

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTER

En Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

CONTRIBUTION A L'ETUDE DES ENGRENAGES

Par :

Mir Mohamed

Devant le jury composé de :

M.Ouali	Professeur, U de Blida 1	Président
M.Bounazef	Professeur, U.D.L de Sidi Bel Abbés	Examineur
A.Allali	Professeur, U de Blida 1	Examineur
M.Temmar	MCA, U de Blida 1	Rapporteur

Blida, 28 juin 2016

Remerciements

Ce travail de thèse a été réalisé au sein du Département de Mécanique de l'Université Saad Dahlab Blida 1.

Selon la tradition, et à travers cette page de remerciements, je tiens à saluer toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la concrétisation de ce travail.

Je voudrais tout d'abord remercier les membres du jury pour leur précieux temps accordé à la lecture et à la critique de ce travail.

Je remercie le Professeur **Ouali Mohamed**, de l'Université Saad Dahlab de Blida 1, pour avoir accepté la présidence de mon jury de thèse.

J'ai été privilégié par l'acceptation de Monsieur **Bounazef Mokhtar** et de Monsieur **Allali Abderezak**, respectivement Professeur à l'Université Djillali Liabès de Sidi Bel Abbés et de l'Université Saad Dahlab Blida 1, d'être membres de jury.

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur **Bentrad Hocine**, enseignant à l'Institut d'Aéronautique de l'Université Saad Dahlab de Blida1, pour son soutien technique et ses conseils judicieux.

J'exprime aussi toute ma gratitude au Professeur **Noureddine Ait Messaoudene**, mon premier promoteur.

Je suis très reconnaissant au Docteur **Temmar Mustapha**, mon promoteur, pour avoir accepté de diriger cette thèse, et dont l'aide précieuse m'a été indispensable sur le plan scientifique et humain. Je lui présente également ma plus sincère gratitude pour la confiance et la sympathie qu'il m'a témoignée au cours de ces mois de travail.

Aussi, je suis très reconnaissant au Docteur **Amar Ghoul** pour tout son aide et son soutien tout au long de notre relation de travail.

Un grand merci à Monsieur **Bouyousfi Boudjemââ** et Docteur **Roudane Mohamed**.

Dédicaces

A mes parents,

En remerciements de leurs efforts qui m'ont permis de faire de longues études,

A mon épouse pour son affectueux soutien,

A mes enfants,

A tous les membres de ma famille,

Je voudrais remercier de nombreuses personnes sans qui cette thèse n'aurait pas pu aboutir et être menée à bien sans leurs aides et leurs idées. Je ne voudrais pas les citer nominativement de peur d'oublier une ou plusieurs personnes.

Aussi, je voudrais remercier l'ensemble des enseignants, le personnel technique et administratif de notre département de Mécanique.

Encore une dernière fois, merci à tous.

Résumé

Parmi les procédés existants de transmission, on trouve celui des engrenages. Ces derniers sont largement utilisés dans les différents mécanismes dans le but de transmettre une puissance et d'adapter les vitesses de rotation entre les organes moteurs et récepteurs.

Un engrenage est constitué de roues dentées qui transmettent le mouvement d'un arbre moteur vers un arbre récepteur et déterminent ainsi les vitesses, les couples et le sens de rotation des éléments de machines.

Le comportement des engrenages est un sujet d'intérêt depuis longtemps dans les différents domaines d'applications comme l'aéronautique, l'automobile ou encore le ferroviaire. Bien que différentes normes existent afin d'aider à leur conception et que leurs procédés de fabrication sont définis, de nombreux modèles numériques sont encore nécessaires pour prévoir leur comportement dans leur environnement de fonctionnement.

Notre travail consiste à une contribution à l'étude des engrenages. Pour cela, nous allons définir les engrenages, prendre un exemple pratique et l'étudier.

Summary

Among the existing processes of transmission, we find that of the gearings. These are widely used in the various mechanisms with the aim of passing a power and adapt the rotation speeds between the driving and the receiving organs.

Gearing consists of gears that transmit motion from a motor shaft to a driven shaft. Thus, it determines the speeds, torques and the rotation direction of machine elements.

The behavior of the gearings is a subject of interest for a long time in the various fields of application as the aeronautics, the automobile or still the railroad. Although various standards exist to help in their conception (design) and their manufacturing processes are defined, numerous digital models are still necessary to plan their behavior in their environment of functioning.

Our work consists on a contribution of a study of gears. For that purpose, we are going to define the gearings, to take a practical example and study it.

ملخص

ومن بين الأساليب القائمة انتقال، هناك واحد من التروس. وتستخدم هذه على نطاق واسع في مختلف الآليات من أجل نقل السلطة والتكيف مع سرعة دوران بين أعضاء محرك الأقراص ومستقبلات. يتكون التسخير من التروس التي تنقل الحركة من المحرك إلى رمح رمح مدفوعة، وبالتالي تحديد السرعة، وعزم الدوران واتجاه دوران من عناصر الجهاز. سلوك التروس هو موضوع اهتمام لفترة طويلة في مجالات التطبيق المختلفة مثل الطيران، والسيارات والسكك الحديدية. وعلى الرغم من وجود معايير مختلفة للمساعدة وتعرف التصميم والتصنيع والعمليات، وهناك حاجة إلى العديد من النماذج الرقمية للتنبؤ السلوك في بيئة التشغيل الخاصة بهم. مهمتنا هي المساهمة في دراسة العتاد. لهذا، فإننا سوف تحديد التروس، ونأخذ مثالا عمليا لدراسته.

Sommaire

Introduction générale

Etat de l'art	1
Chapitre I : Eléments d'engrenages	7
I.1. Introduction :	7
1.2. Principe de l'engrènement :	7
1.2.1. Critères de choix :	9
1.2.2. Types d'accouplements :	10
1.3. Les engrenages :	11
1.3.1. Généralités :	11
1.3.2. Avantages et inconvénients des engrenages :	13
1.4. Théorie :	14
I.4.1. Introduction :	14
1.4.2. Principes d'engrènement :	14
1.4.3. Eléments caractéristiques d'un engrenage:	16
1.4.4. La développante de cercle :	18
1.4.5. La continuité d'engrènement :	20
1.4.6. Nécessité de développement de cercle :	22
1.4.7. Résumé :	23
1.5. Les interférences :	26
1.5.1. L'interférence géométrique :	26
1.5.2. L'interférence avec le profil de raccordement :	26
1.5.3. L'interférence de taillage :	27
1.6. Le glissement :	27
1.6.1. Le glissement relatif :	27
1.6.2. Le glissement spécifique :	28
Chapitre II : Eléments et défauts d'usinage des engrenages	29
2.1. Généralités :	29

2.2. Usinage :	29
2.2.1. Etude de l'ordre logique d'usinage :	29
2.2.2. Etude de fabrication :	30
2.2.3. Préparation d'une production :	30
2.2.4. Principe de la coupe des métaux :	31
2.2.5. Matériaux des outils de coupe :	33
2.2.6. Réalisation d'engrenages :	34
2.3. Défauts d'usinage des engrenages :	36
2.3.1. Défauts de taillage :	37
2.3.2. Défauts de montage :	41
2.3.3. Mesure de l'erreur de transmission :	42
2.3.4. Mesure de l'erreur de par engrènement avec master :	47
2.3.5. Les traitements thermiques :	48
2.3.5.1. Difficultés rencontrées :	50
2.3.5.2. Défauts de rectification :	51
2.3.6. Défauts de fonctionnement :	52
2.3.6.1. Défauts de lubrification :	52
2.3.6.2. L'usure :	52
2.3.6.3. Le grippage :	54
2.3.6.4. Les piqûres :	56
2.3.7. Autres défaillances :	57
2.3.7.1. Ecaillage :	57
2.3.7.2. Fissuration :	57
2.3.7.3. Rupture par fatigue :	58
2.3.7.4. Corrosion :	59
2.3.7.5. Surchauffe :	60
2.3.7.6. Erosion par cavitation :	60
2.3.7.7. Etincelage :	60
	62
Chapitre VI : Choix d'un exemple pratique et application d'une simulation numérique	62
3.1. Introduction :	63
3.2. Contact dans les engrenages :	64

3.3. Notion de Fatigue :	65
3.4. Fatigue de contacte dans une denture droite :	68
3.5. Analyse de la contrainte du contact d'engrenage :	83
3.6. Contraintes engendrées pour un contact linéique :	
Conclusion générale	93
Bibliographie	95

Liste des figures

<u>Figure A.1</u> : Usure	3
<u>Figure A.2</u> : Grippage	3
<u>Figure A.3</u> : Piqûre	2
<u>Figure 1.1</u> : Dessins de Léonard de Vinci	7
<u>Figure 1.2</u> : Engrenages	8
<u>Figure 1.3</u> : Système Roue/Pignon	8
<u>Figure 1.4</u> : Accouplement	9
<u>Figure 1.5</u> : Accouplement rigide	10
<u>Figure 1.6</u> : Accouplement à chaine double	10
<u>Figure 1.7</u> : Engrenages cylindriques à denture droite	12
<u>Figure 1.8</u> : Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	12
<u>Figure 1.9</u> : Engrenages coniques	13
<u>Figure 1.10</u> : Engrenages à roue et vis sans fin	13
<u>Figure 1.11</u> : Transmission par friction	15
<u>Figure 1.12</u> : Transmission par obstacle	15
<u>Figure 1.13</u> : Principe d'une dent	16
<u>Figure 1.14</u> : Eléments caractéristiques d'un engrenage	16
<u>Figure 1.15</u> : Angle de pression	17
<u>Figure 1.16</u> : Développante de cercle	18
<u>Figure 1.17</u> : Positions relatives de développante	19
<u>Figure 1.18</u> : Lignes d'action de développante	19
<u>Figure 1.19</u> : Continuité de l'engrènement (cas a)	21
<u>Figure 1.20</u> : Continuité de l'engrènement (cas b)	21
<u>Figure 1.21</u> : Continuité de l'engrènement (cas c)	21
<u>Figure 1.22</u> : Continuité de l'engrènement (cas d)	21
<u>Figure 1.23</u> : Succession de développantes	22
<u>Figure 1.24</u> : Circonférences primitives	24
<u>Figure 1.25</u> : Génération d'un pignon	27
<u>Figure 1.26</u> : Interférence de taillage	27

<u>Figure 1.27</u> : Glissement relatif	28
<u>Figure 1.28</u> : Glissement spécifique	28
<u>Figure 2.1</u> : Usinage par enlèvement de matières	31
<u>Figure 2.2</u> : Mouvements de l'outil et de la pièce en tournage	32
<u>Figure 2.3</u> : Critères permettant de définir les paramètres de coupe	32
<u>Figure 2.4</u> : Procédé de tournage	35
<u>Figure 2.5</u> : Procédé de fraisage	35
<u>Figure 2.6</u> : Procédé de perçage	36
<u>Figure 2.7</u> : Procédé de rectification	36
<u>Figure 2.8</u> : Excentricité	38
<u>Figure 2.9</u> : Erreur de pas	39
<u>Figure 2.10</u> : Erreur de profil	39
<u>Figure 2.11</u> : Epaisseur de dent de référence	39
<u>Figure 2.12</u> : Epaisseur d'hélice	40
<u>Figure 2.13</u> : Défaut d'un montage	41
<u>Figure 2.14</u> : Défaut d'inclinaison et de déviation	42
<u>Figure 2.15</u> : Erreur de transmission	44
<u>Figure 2.16</u> : Erreur de fabrication	44
<u>Figure 2.17</u> : Dispositif mécanique universel pour la mesure de l'écart composée tangentielle	45
<u>Figure 2.18</u> : Dispositif de mesure de l'erreur composée tangentielle par roulements des deux disques primitifs	45
<u>Figure 2.19</u> : Dispositif de mesure de l'erreur de transmission à l'aide de codeurs optiques	47
<u>Figure 2.20</u> : Fabrication des engrenages	49
<u>Figure 2.21</u> : PV denture de la pièce avant et après un traitement thermique, avec la représentation schématique de la déformation des flancs de la dent	49
<u>Figure 2.22</u> : Rupture par fatigue des engrenages	51
<u>Figure 2.22</u> : Phénomène de grippage	54
<u>Figure 2.23</u> : Phénomène de grippage localisé	54
<u>Figure 2.24</u> : Phénomène de grippage généralisé	55
<u>Figure 2.25</u> : Phénomène d'écaillage	57

<u>Figure 2.26</u> : Phénomène de fissuration	58
<u>Figure 2.27</u> : Phénomène de rupture par fatigue	59
<u>Figure 2.28</u> : Phénomène de corrosion	59
<u>Figure 3.1</u> : distribution de contraintes dans la dent engrenage droit	63
<u>Figure 3.2</u> : Courbe de Wöhler	64
<u>Figure 3.3</u> : Représentation schématique de la durée de vie des éléments mécaniques	65
<u>Figure 3.4</u> : Piqures sur denture d'engrenage	66
<u>Figure 3.5</u> : Progression du pitting dans une denture d'engrenage	66
<u>Figure 3.6</u> : Cinématique du contact entre dents	67
<u>Figure 3.7</u> : Zone d'apparition de Pitting	67
<u>Figure 3.8</u> : Contact de deux Cylindres	69
<u>Figure 3.9</u> : Contact de dents	70
<u>Figure 3.10</u> : Action des dents d'engrenage	71
<u>Figure 3.11</u> : Modélisation d'une dent en flexion	73
<u>Figure 3.12</u> : Abaques pour la détermination du facteur de forme de Lewis	74
<u>Figure 3.13</u> : Evolution de la contrainte en fonction du nombre de dent	75
<u>Figure 3.14</u> : Evolution de la contrainte en fonction du nombre de dent Puissance fixée	76
<u>Figure 3.15</u> : Construction géométrique d'une dent droite en fonction du module	77
<u>Figure 3.16</u> : Evolution de la contrainte en fonction du diamètre primitif différents modules	77
<u>Figure 3.17a</u> : Evolution de la contrainte maximal de contact en fonction du diamètre primitif du pignon différent modules	78
<u>Figure 3.17b</u> : Evolution de la contrainte maximal de contact en fonction du diamètre primitif du pignon différent modules	79
<u>Figure 3.18a</u> : Evolution du rapport de contact en fonction du diamètre primitif du pignon à différents modules	80
<u>Figure 3.18b</u> : Evolution du rapport de contact en fonction du diamètre primitif du pignon à différents modules	
<u>Figure 3.19</u> : Evolution de la zone de contact en fonction du diamètre primitif d pignon à différents modules	80

<u>Figure 3.20</u> : Evolution du champ de pression de contact a différents modules	81
<u>Figure 3.21</u> : Evolution du déplacement relatif pour différents modules	
<u>Figure 3.22</u> : Répartition de la pression linéique (gauche) et elliptique (droite)	82
<u>Figure 3.23</u> : Profondeur de τ_{Max} en fonction de la dimension de la surface de contact	83 84
<u>Figure 3.24</u> : Profondeur de τ_{Max} en fonction de la dimension de la surface de contact	85
<u>Figure 3.25</u> : Profondeur de τ_{Max} en fonction de la dimension de la surface de contact	86
<u>Figure 3.26</u> : Courbes de construction de roue	86
<u>Figure 3.27</u> : Profil développante d'engrenage circulaire engrenage droit	
<u>Figure 3.28</u> : Courbes de construction de roue	87
<u>Figure 3.29</u> : Profil de développante d'engrenage circulaire engrenage droit	88
<u>Figure 3.30</u> : Engrènement de la roue/pignon détaille du contact	88
<u>Figure 3.31</u> : Conditions aux limites imposées	89
<u>Figure 3.32</u> : Maillage d'une dent d'engrenage droit	89
<u>Figure 3.33</u> : Sollicitations	90
	90
	92

Liste des tableaux

<u>Tableau A</u> : Localisation des défauts dans les transmissions de puissances par engrenages	2
<u>Tableau 1.1</u> : Avantages et inconvénients des engrenages	14
<u>Tableau 3.1</u> : Hypothèses	69
<u>Tableau 3.2</u> : Détails du maillage	91
<u>Tableau 3.3</u> : Caractéristiques physiques du matériau	91

Liste des symboles

ν_1 et ν_2	: coefficients de poisson respectivement pour le pignon et la roue
K_B	: facteur d'épaisseur de la gante qui pénalise la flexibilité
K_S	: facteur de dimension qui pénalise des dents larges ou épaisses
K_V	: facteur dynamique facteur de vitesse qui prend la qualité
d'engrènement	
K_a	: facteur d'application (inclue la pulsation et le choc d'entraînement)
K_m	: facteur de distribution de charge (fonction de la surface
d'application)	
P_b	: pas de la denture
P_d	: pas
P_d	: pas de dents
W_t	: charge tangentielle
Y_j	: facteur de forme de Lewis (inclue la concentration de la contrainte)
r_{p1} et r_{p2}	: rayons préemptifs respective du pignon et la roue
r_{a1} et r_{a2}	: rayon de tête respective du pignon et de la roue
r_{b1} et r_{b2}	: rayon de fond respective du pignon et de la roue
ϕ_{op}	: angle de pression agissant sur la dent
μ	: coefficient de poisson
C	: entraxe
d	: diamètre
E	: module élastique.
E1 et E2	: modules d'élasticités respectives du pignon et de la roue
F	: largeur de la dent
F	: largeur de denture
h	: hauteur h de la dent
h_a	: saillie

h_f	: creux
M_a	: mouvement d'avance
M_c	: mouvement de coupe
M_p	: mouvement de profondeur
P	: puissance motrice en Watt
p	: pas primitif
r	: rayon des cercles de base
R_1 et R_2	: rayons respectives du point de contact du pignon et de la roue
s	: épaisseur
T	: couple N.m
W	: vitesse angulaire
Y	: facteur de forme (facteur de Lewis)
Z	: nombre de dents
α	: angle de pression
η	: frottement
θ	: angle d'incidence
ρ	: rayon de courbure instantané de la dent
N	: nombre de tour (tr/min)
Z	: nombre de dent
ω	: pulsation rd/s
ϕ	: angle de pression

Introduction générale

L'usinage, le fonctionnement et le comportement des engrenages sont des sujets d'intérêt depuis longtemps dans plusieurs domaines de l'industrie.

Ces engrenages sont largement utilisés dans l'industrie et ont pour rôle de transmettre une puissance d'un arbre vers un autre.

Bien que différentes normes existent afin d'aider à leur conception et que leurs procédés de fabrication sont définis, de nombreux modèles numériques sont encore nécessaires pour prévoir leur comportement dans leur environnement de fonctionnement. Grâce aux différents travaux de recherche entamés depuis plusieurs années, leurs résultats permettent de prédire des résultats essentiels à la conception des engrenages comme : le partage des charges, les pressions de contact instantanées sur les flancs de denture, les contraintes en pied de dent, les erreurs de transmission sous charge,

Lors de leur utilisation, les engrenages représentent un important système mécanique dans lesquels les transmissions entre les différents arbres peuvent être simples ou composées. La précision de la transmission dépend de plusieurs facteurs parmi lesquels on trouve le rapport des vitesses et les méthodes de détermination du nombre des dents des roues composant cette transmission et qui doivent réaliser ce rapport.

Par conséquent, le but de notre étude est de bien comprendre la genèse des différents mécanismes liés aux engrenages et le comportement mécanique lors de leur application.

Plan de travail :

Notre travail se divise en trois chapitres :

Dans le chapitre I, une recherche bibliographique introduira les notions nécessaires sur les engrenages car leur comportement est un sujet d'intérêt depuis longtemps dans différents domaines d'applications comme l'aéronautique, l'automobile ou encore le ferroviaire.

Bien que différentes normes existent afin d'aider à leur conception et que leurs procédés de fabrication sont définis, de nombreux modèles numériques sont encore

nécessaires pour prévoir leur comportement dans leur environnement de fonctionnement. Certains types d'engrenages dont la méthode de taillage est spécifique et les conditions de fonctionnement sévères font appel à des modèles spéciaux pour prédire leur comportement mécanique.

Le chapitre II sera consacré aux éléments et défauts d'usinage des engrenages. Le domaine de la construction mécanique, un des piliers du monde industriel actuel, a connu une profonde mutation depuis l'avènement de l'ère industrielle. Encore de nos jours, la production automatisée s'avère un nouveau pas dans cette mutation. Les principes de fabrication évoluent normalement tandis que le milieu environnant s'automatise, se robotise en faisant appel à l'ordinateur. Cela appelle un renouvellement des équipements, mais aussi la création de nouveaux instruments de formation.

Le chapitre III sera consacré à une étude numérique d'un problème précis. Notre cas concernera le contact engendré dans les engrenages droits car le besoin incessant d'optimisation des engrenages nécessite de bien comprendre leur comportement dynamique. Ainsi, notre objectif sera de développer un modèle numérique permettant de simuler l'effet de défauts sur une denture. Pour construire notre modèle numérique, on va se baser sur des différents modèles déjà développés.

La dernière partie, à savoir la conclusion générale, concernera les principaux résultats de notre étude.

Etat de l'art

Dans cette partie, nous allons retracer un résumé sur l'état de l'art relatif à notre étude.

Les engrenages sont des éléments de machines qui permettent de transférer un mouvement de rotation d'un arbre à un autre. A leurs débuts, la fabrication d'un engrenage tenait plus de l'art et de l'habilité de l'artisan que de la science. Avec le temps, les applications que l'on trouve aux engrenages se multiplient, et ils deviennent vite un élément de machine très varié et indispensable pour la transmission de mouvement et de puissance.

Les premières études de ce domaine furent entamées dès le 16^{ème} siècle. Il s'agit de mathématiciens qui commencèrent à se pencher sur le problème de la théorie des engrenages. Il fallait au fur et à mesure améliorer leur fonctionnement et leur qualité de fabrication, et surtout transmettre sans obstacle un mouvement de rotation parfait. Aussi, Les dernières années ont été émaillées d'un très grand nombre de publications relatives au comportement des engrenages cylindriques droits et hélicoïdaux. Au départ, il s'agissait d'isoler les paramètres influant sur des manifestations brutales comme les ruptures de dents, les détériorations de surface ou encore les interférences de fonctionnement. Plus tard, une analyse plus fine des phénomènes physiques est apparue, largement motivée par la volonté de réduire des nuisances acoustiques comme par exemple le bruit d'engrènement.

A ce jour, plusieurs domaines du système de transmission par engrenage ont été étudiés. [1]. [2]. [3]. [4]. [5].

Nous pouvons citer :

- Corrections de forme des dentures d'engrenages,
- Approches permettant d'optimiser les paramètres du système de transmission par engrenage,
- Usure et avaries sur les dentures d'engrenages ainsi que le comportement statique et dynamique de transmissions par engrenages,
- Augmentation de la durée de vie,
- Etc,...

Les transmissions de puissance par engrenages constituent, sans doute, le meilleur compromis d'un point de vue rendement et précision lorsqu'il s'agit de transmettre des couples importants, de réaliser des réductions de vitesse ou de changer les directions de rotation. Aussi, les différentes études ont montré que les engrenages sont l'un des composants les plus critiques dans la majorité des machines tournantes industrielles. Les raisons sont nombreuses. On peut citer la présence des avaries dans les transmissions mécaniques et la fatigue de ces éléments. La localisation des défauts dans les transmissions de puissances par engrenages est retracée dans le tableau suivant :

Localisation des défauts	%
Dentures	60
Paliers	19
Arbres	10
Carters	7
Autres	4

Tableau A : Localisation des défauts dans les transmissions de puissances par engrenages.[5].[6].

Concernant l'apparition des avaries, il a été montré que les origines sont multiples et parfois difficile à être détectées. Elles peuvent venir des défauts :

- Fabrication,
- Assemblage,
- Montage,
- Matériaux,
- Sollicitations,
- Milieu de travail,
- Contact,
- Etc,....

Les figures suivantes représentent quelques exemples de ce type des avaries :[8].

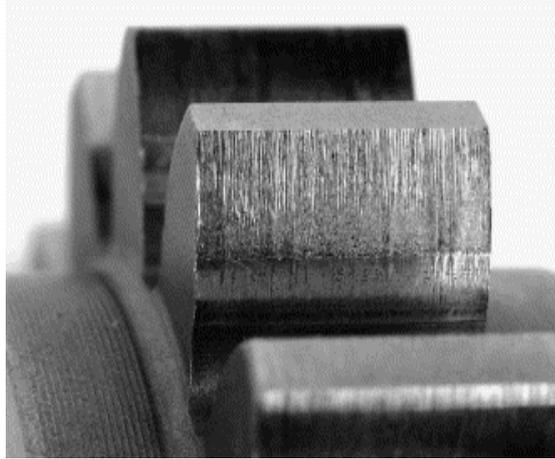


Figure A.1 : Usure

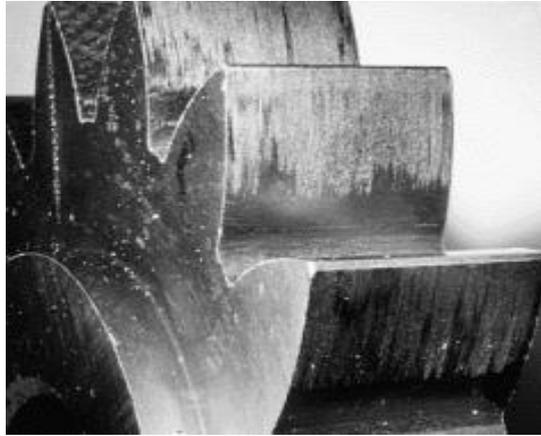


Figure A.2 : Grippage

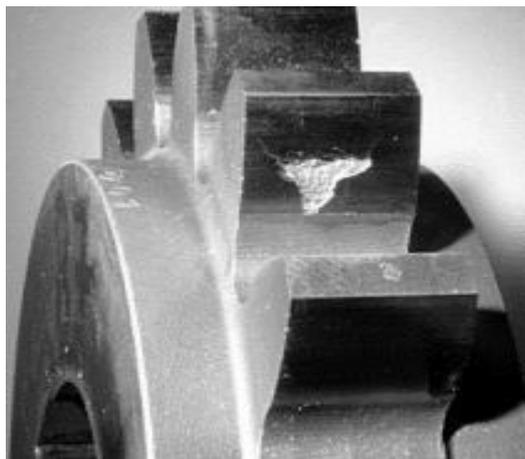


Figure A.3 : Piqûre

D'autres études ont été effectuées afin de caractériser et simuler ces avaries mais les modélisations proposées demeurent toutefois relativement parcellaires et ne proposent pas, en particulier, d'approches générales susceptibles de rendre compte, à partir d'une même base théorique, des aspects statiques et dynamiques. Par ailleurs, la plupart des modélisations rencontrées dans la littérature se limitent à utiliser un modèle simplifié d'engrenages reproduisant les conditions géométriques et cinématiques sur un système de deux disques équivalents. De plus, les modèles proposés sont pratiquement tous valides pour un régime de fonctionnement quasi-statique et n'intègrent donc pas les éventuelles surcharges dynamiques et leurs conséquences sur l'apparition et l'évolution des avaries.

Dans un autre domaine, la large extension des engrenages est favorisée par leur rendement élevé, leur faible encombrement, leur sécurité de service, leur simplicité d'exploitation. Ainsi, et du fait de la diversité de leurs conditions d'exploitation, la forme des éléments des engrenages et la construction des transmissions est très variée. La forme du profil de la denture dans la section perpendiculaire à l'axe de rotation permet de distinguer la denture à développante de cercle, la plus usitée et d'autres dentures auxquelles sont associés notamment les profils circulaires. [9]. [10]. Les résultats ont fortement amélioré et augmenté la durée de vie et la qualité d'un grand nombre de systèmes mécaniques.

Concernant l'étude numérique permettant de modéliser le comportement mécanique d'engrenages droits ou hélicoïdaux, on trouve dans la littérature deux types à savoir, les approches reposant sur des modèles discrets à paramètres concentrés et les modèles de type éléments finis. [11]. [12]. Pour ces auteurs, il est généralement admis que ces écarts sont susceptibles de générer des excitations internes puissantes pouvant impacter notablement les efforts dynamiques sur les contacts et le niveau de bruit d'une transmission par engrenages. [13]. [14]. [15]. Leur analyse précise que les phénomènes rencontrés sont importants. Les premiers travaux de modélisation reposaient sur les approches globales conduisant à des termes forcés, parfois approximatifs, directement introduits dans les équations du mouvement. [16]. [17]. [18]. L'introduction de la notion d'erreur de transmission a constitué une avancée importante facilitant l'intégration de ces sources d'excitations dans des modèles de complexité croissante. D'où l'introduction du calcul des déplacements de corps rigides

et les déplacements des engrenages perturbés par les déformations et les écarts géométriques. Il s'agit de considérer l'état de fonctionnement des engrenages rigides avec écarts géométriques comme l'état de référence au voisinage duquel l'état déformé du système est analysé. Ce choix conduit à une séparation naturelle entre les mouvements de corps rigides et les déplacements élastiques.

