

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de L'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université MENTOURI Constantine
Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département de Génie Mécanique

N° d'ordre:/...../2010
Série :...../GM/2010



MÉMOIRE

Présenté pour obtenir le diplôme
de Magister en Génie Mécanique

OPTION: CONSTRUCTION MECANIQUE

« Conception Intégrée des Systèmes Mécaniques et Applications Industrielles »

ANALYSE DES FACTEURS INFLUANT SUR LA PRECISION CINEMATIQUE DES TRANSMISSION PAR ENGRENAGES

Par
Salim SELLAMI

Soutenu le : 17/06/2010

Devant les membres de jury :

Président :	Mr. Ahmed BELLAOUAR	Prof. Université Mentouri Constantine
Rapporteur :	Mr. Hamlaoui BOUGHOUAS	Prof. Université Mentouri Constantine
Examineur :	Mr. Salim BOUKEBBAB	Prof. Université Mentouri Constantine
Examineur :	Mr. Idris AMARA	MC. Université Mentouri Constantine

Mai 2010

Remerciement

Je tiens tout d'abord à remercier Mr. **Hamlaoui BOUGHOUAS**, Professeur au département de génie mécanique, Université Mentouri Constantine, encadreur de mon mémoire de magister, pour la confiance qu'il m'a accordé en me proposant ce mémoire. De plus, son enthousiasme et sa confiance qui m'ont donné les motivations nécessaires pour réaliser ce travail. Je n'oublierai pas la grande humanité dont il m'a fait preuve.

Je souhaite également remercier les membres du jury de mon mémoire composé de : Mr. **Ahmed BELLAOUAR**, Professeur au département de génie mécanique, Université Mentouri Constantine, qui m'a fait l'honneur d'accepter d'être président du jury de soutenance de ce mémoire. Je remercie également Mr. **Salim BOUKEBBAB**, Professeur au département de génie mécanique, Université Mentouri Constantine, et Mr. **Idris AMARA**, Maître de conférences au département de génie mécanique, Université Mentouri Constantine, pour l'importance qu'ils ont accordé à mon travail en acceptant d'être membre de ce jury et pour le temps qu'ils ont consacré à l'examen de ce mémoire.

Mes remerciements s'adressent particulièrement à Messieurs **Salim BOUKEBBAB** Professeur au département de génie Mécanique et Président du CPM ; pour ses conseils et aides.

Je tiens remercier aussi Mr. **Ismail BENISSAAD** Maître de conférences au département de génie Mécanique et chef de département de génie mécanique pour les moyens qu'il a mis à notre disposition.

Je tiens remercier aussi Mr. **Ammar OULDJI**, responsable au service de maintenance de la Société de Maintenance de l'Est pour son aide.

Mes remerciements s'adressent également à l'ensemble du personnel du bureau d'études du Complexe Moteurs Tracteurs – Oued Hamimime Constantine ainsi que celui d'ALEMO pour leur aide.

Je tiens enfin à remercier également tous mes collègues et amis pour leur soutien, conseil et aide durant ces deux années.

Dédicace

Je dédie ce mémoire :

Particulièrement à ma famille qui m'a toujours laissé la liberté dans le choix de mon cursus scolaire et qui a été toujours auprès de moi dans toutes les circonstances ainsi que son soutien moral qui m'ont permis d'arriver à ce stade et achever le travail de mon magister dans de bonnes conditions. Qu'elle trouve, dans ces travaux et ce manuscrit, le témoignage de toute la reconnaissance et de l'amour que je leur porte.

À mes Parents,

À mes Frères et mes Sœurs,

À ma grande Famille,

À mes Amis,

À tous ceux qui m'ont apporté leur aide.

Résumé :

La qualité de précision d'un mécanisme de transmission ne s'arrête pas sur la précision géométrique, car il existe une autre qualité de précision à spécifier; c'est celle de la précision cinématique qui limite la fiabilité du mécanisme. L'imprécision se matérialise par les erreurs de transmission des engrenages dans le cas d'une machine-outil, qui influent directement sur la précision d'usinage.

Nous avons démontré à partir d'équations mathématiques l'influence des défauts des roues dentées sur le rapport de transmission qui à son tour agit sur la précision cinématique d'une transmission par engrenages.

Afin de mettre en évidence que l'erreur de transmission est un indicateur de la géométrie et de l'excitation, nous avons établi un programme de simulation de l'influence d'un défaut géométrique sur un engrenage cylindrique à denture droite équipant une boîte de transfert fabriquée au niveau de l'entreprise ALEMO, cela nous permet de comprendre, localiser et corriger les avaries que présente souvent ce couple lors de sa mise en marche.

Nous n'avons pas pu arriver au résultat souhaité, car la modélisation dynamique qui permet de représenter le phénomène rencontré dans les boîtes de transfert, demande une formation d'au moins six mois sur le logiciel CATIA ou ANSYS. Alors nous avons orienté notre travail sur un réducteur au niveau de la SME ; l'étude de ce réducteur nous permettra à l'avenir de mieux mener les problèmes qui surgissent dans notre boîte de transfert.

Mots clés : *Engrenages, Erreurs de transmission, Défaillance,*

Abstract:

The quality precision of a transmission mechanism does not stop on the geometric accuracy, as there is another quality precision to specify it, it's the kinematic precision which limits the reliability of the mechanism. Vagueness is materialized by the transmission errors of gears in the case of a machine tool ,which directly affect the machining accuracy.

We have demonstrated using mathematical equations the influence of defects of gears on the transmission ratio which in his turn affects the kinematic accuracy of a transmission gears.

To highlight that the transmission error is an indicator of the geometry and excitation, we established a program to simulate the influence of geometric defects on a spur gear of a transfer box made at the company ALEMO, it allows us to understand, trace and correct the damage that this couple is often at its start.

We were unable to reach the desired results because the dynamic modeling which can represent the phenomenon found in transfer boxes requires training at least six months on CATIA or ANSYS, so we focused our work on a reducer of the SME. The study of this reducer will allow us to better conduct future problems arising in our transfer box.

Key words: *Gears, Transmission Errors, Failure,*

ملخص:

جودة الدقة لآليات نقل الحركة لا تتوقف على الدقة الهندسية، فهناك نوعية أخرى من الدقة يجب تحديدها وتتمثل في الدقة الحركية والتي تحد من كفاءة الآليات. يتجسد الغموض في أخطاء نقل الحركة بالتروس كما هو الحال بالنسبة لآلات التصنيع، حيث تؤثر هذه الأخطاء بشكل مباشر على جودة المنتج.

لقد برهنا باستخدام معادلات رياضية تأثير عيوب التروس على نسبة نقل الحركة والتي بدورها تؤثر على الدقة الحركية لآلية نقل الحركة.

لإثبات أن أخطاء نقل الحركة تعد مؤشرا على نوعية الهندسة، قمنا بوضع برنامج لمحاكاة تأثير وجود خطأ هندسي في مسنن أسطواناني ذو أسنان مستقيمة تجهز به علبة نقل حركة يتم تصنيعها على مستوى الشركة الجزائرية للتجهيزات والآلات الصناعية، نتيج لنا هذا أن نفهم، أن نحدد موقع الخطأ وبالتالي تصحيح الأضرار الذي غالبا ما تظهر عند تشغيل هذه المسننات.

لم نتمكن من الوصول إلى النتائج المرجوة لأن النمذجة الديناميكية، والتي تسمح بمحاكاة الظواهر التي تطرأ في علب نقل الحركة، تتطلب تدريبا لا يقل عن ستة أشهر على برنامج CATIA أو ANSYS. لذا حولنا تركيزنا للعمل على خفض سرعة على مستوى شركة الصيانة للشرق. دراسة هذا المخفض تسمح لنا مستقبلا بالتعامل بشكل أفضل مع المشاكل التي تطرأ على علبة السرعات.

الكلمات المفتاحية: المسننات، أخطاء نقل الحركة، الأعطاب.

Tables des matières

INTRODUCTION	1
--------------------	---

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES ENGRENAGES

I.1. Introduction	6
I.2. Généralités	7
I.2.1. Bref historique	7
I.2.2. Définition d'un engrenage	8
I.2.3. Avantages et inconvénients des engrenages	8
I.3. Les types d'engrenages	9
I.3.1. Les engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)	10
I.3.1.1. Engrenage cylindrique à denture droite	10
I.3.1.2. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale	11
I.3.2. Engrenage à axes concourants (engrenage conique)	12
I.3.3. Engrenage gauche (système roue et vis sans fin)	13
I.4. Etude de profil	14
I.4.1. Etude de l'engrènement dans le cas d'un engrenage cylindrique droit	14
I.4.1.1. Les surfaces conjuguées et les profils conjugués	15
I.4.1.2. Développante de cercle	15
I.4.1.3. Propriété de la développante de cercle	16
I.4.1.4. Continuité d'engrènement (Denture droite)	17
I.4.2. Interférences de fonctionnement	18
I.4.3. Correction de denture	20
I.4.3.1. Définitions	20
I.4.3.2. Dentures déportées sans variation d'entraxe	23
I.4.3.3. Dentures déportées avec variation d'entraxe	25
I.4.4. Jeu de fonctionnement	26
I.5. Stratégies d'industrialisation des dentures	26
I.5.1. Techniques d'ébauche des dentures	28
I.5.1.1. Fraisage à la fraise module	29
I.5.1.2. Taillage à l'outil crémaillère	30
I.5.1.3. Taillage à l'outil pignon	30
I.5.1.4. Taillage à la fraise-mère	32
I.5.2. Techniques de finition des dentures	34
I.5.2.1. Rasage ou Shaving	34
I.5.2.2. Rectification	35
I.5.2.3. Rodage ou Honing	36
I.5.2.4. Taillage dur ou Skiving	37

CHAPITRE II

DEFAUTS D'ENGRENAGES

II.1.	Introduction	40
II.2.	Défauts de fabrication.....	43
II.2.1.	Défauts de taillage	43
II.2.1.1.	Erreur de pas (p)	43
II.2.1.2.	Erreurs de profil de denture.....	45
II.2.1.3.	Erreur d'excentricité du diamètre primitif ou erreur de faux-rond.....	47
II.2.1.4.	Erreur d'épaisseur de la dent	49
II.2.2.	Défauts de traitement thermique.....	50
II.2.3.	Défauts de rectification.....	53
II.3.	Défauts de montage	55
II.3.1.	Défaut d'alignement ou de parallélisme.....	55
II.3.2.	Les défauts d'excentricités	56
II.4.	Défauts de fonctionnement.....	58
II.4.1.	Détériorations superficielles de dentures d'engrenages	58
II.4.2.	Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages	58
II.4.3.	Défauts répartis sur toutes les dents	58
II.4.3.1.	L'usure.....	58
II.4.3.2.	Déformation plastique par roulage (Rolling).....	60
II.4.3.3.	Les piqûres (Pitting)	61
II.4.4.	Défauts localisés sur certaines dents	61
II.4.4.1.	L'Écaillage.....	61
II.4.4.2.	Le grippage.....	62
II.4.4.3.	La fissuration	62
II.4.5.	Influence des paramètres de fonctionnement des engrenages.....	62

CHAPITRE III

INFLUENCE DES DEFAUTS SUR LE RAPPORT DE TRANSMISSION (i) ET LE PRINCIPE DE L'ERREUR DE TRANSMISSION

III.1.	Influence des défauts sur le rapport de transmission.....	65
III.1.1.	Effet de l'erreur du module	65
III.1.2.	Effet de l'erreur du pas	66
III.1.3.	Effet de l'erreur de variation de l'épaisseur	67
III.1.4.	Effet de l'erreur de profil.....	68
III.1.5.	Effet de l'erreur sur le cercle de base	69
III.1.6.	Effet de l'erreur de l'excentricité des diamètres primitif	70
III.2.	Principe de l'erreur de transmission des engrenages.....	71
III.2.1.	Introduction	71
III.2.2.	L'erreur de transmission : indicateur du comportement.....	71

CHAPITRE IV

SIMULATION DE L'INFLUENCE DES DEFAUTS

IV.1. Bibliographie	75
IV.2. Application à une boîte de transfert.....	77
IV.2.1. Sources d'anomalies possibles	77
IV.2.1.1. Equipements de Production	78
IV.2.1.2. Contrôle	78
IV.2.1.3. Le vieillissement du carter.....	78
IV.2.1.4. Montage et ajustage des roulements.....	79
IV.2.2. Modélisation du problème	80
IV.2.2.1. Hypothèses	81
IV.2.2.2. Caractéristiques de la transmission.....	81
IV.2.2.3. Construction du profil de la dent	82
IV.2.2.4. Modélisation des pièces.....	84
IV.2.3. Influence des défauts isolés sur les signaux temporels bruts.....	85
IV.3. Application au broyeur de l'ERCE ElHamma	86
CONCLUSION GENERALE	91
Annexe	93
Références bibliographiques	97

INTRODUCTION

INTRODUCTION

La qualité de précision d'un mécanisme de transmission (machine outil, boîte de vitesses, réducteur, etc.....) ne s'arrête pas sur la précision géométrique, car il existe une autre qualité de précision à spécifier; c'est celle de la précision cinématique qui limite la fiabilité du mécanisme.

L'imprécision se matérialise par les erreurs de transmission des éléments principaux de la chaîne cinématique, en l'occurrence les engrenages dans le cas d'une machine-outil, qui influent directement sur la précision d'usinage telle que l'état de surface, le pas de filetage, division sur les machines outils à tailler les engrenages.

Donc malgré la précision géométrique, il est indispensable de spécifier la précision cinématique pendant le stade de fabrication, de montage et d'exploitation.

Ces défauts peuvent induire une augmentation ou une diminution de la vitesse angulaire de l'arbre de sortie. La précision angulaire est limitée par la précision des surfaces conjuguées en développante de cercle, de fabrication dues aux défauts de système machines-outils, moulage, d'usinage, défauts de montage et les défauts de fonctionnement.

Les engrenages sont des éléments de transmission de mouvement et de puissance couramment utilisés en construction mécanique. On les trouve dans les boîtes de vitesse et différentiels des véhicules, les réducteurs (ou multiplicateurs), les appareils de levages, etc. pratiquement, dans tous les mécanismes de transmission de mouvement, on trouve un engrenage. Leur utilisation est très répandue, par exemple, dans les domaines des machines outils, automobiles et aéronautiques.

La recherche d'un fonctionnement précis, doux et silencieux de ces engrenages conduit à réaliser des roues dentées de bonne qualité géométrique. Pour aboutir à cette exigence, les pièces devraient être taillées suivant le principe de génération de la denture théorique (l'idéal serait de taillées des pignons dont la conjugaison des profils des dentures en contact est rigoureuse). Cependant, même en respectant ce principe, il subsiste toujours sur les dentures taillées des défauts géométriques dus à de nombreux facteurs. Les déviations entre les surfaces de denture réelle et théorique peuvent être réduites en agissant convenablement sur les paramètres de réglage des machines de taillage.

Problématiques :

On a constaté que l'imprécision cinématique des engrenages influe directement sur le comportement des mécanismes de transmission par engrenage. Ce qui entraîne les problèmes de précision, de vibration et de bruit. Pour ce la on a pris trois exemples pour mieux comprendre l'influence de l'imprécision cinématique des engrenages :

- 1. La précision :** on constate que le mouvement transmis par l'intermédiaire d'une transmission par engrenage sur une machine outil (*figure 1*). Influe directement sur la précision de l'opération réalisée, comme la figure ci-dessous nous la montre.

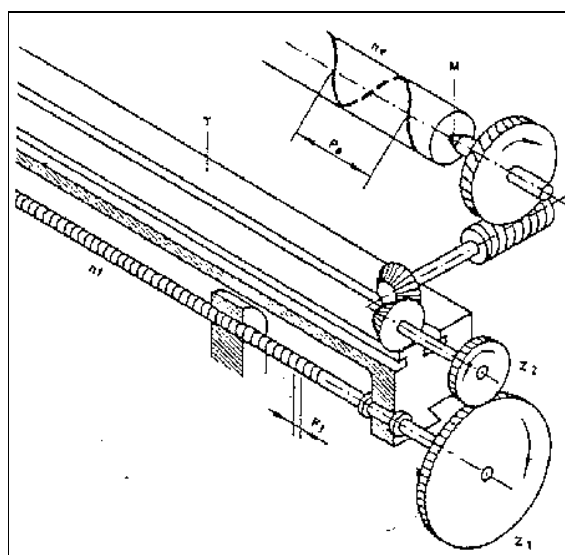


Figure 1 : Transmission par engrenage sur une machine outil.

On remarque sur cette figure que le pas (P_a) qu'on a réalisé sur une machine-outil est tributaire de la précision de la chaîne cinématique.

2. **Vibration** : dans le cas d'un hélicoptère, le mouvement transmit du rotor principal au rotor anti-couple par le biais de la boîte des vitesses intermédiaire (Intermediate Gear Box), l'imprécision du rapport de transmission provoque l'instabilité de l'appareil (figure 2).

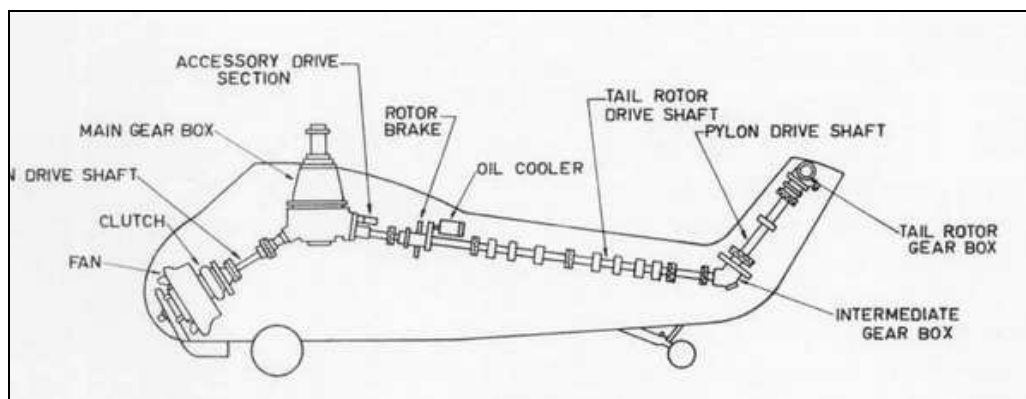


Figure 2 : Transmission dans un hélicoptère.

3. **Le bruit** : la volonté de réduire le bruit des boîtes de vitesses est à l'origine des études lancées par les bureaux d'études depuis plusieurs années. On constate que les défauts sur les engrenages et l'imprécision de la chaîne de transmission influent d'une façon importante sur le bruit des mécanismes, par exemple les boîtes de vitesses des véhicules (figure 3).

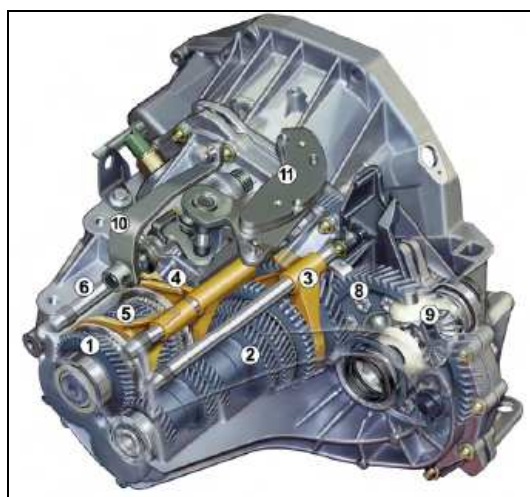


Figure 3 : Un éclaté de la boîte de vitesses Renault TL4.

Notre travail se divise en quatre (04) chapitres, avec une introduction, une conclusion et des perspectives qui présentent un enchaînement cohérent de cette analyse. Il est réparti comme suit :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une théorie des engrenages qui se compose de deux parties : la première est une introduction aux engrenages avec un aperçu sur leur technologie, leur rôle dans les mécanismes, et la deuxième partie présente les différents étapes de fabrication des engrenages depuis l'ébauche jusqu'à la finition.

Dans le deuxième nous avons fait une analyse théorique des défaillances causées dans les systèmes mécaniques à engrenages : défauts de fabrication (taillage, rectification, traitements thermiques), les défauts de montages (entraxe,...) et les défauts de fonctionnement.

Dans le troisième chapitre nous avons montré à partir d'équations mathématiques l'influence des défauts de conception, de fabrication et de montage des roues dentées sur le rapport de transmission qui à son tour agit sur la précision cinématique d'une transmission par engrenages.

Le dernier chapitre consiste en une simulation qui présente l'influence des défauts d'engrenages sur l'allure des signaux mesurés d'accélération. L'influence des avaries sur les signaux temporels bruts va être développée dans ce chapitre. Ces descriptions permettent de comprendre les phénomènes et d'appuyer le choix des axes de recherche. La modélisation statique ne nous permet pas d'arriver au résultat souhaité, ce qu'il nous faudrait c'est une modélisation dynamique qui permet de mieux représenter le phénomène rencontré dans les boîtes de transfert. Ce travail demande une formation d'au moins six (06) mois sur le logiciel CATIA ou le logiciel ANSYS. Alors nous avons orienté notre travail sur un réducteur au niveau de la SME équipant la chaîne de broyage de la cimenterie ElHamma.

Ces chapitres sont suivis d'une conclusion et des perspectives, dans lesquelles nous donnons le résumé de notre travail et les travaux à entreprendre dans l'avenir.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES

ENGRENAGES

GENERALITES SUR LES ENGRENAGES

I.1. INTRODUCTION

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

Avec le temps, les applications que l'on trouve aux engrenages se multiplient, et ils deviennent vite un élément de machine très varié et indispensable pour la transmission de mouvement et de puissance. Dès le 16^{ème} siècle, des mathématiciens commencent à se pencher sur le problème de la théorie des engrenages.

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

Aujourd'hui encore ; les engrenages sont couramment utilisés et demeurent un moyen très efficace pour transmettre un mouvement de rotation et une puissance d'un arbre menant à un arbre mené. On trouve plusieurs types d'engrenages, dont quelques-uns sont représentés sur la figure I-1. On distingue trois grandes classes d'engrenages. Ces classes sont divisées selon la position relative des axes des arbres en rotation. La première classe concerne les engrenages aux axes parallèles ; on inclut dans cette catégorie les engrenages cylindriques droits et les

engrenages cylindriques hélicoïdaux ; ces derniers, pour des dimensions similaires, permettent d'obtenir un rapport de conduite plus élevé. Les engrenages coniques, quant à eux, permettent la transmission du mouvement de rotation entre deux arbres concourants. Ceux-ci peuvent comporter une denture droite, inclinée ou spirale. Ces engrenages coniques à denture spirale sont plus communément appelés spiro-coniques [1].

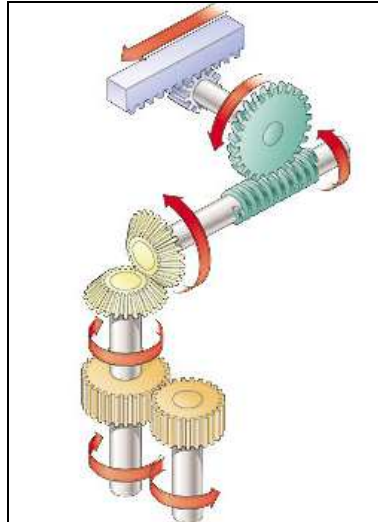


Figure I-1 : Types d'engrenages.

I.2. GENERALITES

I.2.1. Bref historique

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

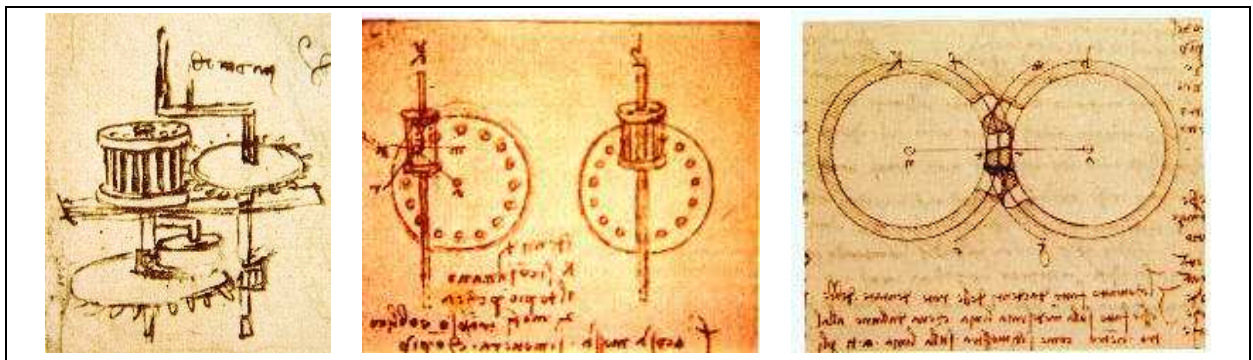


Figure I-2 : Anciennes définitions des engrenages.

1.2.2. Définition d'un engrenage

Un **ENGRENAGE** est un mécanisme constitué de deux roues dentées, chacune étant en rotation autour d'un axe, les deux axes restant fixes l'un par rapport à l'autre, de sorte qu'une des roues entraîne l'autre, par action de dents successivement en contact.

Pignon : la plus petite des deux roues dentées

Roue : la plus grande des deux roues dentées

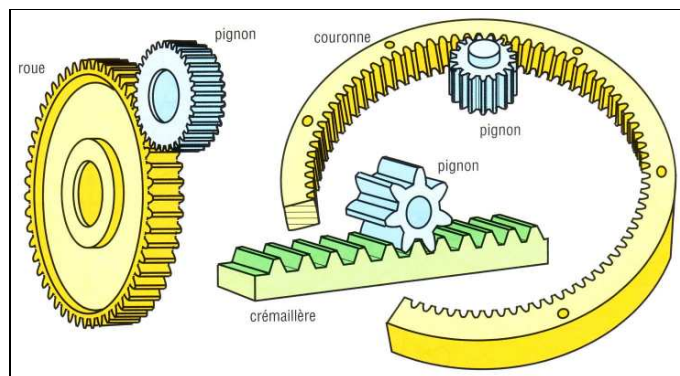


Figure I-3 : Roue et pignon dans les engrenages.

1.2.3. Avantages et inconvénients des engrenages

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

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

Tableau I-1 : Avantages et inconvénients des engrenages.

I.3. LES TYPES D'ENGRENAGES

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

- ❖ **Engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques) :** dentures cylindriques droites ou hélicoïdales. Pour ces types, le profil de denture est presque exclusivement en développante de cercle (*figure I-4*). cependant, on rencontre d'autres profils pour les dentures droites : à arc de cercle (roue à chaîne) (*figure I-5*), en épicycloïde, en hypocycloïde (compresseur Root) (*figure I-6*) [2], mais leur utilisation est moins courante.

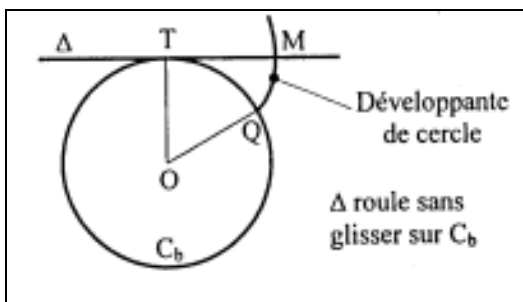


Figure I-4 : Profil en développante de cercle.

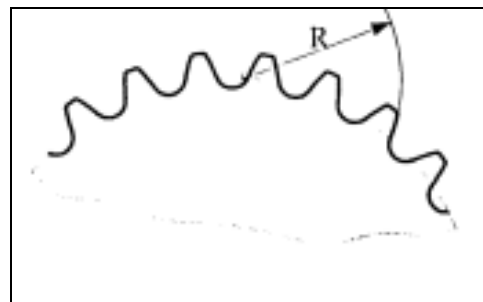


Figure I-5 : Profil à arc de cercle.

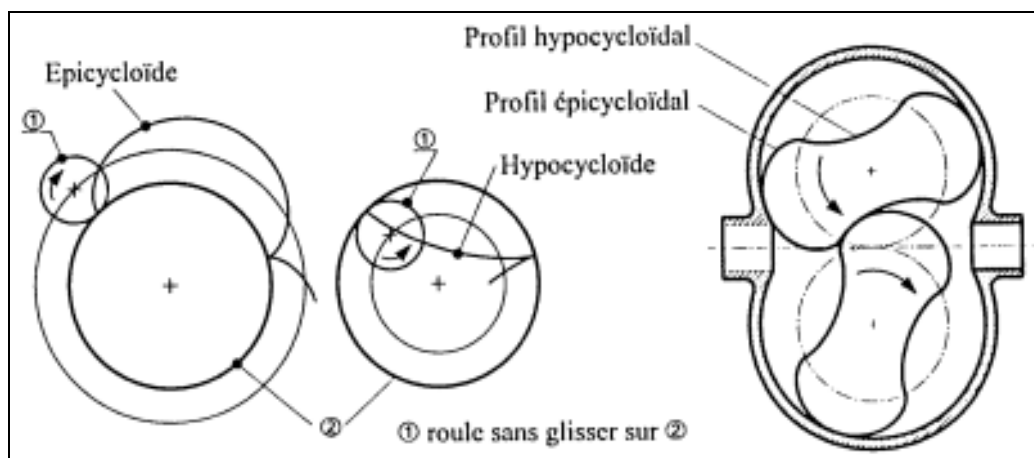


Figure I-6 : Epicycloïde, Hypocycloïde, Compresseur Root.

- ❖ **Engrenages à axes concourants (engrenages coniques) :** engrenages coniques droits, hélicoïdaux et spiro-coniques. Pour les deux premiers types, le profil de denture est en développante sphérique (denture théorique) ou en octoïde de 1ère ou 2ème espèce (denture pratique). Pour les engrenages spiro-coniques, le profil de denture est défini à partir de la roue plate génératrice dont le profil de denture est un arc de cercle pour la denture Gleason,

une développante de cercle pour la denture Klingelberg, une épicycloïde allongée pour la denture Oerlikon (figure I-7) [3].

