

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTER DE L'ESEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MENTOURI- CONSTANTINE
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° d'ordre :

Série :

Mémoire

Présenté Pour L'obtention du Diplôme de Magister

Par

Bechkri Bouchra

**ANALYSE DES DÉFAUTS DE
DENTURE ET LEURS INFLUENCES
SUR LES TRANSMISSIONS
MÉCANIQUES PAR ENGRENAGES**

Directeur de la thèse : Boughouas Hamlaoui

Constantine:.....2007

Dédicaces

A toute ma famille, particulièrement mes chers parents pour leurs sacrifices.

A ma belle famille et particulièrement à Nouredine pour son soutien moral et son aide.

A toutes mes amies.

Remerciements

Ce travail a été réalisé au niveau du Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur Université Mentouri Constantine.

Je tiens à remercier très chaleureusement mon encadreur Monsieur **H.Boughouas** pour son aide, ses conseils au long de ce travail, et pendant toutes mes années d'étude.

Je remercie Monsieur **B.Necib** Professeur à l'Université Mentouri Constantine, pour m'avoir fait l'honneur et le plaisir de présider mon jury de mémoire.

Ainsi je remercie Monsieur **L.Amara** Maître de Conférence à l'Institut de Génie Mécanique de l'Université Mentouri de Constantine de m'avoir fait l'honneur et le plaisir de participer à mon jury de mémoire.

Ma gratitude va également à Monsieur **S.Boukebbab** Maître de Conférence à l'Institut de Génie Mécanique de m'avoir accepté d'être un membre de jury de ce mémoire.

Mes remerciements vont aussi à toutes les personnes qui ont contribué de loin ou de près à l'élaboration de ce travail, à tous j'exprime ma reconnaissance.

Sommaire

Sommaire

	Pages
Dédicace	i
Remerciements	ii
Sommaire	iii
Introduction	1
 Chapitre I : Théorie générale des engrenages 	
I.1 Introduction	3
I.2 Géométrie et technologie	4
I.2.1 Définition et classification des engrenages	4
I.2.2 Etude de profil	5
I.2.2.1 Condition de conduite correcte de deux profils conjugués	6
I.2.2.2 Le profil en développante de cercle.....	7
I.2.2.3 Principe de la développante de cercle (cas de denture droite)	8
I.2.2.4 Propriétés de la développante de cercle	8
I.2.3 Continuité de l'engrènement	9
I.2.4 Ligne d'engrènement ou ligne d'action	11
I.2.5 Angle de pression	12
I.2.6 Coefficient de correction de denture	12
I.2.7 Le rapport de réduction	13
I.2.8 Caractérisation des engrenages	14
I.2.8.1 Les engrenages cylindriques à denture droite	14
I.2.8.2 Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	15
I.2.8.3 Les engrenages coniques.....	16
I.2.8.4 Les engrenages gauches : le système roue - vis sans fin	17
I.2.9 Interférence	18
I.2.10 Correction de denture	21
I.2.11 Jeu de fonctionnement	23
I.3 Stratégies d'industrialisation des dentures	25
I.3.1 Introduction	25
I.3.2 Matériaux pour engrenage	26
I.3.3 Techniques d'ébauche des dentures	26
I.3.3.1 Taillage par reproduction	27
I.3.3.1.1 Fraisage à la fraise module	27
I.3.3.1.2 Fraisage à la fraise en bout	28
I.3.3.2 Taillage par génération	29
I.3.3.2.1 Taillage à l'outil crémaillère	29
I.3.3.2.2 Taillage à l'outil pignon	30
I.3.3.2.3 Taillage par fraise-mère	31
I.3.4 Précision de la division	32
I.3.4.1 Causes des erreurs de division	34
I.3.5 Techniques de finition des dentures	35
I.3.5.1 Rasage ou Shaving	36
I.3.5.2 Rectification	37
I.3.5.3 Rodage ou Honing	38

Chapitre II : Analyse des défaillance dans les roues dentées

II.1 Défauts de fabrication	39
II.1.1 Défauts de taillage	39
II.1.1.1 Excentricité ou erreur de faux-rond	39
II.1.1.2 Les erreurs de pas	40
II.1.1.3 Erreurs de profil	41
II.1.1.4 Erreur de l'épaisseur de la dent	42
II.1.1.5 Erreurs d'hélice	44
II.1.2 Défauts de montage	46
II.1.2.1 Défaut d'entraxe	47
II.1.2.2 Défauts d'inclinaison et de déviation	47
II.1.3 Mesure des écarts composés tangentiels	48
II.1.3.1 Techniques de mesure des écarts composés tangentiels	51
II.1.3.2 Interprétation des diagrammes obtenus par engrenement avec master	57
II.1.4 Les traitements thermiques	61
II.1.4.1 Principales difficultés rencontrées	61
II.1.4.2 Défauts de traitement thermique.....	63
II.1.4.2.1 Pelage	63
II.1.4.2.2 Dislocation de la couche traité	63
II.1.5 Défauts de rectification	64
II.2 Défauts de fonctionnement	66
II.2.1 Défauts de lubrification	66
II.2.1.1 L'usure	66
II.2.1.2 Le grippage.....	69
II.2.1.3 Les piquûres.....	73
II.2.2 Autres défaillances observés sur les dentures	74
II.2.2.1 Ecaillage	74
II.2.2.2 Fissuration	76
II.2.2.3 La rupture par fatigue	77
II.2.2.4 Corrosion	79
II.2.2.4.1 Corrosion chimique	79
II.2.2.4.2 Corrosion de contact	80
II.2.2.5 Surchauffe	80
II.2.2.6 Erosion par cavitation	80
II.2.2.7 Etincelage	80

Chapitre III : Influence des défauts sur la transmission

III.1 Introduction	82
III.2 Influence des défauts de fabrication sur la condition cinématique des engrenages	83
III.2.1 Effet de l'erreur du module sur la condition cinématique	84
III.2.2 Effet de l'erreur du pas sur la condition cinématique	84
III.2.3 Effet de l'erreur due à la variation de l'épaisseur de la dent sur la condition cinématique	86
III.2.4 Effet de l'erreur de profil de la dent sur la condition cinématique	86
III.2.5 Effet de l'erreur du cercle de base sur la condition cinématique de l'engrenage	87
III.2.6 Effet de l'excentricité des diamètres primitifs sur la condition cinématique	89
III.3 Base de données	90

Conclusion	104
Perspectives	105
Références bibliographiques	106

Introduction

Introduction

Les transmissions de puissance par engrenages ont de puis longtemps été largement utilisées du fait de leur rendement élevé et de leur grande précision, mais aussi pour leur faible encombrement et leur faible rapport poids/puissance transmise. Dans les nombreuses machines, telles que les machines-outils, les véhicules, les appareils de levage, les installations de puissance des navires, etc..., les engrenages font partie des mécanismes principaux et auxiliaires. Les engrenages sont utilisés comme moyen de transmission de puissance dans les boîtes de vitesses et d'avances où ils réalisent les vitesses, les couples et les sens de rotation des éléments de machines. Ces transmissions peuvent être simples ou composées.

La partie essentielle qui réalise le mouvement est le flanc de la dent qui est soumis à différentes sollicitations donc sujet à différentes avaries. Des statistiques ont montré que dans les systèmes mécaniques, la denture concentre la majorité des défaillances (60%). Lorsque les inconvénients fonctionnels sont importants, les calculs incorrects ou le régime normal d'exploitation compromis, les dents d'un engrenage sont susceptibles de détériorations.

Afin de faire une analyse théorique de ces défaillances et établir une base de données des défauts, notre travail se divise en trois chapitres, 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 chapitre nous avons fait une analyse théorique des défaillances causées dans les systèmes mécaniques à engrenages : défauts de fabrication (taillage, contrôle, traitements thermiques, rectification) et les défauts de fonctionnement ; leurs conséquences sur le fonctionnement de la transmission et les remèdes préventifs éventuels afin d'éviter la rupture de ces éléments.

Le dernier chapitre présente l'influence des défauts de fabrications sur les transmissions mécanique par engrenage et plus particulièrement sur le rapport de transmission qui détermine la qualité de l'engrenage.

En se basant sur cette analyse, nous avons fait une base de données qui présente les différents défauts, leurs causes, les remèdes et leurs influences sur la transmission.

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

***Théorie générale des
engrenages***

I.1 Introduction

Le principe de tout système mécanique est de transmettre et d'adapter une énergie mécanique depuis une source d'énergie vers une application donnée. Les premières machines construites afin de modifier des vitesses angulaires étaient des roues de friction ; ces roues étaient lisses et construites dans une matière qui avait un fort coefficient de frottement. Elles étaient maintenues en pression l'une contre l'autre, et le frottement qui se créait entre ces deux roues assurait la rotation des roues. Mais ce système ne permettait pas de contrôler correctement le rapport qui existait entre les vitesses angulaires d'entrée et de sortie. En effet les frottements qui existaient entre les roues n'étaient pas constants et le rapport entre les deux vitesses variait lui aussi. D'où l'idée de mettre autour de la roue des " obstacles ", des dents pour augmenter la précision de la transmission de l'effort entre les roues. Ainsi naissent les engrenages dotés de dents et qui permettent d'obtenir des rapports de transmission très précis.

Les engrenages constituent des organes de transmission et de puissance qui se sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique. Dans les nombreuses machines, telles que les machines-outils, les véhicules, les appareils de levage, les installations de puissance des navires, etc..., les engrenages font partie des mécanismes principaux et auxiliaires . La large extension des engrenages est favorisée par leur rendement élevé, leur faible encombrement, leur sécurité de service, leur simplicité d'exploitation. Du fait de la diversité des conditions d'exploitation, la forme des éléments des engrenages et la construction des transmissions est très variée [1].

La forme du profil de la denture dans la section perpendiculaire à l'axe de rotation permet de distinguer la denture à développante de cercle, la plus usitée et d'autres dentures auxquelles sont associés notamment les profils circulaires établis par M. Novikov [2]. Généralement, les engrenages à développante de cercle sont obtenus par taillage sur des machines-outils spéciales par un des deux procédés : taillage par reproduction ou taillage par génération [3].

I.2 Géométrie et technologie

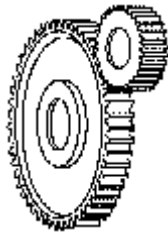
I.2.1 Définition et classification des engrenages

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

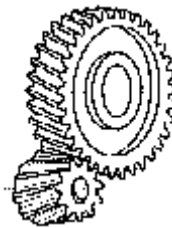
La petite roue se nomme le pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue, la grande roue intérieure s'appelle la couronne. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors une crémaillère.

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

- Les engrenages à axes parallèles : Ce type est nommé aussi cylindrique dont Les deux arbres sont parallèle. Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents suivant la génératrice. On trouve les dentures droites, les dentures hélicoïdales, etc....

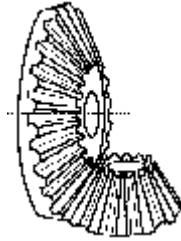


denture droite



denture hélicoïdal

- Les engrenages à axes concourants : Ce type est nommé aussi conique dont les arbres sont tels que leurs axes de rotation se coupent. Selon la géométrie des dents, on distingue les sous catégories des : dentures droites, hélicoïdales, spirales.



conique

- Les engrenages à axes quelconques : Ces engrenages sont nommés aussi gauches dont les axes des arbres n'ont pas un point commun et occupent une position relative quelconque. Dans cette catégorie se retrouvent par exemple les dentures hypoides.

I.2.2 Etude de profil

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

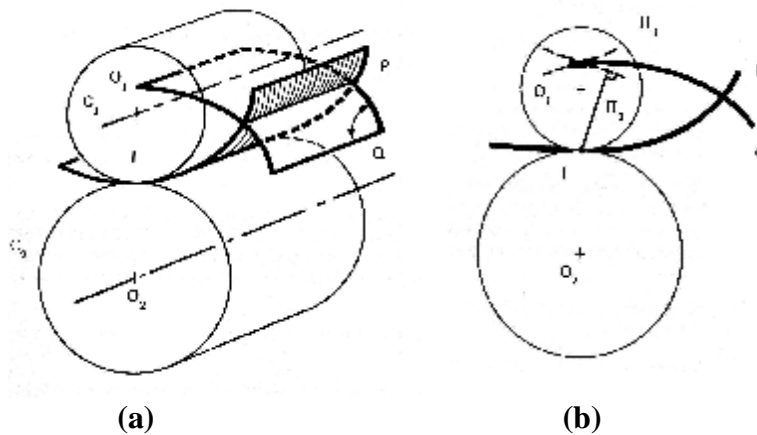


Figure I.1 : Profil et surface conjuguées

Si P roule sans glisser sur les deux cylindres, la surface Q a pour enveloppe par rapport au cylindre 1 une certaine surface S_1 , et pour enveloppe par rapport au cylindre 2 une surface S_2 .

Ces deux surfaces sont **conjuguées**, c'est-à-dire qu'elles restent constamment tangentes.

Les intersections des surfaces conjuguées avec le plan perpendiculaire aux axes des engrenages s'appellent les **profils conjugus**.

I.2.2.1 Condition de conduite correcte de deux profils conjugus

Soient les deux roues C_1 et C_2 , de centres O_1 et O_2 , de diamètres primitifs d_1 et d_2 , et les profils conjugus P_1 et P_2 de dents appartenant à ces deux roues (fig I.2a).

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

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

On sait que le mouvement relatif des deux roues C_1 et C_2 est le même, que les deux roues tournent ensemble sans glissement autour de leurs centres respectifs O_1 et O_2 (fig I.2a), ou que C_2 roule sans glisser autour de C_1 immobile (fig I.2b).

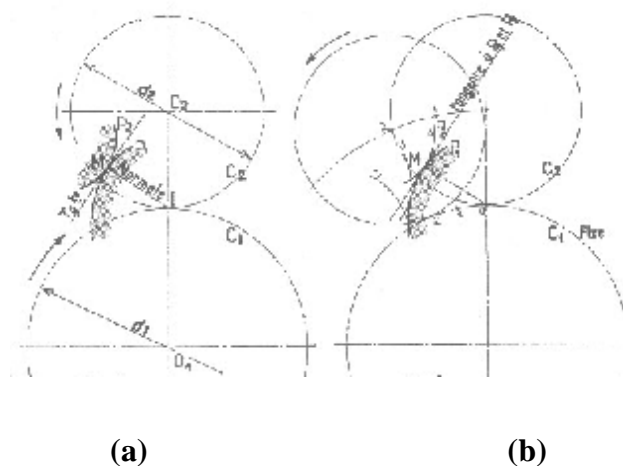


Figure I.2 : Engrenement des deux profils conjugus

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

I.2.2.2 Le profil en développante de cercle

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

- Il permet une tolérance notable sur l'entraxe des roues sans que le fonctionnement soit troublé.
- Un seul outil par module permet de tailler toutes les roues quel que soit le nombre de leurs dents.
- L'usure des surfaces actives est plus régulièrement répartie que sur un autre profil.
- Les vibrations sont plus faibles qu'avec un autre profil [4].

La développante d'un cercle (c), dit de base, de centre O, de diamètre D, est la trajectoire dans le repère $R(O, x, y, z)$ lié à (c) d'un point M appartenant à une droite D et qui roule sans glisser sur C. Une développante est également l'enveloppe de la normale en M à D dans le mouvement de D par rapport à C [5].

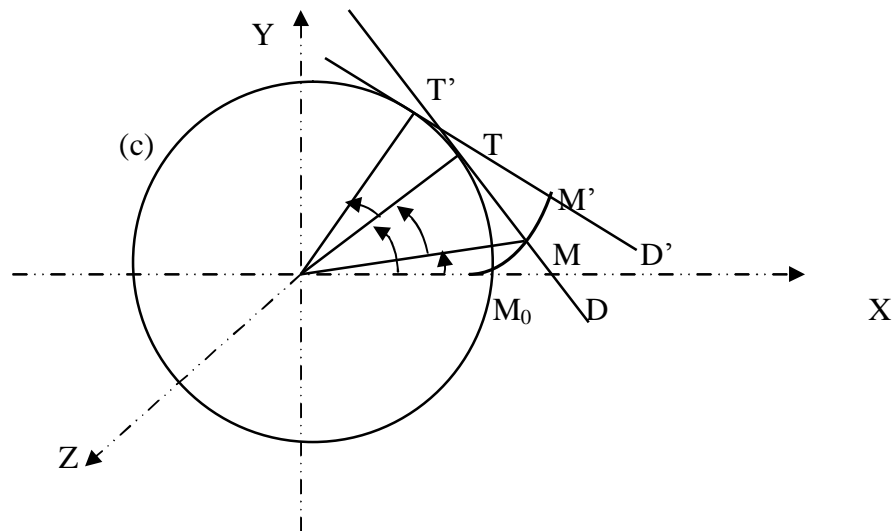


Figure I.3: Développante de cercle

T : centre instantané de rotation du mouvement de D par rapport à C.

C : base de ce mouvement (centre de base).

D : roulante de ce mouvement.

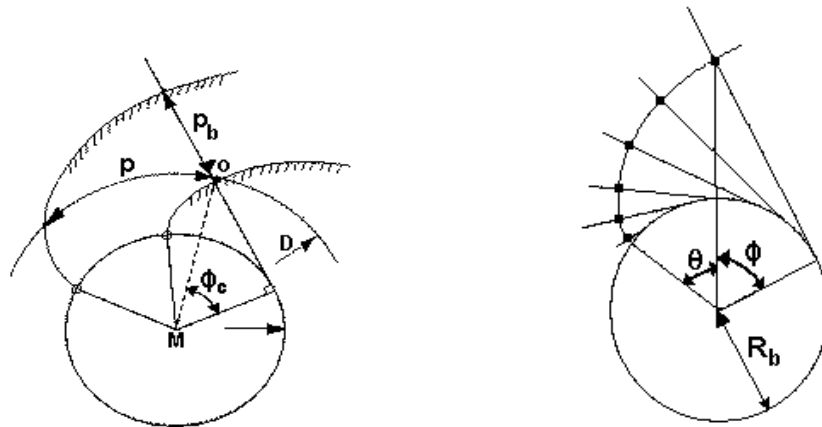
θ : définit la position du point M sur le profil en développante de cercle.

H : définit la position du point T sur le cercle de base.

α : repère la position angulaire du point T par rapport au point M.

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

En faisant rouler sans glisser une droite sur un cercle, chaque point de cette droite décrit, relativement au cercle, une courbe qui s'appelle une développante de cercle (fig I.4). Cette dernière peut aussi être matérialisée par un fil sous tension que l'on déroule d'un cercle : le bout du fil décrit la développante relativement au cercle duquel il est déroulé [6].



$$q = \text{tg} f - f = \text{inv} f$$

Figure I.4 : Schématisation de la développante de cercle

I.2.2.4 Propriétés de la développante de cercle

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

$$MM' = QQ' = M_1M_1'$$

- Pour un fonctionnement sans frottement l'action de **1** sur **2** est un glisseur de module fixe si le couple transmit est constant et d'axe central fixe.
- Le point Q est un point de rebroussement de la développante.
- La développante de cercle ne peut avoir de points à l'intérieur du cercle de base.
- La normale de la développante est tangente au cercle développé.

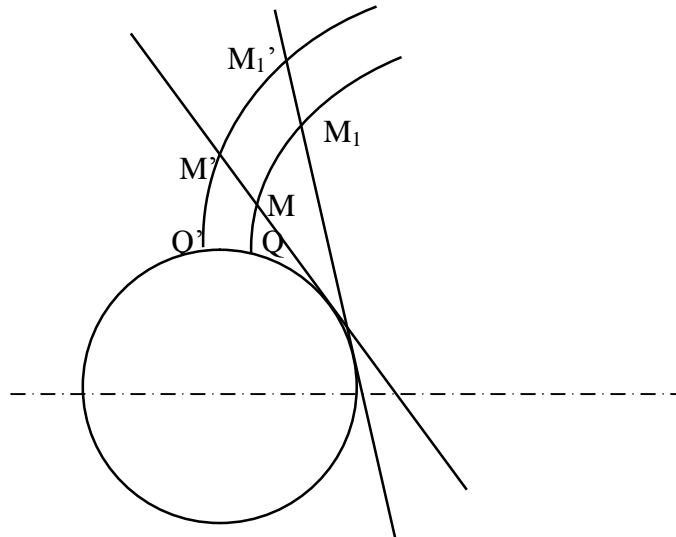


Figure I.5 : Propriétés de la développante de cercle

I.2.3 Continuité de l'engrènement

Soit A le point en lequel deux dents entrent en contact (fig I.6a) et B le point en lequel elles perdent le contact [4] (A et B sont évidemment les intersections des cercles de tête avec la ligne d'action) :

AI est la longueur d'approche ;

IB est la longueur de retraite ;

AB est la longueur de conduite.

Soient I_1 et I_2 les positions de I sur la roue menée, aux moment de la prise et de la perte de contact :

I_1I est l'arc d'approche ;

$I I_2$ est l'arc de retraite ;

$I_1 I I_2$ est l'arc totale de conduite (désigné ci-dessous par **a**).

Sur la roue menante, les arcs correspondants auraient évidemment même longueur que sur la roue menée.

∅ Pour assurer une conduite continue, un couple de dents doit entrer en contact avant que le précédent ne perde le contact :

$$a > p \text{ (Pas circonférentiel)}$$

$\frac{a}{p} = e$, appelé rapport total de conduite, ne doit pratiquement pas être inférieur à 1,3.

Il est souhaitable que $2 < e < 3$. Il y a tantôt 2, tantôt 3 couples de dents simultanément en prise.

∅ e augmente en même temps que la saillie des dents (fig I.6b).

e diminue si a augmente (fig I.6c).

e augmente avec le nombre de dents des roues.

