

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



Gm. 0323

Ecole Supérieure Polytechnique
Centre de Thiès

DEPARTEMENT GENIE ELECTROMECHANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR TECHNOLOGUE

Titre : Mise en évidence des phénomènes d'interférence dans
les systèmes de transmission par engrenages.

Auteur : Abdoulaye Fall
Directeur : Ousmane Sow

Année universitaire : 2005-2006

Remerciement

Après avoir rendu grâce à Dieu, mes remerciements s'adressent tout d'abord à Monsieur Ousmane Sow, professeur en Génie Mécanique à l'Ecole Supérieure Polytechnique de Thiès, qui a assuré l'encadrement scientifique et la direction de ce mémoire de fin d'étude après m'avoir proposé le sujet : merci pour l'enrichissement scientifique que vous m'avez apporté et pour la confiance que vous m'avez accordée.

Je remercie aussi tous les autres professeurs de l'école, qui durant trois années passées, ont su nous faire découvrir de nouvelles connaissances tant dans le domaine scientifique que dans l'humanisme.

Cette page ne pourra jamais être tournée sans que je remercie en intégralité tous les étudiants de notre école avec qui j'ai passé des moments inoubliables de ma vie et tout ceci dans une parfaite harmonie. J'adresse une pensée toute particulière à tous mes promotionnaires avec qui j'ai partagé cette aventure.

Ces remerciements sont également l'occasion pour moi de témoigner tout mon amour à ma famille qui m'a conduit jusque là, et sur qui je sais que je pourrai toujours compter. Merci à mes parents pour leur patience, sans doute redoublée ces trois dernières années, pour leur confiance et leur soutien constant. Enfin, tout au long de ces trois années, dans les moments de joie comme dans les instants de doute, une personne a toujours été à mes côtés et je ne saurai clore ce chapitre sans la citer : merci à ma **chère Maman**.

Résumé

Le présent travail a pour objectif de mettre en évidence la présence des phénomènes d'interférence dans les systèmes de transmission de puissance par engrenages. L'étude est faite en intégralité à l'aide de **Solidworks** logiciel de Conception Assistée par Ordinateur (**CAO**). Etant des organes très sollicités, les engrenages jouent un rôle important dans les systèmes de transmission, et compte tenu de l'avènement de l'informatique durant ces dernières années beaucoup de problèmes d'ordre scientifique ont vu résolution, et le cas des interférences traité dans ce projet en est une parfaite illustration.

La confection des engrenages nécessite une expérience et des connaissances scientifiques très étendues. Lors de leur fabrication, il arrive parfois, dans certaines conditions que le sommet des dents de l'outil entaille les pieds de dents de la roue à tailler ; ce phénomène appelé interférence de taille entraîne une diminution très nette de la section basse des dents de la roue. Compte tenu de l'accroissement des charges et des vitesses dans les mécanismes, il est quelque fois indispensable d'éviter ce rétrécissement de la section des dents qui réduit la durée de vie de l'engrenage. Un autre type d'interférence peut être détecté pendant le fonctionnement même de l'engrenage, dans ce cas il y'a interpénétration de la matière des deux roues, ce qui conduit le blocage du mécanisme ; seul un bon choix des paramètres de l'engrènement permettra de l'éviter.

Ainsi après l'étude théorique, nous avons mis en place un fichier pièce nous permettant d'instancier, pendant le taillage, les paramètres de base. Le taillage se fera à l'aide d'une succession d'Enlèvement de matière par extrusion (*nommés Coup 0, Coup 1...*) qui correspondent chacune à l'enlèvement de matière effectué par un passage de l'outil lors d'un taillage avec une crémaillère primitive. Une séquence d'équations lie les esquisses des différentes fonctions entre elles : en modifiant les caractéristiques (***nombre de dents, module, déport, angle de pression, raccord de la crémaillère primitive***) de la denture à générer, il est possible de visualiser, après reconstruction, le profil exact de la denture (*y compris les " traces " d'outil*) et de le comparer avec le profil théorique de la dent construite de manière géométrique.

Mots clés : Solidworks, CAO, nombre de dents, module, angle de pression, raccord de la crémaillère primitive...