❖ **Engrenages à axes orthogonaux :**

- Engrenages gauches hélicoïdaux : les dentures sont à développante de cercle (théoriquement, des hyperboloïdes de révolution).
- Engrenages à roue et vis sans fin : la surface de denture est engendrée par un outil matérialisant la vis conjuguée (taillage suivant la méthode des enveloppes). La vis peut être à filet trapézoïdal, à filet engendré par un tronç de cône de révolution, à filet en hélicoïde développable.

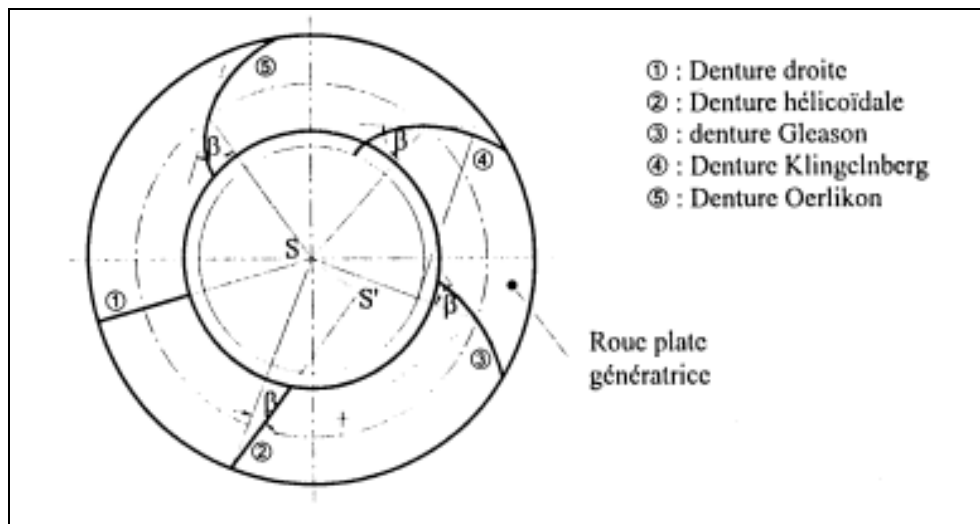


Figure I-7 : Types de dentures coniques.

1.3.1. Les engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)

1.3.1.1. Engrenage cylindrique à denture droite

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

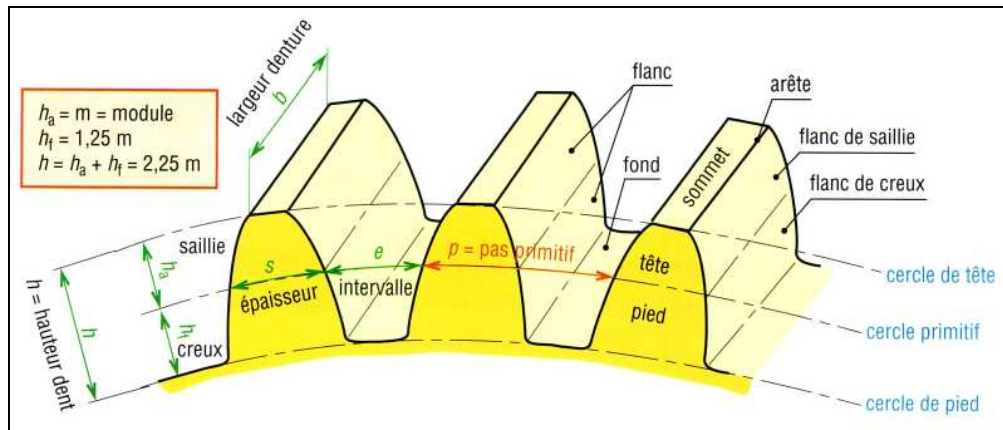


Figure I-8 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieure.

Désignation	Symbole	Valeur
Module		déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents		nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas		
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 m$
Largeur de denture	b	$b = k m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre primitif		
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 h_a = m (Z + 2)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2 h_f = m (Z - 2,5)$
Entraxe de l'engrenage		
Angle de pression	α	Généralement $\alpha = 20^\circ$

Tableau I-2 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieure.

I.3.1.2. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

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

Pour les engrenages à axes parallèles, les hélices sont obligatoirement de sens contraires pour que les dentures puissent engrener, sauf dans le cas très particulier de l'engrenage paradoxal

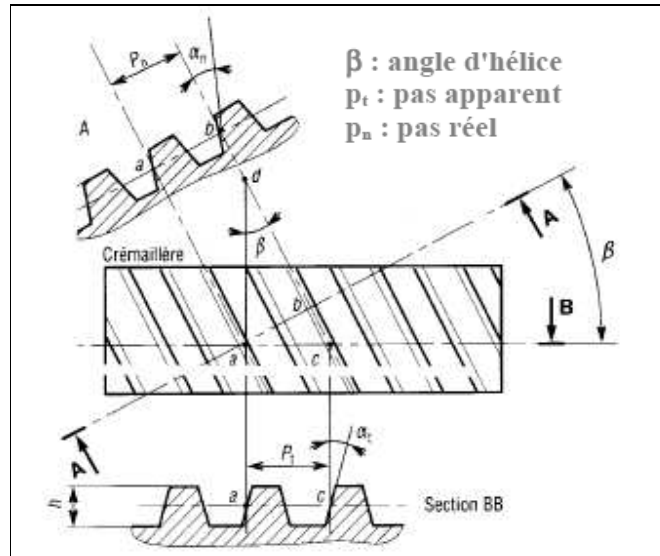


Figure I-9 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.

Désignation	Symbole	Valeur
Angle d'hélice		Valeur comprise entre 15° et 30°
Sens de l'hélice		Si le pignon a une hélice à gauche, la roue aura une hélice à droite
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	p_t	$p_t = \pi \cdot m_t$
Diamètre primitif		
Entraxe de l'engrenage		
Angle de pression		Généralement, $\alpha = 20^\circ$

Tableau I-3 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.

1.3.2. Engrenage à axes concourants (engrenage conique)

C'est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants (figure I-10). Les axes à 90° sont les plus courants.

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

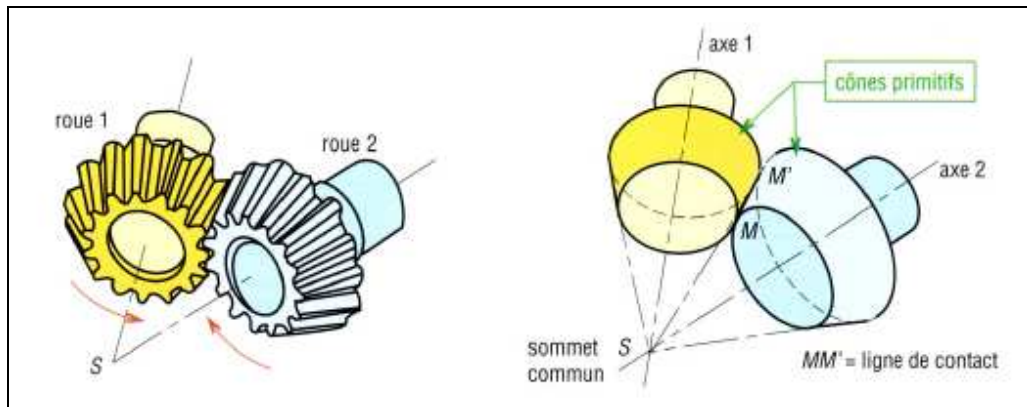


Figure I-10 : Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).

Désignation	Symbole	Valeur
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Angle entre les arbres	Σ	fonction de l'architecture du système
Rapport de transmission	i	$i = N_1 / N_2 = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1$
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Angle primitif	δ	$\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2 = N_2 / N_1 \quad \tan \delta_2 = Z_2 / Z_1 = N_1 / N_2$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 m$
Épaisseur de la dent	s	$s = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Intervalle de la dent	e	$e = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Largeur de denture	b	$b = k m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 h_a \cdot \cos \delta = m (Z + 2 \cos \delta)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2 h_f \cdot \cos \delta = m (Z - 2,5 \cos \delta)$
Angle de pression	α	Généralement, $\alpha = 20^\circ$
Etc		

Tableau I-4 : Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).

I.3.3. Engrenage gauche (système roue et vis sans fin)

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

Dans de nombreux cas ce dispositif est irréversible, ce qui signifie que si la vis peut entraîner la roue, la roue ne peut pas, en raison des frottements, entraîner la vis. Ce cas est intéressant par exemple pour la commande d'un treuil qui ne peut pas se dérouler tout seul.

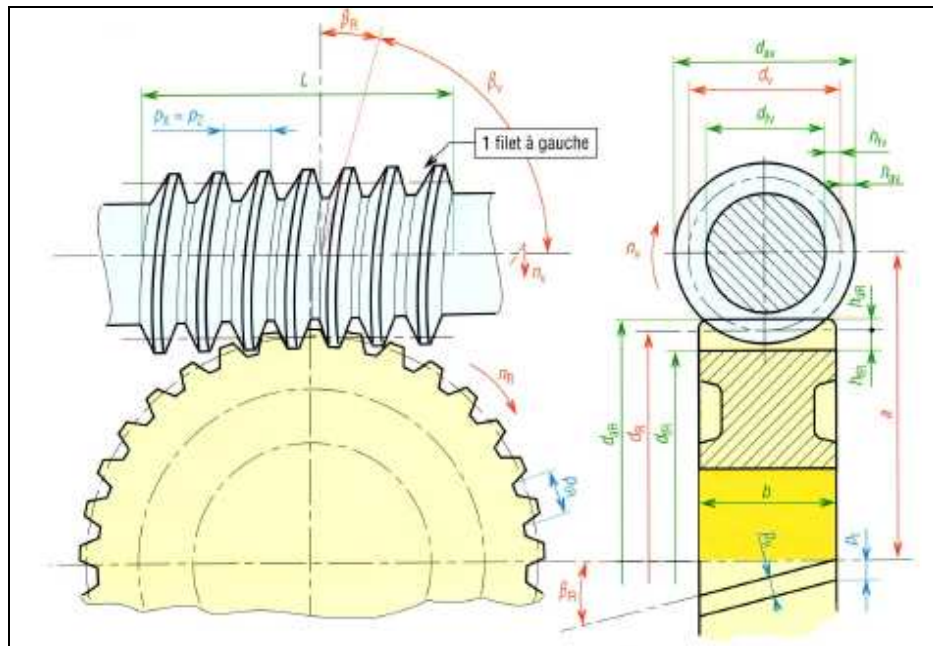


Figure I-11 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin).

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	Z_V	
Angle d'hélice	β_V	Fonction de la réversibilité de la transmission
Sens de l'hélice		
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Module axial	m_x	$m_x = m_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x \cdot Z_{vis}$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi \cdot \tan \gamma_{vis}$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre intérieur (ou du noyau)	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	L	$L = 5 p_x$ environ

Tableau I-5 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin).

I.4. ETUDE DE PROFIL

I.4.1. Etude de l'engrènement dans le cas d'un engrenage cylindrique droit

Nous appellerons **profil** la section des dents par tout plan normal à l'axe. Nous ne considérerons dans cet ouvrage que le **profil en développante de cercle** qui est pratiquement le seul utilisé (il n'existe que de très rares exceptions : engrenages d'horlogerie par exemple).

I.4.1.1. Les surfaces conjuguées et les profils conjugués

Soient deux cylindres de révolution primitifs (surfaces axoïdes) tangents, d'axes respectifs X_1 et X_2 parallèles (figure I-12) [4].

Soit une surface P tangente aux deux cylindres et une surface Q invariablement liée à P .

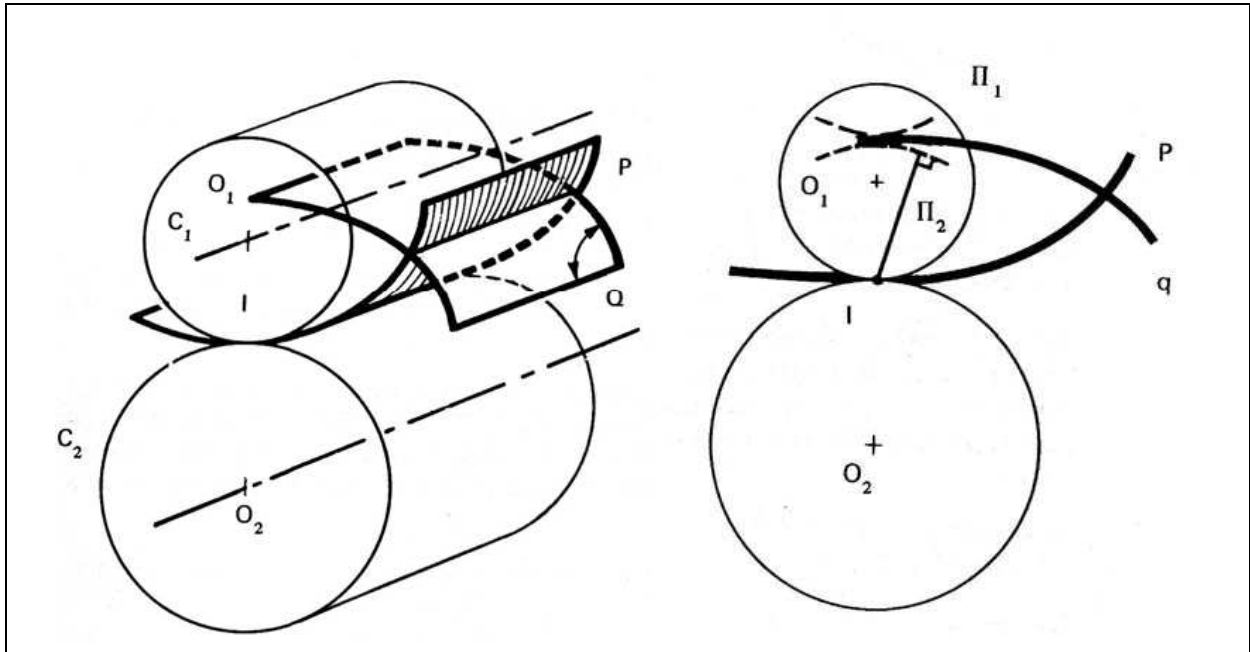


Figure I-12 : Les profils conjugués.

- Si P roule sans glisser sur le cylindre 1, la surface Q a pour enveloppe une certaine surface S_1 .
- Si P roule sans glisser sur le cylindre 2, la surface Q a pour enveloppe une certaine surface S_2 .

Ces deux surfaces sont conjuguées, elles sont tangentes.

L'intersection des surfaces conjuguées avec le plan perpendiculaire aux axes des engrenages, s'appelle les profils conjugués (π_1 et π_2).

I.4.1.2. Développante de cercle

La développante de cercle est obtenue en faisant rouler sans glisser la droite (Δ) sur cercle (C_b) appeler cercle de base (figure I-13). Par définition, on a donc :

$$arc\ TQ = \overline{TM} \tag{I-1}$$

Q étant le point de rebroussement du profil.

Il vient :
$$R_b \theta = R_b \operatorname{tg} \alpha \quad (\text{I-2})$$

D'où :
$$\theta = \operatorname{tg} \alpha \quad (\text{I-3})$$

L'angle QOM vaut :
$$QOM = \theta - \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad (\text{I-4})$$

On désigne par involute (α) (notée $\operatorname{inv} \alpha$) la fonction définie par :

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad (\text{I-5})$$

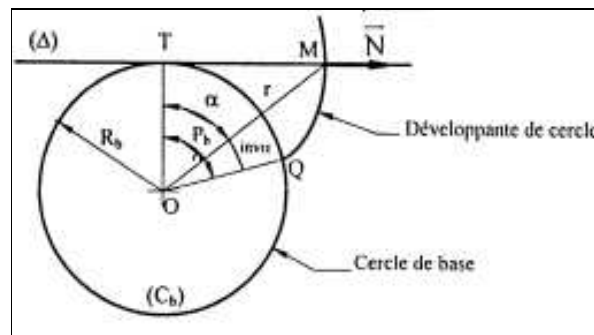


Figure I-13 : Profil en développant de cercle.

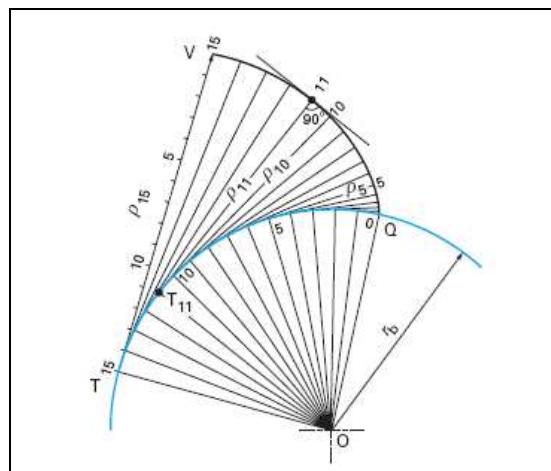


Figure I-14 : Développante de cercle ; centre de courbure et rayon de courbure [5].

I.4.1.3. Propriété de la développante de cercle

On montre facilement que :

- Les développantes d'un même cercle de base sont parallèles entre elles.
- La normale \vec{N} à la développante est portée par l'axe instantané de rotation (Δ).
- Le rayon de courbure au point M est égale à TM (T est le centre instantané de rotation).

- La développante de cercle ne peut pas avoir de point à l'intérieur du cercle de base (cercle développé).

I.4.1.4. Continuité d'engrènement (Denture droite)

La figure I-15 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 des deux cercles primitifs et est inclinée de la valeur de l'angle de pression α .

- **Début de l'engrènement** : le profil mené est attaqué par son sommet A (figure I-15a).
- **Période d'approche** : c'est la période comprise depuis le début de l'engrènement jusqu'au moment où le point de contact est en I (figure I-15b).
- **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 I-15c).
- **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 I-15d) :

$$g_\alpha = AB = AI + IB = g_f + g_a \quad (\text{I-6})$$

- **Arc de conduite** : arc dont ont roulé sans glisser l'un sur l'autre les deux cercles primitifs pendant tout l'engrènement :

$$g_t = \frac{g_\alpha}{\cos \alpha} \quad (\text{I-7})$$

- **Rapport de conduite** :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} = \frac{g_t}{p} \quad (\text{I-8})$$

Il faut obligatoirement que la longueur de conduite soit supérieure au pas de base p_b :

$$g_\alpha > p_b : \text{donc } g_t > p \text{ pratiquement, } \varepsilon_\alpha > 1,25.$$

Sur la figure I-15d 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 [6].

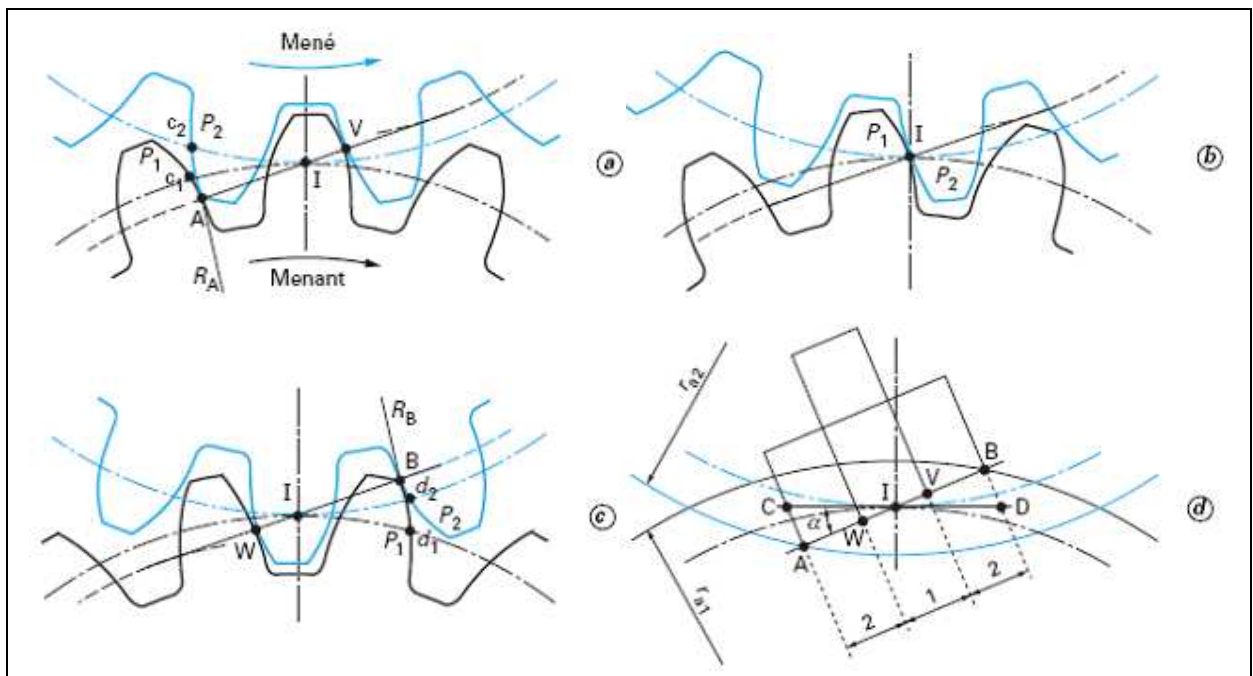


Figure I-15 : Continuité d'engrènement (engrenage droite extérieur).

1.4.2. Interférences de fonctionnement

L'interférence de fonctionnement conduit à des contacts s'effectuant dans de très mauvaises conditions, donnant lieu à des variations de vitesse angulaire, à des vibrations intenses et à une usure très rapide. Elle peut même conduire à un coincement entre les dentures si le jeu entre elles est faible ou nul. On s'intéressera ici aux interférences dans les engrenages cylindriques à axes parallèles et à denture droite.

Principe de l'interférence :

Lors de l'engrènement, le contact entre dentures suit la ligne d'action (T_1T_2) tangente commune aux cercles de base (figure I-16), donc inclinée de l'angle de pression (α) par rapport à la tangente commune aux deux cercles primitifs qui sont en contact au point I .

Lorsque le nombre de dents du pignon devient faible (10 sur la figure I-16), on s'aperçoit que le cercle de tête de la roue sort de la ligne d'action. Il se produit alors une interférence d'engrènement.

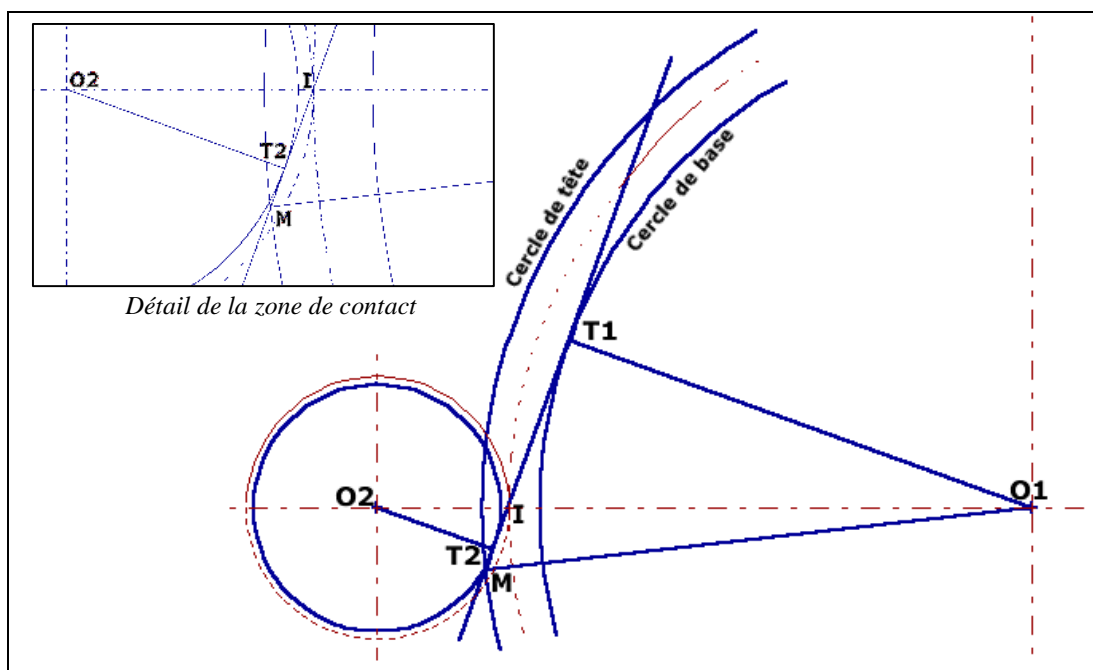


Figure I-16 : Détail de l'engrènement.

Ce phénomène dépend de l'angle de pression (α), pour un angle de 20° , il apparaît lorsque le pignon a moins de 17 dents et la roue plus de 17, ou lorsque le pignon a moins de 13 dents quelque soit le nombre de dents de la roue.

La solution consiste à ramener le point M à l'intérieur de la zone de contact T_1T_2 . Ceci peut-être fait en déportant les dentures par rapport aux cercles primitifs. Pour une correction sans variation de l'entraxe O_1O_2 , il est nécessaire de déporter les deux dentures en sens inverses :

- Vers l'extérieur pour le pignon.
- Vers l'intérieur pour la roue.

I.4.3. Correction de denture

En effet, l'emploi des machines à tailler par fraise-mère, par outil-crémaillère et par outil-pignon ne consiste pas seulement à tailler des dentures normales avec profil en développante au même module que l'outil générateur ; il consiste aussi à produire des dentures différentes des dentures normales, dont on a modifié les proportions de manière à améliorer leur fonctionnement et accroître leur résistance. Ces dentures appelées « dentures corrigées » [7].

La détermination des coefficients de déport dans un engrenage se fera souvent en recherchant un compromis parmi tous les critères d'optimisation suivants :

- Eviter les interférences de taillage (si Z est faible) ;
- Rechercher un fonctionnement sans jeu (obligatoire !) ;
- Obtenir un rapport de conduite satisfaisant (très conseillé) ;
- S'adapter à un entraxe de fonctionnement (imposé entre arbres, dans une BDV) ;
- Equilibrer les glissements spécifiques (critère d'usure) ;
- Equilibrer la résistance à la flexion en pied de dent (étude dynamique).

Le cas le plus simple est celui où l'outil générateur est une crémaillère.

I.4.3.1. Définitions

Crémaillère génératrice normalisée : la figure I-17 définit les éléments géométriques de la crémaillère génératrice normalisée.

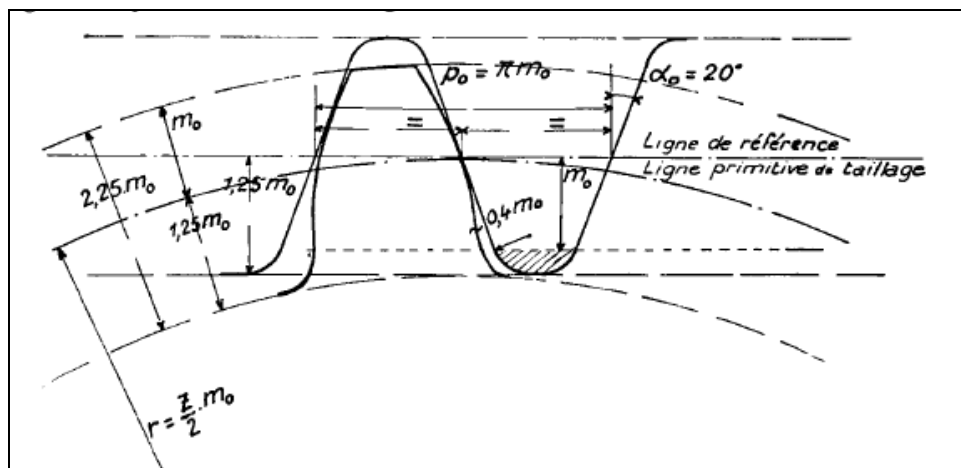


Figure I-17 : Eléments géométriques de la crémaillère génératrice normalisée.

Sur la ligne de référence, nous avons :

- Épaisseur = intervalle = $\frac{Pas}{2} = \frac{\pi m_0}{2}$;
- m_0 = module de la crémaillère génératrice ;
- Angle de pression $\alpha_0 = 20^\circ$,
- Saillie = $1,25 m_0$,
- Arrondi au sommet : il commence à une distance de la ligne de référence égale au module, soit une valeur du rayon d'environ $0,4 m_0$.

Denture normalisée : une denture sera dite normalisée si elle peut être engendrée à partir de la crémaillère génératrice normalisée.

Denture normale : une denture est une denture normalisée pendant la génération de laquelle la ligne primitive de taillage (ou de génération) de la crémaillère génératrice est confondue avec la ligne de référence.

Nous avons ainsi :

- Sur le cercle primitif de taillage de la roue, de rayon $r = \frac{z}{2} m_0$.
- Épaisseur = intervalle = $\frac{\pi m_0}{2}$.
- Saillie = m_0 .
- Creux = $1,25 m_0$.
- Hauteur de denture = $2,25 m_0$.

Denture déportée : une denture normalisée est dite déportée lorsque la ligne primitive de taillage de la crémaillère génératrice n'est plus confondue avec la ligne de référence (*figure I-18*).

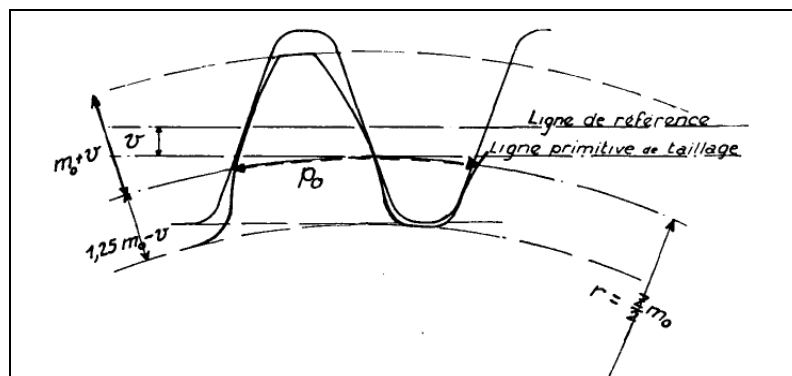


Figure I-18 : Denture déportée.

