

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR UNIVERSITY-ANNABA -
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA-



جامعة باجي مختار – عنابة

Année 2018/2019

Faculté des Sciences de l'Ingéniorat
Département d'Electromécanique

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de DOCTORAT

Modélisation d'un système d'engrenages en vue de prédire une fissuration des dents

Option

Génie Industriel

Par

Messikh Akram

Directeur de thèse : **Hadjadj Aoul.Elias** Professeur Université Annaba

Devant le jury

Président : **Belhamra Ali** Professeur Université Annaba

Examineurs :

Kabouche Abdallah	MCA	Université Annaba
Bouzaouit Azzeddine	Professeur	Université Skikda
Lakehal Abdelaziz	MCA	Université Souk Ahras

Résumé

L'engrenage est l'organe de transmission de puissance par excellence Il doit répondre parfaitement aux exigences de rendement, de précision et de puissance spécifique, imposées dans les architectures mécaniques modernes.

La présence des défauts au niveau des dents d'engrenage affaiblit la résistance mécanique pouvant entraîner la cassure de la dent et l'arrêt de la machine.

L'objectif de cette recherche est d'étudier l'influence de la charge sur l'évolution de la fissure par rapport aux nombres de cycles d'une roue dentée.

Pour atteindre l'objectif de notre travail de recherche nous avons effectué une simulation à l'aide de deux logiciels (RDM6 et MATLAB). Pour le calcul des contraintes au niveau du pied de la dent on utilise RDM6 et à partir des résultats obtenus, nous avons élaboré un programme sous MATLAB pour déterminer le nombre de cycles de la dent fissurée. Les résultats obtenus montrent que toutes les fissurations ainsi que les cassures sont localisées au niveau des pieds de la dent. Au fur et à mesure que la longueur des fissurations augmente, le nombre de cycles diminue.

Il est à noter aussi que la méthode de calcul des contraintes au pied de la dent, est un outil très efficace pour prévenir la fissuration.

Mots Clés : Engrenages - Défauts des engrenages - Fissuration par fatigue – RDM 6 - Loi de PARIS.

Abstract

The gears the power transmission organ by excellence. It responds perfectly the performance, accuracy and specific power requirements imposed in the modern mechanical architectures..

The presence of defaults to the level of the teeth of gears weakens the mechanical resistance and can entrain the break of the tooth and the stopping of the machine.

The objective of this research is to study the influence of the load on the evolution of the crack compared to the numbers of cycles of a toothed wheel.

In order to get our objective, we carried out a simulation using two software (RDM6 and MATLAB), RDM6 enabled us to calculate the constraint on the level of the tooth's foot in a first phase, and with the results obtained, we could work out in a second phase a MATLAB program to determine the number of cycles of the tooth fissured.

The results show that most, if not all, cracks, even fractures are localized at the level of the feet of the tooth, and the number of cycles increases with increasing crack length.

In conclusion and from the results obtained, we can confirm that the method of calculating the stress at the foot of the tooth is a very effective tool to prevent cracking.

Key words: Gears - Defects of the gears - Fatigue cracking - Fissuring - RDM6 –Law of PARIS.

ملخص

المسننات هي عناصر نقل الحركة بامتياز. تستجيب تماما و بدقة لمتطلبات الطاقة المحددة و المفروضة في البنيات الميكانيكية الحديثة.

وجود الإعطاب على مستوى السن يؤدي إلى إضعاف القدرة الميكانيكية و يمكنه أن يؤدي إلى إتلاف المسننات و توقف الآلة.

الهدف من هذا البحث هو دراسة تأثير الحمل على تطور التشقق بالمقارنة بعدد دورات عجلة المسننات.

ولتحقيق الهدف المرجى قمنا بالاعتماد على برنامجين مطاب و ردم 6. ردم 6 ساعدنا على حساب القيود على مستوى قدم السن و ذلك في المرحلة الأولية و بفضل النتائج المتحصل عليه استطعنا تنسيق برنامج من أجل حساب عدد الدورات للسن المتشقق بفضل برنامج مطاب. النتائج تبين بان أغلبية التشققات وكذلك الانكسار مرتكز في رجل السنة, و عدد الدورات بتغيير مع زيادة طول التشقق.

وفي الخاتمة وبفضل النتائج المتحصل عليها يمكننا التأكيد أن طريقة حساب القيود في رجل السنة هي طريقة فعالة للتنبؤ بالتشققات .

الكلمات المفتاحية المسننات- أخطاء المسننات - تكسير التعب - ردم 6 - قانون بار.

Remerciements

Au nom de Dieu clément et miséricorde Dieu le grand merci lui revient, pour son aide et la volonté qu'il nous a donné pour surmonter tous les obstacles et les difficultés durant nos années d'études et de nous avoir éclairé notre chemin afin de réaliser ce modeste travail.

Mes remerciements s'adressent, en premier lieu, au Professeur HADJADJ AOUL Elias, promoteur de ce travail, à qui j'exprime ma sincère reconnaissance pour tous les conseils et les encouragements qu'il m'a prodigué pendant toute la durée de ce travail.

J'adresse mes remerciements au Professeur BELHAMRA ALI de l'université de Annaba d'avoir accepté de présider le jury de soutenance et aux membres de jury, Mr LAKEHAL ABDELAZIZ de l'université de Souk Ahras, et Mr BOUZAOUIT AZZEDINE de l'université de Skikda et Mr KABOUCHE ABDALLAH de l'université de Annaba, d'avoir bien voulu évaluer ce travail et porter leurs regards critiques très nécessaire.

Mes remerciements s'adressent aux professeurs Mr SAAD responsables du laboratoire d'électromécanique, pour tous les conseils et les encouragements qu'il m'a prodigué pendant toute la durée de ce travail.

Enfin, que tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin dans l'élaboration de ce travail trouvent ici l'expression de ma sincère gratitude.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Mes chers parents, que dieu les protège, qui n'ont pas cessé de prier pour ma réussite,

A ma chère femme, de m'avoir encouragé et inciter la réalisation de ce travail, ainsi qu'a ses parents pour leurs aides et soutien moral,

A notre grande famille, et que toute personne m'ayant aidé de près ou de loin, trouve ici l'expression de ma reconnaissance.

LISTE DES FIGURES

FIGURES	TITRES	page
Figure I.1	Amorçage d'une fissure de fatigue sur un pore d'un alliage 30NCD16	08
Figure I.2	Schéma d'une éprouvette entaillé par un trou centrale. Le trou introduit une forte concentration de contrainte, fonction principalement des dimensions D et W	09
Figure I.3	Mode I	11
Figure I.4	Mode II	12
Figure I.5	Mode III	12
Figure I.6	Etat de contrainte en bout de fissure	13
Figure I.7	Fatigue en fonction du facteur d'intensité de contrainte, faisant apparaitre trois domaines ; la loi de Paris correspond au domaine central.	17
Figure II.1	Différents types d'engrenages	19
Figure II.2	Profil et surface conjuguées	20
Figure II.3	Engrènement des deux profils conjugués	19
Figure II.4	Développante de cercle	20
Figure II.5	Schématisation de la développante de cercle	21
Figure II.6.	Propriétés de la développante de cercle	22
Figure II.7	Continuité d'engrènement	23
Figure II.8	Ligne d'engrènement (ou d'action)	24
Figure II.9	Couple de dents en contact	25
Figure II.10	Angle de pression	26
Figure II.11	Coefficient de correction de denture	27
Figure II.12	Angle de pression	27
Figure II.13	rapport de réduction	28
Figure II.14	Fonctionnement sans interférence	29
Figure II.15	Interférence de fonctionnement	29
Figure II.16	Interférence de fabrication	30
Figure II.17	Interface	30
Figure II.18	A extérieur à T1T2	31
Figure II.19	A passe entre T1 et T2	32
Figure II.20	pignon de 10 dents et une crémaillère en prise	32
Figure II.21	Correction Par emploi de dentures déportées avec variations d'entraxe	32
Figure II.22	Correction Par emploi de la denture courte	33
Figure II.23	Fonctionnement avec jeu	34
Figure II.24	Fonctionnement sans jeu	35
Figure II.25	Taillage par reproduction	35
Figure II.26	Taillage à la fraise disque	35
Figure II.27	Taillage à la fraise en bout	38
Figure II.28	Taillage à l'outil crémaillère	39
Figure II.29	Taillage à l'outil pignon	39
Figure II.30	Taillage à la fraise mère	40
Figure III-1	Définition de l'erreur de transmission	46
Figure III.2	Système optique de mesure	47
Figure III.3	Erreur de transmission quasi-statique sans charge	48

Figure III.4	Erreur de transmission quasi-statique sous charge d'engrenage droit sans écart de géométrie	49
Figure III.5	Courbes de réponse expérimentales	50
Figure III.6	Mise en évidence de la raideur d'engrènement	51
Figure III.7	Raideur d'engrènement pour un engrenage droit parfait	52
Figure III.8	Evolution de la longueur (et donc de la raideur) d'engrènement au cours du fonctionnement pour un engrenage droit	53
Figure III.9	Evolution de la longueur totale de contact pour un engrenage hélicoïdal	54
Figure III.10	Modèle linéarisé de la raideur d'engrènement	55
Figure III.11	Effets caractéristiques sur les principales erreurs de fabrication sur l'erreur de transmission	57
Figure III.12	Modulation d'amplitude caractéristique de l'excentricité	58
Figure III.13	Exemple de mesure de l'erreur de pas cumulée	59
Figure III.14	Représentation de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulée	59
Figure III.15	Contributions de différentes erreurs sur le spectre de l'erreur de transmission statique	60
Figure III.16	Evolution des raies fantômes en fonction de la charge	61
Figure III.17	Evolution du niveau des raies fantômes avec le type de finition des dentures	62
Figure III.18	Erreur de distorsion incluant l'erreur d'inclinaison ou erreur d'hélice	62
Figure III.19	Influence des corrections de profil en fonction de la charge, pour différents rapports de recouvrement	65
Figure III.20	Evolution de l'erreur de transmission théorique en fonction de la charge	66
Figure III-21	Caractérisation du champ de vitesse proche de l'engrenage et modélisation	67
Figure III-22	Différence entre le cliquetis (Rattling noise) périodique et chaotique (diagramme de phase)	69
Figure. IV.1	Origine des défauts dans les engrenages	71
Figure. IV.2	Localisation des défauts dans les engrenages	72
Figure. IV.3	Le Grippage	74
Figure. IV.4	Piqûres des dents	74
Figure. IV.5	Piqûre	75
Figure. IV.6	Usure des dentures après fonctionnement	76
Figure. IV.7	Usure normale d'un pignon	77
Figure. IV.8	Pignon totalement écaillé	79
Figure. IV.9	Micro écaillage	80
Figure. IV.10	Fissuration au pied de la dent	80
Figure. IV.11	Rupture par surcharge	81
Figure. IV.12	Rupture par fatigue	83
Figure. IV.13	Rupture par concentration des contraintes	84
Figure. IV.14	Criques de rectification	85
Figure. IV.15	Contraintes de VON MISES au niveau de la dent chargée	89
Figure. IV.16	Les contraintes en fonction de la force.	90
Figure. IV.17	Contraintes de VON MISES au niveau de la dent fissurée	92

LISTE DES TABLEAUX :

<i>TABLEAUX</i>	<i>TITRES</i>	<i>Page</i>
Tab II-01	Procédé de fabrication des engrenages	36
Tab IV-1	Composition chimique de l'acier 30NCD16 (en pourcentage massique)	87
Tab IV-2	Caractéristique mécaniques de l'acier 30NCD1	87
Tab IV-3	Résultats numériques des contraintes en fonction des forces	90
Tab IV-4	Nombre de cycles de la propagation de fissure	93
Tab IV-5	Comparaison avec les résultats fournis par Mr MEKHALFA	93

LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Désignation
K_t	Le facteur de concentration de contrainte
σ_{\max}	La contrainte maximale
σ_{\min}	La contrainte minimale
F_t	La composante tangentielle de la force
F_r	La composante radiale
F_a	La force axiale
K	Le facteur d'Intensité de Contraintes
$(r ; \theta)$	Les coordonnées polaires
a	La pointe de la fissure
ΔK_s	Le seuil de propagation
$\frac{da}{dn}$	La vitesse de propagation d'une fissure de fatigue.
ΔK	L'amplitude du facteur d'intensité de contrainte de la dent d'engrenage
C et m	Des constantes du matériau.
$\Delta\sigma$	La variation de contrainte nominale
α	Le facteur de correction
D	La génératrice
$P.Q. S_1.S_2$	Les surfaces
\mathcal{E}	Le rapport total de conduite
$T_p.T_g$	La distance entre le point T_p et le point T_g
T_g	Le long de la ligne d'engrènement
gf	Longueur d'approche
ga	Longueur de retraite
P_b	Pas de base : distance entre deux dents consécutives le long de la ligne
\varnothing_c	L'angle de pression
I	Le rapport de transmission de l'engrènement
η_p	La vitesse de rotation du pignon
η_r	La vitesse de rotation de la roue
Z_1	Nombre de dents de la roue
Z_2	Nombre de dents du pignon
D	Diamètre primitif de la roue
d	Diamètre primitif du pignon
AGMA	L'American Gear Manufacturers Association
N^*	Le nombre de dents
X	Le facteur de déport
w	La vitesse de rotation de la pièce à tailler
w_0	La vitesse de rotation de la fraise-mère
R_b	Le rayon de base de la roue.

LISTE DES SYMBOLES

$\delta\theta$	La variation de la position angulaire de la roue.
k_e	La raideur d'engrènement
K_f	La raideur en flexion de denture
K_H	La raideur de contact hertzien
$\dot{a}\dot{a}$	Le rapport de conduite
f_e	La fréquence d'engrènement
\mathcal{E}_β	Le rapport de recouvrement
$R_{b1} R_{b2}$	Le Rayant de base
$\Theta_1 \theta_2$	La position angulaire théorique

Table des matières

Résumé	I
Abstract	II
ملخص	III
Remerciements	IV
Dédicace	V
Liste des Figures	VI
Liste des Tableaux	VIII
Liste des Symboles	IX
Introduction générale	1
CHAPITRE I L'état de l'art	
I.1 Introduction	3
I.2 Fissuration par fatigue et mécanismes généraux	6
I.2.1 la phase d'amorçage	7
I.2.1.1 L'amorçage par glissement cyclique	7
I.2.1.2 L'amorçage à partir de micro-hétérogénéités de la microstructure	7
I.2.1.3 L'amorçage à fond d'entaille	8
I.2.2 La phase de propagation	10
I.2.2.1 Propagation des fissures de fatigue	11
I.2.2.2 Définition des modes de fissuration	11
I.2.2.3 Définition du Facteur d'Intensité de Contraintes	13
I.2.3 La phase de rupture	14
I.3 La loi de Paris	15
I.4 Conclusion	17
CHAPITRE II Théorie générale des engrenages	
II.1 Introduction	18
II.2 Géométrie et technologie	18
II.2.1 Définition et classification des engrenages	18
II.2.2 Etude de profil	20
II.2.2.1 Condition de conduite correcte de deux profils conjugués	20
II.2.2.2 Le profil en développante de cercle	21
II.2.2.3 Principe de la développante de cercle (cas de denture droite)	22
II.2.2.4 Propriétés de la développante de cercle	23
II.2.3 Continuité de l'engrènement	24
II.2.4 Ligne d'engrènement ou ligne d'action	26
II.2.5 Angle de pression	27
II.2.6 Coefficient de correction de denture	28
II.2.7 Le rapport de réduction	29
II.2.9 Interférence	30

II.2.10	Correction de denture	32
II.2.11	Jeu de fonctionnement	35
II-3	Stratégies industrialisation des dentures	36
II.4	Techniques d'ébauche des dentures	37
II.4.1	Taillage par reproduction	38
II.4.1.1	Fraisage à la fraise disque (module)	38
II.4.1.2	Fraisage à la fraise en bout	39
II.4.2	Taillage par génération	40
II.4.2.1	Taillage à l'outil crémaillère	40
II.4.2.2	Taillage à l'outil pignon	41
II.4.2.3	Taillage par fraise-mère	42
II.5	Conclusion	43
CHAPITRE III Sources d'excitation d'une transmission par engrenage		
III.01	Introduction	44
III.2	Modélisation de l'excitation dynamique générée par les engrenages	44
III.2.1	Les sources d'excitation	44
III.2.1.1	Les sources d'excitation internes	44
III.2.1.2	Les sources d'excitation externe	45
III.2.2	Erreur de transmission	45
III-2.2.1	Erreur cinématique	47
III-2.2.2	Erreur de transmission sous charge	48
III-2.2.2.1	Erreur de transmission quasi-statique sous charge	48
III-2.2.2.2	Erreur de transmission dynamique	49
III.3	Raideur d'engrènement, origines et caractéristiques:	50
III.3.1	Raideur d'engrènement	50
III.3.2	Origines et caractéristiques	52
III.4	Modèle linéaire et paramétrique	54
III.5	Modèles non linéaires	55
III.6	Influence des erreurs et des défauts sur l'erreur statique de transmission	56
III.6.1	Influence des défauts géométriques	56
III.6.1.1	Influence de l'excentricité ou le défaut de faux-rond	57
III.6.1.2	Influence de l'erreur de pas cumulée	58
III.6.1.3	Influence de l'erreur individuelle de pas	59
III.6.1.4	Influence de l'erreur de profil	60
III.6.1.5	Influence de l'erreur d'angle d'hélice ou erreur totale de distorsion	61
III.6.2	Influence des défauts de montage	63
III.6.2.1	Influence de l'entraxe de fonctionnement	63
III.6.2.2	Influence des défauts d'inclinaison et de déviation	64
III.6.3	Influence des déformations élastiques	64
III.6.4	Effet des sources aérodynamiques	66
III.6.5	Effet de battement, bruit de cliquetis des engrenages non chargés	67

III.6.6	Effet des chocs, résonance d'une dent	68
III.7	Conclusion	69
CHAPITRE IV Origines de défauts des engrenages et la simulation numérique		
IV-1	Introduction	70
IV.2	Origines de défauts des engrenages	70
IV.3	Familles des défauts	71
IV.3.1	Défauts superficiels	72
IV.3.1.1	Grippage	72
IV.3.1.2	Piqures	73
IV.3.1.3	Usures	75
IV.3.1.4	Ecaillage	76
IV.3.1.5	Micro-écaillage	78
IV.3.1.6	Fissuration	79
IV.3.2	Détérioration par rupture	80
IV.3.2.1	Ruptures par surcharge	80
IV.3.2.2	Ruptures de fatigue	81
IV.3.2.3	Ruptures par concentration de contrainte	82
IV.3.2.4	Rupture provenant de défauts de traitement thermique	83
IV.3.2.5	Ruptures provenant de défauts de rectification	83
IV.3.3	Autres défaillances observés sur les dentures	84
IV.3.3.1	Défauts de lubrification	84
IV.3.3.2	Corrosion	85
IV.3.3.2.1	Corrosion chimique	85
IV.3.3.2.2	Corrosion de contact	85
IV.3.3.3	Surchauffe	86
IV.4	Simulation numérique	86
IV.4.1	Présentation du matériau	86
IV.4.2	Protocole de simulation	87
IV.4.3	Exemple de simulation	87
IV.4.4	Résultats numériques des contraintes en pied de dents	87
IV.4.5	Résultats numériques des contraintes en pied des dents fissurées	89
IV.4.6	Détermination du nombre de cycles	91
IV.4.7	Comparaison avec les résultats fournis par MEKHALFA	92
IV.4.8	Discussion des résultats	93
IV.5	Conclusion	93
Conclusion Générale		95
Ressources Bibliographiques		97

Introduction Générale

Les engrenages sont un ensemble d'éléments de machines universellement répandus en mécanique et servent à transmettre un mouvement de rotation d'un arbre menant à un second arbre mené. Comme les engrenages peuvent prendre diverses formes, ils sont utilisés dans tous les secteurs de l'industrie. Par exemple, ils constituent les boîtes de vitesses des véhicules servant au transport, ils transmettent la puissance nécessaire au fonctionnement des machines dans les papeteries et ils mettent en mouvement les bras articulés des robots [1,2].

Le comportement statique et dynamique des engrenages est étudié depuis plus de 60 ans [3]. Ce sont cependant des éléments mécaniques complexes à dimensionner et à réaliser. Puisque presque 60% des pannes dans les systèmes de transmission des machines sont causées par la défaillance d'engrenage, d'où la nécessité de les soumettre à une surveillance conditionnelle continue. [4]

L'efficacité de la détection des défauts en stade précoce est donc très importante et même critique [5,6]. Les enquêtes réalisées par la société des assurances ALLIANZ sur les détériorations des systèmes à engrenages tels que les réducteurs ont permis de conclure à leurs origines et à leurs localisations [7]. La nécessité de baisser le coût de la production et de la maintenance conduit la surveillance des engrenages à devenir un champ très important pour la recherche. Dans la littérature, plusieurs publications sur la surveillance et le diagnostic des systèmes d'engrenage sont apparus [8,9,10]. L'ensemble des défauts présent sur les dents d'engrenage affaiblit la résistance mécanique, peut entraîner leur destruction et provoque des dommages énormes. Réaliser un diagnostic adéquat sur l'état de santé d'une machine, revient à détecter tous les défauts qui l'ont affecté au cours de son fonctionnement [11]. Une étude est réalisée en vue de prédire le comportement des dents fissurées et prévenir un arrêt intempestif d'un processus. L'objectif de cette recherche est d'étudier l'influence de la charge sur l'évolution de la fissure par rapport aux nombres de cycles d'une roue dentée.

Dans ce but, nous avons suivi un plan de travail qui nous a conduits à structurer notre mémoire en une introduction, quatre chapitres et finalement une conclusion. Le premier chapitre est consacré, à un portrait précis de l'état de l'art actuel de la fatigue des engrenages. Le deuxième chapitre est consacré à la théorie générale des engrenages et les techniques de fabrication.

Le troisième chapitre présente les sources excitations attribuées à l'engrènement et les erreurs de transmission et met en évidence les principaux paramètres influents.

Dans le quatrième chapitre nous avons présenté les principales familles de défauts rencontrées dans les engrenages Il s'agit des défauts localisés qui apparaissent au niveau du cercle primitif des dentures et les défauts répartis sur toutes les dents, ainsi que les détériorations par rupture dans une première phase et dans une deuxième phase, nous avons une étude des contraintes au pied de dent a été menée.

Pour atteindre notre objectif, nous avons effectué une simulation à l'aide de deux logiciels (RDM6 et MATLAB).

Ces chapitres sont suivis d'une conclusion, dans les quelles nous donnons le résumé de notre travail.

CHAPITRE I

L'état de l'art

I.1 Introduction

Les engrenages sont des systèmes de roues dentées qui sont utilisés pour transmettre le mouvement de rotation d'un axe à un autre. Ce mécanisme est essentiel pour de nombreux équipements industriels, car il permet d'actionner toutes sortes de machines grâce à des propriétés précises, selon la forme qu'ils prennent.

La nécessité de baisser le coût de la production et de la maintenance conduit la surveillance des engrenages à devenir un très champ important pour la recherche. Dans la littérature, plusieurs publications sur la surveillance et le diagnostic des systèmes d'engrenage sont apparus [8, 9,10].

L'histoire des engrenages commence dans les civilisations antiques, avec les roues de friction. Cependant, c'est seulement dans la période de la renaissance que les mathématiciens ont commencé à appliquer les principes géométriques pour déterminer le meilleur profil de la dent d'engrenage. 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 avec précision les contraintes se trouvant dans la dent d'engrenage pour prévenir certains risques de rupture

Lewis, en 1893, a analysé les dentures droites symétriques par la théorie des poutres, en inscrivant dans celles-ci une parabole d'iso contraintes représentant une poutre d'égale résistance. L'extrémité de celle-ci se trouve à l'intersection de la ligne d'action avec l'axe de symétrie de la dent. Lewis propose que la section de contrainte superficielle maximale, ou la section critique, se situe au point de tangence de la parabole avec le profil de la dent. Suite à cette hypothèse, la contrainte en tension se calcule comme pour une poutre en flexion, avec un encastrement à la section critique, sollicitée par la composante dans la direction normale à la ligne de symétrie de la dent de la force appliquée sur cette dernière [12].

Un autre moyen d'étude des contraintes dans les engrenages est la photoélasticité. En 1926, Timoshenko et Baud mesurent les contraintes et obtiennent des valeurs deux fois plus grandes que celles calculées par la formule de Lewis. En pensant que cette différence est due à la variation rapide de la section à la base de la dent, ils proposent un facteur de concentration de contraintes, facteur qui varie avec la largeur de la section et le rayon de courbure au pied de la dent [12].

Comme la composante radiale de la force sur la dent crée une contrainte de compression, en 1938, Merritt ajoute un terme supplémentaire à la formule de Lewis.

L'American Gear Manufacturers Association (AGMA) utilise pour le calcul des contraintes en tension dans les engrenages la formule proposée par Dolan et Broghamer en 1942. Après des études photo élastiques similaires à celles de Timoshenko et Baud, elle trouve que le facteur de concentration de contraintes, qui multiplie la formule de Lewis modifiée (flexion /compression), est aussi lié à la position de la force sur la dent. Suite à cela, les chercheurs introduisent une formule empirique pour calculer le facteur de concentration de contraintes en fonction de la section critique, de la hauteur de la charge, du rayon de courbure au pied de la dent et de coefficients mesurés par photoélasticité (ceux-ci varient avec l'angle de pression de la dent).

Les résultats démontrent que la section critique est un peu moins élevée que celle estimée par la parabole de Lewis. Leur étude a été réalisée pour des dents ayant des angles de pression égaux à 14° et 20° .

Toujours après une recherche photoélastique en 1948, Heywood représente une dent comme un trapèze équivalent et à partir de ceci développe une formule pour le calcul de la contrainte maximale. Sa formule comprend en plus du facteur de concentration de contraintes et du terme de contraintes en flexion, un facteur de correction de l'effet de la charge.

En 1950, Niemann et Glaubitz font des tests photoélastiques et ils proposent que la contrainte maximale soit égale aux contraintes de flexion, de compression et de cisaillement, multipliées par un facteur de concentration de contraintes. La contrainte de cisaillement est reliée aux deux autres par un facteur dépendant de la forme de la dent. Pour cette formule, la section critique est située sous le cercle de tête, à deux fois le module de la dent [13].

En 1957, Kelley et Pedersen réalisent eux aussi un test photoélastique, similaire à celui de Dolan et Broghamer, avec l'intention d'étendre cette formule à l'angle de pression de 25° .

Avec les données recueillies, ils ont développé une formule analogue à celle de Heywood et ajoutent un terme supplémentaire tenant compte de l'effet de l'angle de la sollicitation, relativement aux directions principales.

En 1958, Jacobson compare les résultats recueillis avec les formules proposées par Mellitt, Dolan et Broghamer, Heywood, Niemann et Glaubitz, Kelley et Pederson, appliquées aux engrenages à un angle de pression de 20° , toujours grâce à la photoélasticité. Suite à son travail, il conseille pour les engrenages à 20° d'angle de pression et ayant entre 10 et 40 dents, l'utilisation de la formule de Lewis modifiée, multipliée par un facteur de concentration de contraintes dépendant du rayon de courbure du sommet de l'outil de taillage. Il propose aussi

une construction très simple pour localiser la section critique, au point de tangence du profil de la dent avec une tangente à 30° par rapport à l'axe de symétrie de celle-ci.

En 1960, Wellauer et Seireg utilisent la théorie des plaques pour calculer le moment de flexion dans une dent d'engrenage. Pour calculer les contraintes, ils suggèrent une formule qui est en fonction d'un facteur de concentration de moment. Ils valident les résultats de cette théorie avec un test expérimental en utilisant des jauges de contraintes. Ils proposent l'utilisation de leur méthode lorsque le rapport hauteur/largeur de la dent est faible.

En 1973, Wilcox et Coleman développent, à l'aide des résultats obtenus par les éléments finis, une nouvelle formule pour le calcul de la contrainte au pied de la dent. Elle peut s'appliquer aux dents symétriques ainsi qu'asymétriques, mais elle n'est pas fiable lorsque la sollicitation se situe dans la partie inférieure de la dent [13].

Une étude similaire est réalisée en 1974 par Chabert, Dang Tran et Mathis pour les dents symétriques. Après une comparaison avec les normes ISO (International Standardisation Organisation) et AGMA, ils suggèrent l'emploi de la norme ISO, celle-ci étant plus facile à utiliser pour une précision comparable.

En 1974, Winter et Hirt mesurent expérimentalement les contraintes au pied de la dent avec les jauges de contraintes. Suite à sa thèse de doctorat, Hirt conseille l'utilisation de la norme ISO pour le calcul des contraintes car celle-ci tient compte d'un facteur de sensibilité d'entaille en fatigue [13].

Comme le montre ce court historique, une des méthodes couramment suivie par les chercheurs est d'obtenir des données par différentes techniques et de formuler des équations empiriques permettant une détermination facile des contraintes. On doit souligner que la plupart des formules ont été développées pour le côté en tension de la dent, car c'est de ce côté qu'apparaissent les fissures.

Dans la plupart des travaux présentés, les résultats n'étaient pas satisfaisants pour les engrenages à grand nombre de dents. En 1980, Allison et Heam suggèrent que cela est dû à l'augmentation de l'influence de la contrainte en cisaillement sur ces engrenages. Plus un engrenage a un nombre élevé de dents, plus celles-ci sont petites et ressentent le cisaillement relativement aux autres contraintes. Suite à ces remarques, ils réalisent une étude photo élastique, tenant compte aussi de la force de friction et des différentes positions que la force occupe lors de l'engrènement. Ils remarquent que la force de friction affecte surtout la contrainte du côté en tension, en la faisant varier avec la valeur du coefficient de friction. De même, lorsque la force est située au bas de la dent, la contrainte en tension devient plus élevée

que celle en compression. Suite à ces résultats, ils proposent une formule où chaque terme de contrainte (flexion, compression, cisaillement) est multiplié par un facteur qui lui est propre (k_b, k_c, k_s). Comme cette force a un angle constant de 23° avec la surface de la dent, cette formule est difficilement applicable pour les dents normalisées.

En 1980, Cornell modifie la formule de Heywood pour l'adapter à un logiciel qui calcule les engrenages à grand rapport de contact (High Contact Ratio Gear, $m_c > 2$). Cette modification est nécessaire pour qu'elle s'applique à cette forme de dent.

On utilise des normes pour le calcul usuel des engrenages. Pour le calcul des contraintes en flexion, la norme AGMA 218.01 est fréquemment utilisée au Canada. La méthode proposée est celle développée par Dolan et Broghamer avec des facteurs supplémentaires tenant compte du couple transmis (k_o), de la variation de la charge avec la vitesse (k_v), et de la distribution de la force sur la dent (k_m). Présentement, les travaux relatifs à cette norme consistent à l'informatisation des calculs, et à l'application d'algorithmes pour identifier la section critique.

Oda, Nagamura et Aoki en 1981, Ils ont déterminé l'influence de l'épaisseur de la jante sur laquelle repose la dent, ainsi que des dents adjacentes, sur la dent sollicitée. Ami, Harada et Aida, en 1981 analysent l'influence de l'épaisseur de la jante pour une couronne dentée supportant 9 dents. En 1985, Guillot et Tordion réalisent une étude similaire dans les couronnes et jantes minces d'engrenages aux axes parallèles. En plus, Chang, Huston et Coy, en 1983, étudient l'influence de la variation du profil de raccord. Ils ont trouvé que ce rayon n'affecte que la contrainte en surface de la dent.

En 1984, Chong, Katayama, Kubo et Yabe étudient par cette méthode les engrenages à denture interne.

En 1983, Rubenchick propose l'utilisation de la Méthode des Équations Intégrales pour les engrenages droits. Ses résultats, comparés avec ceux de Cardou et Tordion obtenus avec la méthode des potentiels complexes, présentent une variation de 5% sur la contrainte maximale. D'autres travaux ont été réalisés avec cette méthode par les russes, comme Yakovlev en 1984, et par les japonais Tanaka en 1984 et Oda, Miyachika, Koide et Minine en 1985.

Depuis 1984, l'orientation des travaux de recherche a surtout été dirigée vers l'application des méthodes numériques: élément finis, équations intégrales, méthode des potentiels complexes, [13].

I.2 Fissuration par fatigue et mécanismes généraux

L'endommagement par fatigue est un phénomène connu depuis le 19^e siècle. Observé pour la première fois en 1829 par W. A. J. Albert sur des ruptures de

convoyeurs de charbons, l'endommagement est décrit comme un «phénomène mystérieux» pouvant se produire sans signes avant-coureurs. Les recherches sur la fatigue des matériaux métalliques ont eu depuis lors un intérêt croissant et partage pour les industriels et les chercheurs du monde entier. On sait aujourd'hui que l'endommagement par fatigue peut se découpler en trois étapes bien distinctes [14.15]:

➤ **Une phase d'amorçage**

Qui correspond à l'initiation des premières micro-fissures au sein du matériau et à leur croissance difficilement prédictible dans le volume du matériau.

➤ **Une phase de propagation**

Où les micro-fissures amorcées dans le matériau vont croître de façon stable au fur et à mesure des cycles et en fonction de la charge imposée.

➤ **Une phase de rupture**

Dans laquelle la ou les fissures ont atteint une taille instable et provoquent la rupture de la pièce [15].

I.2.1 la phase d'amorçage

L'amorçage dans les matériaux métalliques cristallins peut essentiellement naître de trois sources différentes :

- Le glissement cyclique irréversible.
- L'amorçage à partir de micro-hétérogénéités de la microstructure.
- L'amorçage à fond d'entaille.

Une brève description de chaque point est donnée dans ce qui suit.

I.2.1.1 L'amorçage par glissement cyclique

L'application d'une contrainte mécanique lors du chargement de fatigue entraîne le mouvement des dislocations sur les plans de glissement cristallographiques au sein des différents grains du matériau sous l'effet de la contrainte de cisaillement cyclique locale. Tant que ce glissement reste réversible, le comportement local du matériau reste élastique [14].

I.2.1.2 L'amorçage à partir de micro-hétérogénéités de la microstructure

Les matériaux métalliques industriels sont généralement des alliages de composition complexe avec un grand nombre d'éléments d'addition. Ces matériaux sont micro-hétérogènes car ils contiennent des particules intermétalliques (ségrégations des éléments d'addition), des joints de grains, des porosités qui créent localement une incompatibilité de déformation et/ou une concentration de contrainte. Une micro-fissure

peut alors s'amorcer par accumulation de dislocation sur le défaut, si la cristallographie locale y est favorable ; le cas d'un amorçage sur un pore est présenté comme exemple sur la (figure I.1). La rupture des particules de seconde phase est également souvent observée du fait d'une incompatibilité de déformation avec la matrice. Cette micro rupture peut ensuite se propager par accumulation de dislocation si les grains avoisinants sont bien orientés [16].

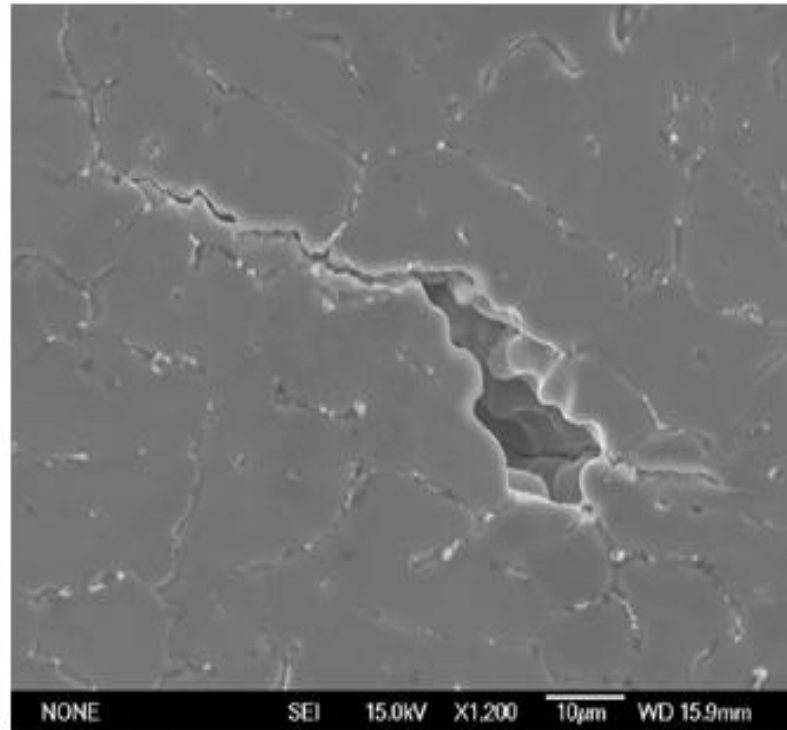


Figure I-1: Amorçage d'une fissure de fatigue sur un pore d'un alliage 30NCD16 [16].