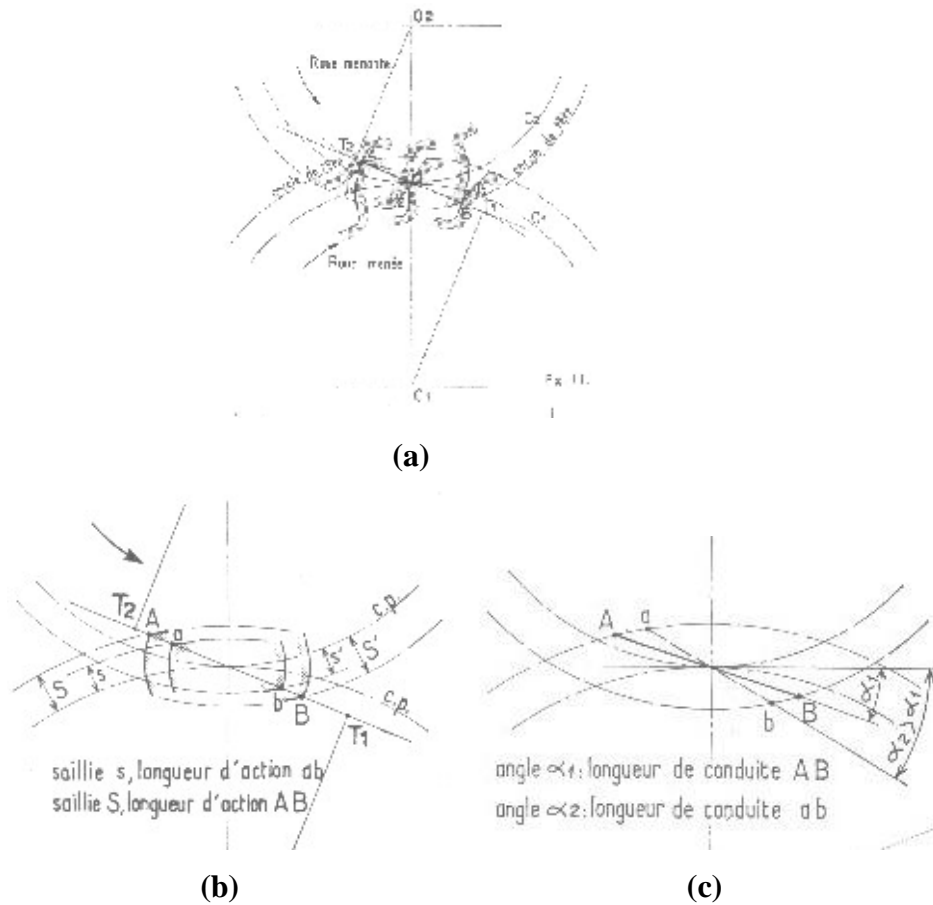


Figure I.6 : Continuité d'engrènement

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

L'approche se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'action se déplace de T1 à O (fig I.7), soit du début du contact jusqu'au point primitif. La retraite se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'engrènement se déplace de O à T2 (fig I.7), soit du point primitif jusqu'à la fin du contact.

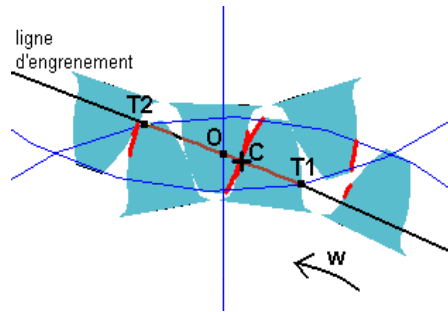


Figure I.7 : Ligne d'engrènement (ou d'action)

Pour assurer une transmission continue du mouvement, il est nécessaire qu'un nouveau couple de dents soit en approche avant que le couple précédent termine sa retraite. Il faut, qu'il y ait au moins un couple de dent qui soit toujours en prise (fig I.8).

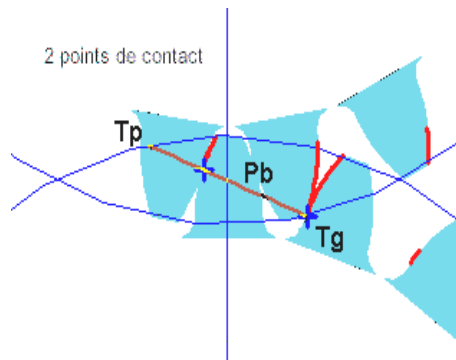


Figure I.8 : Couple de dents en contact

Cette condition s'écrit :

$$TpTg > Pb.$$

$T_p T_g$: Distance entre le point T_p et le point T_g le long de la ligne d'engrènement
 P_b : Pas de base : distance entre deux dents consécutives le long de la ligne d'engrènement [6].

I.2.5 Angle de pression

Pour une position de contact quelconque entre le pignon et la roue le long de la ligne d'engrènement, les angles de pressions respectifs ϕ_r de la roue et ϕ_p du pignon sont différents. Cependant, lorsque ce point de contact se fait en **O** (point primitif), les angles de pression deviennent égaux à ϕ_c qui est aussi l'angle de pression de l'outil de taillage (fig I.9).

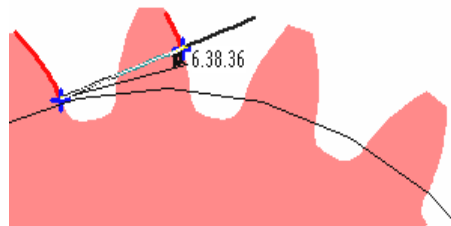


Figure I.9 : Angle de pression

I.2.6 Coefficient de correction de denture

Lorsque le nombre de dents devient infini, le cercle primitif devient une droite, une crémaillère est obtenue. ϕ_c est l'angle de pression de la crémaillère est constant le long du profil de la dent (fig I.10).

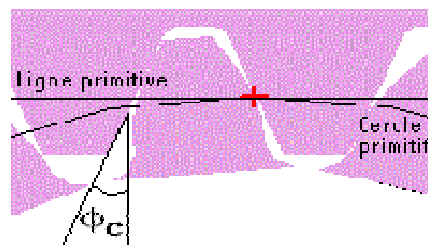


Figure I.10 : Coefficient de correction de denture

Par exemple un outil - crémaillère est utilisée pour tailler un pignon ou une roue. En faisant rouler sans glisser la droite primitive de la crémaillère sur le cercle primitif du pignon, et en y associant un mouvement de coupe transversale, un profil en développante de cercle est obtenu. L'engrènement d'un pignon et d'une roue peut être assimilé au roulement sans glissement de deux cercles primitifs l'un sur l'autre. Le rapport de réduction de l'engrenage est alors :

$$m_g = \frac{n_p}{n_G} = \frac{N_G}{N_p} = \frac{D}{d}$$

Pour un engrènement correct, la normale commune aux profils, dans toutes les positions de contact, passe toujours par le point primitif O appelé pôle d'engrènement. Les profils qui satisfont à cette condition sont des profils conjugués et le mouvement ainsi obtenu est continu et le rapport de vitesse rigoureusement constant. Le point de contact se déplace suivant la ligne d'action (ou ligne d'engrènement). L'angle de pression ϕ_c (fig I.11) donne l'inclinaison de la ligne d'engrènement relativement à la droite perpendiculaire à la ligne des centres.

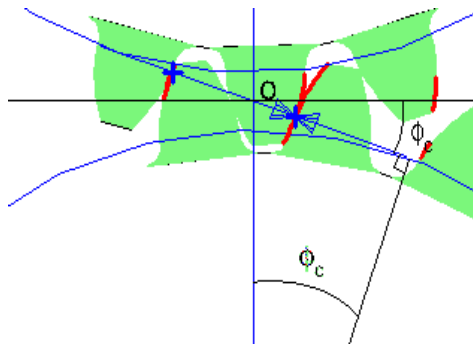


Figure I.11 : Angle de pression

I.2.7 Le rapport de réduction

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

Le rapport de transmission de l'engrènement est alors : $i = \frac{\eta_p}{\eta_r} = \frac{N_r}{N_p} = \frac{D}{d}$

η_p : Vitesse de rotation du pignon

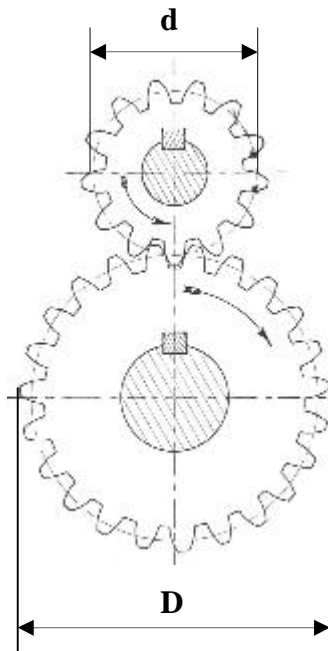
η_r : Vitesse de rotation de la roue

N_r : nombre de dents de la roue

N_p : nombre de dents du pignon

D : diamètre de la roue

d : diamètre du pignon



I.2.8 Caractérisation des engrenages

I.2.8.1 Les engrenages cylindriques à denture droite

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, mais son principal défaut est d'être bruyant.

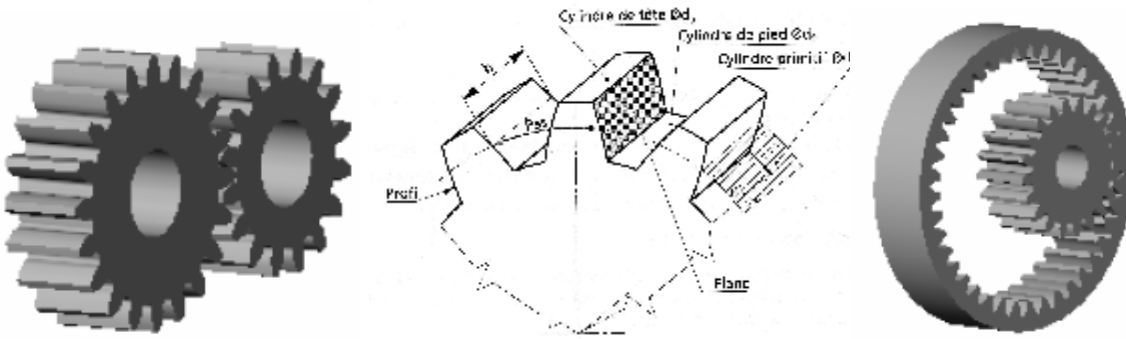


Figure I.12 : Engrenage cylindrique à denture droite

Désignation	Symbole	Formule
Module	m	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Diamètre primitif	d	$d = mZ$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5m$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1.25m$
Hauteur de dent	h	$h = 2.25m$
Pas	P	$P = p m$
Largeur de denture	b	$b = km \ (5 \leq k \leq 16)$
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$

I.2.8.2 Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent une transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante que les engrenages à dentures droite, La transmission des efforts est plus importante (nombres de dents en contacts plus élevés), y compris aux vitesses élevées, ils sont notamment utilisés dans les boites de vitesses d'automobiles, les réducteurs et les multiplicateurs de vitesses. Les inconvénients de ce type d'engrenage sont :

- Des efforts supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers et augmentation des efforts de flexion).
- Rendement un peu moins bon.
- Utilisation impossible en montage "baladeur" (ces engrenages doivent rester en contact permanent).



Figure I.13 : Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

Désignation	Symbole	Formule
Module réel	m_n	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Angle d'hélice	b	Entre 20° et 30°
Module apparent	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos b}$
Pas apparent	p_t	$p_t = \frac{p_n}{\cos b}$
Pas réel	p_n	$p_n = pm_n$
Diamètre primitif	d	$d = m_t Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m_n$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5m_n$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$
Creux	h_f	$h_f = 1.25m_n$
Hauteur de dent	h	$h = 2.25m_n$
Largeur de denture	b	$b \geq pm_n / \sin b$
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$

I.2.8.3 Les engrenages coniques

Les roues de ces engrenages ne sont pas des cylindres, mais des cônes. Il existe des roues dentées coniques à denture droite et des roues dentées coniques à dents obliques et à dents spirales. Tous ces engrenages servent à transmettre la rotation entre des arbres dont les axes sont concourants,

avec un rapport de vitesse rigoureux. Ceux à dents spirales, c'est-à-dire dont les dents ont la forme d'un arc de cercle, sont les plus utilisés, car ils sont plus silencieux.

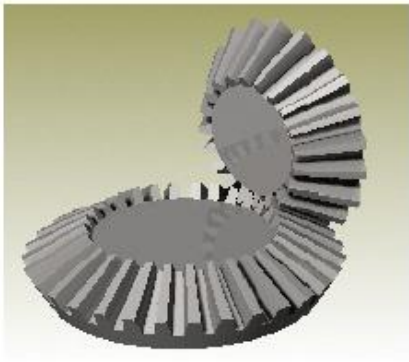


Figure I.14 : Engrenage conique

Désignation	Symbole	Formule
Module	M	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Angle primitif	d	$tagd_1 = Z_1/Z_2$
Diamètre primitif	D	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$
Largeur de denture	B	$b = km$ ($5 \leq k \leq 16$)
Diamètre de tête	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2m \cos d_1$
Diamètre de pied	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2.5m \cos d_1$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1.25m$
Hauteur de dent	H	$h = 2.25m$
Angle de saillie	q_a	$q_a = m/L$
Angle de creux	q_f	$q_f = 1.25m/L$
Angle de tête	d_a	$d_{a1} = d_1 + q_a$
Angle de pied	d_f	$d_{f1} = d_1 - q_f$

I.2.8.4 Les engrenages gauches : le système roue - vis sans fin

La vis sans fin est constituée d'un long cylindre étroit, présentant une denture hélicoïdale continue, analogue au filetage d'une vis cylindrique, se mettant en prise avec une roue à denture hélicoïdale. Les engrenages à vis sans fin diffèrent des engrenages à roues à denture hélicoïdale. En effet, les dents de la vis sans fin s'engagent continûment en glissant sur celles de la roue

menée, mais ne leur appliquent pas directement un effort de rotation. Les vis sans fin servent principalement à transmettre une rotation, avec une forte réduction de vitesse, entre deux arbres orthogonaux.



Figure I.15 : Engrenage gauches

Désignation	Symbole	Formule
Module réel	m_n	Par un calcul de RDM
Nombre de filets	Z	Déterminé par le rapport de vitesse
Angle d'hélice	b	Déterminé pour l'irréversibilité $g < 5^\circ$, $b + g = 90^\circ$
Module axial	m_x	$m_x = \frac{m_n}{\cos g}$
Pas axial	p_x	$p_x = \frac{p_n}{\cos g}$
Pas réel	p_n	$p_n = p \cdot m_n$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x \cdot Z$
Diamètre primitif	D	$d = \frac{p_z}{p \tan g}$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2m_n$
Diamètre intérieur	d_f	$d_f = d - 2.5m_n$
Longueur de la vis	L	$4p_x < L < 6p_x$

I.2.9 Interférence

Pour engrener correctement, les deux profils de denture en contact doivent rester constamment tangents. Dans le cas de denture à développante de cercle, le lieu des points de contact est la droite T_1T_2 .

Le mouvement se fait sans interférence, si le point de contact se fait au delà du cercle de base [7].

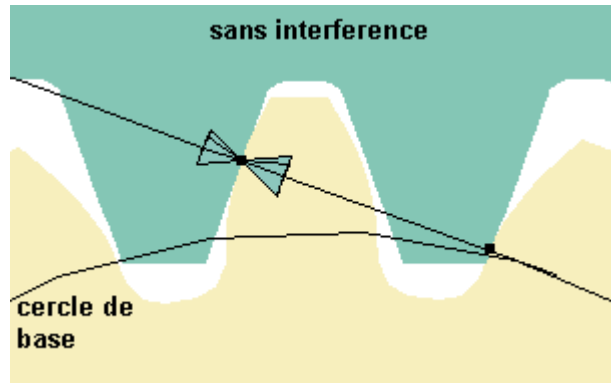


Figure I.16 : Fonctionnement sans interférence

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

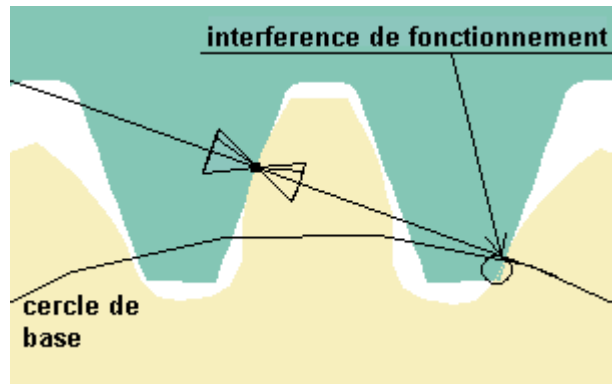


Figure I.17 : Interférence de fonctionnement

Cela peut se produire dans deux cas :

- Lorsque le nombre des dents du pignon menant est faible devant celui de la roue menée ; il y a alors coincement des dents : c'est l'interférence de fonctionnement.
- Lors du taillage, si le nombre de dents de l'engrenage taillé est insuffisant, il y a interférence de fabrication. Ce phénomène se traduit par une diminution de la section en pied de dent (fig I.18) qui sera alors fragilisée puisque le profil de raccord de la dent interfère avec une portion du profil utile de la développante de cercle.

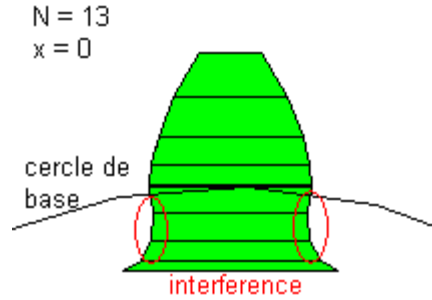


Figure I.18 : interférence de fabrication

Cette condition s'écrit :
$$N^* = \frac{2}{\sin^2 \varphi_c}$$

Où N^* est le nombre de dents minimum pour éviter ce type d'interférence.

φ est l'angle de pression.

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

Le facteur de déport minimum $x = 1 - \frac{N}{N^*}$ doit être positif pour éviter l'interférence (fig I.19a) ;

s'il est négatif il y a interférence (fig I.19b)

On est à la limite d'interférence si : $N = N^*$ figure (fig I.19c).

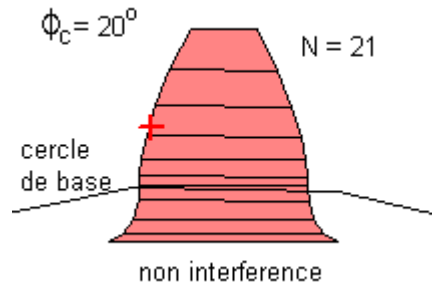


Figure I.19a

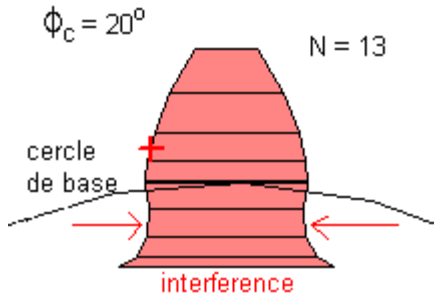


Figure I.19b

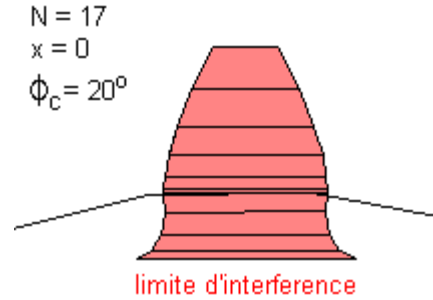


Figure I.19c

I.2.10 Correction de denture

C'est pour éviter les interférences que les corrections de denture ont été introduites dans la construction des engrenages [4]. Elles apportent, de plus, des améliorations plus très sensibles en ce qui concerne la résistance des dents et, pour certaines d'entre elles, en ce qui concerne l'usure.

Les corrections de denture sont réalisées :

▼ Par augmentation de l'angle de pression

Avec les éléments de l'engrenage représenté sur la figure I.20, il y a interférence (A extérieur à T_1T_2). En augmentant a (fig I.21), A passe entre T_1 et T_2 .

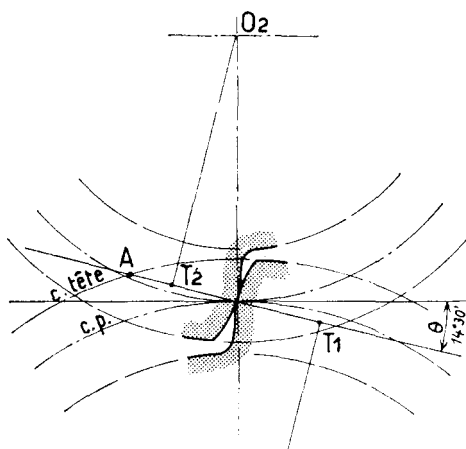


Figure I.20

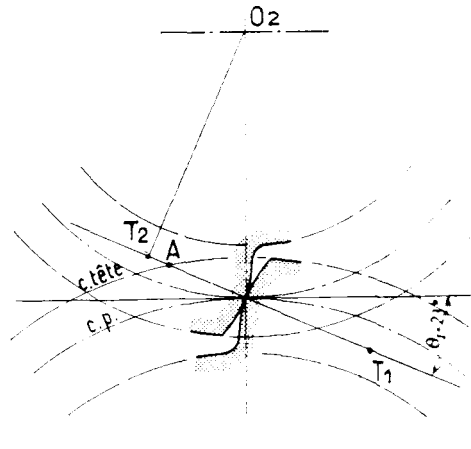


Figure I.21

▼ Par emploi de dentures déportées sans variation d'entraxe

La figure I.22 représente un pignon de 10 dents et une crémaillère en prise. La crémaillère est l'outil qui va tailler le pignon. On a figuré le cercle primitif du pignon et la droite primitive de la crémaillère, qui sont invariables.

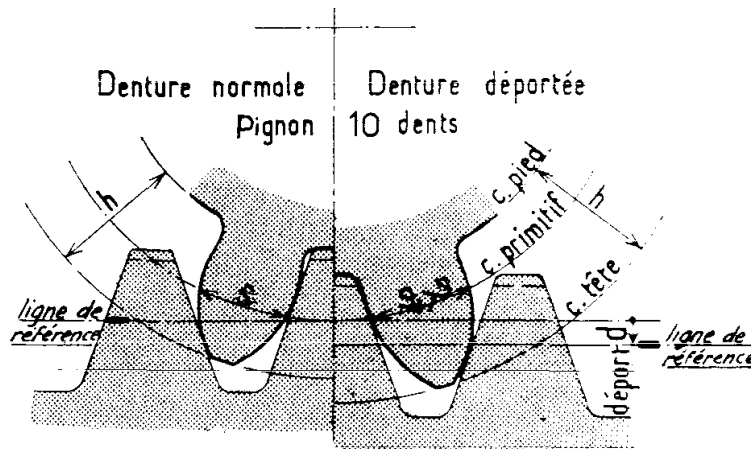


Figure I.22

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

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

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

$$h_{a1} = m + d$$

$$h_{f1} = 1.25m - d$$

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

▼ Par emploi de dents déportées avec variations d'entraxe

Le pignon et la roue sont taillés avec des déports, égaux ou non, mais généralement tous deux positifs. L'engrènement ne peut se faire qu'en modifiant l'entraxe (fig I.23).

