du couple moteur et les écarts de géométrie de l'engrenage (défauts de fabrication, corrections de denture, erreurs de parallélisme.....).

En régime de fonctionnement stationnaire, ces sources d'excitation sont à l'origine d'une fluctuation périodique de la raideur d'engrènement, raideur qui résulte du contact entre les différents couples de dents en prise. Elles génèrent des surcharges dynamiques sur les dents qui sont transmises aux lignes d'arbres, aux roulements et au carter de la boîte de vitesses.

La première partie de ce chapitre recense le comportement vibratoire des transmissions par engrenages.

Dans la seconde partie, les nombreuses sources d'excitation aussi bien internes qu'externes, sont abordées. Enfin, la dernière partie est consacrée aux défauts d'engrenages et leurs techniques de détection.

3.2. Comportement vibratoire des transmissions par engrenages

Les transmissions de puissance par engrenages ont depuis longtemps été largement utilisées du fait de leur rendement élevé et de leur grande précision. Depuis quelques temps, ces mécanismes ont subi des améliorations concernant la durée de vie, la résistance et la capacité en charge.

Ces dernières années, une nouvelle pression technologique s'applique sur ces mécanismes avec une réduction du niveau sonore ou vibratoire transmis, car elles sont maintenant considérées comme la source d'excitation principale dans les architectures mécaniques (transport, machine outils...).

Les transmissions par engrenages se décomposent en deux grandes familles, La première englobe les transmissions dites « ouvertes » c'est à dire celles pour lesquelles les engrenages ne sont pas totalement enfermés dans un carter et la deuxième concerne, par opposition, les transmissions, pour lesquelles les engrenages sont totalement entourés par un carter.

La grande majorité des transmissions exploitées actuellement correspond à la seconde famille, le bruit généré par ces transmissions provient des vibrations du carter.

3.3. Principales sources d'excitations vibratoires

D'après (Sab) [12], les sources d'excitations vibratoires générées par les transmissions par engrenages peuvent être réparties en deux catégories.

❖ Les sources excitations internes, parmi lesquelles on trouve :

- * L'erreur statique de transmissions sous charge.
- * Les fluctuations des forces de frottement au niveau des dentures et des roulements.
- * Les fluctuations des forces de contact induites par le fonctionnement des roulements.
- * Les projections ou les écoulements du lubrifiant sur les parois des carters.

❖ Les sources d'excitations externes, qui peuvent être associées aux :

- * Fluctuations du couple moteur et résistant, aux variations de vitesses des mobiles mais également aux vibrations transmises via les points de fixation sur la structure d'accueil.
- * Fluctuations de l'inertie de charge.

Donc les sources d'excitation vibratoire ou acoustique d'une transmission sont multiples.

3.3.1. Sources d'excitations internes

3.3.1.1. Erreur statique sous charge

Parmi les sources d'excitations internes, on trouve l'erreur statique sous charge ; cette erreur est définie par l'écart de la position angulaire réelle de la roue menée, et la position théorique qu'elle occuperait si l'engrenage était parfait et indéformable (Wel). [13]

Plusieurs auteurs ont analysé expérimentalement l'influence de cette erreur sur le bruit rayonné. Une forte corrélation linéaire entre l'erreur statique et le bruit d'engrènement a été observé par (Wel) [14] et (Tho). [15]

D'une façon plus générale, meilleure est la qualité de l'engrenage, plus le comportement acoustique ne sera bon, comme l'indique la figure (3.1).

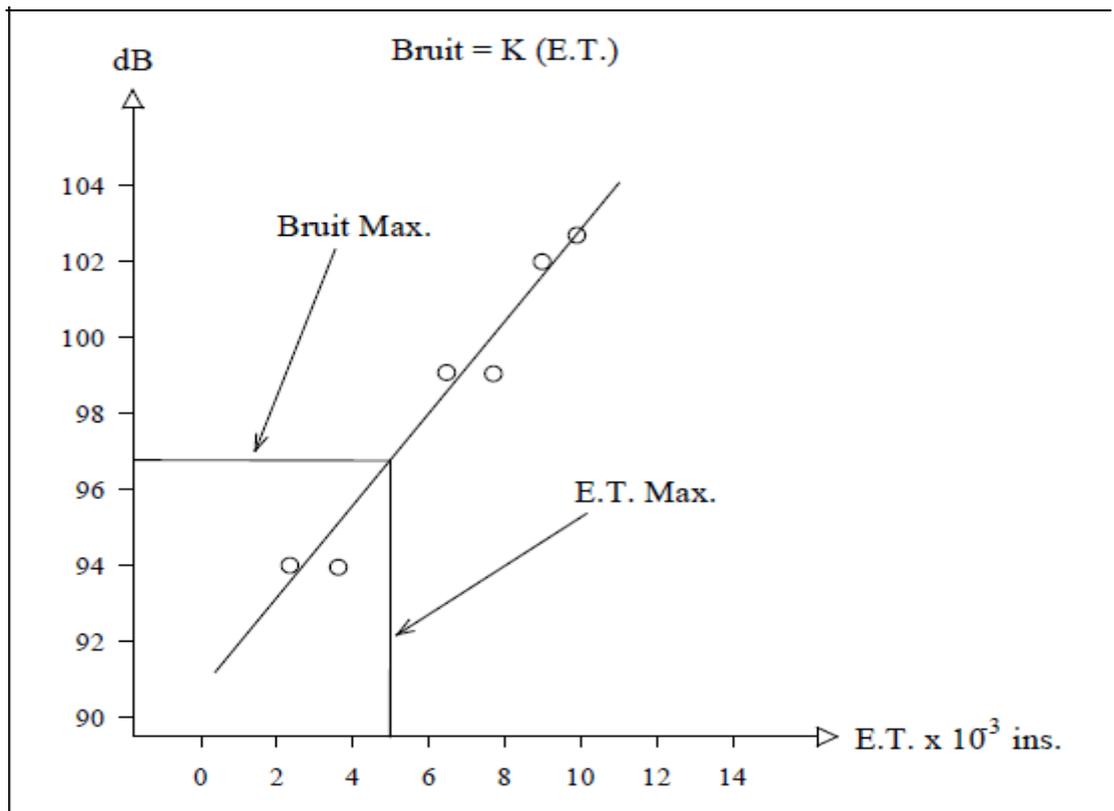


Figure 3.1 : Relation entre l'erreur de transmission et le bruit d'engrènement. (Tho) [15]

Les origines de l'erreur statique sont nombreuses et reliées directement aux défauts géométriques qui résultent de la fabrication et du montage des engrenages. Ceci conduit à une modification du comportement vibro-acoustique des transmissions.

Des mesures du bruit rayonné effectuées sur une population de boîtes de vitesses fabriquées en grande série, mettent en évidence une grande variation des performances vibro-acoustiques de ces mécanismes. On constate des écarts de géométrie entre les différents échantillons, ces écarts peuvent se traduire par une variabilité des caractéristiques mécaniques de la transmission et des écarts de bruit rayonné pouvant atteindre 10 dB. (Rig)[16]

Parmi les défauts de fabrication et de montage se trouvent les défauts d'excentricité, de parallélisme, de division, et du profil de distorsion.

3.3.1.2. Défauts d'excentricité

Ces défauts se caractérisent généralement par le non coïncidence des centres de rotation de la roue et celui du cercle de base; d'après (Wel) ce défaut de géométrie peut considérablement augmenter le bruit des transmissions, il résulte soit de la fabrication de la roue (faux rond), ou de l'assemblage de la roue sur l'arbre. [17]

3.3.1.3. Défauts de parallélisme

Ces défauts qui englobent l'inclinaison et la déviation, sont des défauts de fabrication ou d'assemblage des roues, des arbres et des roulements. Le désalignement entraîne une amplification des surcharges dynamiques sur les dentures et par conséquent une augmentation des niveaux vibratoires et acoustiques.

En présence d'un défaut de parallélisme, le bruit rayonné par les carters se caractérise par des raies associées à la fréquence d'engrènement f_z et ses harmoniques.

D'après (Gov)[18], (Dra)[19], (Ume)[20], (Vel)[21], un défaut de parallélisme sur un engrenage peu chargé peut entraîner une augmentation de bruit de 5dB. Cette augmentation peut diminuer si la charge transmise est augmentée.

D'un point de vue spectral, il apparaît donc au niveau de l'erreur statique de transmission des composantes à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. N'oublions pas que, résultat classique, un défaut de parallélisme peut aussi induire des composantes au double des fréquences de rotation des arbres.

3.3.1.4. Erreurs de forme

Les écarts de forme sur les dentures proviennent essentiellement du processus de fabrication qui débute par suivie éventuellement de traitements thermiques visant à améliorer les mécaniques de la denture, puis enfin d'une opération de finition.

Chaque étape de ce processus génère des écarts de forme une opération de taillage des dentures caractéristiques plus ou moins importants sur la denture. Ces erreurs se retrouvent au niveau de la denture de l'engrenage par des erreurs de profils, de distorsion, de division.

Les erreurs de profil (Figure 3.2), écart entre le profil réel et conjugué, et de distorsion (Figure 3-3), écart entre la trace de l'hélice réelle et idéale, sont généralement dues à des défauts de taillage et/ou de rectification.

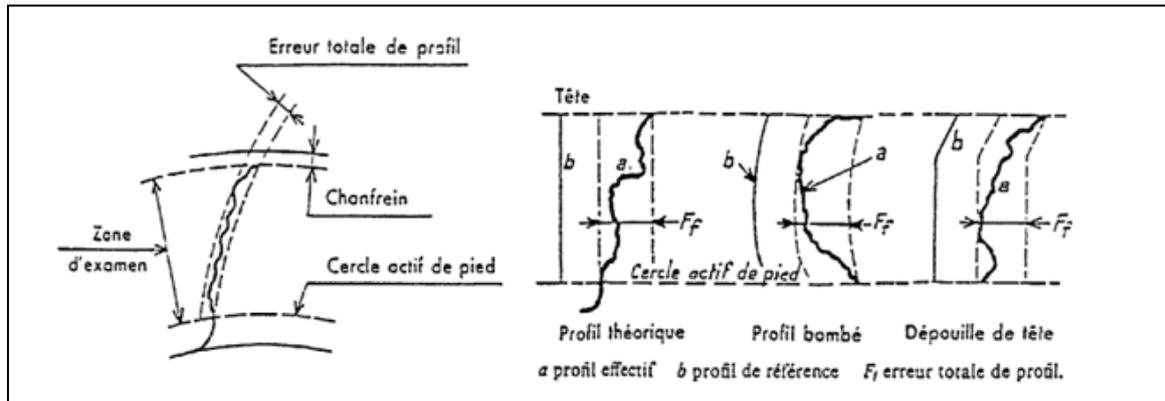


Figure 3.2 : Erreurs de profils. [22]

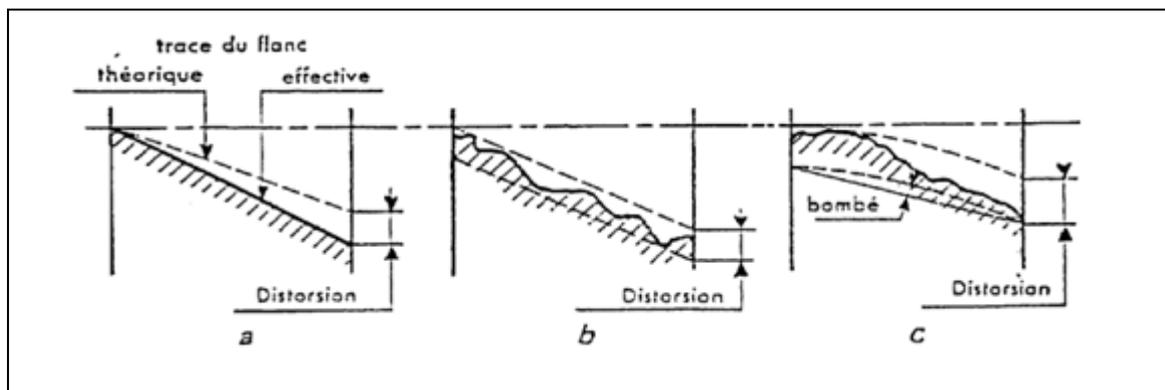


Figure 3.3 : Erreurs de distorsion. [22]

Les erreurs de pas (Figure 3.4) se divisent en trois catégories : l'erreur individuelle ou de division, l'erreur cumulée sur un secteur contenant k pas et l'erreur totale de division.

La première est définie comme l'écart entre la valeur réelle du pas considéré, qu'il soit circulaire, apparent, réel ou de bases réelles et sa valeur théorique.

La deuxième est définie comme la différence algébrique entre la longueur mesurée (réelle) et la longueur théorique (arc de cercle de contrôle) compris entre deux profils homologues extrêmes séparés par un nombre k de pas circulaires.

L'erreur cumulée représente aussi la somme algébrique des erreurs individuelles des k pas compris dans le secteur considéré. L'erreur de division cumulée est une quantité qui dépend du nombre de dents contrôlées.

Enfin, l'erreur totale de division représente la variation crête à crête de l'erreur de division cumulée sur un tour de rotation, dans ce cas k est égal au nombre de dents de l'engrenage.

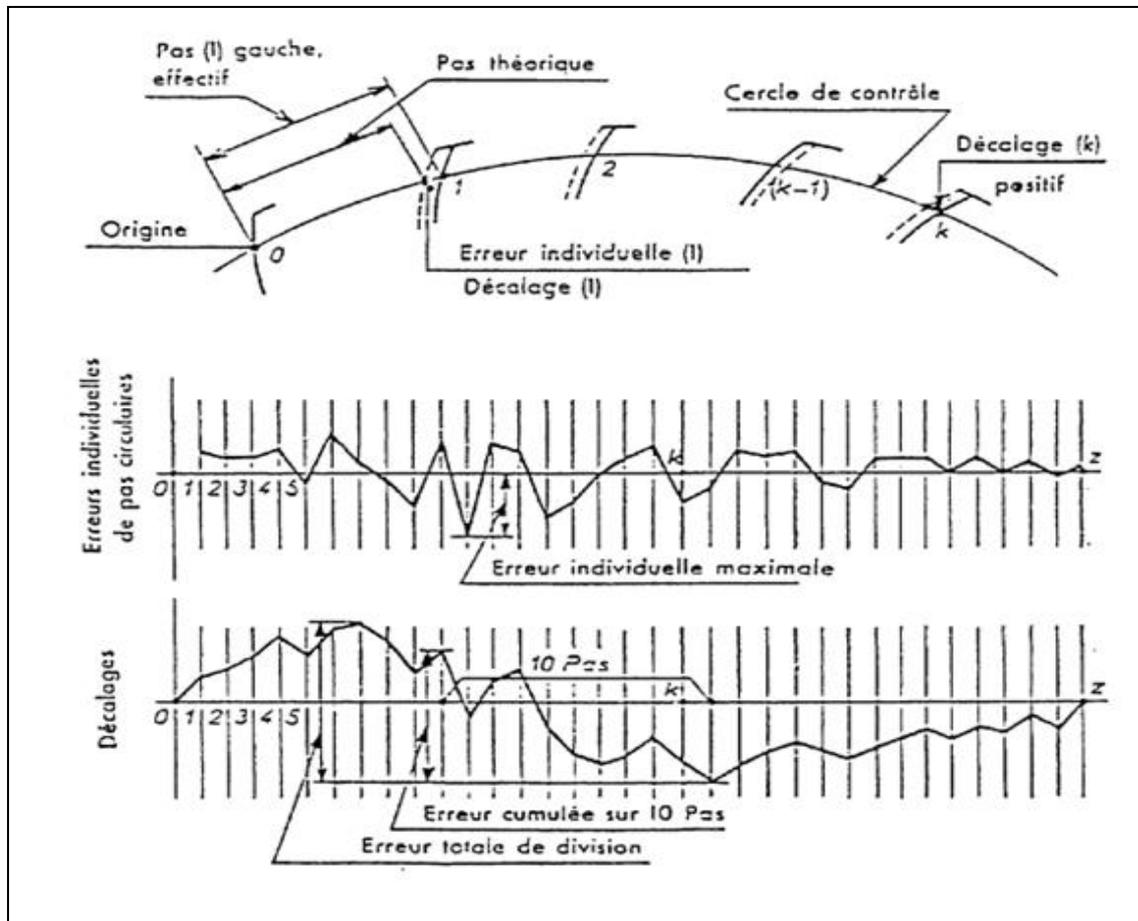


Figure 3.4 : Erreurs de pas. [22]

Afin d'améliorer le comportement vibratoire de l'engrenage et d'améliorer la partition de la charge sur le flanc de la denture, des corrections sur les dentures peuvent être ré apportées. Concernant la correction de profil, des dépouilles sur les dentures sont effectuées, correspondant à des enlèvements de matière en sommet et/ou en pied de dent. Pour la correction des distorsions et des défauts d'alignement, des bombés combinés ou non avec des modifications linéaires, seront pratiqués selon la largeur de la dent et éventuellement selon le profil.

3.3.1.5. Erreurs de profil de la distorsion

Ces erreurs proviennent de la procédure de taillage. Elle se caractérise par un écart de forme entre le profil réel des dents et le profil théorique. La géométrie des roues dépend des paramètres de son outil de taillage ainsi que son positionnement relatif.

3.3.1.6. Erreurs de division

Elles sont également liées au processus de taillage et traduisent un pas non rigoureusement constant d'une dent à l'autre. Le spectre de l'erreur de transmission engendré par ces défauts comporte pour l'essentiel des raies associées aux fréquences de rotation des deux roues et leurs harmoniques. L'introduction de telles erreurs dans les modèles de calcul de l'erreur de transmission reste délicate car on observe souvent un pas aléatoire de distribution normale.

3.3.1.7. Déformations élastiques des dents

Les déformations élastiques des dentures figure (3-5) vont provoquer un déplacement angulaire des roues qui risque de générer des interférences angulaires entre les dents lors de leur entrée en contact.

Ceci provoque un rapprochement de ces derniers ainsi une avance en rotation de la roue menant par rapport à la roue menée.

On définit à partir des valeurs de l'effort transmis et du rapprochement des dents, une raideur appelée raideur d'engrènement.

De nombreuses expériences ont montré que la fluctuation de la raideur d'engrènement avait une grande influence sur le bruit rayonné. En particulier on sait que la substitution d'une denture hélicoïdale à une denture droite peut réduire sensiblement les niveaux de bruit.

La forme hélicoïdale des dentures permet, en effet de réduire l'amplitude de la fluctuation de la raideur d'engrènement, la réduction du bruit obtenue peut être voisine de 20dB. (Mit)[23] et (Bra)[24].

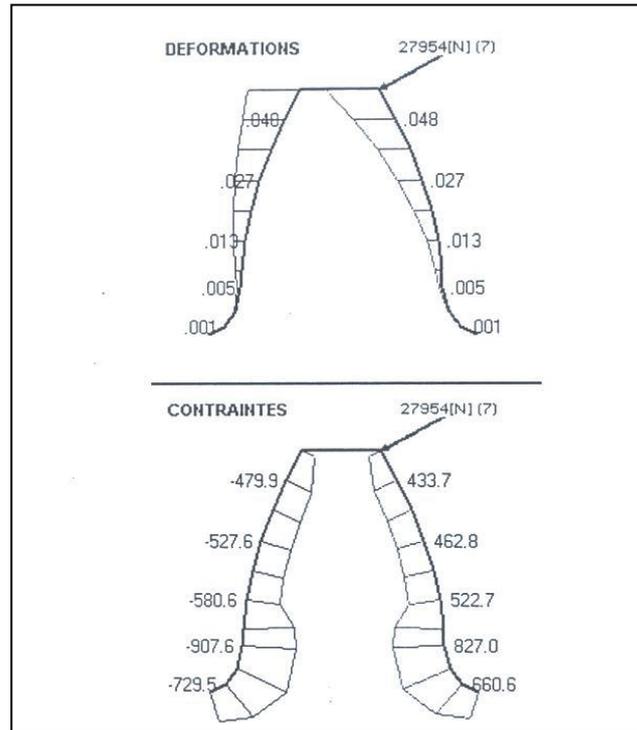


Figure 3.5 : Représentation des déformations et des contraintes d'une dent pendant l'engrènement.

3.3.1.8. Fluctuations de la force de frottement

L'engrènement s'accompagne d'un glissement relatif des dents en contact et la force de frottement induite peut être assez grande pour produire les vibrations sur le carter.

Ce phénomène peut être importants pour les engrenages droits, mais pour les engrenages hélicoïdaux où le contact s'établit tout le long de la denture, ces effets peuvent être fortement diminués et ne semblent pas jouer un rôle majeur (Hou) [25].

Le mécanisme de contact entre les surfaces rugueuses a été traité par beaucoup de chercheurs mais seulement quelques-uns ont étudié ce phénomène en association avec le bruit d'engrènement.

L'étude faite par (Azi)[26] présente l'influence de la rugosité, de la viscosité et de la pression de contact sur le bruit d'engrènement; ils montrent que ce dernier augmente relativement avec l'augmentation de la rugosité des surfaces de contact et diminue avec l'augmentation de la viscosité.

3.3.1.9. Phénomènes de choc

Lorsque des pignons sont en prise, c'est à dire lorsqu'il y a engrènement, les bruits proviennent du choc des dents entre elles et des frottements sur les surfaces de dentures en contact.

Ce phénomène est de plus en plus important si le jeu latéral qui existe entre les profils des dents est important. Pendant le fonctionnement, le choc régulier de la denture provoque un ronflement plus ou moins accentué suivant la vitesse de rotation. D'autre part la variation des efforts sur la denture qui dépendent du couple transmis, constitue une source vibro-acoustique (Wel) [14], (Err)[27]. Ceci est caractérisé par des pertes de contact au niveau des dents et par des rebonds successifs entre les flancs arrière et avant des dents ; il apparaît essentiellement pour des engrenages peu chargés ou pour des vitesses de rotation très élevées.

L'intensité des bruits augmente ou diminue suivant l'importance des vibrations, celle ci dépendent elles même des inerties des masses en présence, de leurs vitesses d'impact ou de rencontre.