I.2.1.3 L'amorçage à fond d'entaille

Dans une structure réelle, les coins congés ou trous ne peuvent généralement pas être évités. Le fait que ces particularités géométriques soient des sites préférentiels d'amorçage des fissures de fatigue est connu sous le nom d'effet d'entaille. Celui-ci est dû à la concentration de contrainte qu'ils génèrent à leur voisinage. On définit le facteur de concentration de contrainte K_t (théorique) comme le rapport entre la contrainte σ_{\max} et la contrainte nominale σ_{nom} :

$$k_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} \quad (I.1)$$

K_t est souvent désigné par abus de langage comme théorique mais cette dénomination

vient du fait de l'hypothèse d'un comportement élastique du matériau pour l'évaluation σ_{max}

Avec
$$\sigma_{nom} = S \cdot \frac{W}{W - D} \quad (I.2)$$

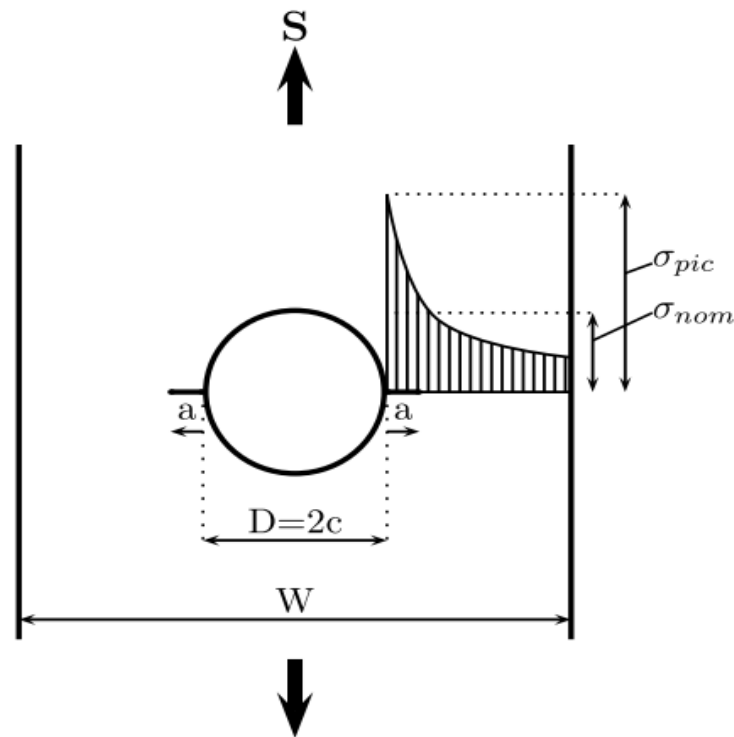


Figure I-2 :Schéma d'une éprouvette entaillée par un trou central. Le trou introduit une forte concentration de contrainte, fonction principalement des dimensions D et W. [17]

K_t est un facteur adimensionné mais peut quand même dépendre des dimensions de la Pièce du fait du gradient de contrainte en bord d'entaille, connu pour être inversement proportionnel au rayon d'entaille. Ainsi pour une éprouvette parallélépipédique trouée, Heywood donne la relation suivante pour le facteur de concentration de contrainte [17]

$$K_t = 2 + \left(1 - \frac{D}{W}\right)^3 \quad (I.3)$$

L'effet d'entaille est donc primordial pour l'amorçage, et doit absolument être bien maîtrisé lors de la conception. Malgré cela il arrive fréquemment qu'une fissure puisse s'amorcer du fait d'une concentration de contrainte particulière mais qu'elle s'arrête ensuite [19], du fait d'une décroissance rapide de la contrainte à l'intérieur du matériau. Ceci montre que l'approche basée seulement sur l'effet d'entaille est insuffisant pour prédire la tenue complète d'une pièce en fatigue.

I.2.2 La phase de propagation

La phase de propagation qui a été étudiée en premier lieu. Au début des années 60, la description de la propagation des fissures de fatigue fait déjà appel à des mécanismes microscopiques comme la plasticité en fond de fissure. Fondé sur une description analytique de l'état de contrainte en pointe de fissure, le facteur d'intensité de contrainte K s'impose vite comme un paramètre déterminant pour la prédiction de la durée de vie fatigue.

La désormais célèbre loi expérimentale de Paris & Erdogan, permet de calculer la vitesse de propagation d'une fissure connaissant le facteur d'intensité de contrainte K en avant de sa pointe. La voie est alors ouverte pour la théorie de la Mécanique Élastique Linéaire de la Rupture (MELR) qui se base sur le calcul du facteur d'intensité de contrainte. Celle-ci facilite le dimensionnement et permet la prédiction de la durée de vie, si bien que la loi de Paris & Erdogan devient quasiment universelle et incontournable, tout étant fait pour étendre son champ d'application (modifications pour prendre en compte la plasticité, la fermeture, et même l'effet fissures courtes). S'il est indéniable que cette méthode donne d'excellents résultats sur la propagation de fissures d'une certaine taille, il peut en être tout autrement pour des fissures plus courtes comme observé par Pearson des 1975 [15].

La description de la durée de vie en fatigue en trois parties permet de ne décrire dans la phase de propagation que la partie linéaire. Toute la dispersion est alors concentrée dans la phase d'amorçage et de propagation d'une micro-fissure, responsable de la dispersion des essais de fatigue.

Nous verrons au cours de ce travail que cette tendance s'est infléchi au cours des vingt dernières années pour essayer de séparer la phase d'amorçage proprement dite (avec sa propre dispersion) de celle de propagation de la ou des fissures courtes, phase qui semble particulièrement influencée par la microstructure. Cette tendance est rendue nécessaire par un besoin de mieux décrire les phénomènes microscopiques impliqués dans la propagation des fissures courtes, pouvant tendre à une grande amélioration des prédictions de durée de vies finales.

I.2.2.1 Propagation des fissures de fatigue

Après avoir atteint une certaine taille critique, la propagation d'une fissure peut être décrite par la MELR. Cette description s'appuie sur une solution analytique des contraintes au

voisinage de la pointe de fissure et l'introduction du facteur d'intensité de contrainte K ; nous en rappelons très brièvement les concepts essentiels dans ce qui suit [15].

I.2.2.2 Définition des modes de fissuration

La direction macroscopique de propagation d'une fissure est généralement perpendiculaire à la contrainte qui contribue à l'ouverture de la fissure. Cette configuration est appelée mode d'ouverture (mode I) (figure I-03). Deux autres modes de propagation existent: le mode de cisaillement plan (mode II) et le mode de cisaillement anti-plan (mode III) [19,20].

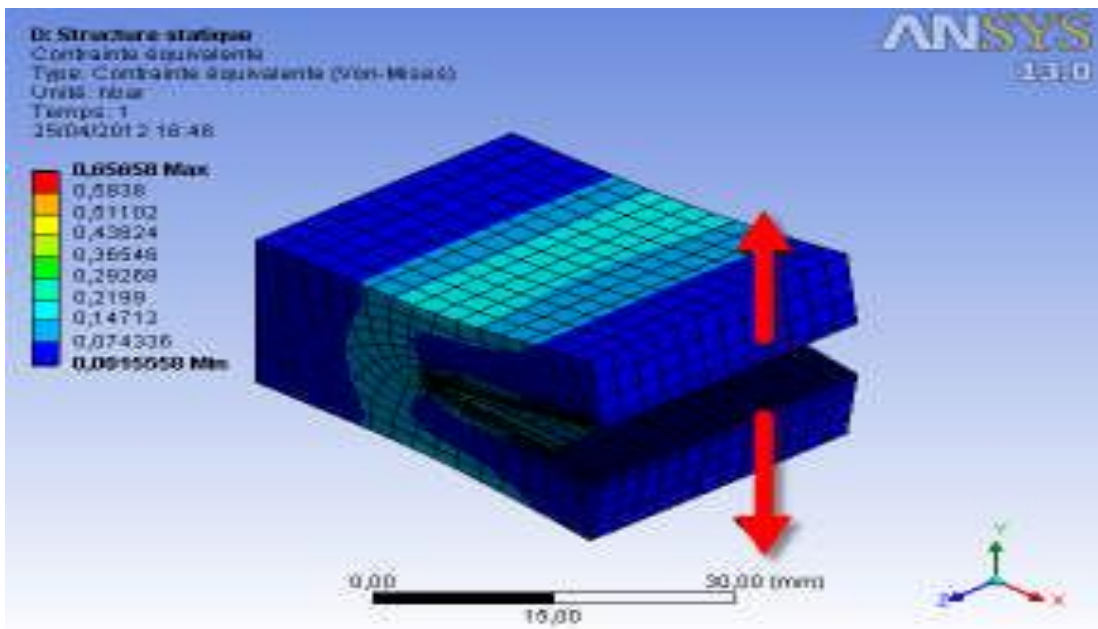


Figure I-03 : Mode I [19]

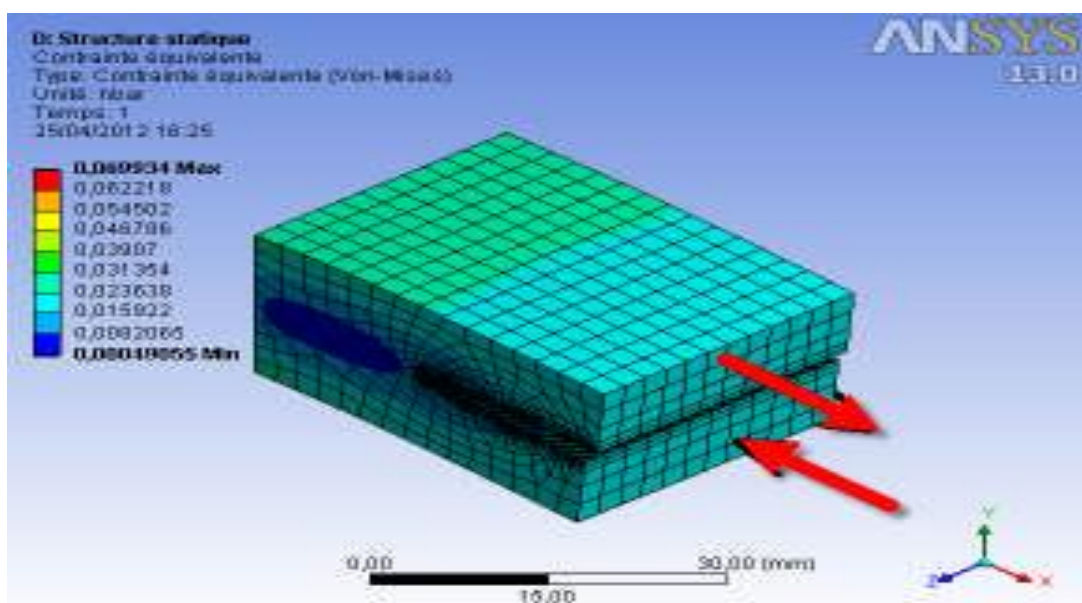


Figure I-04 : Mode II [19]

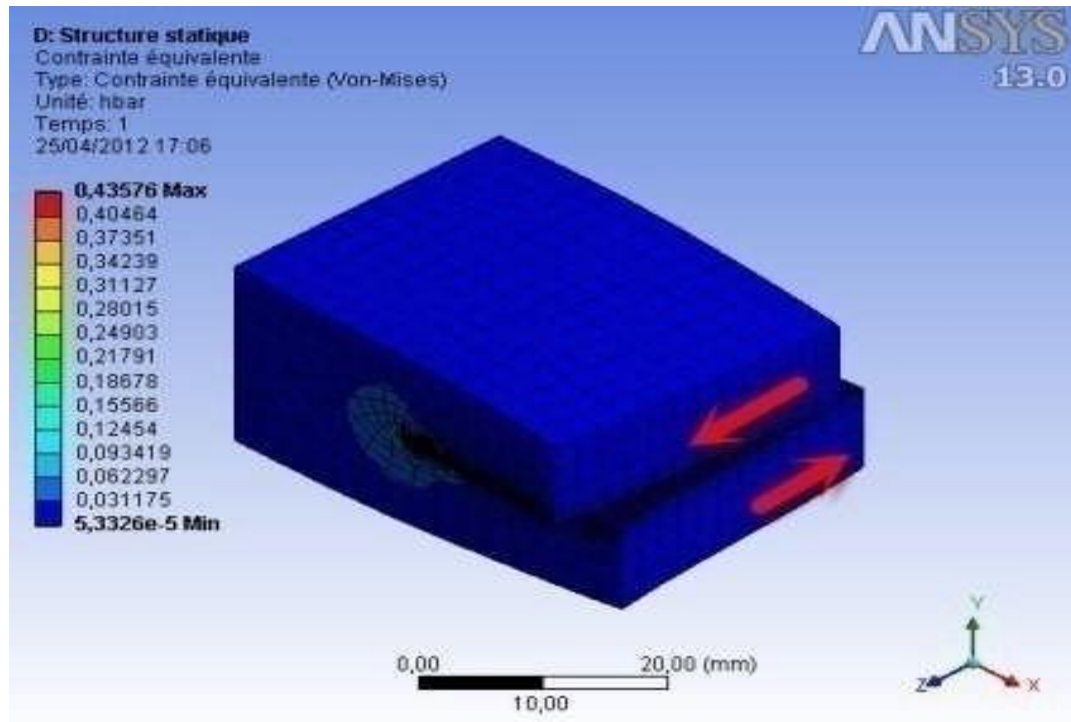


Figure I-05 : Mode III [19]

Le chargement des engrenages cylindriques droits induit une contrainte en tension générée par la flexion à la racine des dents du côté actif. Il y a aussi du cisaillement produit par la composante tangentielle de la force transmise (F_t). Enfin, la compression produite par la composante radiale (F_r) étant faible, car l'angle de pression (α) dépasse rarement 30° , est souvent négligée. Donc, en considérant uniquement les contraintes en tension et en cisaillement, deux modes de rupture sont mis en évidence : le mode I et II [21].

Le mode III est rarement considéré, car le chargement des engrenages cylindriques droits est bidimensionnel. Mais aussi, parce que pour les engrenages hélicoïdaux et autres induisant une force axiale (F_a), le cisaillement des plans transversaux sollicite peu les fissures en mode III [22].

I.2.2.3 définition du facteur d'intensité de contraintes

Le facteur d'intensité de contrainte a été introduit par Irwin [23]. Le paramètre clé permettant de prédire le comportement d'une fissure sous l'effet d'un chargement est le facteur d'intensité de contrainte, désigné par la variable K . Il représente une mesure de l'intensité du champ de contrainte en bout de fissure (Figure I.06), décrit selon un système de coordonnées polaires ($r ; \theta$) et les facteurs K_I , K_{II} et K_{III} . Ce champ de contraintes présente une singularité de l'ordre $1/\sqrt{r}$. Il faut préciser qu'en σ_{plane} , σ_{zz} est nulle et que pour les situations bidimensionnelles, K_{III} est aussi nul (i.e. $\tau_{rz} = \tau_{\theta z} = 0$) [21].

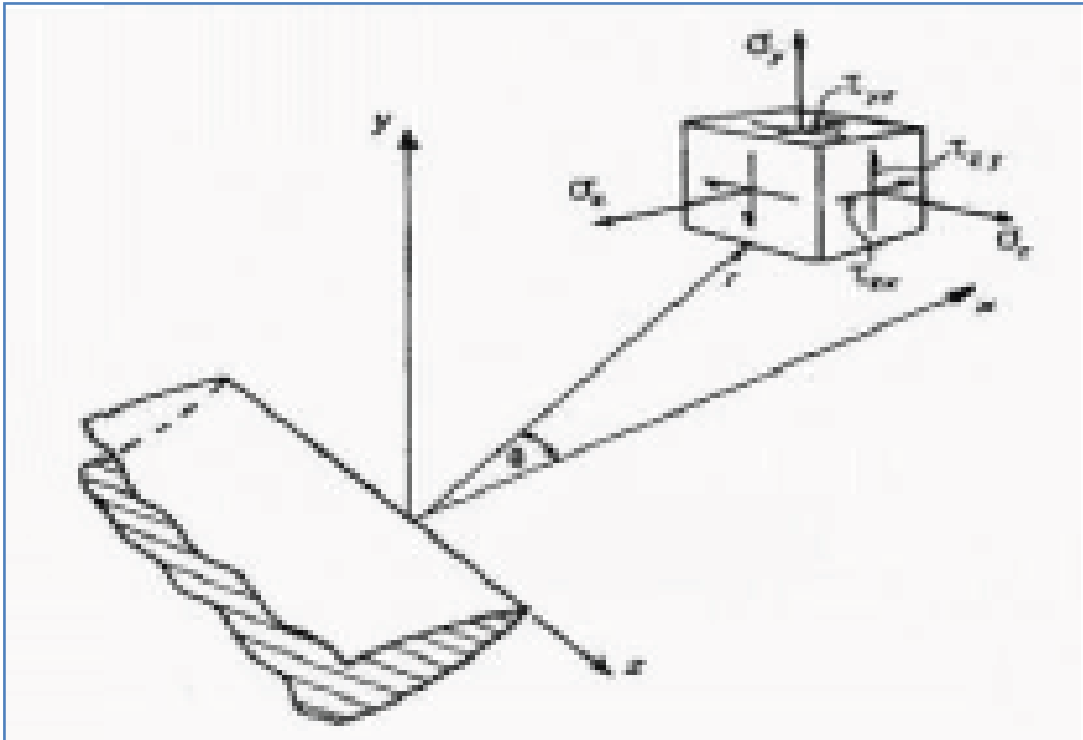


Figure I-06 : Etat de contrainte en bout de fissure. [21]

Pour une telle fissure, on peut calculer un développement asymptotique du champ de contrainte en un point situé à une distance r de la pointe de la fissure ($r \ll a$). On obtient pour le mode I

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{S\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \quad (\text{I-4}) \\ \sigma_y = \frac{S\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \quad (\text{I-5}) \\ \sigma_z = \frac{S\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \quad (\text{I-6}) \end{array} \right.$$

Le point remarquable de cette solution est que le terme $S\sqrt{2\pi a}$ apparaît dans toutes les composantes du tenseur des contraintes. La distribution des contraintes et des déformations en pointe de fissure ($r \ll a$) est donc indépendante de la géométrie de la fissure et de la charge appliquée ; seule l'intensité du champ y est directement liée.

On réécrit l'équation (I-7) sous la forme [23]

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} \times f_{ij}(\theta) \quad (\text{I-7})$$

Où K représente le facteur d'intensité de contrainte du mode considéré :

$$K = S\sqrt{2\pi a} \quad (\text{I-8})$$

I.2.3 La phase de rupture

Les premiers essais de rupture ont été menés par Léonard de Vinci bien avant la révolution industrielle, qui a montré que la résistance à la traction de fils de fer variait inversement avec leur longueur. Ces résultats suggéraient que les défauts contenus dans le matériau contrôlaient sa résistance ; plus le volume est important (fil de fer long), plus la probabilité de présence de fissure par exemple est importante [24].

Cette interprétation qualitative fût précisée plus tard en 1920 par Griffith qui établit une relation directe entre la taille du défaut et la contrainte de rupture. S'appuyant sur les travaux d'Inglis, Griffith appliqua l'analyse des contraintes autour d'un trou elliptique à la propagation instable d'une fissure ; il formule ainsi à partir du premier principe de la thermodynamique, une théorie de la rupture. Selon cette théorie, un défaut devient instable et conduit à la rupture lorsque la variation d'énergie liée à une propagation du défaut atteint l'énergie spécifique du matériau. Cette théorie prédit correctement la relation entre la contrainte de rupture et la taille du défaut dans les matériaux fragiles. Dans les matériaux ductiles et notamment les alliages métalliques, l'avancée d'un défaut s'accompagne d'une importante dissipation d'énergie due à la plastification qui se développe à l'extrémité d'une fissure et la théorie de Griffith qui ne considère que l'énergie de création de surface ne peut en rendre compte. Il a fallu attendre les travaux d'Irwin en 1948 qui proposa une modification de la théorie de Griffith en incluant justement dans le bilan énergétique, l'énergie due à la plastification, pour que l'approche de Griffith soit applicable aux matériaux ductiles.

La mécanique de la rupture passa du stade de la curiosité scientifique à celui d'une discipline scientifique largement utilisée dans l'ingénierie de la construction, après ce qui arriva aux bateaux de la liberté lors de la deuxième guerre mondiale.

Dès l'instant où la cause des ruptures était clairement identifiée, des plaques en acier de meilleure ténacité furent rivetées près des zones de forte concentration des contraintes pour arrêter la propagation des fissures. On développa ensuite des aciers de forte ténacité et on

améliora le procédé de soudage ; c'est dans ces années après-guerre qu'un groupe de chercheurs dirigé par Irwin étudia en détail le problème de la rupture au laboratoire national de recherche de la marine américaine [24].

I.3 La loi de paris

La loi générale de Paris est largement utilisée dans le cas des engrenages [14.15.20.22.25.26.27] Il existe 3 domaines distincts en termes de vitesse de propagation, qui sont liés aux trois étapes de l'endommagement par fatigue précédemment cités :

- Un régime qui fait apparaitre un seuil de propagation ΔK_s en deçà duquel les fissures s'arrêtent (essais à ΔK décroissant) ;
- Un régime ou la vitesse de propagation présente une évolution linéaire (en échelles logarithmiques) avec le ΔK :

$$\frac{da}{dn} = c\Delta k^m \quad (I-9)$$

➤ $\frac{da}{dn}$: La vitesse de propagation d'une fissure de fatigue.

➤ ΔK : l'amplitude du facteur d'intensité de contrainte de la dent d'engrenage.

➤ C et m sont des constantes du matériau.

En rappelant que :

$$\Delta k = \alpha \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (I.10)$$

$$\Delta \sigma = \sigma \max - \sigma \min \quad (I-11)$$

- $\Delta \sigma$: est la variation de contrainte nominal
- α : facteur de correction qui tient compte de la géométrie de la structure ainsi que des conditions de mise en charge.
- On estime donc le nombre de cycles d'engrenage par intégration de cette loi :

$$\int_{a_0}^{af} \frac{da}{c\Delta k^m} = \frac{1}{c(\Delta \sigma)^m} \int_{a_0}^{af} \frac{da}{[\alpha \sqrt{\pi \cdot a}]^m} \quad (I-12)$$

- un régime de propagation instable ou K_{\max} atteint la ténacité du matériau K_C .

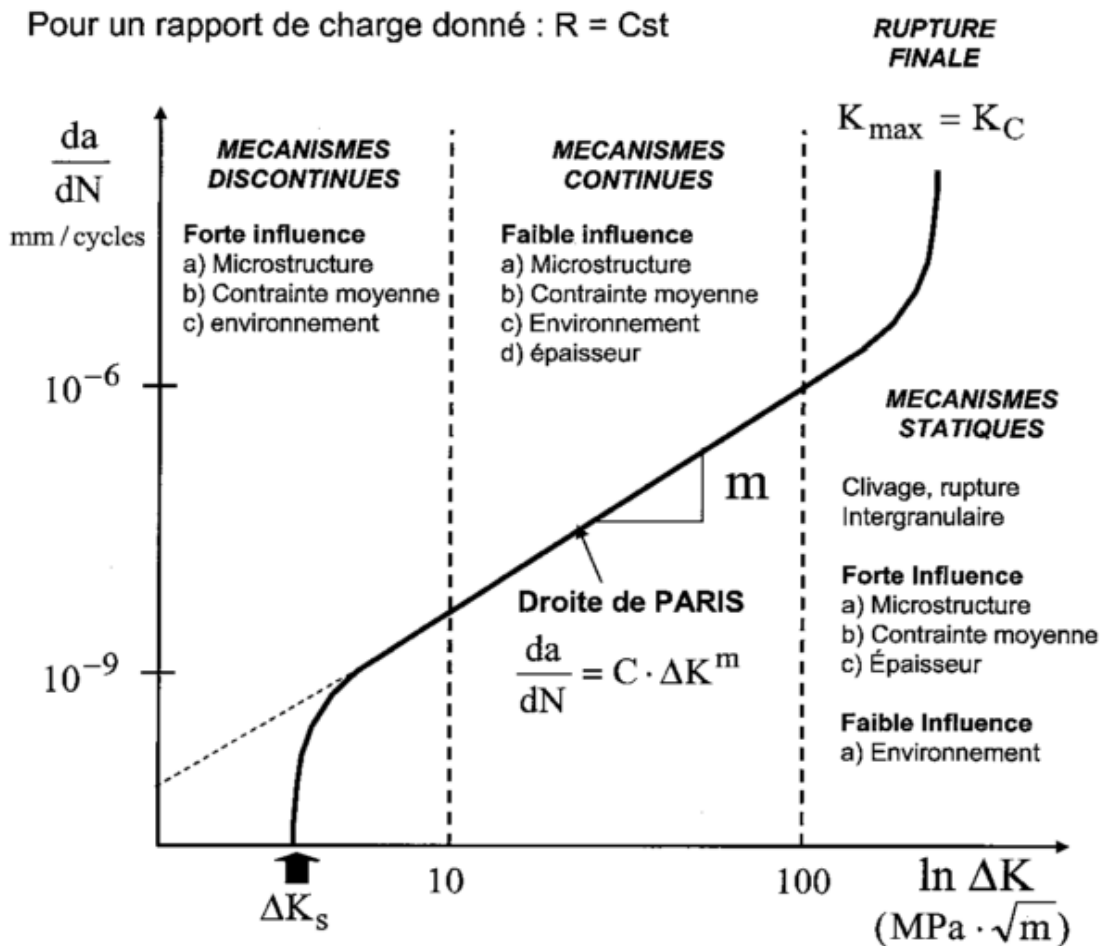


Figure I-07 Représentation schématique de la vitesse de propagation des fissures de en fonction du facteur d'intensité de contrainte. [28]

La dépendance linéaire entre la vitesse de fissuration et le ΔK (en échelles logarithmiques) est connu sous le nom de loi de Paris & Erdogan, d'après Paris & Erdogan qui fut les premiers à établir son existence [28].

La longueur de fissure initiale a_0 correspond généralement à la limite de détection des moyens de contrôle non destructif, et la longueur critique est déterminée à partir du chargement appliqué et de la ténacité du matériau. On prend un coefficient de sécurité de telle sorte que la longueur admissible du défaut reste inférieure à la longueur critique ; la durée de vie de la structure est alors déterminée en calculant le temps nécessaire pour que la longueur du défaut passe de a_0 à la longueur admissible [29]

I.4 Conclusion

Dans ce chapitre, un portrait précis de l'état de l'art actuel de la fatigue des engrenages a été dressé, dans une première phase et le second paragraphe donne un aperçu sur la fissuration par fatigue, et la loi de propagation (loi de paris).

En constat que l'endommagement par fatigue peut se découpler en trois étapes bien distinctes :

- Une phase d'amorçage
- Une phase de propagation
- Une phase de rupture

La loi de paris a permis d'améliorer grandement le dimensionnement en fatigue, et de tenir compte de la durée de propagation stable. Ainsi que la durée de vie de la dent d'engrenage.

CHAPITRE II

Théorie générale des engrenages

II.1 Introduction

Les engrenages constituent des organes de transmission et de puissance qui se sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique. Dans les nombreuses machines, telles que les machines-outils, les véhicules, les appareils de levage, les installations de puissance des navires, etc..., les engrenages font partie des mécanismes principaux et auxiliaires. La large extension des engrenages est favorisée par leur rendement élevé, leur faible encombrement, leur sécurité de service, leur simplicité d'exploitation. Du fait de la diversité des conditions d'exploitation, la forme des éléments des engrenages et la construction des transmissions est très variée [30].

Ce chapitre est consacré à la théorie des engrenages en plus des définitions, les propriétés de la développante de cercle, comporte aussi des stratégies industrialisation des dentures.

II.2 Géométrie et technologie

II.2.1 Définition et classification des engrenages

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact et on dit que les deux roues sont conjuguées.

La petite roue se nomme le pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue, la grande roue intérieure s'appelle la couronne. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors une crémaillère.

Selon les positionnements relatifs des arbres, trois classes majeures d'engrenages peuvent être distinguées :

- Les engrenages à axes parallèles : Ce type est nommé aussi cylindrique dont les deux arbres sont parallèle. Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents suivant la génératrice. On trouve les dentures droites, les dentures hélicoïdales, etc...
- Les engrenages à axes concourants : Ce type est nommé aussi conique dont les arbres sont tels que leurs axes de rotation se coupent. Selon la géométrie des dents, on distingue les sous catégories des : dentures droites, hélicoïdales, spirales.
- Les engrenages à axes quelconques : Ces engrenages sont nommés aussi gauches dont les axes des arbres n'ont pas un point commun et occupe une position relative quelconque. Dans cette catégorie se retrouvent par exemple les dentures hypoïdes [30].

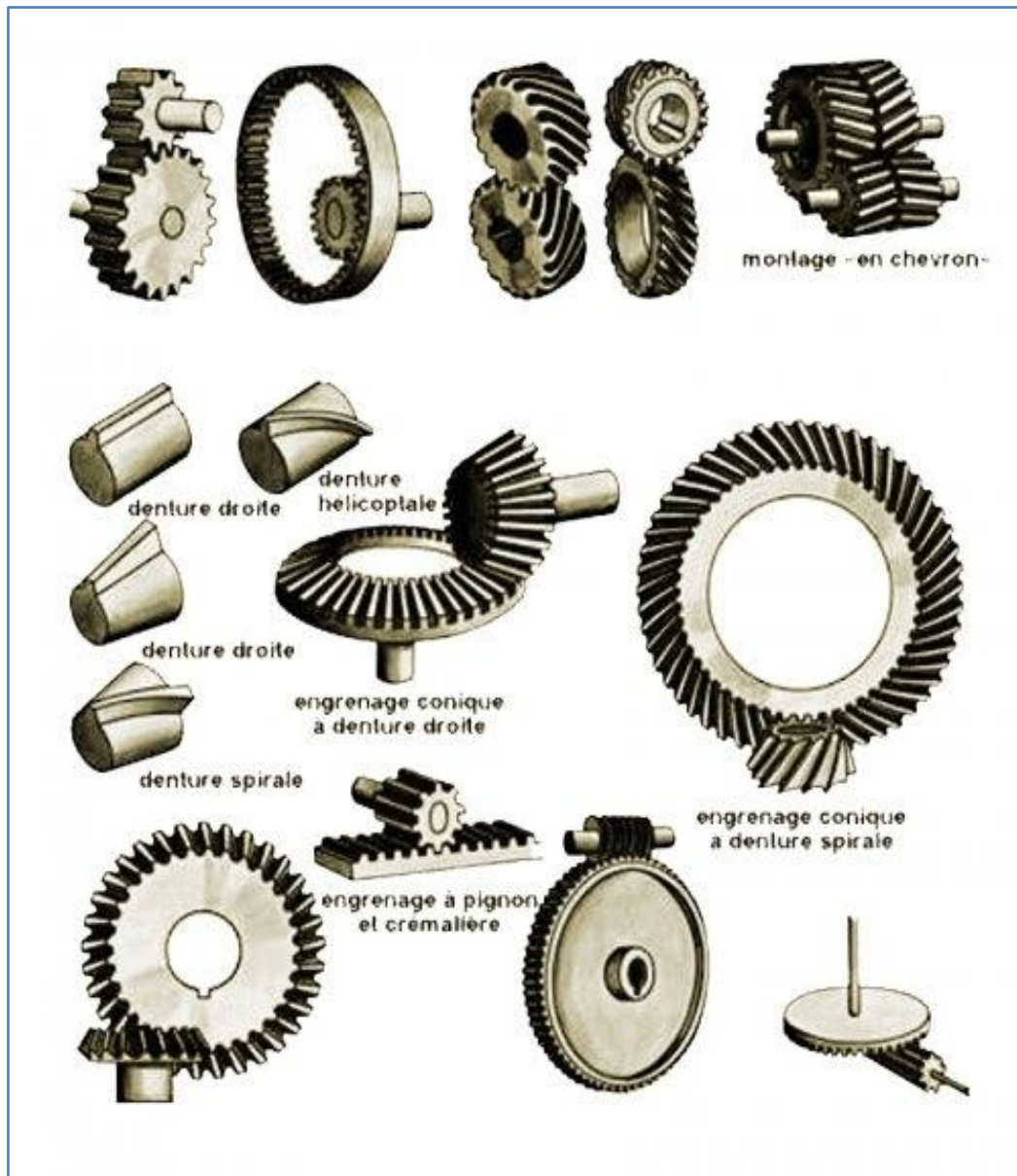


Figure II-1 : Différents types d'engrenages [30]

II.2.2 Etude de profil

Soient deux cylindres de révolution primitifs d'axes respectifs X_1 et X_2 parallèles et tangents suivant la génératrice D , une surface P tangente aux deux cylindres en D et une surface Q invariablement liée à P .

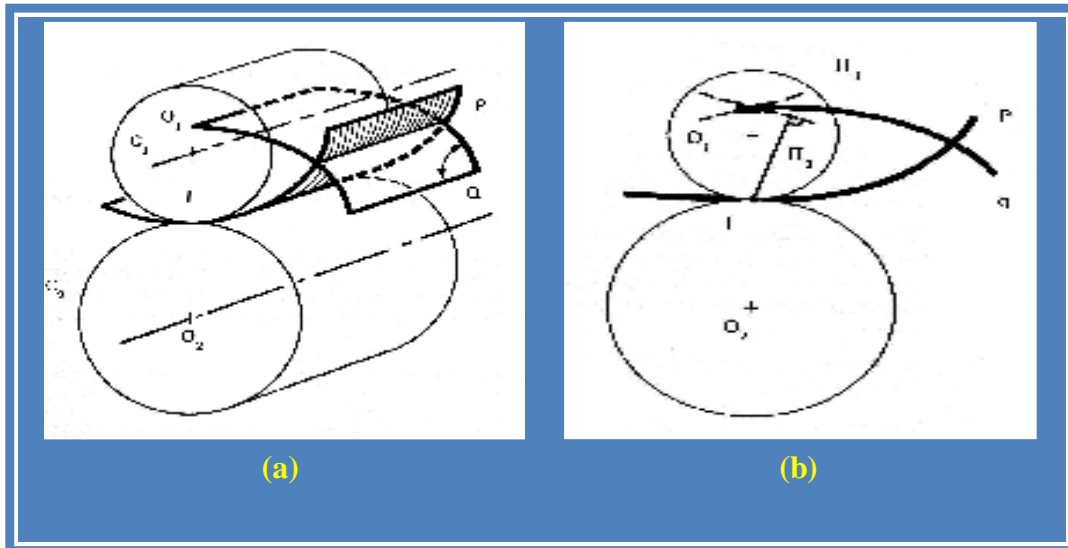


Figure II-2 : Profil et surface conjuguées [12]

Si P roule sans glisser sur les deux cylindres, la surface Q a pour enveloppe par rapport au cylindre 1 une certaine surface S_1 , et pour enveloppe par rapport au cylindre 2 une surface S_2 . Ces deux surfaces sont conjuguées, c'est-à-dire qu'elles restent constamment tangentes. Les intersections des surfaces conjuguées avec le plan perpendiculaire aux axes des engrenages s'appellent les profils conjugués [12].

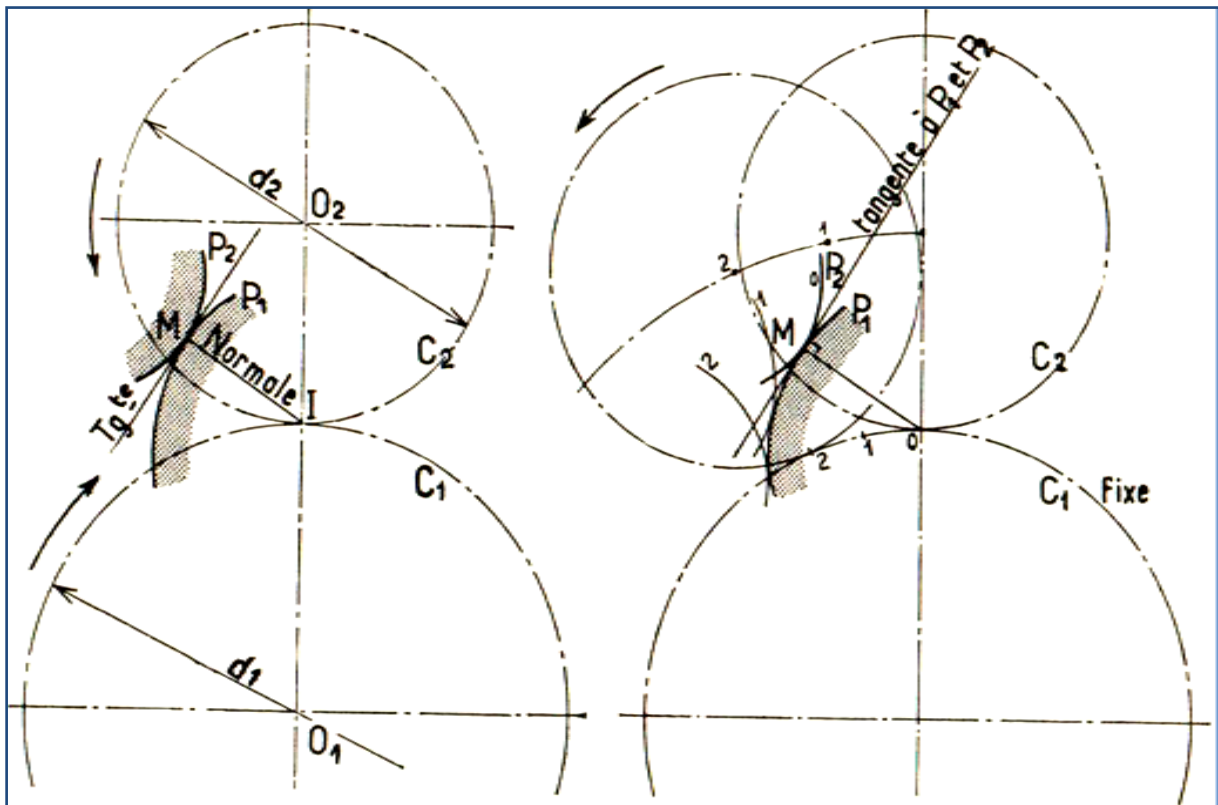
II.2.2.1 Condition de conduite correcte de deux profils conjugués

Soient les deux roues C_1 et C_2 , de centres O_1 et O_2 , de diamètres primitifs d_1 et d_2 , et les profils conjugués P_1 et P_2 de dents appartenant à ces deux roues (figure II.3a).