Nous avons maintenant :

- Sur le cercle primitif de taillage, dont le rayon a la même valeur : $r = \frac{z}{2} m_0$;
- Épaisseur \neq intervalle ;
- Épaisseur + intervalle = πm_0 ;
- Saillie $\neq m_0$;
- Creux $\neq 1,25 m_0$;
- Saillie + creux = $2,25 m_0$.

Entraxe normal : nous avons déjà défini l'entraxe normal a , c'est la somme des rayons primitifs de taillage des deux organes d'un engrenage, soit :

$$a = m_0 \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \quad (\text{I-9})$$

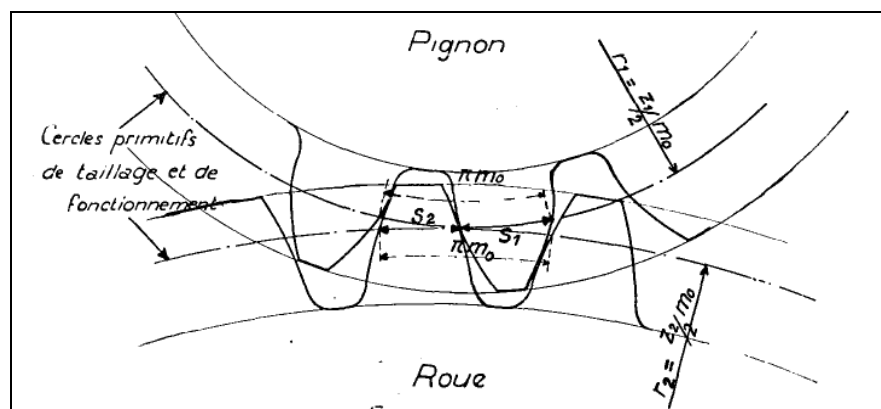


Figure I-19 : Engrenage à axe normal.

Lorsque l'entraxe de fonctionnement d'un engrenage est égal à l'entraxe normal, les cercles primitifs de fonctionnement sont alors confondus avec les cercles primitifs de taillage. Il est évident que pour avoir un fonctionnement correct à l'entraxe normal, les épaisseurs s_1 et s_2 des dents des deux organes sur les cercles primitifs de taillage respectifs doivent satisfaire la relation suivante :

$$s_1 + s_2 = s'_1 + s'_2 = \pi m_0 \quad (\text{I-10})$$

Nous désignerons d'une manière générale :

- s'_1 et s'_2 : épaisseurs sur les cercles primitifs de fonctionnement ;
- s_1 et s_2 : épaisseurs sur les cercles primitifs de taillage.

Chaque fois que $s_1 + s_2$ sera différents de πm_0 , l'entraxe de fonctionnement de l'engrenage sera différent de l'entraxe normal.

Si les deux roues d'un engrenage sont à denture normale, il est évident que l'entraxe sera normal. Par contre, si les roues sont à denture déportée, il peut se présenter deux cas :

- L'entraxe de fonctionnement peut être égal à l'entraxe normal : nous avons alors des dentures déportées sans variation d'entraxe ;
- L'entraxe de fonctionnement peut être différent de l'entraxe normal : les dentures sont dites déportées avec variation d'entraxe.

1.4.3.2. Dentures déportées sans variation d'entraxe

Pour un engrenage extérieur ; par convention, nous dirons que le déport de denture est positif lorsque la ligne de référence de la crémaillère génératrice est extérieure au cercle primitif de taillage de la roue (*figure I-20*), dans le cas contraire, le déport sera dit négatif (*figure I-21*). Cette convention est également valable pour la denture intérieure (la crémaillère génératrice ne pouvant être qu'imaginaire).

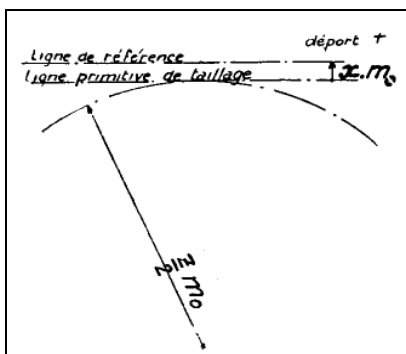


Figure I-20 : Déport positif.

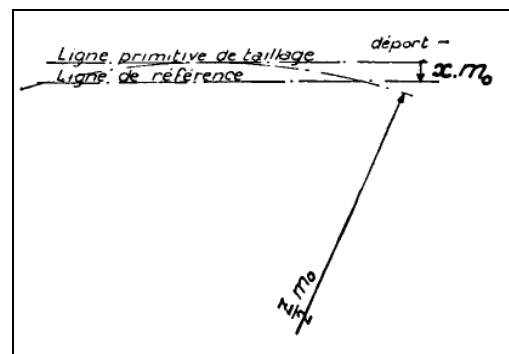


Figure I-21 : Déport négatif.

Le déplacement de profil (v) est le décalage de la ligne de référence de la crémaillère génératrice par rapport à la ligne primitive de taillage.

Le coefficient de déport (x), ou plus simplement le déport, est le quotient du déplacement de profil par le module m_0 :

$$x = \frac{v}{m_0} \quad (\text{I-11})$$

Nous allons voir maintenant que, pour fonctionner à l'entraxe normal, la somme des déports des deux organes doit être nulle (déports pris en valeur algébrique) :

$$x_2 = -x_1 ; \quad x_1 + x_2 = 0 \quad (\text{I-12})$$

La figure I-22 représente un engrenage extérieur à dentures déportées sans variation d'entraxe ; le pignon est tallé avec un déport x positif et la roue avec le même déport x mais négatif. C_1 et C_2 sont les deux cercles primitifs de taillage et de fonctionnement.

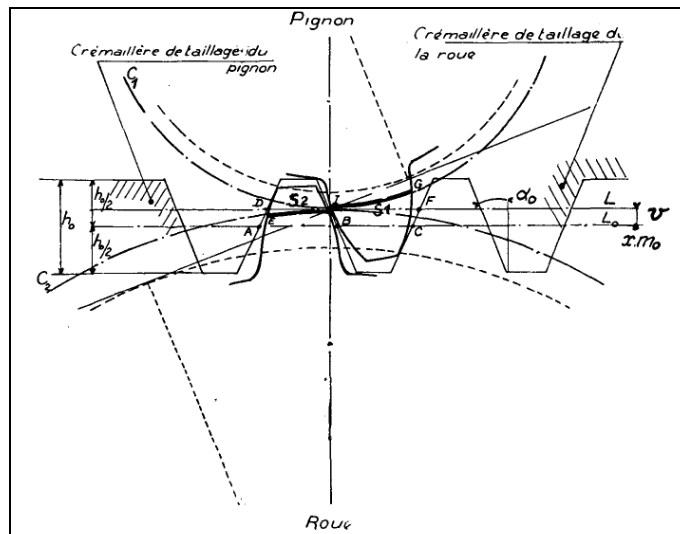


Figure I-22 : Dentures déportées sans variation d'entraxe.

La ligne de référence L_0 de la crémaillère génératrice est décalée par rapport à la ligne primitive de taillage L , du déplacement de profil $v = x.m_0$.

L'épaisseur s_1 ou s'_1 des dents du pignon sur le cercle primitif de taillage C_1 (soit IG) est égale à l'intervalle de la crémaillère sur la ligne primitive de taillage (soit IF) : en effet, ces deux éléments primitifs roulent sans glisser l'un sur l'autre. Nous avons alors :

$$s_1 = \frac{\pi m_0}{2} + 2 x m_0 \operatorname{tg} \alpha_0 = m_0 \left(\frac{\pi}{2} + 2 x \operatorname{tg} \alpha_0 \right) \quad (\text{I-13})$$

(x pris en valeur algébrique, c'est-à-dire positif).

En ce qui concerne la roue (soit : $s_2 = IE = ID$), nous obtenons de même :

$$s_2 = \frac{\pi m_0}{2} - 2 |x m_0| \operatorname{tg} \alpha_0 = m_0 \left(\frac{\pi}{2} + 2 x \operatorname{tg} \alpha_0 \right) \quad (\text{I-14})$$

(x pris en valeur algébrique, c'est-à-dire négatif).

Nous vérifions que nous obtenons bien, avec : $x_1 + x_2 = 0$,

$$s_1 + s_2 = \pi m_0 \quad (\text{I-15})$$

I.4.3.3. Dentures déportées avec variation d'entraxe

Nous verrons que, dans certains cas, on est amené à abandonner le système de dentures déportées sans variation d'entraxe.

On peut être conduit à adopter les déports x_1 et x_2 pour le pignon et la roue, tels que leur somme algébrique soit différente de zéro.

En se reportant aux formules (I-10) et (I-12), nous voyons immédiatement que :

- Si $x_1 + x_2 > 0$ et $s_1 + s_2 > \pi m_0$, l'entraxe de fonctionnement a' est obligatoirement plus grand que l'entraxe normal a ;
- Si $x_1 + x_2 < 0$ et $s_1 + s_2 < \pi m_0$, l'entraxe de fonctionnement a' est obligatoirement plus petit que l'entraxe normal a ;

La figure I-23 schématise la génération de la denture déportée d'un pignon et d'une roue à partir de la même crémaillère génératrice normale. Dans cet exemple les deux déports x_1 et x_2 sont positifs ; nous arrivons ainsi obligatoirement à un entraxe de fonctionnement a' du pignon et de la roue plus grand que l'entraxe normal a .

Appelons m_0 et α_0 le module et l'angle de pression de la crémaillère génératrice.

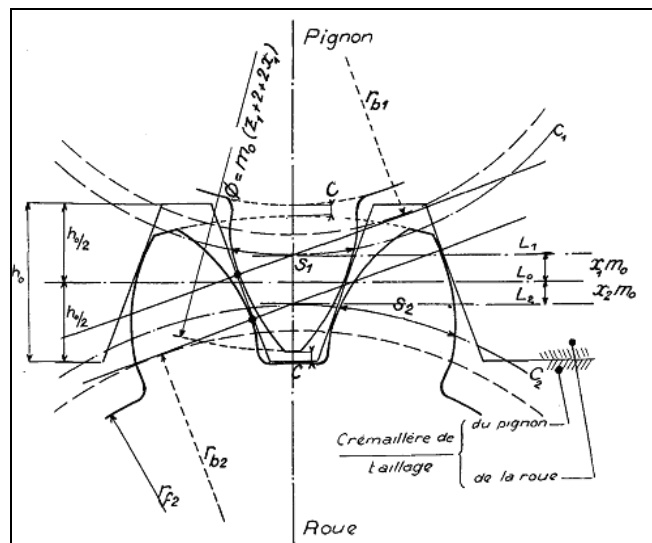


Figure I-23 : Génération de la denture déportée à partir d'une crémaillère génératrice.

I.4.4. Jeu de fonctionnement

Le jeu j_n 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 I-26).

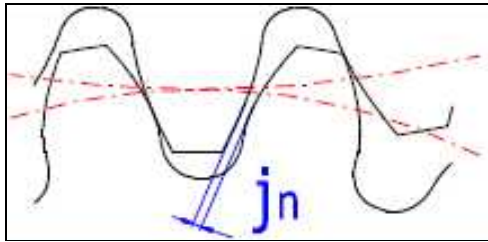


Figure I-24 : Fonctionnement avec jeu.

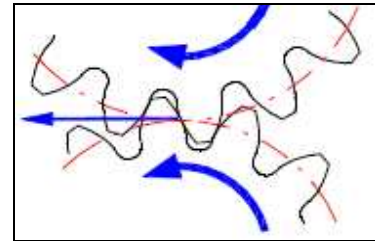


Figure I-25 : Fonctionnement sans jeu.

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.

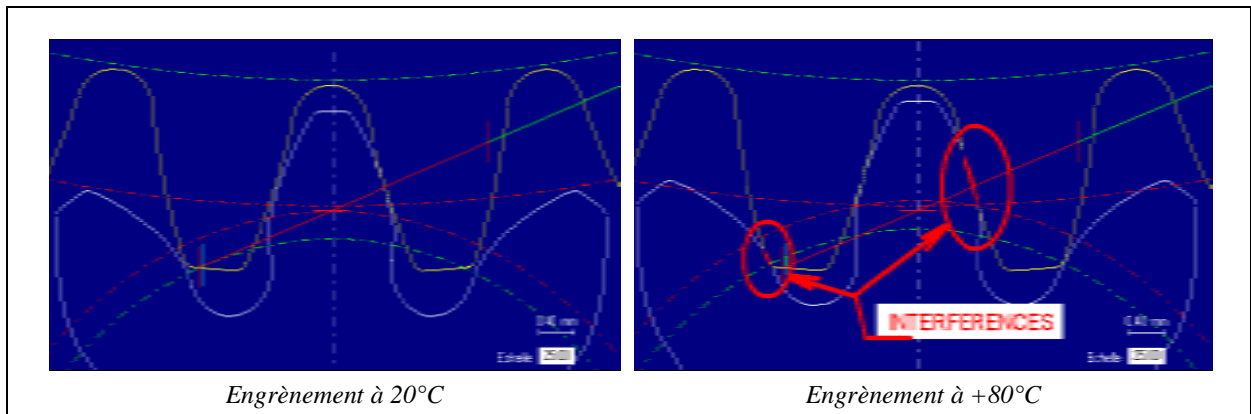


Figure I-26 : Analyse du fonctionnement à température.

I.5. STRATEGIES D'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. Le tableau I-6 présente les principales applications des engrenages avec les classes de précision associées selon la norme ISO 1328 [9].

Domaine d'utilisation	Classe											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Engrenages étalons												
Turbines			-----									
Instruments de mesure			-----									
Automobiles			-----									
Machine-outils			-----									
Avions												
Pièces de mécanique de précision												
Navires												
Autocars et camions												
Pompes												
Locomotives et autre matériel de traction												
Matériels ferroviaires roulants												
Presses d'imprimerie												
Machines à papier												
Machines pour l'industrie du caoutchouc												
Laminoirs												
Machines pour l'industrie chimique												
Tracteurs et engins similaires												
Machines à vapeur												
Machines textiles												
Equipements de levage et de transport												
Machines de bureau												
Autres machines agricoles												
Broyeurs												
Machines de cimenterie												
Machines pour l'industrie du bois et de la pâte à papier												

----- Classes normalement appliquées
 ----- Classes uniquement utilisées dans certains cas spéciaux

Tableau I-6 : Classes de tolérance des principales applications des engrenages (source Sandvik).

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. La classe de tolérance visée est de l'ordre de 7 à 8. 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 [8] :

- 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.

1.5.1. 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 :

- Fraisage de forme à la fraise 2 ou 3 tailles, dénommée aussi fraise module ;
- 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, alors que les dentures automobiles françaises sont généralement spécifiées dans des classes de tolérance de l'ordre 7 à 8, et que les dentures automobiles allemandes sont dans des classes de tolérance de l'ordre 5 à 6. Ces 4 techniques de génération de dentures ne sont donc pas en mesure de réaliser des dentures finies. Chacune de ces techniques est décrite brièvement dans les paragraphes suivants.

1.5.1.1. Fraisage à la fraise module

Cette technique fait partie des techniques les plus simples (*figure I-27*). 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 ou occasionnellement sur un centre d'usinage 5 axes. 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.

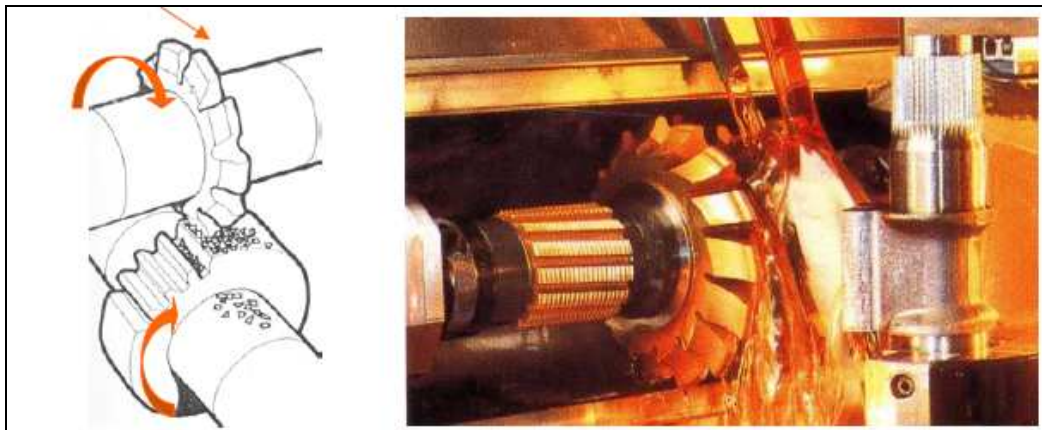


Figure I-27 : Mise en œuvre d'un taillage à la fraise module 3 tailles (source Sandvik et Pfauter).

Avantage :

- Facile à mettre en œuvre.

Inconvénients :

- Très faible productivité ;
- Coût machine élevée ;
- Coût outil élevé.

1.5.1.2. 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 I-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 (Formule 1, aéronautique, prototypes pour nouvelles boîtes de vitesses, etc.).

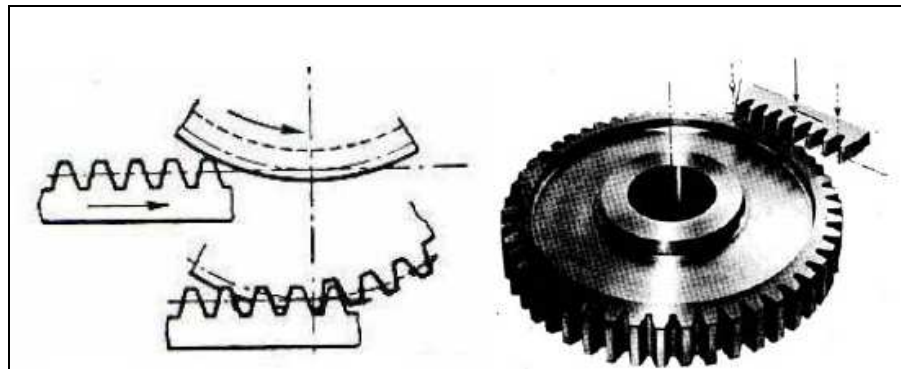


Figure I-28 : Mise en œuvre d'un taillage à la fraise module 3 tailles (source Sandvik et Pfauter).

Avantage :

- Outils de géométrie très simples, facilement réalisables et réaffûtables.

Inconvénients :

- C'est une technique très lente.
- Nécessite des machines spécifiques.
- Opérateurs qualifiés.

1.5.1.3. Taillage à l'outil pignon

Ce principe de taillage utilise le principe de l'engrènement de deux roues dentées (figure I-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 sont synchronisées 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. Les outils pignons sont souvent en acier rapide X 120 W Mo Cr V 6-5-4-3 revêtu de nitrure de titane (TiN) déposé par un procédé de la famille des procédés PVD (Physical Vapor Deposition).

Du point de vue industriel et conception de pièces, l'outil pignon est une solution de secours. Il est employé uniquement lorsqu'il est impossible de faire autrement. Une application caractéristique en production automobile est la réalisation de dentures sur des arbres primaires de boîtes de vitesses.

A titre d'exemple, sur une boîte de vitesses MA du groupe PSA Peugeot-Citroën (*figure I-30*) et comptant 15 dentures à tailler, seules 2 dentures sont taillées par le procédé outil pignon, alors que 13 dentures sont taillées par le procédé dit « à la fraise-mère ».

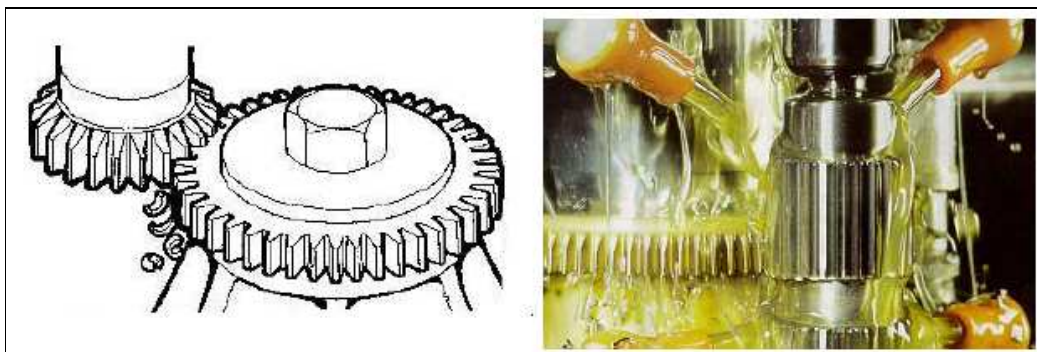


Figure I-29 : Taillage de dentures droites à l'outil pignon (source Sandvik et Pfauter).

Avantage :

- 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.

Inconvénients :

- 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.
- Le temps de cycle est très important.

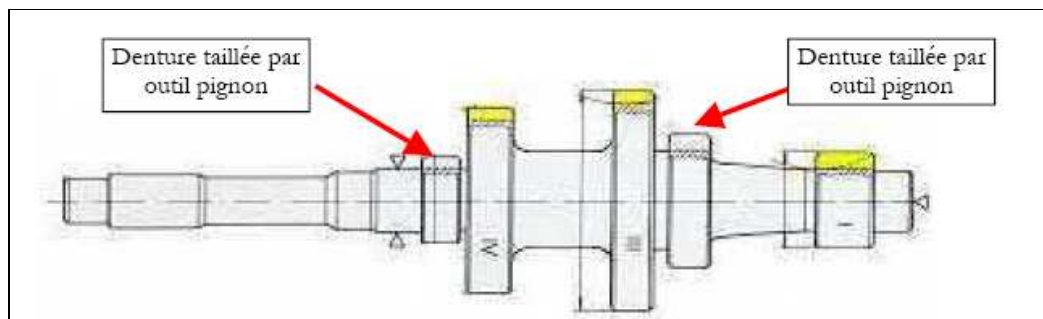


Figure I-30 : Exemple de dentures taillées par le procédé outil-pignon.

I.5.1.4. Taillage à la 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 I-31). 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 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 :

$$w / w_0 = z_0 / z \quad (\text{I-16})$$

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.

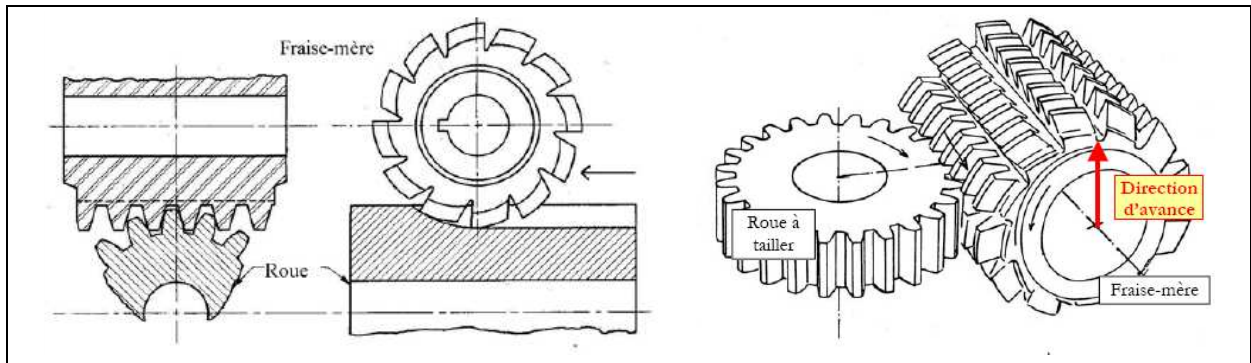


Figure I-31 : Principe du taillage à la fraise-mère.

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. La figure I-32 illustre la limitation d'accessibilité d'une fraise-mère sur un arbre primaire de boîte de vitesse.

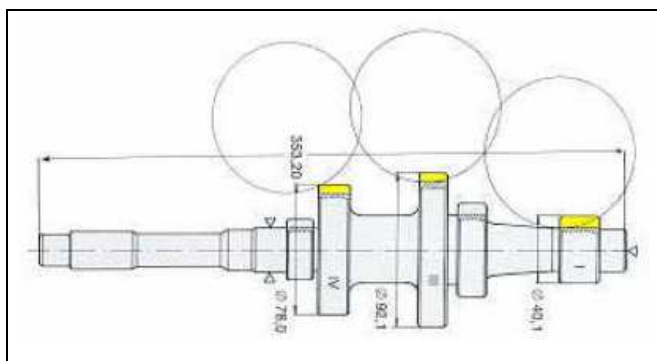


Figure I-32 : Limites d'accessibilité d'une fraise-mère pour des dentures épaulées.

I.5.2. Techniques de finition des dentures

Tout d'abord, il faut distinguer les techniques de finition avant traitement thermique (rasage) et les techniques de finition après traitement thermique (rectification, rodage, Skiving, etc.). L'industrie automobile française utilise quasiment exclusivement la technique de shaving, sauf lorsque les déformations ne sont pas suffisamment maîtrisées. Dans ce cas, ils utilisent la rectification par meule-mère comme l'industrie allemande.

Remarque : la technique de rodage est parfois utilisée en complément de la rectification pour limiter les problèmes d'acoustique.

I.5.2.1. Rasage ou Shaving

Le shaving est une méthode d'usinage par enlèvement de copeaux sur les flancs de dents des engrenages (surépaisseur de 0.03 à 0.05 mm) (*figure I-33*). C'est une technique d'usinage par copeau "gratté" qui s'apparente au travail de l'alésoir monobloc. Il permet d'améliorer la forme et l'état de surface, ainsi que d'atténuer le battement et l'erreur de division. Des classes de précision de l'ordre de 5 à 6 sont atteintes. Celles-ci deviennent des classes 7 à 8 après le traitement thermique.

Au cours de l'usinage, la pièce est entraînée par le couteau sans synchronisation par la machine. Le couteau et la pièce ont un angle d'hélice, et forment un engrenage à axes croisés (*figure I-33*). Le rasage est basé sur une propriété de ce type d'engrenage : le glissement longitudinal. Il faut déplacer le point de croisement des axes par un mouvement longitudinal ou transversal de la pièce par rapport au couteau sur toute la largeur de la denture ou bien corriger l'outil afin d'obtenir une épaisseur uniforme de la dent.

La géométrie des dentures après rasage devra tenir compte des déformations de traitement thermique, valeurs et sens des déformations étant obtenus après une série d'essais. C'est un procédé très simple et très performant. Son seul inconvénient est de ne pas s'appliquer après traitement thermique. Il ne peut donc pas s'appliquer lorsque les dispersions de déformation sont trop importantes.

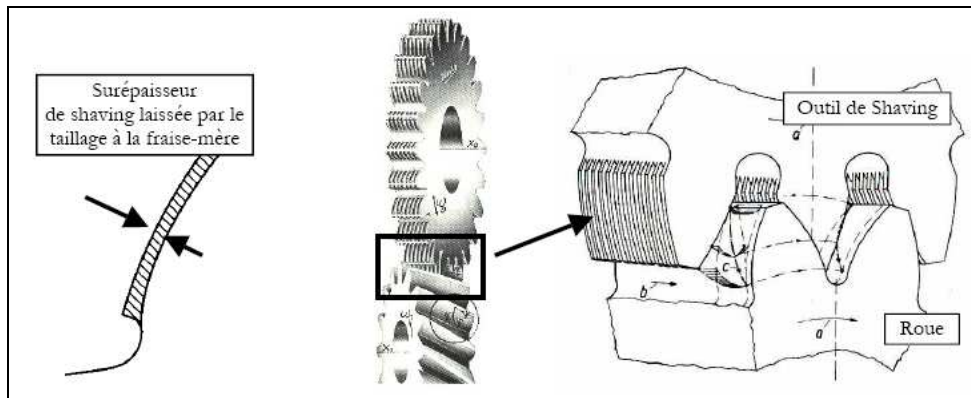


Figure I-33 : Principe d'une opération de Shaving (source Henrio 83).

I.5.2.2. Rectification

C'est une opération de finition des dentures qui s'effectue après traitement thermique et qui permet de rattraper les déformations dues au traitement thermique. La rectification permet d'appliquer les corrections de denture demandées au plan. La surépaisseur enlevée est très supérieure à la surépaisseur enlevée en shaving : environ 0.1 mm par flanc, ce qui autorise de récupérer des déformations importantes. Par voie de conséquence, il est nécessaire d'appliquer des profondeurs supérieures de traitement thermique.



Figure I-34 : Rectification de dentures à la meule-mère (source Samputensili).

Plusieurs procédés existent :

- Par meule-mère, principe identique au taillage par fraise-mère, l'outil est une meule de grand diamètre. C'est le procédé le plus courant et le plus productif (figure I-34) ;

- Par meule-assiette, le travail est effectué flanc par flanc, comme en taillage par crémaillère. Cette technique est réservée à la rectification de dentures de très petites séries dans des géométries spéciales ;
- Par meule-module, principe identique au fraisage à la fraise-module. Cette technique a retrouvé de l'intérêt en production de moyenne série depuis l'apparition de meules c-BN à liant métallique qui suppriment le dressage des meules et accroissent, la qualité des surfaces obtenues.

La technique de rectification par meule-mère est de loin la technique la plus répandue. Ses limites techniques sont liées à l'utilisation d'outils de grands diamètres pour obtenir les vitesses de coupe suffisantes. Il faut donc de l'espace autour de la denture à rectifier. Le principal inconvénient de la rectification est son investissement initial, son entretien, ainsi que son prix de revient très élevé.