Les vitesses inadéquates entre le pignon et la roue peuvent être aussi l'origine d'un choc entre les dentures, au premier point des deux conjuguées. Ces chocs peuvent être l'origine d'un bruit intense à la fréquence d'engrènement (Hou)[28].

Pour conserver la continuité du mouvement entre les dents, on cherche le profil ou la forme de la dent qui le permette. On définit alors des profils conjugués qui restent tangents et assurant cette continuité. Un des profils théoriques qui permet cette continuité est une courbe plane en développante de cercle décrite sur la figure suivante.

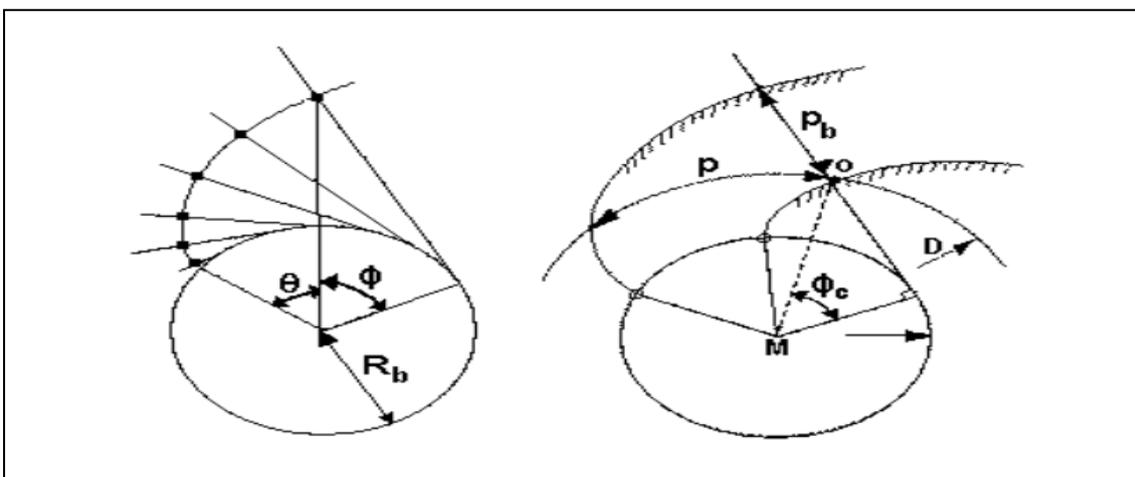


Figure 3.6 : Définition de la développante de cercle et des caractéristiques principales d'un engrenage.

Avec :

Pb : pas de base, P : pas circulaire, \varnothing_c : angle de pression, Rb : rayon de base, D : diamètre primitif.

3.3.1.10. Emissions acoustiques internes (sources aérodynamiques)

Les transmissions par engrenage peuvent être le siège d'émissions acoustiques aérodynamiques (Hou)[29]. Il s'agit de l'emprisonnement du fluide environnant entre les dents au cours de l'engrènement.

Lors de l'engrènement d'un couple de dents, il y a génération d'un écoulement in stationnaire à cause de la variation du volume d'air entre les dents. Ceci va provoquer un refoulement et une aspiration de l'air occupant ce volume et engendrer localement une grande fluctuation de pression.

Cet effet est surtout sensible lorsque les vitesses tangentielles deviennent importantes. Ce type de source a été relativement peu étudié dans la littérature, les travaux de ([Hou] [29], (Hou) [28], (Hou)[25], (Hou)[30] apparaissent comme étant les plus significatifs.

Houjoh a utilisé différentes techniques pour caractériser le bruit engendré par la source aérodynamique (Hou)[28] il conclut que :

- Pour des vitesses de rotations comprises entre 400 et 4000 tr/mn, les pics du spectre de la pression acoustique mesurée sont associés aux fréquences d'engrènement
- Le niveau de pression acoustique associé à ces fréquences (fréquences d'engrènement) croît avec la vitesse de rotation, il signale une variation entre de 40 dB lorsque la fréquence croît de 3 kHz à 10 kHz.

Cette étude n'a pas été effectuée dans le cas d'un engrenage lubrifié. Étant donné que l'huile est beaucoup moins compressible que l'air, il va résulter des niveaux de pression in stationnaires s'exerçant sur les dentures qui seront beaucoup plus élevés.

3.3.2. Source externe

3.3.2.1. Le groupe moteur

Source de régimes transitoires Parmi les différentes sources d'excitations vibratoires externes d'une chaîne de transmission cinématique, l'organe moteur est le plus souvent considérée comme la principale source.

Le but de cette partie est de présenter les diverses sources d'excitation produites par le moteur, et les problèmes engendrés sur le comportement dynamique des engrenages. Il est à remarquer que l'influence du moteur sur le comportement dynamique des chaînes de transmissions de puissance n'a été qu'étudiée si ce n'est dans un contexte d'engrenages déchargés (bruit de cliquetis ou grailonnement).

Le fonctionnement du moteur génère des fluctuations de couple dont l'amplitude peut être grande. Ces excitations externes dépendent fortement du type d'actionneur employé mais, en règle générale, elles se caractérisent, en régime de fonctionnement stationnaire, par des perturbations périodiques associées à la fréquence de rotation de la ligne d'arbre moteur, à ses harmoniques et à ses sous-harmoniques:

- Pour un moteur électrique, on observe une excitation à la fréquence de rotation du moteur f_0 induite par un défaut d'excentricité (balourd magnétique), une excitation associée à l'ensemble des harmoniques de f_0 induite par un défaut de pas d'encoches, et plus particulièrement aux fréquences $k.n.f_0$ où k est un entier et n est le nombre de paires d'encoches de l'induit, et aux fréquences $k.n.f_0 \pm f_0$ (phénomènes de modulations de fréquences). Il existe aussi des fréquences d'excitation indépendantes du régime de fonctionnement du moteur (50 Hz et, en présence de thyristors, 300 Hz).
- Pour un moteur à explosion, la nature et l'amplitude des raies du spectre d'excitation dépendent du type de moteur et du nombre de cylindres. Pour un moteur monocylindrique à deux temps, il se produit une explosion par cylindre et par tour. L'excitation est dominée par f_0 et ses harmoniques. Pour un moteur monocylindrique à quatre temps, il se produit une explosion par cylindre pour deux tours. L'excitation est dominée par $f_0/2$ et ses harmoniques. L'organe récepteur peut engendrer des fluctuations périodiques du couple de charge qui présentent les mêmes caractéristiques que celles du couple moteur.

Pour certains types de machines et de véhicules, on observe une variation instantanée de l'inertie de charge.

Enfin, les vibrations communiquées à la transmission par ses différents points d'attache peuvent être une source d'excitation externe importante (Neriya). [10]

3.3.2.2. Défauts d'engrenages

Les défauts d'engrenages les plus rencontrés peuvent être classés en deux groupes d'avaries selon leur caractère réparti ou localisé sur la surface de la denture.

a) Défauts répartis

- **Usure abrasive** : Cette usure est liée à la présence des particules abrasives dans le lubrifiant et elle est due à l'enlèvement de matière lors d'un glissement important entre les deux surfaces frottantes. Ce phénomène peut être accentué lorsque le lubrifiant contient des substances corrosives. Cependant, le durcissement superficiel de la denture d'engrenage ralentit l'apparition et la progression de cette usure.
- **Piqûres (ou putting)**: c'est une avarie répartie sur toute la surface de la denture (Figure 3.7), elle s'agit d'un ensemble de trous qui ne dépassent pas 0,3 à 0,5 mm de profondeur. Cette avarie se trouve sur toutes les dents et en particulier au niveau du cercle primitif parce que ce phénomène ne se produit que si le mouvement de roulement est plus important que le mouvement de glissement. Les piqûres apparaissent donc à l'endroit où la charge est maximale et elles peuvent être suite à un défaut d'alignement ou aux déformations anormales des pièces. La présence de quelques piqûres ne présente pas un risque immédiat et souvent le phénomène peut être ralenti par le changement d'un lubrifiant plus adapté (de viscosité plus importante).



Figure 3.7 : Puttings évolutifs sur une roue chevron [31].

- **Grippage généralisé** : Le grippage est une avarie liée au contact entre les surfaces métalliques des dents lors de l'engrènement en entraînant un arrachement de matière. Le grippage apparaît lorsque le film lubrifiant entre les dents est inadéquat.

Ce défaut produit des modifications de l'état de surface de toutes les dents tels que le changement de coloration, les fines rayures et les ondulations de surface pour un engrenage durci et la destruction de toutes les surfaces pour un engrenage non traité ou insuffisamment traité. Après l'apparition de cette avarie, le couple d'engrenage génère plus de vibrations et le facteur de frottement augmente et devient irrégulier.



Figure 3.8 : Grippage couvrant l'ensemble des dents [31].

b) Défauts localisés

- **Ecaillage** : C'est une avarie qui commence toujours par une fissure à l'intérieur du métal à cause de la contrainte de cisaillement maximale appliquée en sous couche.

Ensuite, la fissure se propage jusqu'à atteindre la surface de la denture en libérant des fragments de métal en plaques plus ou moins irréguliers aux dépens de l'état de la surface de la dent. Les zones écaillées représentent des surfaces irrégulières et des profondeurs variables qui suivent une pente plus ou moins douce de la périphérie vers l'intérieur de l'écaillage. Cette avarie est beaucoup plus courante sur des dentures traitées superficiellement (couche superficielle durcie par cémentation ou trempé) que sur celles qui sont traitées à cœur. L'écaillage est un défaut dangereux parce qu'il peut provoquer rapidement la rupture de la dent défectueuse à cause de la propagation de la fissure dans toutes les directions à l'intérieur de la dent en même temps que sa migration vers la surface (diminution de la résistance de la dent aux efforts de flexion).



Figure 3.9 : Ecaillage par fatigue [31]

- **Fissures** : Ce défaut se forme souvent au pied de dent. C'est-à-dire à l'endroit de la concentration maximale de contrainte due à la sollicitation en flexion. La présence de ce type de fissures fragilise la dent défectueuse et diminue sa résistance à la rupture. Ce phénomène peut être accentué par la présence d'une écaille à cet endroit critique de la dent. En plus de la fatigue due à la sollicitation en flexion, d'autres causes de fissures peuvent se manifester tels que les défauts de fabrication (état des surfaces, criques de rectification) et les criques d'origine thermique.

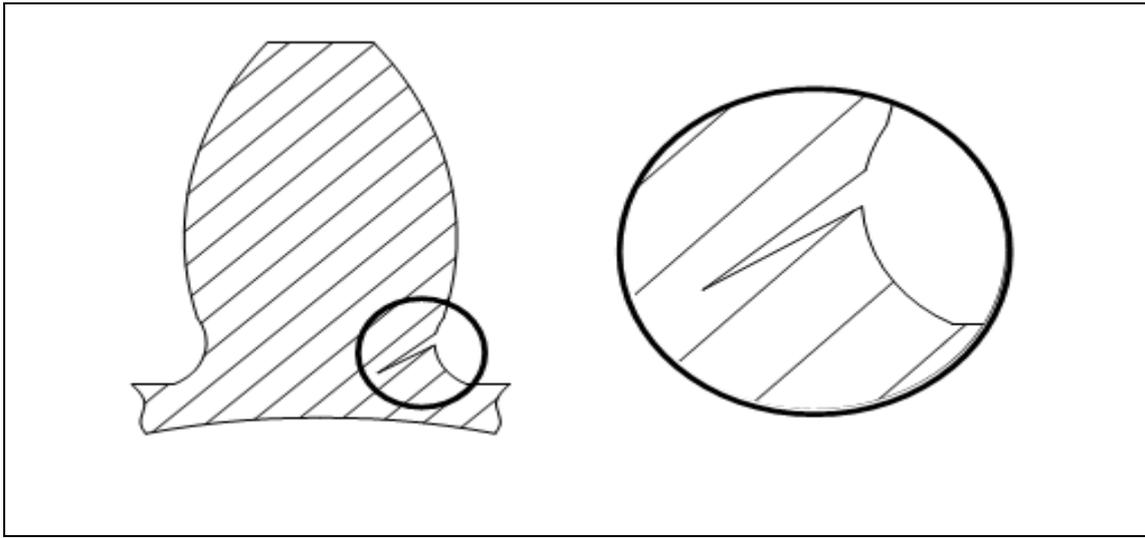


Figure 3.10 : Fissure en pied de dent.[31]

- **Dents cassées** : Dans un système de transmission par engrenage, le défaut de rupture des dents est lié à deux phénomènes classiques qui sont : i) les chocs dus aux surcharges et ii) la fatigue due aux charges cycliques de flexion (Figure 1-9). En effet, les chocs de surcharges peuvent résulter de certains chocs de torsion dans le système d'entraînement qui sont souvent associés à la défaillance de la charge entraînée par la boîte de transmission. Dans ce cas, les surfaces fracturées montrent une seule zone de rupture avec aucun signe de fatigue. Généralement une ou deux dents sont touchées et les autres sont en bon état et ne présentant aucun signe de fissures. Des effets similaires peuvent également survenir si un corps étranger pénètre dans l'engrènement. D'autre part, la rupture des dents peut également provenir de défaillances par fatigue sous les charges cycliques de flexion appliquées aux dents, ce qui représente un des critères principaux utilisés dans la conception des engrenages. Ce défaut commence par une fissure qui est généralement au pied de la dent et évolue à travers la base de la dent jusqu'à la rupture complète de la dent du corps d'engrenage. Dans ce cas, les dents adjacentes à celle cassée montrent souvent des fissures à un stade précoce de développement.



Figure 3.11 : Dent cassée due à aux fissures en pied de dent résultant de la fatigue liée aux charges cycliques de flexion.

- **Grippage localisé :** Ce défaut correspond à des arrachements de matière dans une partie de la zone de contact entre les surfaces frottantes. Il peut être dû à la formation d'une micro-soudure immédiatement cisailée suite à une surcharge locale et brutale, à un défaut d'alignement des denture set/ou à un défaut de lubrification (rupture du film d'huile). Ce type de défaut peut être ralenti ou même stoppé par l'utilisation d'une graisse de rodage appropriée.



Figure 3.12 : Grippage localisé sur les têtes de dent [31]

3.4. Techniques de détection des défauts d'engrenage

L'apparition des défauts d'engrenage dans un système mécanique est un phénomène inévitable. Cependant, plusieurs études ont été faites afin de réduire la présence de ces défauts, d'augmenter le temps de fonctionnement de l'engrenage en état sain et d'améliorer les performances des trains d'engrenage.

Ces études nécessitent la connaissance des caractéristiques des défauts qui peuvent être collectées par plusieurs techniques de détection.

3.4.1. Analyse des signaux vibratoires

L'analyse des signaux vibratoires des réducteurs représente la technique la plus répandue de détection de défauts et d'avaries de contact des engrenages. Elle est réalisée par l'analyse des signaux recueillis sur le système en fonctionnement à l'aide des capteurs facilement positionnables (accéléromètres, codeurs optiques). Le traitement des signaux mesurés diffère d'un cas à l'autre en fonction des résultats d'analyses souhaités. En effet, certains problèmes de détection de défauts nécessitent simplement l'analyse par la transformée de Fourier.

Cependant, d'autres cas demandent une analyse plus fine à l'aide des outils de traitement de signal très sophistiqués qui aident à identifier les éléments défectueux par recherche des fréquences caractéristiques des défauts (apparition des nouveaux pics ou augmentation de l'amplitude à des fréquences déjà existantes).[32]

3.4.2. Analyse des lubrifiants

Le lubrifiant représente l'élément primordial qui intervient dans le fonctionnement des organes (moteurs, boîtes de transmission, roulements) et des équipements industriels. Le choix et la mise en œuvre du lubrifiant définissent sa fiabilité, sa tenue mécanique et sa longévité.

L'état du lubrifiant reflète l'état du système dans lequel il circule et offre une meilleure connaissance de la machine. En effet, l'analyse du lubrifiant renseigne sur :

- A) L'état du fluide (adaptation au système, adaptation de l'espacement de vidange, niveau de performance).
- B) L'état de la pollution et de contamination du fluide par des liquides, des solides et/ou des produits de décomposition) et l'état d'usure (normale, dangereuse ou accidentelle).
- C) L'analyse de lubrifiant constitue donc un moyen efficace de surveillance des réducteurs à engrenages basé sur le suivi régulier des différentes caractéristiques du fluide telles que la viscosité, l'acidité, la présence de particules métalliques, la taille des particules, etc.... assuré par analyses physico-chimique et le contrôle du taux de contamination (chromatographie, photométrie, spectrométrie...).

Toutefois, la détection de défauts d'engrenages par analyse de lubrifiant ne peut pas être efficace dans le cas des avaries à évolution rapide et vient fréquemment en complément des analyses vibratoires pour confirmer des hypothèses.

3.4.3. Analyse des signaux acoustiques

L'analyse des signaux vibratoires à été largement utilisée dans le diagnostic des transmissions à engrenages. En outre, tout changement dans le signal de vibration peut être facilement attribué aux caractéristiques dynamiques de l'engrenage et de son défaut.

Les transmissions mécaniques à engrenages génèrent des vibrations et du bruit lors du fonctionnement normal. La présence des défauts et des écarts de forme dans l'engrenage peut être une source d'excitation de ces phénomènes. Les défauts locaux d'engrenage ont un impact direct sur les signaux sonores. Les impulsions dues au défaut sont observées dans les signaux acoustiques à chaque tour du pignon. En présence de plus en plus de défauts locaux, les signaux acoustiques de l'engrenage ont des caractéristiques non-stationnaires.

Le processus d'usure qui provoque un lissage de la rugosité de surface des dents d'engrenage entraîne une diminution conséquente du niveau des émissions acoustiques.

Après un certain temps de fonctionnement, l'apparition puis la progression et le développement des avaries de contact augmente la rugosité de surface et donc les niveaux des émissions acoustiques. Les émissions acoustiques sont également influencées par la température du film d'huile et les caractéristiques dynamiques du banc d'essai. L'augmentation de la température d'huile entraîne une réduction de l'épaisseur du film d'huile, ce qui favorise les contacts métal à métal en augmentant les niveaux sonores.

3.5. Conclusion

Ce chapitre a été consacré à établir les bases théoriques sur le comportement vibro-acoustique des transmissions par engrenages, les différentes sources d'excitations vibratoires et les techniques de détection des défauts d'engrenages.

Chapitre 04 : Conception d'engrenage sur SolidWorks

4.1. Introduction

Dans ce chapitre on va présenter les étapes de conception d'engrenage par l'utilisation du logiciel SolidWorks version 2012.

Par conséquent, ce chapitre a été introduit par une première partie donnant une vision générale sur le logiciel «solidworks ».

Ensuite, une deuxième partie qui traite la méthode de la conception en 3D de l'engrenage, en donnant tous les détails ainsi que les différentes étapes de conception.

4.2. Définition de logiciel SolidWorks

L'utilisation du logiciel SolidWorks 2012 a été choisit vu que je le maîtrise et du fait qu'il est capable de réaliser les différents formes d'engrenages ; de plus il nous permet d'enregistrer le dessin sous les différents formats (DXF, STL, STEEP, etc.....).

SolidWorks est un outil de conception de modélisation volumique paramétrée basée sur des fonctions, associatif.

Qu'il est capable de réaliser les différents formes de notre logo ; de plus il nous permet d'enregistrer le dessin sous les différents formats (DXF, STL, STEEP, etc.....).

SolidWorks est un outil de conception de modélisation volumique paramétrée basée sur des fonctions, associatif.

- **Modèle géométrique** : le plus complet utilisé dans les systèmes de CAO, utilisant les informations qui relient les géométries du modèle entre elles (exemple : telle surface se rencontre avec telle arête).
- **Paramétrique** : Les cotes et les relations utilisées pour créer une fonction sont saisies et stockées dans le modèle ; ce qui permet de les changer rapidement et sans difficulté, (Changement de la cote 60 en 45 par exemple).

- **Basée sur des fonctions :** En effet un modèle SolidWorks est formé d'éléments individuels appelés fonctions. Ce sont des fonctions géométriques telles que les bossages, les enlèvements de matière, les perçages, les nervures, les congés, les chanfreins et les dépouilles. [33]

4.3. Historique

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

Parmi les plus grandes organisations utilisant SolidWorks, on peut citer Michelin, AREVA, PatekPhilippe, MegaBlocs, Axiome, ME2C,SACMO , le Boulch, Robert Renaud et le Ministère de l'Éducation nationale français. [34]

4.4. Fonctionnement

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

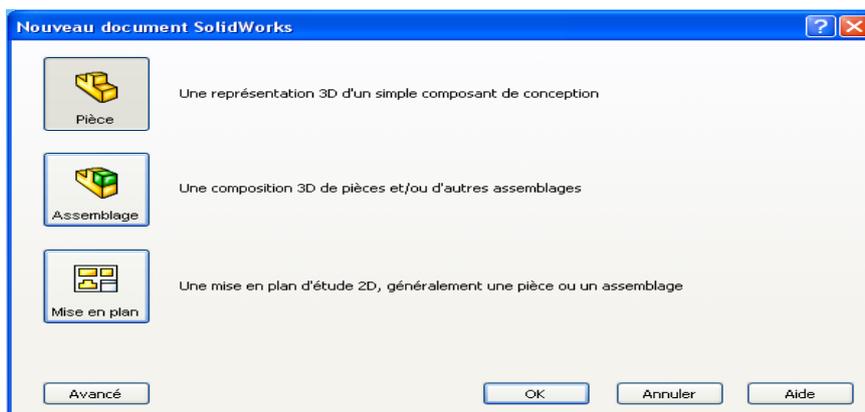


Figure 4.1 : Les trois concepts de base (SOLIDWORKS).

Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur Solidworks.