Dans un autre domaine, les phénomènes liés au problème du contact mécanique sont présents dans de nombreuses applications industrielles. L'étude et la résolution analytique du problème de contact mécanique datent de 1882 avec les travaux d'Hertz. En utilisant une démarche analytique et en s'appuyant sur l'élasticité linéaire pour les cas de contacts linéiques ou ponctuels, ces travaux permettent d'évaluer les phénomènes d'écrasement, les surfaces de contact ainsi que les pressions du contact. La plupart des solutions analytiques proposées supposent un contact sans frottement, des zones de contact connues a priori et des formes géométriques simples.

Le développement de techniques de résolution numérique avancées ont permis de traiter des problèmes de contact de plus en plus complexes. A titre d'exemple, la méthode des éléments finis permet la discrétisation de surfaces, de formes quelconques et la prise en compte aisée des diverses conditions aux limites. Elle offre ainsi un outil de calcul puissant pour l'étude des problèmes de contact. Ces techniques s'appuient sur une modélisation simplifiée du contact et s'inspirent bien souvent des méthodes employées en dynamique des structures. Cependant, d'une façon générale, elles rencontrent des difficultés qui sont, d'une part le traitement des conditions de contact de façons simples, et d'autre part la détermination efficace des zones de contact. [19].

Le problème d'Hertz est très souvent utilisé comme référence dans le processus de validation du modèle numérique. Il consiste à calculer l'état mécanique de deux cylindres entrant en contact le long de leur génératrice sous l'effet d'une force linéique P . [20]

L. Kogut a présenté un modèle élastique plastique par éléments finis pour un contact sans frottement d'une sphère déformable, pressée sous

chargement normal contre un plan rigide. Le contact élastique plastique d'une sphère sur un plan est d'une importance fondamentale dans la mécanique des contacts. [21]. Le modèle donne les expressions de l'aire du contact ainsi que celle des pressions de contact. Kogut a déterminé, en utilisant le critère de Von Mises, la valeur critique de la déformation w_c de la sphère qui marque la transition de l'état élastique vers l'état élasto-plastique. Kogut dans une autre étude, a présenté une analyse par éléments finis d'une sphère élastique parfaitement plastique sollicité par un plan rigide, la charge maximale tangentielle que peut supporter le contact sphérique au commencement de glissement a été calculée, cette analyse a été combinée avec une solution analytique en utilisant une approche basée sur l'utilisation de lois de comportement appropriées à tout mode de déformation, que ce soit élastique ou plastique. [22]. Robert L. Jackson, a présenté une étude par éléments finis d'une sphère élastique parfaitement plastique en contact sans frottement avec un plan rigide. [23]. Pour le calcul des contraintes et déformations dans les engrenages, la conception d'un engrenage comprend des calculs mathématiques, l'aspect géométrique, la détérioration, les matériaux, la fabrication et la vérification. Parmi tous ces paramètres, il est essentiel de connaître les contraintes se trouvant dans la dent d'engrenage pour prévenir les risques de rupture. Par conséquent, plusieurs méthodes théoriques et expérimentales ont été développées afin de déterminer ces contraintes. Ali Raad Hassan a fait en 2009 une analyse des contraintes de contact entre deux pignons à denture droite en prenant en compte les différentes positions du contact, représentant une paire d'engrenages pendant la rotation. [24].

Concernant la méthode des éléments finis et la modélisation de l'engrenage, une orientation des travaux de recherche a surtout été dirigée depuis 1980, vers l'application des méthodes numériques: Eléments Finis, Équations Intégrales, Méthode des Potentiels Complexes, Bandes Finies. La méthode des éléments finis est une méthode facile à appliquer, elle permet d'étudier et de modéliser l'engrenage de façon plus globale. En effet avec cette méthode, il est possible de tenir compte de plusieurs paramètres comme le nombre de dents sur l'engrenage, l'épaisseur de la jante, etc,... [25].

Chapitre I : Eléments d'engrenages

1.1. Introduction :

Le comportement des engrenages est un sujet d'intérêt depuis longtemps dans différents domaines d'applications comme l'aéronautique, l'automobile ou encore le ferroviaire.

Bien que différentes normes existent afin d'aider à leur conception et que leurs procédés de fabrication sont définis, de nombreux modèles numériques sont encore nécessaires pour prévoir leur comportement dans leur environnement de fonctionnement. Certains types d'engrenages dont la méthode de taillage est spécifique et les conditions de fonctionnement sévères font appel à des modèles spéciaux pour prédire leur comportement mécanique.

Leur assemblage est constitué de deux axes. L'entraînement positif de ces deux axes a été l'objet de nombreuses évolutions au cours des âges, comme en témoignent les reproductions ci-dessous de dessins de Léonard de Vinci (fin du XV^{ème}).

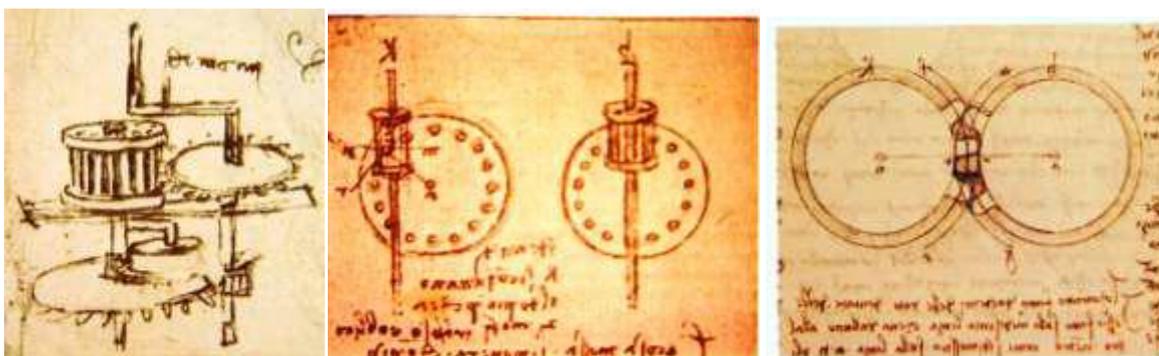


Figure 1.1 : Dessins de Léonard de Vinci

1.2. Principe de l'engrènement :

Un engrenage est constitué de roues dentées qui transmettent le mouvement d'un arbre moteur vers un arbre récepteur et déterminent ainsi les vitesses, les couples et le sens de rotation des éléments de machines. [26]. [27].

D'après la norme NF ISO701 et la norme NF EN ISO2203, un engrenage est un mécanisme élémentaire composé de deux roues dentées mobiles autour d'axe de positionnement relatif invariables. L'une des roues entraîne l'autre par l'action des dents successives en contact. La roue qui a le plus petit nombre de dents est appelée pignon. [28]



Figure 1.2 : Engrenages

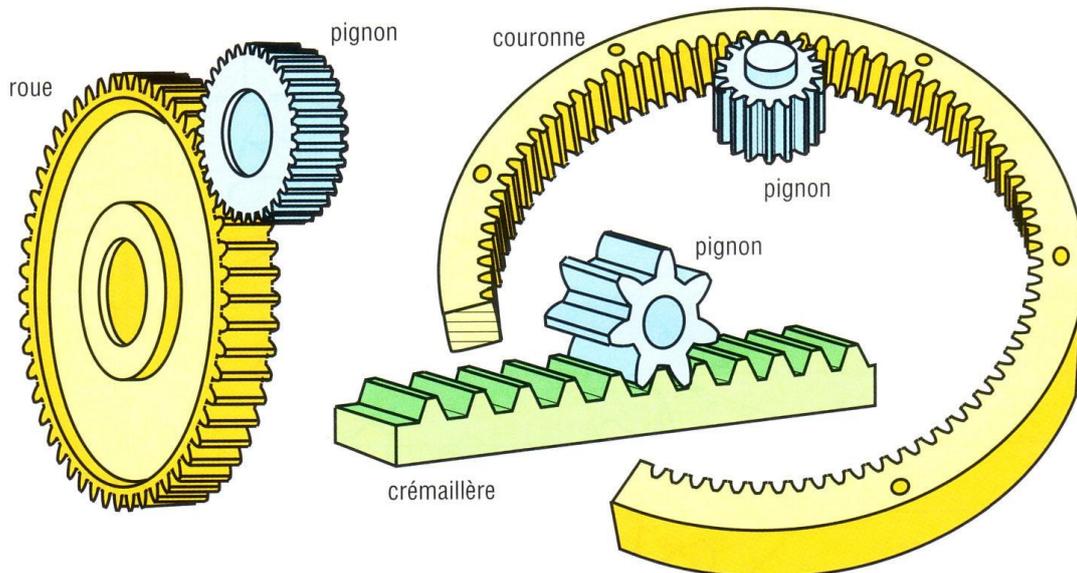


Figure 1.3 : Système Roue/Pignon

Le but de leur utilisation est de transmettre un mouvement et une puissance entre 2 arbres.

Ces arbres peuvent être :

- parallèles ou non,
- concourants ou non,
- perpendiculaires ou non.

Le but de leur utilisation est aussi d'accoupler deux arbres en vue de transmettre une puissance mécanique, d'un moteur vers un récepteur. Le plus souvent, les arbres n'étant jamais parfaitement alignés, l'accouplement devra compenser certains défauts, voire autoriser la mobilité d'un arbre par rapport à l'autre :

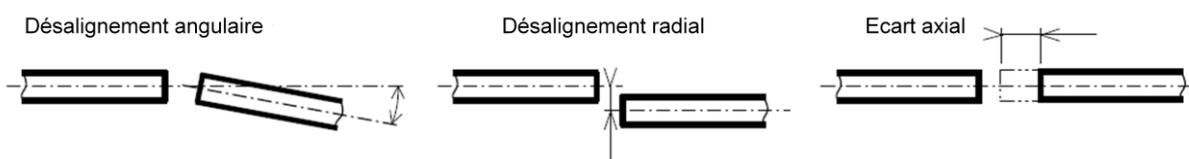


Figure 1.4 : Accouplement

1.2.1. Critères de choix :

Le choix d'une technologie d'accouplement se fait selon :

- Le type de motorisation : Un moteur thermique, surtout monocylindre, est source de vibrations de torsion. Un accouplement à élastomère amortira les fluctuations de couple.
- Le type de charge : Un compresseur à piston nécessite aussi d'amortir les vibrations. A l'inverse, une machine rotative d'imprimerie exige un parfait synchronisme entre les rouleaux, donc une grande rigidité en torsion des accouplements.
- Le couple à transmettre
- La vitesse atteinte
- Les défauts prévisibles d'alignement des arbres : Il ne suffit pas que l'accouplement autorise certains défauts. Il faut voir aussi quels efforts il génère lorsqu'il est déformé ; Efforts qui se répercuteront sur les guidages des arbres et affecteront leur durée de vie.
- Les mobilités éventuellement nécessaires entre les arbres : Par exemple pour compenser les mouvements des roues d'une traction avant.

- Des contraintes d'environnement : Telles que températures extrêmes, atmosphère corrosive...
- D'autres contraintes : Encombrement, poids, inertie, bruit, sens de montage, démontage rapide...

1.2.2. Types d'accouplements :

On peut citer les types d'accouplements suivants :

- **Accouplement rigide** : Il ne permet aucun défaut d'alignement des arbres.

La conséquence est que cela va inévitablement augmenter les charges sur les paliers des guidages.



Figure 1.5 : Accouplement rigide

- **Accouplement à chaîne double** : Il est composé de 2 pignons reliés par une chaîne à double rangée fermée sur elle même.



Figure 1.6 : Accouplement à chaîne double

- **Accouplement à dentures bombées** : Le jeu interne, même s'il est plus faible que pour le précédent, peut être un problème, surtout en cas d'inversion du sens

de rotation. C'est la forme bombée des dentures qui permet d'accoupler des arbres légèrement désalignés.

- **Accouplement à plots métalliques** : Le serrage des vis écrase des empilages de rondelles élastiques, qui se coincent dans leurs logements sur le moyeu de sortie. Il s'adapte surtout à un écart axial entre les deux arbres. Il est d'une grande rigidité.
- **Joint de Cardan** : Inventé au XVI^e siècle par le mathématicien italien Cardano. Le cardan simple n'est homocinétique que si les arbres sont alignés (ce qui n'a pas un grand intérêt...). Plus l'angle de brisure entre les deux arbres est grand, plus la vitesse de sortie sera saccadée. Il n'est guère raisonnable d'aller au delà d'un angle de 45°.
- Etc.....

1.3. Les engrenages :

1.3.1. Généralités :

Les engrenages sont des éléments de machines qui permettent de transférer un mouvement de rotation d'un arbre à un autre. A leurs débuts, la fabrication d'un engrenage tenait plus de l'art et de l'habileté de l'artisan que de la science. Avec le temps, les applications que l'on trouve aux engrenages se multiplient, et ils deviennent vite un élément de machine très varié et indispensable pour la transmission de mouvement et de puissance. Dès le 16^{ème} siècle, des mathématiciens commencent à se pencher sur le problème de la théorie des engrenages.

Au cours des derniers siècles, l'évolution des procédés de fabrication et de taillage, parallèlement au développement des relations mathématiques qui régissent le comportement des engrenages, a permis d'en améliorer grandement la qualité de fabrication comme de fonctionnement. De nouveaux types de dentures et d'engrenages font aussi leur apparition au cours de cette période.

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.

Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents et suivant la génératrice.

Parmi les principaux types d'engrenages, on trouve :[29]

- Les engrenages cylindriques à denture droite :



Figure 1.7 : Engrenages cylindriques à denture droite

Avantages : Simple et économiques, et pas d'efforts axiaux,

Inconvénients : Vitesses de rotation limitées, Bruyant et Entraxes prenant des valeurs finies.

- Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale :



Figure 1.8 : Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

Avantages : Transmission plus souple et moins bruyante et transmission d'efforts et de vitesses plus importants, possibilités d'entraxes infinis,

Inconvénients : Effort axial supplémentaire, solution moins économique et rendement moins bon.

- Les engrenages coniques :



Figure 1.9 : Engrenages coniques

Avantages : Arbres non parallèles voir non concourants, possibilité de choisir le sens de rotation de la roue menée,

Inconvénients : Solution moins économique et nécessité d'un réglage des roues au montage.

- Les engrenages à roue et vis sans fin :



Figure 1.10 : Engrenages à roue et vis sans fin

Avantages : Arbres quelconques (très souvent orthogonaux) et rapport de réduction élevés,

Inconvénients : Rendement faible et parfois non réversible (peut être un avantage).

1.3.2. Avantages et inconvénients des engrenages :

Le tableau suivant 1.1 résume les avantages et inconvénients des engrenages :

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 constant, • Niveau sonore variable suivant type d'engrenage, • Transmission des à-coups et vibrations • Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide, • Réversibilité possible suivant type d'engrenage, • Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

Tableau 1.1 : Avantages et inconvénients des engrenages

1.4. Théorie :

1.4.1. Introduction :

Tout système mécanique a pour principe de transmettre et d'adapter une énergie mécanique depuis une source d'énergie vers une application donnée. Les premiers mécanismes ne pouvaient pas contrôler correctement le rapport qui existait entre les vitesses angulaires d'entrée et vitesses angulaires de sortie. Le frottement, non constant, se créait ainsi entre les deux roues qui assuraient leur rotation. Pour diminuer ce frottement, des dents furent utilisées pour augmenter la précision de la transmission de l'effort entre les roues. D'où est née, la théorie des engrenages dotés de dents permettant l'obtention de rapports de transmission précis.

1.4.2. Principes d'engrènement :

Soit deux arbres parallèles d'axes O_1 et O_2 . L'arbre d'axe O_1 tourne à une vitesse angulaire W_1 .

Pour mouvoir l'arbre d'axe O_2 , nous montons sur chacun des arbres une roue circulaire. Les deux roues de diamètres respectifs d_1 et d_2 sont tangentes l'une à l'autre

Si elles roulent l'une sur l'autre sans glisser, nous avons l'égalité des vitesses tangentielles des points de contact. [30].

Les figures 1.11 et 1.12 illustrent ce phénomène de transmission.

Nous pouvons écrire :

$$\omega_1 d_1 = \omega_2 d_2 \quad (1.1)$$

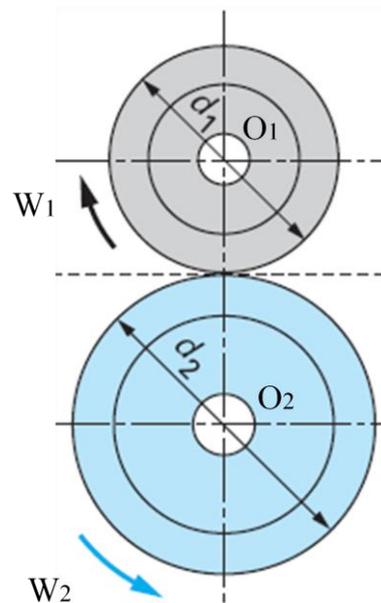


Figure 1.11 : Transmission par friction

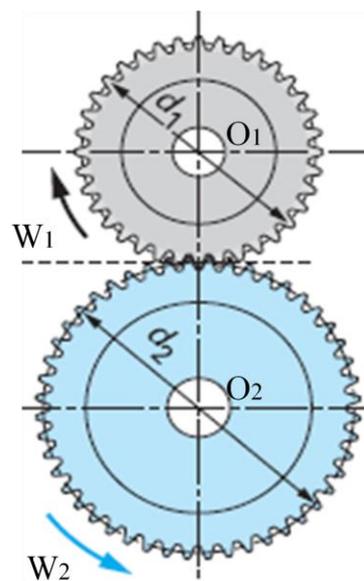


Figure 1.12 : Transmission par obstacle

Alors que la friction est loin de représenter le procédé le plus recommandé pour la transmission de puissances, il est possible d'avoir recours à la pression en liant à chaque roue une surface de profil convenable.

Les deux surfaces sont tangentes comme précédemment, mais cette fois-ci l'une poussant l'autre comme le montre la figure 1.12.

1.4.3. Eléments caractéristiques d'un engrenage:

Outre le module m et le nombre de dents Z , cinématiquement, un pignon d'un engrenage est caractérisé par:

- Trois cylindres: de tête, primitif et de pied représentés par leurs diamètres respectifs.
- La largeur représente la largeur de la denture. Le balayage des profils de la dent nous donne les flancs de la denture.

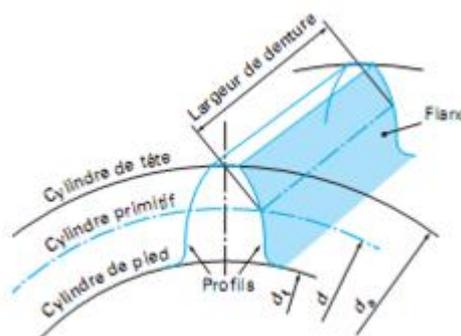


Figure 1.13 : Principe d'une dent

La hauteur h de la dent, mesurée entre le diamètre de pied et le diamètre de tête est la somme de la saillie h_a et du creux h_f :

$$h = h_a + h_f \quad (1.2)$$

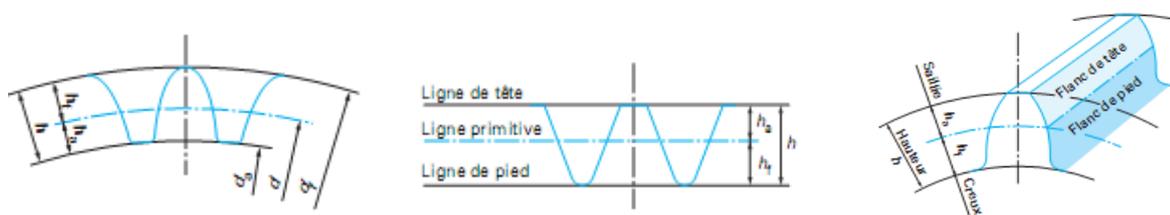


Figure 1.14 : Eléments caractéristiques d'un engrenage

- L'épaisseur s et l'intervalle e :

$$s = e = p/2 = p_b/2 \cos \alpha \quad (1.3)$$

Avec:

$$s_1 + e_1 = s_2 + e_2 = p \quad (1.4)$$

Pour un engrenage sans jeu, on a :

$$s_1 = e_2 \text{ et } e_1 = s_2 \quad (1.5)$$

- Le pas: Le pas primitif p , mesuré sur le diamètre primitif, est la distance entre deux points similaires de deux dents voisines. Le pas de base p_b est mesuré sur le cercle de base:

$$P_b = p \cos \alpha \quad (1.6)$$

- Angle d'incidence θ : Le point M de la développante situé à un rayon r_M .

Avec:

$$\cos \theta_M = \frac{r_b}{r_m} \quad (1.7)$$

- Angle de pression α

$$\cos \alpha = \frac{r_b}{r} \quad (1.8)$$

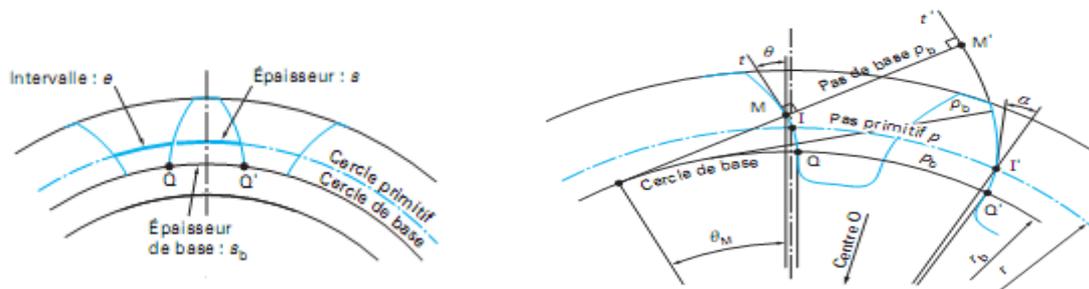


Figure 1.15 : Angle de pression

- Flèche et corde
- Fonction involute (inv)

$$MOQ = \tan \theta_M - \theta_M = \text{inv} \theta_M \text{ et } IOQ = \tan \alpha - \alpha = \text{inv} \alpha \quad (1.9)$$

$$\cos \theta_M = \frac{r_b}{r_m} \cos \theta_a = \frac{r_b}{r_a} \quad (1.10)$$

$$S_m = \left[r_m \frac{s}{r} - 2 (\text{inv} \theta_M - \text{inv} \alpha) \right] \quad (1.11)$$

$$S_\alpha = \left[r_\alpha \frac{s}{r} - 2 (\text{inv} \theta_\alpha - \text{inv} \alpha) \right] \quad (1.12)$$

$$S_b = \left(r_b \frac{s}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha \right) \quad (1.13)$$

1.4.4. La développante de cercle :

La développante de cercle a été adoptée comme profil en raison de ses propriétés remarquables d'où découlent celles des engrenages. [26].

Une développante de cercle est la trajectoire tracée par un point M d'une droite qui roule sans glisser sur une circonférence appelée circonférence de base. La propriété fondamentale de la développante, résultant de son mode de génération même est qu'en chaque point M, la tangente MT au cercle de base vaut :

$$MT = \text{arc AT} \quad (1.14)$$

Aussi, elle est normale à la développante comme le montre la figure 1.16.

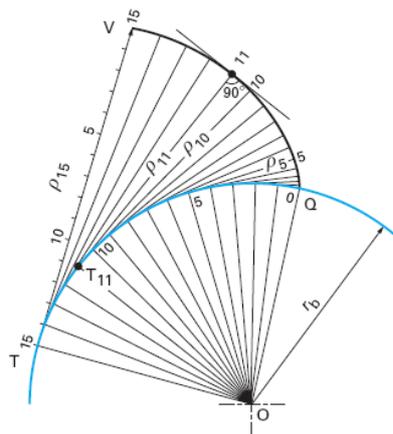


Figure 1.16 : Développante de cercle

Soient deux circonférences de base de rayon r_1 et r_2 portant chacune leur développante issue de A_1 pour l'une, de A_2 pour l'autre.

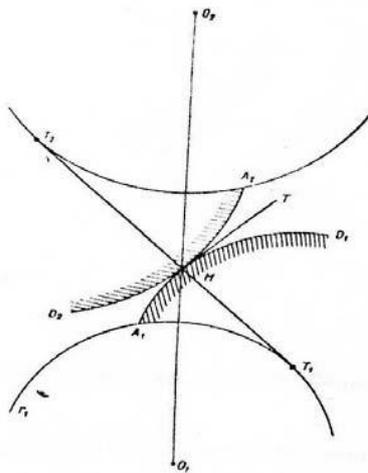


Figure 1.17 : Positions relatives de développante

Les centres O_1 , O_2 sont placés quelconques sous la seule condition que la distance des centres soit supérieure à la somme des rayons de base ($O_1O_2 > r_1 + r_2$) et que les développantes de cercle se présentent en opposition.

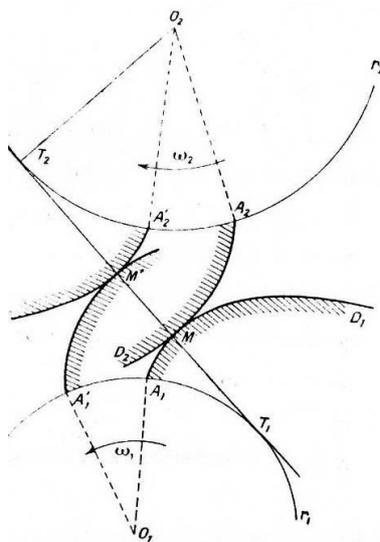


Figure 1.18 : Lignes d'action de développante

Soit alors T_1T_2 , une tangente commune intérieure et M le point où elle coupe la développante A_1D_1 . On fait pivoter la roue de rayon de base r_2 autour de son axe X_2 jusqu'à ce que sa développante A_2D_2 passe par M et elle y sera alors tangente à A_1D_1 du fait que toutes les deux ont, en ce point comme tangente commune, la perpendiculaire MT à T_1T_2 .

Si à partir de cette première position, nous faisons tourner la roue d'axe X_1 à la vitesse angulaire ω_1 de sorte qu'elle pousse la roue d'axe X_2 par sa développante, les deux

profils vont rester tangents sur la droite T_1T_2 par suite de la propriété fondamentale des développantes.

Pour la même raison, lorsque le point de contact sera parvenu à sa seconde position M' , les deux roues ayant respectivement tourné des angles $A_1 O_1 A'_1$ et $A_2 O_2 A'_2$, on aura :

$$A_1 A'_1 = MM' = A_2 A'_2 \quad (1.15)$$

Il s'ensuit que dans ce mouvement, la vitesse linéaire du point de contact M sur la droite d'action T_1T_2 est égale à la vitesse tangentielle des deux points de base A_1A_2 .

Si celle de A_1 est constante, toutes les autres le sont.

On a donc :

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \quad (1.16)$$

et

$$\omega_1 / \omega_2 = r_1 / r_2 \quad (1.17)$$

Tout cela nous permet d'arriver à la conséquence très importante suivante : Le rapport des vitesses de deux roues est constant et égal à l'inverse du rapport des rayons des cercles de base.

1.4.5. La continuité d'engrènement:

Elle permet de suivre l'engrènement d'un couple de profils conjugués P_1 (menant) et P_2 (mené). Nous savons que la ligne d'action passe par le point de tangence I (point primitif) des deux cercles primitifs et est inclinée de la valeur de l'angle de pression α .

- Début de l'engrènement : le profil mené est attaqué par son sommet A ,
- Période d'approche : c'est la période comprise depuis le début de l'engrènement jusqu'au moment où le point de contact est au point primitif I ,
- Longueur d'approche : longueur de ligne d'action parcourue pendant la période d'approche,
- Fin de l'engrènement : le profil menant ne conduit plus que par son sommet B ,

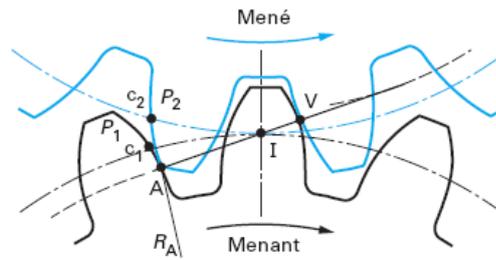


Figure 1.19 : Continuité de l'engrènement (cas a)

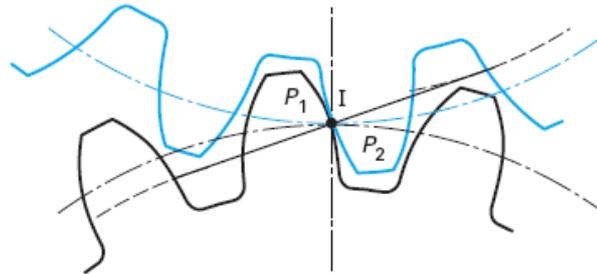


Figure 1.20 : Continuité de l'engrènement (cas b)

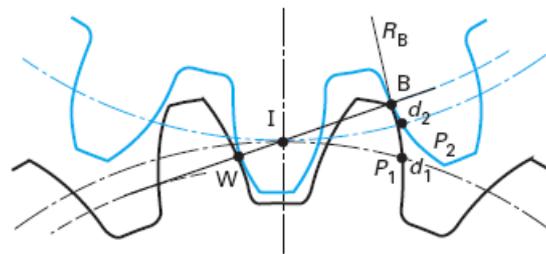


Figure 1.21 : Continuité de l'engrènement (cas c)

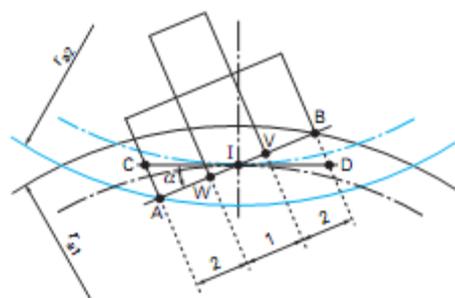


Figure 1.22 : Continuité de l'engrènement (cas d)

- Période de retraite: c'est la période comprise depuis le moment où le point de contact est en I jusqu'à la fin de l'engrènement,
- Longueur de retraite: longueur de ligne d'action parcourue pendant la période de retraite, et ou $g_a = IB$

- Longueur de conduite : $g_a = AB = AI + IB = g_f + g_a$
- Arc de conduite: arc dont les deux cercles primitifs ont roulé sans glisser l'un sur l'autre pendant tout l'engrènement : $g_t = g_a / \cos \alpha$
- Rapport de conduite : $\varepsilon_\alpha = g_a/P_b = g_t/P$

Il faut obligatoirement que la longueur de conduite soit supérieure au pas de base P_b .