***Remarque :** Certaines méthodes de rectification nécessitent une opération supplémentaire de honing pour effacer des défauts de surface très gênants du point de vue acoustique.*

1.5.2.3. Rodage ou Honing

C'est une opération de finition après traitement thermique. La qualité obtenue est intermédiaire entre le rasage et la rectification. L'outil comporte une denture intérieure qui engrène à axes croisés avec le pignon à usiner (*figure I-35*).

Comme pour le rasage, la surépaisseur est faible, de l'ordre de 0.02 à 0.04 mm. Il n'est donc pas possible de rattraper des défauts trop importants. Ce procédé peut s'utiliser seul, en alternative à la rectification, ou en complément de celle-ci pour améliorer les défauts de surface, nuisibles à l'acoustique.



Figure I-35 : Principe du rodage de dentures (source Pfauter).

I.5.2.4. Taillage dur ou Skiving

Les techniques de Skiving sont au nombre de deux. Elles sont une émanation directe des procédés de taillage par fraise-mère et par outil-pignon. L'idée de ces techniques est de générer des dentures en laissant une surépaisseur de 0.2 à 0.3 mm à l'issue de la phase d'ébauche.

Le Skiving "fraise-mère" utilise des fraises-mères en carbure brasé avec une coupe très négative permettant d'accepter des efforts et des pressions locales de coupe très importants (*figure I-36*).

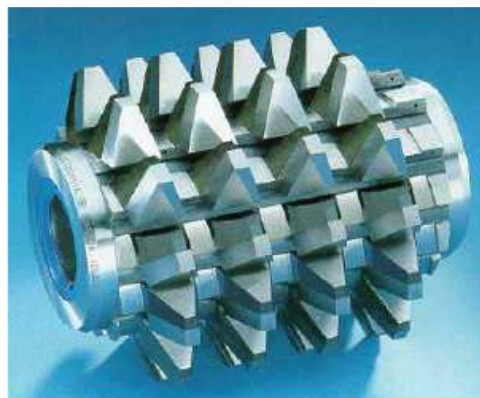


Figure I-36 : Fraise-mère de Skiving.

Cette technique reste encore marginale car elle ne permet pas d'obtenir les qualités de surfaces compatibles avec les critères acoustiques spécifiés, même si la macro-géométrie est de classe 6. Cette technique peut être mise en œuvre pour des opérations de taillage grossier dans

des sociétés qui ne veulent pas investir dans une rectifieuse, mais qui possède déjà une tailleuse performante (haute rigidité, absence de jeux, etc.). Ce procédé pourrait cependant se développer dans la perspective de la suppression des lubrifiants sur les lignes de production de pignons (taxation des produits pétroliers), car, en association avec le rodage à sec, il permet de concilier une bonne macro et micro-géométrie.

Le Skiving "outil-pignon" présente une particularité par rapport au taillage par outil-pignon. En effet, l'outil ne possède pas de mouvement alterné et il engrène à axe croisé avec la denture à tailler. Cela provoque un glissement latéral important qui génère les copeaux.

CHAPITRE II
DEFAUTS
D'ENGRENAGES

DEFAUTS D'ENGRENAGES

II.1. INTRODUCTION

Les transmissions par engrenages sont très répandues dans l'industrie. Elles sont d'une grande utilité lorsqu'il s'agit de transmettre des couples importants, de produire de grandes vitesses de rotation, d'effectuer un changement de direction du mouvement de rotation.

Pendant les opérations de mise en forme des surfaces actives taillées ou des matrices servant au formage des engrenages, les déformations de l'outil et de la machine outil, les écarts de trajectoire, anisotropie du matériau, les défauts outils/machine . . . génèrent des défauts de forme qui peuvent être périodiques. Pour les engrenages forgés, le retrait élastique peut induire un écart entre la forme de l'empreinte de la matrice et la géométrie obtenue. Le défaut de forme peut avoir d'importantes conséquences en dynamique ou en acoustique (phénomène de raies fantômes) et il semble important de l'inclure dans le modèle géométrique, même si sa modélisation est assez rudimentaire. Les surfaces de denture incluant un défaut de forme sont les surfaces de substitution utilisées.

Et ainsi que pendant les opérations de montages, le positionnement relatif des dentures au sein d'une transmission réelle est tributaire de la qualité de réalisation de l'ensemble des composants de la transmission. En particulier, ce positionnement va être perturbé par les défauts d'alignement des arbres et les erreurs résultant de la fabrication.

Le principal effet de ces défauts est associé à l'engrènement de profils non conjugués et se traduit par l'apparition d'une erreur de transmission quasi-statique sans charge. Par ailleurs, ces défauts conduisent à une délocalisation, plus ou moins grande, des zones de contact.

Les engrenages travaillent dans des conditions en général sévères et sont par conséquent soumis à une détérioration progressive de leur état, notamment au niveau des dentures, d'où la nécessité de les soumettre une surveillance conditionnelle continue afin de détecter à un stade précoce les éventuels défauts naissants

Dans le chapitre 1, à partir des propriétés cinématiques attendues, nous avons explicité la définition de la géométrie nominale des engrenages à développante de cercle. La réalité étant complexe, des variations géométriques inhérentes aux procédés et ressources de fabrication existent entre la géométrie théorique et la géométrie réelle. La conception d'engrenage doit donc prendre en compte l'impact des variations géométriques sur les propriétés fonctionnelles attendues.

On classe habituellement les défauts d'engrenages en trois catégories : les défauts de fabrication (erreurs de profil des dents, excentricité des roues,...), les défauts de montage (défauts de parallélisme, d'entraxe,...) et les défauts apparaissant lors du fonctionnement (usure ou fissuration des dents). Ces défauts expriment une erreur de transmission et entraînent une défaillance dans le fonctionnement du mécanisme à engrenages. Les défauts de fabrication et de montage ont été étudiés par des récents travaux. Il a été démontré qu'une excentricité introduit une modulation d'amplitude :

- A la fréquence de rotation de la roue défectueuse.
- De la réponse marquée par la variation de la raideur d'engrènement **[10]**.

Cela se traduit dans le domaine fréquentiel par l'apparition de raies latérales autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques. D'autres recherches expérimentales concernant les défauts de parallélisme et d'entraxes ont montré l'augmentation du niveau vibratoire de la machine, plus précisément l'accroissement dans la réponse des composantes qui correspondent à la fréquence de l'engrènement et ses harmoniques dans le domaine fréquentiel **[11]**.

Le disfonctionnement conséquent à l'usure des dents peut entraîner une perte de contact due à l'écart du profil idéal se traduisant par une diminution périodique de la raideur des dents.

D'autre part, l'amorçage d'une fissure au pied d'une dent va provoquer une chute de raideur se produisant à la période de rotation de la roue défectueuse **[1]**.

Les défauts géométriques dont nous allons présenter dans ce paragraphe sont généralement générés lors de la fabrication des dentures, de l'assemblage des roues dentées sur leurs supports ou lors du fonctionnement (usure). Ils sont caractéristiques de la qualité de réalisation de la denture et, au travers de l'erreur de transmission quasi-statique, conduisent à définir la classe de qualité d'une denture suivant des normes (AGMA, ISO...etc). Ces classes ne peuvent être que très approximativement représentatives d'un niveau vibratoire ou acoustique, car l'ensemble des phénomènes associés aux déformations élastiques et au positionnement relatif des roues dentées ne sont pas pris en compte.

Toutefois, une denture présentant des défauts importants, et donc répertoriée comme telle dans la norme, produira des niveaux acoustiques et vibratoires élevés. Le contraire n'est pas nécessairement vrai et certains exemples signalés dans la bibliographie le prouvent.

La caractéristique principale de ces différents défauts est d'agir directement sur le niveau d'excitation interne du système. Leurs effets se traduisent généralement par une modification du niveau des harmoniques de la fréquence d'engrènement et/ou par l'apparition de bandes latérales, sur le spectre du bruit d'engrènement et de l'erreur de transmission (*figure II-1*).

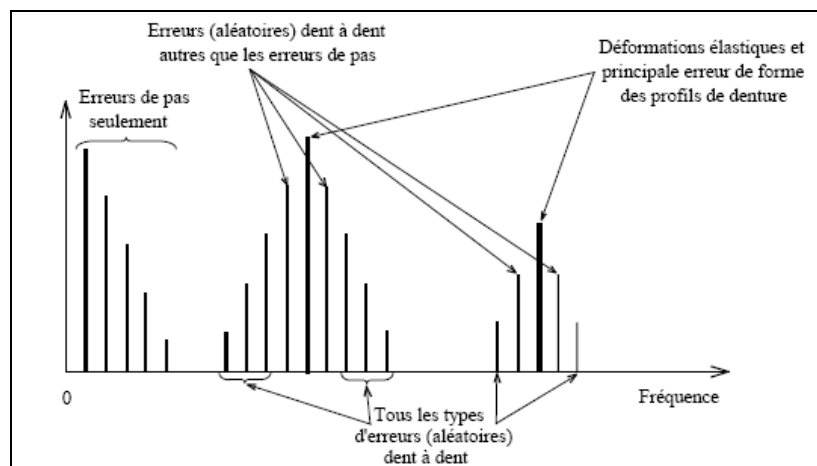


Figure II-1 : Contribution de différentes erreurs sur le spectre de l'erreur de transmission quasi-statique (Mark 1982) [12].

II.2. DEFAUTS DE FABRICATION

Les imperfections inhérentes aux procédés et aux processus de fabrication entraînent une dégradation des caractéristiques fonctionnelles et donc de la qualité du produit. La pièce doit être vue comme un ensemble de surfaces non idéales modélisant l'interface matière - environnement. Compte tenu des fluctuations des imperfections de fabrication, il est nécessaire de les limiter par des spécifications géométriques pour satisfaire les fonctions [13].

Un contrôle sévère de la fabrication est donc indispensable pour disposer d'engrenages susceptibles d'assurer ultérieurement les services qui en sont attendus. Tout particulièrement le "erreur de transmission, bruit de fonctionnement" (résultat de chocs et/ou d'accélération intempestives de rotation, provoqués par les différentes erreurs exposées ci-après) est un défaut fréquemment constaté sur les ensembles en service.

Parmi les défauts des engrenages on a les défauts de fabrication qui résulte :

- Défauts de taillage.
- Défauts de traitement thermique.
- Défauts de rectification.

II.2.1. Défauts de taillage

La précision des engrenages taillés est particulièrement tributaire des erreurs d'exécution suivantes :

- Conception de la machine.
- Etat de la machine.
- Exactitude géométrique des outils (outils de forme).
- Conception des montages.

II.2.1.1. Erreur de pas (p)

L'erreur de pas caractérise, dans le plan apparent de l'engrenage, le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs représentatives de la qualité de réalisation d'un engrenage sont associées à cette erreur. Ces grandeurs sont l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulée (*figure II-2*).

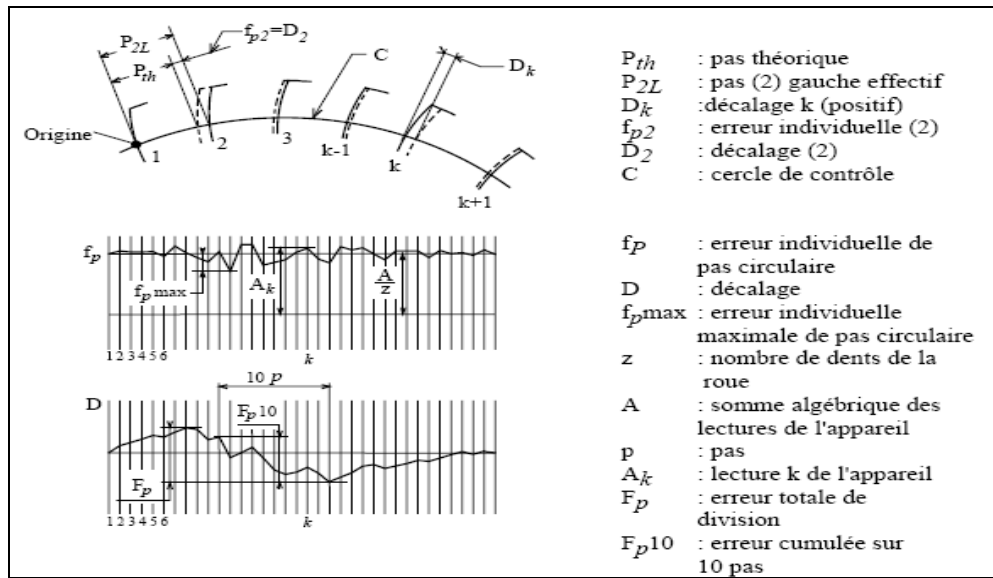


Figure II-2 : Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulée (norme ISO 1328) [9].

L'erreur de pas individuelle correspond à l'écart entre la position réelle de la dent et sa position théorique. Ce défaut est généralement modélisé dans la bibliographie par une distribution aléatoire. Mark (1984) [14] et welbourn (1970) [15] montrent que son influence se répercute sur la totalité du spectre (bruit et erreur de transmission) et qu'il n'existe pas de composante à la fréquence d'engrènement (figure II-3).

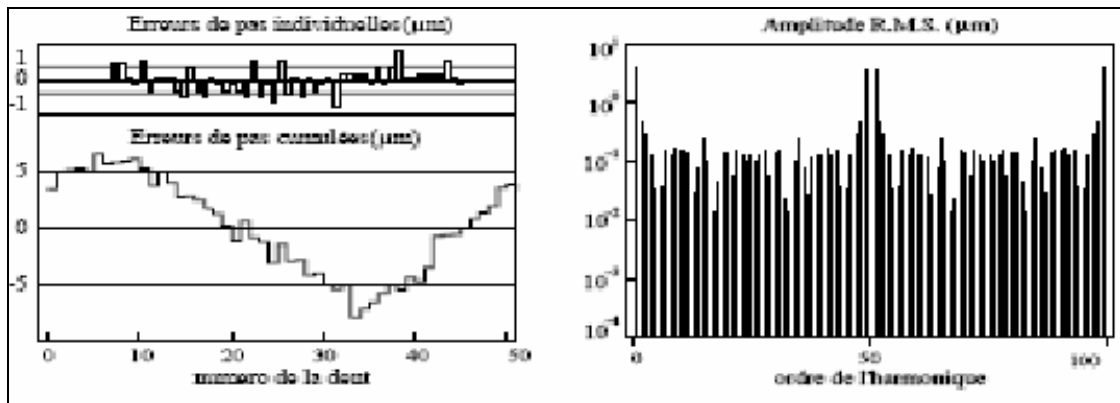


Figure II-3 : Contribution spectrale des erreurs de pas adjacentes.

L'erreur de pas cumulée (cumul algébrique des erreurs de pas individuelles) conduit à une modulation base fréquence harmonique à la rotation des arbres (figure II-4). Ces effets sont identiques à ceux associés aux défauts d'excentricité. Les deux erreurs se cumulent et sont généralement prises en compte simultanément [16].

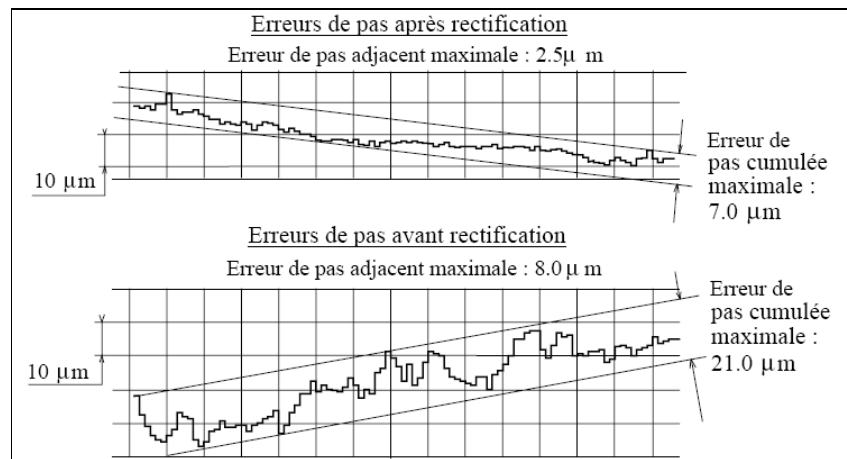


Figure II-4 : Exemple de mesure de l'erreur de pas cumulée (Welbourn 1972 [15]).

L'erreur de pas circulaire est la différence (algébrique) entre le pas circulaire effectif et le pas circulaire théorique. La figure II-5 représente une méthode de calcul de l'erreur de pas.

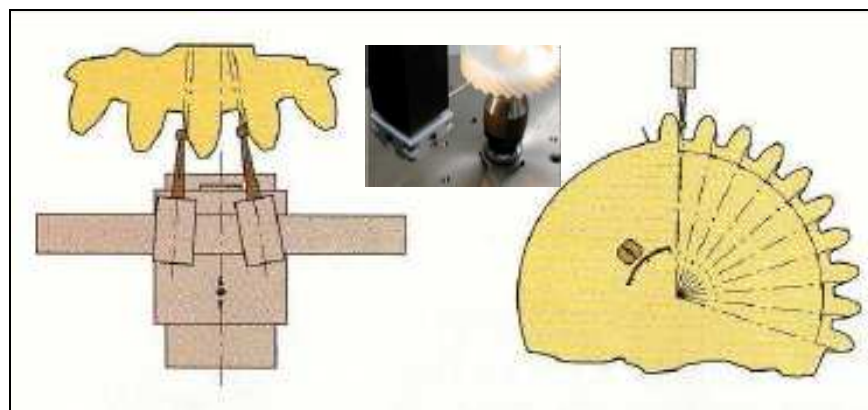


Figure II-5 : Méthode de calcul de l'erreur de pas.

II.2.1.2. Erreurs de profil de denture

Les erreurs de profil se sont les écarts entre le profil théorique et le profil réel, on peut distinguer trois erreurs de profil [17] :

a) Erreur totale de profil :

Distance, mesurée suivant leur normale commune, entre deux tracés de profil, conforme au dessin, touchant de part et d'autre, sans la couper, la partie active du profil considéré (chanfrein de sommet de dent non compris). c'est-à-dire la portion du profil sur laquelle s'effectue le contact avec le profil conjugué (figure II-6).

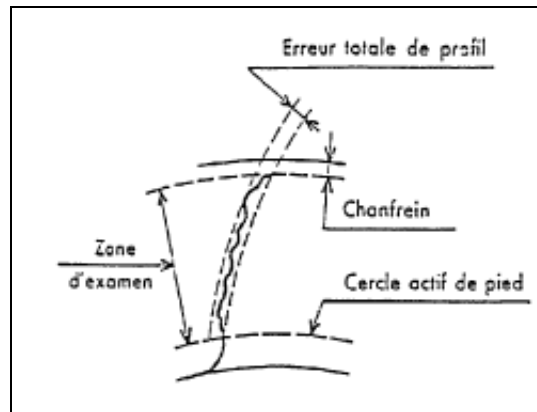


Figure II-6 : Erreur totale de profil.

Les tracés de référence peuvent ne pas être obligatoirement conformes à la développante théorique, s'ils comportent des modifications voulues (bombé ou dépouille par exemple) qui ne doivent donc pas être considérées comme des erreurs. Quelques exemples de diagrammes obtenus sur des appareils classiques de contrôle de profil sont indiqués sur la figure II-7.

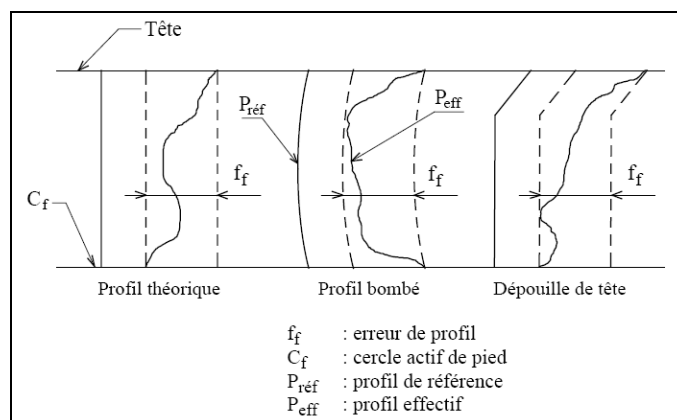


Figure II-7 : Erreurs de profil, définition tirée de la norme ISO 1328 [9].

b) Erreur d'inclinaison de profil :

La figure II-8a,b représente une erreur d'inclinaison de profil simple.

- **Erreur négatif** : angle de pression plus faible que la valeur théorique.
- **Erreur positive** : angle de pression plus grand que la valeur théorique.

c) Erreur de forme de profil :

En plus de l'erreur d'inclinaison de profil définie précédemment, la figure II-8c représente une erreur de forme de profil, cette dernière peut présenter une allure périodique (figure II-8d).

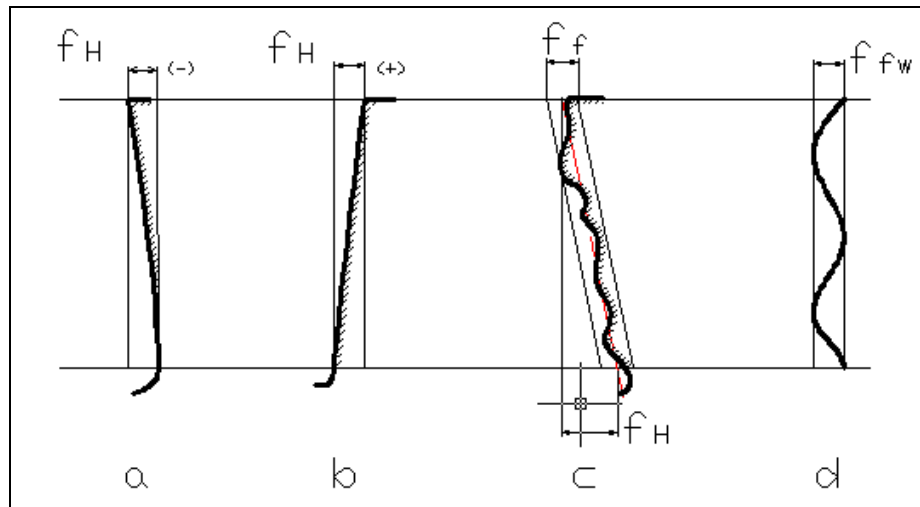


Figure II-8 : Différents erreurs de profile.

II.2.1.3. Erreur d'excentricité du diamètre primitif ou erreur de faux-rond

Ce défaut traduit la non-concentricité entre l'axe du cylindre primitif de denture et l'axe de rotation de l'arbre auquel la denture est liée (figure II-9) [18]. Pratiquement le faux-rond de denture se mesure par l'amplitude totale, pour un tour complet autour de l'axe de référence, de la variation d'enfoncement d'une pièce de mesure (bille ou cavalier, par exemple), (figure II-10).

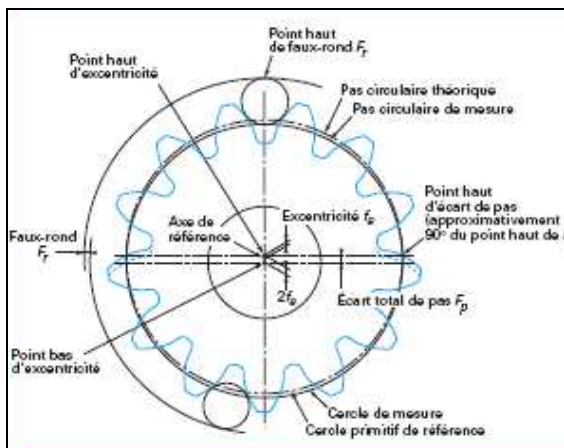


Figure II-9 : Erreur de faux-rond.

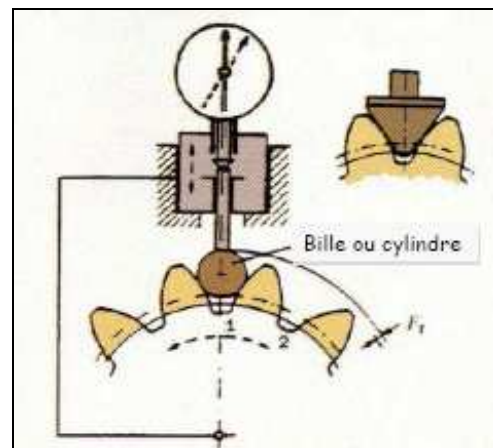


Figure II-10 : Contrôle de faux-rond

Il se traduit par l'introduction d'une modulation d'amplitude harmonique à la rotation des arbres sur les signaux d'erreur de transmission et de bruit d'engrènement (figure II-11).

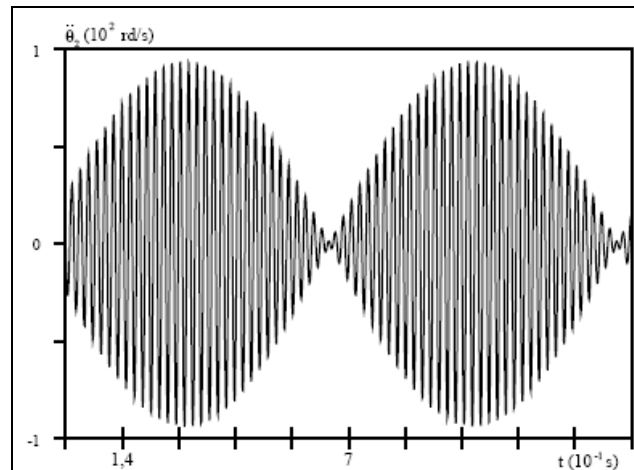


Figure II-11 : Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond (Sabot & Perret-Liaudet 1982) [19].

Cette modulation est traduite par l'apparition de deux raies basse fréquence (fréquence de rotation des arbres) et par deux bandes latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement (*figure II-12*), ces bandes latérales sont situées à $\pm f_{i,2}$ ou f_i représente la fréquence de rotation de l'arbre i [20].

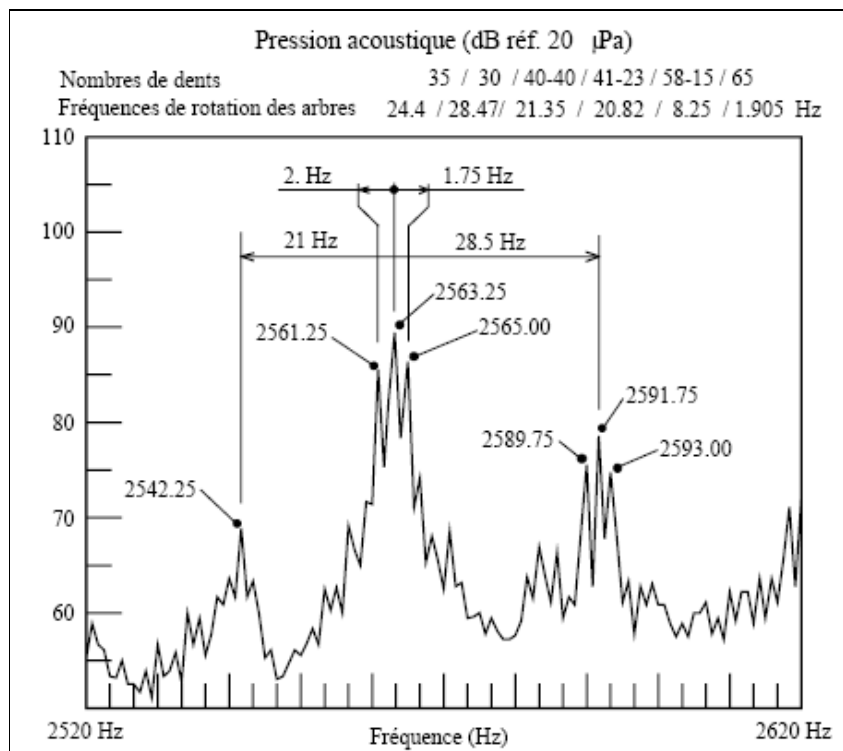


Figure II-12 : Exemple caractéristique de localisation des bandes latérales dues à l'excentricité (Welbourn 1979).

Les effets caractéristiques des défauts de faux-rond sont bien connus dans la bibliographie et les auteurs ayant étudié l'influence des défauts géométriques les signalent [21].

II.2.1.4. Erreur d'épaisseur de la dent

C'est la différence entre l'épaisseur mesurée et l'épaisseur théorique nominale :

- Pour une seule dent (*figure II-13*).
- Pour k dents lorsque la mesure de l'épaisseur de dent est remplacée par celle de l'écartement sur un nombre donné de dents (*figure II-14*).

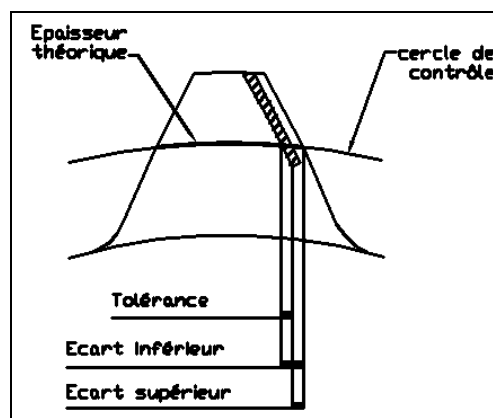


Figure II-13 : Erreur d'épaisseur de la dent [9].

La cote sur k dents est la distance mesurée dans un plan tangent au cercle de base entre deux plans parallèles touchant, respectivement, un flanc droit et un flanc gauche par-dessus k dents d'une roue à denture extérieure ou par-dessus k entre-dents d'une roue à denture intérieure.

Pour la pratique de la mesure sur k dents, les plans parallèles sont des surfaces de calibrage prévues pour mesurer la distance entre eux. Le nombre de dents k entre les surfaces de calibrage doit être choisi de façon que les lignes de contact soient grossièrement à mi-hauteur de dent.