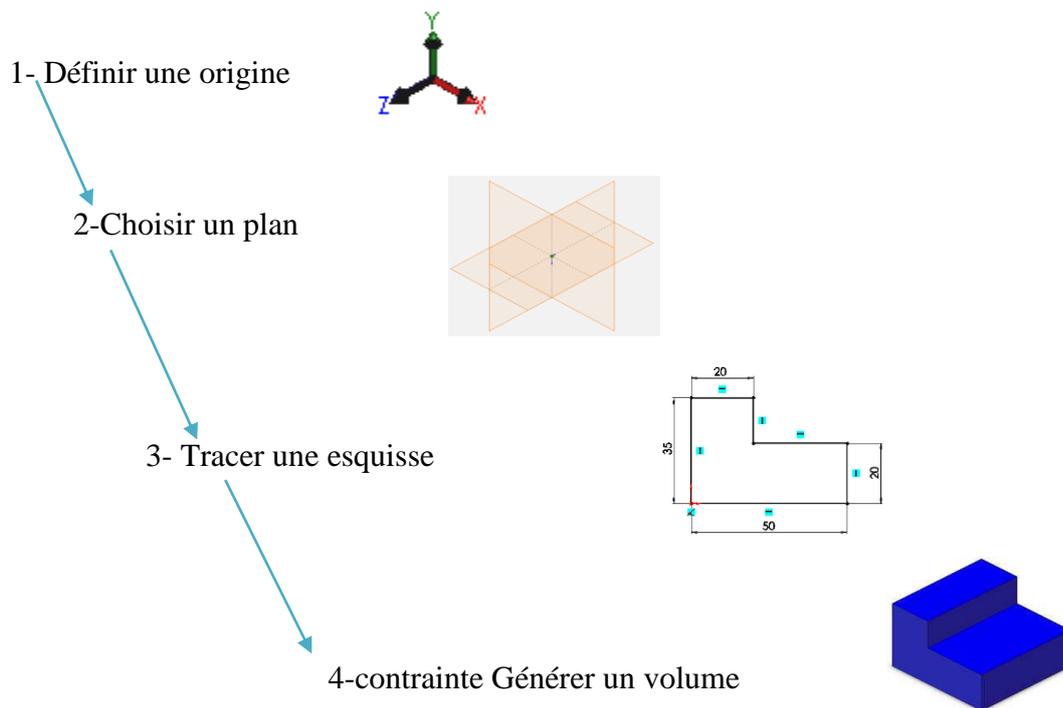
Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, ...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle. [34]

4.4.1. Pièce

La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Comme de nombreux logiciels conviviaux, SolidWorks permet d'aboutir à un même résultat apparent par des voies souvent différentes. C'est lors de la retouche de ces fichiers ou de leur exploitation qu'on appréciera la bonne méthode.

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait)... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise. [34]

4.4.1.1. Les étapes pour obtenir un volume



4.4.2. Assemblages

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition de pièces. La mise en position de pièces est définie par un ensemble des contraintes d'assemblage associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, ...). Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces.

Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision ou d'interférence, mesure des jeux, etc.)[34]

4.4.2.1. Etapes de l'assemblage

- A. Ajouter des pièces dans un assemblage.
- B. Déplacer et faire pivoter des composants dans un assemblage.
- C. On peut positionner et orienter les composants à l'aide de contraintes qui créent des relations entre les composants. [35]

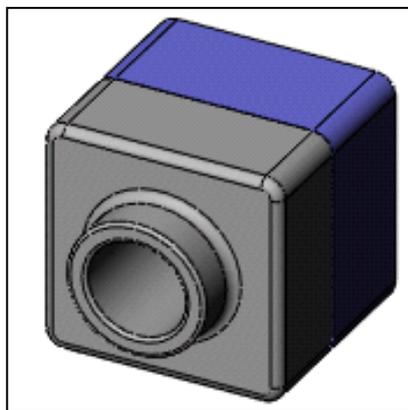


Figure 4.2 : Assemblage d'une pièce. [35]

4.4.3. Familles de pièces

Un grand nombre d'objets de la vie courante se présentent sous une variété de tailles, ce qui constitue une feuille de ces objets, tels que :

Ecrous et boulons, Pignons de vélos, Roues de voitures, engrenages et poulies,...

Une famille de pièces est une feuille de calcul qui répertorie les différentes valeurs affectées aux cotes et fonctions d'une pièce. C'est un moyen simple de créer plusieurs configurations.

Les familles de pièces peuvent être des produits variant dans leurs tailles, dimensions, poids et capacités.

L'utilisation des familles de pièces requiert l'application Microsoft Excel. [34]

4.4.3.1. Etapes de la création d'une famille de pièce

- A.** Renommer les fonctions et les cotes.
- B.** Afficher les cotes de fonctions.
- C.** Lier les valeurs des cotes de modèle.
- D.** Définir et vérifier les relations géométriques.
- E.** Créer une famille de pièces.
- F.** Afficher les configurations de pièces.
- G.** Editer une famille de pièces [35].

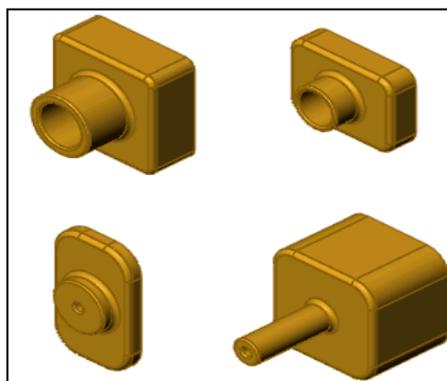
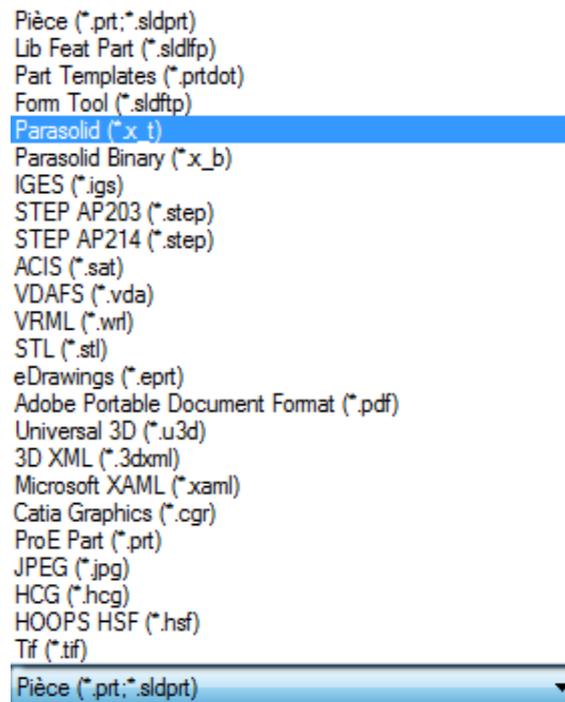


Figure 4.3 : Famille de pièce.

4.5. Les types des formats des pièces

SolidWorks comporte en effet des convertisseurs de format de fichier pour tous les types de données ANSYS notamment :



4.5. Conception d'engrenage par logiciel SOLIDWORKS 2012

A partir de la photo prise comme cahier de charge :

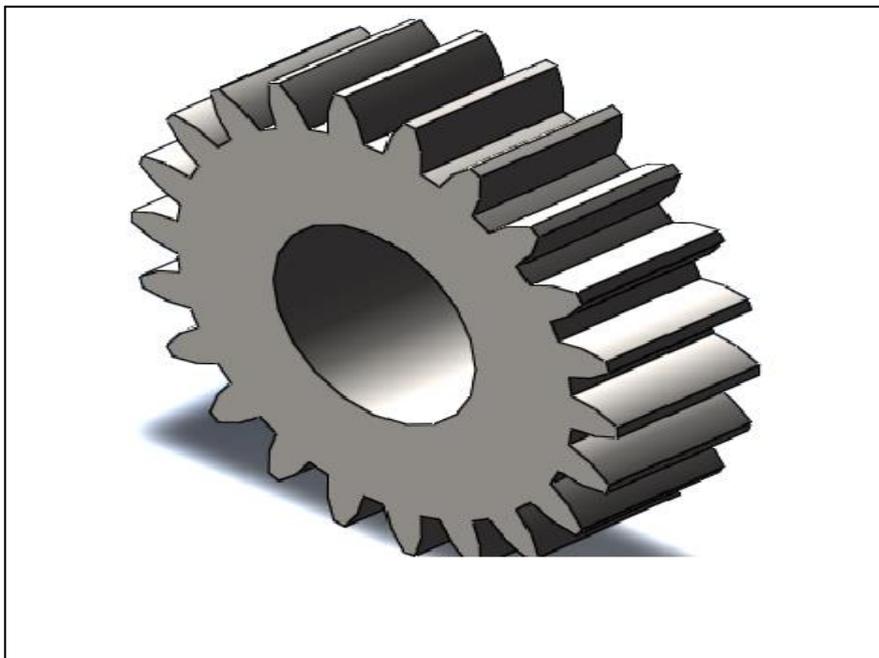


Figure 4.4 : Engrenage en 3D.

4.7 : Les Etapes de Création d'un pignon dans SolidWorks

Le bignon cylindrique à dentures droites à créé est représenté par ces proportions et leurs dimensions générales données dans le tableau suivant :

Tableau 4.1 : Caractéristiques et dimensions d'engrenage.

	Engrenage
Module m	02
Nombre de dents	20
d_p (mm)	40

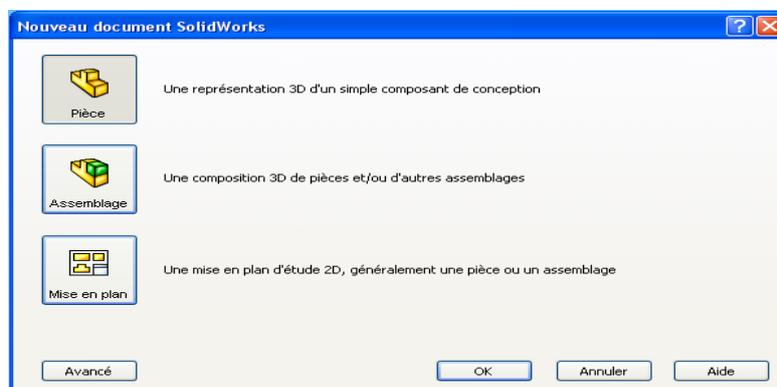
4.7.1. La conception des cercles

Ouvrir Solidworks → 

Lors de l'ouverture, cliquer sur nouveau document apparition de l'écran de démarrage :

(3 possibilités sont proposées)

1. Pièce.
2. Assemblage (de pièces).
3. Mise en plan (de pièces ou d'assemblage de pièces).



- Sélectionner Pièce puis OK.

Après la définition du plan de travail en deux dimensions (2D) la premier étape est le dessin des trois cercles (cercle primitif ; cercle de pied et cercle de tête).

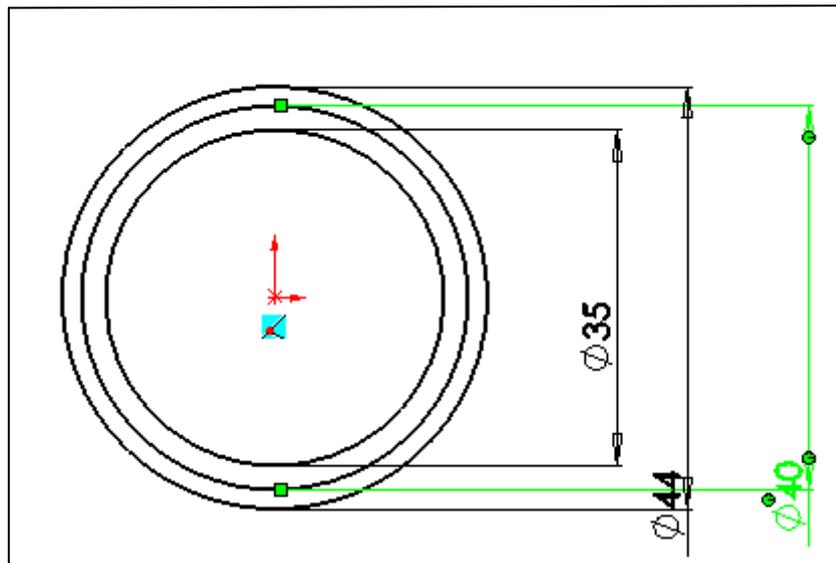


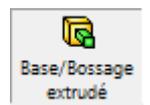
Figure 4.5 : Création des cercles.

De deux dimensions (2D) vers trois dimensions (3D) c'est une opération d'extrusion de la section droite. La section est définie dans une esquisse (qui apparaît alors dans l'arbre de création comme élément générateur de la fonction), click sur l'icône (base/bossage extrudé)

dans la barre d'outils. Cette esquisse contient l'ensemble des spécifications géométriques (Cotation :



) nécessaires à la complète définition de la section.



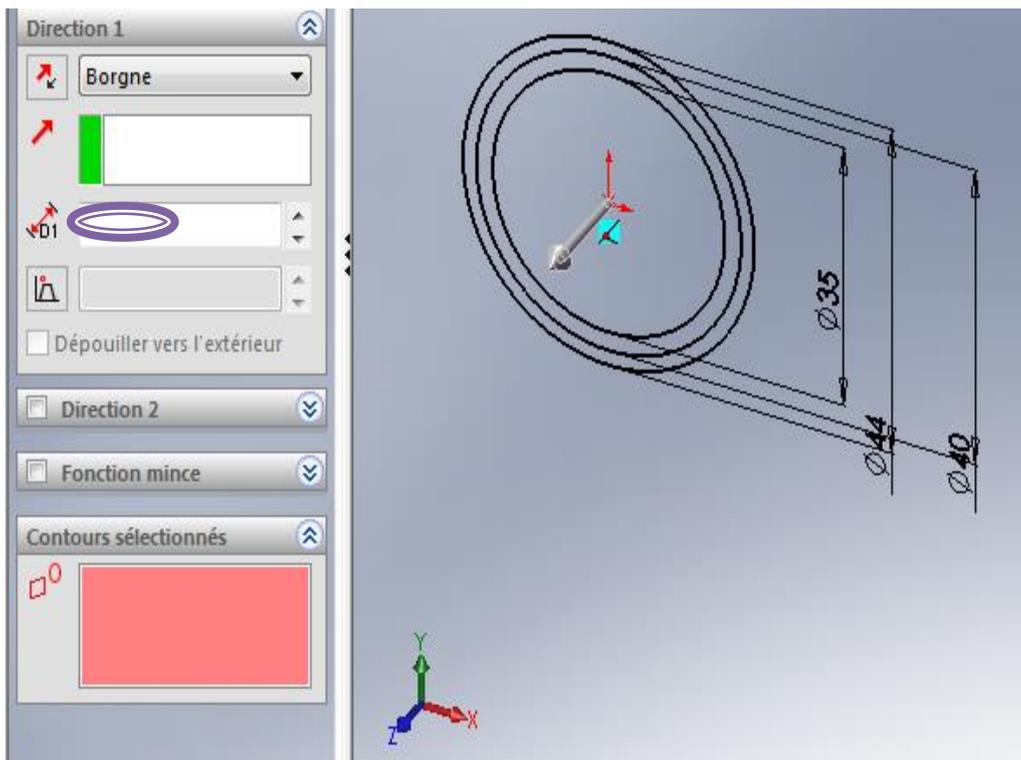


Figure 4.6 : Détermination de la valeur de bossage (extrusion).

La cercle nous montre ou entrer la valeur de bossage extrude. Par exemple 14 mm :

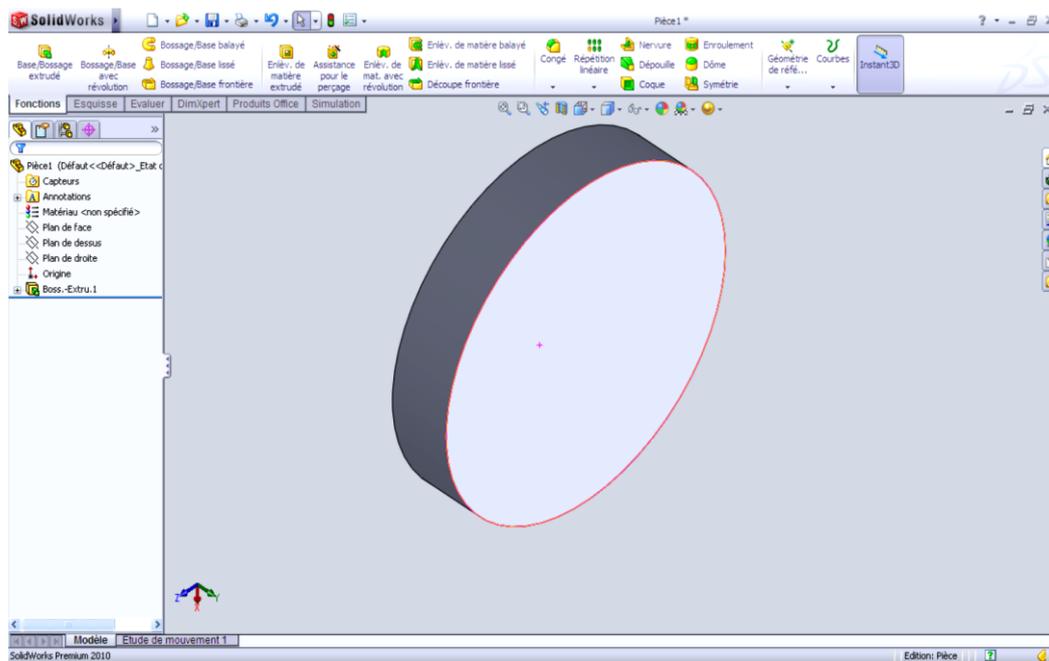


Figure 4. 7 : Etape d'extrusion.

On a le cylindre de tête. Maintenant ; il reste tracer les dents. Pour les dents il est suffisant de tracer deux flancs opposés de deux dents successives puis activer la commande répétition circulaire La première étape dans la création des flancs est de les dessiner sur le plan dans une nouvelle esquisse avec les dimensions calculés.

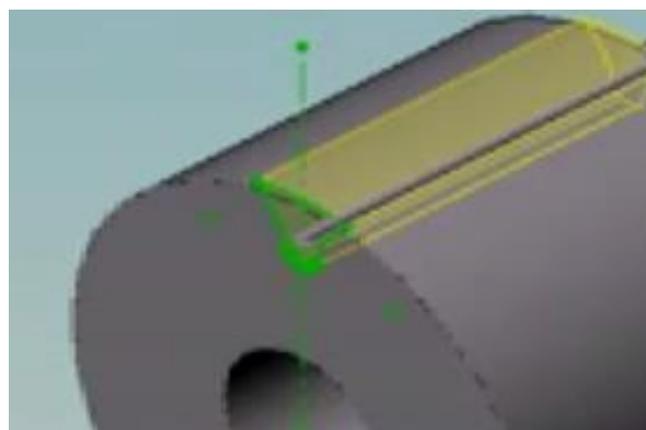
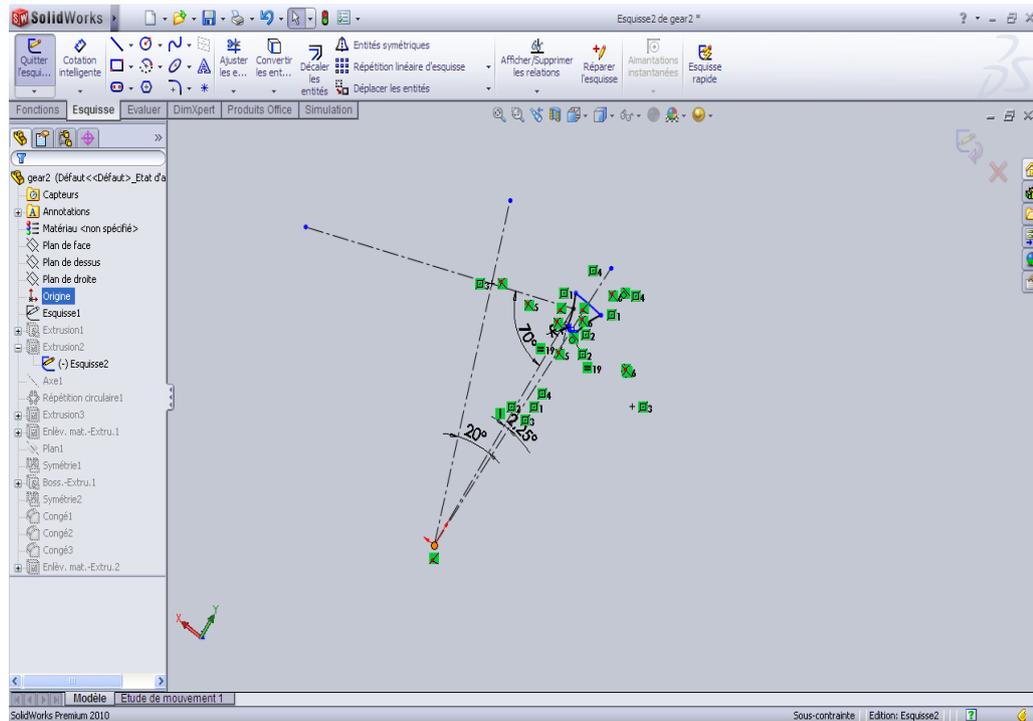


Figure 4.8 : Esquisse de création des flancs en 2D.