Sur la figure 1.22, sont représentées les zones où il n'y a qu'un seul couple en contact et celles où deux couples se partagent la charge.

1.4.6. Nécessité de développantes de cercle :

Avec une seule développante sur chaque roue, l'entraînement ne durerait pas longtemps du fait que chacune des développantes est limitée par une circonférence de tête.[27].

Lors du fonctionnement, le flanc menant attaque le flanc conjugué au sommet S_2 . La prise de contact se fait au point c où la droite d'action est coupée par la circonférence de tête C_2 . Dans ce cas, Il ne peut y avoir d'engrènement.

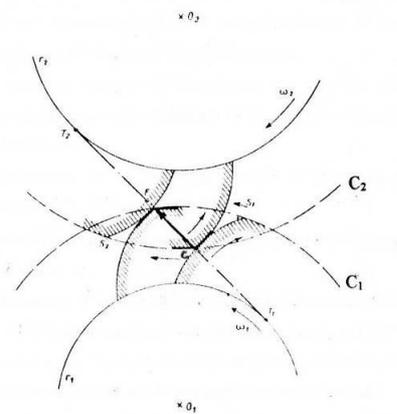


Figure 1.23 : Succession de développantes

A partir de ce point initial, le mouvement se poursuit, le point de contact se rapproche de la base sur la développante de la roue menée et s'en écarte sur la développante de la roue menante.

Faute d'avoir une développante plus haute, la roue menante cesse de pousser la roue menée à partir du point F où la droite d'action est coupée par la circonférence de tête C_1 de la roue menante.

Pour assurer la continuité de l'engrènement, il faut donc que lorsque la roue menante qui par son sommet quitte la roue menée au point F, deux nouveaux flancs de développantes liées à O_1 et O_2 doivent venir en prise au point C ou mieux encore, y soient venus auparavant.

1.4.7. Résumé :

On est ainsi conduit à répartir régulièrement à la périphérie du cercle de base une série de flancs identiques en développante se relayant au cours d'une rotation continue.

Leur écartement constant est appelé pas normal p avec la condition : $p < C_F$

Souvent l'entraînement de l'une des roues par l'autre doit être possible dans les deux sens. D'autre part, en cas de variation de charge, la roue menante peut être momentanément obligée de freiner l'autre.

Il est donc nécessaire qu'il existe une seconde série de flancs engrenant, symétrique de la première série, c'est à dire incurvés en sens inverse.

Pour ceux qui ne partent pas de la même base, ils demeurent cependant régulièrement répartis sur la circonférence de base et sont distants l'un de l'autre du pas normal tout comme les autres.

L'engrènement de cette seconde famille de flancs se fait sur la seconde tangente commune intérieure $T'_1 T'_2$ aux cercles de base.

En définitive, il y a donc toujours entre deux et quatre points de contact répartis sur les deux droites d'action.

Une telle organisation introduit une seconde condition de fonctionnement.

Dans la première condition nous avons vu la nécessité d'avoir l'égalité du pas normal pour les deux roues, elle impose un nombre de flancs en développante de cercle proportionnel au diamètre de ces roues, elle assure la continuité de l'engrènement.

La deuxième condition traduit la nécessité pour les deux familles de flancs d'engrener simultanément pour qu'une dent, au moins, soit toujours tenue des deux côtés par les profils limitant l'intervalle de la zone adverse dans laquelle elle est engagée.

Elle vise donc la position relative des deux séries de développantes, c'est à dire leur écartement.

Donc, ayant deux roues dentées au même pas, il suffira de les rapprocher jusqu'à ce que l'une des dents de la première soit suffisamment engagée dans un des intervalles

de l'autre pour le toucher des deux côtés. En conclusion, l'entraxe des deux roues est maintenant imposé, alors qu'il ne l'était pas précédemment.

Pour traduire ce résultat, remarquons que les dents, étant bombées, ont une épaisseur croissante du sommet à la base ; pour cette même raison l'intervalle qui les sépare varie en sens inverse. On s'arrange généralement pour qu'une certaine valeur moyenne de ces deux arguments soit la même et pour cela on réalise cette condition sur les circonférences passant par le point primitif I où la droite d'action $T_1 T_2$ croise la ligne des centres $O_1 O_2$. Ce sont les circonférences primitives.

Soit α l'angle que fait la droite d'action avec la normale à la ligne des centres, il est nommé angle de pression.

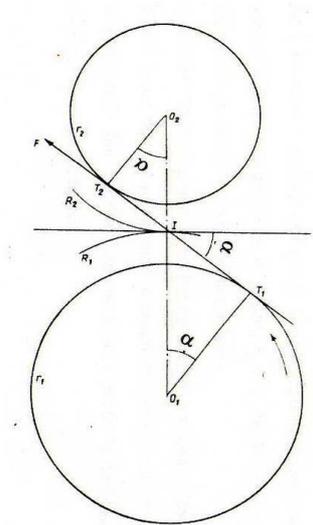


Figure 1.24 : Circonférences primitives

Ainsi, l'entraxe aura pour valeur :

$$\alpha = r_1 + r_2 / \cos \alpha = R_1 + R_2 \quad (1.18)$$

Avec :

R_1 et R_2 = Rayons primitifs

$$R_1 / R_2 = r_1 / r_2 = \omega_1 / \omega_2$$

$$R_1 \omega_1 = R_2 \omega_2 \quad (1.19)$$

Et cette épaisseur s doit être adaptée à l'effort à transmettre.

On a donc seulement normalisé la série des pas ou plus exactement, des modules m , cette caractéristique étant plus commode d'emploi.

En effet, et par définition on a :

$$m = P / \pi = P / \pi \cos \alpha \quad (1.20)$$

Donc les circonférences primitives roulent sans glisser l'une sur l'autre durant l'engrènement.

Il suffit donc de bien réaliser sur ces circonférences et pour chaque roue, l'égalité de l'épaisseur s de la dent et de l'intervalle e .

Pour des roues constituées, et pour un engrènement correct, il faut et il suffit qu'elles aient :

- Même pas normal p
- Même angle de pression α .

Si l'angle de pression est normalisé ($\alpha = 20^\circ$), il n'en est pas de même pour le pas.

En effet, l'épaisseur moyenne de la dent comptée sur le primitif est égale à la moitié du pas au primitif : $s = P / 2$

D'où la relation fondamentale qui lie module, diamètre primitif et nombre de dents (Z) :

$$\begin{aligned} D_p \pi &= m Z \pi \\ D_p &= m Z \end{aligned} \quad (1.21)$$

Puisque le module fixe l'épaisseur de la dent, on lui a rapporté toutes les dimensions de celle-ci, notamment la saillie (hauteur radiale de la dent entre le primitif et le cercle de tête) et le creux (hauteur radiale de la dent entre le primitif et le cercle de pied). Ce dernier n'a rien à voir avec le cercle de base dont le rôle demeure cependant essentiel quoique, tout comme le cercle primitif, il ne soit pas matérialisé.

Donc, suivant l'ordre logique de la théorie que nous venons d'exposer, nous pouvons dire que l'aptitude des roues dentées à engrener correctement est intimement liée :

- au profil de la dent qui doit être une développante, faute de quoi, le mouvement ne se transmet pas suivant $\omega_1 d_1 = \omega_2 d_2$.

Et ce par suite des aberrations du point de contact.

- Au pas : les dents doivent être réparties à intervalles égaux sur toute circonférence concentrique les coupant afin d'assurer le relais correct des dents en prise.
- A l'épaisseur et l'intervalle au primitif et cela pour que l'engrènement soit possible et se fasse sans jeu. Alors, il faut que sur le primitif l'épaisseur d'une dent soit égale à l'intervalle de la dent adverse.

Ainsi, le mouvement devant essentiellement se transmettre doit obéir à :

$$\begin{aligned}\omega_1 R_1 &= \omega_2 R_2 \\ \omega_1 / \omega_2 &= R_2 / R_1 = Z_2 / Z_1\end{aligned}\quad (1.22)$$

D'où l'intérêt de déterminer correctement les nombres de dents Z_1 et Z_2 afin d'assurer le rapport de transmission souhaité.

1.5. Les interférences :

1.5.1. L'interférence géométrique :

Elle se produit soit durant l'opération de taillage, soit durant l'engrènement d'un engrenage dans des conditions défavorables telles que certaines parties utiles du profil se trouvent rognées par l'outil, ou que les profils conjugués du pignon et de la roue tendent à se pénétrer l'un l'autre à certains instants.

1.5.2. L'interférence avec le profil de raccordement :

On évite d'avoir le rayon du point actif de pied A plus petit que le rayon du point A_0 limite du profil en développante, sinon le contact pourrait se produire sur le raccordement de pied.

Lorsque le nombre de dents diminue ou lorsque l'angle de pression diminue, le point d'interférence se rapproche du point primitif I et les risques d'interférences augmentent

Les corrections de denture permettent d'y remédier.

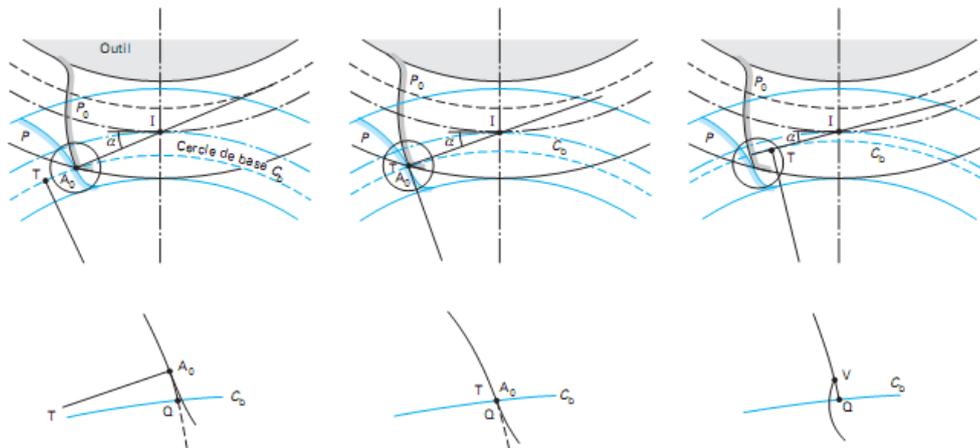


Figure 1.25 : Génération d'un pignon

1.5.3. L'interférence de taillage:

L'interférence de taillage survient lorsque la ligne de tête active de l'outil dépasse le point d'interférence. C'est le cas pour le pignon de 10 dents de l'engrenage à denture droite.

Cet exemple est montré dans la figure 1.26.

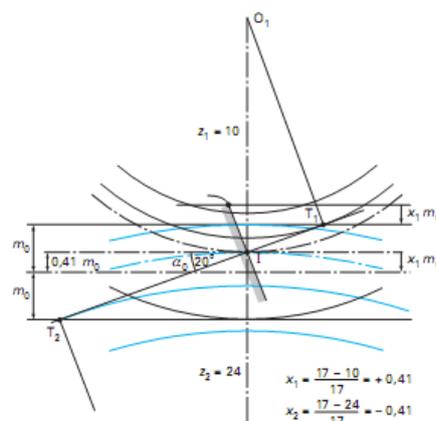


Figure 1.26 : Interférence de taillage

1.6. Le glissement :

1.6.1. Le glissement relatif :

Tout roulement d'un corps sur un autre est accompagné d'un glissement relatif qui occasionne la perte de puissance par frottement et détérioration par grippage, surtout pour de grandes vitesses.

Ce glissement est nul au point primitif et augmente progressivement au fur et à mesure que le point de contact s'éloigne de ce point.

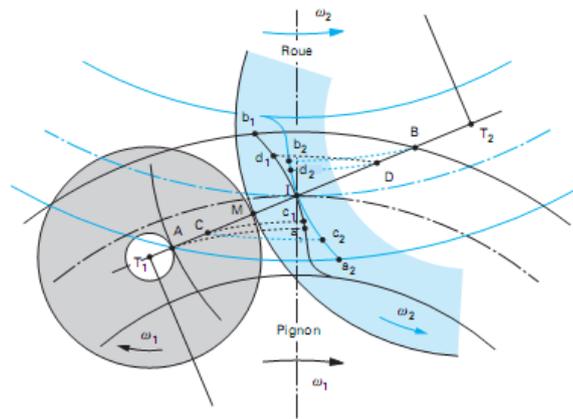


Figure 1.27 : Glissement relatif

1.6.2. Le glissement spécifique :

Ce glissement est très important pour toutes les questions d'usure.

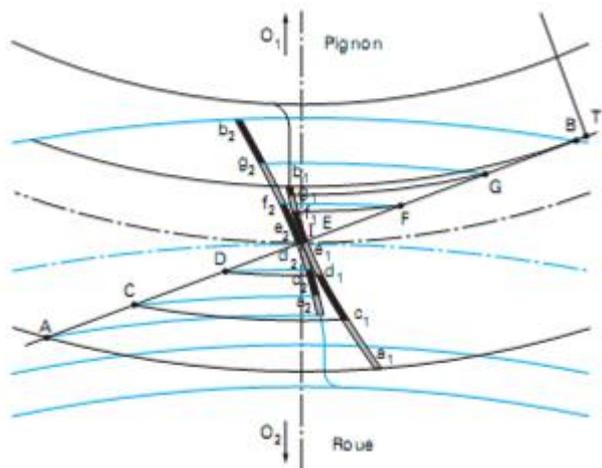


Figure 1.28 : Glissement spécifique

Chapitre II : Eléments et défauts d'usinage des engrenages

2.1. Généralités :

Le domaine de la construction mécanique, un des piliers du monde industriel actuel, a connu une profonde mutation depuis l'avènement de l'ère industrielle. Encore de nos jours, la production automatisée s'avère un nouveau pas dans cette mutation. Les principes de fabrication évoluent normalement tandis que le milieu environnant s'automatise, se robotise en faisant appel à l'ordinateur. Cela appelle un renouvellement des équipements, mais aussi la création de nouveaux instruments de formation.

Le rôle des fabrications mécaniques est de confectionner, maintenir en état et réparer tous mécanismes courants. Le processus consiste à transformer des matériaux reçus dans une forme de produit brut pour réaliser des pièces par enlèvement de métal. Les pièces, une fois réalisées, seront réunies et assemblées entre elles pour constituer le mécanisme prévu.

Ainsi, il faut :

- Exploiter le savoir faire des connaissances des faits, conventions, méthodes, analyse et synthèse,
- Développer les processus d'analyse et de synthèse devant permettre à tout utilisateur de trouver les méthodes adéquates lui permettant de résoudre efficacement un problème posé.

2.2. Usinage :

2.2.1. Etude de l'ordre logique d'usinage :

Ce problème est important car une suite d'usinage mal choisie peut conduire à de graves inconvénients tels que :

- Impossibilités d'usiner certaines pièces,
- Difficultés diverses empêchant le respect du contrat du bureau d'études, ou encore compliquant la gamme, d'ou rebuts et prix de revient augmentés.

Les facteurs influençant l'ordre d'usinage sont :

- Le dessin de définition
- Les diverses raisons technologiques et économiques,
- Les machines et outillages disponibles,
- Les déformations de la pièce,
- Les finitions spéciales.

2.2.2. Etude de fabrication :

Une étude de fabrication a pour objet d'établir une suite logique des différentes étapes de réalisation d'une pièce. Elle doit, compte tenu des moyens disponibles :

- Respecter la qualité imposée par les dessins de définition du produit,
- Rendre les coûts de fabrication minimaux.

Les principaux éléments de base à posséder pour établir une étude de fabrication sont :

- Le dessin de définition du produit,
- Le nombre de pièces à fabriquer,
- La cadence demandée,
- La main d'œuvre disponible,
- La disposition des machines,
- Le standard des machines,
- Le standard des outillages,
- La charge des machines.

2.2.3. Préparation d'une production :

Les services de préparation assurent les liaisons nécessaires entre les services de conception et les services de fabrication. Ils ont pour rôle essentiel d'établir un processus de fabrication en utilisant les moyens de l'entreprise.

Le processus de fabrication doit respecter notamment :

- La qualité prescrite pour les produits,
- Un prix de revient minimal,
- Le délai demandé,
- Les conditions de travail aussi bonnes que possible.

On cherche en fonction du délai demandé ou de cadence de production, à obtenir un coût minimal pour la fabrication. Les méthodes générales de fabrication sont fonction du nombre de pièces à réaliser c'est à dire pour un type de fabrication défini, on a une organisation, des machines et de l'outillage propre à cette opération.

2.2.4. Principe de la coupe des métaux :

La coupe des métaux (ou usinage) consiste à enlever une couche de métal pour obtenir une pièce finie conforme au dessin de définition.

Cette coupe est effectuée sur des machines à l'aide d'outils tranchants de dimensions et de formes diverses.

Lors de l'usinage, on trouve :

- Une lame d'outil qui pénètre dans la matière et enlève un copeau,
- L'outil suit une trajectoire par rapport à la pièce à usiner, où les mouvements sont assurés par les éléments constitutifs de la machine outil. [31]. [32].

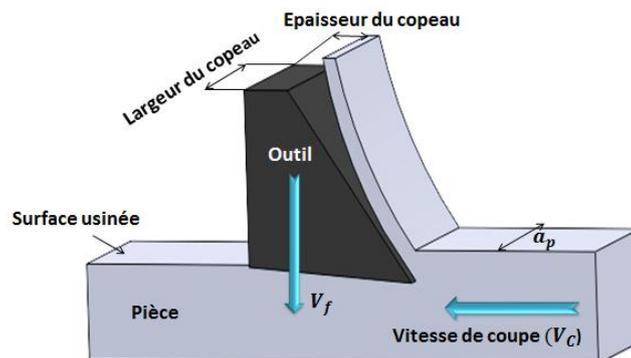


Figure 2.1 : Usinage par enlèvement de matières

La conjugaison de 3 mouvements soit à l'outil où soit à la pièce permet la coupe.

Ces 3 mouvements sont :

- Le mouvement de coupe, M_c
- Le mouvement d'avance, M_a
- Le mouvement de profondeur, M_p

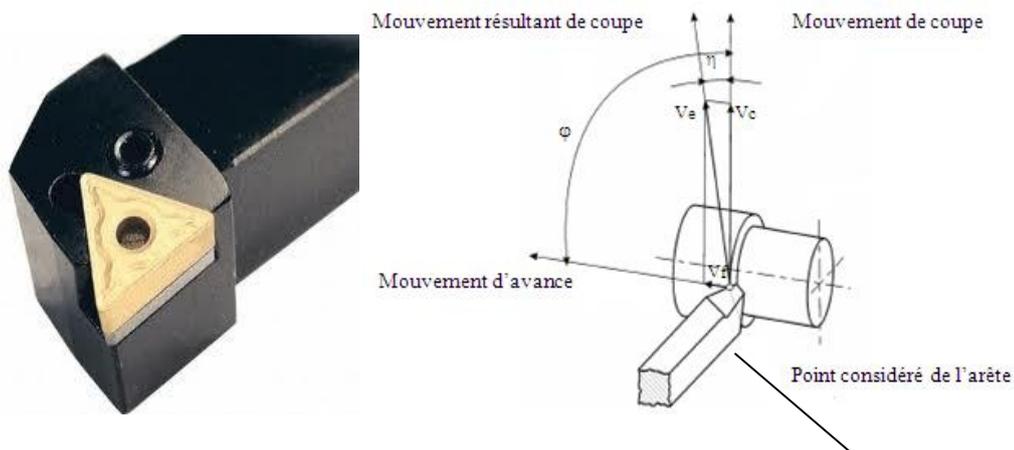


Figure 2.2 : Mouvements de l'outil et de la pièce en tournage

Pour enlever de la matière en cours d'usinage, deux mouvements sont nécessaires : mouvement de coupe et mouvement d'avance. D'une manière générale, ces mouvements de coupe peuvent être donnés soit par la pièce soit par l'outil.

Pour obtenir un travail satisfaisant (bon état de la surface usinée, rapidité de l'usinage, usure modérée de l'outil,...), on doit régler les paramètres de coupe ; ou, il y a plusieurs critères qui permettent de définir les paramètres de coupe, comme le montre la figure 2.3:

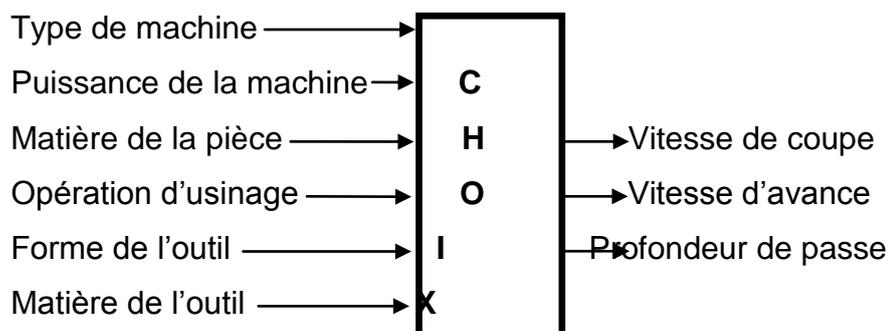


Figure 2.3 : Critères permettant de définir les paramètres de coupe

Suivant le type d'opération à réaliser, il faut choisir la méthode d'usinage, et donc choisir la machine à utiliser : Tournage, fraisage ou perçage.

2.2.5. Matériaux des outils de coupe :

Pour résister aux sollicitations sévères que le tranchant de l'outil subit dans la coupe, la partie de celui-ci doit être constituée d'un matériau présentant des qualités particulières :

- Une dureté élevée pour pouvoir pénétrer dans le métal usiné,
- Une résistance mécanique élevée (particulièrement à la compression) pour résister aux efforts de coupe,
- Une résistance aux chocs pour éviter l'écaillage de l'arête de coupe (croûte de la matière usinée que se dépose sur le bec de l'outil, en formant une deuxième arête tranchante), elle détériore l'état de surface et crée un échauffement plus accentué de la partie active,
- Une résistance au frottement suffisamment élevée pour limiter les efforts d'usure sur les faces de coupe et de dépouille,
- Une conservation de la dureté à des températures élevées (500 à 4400°C),
- Un bon fini de la face d'attaque et de dépouille pour respecter l'état de surface demandé (un bon pierrage après chaque affûtage est souhaitable).

Un bon outil doit permettre un maximum de rendement pour un minimum d'usure.

Remarque : Tous ces matériaux d'outils contiennent tous des éléments durs qui conservent leur dureté à des températures plus ou moins élevées pour résister aux efforts thermiques de la coupe.

Toutes ces caractéristiques nous amènent à employer les matériaux suivants, classés par ordre de dureté croissante:

- Les aciers au carbone trempés ou aciers fondus : Ils contiennent entre 0.8 à 1.2% de carbone. Leur dureté à froid atteint 65 HRC (essai Rockwell ou cône de diamant d'angle 120° C).
- Les aciers au carbone alliés (aciers rapides) : Ils sont des aciers avec des pourcentages importants d'éléments d'alliages, tel que le Tungstène (W) ou molybdène (D), Le Chrome (C), Le vanadium (V), le cobalt (K),...
- Les aciers au tungstène (W) trempés (aciers rapides supérieurs) :
- Les alliages durs ou alliages coulés : Ils sont obtenus par fusion de métaux purs avec du carbone (C) au four électrique.

- Les carbures métalliques frittés : Ces matériaux, dits « carbures », connaissent un développement de plus en plus grand, dus à leurs performances de coupe. Leur très grande variété de leurs caractéristiques et leurs conditions d'élaboration par la technique du frittage font de ces matériaux une utilisation très fréquente dans le domaine de la coupe.

- Les céramiques :
- Les corps super abrasifs :
- Les diamants :

2.2.6. Réalisation d'engrenages :

La réalisation d'engrenages est caractérisée par deux grandes fonctions :

- La fonction de coupe pour opérer un enlèvement de matière,
- La fonction de réalisation de dentures, soit par reproduction directe, soit par génération ; dans ce dernier cas, les lois de mouvement de coupe sont intimement liées aux procédés cinématiques souvent complexes.

C'est à partir d'un cahier des charges, ou tout au moins d'un plan de définition, que l'opérateur d'usinage va prendre connaissance du produit à réaliser. Le coût global, le niveau de qualité, la quantité à produire par unité de temps, la fiabilité des matériels utilisés, etc...

Plusieurs méthodes de cette réalisation existent en fabrication mécanique. On trouve les méthodes classiques et les méthodes modernes.

Les méthodes classiques se basent sur l'usinage traditionnel : Tournage, fraisage (tailleuse de dents), perçage et rectification. Rappelons que cette méthode varie selon un facteur important à savoir la quantité du produit à réaliser et surtout sur l'établissement du projet de fabrication du produit car ce dernier donne le processus optimal d'usinage adapté aux conditions économiques de production, c'est-à-dire fabriquer la pièce qui satisfait à toutes les exigences technique imposées par le dessin de définition à un cout minimal. Aussi, il est à noter que ce procédé est par contre couteux : machine, outils, hommes qualifiés et relativement lent.

Les méthodes modernes basés sur la productique permettent d'obtenir un produit de meilleur qualité et avec un prix compétitif. Des machines spécialisées ont été conçues à cet effet. Aussi, les derniers matériaux permettent d'éviter le procédé de rectification.

Actuellement, on trouve de nouveaux axes de recherche en fabrication mécanique comme par exemple :

- UGV (usinage à grande vitesse) : Une grande vitesse est utilisée lors de l'usinage. La pièce usinée par UGV est d'une précision supérieure du fait que les efforts de coupe sont réduits : la pièce subit moins de déformation.
- Machines à axes parallèles qui offrent une grande mobilité de tête d'usinage.

L'UGV autorise l'usinage de pièces qu'il était impossible d'usiner auparavant avec les moyens conventionnels comme par exemple les voiles minces en aéronautique. Avec l'apparition de l'UGV, le secteur de la machine-outil a tourné une page de son histoire et a entamé une irréversible évolution. Les pièces sont désormais usinées très rapidement, avec une précision toujours croissante.

Les figures suivantes montrent quelques exemples d'usinage :

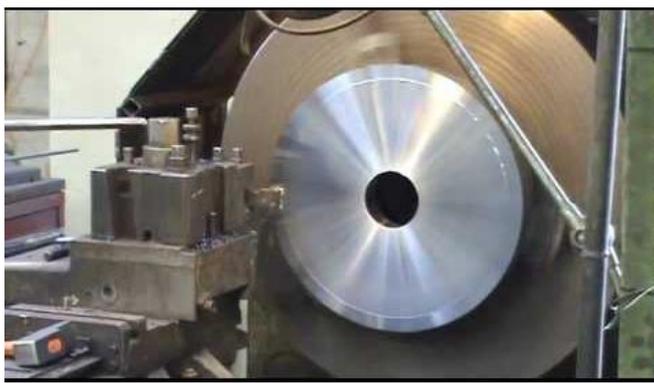


Figure 2.4 : Procédé de tournage



Figure 2.5 : Procédé de fraisage



Figure 2.6 : Procédé de perçage



Figure 2.7 : Procédé de rectification

2.3. Défauts d'usinage des engrenages :

Le contrôle d'usinage a pour but de s'assurer que la pièce usinée est conforme au dessin de définition. Il doit satisfaire aux conditions suivantes :

- Qualité (précision),
- Quantité (production totale),
- Délai (pour satisfaire la demande, pour continuer la production).

On distingue deux types de contrôle : le contrôle actif (en cours d'usinage) et le contrôle passif (pour les pièces finies).

Après usinage et surtout après le montage des engrenages, plusieurs défauts d'usinage peuvent apparaître. Ces défauts sont nombreux. [33].[34].[35].

On peut citer :

- Défauts de taillage,

- Défauts de profils,
- Défauts de montage,
- Défauts d'entraxe,
- Etc,...