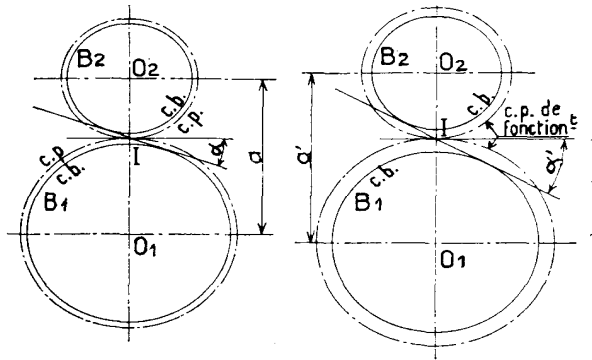


Figure I.23

▼ Par emploi de la denture courte

Dans cette denture :

$$h_a = 0.75m \quad ; \quad h_f = 0.95m.$$

La denture courte a été employée en construction automobile mais, si elle est très résistante, le rapport de conduite est plus faible et l'usure est plus rapide que dans le cas d'une denture normale (fig I.24).

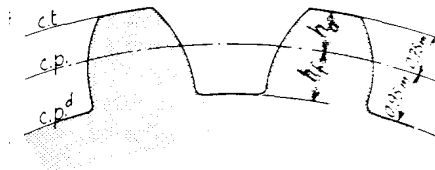


Figure I.24

I.2.11 Jeu de fonctionnement

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

- Une bonne lubrification.

- Evite le blocage en cas de dilatation due à une variation de température.

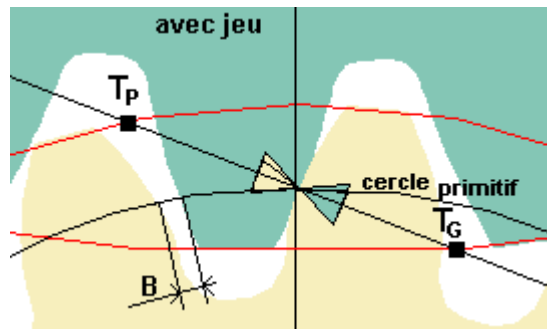


Figure I.25 : Fonctionnement avec jeu

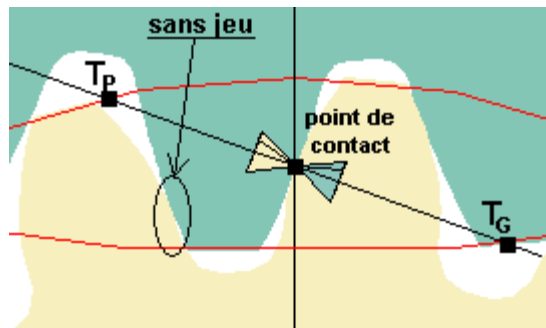


Figure I.26 : Fonctionnement sans jeu

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.

I.3 Stratégies d'industrialisation des dentures

I.3.1 Introduction

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

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

Il apparaît deux grandes familles de stratégies comme la montre la figure I.27a. 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.

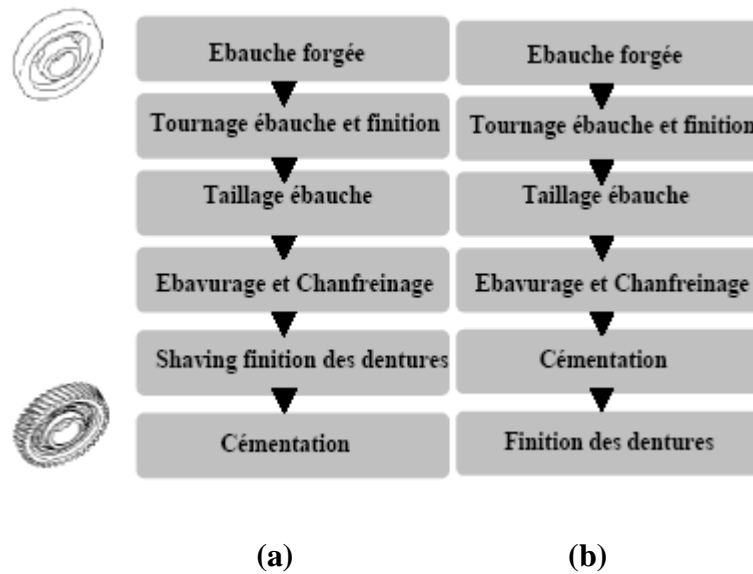


Figure I.27: Procédé de fabrication des engrenages

Une deuxième stratégie (fig I.27b) 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.

I.3.2 Matériaux pour engrenage

Le choix de la matière d'œuvre d'une roue dentée doit être fait de manière à rendre possible le taillage et l'achèvement de ses dents avec la précision et l'état de surface imposés, et à assurer une résistance à la flexion suffisante pour tenir aux charges dynamiques alternatives, une résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une tenue à l'usure élevée [7].

Les matériaux usuels dans la fabrication des engrenages sont l'acier, la fonte et les matières plastiques.

La tendance à réduire l'encombrement, à accroître les puissances transmises par un groupe et à augmenter les vitesses a déterminé une large application des roues en acier. La grande variété des nuances des aciers et la possibilité d'obtenir par traitement thermique et thermochimique des propriétés variées permettent de réaliser la combinaison la plus favorable des propriétés imposées. L'acier au carbone est le plus courant pour les charges moyennes ; sa teneur en carbone varie de 0.35 à 0.50%.

Nous savons qu'une dureté élevée des surfaces actives des dents les rend moins susceptibles aux détériorations. C'est pourquoi le choix des matériaux et des traitements thermiques est guidé par la nécessité d'obtenir une dureté maximale pour le mode du taillage imposé des roues de précision requise [7].

I.3.3 Techniques d'ébauche des dentures

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

- Taillage par reproduction :
 1. Fraisage à la fraise en bout.

2. Fraisage à la fraise disque « module ».
- Taillage par génération :
 1. Taillage à l'outil crémaillère.
 2. Taillage à l'outil pignon.
 3. Taillage à la fraise-mère.

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

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

I.3.3.1 Taillage par reproduction

L'outil est une fraise du type à profil constant : il a la forme de l'intervalle entre deux dents. Deux types de fraises : soit les fraises-disques ou fraise module, soit les fraises en bout [8].

I.3.3.1.1 Fraisage à la fraise module

Cette technique fait partie des techniques les plus simples (fig I.28). Elle fait appel à des fraises de formes spécifiques en acier rapide ou en carbure de tungstène. Les dentures sont réalisées sur des fraiseuses manuelles munies d'un diviseur. Il s'agit d'une technique de production de dentures en très petite série, facile à mettre en oeuvre, mais présentant une productivité très faible, ainsi qu'un coût machine et un coût outil très élevés.

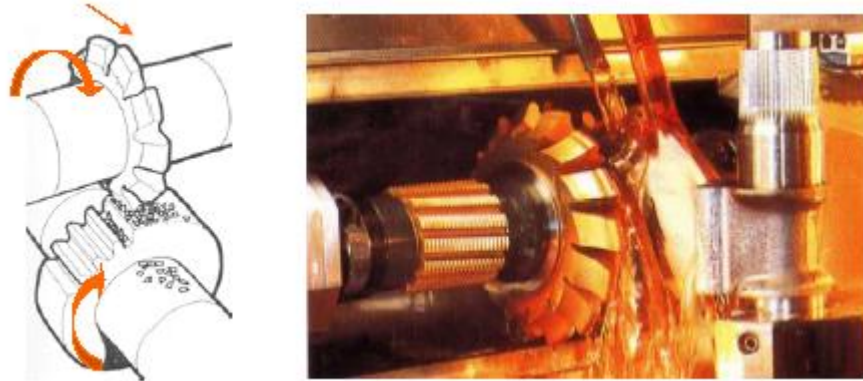


Figure I.28 : Taillage à la fraise disque

I.3.3.1.2 Fraisage à la fraise en bout

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

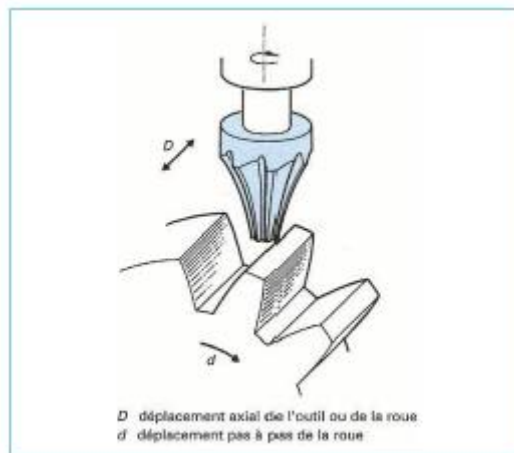


Figure I.29 : Taillage à la fraise en bout.

C'est un procédé très employé pour les gros modules, supérieurs à 20, des roues de grosses machines (laminoirs, treuils de mines...) et le taillage des dentures à chevrons [8].

I.3.3.2 Taillage par génération

Dans cette méthode on donne à l'outil et à la pièce des mouvements relatifs convenablement conjugués qui reproduisent le mouvement d'engrènement et de la sorte l'outil taille en engendrant le profil au fur et à mesure de son déplacement par rapport à la pièce qu'il taille [8].

I.3.3.2.1 Taillage à l'outil crémaillère

Cette technique, développée par l'ancienne société MAAG, autorise le taillage de dentures en utilisant le principe d'engrènement d'une crémaillère et d'une roue dentée (fig I.30). 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 oeuvre par des opérateurs hautement qualifiés. Elle est donc réservée à des applications de très petites séries à haute valeur ajoutée (roues de très gros diamètres). Elle présente cependant un avantage intéressant, car les outils étant de géométries très simples, ils sont facilement et rapidement réalisables et réaffûtables. Cela permet la fabrication de dentures prototypes de géométries quelconques (non normalisées) pour des applications à hautes valeurs ajoutées nécessitant une réactivité importante (aéronautique, prototypes pour nouvelles boîtes de vitesses, etc.).

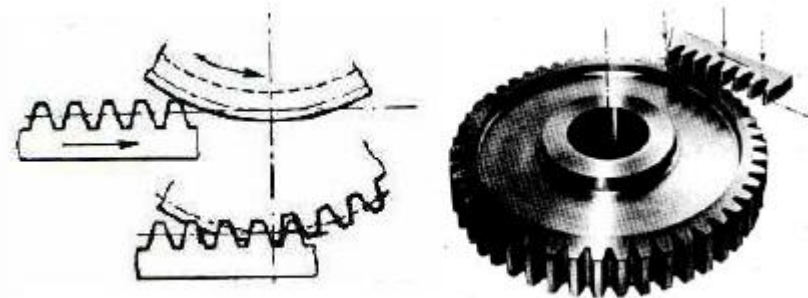


Figure I.30 : Taillage à l'outil crémaillère

I.3.3.2 Taillage à l'outil pignon

Ce principe de taillage utilise le principe de l'engrènement de deux roues dentées (fig I.31). L'outil est un pignon droit ou hélicoïdal muni d'un mouvement alternatif de mortaisage. La rotation de la pièce et de l'outil est synchronisée selon le rapport du nombre de dents outil/pièce. Dans le cas d'un taillage hélicoïdal, l'outil effectue en plus un mouvement de vissage lors des courses travail et retour. La pénétration de l'outil dans la pièce peut se faire sur une portion de tour ou bien sur plusieurs tours.

Les flancs des dents sont dépouillés pour obtenir les arêtes de coupe. Le diamètre extérieur évolue en fonction de l'épaisseur de la dent résultant de la dépouille latérale. Les paramètres de définition sont ceux d'un pignon : nombre de dents, épaisseur de base, diamètre extérieur maxi. Le principal avantage de l'outil pignon est de pouvoir être utilisé dans un espace réduit. Il faut un peu de distance en entrée pour mettre l'outil à vitesse souhaitée et un peu d'espace en sortie pour l'arrêter.

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

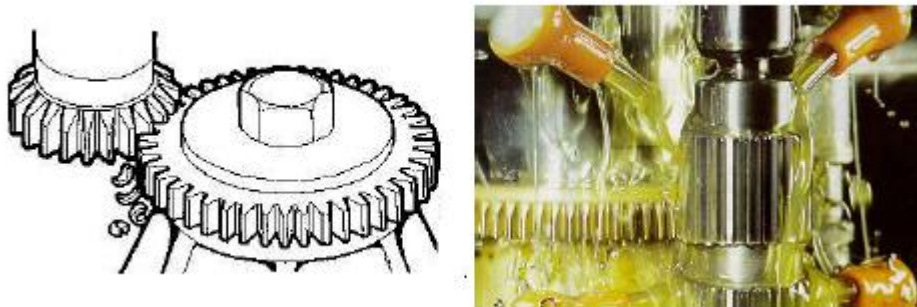


Figure I.31 : Taillage à l'outil pignon

I.3.3.2.3 Taillage par fraise-mère

Le taillage par outil fraise-mère est de loin le plus utilisé des procédés de génération de dentures à développante de cercle. Le taillage à la fraise-mère utilise le principe du système roue et vis-sans-fin (fig 1.32). 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 :

$$\frac{w}{w_0} = \frac{Z_0}{Z}$$

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.

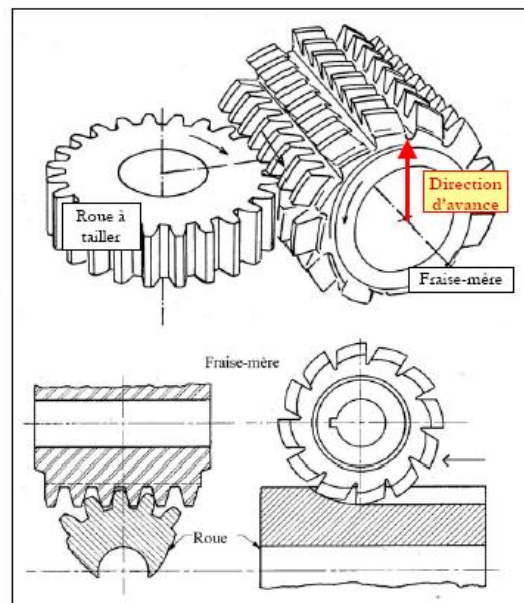


Figure I.32 : Taillage à la fraise mère

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.

I.3.4 Précision de la division

Etant donné une roue et un pignon qui engrènent ensemble, on demande, comme condition essentielle que le rapport de vitesses angulaires du pignon et de la roue soit constant. Cette condition implique :

- L'exactitude des profils des dents.
- La concentricité des dentures et des axes de rotation.
- La division exacte des cercles primitifs de roue et du pignon.

Pour que les engrenages taillés sur machines à fraise-mère satisfassent à ces exigences, il faut en plus des conditions de précisions géométriques de la machine et de la fraise-mère, que le rapport de vitesse de rotation de la fraise-mère et de la broche porte-pièce soit constant [9].

Nous devons bien préciser ce point. Il ne suffit pas, en effet, que le rapport du nombre de dents de la roue au nombre de filets de la fraise. Il faut que le rapport des vitesses instantanées des deux broches soit constant. Si la broche porte-fraise tourne d'un angle da_1 , la rotation correspondante de la broche porte-pièce doit être da_2 telle que :

$$\frac{da_1}{da_2} = \frac{N}{n}$$

Toutes les chaînes cinématiques des machines comportent une partie d'organes communs à la commande de rotation de la fraise et de la pièce, partie qui comprend du reste, le moteur. Cette partie commune n'intervient que par les phénomènes accessoires qu'elle peut créer.

C'est à partir du point où les deux parties des chaînes cinématiques conduisant l'une à la fraise-mère, l'autre à la broche porte-pièce deviennent, distinctes que leurs erreurs propres interviennent.

Ces erreurs sont de deux ordres :

- Les erreurs systématiques :

- défauts sur les éléments eux-mêmes de la chaîne cinématique.
- défauts sur les paliers sur les quelles ils sont montés.
- défauts sur la fraise-mère, etc....

- Les erreurs accidentelles :

- les déformations des organes sous l'action des efforts mis en jeu pendant la marche de la machine et surtout pendant le travail de la broche porte-fraise.
- l'influence des jeux.
- la formation de copeaux, etc....

Précisons tout de suite quel est l'ordre de grandeur des erreurs que l'on rencontre sur une machine à tailler. Elles dépendent évidemment du soin apporté à faire le travail, et par suite des conditions de coupe adoptées. Chaque cas de taillage doit donc être considéré comme un cas d'espèce et nous ne saurions trop insister sur le point que toute étude de temps de taillage doit être précédée de la définition exacte des tolérances d'exécution de la pièce. On peut arriver, approximativement, aux chiffres suivants pour une roue taillée d'environ 500 mm de diamètre :

- erreur de division de dent à dent inférieure à 0.01 mm.
- erreur locale de division 0.01 à 0.015 mm.
- erreur totale de division (y compris l'excentration de la pièce) de l'ordre de 30s d'arc.

Les écarts de dent à dent et les erreurs locales ont été donnés en unité de longueur car les écarts proviennent essentiellement des erreurs de fraisage, notamment de la formation de copeau, et

elles sont presque indépendantes du diamètre taillé. L'erreur totale de division a été chiffrée en unité d'angle car elle est en grande partie, fonction de ce diamètre.

Quand aux erreurs de profil, elles dépendent dans une très large mesure, des conditions de taillage, de la fraise utilisée et du nombre de dents taillées. Dans les meilleures conditions, il est presque impossible de descendre en dessous de 0.01 mm par rapport au profil théorique [10].

I.3.4.1 Causes des erreurs de division

Les erreurs de division proviennent, comme nous venons de le voir, des erreurs inévitables dans le rapport des vitesses de rotation de la broche porte-fraise et de la broche porte-pièce.

En ce qui concerne la broche porte-pièce, tout écart angulaire de la position réelle de cette broche par rapport à sa position théorique se reproduit en vraie grandeur sur la roue à taillée.

Si un organe appartenant à la chaîne cinématique de commande de la broche porte-pièce introduit une erreur angulaire e , cette erreur se traduit dans la rotation de la broche porte-pièce par une erreur $\frac{e}{h}$, h étant le rapport des vitesses de rotation de l'organe considéré et de la broche porte-pièce.

En conclusion nous pouvons dire que des machines à taillée par fraise-mère, à savoir que la valeur réelle de l'inclinaison des dents de la roue taillée dépend uniquement du rapport du différentiel et non pas des valeurs de l'inclinaison des filets de la fraise ou de l'angle que fait l'axe de rotation de la fraise avec celui de la roue.

La précision ainsi obtenue pour l'angle d'inclinaison des dents de la roue taillée ne dépend pas d'un réglage quelconque des organes de la machine, de la précision de l'outil ou d'un guide, elle dépend uniquement de la valeur d'un rapport de train d'engrenages introduits dans la chaîne cinématique de liaison de la rotation de la fraise à la rotation de la pièce.

De plus, il faut remarquer que l'angle d'inclinaison finalement obtenu b' qui diffère d'une valeur très faible de l'angle b théorique cherché, est exactement le même pour les deux pièces qui engrènent entre elles si l'on a eu soin de les taillées sur la même machine et si l'on choisit le même rapport du différentiel [9].

La portée le long des dents est ainsi parfaite sur toute la hauteur, même si l'angle d'hélice réalisé n'est pas exactement l'angle cherché. Nous insistons sur cette propriété qui constitue une particularité très importante du taillage des engrenages hélicoïdaux sur machine à différentiel.

Les engrenages travaillant sous de fortes charges doivent présenter une bonne précision de l'angle d'obliquité (distorsion minimale), pour éviter les fortes surcharges locales sur les flancs des dents.

Les engrenages qui doivent avoir un fonctionnement particulièrement doux ; exigent une bonne précision de forme et une parfaite régularité de division, parce que ces écarts affectent surtout la douceur de rotation. Les engrenages susceptibles de fonctionner dans les deux sens de rotation seront montés de sorte que le jeu avec la roue conjuguée soit le plus faible possible, pour éviter les chocs violents à l'inversion du sens de rotation. Il sera donc capital ici que des tolérances étroites sur l'épaisseur des dents soient respectées [10].

Les engrenages devant tourner à grande vitesse sans vibrations devront réaliser une transmission angulaire très précise du mouvement, parce que des variations, mêmes minimales dans le rapport de transmission, engendrent fatalement des vibrations. Il faudra donc maintenir très faible l'erreur accumulée de pas circulaire qui dépend essentiellement de la précision de division qui dépend elle-même de la précision de détermination des roues d'échange [9].

I.3.5 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, etc.).

I.3.5.1 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 – fig 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 (fig 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.

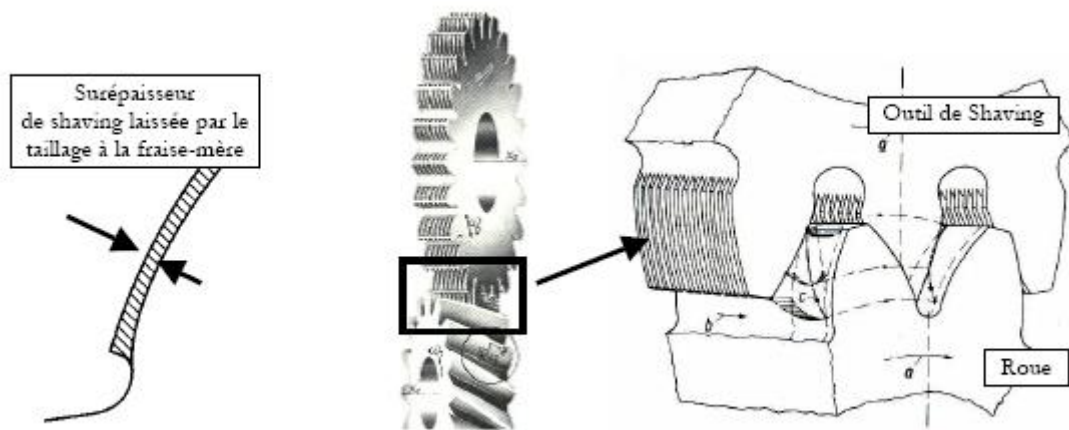


Figure I.33 : Rasage des dentures

I.3.5.2 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.

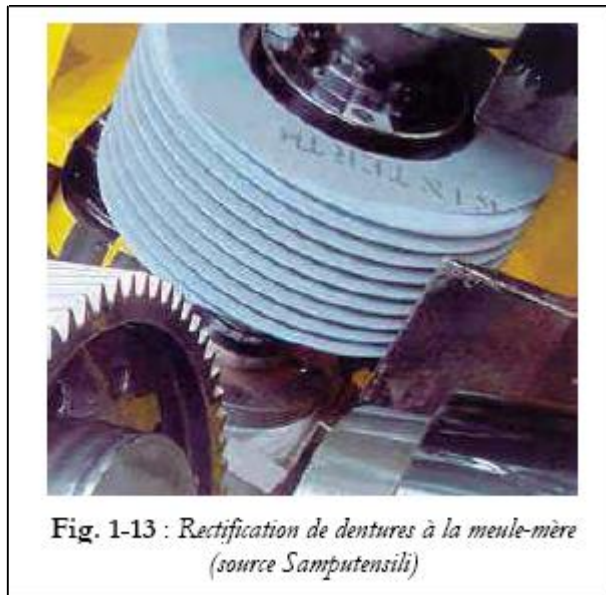


Figure I.34 : Rectification des dentures

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 (fig 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.