L'extrusion nous donne :

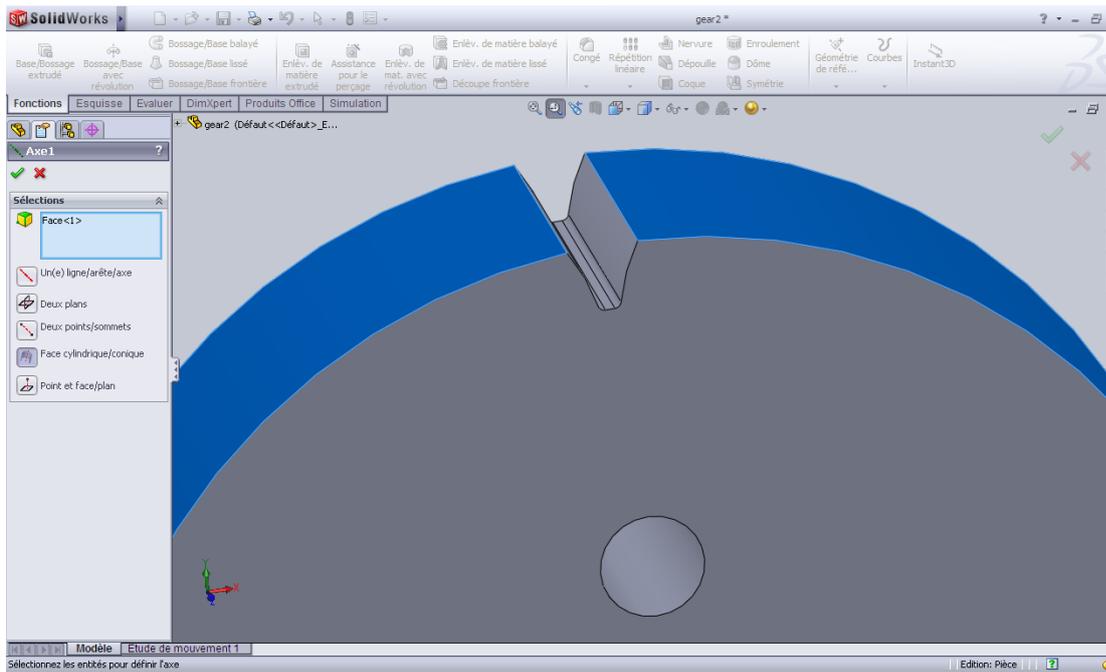


Figure 4.9 : Flancs de deux dents successives.

Et puis on Click sur l'icône de répétition circulaire

1. On clique sur Outil → outils d'esquisse → répétition circulaire. 

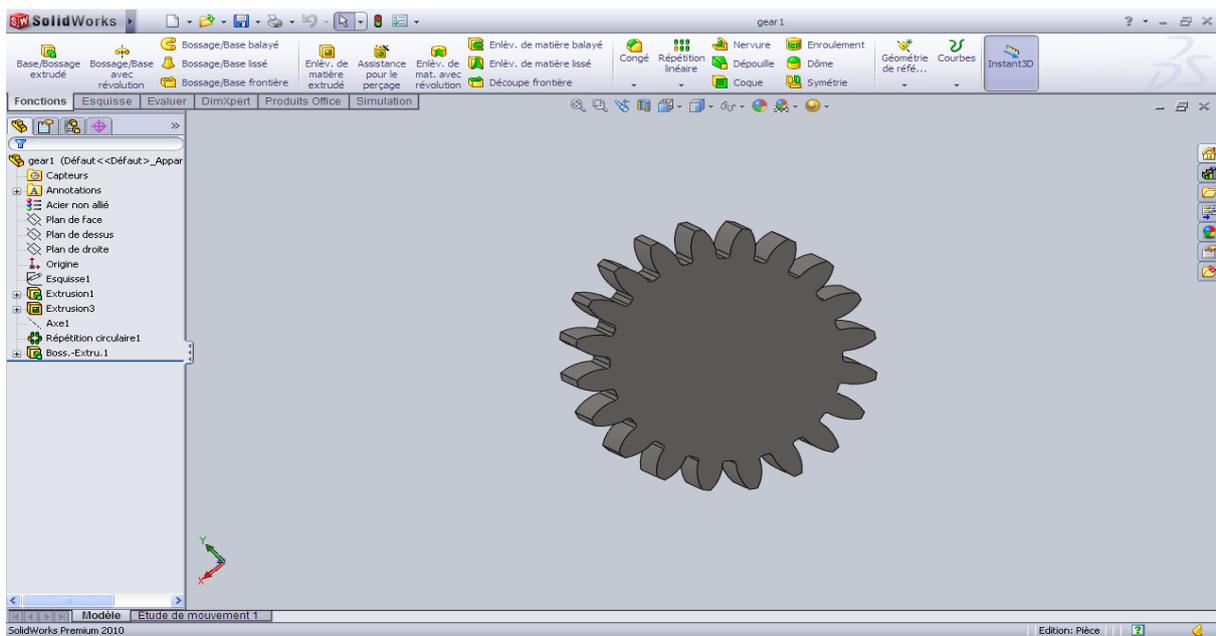


Figure 4.10 : Répétition circulaire.

A la fin on clique sur la fonction
matière :



après on écrit le diamètre pour enlève la

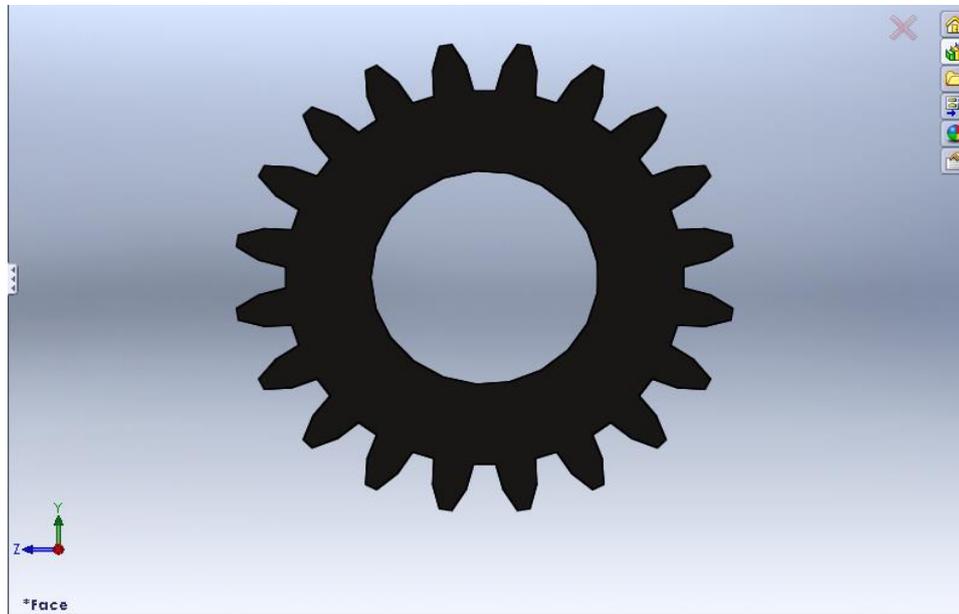


Figure 4.11 : Engrenage en 2D.

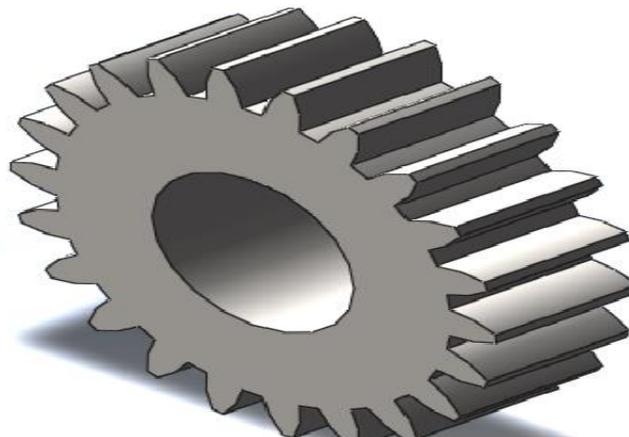


Figure 4.12 : L'extrusion d'engrenage.

4.8. Convertir le dessin en format parasolid

- ✓ enregistrer.
- ✓ choisir le format parasolid (x_t).

4.9. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons montré les étapes de conception pour chaque géométrie (cercle, arc,..) afin d'utiliser les différentes fonctions géométriques de l'application, qui nous a permis d'un côté d'appliquer nos connaissances acquises lors de notre formation sur SolidWorks, de l'autre côté ceci nous a permis d'apprendre les fonctions les plus avancées de SolidWorks.

Chapitre 05 :L'application de l'analyse modale et harmonique sur les engrenages

5.1. Introduction

Ce chapitre concerne l'étude numérique du comportement vibratoire des engrenages, son objectif principal est l'analyse de l'effet des différents paramètres (matériau, type d'engrenage, largeur, ...) sur le comportement vibratoire des engrenages. Dans un premier temps nous présentons une formulation générale des différentes équations qui caractérise le comportement vibratoire d'un engrenage, une modélisation en éléments finis (MEF) sur un engrenage cylindrique à denture droite et à denture hélicoïdale a été réalisée sur « ANSYS » en faisant varier les différents paramètres cités précédemment.

5.2. Formulation générale d'engrenage

5.2.1. Modélisation de l'engrènement

➤ Modélisation de dent

Pour une position donnée d'une ligne de contact sur le flanc actif de denture, les élasticités de la denture sont décrites par des fondations élastiques de Pasternak (Kerr [36]). Rapportées sur le plan d'action de l'engrenage (plan tangent aux deux cylindres de bases). La dent et son embase sont ainsi découpées en tranche mince j , le point d'intersection M_{ij} entre la ligne de contact d'indice i et la tranche mince j (figure 5.1) et (figure 5.2) est matérialisé par un ressort caractérisé par le terme k_{ij}^{dm} lié a deux éléments de dimensions variable travaillant en flexion et en cisaillement caractérisé respectivement par le terme G_{ij}^{dm} et D_{ij}^{dm} pour assurer le couplage entre les tranches.(fig 5.2)

Ou :

K_{ij}^{dm} : élément de raideur associé j -ème ligne de contact pour le corps m ($m=1$ pignon, $m=2$ roue).

G_{ij}^{dm} et D_{ij}^{dm} : Représentent respectivement la rigidité des éléments de cisaillement et la rigidité de l'élément de flexion pour le même élément discrétisation. Les valeurs de G_{ij}^{dm} et D_{ij}^{dm} sont déterminées par des formules semi-empiriques qui seront par la suite ajustées en utilisant les résultats éléments finis tridimensionnels (Ajmi [37]).

$\Delta\eta$: Dimension de l'élément de discrétisation selon la direction $\eta \rightarrow$ (**ligne de contact**)

ω_{ij}^m : Champ de déplacements au point de discrétisation M_{ij} d'une fondation élastique associée au corps m.

NB : Les déplacements δ_{ij}^m s'appliquent aux extrémités libres des ressorts de la fondation élastique fig 5.2

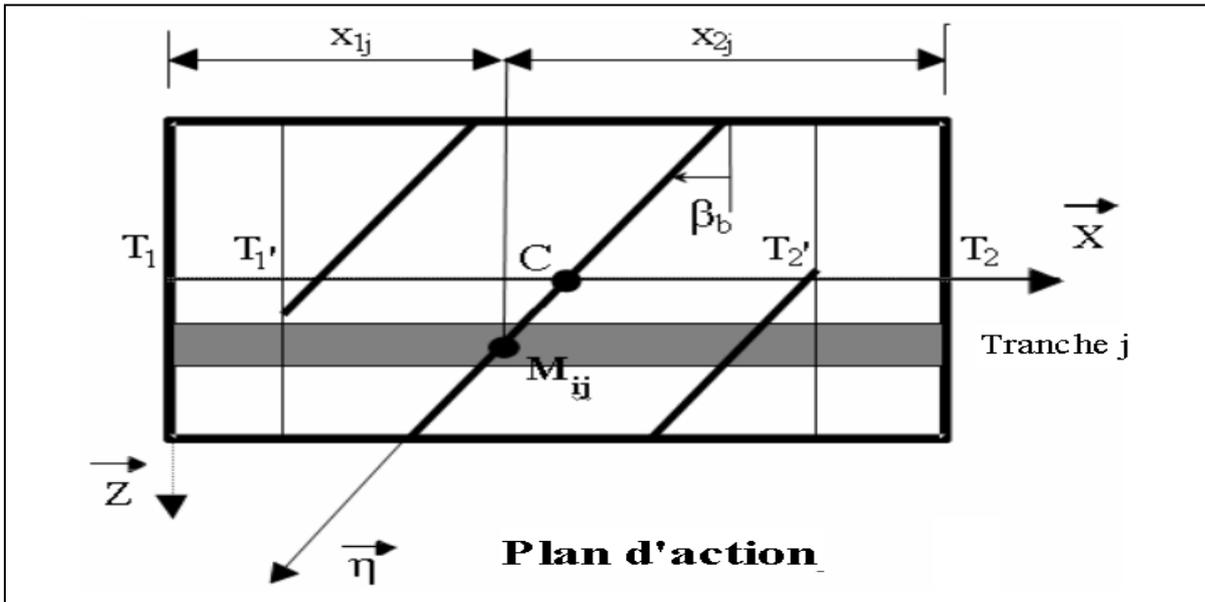


Figure 5.1 : Discretisation des lignes de contact sur le plan d'action.[36]

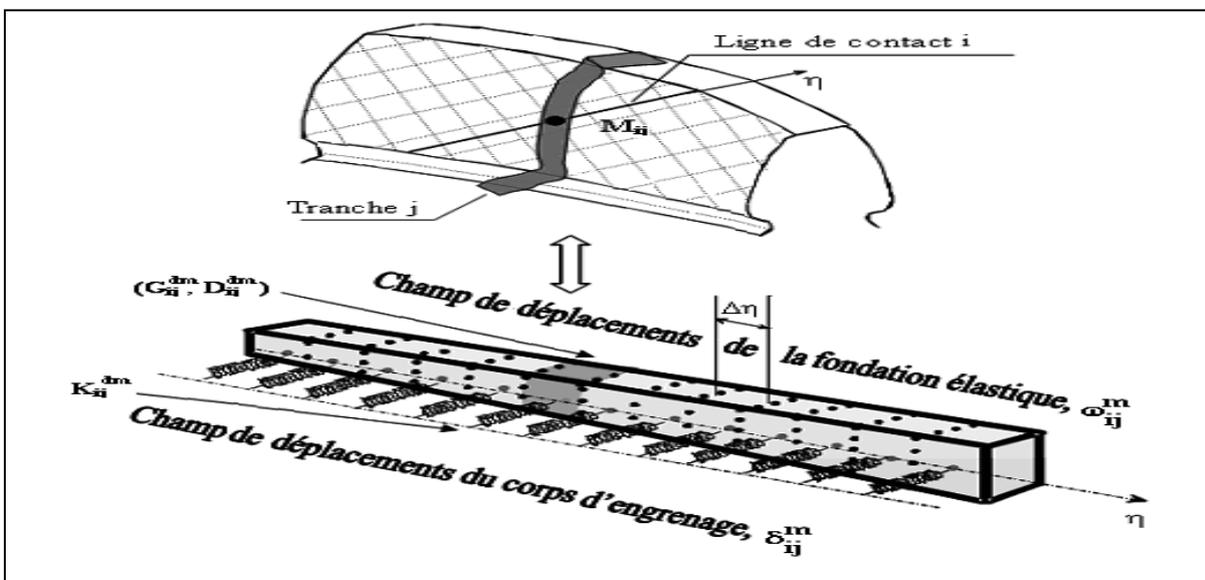


Figure 5.2 : Modélisation d'une dent par une fondation élastique.[36]

5.2.1.1. Energie de déformation

Pour une fondation élastique associée au corps m, l'expression de l'énergie de déformation des ressorts et des éléments de flexion et de cisaillement U_{dm} s'écrit figure 5.2 : [36]

$$U_{dm} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{N_{cm}} k_{ij}^{dm} (\omega_{ij}^m - \delta_{ij}^m)^2 \Delta\eta + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{N_{cm}} D_{ij}^{dm} \left(\frac{\Delta^2 \omega_{ij}^m}{\Delta\eta^2} \right)^2 \Delta\eta + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{N_{cm}} G_{ij}^{dm} \left(\frac{\Delta\omega_{ij}^m}{\Delta\eta} \right)^2 \Delta\eta \quad (\text{Eq.5-1})$$

Avec:

N_{cm} : nombre de segment dans la fenêtre d'engrènement.

En appliquant les différences finies centrées, les dérivées première et seconde du déplacement ω_{ij}^m par rapport à Z s'expriment :

$$\left(\frac{\Delta\omega_{ij}^m}{\Delta\eta} \right) = \frac{\omega_{i,j+1}^m - \omega_{i,j-1}^m}{2\Delta\eta} \quad (\text{Eq.5-2})$$

$$\left(\frac{\Delta^2 \omega_{ij}^m}{\Delta\eta^2} \right) = \frac{\omega_{i,j+1}^m - 2\omega_{ij}^m + \omega_{i,j-1}^m}{\Delta\eta^2}$$

En considérant que le chargement est nul aux deux extrémités de la fondation, il vient :

$$\left(\frac{d\omega_m}{d\eta} \right)_{\eta=0} = \left(\frac{d\omega_m}{d\eta} \right)_{\eta=L_{cm}} = 0 \quad (\text{Eq.5-3})$$

$$\left(\frac{d^2\omega_m}{d\eta^2} \right)_{\eta=0} = \left(\frac{d^2\omega_m}{d\eta^2} \right)_{\eta=L_{cm}} = 0$$

Avec :

L_{cm} : longueur de la fondation (dépendante du temps pour engrènement hélicoïdale).

L'énergie totale de déformation emmagasinée dans la fondation d'un mobile m s'écrit alors :

$$\begin{aligned}
 U_{dm} = & \frac{1}{2\Delta\eta^3} \sum_{j=2}^{N_{cm}-1} D_{ij}^{dm} [\omega_{i,j+1}^m - 2\omega_{i,j}^m + \omega_{i,j-1}^m]^2 \\
 & + \frac{1}{8\Delta\eta} \sum_{j=2}^{N_{cm}-1} G_{ij}^{dm} [\omega_{i,j+1}^m - \omega_{i,j-1}^m]^2 \\
 & + \frac{\Delta\eta}{2} \sum_{j=2}^{N_{cm}} k_{ij}^{dm} (\omega_{ij}^m - \delta_{ij}^m)^2
 \end{aligned}
 \tag{Eq.5-4}$$

La relation 5.4 est exprimée en fonction des déplacements normaux ω_{ij}^m , l'assemblage avec les éléments des corps du pignon et de la roue ne pose aucun problème.[37]

5.2.2. Conditions de contact entre les dents

5.2.2.1. Modélisation

Le contact entre deux dents est assimilé à deux fondations élastiques de caractéristiques différentes liées par des raideurs de contact indépendantes. Elles sont calculées à partir des formules de Lundberg combinées à des fonctions correctrices afin de tenir compte des effets de bord (Ajmi. [38] [37]) (voir Figure 5-3).

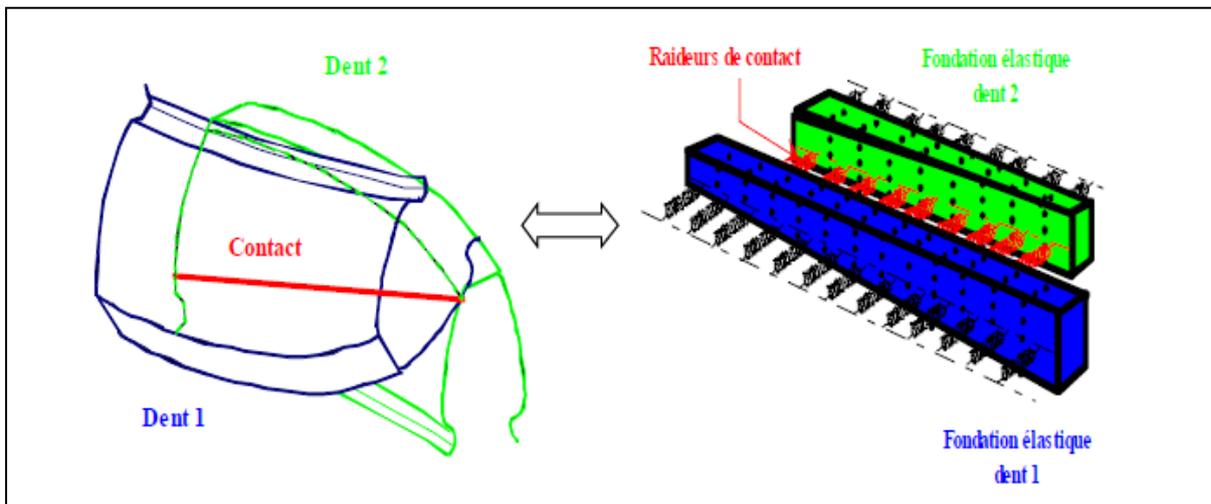


Figure 5.3 : Modèle de contact.

5.2.2.2 Formulation des conditions de contact

Compte tenu des écarts de forme éventuels, l'écrasement au point de contact potentiel M_{ij} (i se rapporte au numéro de ligne de contact à un instant donné dans le plan d'action)

s'écrit :

$$\Delta(M_{ij}) = \omega_2(M_{ij}) - \omega_1(M_{ij}) + \delta e(M_{ij}) \quad (\text{Eq.5-5})$$

Où $\delta e(M_{ij})$ représente l'écart relatif en M_{ij} et $\omega_m(M_{ij})$, le champ de déplacements normaux au point M_{ij} de la fondation élastique du solide m ($m = 1$ correspond au pignon, $m = 2$ à la roue).

$$\Delta(M_{ij}) > 0 \rightarrow \text{contact au point } M_{ij} \left(k_{ij}^c \neq 0 \right)$$

$$\Delta(M_{ij}) \leq 0 \rightarrow \text{perte de contact au point } M_{ij} \left(k_c = 0 \right)$$

Les conditions de contact ci-dessus sont testées à chaque instant pour toutes les cellules se trouvant à l'intérieur de la fenêtre d'engrènement, c'est à dire pour tous les points de contact potentiels. La raideur globale instantanée du contact est alors définie comme la somme de toutes les raideurs k_{ij}^c actives à l'instant considéré :

$$k^c(t, \Delta) = \sum_{i,j=1}^{N^c} k_{ij}^c \quad (\text{Eq.5-6})$$

La raideur globale du contact dépend à la fois du temps, puisque la longueur potentielle de contact varie au cours de l'engrènement, mais également de l'écrasement et possède donc un caractère non-linéaire. [37]

5.3. Problématique

Pour la modélisation des engrenages par ANSYS, nous avons choisi les engrenages à denture droite et hélicoïdale d'une boîte de vitesse. Ces engrenages subissent toujours des problèmes vibratoires au niveau des dents pendant l'engrènement, ce qui va augmenter leur usure et leur déformation. Pour atteindre notre objectif nous présentons une l'analyse modale et harmonique des différents engrenages en faisant varier les différents paramètres afin d'identifier le paramètre le plus influent.