2.3.1. Défauts de taillage :

De ces défauts, on peut citer :

- Excentricité,
- Les erreurs de pas,
- Les erreurs de profil,
- Les erreurs de profil,
- Les erreurs d'hélice.

✓ Excentricité : Elle peut être considérée comme une erreur de faux-rond. Ce défaut traduit la non-concentricité entre l'axe du cylindre primitif de denture et l'axe de rotation de l'arbre auquel la denture est liée. Ce défaut est aussi présent dans la totalité des transmissions par engrenage et reste la source principale de modulation du bruit d'engrènement.

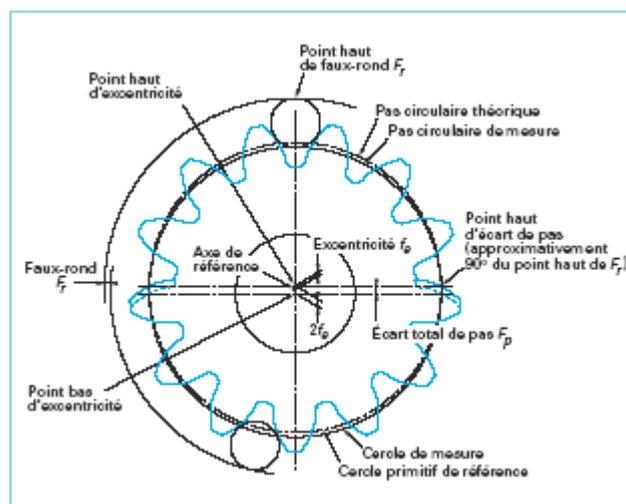


Figure 2.8 : Excentricité

✓ Erreurs de pas : Elle caractérise le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs représentatives de la qualité de réalisation d'un engrenage sont associées à cette erreur. Ces grandeurs sont l'erreur de

pas individuelle et l'erreur de pas L'erreur de pas cumulée conduit à une modulation harmonique à la rotation des arbres. Ces effets sont identiques à ceux associés aux défauts d'excentricité. Les deux erreurs se cumulent et sont généralement prises en compte simultanément.

L'erreur de pas individuelle correspond à l'écart entre la position réelle de la dent et sa position théorique. Ce défaut est généralement modélisé dans la bibliographie par une distribution aléatoire, et son influence se répercute sur la totalité du spectre. [36].[37].

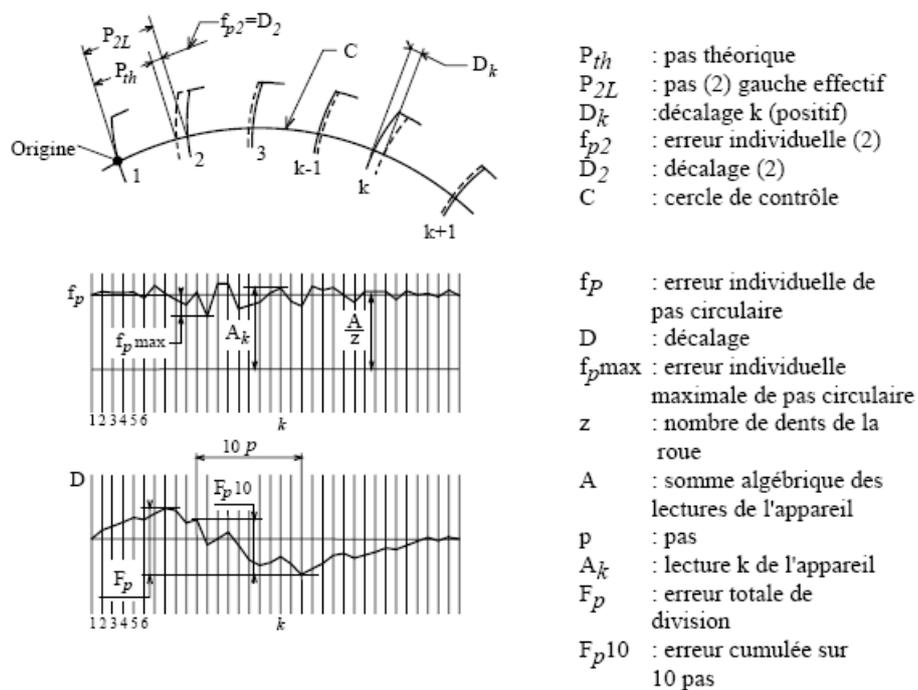


Figure 2.9 : Erreur de pas

✓ Erreurs de profil : Elles sont représentatives des écarts existant entre le profil théorique de la denture et le profil réel. Le profil théorique en développante de cercle, de forme parabolique ou présenter une dépouille s'il a subi une correction volontaire. Ces erreurs peuvent être générées lors de la fabrication ou au cours du fonctionnement par l'usure et la détérioration des profils. La présence d'un déphasage entre ces défauts introduits des modulations sur les signaux d'erreur de transmission et de bruit. [38].

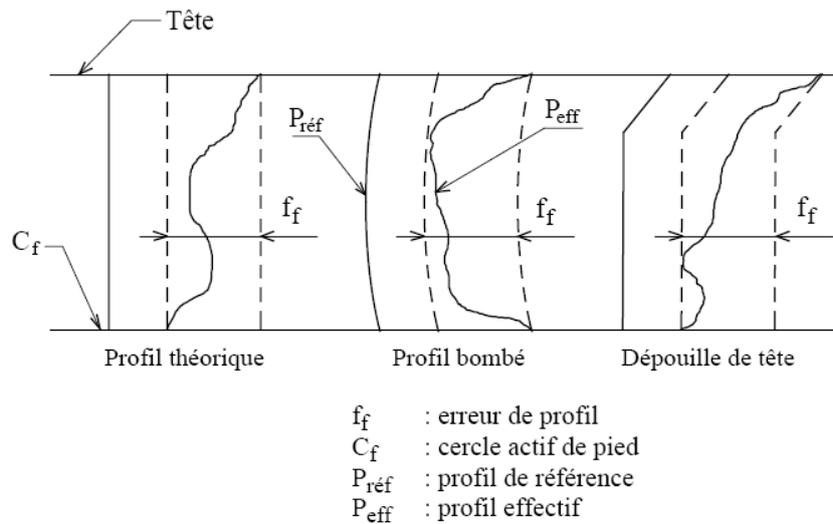


Figure 2.10 : Erreur de profil

✓ Erreur de l'épaisseur des dents : Elle est la différence entre l'épaisseur mesurée et l'épaisseur théorique.

On peut citer :

1. Epaisseur de dent de référence : Elle est égale à la valeur théorique d'engrènement sans jeu entre les dents avec une roue conjuguée, qui a également l'épaisseur de dent théorique, sur l'entraxe de référence.

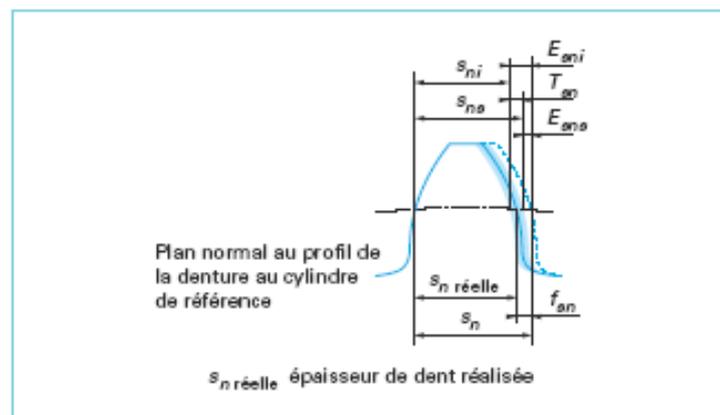


Figure 2.11 : Epaisseur de dent de référence

2. Limite minimale et maximale de l'épaisseur de dent : Elles sont les deux dimensions extrêmes admissibles de l'épaisseur de dent entre lesquelles doit se trouver la dimension effective.

3. Tolérance d'épaisseur de dent : Elle est la différence algébrique entre l'écart maximal et l'écart minimal d'épaisseur de dent :

4. Epaisseur de dent de conception : Elle est la limite supérieure de l'épaisseur de la et est généralement établie en prenant en compte des considérations d'ingénierie de géométrie de l'engrenage, de résistance de la denture, du montage et du jeu de battement entre dents.

5. Epaisseur de dent effective : Elle est utilisée pour évaluer la dimension d'une dent entière ou des dents d'une roue dentée donnée. Elle peut être basée sur quelques mesures entre deux points ou deux lignes de contacts très courts. La nature et l'emplacement de ces contacts sont déterminés par la méthode de mesure. Il est habituel de supposer que la roue dentée est caractérisée par les données mesurées à partir d'une ou deux mesures. La présence d'erreur de l'épaisseur de la dent entraîne une variation de pas sur le diamètre primitif, et donc produit un choc au cours de fonctionnement.

✓ Erreurs d'hélice : Elles sont les quantités dont les hélices effectives s'écartent des hélices de conception. Elles sont mesurées dans la direction des tangentes au cylindre de base, dans le plan apparent.

L'hélice de conception est celle qui correspond aux spécifications du dessin. Dans un diagramme, l'hélice non modifiée apparaît comme une ligne droite. La longueur de tracé est proportionnelle à la largeur de denture de la roue à contrôler, à l'exception des chanfreins et des arrondis d'extrémités.

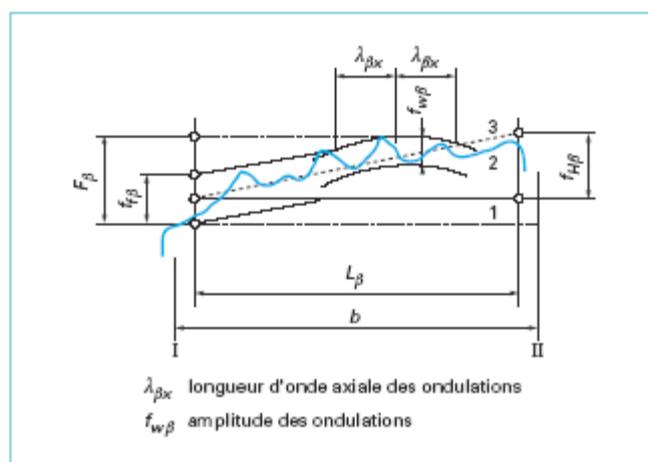


Figure 2.12 : Epaisseur d'hélice

La longueur d'évaluation des erreurs d'hélice L_B est égale la longueur du tracé, diminuée à chaque extrémité par le plus faible des deux valeurs : 5 % de la largeur de denture ou une longueur égale à 1 module.

2.3.2. Défauts de montage :

Ces défauts sont généralement sous-estimés alors qu'ils peuvent expliquer les différences de niveau sonore observées sur des transmissions d'architecture absolument identique. L'ensemble de ces défauts caractérise le positionnement relatif des deux roues dentées résultant du montage ou de la déformation de la structure lors de l'application de chargement. Ils sont représentés par le défaut d'entraxe et les défauts de parallélisme entre les axes des roues.



Figure 2.13 : Défaut d'un montage

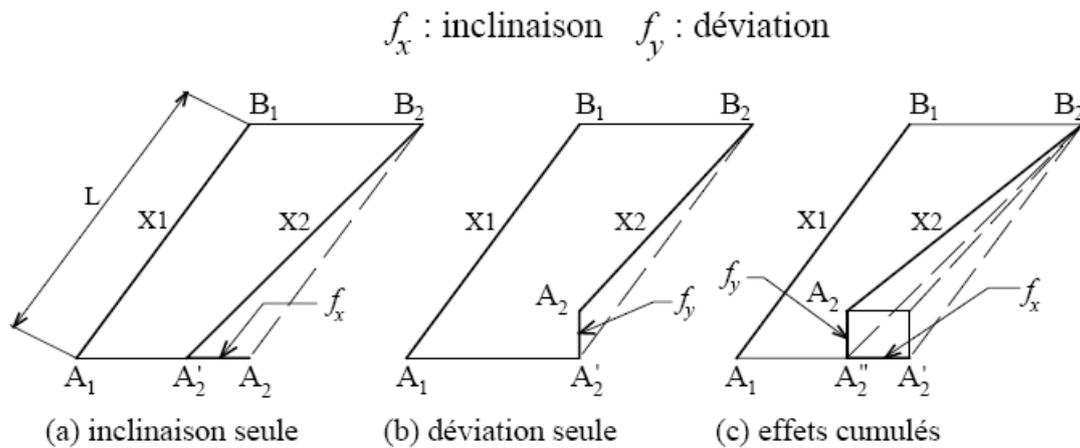
On trouve les défauts d'entraxe et les défauts d'inclinaison et déviation.

✓ Défaut d'entraxe : C'est la différence, positive ou négative, entre la distance des deux axes et l'entraxe théorique de fonctionnement, mesuré dans le plan perpendiculaire à l'axe de la plus grande roue, passant par le milieu de la largeur de denture.

L'entraxe est un paramètre particulièrement important. Il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie du contact. Ce paramètre est signalé comme étant particulièrement important mais aucune étude ne conforte ces indications [38].

✓ Défauts d'inclinaison et de déviation : La norme caractérise les défauts d'alignement par deux angles appelés angle d'inclinaison et angle de déviation. L'angle

d'inclinaison est associé à une rotation dans le plan des axes, et l'angle de déviation conduit à une délocalisation latérale des portées de denture).



L : largeur de denture X1 : direction de l'axe du pignon X2 : direction de l'axe de la roue

Figure 2.14 : Défaut d'inclinaison et de déviation

Des travaux expérimentaux réalisés récemment permettent de caractériser de façon plus précise l'influence des désalignements sur le comportement vibratoire des transmissions par engrenages. [39]. Les résultats obtenus montrent que l'introduction de ces défauts sert à une augmentation très forte du niveau vibratoire et par conséquent du bruit.

2.3.3. Mesure de l'erreur de transmission :

La mesure de l'erreur de transmission a tout d'abord été utilisée pour définir la qualité de finition des engrenages. L'erreur de transmission regroupe les effets dus à l'ensemble des imperfections géométriques issues des réalisations. Cette erreur de transmission est également dénommée écart composé tangentiel dans la norme ISO 1328.

La mesure de cette grandeur permet de prendre en compte de façon globale les écarts de géométrie sur la transmission du mouvement. Depuis quelques années, l'erreur de transmission est reconnue par tous comme étant la meilleure image de l'excitation liée à l'engrènement, mais également comme une estimation de la performance des engrenages en termes de vibration, de bruit ou de positionnement.

L'écart composé tangentiel d'un engrenage peut se définir comme étant la différence entre la position de la roue menée par rapport à la position qu'elle devrait occuper si l'engrènement était géométriquement parfait.

Le contrôle peut se réaliser soit en faisant engrener la roue à contrôler avec un master ou soit en faisant engrener le pignon avec sa roue conjuguée.

Dans le premier cas, on néglige les erreurs du master et on obtient après un tour de la roue à contrôler, le diagramme complet des écarts cumulés tangentiels propres à la roue concernée.

Dans le second cas, il est nécessaire (sauf pour un rapport 1/1) de réaliser tous les engrènements possibles des dents du pignon avec celles de la roue. Cela signifie qu'il faudra faire un nombre de tours de la roue égal au nombre de dents du pignon divisé par le plus grand diviseur commun des nombres de dents de la roue et du pignon. Ce nombre de tours bien définis pour le pignon et la roue correspond à la période complète d'engrènement de l'engrenage.

Le test de la composante tangentielle est appliqué donc dans les conditions de fonctionnement de l'ensemble de l'engrenage. Les résultats reflètent le comportement global de l'engrenage et/ou l'efficacité des modifications apportées au flanc pour améliorer les propriétés courantes et l'émission du bruit.

Une considération particulière est exigée sur le positionnement de la roue dentée, l'alignement et le choix des paramètres de mesure tels que la force, la vitesse et l'évaluation du nombre de tours nécessaires. Avec une connaissance profonde du comportement de la roue dentée engrenée, cette méthode d'essai permet d'éliminer la plupart des écarts importants de l'engrenage et leurs origines dans le processus de fabrication directement et quantitativement à partir des résultats de contrôle.

Les écarts composés tangentiels sont la plupart du temps, relevés sans charge transmise et à vitesse réduite. Les diagrammes obtenus sont une combinaison des erreurs élémentaires de l'engrenage : profil, distorsion et division.

Les mêmes mesures peuvent aussi être faites en charge. Dans ce cas les diagrammes obtenus tiennent compte, en plus des erreurs géométriques, des déformations des dents sous charge et des phénomènes de chocs qui risquent de survenir lors de l'engrènement des dents.

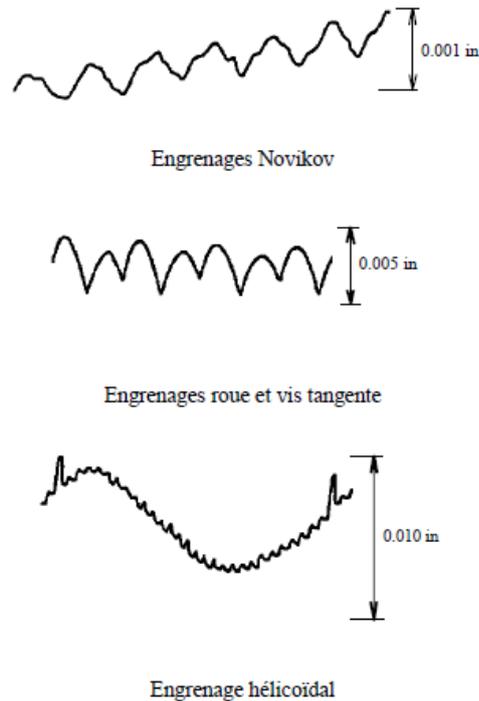


Figure 2.15 : Erreur de transmission

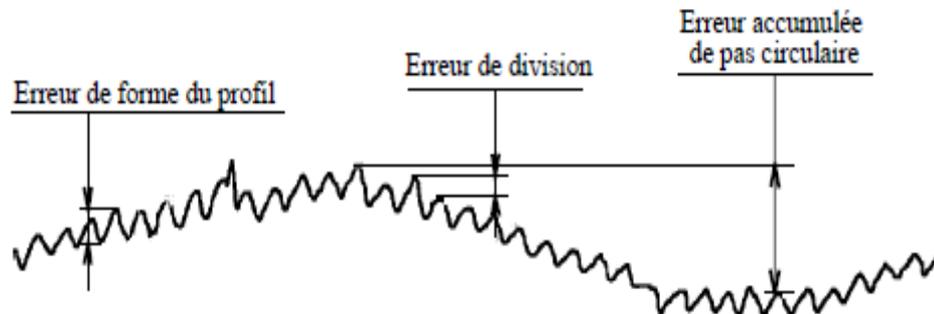


Figure 2.16 : Erreur de fabrication

Ces figures montrent des exemples de mesure de l'erreur de transmission pour différents types d'engrenages. Les effets des principales erreurs sont très nettement visibles.

Des techniques de mesure ont été développées. Elles permettent aujourd'hui une mesure dans des conditions réelles de fonctionnement des engrenages. Deux méthodes permettent de mesurer les écarts composés tangentiels.

Elles sont :

- La comparaison avec des déplacements générés mécaniquement par roulement de cercles dur crémaillères ou de cercles entre eux,
- L'utilisation directe de capteurs.

La méthode comparative ne peut être utilisée que pour des engrenages cylindriques.

Elle a été mise en application pour deux types d'appareils différents :

- Un relativement complexe mais universel,
- Un autre type beaucoup plus simple.

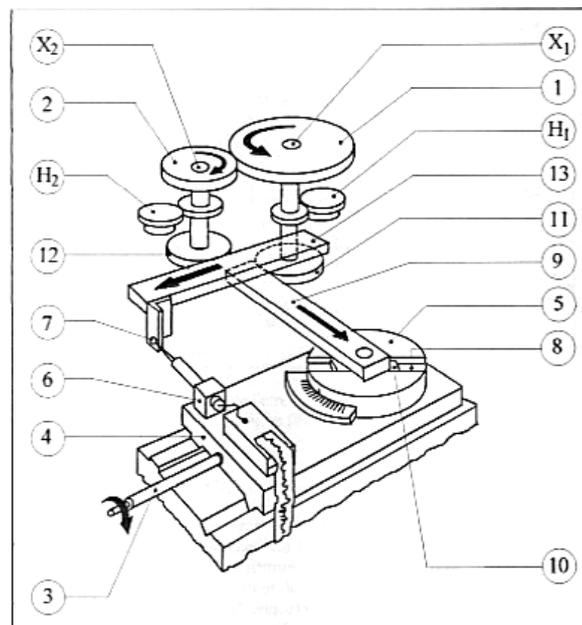


Figure 2.17 : Dispositif mécanique universel pour la mesure de l'écart composée tangentielle

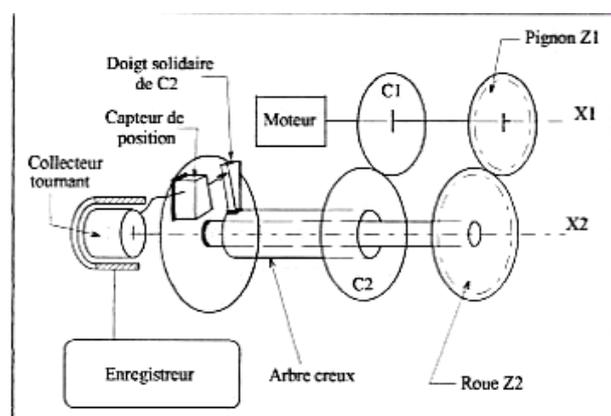


Figure 2.18 : Dispositif de mesure de l'erreur composée tangentielle par roulements des deux disques primitifs

La méthode de mesure directe utilise des capteurs de différents types :

- Capteurs à inertie mesurant les irrégularités de rotation :

Le principe de fonctionnement de ces capteurs se base sur une masse (rotor) pouvant tourner au tour de son axe est disposée dans le boîtier (stator) du capteur et tourne, en raison de son inertie, à la vitesse moyenne de l'arbre. Cette masse constitue un système de références et les erreurs cinématiques peuvent alors être mesurées électriquement en tant qu'écart de position de cette masse sismique par rapport au boîtier qui est lié en rotation à l'arbre concerné.

Les mesures d'écart angulaire faites par capteurs à induction sont transmises par collecteur au dispositif de traitement qui fournit un relevé sur papier des irrégularités de rotation enregistrées. Les capteurs peuvent fonctionner en position verticale et horizontale ainsi que dans toute autre position dans l'espace.

L'utilisation de ces capteurs pour la mesure des écarts composés tangentiels nécessite une vitesse de rotation la plus régulière possible (adjonction d'un volant s'il y a lieu) et ne dépasse pas 600 tr/mn.

- Capteurs de mesure angulaire ou codeurs :

Dans ce cas là, les deux mouvements de rotatifs à comparer sont transmis à deux disques optiques à divisions radiales. Ces disques peuvent être montés directement chacun sur une broche de la machine de contrôle ou reliés chacun à l'aide d'un accouplement spécial de précision aux arbres d'entrée et de sortie de l'engrenage ou du dispositif à contrôler.

Les divisions de chacun des disques coupent le faisceau lumineux de cellules photoélectriques et génère des impulsions sinusoïdales dont la fréquence est fonction de la vitesse de rotation des arbres ou des roues.

Ces disques comportent en général un nombre de trait très élevé et la précision de la gravure est de l'ordre de la seconde d'arc.

Pour éliminer l'influence de l'excentricité résiduelle du disque, des lectures simultanées sont faites à l'aide de deux cellules diamétralement opposées. L'addition de deux signaux donne le signal de mesure proprement dit.

Le signal résultant issu de codeur relié à l'arbre d'entrée est divisé par le rapport d'engrènement puis en comparé au signal issu du codeur relié à l'arbre de sortie à l'aide d'un comparateur de phase.

Actuellement, la technique de mesure utilisée pour l'analyse du comportement des transmissions par engrenages utilise des vitesses variant de 2500 jusqu'à 3000 t/min. Elle est représentée dans la figure suivante :

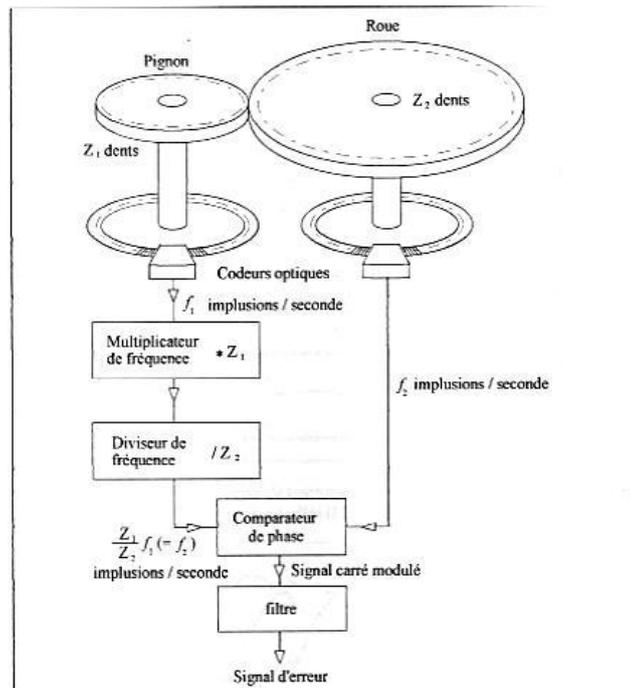


Figure 2.19 : Dispositif de mesure de l'erreur de transmission à l'aide de codeurs optiques

2.3.4. Mesure de l'erreur de par engrènement avec master :

Il s'agit d'interprétation de courbes. Une courbe type d'écart de transmission comporte une série d'ondulations de passage de dents juxtaposées sur une courbe porteuse appelée courbe longue période. Le diagramme étudié donne l'allure de la courbe de l'écart composé tangentiel relevé sur un tour de pignon engrenant avec un master.

Aussi, cette partie est influencée par :

- Ecart de profil,
- Ecart de division,
- Ecart de distorsion.

2.3.5. Les traitements thermiques :

Les traitements que l'on fait subir aux matériaux métalliques sont choisis en fonction des caractéristiques que l'on désire obtenir: résistance à la corrosion, résistance à l'usure, résistance mécanique (dureté, résilience, résistance à la rupture,...),...

Les principaux traitements permettent d'obtenir des modifications de la structure dans toute la masse de la pièce et de ses caractéristiques mécaniques. Ils sont aussi étroitement liés aux transformations internes qui résultent de l'échauffement du métal à une température supérieure au point de transformation. Les sollicitations imposées à certaines pièces conduisent à employer des matériaux dont les caractéristiques internes et externes sont rendues différentes par des traitements thermiques appropriés (l'extérieur sera dur, l'intérieur moins dur mais résilient,...).

Les principaux traitements sont :

- La trempe,
- Le revenu,
- Le recuit,
- La cémentation,
- La nitruration,
- La sulfinisation,
- La carbonitruration.

Dans notre cas, le traitement thermique a une importance toute spéciale. En effet, dans un engrenage, on peut distinguer les qualités géométriques et les qualités mécaniques. Les premières, grâce aux procédés modernes de taillage et de finition des dentures, peuvent atteindre un très haut degré de perfection. Les secondes sont fonction des caractéristiques physiques du métal constituant l'engrenage. Ces caractéristiques, dont les principales sont : la limite élastique, la résilience et la résistance à l'usure, dépendent du traitement thermique ; si l'on considère que ce traitement influence également sur les qualités géométriques par les déformations plus ou moins grandes qu'il peut entraîner, on aperçoit toute l'importance qu'il convient de lui attribuer dans la fabrication des engrenages. [40].