I.3.5.3 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 (fig 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 : Rodage des dentures

Chapitre II

Analyse des défaillances dans les roues dentées

II.1 Défauts de fabrication

II.1.1 Défauts de taillage

II.1.1.1 Excentricité 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.

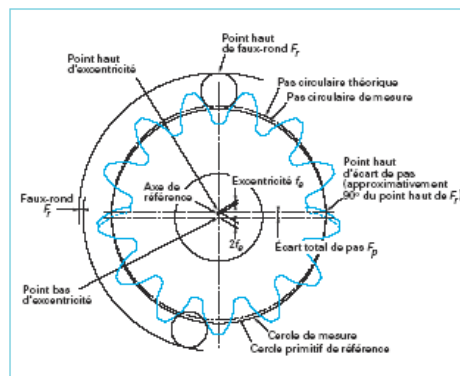


Figure II.1 : Faux-rond

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 [11] (fig II.2).

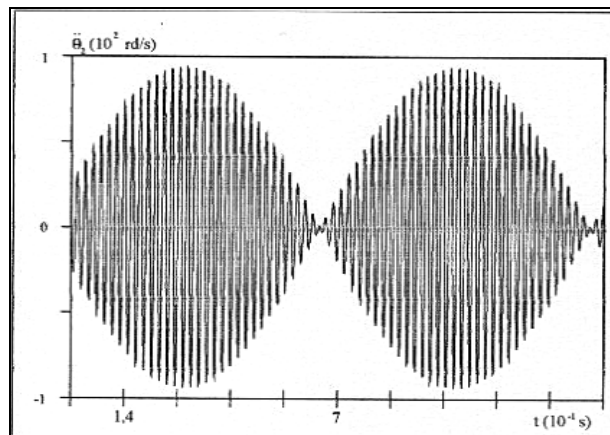


Figure II.2 : Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond

[11]

Il faut remarquer qu'il n'est pas toujours aisé de distinguer les effets de l'excentricité de ceux d'autres erreurs harmoniques à la rotation des arbres comme les erreurs de pas cumulées.

Ce défaut est présent dans la totalité des transmissions par engrenage et reste la source principale de modulation du bruit d'engrènement. Notons également que les excentricités des roues dentées et des arbres supports peuvent se cumuler avec plus ou moins de bonheur et conduire à des configurations de montage particulièrement bruyantes. Les différences observées sur le bruit d'engrènement peuvent atteindre 5 dB.

II.1.1.2 Les erreurs de pas

L'erreur de pas caractérise le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs représentatives de la qualité de réalisation d'un engrenage sont associées à cette erreur. Ces grandeurs sont l'erreur de **pas individuelle** et l'erreur de **pas cumulée** (fig II.3).

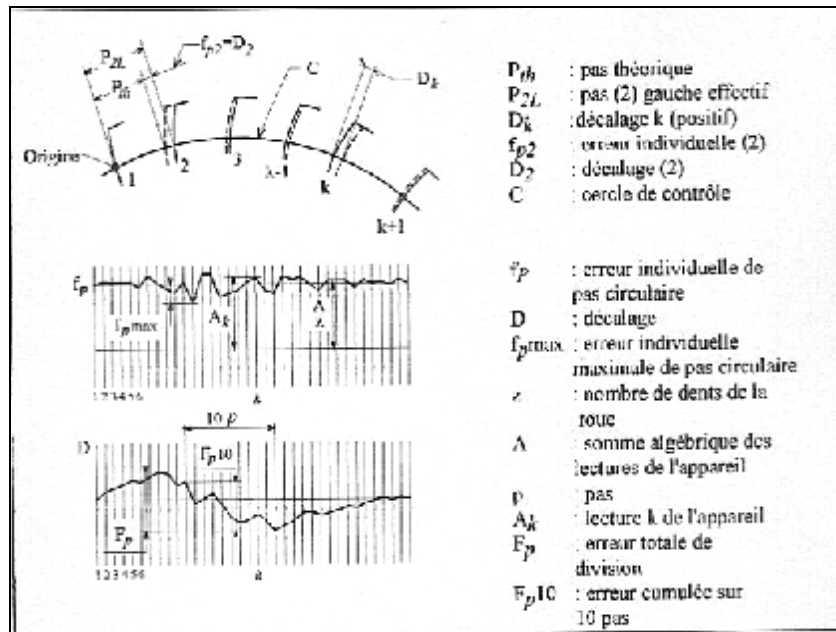


Figure II.3 : Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulée (norme ISO

1328)

L'erreur de pas cumulée (cumul algébrique des erreurs de pas individuelles) conduit à une modulation harmonique à la rotation des arbres (fig 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 [12].

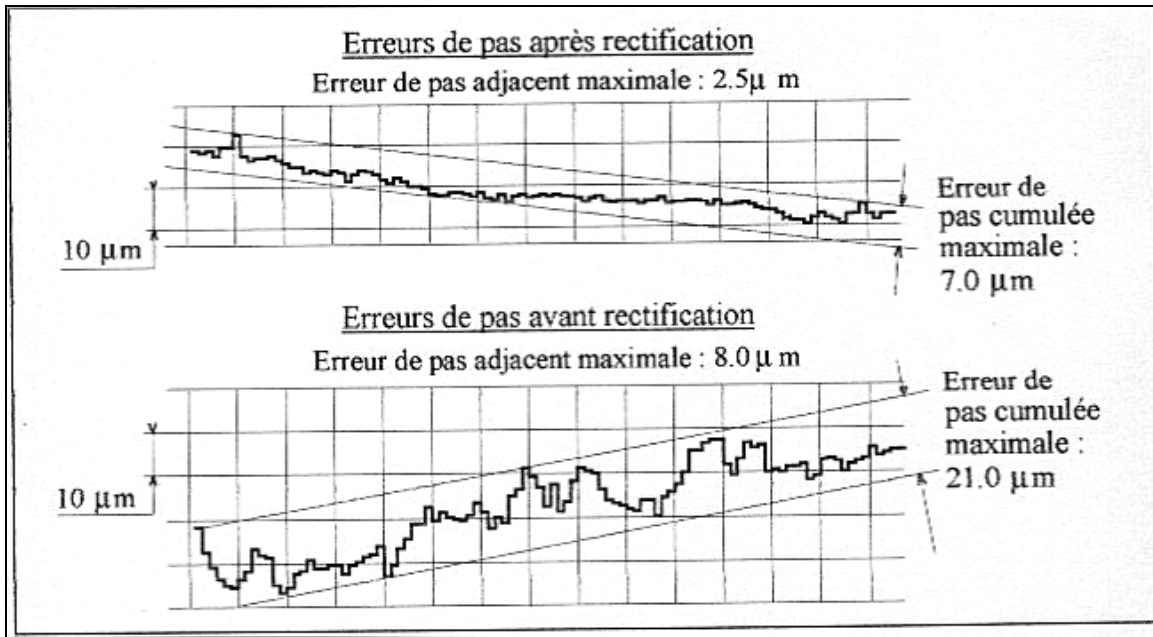


Figure II.4 : Exemple de mesure de l'erreur de pas cumulée [13]

L'erreur de pas individuelle correspond à l'écart entre la position réelle de la dent et sa position théorique. Ce défaut est généralement modélisé dans la bibliographie par une distribution aléatoire, et son influence se répercute sur la totalité du spectre (bruit et erreur de transmission) [14,15].

II.1.1.3 Erreurs de profil

Les erreurs de profil sont représentatives des écarts existant entre le profil théorique de la denture et le profil réel. Le profil théorique en développante de cercle, de forme parabolique ou présenter une dépouille s'il a subi une correction volontaire (fig II.5). Ces erreurs peuvent être générées lors de la fabrication ou au cours du fonctionnement par l'usure et la détérioration des profils.

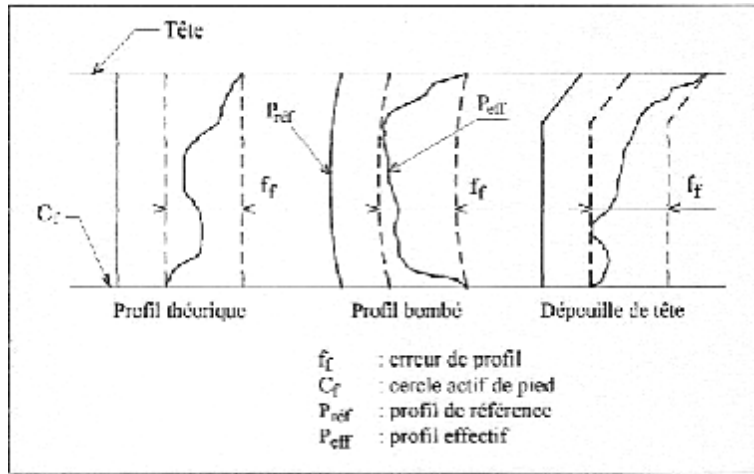


Figure II.5 : Erreurs de profil, définition tirée de la norme ISO 1328

La présence d'un déphasage entre ces défauts introduits des modulations sur les signaux d'erreur de transmission et de bruit [16, 17].

II.1.1.4 Erreur de l'épaisseur des dents

L'erreur d'épaisseur de dent est la différence entre l'épaisseur mesurée et l'épaisseur théorique.

§ Epaisseur de dent de référence

La dimension de référence de l'épaisseur de dent s_n sur le cylindre de référence est égale à la valeur théorique d'engrènement sans jeu entre les dents avec une roue conjuguée, qui a également l'épaisseur de dent théorique, sur l'entraxe de référence [18].

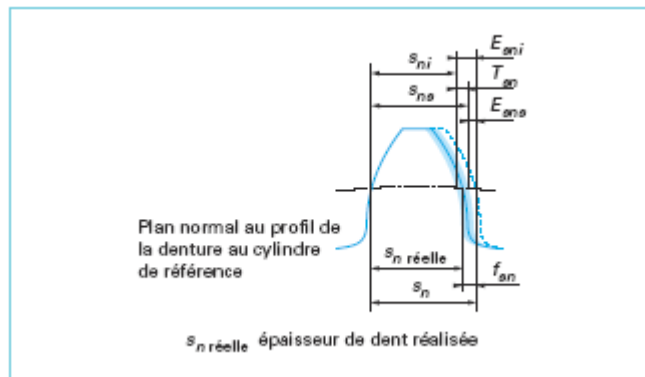


Figure II.6 : Ecarts d'épaisseur de denture

§ Limites minimale et maximale de l'épaisseur de dent

Les limites minimale et maximale de l'épaisseur de dent s_{ni} et s_{ns} sont les deux dimensions extrêmes admissibles de l'épaisseur de dent entre lesquelles doit se trouver la dimension effective.

§ Tolérance d'épaisseur de dent

La tolérance d'épaisseur de dent T_{sn} est la différence algébrique entre l'écart maximal et l'écart minimal d'épaisseur de dent :

$$T_{sn} = E_{sns} - E_{sni}$$

§ Epaisseur de dent de conception

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

§ Epaisseur de dent effective

L'épaisseur de dent effective est utilisée pour évaluer la dimension d'une dent entière ou des dents d'une roue dentée donnée. Elle peut être basée sur quelques mesures entre deux points ou deux lignes de contacts très courts. La nature et l'emplacement de ces contacts sont déterminés par la méthode de mesure. Il est habituel de supposer que la roue dentée est caractérisée par les données mesurées à partir d'une ou deux mesures.

La présence d'erreur de l'épaisseur de la dent entraîne une variation de pas sur le diamètre primitif, et donc produit un choc au cours de fonctionnement :

- si l'erreur de l'épaisseur est supérieure à la limite maximale, les deux dents entre prématurément en contact.

- si l'erreur de l'épaisseur est inférieure à la limite minimale, le contact se fait en retard.

Donc cette variation dans l'épaisseur de la dent provoque une modification du rapport de transmission qui se traduit par une perturbation de la transmission avec bruit et vibrations.

II.1.1.5 Erreurs d'hélice

Les écarts d'hélice sont les quantités dont les hélices effectives s'écartent des hélices de conception. Elles sont mesurées dans la direction des tangentes au cylindre de base, dans le plan apparent [18].

L'hélice de conception est celle qui correspond aux spécifications du dessin. Dans un diagramme, l'hélice non modifiée apparaît comme une ligne droite.

La longueur de tracé est proportionnelle à la largeur de denture de la roue à contrôler, à l'exception des chanfreins et des arrondis d'extrémités.

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

Dans ces deux zones d'extrémités, les règles suivantes d'évaluation s'appliquent pour l'erreur totale d'hélice et l'erreur de forme d'hélice.

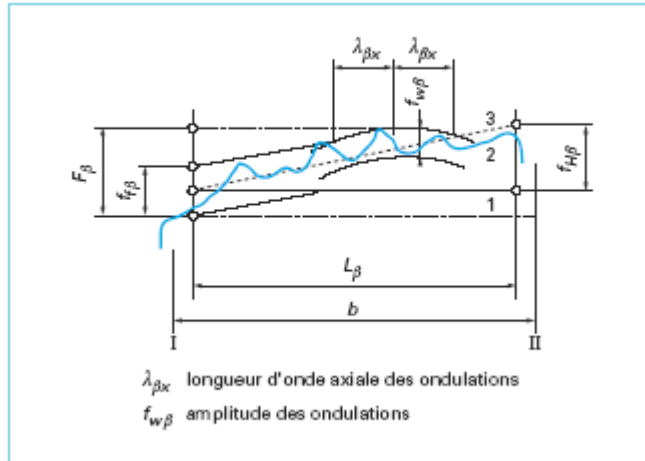


Figure II.7 : Diagramme de contrôle de l'hélice

- un excès de matière (écart positif) qui augmente la valeur de l'écart doit être pris en compte ;

L'hélice moyenne d'un flanc mesuré sert à la détermination de l'écart de forme d'hélice $f_{\beta b}$ et de l'écart d'inclinaison d'hélice f_{Hb} .

L'écart d'inclinaison d'hélice est le tracé obtenu en soustrayant de chaque ordonné de l'hélice de conception, l'ordonnée correspondante d'une ligne droite inclinée. Il est tel que dans la zone d'évaluation, la somme des carrés des écarts du tracé de l'hélice effective par rapport au tracé de l'hélice moyenne soit minimale [18].

Ainsi, la position et l'inclinaison de l'hélice moyenne sont déterminées par la méthode des moindres carrés.

- § L'écart total d'hélice F_b est la distance entre deux tracés de conception qui encadrent le tracé de l'hélice de l'hélice effective sur la longueur d'évaluation L_b .
- § L'écart de forme d'hélice $f_{\beta b}$ est la distance entre deux tracés parallèles de l'hélice moyenne, situés chacun à une distance constante de cette dernière et encadrant le tracé de l'hélice effective sur la longueur d'évaluation L_b .

§ L'écart d'inclinaison d'hélice f_{Hb} est la distance entre deux tracés de l'hélice de référence qui coupent le tracé de l'hélice moyenne aux extrémités de la longueur d'évaluation L_β .

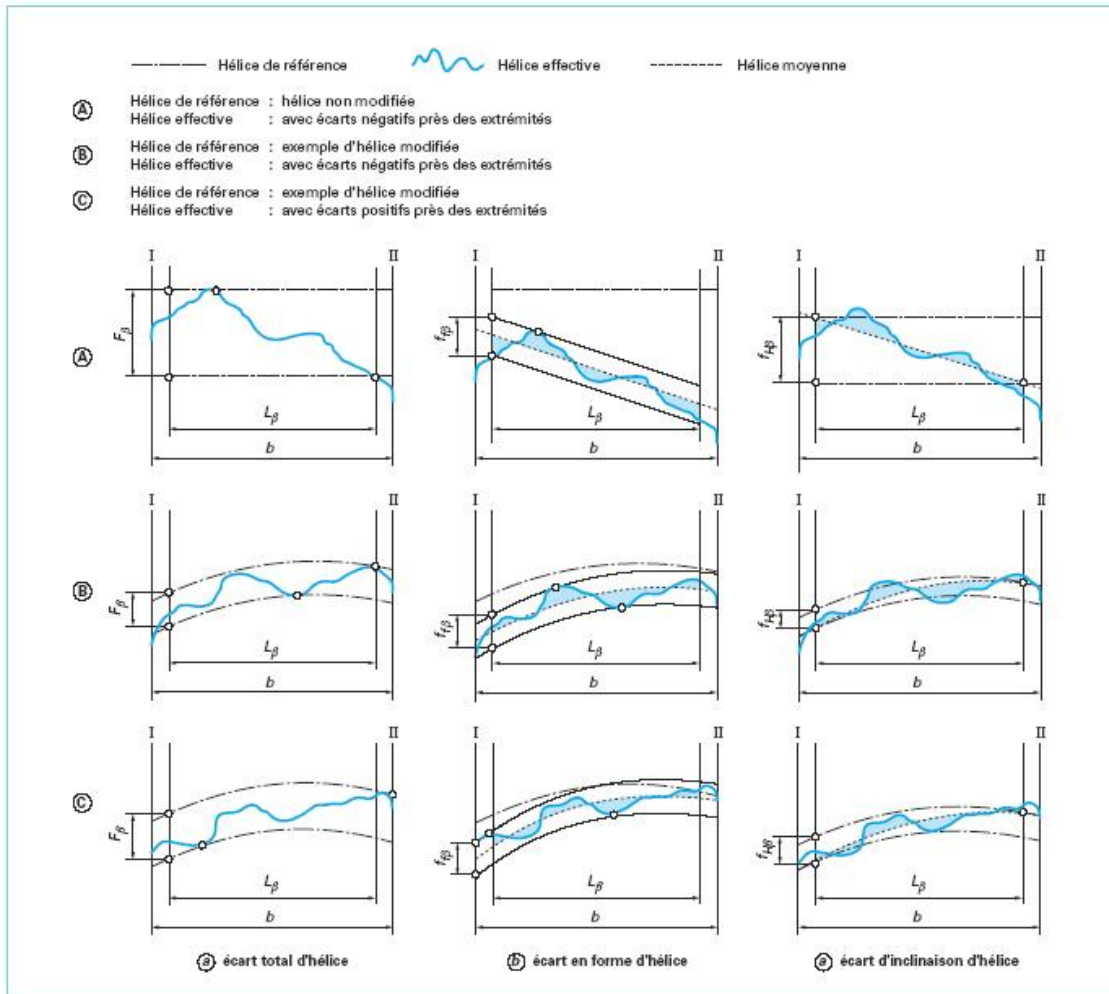


Figure II.8 : Ecarts d'hélice

II.1.2 Défauts de montage

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

II.1.2.1 Défaut d'entraxe

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

L'entraxe est un paramètre particulièrement important. Il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie du contact (localisation des points de contact). Ce paramètre est signalé comme étant particulièrement important mais aucune étude ne conforte ces indications [19].

Des résultats expérimentaux ont été mentionnés sur une boîte de transmission de camion qui est silencieuse avec un jeu minimum ou important et bruyante avec un jeu modéré [20, 21]. Autres résultats expérimentaux ont été observés sur plusieurs couples d'engrenages droits : une réduction du niveau sonore voisine de 10 dB lorsque l'entraxe nominal de fonctionnement est diminué de 0.1mm [22].

II.1.2.2 Défauts d'inclinaison et de déviation

La norme caractérise les défauts d'alignement par deux angles appelés **angle d'inclinaison** et **angle de déviation** (fig II.9). L'angle d'inclinaison est associé à une rotation dans le plan des axes, et l'angle de déviation conduit à une délocalisation latérale des portées de denture (fig II.10).

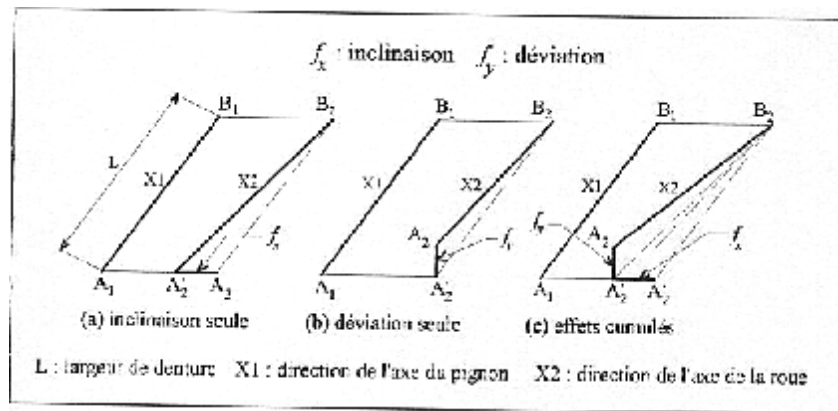


Figure II.9 : Définition des défauts d'inclinaison et de déviation selon la norme ISO 1328

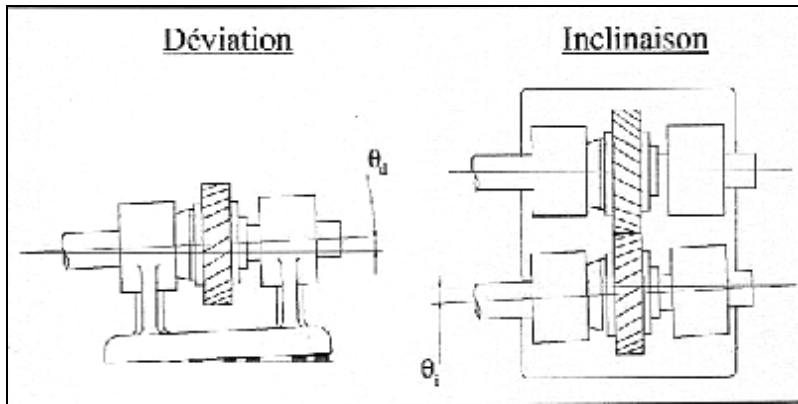


Figure II.10 : Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison [23]

Des travaux expérimentaux réalisés récemment permettent de caractériser de façon plus précise l'influence des désalignements sur le comportement vibratoire des transmissions par engrenages [24, 25, 23].

Les résultats obtenus montrent que l'introduction de ces défauts sert à une augmentation très forte du niveau vibratoire et par conséquent du bruit [23].

II.1.3 Mesure de l'erreur de transmission : «écarts composés tangentiels »

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

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

L'écart composé tangentiel d'un engrenage peut se définir comme étant la différence entre la position de la roue menée par rapport à la position qu'elle devrait occuper si l'engrènement était géométriquement parfait [26].