Pendant que les profils se conduisent, ils glissent et roulent à la fois l'un sur l'autre, en restant évidemment tangents. (Ils ont, en M, une tangente commune et, par conséquent, une normale commune). La figure ci-contre montre ce qu'est leur mouvement relatif.

Pour que la conduite soit correcte, c'est-à-dire pour que les rotations des deux roues soient toujours dans le même rapport, la normale commune aux deux profils en M doit passer constamment par I, point de tangence de deux cercles primitifs.

On sait que le mouvement relatif des deux roues C_1 et C_2 est le même, que les deux roues tournent ensemble sans glissement autour de leurs centres respectifs O_1 et O_2 (figure II.3a), ou que C_2 roule sans glissement autour de C_1 immobile (figure II.3b).



(a) (b)
Figure II-3 : Engrenement des deux profils conjugués [12]

Cette dernière figure montre clairement que la condition de conduite correcte ci-dessus est remplie si la courbe P_1 est l'enveloppe des positions successives de P_2 ou, ce qui revient au même, si P_1 est l'enveloppe des positions de la tangente commune à P_1 et P_2 en M [4].

II.2.2.2 Le profil en développante de cercle

Parmi les nombreux profils qu'il est possible de donner à une denture, on n'utilise plus, sauf rarissimes exceptions, que le profil en développante de cercle à causes de ces qualités :

- Il permet une tolérance notable sur l'entraxe des roues sans que le fonctionnement soit troublé.
- Un seul outil par module permet de tailler toutes les roues quel que soit le nombre de leurs dents.
- L'usure des surfaces actives est plus régulièrement répartie que sur un autre profil.
- Les vibrations sont plus faibles qu'avec un autre profil [12].

La développante d'un cercle (c), dit de base, de centre O , de diamètre D , est la trajectoire dans

le repère $R(O, x, y, z)$ lié à (c) d'un point M appartenant à une droite D et qui roule sans glisser sur C . Une développante est également l'enveloppe de la normale en M à D dans le mouvement de D par rapport à C [12].

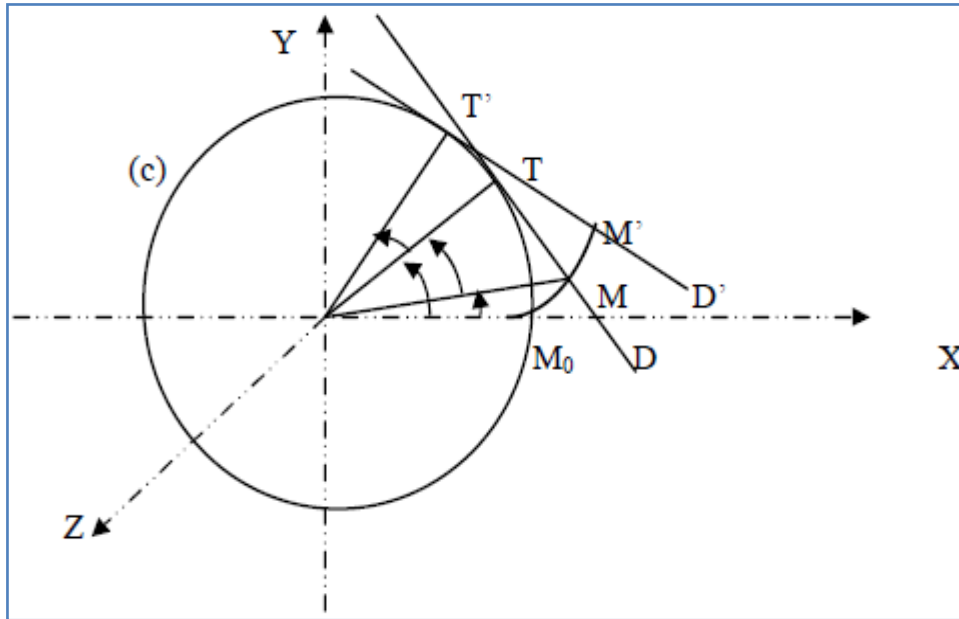


Figure II-4: Développante de cercle [12]

- T : centre instantané de rotation du mouvement de D par rapport à C .
- C : base de ce mouvement (centre de base).
- D : roulante de ce mouvement.
- θ : définit la position du point M sur le profil en développante de cercle.
- H : définit la position du point T sur le cercle de base.
- α^0 : repère la position angulaire du point T par rapport au point M .

II.2.2.3 Principe de la développante de cercle (cas de denture droite)

En faisant rouler sans glisser une droite sur un cercle, chaque point de cette droite décrit, relativement au cercle, une courbe qui s'appelle une développante de cercle (figure II.5). Cette dernière peut aussi être matérialisée par un fil sous tension que l'on déroule d'un cercle, le bout du fil décrit la développante relativement au cercle duquel il est déroulé [12].

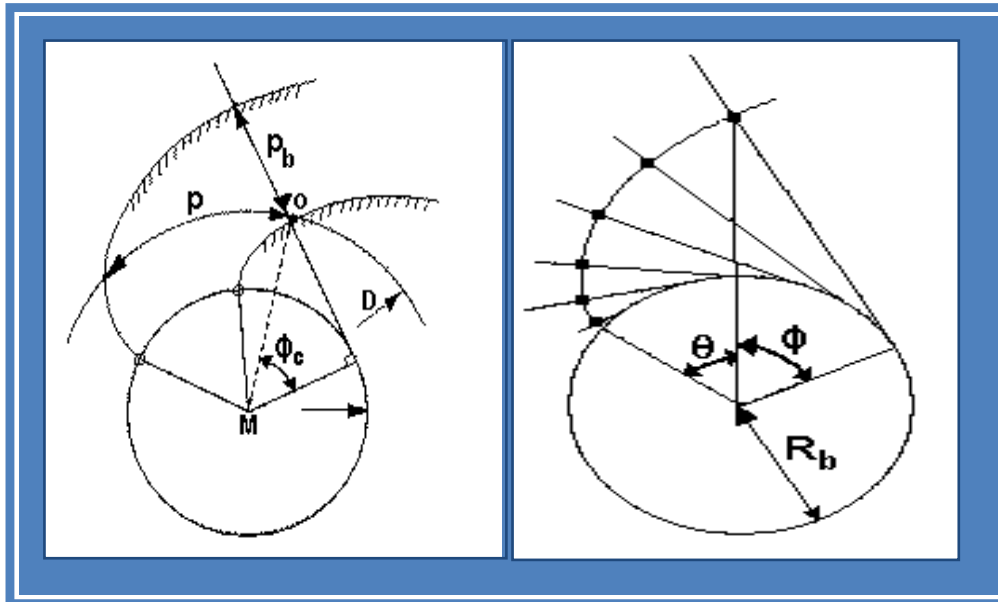


Figure II-5 : Schématisation de la développante de cercle [12].

II.2.2.4 Propriétés de la développante de cercle

- Une développante de cercle est caractérisée par le rayon de base.
- Toutes les développantes d'un même cercle sont des courbes parallèles :

$$MM = QQ = M_1M_1 \quad (\text{II-1})$$

Pour un fonctionnement sans frottement l'action de **1** sur **2** est un glisseur de module fixe si le couple transmis est constant et d'axe central fixe.

- Le point Q est un point de rebroussement de la développante.
- La développante de cercle ne peut avoir de points à l'intérieur du cercle de base.
- La normale de la développante est tangente au cercle développé.

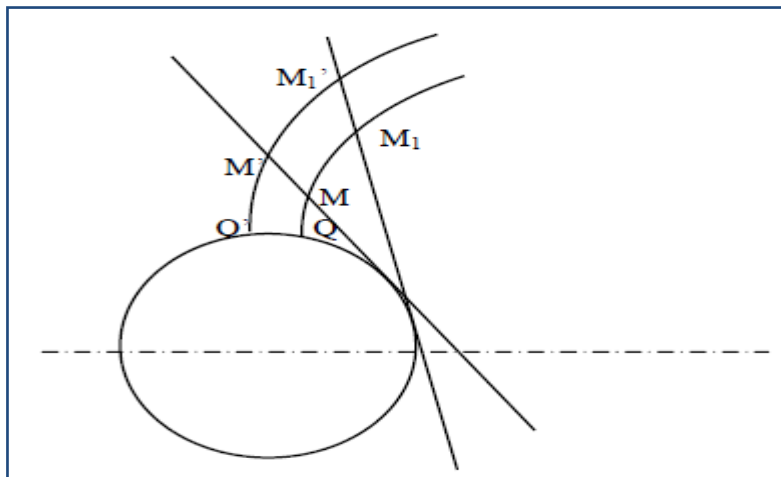


Figure II-6 : Propriétés de la développante de cercle [12]

II.2.3 Continuité de l'engrènement

La figure. II.7 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 [31].

- Début de l'engrènement : le profil mené est attaqué par son sommet A (Figure II.7-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 (Figure II.7-b)
- Longueur d'approche : longueur de ligne d'action parcourue pendant la période d'approche ($g_f = AI$)
- Fin de l'engrènement : le profil menant ne conduit plus que par son sommet B (Figure II.7-c).

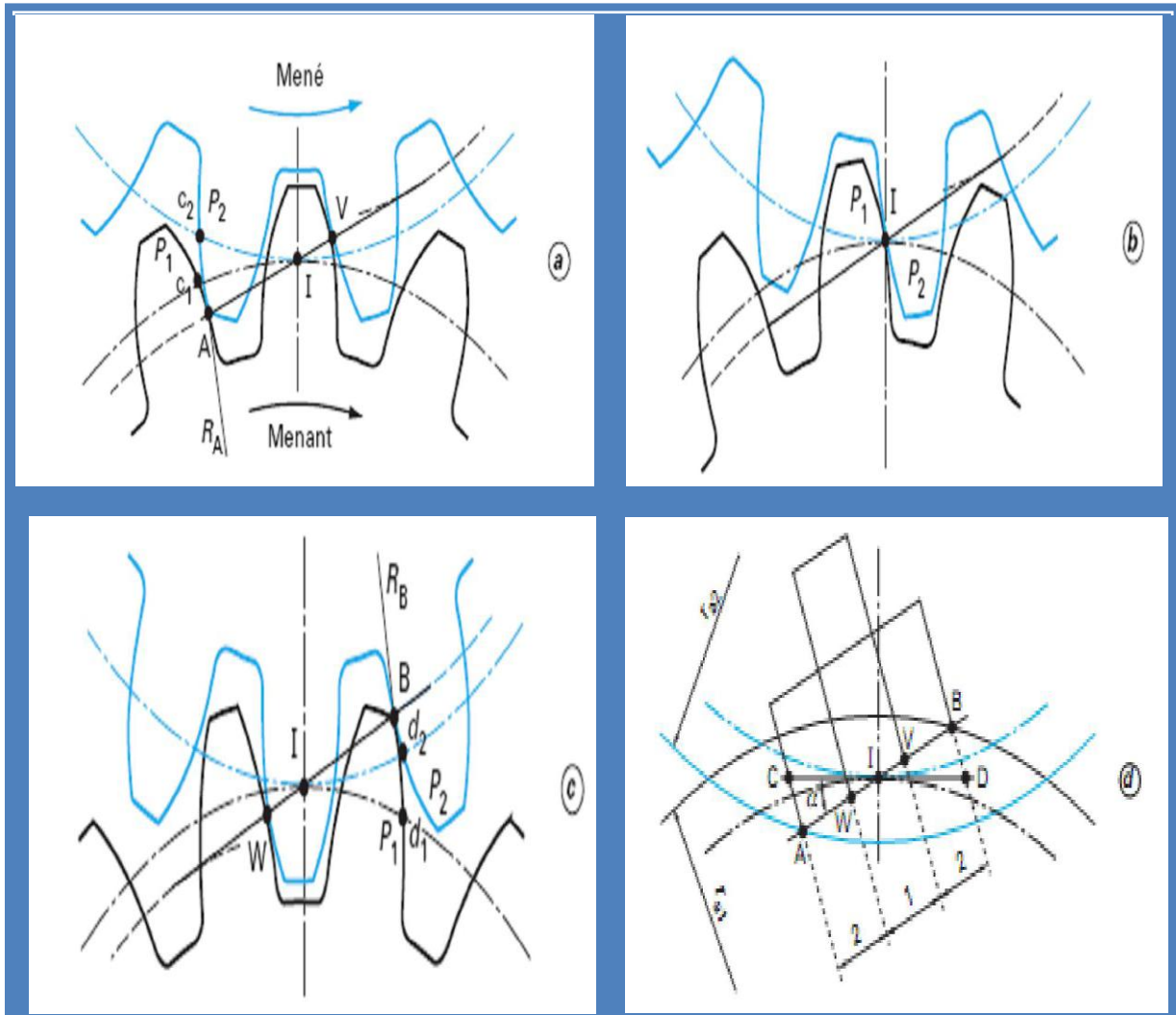


Figure II-7 : Continuité de l'engrènement [31].

- 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 ($g_a=IB$).
- Longueur de conduite (Figure. II-8) : $g_a = AB = AI + IB = g_f + g_a$
- g_f : Longueur d'approche
- g_a : Longueur de retraite
- Arc de conduite: arc dont les deux cercles primitifs ont roulé sans glisser l'un sur l'autre pendant tout l'engrènement :

$$gt = \frac{g_a}{\cos \alpha} \quad (\text{II.2})$$

Rapport de conduite :

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{g_a}{p_b} = \frac{g_t}{p} \quad (\text{II.3})$$

Il faut obligatoirement que la longueur de conduite soit supérieure au pas de base p_b : $g_a > p_b$, donc : $g_t > p$ Pratiquement, $\epsilon_{\alpha} > 1,25$.

Sur la Figure II.7-d sont représentées les zones où il n'y a qu'un seul couple en contact et celles où deux couples se partagent la charge.

Nous verrons plus loin qu'il y a intérêt à avoir la plus grande valeur du rapport de conduite pour la capacité de charge et le silence de fonctionnement.

Sa valeur diminue au fur et à mesure que l'angle de pression augmente la valeur de cet angle de pression ne doit donc pas être trop élevée pour les engrenages où l'on recherche avant tout le silence de fonctionnement. Il peut même se faire que l'on s'écarte parfois, pour certaines applications particulières, de l'angle de pression normalisé $\alpha = 20^\circ$

Sa valeur est d'autant plus grande que les nombres de dents sont élevés.

II.2.4 Ligne d'engrènement ou ligne d'action

L'approche se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire des dents sur la ligne d'action se déplace de T1 à O (figure II.8), soit du début du contact jusqu'au point primitif.

La retraite se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire des dents sur la ligne d'engrènement se déplace de O à T2 (figure II.8), soit du point primitif jusqu'à la fin du contact.

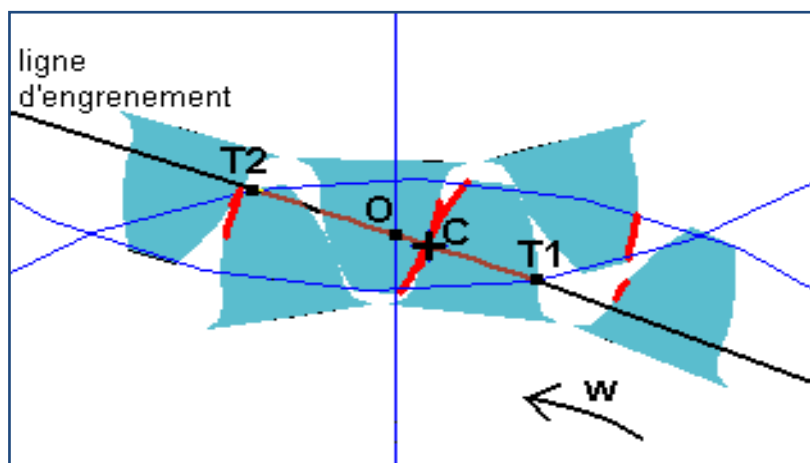


Figure II-8 : Ligne d'engrènement (ou d'action) [31]

Pour assurer une transmission continue du mouvement, il est nécessaire qu'un nouveau couple de dents soit en approche avant que le couple précédent termine sa retraite. Il faut, qu'il y ait au moins un couple de dent qui soit toujours en prise (figure II.9) [31].

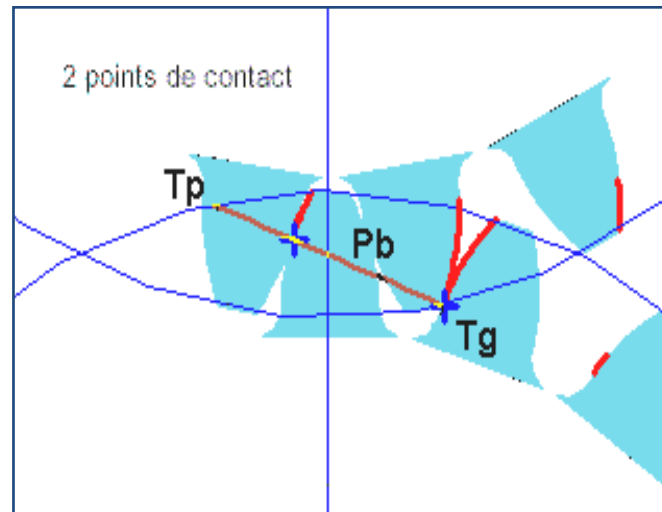


Figure II-9 : Couple de dents en contact [31]

Cette condition s'écrit :

- ✓ $T_p T_g > P_b$.
- ✓ $T_p T_g$: Distance entre le point T_p et le point T_g le long de la ligne d'engrènement
- ✓ P_b : Pas de base : distance entre deux dents consécutives le long de la ligne d'engrènement [31].

II.2.5 Angle de pression

Pour une position de contact quelconque entre le pignon et la roue le long de la ligne d'engrènement, les angles de pressions respectifs θ_r de la roue et θ_p du pignon sont différents. Cependant, lorsque ce point de contact se fait en **O** (point primitif), les angles de pression deviennent égaux à θ_c qui est aussi l'angle de pression de l'outil de taillage (figure II.10) [32].

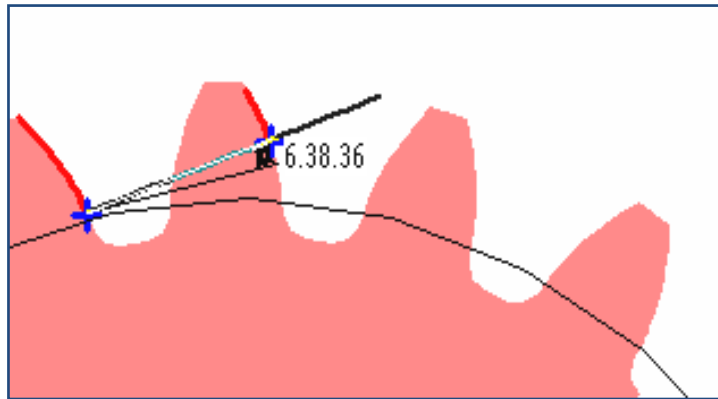


Figure II-10 : Angle de pression [31]

II.2.6 Coefficient de correction de denture

Lorsque le nombre de dents devient infini, le cercle primitif devient une droite, une crémaillère est obtenue. ϕ_c est l'angle de pression de la crémaillère est constant le long du profil de la dent (figure II.11).

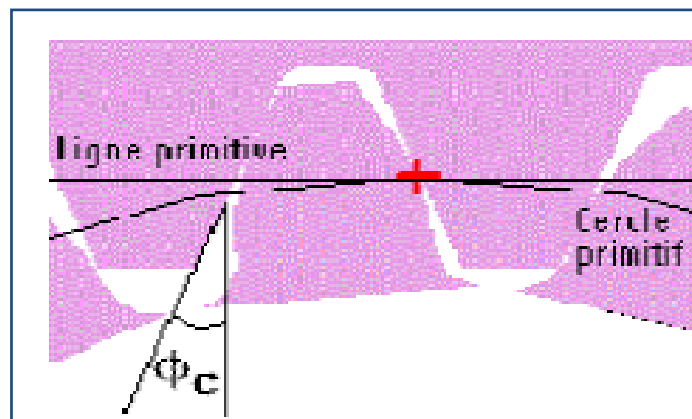


Figure II-11 : Coefficient de correction de denture [31]

Par exemple un outil - crémaillère est utilisée pour tailler un pignon ou une roue. En faisant rouler sans glisser la droite primitive de la crémaillère sur le cercle primitif du pignon, et en y associant un mouvement de coupe transversale, un profil en développante de cercle est obtenu.

L'engrènement d'un pignon et d'une roue peut être assimilé au roulement sans glissement de deux cercles primitifs l'un sur l'autre. Le rapport de réduction de l'engrenage est alors :

$$m_g = \frac{n_p}{n_g} = \frac{N_g}{N_p} = \frac{D}{d} \quad (\text{II.4})$$

Pour un engrènement correct, la normale commune aux profils, dans toutes les positions de contact, passe toujours par le point primitif O appelé pôle d'engrènement. Les profils qui

satisfont à cette condition sont des profils conjugués et le mouvement ainsi obtenu est continu et le rapport de vitesse rigoureusement constant. Le point de contact se déplace suivant la ligne d'action (ou ligne d'engrènement). L'angle de pression Φ_c (figure II.12) donne l'inclinaison de la ligne d'engrènement relativement à la droite perpendiculaire à la ligne des centres.

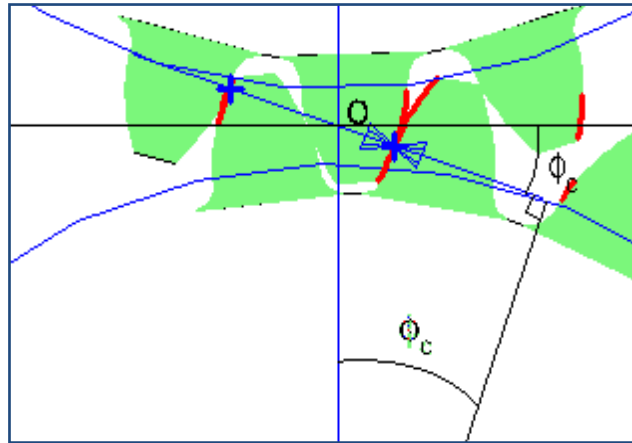


Figure II-12 : Angle de pression [31]

II.2.7 Le rapport de réduction

On peut assimiler l'engrènement d'un pignon et d'une roue au roulement sans glissement de deux cercles primitifs l'un sur l'autre.

Le rapport de transmission de l'engrènement est alors :

$$\mathbf{i} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{N_R}{N_P} = \frac{D}{d} \quad \text{(II.5)}$$

- η_p : Vitesse de rotation du pignon
- η_r : Vitesse de rotation de la roue
- Z_1 : nombre de dents de la roue
- Z_2 : nombre de dents du pignon
- D : diamètre primitif de la roue
- d : diamètre primitif du pignon

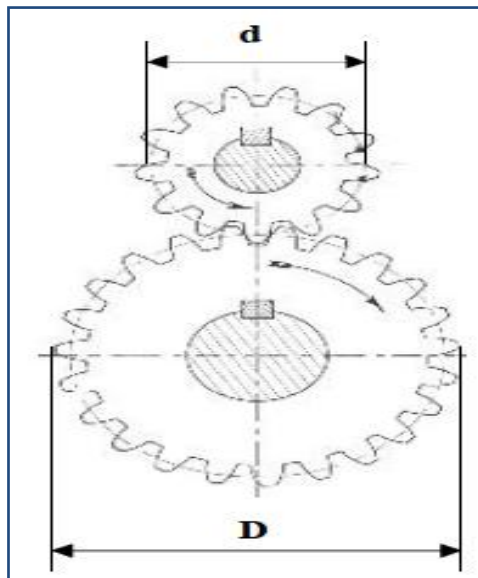


Figure II.13 : Rapport de réduction [31]

II.2.9 Interférence

Pour engrener correctement, les deux profils de denture en contact doivent rester constamment tangents. Dans le cas de denture à développante de cercle, le lieu des points de contact est la droite $T_1 T_2$.

Le mouvement se fait sans interférence, si le point de contact se fait au delà du cercle de base [31].

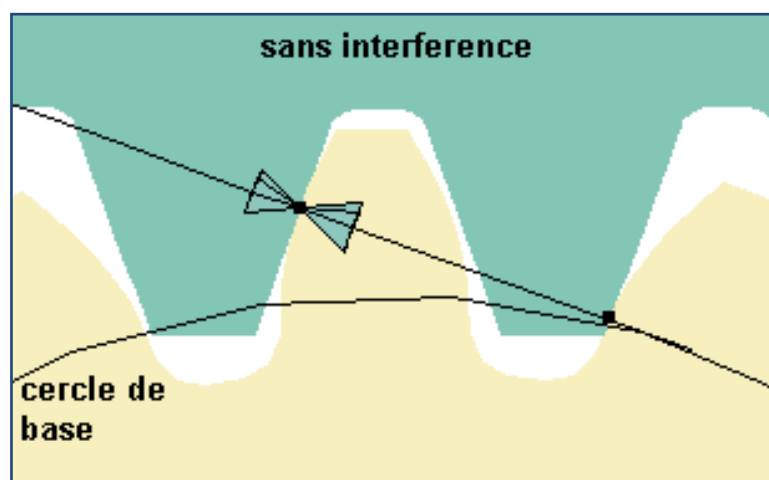


Figure II-14 : Fonctionnement sans interférence [31]

S'il en est autrement, c'est-à-dire le contact se fait en dessous du cercle de base, on dit qu'il y a interférence.

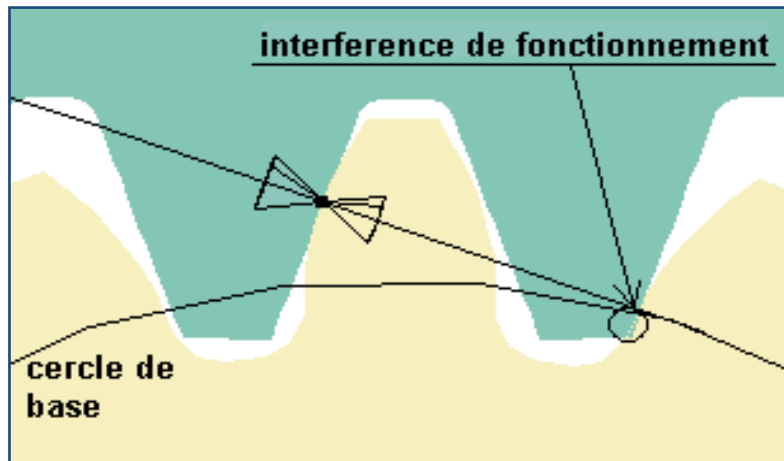


Figure II-15 : Interférence de fonctionnement [31]

Cela peut se produire dans deux cas :

- Lorsque le nombre des dents du pignon menant est faible devant celui de la roue menée ; il y a alors coincement des dents c'est l'interférence de fonctionnement.
- Lors du taillage, si le nombre de dents de l'engrenage taillé est insuffisant, il y a interférence de fabrication. Ce phénomène se traduit par une diminution de la section en pied de dent (figure II.16) qui sera alors fragilisée puisque le profil de raccord de la dent interfère avec une portion du profil utile de la développante de cercle.

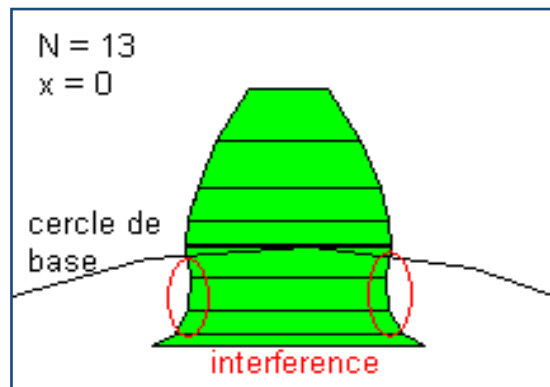


Figure II-16 : Interférence de fabrication [31]

Cette condition s'écrit :

$$N^* = \frac{2}{\sin 2 \phi_c} \quad (\text{II.6})$$

- N^* est le nombre de dents minimum pour éviter ce type d'interférence.
- ϕ_c est l' angle de pression.

Si le nombre de dents est imposé et inférieur à N^* , on peut résoudre le problème d'interférence de fabrication en effectuant un déport de denture x . Ceci revient à déplacer radialement la crémaillère lors du taillage.

Le facteur de déport minimum

$$x = \frac{1-N}{N^*} \quad (\text{II.7})$$

S'il est négatif il y a interférence (figure II.17b)

On est à la limite d'interférence si : $N = N^*$ figure (figure II.17c).

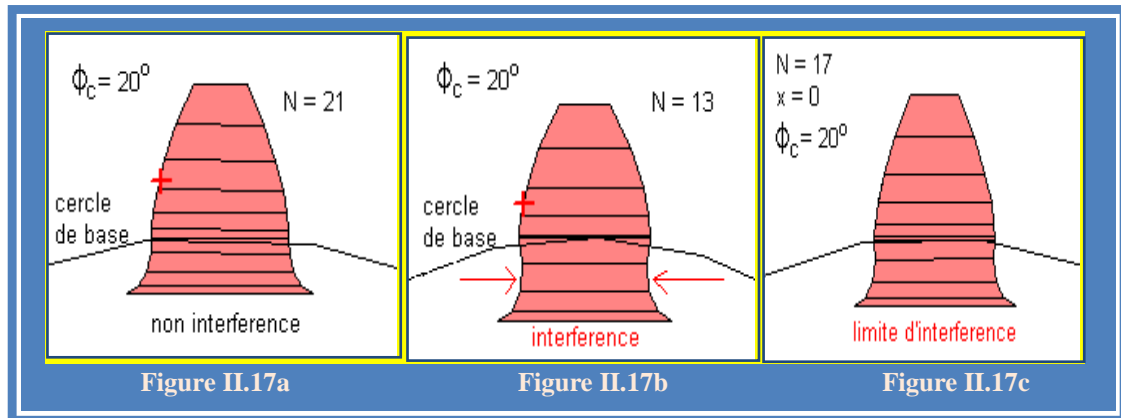


Figure II-17 : Interface [31]

II.2.10 Correction de denture

C'est pour éviter les interférences que les corrections de denture ont été introduites dans la construction des engrenages [33]. Elles apportent de plus, des améliorations plus très sensibles en ce qui concerne la résistance des dents et pour certaines d'entre elles, en ce qui concerne l'usure. Les corrections de denture sont réalisées :

➤ **Par augmentation de l'angle de pression**

Avec les éléments de l'engrenage représenté sur la figure II.18, il y a interférence (A extérieur à T_1T_2). En augmentant A (figure II.19), A passe entre T_1 et T_2 .

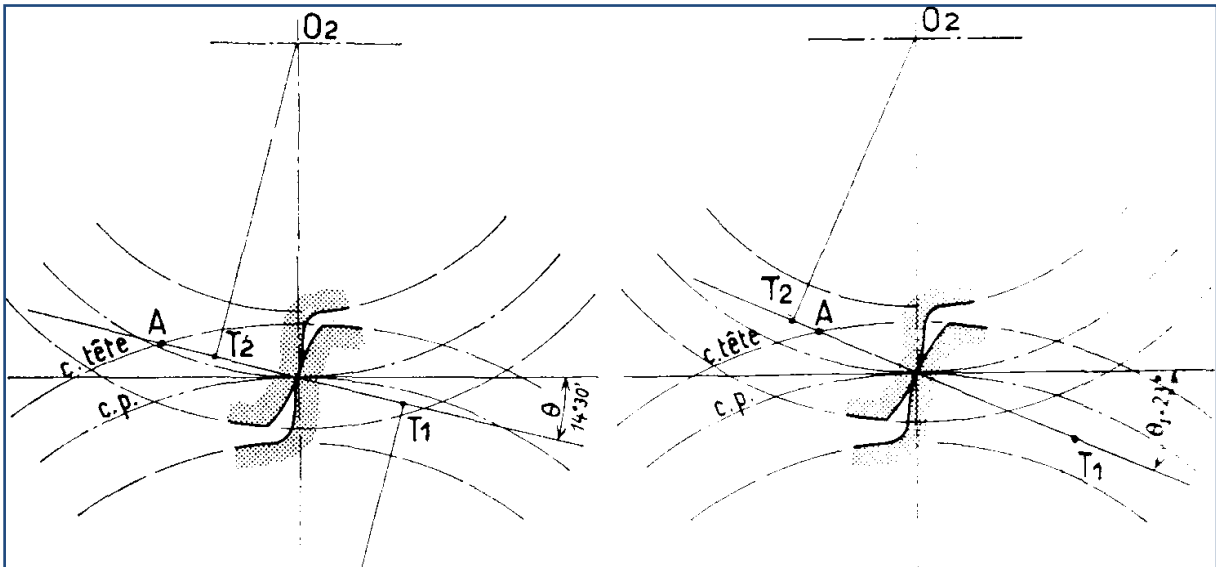


Figure II-18 : A extérieur à T1T2 [33]

Figure II-19 : A passe entre T1 et T2. [33]

➤ Par emploi de dentures déportées sans variation d'entraxe

La figure II.20 représente un pignon de 10 dents et une crémaillère en prise. La crémaillère est l'outil qui va tailler le pignon. On a figuré le cercle primitif du pignon et la droite primitive de la crémaillère, qui sont invariables.

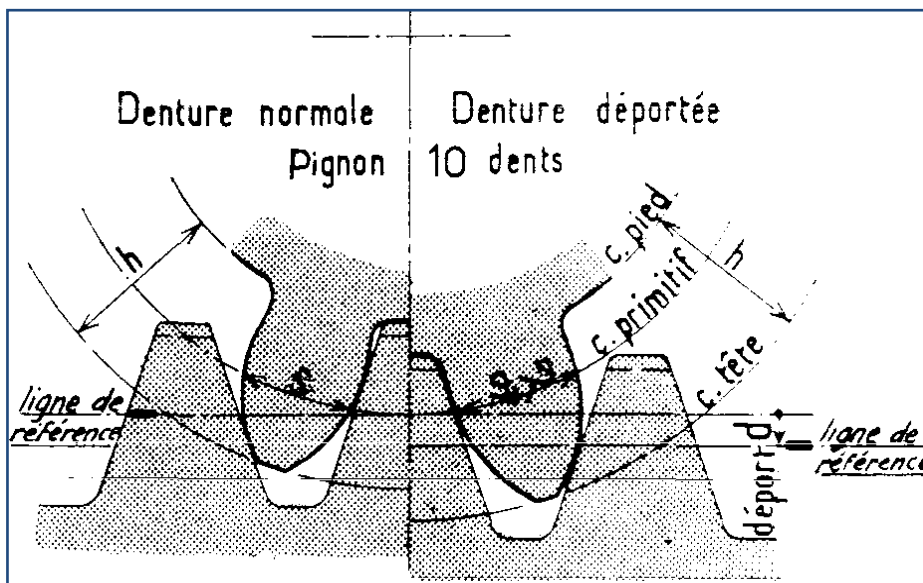


Figure II-20 : Pignon de 10 dents et une crémaillère en prise [14]

Dans la partie gauche, la crémaillère est placée pour tailler une denture normale. La droite de référence a été placée sur la droite primitive.

Dans la partie droite, sans que le cercle primitif et la droite primitive aient changé (le mouvement primitif pignon crémaillère restera le même), la crémaillère a été éloignée du pignon d'une quantité d dite déport (positive dans ce cas).

Si on taille le pignon dans ces conditions, on obtient des dents de même hauteur que des dents normales, mais qui sont décalées radialement par rapport à elles (et par conséquent par rapport au cercle primitif) de la quantité d .

$$h_{a1} = m + d \quad (\text{II-8})$$

$$h_{f1} = 1.25m - d \quad (\text{II-9})$$

Il en résulte que l'intervalle e entre deux dents (mesuré sur le cercle primitif) a diminué au bénéfice de l'épaisseur de la dent s . La racine de la dent est également plus large ; la résistance de cette dernière est accrue [14].

➤ **Par emploi de dentures déportées avec variations d'entraxe**

Le pignon et la roue sont taillés avec des déports, égaux ou non, mais généralement tous deux positifs. L'engrènement ne peut se faire qu'en modifiant l'entraxe (figure II.21).