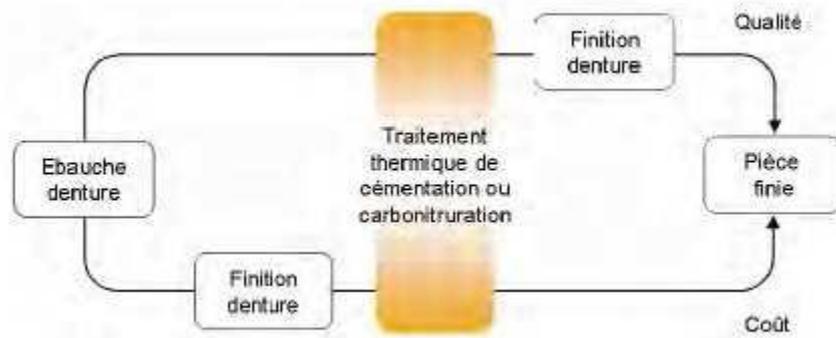


Figure 2.20 : Fabrication des engrenages

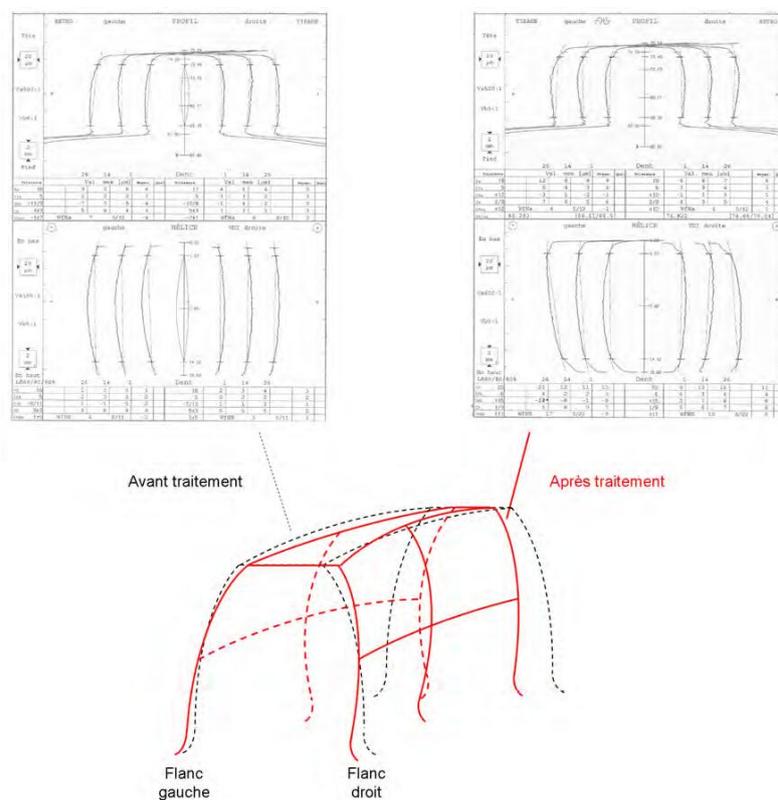


Figure 2.21 : PV denture de la pièce avant et après un traitement thermique, avec la représentation schématique de la déformation des flancs de la dent [41]

La figure 2.21 représente des résultats des mesures sur des pièces de série. La pièce terminée doit respecter des caractéristiques finales définies par le service du bureau d'étude (dessin de définition). C'est pourquoi la déformation dans le four est anticipée et la pièce avant traitement thermique n'est pas une denture parfaite (elle présente des écarts de direction et bombés non nuls). La déformation de la dent de la

pièce réelle sera donc identifiée en réalisant la différence après et avant traitement thermique.

2.3.5.1. Difficultés rencontrées :

Lors du fonctionnement des engrenages, on peut rencontrer des difficultés liées à plusieurs paramètres comme par exemple les déformations qui peuvent être d'origine rencontrées lors du chauffage et l'autre pendant l'application de la trempe.

Pour y remédier, on doit :

- Chauffer les engrenages d'une manière aussi uniforme que possible,
- Choisir la température de trempe donnant le minimum de déformation,
- Refroidir par un procédé diminuant le plus possible les déformations,
- Eviter l'oxydation.

Les difficultés rencontrées peuvent conduire à des défauts de traitement thermique. On sait que le traitement thermique peut occasionner des criques qu'il faut absolument bannir car elles constituent des amorces de fissures. Dans la trempe superficielle à la flamme ou par induction, il faut éviter la trempe des flancs seuls (c'est-à-dire sans traitement du fond des dents) : il résulterait une discontinuité de structure dans la zone du pied des dents soumises aux contraintes maximum de flexion.

On trouve le pelage et la dislocation de la couche traitée. Le premier, à savoir le pelage provient d'oxydation lors du traitement thermique. Il apparaît après fonctionnement une surface inégale comportant des zones en léger relief, très irrégulières, qui supportent les charges et prennent vite un aspect brillant. La portée des dentures est alors mauvaise. La deuxième, à savoir la dislocation de la couche traitée. Elle est une avarie très grave typique des engrenages traités en surface qu'elle met immédiatement hors service. Comme pour l'écaillage, les fissures naissent en sous-couche, avant que des fragments de métal soient éliminés sous forme de grosses écailles. C'est en fait toute la couche traitée qui se trouve rapidement décollée d'un substrat de résistance insuffisante.

Actuellement, on peut déterminer la profondeur à laquelle règne le cisaillement maximal dans un contact localisé essentiellement roulant. Si l'on traite en-deçà de cette profondeur par cémentation, nitruration, trempe superficielle, le traitement sera sans effet. Si l'on traite à une profondeur exagérée l'opération sera certes efficace mais inutilement coûteuse. Si l'on s'arrête au niveau de la zone de cisaillement maximal, non

seulement le traitement sera inefficace, mais en introduisant une discontinuité de structure là où les contraintes sont les plus importantes, on aura des chances d'accélérer la dégradation.

2.3.5.2. Défauts de rectification :

Parmi les procédés d'usinage, la rectification constitue l'un des procédés primordiaux pour l'accomplissement des exigences de qualité supérieures. Ce procédé agit surtout sur les roues dentées. Les exigences imposées pour ces produits en matière de transmission, de puissance et de silence de fonctionnement ne cessent de croître.



Figure 2.22 : Rupture par fatigue des engrenages

Lors de l'application de ce procédé, la rectification du fond des dents serait néfaste, car elle introduirait une contrainte de tension superficielle défavorable sur la tenue des dents à la fatigue de flexion.

Une opération de rectification conduite avec une avance ou une profondeur de passe excessive peut entraîner des criques par suite d'échauffement localisé important.

Ces criques peuvent constituer des amorces de rupture, surtout si elles sont localisées vers le pied des dents et dans le sens longitudinal. Il convient d'être attentif pour les premières passes, c'est-à-dire jusqu'à ce que les déformations de traitement thermique aient été absorbées : une prise de matière locale trop forte est à craindre durant cette période.

Une dureté superficielle trop importante est également à rejeter : pour les applications de mécanique générale, il est préférable de limiter cette dureté à 58-60 Rockwell C.

Le choix de la meule de rectification est aussi un facteur prépondérant, de même que le fluide d'arrosage utilisé dans certains cas.

2.3.6. Défauts de fonctionnement :

2.3.6.1. Défauts de lubrification :

Lors du fonctionnement, le phénomène de lubrification peut nuire au bon fonctionnement de ce mécanisme.

Pour éviter tous les phénomènes de chaleur, il est recommandé d'utiliser lors de l'usinage, du montage et du fonctionnement des lubrifiants ou des agents de refroidissement.

Ils agissent :

- En diminuant le coefficient de frottement copeau-outil et outil-pièce, c'est l'effet lubrifiant,
- En refroidissant l'outil et la pièce pour évacuer la chaleur produite, c'est l'effet réfrigérant.

En pratique, le débit doit être abondant et fonction de la puissance absorbée.

Une bonne lubrification peut éviter le contact métal sur métal qui pourrait provoquer, au bout d'un temps très court, une sorte de soudage des dentures conjuguées. Elle s'impose aussi également pour la question du rendement de l'engrenage. Un frottement métal sur métal entraînerait un coefficient de frottement beaucoup plus élevé.

Une autre fonction importante du lubrifiant consiste à absorber la chaleur dégagée durant l'engrènement (la perte de rendement est en effet matérialisée par un dégagement de chaleur).

2.3.6.2. L'usure :

L'usure est un ensemble complexe de phénomènes difficiles à interpréter, amenant une émission de débris avec perte de masse, de cote, de forme, et s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces. C'est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre.

Selon la valeur de la charge et de la vitesse de glissement en chaque point de contact des surfaces actives, l'usure se développe plus ou moins rapidement. Dans les

transmissions fermées c'est-à-dire abondamment lubrifiées la présence d'abrasif dans le lubrifiant augmente la vitesse d'usure et provoque une usure irrégulière des surfaces conjuguées.

Parmi les types d'usure, on peut citer :

- Usure normale,
- Usure anormale.

L'usure normale, inversement proportionnelle à la dureté superficielle des surfaces actives, progresse lentement et généralement.

Elle est négligeable pour les surfaces dures et les dentures de petits modules.

L'usure anormale est une conséquence directe de l'usure normale. Elle se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif.

Ce type d'usure conduit à une usure irrégulière des surfaces actives donc à un mauvais fonctionnement du couple de roues dentées.

En pratique, l'usure des dents perturbe le profil, accroît la charge dynamique, affaiblit la racine de la dent augmentant ainsi la valeur des contraintes dans la zone du congé de raccordement.

Dans la période initiale de fonctionnement de la transmission les rugosités plus ou moins importantes sur les surfaces de contact définies par le mode d'usinage donnent lieu à une usure perceptible des dents qui progresse jusqu'à ce que les surfaces deviennent suffisamment lisses.

Une fois les rugosités aplanies et leur hauteur devenue inférieure à l'épaisseur du film d'huile entre les dents, le rythme d'usure diminue. Ce mode d'usure porte le nom de rodage.

Lorsque l'épaisseur du film d'huile est insuffisante, il n'assure plus le graissage hydrodynamique, ce qui contribue à intensifier l'usure.

En conséquence, pour diminuer l'usure, il faut réduire le glissement spécifique et les contraintes de compression au contact des dents, augmenter la tenue à l'usure des surfaces actives. Les valeurs du glissement spécifique et des contraintes de compression peuvent être ramenées à la normale par correction de denture.

Aussi, une usure excessive amène à une recherche approfondie de ses causes, avant tout remplacement des organes détruits, sinon on peut être à peu près sûr qu'elle se reproduira sur les nouvelles pièces.

2.3.6.3. Le grippage :

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact.

La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.



Figure 2.23 : Phénomène de grippage

Deux types de grippage peuvent être cités. Il s'agit du grippage localisé et du grippage généralisé.



Figure 2.24 : Phénomène de grippage localisé

Le grippage localisé correspond à des arrachements ou des adhérences qui modifient soudain l'état d'une petite partie de la surface des dents.

Les causes de ce phénomène sont multiples:

- Imperfection d'usinage,
- Défaut d'alignement des dentures,
- Déformation en charge,
- Passage d'une particule étrangère dans la denture,
- Surcharge brutale,
- Défaut temporaire de lubrification,
- Etc,...

Le grippage généralisé est une avarie très brutale attribuée à une rupture du film lubrifiant par suite de températures de surface trop élevées. Il est reconnaissable au fait que le cisaillement des microsoudures amène des transferts de métal d'une denture sur l'autre, ou l'émission de débris.



Figure 2.25 : Phénomène de grippage généralisé

Aussi, il est une usure catastrophique qui détruit typiquement les dentures non traitées, de gros module, fonctionnant à des vitesses faibles.

Concernant le cas du grippage, on peut calculer sa tenue au grippage. Dans ce domaine, il n'existe pas encore de méthode de calcul sûre.

Les critères susceptibles de déterminer le degré de grippage des dents influant sur leur aptitude à transmettre la charge n'est pas encore établi.

Pourtant, le calcul basé sur la comparaison de la température instantanée de l'engrenage avec les valeurs admissibles établies expérimentalement permet d'obtenir des facteurs approximatifs contribuant à l'amélioration de l'engrenage.

2.3.6.4. Les piqûres :

Ce phénomène est caractérisé par l'apparition sur toute la surface active des dents de petits trous peu profonds en forme d'éventail dont la pointe est tournée vers le pied des dents motrices ou vers le sommet des dents menées.

La taille de ces trous est de 0.3 à 2 mm tandis que la profondeur est de l'ordre de 0.1 mm. C'est une avarie qui se produit surtout dans les engrenages en acier de construction relativement peu dur.

On peut y remédier en utilisant un lubrifiant à viscosité élevée.

Le profil de la dent se perturbe, la surface active devient irrégulière, les charges dynamiques augmentent, la transmission s'échauffe et le bruit s'amplifie.

On considère généralement que la présence d'huile accélère très nettement la dégradation, car les très hautes pressions dues à l'engrènement sont transmises jusqu'au fond des fissures. Les piqûres naissantes sont généralement d'assez petites dimensions. Elles apparaissent d'abord là où la charge est maximale et en particulier, elles révèlent vite les défauts d'alignement, les déformations anormales des pièces, les distorsions dues aux traitements thermiques. La présence de quelques piqûres ne présente pas un risque immédiat et souvent le phénomène cesse spontanément. Cependant une évolution catastrophique est toujours possible et une fissuration grave peut dégrader très vite la totalité des surfaces, surtout dans le cas des dentures droites. On parle dans ce cas là d'un piquage destructif.

2.3.7. Autres défaillances :

Pour les autres défaillances qui n'ont pas été citées, on trouve :

- Ecaillage,
- Fissuration,
- Rupture par fatigue,
- Corrosion,
- Erosion,
- Etincelage.

2.3.7.1. Ecaillage :

Contrairement aux piqûres, l'écaillage se manifeste par l'apparition de trous beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus. L'écaillage affecte les surfaces actives cémentées. La couche de cémentation confère à l'engrenage une dureté superficielle accrue et élimine ainsi le phénomène d'usure. L'écaillage résulte de l'action des forces de frottement sur les dents en acier très chargées.

La figure suivante illustre ce phénomène :

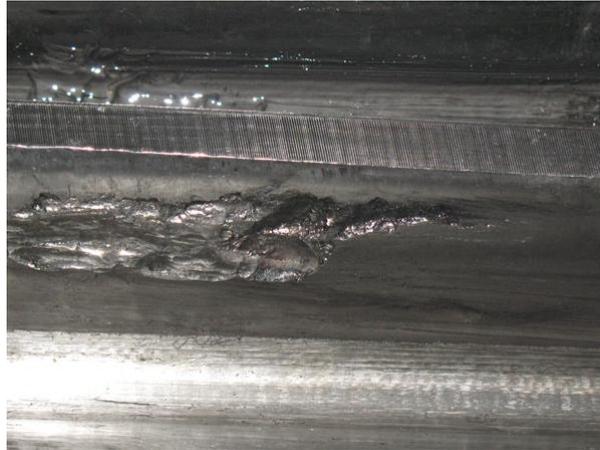


Figure 2.26 : Phénomène d'écaillage

Les particules de métal de la couche superficielle des dents de la roue menante se déplacent à partir du centre instantané de rotation et celles de la roue menée vers le centre instantané de rotation, Il se forme ainsi le long de la ligne d'action des rainures sur la roue menante et une crête sur la roue menée. L'écaillage conduit directement vers la rupture.

L'écaillage survient d'une façon quasi systématique en cas de portée défectueuse des dentures, il se localise alors dans des zones bien déterminées des dents, le plus souvent à leur extrémité.

2.3.7.2. Fissuration :

Ce défaut apparaît dans les dentures en aciers fins durcis par traitement thermique et qui sont sensibles aux concentrations de contraintes.

L'apparition des fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau et généralement elle se trouve du côté de la dent sollicitée à l'extension.



Figure 2.27 : Phénomène de fissuration

La fissuration progresse à chaque mise en charge de la dent.

Les fissurations sont de diverses sortes, généralement liées à des défauts de fabrication ; elles peuvent altérer l'état des surfaces, comme par exemple des fissures dues aux forgeages, des tapures de trempe, des criques de rectification, des criques d'origine thermique, des fissures de fatigue,...

2.3.7.3. Rupture par fatigue :

Lors de leur fonctionnement, les dentures sont exposées non seulement aux phénomènes d'usure qui dégradent leur surface, mais aussi à d'autres processus de mise hors service comme les ruptures par surcharge, par choc ou par fatigue.

Comme tous les phénomènes de fatigue, la rupture par fatigue est une dégradation progressive.

Contrairement aux autres formes d'usure, celle-ci concerne les engrenages bien lubrifiés.

Les endommagements peuvent rester longtemps cachés avant de se manifester brutalement, ou bien se révéler de façon spectaculaire et précoce. L'usure par fatigue est lente et habituellement masquée par l'abrasion ou l'adhésion.



Figure 2.28 : Phénomène de rupture par fatigue

2.3.7.4. Corrosion :

La figure suivante représente le phénomène de corrosion :

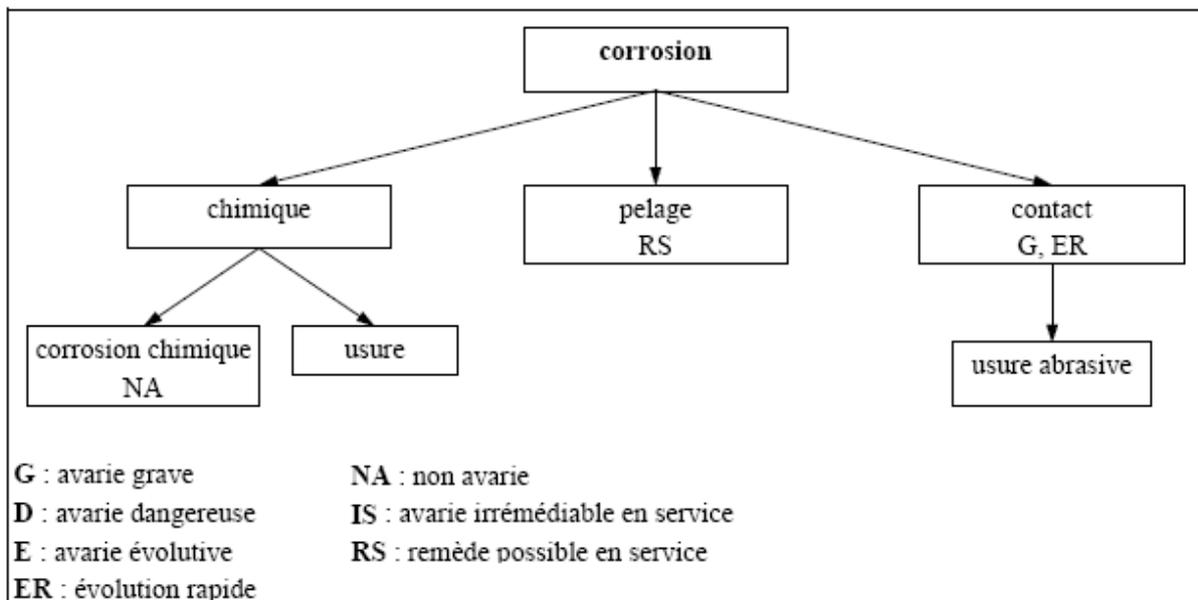


Figure 2.29 : Phénomène de corrosion

La corrosion chimique provoque :

- Des taches de couleur brune rouge,
- Des irrégularités de surface,
- Des piqûres souvent foisonnantes, plus ou moins bien réparties sur tout ou partie des zones exposées.

La corrosion de contact des quantités importantes d'oxydes abrasifs qui vont polluer les lubrifiants et provoquer, dans les cas graves, une usure destructrice.

Elle concerne :

- D'une part les dentures ordinaires soumises, pendant le transport ou l'arrêt, à des vibrations d'origine extérieure,
- D'autre part les accouplements à denture soumis, avec une protection insuffisante, à des vibrations de torsion ou à de petits mouvements dus au désalignement.

2.3.7.5. Surchauffe :

Elle résulte d'un échauffement anormal consécutif à une surcharge, une survitesse, un défaut de lubrification.

Les plages colorées que l'on constate ne doivent pas être confondues avec le résultat d'une oxydation ou d'une corrosion.

La chute des caractéristiques mécaniques favorise l'apparition du grippage et dans les cas les plus graves, elle peut conduire à un écrasement de la denture par fluage à chaud.

2.3.7.6. Erosion par cavitation :

L'érosion par cavitation peut se manifester au niveau des dentures lorsque celles-ci se meuvent perpendiculairement à leur surface. Un tel mouvement se produit lors de l'engrènement sous l'effet de vibrations. Il en résulte une alternance de surpressions et de dépressions au sein du lubrifiant.

Si ce dernier contient un produit susceptible de se vaporiser (eau, essence ...) et si les conditions s'y prêtent, alors des bulles se forment, puis implosent en provoquant des ondes de choc. Il constate alors l'apparition des micro-cratères caractéristiques de la cavitation.

2.3.7.7. Etincelage :

Il est caractérisé par la formation d'une multitude de petits cratères résultant du passage intempestif d'un courant électrique, cratères qu'il ne faut pas confondre avec des piqûres provoquées par la fatigue des couches superficielles.

Les traces sont ici en forme de cupules présentant, juste après leur formation, un rebord provenant de l'éjection du métal fondu. L'examen métallographique montre fréquemment des structures de trempe et de revenu.

Si ces cratères sont provoqués par des courants vagabonds, ils sont généralement répartis sur l'ensemble de la denture.

Chapitre III : Choix d'un exemple pratique et application d'une simulation numérique

3.1. Introduction :

En pratique, un contact est présent dans de nombreuses applications engendrant deux corps mécaniquement liés entre eux.

Généralement la concentration de contrainte dans la zone de contact est source de rupture et fatigue des matériaux constituant les pièces. C'est pourquoi un compromis se pose pour la répartition des charges dans la zone de contact.

Pour mieux concevoir et réaliser des pièces mécaniques, nous nous sommes intéressés dans notre étude à une étude numérique d'un problème précis. Nous allons utiliser le logiciel Matlab.

Notre cas concerne le contact engendré dans les engrenages droits.

3.2. Contact dans les engrenages :

Les problèmes mécaniques rencontrés en générale pour les engrenages sont en particulier dus à deux causes principales à savoir une pression de contact élevée entre les dents ou une fissuration au niveau du pied de la dent apparaît. Celle-ci est provoquée par une fatigue résultante d'une flexion.

La figure 3.1 montre une étude expérimentale qui définit les défauts dans un engrenage obtenu par photoélastometrie ; une technique qui utilise la lumière pour montrer le champ de contraintes dans une dent.

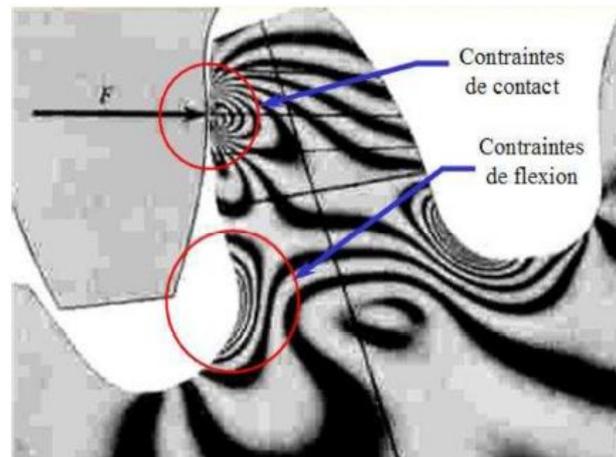


Figure 3.1 : Distribution de contraintes dans la dent engrenage droit [42]

On voit clairement sur la figure 3.1, les deux types de sollicitations appliquées dans la zone de contact et au niveau du pied.

En général et pour des raisons de cinématique, la zone d'engrènement est définie par une développante de cercle.

3.3. Notion de Fatigue :

Le comportement mécanique des engrenages est influencé par les interactions entre le chargement et les propriétés des surfaces. Les contacts roulants ou glissants sont particulièrement exposés à la fatigue de contact et aux dommages structurels qui en résultent.

Plusieurs variables peuvent être utilisées pour décrire le dommage par fatigue :

- Variables liées aux sollicitations,
- Caractéristiques mécaniques et cycliques,
- Paramètres traduisant les conditions de fonctionnement du composant mécanique.

Le processus de fatigue de contact complet peut être divisé en plusieurs étapes.

On distingue alors par ordre.

- Nucléation de microfissure,
- Progression de fissures courtes,
- Progression de fissures longues,
- Rupture finale.

Dans le cas des éléments mécaniques comme les engrenages, les deux premières étapes sont fréquemment regroupées sous le terme d'initiation de fissure tandis que la progression de fissures longues est appelée propagation de fissure.

Les travaux de Wöhler de 1860 ont permis de relier le phénomène de fatigue et la notion de durée de vie aux amplitudes et cycles de contraintes. L'auteur dans ces travaux s'est intéressé au problème de tenue en service des axes sollicités en flexion rotative et fut le premier à relier la durée de vie à la contrainte appliquée.

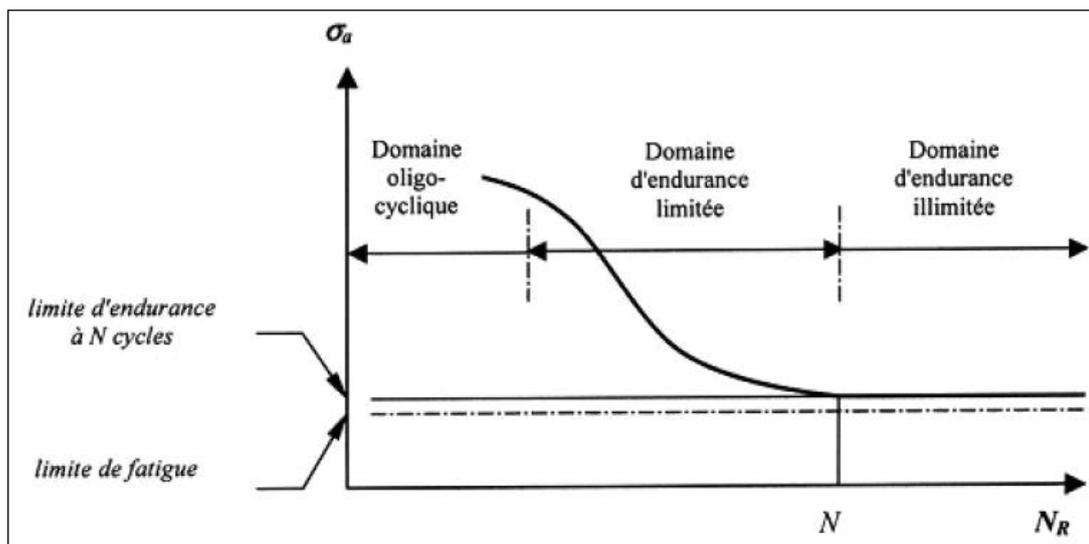


Figure 3.2 : Courbe de Wöhler

Sur la courbe de Wöhler classique, on distingue généralement trois domaines :

- Un domaine de fatigue oligocyclique, sous forte contrainte où la rupture survient après un très petit nombre d'alternances et est précédée par une déformation plastique notable.
- Un domaine d'endurance limitée correspondant à un nombre de cycles qui croît quand la contrainte décroît.
- Un domaine d'endurance illimitée (zone de sécurité), sous faible contrainte, pour laquelle la rupture ne se produit pas avant un nombre de cycles donné supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce.

La durée de vie totale d'un élément mécanique liée à la fatigue de chargement peut être divisée approximativement en la période requise pour l'initiation de fissures et la période de sa propagation jusqu'à la surface. Par conséquent, dans le cas particulier de la fatigue de contact, le nombre de cycles nécessaires à l'apparition de pitting peut être déterminé à partir du nombre de cycles nécessaires à l'apparition de la fissure initiale dans le matériau N_i et le nombre de cycle requis pour qu'une fissure se propage à partir de la longueur initiale à la longueur critique de fissure N_p . [43].

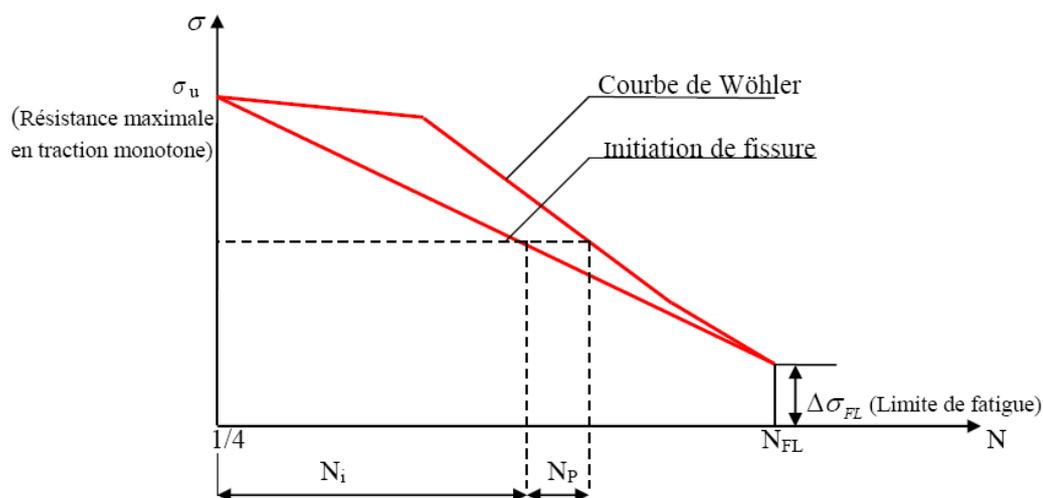


Figure 3.3 : Représentation schématique de la durée de vie des éléments mécaniques

Les engrenages portent un intérêt spécifique du moment qu'ils sont sollicités à des efforts engendrant une fatigue à des nombres cycliques élevés. La courbe de la figure 3.3 représente l'évolution de la contrainte en fonction du nombre de cycle sur une pièce mécanique soumise à un effort permanent cyclique. On note bien que la contrainte maximale diminue graduellement et d'une manière monotone dans la phase avant l'initialisation de la fissure puis la pente est plus importante dans un délai court ou il y'a propagation jusqu'à la limite de fatigue.