Le « contrôle de la composante tangentielle sous des conditions de fonctionnement » est considéré comme un des moyens convenables pour estimer le fonctionnement et les propriétés du bruit des ensembles d'engrenages.

Le contrôle peut se réaliser de deux façons :

- En faisant engrener la roue à contrôler avec un master.
- En faisant engrener le pignon avec sa roue conjuguée.

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

Dans le second cas, il est nécessaire (sauf pour un rapport 1/1) de réaliser tous les engrènements possibles des dents du pignon avec celles de la roue. Cela signifie qu'il faudra faire un nombre de tours de la roue égal au nombre de dents du pignon divisé par le plus grand diviseur commun des nombres de dents de la roue et du pignon. Ce nombre de tours bien définis pour le pignon et la roue correspond à la période complète d'engrènement de l'engrenage. Le diagramme obtenu sera une combinaison des défauts du pignon et de la roue [26].

Le test de la composante tangentielle est appliqué donc dans les conditions de fonctionnement de l'ensemble de l'engrenage. Les résultats reflètent le comportement global de l'engrenage et/ou l'efficacité des modifications apportées au flanc pour améliorer les propriétés courantes et l'émission du bruit [27].

Une considération particulière est exigée sur le positionnement de la roue dentée, l'alignement et le choix des paramètres de mesure tels que la force, la vitesse et l'évaluation du nombre de tours nécessaires. Avec une connaissance profonde du comportement de la roue dentée engrenée, cette

méthode d'essai permet d'éliminer la plupart des écarts importants de l'engrenage et leurs origines dans le processus de fabrication directement et quantitativement à partir des résultats de contrôle [28].

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

Les mêmes mesures peuvent aussi être faites en charge. Dans ce cas les diagrammes obtenus tiennent compte, en plus des erreurs géométriques, des déformations des dents sous charge et des phénomènes de chocs qui risquent de survenir lors de l'engrènement des dents. Les phénomènes dynamiques ne peuvent, en général, pas être pris en compte car les vitesses utilisées sont faibles [26].

Les figures II.11 et II.12 présentent des exemples de mesure de l'erreur de transmission pour différents types d'engrenages [26, 29]. Les effets des principales erreurs sont très nettement visibles.

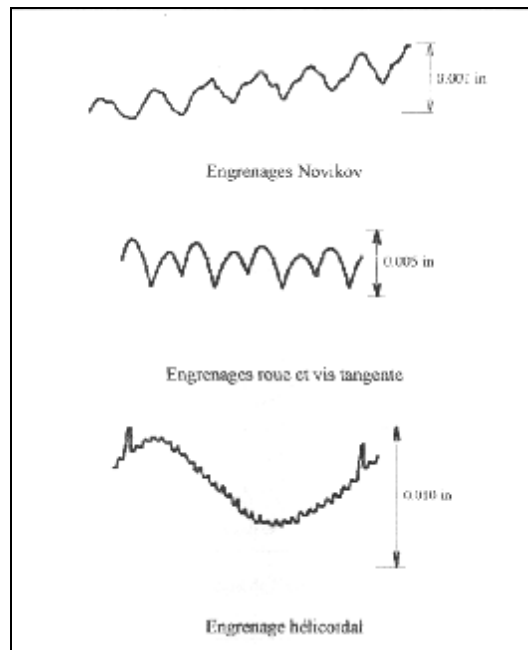


Figure II.11 : Erreur de transmission pour différents types d'engrenages [14]

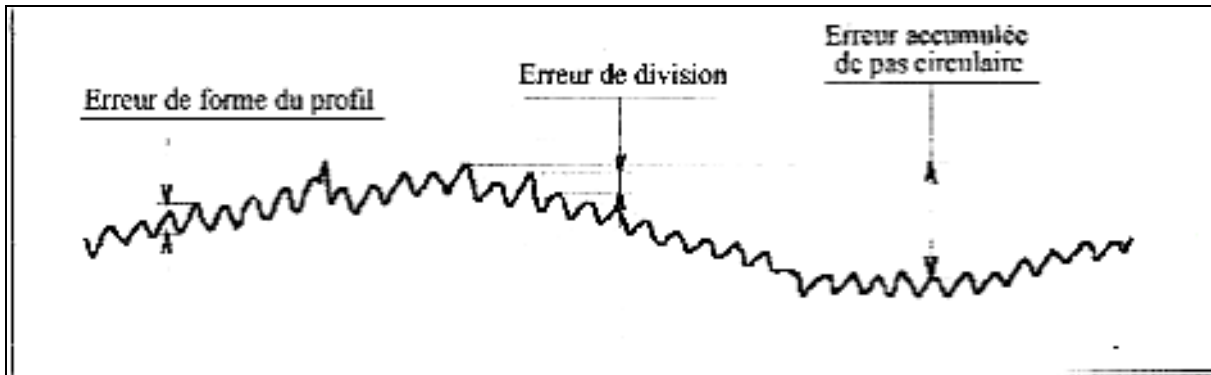


Figure II.12 : Effets caractéristiques des principales erreurs de fabrication sur l'erreur de transmission [11]

II.1.3.1 Techniques de mesure des écarts composés tangentiels

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

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

▼ Méthode comparative

Ce procédé qui ne peut être utilisé que pour des engrenages cylindriques a été mis en application pour deux types d'appareils différents : l'un relativement complexe mais universel et l'autre beaucoup plus simple.

§ L'appareil universel

Le principe de cet appareil est présenté sur la figure II.13. La roue 1 et la roue conjuguée 2 sont montées et centrées sur les axes X_1 et X_2 qui sont en suites réglés et fixés à la distance voulue. A l'aide de la vis de commande 3 on imprime une translation rectiligne au chariot de commande 4. Compte tenu de l'obliquité de la rainure 8 du plateau 5, le patin 10 glisse dans cette dernière en entraînant la barre motrice 9 d'une quantité déterminée dans le sens perpendiculaire à celui du chariot 4.

La barre 9 commande la rotation sans glissement du cylindre récepteur 11 et par suite de la roue 1. La roue 1 engrène à l'entraxe prescrit avec la roue conjuguée 2 qui tourne en entraînant le cylindre moteur 12.

Celui-ci à son tour fait coulisser sans glissement la barre détectrice 13 parallèlement au mouvement du chariot 4.

Les défauts des dentures se traduisent alors par des accélérations et des décélérations temporaires de la barre détectrice qui prend de l'avance ou du retard sur le chariot.

Les écarts entre les deux mouvements font d'éviter le palpeur 7 qui est relié à l'enregistreur. L'orientation à donner au plateau 5 dépend du rapport entre les roues 1 et 2. Elle est choisie de telle sorte que les courses de translation du chariot 4 et de la barre détectrice 13 soient rigoureusement égales lorsque les roues 1 et 2 sont absolument parfaites. Les frottements qui pourraient nuire à la précision de la mesure sont sensiblement neutralisés par les entraînements auxiliaires H_1 et H_2 . Ceux-ci créent, en même temps, la pression d'appui désirée entre les flancs des roues.

La course totale du chariot de commande 4 correspond à un tour complet de la roue 2 majoré de marges convenables aux deux extrémités.

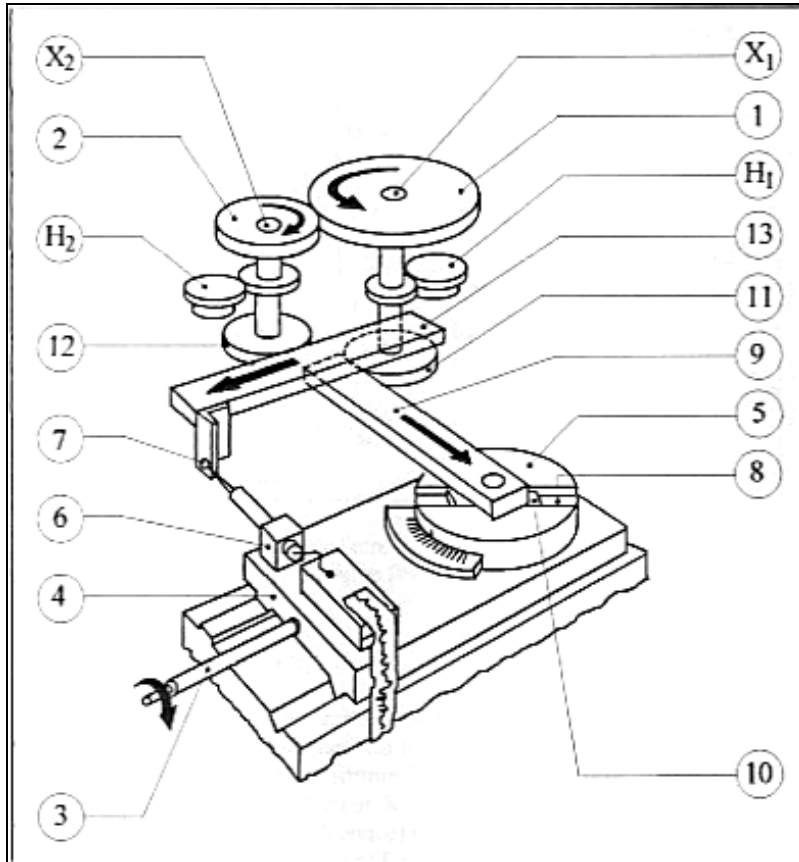


Figure II.13 : Principe du dispositif mécanique universel pour la mesure de l'écart composée tangentielle [26]

§ L'autre dispositif

Ce deuxième appareil est beaucoup plus simple que le précédent. Son principe consiste à mesurer les différences qu'il y a, à chaque instant, entre l'engrènement d'un engrenage et le roulement de ses deux cercles primitifs de fonctionnement.

Un schéma simplifié du dispositif est donné sur la figure II.14: deux cylindres primitifs C_1 et C_2 dont les dimensions correspondent exactement à celles des cylindres de fonctionnement des roues 1 et 2 sont montées et centrées sur les axes X_1 et X'_2 .

L'axe X_1 est mobile et peut être positionné pour qu'il subsiste une légère pression entre les surfaces des deux disques.

La roue 1 et la roue conjuguée 2 sont montées et centrées sur les axes X_1 et X_2 .

La roue 1 qui est solidaire de son cercle primitif C_1 est menante. La roue 2 est solidaire de l'axe X_2 coaxial à l'arbre X'_2 . On peut, en rotation, grâce à un capteur électronique de précision, mesurer à chaque instant la variation de position de la roue 2 par rapport à celle théorique idéale qu'occupe son cercle primitif C_2 .

L'information fournie par le capteur est envoyée par l'intermédiaire d'un collecteur tournant sur un enregistreur.

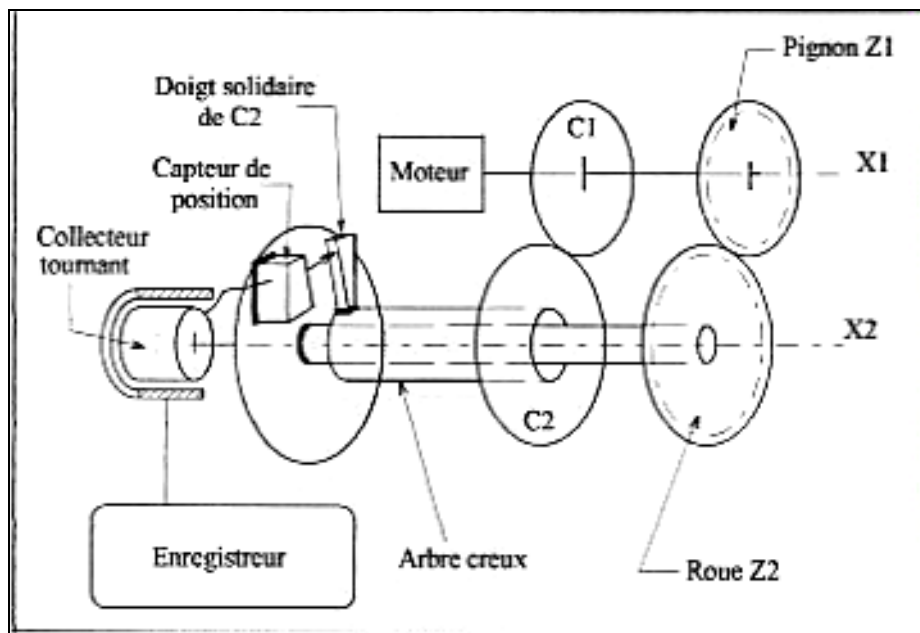


Figure II.14 : Principe du dispositif de mesure de l'erreur composée tangentielle par roulements des deux disques primitifs [26]

▼ Méthode directe

La méthode de mesure directe utilise des capteurs de différents types : capteurs à inertie mesurant les irrégularités de rotation. Le principe de fonctionnement de ces capteurs est le suivant :

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

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

Alors qu'un seul capteur est nécessaire pour la mesure de l'uniformité absolue d'un mouvement de rotation unique, il en faut deux synchronisés parfaitement pour mesurer la différence de deux mouvements de rotation dans un rapport donné.

Pour cela, ils doivent être liés électriquement en couplage différentiel et leurs sensibilités respectives seront réglées en fonction du rapport des vitesses de rotation des deux arbres.

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

§ Capteurs de mesure angulaire ou codeurs

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

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

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

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

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

L'avance et le retard de la roue menée par rapport à la roue menante résultant des écarts de taillage se traduisent par un écart de phase variant au cours de l'engrènement qui peut être exprimé en secondes d'arcs ou en microns considérés sur le cercle primitif de référence.

Le principe de fonctionnement d'un dispositif de mesure des écarts tangentiels utilisant des codeurs optiques est donné sur la figure II.15.

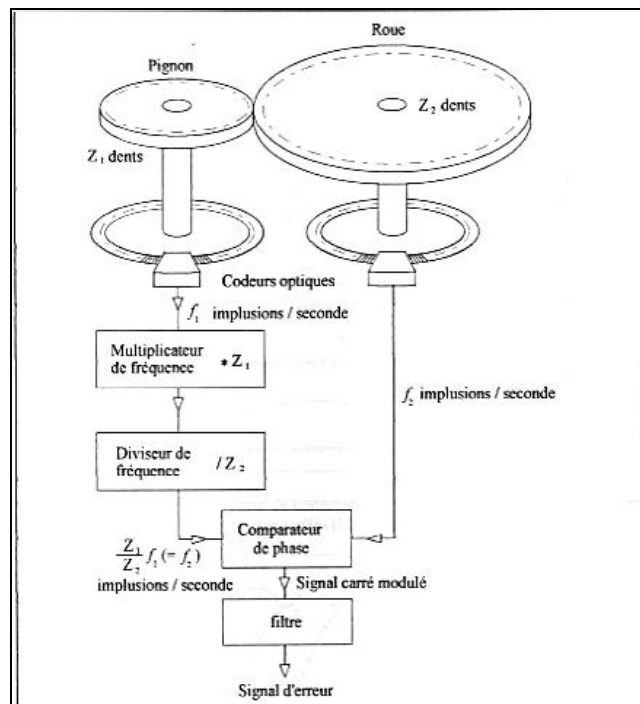


Figure II.15 : Principe de la mesure de l'erreur de transmission à l'aide de codeurs optiques [30]

Cette technique de mesure est aujourd'hui largement utilisée pour l'analyse du comportement des transmissions par engrenages pour des vitesses pouvant aller jusqu'à 2500-3000 t/min [30,31].

II.1.3.2 Interprétation des diagrammes obtenus par engrenement avec master

Une courbe type d'écart de transmission comporte une série d'ondulations de passage de dents juxtaposées sur une courbe porteuse appelée courbe longue période. Le diagramme de la figure II.16 donne l'allure de la courbe de l'écart composé tangentiel relevé sur un tour de pignon engrenant avec un master [26].



Figure II.16 : Courbe type d'écart de transmission

▼ Influence des écarts de profil

Si l'on suppose que le pignon à contrôler engrène avec une roue étalon et que les erreurs de distorsion et de division sont nulles, la courbe d'erreur de transmission est une combinaison d'erreurs de profil. La figure II.17 montre trois formes de dentures typiques et les courbes d'écart de transmission correspondante. Le but de chaque courbe commence lorsque la dent de la roue à contrôler est en contact avec le bas de la dent du master. La courbe d'écart de transmission est générée au fur et à mesure que le point de contact entre la roue et le master se déplace, jusqu'à ce qu'il atteigne le sommet de la dent du master. Cette action se répète pour chaque paire de dents entrant successivement en contact.

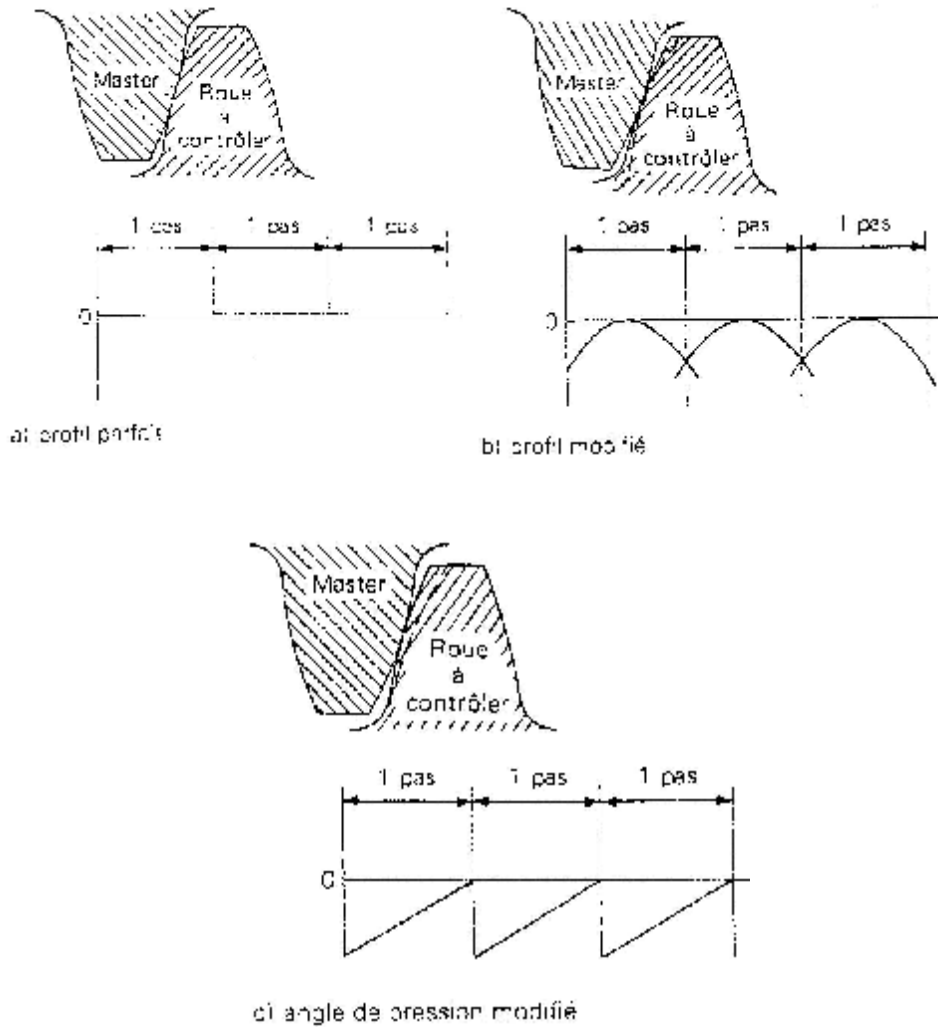


Figure II.17 : Courbes d'écart de transmission correspondant à trois types de dentures de la roue à contrôler

La figure II.17a représente la ligne droite générée par la développante parfaite de la roue à contrôler engrenant avec la denture sans défauts d'un master. La figure II.17b montre, sur la roue à contrôler, une modification de profil réalisée progressivement en allant vers le sommet et le pied des dents. Le minimum d'écart de transmission apparaît lorsque l'engrènement est près de la ligne primitive et l'écart négatif maximal se constate lorsque le contact a lieu près du sommet ou du pied des dents. La figure II.17c représente la courbe d'écart de transmission de forme triangulaire que l'on obtient en modifiant l'angle de pression.

Dans le cas général, la courbe résultante d'écart de transmission ne sera pas seulement fonction des erreurs de profils que l'on peut mesurer sur quelques dents d'une roue mais des erreurs de profil de la surface totale des flancs qui font que le contact au cours de l'engrènement a toujours lieu sur les points les plus hauts des surfaces des dents [26].

▼ Influence des écarts de division

Si, au moment de l'engrènement, la roue à contrôler a localement un pas légèrement plus grand, le profil actif de la dent concernée va entrer plus tôt en contact avec le profil du master. Il va se produire une micro-accélération du mouvement de la roue qui se traduira sur le diagramme d'écart de transmission par un décalage positif de « la courbe des écarts de profils ». Ce déplacement est égal à la valeur de l'écart de pas constaté. De façon semblable, si l'on est en présence localement d'un pas légèrement plus petit, on aura un décalage du diagramme d'écart de transmission dans l'autre sens. Le schéma simplifié de la figure II.18 montre l'influence des écarts individuels de pas sur l'allure générale du graphique d'écart cumulé tangentiel.

Au cours d'un tour complet de la roue à contrôler, les écarts individuels de pas vont apparaître

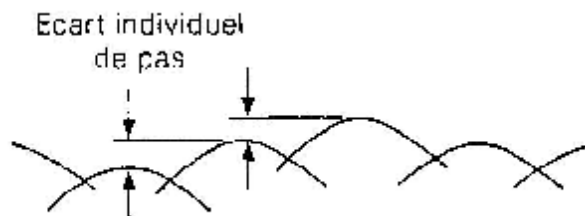


Figure II.18 : Influence des écarts individuels de pas

tour à tour au niveau de l'engrènement et vont chacun se cumuler à partir du précédent. Le diagramme des écarts de transmission va évoluer en suivant la même loi. Il est donc clair que la distance mesurée entre les sommets des crêtes correspondant au passage de 2 dents séparées par $k-2$ autres dents correspond à la valeur de l'écart de pas cumulée sur k pas (fig II.19).

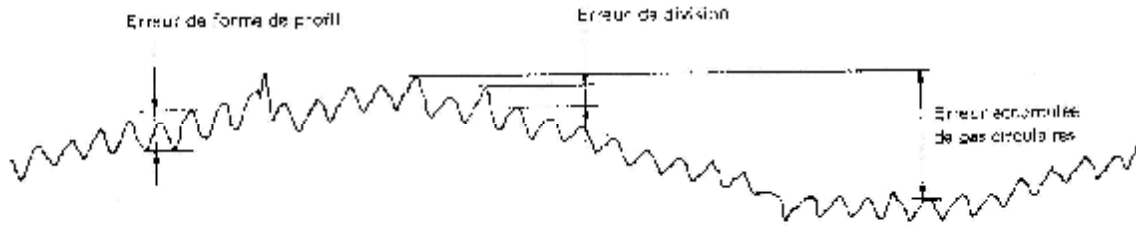


Figure II.19 : Analyse d'un signal d'écart composé tangentiel

L'amplitude totale de la porteuse du diagramme d'écart composé tangentiel va correspondre pratiquement à la valeur de l'écart de pas cumulé.