5.4. Logiciel ANSYS

ANSYS est un logiciel spécialisé en simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis. Il apporte une réponse rapide et fiable aux questions de conception des différents systèmes mécaniques.

5.5. Modélisation d'engrenage

On a modélisé le pignon par logiciel ANSYS, les caractéristiques physiques de l'engrenage signalé dans le tableau 5.1.

➤ **Caractéristique :** on a choisi d'analyser les engrenages suivant deux types de matériaux.

Le tableau 5.1 représente les propriétés physiques des engrenages :

Tableau 5.1 : Propriété physique des engrenages.

Matériau	Module de Young	Coefficient de poisson	Masse volumique
Acier Z20C13	210000 N.mm ⁻²	0.3	+7800 E ⁻⁹ Kg.mm ⁻³
Bronze : Phosphore cold –rolled (510)	110000 N.mm ⁻²	0,341	8860E ⁻⁹ Kg .mm ⁻³

Le tableau suivant illustre les propriétés géométriques des engrenages (à dentures droites et à dentures hélicoïdales) qui sont utilisés pour faire l'analyse modale et harmonique.

Tableau 5.2 : propriété géométrique des différents modèles analysés.

Les cas	Type d'engrenage	Module	Largeur de face	Nombre de dents	Matériau
1	Droite	2	14	20	Acier
					Bronze
2	Droite	2	22	20	Acier
					Bronze
3	Droite	2	14	26	Acier
					Bronze
4	Hélicoïdale	2	14	20	Acier
					Bronze
5	Hélicoïdale	2	22	20	Acier
					Bronze
6	Hélicoïdale	2	14	26	Acier
					Bronze

5.5.1. Maillage

La génération du maillage est une phase très importante dans une modélisation par logiciel ANSYS, vu son influence sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul.

La figure (5.1) représente un maillage structuré pour un engrenage à denture droite.

On a choisi un maillage moyen de 18000 nœuds et un maillage plus fin on à 22400 nœuds.

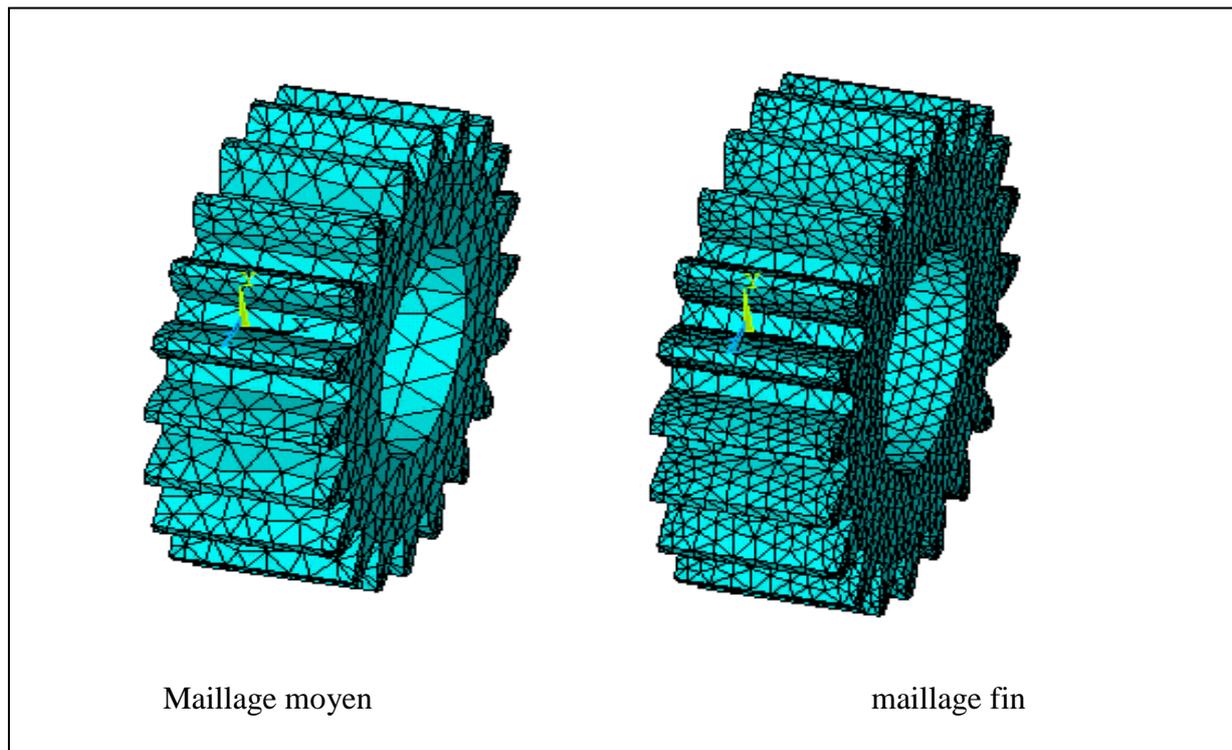


Figure 5.4 : Maillage d'un engrenage à dentures droites.

Pour les deux cas de maillage, si on prend l'engrenage (pignon) dans le cas N°1 (module 2, largeur de face 14 et nombre de dents 20) on a obtenu perse que les mêmes valeurs des fréquences propres qui sont indiquées dans le tableau suivant :

Tableau 5.3 : Les fréquences propres d'un engrenage à dentures droites dans le cas N°1.

Maillage moyen	52.083	59.912	60.032	60.563	64.135	64.182	64.391	64.501	77.066	77.222
Maillage fin	52.125	59.925	61.254	61.559	64.282	64.321	64.759	65.085	73.318	75.288

Pour la suite des calculs on se contente d'utilisé un maillage moyen (18000 nœuds) pour les engrenages à dentures droites et à dentures hélicoïdales.

On modélise l'engrenage avec le type d'élément : solide brick 8node 45.

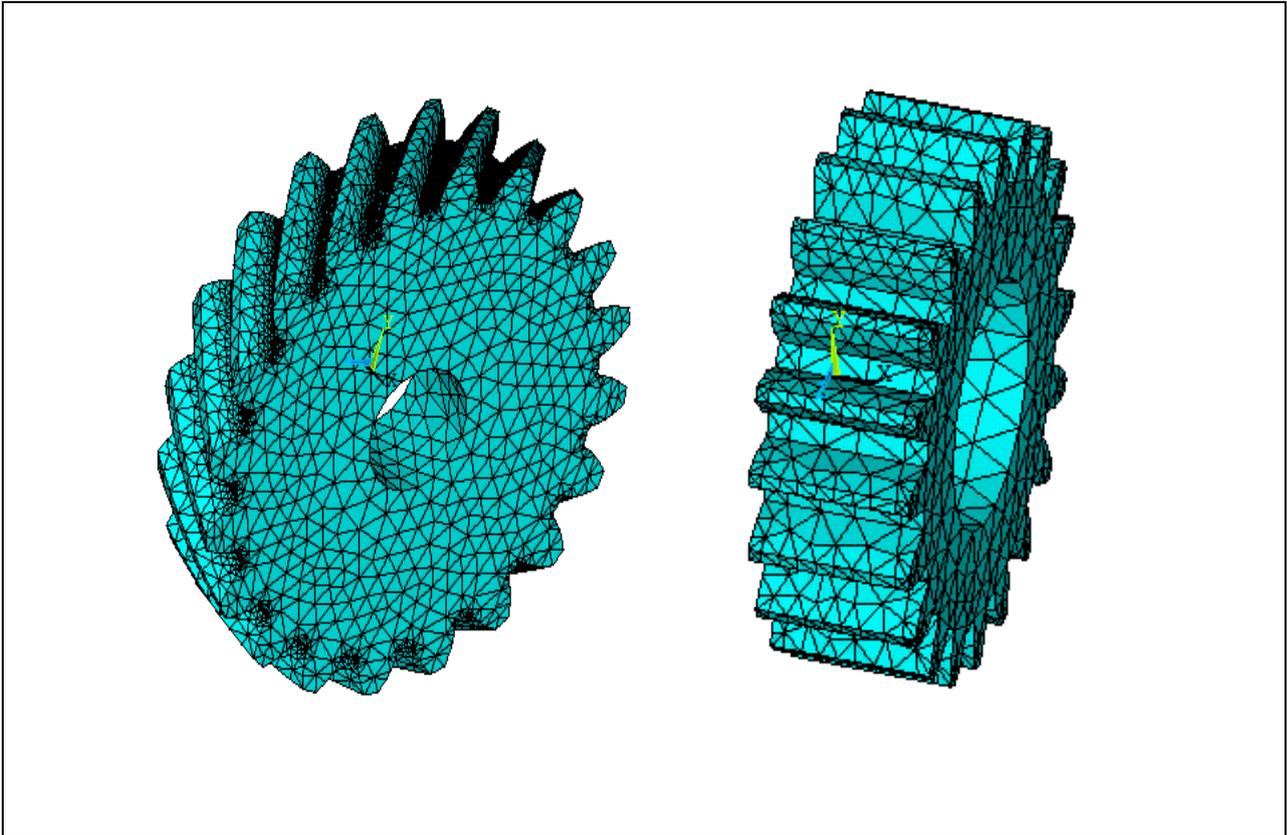


Figure 5.5 : Maillage d'un engrenage à dentures droites et à dentures hélicoïdales.

Dans ce travail, nous nous sommes basés sur les modèles présentés dans la figure (5.5) et le tableau (5.2).

➤ **Analyse modale**

A partir de l'analyse modale on détermine les fréquences propres dans le cas des engrenages à dentures droites et à dentures hélicoïdales.

5.5.2. Modélisation des engrenages droits

➤ 1ère cas : influence du type de matériau

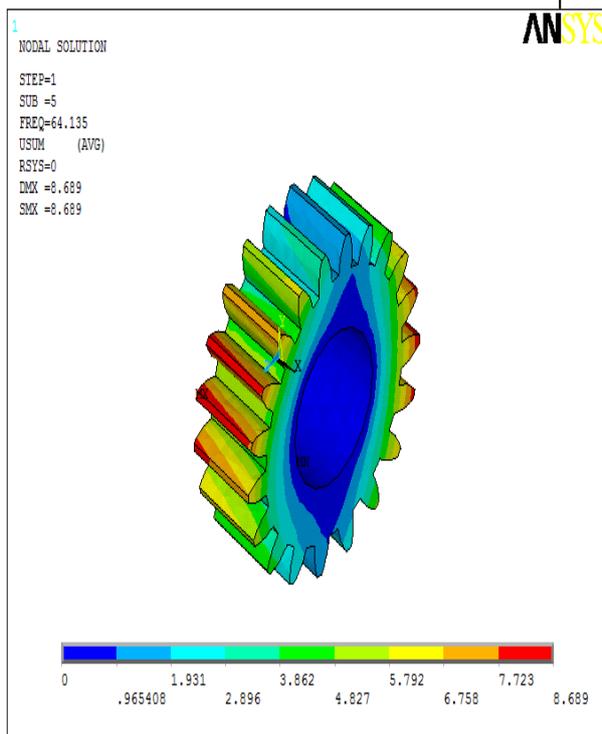
Le tableau (5.4) répertorie, suivant le type de matériau, les valeurs des dix premiers modes, on remarque que la variation du type de matériau influe sur la fréquence du premier mode ainsi que la densité modale, on voit que le premier mode est à 52 Hz dans le cas de l'acier par contre il est à 35 Hz dans le cas du Bronze.

Tableau 5.4 : Fréquences propres d'un engrenage à dentures droites (Cas N°1).

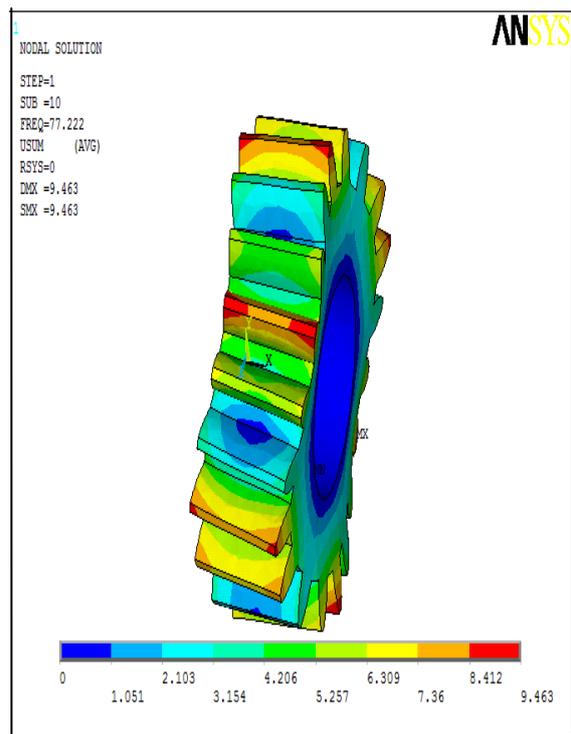
	N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Acier Z20C13	Fréquence [Hz]	52.083	59.912	60.032	60.563	64.135	64.182	64.391	64.501	77.066	77.222
Bronze : Phosphore	Fréquence [Hz]	34.912	40.685	40.775	41.242	43.166	43.193	43.539	43.634	51.925	52.101

La figure (5.6) représente une cartographie des 5ème et 10ème modes pour le 1ème cas.

➤ Acier Z20C13

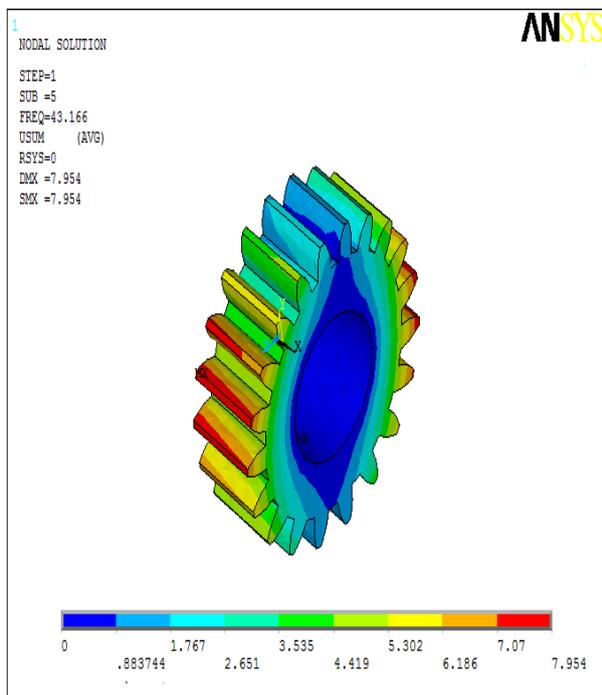


5ème fréquence

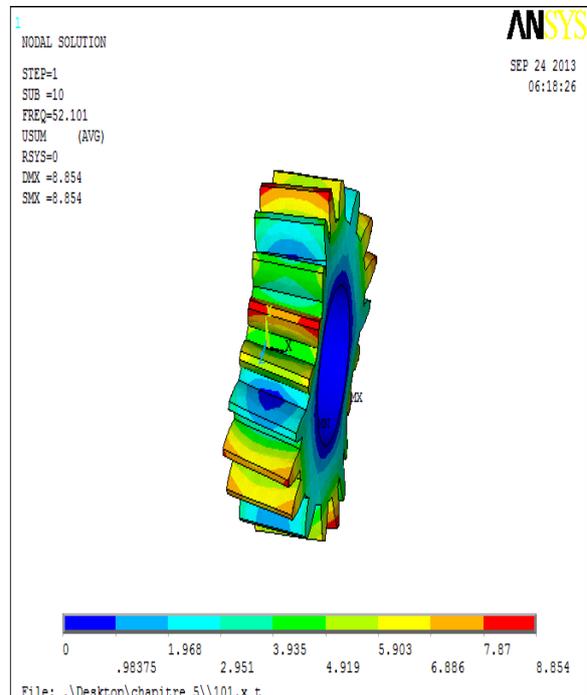


10ème fréquence

➤ Bronze : Phosphore



5ème fréquence



10ème fréquence

Figure 5.6 : Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N° 1).

Dans le cas N°1 , on constate une augmentation des valeurs de fréquences propres dans le cas de l'acier et du bronze.

➤ **2ème cas : influence de la largeur des dentures**

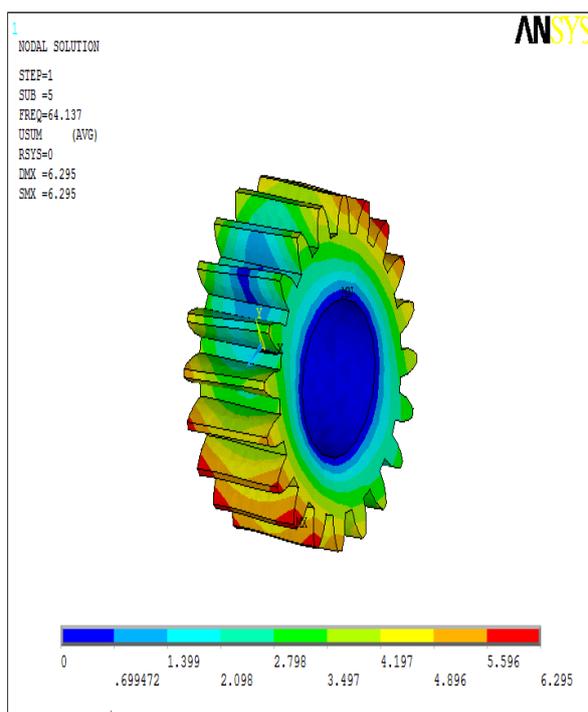
Le tableau (5.5) répertorie, suivant le type de matériau, les valeurs des dix premiers modes, on constate une légère variation des fréquences propres, elle est beaucoup plus significative dans le cas des hautes fréquences. Le dixième mode est de 77 Hz dans le cas d'une largeur 14 mm (cas N°1) par contre il est à 85 Hz dans le cas d'une largeur de 22mm (Acier Z20C13).

Tableau 5.5 : Fréquences propres d'un engrenage à dentures droites (cas N°2).

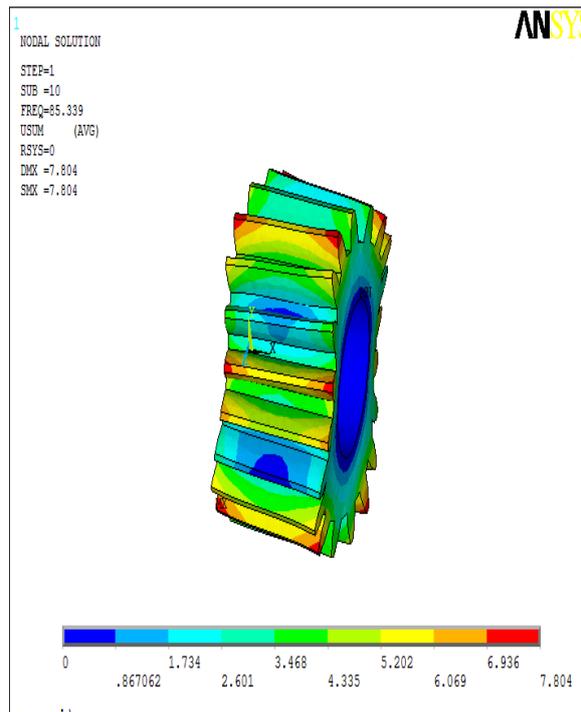
	N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Acier Z20C13	Fréquence [Hz]	51.912	63.704	63.793	64.037	64.137	65.129	70.924	70.952	80.436	85.339
Bronze : Phosphore	Fréquence [Hz]	34.814	42.897	42.953	43.204	43.282	44.058	47.785	47.813	54.047	57.456

La figure (5.7) représente une cartographie des 5ème et 10ème modes pour le cas de l'acier et du bronze.

➤ Acier Z20C13

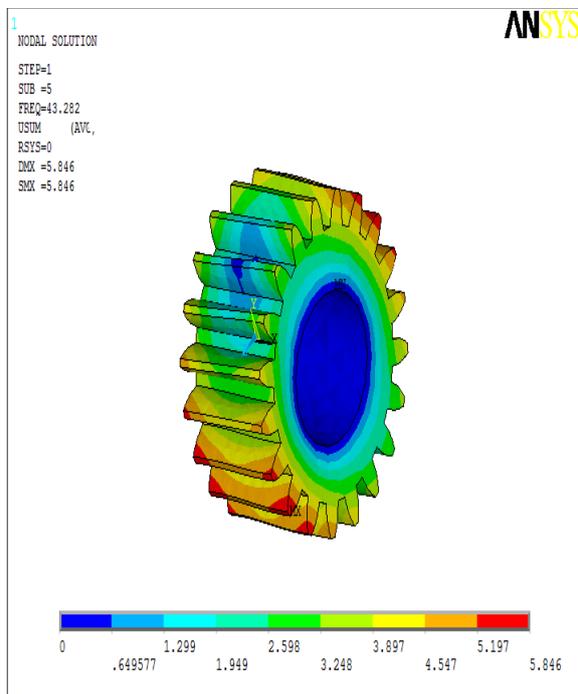


5^{ème} fréquence

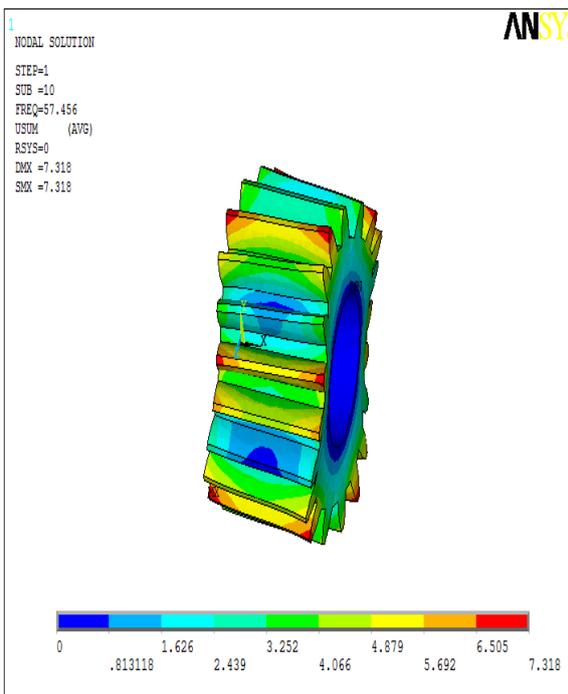


10^{ème} fréquence

➤ Bronze : Phosphore



5^{ème} fréquence



10^{ème} fréquence

Figure 5.7 : Représentation des modes propres pour l'engrenage à dents droites (cas N° 2).