3.4. Fatigue de contact dans une denture droite :

Les composants mécaniques soumis à des sollicitations de contact répétées, comme les engrenages par exemple, sont sensibles à l'endommagement par fatigue de contact avec, en particulier, l'apparition de piqures (pitting) qui est un mode de

défaillance classique qui se caractérisant par l'apparition d'écailles (trous) sur les surfaces de contact

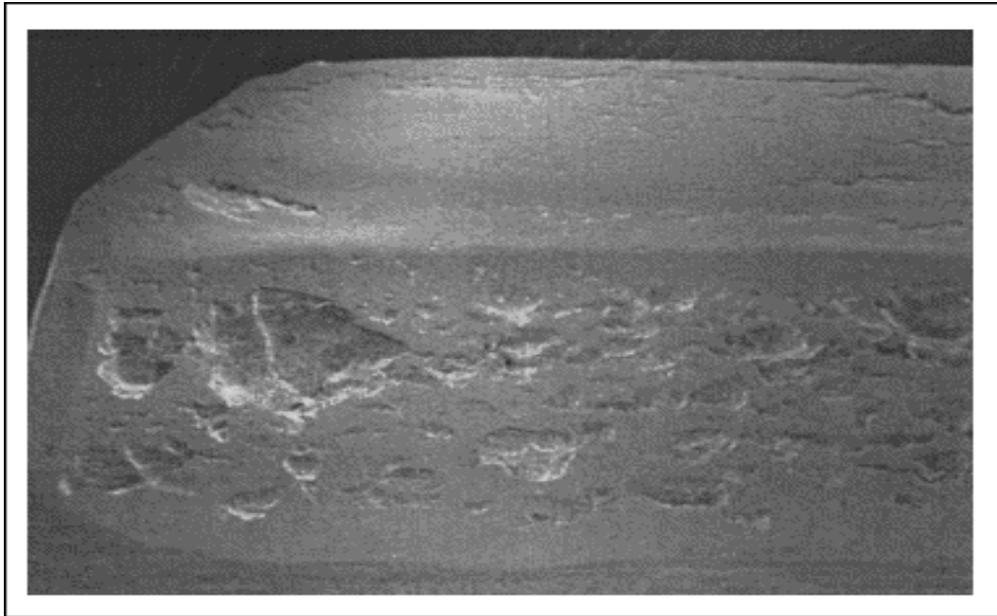


Figure 3.4 : Piqures sur denture d'engrenage

Au cours de l'engrènement, le pitting se propage et peut finir par occuper une partie importante de la surface de contact :

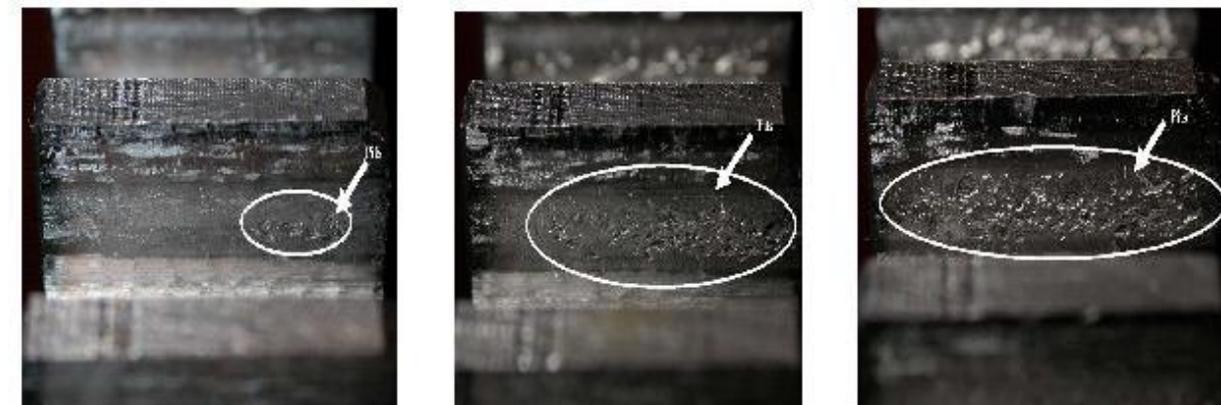


Figure 3.5 : Progression du pitting dans une denture d'engrenage [44]

Dans la figure 3.5, nous avons présenté l'évolution de l'écailage de denture engrenages droit pour un nombre d'heures de fonctionnement. Dans les photos de cette figure, on remarque la progression de l'écaillement respectivement pour 48.5h, 240.5h et 402.5h de fonctionnement. En effet on a 6.3% de la surface de contact de la

dent qui est écaillée à la première période et va jusqu'à 27.8% en deuxième période pour terminer à la fin avec 41.7%.

Les dentures des engrenages sont soumises à des combinaisons complexes de roulement et de glissement qui évoluent au long du profil. Sur la saillie de la denture (partie haute de la figure), les directions du roulement et du glissement sont les mêmes (positifs).

Par contre, au voisinage du creux de la denture, la direction du glissement (négatif) est opposée à celle du roulement. Il a été noté que la fatigue de contact par pitting apparaît de manière privilégiée dans les creux de dents. [45]

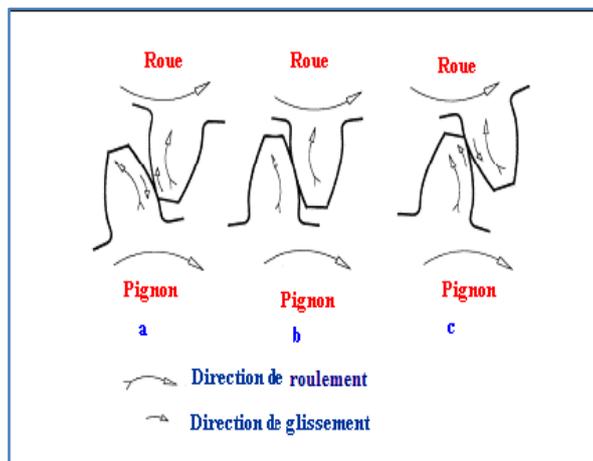


Figure 3.6: Cinématique du contact entre dents

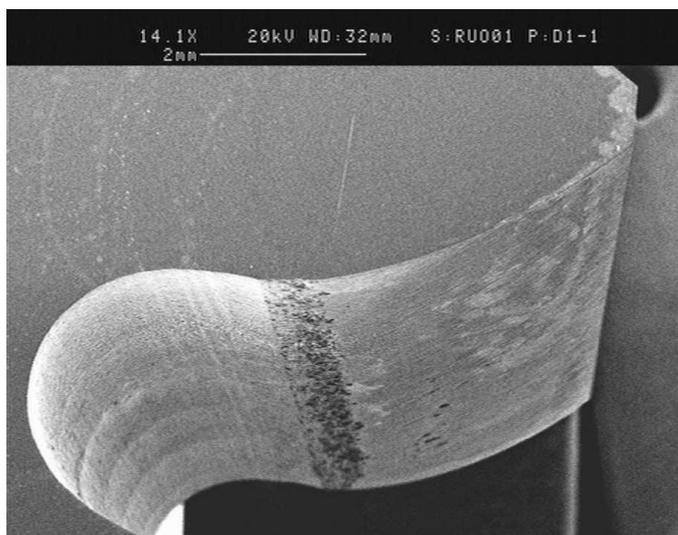


Figure 3.7: Zone d'apparition de Pitting

Les dommages par fatigue de contact se produisent généralement vers le creux de dent des mobiles les plus petits (pignons) suite au nombre plus élevé de cycles de chargement auxquels ils sont soumis.

Afin d'éviter une défaillance prématurée dans de tels cas, le pignon est fréquemment plus dur que les autres engrenages. Le processus de fatigue de contact conduisant au pitting est complexe et dépend de nombreux paramètres comme :

- les conditions de lubrification,
- les propriétés du matériau,
- les rugosités de surface et le degré d'interaction entre aspérités,
- les contraintes résiduelles et le frottement.

La plupart des méthodes prédictives utilisées dans le cas des engrenages sont basées sur des résultats empiriques qui sont regroupés dans les procédures standardisés, ISO 6336, DIN 3990, ANSI/AGMA.

Ces approches demeurent toutefois dépendantes des conditions d'essais, des matériaux, des lubrifiants etc... et ne permettent pas toujours d'extrapoler les résultats obtenus pour un engrenage à d'autres géométries proches. D'un point de vue scientifique, l'estimation de durée de vie totale dans le cas de fatigue de contact doit intégrer les deux phases d'initiation et de propagation de fissure.

3.5. Analyse de la contrainte du contact d'engrenage :

Le transfert de la puissance entre les engrenages s'effectue au contact agissant entre les dents. Les contraintes au point de contact sont calculées à l'aide de la théorie d'Hertz.

La théorie fournit des formules mathématiques de contraintes et la déformation des corps à profil courbés en contact.

Pour notre étude, nous rappelons que notre cas concerne le contact engendré dans les engrenages droits.

Aussi, et pour être conforme avec notre recherche bibliographique, nous avons opté pour les caractéristiques suivantes :

Description	Spécifications
Nombre de dents (Z)	20
Module (m)	10 mm
Diamètre primitif (Dp)	200 mm
Largeur de la Dent (b)	50 mm
Angle de Pression (α)	20°
Saille (ha)	10 mm
Creux (hf)	1.157 *m
Module d'élasticité	2E+05
Coefficient de poisson	0.3

Tableau 3.1 : Hypothèses

La figure 3.8 et 3.9 représentent un modèle appliqué aux engrenages de deux cylindres parallèles en contact.

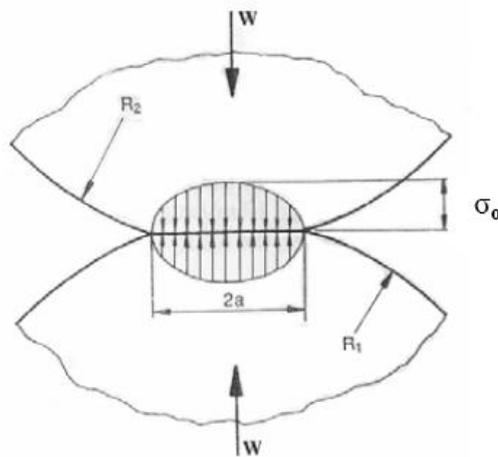


Figure 3.8 : Contact de deux Cylindres

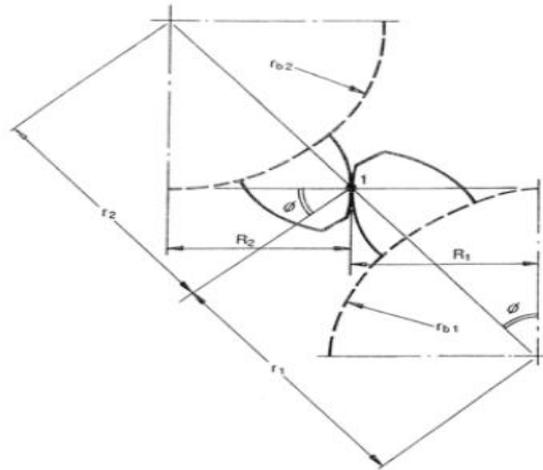


Figure 3.9 : Contact de dents

Ainsi, la distance déformée (a) est :

$$a = 2 \sqrt{\frac{w(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{F\pi(1/R_1 + 1/R_2)}} \quad (3.1)$$

✓ Contrainte dans la zone de contact :

Conformément à la théorie d'Hertz, il assume alors une distribution elliptique de la contrainte dans la zone de contact.

Cette dernière est considérée comme maximale au centre donné par l'expression suivante :

$$\alpha = \sqrt{\frac{w(1/R_1 + 1/R_2)}{F\pi [(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]}} \quad (3.2)$$

Avec :

W = charge appliquée

F = largeur de la dent

ν_1 et ν_2 = coefficients de poisson respectivement pour le pignon et la roue

E_1 et E_2 = modules d'élasticités respectives du pignon et de la roue

R_1 et R_2 = rayons respectives du point de contact du pignon et de la roue

On considère que les dents du pignon et la roue se rencontrent au point de contact conformément à la figure 3.10.

Les rayons équivalents se calculent par les expressions suivantes :

$$R1 = r_{p1} \cdot \sin \phi \text{ et } R2 = r_{p2} \cdot \sin \phi$$

Avec :

r_{p1} et r_{p2} : Rayons préemptifs respectifs du pignon et de la roue

ϕ : Angle de pression

L'équation (3-2) s'écrit alors :

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{w(1 + r_{p1}/r_{p2})}{r_{p1} F \pi [1 - v_1^2/E_1 + 1 - v_2^2/E_2] \sin \phi}} \quad (3.3)$$

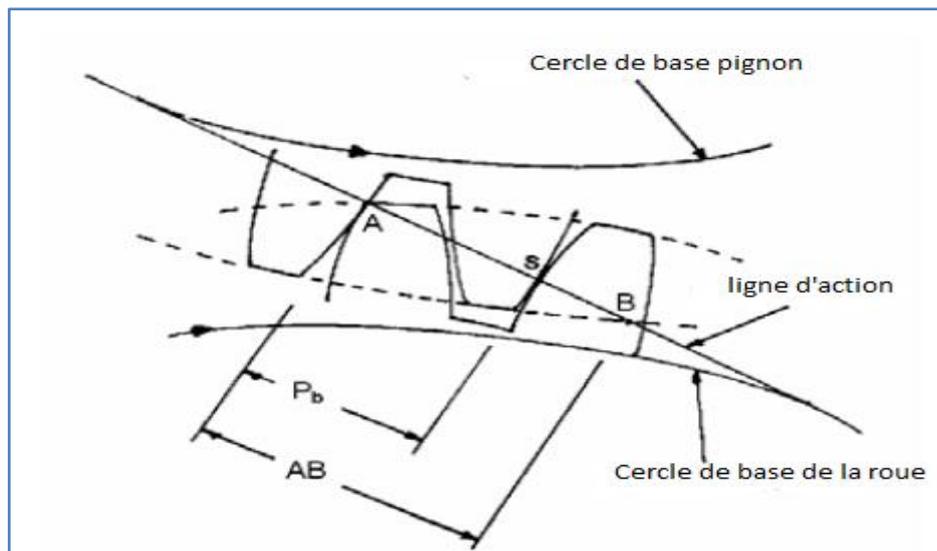


Figure 3.10 : Action des dents d'engrenage

La figure 3.10 montre que le début du contact se réalise avec le pignon d'entraînement à gauche au point A, alors que les deux dents sont en contact au point S.

Le point A représente le point le plus haut du contact sur le front de la dent quand le diamètre extérieur traverse la ligne d'action et se termine quand le diamètre extérieur

traverse la ligne d'action au point de rencontre B qui définit le point le plus bas de contact sur le front.

Le segment \overline{AB} représente la longueur de la ligne de contact qui est donnée par :

$$s_A = -r_{b1} \tan \phi_{op} + \sqrt{(r_{a1})^2 - (r_{b1})^2}$$

$$s_B = -r_{b2} \tan \phi_{op} + \sqrt{(r_{a2})^2 - (r_{b2})^2}$$

$$AB = S_A - S_B \quad (3.4)$$

Après :

$$\overline{AB} = \sqrt{(r_{a1})^2 + (r_{b1})^2} + \sqrt{(r_{a2})^2 + (r_{b2})^2} - (r_{p1} + r_{p2}) \sin \phi_{op} \quad (3.5)$$

✓ Rapport de contact :

Un rapport de contact est défini pour caractériser l'entraînement et l'action de la paire de roue l'une contre l'autre. Il représente le nombre moyen de dents en contact au même temps. Le rapport de contact C_R est donnée par :

$$C_R = \frac{1}{P_b} [\sqrt{(r_{a1})^2 + (r_{b1})^2} + \sqrt{(r_{a2})^2 + (r_{b2})^2} - (r_{b1} + r_{b2}) \tan \phi_{op}] \quad (3.6)$$

$$\cos(\phi_{op}) = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{C} \quad (3.7)$$

Avec :

r_{a1} et r_{a2} : Rayon de tête respective du pignon et de la roue

r_{b1} et r_{b2} : Rayon de fond respective du pignon et de la roue

P_b : Pas de la denture

ϕ_{op} : Angle de pression agissant sur la dent

C : entraxe

✓ Angle de contact :

L'angle correspondant à l'arc d'action ou se trouve la ligne de contact. Celle-ci peut être déterminée par le calcul de l'angle d'approche et l'angle de récréation sous l'expression ci-dessous :

$$\phi_c = \phi_{App} + \phi_{Rec} \quad (3.8)$$

Ou :

$$\phi_{App} = \frac{-S_A}{r_{b1}}$$

$$\phi_{Rec} = \frac{S_B}{r_{b1}}$$

✓ Contrainte de flexion :

La méthode classique d'estimation des contraintes de flexion dans une dent d'engrenage est l'équation de Lewis. Elle modélise une dent d'engrenage prise à pleine charge de son extrémité comme une simple poutre prise en porte à faux.

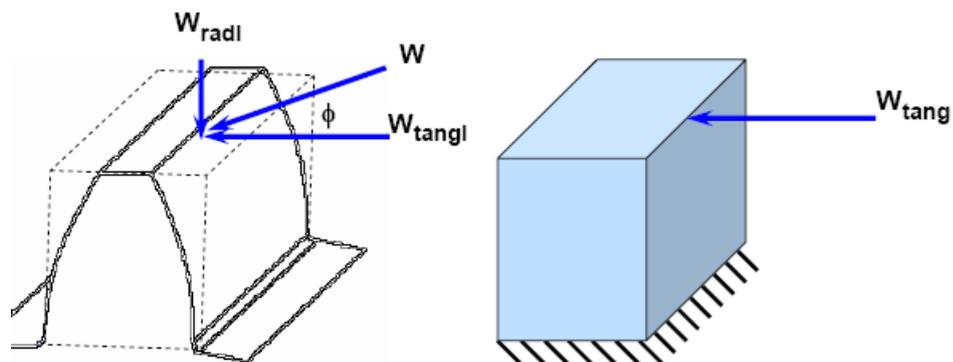


Figure 3.11 : Modélisation d'une dent en flexion

L'expression de la contrainte s'écrit comme suit :

$$\sigma_t = \frac{w_t P_d}{FY} \quad (3.9)$$

Ou ;

W_t : Charge tangentielle

P_d : Pas

F : Largeur de dent

Y : Facteur de forme (facteur de Lewis)

Le facteur de forme, Y , est une fonction du nombre de dents, de l'angle pression et la profondeur développante de l'engrenage.

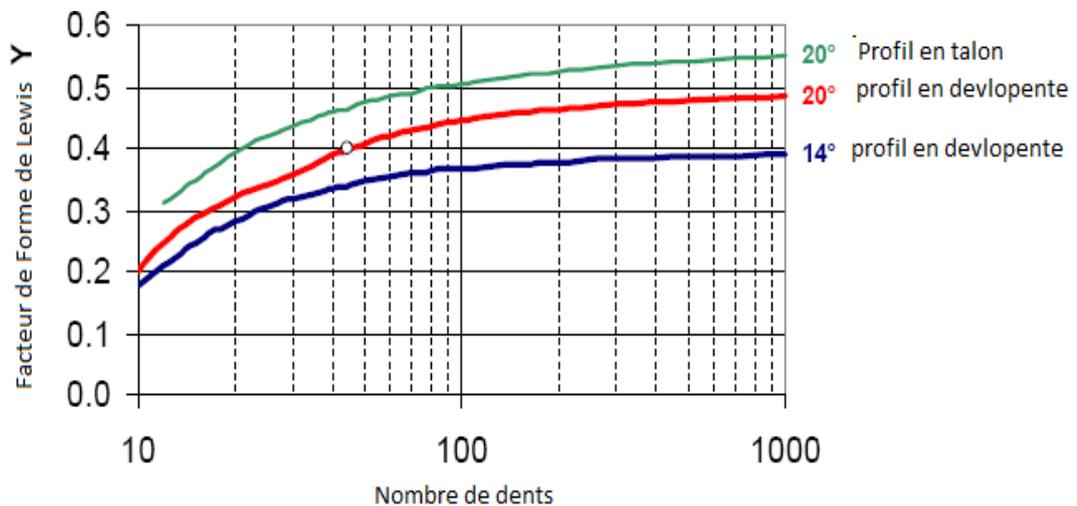


Figure 3.12 :Abaques pour la détermination du facteur de forme de Lewis

Puisque une augmentation de la contrainte due à l'impact du premier contact a lieu avec l'augmentation de la vitesse d'entraînement, l'expression est réécrite en introduisant un facteur de correction dit de Barth qui augmente la contrainte de flexion de Lewis de la manière suivante :

$$\sigma_t = \frac{w_t P_d (1200 + V)}{F Y} \quad (3.10)$$

Avec :

$$V = \pi D_p N$$

$$P_d = \frac{Z}{D_p}$$

$$W_t = \frac{2 \cdot T}{D_p}$$

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

N : Nombre de tour (tr/min)

Z : Nombre de dent

P_d : Pas de dents

P : Puissance motrice en Watt

T : Couple N.m

ω : Pulsation rd/s

Toutefois il existe aussi d'autres facteurs d'influence qui peuvent être considérés pour affiner le calcul.

Pour l'expression AGMA, on a :

$$\sigma_t = \frac{w_t P_d}{F Y_j} \frac{K_a K_s K_m K_B}{K_V} \quad (3.11)$$

Avec :

K_a : Facteur d'application (inclue la pulsation et le choc d'entraînement)

K_s : Facteur de dimension qui pénalise des dents larges ou épaisses

K_m : Facteur de distribution de charge (fonction de la surface d'application)

K_B : Facteur d'épaisseur de la gante qui pénalise la flexibilité

K_V : Facteur dynamique facteur de vitesse qui prend la qualité d'engrènement

Y_j : Facteur de forme de Lewis (inclue la concentration de la contrainte)

Après application, on obtient des courbes pour différentes valeurs de la puissance ou, en d'autre terme, en fonction de la force tangentielle d'application.

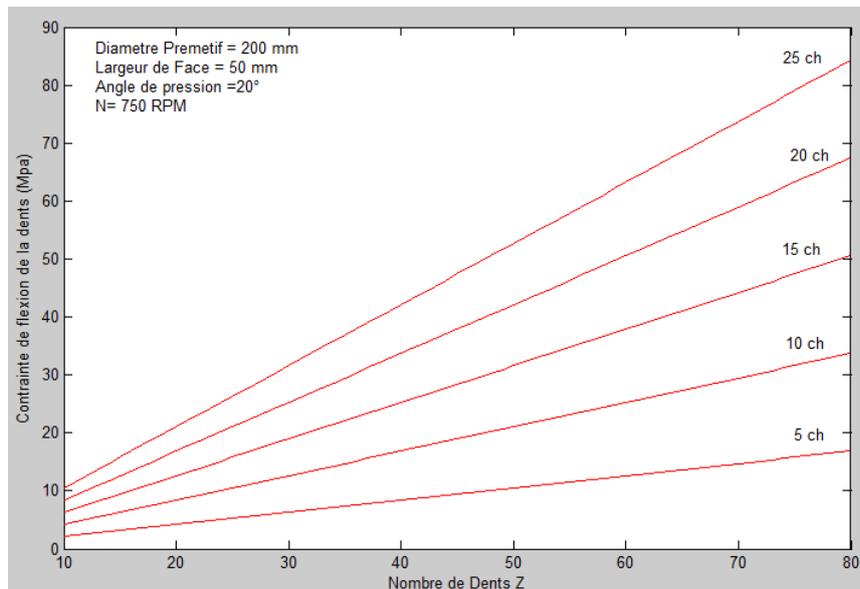


Figure 3.13 : Evolution de la contrainte en fonction du nombre de dent

La figure 3.13 illustre l'évolution de la contrainte de flexion en fonction du nombre de dents pour un diamètre fixé et en régime de rotation N donné.

On constate que la contrainte augmente avec l'augmentation du nombre de dent pour une puissance choisie. Cela est attendu du moment que le module est inversement proportionnelle au nombre de dent.

Cependant à Z fixé, la contrainte de flexion à la base de la dent augmente avec l'augmentation de la puissance de transmission car en effet la force tangentielle est proportionnelle au couple appliqué sur la roue.

Similairement au cas précédent, nous avons étudié les même conditions mais en gardant la puissance fixe et en régime variable. On note que la contrainte de flexion diminue avec l'augmentation du régime du fait qu'à puissance donnée, si le régime augmente le couple diminue, ce qui se résulte en une force tangentielle moins importante.

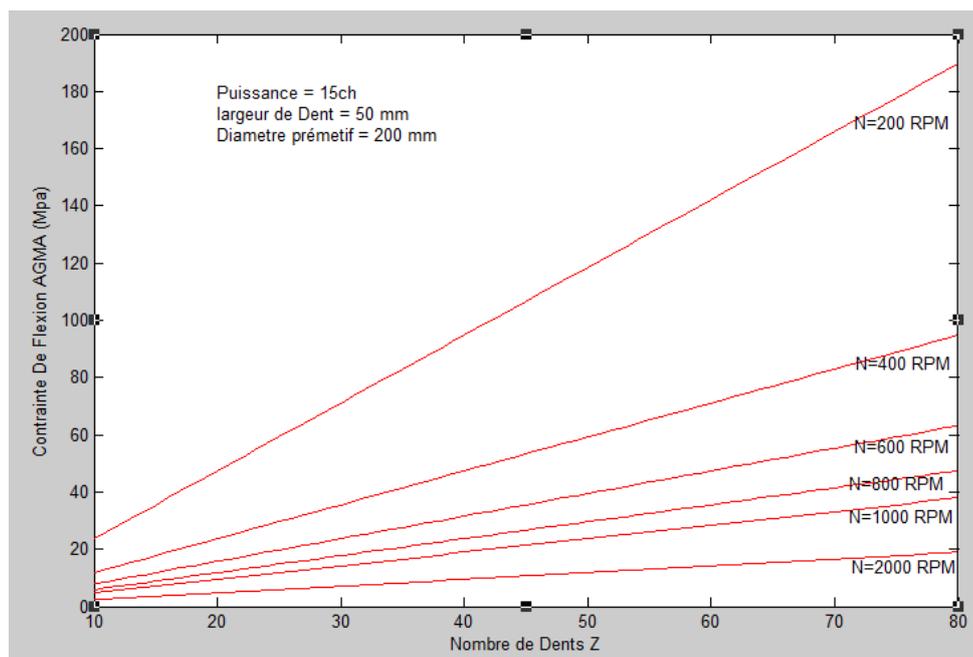


Figure 3.14 : Evolution de la contrainte en fonction du nombre de dent
Puissance fixée

Pour la prochaine étape nous allons nous intéresser à l'évolution de la contrainte de flexion de la dent d'engrenage droit qui se présente avec les modules normalisés décrit ci-dessous. Une valeur du module importante définit une dent épaisse et plus grande sera prise en considération dans la figure 3.15.

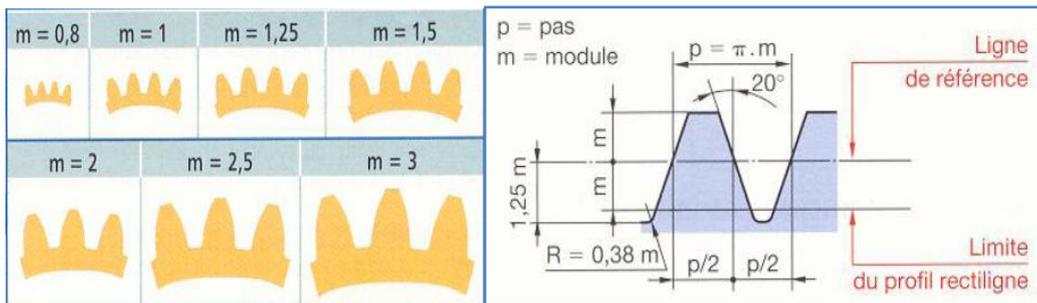


Figure 3.15 : Construction géométrique d'une dent droite en fonction du module

Le diamètre primitif est directement proportionnel aux nombres de dents. Il caractérise la valeur théorique sur laquelle les calculs de conception sont établis pour une transmission réalisé entre pignon et roue.

La figure suivante montre l'évolution de la contrainte de flexion pour différent module normalisés d'engrenage à puissance fixée et régime donné.

On note que nous avons considéré un coefficient de largeur de dent pris aux max $K=10$.