▼ Influence des écarts de distorsion

Les écarts de distorsion sont parfois pratiquement constants pour toutes les dents d'une même roue. C'est la conséquence d'une erreur systématique au niveau du taillage qui se traduit lors de l'engrènement par une portée régulière mais localisée vers une extrémité sur toutes les dents.

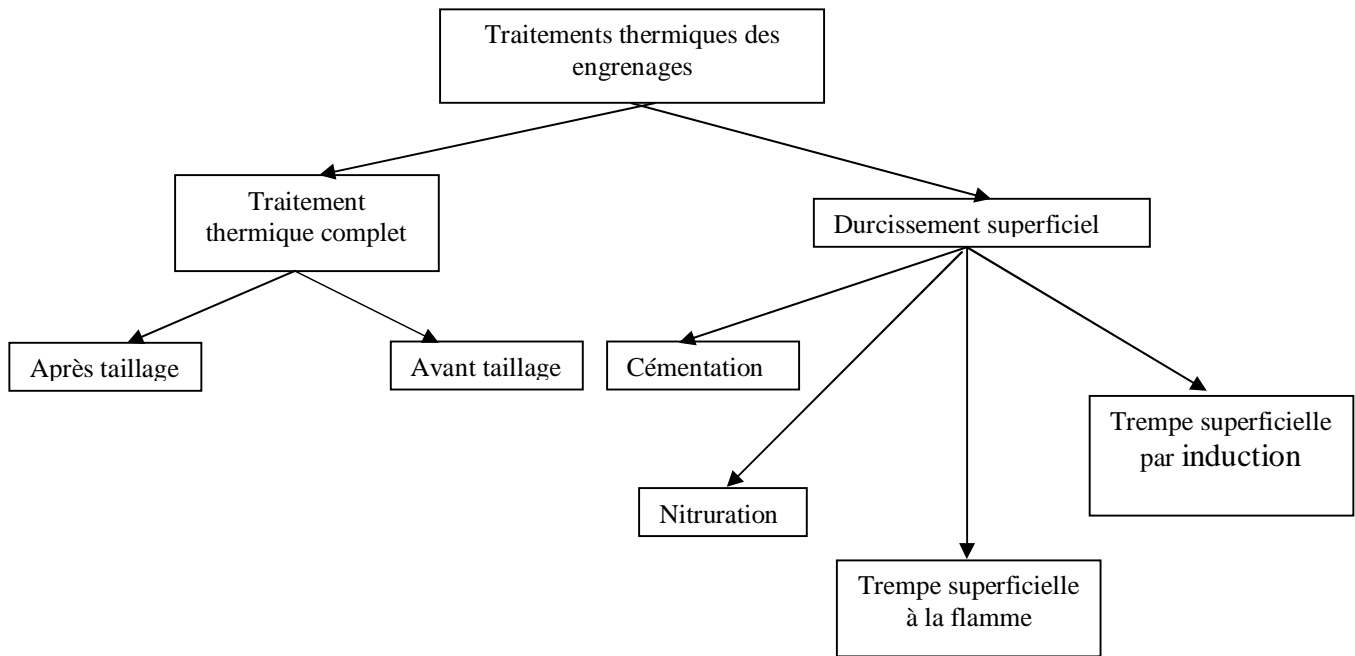
Dans d'autre cas les écarts de distorsion peuvent varier de sens et de valeur sur le pourtour de la denture, ce qui se traduit par des écarts de profil et de division individuels qui ne sont pas identiques sur l'une et l'autre extrémité de la denture à contrôler.

Au moment de l'engrènement, de tels écarts de distorsion n'interviennent pas directement sur le diagramme d'erreur de transmission mais ce sont les erreurs de division et de profil qu'ils ont induite indirectement qui seront moyennées et qui ressortiront sur le diagramme final [26].

II.1.4 Les traitements thermiques

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 [32].

Les différents modes de traitement thermique des engrenages sont les suivants :



II.1.4.1 Principales difficultés rencontrées

Nous trouvons tout d'abord les déformations. Elles ont deux origines : les unes prennent naissance pendant le chauffage, les autres pendant la trempe.

Il y a lieu de prendre les précautions suivantes :

- chauffer les engrenages d'une manière aussi uniforme que possible.
- choisir la température de trempe donnant le minimum de déformation.
- refroidir par un procédé diminuant le plus possible les déformations.

Nous avons également à craindre l'oxydation. Le chauffage dans les fours ordinaires destinés au chauffage avant trempe a un double inconvénient :

- diminuer la dureté après trempe en raison de la décarburation qui se produit, et du freinage dans le refroidissement provoqué par la pellicule de calamine formée.
- obliger à un décapage délicat, le sablage risque de modifier les profils, le décapage à l'acide donne de la fragilité et détériore les surfaces des dentures.

Voici quelques conseils généraux pour diminuer les causes de déformations et d'oxydation.

- Chauffage uniforme : Il est recommandé d'effectuer un chauffage aussi continu que possible. L'emploi des fours continus permet de réaliser cette condition, mais il est presque impossible d'éviter l'oxydation. On est conduit à l'une des deux méthodes suivantes :
 - chauffer les engrenages dans un bain de sel fondu (sel neutre ou légèrement cémentant) après les avoir préchauffés dans un four vers 250°C.
 - chauffer les engrenages dans un four continu jusqu'à la température de trempe, puis les plonger durant trois à cinq minutes dans un bain de sel légèrement cémentant, stabilisant la température de trempe et détruisant l'oxydation superficielle.
- Choix de la température de trempe : Après une étude expérimentale minutieuse, il est possible de déterminer la température de trempe donnant le minimum de déformation.
- Choix du procédé de refroidissement : l'un des meilleurs procédés connus consiste dans la « trempe par étapes ». Ce procédé consiste à refroidir un acier chauffé à sa température de trempe, avec une vitesse de refroidissement supérieure à la vitesse critique de trempe, et à arrêter le refroidissement rapide à une température de 200°C environ, on laissera ensuite refroidir lentement à l'air libre.

Le seul milieu de refroidissement utilisable à la température de 200°C est un bain de sel constitué par un mélange de 55% de nitrate de potassium et de 45% de nitrite de soude. Dans la trempe par étapes, il faut refroidir à une vitesse supérieure à la vitesse critique de trempe ; or, cette vitesse critique est essentiellement variable avec la composition de l'acier et, de ce fait, tous les aciers ne conviennent pas indistinctement à la trempe par étape.

En pratique, on peut dire que tous les aciers trempant à l'huile peuvent être trempés par étapes, tout au moins lorsqu'ils contiennent suffisamment d'éléments spéciaux.

Les aciers au carbone ne peuvent pas convenir, car ils ont une vitesse critique de la trempe trop élevée [32].

II.1.4.2 Défauts de traitement thermique

Le traitement thermique peut occasionner des criques qu'il faut absolument bannir car elles constituent des amorces de fissures. Dans la trempe superficielle à la flamme ou par induction, il faut éviter la trempe des flancs seuls (c'est-à-dire sans traitement du fond des dents) : il résulterait une discontinuité de structure dans la zone du pied des dents soumises aux contraintes maximum de flexion [33].

II.1.4.2.1 Pelage

Il est dû à une oxydation lors du traitement thermique. Il apparaît après fonctionnement une surface inégale comportant des zones en léger relief, très irrégulières, qui supportent les charges et prennent vite un aspect brillant. La portée des dentures est alors mauvaise.

II.1.4.2.2 Dislocation de la couche traitée

C'est une avarie très grave typique des engrenages traités en surface qu'elle met immédiatement hors service. Comme pour l'écaillage, les fissures naissent en sous-couche, avant que des fragments de métal soient éliminés sous forme de grosses écailles. C'est en fait toute la couche traitée qui se trouve rapidement décollée d'un substrat de résistance insuffisante.

On sait aujourd'hui déterminer la profondeur à laquelle règne le cisaillement maximal dans un contact localisé essentiellement roulant. Si l'on traite en-deçà de cette profondeur par cémentation, nitruration, trempe superficielle, le traitement sera sans effet. Si l'on traite à une profondeur exagérée l'opération sera certes efficace mais inutilement coûteuse. Si l'on s'arrête au niveau de la zone de cisaillement maximal, non seulement le traitement sera inefficace, mais en introduisant une discontinuité de structure là où les contraintes sont les plus importantes, on a toutes les chances d'accélérer la dégradation. La bonne profondeur se situe entre 1,5 fois et 2 fois la profondeur à laquelle se produit le cisaillement maximal. Il faut de plus obtenir une dureté suffisante en sous-couche pour que la surface traitée soit solidement ancrée sur le substrat.

II.1.5 Défauts de rectification

La figure II.20 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 précompression superficielle très bénéfique pour la tenue 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.

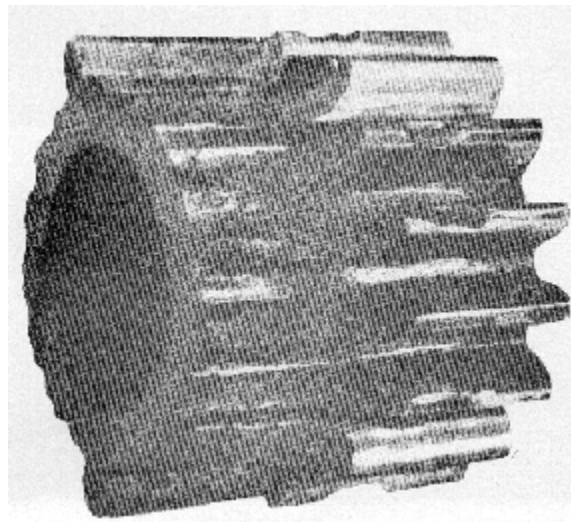


Figure II.20 : Rupture par fatigue

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 utiliser dans certains cas.

L'écaillage qui peut se produire dans le cas des aciers cémentés est souvent à l'origine de cassures (fig II.21) [33].

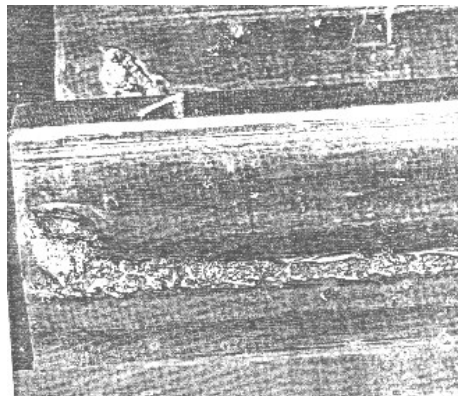


Figure II.21 : Cassures par écaillage

II.2 Défauts de fonctionnement

II.2.1 Défauts de lubrification

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

La lubrification à un triple but :

1. Eviter le contact métal sur métal qui pourrait provoquer, au bout d'un temps très court, une sorte de soudage des dentures conjuguées. Nous savons en effet que les conditions de glissement et de pression superficielle sont souvent très sévères dans les engrenages. Il est donc nécessaire d'interposer un film d'huile résistant entre les dentures conjuguées. Il ne faut pas perdre de vue que le soudage peut se produire à des températures bien au dessous du point de fusion du métal si la pression de contact est élevée.
2. la lubrification s'impose également pour la question du rendement de l'engrenage. Un frottement métal sur métal entraînerait un coefficient de frottement beaucoup plus élevé.
3. Une autre fonction importante du lubrifiant consiste à absorber la chaleur dégagée durant l'engrènement (la perte de rendement est en effet matérialisée par un dégagement de chaleur).

Un volume d'huile souvent important est nécessaire pour éviter un échauffement anormal de l'engrenage [32].

La lubrification est une source des différentes détériorations superficielles des dentures :

II.2.1.1 L'usure

L'usure est un ensemble complexe de phénomènes difficiles à interpréter, amenant une émission de débris avec perte de masse, de cote, de forme, et s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces. C'est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre (fig II.22).

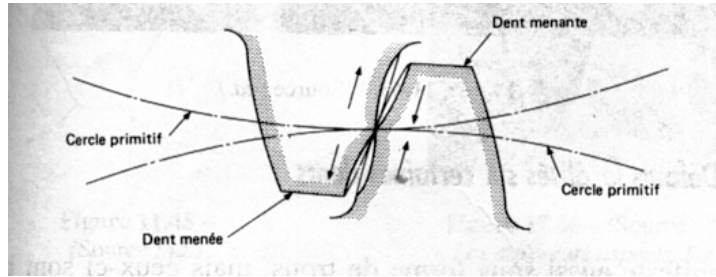


Figure II.22 : Usure des dentures après fonctionnement

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 qui 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 retraite. 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 profil, accroît la charge dynamique, affaiblit la racine de la dent augmentant ainsi la valeur des contraintes dans la zone du congé de raccordement.

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

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

En conséquence, pour diminuer l'usure, il faut réduire le glissement spécifique et les contraintes de compression au contact des dents, augmenter la tenue à l'usure des surfaces actives. Les valeurs du glissement spécifique et des contraintes de compression peuvent être ramenées à la normale par correction de denture [34].

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 dépôts ...

On n'oubliera pas que parfois une mauvaise portée des dentures provient de déformations excessives des arbres, de leurs appuis (roulement ...), voire 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 [35].

II.2.1.2 Le grippage

▼ Grippage localisé (arrachements)

Il correspond à des arrachements ou des adhérences qui modifient soudain l'état d'une petite partie de la surface des dents, 5 % par exemple. Il concerne souvent les dentures neuves ou dans l'état de poli-miroir et il peut disparaître à la longue.

Les causes de ce phénomène sont multiples : imperfection d'usinage, défaut d'alignement des dentures, déformation en charge, passage d'une particule étrangère dans la denture, surcharge brutale, défaut temporaire de lubrification (fig II.23). Dans tous les cas il y a surcharge locale, rupture du film d'huile et formation d'une microsoudure immédiatement cisailée.

On pense souvent, mais à tort, que ce n'est pas forcément une avarie grave ; en réalité les arrachements s'accompagnent souvent de fissures qui partent de la surface et risquent, en s'étendant à toute l'épaisseur de la dent, de provoquer sa rupture rapide. Sur des engrenages traités en surface, un contrôle par ressuage est souvent utile. Par contre, les engrenages traités dans la masse présentent un risque bien moindre.

Il est parfois possible de « réparer » les dentures pas trop sévèrement grippées en les faisant fonctionner quelque temps avec une graisse de rodage appropriée [36].

▼ Grippage généralisé

C'est une avarie très brutale attribuée à une rupture du film lubrifiant par suite de températures de surface trop élevées. Sa gravité a accéléré le développement des additifs extrême pression. Il est reconnaissable au fait que le cisaillement des microsoudures amène des transferts de métal d'une denture sur l'autre, ou l'émission de débris.

Le grippage généralisé est une usure catastrophique qui détruit typiquement les dentures non traitées, de gros module, fonctionnant à des vitesses faibles. Il produit une modification soudaine de la surface de toutes les dents: sur des engrenages durcis, on note un changement de coloration et de fines rayures, à ne pas confondre avec une usure abrasive, car il y a peu de perte de cote.

Sur des aciers peu durcis, les surfaces sont détruites par écoulement plastique et marqué de sillons grossiers parallèles au profil. **Lors du grippage apparaissent aussi des charges radiales anormales et des vibrations.** Le facteur de frottement augmente et devient irrégulier.

Il n'est pas forcément nécessaire d'atteindre de très hautes températures pour former des soudures. On distingue en fait deux sortes de phénomènes :

- Le **grippage à chaud** est lié à une rupture de film d'huile par échauffement excessif. Les traces sont généralement plus importantes dans les zones à forte vitesse de glissement. Tant que ces traces restent fines et peu profondes, elles peuvent être tolérées car elles finiront par s'amenuiser avec le temps. Si elles sont au contraire grossières, elles évolueront vers des arrachements et généralement, à court terme, vers la rupture des dents. Ces dernières prennent des teintes caractéristiques brunes, bleues ou violacées.
- Le **grippage à froid** résulte de pressions de contact très élevées accompagnées de vitesses de glissement extrêmement faibles. Le désastre commence par quelques arrachements plus ou moins localisés qui ne tardent pas à se propager de proche en proche à toute la périphérie de la denture. La destruction totale peut se produire en quelques minutes. Le grippage à froid est très souvent associé à un manque de lubrifiant et se produit le plus souvent sur des dentures lubrifiées à la graisse. Il est favorisé aussi par un état de surface médiocre, qui facilite la formation des microsoudures et le développement du grippage en profondeur.

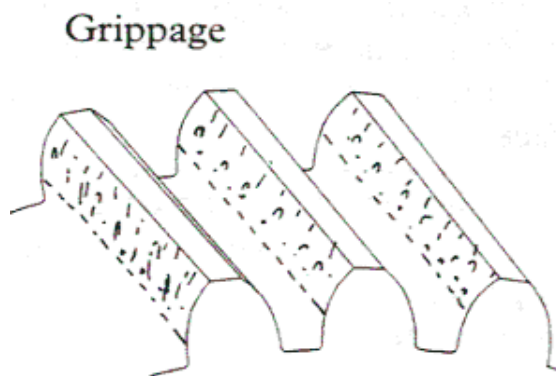


Figure II.23 : Grippage

Le choix correct de la nuance et de la viscosité de l'huile, de la durée d'action de la charge, de l'état de surface, de la dureté des surfaces actives, des matériaux du couple roue-pignon empêchent un grippage éventuel.

Pour parer au grippage des transmissions lentes on fait appel à des graissages onctueux. Pour les **transmissions rapides**, on utilise des lubrifiants qui contiennent des additifs antigrippaux prévenant le soudage des particules de métal aux dents en contact [36].

▼ Calcul de la tenue au grippage

Dans ce domaine, il n'existe pas encore de méthode de calcul sûre. Les critères susceptibles de déterminer le degré de grippage des dents influant sur leur aptitude à transmettre la charge n'est pas encore établis. Pourtant, le calcul basé sur la comparaison de la température instantanée de l'engrenage avec les valeurs admissibles établies expérimentalement permet d'obtenir des facteurs approximatifs contribuant à l'amélioration de l'engrenage. On suppose que le grippage apparaît lorsque le film d'huile se désagrège dans les conditions d'une température locale atteignant une valeur déterminée.

Le calcul part de la considération que la température au droit de contact augmente avec l'accroissement du travail de frottement. Ce travail est proportionnel à la charge de contact spécifique et à la vitesse de glissement des dents le long d'une tangente commune. Dans ces conditions, l'augmentation de la vitesse de déplacement des dents le long de la tangente commune et l'augmentation des rayons de courbures au droit de contact contribuent à la formation d'un film d'huile stable et à l'augmentation de son épaisseur.

Pour des valeurs moyennes de conductibilité thermique et de capacité thermique, la formule de Blok, prévue pour le calcul de la température instantanée au droit de contact des pièces en acier, permet d'obtenir une formule pour le calcul de la température des engrenages en acier :

$$t_c^0 = \frac{1.84 f v_g^4 \sqrt[4]{q_p^3}}{(\sqrt{v_1} + \sqrt{v_2}) \sqrt{r}} \leq |t_c^0|$$

où :

f : est le coefficient de frottement ;

v_g : la vitesse de glissement ;

v_1 et v_2 : les vitesses de déplacement du point de contact des dents dans le sens de la tangente commune ;

q_p : la charge spécifique pratique déterminée par la formule $q_p = qk_c k_d = \frac{M_t k_c k_d (i \pm 1)}{ABi \cos j}$;

avec : k_d : coefficient de charge dynamique $\Rightarrow k_d = 1 + \frac{F_d}{F_n}$

k_c : coefficient de concentration de la charge $\Rightarrow k_c = \frac{q_{\max}}{q}$

r : le rayon de courbure réduit déterminé par la formule $\frac{1}{r_r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$;

Les valeurs admissibles de la température instantanée sont consignées sur le tableau suivant :

Dureté des surfaces actives des dents	Vitesse périphérique v , m/s	$ t_c^0 $ °C	Rodage et qualité de contact
HB<350 (bonification et normalisation)	≤ 5	60	Sans rodage, sous rodage minutieux et charge progressive, les valeurs des $ t_c^0 $ de ce tableau peuvent être augmentées de 20°
	de 5 à 18	80	
	>18	120	
	>18	150 à 160	Rodage minutieux des transmissions de degré de précision 6 et 7
HRC > 45 (trempe)	-	200	Sans rodage
HRC > 52	-	250	Très bonnes surfaces, contact suivant toute la surface active.

II.2.1.3 Les piqûres

Ce phénomène est caractérisé par l'apparition sur toute la surface active des dents de petits trous peu profonds en forme d'éventail dont la pointe est tournée vers le pied des dents motrices ou vers le sommet des dents menées. La taille de ces trous est de 0.3 à 2 mm tandis que la profondeur est de l'ordre de 0.1 mm. C'est une avarie qui se produit surtout dans les engrenages en acier de construction relativement peu dur (fig II.24).

On peut y remédier en utilisant un lubrifiant à viscosité élevée. Le profil de la dent se perturbe, la surface active devient irrégulière, les charges dynamiques augmentent, la transmission s'échauffe et le bruit s'amplifie.

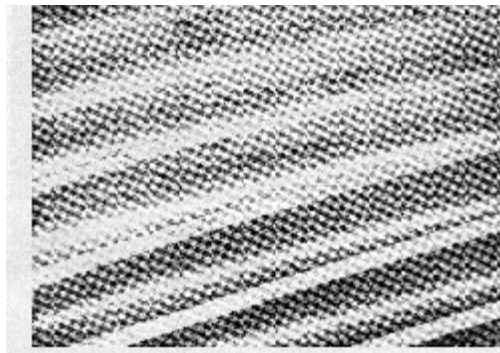


Figure II.24 : Piqûres des dents

L'exploitation et les recherches expérimentales ont permis d'établir que plus l'huile est visqueuse plus la limite d'endurance au contact des dents est élevée car elle amortit les contraintes dynamiques. Il est très rare que les piqûres altèrent des transmissions ouvertes fonctionnant à sec ou avec peu de graissage car la couche superficielle, siège des criques primitives, s'use avant que tout phénomène de destruction par fatigue n'apparaisse [34].

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

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

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

II.2.2 Autres défaillances observées sur les dentures

II.2.2.1 Ecaillage

Contrairement aux piqûres, l'écaillage se manifeste par l'apparition de trous beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus. L'écaillage affecte les surfaces actives cémentées. La couche de cémentation confère à l'engrenage une dureté superficielle accrue et élimine ainsi le phénomène d'usure. L'écaillage résulte de l'action des forces de frottement sur les dents en acier très chargées (fig II.25).