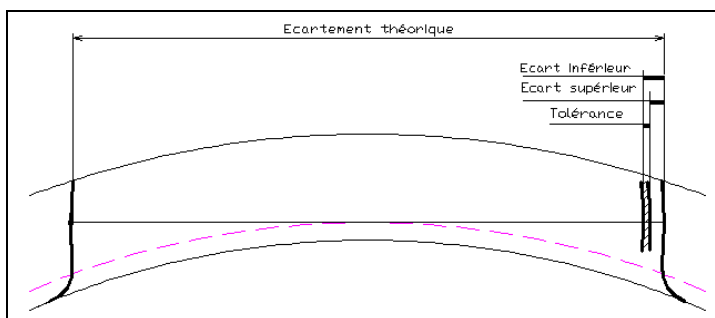


Figure II-14: Erreur de l'entre-dent [9].

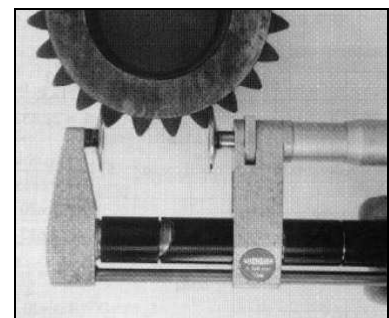


Figure II-15 : Contrôle de l'entre-dents.

II.2.2. 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 [17].

Après taillage, le traitement thermique, souvent nécessaire, ajoute des déformations plus ou moins importantes selon la nature de la matière, la forme des pièces, les précautions observées.

Généralement dans l'industrie, Il existe deux stratégies générales différentes pour la fabrication des dentures (*figure II-16*). La base est commune, seul l'ordre relatif des étapes d'usinage de finition et de traitement de durcissement diffère : soit le traitement de durcissement a lieu après l'usinage de finition soit l'usinage de finition se fait après le traitement de durcissement. Chaque stratégie représente évidemment des avantages et des inconvénients, la première permettant de réduire les coûts de production, la deuxième d'obtenir des dimensions plus précises [22].

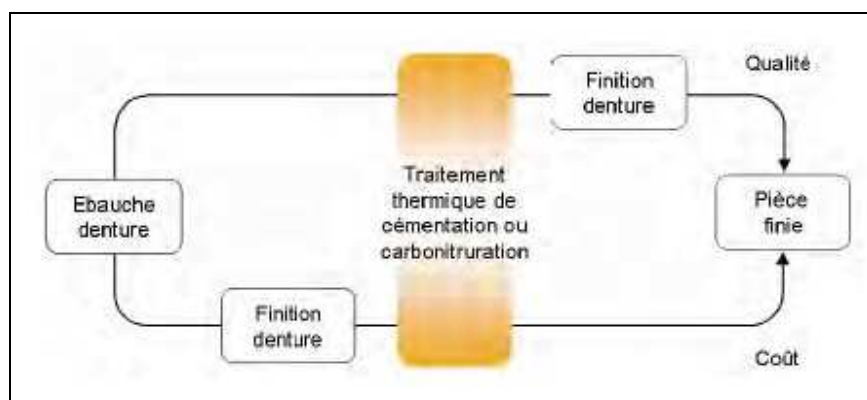


Figure II-16 : Deux stratégies de fabrication des engrenages.

Le traitement de durcissement est rendu nécessaire par les sollicitations importantes en service. En effet, les dents des engrenages sont sujet à des frottements importants, des mises sous

charges élevées (qui peuvent être assez brusques..) et cycliques. Ces sollicitations, qui impliquent usure et fatigue, nécessitent donc soit d'utiliser un matériau performant mais cher, soit d'appliquer un traitement adéquat à un matériau plus classique.

Pour rappel : le processus de cémentation est un traitement thermo-chimique superficiel d'enrichissement en carbone réalisé en phase austénite. L'enrichissement localisé en carbone permet d'obtenir une couche de martensite en surface lors de la trempe. La dureté de cette couche est directement liée à la teneur en carbone. Ce traitement assure en plus la présence de contraintes résiduelles de compression en surface, tout en maintenant une bonne ductilité au cœur de la pièce.

Pour la carbonitruration, il y a diffusion de carbone mais aussi d'azote. Cet azote permet de réduire le temps de traitement, d'abaisser la température de traitement et d'augmenter la trempabilité de la pièce. Il y a toutefois quelques inconvénients, comme la possibilité d'avoir une fraction trop importante d'austénite résiduelle. Pour des informations supplémentaires sur les procédés de cémentation et de carbonitruration, se référer à [23].

La trempe appliquée en fin de processus implique des distorsions non négligeables qu'il convient d'anticiper pour dans l'intervalle des tolérances dimensionnelles prescrit. Il est clair que ce procédé déforme la pièce, quelle que soit son histoire. Si cette déformation était simplement constante, la production en serait grandement simplifiée. Cependant, des variations de cette déformation viennent perturber le résultat final.

Plusieurs causes peuvent être à l'origine de ces dérives, se combinant le plus souvent entre elles. Celles-ci ne sont cependant pas toujours à imputer aux seules variations du procédé de trempe. En effet, parfois, ce dernier ne sera pas l'élément déterminant mais plutôt le révélateur d'une variation d'un état induit au préalable dans la pièce, que ce soient des contraintes résiduelles ou une microstructure particulière.

Globalement, lors du traitement thermique d'un acier, un changement de volume de la pièce, dû aux transformations de phase, est généralement observé. Cependant, diverses particularités sont à l'origine de perturbations du champ de déformation. Nous n'observons pas seulement une dilatation ou contraction mais aussi des modulations plus complexes de ce champ.

Une des premières sources de distorsions est l'hétérogénéité du matériau. En effet, malgré toute la bonne volonté du fournisseur, le métal brut sera toujours parsemé d'hétérogénéités chimiques ou mécaniques (ségrégation, contraintes résiduelles,...) qui induiront des variations à

certaines endroits, à différentes échelles. Le corroyage qui suit induit généralement en plus des contraintes résiduelles et des structures fibrées. Toutes ces variations de propriétés peuvent être lissées par des traitements thermiques adéquats, mais le matériau parfaitement homogène reste cependant une utopie.

Le traitement de durcissement en lui-même est cause de distorsions. Dans un premier temps, on pourrait seulement tenir compte des déformations dues aux contraintes thermiques et au changement de volume lors de la transformation de phase (*Tableau II-1*) Le problème n'est déjà pas simple, mais on se rend vite compte que les prédictions sont loin de la réalité. L'hétérogénéité du matériau, la concentration de carbone, la plasticité de transformation, entre autres choses, font que le comportement est bien plus complexe.

Transformation	Variation de volume (%)
Perlite coalescée → austénite	$-4.64 + 2.21 \times (\%C)$
Perlite coalescée → martensite	$1.68 \times (\%C)$
Perlite coalescée → bainite inférieure	$0.78 \times (\%C)$
Perlite coalescée → bainite supérieure	0
Austénite → martensite	$4.64 - 0.53 \times (\%C)$
Austénite → bainite inférieure	$4.64 - 1.43 \times (\%C)$
Austénite → bainite supérieure	$4.64 - 2.21 \times (\%C)$

Tableau II-1 : Variations de volume durant les transformations de phase au chauffage et refroidissement [23].

Les résultats de mesures sur des pièces de série sont présentés ici. Evidemment, la pièce terminée doit respecter des caractéristiques finales définies par le Bureau d'Etude. C'est pourquoi la déformation dans le four est anticipée et la pièce avant traitement thermique n'est pas une denture parfaite (elle présente des écarts de direction et bombés non nuls). La déformation de la dent de la pièce réelle sera donc identifiée en réalisant la différence après et avant traitement thermique. Etant donné les observations réalisées lors d'un essai détaillé au suivant, cela ne devrait pas influencer la déformation. Au final, la déformation du flanc de la dent est représentée par un écart moyen sur les quatre caractéristiques représentant le flanc de la dent, ce qui peut être représenté par le graphique de la figure II-17. Cette moyenne est calculée à partir des résultats de trente pièces d'une même charge.

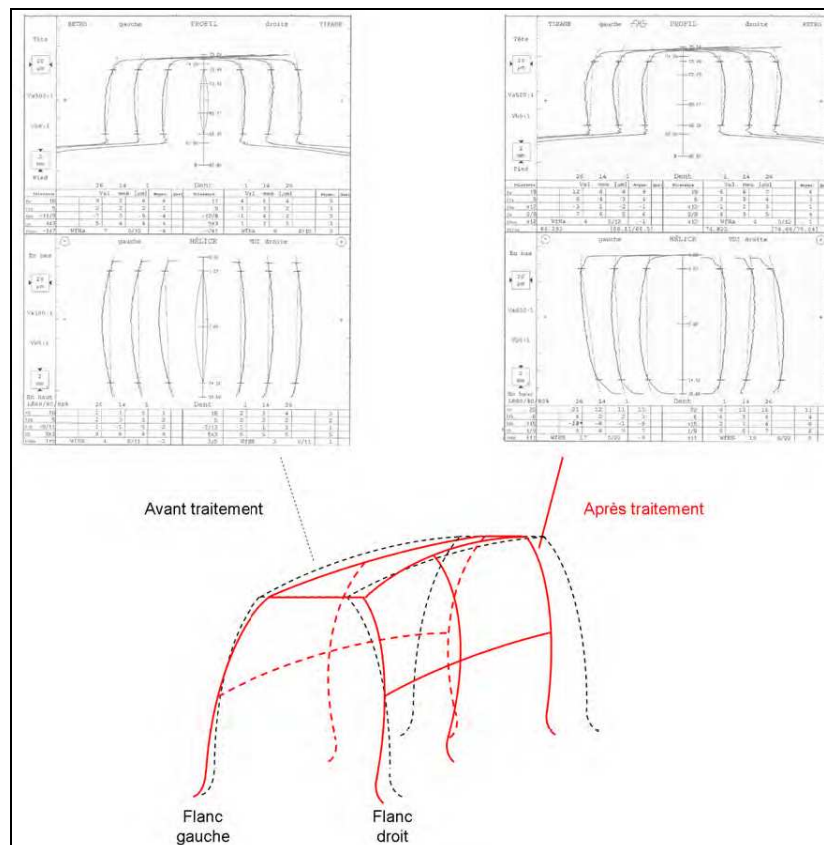


Figure II-17 : PV denture de la pièce avant (à gauche) et après (à droite) traitement thermique, avec la représentation schématique de la déformation des flancs de la dent.

Il est également clairement visible sur les PV de la figure II-17 que la déformation de chaque dent n'est pas constante, ou du moins n'est pas mesurée comme telle. Cela est plus visible sur l'hélice de la dent que sur le profil. C'est la moyenne de la déformation que l'on cherche à prédire [22].

II.2.3. Défauts de rectification

Les roues dentées comptent parmi les éléments de la machine les plus importants dans le domaine de la fabrication d'engrenages, de véhicules (boîte de vitesse) et de machines outils. Les exigences imposées pour ces produits en matière de transmission, de puissance et de silence de fonctionnement ne cessent de croître. C'est pourquoi la rectification constitue l'un des procédés primordiaux pour l'accomplissement des exigences de qualité supérieures.

La figure II-18 indique le décrochement qui se produirait inévitablement au pied des dents si un outil de taillage à protubérance n'est pas utilisé.

L'outil à protubérance a comme avantage complémentaire de permettre l'utilisation du fond des dents brut de cémentation : ce traitement introduit une pré-compression superficielle très bénéfique pour les tenus des dents à la fatigue de flexion. Une rectification du fond des dents serait néfaste, car elle introduirait une contrainte de tension superficielle défavorable sur la tenue des dents à la fatigue de flexion.



Figure II-18 : Rupture par fatigue.

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

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

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

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

L'écaillage qui peut se produire dans le cas aciers cémentés est souvent à l'origine de cassures (*figure II-19*) [23].



Figure II-19 : Rupture par écaillage

II.3. DEFAUTS DE MONTAGE

Les défauts de montage représentent l'écart de position relative des deux engrenages rigides par rapport à un positionnement idéal [25]. Ils regroupent les défauts d'alignement caractérisés par le parallélisme des axes supportent les engrenages et les défauts d'excentricités. Les défauts de montage introduisent un écart normal aux profils qui se superpose aux écarts de formes normaux.

II.3.1. Défaut d'alignement ou de parallélisme

Les erreurs de parallélisme sont dues généralement à l'assemblage nécessairement imparfait des roues, des arbres et des paliers, aux différents jeux de fonctionnement et aux dilatations thermiques.

Considérons le cas d'un train d'engrenage simple (*figure II-20*) ayant comme axes de rotation U_1 et U_2 les défauts d'alignement englobent les erreurs d'inclinaison, et de déviation.

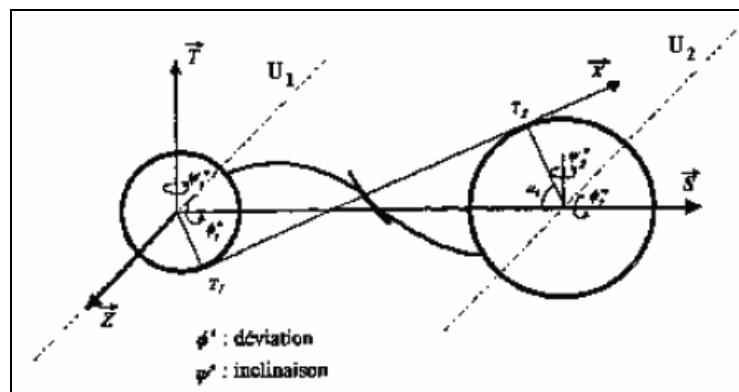


Figure II-20 : Axes de rotation d'un train simple[26].

L'erreur d'inclinaison est l'angle entre l'axe réel de l'arbre obtenu par une rotation autour d'un axe perpendiculaire au plan, défini par les axes de rotation de référence des deux engrenages, et son axe théorique (*figure II-21a*). L'erreur de déviation est définie par l'angle entre l'axe réel de l'arbre et son axe théorique (*figure II-21b*). Elle résulte d'une rotation autour d'un axe perpendiculaire aux deux axes de rotation de référence des engrenages [26].

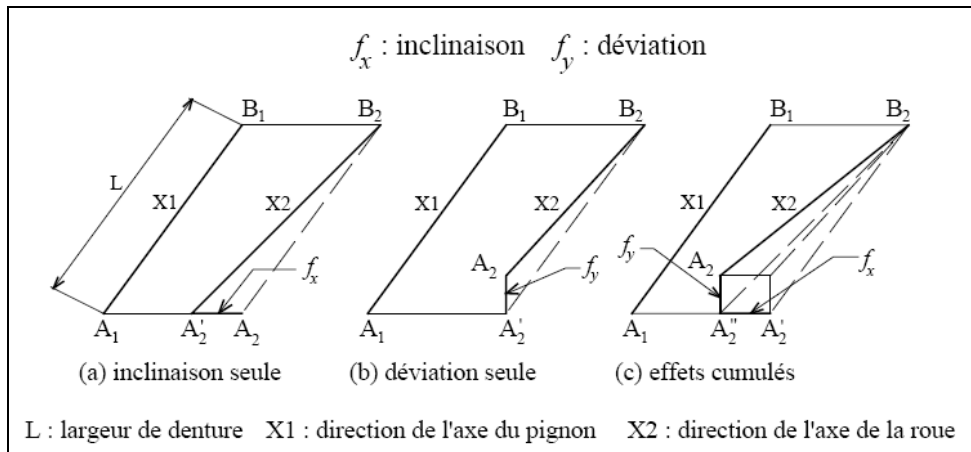


Figure II-21 : Définition des défauts d'inclinaison et de déviation selon la norme ISO 1328 [9].

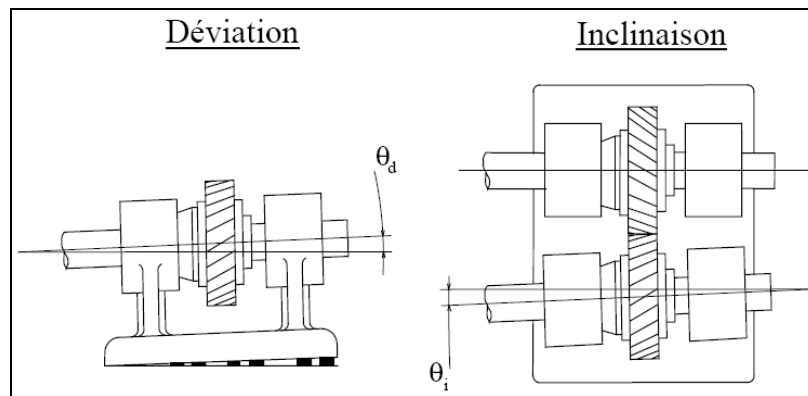


Figure II-22 : Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison [27].

II.3.2. Les défauts d'excentricités

Les défauts d'excentricités représentant la différence entre l'axe de rotation et l'axe d'inertie polaire de l'engrenage.

L'entraxe est un paramètre particulièrement important. Il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie du contact (localisation des points de contact). Mitchell signale ce paramètre comme étant particulièrement important mais aucune étude ne conforte ces indications [28]. Welbourn mentionne des résultats expérimentaux obtenus sur une boîte de transmission de camion qui est silencieuse avec un jeu minimum ou important et bruyante avec un jeu modéré [29]. Dans la bibliographie les résultats expérimentaux obtenus par Rémond semblent les plus importants sur ce sujet. Il a observé sur plusieurs couples d'engrenages droits une réduction du niveau sonore voisine de 10 dB lorsque l'entraxe nominal de fonctionnement est diminué de 0.1 mm. Cette réduction est très peu affectée par la vitesse et le rapport de conduite

(figure II-23a et b) et diminue sensiblement lorsque le couple appliqué augmente (figure II-23c). Ce dernier résultat semble indiquer que l'effet de l'entraxe est fortement lié aux déformations élastiques des dentures [30].

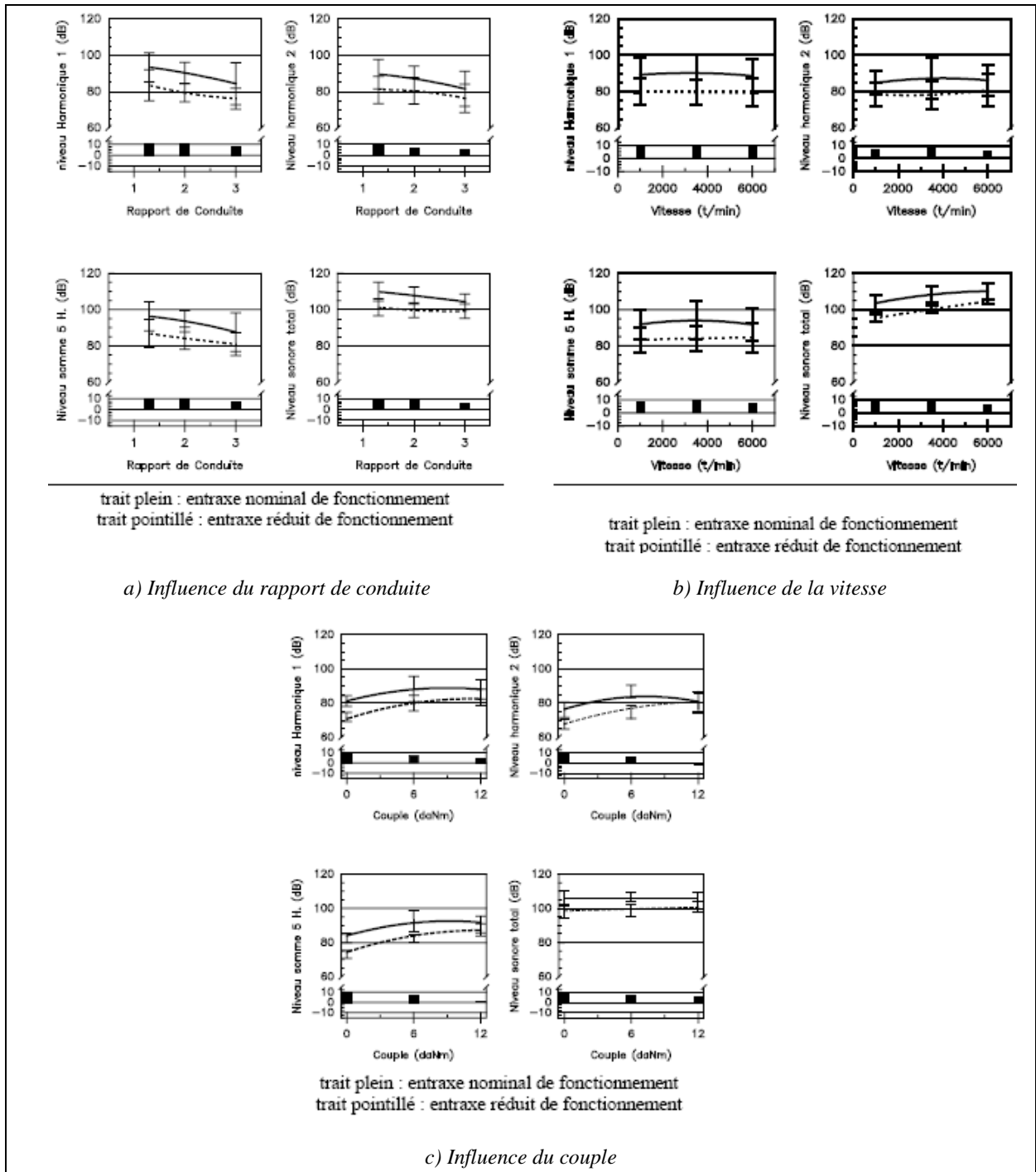


Figure II-23 : Influence de l'entraxe de fonctionnement sur le bruit rayonné par 3 couples d'engrenages droits.

II.4. DEFAUTS DE FONCTIONNEMENT

II.4.1. Détériorations superficielles de dentures d'engrenages

Les détériorations de surfaces au niveau des dentures d'engrenages ont différentes causes (figure II-24), qui peut perturber la géométrie des engrenages.

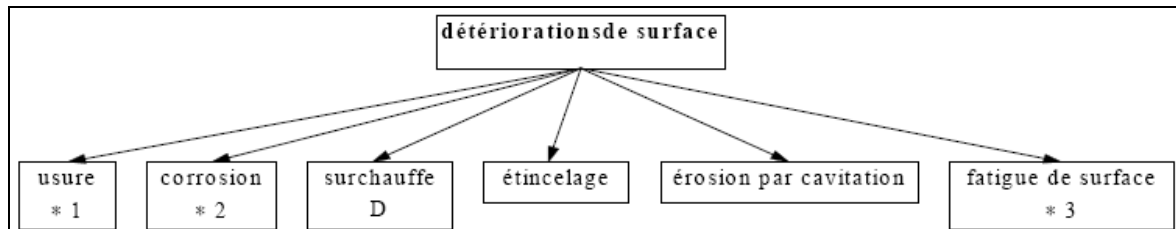


Figure II-24 : Détériorations de surface d'engrenages.

Tous ces phénomènes sont eux-mêmes complexes et peuvent intervenir de plusieurs manières (tableau A-1, figures A-2 et A-3 en annexe A), provoquant ainsi des avaries aux caractéristiques particulières (dangereuse, anodine, évolutive, rapide,...) [31].

II.4.2. Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages

On distingue principalement deux catégories de défauts [8, 32] ; les défauts affectant toutes les dents (usure, piqûres), et ceux localisés sur des dents particulières (fissuration, écaillage). Les défauts localisés sur des dents particulières conduisent rapidement à la rupture de celles-ci, contrairement aux défauts tels que l'usure normale.

II.4.3. Défauts répartis sur toutes les dents

II.4.3.1. L'usure

La plus importante détérioration superficielle de dentures d'engrenages est l'usure, qui est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre (figure II-25).

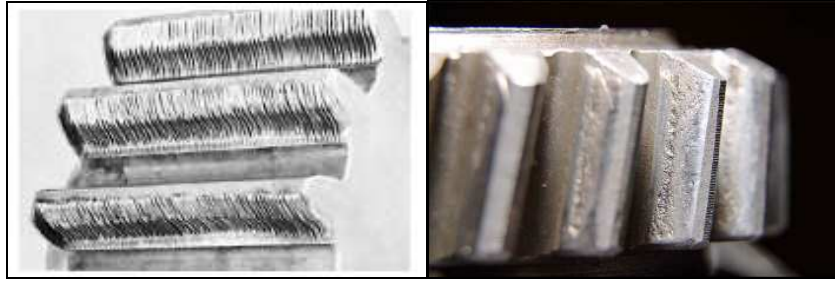


Figure II-25 : L'usure sur les dents des engrenages.

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 et l'usure anormale ; la première que 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.

Quant à la deuxième, elle 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.

L'usure des surfaces actives des dents étant proportionnelle à leur glissement spécifique et à la contrainte de compression au contact de ces surfaces. Le glissement spécifique maximal ayant lieu au début d'approche et à la fin de retrait .L'usure maximale affecte les racines et les sommets des dents .dans la zone des centres instantané de rotation les profils ne glissent pas, aussi est-ce la zone la plus faible usure.

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

Dans la période initiale de fonctionnement de la transmission les rugosités plus ou moins importantes sur les surfaces de contact définies par le mode d'usinage donnent lieu à une usure perceptible des dents qui progresse jusqu'à ce que les surfaces deviennent suffisamment lisses. Une fois les rugosités aplanies et leur hauteur devenue inférieure à l'épaisseur du film d'huile entre les dents, le rythme d'usure diminue. Ce mode d'usure porte le nom de rodage.

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

En conséquence, pour diminuer l'usure, il faut réduire le glissement spécifique et les contraintes de compression au contact des dents, augmenter la tenue à l'usure des surfaces actives. Les valeurs du glissement spécifique et des contraintes de compression peuvent être ramenées à la normale par correction de denture [33].

Il va de soi qu'une usure excessive amène à une recherche approfondie de ses causes, avant tout remplacement des organes détruits, sinon on peut être à peu près sûr qu'elle se reproduira sur les nouvelles pièces. On s'intéressera en particulier à la nature du lubrifiant, à son onctuosité et à sa viscosité, sans oublier son mode d'introduction dans les contacts. On examinera l'efficacité de la filtration et/ou du refroidissement, l'étanchéité du carter.

D'autres causes sont à rechercher sur les dentures elles mêmes : choix des matériaux, de leurs traitements, qualité du taillage, détermination des déports....

On n'oubliera pas que parfois une mauvaise portée des dentures provient de déformations excessives des arbres, de leurs appuis (roulement...), voir du carter. Les dilatations différentielles sont aussi à prendre en compte, de même que les surcharges ou encore les vibrations transmises par les organes voisins. Parfois, c'est la conception de l'ensemble qu'il faudra revoir [8].

II.4.3.2. Déformation plastique par roulage (Rolling)

Elle provoque des déplacements de matière accompagnés le plus souvent de la formation de bavures. On observe sur les roues menant un creusement au niveau du primitif et un gonflement du sommet et du pied des dents (*figure II-26*), tandis que sur les roues menées la matière est repoussée vers le primitif où elle forme un bourrelet.



Figure II-26 : Déformation plastique par roulage des dentures.

Cette avarie est propre aux dentures non traitées ou traitées à cœur. Sur des dents traitées en surface peuvent exister des phénomènes analogues mais jamais avec la même ampleur. Les

profils sont progressivement détruits, tandis que l'engrenage devient bruyant. En général, cela conduit à brève échéance à une rupture des dents. Le remède consiste à éliminer les surcharges et surtout à réduire le frottement sur les dents en adoptant une huile plus visqueuse.

La photo montre un morceau de la roue dentée qui permet à un petit train à crémaillère de monter au sommet de la Rhune, une des montagnes mythiques du Pays basque. On voit très bien que le métal a été écrasé au niveau du diamètre primitif et refoulé non seulement vers la tête et le pied de dent, mais aussi latéralement. La roue complète avait un diamètre de l'ordre de 2 m. On notera :

- Que l'on choisi délibérément un acier relativement mou, non traité, de façon qu'il ne soit surtout pas fragile. Chacun comprendra qu'il vaut mieux, pour genre d'application, que les dents présentent par leur surface plutôt qu'en se rompant brutalement.
- Que pour la même raison, la base des dents est creusée par des cylindres de grands rayons. Il s'agit ici d'éviter les ruptures de fatigue en diminuant autant que faire se peut l'effet d'entaille.
- Qu'après qu'elle a été usée d'un côté (c'est toujours le même flanc des dents qui travaille, aussi bien à la montée du train qu'à sa descente), la roue a été retournée.

II.4.3.3. Les piqûres (Pitting)

Il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. Le pitting est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée. L'apparition des piqûres est associée aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur rugosité composite insuffisant pour éviter des contacts entre aspérités.

II.4.4. Défauts localisés sur certaines dents

II.4.4.1. L'Écaillage

Il se manifeste aussi sous forme de trous, mais ceux-ci sont beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux des piqûres. L'écaillage se trouve dans les engrenages cémentés, qui sont les plus répandus à l'heure actuelle car ils permettent de passer des couples importants avec des dimensions faibles.

Ce type d'engrenage ne présente pratiquement pas de phénomène d'usure, l'écaillage, qui est le principal défaut, évolue rapidement vers la rupture. La cause est connue : la pression superficielle est trop importante.

II.4.4.2. Le grippage

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.

II.4.4.3. La fissuration

Elle progresse à chaque mise en charge, à partir d'un point initial situé presque toujours au pied de la dent. Elle apparaît surtout sur des aciers fins, durcis par traitement thermique, qui sont très sensibles aux concentrations de contraintes. L'apparition de ces fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau, et est en général située du côté de la dent sollicitée en traction.

II.4.5. Influence des paramètres de fonctionnement des engrenages

Parmi les paramètres de fonctionnement, les plus importants sont le couple transmis par les engrenages et leur vitesse de rotation. Des travaux expérimentaux ont montré que le niveau d'émission vibro-acoustique évolue de façon quasi-proportionnelle avec la puissance transmise (produit du couple par la vitesse) (*figure II-27*) [28].