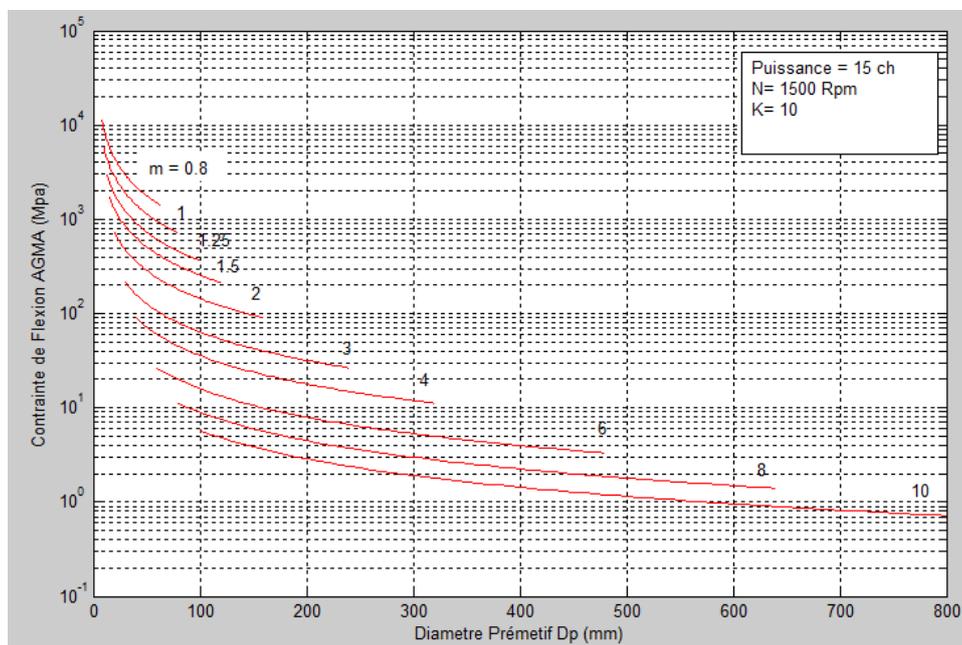


Figure 3.16 : Evolution de la contrainte en fonction du diamètre primitif différents modules

On constate que pour un module choisi, la contrainte diminue en fonction du diamètre primitif de la roue ou en d'autres termes avec l'augmentation du nombre de dent. La force tangentielle dans ce cas est inversement proportionnelle au diamètre.

Toutefois l'accroissement de la valeur du module se caractérise par une largeur de dent plus importante, un diamètre plus élevé et un pas relatif plus petit ce qui diminue la valeur de contrainte de flexion à la base de la dent.

D'autre part, on note que les faibles modules seront ceux qui donneront ou réaliseront des engrenages de petites tailles en terme de diamètre de roue. Alors que les grandes roues seront sollicitées pour un choix de modules plus grands indépendamment du régime et de la puissance de transmission.

En effet, le module de l'engrenage est le quotient de pas qui est exprimé en mm, il déterminera les grandeurs de dimensions de la dent relative à l'effort qui sera appliqué sur le flanc et la résistance pratique du matériau constituant l'engrenage en question. Plus la résistance pratique du matériau est grande moins est la valeur du module à utiliser pour un même effort appliqué sur le flanc.

Dans les figures suivantes nous avons représenté l'évolution de la contrainte maximale de contact en fonction du diamètre primitif du pignon d'un engrenage avec une roue ayant un nombre de dent $Z_2 = 60$.

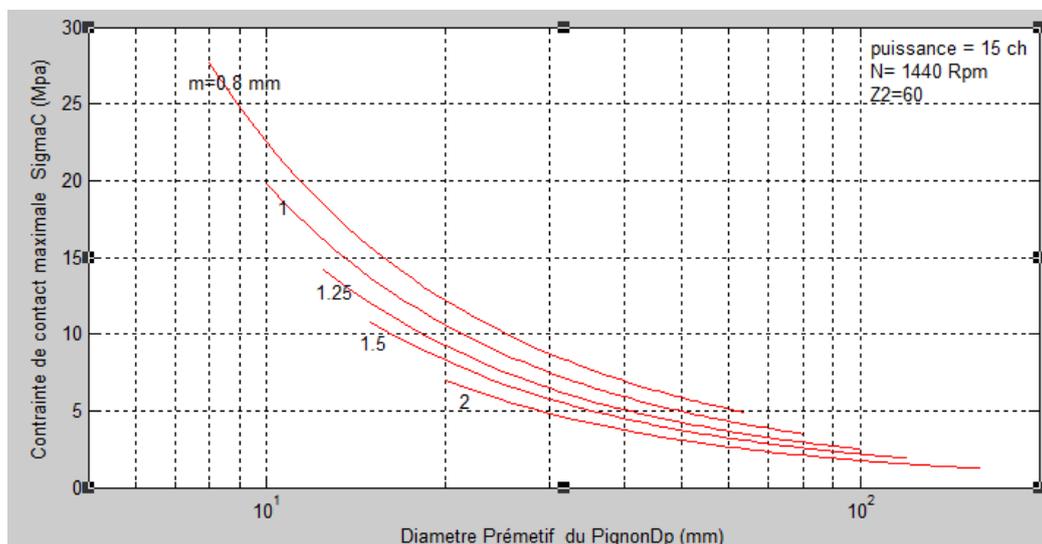


Figure 3.17a : Evolution de la contrainte maximal de contact en fonction du diamètre primitif du pignon différent modules

Le calcul a été réalisé pour une puissance donnée et même régime de rotation mais à différents modules. Pour mieux représenter cette évolution, nous avons séparé entre les petits modules $m = [0.8-2]$ et les grands $m = [3-10]$.

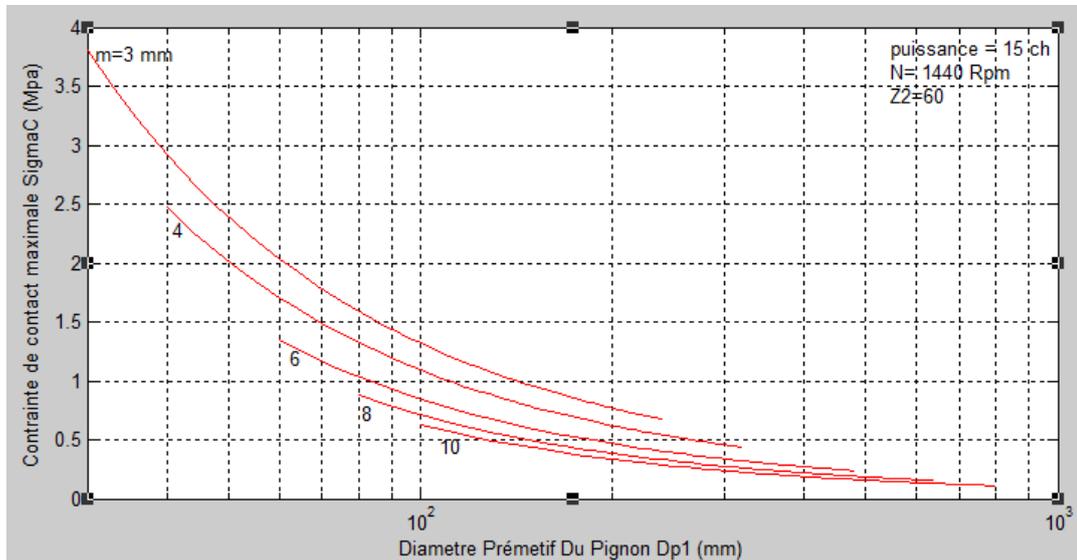


Figure 3.17b : Evolution de la contrainte maximal de contact en fonction du diamètre primitif du pignon différent modules

On constate, à un module donné la contrainte de contact maximale diminue avec l'augmentation du diamètre de la roue menée. A diamètre fixée la contrainte maximale et moins importante si le module de la denture d'engrènement augmente. En effet, la force normale au flanc diminue pour un module fixée par contre sa largeur augmente si le module est plus important. Ce qui explique se comportement dans l'évolution précédente. D'autre part si la puissance est plus importante, la force normale au flanc sera plus grande et engendrera une contrainte au contact plus importante.

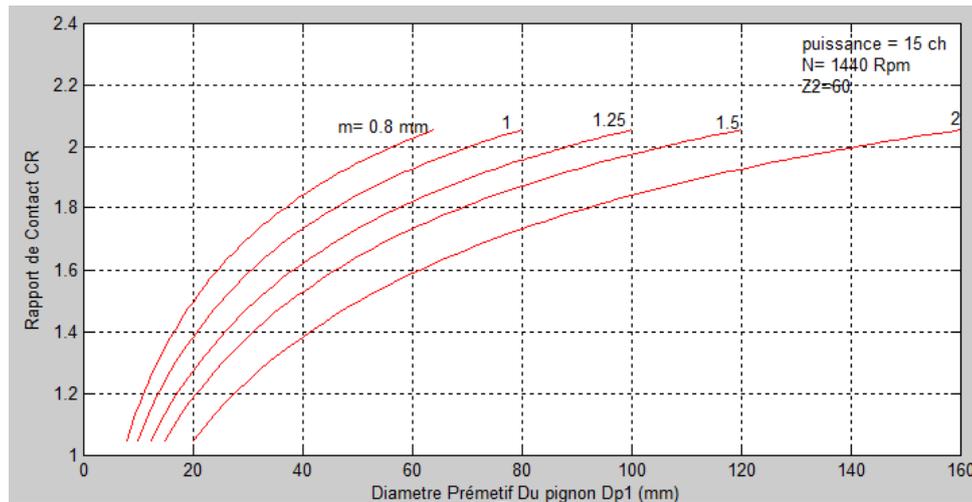


Figure 3.18a : Evolution du rapport de contact en fonction du diamètre primitif du pignon à différents modules

Similairement aux conditions précédentes, nous avons représenté aussi l'évolution du rapport de contact en fonction du diamètre primitif du pignon dans les figures 3.18a et 3.18b pour différents modules d'engrènement.

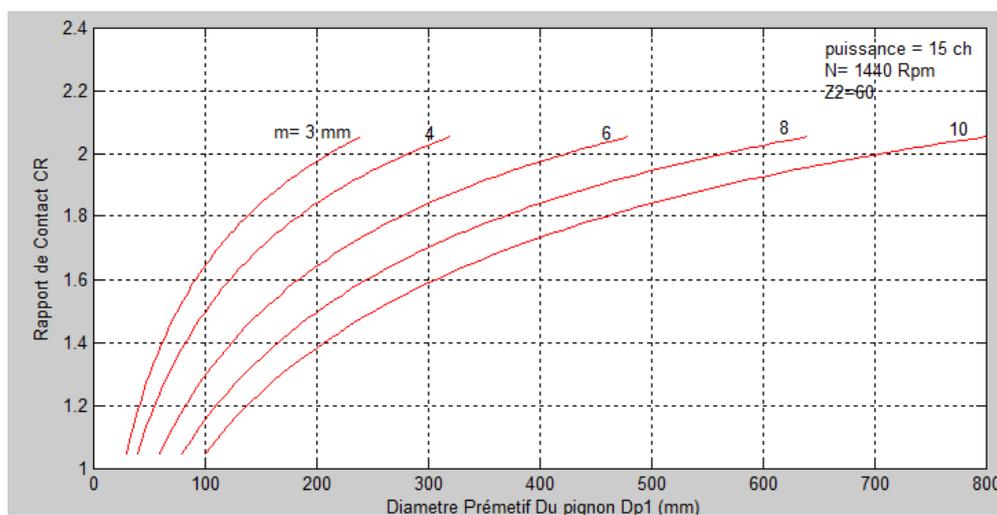


Figure 3.18b : Evolution du rapport de contact en fonction du diamètre primitif du pignon à différents modules

On constate, que le rapport de contact augmente en fonction du diamètre primitif indépendamment du module choisi. Sa valeur est incluse dans l'intervalle $1 \leq CR \leq 2$. On note que pour un engrenage droit un bon engrènement est obtenu pour une valeur CR comprise entre [1.4 - 1.6]. Un rapport de CR=1 signifie qu'une dent est au contact et quelle prend toute la charge. Alors que pour CR=1.6, il ya deux paires de dents qui se

partagent la charge en même temps ; une dent prend les 60% tandis que l'autre reçoit les 40% restants.

De la même manière, nous avons aussi représenté la zone de contact en fonction du diamètre primitif et du module d'engrènement dans la figure ci-dessous.

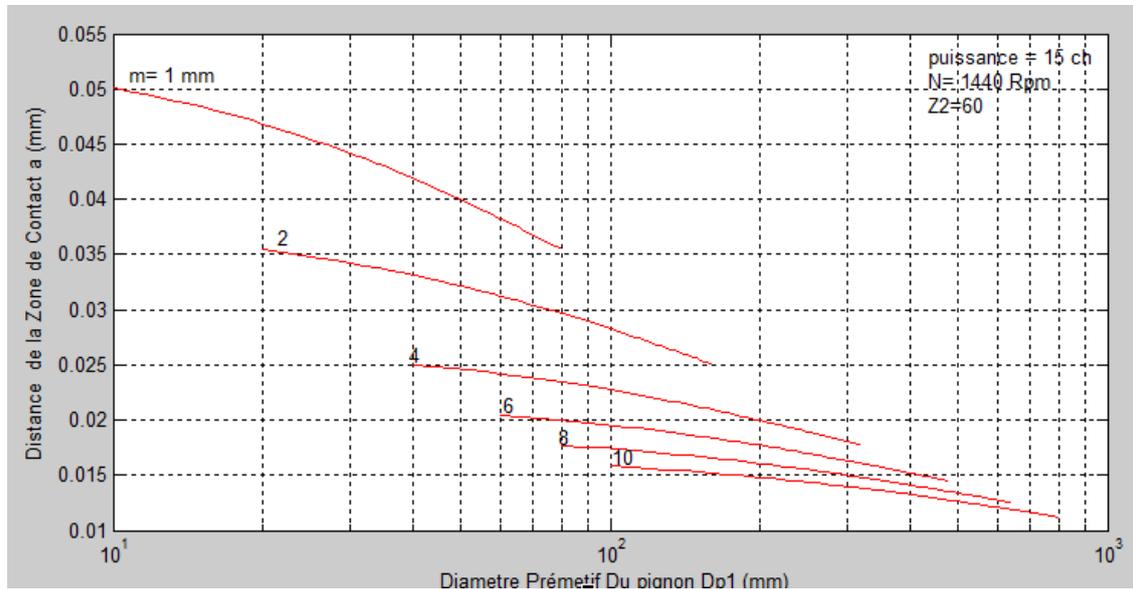


Figure 3.19 : Evolution de la zone de contact en fonction du diamètre primitif du pignon à différents modules

En effet, on note que la valeur de la distance de la zone d'effet du contact d'engrenage sur le flanc au point de pression diminue avec l'augmentation du diamètre primitif et du module de la denture.

En réalité, la zone est plus grande pour des faibles diamètres à un module donné du fait qu'à une puissance constante, la force normale agissant sur le flanc de la denture de part et d'autre de la paire de dent est plus importante.

Cependant, si le module est plus grand, la distance de la zone de contacte représentant l'effet de pression sur la surface et diminue au fur et à mesure que le module augmente. Dans cette situation, on rappelle que la largeur et la taille de la dent est grande.

✓ Champ de pression de contact et de Contrainte

La répartition de pression superficielle dans la zone de contacte est exprimée comme suit selon la théorie d'Hertz :

$$\sigma(x) = \frac{2W}{\pi ab} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)} \quad (3.12)$$

La figure 3.20 illustre la distribution de pression de contact bidimensionnelle dans la zone de contact défini dans l'intervalle relatif [-1,1] de grandeur 2a.

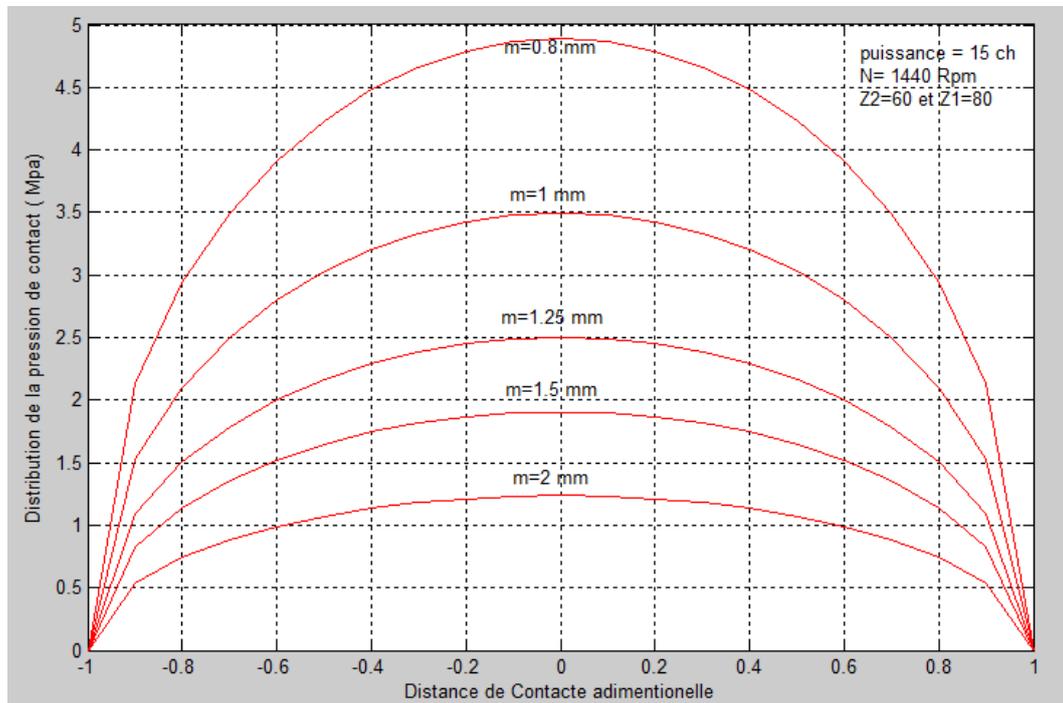


Figure 3.20 : Evolution du champ de pression de contact a différents modules

Nous constatons pour l'engrenage réalisé pour l'exemple de rapport de dents pignon et roue de 60/80, la pression maximale est toujours au centre dans la zone d'application de la force normale. La contrainte est maximale en ce point et va en profondeur sur la normale de la face d'autant que le module est faible.

✓ Déformation Local

La déformation locale au niveau du contact peut être évaluée à l'aide de la formule d'Hertz et est établie pour deux cylindres en contact.

$$\delta = \frac{2}{\pi E} (1 - \nu^2) \frac{W}{b} \left[1.207 - \ln \frac{E}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} - \ln \frac{W}{b} \right] \quad (3.13)$$

Avec,

δ : Déplacement relatifs en mm

W : Effort normal en N

b : Longueur du contact en mm

$R1$ et $R2$: rayons de courbure en mm

E : module de Young en N/mm^2

ν : Coefficient de poisson

La figure 3.21 montre l'évolution du déplacement relatif de la déformation local dans la zone de contact en fonction du diamètre primitif du pignon pour différents valeurs du module d'engrènement.

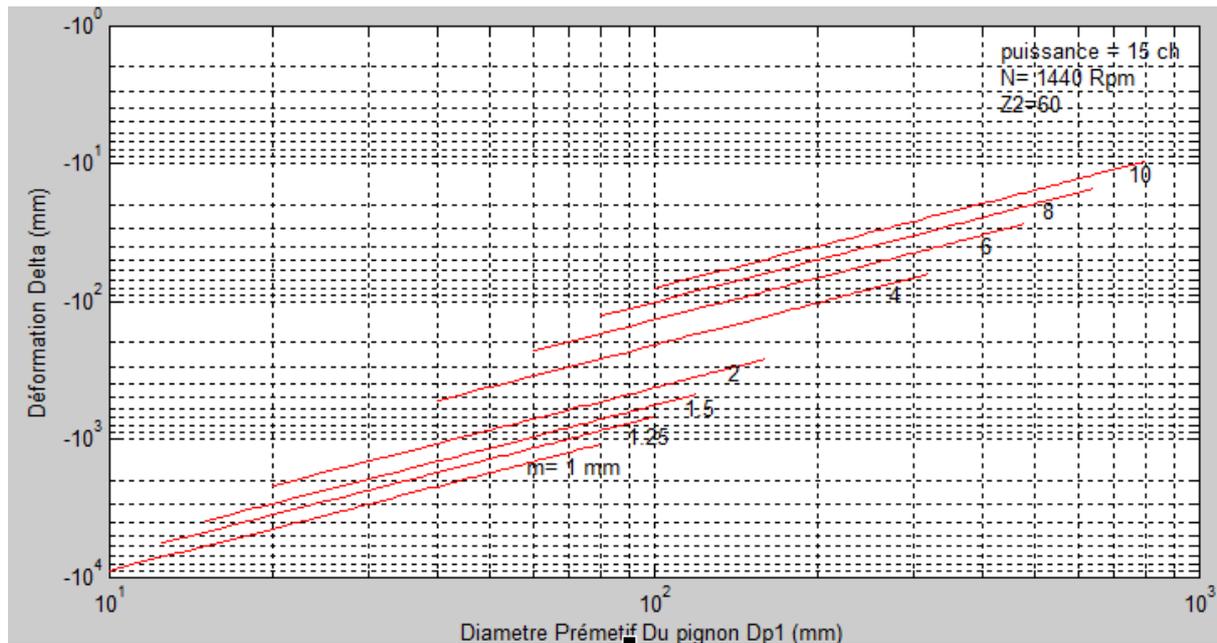


Figure 3.21 : Evolution du déplacement relatif pour différents modules

L'analyse des résultats montre que la déformation relative diminue avec l'augmentation du diamètre primitif et augmente pour les faibles valeurs du module. Ceci s'explique bien sur du fait que la force normale diminue à une puissance identique avec l'augmentation du diamètre et donnera une contrainte plus faible. Le contraire se produit avec la diminution du module de l'engrenage.

3.6. Contraintes engendrées pour un contact linéique :

Pour un contact linéique, il existe deux types de contraintes à considérer : la contrainte de surface, en profondeur et de cisaillement.

✓ Contraintes de surface (surface stresses)

En surface, les contraintes normales sont égales à la pression de contact. Pour dimensionner et choisir les matériaux devant servir à réaliser les surfaces de contact, la première étape consiste à comparer la pression maximale à la pression admissible par le matériau soit : $P_{Max} \leq P_{ad}$.

Mais souvent ce type de calcul s'avère insuffisant, parfois même, dangereux, car la ruine des surfaces de contact a pour origine un écaillage provoqué par des contraintes de cisaillement au sein de la matière.

✓ Contraintes en profondeur (subsurface stresses)

A/ Contrainte de cisaillement maximale τ_{Max}

La contrainte de cisaillement maximale τ_{Max} détermine la résistance pour un contact purement statique. Dans le cas de charges statiques, il est possible d'admettre une pression admissible limite $1.3 \cdot R_m$ (résistance à la rupture du matériau) à partir du critère de Von Mises.

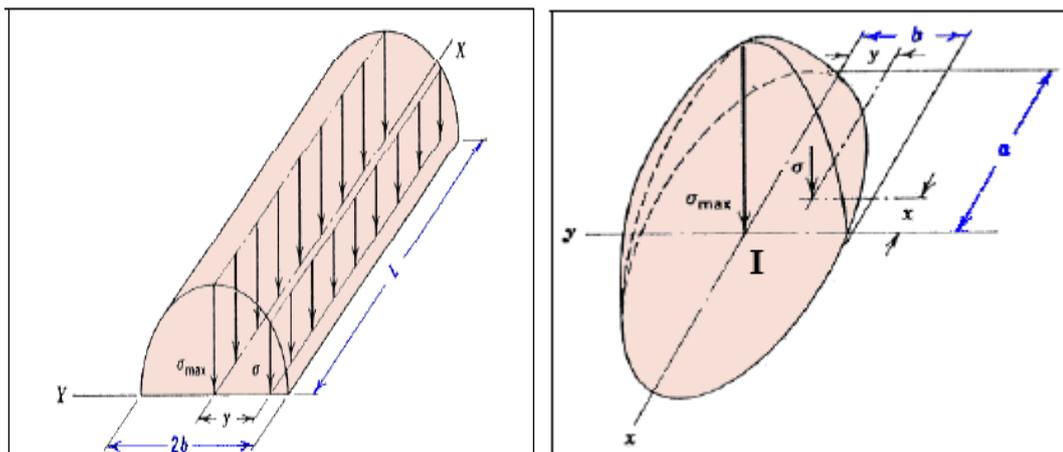


Figure 3.22 : Répartition de la pression linéique (gauche) et elliptique (droite)

Les lois de l'élasticité permettent de définir la variation des contraintes principales le long de la perpendiculaire en I au plan de l'ellipse d'appui.

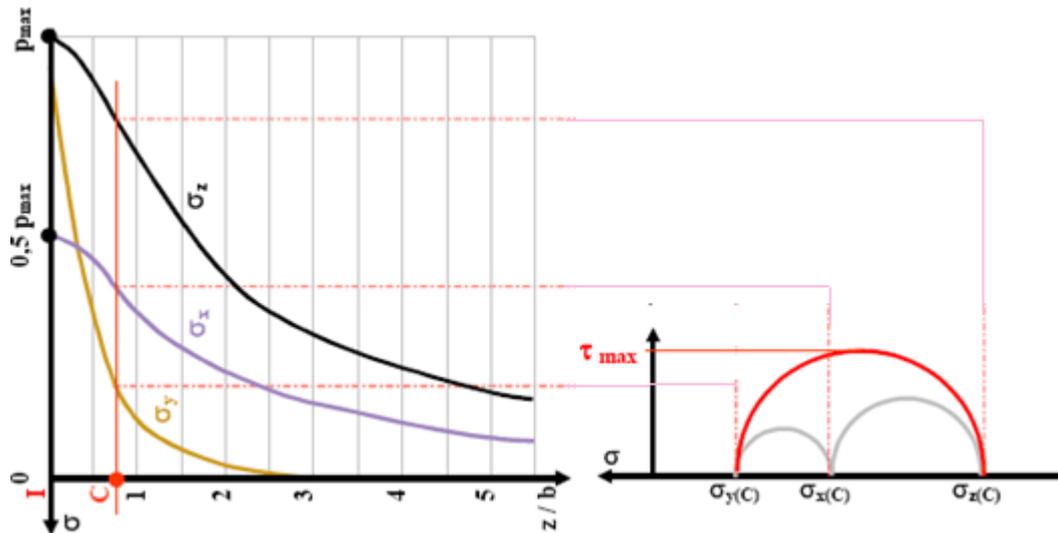


Figure 3.23 : Profondeur de τ_{Max} en fonction de la dimension de la surface de contact

La figure 3.23 représente la valeur de ces contraintes lorsqu'on descend dans la matière. On constate que leur évolution n'est pas parallèle. Leurs différences prises deux à deux donnent la valeur des contraintes tangentielles, qui est différente selon le niveau auquel on se situe. Aussi, les tri-cercles de Mohr s'associent à ces contraintes principales. Le tri-cercle de Mohr permet de définir les contraintes de cisaillement à différentes profondeurs.

$$\tau_{Max} \leq \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2} E \tau_{Max} \leq \frac{\sigma_{adm}}{2} \quad (\text{Tresca}) \quad (3.14)$$

La position (IC) et la valeur de la contrainte de cisaillement maximale (τ_{Max}) est fonction du type de contact :

- contact ponctuel IC = 0,467 a et $\tau_{Max} = 0,315 \cdot p_{Max}$
- contact linéique IC = 0,78 b et $\tau_{Max} = 0,3 \cdot p_{Max}$

On peut ainsi choisir le matériau correspondant à ces caractéristiques. La distribution de ces contraintes transversales ainsi que la localisation de la contrainte transversale maximale (τ_{Max}) sont bien représentées dans la figure.

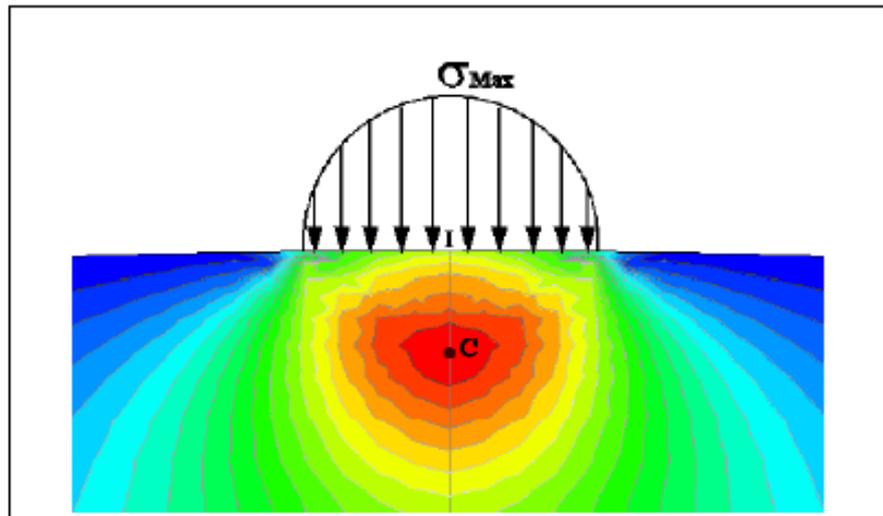


Figure 3.24 : Profondeur de τ_{Max} en fonction de la dimension de la surface de contact

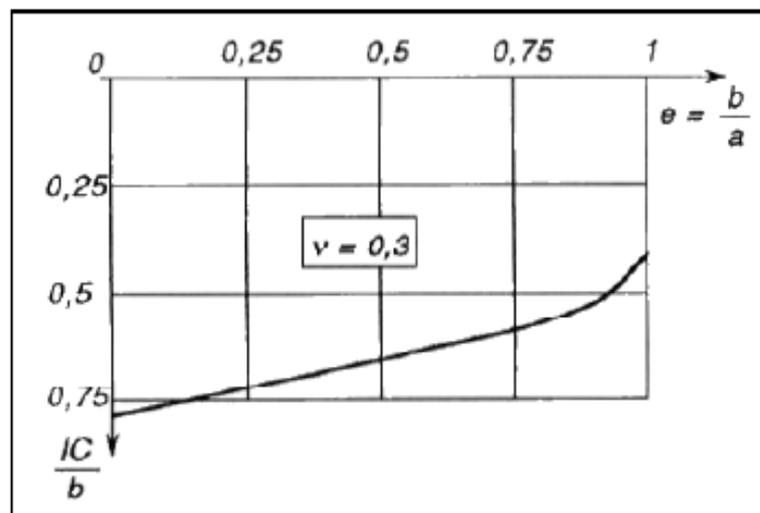


Figure 3.25 : Profondeur de τ_{Max} en fonction de la dimension de la surface de contact

Dans le cas de l'acier ($\nu = 0,3$), on peut déduire cette profondeur directement à partir de la courbe de la figure 4.25.

$$e = \frac{b}{a} = 0 \quad \text{Contact linéique} \quad IC = \frac{\pi \cdot b}{4}$$

$$e = \frac{b}{a} = 1 \quad \text{La surface de contact est un cercle} \quad IC \approx 0.5 a$$

Aussi, on utilisera la courbe de la figure 3.25 pour définir l'épaisseur de la couche traitée. On fera de sorte que le point C se trouve largement en dessus de celle-ci de manière à limiter les risques de détérioration en sous couche.