Dans le 2^{ème} cas on a changé la largeur des dents, on constate une légère augmentation des valeurs des fréquences propres surtout pour les hautes fréquences.

➤ **3^{ème} cas : Influence du nombre de dents**

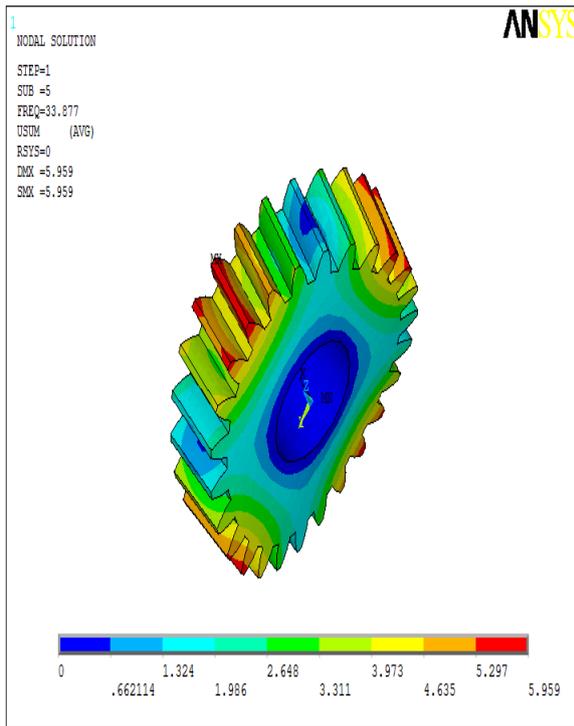
Le tableau (5.6) répertorie, suivant le type de matériau, les valeurs des dix premiers modes, on constate une légère variation des fréquences propres, on remarque une diminution des valeurs de fréquences par rapport les autres cas et une augmentation de la densité modale. Le premier mode est de 26.833Hz dans le cas de nombre de dents est 26 par contre il est à 52Hz dans le cas le nombre de dents est égale 20(cas N°1). (Acier Z20C13)

Tableau 5.6 : Fréquences propres d'un engrenage à dentures droites (cas N°3).

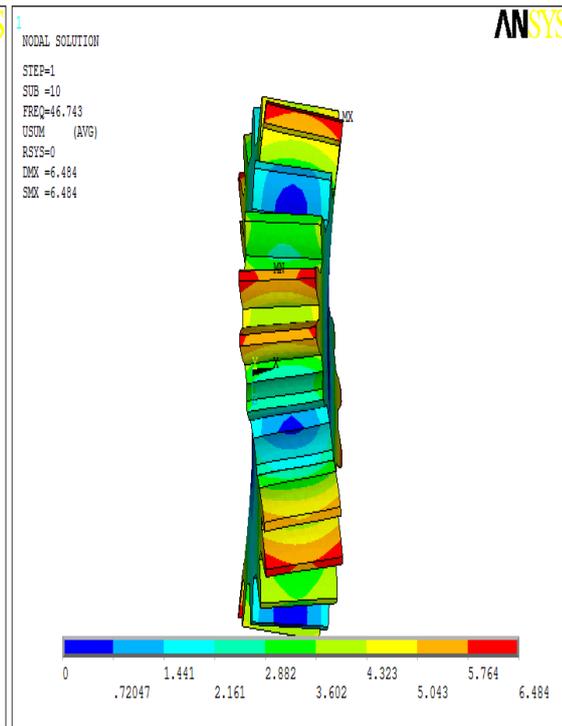
	N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Acier	Fréquence										
Z20C13	[Hz]	26.833	29.979	30.060	31.091	33.877	33.969	40.628	40.636	46.684	46.743
Bronze :	Fréquence										
Phosphore	[Hz]	17.979	20.482	20.563	21.342	22.933	23.005	27.320	27.325	31.439	31.484

La figure (5.8) représente une cartographie des 5^{ème} et 10^{ème} modes pour le 3^{ème} cas.

➤ Acier Z20C13

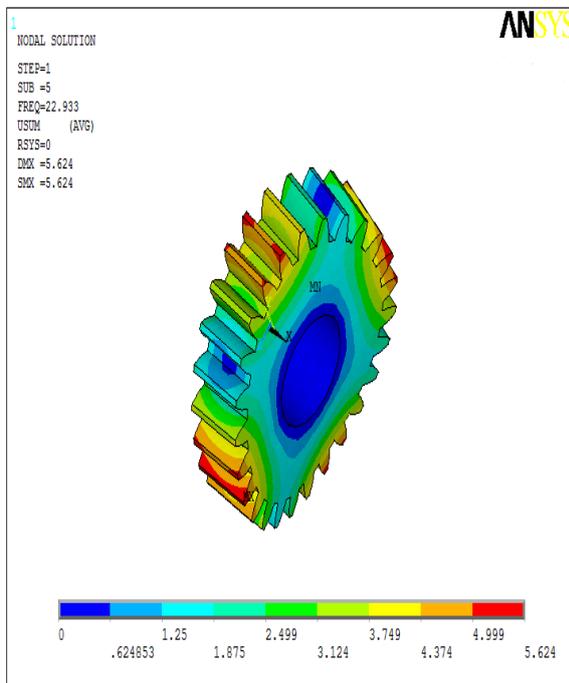


5^{ème} fréquence

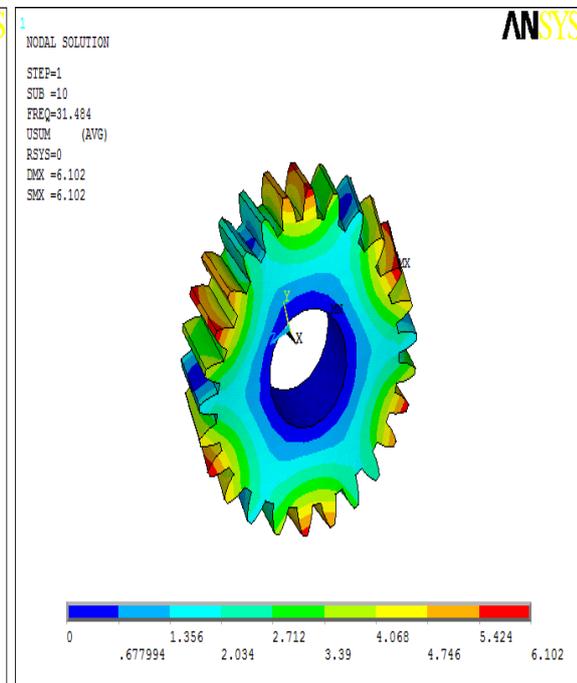


10^{ème} fréquence

➤ Bronze : Phosphore



5^{ème} fréquence



10^{ème} fréquence

Figure 5.8 : Représentation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N° 3).

Dans le 3^{ème} cas on a changé le nombre de dents, on constate une légère diminution des valeurs de fréquences propres par rapport le cas 1 et 2 et on remarque une augmentation de la densité modale .

5.5.3. Modélisation des engrenages hélicoïdaux

➤ 4^{ème} cas : influence du type de denture

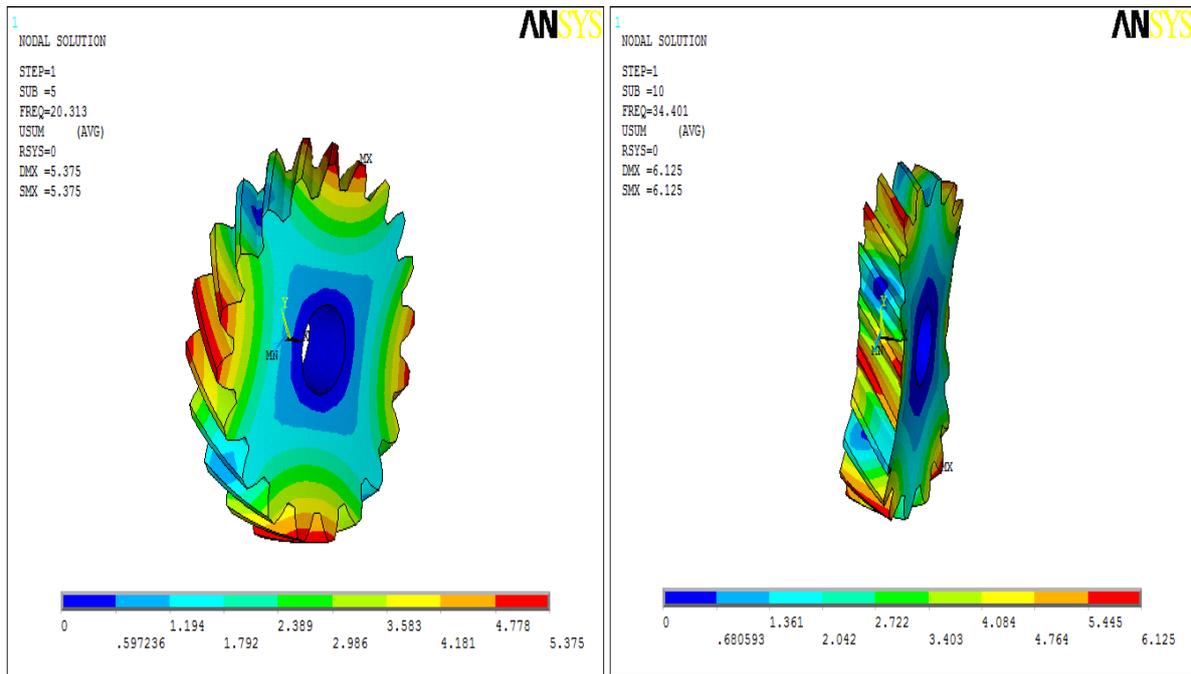
Le tableau (5.7) répertorie, suivant le type de matériau, les valeurs des dix premiers modes, on remarque que la variation du type de dentures influe sur la fréquence du premier mode ainsi que la densité modale, on voit que le premier mode est à 52 Hz dans le cas d'engrenage à denture droite (cas N° 1) par contre il est à 13.94 Hz dans le cas d'engrenage à denture hélicoïdale (cas N° 4). (Dans le cas d'utilisation de l'acier Z20C13)

Tableau 5.7 : Fréquences propres d'un engrenage à dentures hélicoïdales (Cas N°4).

	N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Acier Z20C13	Fréquence [Hz]	13.940	15.607	15.640	17.507	20.313	20.327	29.864	29.872	34.386	34.401
Bronze : Phosphore	Fréquence [Hz]	9.3374	10.697	10.721	12.077	13.700	13.713	20.069	20.075	23.129	23.142

La figure (5.9) représente une cartographie des 5^{ème} et 10^{ème} modes pour le 4^{ème} cas.

➤ **Acier Z20C13 :**



➤ **Bronze : Phosphore**

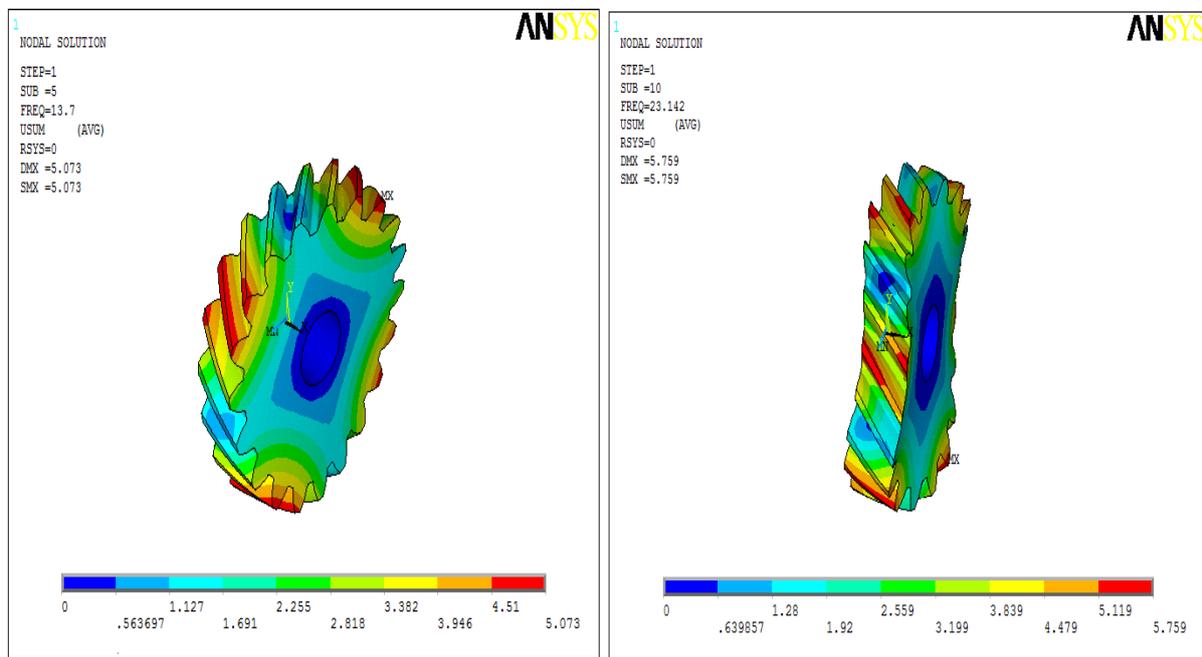


Figure 5.9 : Représentation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N°4).

On changeant le type d'engrenage on constate une nette diminution des valeurs des fréquences propres et une augmentation de la densité modale, on remarque que la valeur de la première fréquence propre est de 52 Hz dans le cas d'un engrenage à denture droite (cas N°1) et 14 Hz dans le cas d'un engrenage à denture hélicoïdale (cas N°4). (Dans le cas d'utilisation de l'acier)

5ème cas : Influence de la largeur des dents

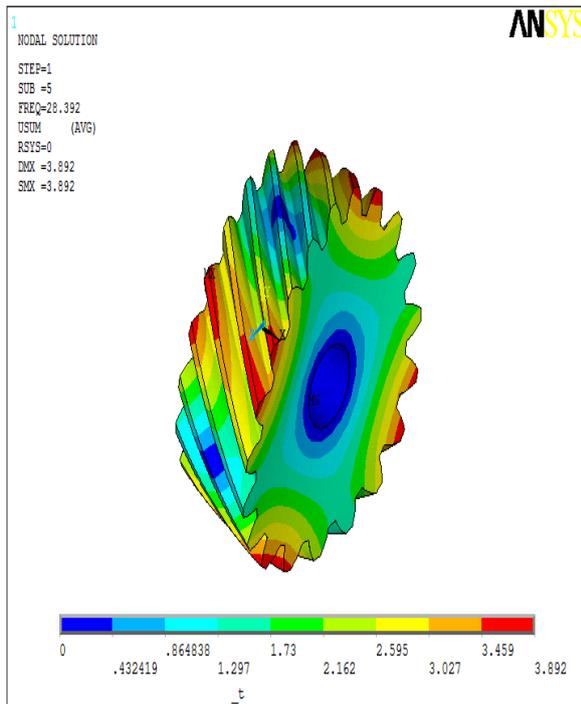
Le tableau (5.8) répertorie, suivant le type de matériau, les valeurs des dix premiers modes, on constate une légère variation des fréquences propres, elle est beaucoup plus significative dans le cas des hautes fréquences. Le dixième mode est de 34 Hz dans le cas d'une largeur 14 mm (cas N° 4) par contre il est à 45 Hz dans le cas d'une largeur de 22mm. Cas N°5). (Dans le cas d'utilisation de l'acier Z20C13).

Tableau 5.8 : Fréquences propres d'un engrenage à dentures hélicoïdales (cas N°5).

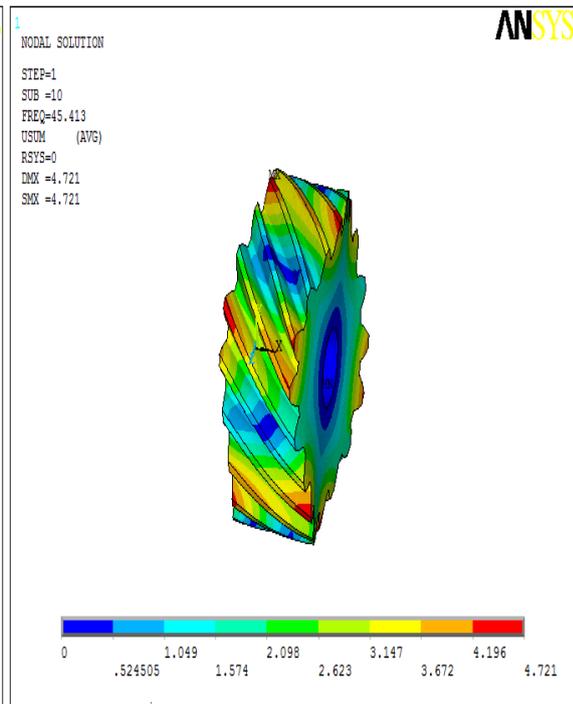
	N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Acier Z20C13	Fréquence [Hz]	13.955	20.250	20.265	22.587	28.392	28.420	29.884	29.889	45.403	45.413
Bronze : Phosphore	Fréquence [Hz]	9.351	13.743	10.854	15.412	16.881	16.918	19.025	20.098	29.037	30.469

La figure (5.10) représente une cartographie des 5ème et 10ème modes pour le 5ème cas.

➤ **Acier Z20C13 :**

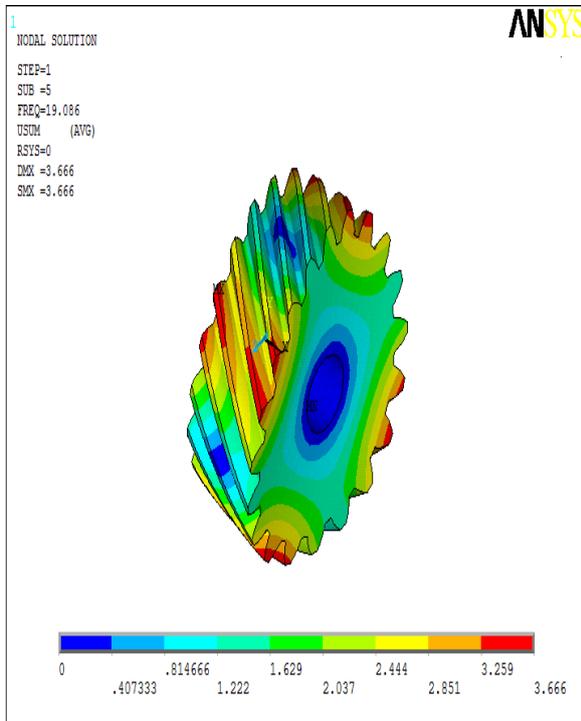


5ème fréquence

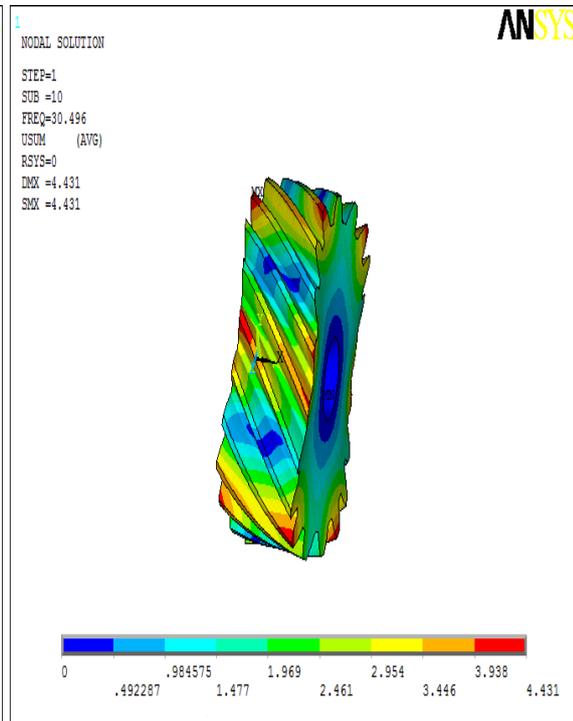


10ème fréquence

➤ **Bronze : Phosphore :**



5ème fréquence



10ème fréquence

Figure 5.10 : Représentation des modes propres pour l'engrenage à denture droite.

(cas N°5).

Dans le 5^{ème} cas on a changé la largeur des dents, on constate une légère augmentation des valeurs des fréquences propres surtout pour les hautes fréquences.