Table des matières

Remerciements.....	i
Résumé.....	ii
Table des matières.....	iii
Liste des sigles et abréviations.....	vi
Liste des figures.....	x
Avant propos.....	xii
Introduction.....	1
<u>Chapitre 1 : Généralités</u>.....	3
1. Etude géométrique des Engrenages parallèles.....	5
1.1. Profil de la denture.....	5
1.2. Définition de la développante.....	5
1.3. Etude théorique de la développante.....	6
<i>1.3.1 Equation de la développante en coordonnées polaires.....</i>	<i>6</i>
<i>1.3.2 Longueur de l'arc de développante</i>	<i>7</i>
1.4. Les procédés ou modes d'obtention des dentures	7
<i>a) Sans enlèvement de matière (sans copeaux).....</i>	<i>7</i>
<i>b) Avec enlèvement de matière (avec copeaux.....</i>	<i>7</i>
2. Génération d'un profil en développante.....	8
2.1. Présentation de la crémaillère de taillage.....	8
2.2. Processus de taillage.....	9
2.3. Mouvement de génération.....	11

2.4. Caractéristiques géométriques d'une roue à denture extérieure droite.....	11
2.5. Denture hélicoïdale.....	15
2.5.1 Mode d'obtention.....	15
2.5.2 Caractéristiques d'une denture hélicoïdale.....	16
<u>Chapitre 2</u> : Etude de la Continuité d'engrènement des roues à denture	
 parallèle.....	19
1. Engrenages parallèles extérieurs à denture droite.....	19
a) Début de l'engrènement.....	20
b) Point de contact en I	20
c) Fin de l'engrènement	20
1.1. Calcul du rapport de conduite	21
1.2. Détermination du rayon actif de pied	24
2. Engrenages parallèles extérieurs à denture hélicoïdale.....	26
a) Longueur de recouvrement : g_{β}	27
b) Rapport de conduite apparent et rapport total de conduite	27
c) Rapport de conduite apparent ϵ_a	27
d) Rapport de recouvrement apparent : ϵ_{β}	27
3. Condition de fonctionnement des engrenages parallèles.....	28
3.1. Paramètres de fonctionnement d'un engrenage.....	28
3.2. Définition des conditions d'engrènement	29
<u>Chapitre 3</u> : Mise en évidence des interférences....	35
1. Interférence théorique	35

2. Interférence de taillage	36
2.1. Interférence de taillage avec l'outil pignon	36
<i>2.1.1 Existence d'une interférence de taillage</i>	36
<i>2.1.2 Détermination de la surface de raccordement de pied</i>	37
2.2. Interférence de taillage avec l'outil crémaillère	38
2.2.1 Cas d'un outil à angles non arrondis	39
<i>a) Présence d'interférence de taillage en fonction du déport</i>	41
<i>b) Présence d'interférence théorique en fonction de l'angle de pression</i>	42
<i>c) Présence d'interférence théorique en fonction du nombre de dents</i>	43
2.2.2 Influence de l'arrondi au sommet des dents de l'outil	43
2.3. Interférence avec le profil de raccordement	45
3. Interférence de fonctionnement	45
3.1. Interférence primaire	45
3.2. Interférence secondaire	47
<u>Chapitre 4 : Mise en application dans Solidworks</u>	49
1. Mise en évidence de l'interférence de taillage	49
1.1. Présentation du Fichier Pièce	49
1.2. Journaux de conception	51
2. Mise en évidence de l'interférence de fonctionnement	58
2.1. Présentation de MotionWorks	58
2.2 Mise en application	59

CONCLUSION GENERALE.....	66
RECOMMANDATIONS.....	67

Liste des sigles et abréviations

a :Entraxe théorique

a' :Entraxe de fonctionnement

C_b :Cercle de base.

d_b :Diamètre de base.

D_2 :Droite d'action

T : Point de tangence avec le cercle de base.

$\rho_M; \theta_M$: Coordonnées polaires du point M.

H :Définit la position du point T.

α :Angle de pression théorique

α' :Angle de pression de fonctionnement

inv :Fonction involute.

L :Longueur de l'arc de la développante

d_i :Diamètre primitif

Z :Nombre de dents

$\sigma_3; \sigma_3^*; \sigma_3^{**}$: Plan définissant la crémaillère

da :Diamètre de tête.

h_a :Saillie de la dent.

d_f :Diamètre de pied

h_f :Creux de la dent

h :Hauteur de la dent

p_0 :Pas au primitif.

S_0 :Epaisseur de dent au primitif de taillage.