En complément, Rémond a étudié les effets dissociés de la vitesse et du couple [30]. Les résultats obtenus ont montré que la vitesse est faiblement influente sur le niveau des harmoniques de la fréquence d'engrènement alors que son influence est déterminante sur le niveau global (RMS) du bruit rayonné. Toutefois, Rémond n'oublie pas de signaler qu'il existe des vitesses critiques autour desquelles le niveau des harmoniques varie fortement. Ces vitesses sont celles pour lesquelles la fréquence de l'harmonique coïncide avec une fréquence propre du système.

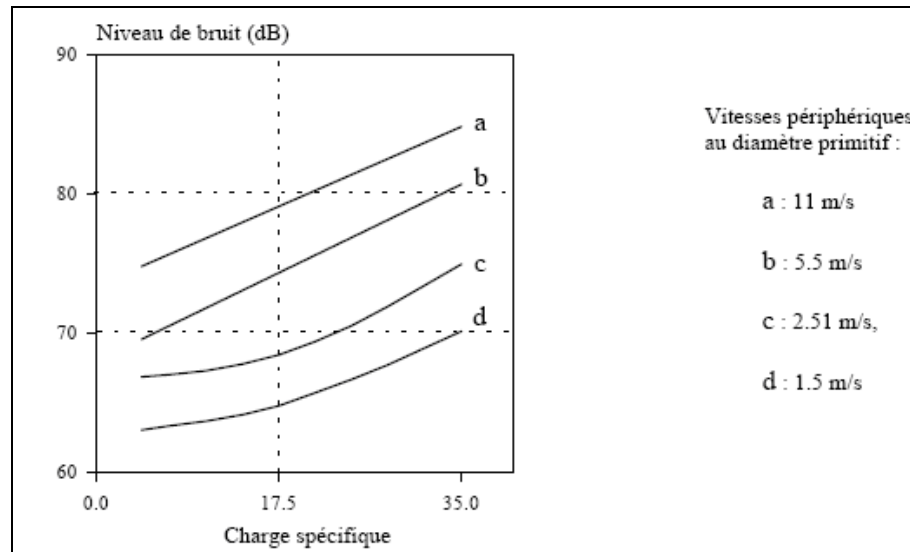


Figure II-27: évaluation du niveau sonore en fonction de la charge et de la vitesse (Mitchell 1971).

Le couple, quand à lui, est principalement influent sur le niveau des harmoniques et peu sur le niveau global de la réponse. En effet, le couple est à l'origine des déformations de l'ensemble du système et modifie donc la plupart des paramètres définis précédemment, notamment les désalignements, l'entraxe, et par voie de conséquence, la rigidité d'engrènement (donc le niveau de l'excitation à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques)

Les effets du rapport engagé ne seront pas discutés ici puisqu'un changement de vitesse se traduit par un changement fondamental du système mécanique étudié (couple d'engrenages différent, position sur les arbres différente). L'influence de ce paramètre doit néanmoins être intégrée dans la conception et l'optimisation globale de la structure.

Le paramètre température est souvent considéré comme secondaire dans les études dynamiques. Il faut toutefois que la dilatation thermique peut modifier certains paramètres présentés plus haut (jeux de fonctionnement, désalignements,...). La température est également très influente sur la viscosité des lubrifiants donc sur les conditions de contact au niveau des dentures. De plus en plus d'études sont donc réalisées autour de ce paramètre afin de quantifier plus précisément ses effets.

CHAPITRE III

**INFLUENCE DES
DEFAUTS SUR LE
RAPPORT DE
TRANSMISSION (i)
ET LE PRINCIPE DE
L'ERREUR DE
TRANSMISSION**

INFLUENCE DES DÉFAUTS SUR LE RAPPORT DE TRANSMISSION (i) ET LE PRINCIPE DE L'ERREUR DE TRANSMISSION

III.1. INFLUENCE DES DÉFAUTS SUR LE RAPPORT DE TRANSMISSION

Les défauts géométriques des dentures sont les principales causes de fonctionnement anormal d'une transmission mécanique par engrenages, c'est-à-dire s'éloignant du fonctionnement théoriquement désiré. Ils sont principalement introduits lors de la fabrication ou lors de l'assemblage.

III.1.1. Effet de l'erreur du module

Le rapport de transmission d'une paire de roues conjuguées s'écrit :

$$i = \frac{d_{p1}}{d_{p2}} \quad (\text{III-1})$$

avec :

$$d_{p1} = m \cdot Z_1 \quad (\text{III-2})$$

$$d_{p2} = m \cdot Z_2 \quad (\text{III-3})$$

m : module de denture en mm.

Z_1 : nombre de dent de la roue 1.

Z_2 : nombre de dent de la roue 2.

d_{p1} : diamètre primitif de la roue 1.

d_{p2} : diamètre primitif de la roue 2.

Une erreur sur m \Rightarrow $m = m^{\pm\delta m}$ (III-4)

Introduisant cette erreur de module dans le rapport de transmission :

Donc :

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &= \frac{Z_1 \times m^{+\delta m}}{Z_2 \times m^{-\delta m}} \\ i_{\min} &= \frac{Z_1 \times m^{-\delta m}}{Z_2 \times m^{+\delta m}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow i = i^{\pm\delta i} \quad (III-5)$$

δ_i : étant l'erreur de rapport de transmission.

Donc une variation de module d'une valeur $\pm \delta_m$, engendre une modification du rapport de transmission d'une valeur $\pm \delta_i \Rightarrow$ donc l'erreur du module influe sur la condition cinématique.

III.1.2. Effet de l'erreur du pas

Comme nous l'avons vu au chapitre I, le pas c 'est le produit du module m par la valeur π en mm :

$$P = \pi.m \quad (III-6)$$

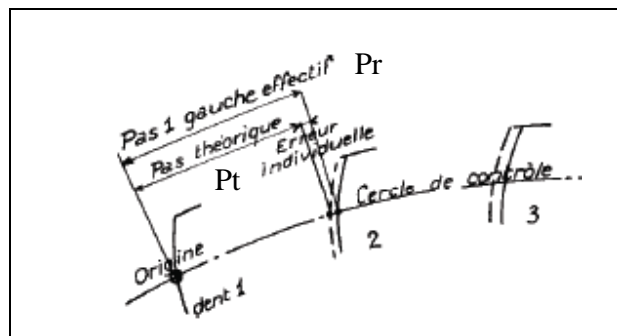


Figure III-1 : Effet de l'erreur de pas.

D'après la figure il y a une variation entre les pas mesurés sur le diamètre primitif due au dispersion des flancs des dentures d'engrenage ou de l'erreur de division pendant le taillage.

Donc le pas réel deviendra :

$$p = p^{\pm\delta p} \quad (III-7)$$

On a :

$$i = \frac{m}{m} \frac{z_1}{z_2} (\times \pi) \Rightarrow i = \frac{\pi m}{\pi m} \frac{z_1}{z_2} = \frac{p}{p} \frac{z_1}{z_2} \quad (III-8)$$

Donc :

$$\left. \begin{aligned} i_{\min} &= \frac{Z_1 \times p^{-\delta p}}{Z_2 \times p^{+\delta p}} \\ i_{\max} &= \frac{Z_1 \times p^{+\delta p}}{Z_2 \times p^{-\delta p}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow i = i^{\pm \delta i} \quad (\text{III-9})$$

On remarque que l'introduction d'une erreur de pas, va modifier le rapport de transmission d'une valeur $\pm \delta_i$.

Donc une erreur sur le pas influe sur i .

III.1.3. Effet de l'erreur de variation de l'épaisseur

Une variation de l'épaisseur des dents affecte un jeu entre les dents et une variation du pas.

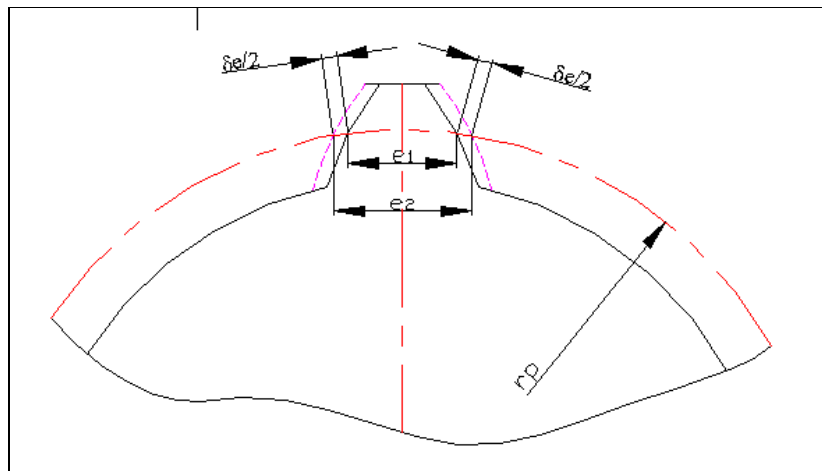


Figure III-2 : Schéma de variation de l'épaisseur de la dent

L'erreur de variation de l'épaisseur, entraîne la variation du pas sur le diamètre primitif, avec la valeur :

$$\delta_e = e_{\max} - e_{\min} \quad (\text{III-10})$$

de cette façon on peut déduire le pas :

- Le pas maxi : $p_{\max} = p^{+\delta e}$
- Le pas mini : $p_{\min} = p^{-\delta e}$

D'où le rapport de transmission sera donc :

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &= \frac{Z_1 \times p^{+\delta p}}{Z_2 \times p^{-\delta p}} \\ i_{\min} &= \frac{Z_1 \times p^{-\delta p}}{Z_2 \times p^{+\delta p}} \end{aligned} \right\} \delta i_i = i_{\max} - i_{\min} \Rightarrow i = i^{\pm \delta i}$$

Avec : δi_i : l'erreur du rapport de transmission.

Une variation de l'épaisseur de la dent perturbe la transmission avec une variation de rapport de transmission d'une valeur $\pm \delta i_i$.

III.1.4. Effet de l'erreur de profil

L'erreur du profil en développante de cercle est l'écart entre la forme réelle des dents du cercle développé et celle de théorique.

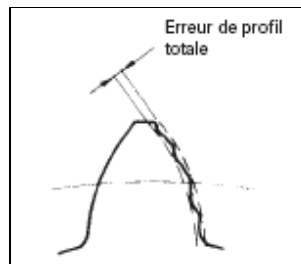


Figure III-3 : Erreur de profil.

Traçons maintenant deux profils conjugués en développante de cercle en tenant compte les écarts de leurs erreurs de profil afin de vérifier la condition cinématique (figure III-4).

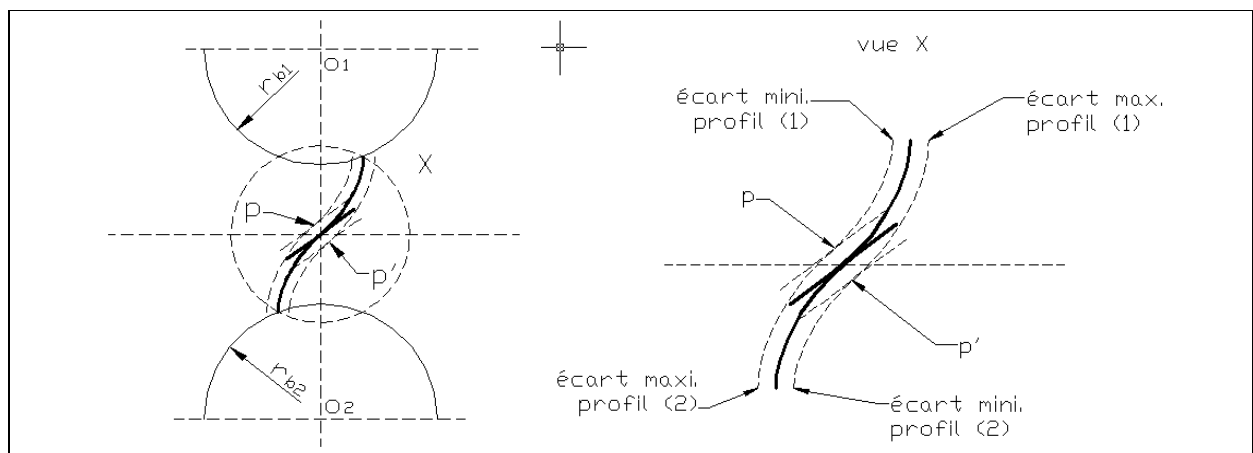


Figure III-4 : Schéma de vérification de la condition cinématique avec erreur de profil.

D'après la figure nous constatons si l'écart maxi de l'erreur de profil de la dent 1 coïncide avec l'écart mini de l'erreur de profil de la dent 2 ; le pole d'engrènement occupe la position base (p') et dans le cas contraire, le pole d'engrainement occupe la position haute (p), donc le rapport de transmission n'est pas constant, ce qui nous ramène à conclure que l'erreur de profil influe sur la condition cinématique.

III.1.5. Effet de l'erreur sur le cercle de base

L'erreur de transmission se détermine d'après le schéma présenté par la figure III-5. Prenons deux profils conjugués en développante, avec les écarts de l'erreur de leurs cercles de base.

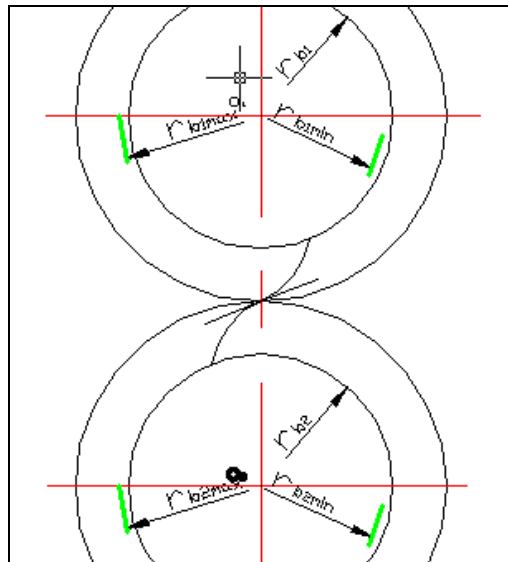


Figure III-5 : Effet de l'erreur sur le cercle de base

Le rapport de transmission dans le cas sans erreurs est le suivant :

$$i = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} \quad (\text{III-11})$$

Le rapport de transmission avec erreur deviendra :

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &= \frac{r_{b1 \max}}{r_{b2 \min}} \\ i_{\min} &= \frac{r_{b1 \min}}{r_{b2 \max}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow i = i^{i \pm \delta i / 2} \quad (\text{III-12})$$

D'après cette analyse, on voit que le rapport de transmission varie d'une valeur $\pm\delta_i$, donc va se traduire par une perturbation de la transmission.

III.1.6. Effet de l'erreur de l'excentricité des diamètres primitif

Traçons le schéma pour la vérification de la condition cinématique avec l'erreur d'excentricité des diamètres primitifs de deux roues conjuguées.

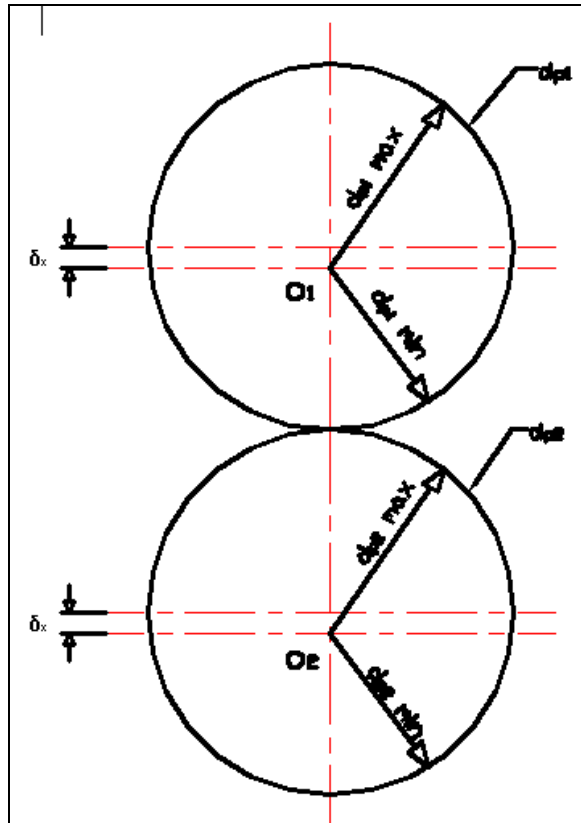


Figure III-6 : Schéma de vérification de la condition cinématique avec erreur d'excentricité des cercles primitifs.

D'après le schéma le pôle d'engrènement peut prendre plusieurs positions durant le mouvement, dans ce cas le rapport de transmission peut prendre une valeur maxi et une valeur mini.

Donc :

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &= \frac{d_{p1\max}}{d_{p2\min}} \\ i_{\min} &= \frac{d_{p1\min}}{d_{p2\max}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{aligned} \delta_i &= i_{\max} - i_{\min} \\ i &= i \pm \delta_i / 2 \end{aligned} \quad (\text{III-13})$$

Le rapport de transmission varie d'une valeur $\pm \delta_i$ par l'introduction d'un défaut d'excentricité, donc la présence de ce défaut perturbe la transmission.

D'après cette analyse des différents paramètres de l'engrenage, on conclut que les erreurs de fabrication influent considérablement sur la transmission, elles perturbent le fonctionnement normal par l'introduction d'une erreur sur le rapport de transmission (rapport qui doit rester constant) qui détermine la qualité de l'engrenage.

III.2. PRINCIPE DE L'ERREUR DE TRANSMISSION DES ENGRENAGES

III.2.1. Introduction

L'analyse de la portée de contact est significative au niveau de l'évaluation de la qualité de l'engrènement. Bien que la mesure soit simple, l'analyse est toutefois plus complexe et requiert un opérateur qualifié et expérimenté. De plus, l'information obtenue est qualitative et résulte d'une appréciation subjective. D'un autre côté, l'utilisation d'un appareil de mesure tridimensionnelle permet de comparer la surface fabriquée avec celle que l'on désire reproduire (existante ou théorique). On évalue ainsi l'exactitude de la surface obtenue. Cette mesure donne une information sur la qualité de la fabrication, mais ne fournit aucune indication directe sur le comportement de l'engrenage en fonctionnement.

Ces deux méthodes d'inspection ne permettent donc pas d'obtenir une information quantitative de la qualité de l'engrènement en fonctionnement. Le paramètre choisi par les chercheurs et l'industrie pour remplir ce rôle, est l'erreur de transmission cinématique. La mesure de cette caractéristique de fonctionnement est révélatrice de la nature de l'engrènement et de la performance de l'engrenage.

III.2.2. L'erreur de transmission : indicateur du comportement

Les premiers travaux sur la dynamique des engrenages ont fait apparaître l'importance du caractère irrégulier de l'engrènement [34]. Ils ont conduit à la définition et à l'utilisation de l'erreur de transmission comme indicateur du comportement. Cette grandeur est aujourd'hui unanimement considérée comme la source principale d'excitation dans les transmissions par engrenages [35, 36].

Rappelons qu'elle caractérise l'écart entre la position réelle de la roue menée et la position qu'elle devrait occuper si la transmission était parfaite (profils parfaitement conjugués et indéformables). Elle peut être exprimée sous forme angulaire ou sous forme linéaire si elle est ramenée dans le plan d'action (figure III-7).

L'erreur de transmission est indicateur global du comportement traduisant aussi bien les effets des défauts de fabrication que les phénomènes cinématiques et dynamique. Par conséquent, il est important de situer clairement le contexte d'analyse.

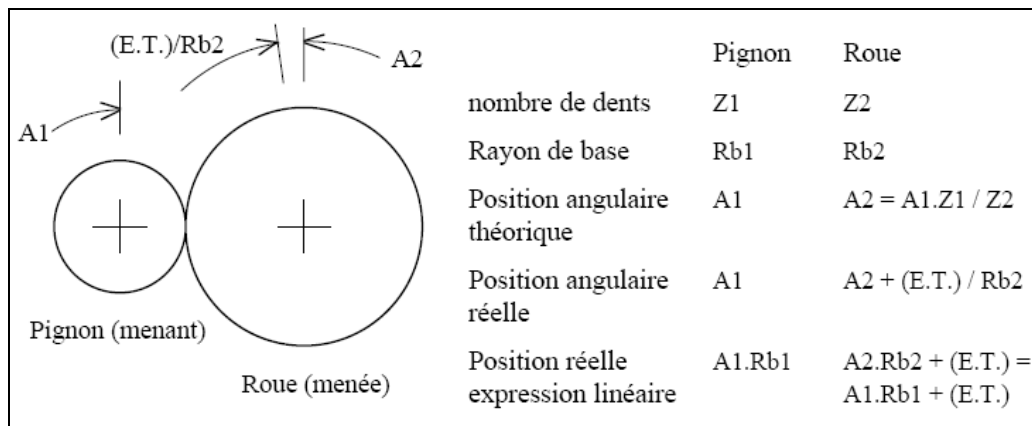


Figure III-7 : Définition de l'erreur de transmission (E.T.) [37].

L'erreur de transmission cinématique, ou EdT, est définie à chaque instant comme la différence entre la position angulaire de la roue menée par rapport à celle qu'elle occuperait si les engrenages étaient parfaitement conjugués. Cette position de référence est conditionnée par la position angulaire du pignon au moment considéré, et du rapport de vitesse entre les deux engrenages. L'équation (2) exprime cette définition sous forme mathématique, en fonction de la roue [36] :

$$\partial\phi_3 = \phi_3 - \theta_3 m_g \tag{III-14}$$

Où $\partial\phi_3$, est l'erreur de transmission cinématique, ϕ_3 est la position angulaire de la roue, θ_3 est la position angulaire du pignon et m_g est le rapport de vitesse.

L'erreur de transmission est un paramètre qui nous donne de l'information sur la douceur de roulement et de transfert du contact entre les paires de dents adjacentes en cours d'engrènement. Cette erreur de position nous permet aussi d'évaluer le degré d'uniformité et l'exactitude de la transmission du mouvement de rotation. De plus, l'erreur de transmission a été identifiée par

plusieurs auteurs comme étant la source majeure d'excitation dynamique qui cause les vibrations et le bruit en opération. On peut extraire ces informations de la forme et de l'amplitude des différentes composantes de l'erreur de transmission. Ce paramètre devient donc un indicateur important de la performance d'un couple d'engrenage. De surcroît, il permet une évaluation quantitative et objective de la qualité de la fabrication.

Thompson a étudié la relation entre l'erreur de transmission globale et le bruit rayonné (dB) par une boîte de transmission automobile pour six configurations de montage distinctes ; il a obtenue une très bonne corrélation entre ces deux grandeurs (figure III-8) [36]. Il a d'autre part indiqué qu'en doublant l'erreur de transmission, le bruit double également (6 dB). Des résultats identiques ont été obtenus par Welbourn [20]. Des résultats plus récents obtenus par Favre (1990) [38] confirment cette tendance sur le niveau des harmoniques d'engrènement, et Kassai & Mairesse (1993) [39] font état d'une corrélation privilégiée entre le bruit et les vibrations puis entre les vibrations et l'erreur de transmission.

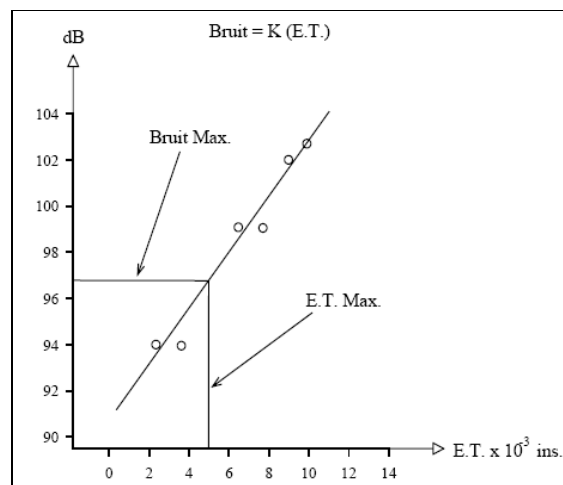


Figure III-8 : *Corrélation entre bruit rayonné et erreur de transmission [36].*

CHAPITRE IV

SIMULATION

DE L'INFLUENCE DES

DEFAUTS

SIMULATION DE L'INFLUENCE DES DÉFAUTS

IV.1. BIBLIOGRAPHIE

Dans la littérature, nous n'avons pu trouver que peu de travaux effectués dans le but de la simulation de l'influence des défauts d'engrenages ; nous citons les suivants :

Umezawa et col. ont étudié les effets cinématiques engendrés par un défaut d'alignement (désalignement) sur un couple d'engrenages hélicoïdal. Ils effectuent une simulation d'où ils ont obtenus, d'après une analyse temporelle, les résultats théoriques du comportement à ce type de défauts, représentés par les courbes d'accélération pour trois vitesses de rotation différentes (figure IV-1) [40].

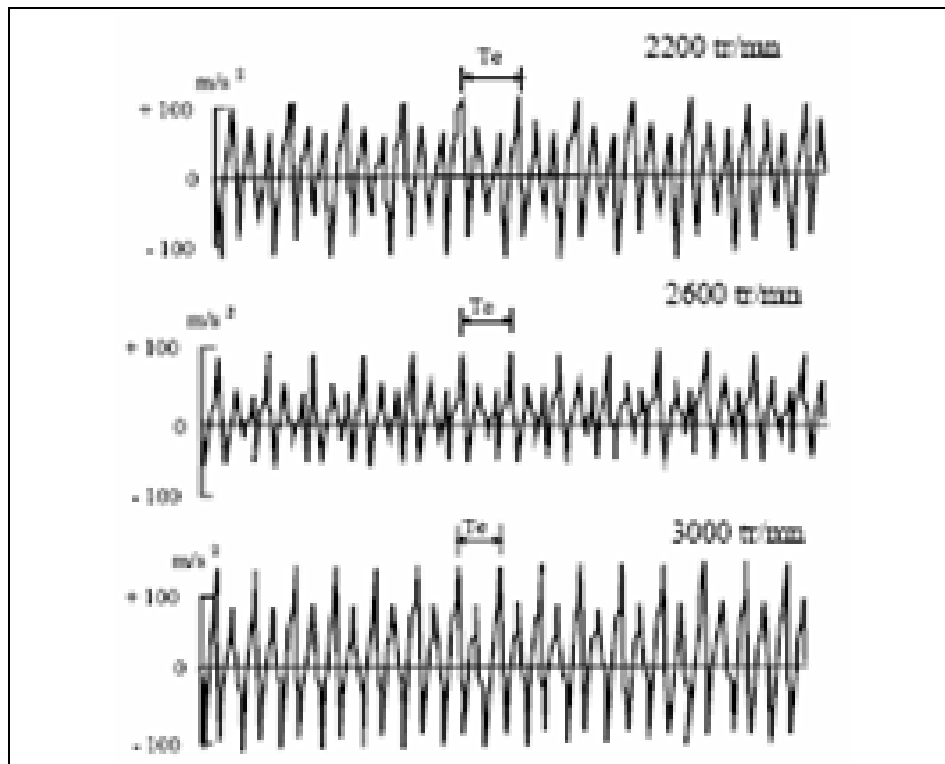


Figure IV-1 : Accélération de sortie d'un engrenage hélicoïdal désaligné [40].

Claire BRENEUR [41] a étudié les défauts combinés d'engrenages et de roulements où il a envisagé deux défauts sur l'engrenage : un défaut localisé sur une dent et un défaut d'usure réparti sur toutes les dents des deux roues de l'engrenage. La figure IV-2 présente l'allure du signal d'accélération mesurée sur un palier à proximité de l'engrenage. Les signaux temporels bruts sont présentés soit pour une durée de 0.01 sec, correspondant à 10 périodes d'engrènement (*figure IV-2a-c*), soit pour une durée de 0.1 sec, correspondant à 4 périodes de rotations de l'arbre moteur (*figure IV-2d-f*).

Le couple d'engrenage produit des vibrations à travers tout le système mécanique. Le signal d'accélération avec un engrenage sans défaut est constitué de deux caractéristiques principales : il contient un signal périodique à la période d'engrènement (*figure IV-2a*) et une modulation d'amplitude de période de rotation d'arbre (*figure IV-2d*).

En présence du défaut repart, la composante correspondant à la fréquence d'engrènement du signal devient prépondérante (*figure IV-2c*). De plus, l'amplitude due à la modulation d'amplitude à la fréquence de rotation d'arbre est augmentée (*figure IV-2f*).

Dans le cas du défaut local d'engrenage, l'amplitude générale du signal due à la modulation d'amplitude est également plus importante que dans la configuration sans défaut (*figure IV-2e*). L'analyse du signal sur une petite plage temporelle (*figure IV-2b*) montre que la composante d'engrènement est plus marquée que pour la configuration sans défaut mais moins nette que dans la configuration avec défaut repart. D'autre part, le signal présente par endroit des pics correspondant à l'enregistrement par l'accéléromètre de la participation de la dent endommagée à l'engrènement.

D'une manière générale, les défauts d'engrenages entraînent une augmentation d'amplitude visible qualitativement sur l'ensemble des figures IV-2 (de l'ordre de 50 % par rapport à la configuration sans défaut).