➤ **6^{ème} cas : Influence de nombre de dents**

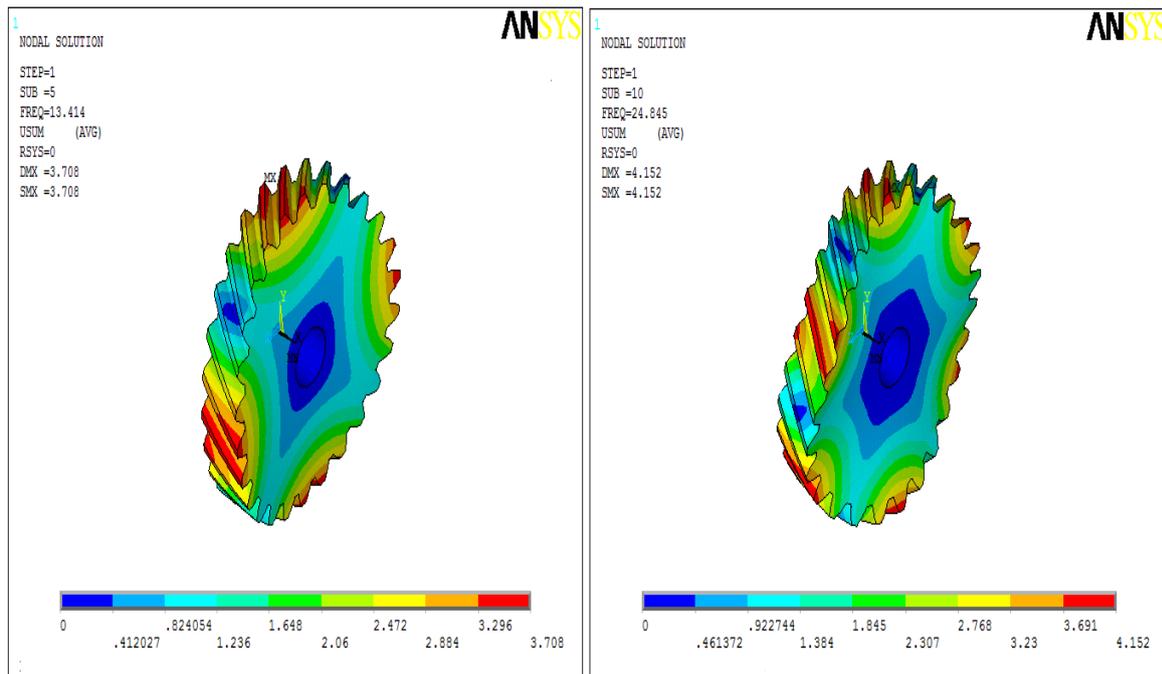
Le tableau (5.9) répertorie, suivant le type de matériau, les valeurs des dix premiers modes, on constate une légère variation des fréquences propres, on remarque une diminution des valeurs de fréquences par rapport les autres cas et une augmentation de la densité modale. Le premier mode est de 8 Hz dans le cas de nombre de dents est 26 (cas N°6) par contre il est à 13.94Hz dans le cas le nombre de dents est égale 20(cas N°4). (Dans le cas d'utilisation de l'acier Z20C13)

Tableau 5.9 : Fréquences propres d'un engrenage à dentures hélicoïdales (cas N°6).

	N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Acier Z20C13	Fréquence [Hz]	8.0007	9.1957	9.2134	10.954	13.414	13.418	21.108	21.118	24.837	24.845
Bronze : Phosphore	Fréquence [Hz]	5.3062	6.2984	6.3126	7.5595	9.0316	6.0399	14.192	14.200	16.704	16.710

La figure (5.10) représente une cartographie des 5^{ème} et 10^{ème} modes pour le 5^{ème} cas.

➤ **Acier Z20C13**



➤ **Bronze : Phosphore**

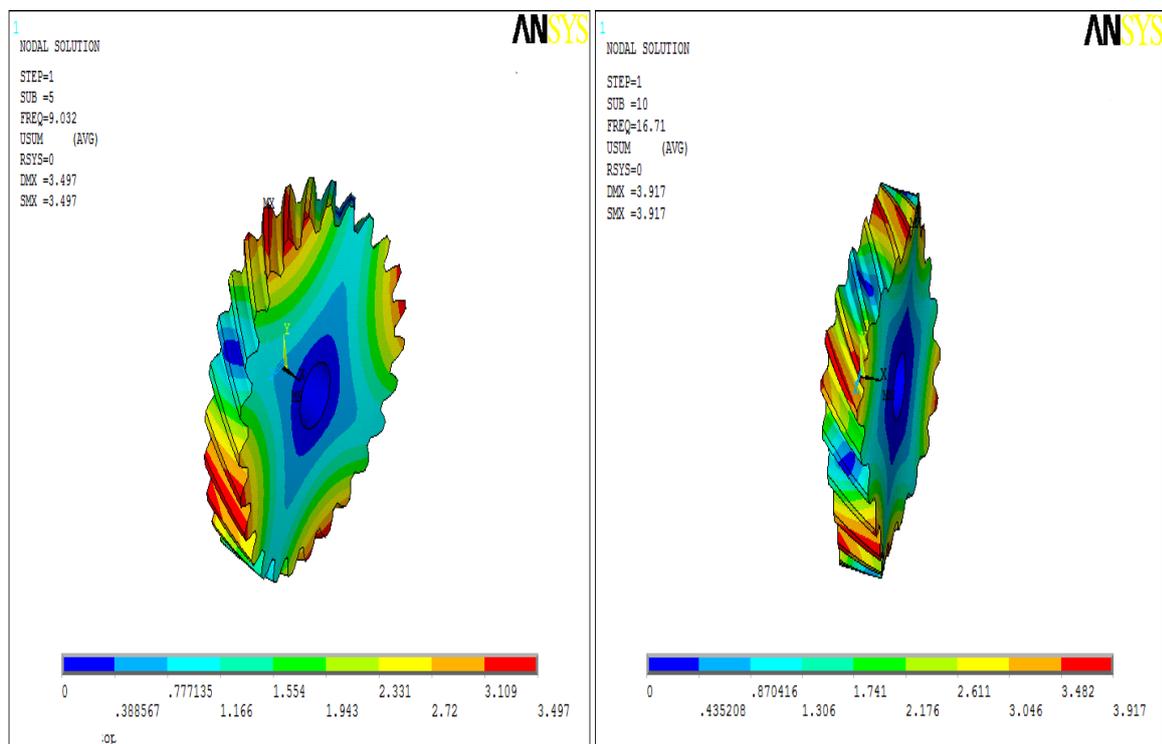


Figure 5.11 : Representation des modes propres pour l'engrenage à dentures droites (cas N°6).

Dans le 6^{ème} on a changé le nombre de dents, on constate une légère diminution des valeurs de fréquences propres par rapport le cas 4 et 6 et on remarque une augmentation de la densité modale .

- Si on a choisi la fréquence entre **0 et 100 HZ** on obtient le tableau suivant qui représentent la répartition des premiers modes et le nombre des modes dans les 6 cas :

Tableau 5.10 : valeur de la première fréquence propre et la densité modale entre (0Hzet100Hz).

Les cas		Le premier mode	Nombre des modes Entre 0Hz et 100Hz
1 cas	Acier Z20C13	52.083	15
	Bronze : Phosphore	34.912	22
2 cas	Acier Z20C13	51.912	14
	Bronze : Phosphore	34.814	20
3 cas	Acier Z20C13	26.833	31
	Bronze : Phosphore	17.979	42
4 cas	Acier Z20C13	13.940	36
	Bronze : Phosphore	9.3374	49
5 cas	Acier Z20C13	13.955	38
	Bronze : Phosphore	9.351	51
6 cas	Acier Z20C13	8.0007	42
	Bronze : Phosphore	5.3062	57

Après l'analyse du tableau 5.10 on constate une nette diminution de la valeur de la première fréquence propre et une nette augmentation de la densité modale dans le cas d'une augmentation du nombre de dents (cas N°6, N°3)

On constate aussi une nette variation de la fréquence du premier mode et de la densité modale dans le cas d'un changement de matériau (cas N°1, N°4).

La variation de la largeur de la denture influe légèrement sur les valeurs des fréquences propres et on remarque une augmentation des fréquences propres dans le cas des hautes fréquences.

Le type de denture influe lui aussi sur les valeurs des fréquences, on remarque une nette diminution de la première fréquence propre et une augmentation de la densité modale dans le cas des dentures hélicoïdales par rapport aux dentures droites. .

➤ **Analyse harmonique**

Détermination des déformées d'engrenage par l'analyse harmonique en fonction de les forces établer sur la ligne de contact d'un engrenage.

Dans cette partie nous avons procédé à une analyse harmonique. Pour cela nous avons appliqué une force dans le point de contact des dentures (ligne de contact), afin de voir les réactions sur les dentures et l'engrenage entier.

➤ La vitesse de rotation d'engrenage 1200 tr/min.

➤ La force qu'on a appliqué $F= 0.5N$.

Les résultats sont représenté sur un graphe qui nous donne l'amplitude (UY, UZ) en fonction la fréquence (Hz), afin de voir les valeurs des déplacements maximales suivant les nœuds.

On applique l'analyse harmonique sur les engrenages à dentures droites cas (N°1 et N° 3), et le cas (N° 4, N°6) sur les engrenages à dentures hélicoïdales.

➤ **Cas N°1 : Influence du type de matériau**

Après l'application de la force et les différentes étapes de l'analyse harmonique on obtient les graphes suivant :

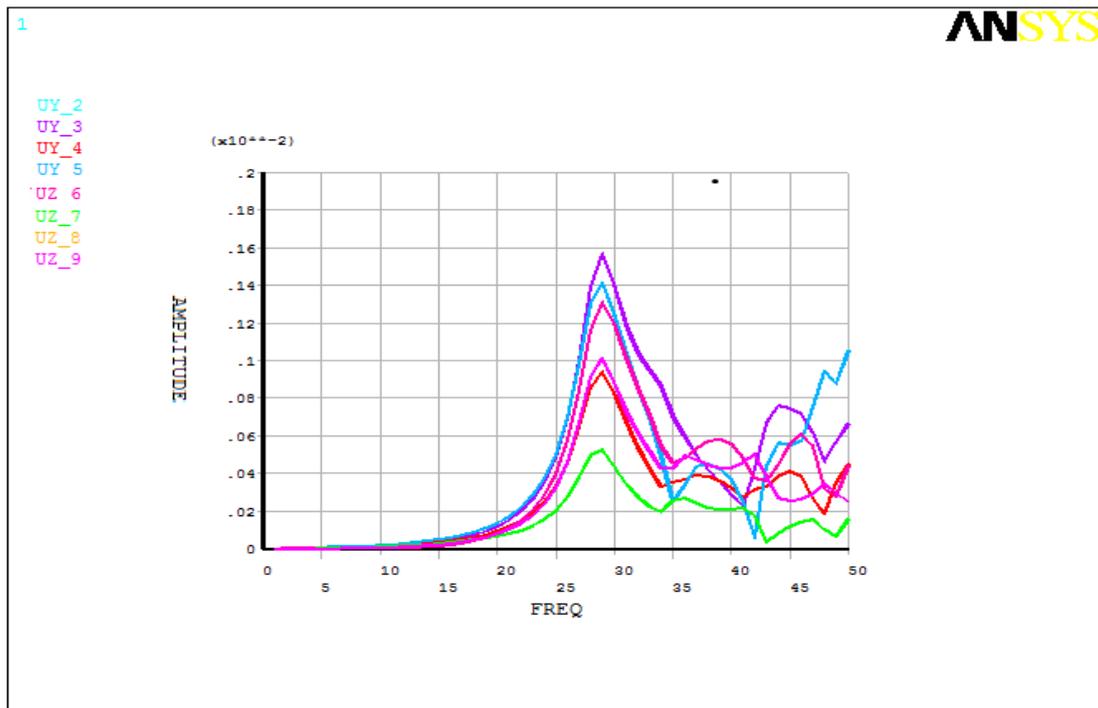


Figure 5.12 : Graphe de la reponse fréquentielle cas N° 1(acier).

Les désignations des fréquences de déplacements les plus grands dans les nœuds maximaux du graphe précédent sont mentionnés dans le tableau suivant:

Tableau 5.11 : Désignation des déplacements maximaux (cas 1(acier)).

N° de nœud maximal	Déplacement (UY)	Déplacement (UZ)
126	UY_2	UZ_6
45	UY_3	UZ_7
196	UY_4	UZ_8
278	UY_5	UZ_9

En fonction des résultats du Tableau 5.11 et figure 5.12 on remarque dans le Cas N° 1, les déplacements sont très importante dans les deux directions Y et Z à des fréquences différents.

➤ Cas N° 1 : Bronze

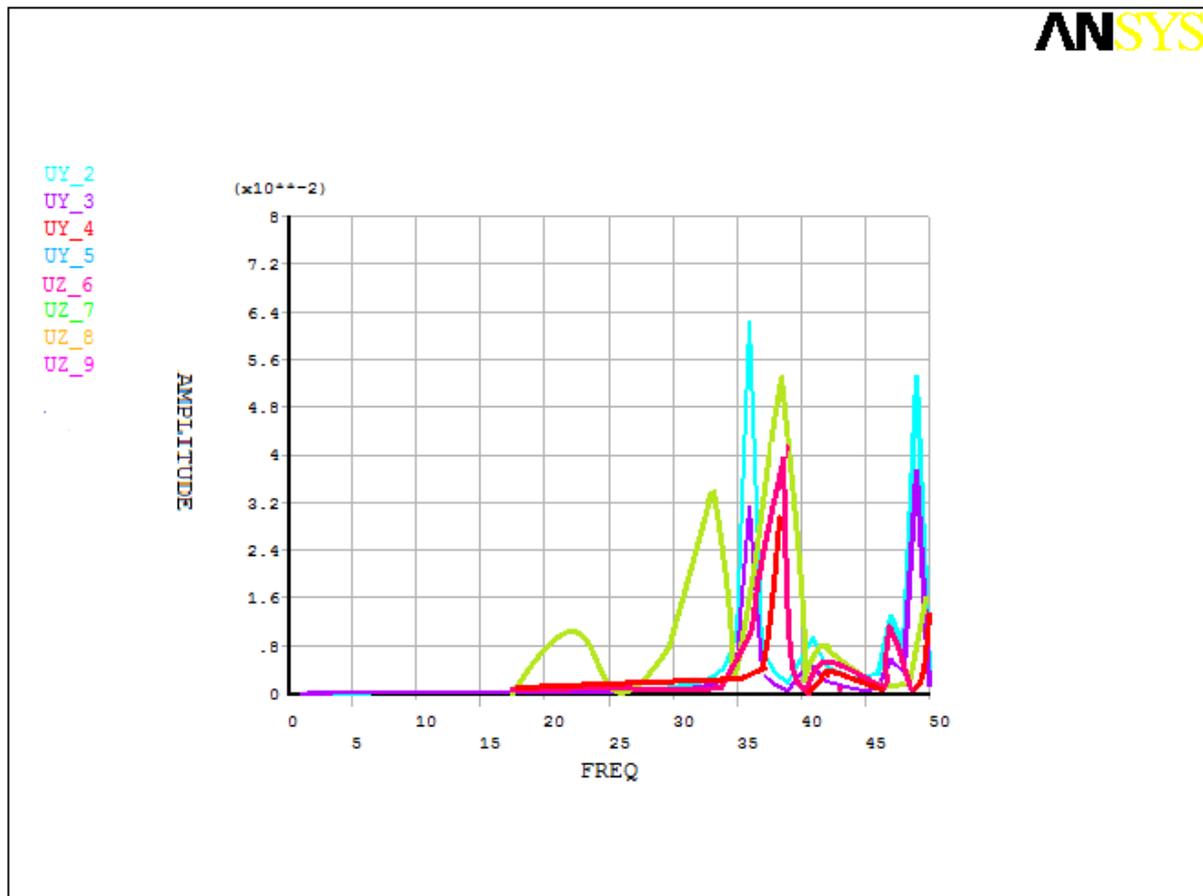


Figure 5.13 : Graphe de la repense fréquentielle cas N° 1 (bronze).

Les désignations des fréquences des déplacements le plus grands dans les nœuds maximaux du graphe précédent sont mentionnées dans le tableau suivant:

Tableau 5.12 : Désignations des déplacements maximaux (cas 1 (bronze))

N° de nœud	Déplacement (UY)	Déplacement (UZ)
188	UY_2	UZ_6
68	UY_3	UZ_7
423	UY_4	UZ_8
47	UY_5	UZ_9

En fonction des résultats du Tableau 5.12 et la figure 5.13 on remarque dans le cas N° 1, les déplacements sont très importante dans les deux directions Y et Z à des fréquences différents.

- ❖ Le tableau suivant représente les valeurs de déplacement des nœuds d'engrenages par les pics les plus élevé en fonction de la fréquence dans le cas d'utilisation de l'acier et le bronze :

Tableau 5.13 : Les valeurs du déplacement maximal (cas 1).

Cas N° 1	Déplacement UY (mm)	Déplacement UZ (mm)	La fréquence
Acier	1.501×10^{-2}	/	28Hz
Acier	0.79×10^{-2}	/	42Hz
Acier	/	1.0741×10^{-2}	49Hz
Bronze	/	0.989×10^{-2}	22Hz
Bronze	/	3.34×10^{-2}	33Hz
Bronze	6.321×10^{-2}	/	37Hz
Bronze	5.35×10^{-2}	/	48Hz

En fonction des résultats du Tableau 5.13 et les figures 5.12 et 5.13, on remarque que dans le cas N° 1 les déplacements sont très importante dans les deux directions Y et Z à des fréquences différents.

Si on compare entre les deux matériaux on remarque dans le cas du bronze les déplacements sont plus par rapport le cas de l'acier.

Aussi la valeur de la première fréquence de déplacement dans le cas de l'acier est à 28Hz par contre il est à 22Hz dans le cas du bronze.

Le déplacement le plus élevé dans le cas du bronze est à 6.321×10^{-2} mm par contre dans le cas de l'acier est à 1.501×10^{-2} mm, donc on peut dire dans le cas d'utilisation du bronze on remarque que les déplacements sont très élevé par rapport de l'acier.

➤ **Cas N°3 : influence de dents**

Après l'application de la force et les différentes étapes de l'analyse harmonique dans le cas N° 3 on obtient les graphes suivant :

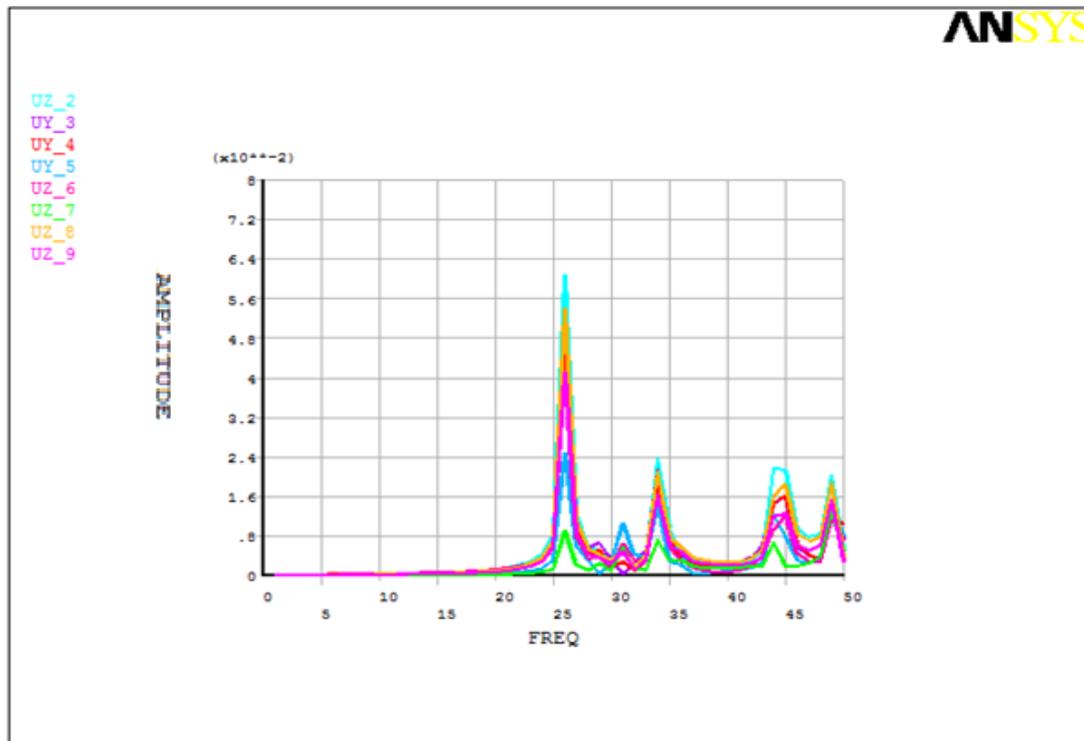


Figure 5.14 : Graphe de la repense fréquentielle cas N° 3 (acier).

Les désignations des fréquences des déplacements le plus grands dans les nœuds maximaux du graphe précédent sont mentionnées dans le tableau suivant:

Tableau 5.14 : Désignations des déplacements maximaux (Cas N° 3(acier)).

N° de nœud	Déplacement (UY)	Déplacement (UZ)
166	UY_2	UZ_6
362	UY_3	UZ_7
74	UY_4	UZ_8
138	UY_5	UZ_9

En fonction des résultats du Tableau 5.14 et la figure 5.14 on remarque dans le cas N° 3, les déplacements sont très importante dans les deux directions Y et Z à des fréquences différents.

➤ **Cas N°6 : influence de dents**

Après l'application de l'analyse harmonique dans le cas N°6 on obtient le graphe suivant :

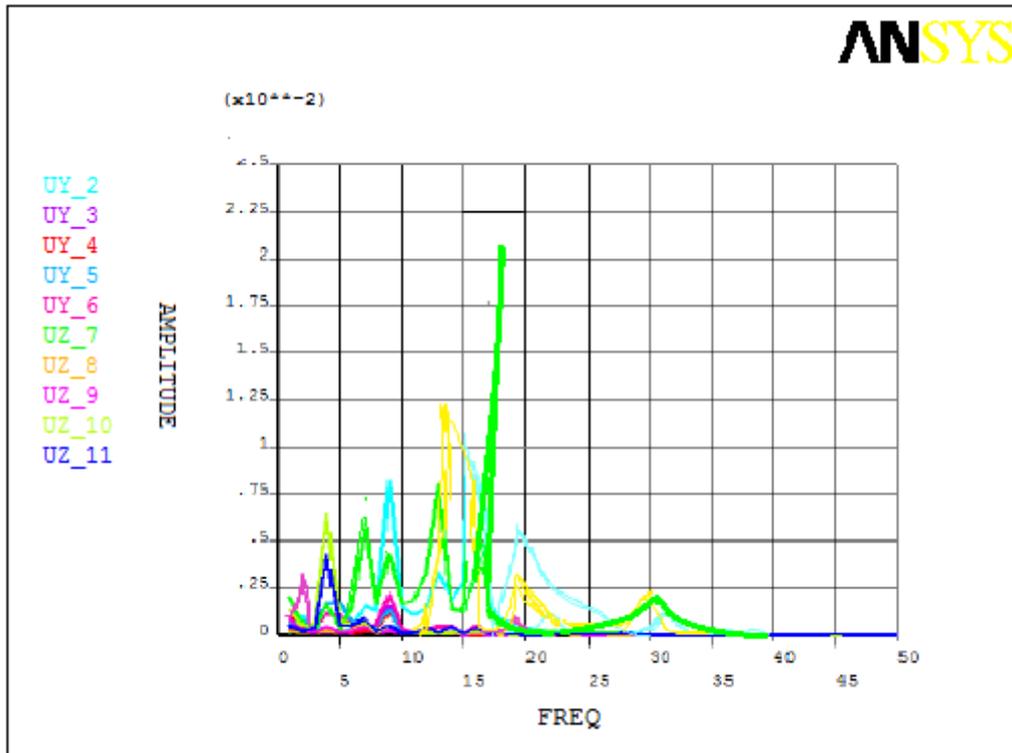


Figure 5.15 : Graphe de la réponse fréquentielle cas N° 6 (acier).