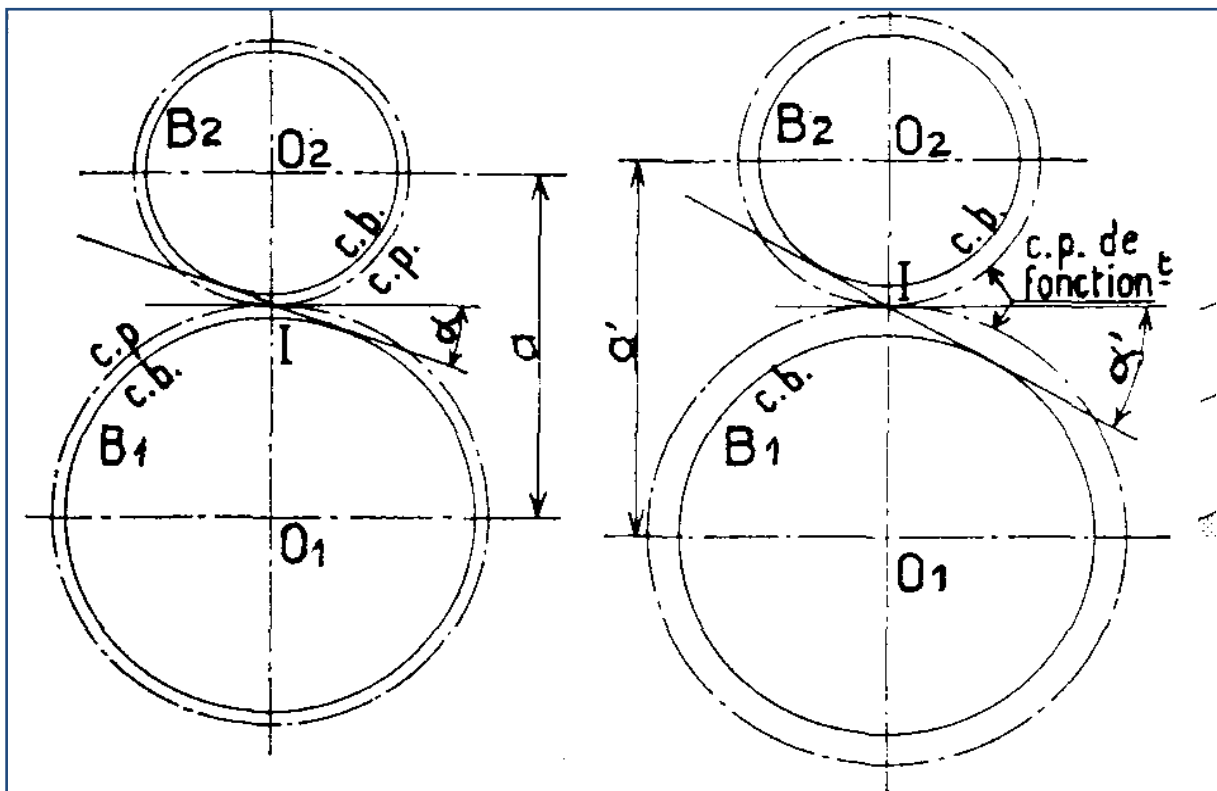


Figure II-21 : Correction Par emploi de dentures déportées avec variations d'entraxe [14]

➤ **Par emploi de la denture courte**

Dans cette denture :

- ✓ $h_a=0.75m$
- ✓ $h_f=0.95m$

La denture courte a été employée en construction automobile mais, si elle est très résistante, le rapport de conduite est plus faible et l'usure est plus rapide que dans le cas d'une denture normale (figure II.22).

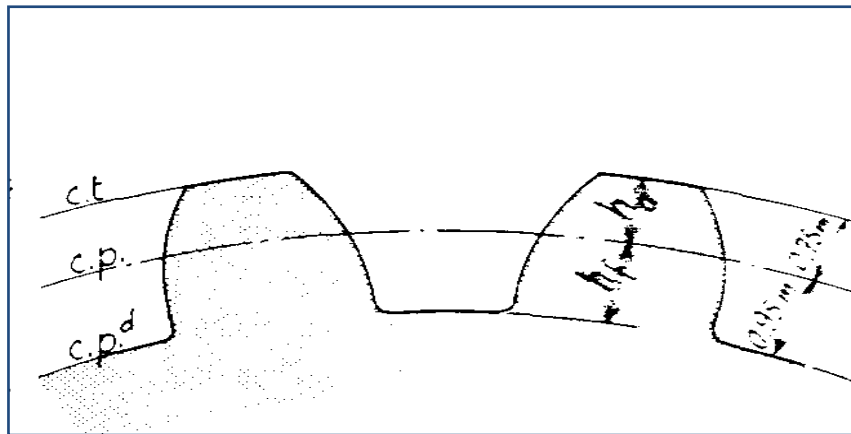


Figure II.22 : Correction Par emploi de la denture courte [14]

II.2.11 Jeu de fonctionnement

Le jeu B est nécessaire pour le bon fonctionnement des engrenages. Il permet :

- ✓ Une bonne lubrification.
- ✓ Evite le blocage en cas de dilatation due à une variation de température.

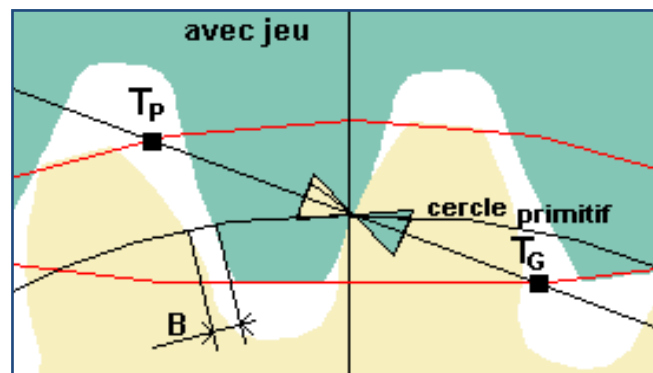


Figure II-23 : Fonctionnement avec jeu [31]

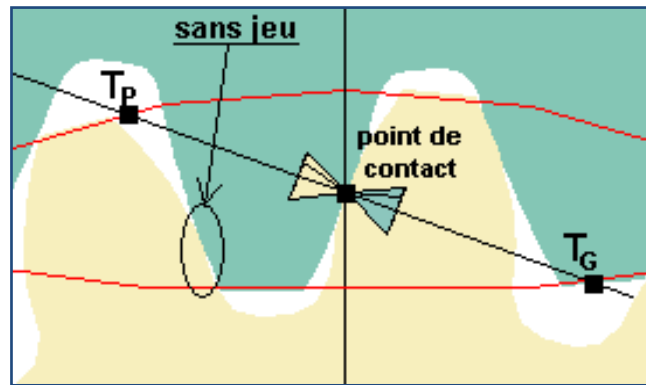


Figure II-24 : Fonctionnement sans jeu [31]

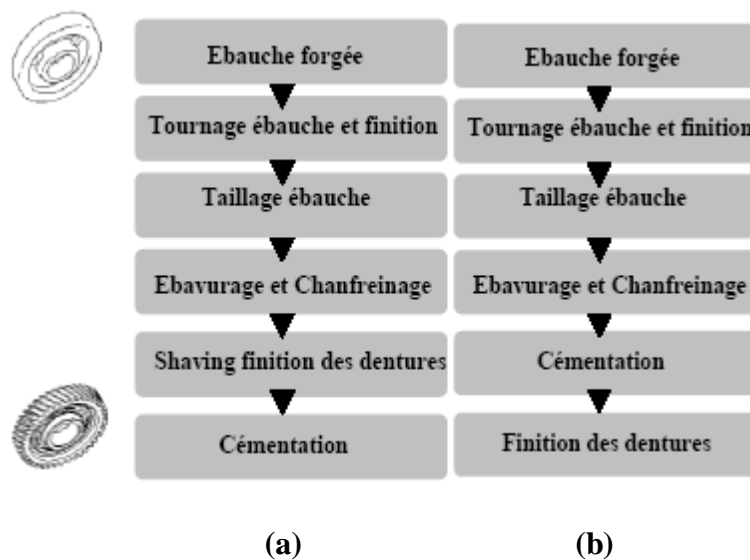
Le jeu peut être contrôlé par une modification d'entraxe, un déport de fabrication ou une modification de l'épaisseur des dents de l'outil à taillage.

II-3 Stratégies industrialisation des dentures

Les stratégies d'industrialisation des dentures sont directement liées à la cadence de production, ainsi qu'à la classe de précision pour l'application. Les stratégies développées par les fabricants de boîtes de vitesses dépendent des critères suivants :

- Prix de revient des dentures finies.
- Précision macro et micro-géométrique.
- Acoustique des engrenages en fonctionnement.

Ainsi, il apparaît deux grandes familles de stratégies. Une première stratégie consiste à finir géométriquement les dentures à l'état recuit, puis à faire le traitement de durcissement associé. Cette stratégie implique d'anticiper les déformations éventuelles lors de la phase d'usinage (voir tab II-01 a). La classe de tolérance visée est de l'ordre de 7 à 8.



TAB II.01: Procédé de fabrication des engrenages [31]

Une deuxième stratégie consiste à ébaucher les dentures à l'état recuit, et à calibrer la géométrie à l'issue du traitement thermique. Il paraît clair que la deuxième stratégie permet d'obtenir une classe de précision bien supérieure à la première (jusqu'à classe 3), alors que la première stratégie permet d'obtenir des dentures avec des coûts de production notablement réduits. D'un point de vue caricatural, il est possible de dire que l'industrie automobile française a opté pour la première solution, alors que l'industrie automobile allemande a opté pour la deuxième solution.

Un grand nombre de matériaux sont utilisés pour la fabrication des engrenages:

- ⇒ Aciers de toutes nuances.
- ⇒ Fontes ordinaires et spéciales.
- ⇒ Bronzes.
- ⇒ Matières synthétiques, etc.

Le choix dépend d'un assez grand nombre de facteurs :

- ⇒ Types d'engrenages.
- ⇒ Vitesses de rotation.
- ⇒ Résistances demandées à la rupture et à l'usure.
- ⇒ Silence de fonctionnement.
- ⇒ Dimensions de l'engrenage.
- ⇒ Matériel d'usinage disponible, etc.

On peut toutefois qu'à l'exception des engrenages à vis sans fin pour lesquels le bronze est pratiquement le seul matériau possible pour la roue, ce sont les aciers qui sont de loin les plus utilisés. Ils permettent d'obtenir le maximum de sécurité avec un encombrement minimum les questions de fonderie, de forge et d'usinage des grandes roues ne constituent même plus un obstacle dans l'industrie moderne. [31]

II.4 Techniques d'ébauche des dentures

Les techniques d'ébauche des dentures sont multiples. Elles vont de la méthode artisanale à la méthode de production de masse, car cette phase est commune à toutes les gammes de fabrication de dentures. Il est possible de distinguer les techniques suivantes :

- Taillage par reproduction :

- Fraisage à la fraise en bout.
- Fraisage à la fraise disque « module ».

- Taillage par génération :

- Taillage à l'outil crémaillère.
- Taillage à l'outil pignon.
- Taillage à la fraise-mère.

Ces techniques permettent d'atteindre des classes de tolérance de l'ordre de 9 à 10. Donc, elles ne sont pas en mesure de réaliser des dentures finies. Chacune de ces techniques est décrite dans les paragraphes suivants.

Généralement on obtient les engrenages à développante de cercle par taillage, sur machines outils spéciales, par reproduction ou par génération.

II.4.1 Taillage par reproduction

L'outil est une fraise du type à profil constant il a la forme de l'intervalle entre deux dents.

Deux types de fraises soit les fraises-disques ou (fraise module), soit les fraises en bout [34].



Figure II-25 : Taillage par reproduction [34]

II.4.1.1 Fraisage à la fraise disque (module)

Cette technique fait partie des techniques les plus simples (figurer II.26). Elle fait appel à des fraises de formes spécifiques en acier rapide ou en carbure de tungstène. Les dentures sont réalisées sur des fraiseuses manuelles munies d'un diviseur. Il s'agit d'une technique de production de dentures en très petite série, facile à mettre en œuvre, mais présentant une productivité très faible, ainsi qu'un coût machine et un coût outil très élevés [31].

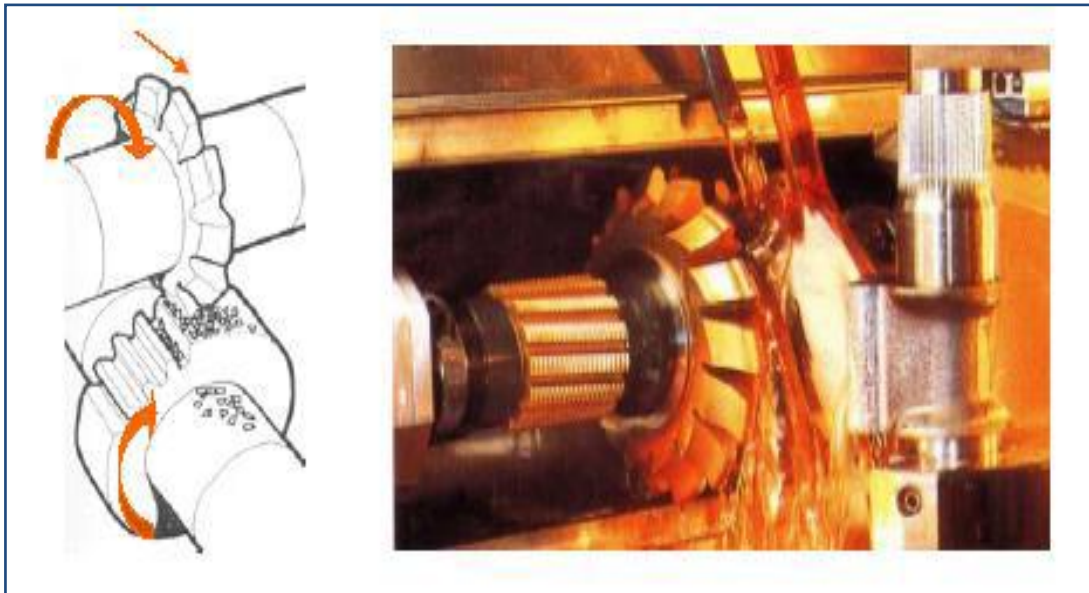


Figure II-26 : Taillage à la fraise disque [31]

II.4.1.2 Fraisage à la fraise en bout

La partie active de l'outil cylindrique est une surface de révolution dont l'axe rencontre celui de la roue à tailler



Figure II-27 : Taillage à la fraise en bout [34].

C'est un procédé très employé pour les gros modules, supérieurs à 20, des roues de grosses machines (laminoirs, treuils de mines...) et le taillage des dentures à chevrons [34].

II.4.2 Taillage par génération

Dans cette méthode on donne à l'outil et à la pièce des mouvements relatifs convenablement conjugués qui reproduisent le mouvement d'engrènement et de la sorte l'outil taille en engendrant le profil au fur et à mesure de son déplacement par rapport à la pièce qu'il taille [34].

II.4.2.1 Taillage à l'outil crémaillère

Cette technique, développée par l'ancienne société MAAG, autorise le taillage de dentures en utilisant le principe d'engrènement d'une crémaillère et d'une roue dentée (figure II.28). Cette technique, dite de génération, utilise des peignes en acier rapide munis d'un mouvement alterné permettant de couper la matière. Cette technique très lente nécessite des machines spécifiques et mises en œuvre par des opérateurs hautement qualifiés. Elle est donc réservée à des applications de très petites séries à haute valeur ajoutée (roues de très gros diamètres). Elle présente cependant un avantage intéressant, car les outils étant de géométries très simples, ils sont facilement et rapidement réalisables et réaffûtables. Cela permet la fabrication de dentures prototypes de géométries quelconques (non normalisées) pour des applications à hautes valeurs ajoutées nécessitant une réactivité importante (aéronautique, prototypes pour nouvelles boîtes de vitesses, etc.) [31].

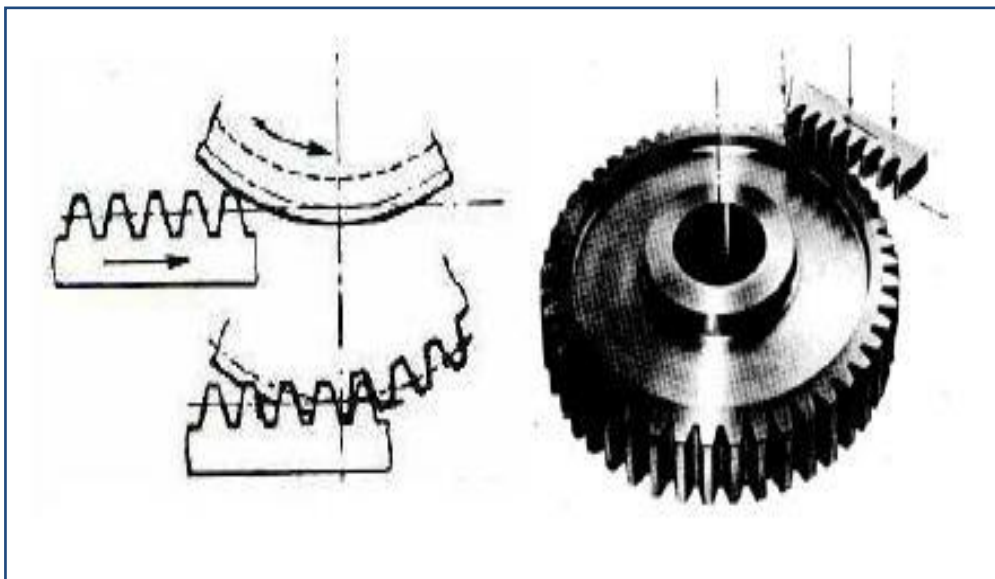


Figure II-28 : Taillage à l'outil crémaillère [31]

II.4.2.2 Taillage à l'outil pignon

Ce principe de taillage utilise le principe de l'engrènement de deux roues dentées (figure II-29). L'outil est un pignon droit ou hélicoïdal muni d'un mouvement alternatif de mortaisage. La rotation de la pièce et de l'outil est synchronisée selon le rapport du nombre de dents outil/pièce.

Dans le cas d'un taillage hélicoïdal, l'outil effectue en plus un mouvement de vissage lors des courses travail et retour. La pénétration de l'outil dans la pièce peut se faire sur une portion de tour ou bien sur plusieurs tours.

Les flancs des dents sont dépouillés pour obtenir les arêtes de coupe. Le diamètre extérieur évolue en fonction de l'épaisseur de la dent résultant de la dépouille latérale. Les paramètres de définition sont ceux d'un pignon : nombre de dents, épaisseur de base, diamètre extérieur maxi.

Le principal avantage de l'outil pignon est de pouvoir être utilisé dans un espace réduit. Il faut un peu de distance en entrée pour mettre l'outil à vitesse souhaitée et un peu d'espace en sortie pour l'arrêter.

C'est une opération de mortaisage réalisée sous huile entière afin de limiter les adhésions liées aux basses vitesses de coupe. Cette technique conduit à des chocs importants sur les outils, et n'autorise que des qualités médiocres. Enfin le temps de cycle est très important, ce qui rend ce procédé non productif comparativement au taillage par fraise-mère [31].



Figure II-29 : Taillage à l'outil pignon [31]

II.4.2.3 Taillage par fraise-mère

Le taillage par outil fraise-mère est de loin le plus utilisé des procédés de génération de dentures à développante de cercle. Le taillage à la fraise-mère utilise le principe du système roue et vis-sans fin (figure II.30). La pièce à tailler étant la roue et la fraise-mère étant la vis-sans-fin. La fraise-mère est une vis-sans-fin, munie de goujures créant des dents. Pour un tour de fraise-mère, la roue s'est déplacée d'un pas circulaire. Si par exemple la fraise est une vis à un filet et que la roue à tailler doit avoir z dents, la fraise devra faire z tours pendant que la roue à tailler ne fera qu'un seul tour.

Si la fraise est à Z_0 filets, elle devra faire $\frac{Z}{Z_0}$ tours pendant que la roue à tailler ne fera

Qu'un seul tour. Lors du taillage, les deux objets sont en rotation à vitesse constante selon un

Rapport :
$$\frac{W}{W_0} = \frac{Z_0}{Z} \quad (\text{II-10})$$

Avec w : vitesse de rotation de la pièce à tailler (tr/min),

w_0 : vitesse de rotation de la fraise-mère (tr/min)

Les dents possèdent une dépouille (un détalonnage) afin de ne pas frotter sur les surfaces usinées. La fraise-mère est munie d'un mouvement d'avance selon la génératrice de la denture à tailler [31].

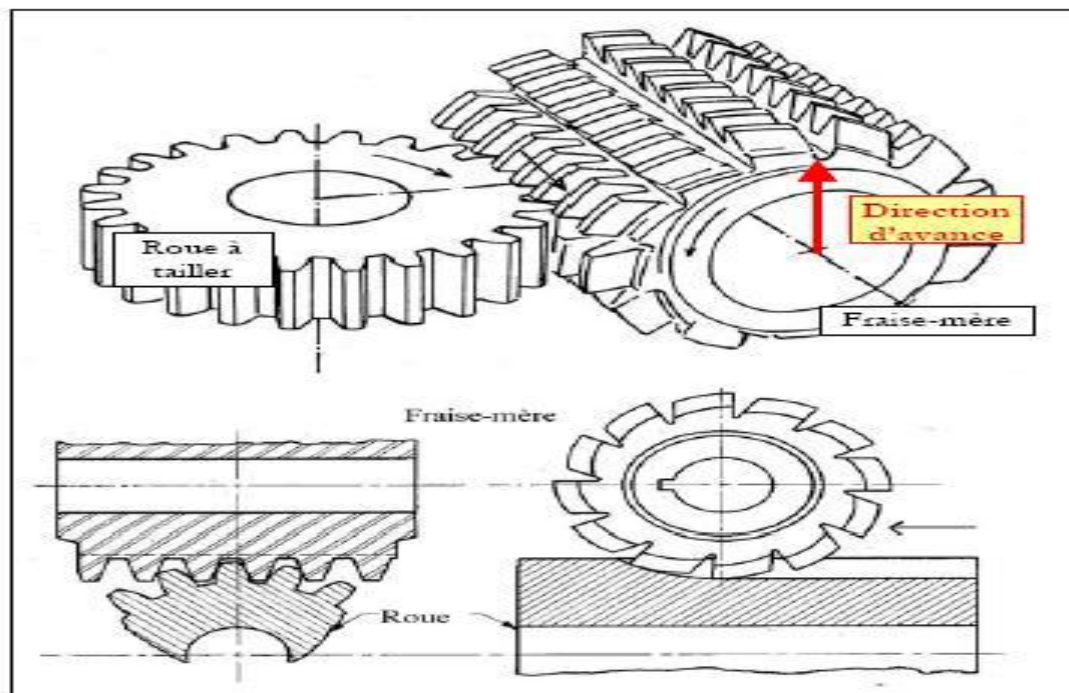


Figure II-30 : Taillage à la fraise mère [31]

Les avantages du taillage à la fraise-mère sont nombreux. En effet, cette technique permet la production de dentures dans des temps très courts et avec une qualité remarquable. Le travail à la fraise-mère permet d'avoir un très grand nombre de dents en prise simultanée, ce qui autorise des débits très importants de matière, ainsi qu'une coupe très continue permettant une bonne qualité de denture. Enfin, les outils peuvent tailler une quantité très importante de dentures jusqu'à la réforme définitive de l'outil, grâce à des affûtages successifs qui rendent le coût outil particulièrement bas. La seule limite de ce procédé vient de l'encombrement important que nécessite l'outil de part et d'autre de la denture [31].

II.5 Conclusion

Ce chapitre a été entièrement consacré à la description générale des transmissions par engrenage tels que la théorie des engrenages les propriétés de la développante de cercle et les techniques de fabrication.

Généralement, les engrenages sont obtenus par taillage sur des machines-outils spéciales par un des deux procédés :

- Taillage par reproduction.
- Taillage par génération.

CHAPITRE III

Sources d'excitation d'une Transmission par engrenage

III.1 Introduction

Les transmissions de puissance par engrenages ont depuis longtemps été largement utilisées du fait de leur précision et rendement élevé, mais aussi pour leur faible encombrement et leur faible rapport poids/puissance transmise.

Le bruit d'engrènement et l'erreur de transmission sont les grandeurs utilisées pour caractériser les nuisances sonores et définir le niveau vibratoire d'une transmission par engrenages. [35]

Ce chapitre présente les sources excitations attribuées à l'engrènement et les erreurs de transmission et met en évidence les principaux paramètres influents.

III.2 Modélisation de l'excitation dynamique générée par les engrenages

Les engrenages sont l'un des systèmes élémentaires de transmission du mouvement qui peut se définir par une force, une vitesse et un sens de rotation, où de translation (cas de la crémaillère). [35]

Les fluctuations de la rigidité d'engrènement sont essentiellement dues: aux déformations élastiques des dentures et de leur support, aux erreurs de formes et de position résultant de la fabrication (excentricités, erreur de pas, de distorsion, de profil) où de détériorations en cours d'utilisation (usure, pitting), aux erreurs de position relative des engrenages (entraxe, désalignements), aux variations du rapport de conduite au cours de l'engrènement [14].

III.2.1 Les sources d'excitation

Depuis quelques dizaines d'années, les transmissions par engrenages sont considérées comme une source d'excitation principale dans les architectures mécaniques modernes (transport, machine outil...) [36]

Dans le système de transmission par engrenages, les causes d'excitation peuvent se regrouper en deux classes distinctes selon qu'elles sont situées à l'intérieur où à l'extérieur du carter, et seront donc qualifiées soit d'externes soit d'internes. [36.37.38.39.40.41.42]

III.2.1.1 Les sources d'excitation internes

Ce type des sources peut être engendré par des interactions de type fluide-solide où bien des interactions de type solide-solide :

- L'excitation du carter par la projection et l'écoulement de lubrifiant.
- L'excitation du carter par des émissions acoustiques internes où nous trouvons,
- Les deux contributions majeures sont associées au phénomène de fluide-pumping désignant le processus cyclique d'aspiration et de refoulement d'air entre la tête et le pied des dents [43]. Il y aussi le rayonnement des corps d'engrenages qui vibrent sous l'effet des surcharges dynamiques s'exerçant sur les dents.
- Des fluctuations des forces normales de contact au niveau des dentures qui résultent de l'erreur statique de transmission, et qui sont transmises aux paliers où roulements et finalement au carter.
- Des fluctuations des forces de contact au niveau des roulements engendrées par leurs défauts propres.
- Des fluctuations des forces de frottement au niveau des dentures.
- Des forces de contact engendrées par des chocs associées à la présence du jeu fonctionnel dont les pignons fous, par exemple, sont le siège sous certaines conditions [43].

III.2.1.2 Les sources d'excitation externe

Les sources d'excitation externes sont associées aux fluctuations du couple moteur, aux fluctuations du couple de charge, aux variations de l'inertie de charge, et aux vibrations transmises via les points de fixation sur la structure d'accueil.

Toutes les sources d'excitation énoncées précédemment n'ont pas la même importance: par exemple, en régime de lubrification électrodynamique, les composantes tangentielles des efforts sont très petites devant les composantes normales, les effets excitateurs des frottements sont limités par la présence du lubrifiant.

Ainsi, il est bien établi que l'erreur statique de transmission sous charge constitue la source d'excitation vibratoire interne dominante [40.41].

III.2.2 Erreur de transmission

La notion d'erreur de transmission, introduite pour la première fois par Harris [38], est définie comme l'écart de position de la roue menée, pour une position donnée du pignon par rapport à la position qu'elle devrait occuper si les engrenages étaient rigides et géométriquement parfaits (Figure III-1).

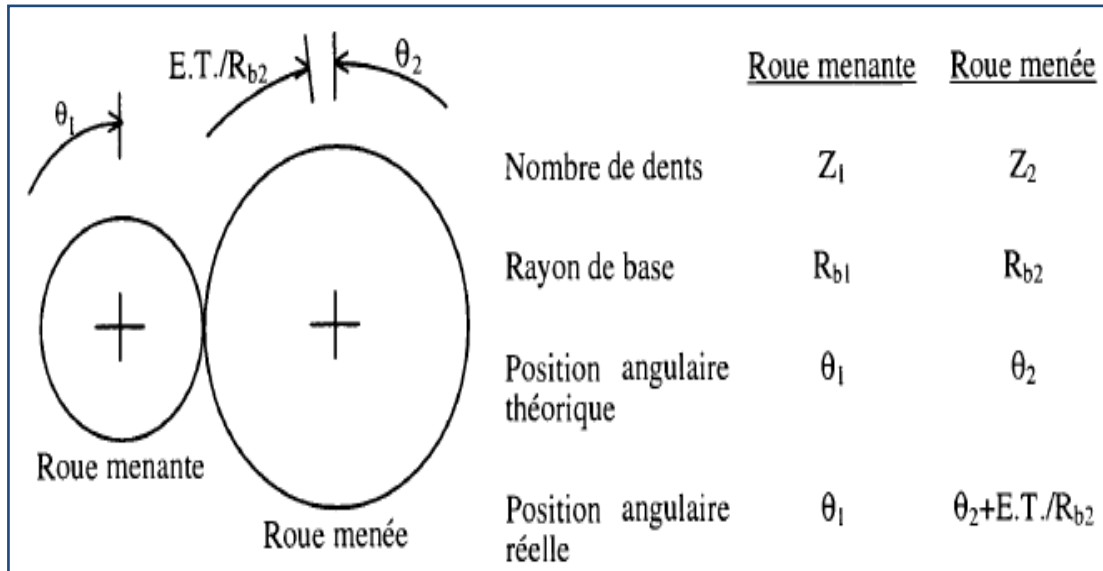


Figure III-1 : Définition de l'erreur de transmission [44].

Par commodité [44, 45, 46, 47], rapportent l'erreur de transmission sous forme d'un déplacement relatif dans le plan d'action théorique (Eq. III-1), telle que :

$$\xi = R_b \cdot \delta\theta \quad \text{III-1}$$

Où :

- R_b : rayon de base de la roue.
- $\delta\theta$: variation de la position angulaire de la roue.

On distingue habituellement :

- L'erreur de transmission quasi-statique sans charge où erreur cinématique.
- L'erreur de transmission quasi-statique et dynamique sous charge selon les vitesses de rotation considérées. D'un point de vue expérimental, l'erreur de transmission peut être déterminée par des systèmes à base d'accéléromètres [48], par des codes optiques à haute résolution [49] où par le système interférométrique initialement développé par [38] et étendu par [50] (Figure III-2).

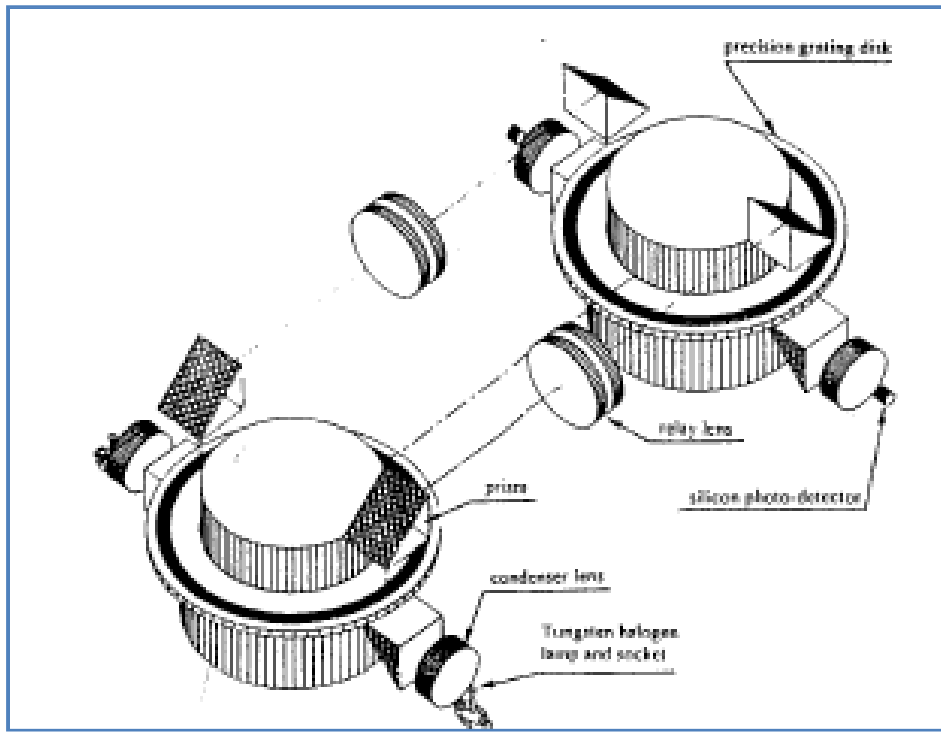


Figure III-2: Système optique de mesure [50]

III.2.2.1 Erreur cinématique.

Lorsque la charge transmise est nulle, les déformations sont négligeables. L'erreur de transmission correspond alors aux déviations de position causées uniquement par des écarts de géométrie ou de montage. Cette erreur cinématique relève de la métrologie des engrenages [51] (Figure III-3), [52]) et permet de caractériser des défauts globaux tels que les excentricités, les faux ronds ou les erreurs de pas, mais aussi des défauts locaux tels que les modifications ou erreur de profil ou d'hélice. L'erreur cinématique constitue donc un bon indicateur de la géométrie et de la métrologie d'un engrenage.

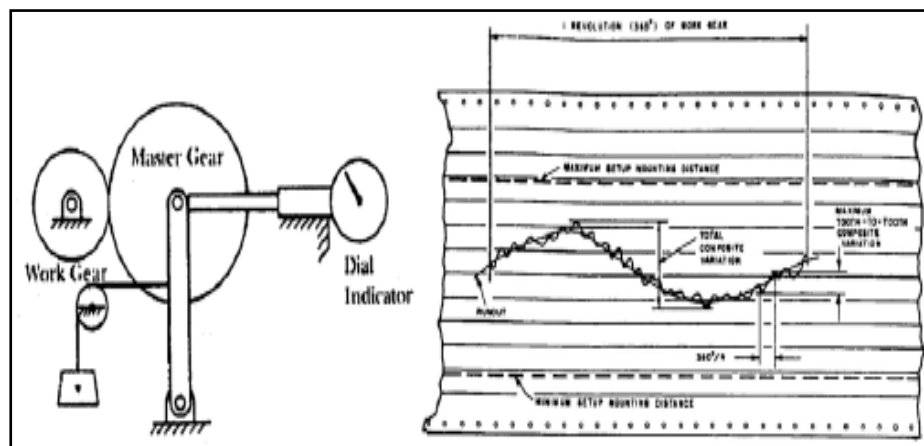


Figure III-3 : Erreur de transmission quasi-statique sans charge [53].

III.2.2.2 Erreur de transmission sous charge

La littérature distingue deux sortes d'erreurs de transmission sous charge :

- L'erreur quasi-statique sous charge, qui caractérise le comportement d'un engrenage à des vitesses de rotation suffisamment faibles pour que les effets d'inertie puissent être négligés; ce paramètre est fréquemment considéré comme une donnée du problème dynamique.
- L'erreur dynamique qui correspond au fonctionnement sous charge à des vitesses de rotation plus élevées [53].

III-2.2.2.1 Erreur de transmission quasi-statique sous charge

Les travaux de [54], ainsi que [55] montrent que, dans le cas d'engrenages géométriquement parfaits, la courbe de l'erreur de transmission quasi-statique sous charge présente une forme périodique, inverse de celle de la raideur globale d'engrènement (Figure III-4). En effet, la différence par rapport à l'erreur cinématique réside dans la prise en compte des déformations des dentures en contact qui contribuent, en plus des écarts de géométrie, aux variations de position relatives des deux roues d'engrenage.

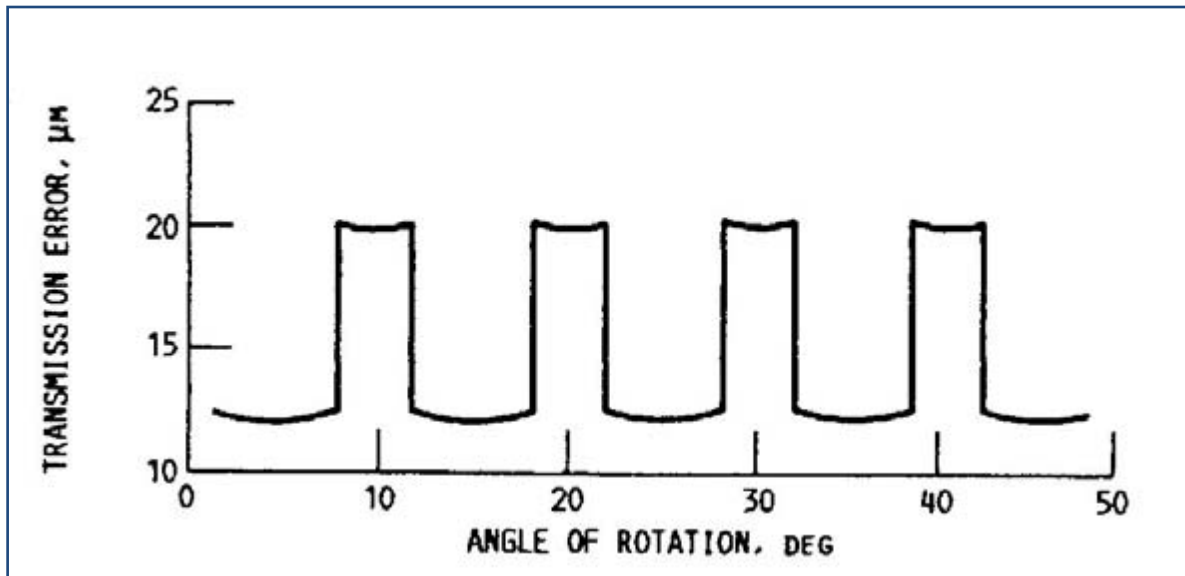


Figure III-4: Erreur de transmission quasi-statique sous charge d'engrenage droit sans écart de géométrie [52].