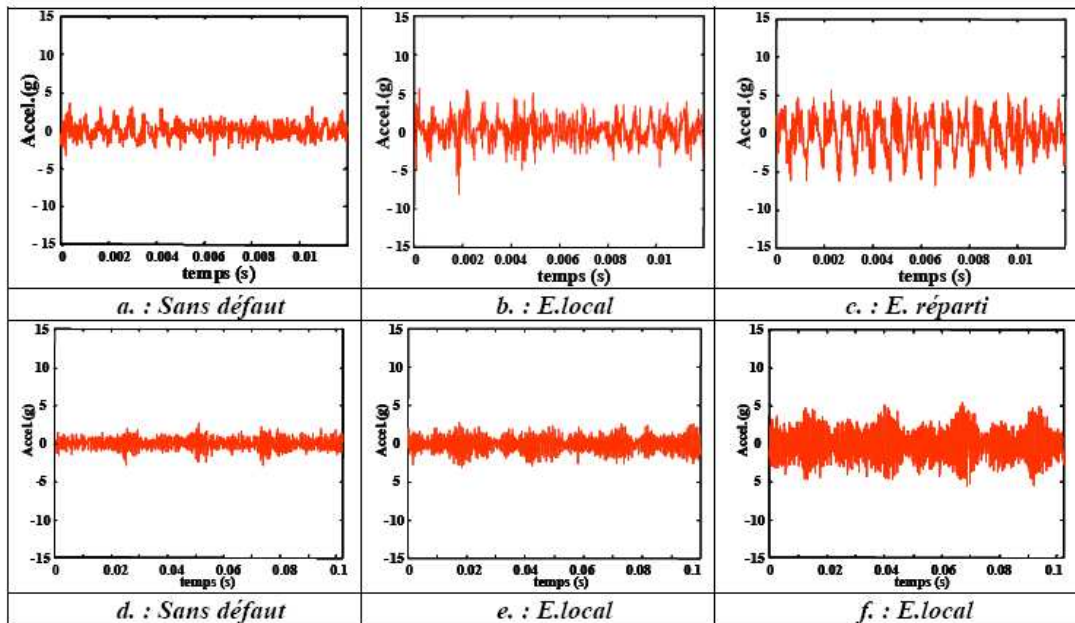


Figure IV-2 : Influence de l'état de l'engrenage sur le signal temporel d'accélération (vitesse d'entrée 2300 tr/min) [41]

IV.2. APPLICATION A UNE BOITE DE TRANSFERT

En se basant sur la théorie et l'expérimental développé dans les chapitres précédents, nous allons effectuer une analyse des défauts de la boîte de transfert à roues cylindriques à denture droite fabriquée au niveau de l'entreprise de production de machines-outils à Oued Hamimime.

Lors du contrôle final du produit en question, nous avons constaté que certaines boîtes présentaient un niveau sonore acceptable et d'autres sont bruyantes. Cependant, la conception de la transmission a été revue pour essayer de localiser la source de ce dernier.

IV.2.1. Sources d'anomalies possibles

Quatre facteurs ont été étudiés en profondeur pour essayer d'éliminer ce problème acoustique :

- Les équipements de production : la machine à tailler les engrenages et la rectifieuse de denture ;
- Le contrôle du carter et des roues (conformités des exigences techniques) ;
- Le vieillissement des carters coulés récemment (changement d'entraxes) ;
- Le montage et l'ajustage des boîtes de transfert.

Dans ce qui suit, nous allons essayer de traiter chaque facteur.

IV.2.1.1. Equipements de Production

Les roues sont taillées sur la machine Libherr (*figure IV-3*) et rectifiées Reishauer (*figure IV-4*). Nous avons effectué un contrôle géométrique sur les deux machines et il a donné satisfaction.

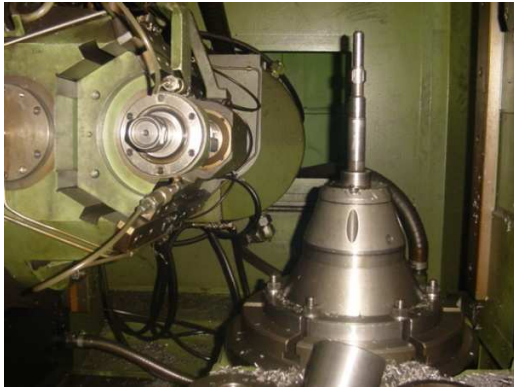


Figure IV-3 : Tailleuse d'engrenage Libherr.



Figure IV-4 : Rectifieuse de dentures Reishauer.

Aussi, suite au contrôle de phases des roues lors des deux opérations (taillage et rectification), toutes les roues fabriquées étaient dans la tolérance demandée.

IV.2.1.2. Contrôle

Pour s'assurer de la conformité des pièces mises à disposition du montage, une vérification des protocoles et des procédés de contrôle a été faite.

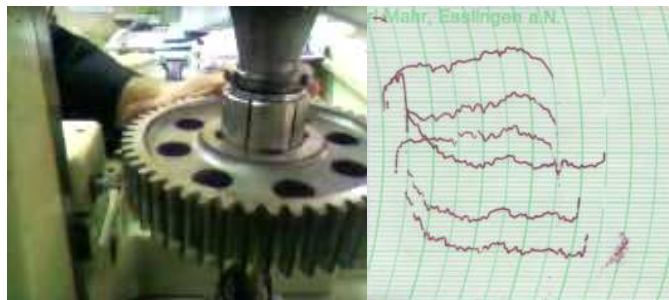


Figure IV-5 : Contrôle des roues.

IV.2.1.3. Le vieillissement du carter

Une fois les pièces en fonte démoulées, elles ne peuvent être utilisées directement, il faut les lisser à l'air libre afin qu'elles subissent un vieillissement naturel. Lors de cette opération, les contraintes résiduelles vont se dissiper et on aura ainsi une stabilité de pièce, et une fois usinée, elle conservera les dimensions et les tolérances appliquées.

Dans notre cas, le carter en fonte est usiné dès qu'il arrive de la fonderie car nous avons des contraintes dans le temps de la commande des produits, cela peut provoquer un chargement dimensionnel du carter, c'est-à-dire, soit une augmentation ou une diminution d'entraxe ce qui provoque soit un coincement des dents dans le cas d'une diminution d'entraxe, ou un jeu important si nous avons une augmentation d'entraxe (*figure IV-6*). Les deux anomalies provoquent du bruit dans la transmission.



Figure IV-6 : Usinage des carters directement après l'arrivée de la fonderie.

IV.2.1.4. Montage et ajustage des roulements

Le guidage des arbres portant les roues dentées est assuré par roulements à rouleaux coniques. Le réglage du jeu interne de ces roulements est une opération délicate ; un mauvais réglage entraîne une rotation de l'arbre autour d'un axe autre que son axe géométrique, cela provoque un battement radial des roues dentées qui influe sur le fonctionnement de la transmission.



Figure IV-7 : Montage des roues.



Figure IV-8 : Ajustage.

IV.2.2. Modélisation du problème

Pour essayer de mettre au clair ces anomalies nous allons modéliser les défauts et établir une gamme de contrôle qualitatif de la transmission de ces boîtes de transfert à partir de signaux donnés par une analyse vibratoire.

La validation expérimentale intervient à différents niveaux de la conception d'un produit. Sur le prototype réel, elle permet de vérifier que le cahier des charges fonctionnel a été respecté (tenue mécanique, confort acoustique,...). Sur le prototype virtuel (modèle numérique), elle assure que ce dernier fournit une bonne image de la réalité et peut être exploité, en lieu et place du prototype réel, pour optimiser le produit ou en concevoir un nouveau. En pratique, la vérification des performances sur prototype réel ne sera jamais totalement supprimée mais pour réduire les coûts et les délais, elle doit être réalisée à un stade où le risque de remettre en cause toute la conception est minimal.

D'une manière générale, la validation d'un modèle nécessite une intégration homogène des fonctions « calculs » et « essais ». Ces deux fonctions sont complémentaires et pratiquement indissociables. En effet, une vérification exclusivement expérimentale est peu conseillée à cause des limitations inhérentes aux essais, notamment dans la compréhension des phénomènes. Une vérification par le calcul seul est souvent insuffisante compte tenu des imprécisions des modèles, notamment pour la représentativité des liaisons. L'approche « calculs/essais » est généralement la meilleure solution qui permet de tirer le maximum de renseignements des mesures expérimentales [42].

Rappelons que l'objectif de notre travail sera d'étudier les réponses d'un système pour lequel les engrenages présentent des avaries isolées ou simultanées afin de détecter et d'identifier les anomalies dans tous les cas.

La bibliographie a notamment présenté les défauts à identifier : avec le dispositif dont nous disposons, les avaries seront introduites sur le train d'engrenage. Il s'agira d'un défaut local simulant l'écaillage et d'un défaut distribué représentatif d'une usure uniformément répartie.

Les signaux dont nous disposons seront issus des mesures de l'accélération sur la roue de sortie du système. Le résultat auquel nous voulons arriver est illustré sur la figure IV-9.

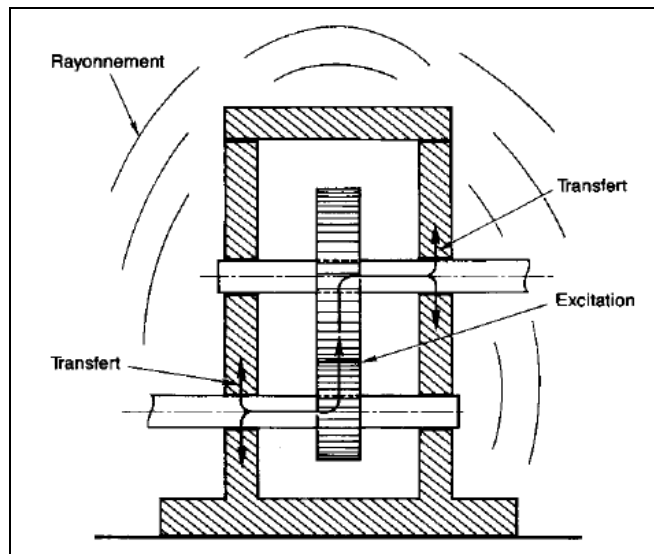


Figure IV-9 : Génération, transfert et rayonnement du bruit dans un réducteur [43].

IV.2.2.1. Hypothèses

Comme nous souhaitons centrer notre analyse sur l'influence des variations géométriques sur le comportement cinématique de l'engrenage, nous limitons la complexité du problème en posant les hypothèses suivantes :

- Les effets dynamiques sont négligés.
- La lubrification est inexistante.
- Les pièces sont indéformables, ce qui revient à considérer que le couple transmis est nul.

Ainsi, nous étudions l'erreur cinématique quasi statique et sans charge. Le modèle dont nous avons besoin, doit représenter l'ensemble des surfaces qui sont susceptibles d'être en contact.

IV.2.2.2. Caractéristiques de la transmission

Pour la présente étude, nous avons choisi une transmission qui possède toutes les caractéristiques essentielles des transmissions existantes. Il s'agit d'une boîte de transfert équipée d'un engrenage parallèle à denture droite 51/57 dents, dont les caractéristiques géométriques sont détaillées dans le tableau IV-1.

Nombre de dents Z	51	57
Diamètre de base D_b (mm)	95,84	107,12
Diamètre primitif D_p (mm)	204	228
Angle de pression α	20	
Module m (mm)	4	
Entraxe a (mm)	216	
Largeur de la denture b (mm)	40	

Tableau IV-1 : Caractéristiques de l'engrenage.

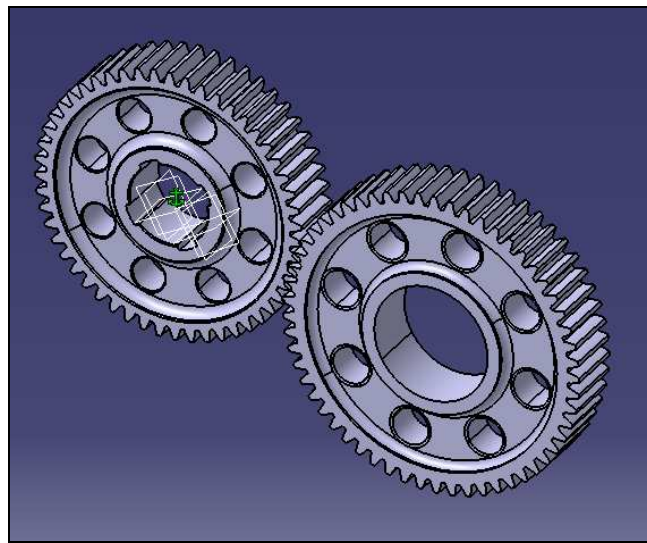


Figure IV-10 : Couple d'engrenage en question.

IV.2.2.3. Construction du profil de la dent

Nous avons suivi les démarches présentées dans la figure IV-11 pour construire le profil en développante de cercle selon la théorie (voir section I.4.1.2.). Pour plus de détails voir l'annexe B.

Lors de la modélisation des deux roues, nous avons pris $\Delta\theta = 0.5^\circ$ (incrément de l'angle entre deux tangentes successives).

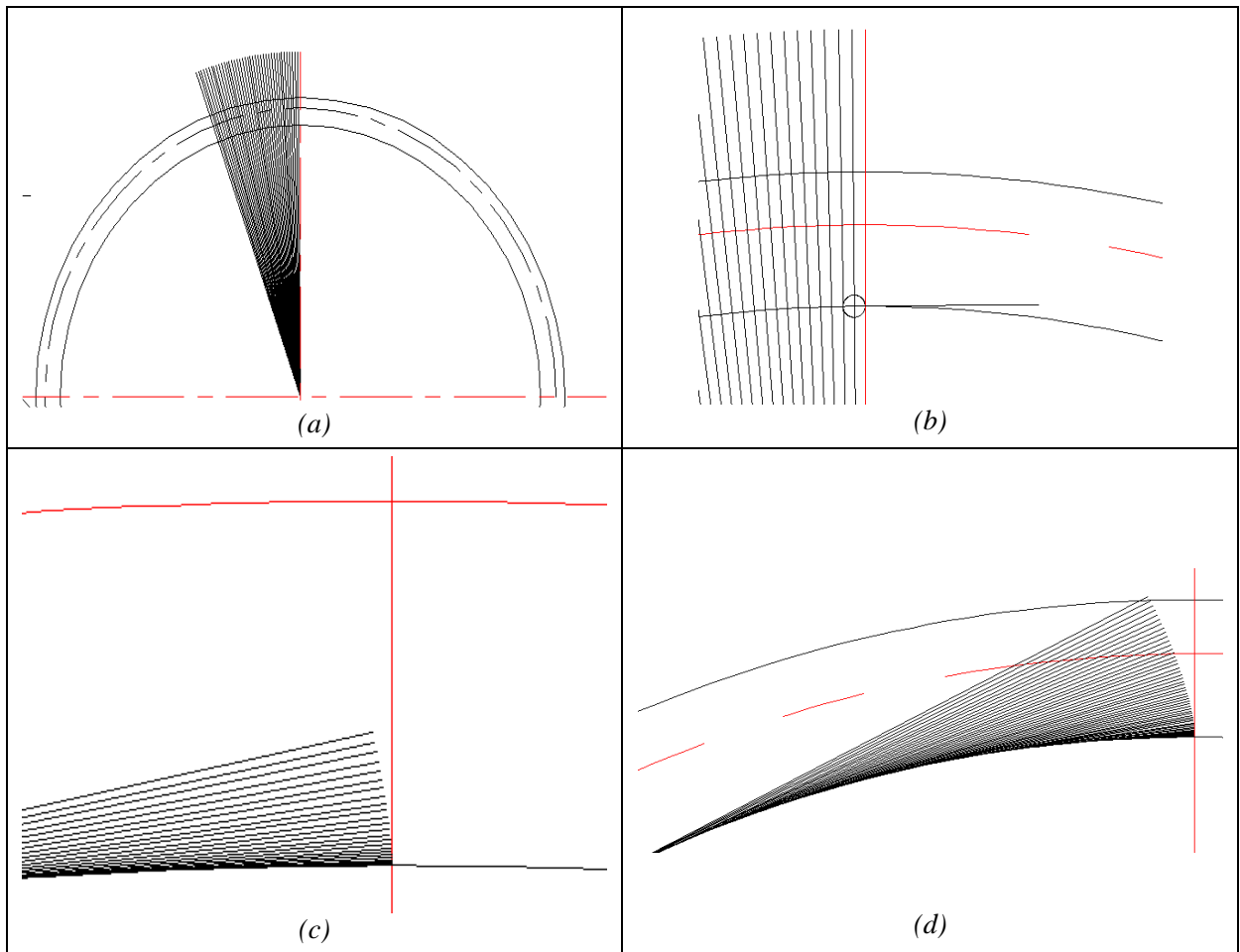


Figure IV-11 : Démarche pour la construction du profil d'un creux de dent.

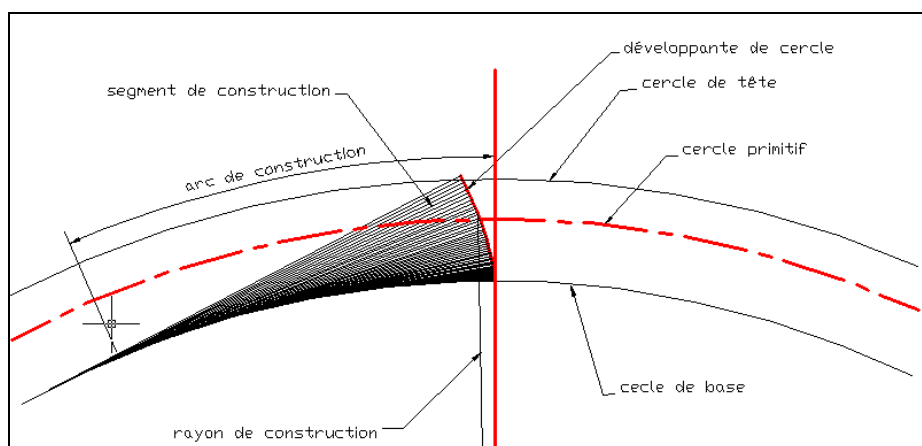


Figure IV-12 : Profil de dent obtenu.

IV.2.2.4. Modélisation des pièces

Utilisant le profil obtenu (*figure IV-12*), nous avons procédé à la modélisation du couple d'engrenage à étudier à l'aide du logiciel CATIA V5 (les roues intermédiaire Z 51 et de sortie Z 57 de la boîte) ; les pièces sont représentées sur les figures IV-13 et 14.

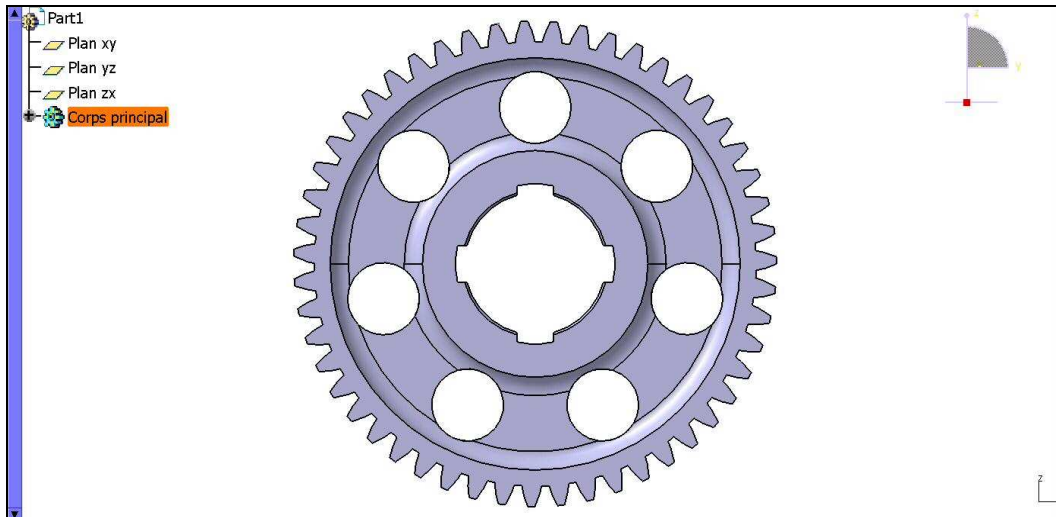


Figure IV-13 : Roue Z = 51dents.

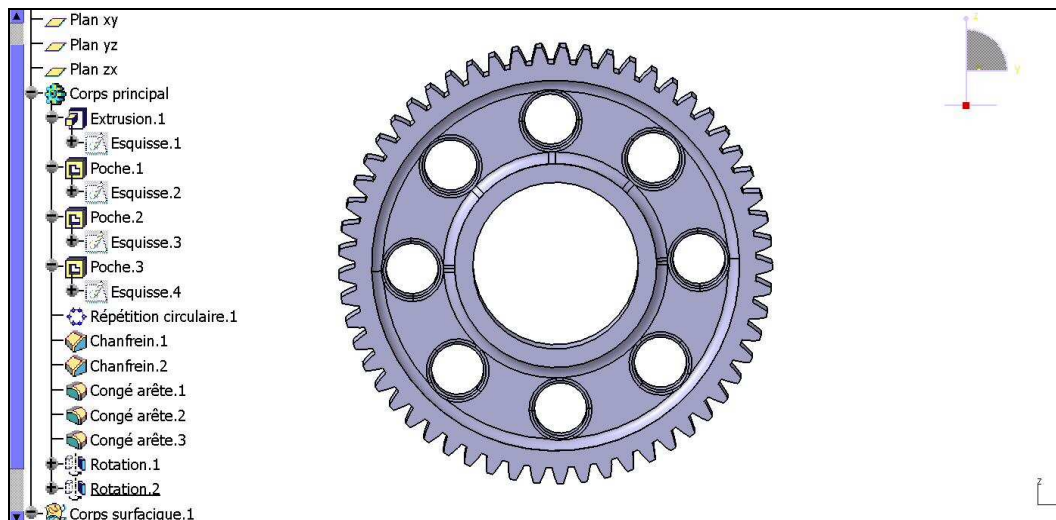


Figure IV-14 : Roue Z = 57dents.

IV.2.3. Influence des défauts isolés sur les signaux temporels bruts (signaux d'accélération)

Les défauts d'engrenages ont une incidence sur l'allure des signaux mesurés : accélérations et erreur de transmission. L'influence des avaries sur les signaux temporels bruts va être développée dans ce paragraphe. Ces descriptions permettent de comprendre les phénomènes et d'appuyer le choix des axes de recherche.

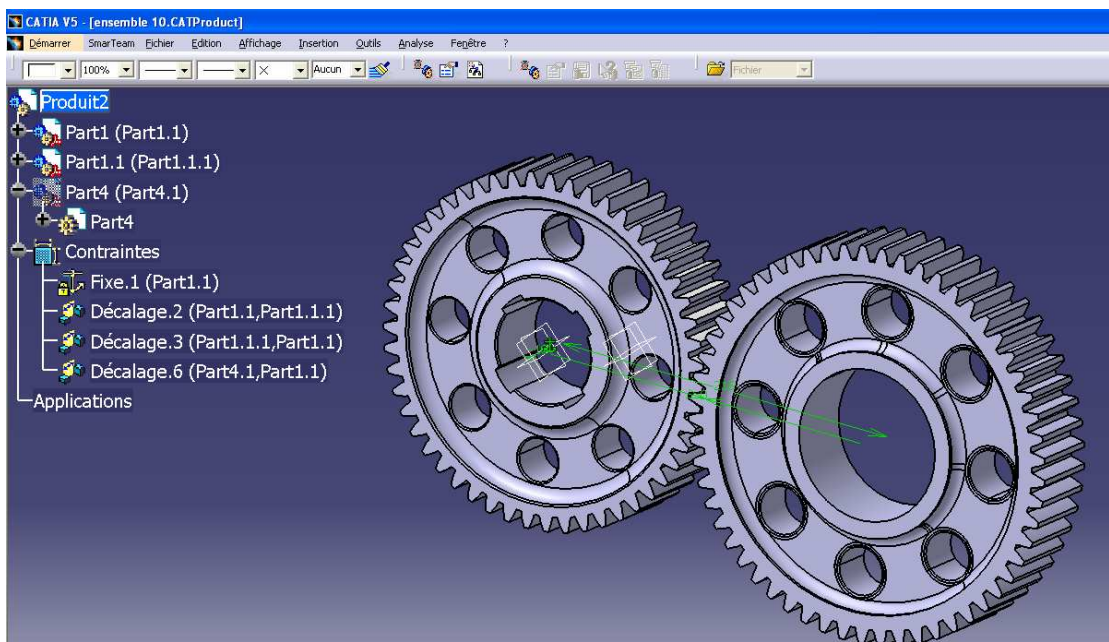


Figure IV-15 : Plan d'ensemble des deux roues 51/57 sur le logiciel CATIA V5.

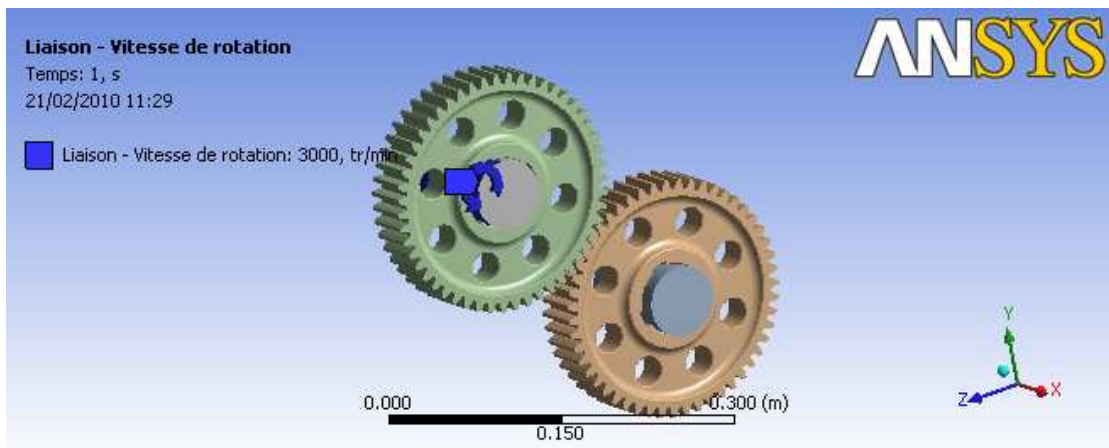


Figure IV-16: Plan d'ensemble des deux roues 51/57 sur le logiciel ANSYS.

La modélisation statique ne nous permet pas d'arriver au résultat souhaité, ce qu'il nous faudrait c'est une modélisation dynamique qui permet de mieux représenter le phénomène rencontré dans les boîtes de transfert. Ce travail demande une formation d'au moins six (06) mois sur le logiciel CATIA ou le logiciel ANSYS. Alors nous avons orienté notre travail sur un réducteur au niveau de la SME équipant la chaîne de broyage de la cimenterie ElHamma.

IV.3. APPLICATION AU BROEUR DE L'ERCE ELHAMMA

Le réducteur SYMETRO qui commande le broyeur CRU 1 R1M03 de la cimenterie SCIMAT (voir figure IV-17) est composé de deux trains d'engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales dont les caractéristiques sont représentées dans le tableau IV-2.

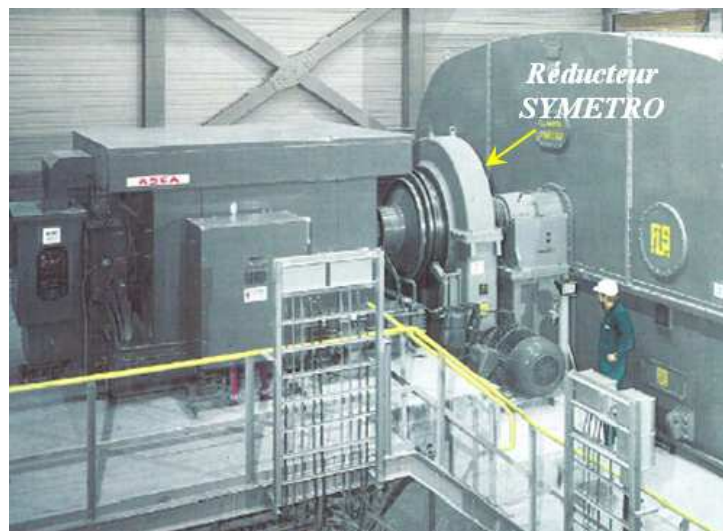


Figure IV-17: Broyeur de l'ERCE – EL HAMMA.

Désignation		Organe	Nombre des dents Z	Vitesse Rotation [tr/mn]
Moteur			---	495
Réducteur Symetro	1 ^{er} train	Pignon 1	41	495
		Roue 1	312	65.14
	2 ^{ème} train	Pignon 2	44	65.14
		Roue 2	190	15.06

Tableau IV-2 : Caractéristiques du réducteur.

Au cours de fonctionnement, il y a eu rupture de quelques dents au niveau d'une roue (voir figure VI-18).

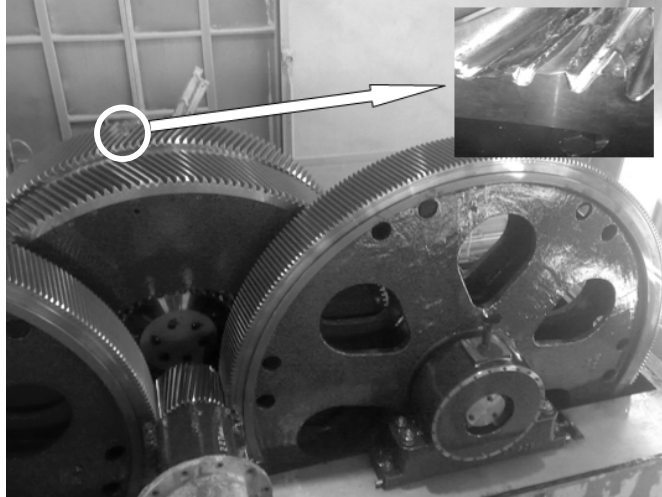


Figure IV-18 : Rupture des dents de la roue du réducteur.

Une analyse vibratoire a donné le signal représenté par la figure IV-19. Sur cette dernière on constate l'apparition de pics d'accélération générés par les chocs engendrés par la déféctuosité des dents.