Les désignations des fréquences des déplacements le plus grands dans les nœuds maximaux du graphe précédent sont mentionnées dans le tableau suivant :

Tableau 5.15 : Désignations des déplacements maximaux (Cas N° 6(acier)).

N° de nœud	Déplacement (UY)	Déplacement (UZ)
14	UY_2	UZ_7
32	UY_3	UZ_8
124	UY_4	UZ_9
296	UY_5	UZ_10
309	UY_6	UZ_11

En fonction des résultats du Tableau 5.15 et la figure 5.15 on remarque dans le cas N° 6, les déplacements sont très importante dans les deux directions Y et Z à des fréquences différents.

- ❖ Le tableau suivant représente les valeurs de déplacement des nœuds d'engrenages par les pics les plus élevé en fonction de la fréquence dans le cas N° 3 et le cas N° 6.

Tableau 5.16. Les valeurs du déplacement maximal (Cas N°3 et N° 6).

Cas N° 3 et N°6	Déplacement UY (mm)	Déplacement UZ (mm)	La fréquence
Cas N° 3 Acier	6.23×10^{-2}	/	26Hz
Cas N° 3 Acier	2.411×10^{-2}	2.302×10^{-2}	34Hz
Cas N° 3 Acier	2.13×10^{-2}	/	44Hz
Cas N° 3 Acier	/	1.69×10^{-2}	48Hz
Cas N° 6 Acier	0.62×10^{-2}	/	8Hz
Cas N° 6 Acier	/	1.22×10^{-2}	13Hz
Cas N° 6 Acier	0.621×10^{-2}	/	20Hz
Cas N° 6 Acier	/	0.221×10^{-2}	30Hz

En fonction des résultats du Tableau 5.16 et les figures 5.14 et 5.15, on remarque que dans le cas N° 3 et le cas N° 6 les déplacements sont très importante dans les deux directions Y et Z à des fréquences différents.

On remarque d'après les résultats que la valeur de la première fréquence de déplacement dans le cas N° 3 est à 26Hz par contre il est à 8Hz dans le cas N°6.

Le déplacement le plus élevé dans le cas N° 3 est à 6.23×10^{-2} mm par contre dans le cas N° 6 est à 1.22×10^{-2} mm.

Cas N° 4 : influence de type de la denture

➤ Cas N° 4 : Acier Z20C13

Après l'application de l'analyse harmonique dans le cas N°4 on obtient le graphe suivant :

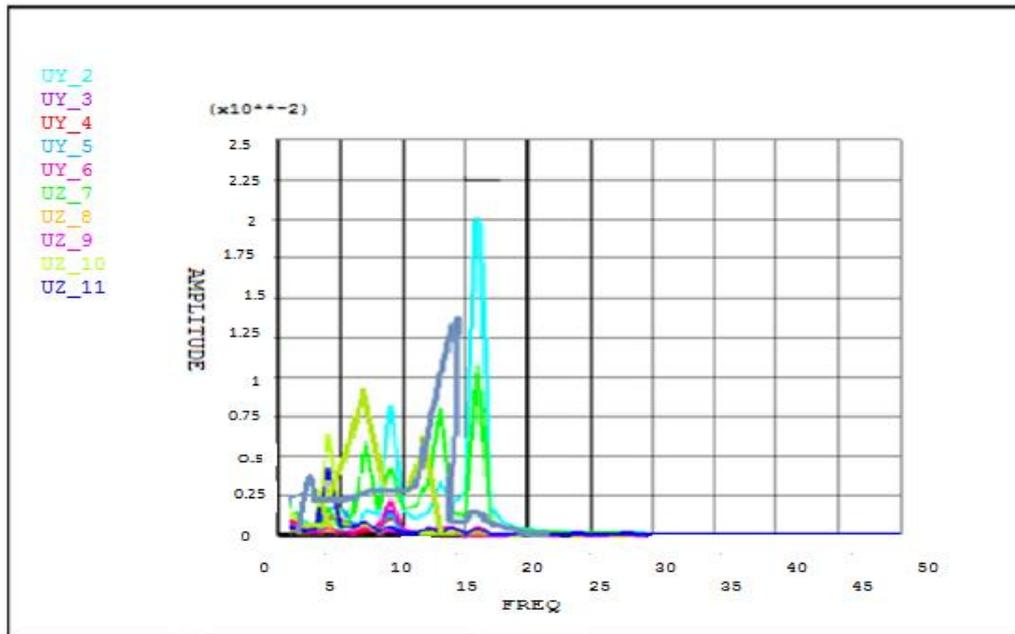


Figure 5.16 : Graphe de la repense fréquentielle cas N° 4 (acier).

Les désignations des fréquences des déplacements le plus grands dans les nœuds maximaux du graphe précédent sont mentionnées dans le tableau suivant :

Tableau 5.17 : Désignations des déplacements maximaux (cas 4 (acier)).

N° de nœud	Déplacement (UY)	Déplacement (UZ)
24	UY_2	UZ_7
49	UY_3	UZ_8
182	UY_4	UZ_9
236	UY_5	UZ_10
312	UY_6	UZ_11

En fonction des résultats du Tableau 5.17 et la figure 5.16 on remarque dans le cas N° 4, les déplacements sont très importante dans les deux directions Y et Z à des fréquences différents.

Si on compare entre le cas N°4 (engrenage à dentures hélicoïdales et le cas N°1 engrenage à dentures droites).

- ❖ Le tableau suivant représente les valeurs de déplacement des nœuds d'engrenages par les pics les plus élevé en fonction de la fréquence dans le cas N° 4 et le cas N° 1.

Tableau 5.18. Les valeurs du déplacement maximal (cas N° 4 et N° 1).

Cas N° 4 et N° 1 Acier	Déplacement UY (mm)	Déplacement UZ (mm)	La fréquence
Cas N° 4 Acier	0.82×10^{-2}	/	8Hz
Cas N° 4 Acier	/	1.36×10^{-2}	13Hz
Cas N° 4 Acier	2.03×10^{-2}	/	30Hz
Cas N° 1 Acier	1.501×10^{-2}	/	28Hz
Cas N° 1 Acier	0.79×10^{-2}	/	42Hz
Cas N° 1 Acier	/	1.0741×10^{-2}	49Hz

En fonction des résultats du Tableau 5.18 et les figures 5.15 et 5.16 on remarque :

N° 3 dans le cas d'utilisation de l'acier avait des déplacements importants dans les deux directions Y et Z à des fréquences différentes.

D'après les résultats, la valeur de la première fréquence de déplacement dans le cas N° 4 est à 8Hz par contre il est à 28Hz dans le cas N°1.

Le déplacement le plus élevé dans le cas N° 4 est à 2.03×10^{-2} mm par contre dans le cas N° 1 est à 1.501×10^{-2} mm.

Donc le cas du changement de type de denture en remarque dans le cas d'engrenage à dentures droites le déplacement est moins par rapport l'engrenage à dentures hélicoïdales.

5.5.4. Interprétation générale sur l'analyse harmonique

L'analyse harmonique des engrenages permet de donner une vision globale sur l'influence des paramètres tels que (matériaux, nombres de dents, type de dentures) sur le comportement vibratoire.

D'après les différents graphes on remarque dans le cas d'un engrenage à dentures hélicoïdales le déplacement des nœuds est plus que les engrenages à denture droite et la valeur de la fréquence de la première de déplacement est moins dans le cas des engrenages à dentures hélicoïdales.

On remarque que la déformation sur les dents qui peuvent influencer sur l'engrenage complètement.

D'un autre côté on remarque que dans le cas des engrenages hélicoïdaux il y a plus de déformation par rapport aux engrenages à dentures droites.

Enfin si on compare entre l'analyse modale et l'analyse harmonique on conclut que les engrenages à dentures droites mieux que les engrenages à dentures hélicoïdaux, aussi l'utilisation de l'acier mieux que le bronze si on compare juste entre les deux matériaux parce que l'acier est très dur.

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était l'analyse vibratoire des transmissions par engrenages (à dentures droites et à dentures hélicoïdales).

Sur ce type de structure à géométrie complexe, les modèles de calcul sont basés essentiellement sur la méthode des éléments finis.

Dans un premier temps nous avons procédé à la création des différents modèles sur logiciel SOLIDWORKS. On ce qui concerne la modélisation numérique nous avons utilisée le logiciel ANSYS pour réaliser les calculs.

L'intérêt de l'application de l'analyse modale sur les engrenages cylindrique à dentures droites et à dentures hélicoïdales pour déterminer les fréquences et les modes propres qui définissent les caractéristiques physiques des engrenages dans le cas stationnaire et de définir les amplitudes les plus élevés dans le cas rotationnel.

L'analyse harmonique, nous à permet de définir les amplitudes de déformations sur les dents de l'engrenage.

La vitesse de rotation et la force qui on a appliqué sur la ligne de contact permettent de voir les réactions des dents, ce qui détermine sur les graphes des amplitudes en fonction des fréquences.

Plusieurs configuration liées à des variations tel que le nombre de dents, la largeur des dentures, type de matériau, type de dentures, on fait une analyse modale et vibratoire sur les engrenages, on peut résumer les principaux résultats par :

* Dans le cas du changement de nombre de dents on remarque on remarque que le premier mode est à 8 Hz dans le cas de nombre de dents est égale 26 dents (cas N°6) par contre il est à 13.94Hz dans le cas le nombre de dents est égale 20 dents (cas N°4). (Dans le cas d'utilisation de l'acier Z20C13).

On constate une nette diminution de la valeur de la première fréquence propre et une nette augmentation de la densité modale dans le cas d'une augmentation du nombre de dents, donc les valeurs des fréquences change dans le cas d'augmentation le nombre de dents.

Conclusion générale

On peut dire que l'utilisation l'engrenage moins nombre de dents mieux parce que la valeur de premier mode est moins par rapport à l'engrenage qui constitue plus de dents.

* On constate aussi une nette variation de la fréquence du premier mode et de la densité modale dans le cas d'un changement de matériau.

* La variation de la largeur de la denture influe légèrement sur les valeurs des fréquences propres, on remarque la différence dans le dixième mode est à 34 Hz dans le cas d'une largeur 14 mm (cas N° 4) par contre il est à 45 Hz dans le cas d'une largeur de 22mm. Cas N°5). (Dans le cas d'utilisation de l'acier Z20C13).

* Donc le cas du changement de la largeur de dents on remarque une variation sur les fréquences sur tout dans les hautes fréquences.

* Le type de denture influe lui aussi sur les valeurs des fréquences, on remarque une nette diminution de la première fréquence propre et une augmentation de la densité modale dans le cas des dentures hélicoïdales par rapport aux dentures droites.

* On voit que le premier mode est à 52 Hz dans le cas d'engrenage à denture droite (cas N° 1) par contre il est à 13.94 Hz dans le cas d'engrenage à denture hélicoïdale (cas N° 4). (Dans le cas d'utilisation de l'acier Z20C13).

Enfin, à partir des résultats qu'on a obtenus dans l'analyse modale et harmonique on peut conclure que l'utilisation l'engrenage à dentures droites mieux qu'à dentures hélicoïdales.

Aussi il faut bien choisir les caractéristiques géométriques et physiques des engrenages pour éviter les défauts des engrenages.

Ce travail a permis de mettre en évidence l'importance de l'influence des différents paramètres sur le comportement vibratoire des engrenages, cependant il subsiste encore un vaste domaine d'investigation pour prédire exactement les excitations internes, les amortissements à prendre en compte et la présence d'huile ou de lubrifiant sur les engrenages.

En fin ce travail m'a permis de développer mes connaissances dans ce domaine et de me familiariser avec les logiciels ANSYS et SOLIDWORKS.

Nomenclature

A_1, A_2	Les axes
A	Effort axial
a	Entraxe de l'engrenage
b	Largeur de dent
b^*	Angle d'hélice
β_b	Angle d'hélice de base.
C	Couple moteur
d_a	Diamètre de tête
d_f	Diamètre de pied
d_p	Diamètre primitif.
D_{ij}^{dm}	Module de cisaillement de la fondation élastique du mobile m au point M_{ij}
e	Intervalle
E	Module de young
F_1, F_2	Fourchette
f_0	Fréquence de rotation du moteur
j	Indice d'une tranche mince du corps de l'engrenage
h_a	Hauteur de saillie
h_f	Hauteur de Creux
h	Hauteur de dent
i^*	Rapport de transmission
i	Indice d'une ligne de contact.
G_{ij}^{dm}	Module de cisaillement de la fondation élastique du mobile m au point M_{ij} .
k	Pas circulaire

k_{ij}^c	Raideur de contact au point Mij.
k_{ij}^{dm}	Raideur d'un ressort de la fondation élastique du mobile m au point Mij
L	Largeur de la vis
L_{cm}	Longueur de la fondation
m_n	Module réel
m_z	Module axial
m	Module
P	Pas circulaire
p_x	Pas axial
Pb	Pas de base
p_t	Pas apparent
p_n	Pas réel
P^*	Pas primitif
P	La puissance
P_1	L'arbre primaire
r	La raison
Rb	Rayon de base,
R	Effort radial
S	L'arbre secondaire
s	Intervalle de la dent
T	Effort axial
T1T2	Longueur du plan d'action
V	Bouchon de vidange
Z	Nombre de dents
Z_v	Nombre de filets

ω	Vitesse de rotation
$\omega_m M_{ij}$	Champ de déplacements normaux au point ij M de la fondation élastique du solide m
β^*	Angle d'hélice
α	Angle de pression
Σ	Angle entre les arbres
δ	Saillie de la dent
\varnothing_c	Angle de pression
Σ	Angle entre les arbres
$\delta e(M_{ij})$	Ecart relatif au point de contact M_{ij}
$\delta_m(M_{ij})$	Rapprochement ou éloignement du mobile m au point de contact M_{ij}
ΔM_{ij}	Ecrasement élastique au point de contact M_{ij}
CAO	Conception assisté par ordinateur
MEF	Méthode des éléments finis
x_t	Format parasolid

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] Sendspace.com sendspace.com/file/tzh7hf.
- [2] <http://www.4filehosting.com/file/11077/boite-a-vitesse-pdf.html>.
- [3] BEP maintenance des véhicules et des matériels dominants parcs et jardins pp5-6.
- [4] **Frédéric Dominjon** : la boîte de vitesse – évolutions des pignons et baladeurs.1992. pp 45-47.
- [4] **G. HENRIOT**, « Engrenages : Conception et fabrication », Dunod, 1999.
- [5] **Thierry GUERTIN**, « Mesure expérimentale de l'erreur de transmission cinématique d'engrenages spiro-coniques et hypoïdes », Université Laval, 1999, pp 1-2.
- [6] **LIGIER, J.-L., BARON, E.** A cyclisme et vibrations, Applications aux moteurs thermiques et aux transmissions. Tome 2, Publications de l'Institut Français de Pétrole et des Moteurs, Paris : Editions TECHNIP, 2002, p. 483.
- [7] Maintenance des Equipements Industriel du Lycée Latécoère d'ISTRES.
- [8] **R. LEBORZEC**, « Etude générale de l'engrenage », (polycopie de cours), ENSAM, 1989, Lille, France. p.248-255.
- [9] **G. HENRIOT**, « **Traité théorique et pratique des engrenages** », tome 1, Dunod, 1979, Paris, France.
- [10] **NERIYA S., BHAT R. B., SANKAR T. S.**, 1987, "Dynamic Response of Helical Geared Shaft System Subjected to Random Support Excitations". Proceedings of the 7th World Congress IFTOMM on the Theory of Machines and Mechanisms, Seville, p. 1295-1302.
- [11] **G. HENRIOT**, « **Traité théorique et pratique des engrenages** », tome 1, Dunod, Paris, 1968.

- [12] **J.Sabot**, P h Brière, et Perret Liaudet, Comportement vibro-acoustique des transmissions par engrenages, caractéristiques et conséquences, mécanique, matériaux, électricité, 1990, n° 434, pp 79-80.
- [13] **D.B. Welbourn**, Fundamental Knowledge of Gear Noise – A survey, Institution of Mechanical Engineering, Proceedings of Noise and Vibrations of Engines and Transmissions Conference, 1979, Cranfield Paper C117/79, pp. 09-29.
- [14] **D.B. Welbourn**, Gear Noise Spectra – A Rational Explanation, ASME, 1977, paper77-DET-38, pp 1-8.
- [15] [Tho-77] **A.M. Thompson**, Origin of Gear Noise, Word Gongress of Gearing, Paris 1977.
- [16] (**Rig-03**) Rigaud E., Mayeux F., Driot N., Perret-liaudet J : "Variabilité des régimes critiques d'une boîte de vitesses : influence des précharges des roulements". 13ème Colloque 165 Vibrations, Chocs et Bruit, Ecully, France, Mécanique et Industries, 2003, Vol. 4, pp 107- 112.
- [17] **D.B. Welbourn**, Gear Error and their Resultant Noise Spectra, Proceeding of the Institution of Mecanical Engineering, 1970, Vol.184,Pt. 30, pp.131-139.
- [18] **E.C. Gover**, and **D. Anderton**, Noise and vibration in Transmissions, Engineers Digest, 1971, vol 32, n° 9.
- [19] **R.J. Drago**, Machine Design, How to Design Quiet Transmissions, 1980, vol 52, n° 28, pp 175-181.
- [20] **K. Umezawa**, **T. Suzuki**, **H.Houjouh**, and K. Bagiasna, Influence of Misalignment on Vibration of Helical Gear, Proceedings of the 2nd World congress of Gearing, Paris, 1986, vol.1, pp.615-626.
- [21] **Ph. Vexex**, Contribution à l'Analyse du Comportement Dynamique de Réducteur à engrenages à Axes Parallèles, Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1988, pages 188.
- [22] **G.HENRIOT**. Traité théorique et pratique des engrenages, Tome 2 : Etude complète du matériel 4PèmeP édition, Paris : Dunod technique, 1978, 608p.

- [23] **L.D. Mitchell**, Proceedings of Purdue Noise control Conference, Lafayette. Gear Noise: The Purchaser's and the Manufacturer's views.1971, pp 158_147
- [24] **W. A. Bradley**, How to Design Noise out of Gears, machine Design, 1973, vol 45 n° 30, pp149-153.
- [25] **H.Houjoh**, An Investigation of Air Flow Induced by Tooth Meshing With Regard to Aerodynamic Sound Generation, Proceedings of the international Conference on motion and Power Transmissions, JSME. Hirochima, Japan, Nov .23 – 26, 1991, PP 57 – 62
- [26] **S.M A. Aziz**, A. seirg, parametric study of frictional noise in gear, military technical coll, Cairo Egypt, 1994, vol 176, n° 1, pp 25-28.
- [27] **R.J.Erricho**, State Review: GEAR Dynamics.of the art, ASME Journal of the mechanical Desing, 1979, vol 101 n° 3, pp.368-372.
- [28] [**Hou-88**] **D Houser**, Gear Noise State of the Art, Proceeding of the 17 th International conference on noise control engineering, Avignon, France, aug 30 – sept 1, 1988, Voil 2, pp 601-606.
- [29] [**Hou-81**] **H. Houjoh** and **K. Umezawa** 1981, Aerodynamic Generation of Meaching Fréquency, Internationnal Symp. On Gearing and Power Transmissions.1981 Tokyo, vol 2, pp. 1-6.
- [30] (**Hou**) **H. Houjoh** and **K. Umezawa**, Generation oh aerodynamic Sound of spur gears, Proceeding of the 6 th International power Transmissions and Gearing conference 1992.
- [31] <http://www.novexa.com/engrenage-defaults.php>
- [32] **Drouiche, K., Sidhamed, M., Grenier, Y.** “Détection de défauts d'engrenages par analyse vibratoire”, Traitement du signal, vol. 8, no. 5, pp. 331–343, 1992.
- [33] **Prise en main de SolidWorks** PDF (Académie d'Orléans-Tours).
- [34] **Solidworks.fr Profil de la société** Pur due Université Purdue Research and Education Centre for Information Systems en génie 1997.
- [35] **Tutorial solidworks** 2007.
- [36] **KERR, A.D.** Elastic and viscoelastic foundation models. Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics, September 1964, p. 491-498.

- [37] **AJMI, M., VELEX, P.** Un modèle pour la simulation du comportement dynamique d'engrenage à dentures larges. Proceedings of the 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, Mars 1999, Vol. 3, p. 1991-2002.
- [38] **AJMI, M.** Introduction des couplages élastiques dans la modélisation du comportement statique et dynamique d'engrenages à dentures larges. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de LYON, 2000. N°2000 ISAL 0013, 151p.

Abstract

In the field of mechanical industry, there are different types of gears. The serrated gears help in the transmission of movement.

The gears are also collected in multiple forms, such as, the transmission turned movement, to do so, the gear should be selected according to :(the number of its dentals, diameter, width and length of the dentals and the type of substance that made the gear such as: (iron, bronze.....) as well as the way of gear collection: which combines a set of normal and complex dental gears.

For this purpose, we use program “SOLIDWORKS” to draw the serrated gears as well as “ANSYS” program to study the vibrations and the mistakes that face the gears, this we can handle them in a good way in the future.

Key words: Gears, transmission, analysis, vibration, acoustic.