L'erreur de transmission quasi-statique sous charge est un paramètre très couramment rencontré dans la littérature et, suivant l'objectif de l'étude, son utilisation peut être de deux natures différentes. Le premier type d'utilisation consiste à caractériser le comportement dynamique d'un engrenage et/ou l'influence des écarts de géométrie, par le biais des fluctuations de l'erreur de transmission quasi-statique sous charge. [54] [55], [56], [57], ont

ainsi étudié l'influence de modifications des profils de dentures (corrections linéaires et paraboliques) en montrant que les corrections de profil permettent de compenser les déflexions des dentures, d'éviter les chocs à l'engagement et de réduire le niveau vibratoire général. Le second type d'analyse consiste à considérer l'erreur de transmission quasi-statique sous charge comme source d'excitation potentielle du système mécanique, et à l'introduire comme terme d'excitation forcée dans le second membre des équations du mouvement. En effet, de nombreux auteurs [58], [47], [44] [46], [59], [60] et [61], considèrent l'erreur de transmission comme la source d'excitation principale dans un engrenage. Par cette technique, [62], [63], [64], [65], [66], [67] prennent en compte la variation temporelle de la raideur d'engrènement, tout en conservant un système d'équations différentielles du second degré linéaire à coefficients constants dont la solution peut être obtenue analytiquement.

III.2.2.2 Erreur de transmission dynamique

L'erreur de transmission dynamique constitue le résultat du problème dynamique et sert généralement à caractériser le comportement vibratoire (et acoustique) d'un réducteur à engrenage. [56], [63], [69] ont mesuré à l'aide d'un système optique l'évolution de son amplitude crête à crête à différents niveaux de chargement. Les auteurs ont ainsi mis en évidence des phénomènes de séparations de dentures à faibles charges aux abords de vitesses potentiellement critiques pour les dentures (Figure III-5). [67], [68] ont validé leurs modèles non-linéaires à partir de ces résultats expérimentaux.

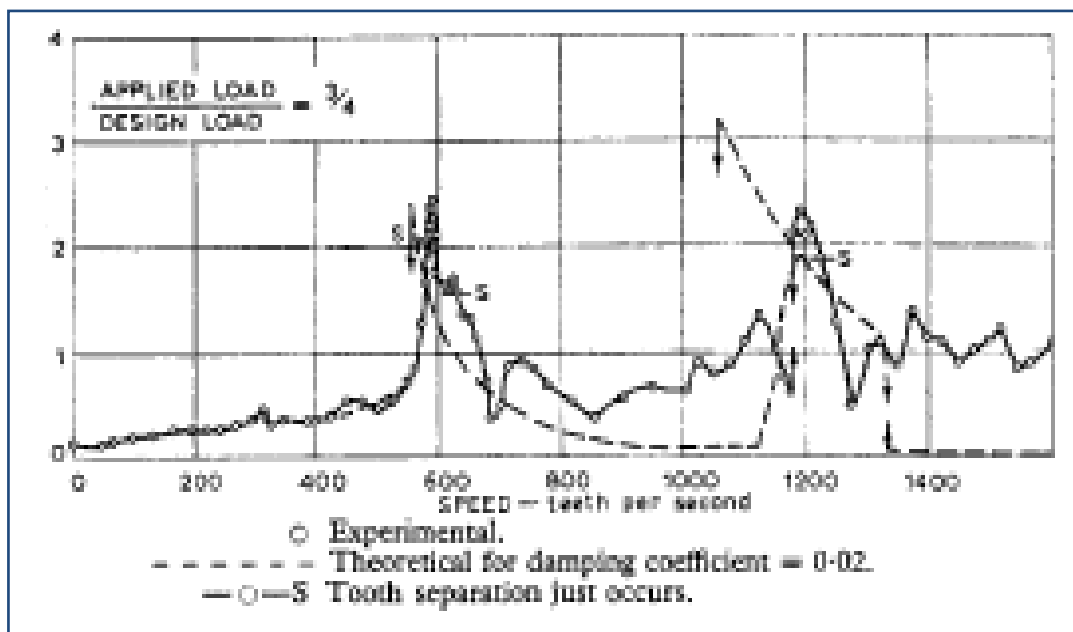


Figure III-5 : Courbes de réponse expérimentales [56]

Par ailleurs, [70] à [71] puis [72] à [73] ont proposé une méthodologie originale basée sur la description locale des conditions de contact entre dentures, pour laquelle l'erreur de transmission n'est plus une variable d'entrée mais un des résultats de la simulation dynamique.

Pour conclure, il est généralement admis que l'erreur de transmission donne une image intéressante du comportement dynamique et acoustique d'un engrenage. Cependant les mesures d'erreurs de transmission dans les conditions réelles de fonctionnement sont souvent délicates compte tenu des limites mécaniques et électroniques imposées par les divers composants du système de mesure même si elles peuvent s'insérer dans un contexte industriel. Le concept d'erreur de transmission masque toutefois un certain nombre de caractéristiques propres à l'engrènement mais aussi propre à l'environnement mécanique des roues dentées; en particulier, les flexibilités des arbres, paliers et carters qui peuvent contrôler assez largement les conditions d'engrènement et modifier ainsi les caractéristiques de l'engrènement déterminées en isolant les roues d'engrenages du reste du mécanisme.

III.3 Raideur d'engrènement, origines et caractéristiques

III.3.1 Raideur d'engrènement

Sous l'action du couple transmis s'exerce sur la denture un effort F normal au profil (si l'on néglige la composante de frottement). Il en résulte des déformations élastiques de denture dont les conditions principales sont les déformations de flexion et de cisaillement de dent, des déformations des fondations (racine de la dent, jante) et des déformations locales (écrasement de matière) de type contact hertzien. Il s'ensuit un rapprochement des points de tangence T_1 et T_2 . Ces déformations sont modélisées par la raideur dite d'engrènement k_e .

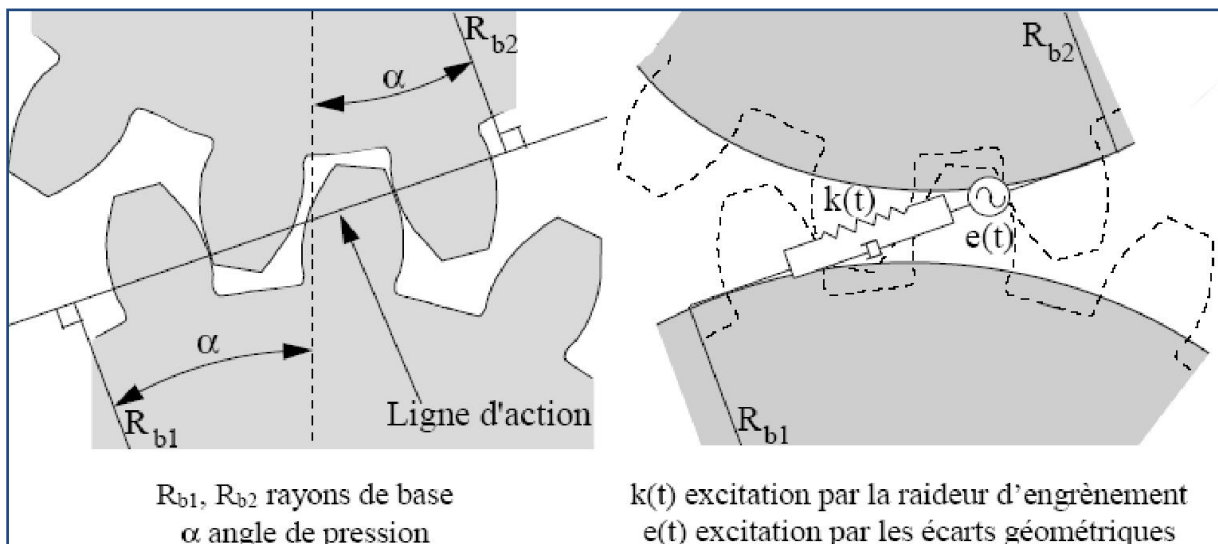


Figure III-6: Mise en évidence de la raideur d'engrènement [36].

La raideur d'engrènement est une caractéristique périodique du système. Elle évolue en fonction des points d'application sur les profils conjugués et en fonction du nombre de dents en prise. On parle d'excitation paramétrique.

La raideur d'engrènement est une caractéristique non linéaire du système, elle dépend de la répartition de la charge sur la largeur de la denture, du nombre de dents effectivement en prise à une position donnée et des contributions hertziennes non linéaires.

En supposant que la raideur d'engrènement k_d d'un couple unique de dents en prise est constante et linéaire, l'évolution de la raideur d'engrènement k_e suit celle du nombre de dents en prise. La valeur moyenne est donc :

$$k_e = \dot{a}\dot{a} \cdot k_d \quad (\text{III.2})$$

➤ $\dot{a}\dot{a}$: est le rapport de conduite, il est supérieur à 1 (souvent $\dot{a}\dot{a} = 1,6$)

Welbourn a donné, en première approximation, pour un engrenage en acier à denture normale, la raideur k_d :

$$\text{➤ } k_d = 14 \times 10^9 b \text{ (N/m)} \quad (\text{III-3})$$

Ou encore :

$$\text{➤ } k_d / b = 14 \cdot 10^9 \text{ n/m/mm} \quad (\text{III-4})$$

L'ordre de grandeur des déformations est d'une dizaine de μm .

Ex : $F = 2000 \text{ N}$; $b = 15 \text{ mm}$, la déformation est de $10 \mu\text{m}$.

S'il existe un seul couple de dents en prise, la raideur d'engrènement est égale à la raideur du couple de dents en prise. S'il existe deux paires de dents en prise, la raideur est équivalente à celle de deux raideurs en parallèle. Au cours de l'engrènement, elle varie du simple au double.

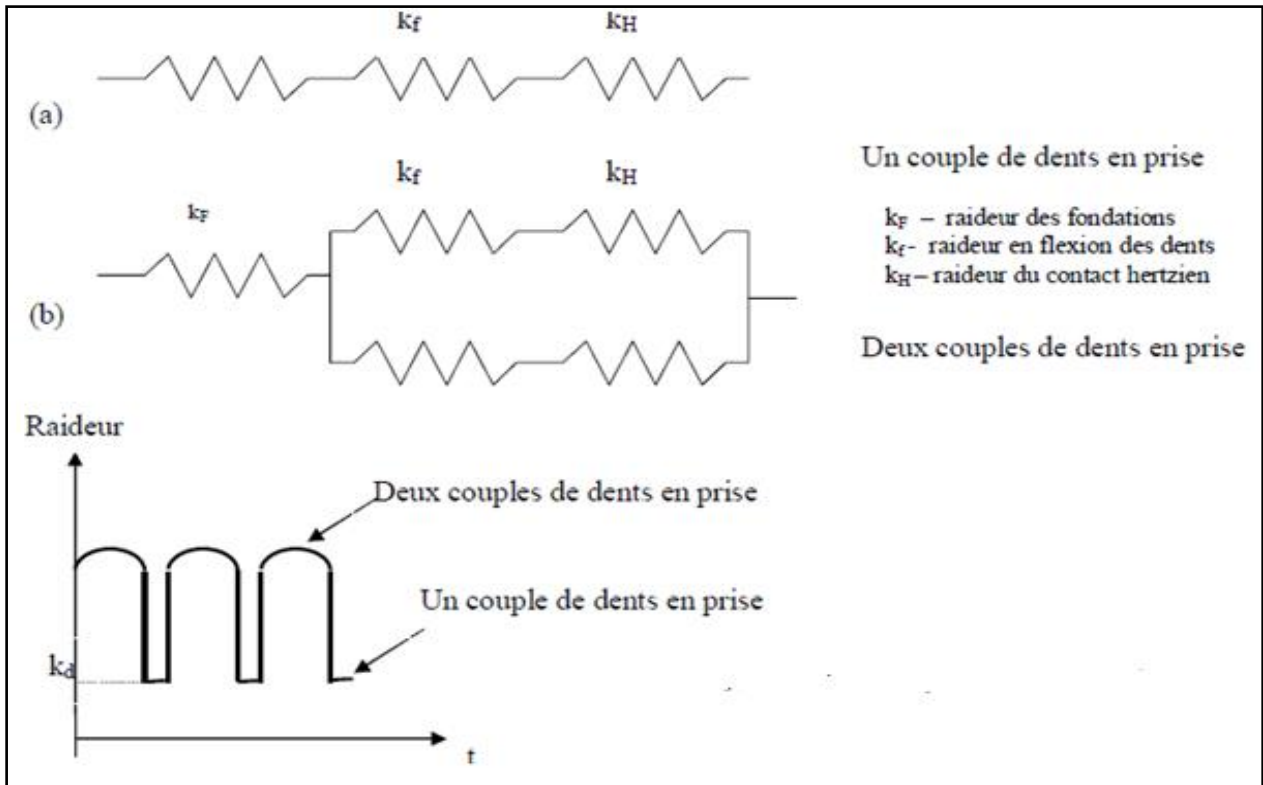


Figure III-7 (a) et (b) : Raideur d'engrènement pour un engrenage droit parfait[36]

III.3.2 Origines et caractéristiques

Dans le cas d'une denture indéformable, la raideur d'engrènement reste constante. Or, cette hypothèse ne peut être conservée, et l'introduction d'une déflexion de la dent sous la charge conduit à l'introduction d'une raideur d'engrènement variable.

Le mécanisme d'engrenages, dans son principe de fonctionnement, génère une raideur en torsion qui n'est pas constante, mais qui évolue avec le temps.

En effet, comme le nombre de dents en prise n'est généralement pas constant au cours de l'engrènement, sauf dans le cas d'un rapport de conduite \mathcal{E}_a entier, la charge transmise va se répartir sur ces couples de dents. La déformation en torsion entre les deux arbres portant les engranges ainsi induite et inverse de la raideur, sera périodique.

Dans le cas d'un engrenage droit, l'évolution de la longueur totale active des lignes de contact sera, en première approximation, de la forme suivante (Figure III-8).

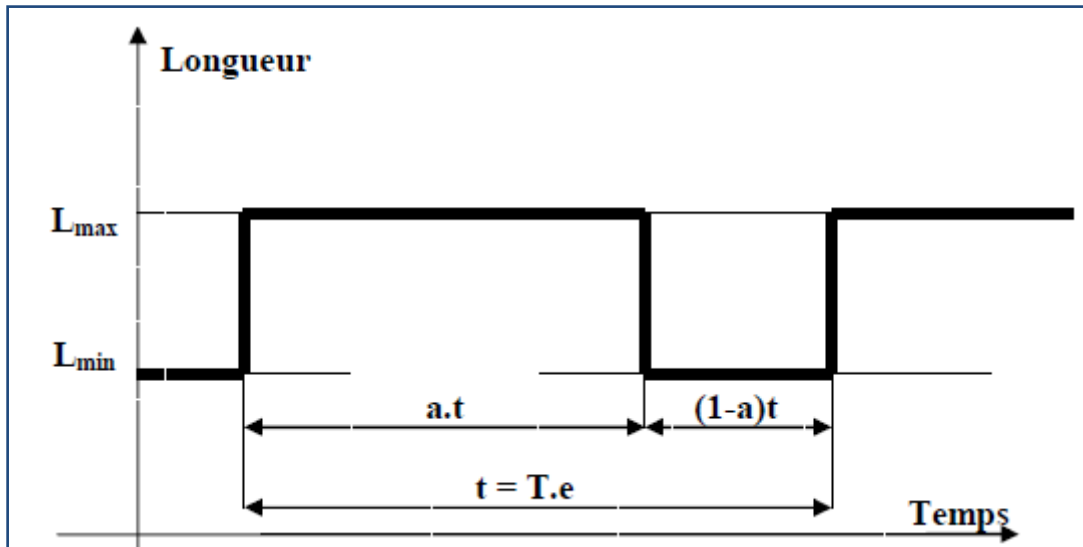


Figure III-8 : Evolution de la longueur (et donc de la raideur) d'engrènement au cours du fonctionnement pour un engrenage droit [74].

Cette première approximation est représentative de la raideur d'engrènement si on admet que la raideur en torsion d'un engrenage est proportionnelle à cette longueur. Cette variation de raideur introduit une cause d'excitation harmonique à la fréquence d'engrènement

$$fe = n_1 w_1 = n_2 w_2 \quad (III-5)$$

Cette première analyse montre donc la variation théorique de raideur entre deux extrêmes. Dans la réalité, les variations entre les valeurs minimale et maximale se font de manière plus progressive. Les paramètres géométriques de conception, tels que le rapport de conduite ou les corrections de dentures peuvent modifier sensiblement l'allure de cette variation. Pour ce modèle, si le rapport de conduite est entier, la raideur sera théoriquement constante. Ce premier modèle de variation de raideur a été introduit dans de nombreuses études et simulations des niveaux de vibration d'un mécanisme complet, mais il semble être insuffisant, puisqu'il ne tient pas compte ni des défauts géométriques ni des corrections de denture. Il permet tout de même de mettre en évidence les zones d'instabilités dues à la variation de la raideur d'engrènement, pour différentes vitesses de rotation du système.

Dans le cas d'un engrenage hélicoïdal, l'amplitude des fluctuations et le créneau sont atténués (Figure III-9). En effet, l'angle d'hélice introduit une "continuité" dans la succession des dents chargées et permet d'obtenir un plus grand nombre de dent en prise en moyenne. Cette augmentation est quantifiée par le rapport de recouvrement \mathcal{E}_β . Le passage d'une dent à la suivante est plus progressif puisque la ligne de contact est inclinée sur la surface active de la dent. Cela réduit donc l'écart entre les deux valeurs extrêmes par rapport à la valeur moyenne, plus importante que dans le cas d'un engrenage droit (nombre moyen de dents en prise plus

important). Selon [75], dans le cas d'engrenages de qualité ou d'engrenages lourdement chargés, droits ou hélicoïdaux de faible largeur de denture ($\mathcal{E}_\beta < 1$) cette variation de raideur est la principale cause de bruit et de vibrations. Figure III.9.

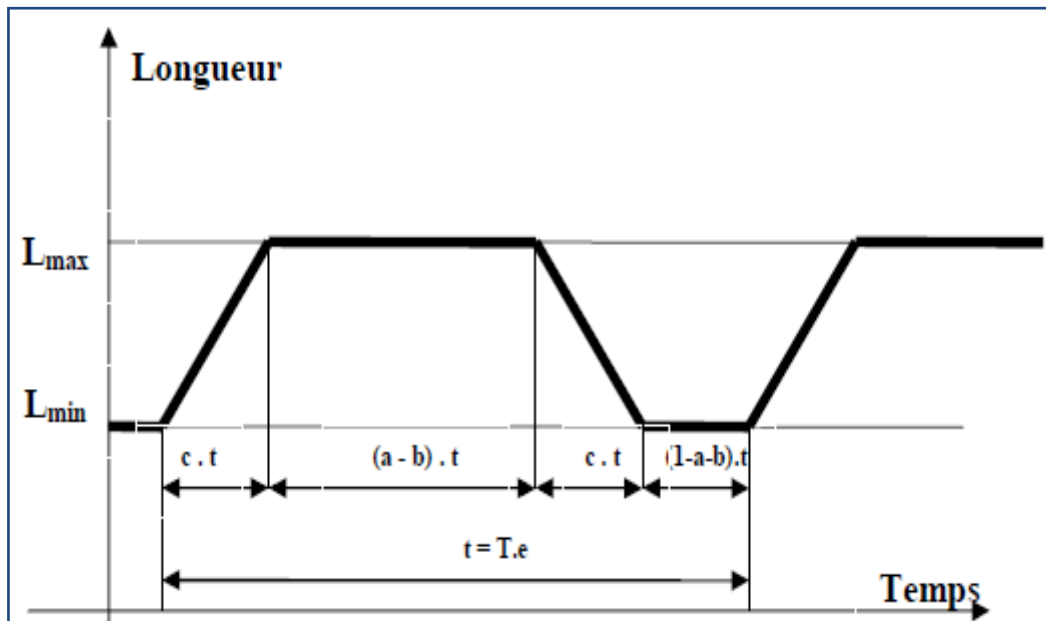


Figure III-9 : Evolution de la longueur totale de contact pour un engrenage hélicoïdal [74].

Cette première approche géométrique uniquement basée sur la géométrie nominale de l'engrènement, développée en 1988 [74], permet de comprendre les phénomènes liés au comportement de l'engrenage et la génération d'excitation liée à la mise en mouvement du mécanisme et au phénomène de vibration continue (à l'opposé de l'idée de chocs successifs, dus à l'entrée de dents en contact).

Ces deux phénomènes peuvent coexister, mais la raideur d'engrènement semble être la première cause d'excitation harmonique à la fréquence d'engrènement, et à ses harmoniques suivant la valeur du rapport de conduite apparent \mathcal{E}_β , et du rapport de recouvrement \mathcal{E}_β .

III.4 Modèle linéaire et paramétrique

La première amélioration que l'on peut apporter au modèle précédent consiste à prendre en compte le nombre de dents en prise. Prenons le cas d'un engrenage droit où il ya alternativement deux couples de dents en prise. Lorsque le contact n'est assuré que par une paire de dents, la raideur d'engrènement est égale à la raideur d'un couple de dents en prise tel qu'introduite dans le modèle linéaire à paramètre constant. Dans le cas où le contact est assuré par deux couples de dents, la raideur d'engrènement est alors équivalente à celle de deux raideurs en parallèle. Ainsi, la raideur d'engrènement varie dans ce cas du simple au double. En pratique, les paramètres de conception où les corrections de denture peuvent modifier sensiblement l'allure de cette variation. La

seconde amélioration consiste à prendre en compte l'influence de la charge transmise. Pour une position angulaire θ_1 donnée, la raideur d'engrènement est alors évaluée comme la pente de la relation non linéaire effort transmis - rapprochement autour de la position d'équilibre statique (Figure III.10). Il s'agit donc d'une raideur linéarité qui rend compte du couplage élastique entre les dents qui engrènent [74]

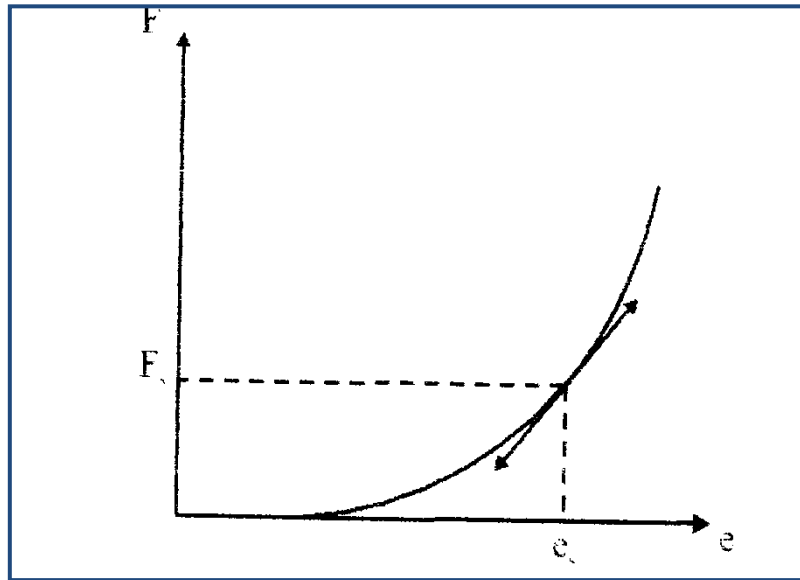


Figure III-10 : Modèle linéarisé de la raideur d'engrènement

Dans tous les cas, en régime de fonctionnement stationnaire, la fluctuation de la raideur est périodique et induit ainsi une excitation paramétrique à la fréquence d'engrènement, produit du nombre de dents d'une des deux roues par sa fréquence de rotation, et ses premiers harmoniques. Ainsi, ce modèle rend compte du caractère périodique de la raideur mais pas de son caractère non linéaire [74].

III.5 Modèles non linéaires

Plusieurs auteurs ont considéré des modèles non linéaires. Dans tous les cas, les caractéristiques de ces modèles sont calculées préalablement à partir d'approches statiques. Les non-linéarités concernent la raideur d'engrènement proprement dite où le jeu entre-dents introduit au niveau de l'engrenage. En l'absence de sources d'excitation externes, l'équation matricielle qui gouverne la réponse du système s'écrit :

$$M\ddot{x}(t) + F_d(x, \dot{x}, t) = F \quad (\text{III-6})$$

L'utilisation de ce type d'équations permet de prendre en compte les phénomènes non linéaires qui peuvent apparaître lors du fonctionnement des transmissions par engrenages peu ou pas chargées et soumises à des niveaux d'excitations importants. On observe alors une évolution de la raideur d'engrènement avec la charge instantanée en raison de :

- La (faible) non-linéarité des contacts hertziens.
- L'évolution de l'aire de contact (pour des engrenages peu chargés présentant des écarts de géométrie, les dents ne sont que partiellement en contact : on observe alors une évolution de l'aire de contact avec la charge dynamique).

De plus, ce type d'équation permet d'étudier les phénomènes de chocs induits par des pertes de contact entre dentures [74] [75] [76]. Le contact entre les dents en prise est alors représenté par une raideur non linéaire qui devient nulle lorsque le contact est rompu.

La complexité des phénomènes étudiés et des équations à résoudre est telle que, dans tous les cas, les modèles non linéaires ne sont pas adaptés aux systèmes à grand nombre de degrés de liberté. En effet, pour ce type de systèmes, la valeur moyenne de la matrice de raideur varie avec la réponse dynamique du système; la recherche d'une base modale sur laquelle on pourrait décomposer la réponse du système devient impossible. Seule une méthode de résolution temporelle associée à une actualisation à chaque pas de temps de la valeur des paramètres permet de résoudre les équations de mouvement. Pratiquement, les systèmes étudiés possèdent rarement plus de 4 degrés de liberté.

III.6 Influence des erreurs et des défauts sur l'erreur statique de transmission

III.6.1 Influence des défauts géométriques :

Les défauts géométriques définis dans ce paragraphe sont les principales causes de fonctionnement anormal. Ils sont principalement introduits lors de la fabrication des pièces ou lors de leur assemblage au montage.

Ces défauts sont généralement pris en compte, par l'intermédiaire de l'erreur de transmission, pour définir des classes de qualité suivant des normes (AGMA. ISO 1328) .Ces classes sont représentatives d'un niveau acoustique ou vibratoire, mais il faut tout de même noter quelques exceptions, assez mal expliquées, traduisant un comportement vibratoire ou acoustique élevé pour une très bonne qualité. Les cas exposés dans ce texte sont les plus courants et les défauts les plus étudiés dans la bibliographie. Certains d'entre eux, par leur aspect aléatoire, sont difficiles à modéliser ou à prendre en compte. Les autres, qui présentent des caractéristiques déterministes, ont fait l'objet d'études et de modèles plus poussés, plus complets [76].

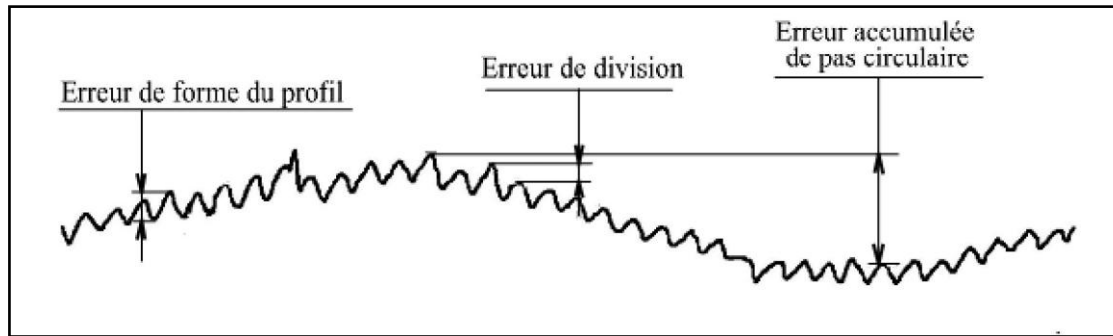


Figure III.11: Effets caractéristiques sur les principales erreurs de fabrication sur l'erreur de transmission [76]

Dans tous les cas, la comparaison entre les modèles et l'expérimentation semble être difficile et rarement pleinement satisfaisante. Ce fait est certainement dû à un contexte expérimental différent des conditions du modèle, souvent très rigoureuses, et une généralisation en milieu industriel paraît quasi-impossible.

III.6.1.1 Influence de l'excentricité ou le défaut de faux-rond:

Cette première origine d'un fonctionnement bruyant va se traduire par une modulation d'amplitude, représentée sur la figure III-12 sur le signal d'erreur de transmission où de bruit. Ce résultat est d'autant plus caractéristique de l'arbre présentant ce défaut que le rapport de réduction est élevé. Dans le domaine temporel, ce phénomène sera périodique et les ondulations de la modulation seront à la période de rotation de l'arbre. Un comportement analogue pourra être détecté de la même manière si la denture présente un faux-rond important, c'est-à dire que son cercle primitif n'est pas concentrique à l'axe de rotation de l'engrenage.

Dans le cas de rapports de réductions voisin de 1, il est très difficile de détecter sur quel arbre se situe ce défaut. Dans le cas où les deux roues (ou les deux arbres) présentent simultanément ce défaut, il est nécessaire de prendre en compte le déphasage relatif de chaque excentricité et le signal évoluera sur une période beaucoup plus longue (correspondant au temps nécessaire pour que deux dents se retrouvent conjuguées, plus petit commun multiple des deux nombres de dents sur chaque roue). Ce défaut est présent dans quasiment toutes les transmissions par engrenages et reste la cause principale d'un effet de ronronnement du bruit d'engrènement.

Sabot et Perret-Liaudet. [77] ont modélisé et étudié expérimentalement l'effet d'une excentricité importante sur le fonctionnement d'un couple d'engrenages droit, et plus particulièrement sur les niveaux vibratoires d'un carter simplifié et sur l'amplitude de l'accélération angulaire de l'arbre de sortie. Schématiquement, ce défaut sera caractérisé par

une modulation d'amplitude représentée sur la figure III-12, et donc par une ou des raies importantes à la fréquence de rotation des arbres, ainsi qu'un effet de bandes latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement.

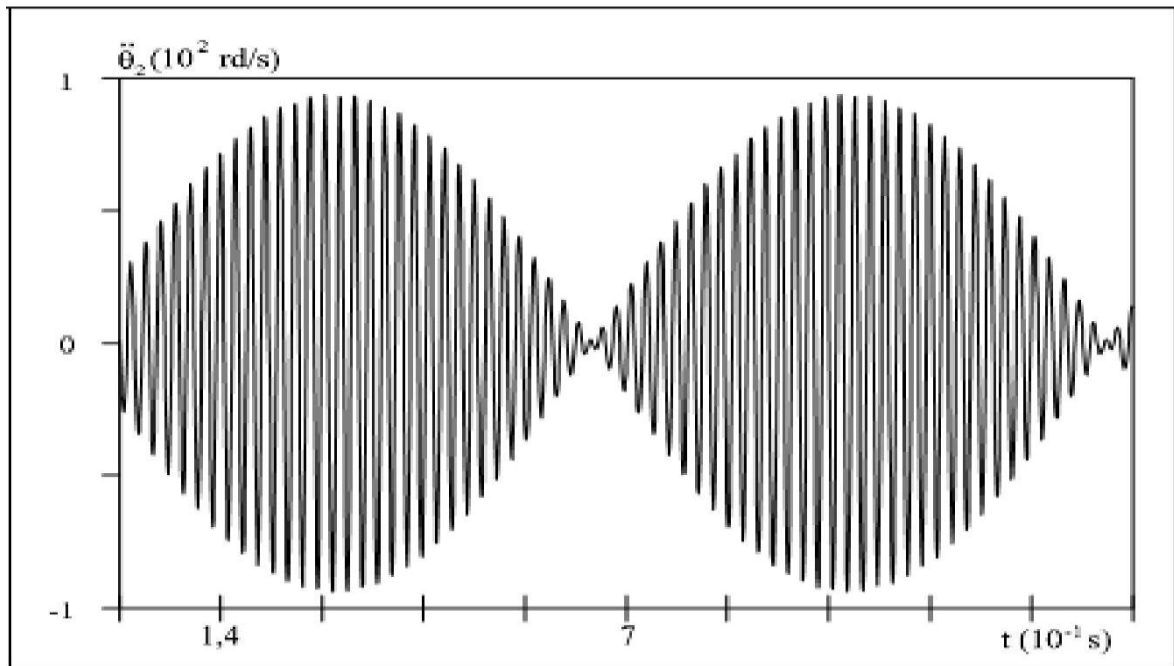


Figure III-12: Modulation d'amplitude caractéristique de l'excentricité [77].

III.6.1.2 Influence de l'erreur de pas cumulée

Cette erreur joue le même rôle que l'excentricité sur un signal d'erreur de transmission et se présente toujours sous la forme d'une modulation d'amplitude, à la période de rotation de l'arbre concerné. Cette erreur va donc se superposer à l'excentricité éventuelle, et aura le même effet de bandes latérales sur le spectre de l'erreur de transmission.

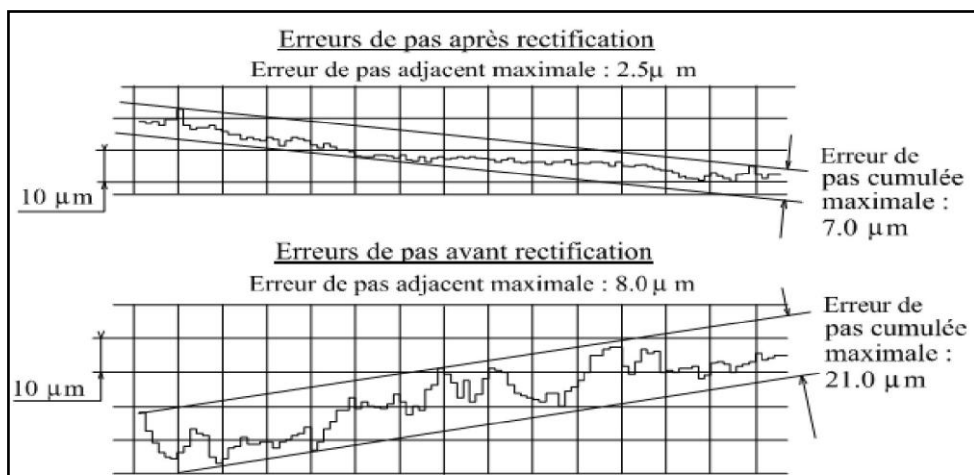


Figure III-13: Exemple de mesure de l'erreur de pas cumulée [76].

III.6.1.3 Influence de l'erreur individuelle de pas

L'erreur individuelle de pas est l'erreur de positionnement des profils successifs le long du cercle primitif. Elle est caractérisée par la figure suivante qui montre l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulée sur plusieurs dents.

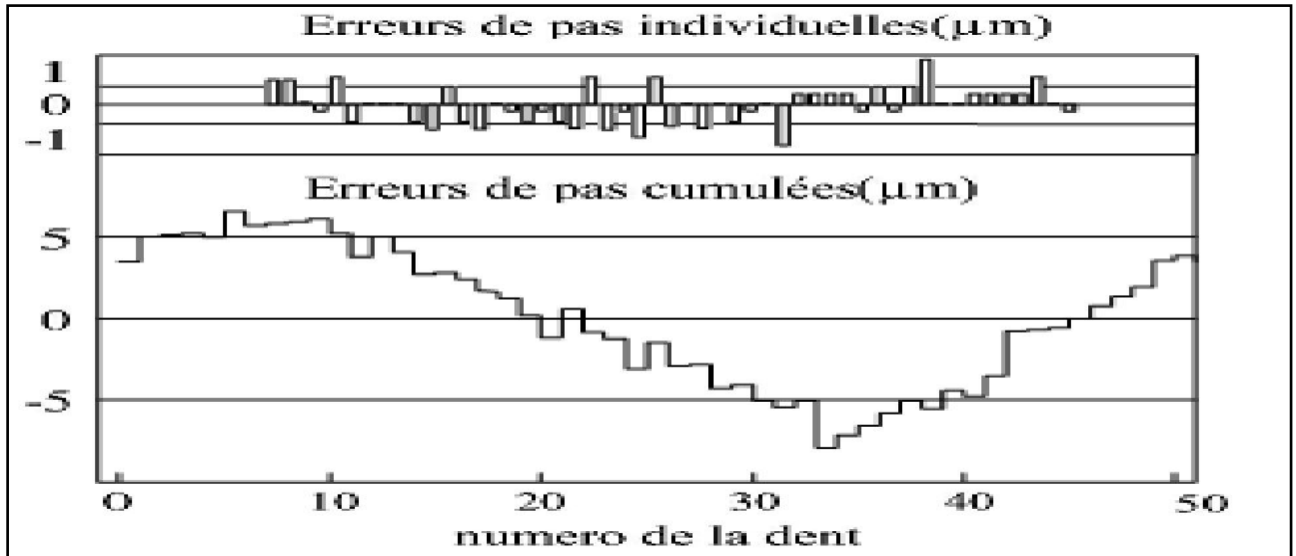


Figure III-14 : Représentation de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulée [76].