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

On peut y remédier en limitant la pression superficielle [37]. C'est une dégradation qui commence toujours à l'intérieur du métal, puis se propage jusqu'à rejoindre la surface, ce qui libère des fragments plus ou moins irréguliers aux dépens de la peau de la pièce.

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

Au début, l'écaillage semble n'affecter que quelques dents, ou même une seule. Il ne faut jamais oublier qu'il s'agit d'un phénomène de fatigue qui s'amorce très sournoisement en sous-couche. D'une part, cette fissuration est invisible tant qu'elle n'a pas débouché à la surface, d'autre part, elle provoque à court terme la rupture des dents concernées car elle s'étend dans la masse du métal en même temps qu'elle migre vers la surface. L'écaillage se situe le plus souvent en dessous du diamètre primitif, le creux des dentures est en effet plus sollicité que la saillie. La cause la plus fréquente de l'écaillage est une surcharge de longue durée et/ou une profondeur de traitement insuffisante : on sait que la couche traitée devrait avoir une épaisseur telle qu'elle dépasse de 50 à 100 % la profondeur à laquelle se produisent les contraintes maximales de cisaillement.

L'écaillage survient d'une façon quasi systématique en cas de portée défectueuse des dentures, il se localise alors dans des zones bien déterminées des dents, le plus souvent à leur extrémité. Les dentures bateau sont un bon moyen d'éviter ces mauvaises portées [38].

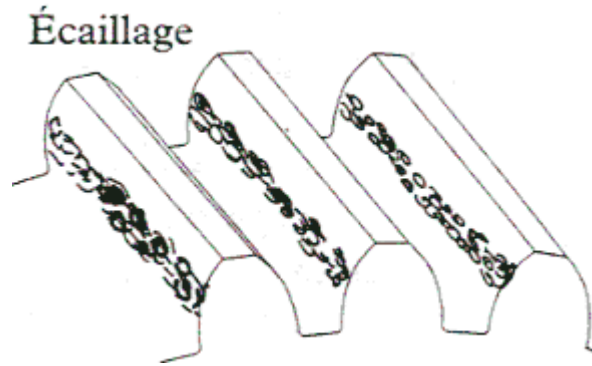


Figure II.25 : Ecaillage

II.2.2.2 Fissuration

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

L'apparition des fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau et généralement elle se trouve du côté de la dent sollicitée à l'extension (fig II.26). Elle progresse à chaque mise en charge de la dent [37, 39].

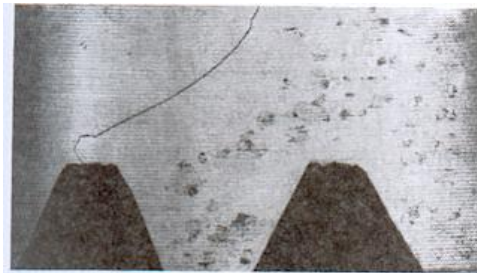


Figure II.26 : Fissuration au pied de la dent

Les fissurations sont de diverses sortes, généralement liées à des défauts de fabrication ; elles peuvent altérer l'état des surfaces, comme par exemple des fissures due aux forgeage, des tapures de trempe, des criques de rectification, des criques d'origine thermique, des fissures de fatigue,... Naturellement il ne faut pas oublier que les dentures sont exposées non seulement aux phénomènes d'usure qui dégradent leur surface, mais aussi à d'autres processus de mise hors

service comme les ruptures par surcharge, par choc ou par fatigue [40]. On traite contre l'usure et la fatigue superficielle par la nitruration, la carbonitruration ou la cémentation. Une décarburation superficielle est toujours très défavorable.

Pour la pignonnerie automobile on utilise beaucoup l'acier 16 CD 4 cémenté trempé pour les pignons à dentures assez grosses et les couronnes spiroconiques, ou l'acier 27 CD 4 carbonitruré pour les pignons à dents plus petites, les baladeurs à denture et les couronnes de ponts à denture droite [38]. Pour les réducteurs à roue et vis sans fin la roue est parfois encore en fonte et la vis en acier mi-dur, si les vitesses et les pressions sont faibles. En général la roue est en bronze phosphoreux du genre **U E12 P** et la vis en acier trempé ou cémenté trempé. Les bronzes centrifugés sont ceux qui ont les meilleures qualités de frottement et de résistance. Pour des applications particulières (réducteurs silencieux, graissage impossible), on utilise parfois pour la roue des matières plastiques autolubrifiantes.

II.2.2.3 La rupture par fatigue

Comme tous les phénomènes de fatigue, c'est une dégradation progressive. Contrairement aux autres formes d'usure, celle-ci concerne les engrenages bien lubrifiés.

Les endommagements peuvent rester longtemps cachés avant de se manifester brutalement, ou bien se révéler de façon spectaculaire et précoce. L'usure par fatigue est lente et habituellement masquée par l'abrasion ou l'adhésion. Induite par le frottement de roulement avec glissement sous fortes charges répétées, on la rencontre essentiellement dans les engrenages et les roulements dont elle constitue le mode normal de destruction.

D'une manière générale, cette fatigue se produit sous l'effet des contraintes tangentielles alternées. Si le frottement est très faible ces contraintes sont maximales en profondeur, ce qui peut être le cas avec les dentures très bien lubrifiées. Par contre, si les forces de frottement ne sont plus négligeables, le cisaillement est maximal en surface [41]. Selon les circonstances, l'amorçage des fissures de fatigue se fera en sous-couche ou bien de façon apparent sur la peau de la pièce. Il y a donc diverses formes possibles, que nous allons passer en revue et on distingue :

La fatigue superficielle par écrouissage qui est due aux contraintes maximales de traction ou de compression, le premier signe visible est une apparence brunie, un éclat lustré du métal et la disparition des marques d'usinage. L'incubation est assez courte, survenant même dans des contacts peu chargés, puis de petites piqûres se forment, alignées le long des aspérités initiales [42].

La fatigue profonde après un long temps de vieillissement se produit une émission brutale de particule dans la surface atteint quelques mm², la profondeur quelques dixième de mm, et dont la taille est sans rapport avec la structure du métal. L'usure s'étend par le bord des zones écaillées, découvrant progressivement les sous-couches dont l'aspect est poli. Les détériorations par écaillage concernent au premier chef les roulements et les engrenages. Elles dépendent de nombreux paramètres : vitesse de glissement, rugosités, nature et microstructure des matériaux, duretés, contrainte de Hertz, inclusions, lubrifiant et additifs. Parfois, les contraintes dues à la flexion ou à la torsion peuvent accélérer le processus [43]. La rupture des dents est due essentiellement à la fatigue car chaque amorçage de l'engrènement produit à la racine de la dent des contraintes de flexion alternatives à allure périodique (fig II.27).

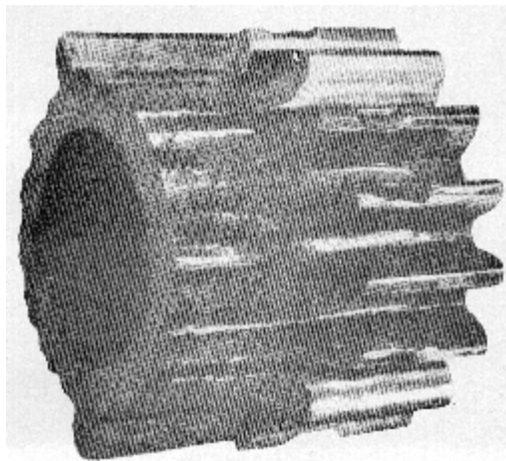


Figure II.27 : Rupture par fatigue

A certains nombres de cycles nous aurons la formation d'une crique à la surface de raccordement dans la zone de concentration des contraintes maximales. La crique se forme dans la zone d'extension. La rupture met en général un certain temps pour être effective. Elle commence

souvent par une petite crique qui se remplit d'huile et s'agrandit, et où le léger glissement qui se produit occasionne une sorte de « fretting » [33].

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

II.2.2.4 Corrosion

II.2.2.4.1 Corrosion chimique

Elles provoquent des taches de couleur brune rouge, des irrégularités de surface, des piqûres souvent foisonnantes, plus ou moins bien réparties sur tout ou partie des zones exposées. Il s'agit évidemment d'attaques chimiques ou électrochimiques.

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

- acidification due au vieillissement,
- présence d'additifs extrême pression trop agressifs,
- activation de ces additifs par la présence d'eau ou par une température excessive.

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

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

II.2.2.4.2 Corrosion de contact

Elle concerne :

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

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

II.2.2.5 Surchauffe :

Elles résultent d'un échauffement anormal consécutif à une surcharge, une survitesse, un défaut de lubrification. Les plages colorées que l'on constate ne doivent pas être confondues avec le résultat d'une oxydation ou d'une corrosion. La chute des caractéristiques mécaniques favorise l'apparition du grippage et dans les cas les plus graves, elle peut conduire à un écrasement de la denture par fluage à chaud.

II.2.2.6 Erosion par cavitation :

L'érosion par cavitation peut se manifester au niveau des dentures lorsque celles-ci se meuvent perpendiculairement à leur surface. Un tel mouvement se produit lors de l'engrènement sous l'effet de vibrations. Il en résulte une alternance de surpressions et de dépressions au sein du lubrifiant. Si ce dernier contient un produit susceptible de se vaporiser (eau, essence ...) et si les conditions s'y prêtent, alors des bulles se forment, puis implosent en provoquant des ondes de choc. Il constate alors l'apparition des micro-cratères caractéristiques de la cavitation.

II.2.2.7 Etincelage :

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

présentant, juste après leur formation, un rebord provenant de l'éjection du métal fondu. L'examen métallographique montre fréquemment des structures de trempe et de revenu.

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

Comme dans le cas des roulements, les cratères peuvent aussi avoir pour origine des travaux de soudage à l'arc au cours desquels le retour du courant s'est effectué à travers les roues dentées : mise à la masse mal choisie ! Dans ce cas, les dégâts sont bien sûr localisés.

Chapitre III

Influences des défauts sur la transmission

III.1 Introduction

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

Seulement, comme nous l'avons vu, les engrenages ne sont pas exempts de défauts (conception, fabrication, contrôle,...). Ces défauts engendrent des sources d'excitation qui perturbent les transmissions mécaniques par engrenages. Ces excitations peuvent être vues comme des pertes de puissance du mécanisme.

Afin de définir ou de situer ces excitations nous devons isoler le système qui représente la transmission par engrenages. Les causes de ces excitations peuvent donc se regrouper en deux classes distinctes selon qu'elles sont situées à l'intérieur ou à l'extérieur du carter qui renferme la transmission et seront qualifiées soit d'externes soit d'internes.

Dans la première catégorie, les causes externes sont généralement définies par des fluctuations de l'ensemble des conditions aux limites du système étudié. On relèvera plus particulièrement des perturbations sur les vitesses d'entrée ou de sortie ainsi que des perturbations de couples d'entrée et de sortie.

Dans la deuxième catégorie, les causes internes se regroupent en quatre familles. Par ordre d'importance apparaissent d'abord les fluctuations d'efforts internes inhérentes à la transmission de puissance par engrenages, périodiques ou aléatoires, sollicitant l'ensemble de la structure, puis les frottements liés au glissement et au fonctionnement cinématique spécifique des engrenages, les radiations de type aérodynamiques liées au comportement des fluides compressibles ou non, et enfin les phénomènes de choc et de résonance.

Toutes ces causes sont gouvernées par des paramètres issus essentiellement de la géométrie globale de la transmission, ou locale des dentures utilisées. En effet, le principe de fonctionnement même, ainsi que la géométrie intrinsèque d'une transmission par engrenages introduisent une notion de discontinuité dans la transmission du mouvement.

Quelque soit la géométrie globale ou locale de l'engrènement, la mise en mouvement d'une géométrie discrète va générer des excitations périodiques principalement à la période de passage des dents c'est-à-dire fréquence d'engrènement, sous les quatre formes citées précédemment.

La géométrie locale va engendrer une erreur de transmission qui est l'écart 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 parfait et non déformables.

Cette grandeur est admise comme l'élément de plus représentatif et résume la qualité de réalisation d'un engrenage. L'erreur de transmission est indicateur de la géométrie. Elle est maintenant largement utilisée pour la qualification des géométries des engrenages car elle permet de synthétiser l'ensemble des défauts de géométries relevés sur un couple d'engrenages.

Cette erreur angulaire peut être reliée à une définition normalisée, utilisée dans le monde de l'engrenage qui est l'erreur composée tangentielle, dans le cas où la mesure s'effectue à vide. Elle intègre l'effet couplé des différents défauts de denture. Cette grandeur globale devient d'ailleurs la mesure qui permet de déterminer la qualité de l'engrenage.

L'erreur de transmission est aussi considérée comme un indicateur d'excitation, car il est généralement admis par l'ensemble des spécialistes que le bruit d'engrènement est fortement lié à l'erreur de transmission, tant du point de vue de l'amplitude que de la localisation des phénomènes sur le spectre.

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

III.2 Influence des défauts de fabrication sur la condition cinématique des engrenages

Les défauts géométriques de denture 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.2.1 Effet de l'erreur du module sur la condition cinématique

Le rapport de transmission d'une paire d'engrenage se définit par le rapport suivant :

$$i_{1,2} = \frac{d_1}{d_2}$$

avec : $d_1 = mz_1$ et $d_2 = mz_2$

m : module de la denture en mm.

si m aura une erreur, il deviendra donc : $m = m^{\pm dm}$

$\pm dm$: erreur du module

Introduisant cette erreur de module dans le rapport de transmission, on obtient :

$$i_{1,2 \max i} = \frac{z_1 m^{+dm}}{z_2 m^{-dm}} \quad ; \quad i_{1,2 \min i} = \frac{z_1 m^{-dm}}{z_2 m^{+dm}} \quad \Rightarrow \quad i_{1,2} = i^{\pm di}$$

di : étant l'erreur de rapport de transmission.

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

III.2.2 Effet de l'erreur du pas sur la condition cinématique

Le pas c 'est le produit du module m par la valeur p en mm :

$$P = p \cdot m$$

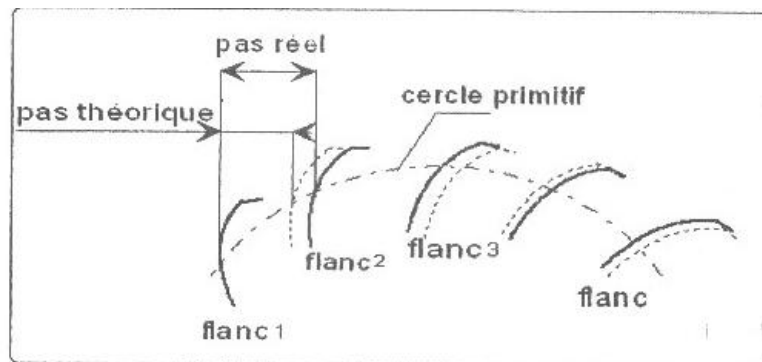


Figure III.1 : Schéma erreur de pas

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 : $P = P^{\pm dp}$

Donc le rapport de transmission en fonction du pas est le suivant :

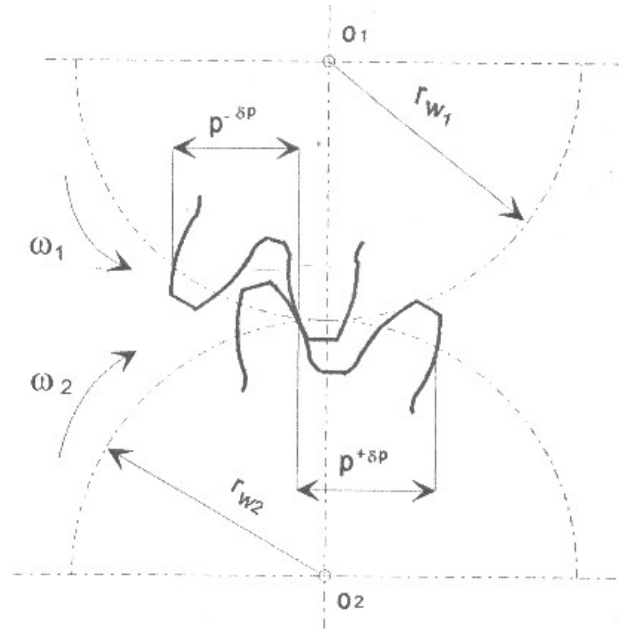


Figure III.2 : Schéma de vérification de la condition cinématique avec erreur de pas

$$i_{1,2} = \frac{p \cdot m \cdot z_1}{p \cdot m \cdot z_2} = \frac{P \cdot z_1}{P \cdot z_2}$$

Avec la valeur réelle du pas le rapport de transmission deviendra :

$$i_{1,2} \min i = \frac{z_1 \cdot P^{-d p}}{z_2 \cdot P^{+d p}} \quad ; \quad i_{1,2} \max i = \frac{z_1 \cdot P^{+d p}}{z_2 \cdot P^{-d p}}$$

D'où le rapport réel deviendra : $i_{1,2} = i^{\pm d i}$

On remarque que l'introduction d'une erreur de pas, va modifier le rapport de transmission d'une valeur $\pm d i \Rightarrow$ donc l'erreur du pas influe sur la condition cinématique.

III.2.3 Effet de l'erreur due à la variation de l'épaisseur de la dent sur la condition cinématique

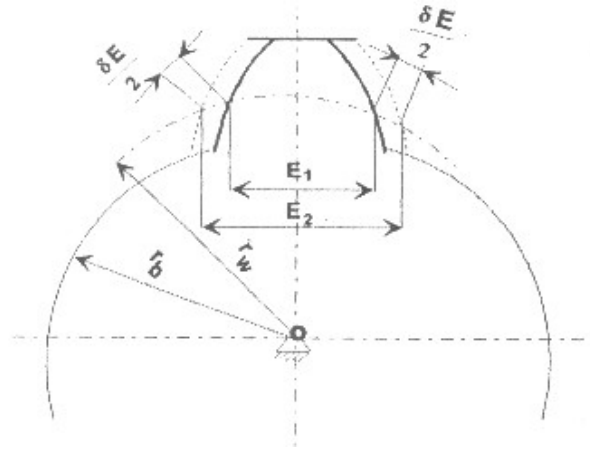


Figure III.3 : Schéma de variation de l'épaisseur de la dent

L'erreur de variation de l'épaisseur, entraîne la variation du pas sur le diamètre primitif, avec la valeur $dE = E_{\max} - E_{\min}$ de cette façon on peut déduire le pas :

- Le pas maxi : $P_{\max} = P^{+dE}$
- Le pas mini : $P_{\min} = P^{-dE}$

D'où le rapport de transmission sera donc :

$$i_{1,2} \max = \frac{z_1 \cdot P^{+dE}}{z_2 \cdot P^{-dE}} \quad ; \quad i_{1,2} \min = \frac{z_1 \cdot P^{-dE}}{z_2 \cdot P^{+dE}}$$

$i_{1,2} = i^{\pm di}$ avec $d i$: 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 $\pm d i$.

III.2.4 Effet de l'erreur de profil de la dent sur la condition cinématique

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

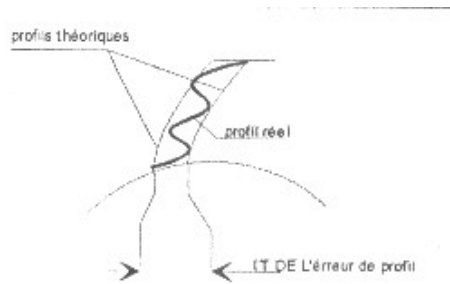


Figure III.4 : Schéma d'erreur de profil

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.

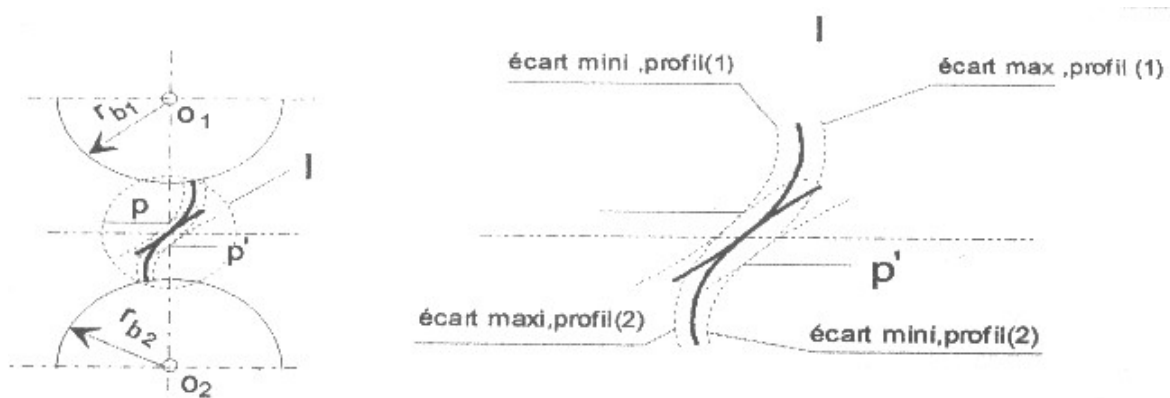


Figure III.5 : Schéma de vérification de la condition cinématique avec erreur de profil

D'après la figure nous constatons que 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 pôle d'engrènement occupe la position base (p') et dans le cas contraire, le pôle d'engrènement occupe la position haute (p), donc le rapport de transmission n n'est pas constant, ce qui nous ramène à conclure que l'erreur de profil influe sur la condition cinématique.

III.2.5 Effet de l'erreur du cercle de base sur la condition cinématique

L'erreur de transmission se détermine d'après le schéma présenté par la figure III.6. Prenons deux profils conjugués en développante, avec les écarts de l'erreur de leurs cercles de base.