B/ Simulation Numérique :

Une simulation numérique est menée sur un engrenage droit en utilisant l'outil intégré de simulation de Solidworks 2014. Ce dernier est basé sur la une méthode numérique des éléments finis.

Le travail commence par la création du modèle d'étude : un engrenage à denture ayant une développante de cercle pour profil, une création du maillage et une résolution du système d'équation engendré pour le modèle. Ce dernier est formé d'une manière automatique à partir d'un modèle standard de matrice de rigidité auxquelles les conditions aux limites sont ajoutées.

✓ Création du modèle

La conception de la roue d'engrenage est faite à partir des outils de dessins pour former une esquisse de la denture par une construction géométrique délicate. Par la suite, une extrusion est réalisée. La création de l'engrenage à Z dentures est obtenue par une répétition au tour de son axe de révolution.

Les figures 3.26 et 3.27 illustrent quelques étapes de notre travail.

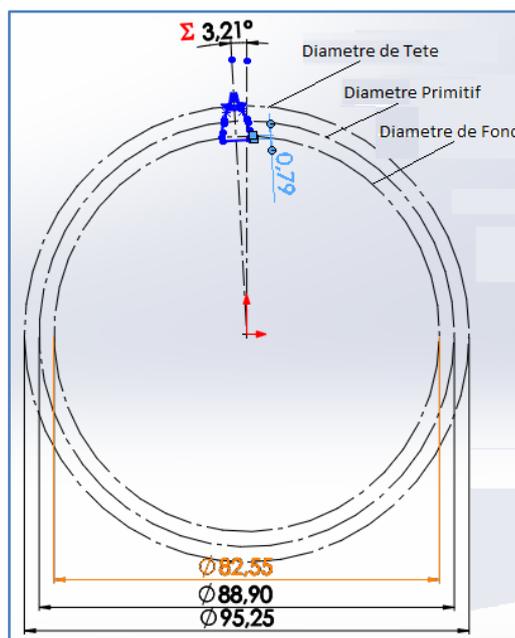


Figure 3.26: Courbes de construction de roue

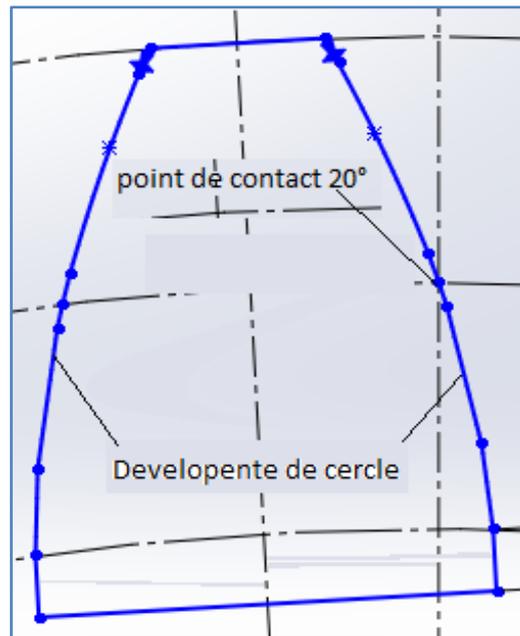


Figure 3.27 : Profil développante d'engrenage circulaire engrenage droit

Le profil de la développante circulaire est obtenu par l'interpolation sur les points qui le constitue. On commencera par un côté. Le deuxième est obtenu par une symétrie par rapport à l'axe de référence.

A partir de l'esquisse, une extrusion est à réaliser sur la largeur de la dent et le disque qui la supporte comme le montre la figure 3.28.

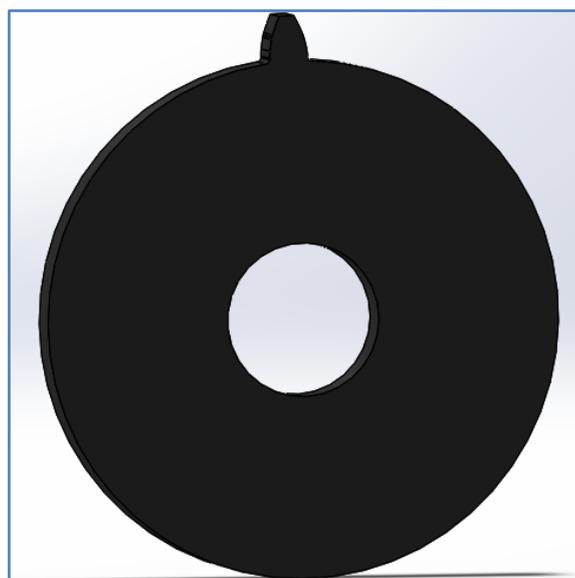


Figure 3.28 : Courbes de construction de roue

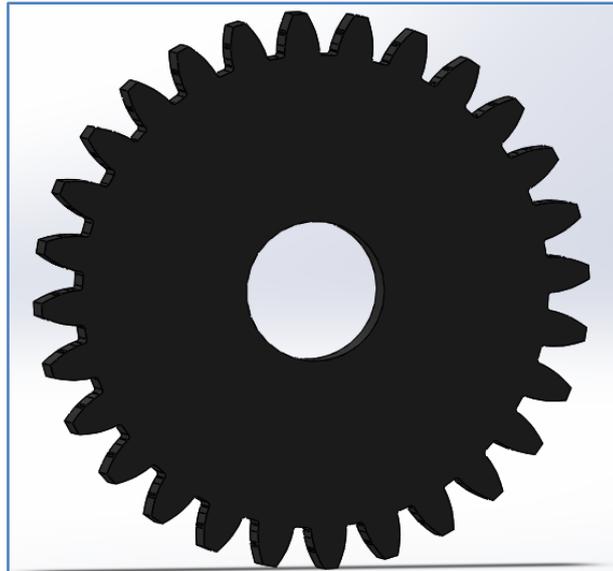


Figure 3.29 : Profil de développante d'engrenage circulaire engrenage droit

La répétition se fait sur toute la périphérie et pour les 28 dents autour de l'axe de rotation avec l'outil de répétition de fonctions.

La figure 3.30 illustre le phénomène de deux roues engrenées :

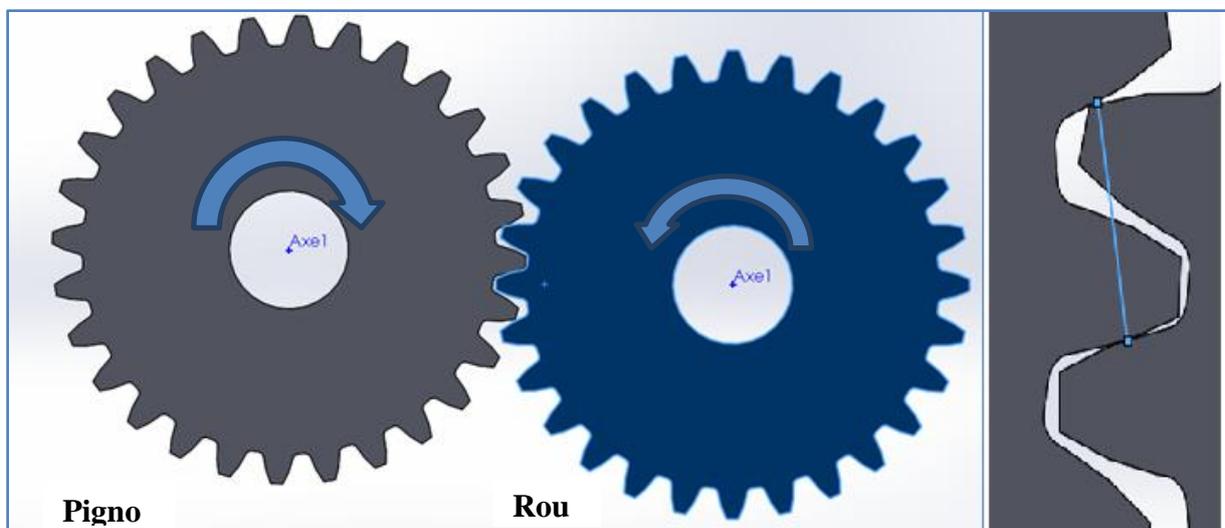


Figure 3.30 : Engrenement de la roue/pignon détaillé du contact

On voit clairement l'entraînement des roues et les points de contact établis pour une paire de dents dans l'agrandissement à droite. Ceci nous permettra de vérifier aussi l'exactitude de la construction de l'engrenage et que le point de contact se réalise comme prévu préalablement à 20° .

✓ Conditions aux Limites

Les conditions aux limites se résument aux conditions de chargement et de déplacements imposés.

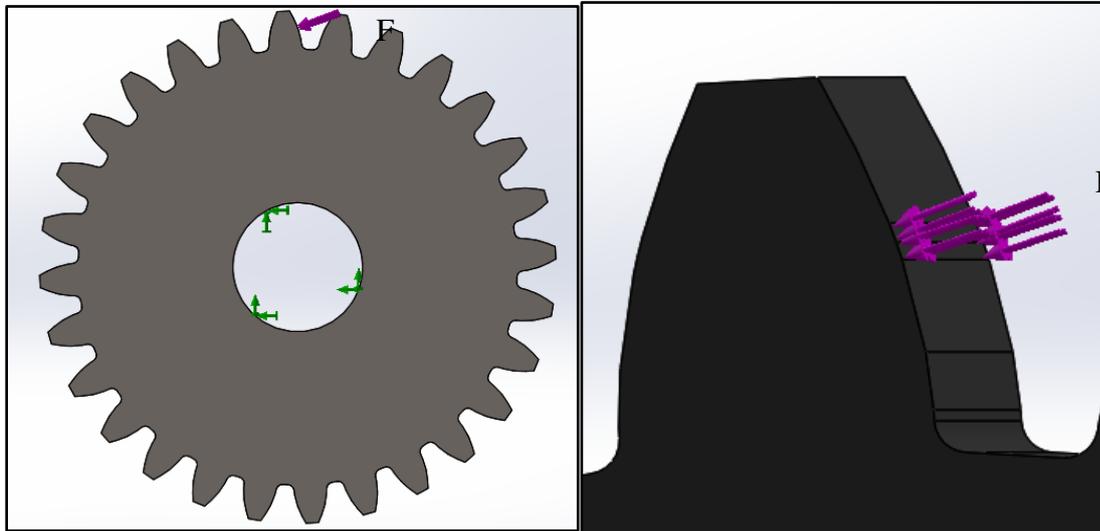


Figure 3.31 : Conditions aux limites imposées

Une force normale linéique est appliquée sur la surface du flanc de la dent au point de contact désigné à 20° tandis qu'un déplacement fixé est appliqué sur la face intérieure évidée du disque de l'engrenage. Ces conditions aux limites sont suffisantes pour lancer un calcul statique sur la dent de l'engrenage mais en premier lieu il faut générer un maillage de résolutions numérique acceptable.

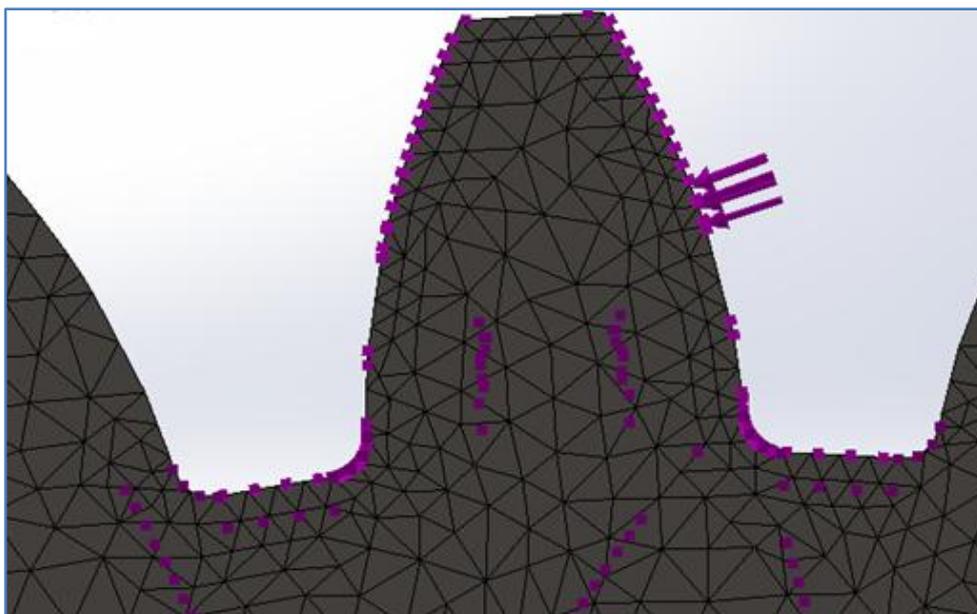


Figure 3.32 : Maillage d'une dent d'engrenage droit

Le maillage est réalisé sur des éléments tétraédriques dans le volume de la pièce à étudier. En général, le matériau appliqué selon la norme DIN est du 42CrMo4 ; une matière très utilisée pour la transmission par engrenage.

Pour mieux capter l'effet de la force sur la dent, le maillage est raffiné près de la bordure et des deux côtés de la base. Le tableau suivant résume les informations concernant la qualité du maillage.

Type de maillage	Volumique
Taille d'éléments Maximum	3 mm
Taille d'éléments Minimum	0.6
Qualité de Maillage	haute
Nombre total de Nœuds	306465
Nombre total d'éléments	201470
Rapport Maximum	7.1921
Durée de création du maillage	23

Tableau du **3.2 : Détails maillage**

✓ Caractéristiques physiques du matériau

Les caractéristiques physiques du matériau à savoir le 42CrMo4 sont les suivantes :

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	2.100000031e+011	N/m ²
Coefficient de Poisson	0.28	S.O.
Module de cisaillement	7.9e+010	N/m ²
Masse volumique	7800	kg/m ³
Limite de traction	1000000000	N/m ²
Limite de compression		N/m ²
Limite d'élasticité	750000000	N/m ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1e-005	/K
Conductivité thermique	14	W/(m·K)
Chaleur spécifique	440	J/(kg·K)
Rapport d'amortissement du matériau		S.O.

Tableau 3.3 : Caractéristiques physiques du matériau

Pour un engrenage 28/28 dents et de largeur de 6.75 mm, on obtient le résultat suivant :

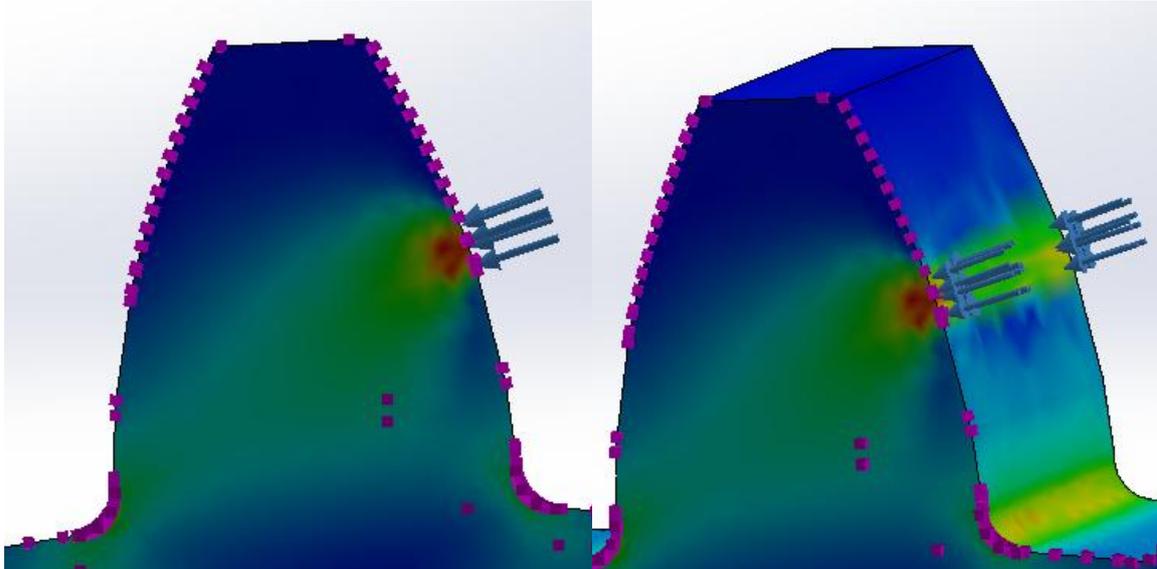


Figure 3.33 : Sollicitations

De la figure 3.33, on constate que lors du contact, et surtout au niveau du bas de la dent, un phénomène de compression et de traction apparaît.

En effet, et suite à ce contact, la force produit une compression qui par la suite se traduit en traction par la suite.

CONCLUSION GENERALE

Dans le cadre de notre étude, nous nous sommes intéressés à bien comprendre la genèse des différents mécanismes liés aux engrenages et le comportement mécanique lors de leur application.

La première partie de notre recherche bibliographique a montré que différentes normes existent afin d'aider à la conception des engrenages et malgré que leurs procédés de fabrication soient définis, de nombreux modèles numériques sont encore nécessaires pour prévoir leur comportement dans leur environnement de fonctionnement. Certains types d'engrenages dont la méthode de taillage est spécifique et les conditions de fonctionnement sévères font appel à des modèles spéciaux pour prédire leur comportement mécanique.

La deuxième partie de notre recherche bibliographique a montré que les défauts des engrenages sont généralement sous-estimés alors qu'ils peuvent expliquer les différences de niveau sonore observées sur des transmissions d'architecture absolument identique. L'ensemble de ces défauts caractérise le positionnement relatif des deux roues dentées résultant du montage ou de la déformation de la structure lors de l'application de chargement. Ils sont représentés par le défaut d'entraxe et les défauts de parallélisme entre les axes des roues.

La troisième partie a concerné les phénomènes liés au problème du contact mécanique qui sont présents dans de nombreuses applications industrielles. La nature des phénomènes liés à l'interaction purement mécanique entre les solides, exige une attention toute particulière dans ce domaine. Pour cela, la préparation adéquate des

surfaces dans les composants de transfert de charge tels que les roulements à billes, les engrenages, les machines-outils et les cames, est une partie très importante dans la conception et les procédés de fabrication.

La dernière partie a mis en évidence un exemple pratique. En pratique, les problèmes mécaniques rencontrés en générale pour les engrenages sont en particulier dus à deux causes principales à savoir une pression de contact élevée entre les dents ou une fissuration au niveau du pied de la dent apparaît. Celle-ci est provoquée par une fatigue résultante d'une flexion.

Généralement, la concentration de contrainte dans la zone de contact est source de rupture et fatigue des matériaux constituant les pièces. C'est pourquoi un compromis se pose pour la répartition des charges dans la zone de contact. Pour mieux concevoir et réaliser des pièces mécaniques, nous nous sommes intéressés dans notre étude à une étude numérique d'un problème précis. Notre cas a concerné le contact engendré dans les engrenages droits.

Ainsi, on peut conclure que :

- Une augmentation de la contrainte due à l'impact du premier contact a lieu avec l'augmentation de la vitesse d'entraînement,
- la contrainte augmente avec l'augmentation du nombre de dent pour une puissance choisie. Cela est attendu du moment que le module est inversement proportionnelle au nombre de dent,
- La contrainte de flexion diminue avec l'augmentation du régime,
- L'accroissement de la valeur du module se caractérise par une largeur de dent plus importante, un diamètre plus élevé et un pas relatif plus petit ce qui diminue la valeur de contrainte de flexion à la base de la dent,
- La valeur de la distance de la zone d'effet du contact d'engrenage sur le flanc au point de pression diminue avec l'augmentation du diamètre primitif et du module de la denture,
- On peut à partir du modèle de Lalonde et Guilbault, inclure des défauts du type fissures ou piqûres,
- Ce modèle de Lalonde et Guilbault montre que les dégradations étudiées peuvent avoir une influence significative sur la signature vibratoire de l'engrenage.

Bibliographie

- [1] E.Rigaud, J.P.Liaudet, M.S.Mecibah, Introduction d'un modèle d'engrènement original et effet sur le comportement dynamique d'une transmission, 15ème Colloque de Vibrations, chocs et bruits, Ecole Centrale de Lyon, France, Juin 2006
- [2] T.Conry, A.Seireg, A mathematical programming technique for the evaluation of load distribution and optimal modification for gear system, ASME, J. of Engineering for Industry, Vol. 95 , pp. 1115-1122, 1973
- [3] P.Velex, Contribution à l'analyse du comportement dynamique de réducteurs à engrenages à axes parallèles, Thèse de doctorat, INSA, N° 88 ISAL 0032, 188p, Lyon, 1988
- [4] C.Bard, Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages, Thèse de Doctorat N° 95 ISAL 0031, 295p, INSA de Lyon, 1995
- [5] J.P.Liaudet, J.Sabot, Sur quelques comportements dynamiques non linéaires des engrenages, Mécanique Industrielle et Matériaux, 51(4), 170-172, 1998
- [6] R.M.Stewart, The specification and developpement of a standard gearbox monitoring. 2nd International conference on vibration in rotating machines, Cambridge, pp. 353-358, 1980
- [7] M.SidAhmed, C.Garnier, Détection de défauts dans les engrenages. CETIM information, n° 124, pp. 71-74, 1991
- [8] O.Thajer, Simulation de l'usure et d'avaries sur des dentures d'engrenages cylindriques ; Influence sur le comportement statique et dynamique de transmissions par engrenages, Thèse de doctorat de génie mécanique, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2012
- [9] S.Staicu, Matrix modeling in dynamics of a 2-DOF orienting gear train, Journal of Robotics and autonomous systems 59, Sciences direct, 2011
- [10] L.Sheng, A Thermal Tribo-dynamic Mechanical Power Loss Model for Spur Gear Pairs, Journal of Tribology International, 2015

- [11] P.Sainsot, Analyse du contact entre dentures d'engrenage cylindriques de réducteur, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. N°89 ISAL 0091, 1989
- [12] A.Kahraman, R.Singh, Non linear dynamics of a spur gear, Journal of Sound and Vibration, 142(1), 49-75, 1989
- [13] D.B.Welbourn, Gear errors and their resultant noise spectra, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Vol. 184, Part 30, pp 131-139, 1969
- [14] H.K.Kohler, A.Pratt, A.M.Thompson, Dynamics and Noise of Parallel-Axis Gearing, Proc. Inst. Mech. Engrs, London. Vol. 184, Pt30, pp111-121, 1969
- [15] A.Kassaï, J.P.Mathieu, G.Chahmirian, Sirènement de denture : Composantes non harmoniques de l'engrènement liées à la rectification par génération, Proc. of the 3rd World Congress on Gearing and Power Transmissions, Paris, Vol. 2, pp 853-864, 1992
- [16] Tuplin, W. A., "Dynamic Loads on Gear Teeth". Machine Design, Vol. 25, p. 203-211, 1953
- [17] E.P.Remmers, Gear Mesh Excitation Spectra for Arbitrary Tooth Spacing Errors, Load and Design Contact Ratio, ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 100, N° 10, pp. 715- 722, 1978
- [18] W.J.Pearce, M.A.Nielsen, W.S.Rouverol, Reducing Gear Noise Excitation". Proc. of the 2nd World Congress on Gearing, Vol.1, pp.587- 598, Paris 1986
- [19] H.MRAD, simulation probabiliste du problème de contact mécanique, Université de Québec, Janvier 2009
- [20] P.Bussetta, Modélisation et résolution du problème de contact mécanique et son application dans un contexte multi-physiques, Université du Québec, février 2009
- [21] L.Kogut et I.Etsion, Elastic-Plastic Contact Analysis of a Sphere and a Rigid Flat, Journal of Applied Mechanics, September 2002, Vol. 69, 657-662
- [22] L.Kogut et I.Etsion, A Semi-Analytical Solution for the Sliding Inception of a Spherical Contact, Journal of Tribology, July 2003, Vol. 125, 499-506
- [23] R.L.Jackson et I.Green, A Finite element study of elasto-plastic hemispherical contact against a rigid flat», Journal of Tribology, April 2005, Vol. 127, 343- 354
- [24] A.R.Hassan, Contact stress analysis of spur gear teeth pair, World Academy of Science, Engineering and Technology 58, 2009, 611-616

- [25] C.OANCEA, Analyse des dents d'engrenages droits par la méthode des potentiels complexes, Université Laval Québec, Canada 1997
- [26] G.Henriot, Traité théorique et pratique des engrenages", tome 2, Edition DUNOD
- [27] Liebheer, Ehingen / DOAU Allemagne, Calcul technique préalable de la réalisation des roues dentées, Rapport interne du bureau d'études, N° 448, Mai 1971
- [28] A.Chevalier, Guides du dessinateur industriel, Hachette Technique, 2004
- [29] L.P.T.I. Saint Joseph La Joliverie, Train d engrenages.doc
- [30] M.S.Mecibah, Modélisation de calcul des roues d'échange dans une transmission mécanique par engrenage, Thèse de doctorat d'état en Génie mécanique, Université Mentouri de Constantine, Constantine, 2010
- [31] Groupe Kisler France, Mesure des efforts de coupe
- [32] L. Pimbaud, G. Layes et J. Moulin, Guide pratique de l'usinage, tome 1, Edition Hachette, France, 2003
- [33] J.Y.Dantan, J.Bruyere, R.Bigot, P.Martin, Spécification géométrique fonctionnelle des engrenages par frontière virtuelle, publication 2003
- [34] B.Bechkri, Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages, Thèse de Magister, Université Mentouri de Constantine, 2007
- [35] S.Sellami, Analyse des facteurs influant sur la précision cinématique des transmissions par engrenages, Thèse de Magister, Université Mentouri de Constantine, 2010
- [36] W.D.Mark, Gear noise origins, Gears and Power Transmission Systems for Helicopters and Turboprops, Proc. AGARD Conf, Lisbon, 13p, 1984
- [37] D.B.Welbourn, Gear errors and their resultant noise spectra, Proc. Of th I.M.E, Volume 184, paper 16, part 30, pp 131-139, 1969-1970
- [38] G.Henriot, Traité théorique et pratique des engrenages, tome 2, Dunod, Paris, 1983
- [39] M.EL Badaui, Contributions au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'Analyse Cepstrale, Thèse de doctorat, 1999
- [40] L.Vanoverberghe, Anticipation des déformations lors du traitement thermique de pignons de boites de vitesses, Thèse d'état de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2008
- [41] L.Vanoverberghe, Anticipation des déformations lors du traitement thermique de pignons de boites de vitesses, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des mines de PARIS, 2008

- [42] M.Khalfi, Optimisation des structures mécaniques : forme optimale d'un composant, Mémoire de Magister Université Mentouri de Constantine, 2009
- [43] S. Podrug, D. Jelaska, S. Glodež, Influence of different load models on gear crack path shapes and fatigue lives, *Fatigue and fracture of engineering materials and structure*, Vol. 31, p. 327-339, 2008
- [44] C.K.Tan, , P.Irving, D.Mba, A comparative experimental study on the diagnostic and prognostic capabilities of acoustics emission, vibration and spectrometric oil analysis for spur gears. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 21, p. 208–233, 2007
- [45] M.Guagliano, E.Riva, M.Guidetti, Contact fatigue failure analysis of shot-peened gears, *Engineering failure analysis*, Vol. 9, p. 147–158, 2002

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1**Faculté de Technologie**

Département de Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTER

En Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

CONTRIBUTION A L'ETUDE DES ENGRENAGES

Par :

Mir Mohamed

Devant le jury composé de :

M.Ouali	Professeur, U de Blida 1	Président
M.Bounazef	Professeur, U.D.L de Sidi Bel Abbés	Examineur
A.Allali	Professeur, U de Blida 1	Examineur
M.Temmar	MCA , U de Blida 1	Rapporteur

Blida, 28 juin 2016