Ces erreurs sont généralement modélisées dans la bibliographie par une distribution aléatoire de leur amplitude sur les dents [73] [76]. Elles donneront donc lieu à une contribution fréquentielle théorique constante sur tout le spectre. Tout cela a été montré par Mark [76], qui précise d'ailleurs qu'il n'existe pas de composantes à la fréquence d'engrènement.

D'après Winter [74], l'influence de cette erreur est plus importante pour des engrenages de faible qualité et légèrement chargés que pour des engrenages lourdement chargés et de meilleure qualité, l'effet des déformations de denture sous charge aurait tendance à "corriger" toutes les erreurs "allant en sens inverse" de la déformée.

Enfin, Mark [76] donne les contributions de différentes erreurs sur les bandes latérales dans une représentation spectrale de l'erreur de transmission statique, présentées sur la figure III.15

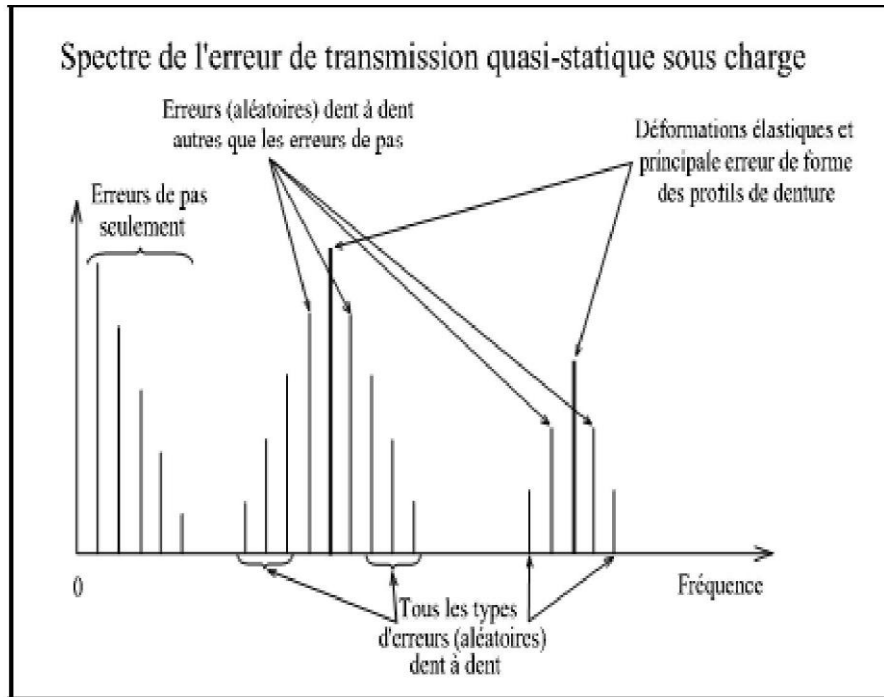


Figure III-15: Contributions de différentes erreurs sur le spectre de l'erreur de transmission statique [76].

III.6.1.4 Influence de l'erreur de profil:

L'erreur de profil est définie comme étant l'écart entre le profil réel et le profil théorique, qui peut être modifié lors de corrections de tête ou de pied. La figure suivante présente cette erreur de profil.

Ces erreurs de profil sont caractérisées par des écarts involontaires du profil par rapport au profil théorique : une erreur d'angle de pression, de taillage (bosse ou creux sur le profil réel...). Si cette erreur est répétitive sur chaque flanc de dent, ou sur une période angulaire de roue (qui peut être un nombre non entier de dents), elle fera ressortir des composantes à la fréquence d'engrènement. Mais généralement, sa réparation n'est pas aussi régulière et le déphasage entre chaque dent peut être de type aléatoire. L'effet de chaque défaut est ainsi moyenné. D'autre part, la littérature fait état de « raies fantômes », composantes fréquentielles apparemment liées à aucune période caractéristique du couple d'engrenages. Il a été montré par différents auteurs que ces raies pouvaient être attribuées à une erreur de la cinématique de la machine de taillage ou de rectification [76].

Il montre aussi que l'émergence de ces raies est favorisée par la finition et la qualité des états de surface (rectification) et est directement liée à la présence de défauts de très faible amplitude mais parfaitement réguliers (impliquant une composante fréquentielle très énergétique). Cet effet est présenté sur la Figure III-16.

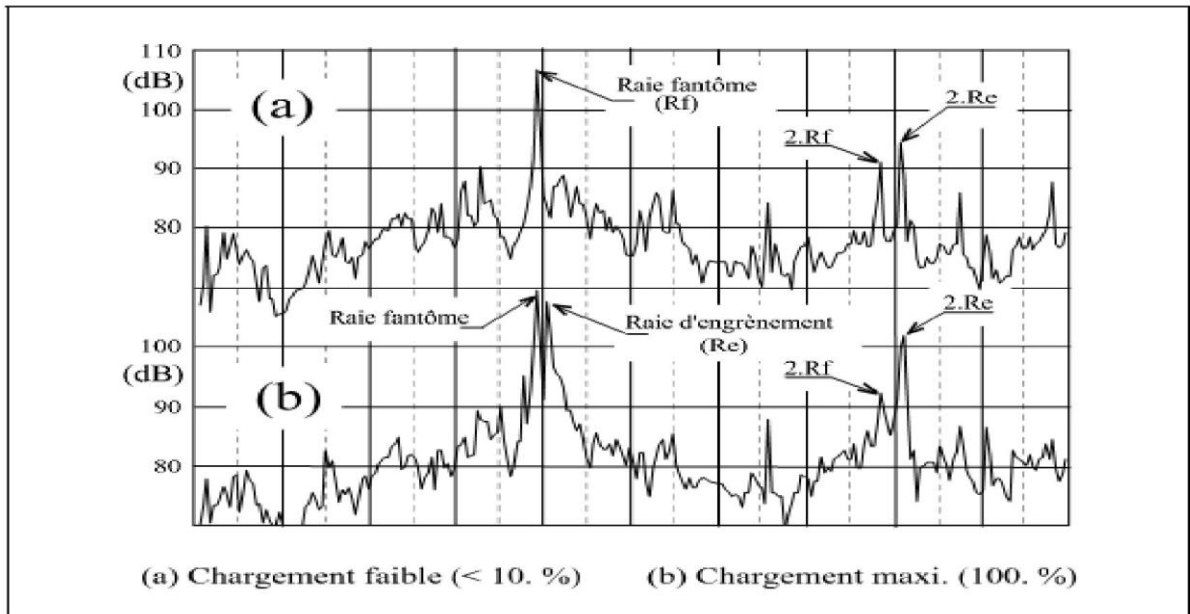


Figure III-16: Evolution des raies fantômes en fonction de la charge [76].

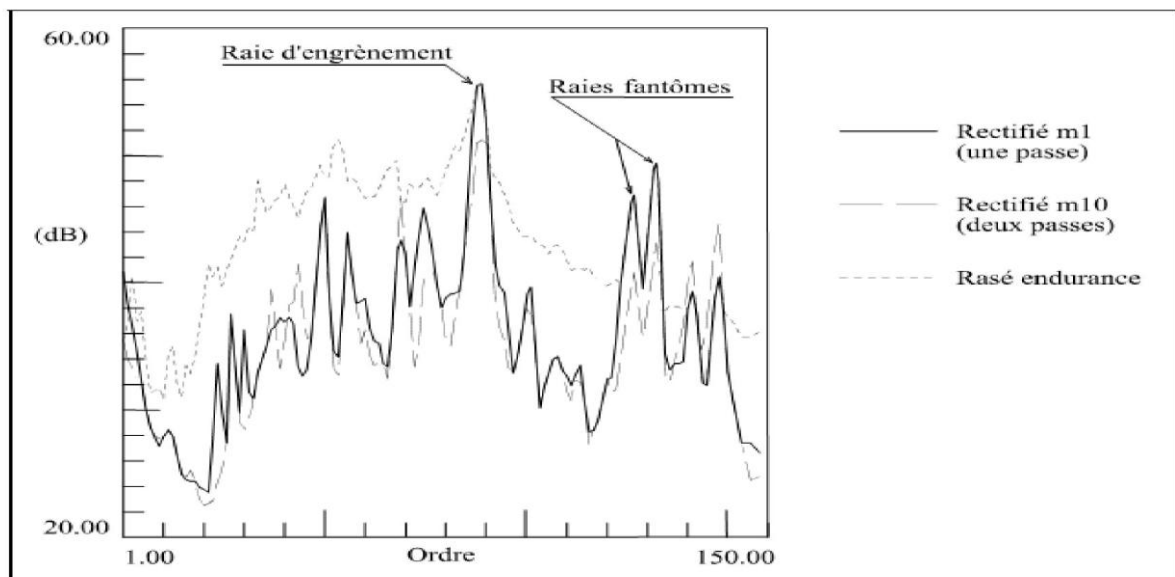


Figure III-17: Evolution du niveau des raies fantômes avec le type de finition des dentures [77].

III.6.1.5 Influence de l'erreur d'angle d'hélice ou erreur totale de distorsion:

L'erreur de distorsion est définie sur la largeur de la denture le long de l'hélice primitive et inclut généralement l'erreur angulaire d'inclinaison de la surface par rapport à l'axe de la roue (erreur d'hélice) et les écarts entre la surface théorique et la surface réelle (erreur dues à la fabrication). Cette erreur est représentée par la figure suivante, tirée de la norme ISO-1328.

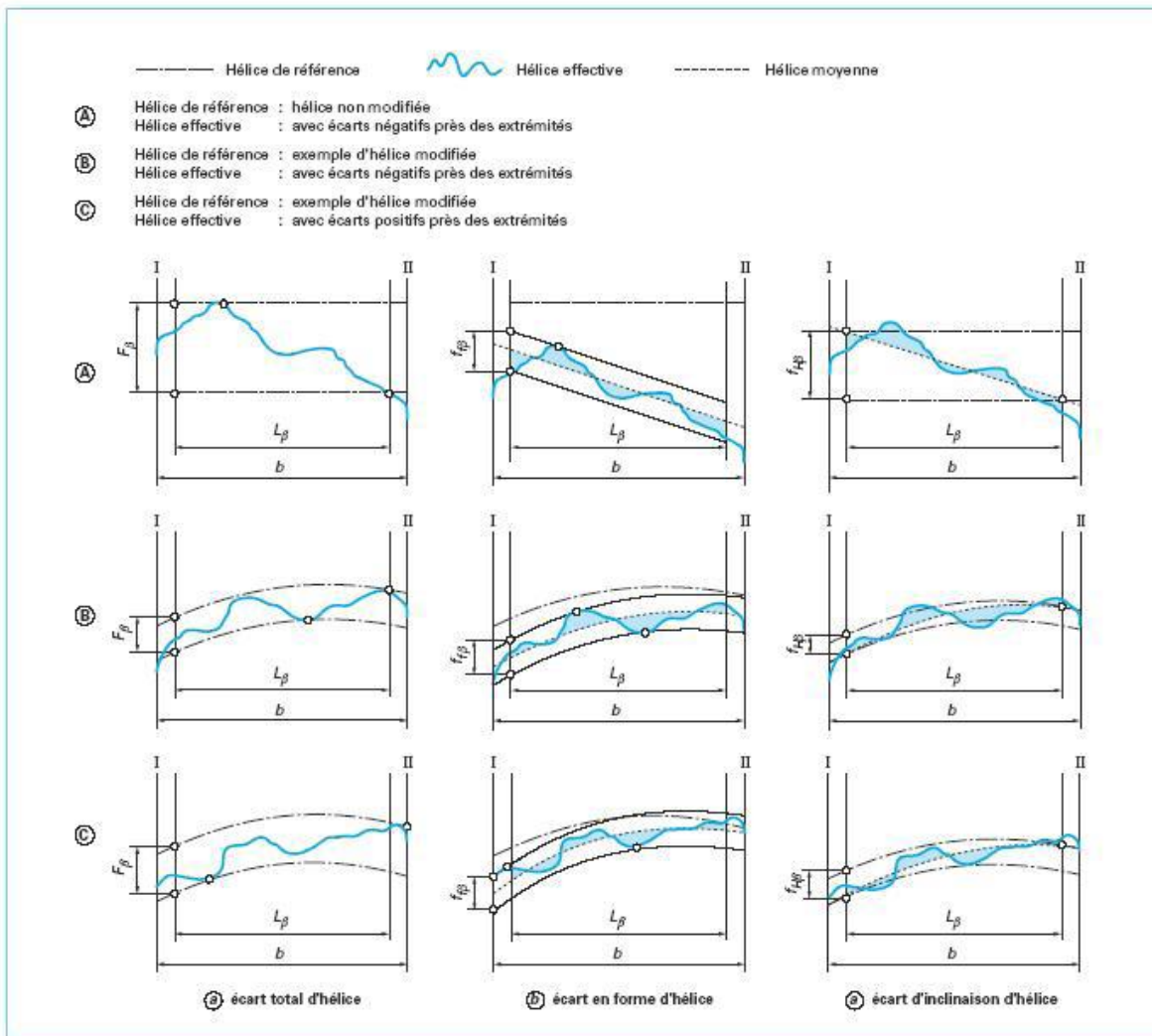


Figure III-18 : Erreur de distorsion incluant l'erreur d'inclinaison ou erreur d'hélice [76]

Dans toute la littérature, l'introduction d'un angle d'hélice est considéré comme bénéfique pour le bruit et les vibrations puisqu'il répartit les charges sur une longueur de denture active plus grande, mais également parce qu'il "moyenne" les effets de toutes les erreurs de fabrication. Ce défaut génère des composantes spectrales à la fréquence d'engrènement et à tous ses harmoniques d'après Welbourn [76].

Dans le cas des engrenages droits ou hélicoïdaux, l'erreur d'angle d'hélice semble être plus facilement interprétable en considérant son effet qui consiste à faire passer un couple de dent en prise au couple suivant ou précédent. Son effet sur l'erreur de transmission et sur le bruit d'engrènement n'a pas fait l'objet de nombreuses études expérimentales dans la bibliographie. Notons tout de même l'article de Welbourn, le modèle théorique de Mark ainsi que les travaux d'Umezawa sur les engrenages hélicoïdaux (1989) (introduisant d'autres types d'erreurs caractéristiques).

Cette dernière étude théorique, partiellement validée par une expérience, montre les courbes d'iso-niveaux vibratoires dans le plan formé par deux axes portant, pour le premier, les valeurs du rapport de conduite, et pour le second, les valeurs du rapport de recouvrement. Ces diagrammes de performances montrent l'influence des différentes erreurs prises en compte, mais malheureusement, tous ces modèles n'ont pas pu être vérifiés expérimentalement dans leur ensemble [76].

III.6.2 Influence des défauts de montage

Les défauts de montage sont généralement sous estimés et peuvent devenir la cause principale d'une transmission bruyante pour un cas de chargement particulier, alors qu'elle est habituellement silencieuse.

L'ensemble de ces défauts se résumant généralement au positionnement relatif final des deux roues et seront donc caractérisés par un défaut d'entraxe (écart entre l'entraxe théorique et l'entraxe réel de fonctionnement), par des défauts d'inclinaison et de déviation, caractérisant le non parallélisme des axes (angles définis plus loin).

Ils peuvent, selon le cas, s'amplifier ou s'annuler plus ou moins avec la mise en charge du système (qui entraînera des déformations). D'autre part, la conjugaison de faux rond (ou excentricité) sur l'arbre et sur la roue peut également s'amplifier ou non au montage de la roue sur l'arbre. De toute façon, on considérera que cette erreur résultante est du même type que l'erreur d'excentricité décrite précédemment, il faut prendre en compte la résultante de ces erreurs d'excentricité à différents niveaux [76].

III.6.2.1 Influence de l'entraxe de fonctionnement

Ce paramètre est important, et a été étudié et modélisé dans la bibliographie sous la forme du jeu de fonctionnement. Son influence sur l'erreur de transmission et sur le bruit d'engrènement se traduit effectivement par une modification du jeu de fonctionnement mais également par un déplacement du point de contact sur les profils conjugués.

Une étude expérimentale sur le bruit d'engrènement réalisée par Rémond a montré l'importance d'un défaut introduit au niveau de l'entraxe de fonctionnement. On a constaté que ceci est comparable à un défaut d'excentricité, qui peut être vu comme une variation d'entraxe périodique à la fréquence de rotation de l'arbre concerné. Dans cette étude, une différence de l'ordre de 10 dB a pu être constatée pour des engrenages droits, et cette différence diminue sensiblement lorsque le couple appliqué augmente. Cette variation d'entraxe est donc fortement liée aux déformations élastiques des dentures sous charge.

D'autres publications (Mitchell indiquent l'importance de ce jeu de fonctionnement et donnent des indications quant aux réductions que peut apporter la modification de ce paramètre (ainsi que d'autres paramètres déjà cités), mais aucune étude n'appuie ces indications. Welbourn mentionne l'expérience d'une boîte de camion silencieuse, avec un jeu minimum, bruyante pour un jeu modéré, et à nouveau silencieuse pour un jeu important. TI attribue cela aux interférences en fond de denture et à l'effet amortissant du lubrifiant dans certaines conditions d'épaisseur et de viscosité de ce film [76].

III.6.2.2 Influence des défauts d'inclinaison et de déviation

Les défauts d'inclinaison et de déviation sont définis par la norme ISO-1328 comme des erreurs angulaires de positionnement relatif des deux arbres. [76].

III.6.3 Influence des déformations élastiques

Les déformations élastiques des dentures provoquent un déplacement angulaire des roues correspondant à la déformée, ce qui risque de générer des interférences (entrée des dents en contact), des erreurs de positionnement semblables à des erreurs de pas individuelles. Si l'on considère la charge constante, ces déformations auront théoriquement l'allure de la courbe inverse de la raideur. Des corrections de denture sur le profil permettent de rattraper ces effets dus aux déformations élastiques des dents et de limiter ainsi les fluctuations angulaires conséquentes.

Winter et col. [74] montre l'effet des corrections de profil sur des engrenages droits et hélicoïdaux (Figure III-19). Ces résultats sont issus d'une simulation du rayonnement acoustique prenant en compte les déformées de denture, et négligeant les facteurs de transmission et le comportement du carter.

Ces corrections de tête ou de pied sont définies pour une charge de fonctionnement donnée et leurs effets se réduisent d'autant plus que la charge s'éloigne de cette charge de fonctionnement. Munro et ses collaborateurs [73] ont travaillé sur cet aspect d'erreur de transmission sous charge relié aux corrections de profil. Il existe dans la littérature des études les corrections les plus efficaces qui semblent être des corrections longues et de forme parabolique.

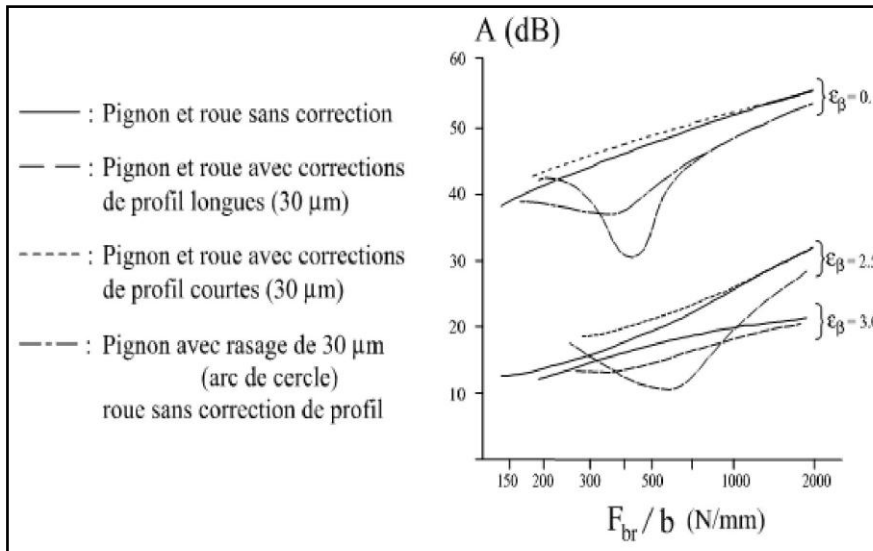


Figure III.19 : Influence des corrections de profil en fonction de la charge, pour différents rapports de recouvrement [74].

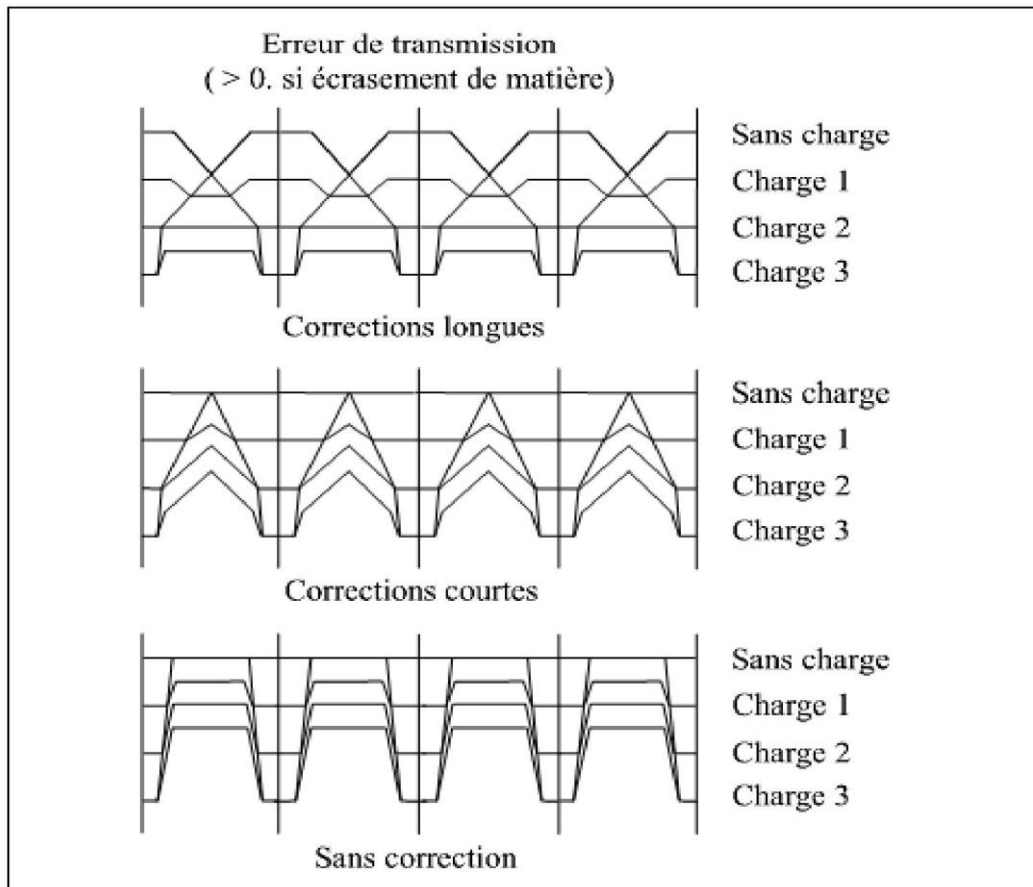


Figure III.20 : Evolution de l'erreur de transmission théorique en fonction de la charge [78].

L'influence du matériau et du traitement de surface va bien sûr conditionner ces déformations de denture et leurs amplitudes. Des comparaisons ont été faites entre différents métaux, et différents traitements et même avec des engrenages en polyamide ou autre matière plastiques.

Réductions de bruit et de niveau vibratoire sont sensibles avec des engrenages traités. Les matières plastiques semblent être surtout intéressantes parce qu'elles réduisent les impacts à l'entrée des dents en contact et parce que le matériau est amortissant.

D'autres déformations élastiques à prendre en compte sont celles des arbres. Elles génèrent un défaut de positionnement relatif des deux roues, en particulier des d'alignement identiques à ceux cités plus haut. Les déformées et leur modes vont certainement avoir des répercussions sur l'erreur de transmission d'un couple d'engrenages. Enfin, l'ensemble du carter, des points de liaison, les roulements, peuvent jouer un rôle primordial dans le rayonnement acoustique et vibratoire d'une boîte de transmission.

III.6.4 Effet des sources aérodynamiques:

Une cause du bruit d'engrènement peut être l'effet de l'emprisonnement du fluide environnant les engrenages associé à la variation de volume entre les dents au cours de l'engrènement. Cet effet est surtout sensible lorsque les vitesses tangentielles deviennent importantes.

Les analyses bibliographiques de ces effets sont assez rares, et on peut citer les réflexions 1 de Mitchell [76] qui indiquent que ces effets sont significatifs au dessus d'une vitesse tangentielle de l'ordre de 25 m/s.

Houjoh [75] a effectué plusieurs mesures pour caractériser les directions principales (à l'aide de réseaux de fils très souples) ainsi que les vitesses (à l'aide de réseaux d'anémomètres à fil chaud) des écoulements autour d'engrenages droits, larges et de diamètre important (vitesses tangentielles importantes). Il propose par ailleurs un premier modèle d'aspiration et de compression de l'air simulant l'engrènement, représenté sur la Figure III.21.

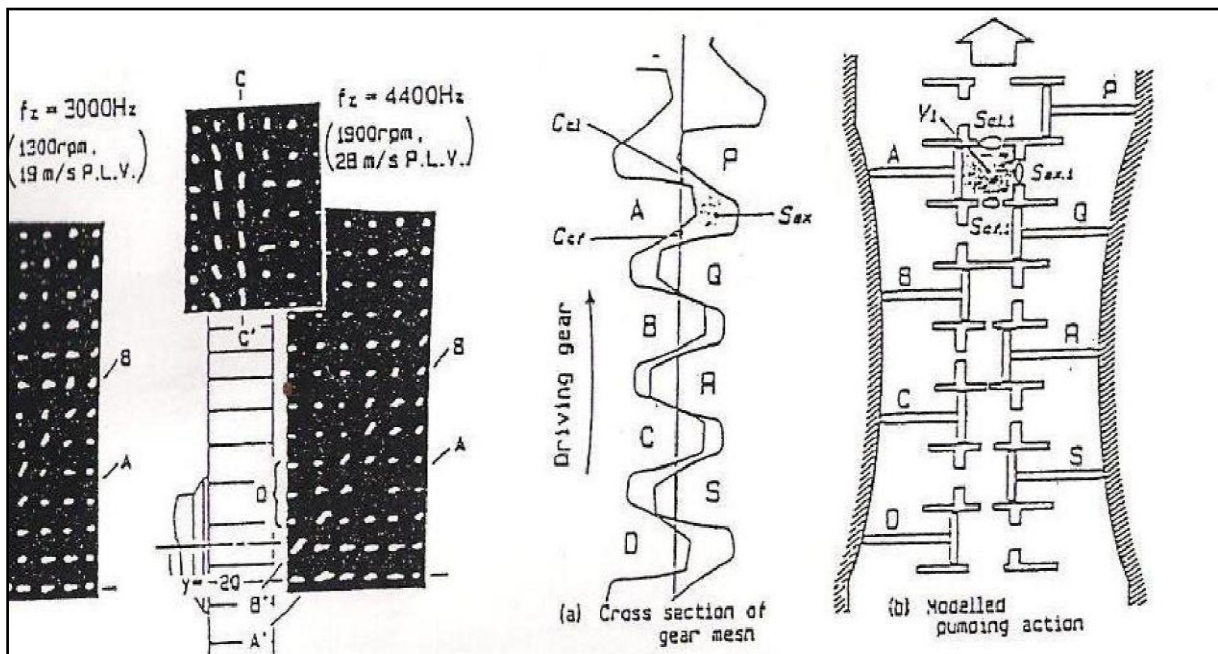


Figure III.21: Caractérisation du champ de vitesse proche de l'engrenage et modélisation [76].

Ses résultats semblent assez surprenants, puisqu'il estime que la corrélation entre le bruit d'engrènement et la vitesse des écoulements est mauvaise, bien que la cause de bruit aérodynamique soit incontestable. Par contre, cette vitesse de l'écoulement est proportionnelle à la vitesse de l'engrenage et elle ne présente pas de limite supérieure (le fluide peut être considéré comme incompressible dans cette zone proche de l'engrènement). Enfin selon lui, la modélisation aérodynamique est complexe du fait de la localisation et du déphasage des différentes causes présentes, mais aussi à cause des conditions aux limites du modèle mal définies.

III.6.5 Effet de battement, bruit de cliquetis des engrenages non chargés:

Le phénomène appelé "rafting noise" ou cliquetis prend de plus en plus d'importance depuis que des progrès considérables ont été faits sur le bruit des moteurs et des transmissions. Il est rencontré sur les transmissions comportant des couples d'engrenages très peu ou pas chargés, du type des boîtes à vitesses automobiles.

Les études les plus récentes ont montré que ce bruit est caractérisé par une forte composante non linéaire, due principalement au jeu d'engrènement. Linke en 1991 montre grâce à un modèle torsionnel simple que dans le cas d'engrènement comportant trois couples (caractéristique du rapport marche arrière), le paramètre le plus important est le déphasage relatif des deux raideurs d'engrènement, suivi de la raideur des roulements ou des paliers. Ce modèle semble relativement simpliste pour donner des indications plus fines.

D'autres contributions de Weidner 1991 ont montré que les vibrations induites par ce phénomène pouvaient être chaotiques ou périodiques selon les conditions aux limites. Le point le plus important de cette étude est détermination du coefficient de restitution du choc entre les dentures, qui va conditionner, avec le jeu, le comportement de ce modèle. Les différents calculs n'ont pas permis de déterminer cette grandeur sans faire d'hypothèses trop simplificatrices. Une expérimentation et la comparaison des signaux de vibration permettent d'apprécier ce coefficient de restitution, de façon approximative. Le modèle présenté ici est constitué d'une bille soumise à une force constante, prise dans un entrefer avec un certain jeu. Le mouvement imposé à l'entrefer est un mouvement oscillant représenté par les deux courbes enveloppes de chacune des figures suivantes [76].

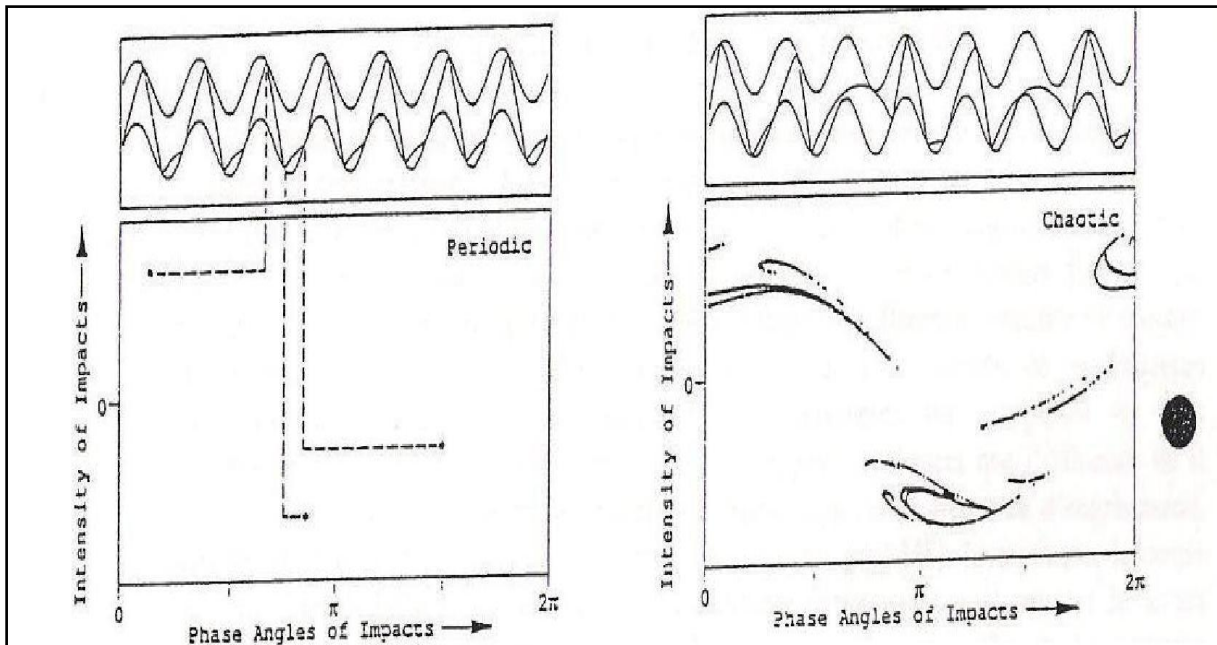


Figure III-22: Différence entre le cliquetis (Rattling noise) périodique et chaotique (diagramme de phase) [76].

III.6.6 Effet des chocs, résonance d'une dent

L'entrée des dents dans la zone active d'engrènement peut se faire sous forme d'un choc si la conception de l'engrenage n'est pas adaptée. Il est clair que toutes les erreurs vont contribuer au mauvais positionnement des dents en prise à l'entrée du contact. Néanmoins, la fréquence propre des dents étant de l'ordre de 50 kHz, cette contribution est largement en dehors du domaine audible, et ne peut provoquer une gêne acoustique.

C'est plutôt la succession périodique de ces entrées en contact sous forme de chocs qui provoquera une composante à la fréquence d'engrènement et à ses divers harmoniques selon la durée du choc.

Des mesures effectuées en 1971 par Kubo [78] et rapportées par Welbourn montrent les effets dynamiques de chargement des dentures en fonctionnement [76].

III.7 Conclusion

Au terme de cette synthèse bibliographique, nous pouvons dégager quelques grandes tendances quant à la modélisation du comportement dynamique et vibratoire d'engrenages.

Dans le système de transmission par engrenages, les sources d'excitation peuvent se regrouper en deux classes distinctes

- Les sources d'excitation internes
- Les sources d'excitation externe

On distingue habituellement 02 types d'erreurs de transmission

- l'erreur de transmission quasi-statique sans charge (ou erreur cinématique).
- l'erreur de transmission quasi-statique et dynamique sous charge.

CHAPITRE IV

Origines de défauts des engrenages et la simulation numérique

IV.1 Introduction

Dans les engrenages, les défauts sont de nature diverses suivant la conception, l'entretien, la lubrification et les conditions de fonctionnement des mécanismes. Lorsque les efforts de frottement et les vitesses de glissement sont élevés, elles s'apparentent le plus souvent à l'usure et parfois au grippage. Lorsque les vitesses de glissement sont faibles et les charges transmises élevées, ces défauts se caractérisent par des déformations plastiques ou bien des écaillages et micro-écaillages [7].

Dans ce chapitre nous avons présentées les principales familles de défauts rencontrés dans les engrenages dans une première phase et dans une deuxième phase, nous avons réalisé une simulation pour la détection précoce de la fissure de la dent.

L'objectif de ce chapitre est d'étudier l'influence de la charge sur l'évolution de la fissure par rapport aux nombres de cycles d'une roue dentée.

IV.2 Origines de défauts des engrenages

Les défauts des engrenages en service représentent un coût important pour l'industrie et il est essentiel de les prévenir. Les statistiques concernant les causes des défaillances et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les roulements et les engrenages.

Les enquêtes réalisées par la société des assurances ALLIANZ sur les détériorations des systèmes à engrenages tels que les réducteurs ont permis de conclure à leurs origines et à leurs localisations [7]. En effet, ces enquêtes ont révélé que la denture concentre la majorité des sources de défauts et ce à raison de 60% de l'ensemble des défauts; les erreurs de conception et de fabrication sont à l'origine de 40% des avaries surgissant au niveau des engrenages comme montré la figure IV.1 et figure IV.2

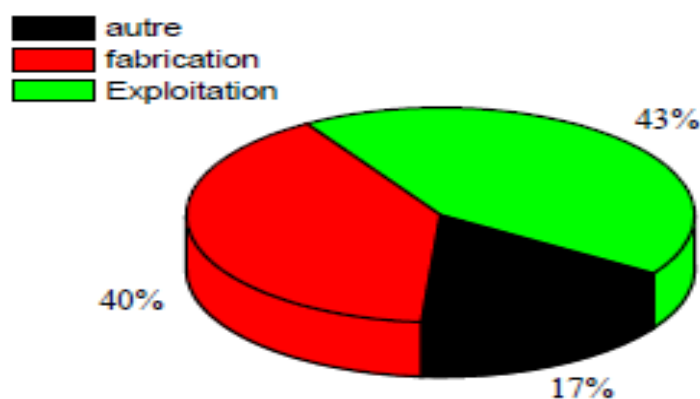


Figure IV-1 Origine des défauts dans les engrenages [7].