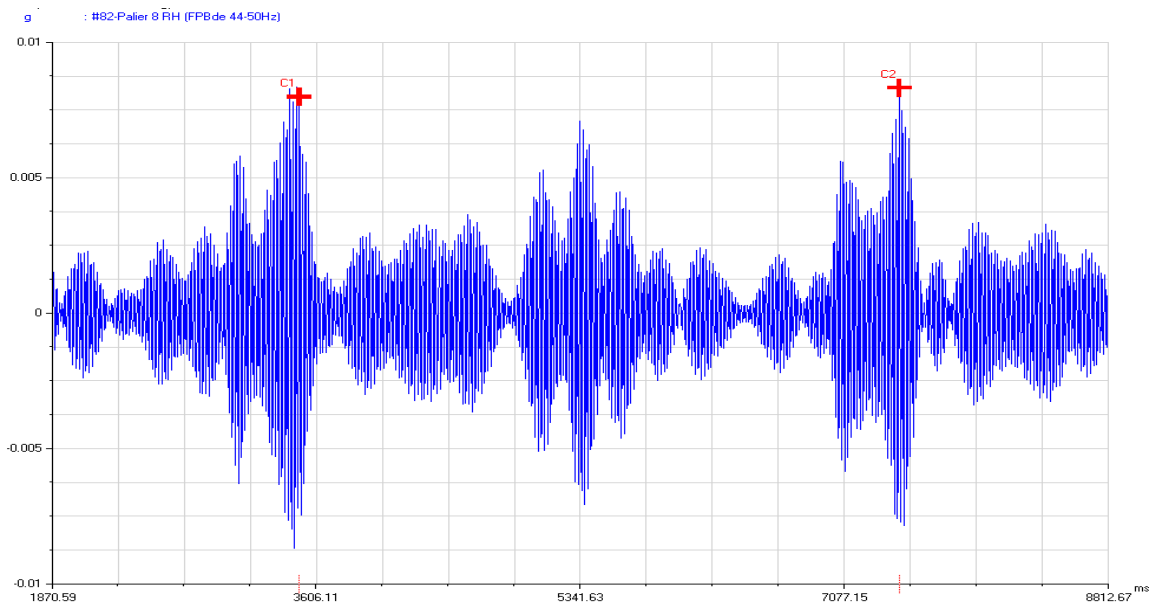


Figure IV-19 : Résultat de l'analyse vibratoire.

Une réparation grossière a été faite sur les dents défectueuses, mais ; une analyse après réparation à montrer que celle-ci n'est pas satisfaisante par le fait de l'augmentation des pics d'accélération au niveau des dentures réparées (*figure IV-20*).

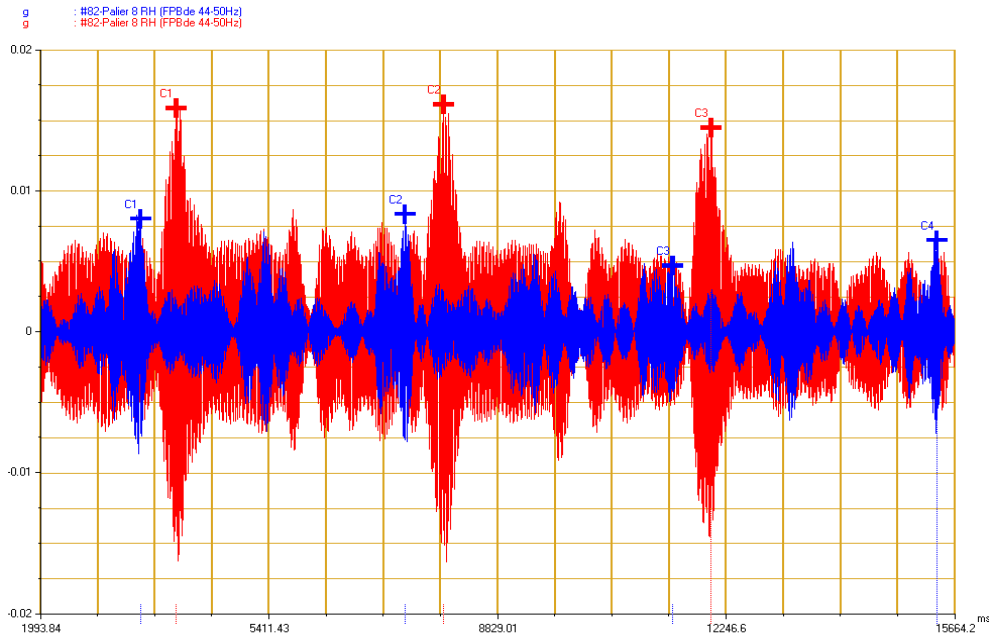


Figure IV-20 : Résultat de l'analyse vibratoire après la réparation.

Une deuxième réparation a consisté au remplacement de la roue défectueuse à une roue neuve et l'analyse (*figure IV-21*) montre que le défaut est complètement réduit.

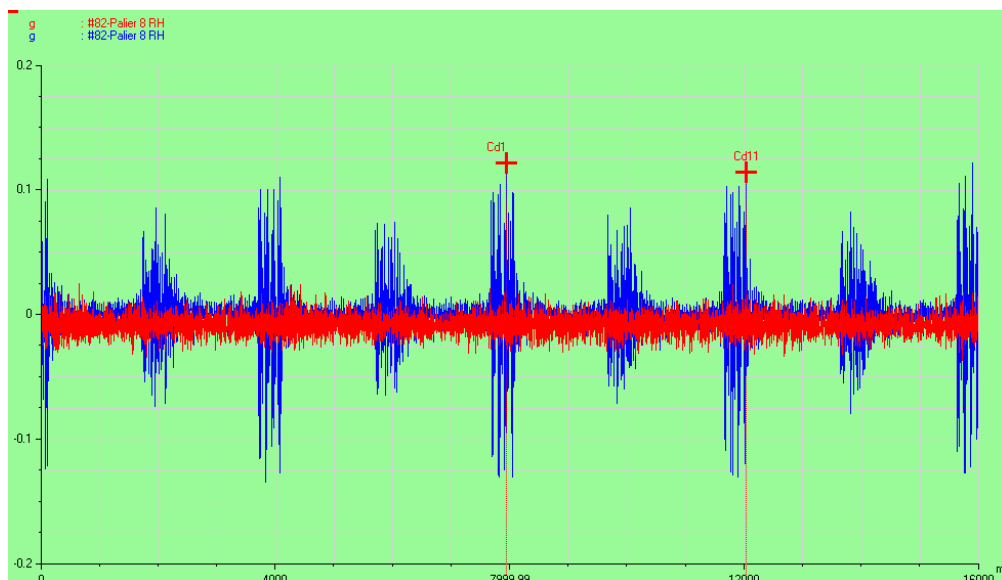


Figure IV-21 : Résultat de l'analyse vibratoire après remplacement de la roue.

Cette étude du réducteur SYMETRO nous permettra à l'avenir de mieux mener les problèmes qui surgissent dans notre boîte de transfert, et introduire l'analyse vibratoire dans le contrôle des systèmes mécaniques fabriqués au niveau de l'entreprise Alemo, ce qui va peut être motiver l'entreprise à s'équiper de ce matériel de contrôle et améliorer ainsi la qualité des ses produits.

Conclusion générale

CONCLUSION GENERALE

L'erreur de transmission ou erreur cinématique est l'état de position angulaire de la roue menée au cours du temps entre la position réelle et la position théorique qu'elle occuperait si les engrenages étaient géométriquement parfaits et non déformables. Cette grandeur est admise comme l'élément le plus représentatif et résume la qualité de réalisation d'un engrenage.

L'erreur de transmission peut être statique quasi-statique ou dynamique. L'erreur de transmission est l'indicateur le mieux adapté pour passer de la géométrie à l'excitation.

L'erreur de transmission statique est maintenant largement utilisée pour la qualification de la géométrie des engrenages car elle permet de synthétiser l'ensemble des défauts de géométrie relevés sur un couple d'engrenage.

Par ailleurs le bruit d'engrènement est fortement lié à l'erreur de transmission.

Nous avons démontré à partir d'équations mathématiques l'influence des défauts de conception, de fabrication et de montage des roues dentées sur le rapport de transmission qui à son tour agit sur la précision cinématique d'une transmission par engrenages.

Afin de mettre en évidence que l'erreur de transmission est un indicateur de la géométrie et de l'excitation et en s'aidant de la théorie, nous avons établi un programme de simulation de l'influence d'un défaut géométrique sur un engrenage cylindrique à denture droite équipant une boîte de transfert fabriquée au niveau de l'entreprise de machines-outils Oued Hamimim, cela nous permet de comprendre, localiser et corriger les avaries que présente souvent ce couple lors de sa mise en marche.

Nous n'avons pas pu arriver au résultat souhaité, car la modélisation dynamique qui permet de représenter le phénomène rencontré dans les boîtes de transfert, demande une formation d'au moins six (06) mois sur le logiciel CATIA ou le logiciel ANSYS. Alors nous avons orienté notre travail sur un réducteur au niveau de la SME équipant la chaîne de broyage de la cimenterie ElHamma.

L'étude du réducteur SYMETRO nous permettra à l'avenir de mieux mener les problèmes qui surgissent dans notre boîte de transfert, et introduire l'analyse vibratoire dans le contrôle des systèmes mécaniques fabriqués au niveau de l'entreprise Aledo, ce qui va peut être motiver l'entreprise à s'équiper de ce matériel de contrôle et améliorer ainsi la qualité des ses produits.

Annexe

Annexe A : Origine de détériorations superficielles de dentures d'engrenages

Les détériorations de surfaces au niveau des dentures d'engrenages ont différentes causes (Figure A-1).

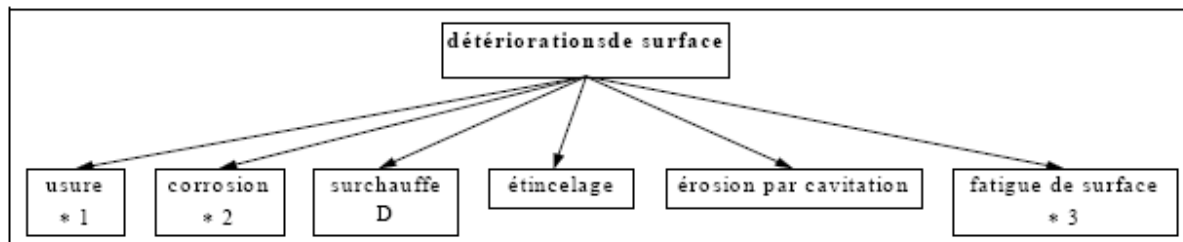


Figure A-1 : détériorations de surface d'engrenages

Tous ces phénomènes sont eux-mêmes complexes et peuvent intervenir de plusieurs manières (Tableau A-1, Figure A-2, et A-3), provoquant ainsi des avaries aux caractéristiques particulières (dangereuse, anodine, évolutive, rapide,...).

	Usure par abrasion à 2 corps		Usure par adhésion			Usure à 3 corps		Usure par interférences	
	Usure à 2 corps	Stries rayures	Poli miroir	Arrachements	Grippage à chaud	Grippage à froid	Griffures sillons		Usure abrasive
Usure normale à progression lente	○	○	○					○	○
Usure modérée pouvant être tolérée, progression à surveiller		○		○			○	○	○
Usure excessive considérée comme une limite d'utilisation de l'engrenage		○			○	○	○	○	
					Rupture				

Tableau A-1 : Classification des différents types d'usure

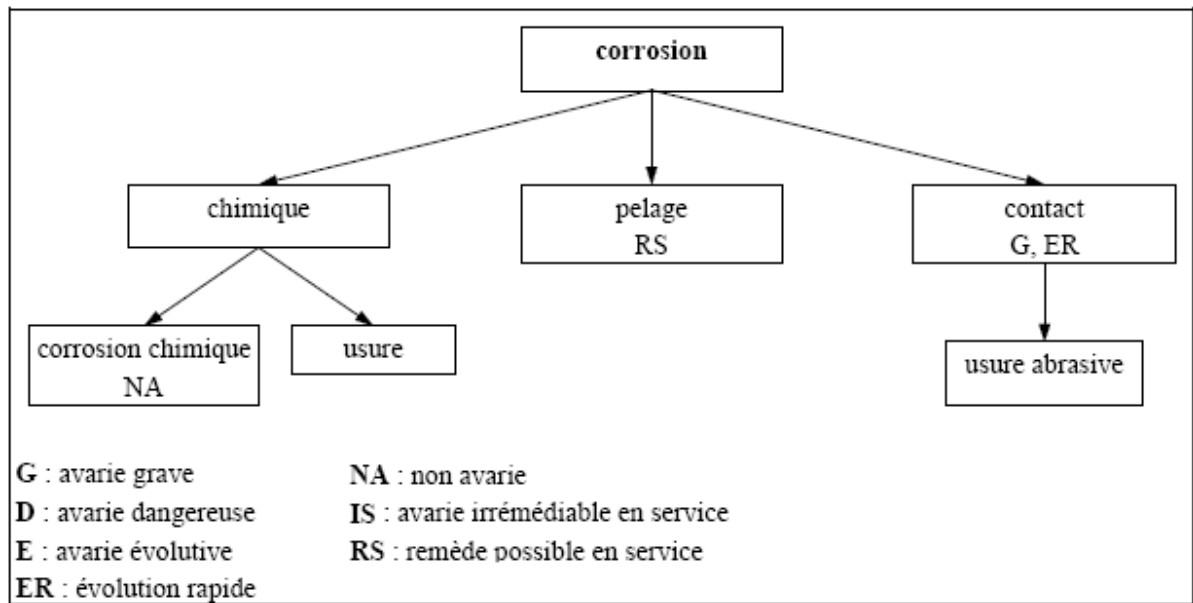


Figure A-2 : Avaries de corrosion de denture.

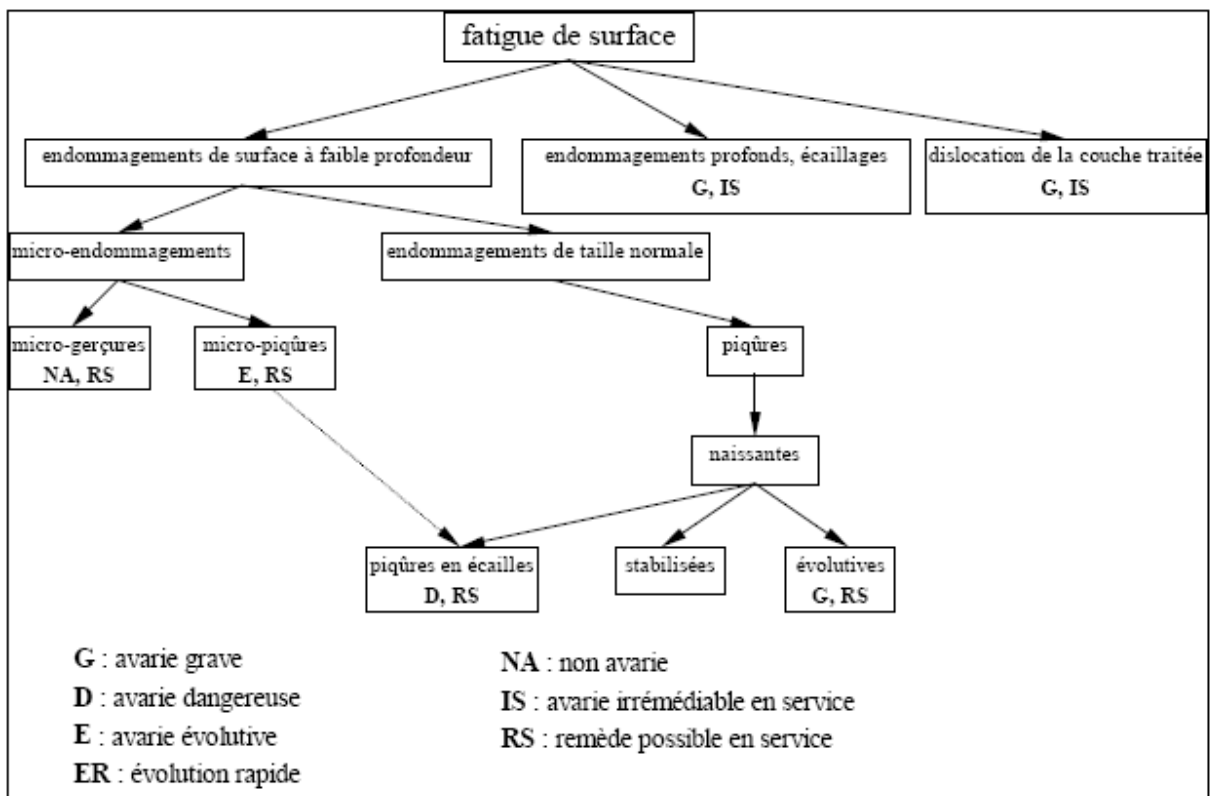


Figure A-3 : Avaries de fatigue de surface de denture.

Les phénomènes à l'origine des différents endommagements décrits ci-dessus proviennent de causes variées que nous avons récapitulées dans le tableau A-2.

<u>USURE</u>	abrasion à 2 corps	<i>usure courante</i> NA	contact par glissement métal sur métal
		<i>strias</i>	charge élevée
	usure par adhésion	<i>poil miroir</i> NA	mise en fonctionnement des engrenages sous charge
		<i>arrachements</i>	- déformation du support des engrenages - baisse de la viscosité ou insuffisance temporaire de lubrifiant - surcharges occasionnelles imprévisibles et brutales - passage d'un corps étranger
		<i>grippage à chaud</i>	- pression élevée - vitesse de glissement élevée ⇒ surchauffe excessive ⇒ rupture du film d'huile
		<i>grippage à froid</i>	- pression élevée - vitesse de glissement faible
	usure à 3 corps	<i>griffures, sillons</i>	- grosses particules de poussières - particules métalliques - parcelles de rouille - sable de moulage
<i>usure abrasive</i>		- fines particules abrasives dans le lubrifiant	
usure par interférence	- mauvaise conception - surcharges entraînant une flexion exagérée - profil avec surépaisseur - 1 ou plusieurs dents déformées, abîmées, ou fissurées		
<u>CORROSION</u>	corrosion chimique, rouille	- additif ou acides dans le lubrifiant réagissant en présence d'eau - produits contaminants générant une composition défavorable - association d'une teneur en eau inadmissible	
	pelage	phénomènes d'oxydation produits au cours des traitements thermiques	
	corrosion par contact	arrêts prolongés avec secousses et/ou vibrations ⇒ formation d'oxydes très abrasifs.	
<u>SURCHAUFFE</u>	- surcharge - survitesse - lubrification insuffisante - association des 3 causes précédentes		
<u>EROSION PAR CAVITATION</u>	- grande vitesse - nut relatif entre les flancs conjugués dans direction \perp surfaces (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dans le lubrifiant		
<u>ETINCELAGE</u>	- passage d'un courant électrique		
<u>USURE PAR FATIGUE</u>	endommagements de faible profondeur	<i>micro-gerçures</i> NA	- film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante
		<i>micro-piqûres</i> <i>piqûres</i>	charge trop élevée en surface
		<i>piqûres</i>	- écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes
		<i>piqûres en écailles</i>	- défaut de portée - bombe trop important - excès de matière localisé sur la surface de la dent
	écaillage	pression superficielle supérieure à la limite d'endurance du matériau	
dislocation de la couche traitée	profondeur traitée insuffisante		

Tableau A-2 : Causes des avaries de denture (NA : non avarie).

Annexe B : Calcul des points du profil des dents

Nous avons pu obtenir la développante de cercle dont la démarche est présentée par la figure IV-11 (voir section IV.2.2.3) en traçons une ligne OT passant par le centre du cercle de base C_b , est ayant un angle θ avec la verticale OQ (le point Q est le point de départ de la développante) (voir figure B-1). Nous traçons ensuite la tangente TM perpendiculairement à OT. La distance TM qui permet de préciser la position du point M de la développante est obtenue par simple calcul puisque celle-ci (TM) est égale à la longueur de l'arc QT.

Ces distances sont représentées dans le tableau B-1 utilisant un pas de variation de l'angle $\Delta\theta = 0,5^\circ$.

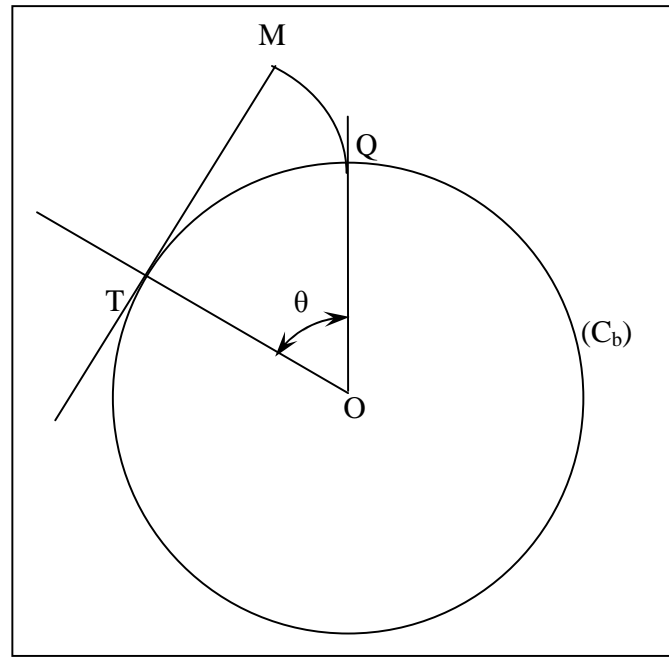


Figure B-1 : Construction d'une développante de cercle

L'angle θ	Distance TM = Arc Qt		L'angle θ	Distance TM = Arc Qt	
	Roue Z51	Roue Z57		Roue Z51	Roue Z57
0,5	0,83643683	0,93484198	8	13,3829892	14,9574717
1	1,67287365	1,86968396	8,5	14,2194261	15,8923137
1,5	2,50931048	2,80452594	9	15,0558629	16,8271557
2	3,34574731	3,73936792	9,5	15,8922997	17,7619976
2,5	4,18218413	4,6742099	10	16,7287365	18,6968396
3	5,01862096	5,60905188	10,5	17,5651734	19,6316816
3,5	5,85505779	6,54389387	11	18,4016102	20,5665236
4	6,69149461	7,47873585	11,5	19,238047	21,5013656
4,5	7,52793144	8,41357783	12	20,0744838	22,4362075
5	8,36436827	9,34841981	12,5	20,9109207	23,3710495
5,5	9,2008051	10,2832618	13	21,7473575	24,3058915
6	10,0372419	11,2181038	13,5	22,5837943	25,2407335
6,5	10,8736787	12,1529457	14	23,4202312	26,1755755
7	11,7101156	13,0877877	14,5	24,256668	27,1104174
7,5	12,5465524	14,0226297	15	25,0931048	28,0452594

Tableau B-1 : Distances des points de la développante de cercle

Références bibliographiques

- [1]. Thierry GUERTIN, « **Mesure expérimentale de l'erreur de transmission cinématique d'engrenages spiro-coniques et hypoïdes** », Université Laval, 1999, pp 1-2.
- [2]. G. HENRIOT, « **Traité théorique et pratique des engrenages** », tome 1, Dunod, 1979, Paris, France.
- [3]. R. LEBORZEC, « **Etude générale de l'engrenage** », (polycopie de cours), ENSAM, 1989, Lille, France.
- [4]. Lycée General et Technologique Vauban, « **Les engrenages et les trains d'engrenages** », Brest – classe de PTSI –.
- [5]. Michel PASQUIER, « **Engrenage parallèles étude géométrique** », Technique de l'ingénieur, Vol BM 5620-5.
- [6]. G. HENRIOT, « **Engrenages : Conception et fabrication** », Dunod, 1999.
- [7]. J. BERGERE, « **Correction par déport de profil des dentures d'engrenages parallèles** », pp. 257-263.
- [8]. G. HENRIOT, « **Traité théorique et pratique des engrenages** », tome 1, Dunod, Paris, 1968.
- [9]. La norme ISO 1328.
- [10]. M. MERZOUG, A.MILOUDI, K.BRAHIMI, « **Comportement dynamique d'une transmission par engrenages : Analyse de la stabilité** », XV^e Congrès Français de Mécanique, Nancy, 3–7 septembre 2001.
- [11]. M. HADDAR, M. BENAMAR, W. GAFSI, A. MAALEJ, « **Analyse du comportement dynamique et tribologique d'une transmission à engrenages droits en présence d'un défaut de parallélisme** », 3^{ème} journées de mécanique et ingénierie, Sfax, 28–30 mars 2000.
- [12]. W.D. MARK, « **Gear noise excitation** », Engine Noise. Excitation, Vibration and Radiation, ed. New-York : Plenum press, 1982, pp. 55-89.

- [13]. DANTAN Jean-Yves, BRUYERE Jérôme, BIGOT Régis, MARTIN Patrick, « **Spécification géométrique fonctionnelle des engrenages par frontière virtuelle** », publication 2003.
- [14]. MARK W.D., « **Gear noise origins** », Gears and Power Transmission Systems for Helicopters and Turboprops, Proc. AGARD Conf., Lisbon, 1984, 13p.
- [15]. Welbourn D.B., « **Gear errors and their resultant noise spectra** », Proc. Of th I.M.E., 1969-70, Vol. 184, paper 16, part 30, pp. 131-139.
- [16]. Welbourn D.B., « **Forcihg frequencies due to gears** », Proc. Vibrations in rotating systems conference, I.M.E., Londres, Feb.1972, p. 25-36.
- [17]. HENRIOT G., « **Traité théorique et pratique des engrenages** », tome 2, Dunod, Paris, 1983.
- [18]. GHIGLIONE D., LEROUX C. et TOURNIER C., « **Cémentation et Carbonitruration** », Technique de l'ingénieur, Vol BM 5 627-8, 1994).
- [19]. SABOT J. et PERRET-LIAUET J., « **Excitation dynamique d'un carter de boîte de vitesses par l'erreur de transmission** », 3^{ème} Congrè Mondial des engrenages et des transmissions, Fev. 1992, Paris, pp. 829-840.
- [20]. WELBOURN D. B., « **Fundamental knowledge of gear noise – A survey** », Conf. on noise and vibrations of engines and transmissions, Cranfield, 1979, paper C 117/79, pp. 9-29.
- [21]. Christophe BARD, « **Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages** », Chapitre 1 pp. 27-28.
- [22]. Laurent VANOVERBERGHE, « **Anticipation des déformations lors du traitement thermique de pignons de boîtes de vitesses** », thèse d'état de L'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2008.
- [23]. GHIGLIONE D., LEROUX C., et TOURNIER C. « **Cémentation. Carbonitruration** ». Technique de l'ingénieur, M1 (226) (1994).
- [24]. HENRIOT G., « **Traité théorique et pratique des engrenages** », Dunod, Paris, 1983, tome 1.

- [25]. HENRIOT G., « **Traité théorique et pratique des engrenages** », Dunod, Paris 1961, tome 2, pp. 1-543.
- [26]. Mohamed EL BADAUI., « **Contributions au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'Analyse Cepstrale** », Thèse de doctorat 1999.
- [27]. UMEZAWA K., SUZUKI T., HOUJOH H. & BAGASNA K., « **Influence of misalignment on vibration of helical gear** ». Proc. 2nd World Congress on Gearing, Paris, Mars 1986, pp. 615-626.
- [28]. MITCHEL L. D., « **Gear noise. The purchaser's and the manufacturer's views** », Proc. Purdue noise control conference, Lafayette-Indiana, Jul. 1971, pp. 95-106.
- [29]. WELBOURN D. B., « **Gear noise spectra – a rational explanation** », A.S.M.E. 77-DTE-38, pp. 1-8.
- [30]. 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, INSA de Lyon, 1991, N° 91ISAL 0067, 232 p.
- [31]. BRENEUR. Claire., « **Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements** », [En ligne] Thèse : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2002 [06/01/2004], pp 100-102
- [32]. Aublin M., et al. « **Systèmes Mécaniques. Théorie et dimensionnement** », Dunod, Paris, 1992, pp.1-657.
- [33]. Höhn B.R and K. Michaelis, « **Influence of oil temperature on gear failures Tribology International** », Volume 37, Issue 2, February 2004, Pages 103-109.
- [34]. HARRIS S.L, « **Dynamic loads on the teeth of spur gears** », Proc. of the I.M.E , 1958, vol. 172,pp. 87-100.
- [35]. HOUSER D. R, « **Gear noise. State of the art** », Proc. Inter Noise 88, Avignon, Aug. 1988, pp. 1-6.
- [36]. THOMPSON A. M, « **Origins of gear noise** », Proc. 2nd world congress on gearing, Paris, 1977, Vol. 2, pp. 1809-1817.

- [37]. MUNRO R. G., « **The D. G. Component of gear transmission error** », Proc. 1989 International power Transmission and gearing conference. Chicago 1989. pp. 467-470.
- [38]. FAVRE B., « **Mesure de l'erreur cinématique des engrenages en dynamique et application à la caractérisation du bruit** », 4^{èmes} journées d'Etude Transmissions Mécaniques, ECAM - JET, Lyon, Juin 1990, 7 p.
- [39]. KASSAI & MAIRESSE P., « **Ecart de transmission et processus de réduction du bruit d'engrènement** », Journées CETIM, Des engrenages plus silencieux, Senlis, 21-22 Octobre 1993, 7 p.
- [40]. UMEZAWA K., HOUJOH H. & MATSUMURA S., « **The influence of flank deviations on the vibration of helical geai pair transmitting light load** », Proc. of the 6th A.S.M.E. Int. Conf Power Transmissions and Gearing, Phoenix, 1992, Vol. 2, pp. 681-688.
- [41]. BRENEUR C., « **Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements** », INSA, Lyon 2002, pp 43-44.
- [42]. YAKHOU K., « **Validation expérimentale d'un modèle dynamique global de boîte de vitesses automobile** », INSA, Lyon 1999, pp 11.
- [43]. Delhoume P. et al., « **L'analyse des mécanismes de génération de bruit: un outil pour la réduction du bruit à la source (Cas des engrenages)** », INRS, CDU 628.517:621.83.