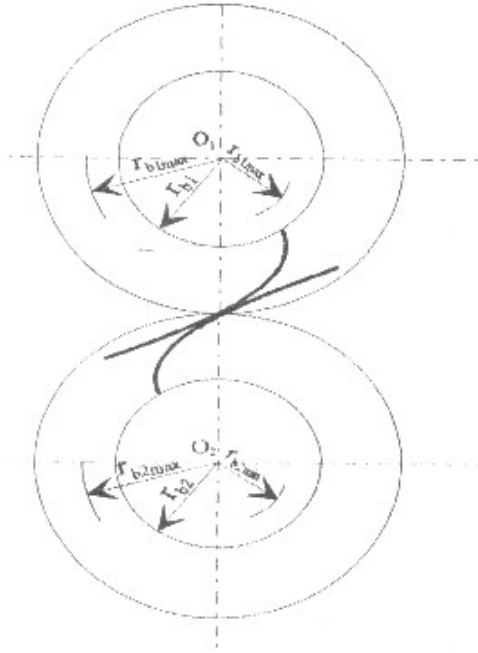


Figure III.6 : Schéma de vérification de la condition cinématique avec erreur des cercles de base

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

$$i_{1,2} = \frac{rb_1}{rb_2}$$

Le rapport de transmission avec erreur deviendra :

$$i_{1,2} \max i = \frac{rb_{1 \max i}}{rb_{2 \min i}}$$

$$i_{1,2} \min i = \frac{rb_{1 \min i}}{rb_{2 \max i}}$$

D'où l'erreur de rapport de transmission est :

$$di = i_{1,2 \max i} - i_{1,2 \min i}$$

$$i_{1,2} = i \pm \frac{di}{2}$$

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

III.2.6 Effet de l'excentricité des diamètres primitifs sur la condition cinématique

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

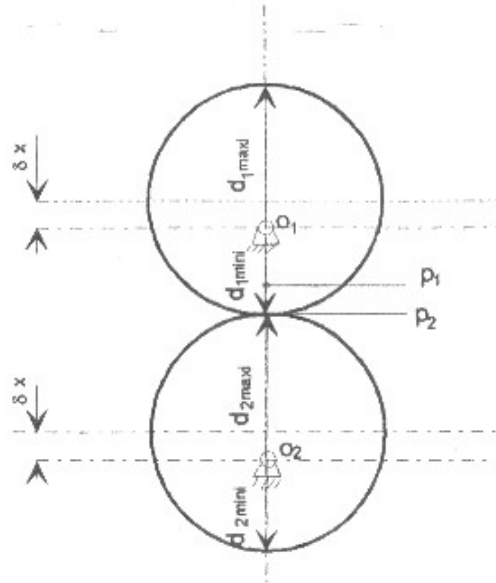


Figure III.7 : Schéma de vérification de la condition cinématique avec erreur d'excentricité des cercles primitifs

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.

$$i_{1,2 \max i} = \frac{d_{1 \max i}}{d_{2 \max i}} \quad ; \quad i_{1,2 \min i} = \frac{d_{1 \min i}}{d_{2 \max i}}$$

D'où l'erreur du rapport de transmission sera donc :

$$d i = i_{1,2 \max i} - i_{1,2 \min i} \quad \text{avec :} \quad i_{1,2} = i^{\pm d i / 2}$$

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

- ✓ 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.

II.3 Base de données

En se basant sur l'analyse précédente, nous avons créé une base de données qui présente les défauts (taillage, traitements thermiques, rectification et de fonctionnement), leurs causes, les remèdes ainsi que leur influence sur la transmission :

Conclusion

Conclusion

Notre étude est basée essentiellement sur l'analyse des défauts des dentures dans les transmissions par engrenages. Ces défauts sont à l'origine d'une perturbation de la transmission « modification de rapport de transmission » ou d'une détérioration des dentures.

Les défauts géométriques de denture 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. Leurs influences se traduisent par une erreur dans le rapport de transmission qui doit rester constant.

Les détériorations de la denture sont rarement provoquées par une seule cause, elles résultent de l'influence combinée de plusieurs facteurs au cours du fonctionnement. Ces défauts se manifestent essentiellement par :

- des piqûres ;
- des écaillages ;
- des fissures ;
- des ruptures ;
- des grippages qui peuvent apparaître brutalement et conduire à d'importantes détériorations.

Cette analyse des différents défauts qui affectent les roues dentées lors de la fabrication, le montage et le fonctionnement nous a permis de mettre en évidence l'influence des défauts de denture sur le rapport de transmission qui détermine la qualité de l'engrenage et d'établir ainsi une base de données qui rassemble l'ensemble de ces défauts, leurs causes, leurs remèdes ainsi que leurs influences sur la transmission mécanique par engrenages.


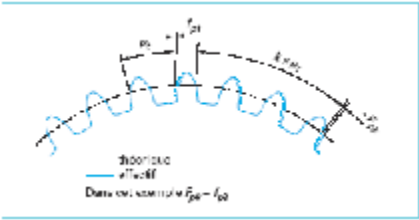
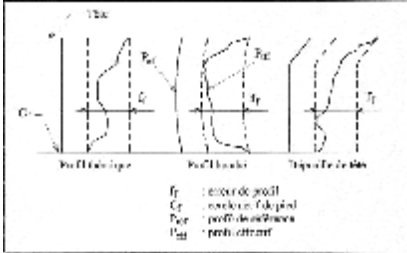
Perspectives

PERSPECTIVES

Les perspectives de cette étude seraient de:

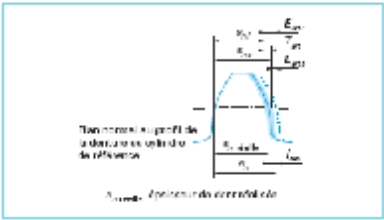
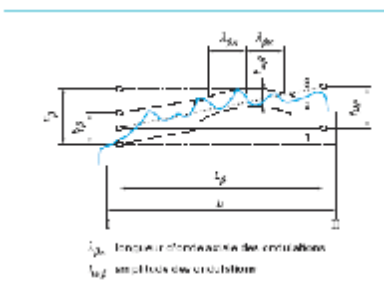
- ✚ Modéliser les différents défauts dans la procédure de fabrication d'une roue dentée depuis le forgeage jusqu'à son montage dans le mécanisme.
- ✚ Créer une base de données des signaux d'erreur de transmission et de bruit d'engrènement.

Références bibliographiques

		Défaut	Figure	Cause	Remèdes	Influence sur la transmission
Défauts De Fabrication	Défauts De Taillage	Faux-rond		- Défaut de tournage.	- Correction de denture.	- Variation du rapport de transmission. - à coups et vibrations.
		Erreur de pas : Individuelle et cumulée.		- Ecart angulaire de la position réelle de la broche porte-pièce par rapport à sa position théorique.	- Corriger le process.	- Variation du rapport de transmission. - à coups et vibrations.
		Erreur de profil		- Condition de taillage : § Fraise utilisée. § Nombre de dents à taillés.	- Corriger le rapport : $\frac{N_F}{N_R} = \frac{Z_R}{Z_P}$	- Variation du rapport de transmission. - à coups et vibrations.

Défauts De Fabrication

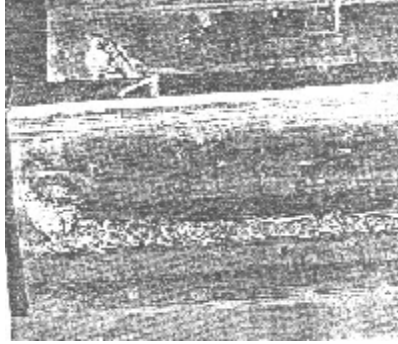
Défauts De Taillage

<p>Ecart d'épaisseur de denture</p>	 <p>Tout d'abord, le profil de la dent se mesure selon la référence.</p> <p>$\Delta_{\text{add}} = \Delta_{\text{paire}} + \Delta_{\text{coulée}}$</p>	<p>- Erreur de division.</p>	<p>- Corriger le système de division.</p>	<p>- Variation du rapport de transmission.</p> <p>- à coups et vibrations.</p>
<p>Erreurs d'hélice</p>	 <p>L_{g} : longueur de référence des couronnements sur tous les engrenements</p>	<p>- Le rapport :</p> $\frac{N_F}{N_R} \neq \frac{Z_R}{Z_F}$	<p>- Corriger ce rapport.</p>	<p>- Variation du rapport de transmission.</p> <p>- à coups et vibrations.</p>

Défauts De Fabrication	Défauts De Traitement Thermique	Déformations Criques		<ul style="list-style-type: none"> - Chauffage. - Trempe 	<ul style="list-style-type: none"> - Eviter la trempe des flancs seuls (trempe superficielle à la flamme ou par induction). - Chauffage uniforme. - Choix de la température de trempe. - Choix de procédé de refroidissement. 	<ul style="list-style-type: none"> - Constituent des amorces de fissures (discontinuité de structure) ⇒ détérioration de la surface des dentures.
		Pelage		<ul style="list-style-type: none"> - Phénomènes d'oxydation produits au cours des traitements thermiques. 	<ul style="list-style-type: none"> - Rectifier les dents. 	<ul style="list-style-type: none"> - Distribution des charges non uniforme.
		Dislocation de la couche traitée.		<ul style="list-style-type: none"> - Profondeur traitée insuffisante. 	<ul style="list-style-type: none"> - Améliorer le traitement thermique. 	<ul style="list-style-type: none"> - Usure.

Défauts De Fabrication

Défauts de rectification

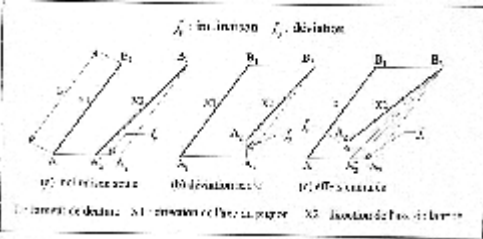


- La meule mal équilibré, mal dressée ou usée.
- La meule trop dure.
- Les avances sont trop grandes.
- La vitesse d'avance est trop grande.
- Arrosage insuffisant.
- La broche porte-pièce n'est pas en ordre (la pointe d'entraînement présente un battement).
- Pointe d'entraînement endommagée.

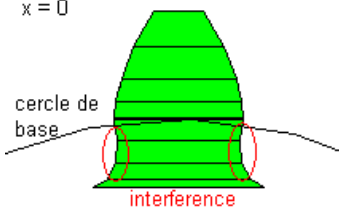
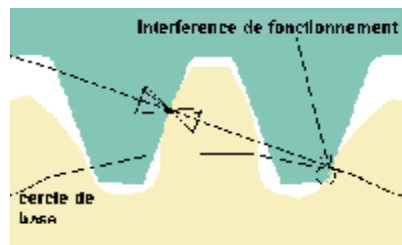
- Choix de la meule.
- Choix de fluide d'arrosage.
- Choix des avances.
- Choix des vitesses d'avance.

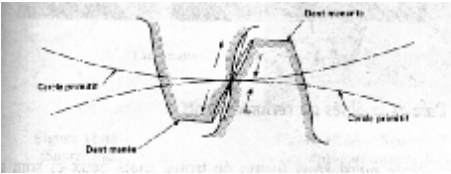
- Détérioration des surfaces des dentures
⇒ des vibrations et donc une transmission bruyante.

Défauts De Montage

<p>Erreur d'entraxe</p>	$a \neq \frac{dp_1 + dp_2}{2}$	<p>- Entraxe des alésages non respecté.</p>	<p>- Précéder à une correction de denture.</p>	<p>- Variation du rapport de transmission. - à coups et vibrations.</p>
<p>Erreurs de déviation et d'inclinaison</p>		<p>- Erreur d'alignement des arbres.</p>	<p>- Corriger.</p>	<p>- Portée localisée.</p>

Interférences

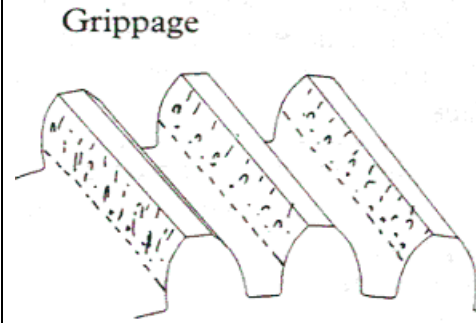
	<p>Interférence de taillage</p>	<p>$N = 13$ $x = 0$</p>  <p>The diagram shows a green gear tooth profile. A horizontal line represents the 'cercle de base' (base circle). Two red circles at the bottom represent the addendum circles of the mating gear. The area where the tooth profile overlaps with the addendum circles is labeled 'interference' in red.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Mauvaise conception. - Si le nombre de dents de l'engrenage taillé est insuffisant. 	<ul style="list-style-type: none"> - Correction de denture. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement soit impossible (la tête des dents de la roue n'ayant pas la possibilité de se déplacer dans les creux des dents du pignon).
	<p>Interférence de fonctionnement</p>	 <p>The diagram shows a cross-section of a gear tooth (yellow) and a pinion tooth (teal). A dashed line indicates the 'cercle de base' (base circle) of the gear. The area where the teeth overlap during meshing is labeled 'Interférence de fonctionnement'.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Nombre de dent du pignon menant est faible devant celui de la roue menée. - Profil avec surépaisseur. - dents déformées ou fissurées. - Surcharges entraînant une flexion exagérée. 		

<h2>Défauts De Fonctionnement</h2>	<h2>Défauts De Lubrification</h2>	<h3>Usure</h3>		<ul style="list-style-type: none"> - Contact par glissement métal sur métal. - Charge élevée. - Lubrifiant souillé d'abrasifs ou le lubrifiant est corrosif. - Epaisseur du film d'huile insuffisante. 	<ul style="list-style-type: none"> - Réduire le glissement spécifique. - Réduire les contraintes de compression au contact des dents. - Choix du lubrifiant : <ul style="list-style-type: none"> § Onctuosité. § Viscosité. § Mode d'introduction dans les contacts. - Augmenter la tenue à l'usure des surfaces actives. - Choix des matériaux, leurs traitements, qualité du taillage. 	<ul style="list-style-type: none"> - Augmentation du jeu de fonctionnement. - Forte déformation du profil et donc engrenement des profils non conjugués ⇒ Transmission bruyante.
------------------------------------	-----------------------------------	----------------	--	--	---	--

Défauts De Fonctionnement

Défauts De Lubrification

Grippage



Grippage localisé (arrachements) :

- Imperfection d'usinage.
- Défaut d'alignement.
- Déformation en charge.
- Passage d'une particule étrangère dans les dentures.
- Surcharge brutale.
- Défaut temporaire de lubrification.

Grippage à chaud :

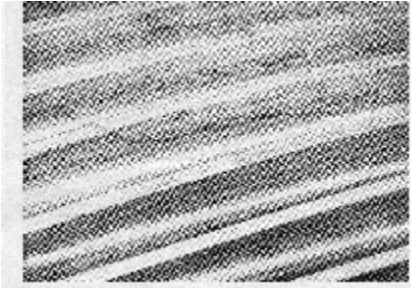
- Pression élevée.
 - Vitesse de glissement élevée.
- ⇒ Surchauffe excessive.
- ⇒ Rupture du film d'huile.

Grippage à froid.

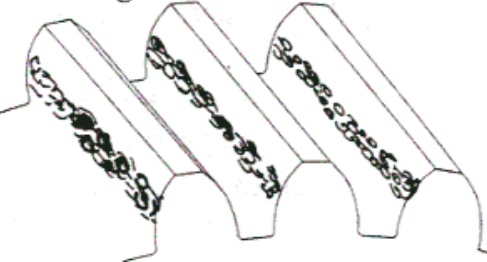

- Pression élevée.

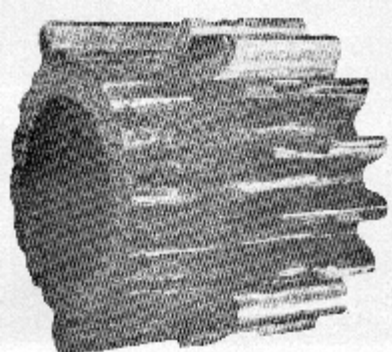
- Choix de la nuance et de la viscosité des huiles.
- Durée d'action de la charge.
- Etat de surface et dureté des surfaces actives.
- Matériaux du couple roue-pignon.

- Fissures qui provoquent la rupture des surfaces.
 - Apparition des charges radiales anormales et des vibrations.
- ⇒ Transmission bruyante.

Défauts De Fonctionnement	Défauts De Lubrification	Piqûre		<ul style="list-style-type: none"> - Charge trop élevée en surface. - Le mouvement est plus important que le mouvement de glissement. - Défauts d'alignement. - Déformations anormales des pièces. - Distorsions dues aux traitements thermiques. 	<ul style="list-style-type: none"> - Lubrifiant à viscosité élevée. 	<ul style="list-style-type: none"> - Le profil se perturbe, la surface active est donc irrégulière, les charges dynamiques augmentent. ⇒ La transmission s'échauffe et le bruit s'amplifie.
---------------------------	--------------------------	--------	--	--	--	---

Défauts De Fonctionnement

	Ecaillage	<p style="text-align: center;">Écaillage</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Surcharge de longue durée. - Profondeur de traitement thermique insuffisante. - Pression superficielle supérieure à la limite d'endurance du matériau. 	<ul style="list-style-type: none"> - Limitation de la pression superficielle. 	<ul style="list-style-type: none"> - Perturbation du profil. ⇒ Transmission bruyante.
	Fissuration		<ul style="list-style-type: none"> - Contrainte au pied de la dent dépasse la limite de fatigue du matériau. - Fissures dues au forgeage. - Tapures de 	<ul style="list-style-type: none"> - On traite contre l'usure et la fatigue superficielle par : <ul style="list-style-type: none"> - Nitruration ; carbonitruration ; cémentation 	<ul style="list-style-type: none"> - Fragilisation des dentures.

			<p>trempe.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Criques d'origine thermique. - Fatigue, surcharge, choc. 				
D	é	f	Rupture par fatigue.		<ul style="list-style-type: none"> - Frottement du roulement avec glissement sous fortes charges répétées. - Contraintes maximales de traction ou de compression. 	<ul style="list-style-type: none"> - Augmenter le rayon de congé de raccordement. - Soigner la surface d'entre dent. - Augmenter la rigidité de l'engrenage. - Améliorer la qualité de fabrication et les propriétés des matériaux. 	<ul style="list-style-type: none"> - Rupture des dentures. ⇒ Transmission bruyante.
			Corrosion	Corrosion chimique	- Additif ou acides	- Décontamination du	- Irrégularités

D	Surchauffe		<p>dans le lubrifiant réagissant en présence d'eau.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Produits contaminants générant une composition défavorable. - Association d'une teneur en eau inadmissible. 	lubrifiant.	<p>des surfaces (usure).</p> <ul style="list-style-type: none"> - Piqûres foisonnantes. <p>⇒ Transmission bruyante.</p>
		Corrosion de contact	<ul style="list-style-type: none"> - Arrêts prolongés avec secousses et/ou vibrations. <p>⇒ Formation d'oxydes très abrasifs.</p>	Prévoir un fonctionnement périodique.	
			<ul style="list-style-type: none"> - Surchauffe. 	<ul style="list-style-type: none"> - Régler les conditions 	<ul style="list-style-type: none"> - Irrégularité de

			<ul style="list-style-type: none"> - Survitesse. - Lubrification insuffisante. - Associations des trois causes précédentes. 	de fonctionnement.	la transmission.
	Erosion par cavitation		<ul style="list-style-type: none"> - Grande vitesse. - Mouvement relatif entre les flancs conjugués dans direction perpendiculaire aux surfaces (vibrations de service). - Présence d'eau ou de gaz dans le lubrifiant. 	- Dépolluer le lubrifiant.	- Transmission bruyante.
	Etincelage		- Passage d'un courant électrique.		- Transmission bruyante.

المخلص:

نجد في العديد من المسننات الموجهة لمضاعفة أو إنقاص سرعة الدخول للحصول على سرعة خروج جد خاصة. الشيء المتعود عليه في الميكانيك، المسننات هي عناصر مهيمنة، وهي تشكل العناصر الرئيسية في علب السرعات للآلات، وتكون السرعات، المزدوجات واتجاهات الدوران لعناصر الآلات. الجزء المهم الذي يشكل الحركة هو جانبي السن الموضوع تحت تأثير عدة عوامل، إذا موضوع لعدة تدهورات. انطلاقا من تحقيق، عدة إحصائيات برهنت أن في الأنظمة الميكانيكية السن تركز أغلب التدهورات 60%. إذا كانت السلبية الوظيفية عديدة، الحسابات الخاطئة أو النظام العادي للتشغيل، أسنان المسنن معرضة للتدهور. الأكثر نموذجية هي الانكسار، التشققات، التآكل والتشوهات البلاستيكية للمساحة النشطة أو المشتغلة.

لهذا قمنا بتحليل نظرية للتدهورات الناتجة في الأنظمة الميكانيكية ذات مسننات، التي سمحت بإنشاء قاعدة العيوب التي تصيب المسننات، تأثيرهم على الانتقال والحلول الوقائية. من أجل تقادي انكسار هذه العناصر المفتاحية للانتقال الميكانيكي بالمسننات.

الكلمات المفتاحية: المسننات، التدهورات، الانكسار، التآكل.

Abstract:

One finds in many machines of the systems of gears intended to multiply or to geared down a speed of entry to obtain a velocity emission quite particular. Universally widespread in mechanics, the gears are vital elements. They constitute the principal elements of gearbox in the machines and they carry out speeds, the couples and the directions of rotation of the machines elements. The essential part which carries out the movement is the flank of the tooth which is obedient to differences solicitations therefore subjected to various damages. From an investigation, statistics showed that in the mechanical systems, teeth concentrate the majority of the failures (60%). When the functional disadvantages are significant, incorrect calculations or the normal mode of compromised exploitation, the teeth of gears are likely deteriorations. Most typical are the rupture, the punctures, wear, the seizing and the plastic deformations of active surfaces.

For that we made a theoretical analysis of the failures who allowed to create a data base of the defects caused in the gears mechanical systems, their influences on the operation of the transmission and the preventive remedies possible in order to avoid the rupture of these key elements of the mechanical drives by gears.

Key words: gear, failure, wear, rupture.

Résumé :

On trouve dans de nombreuses machines des systèmes d'engrenages destinés à multiplier ou à démultiplier une vitesse d'entrée pour obtenir une vitesse de sortie bien particulière.

Universellement répandus en mécanique, les engrenages sont des éléments vitaux. Ils constituent les éléments principaux des boîtes de vitesses dans les machines et ils réalisent les vitesses, les couples et les sens de rotation des éléments de machines. La partie essentielle qui réalise le mouvement est le flanc de la dent qui est soumis à différentes sollicitations donc sujet à différentes avaries. A partir d'une enquête, des statistiques ont montré que dans les systèmes mécaniques, la denture concentre la majorité des défaillances (60%). Lorsque les inconvénients fonctionnels sont importants, les calculs incorrects ou le régime normal d'exploitation compromis, les dents d'un engrenage sont susceptibles de détériorations. Les plus typiques sont la rupture, les piqûres, l'usure, le grippage et les déformations plastiques des surfaces actives.

Pour cela nous avons fait une analyse théorique des défaillances qui a permis de créer une base de données des défauts causées dans les systèmes mécaniques à engrenages, leurs influences sur le fonctionnement de la transmission et les remèdes préventifs éventuels afin d'éviter la rupture de ces éléments clés des transmissions mécaniques par engrenages.

Mots-clés : engrenage, défaillance, usure, rupture.