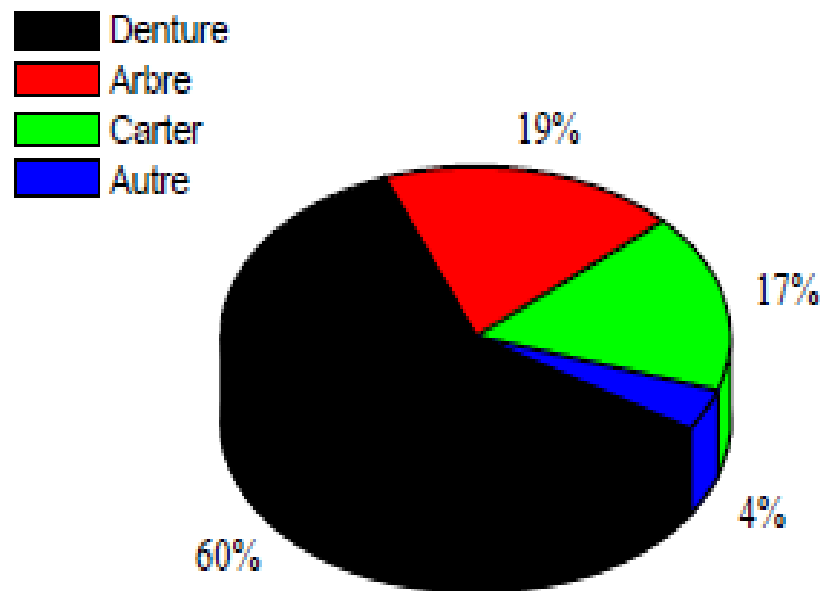


Figure IV-2 Localisation des défauts dans les engrenages [7].

Au vu de ces statistiques, nous pouvons conclure que d'une part, la denture est la partie la plus fréquemment touchée par les avaries, et d'autre part, les erreurs de conception et de fabrication peuvent donner lieu à l'occurrence prématurée de défauts. En outre, les problèmes d'exploitation et de maintenance sont à l'origine de 43% des défaillances. Ceci mène à conclure que l'établissement d'un plan de maintenance préventive permettra de réduire les nuisances occasionnées au cours de l'exploitation des engrenages et particulièrement de leurs dentures.

IV.3 Familles des défauts

Aujourd'hui les engrenages occupent une place spéciale dans les systèmes mécaniques [84], c'est la façon la plus économique pour transmettre de la puissance en un mouvement de rotation dans des conditions uniformes. Selon les sollicitations imposées au contact, les défauts de surface dans les engrenages ont été répertoriés et classés à plusieurs types par l'AFNOR E23-014 [80]. Ces défauts peuvent être également classés en deux grandes familles. Il s'agit principalement :

- Des défauts superficiels.
- Des détériorations par rupture.

IV.3.1 Défauts superficiels

Ce sont des défauts qui affectent la denture. Parmi ces défauts, nous recensons particulièrement :

- Le grippage,
- les piqûres,
- L'usure,
- L'caillage,
- Micro-écaillage
- Les fissures [81].

IV.3.1.1 Grippage

Le grippage est une modification soudaine de l'aspect de surface des dents, se traduit par la fusion d'une couche superficielle, associé à des vibrations, de bruit, à une augmentation importante de l'énergie dissipée dans le contact et de la température superficielle des massifs [82, 83]. Il se produit brutalement et conduit généralement à l'arrêt de la machine. Ce mode de défaut classique dans les engrenages se manifeste dans tous types de mécanismes lubrifiés ou non, lorsque la combinaison (charge normale, vitesse de glissement) excède une limite encore non défini.

Le grippage est affecté par plusieurs paramètres. Les plus influents sont décrits par Dyson [82]. Il s'agit notamment :

Des paramètres favorisant le grippage tels que la charge, la vitesse de glissement, la rugosité et la température.

Des paramètres ne favorisant pas le grippage tels que les propriétés du lubrifiant et la vitesse du roulement.

Des exemples de surfaces grippés sont présentés dans la (figure IV-3). Elles sont extraites d'une large publication du CETIM [84]. Aspect des dentures après fonctionnement".

La (figure IV-3.A) caractérise un grippage localisé affectant seulement certaines zones des flancs de dents. Il se manifeste par de fines rayures parallèles au profil, comme si l'on avait passé un abrasif fin sur les dentures. Ce mode de grippage survient souvent à la mise en service d'un engrenage neuf un fonctionnement à charge réduite peut le faire disparaître. La (figure IV.3.B) montre un grippage destructif affectant l'ensemble des zones des flancs de dents. Ce grippage est dû au contact métal-métal résultant de la rupture du film d'huile et conduit généralement à la mise hors service de l'engrenage [85].

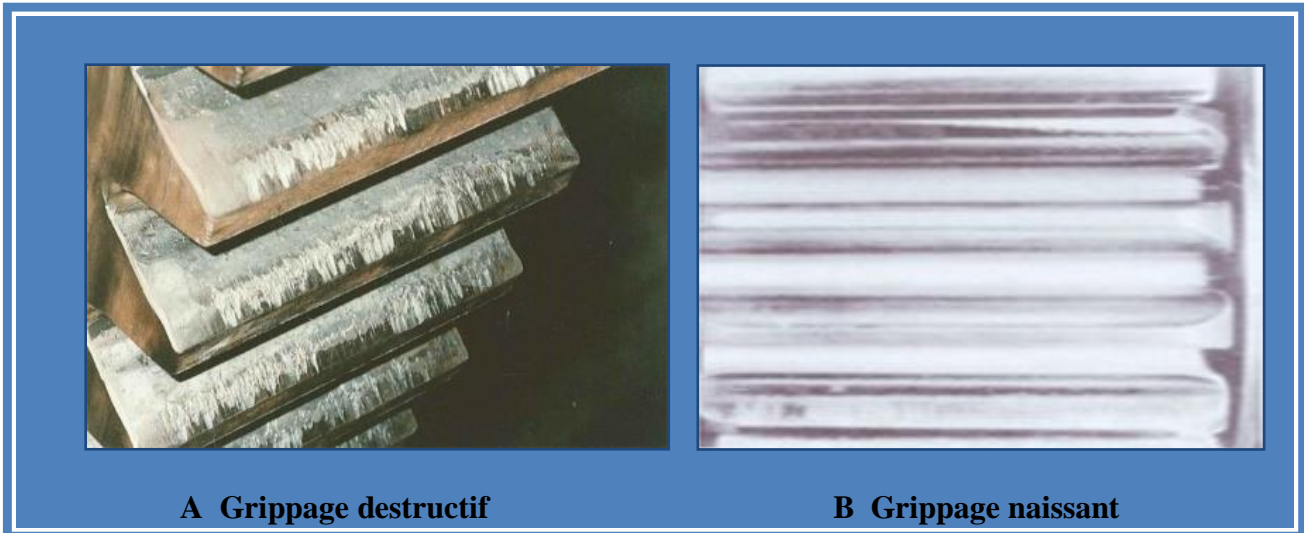


Figure IV-3 Le grippage [82]

IV.3.1.2 Piqures

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 (figure IV.4).

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 [86,87].



Figure IV-4: Piqures des dents [87]



Figure IV-5 Piqûre progressive [87]

L'exploitation et les recherches expérimentales ont permis d'établir que plus l'huile est visqueuse plus la limite d'endurance au contact des dents est élevée car elle amortit les contraintes dynamiques. Il est très rare que les piqûres altèrent des transmissions ouvertes fonctionnant à sec ou avec peu de graissage car la couche superficielle, siège des criques primitives, s'use avant que tout phénomène de destruction par fatigue n'apparaisse [89].

Le piquage ne se produit que si le mouvement de roulement est plus important que le mouvement de glissement, c'est pourquoi on le trouve surtout au niveau du diamètre primitif. Le piquage apparaît souvent sur des dentures neuves traitées à cœur. Généralement il ralentit au fur et à mesure que le rodage améliore les portées et parfois même les traces disparaissent à la longue.

Les piqûres diminuent si l'acier est durci et si la viscosité du lubrifiant croît. La fissuration démarre à partir d'un petit défaut superficiel et se propage ensuite en profondeur jusqu'à l'élimination d'une parcelle du métal.

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 c' est alors le piquage destructif.

IV.3.1.3 Usures

L'usure est un phénomène normal caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre.

Dans les engrenages, l'usure se caractérise par une diminution lente et régulière de l'épaisseur des dents, accompagnée d'une modification plus ou moins prononcée de la surface des dents due au glissement. L'usure est généralement observée lorsque les effets normaux et/ou tangentiels sont importants. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces en contact, ainsi qu'à la présence, dans le lubrifiant, d'éléments abrasifs. Ces éléments abrasifs peuvent correspondre à une pollution externe-respiration des réservoirs et des carters, ambiance environnante, etc... Et à une pollution interne- les débris d'usure qui se forment au cours de fonctionnement et ceux générée par l'oxydation et la décomposition du lubrifiant [87].

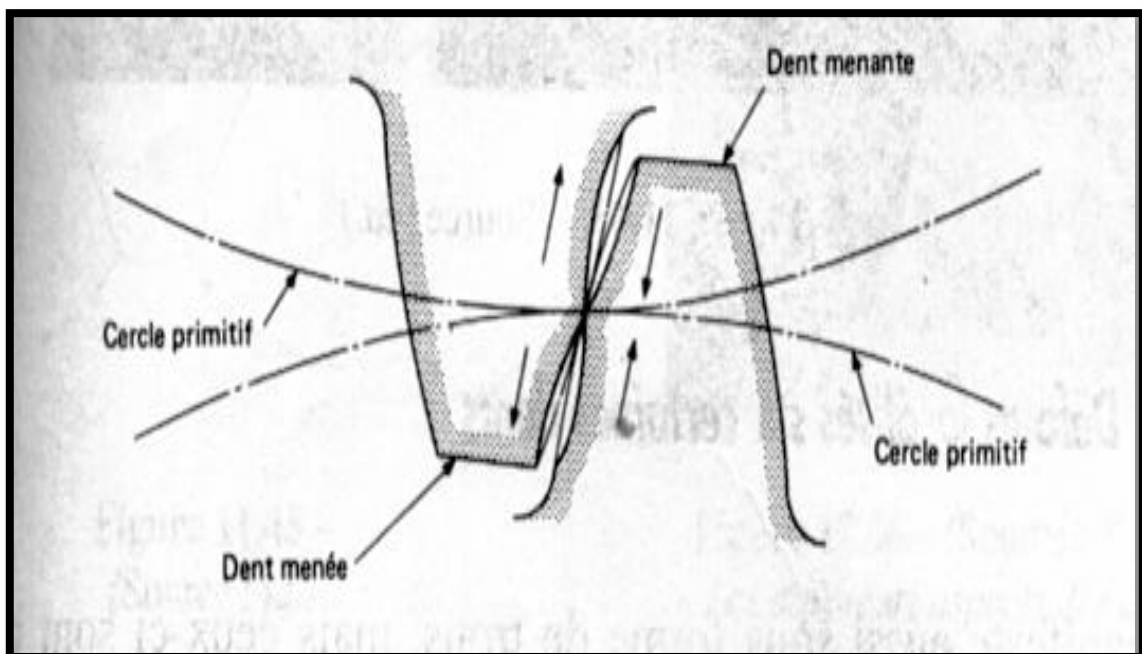


Figure IV-6 : Usure des dentures après fonctionnement [87].

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.

On distingue deux types d'usures :

- L' usure normale.
- L' usure anormale.

L' usure normale est 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 la première, 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.

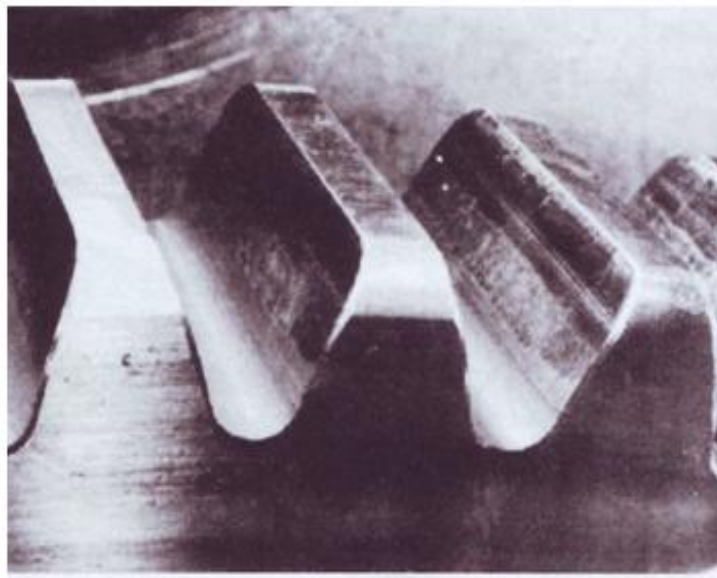


Figure IV-7 : Usure normale d'un pignon [87]

IV.3.1.4 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 (figure IV-8).

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.

On peut y remédier en limitant la pression superficielle [87]. C' est une dégradation qui commence toujours à l' intérieur du métal, puis se propage jusqu' à rejoindre la surface, ce qui libère des fragments plus ou moins irrégulières aux dépens de la peau de la pièce.

Cette avarie est beaucoup plus fréquente sur des dentures traitées superficiellement par cémentation ou par trempe superficielle que sur celles qui sont traitées à cœur. L' écaillage est rare sur les aciers de faible dureté et dépend peu de la viscosité du lubrifiant. Les zones écaillées font apparaître une surface irrégulière, voire accidentée. On distingue facilement les piqûres des trous provoqués par l' écaillage les premières ont des parois en pente plus ou moins douce, les seconds sont limités par des « falaises » à angle vifs, sur toute leur périphérie.

Au début, l' écaillage semble n' affecter que quelques dents, ou même une seule. Il ne faut jamais oublier qu' il s' agit d' un phénomène de fatigue qui s' amorce très sournoisement en sous-couche.

D' une part, cette fissuration est invisible tant qu' elle n' a pas débouché à la surface, d' autre part, elle provoque à court terme la rupture des dents concernées car elle s' étend dans la masse du métal en même temps qu' elle migre vers la surface. L' écaillage se situe le plus souvent en dessous du diamètre primitif, le creux des dentures est en effet plus sollicité que la saillie. La cause la plus fréquente de l' écaillage est une surcharge de longue durée et/ou une profondeur de traitement insuffisante on sait que la couche traitée devrait avoir une épaisseur telle qu' elle dépasse de 50 à 100 % la profondeur à laquelle se produisent les contraintes maximales de cisaillement.

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. Les dentures bateau sont un bon moyen d' éviter ces mauvaises portées [88].

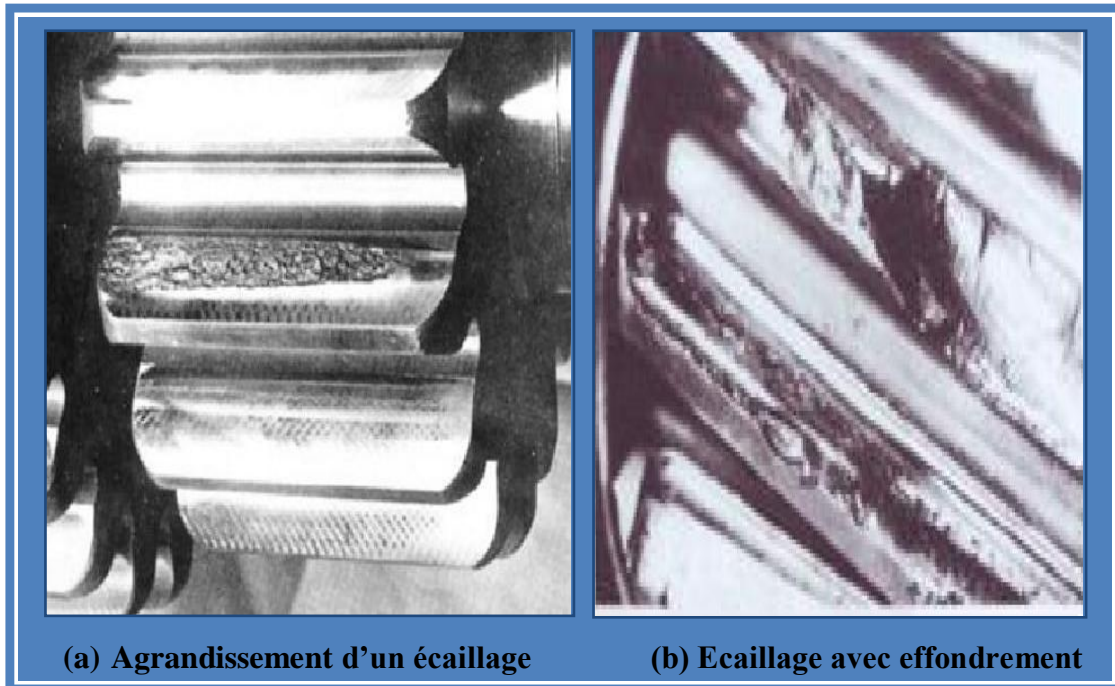


Figure IV-08: Pignon totalement écaillé [87]

IV.3.1.5 Micro-écaillage

C'est une cavité beaucoup plus petite par rapport à celle de l'écaillage (figure VI-09). Il est de dimensions dix à vingt fois plus faibles que la largeur du contact et se manifeste par la formation des micro-fissures et des micro-écailles à l'échelle des rugosités.

Le micro-écaillage survient dans les contacts faiblement chargés. Il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la peau du massif après une période plus courte que pour l'écaillage, de l'ordre de quelques millions de cycles.

Cette avarie est dangereuse, car elle détruit la micro-géométrie des surfaces et conduit à la rupture du mécanisme si les micro-fissures se propagent jusqu'à la profondeur d'hertz [88].



Figure IV-09 : Micro écaillage [87]

IV.3.1.6 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 IV.10). Elle progresse à chaque mise en charge de la dent [87].

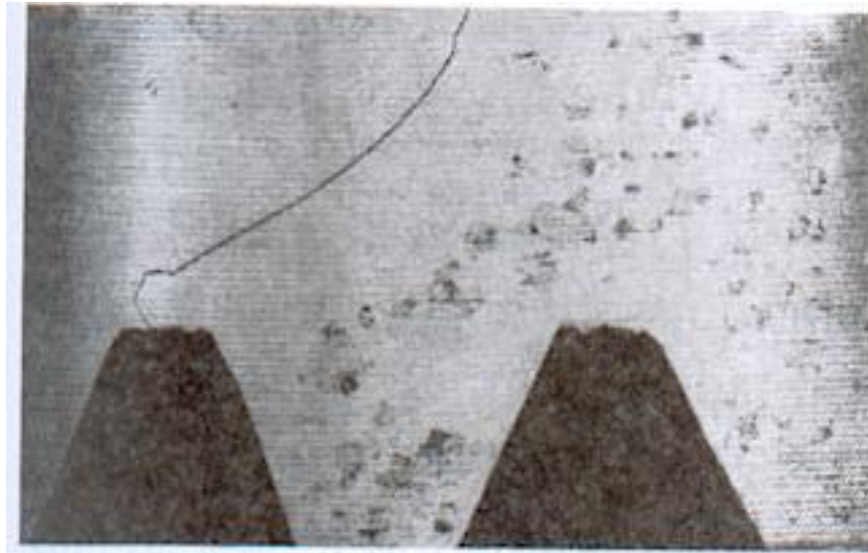


Figure IV-10 : Fissuration au pied de la dent [87]

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,...

IV.3.2 Détérioration par rupture

Les causes de détériorations des dents sont multiples. La rupture est une avarie brutale et souvent inattendue. Elle est parmi les plus dangereuses, car elles entraînent l'arrêt de l'installation, et parfois la destruction généralisée par suite de l'entraînement de partie de dents dans l'engrènement. On distingue généralement [87]:

- Ruptures par surcharge.
- Ruptures de fatigue.
- Ruptures par concentration de contraintes.
- Ruptures provenant de défauts de traitement thermique.
- Ruptures provenant de défauts de rectification.

IV.3.2.1 Ruptures par surcharge

Ces ruptures surviennent le plus souvent d'un seul coup, c'est-à-dire en une seule mise en charge de la dent.

La surface de rupture peut indiquer (figure IV-11) :

- Des zones granuleuses et brillantes, appelés "zones de rupture fragile" ou le métal s'est rompu parce qu'il n'a pu supporter les contraintes de traction atteintes.
- Des zones avec arrachements ou même bourrelets lisses, appelés "zones de rupture ductile" ou le métal a perdu sa cohésion par suite des contraintes de cisaillement atteintes.

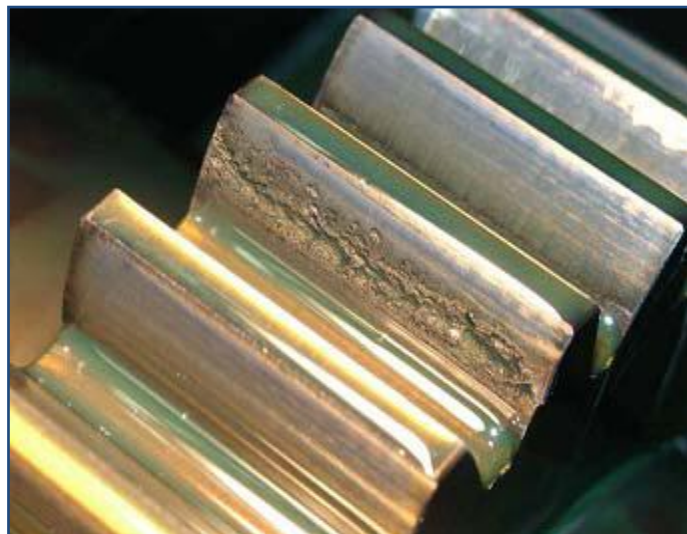


Figure IV-11 : Rupture par surcharge [87]

IV.3.2.2 Ruptures de fatigue

Comme tous les phénomènes de fatigue, c'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. Induite par le frottement de roulement avec glissement sous fortes charges répétées, on la rencontre essentiellement dans les engrenages et les roulements dont elle constitue le mode normal de destruction.

D'une manière générale, cette fatigue se produit sous l'effet des contraintes tangentielles alternées. Si le frottement est très faible ces contraintes sont maximales en profondeur, ce qui peut être le cas avec les dentures très bien lubrifiées. Par contre, si les forces de frottement ne sont plus négligeables, le cisaillement est maximal en surface [88]. Selon les circonstances, l'amorçage des fissures de fatigue se fera en sous-couche ou bien de façon apparent sur la peau de la pièce. Il y a donc diverses formes possibles, que nous allons passer en revue et on distingue :

- La fatigue superficielle par écrouissage qui est due aux contraintes maximales de traction ou de compression, le premier signe visible est une apparence brunie, un éclat lustré du métal et la disparition des marques d'usinage. L'incubation est assez courte, survenant même dans des contacts peu chargés, puis de petites piqûres se forment, alignées le long des aspérités initiales [89].
- La fatigue profonde après un long temps de vieillissement se produit une émission brutale de particule dans la surface atteint quelques mm^2 , la profondeur quelques dixième de mm, et dont la taille est sans rapport avec la structure du métal. L'usure s'étend par le bord des zones écaillées, découvrant progressivement les sous-couches dont l'aspect est poli. Les détériorations par écaillage concernent au premier chef les roulements et les engrenages. Elles dépendent de nombreux paramètres : vitesse de glissement, rugosité, nature et microstructure des matériaux, duretés, contrainte d'hertz, inclusions, lubrifiant et additifs. Parfois, les contraintes dues à la flexion ou à la torsion peuvent accélérer le processus [87]. La rupture des dents est due essentiellement à la fatigue car chaque amorçage de l'engrènement produit à la racine de la dent des contraintes de flexion alternatives à allure périodique (figure IV-12).

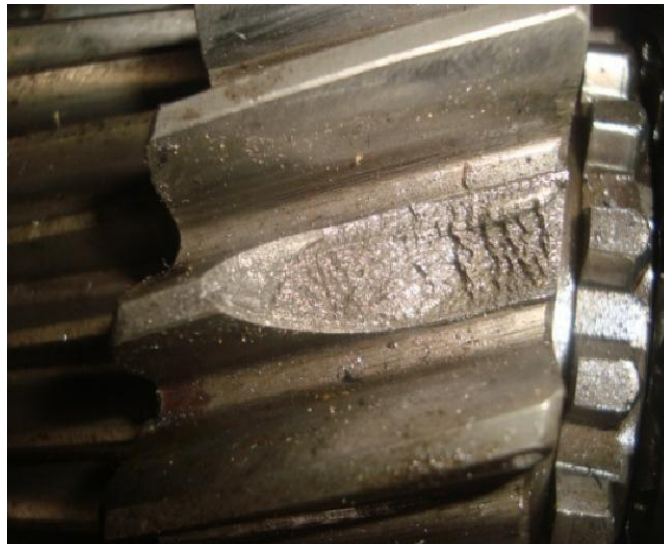


Figure IV-12 : Rupture par fatigue [87]

A certains nombres de cycles nous aurons la formation d'une craque à la surface de raccordement dans la zone de concentration des contraintes maximales. La craque se forme dans la zone d'extension. La rupture met en général un certain temps pour être effective. Elle commence souvent par une petite craque qui se remplit d'huile et s'agrandit, et où le léger glissement qui se produit occasionne une sorte de « fretting » [88].

La résistance de la dent à la rupture peut être accrue en augmentant la résistance de la racine et en diminuant la concentration de contraintes dans cette zone. Pour cela, il faut augmenter le rayon de congé de raccordement, soigner la surface des entre dents, augmenter la rigidité de l'engrenage, améliorer la qualité de fabrication et les propriétés des matériaux.

IV.3.2.3 Ruptures par concentration de contrainte

Cette avarie (figure IV-13) se manifeste suite à des défauts de positionnement des dentures les unes par rapport aux autres, dus par exemple à :

- Une erreur relative de distorsion des dentures conjuguées.
- Un mauvais alignement des axes (fabrication, déformation).

Ce mode de rupture est souvent accompagné de traces de piqûres et d'écaillage dans les zones de portage.

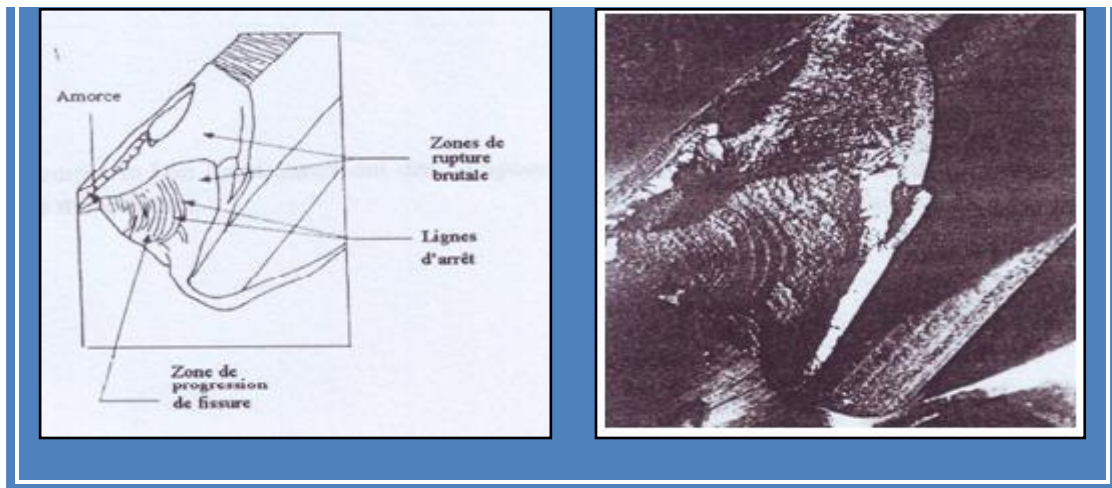


Figure IV-13: Rupture par concentration des contraintes [87]

IV.3.2.4 Rupture provenant de défauts de traitement thermique

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 influe 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 [87].

IV.3.2.5 Ruptures provenant de défauts de rectification

Des criques peuvent apparaître par suite d'un échauffement superficiel important, et sont des amorces de rupture (figure IV-14). Un contrôle par ressuage ou magna flux est plus que nécessaire. Il vaudrait mieux éviter de rectifier les fonds des dents [89].

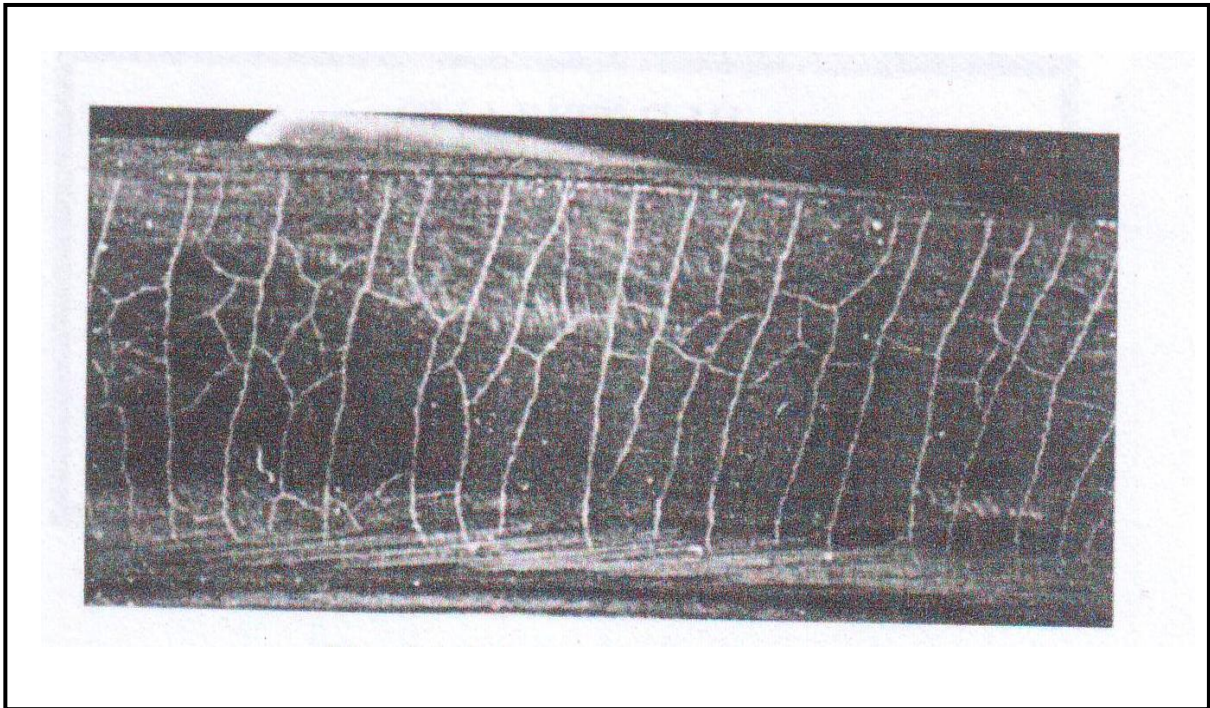


Figure IV-14 : Criques de rectification [87]

IV.3.3 Autres défaillances observés sur les dentures

IV.3.3.1 Défaut de lubrification

La lubrification est l'un des problèmes le plus important et le plus délicats qui puissent se poser pour le bon fonctionnement des engrenages.

La lubrification à un triple but :

- Eviter le contact métal sur métal qui pourrait provoquer, au bout d'un temps très court, une sorte de soudage des dentures conjuguées. Nous savons en effet que les conditions de glissement et de pression superficielle sont souvent très sévères dans les engrenages. Il est donc nécessaire d'interposer un film d'huile résistant entre les dentures conjuguées. Il ne faut pas perdre de vue que le soudage peut se produire à des températures bien au dessous du point de fusion du métal si la pression de contact est élevée.
- La lubrification s'impose 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).

Un volume d'huile souvent important est nécessaire pour éviter un échauffement anormal de l'engrenage [89].

IV.3.3.2 Corrosion

IV.3.3.2.1 Corrosion chimique

Elles provoquent 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. Il s'agit évidemment d'attaques chimiques ou électrochimiques.

Souvent, cette attaque résulte de produits contaminants introduits dans le carter, mais très fréquemment elle est due à la présence d'eau amenée par des fuites ou par la condensation. Le lubrifiant peut lui aussi être incriminé, pour diverses raisons :

- Acidification due au vieillissement,
- Présence d'additifs extrêmes pressions trop agressives,
- Activation de ces additifs par la présence d'eau ou par une température excessive.

Parfois les engrenages sont corrodés avant même leur introduction dans le carter, à cause d'un nettoyage avec des substances agressives, d'un mauvais stockage ou encore du simple contact avec des mains en sueur ...

Les dentures corrodées ont un aspect peu engageant mais leur fonctionnement n'est que rarement altéré. Toutefois il faut se méfier des résidus d'oxydation qui peuvent être très durs et engendrer une usure abrasive [90].

IV.3.3.2.2 Corrosion de contact

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.

La corrosion de contact produit des quantités importantes d'oxydes abrasifs qui vont polluer les lubrifiants et provoquer, dans les cas graves, une usure destructrice [91].

IV.3.3.3 Surchauffe :

Elles résultent 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 [91].

IV.4 Simulation numérique

IV.4.1 Présentation du matériau

Le matériau utilisé dans cette campagne de simulation est un acier de nuance 30NCD16 dont la composition chimique et les caractéristiques mécaniques sont rappelées dans les tableaux 1 et 2 respectivement [92].

C	S _i	M _n	C _r	M _o	N _i	S	P
0.31	0.25	0.49	1.39	0.5	4.08	0.004	0.008

Tab. IV-1 Composition chimique de l'acier 30NCD16 (en pourcentage massique) [92].

Module d'Young, E (MPa)	213000
Coefficient de Poisson, ν	0.29
Limite d'élasticité à 0.02% R _{p0.02} (MPa)	785
Limite d'élasticité à 0.2% R _{p0.2} (MPa)	950
Résistance maximale en traction, R _m (MPa)	1110
Résistance ultime en traction, R _u (MPa)	1860
Allongement total à rupture, A (%)	11
Module d'érouissage monotone, K (MPa)	1440
Exposant d'érouissage monotone, n	0.07
Limite d'endurance en flexion alternée, σ_D (MPa)	680
Limite d'endurance en torsion alternée τ_D (MPa)	426

Tab IV-2 Caractéristiques mécaniques de l'acier 30NCD1 [92].

IV.4.2 Protocole de simulation

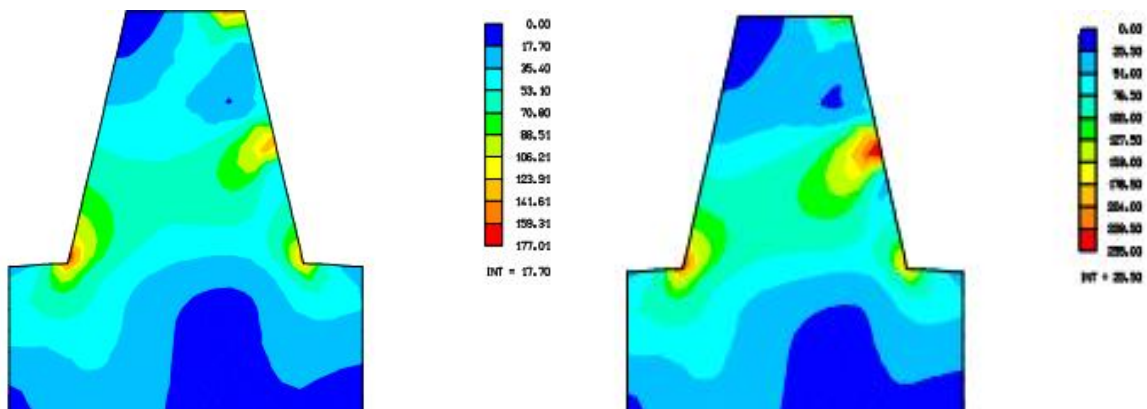
Afin de visualiser d'une part la variation de la fissure en fonction du nombre de cycles, et d'autre part l'effet des paramètres géométriques de l'engrenage à savoir (le nombre de dent, le module, la largeur de la dent et l'angle de pression, la puissance) des exemples ont été pris en considération. Il s'agit tout d'abord de déterminer la géométrie de la dent d'engrenage étudié, de modéliser la dent en question comme une poutre encastree et déterminer par la méthode des éléments finis la contrainte maximale. Le calcul des contraintes a été réalisé à l'aide du logiciel RDM 6.

IV.4.3 Exemple de simulation

La simulation est faite sur un système d'engrenages composé de deux roues dentées comportant respectivement 73 et 146 dents avec un module $m=3$, $\alpha=20^\circ$, la largeur $b=25\text{mm}$ et une puissance d'entrée de 2kw.

IV.4.4 Résultats numériques des contraintes en pied de dents

Dans cette partie, et à travers les sept images de la figure IV-15 et le tableau 03, nous avons varié la charge pour obtenir la contrainte maximale qui peut engendrer la fissure de la dent, les contraintes de VON MISES au niveau de la dent en fonction de la charge actionnée graduellement jusqu'à la charge maximale de 1000N.



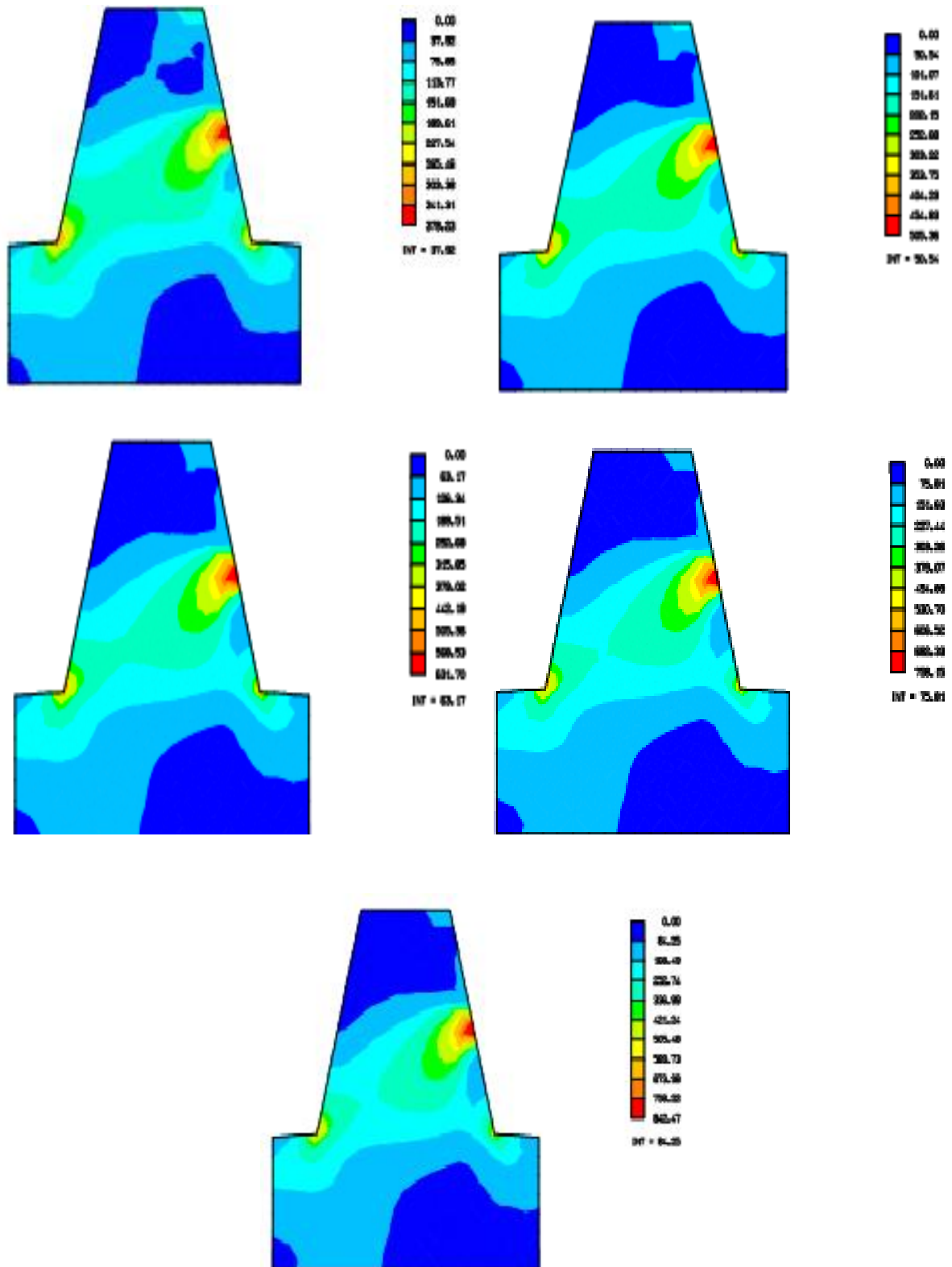


Figure. IV-15 Contraintes de VON MISES au niveau de la dent chargée

Les résultats des Contraintes de VON MISES au niveau de la dent chargée et résumé dans le tableau 3 ci-dessous :

F(N)	150	300	450	600	750	900	1000
G(MPa)	177,01	255	379,23	505,36	631,7	758,15	842,74

Tab. IV-3 : Résultats numériques des contraintes en fonction des forces

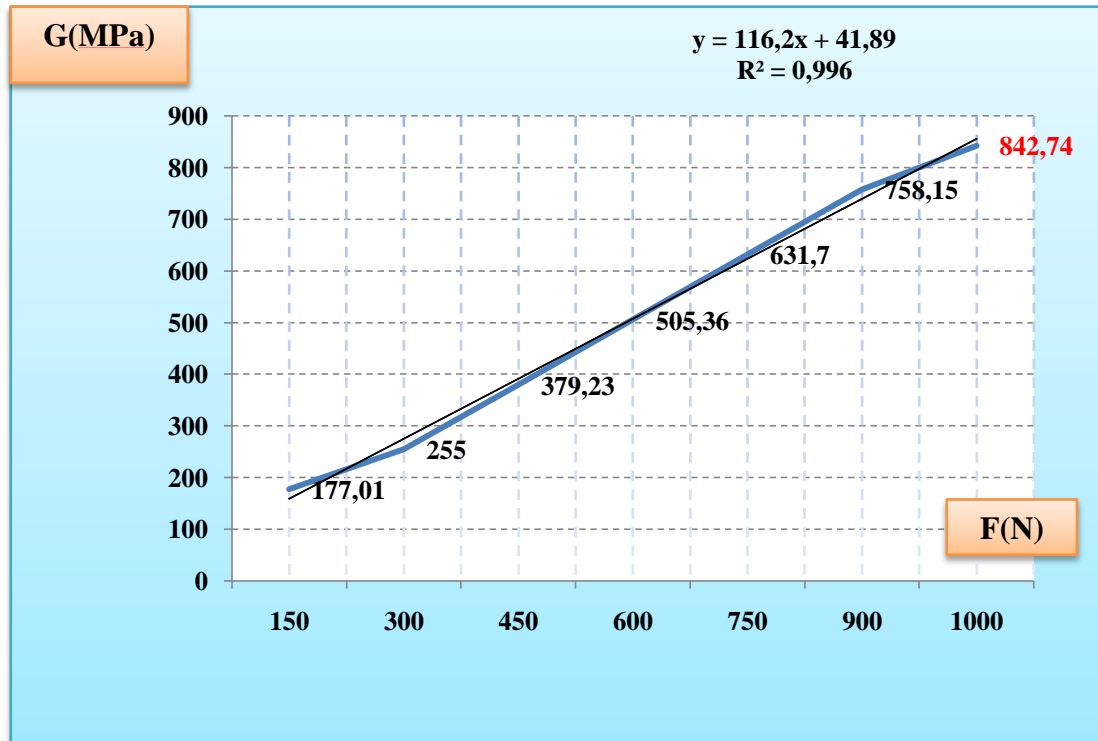
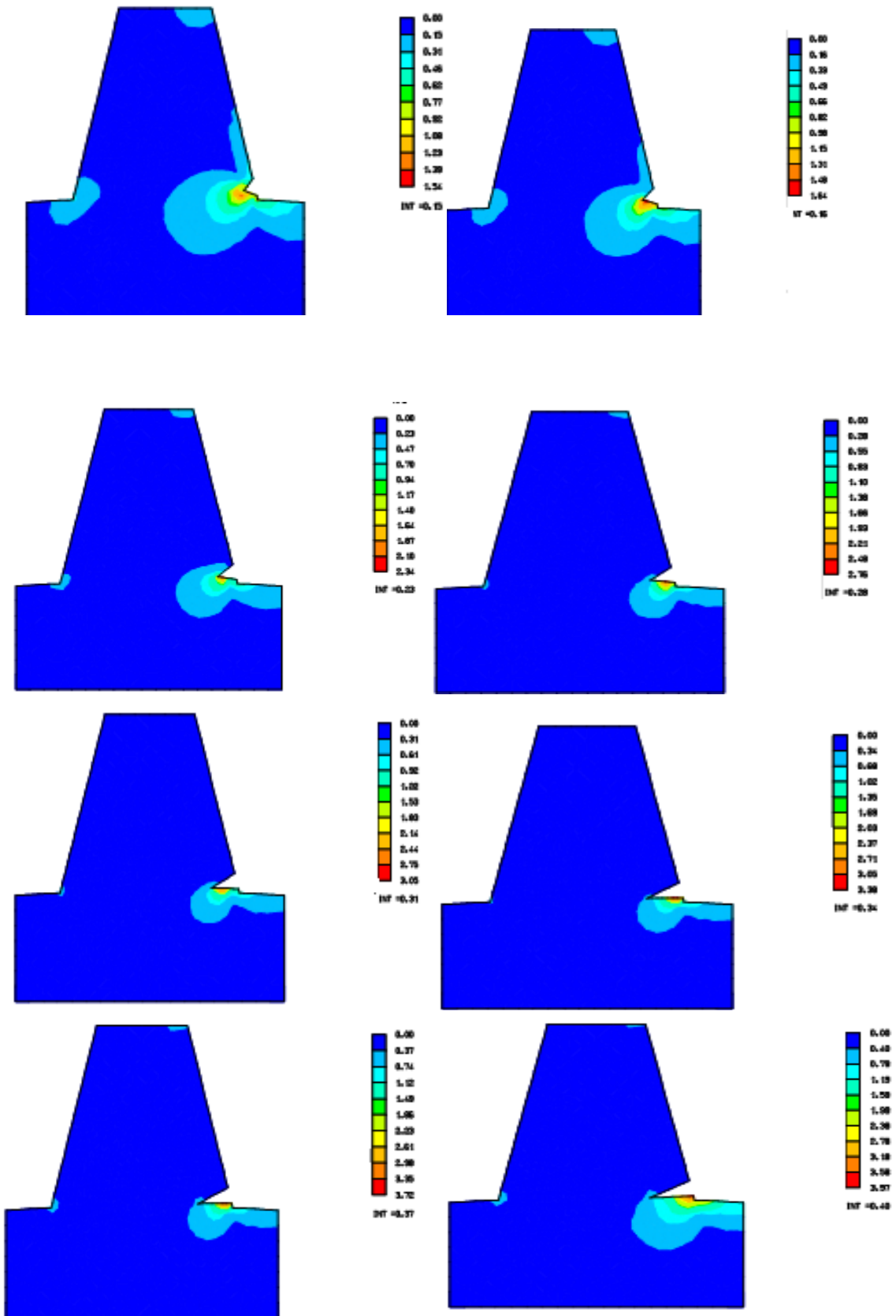


Figure. IV-16 Les contraintes en fonction de la force.

A travers la figure IV.16, nous pouvons constater que l'élévation de la contrainte est liée à l'augmentation de la charge appliquée au niveau de la dent.

IV.4.5 Résultats numériques des contraintes en pied des dents fissurées

Dans cette partie et en vue d'obtenir les contraintes minimales et maximales, nous avons varié la longueur de la fissure à neuf reprises de 0.5 à 2.0mm avec un pas de 0.2 mm, mais en gardant la même charge ayant provoqué la fissure de la dent. Le calcul de ces contraintes a été réalisé à l'aide du logiciel RDM6. Les résultats des Contraintes de VON MISES au niveau de la dent fissurée sont résumés dans la figure IV.17.



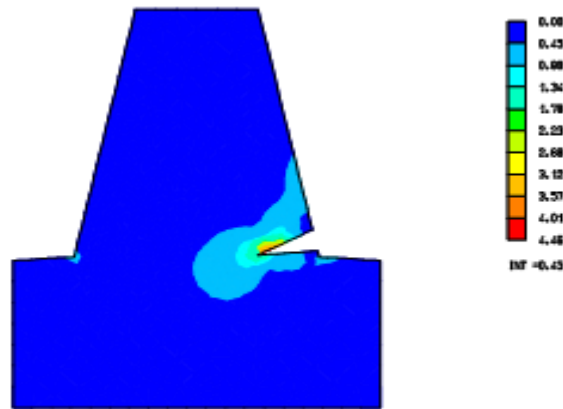


Figure. IV-17 Contraintes de VON MISES au niveau de la dent fissurée.

Dans cette étude nous avons localisé trois zones des concentrations de contraintes :

- Contraintes locales au niveau de la charge concentrée
- Contraintes « de traction » au pied de la dent (coté de la charge)
- Contrainte « de compression » au pied de la dent (coté opposé de la charge).

Il est à noter que les contraintes de traction ou de compression au pied de dent sont maximales quand la force est appliquée au niveau du rayon de tête ce qui engendre un moment de flexion maximum.

VI.4.6 Détermination du nombre de cycles

A l'aide de logiciel MATLAB un programme a été développé pour nous permettre de calculer le nombre de cycle de la propagation de fissures. Le principe de calcul du nombre de cycles de la propagation de fissure est le suivant :

$$\frac{da}{dn} = c\Delta k^m \quad (\text{IV-1})$$

- $\frac{da}{dn}$: La vitesse de propagation d'une fissure de fatigue.
- ΔK : l'amplitude du facteur d'intensité de contrainte de la dent d'engrenage.

Les constantes C et m sont déterminés expérimentalement et sont donc connues :
 $C=2.95.10^{-8}$, $m=2.75$

En rappelant que

$$\Delta k = \propto \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (\text{IV-2})$$

$$\Delta \sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (\text{IV-3})$$

- $\Delta \sigma$: est la variation de contrainte nominal

- α : facteur de correction qui tient compte de la géométrie de la structure ainsi que des conditions de mise en charge.

On estime donc le nombre de cycles d'engrenage par intégration de cette loi :

$$\int_{a_0}^{a_f} \frac{da}{c \Delta k^m} = \frac{1}{c(\Delta \sigma)^m} \int_{a_0}^{a_f} \frac{da}{[\alpha \sqrt{\pi \cdot a}]^m} \quad \text{(IV-4)}$$

- N : nombre cycles de la propagation de fissure
- a_0 : défaut initial dont la rupture a lieu pour la longueur de fissure a_f

Les résultats de nombre de cycles de la propagation de fissure et dans le tableau 4 ci-dessous :

a ₀ (mm)					0.5			
a _{eff} (mm)	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
Nombre De Cycles								
N	561800	503610	462530	425180	365690	309010	279920	217600

Tab. IV-4 Nombre de cycles de la propagation de fissure

D'après les résultats obtenus nous remarquons que la largeur de fissuration augmente avec un taux de 33%, contrairement au nombre de cycle qui marque un taux de diminution de 38%

IV.4.7 Comparaison avec les résultats fournis par Mr MEKHALFA

Résultats obtenue		Résultats de MEKHALFA	
a _{eff}	Nombre de cycle	a _{eff}	Nombre de cycle
0.6	561800	0.7	532705
0.8	503610	0.9	471385
1.0	462530	1.1	459150
1.2	425180	1.3	397582
1.4	365900	1.5	336788
1.6	309010	1.7	276434
1.8	279900	1.9	247896
2.0	217600	2.0	216407

Tab. IV-5 Comparaison avec les résultats fournis par Mr MEKHALFA

Dans cette section nous avons comparé les résultats obtenus par la méthode de calcul des contraintes au niveau de pied de la dent avec celle fournis par Mr MEKHALFA.

Les résultats obtenus dans ce travail se rapprochent à celle de Mr MEKHALFA, avec un pourcentage de différences varie entre 0.5% et 1%.

La différence est due aux conditions de simulation ainsi que les structures de maillage choisis.

IV.4.8 Discussion des résultats

L'étude des contraintes au pied de la dent chargée joue un rôle important dans la tenue en service des roues dentées puisque l'amorçage des fissures voire même les cassures dans une dent chargée sont dans la plus part des cas localisées à son pied. Pour cela, une étude des contraintes au pied de dent a été menée. Cette recherche est subdivisée en trois parties, il ressort ce qui suit :

1ere partie:

Nous avons varié la charge pour obtenir la contrainte maximale de la dent qui peut engendrer la fissure de la dent.

2eme partie :

La charge qui a provoqué la fissure est maintenue avec variation de celle ci de 0.5 à 2.0 mm, en vue d'obtenir les contraintes optimales au niveau du pied de la dent. Le calcul de ces contraintes a été réalisé à l'aide du logiciel RDM6.

3eme partie :

A l'aide du logiciel MATLAB un programme a été développé pour nous permettre de calculer le nombre de cycle de la propagation de fissure.

Dans cette étude nous avons localisé trois zones de concentration de contraintes :

- Contraintes locales au niveau de la charge concentrée
- Contraintes « de traction » au pied de la dent (coté de la charge)
- Contrainte « de compression » au pied de la dent (coté opposé de la charge).

Il est à noter que les contraintes au pied de dent sont maximales quand la force est appliquée au niveau du rayon de tête ce qui engendre un moment de flexion maximum.

D'après les résultats obtenus nous constatons que le nombre de cycles diminuée avec l'augmentation de la longueur de fissuration et nous remarquons que c'est la contrainte de traction qui est la cause essentielle de l'amorçage des fissures au pied de dent (coté charge).

IV.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié les principaux défauts qui affectent les engrenages, d'après ce que nous avons étudié précédemment, nous avons constaté que :

- Il s'agit des défauts localisés qui apparaissent au niveau du cercle primitif des dentures.
- Les défauts répartis sur toutes les dents.
- Les détériorations par rupture.

D'un part, nous avons réalisé une étude pour la détection précoce de la fissure de la dent.

La méthode de calcul utilisée pour prévenir l'amorçage de la fissuration a démontré que la majorité sinon toute les fissurations, voir même les cassures sont localisées au niveau des pieds de la dent.

D'autre part, nous avons pris une dent déjà fissurée et en tenant compte de sa largeur et celle de la fissure, nous avons pu calculer le nombre de cycle limite avant la cassure.

A la fin, nous avons comparé les résultats de notre travail avec ceux fournis par Mr MEKHALFA, nous avons constaté que nos études se rapprochent.

Conclusion générale

Malgré le développement connu en robotique, les engrenages ont gardés leur place importante dans l'industrie mécanique comme élément performant de transmission de puissance.

Dans ce cadre, nous avons établi un portrait précis de l'état de l'art actuel de la fatigue des engrenages ainsi qu'une recherche sur la théorie des engrenages, les sources d'excitations attribuées à l'engrènement et les erreurs de transmission ainsi que les principales familles de défauts d'engrenage représentent notre recherche au titre de la partie théorique dans notre travail.

Comme partie pratique (quatrième chapitre), nous avons réalisé une étude des contraintes au niveau du pied de la dent. Celle-ci est subdivisée en trois parties, il ressort ce qui suit :

- La charge a été variée afin d'obtenir la contrainte maximale de la dent, ce qui peut engendrer une fissuration. .
- La charge qui a provoqué la fissure est maintenue avec variation de celle ci de 0.5 à 2.0 mm, en vue d'obtenir les contraintes optimales au niveau du pied de la dent. Le calcul de ces contraintes a été réalisé à l'aide du logiciel RDM6.
- A l'aide du logiciel MATLAB un programme a été développé pour nous permettre de calculer le nombre de cycle de la propagation de fissure.

Nous avons localisé trois zones de concentration de contraintes :

- Contraintes locales au niveau de la charge concentrée.
- Contraintes « de traction » au pied de la dent (coté de la charge).
- Contrainte « de compression » au pied de la dent (coté opposé de la charge).

Il est à noter que les contraintes de traction ou de compression au pied de dent sont maximales quand la force est appliquée au niveau du rayon de tête, ce qui engendre un moment de flexion maximum.

Les résultats obtenus montrent que toutes les fissurations, ainsi que les cassures sont localisées au niveau des pieds de la dent.

Nous remarquons que la largeur de fissuration augmente avec un taux de 33%, contrairement au nombre de cycle qui marque un taux de diminution de 38%.

Nous remarquons que c'est la contrainte de traction qui est la cause essentielle de l'amorçage des fissures au pied de dent (coté charge).

A l'issue, nous avons comparé les résultats de notre travail avec ceux fournis par Mr MEKHALFA, nous avons constaté que nos études se rapprochent.

En conclusion et d'après les résultats obtenus, nous pouvons confirmer que la méthode de calcul des contraintes au pied de la dent, est un outil très efficace pour prévenir la fissuration.

Ressources bibliographiques :

- [1] Hayrettin D., Hüseyin I. 2008. A new method for preventing premature pitting formation on spur gears. Thèse doctorat, Université Konya Turkey.
- [2] Messikh A., hadjadj A., 2015. modeling of a gear system for predicting a crack of tooth, La 3eme conference international sur la maintenance et la sécurité industrielle CIMSI. Skikda, Algérie. 09-10 novembre.
- [3] Mohamed N., 2006. Modélisation du comportement mécanique d'engrenages couplages entre engrènement et éléments de structures flexibles, Thèse doctorat, école doctorale des sciences pour l'ingénierie de Lyon.
- [4] Benmohamed H., 2015. Étude de l'usure des engrenages par analyse vibratoire, la 2ème Conférence Internationale de Mécanique (ICM'15). Constantine, Algérie. 25-26 Novembre.
- [5] Mouloud A., 2015. Recherche de signatures robustes des défauts dans une machine tournante a travers l'analyse de signaux vibratoires, Thèse doctorat, Université Farhat Abbas Setif.
- [6] Zinelabidine B., 2016. Diagnostic embarqué appliqué a un system mécanique moteur diesel, Revue des sciences et de la technique « Synthèse », 33 :153-164, Université de Badji Mokhtar Annaba.
- [7] Rahmoune C., 2015. Contribution a la surveillance des systèmes électromécanique, Thèse doctorat, Université M'Hamed Boughara Boumerdes.
- [8] Benamira N., et al, 2017. Simulation numérique du moteur asynchrone triphasé pour diagnostiquer précisément le défaut du déséquilibre de tension d'alimentation. Revue des sciences et de la technique « Synthèse », 34: 134 -150, Université Badji Mokhtar Annaba.
- [9] Y. Lei, J. Lin, M. J. Zuo, Z. He, 2014. Condition monitoring and fault diagnosis of planetary gearboxes, Measurement, 48:292–305.
- [10] Vikas Sharma., 2016. Gear faults diagnosis using various condition indicator. Procedia engineering, 144 :253-263 .
- [11] Belaid K., 2010. Utilisation du Kurtosis dans le diagnostic des défauts combinés d'engrenages par la transformée continue en ondelettes Revue des sciences et de la technique « Synthèse » 22, Université Badji Mokhtar Annaba.
- [12] Georges Henriot, Traité théorique et pratique des engrenages, Tome 1.2 : étude complète du matériel, 4^{ème} édition. Dunod technique 1972.
- [13] CORINA OANCEA, Analyse Des Dents D'engrenages Droits Par La Méthode Des Potentiels Complexes, thèse Faculté des études supérieures de l'Université Laval. 1997.
- [14] Mekhalfa A., 2009 . Modélisation numérique du comportement dynamique non linéaire d'un engrenage induit par la présence de la propagation des fissures de fatigue, Thèse doctorat, Université de Badji Mokhtar Annaba.
- [15] Pearson, S. Initiation of fatigue cracks in commercial aluminium alloys and the subsequent propagation of very short cracks, Engineering Fracture Mechanics, 1975, vol. 7, pp. 235-247
- [16] Swalla, D.R. Microstructure characterization of titanium alloys with fretting damage, Thèse de Doctorat, Georgia Institute of Technology, 2003, 279p.

- [17] **Heywood, R.B.** Designing against fatigue, London: Chapman and Hall, 1962, 436 p.
- [18] **Frost, N.B., Phillips, C.E.** Studies in the formation and propagation of cracks in fatigue specimens, In : International Conference on Fatigue of Metals ,London, 1956, pp.520-526.
- [19] Nicoletto, G. « Approximate stress intensity factors for cracked gear teeth Engineering Fracture Mechanics, vol. 44, n° 2, p. 231-42. 1993.
- [20] Glodez, Srečko, M. Sraml et J. Kramberger. « A computational model for determination of service life of gears ».International Journal of Fatigue, vol. 24, n°10, p. 1013-1020. 2002.
- [21] Lewicki, David G., Eisa E. Spievak, Paul A. Wawrzynek, Anthony R. Ingraffea et Robert F.Handschuh. «Consideration of moving tooth load in gear crack propagation predictions ». Gear Technology, vol. 19, n° 1, p.14-21. 2002.
- [22] Spievak, Eisa E., Paul A. Wawrzynek, Anthony R. Ingraffea et David G. Lewicki. «Simulating fatigue crack growth in spiral bevel gears ».Engineering Fracture Mechanics. vol. 68, n° 1, p. 53-76. 2001.
- [23] Irwin , G.R. Analysis of stresses and strains near the end of crack traversing a plate, Journal of Applied Mechanics, 1957,vol.24, pp.361-364.
- [24] A. Zeghloul concepts fondamentaux de la mécanique de la rupture. Université de metz 2003-2004.
- [25] Flaker, J., S. Glodez et S. Pehan. « Influence of contact area on service life of gears with crack in tooth root ».Communications in Numerical Methods in Engineering vol. 11, n° 1,p. 49. 1995.
- [26] Jelaska, Damir T., Srdjan Podmg et Srečko Glodez. « Comparison of numerical models for gear tooth root fatigue assessments ». American Society of Mechanical Engineers, New York, NY 10016-5990, United States.2005.
- [27] Kramberger, J., M. Sraml, I. Potrc et J. Flaker. « Numerical calculation of bending fatigue life of thin-rim spur gears ». In Second International Conference on Fracture and Damage Mechanics, 18-20 Sept. 2001. Vol. 71, p.647-56. Elsevier. 2004.
- [28] Paris, P.C., Erdogan, F. A critical analysis of crack propagation laws, Trans. ASME, Series D, 1963, vol. 85, pp.528-535.
- [29] Sfakiotakis, V. G., D. E. Katsareas et N. K. Anifantis. « Boundary element analysis of gear teeth fracture ».Engineering Analysis with Boundary Elements, vol. 20, n° 2, p. 169-175. 1997.
- [30] Gearing basics, Power transmission Design, July 1994 p.p 49-53.
- [31] S. Sellami, Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages, mémoire de magister, Université de Constantine, 2010.
- [32] Djebbar Nadira, Présenté pour obtenir le diplôme de Magister en Génie Mécanique, Automatisation Du Calcul Des Dents D'engrenage Dans Une Transmission Composée, Université Mentouri-Constantine, 2005.
- [33] N.S. Atcherkane, Les Machines travaillant par enlèvement de métal, Société des publications mécaniques, PARIS.
- [34] Cours Géométrie des engrenages Mécanique.

- [35] Thameur K.,2015. Diagnostic Des Défauts De Fissures D'engrenages par L'analyse Cyclostationnaire, Thèse doctorat, Université Jean Monnet Saint.Etienne.
- [36] Mecibah M.S 2010 ; Modélisation de calcul des roues d'échange dans une transmission mécanique par engrenage Thèse doctorat, Université Mentouri de Constantine.
- [37] Sabot, J., Briere, Ph., Perret, L. Comportement vibro-acoustique des transmissions par engrenages, caractéristiques et conséquences, mécanique, matériaux, électricité, 1990, n° 434, pp 79-80
- [38] Harris, S.L. Dynamic loads on the teeth of spur gears. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering, 1958, vol.172, pp. 87–100.
- [39] Optiz, H. Noise of gears. Phil. Trans. of Royal Society, 1969, 263 :369–380.
- [40] Welbourn, D. Fundamental knowledge of gear noise - a survey. Dans Proceedings of Mechanic Conference on Noise and Vibrations of Engines and Transmissions Conference, 1979, pages 09–29, Cranfield (UK). Paper C117/79
- [41] Houser, D. Gear noise state of the art. Dans Proceedings of Inter- Noise, volume 2, pages 601–606, Avignon (France) Noise,1988, volume 2, pages 601–606, Avignon (France).
- [42] Remond, Y., Vexex, P., Sabot, J. Comportement dynamique et acoustique des engrenages - synthèse bibliographique. Publication du CETIM.1993, 192 pages.
- [43] Emeline REBOUL. \Vibroacoustique des mécanismes a hautes fréquences : application aux transmissions par engrenages". Thèse de doctorat, Ecole centrale de LYON, 2005, p :230.
- [44] Mark, W.D. Analysis of the Vibratory Excitation of Gear Systems: Basic Theory. J. Acoust. Soc. Am., May 1978, Vol. 63, N°5, p. 1409-1430.
- [45] Mark, W.D. Analysis of the Vibratory Excitation of Gear Systems: Tooth Error Representations, Approximations, and Application. J. Acoust. Soc. Am., Dec. 1979, Vol. 66, N°6, p. 1758-1787.
- [46] Wang T, Liang M, Li J, Cheng W, Li C (2015) Bearing fault diagnosis under unknown variable speed via gear noise cancellation and rotational order sideband identification. Mech Syst Signal Pr 62:30-53
- [47] Ozguven, H.I., Houser, D.R. Dynamic analysis of high speed gears by using loaded static transmission error. Journal of Sound and Vibration, 1988, Vol. 125, n° 1, p. 71-83.
- [48]Blanckenship, G.W., Kahramai, A. Gear dynamics experiments, Part-1: Characterization of forced response. Proceedings of the 7th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, 1996, p. 373-380.
- [49] Remond, D. Contribution à l'étude et à l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement. Développement et application de la transformée en ondelettes rapide. Thèse de Doctorat : Institut National des Sciences Appliquées de LYON, 1991, N°91 ISAL 0067, 232 p

- [50] Rosinski, J., Hofmann, D.A., Pennell, J.A. Dynamic transmission error measurements in the time domain in high speed gears. Proceedings of International Gearing Conference, University of Newcastle upon Tyne, 1994, p. 363-370.
- [51] Lin, H.H., Towseid, D.P., Oswald, F.B. Dynamic loading of spur gears with linear or parabolic tooth profile modifications. Proceedings of the 5th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, 1989, Vol. 1, pp. 409-419.
- [52] Remond, D., Vexlex, P., Sabot, J. Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages. Synthèse bibliographique. Senlis : Publications du CETIM, 1993, 189 p.
- [53] Drago, R.J. Fundamentals of gear design. Boston : Butterworth, 1988, 560 p
- [54] Tavakoli, M.S., Houser, D.R. Optimum profile modifications for the minimization of static transmission errors of spur gears. ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, March 1986, Vol. 108, pp. 86-95.
- [55] Lin, H.H., Towseid, D.P., Oswald, F.B. Profile modification to minimize spur gear dynamic loading. Proceedings of the 5th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, 1989, Vol. 1, pp. 455-465.
- [56] Gregory, R.W., Harris, S.L., Muiro, R.G. Dynamic behaviour of spur gears. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1963-64, Vol 178, Part 1, n° 8, p. 207-226.
- [57] Ali JB, Fnaiech N, Saidi L, Chebel-Morello B, Fnaiech F (2015) Application of empirical mode decomposition and artificial neural network for automatic bearing fault diagnosis based on vibration signals. Appl Acoust 89:16-27
- [58] Kohler, H.K., Pratt, A. Thompson, A.M. Dynamics and Noise of Parallel-Axis Gearing. Proc. Inst. Mech. Engrs, London 1969-70, Vol. 184, Pt30, p. 111-121.
- [59] Munro, R.G. Effect of Geometrical Errors on the Transmission of Motion between Gears. Proc. Inst. Mech. Engrs, 1969-70, Vol. 184, Pt30, p. 79-83.
- [60] Pearce, W.J., Ielsei, M.A., Rouverol, W.S. Reducing Gear Noise Excitation. Proc. of the 2nd World Congress on Gearing, Paris 1986, Vol.1, p.587-598.
- [61] Remmers, E.P. Gear Mesh Excitation Spectra for Arbitrary Tooth Spacing Errors, Load and Design Contact Ratio. J. of Mech. Design, Trans. A.S.M.E, October 1978, Vol. 100, N° 10, p. 715-722.
- [62] Kato, M., Iiue, K., Ishikawa, M. Analysis and experiment on the vibration transmission in a single stage gearbox. Proceedings of the 3rd JSME International Conference on Motion and Power transmission, Hiroshima, 1991, p. 104-109.
- [63] Kucukay, F. Dynamic Behaviour of High Speed Gears. Proc. Inst. Mech. Engrs, 1984, Paper C317/84, p. 81-90.

- [64] Kahramai, A. Dynamic analysis of a multi-mesh helical gear train. Proceedings of the 6th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Phoenix, 1992, Vol. 1, p. 365-373.
- [65] Kahramai, A. Effect of axial vibrations on the dynamics of a helical gear pair. Journal of Vibration and Acoustics, January 1993, Vol. 115, p. 33-39
- [66] Kahramai, A., Ozguvei, H.I., Houser, D.R., Zakrajsek, J. Dynamic analysis of geared rotors by finite elements. Proceedings of the 5th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, 1989, Vol. 1, p. 375-382.
- [67] Kahramai, A., Singh, R. Non-linear dynamics of a spur gear. Journal of Sound and Vibration, 1990, Vol. 142, n° 1, p. 49-75.
- [68] Jena DP et Panigrahi SN (2015) Automatic gear and bearing fault localization using vibration and acoustic signals. Appl Acoust 98:20-33
- [69] Munro, R.G. The dynamic behavior of spur gears. PhD thesis. Cambridge University, 1962, 95 p.
- [70] Velex, P. Contribution à l'analyse du comportement dynamique de réducteurs à engrenages à axes parallèles. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de LYON, N°88 ISAL 0032, 1988. 188 p.
- [71] Guerine A, 2016. Contribution à l'étude du comportement dynamique d'un système d'engrenage en présence d'incertitudes. Thèse doctorat. Génie mécanique. INSA de Rouen, 30p.
- [72] Maatar, M. Contribution à l'analyse du comportement dynamique de réducteurs à engrenages simple étage. Influence des karts de forme et des défauts de montage. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de LYON, 1995. N°95 ISAL 0028, 192 p.
- [73] Maatar, M., Velex, P., Guyei, T., Ocrue, M., Vasseur, J.L. Experimental and numerical analysis of transmission errors in spur gear drives. Proceedings of the International Conference on Vibration and Noise, Venice, April 1995, p. 711-717
- [74] Houser, D.R. "Gear Noise. State of Art in"; Proceedings Inter Noise 88 Avignon, August, 1988pp 1-6
- [75] Kahraman, A., Blankenship, G. W., 1999, "Effect of involute tip relief on dynamic response of spur gear pairs", ASME J. of Mechanical Design 121, 313-315.
- [76] Mohamed Nizar Bettaieb 2006 ; modélisation du comportement mécanique d'engrenages. couplages entre engrenement et éléments de structures flexibles Thèse doctorat Ecole Doctorale des Sciences pour L'ingénieur de Lyon.
- [77] E. RIGAUD, J. PERRET-LIAUDET, M-S MECIBAH : "Introduction d'un modèle d'engrenement original et effet sur le comportement dynamique d'une transmission". 15ème Colloque « vibrations, chocs et bruits, Ecole Centrale de Lyon (France), Juin 2006..
- [78] Kubo, A., Kiyono, S., and Fujino, M., 1986, "On Analysis and Prediction of Machine Vibration Caused by Gear Meshing" (1st report), Bulletin of the JSME, 29(258), 4424-4429.

- [79] Ajim B., 2017. Modélisation du comportement dynamique des engrenages à dentures droits endommagés, 13ème Congrès de Mécanique Meknès, Maroc, Université Hassan II Casablanca.
- [80] Norme NF E23-014, 2006. Usure et défauts des dentures – Terminologie.
- [81] Breneur C., 2002. Elément de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et roulements, Thèse doctorat, INSA- Lyon.
- [82] Anikine, I. Choix de la géométrie optimale des engrenages. Journal des universités. Série Génie Mécanique, 1966, N°2 p.18-22.
- [83] Dyson, A. –Scuffing : A Review, Part I Tribology International, vol. 8, n° 3, 1975, pp117-122
- [84] Henriot, G. "Engrenages, Conception, Fabrication, Mise en oeuvre. 7eme editions, Paris : Dunod, 1999, 875 p.
- [85] Benmohamed H., et al, 2018. Modélisation et simulation numérique du comportement vibratoire des engrenages avec et sans défauts. Revue des sciences et de la technique « Synthèse »,36 :153-169, Université Badji Mokhtar Annaba.
- [86] Tarek Khoualdia et al, 2016. Multi-objective optimization of ann fault diagnosis model for rotating machinery using grey rational analysis in taguchi method. Springer-Int J Adv Manuf Technol 10.1007/s00170-016-9278-9, Verlag London.
- [87] G. Henriot, "Engrenages, Conception - Fabrication - Mise en oeuvre" ; Dunod, (2013), 8° édition.
- [88] Guo Y, Eritenel T, Ericson TM, Parker RG (2014) Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system. J Sound Vib 333(22):5762-5785
- [89] Vijay k, Ashishk. A, 2016. Calculation of high contact ratio spur gear mesh stiffness and load sharing ratio using matlab & excel spread sheet"". International journal of advance research in science and engineering. ISSN (O). 2319-8354, ISSN (P). 2319-8346, Vol.5, N° 09.
- [90] Tarek MAIFI. 2012 ; Analyse expérimentale de la fatigue des engrenages a denture droite. Thèse magister Universite Badji Mokhtar –Annaba.
- [91] Bechkri Bouchra 2007, Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages Thèse magister Université Mentouri- Constantine
- [92] Newman J.C., 1994. crack behaviour and fatigue-life predictions for aluminium alloys, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. A review of modelling small,17:429-439.