E_0 :Intervalle entre deux dents consécutives au primitif de taillage.

S :Epaisseur curviligne d'une dent au diamètre d_i

P_b :Pas de base.

P_n :Pas au primitif mesuré sur le plan réel

m_n :Module mesuré sur le plan réel (denture hélicoïdale)

β :Angle d'inclinaison d'hélice (denture hélicoïdale).

m_t :Module mesuré sur le plan apparent (denture hélicoïdale).

α_n :Angle de pression mesuré dans le plan réel.

α_t :Angle de pression mesuré dans le plan apparent.

T_1T_2 :Droite d'action.

I :Point de contact.

g_f :Longueur d'approche.

a_f :Arc d'approche.

$P_1; P_2$:Profil en contact.

g_a :Longueur de retraite.

a_a :Arc de retraite.

a_α :Arc de conduite.

AB :Longueur d'action.

ε_α :Rapport de conduite.

N :Rapport entre le nombre de dents et le coefficient de saillie.

y :Coefficient de saillie.

x :Coefficient de déport de denture.

U :Fonction définissant ε_α

α' :Angle de pression de fonctionnement.

r_A :Rayon actif de pied.

k :Rapport constant des nombres de dents des roues conjuguées.

ρ :Rayon actif de courbure de pied.

X :Rapport entre le coefficient de saillie et le nombre de dents.

g_β :Rapport de recouvrement.

ε_γ :Rapport total de conduite (denture hélicoïdale).

AI :Segment d'approche

AB :Segment de conduite.

VW :Segment de conduite unique.

d' :Diamètre primitif de fonctionnement.

Jr :Jeu radial au fond de la dent.

S' :Epaisseur curviligne au primitif de fonctionnement.

P' :Pas au primitif de fonctionnement.

ha_0 :Saillie de l'outil.

ρ_{inv} :Rayon actif de courbure maximal.

C :Profil de la trochoïde.

$r_M ; \delta_M$:Coordonnées polaires d'un point de C.

x_{\min} :Coefficient de déport minimal permettant d'éviter l'interférence.

Z_0 :Nombre de dents minimal.

α_{\min} :Angle de pression minimal

FD :Profil de raccordement.

Listes des figures

1.1. Présentation des différents types de denture.....	2
1.2. Profil en développante de cercle.....	3
1.3. Représentation de la crémaillère réelle.....	7
1.4. Mise en évidence des mouvements de génération.....	8
1.5. Epure de taillage.....	10
1.6. Epaisseur curviligne de la dent.....	11
1.7. Mise en évidence du pas aux différents diamètres.....	12
1.8. Roue à denture hélicoïdale.....	13
1.9. Mise en évidence de l'inclinaison de la crémaillère.....	14
1.10. Éléments géométriques d'une denture hélicoïdale.....	16
2.1. Continuité d'engrènement.....	19
2.2. Détermination graphique de U_1 et U_2	23
2.3. Variation du rapport de conduite en fonction de l'angle de pression.....	24
2.4. Mise en évidence du rayon actif de pied.....	25
2.5. Engrènement de profils à denture hélicoïdale.....	26
2.6. Mise en évidence du rapport de recouvrement.....	28
2.7. Succession de contact.....	29
2.8. Succession de contact entre deux dents homologues.....	30

2.9. dentures corrigées.....	32
3.1. Mise en évidence de l'interférence théorique.....	35
3.2. Interférence de taillage avec outil pignon.....	36
3.3. Profil de raccordement de pied.....	37
3.4. Interférence de taillage avec outil crémaillère.....	38
3.5. Mise en évidence du profil de raccordement.....	39
3.6. Mise en évidence de l'arrondi au sommet des dents de la crémaillère de taillage.....	44
3.7. Mise en évidence de l'interférence primaire.....	46
3.8. Mise en évidence de l'interférence secondaire.....	47
4.1. Fichier pièce après insertion des nouveaux paramètres.....	50
4.2. Mise en évidence des traces de la crémaillère pendant le taillage.....	51
Journal de conception 1.....	52
Journal de conception 2.....	53
Journal de conception 3.....	54
Journal de conception 4.....	55
Journal de conception 5.....	56
Journal de conception 6.....	57
4.3. Exemple de mécanisme de transmission.....	59
4.4. "mécanisme + liaisons" prêt à fonctionner sur <i>MotionWorks</i>	60
4.5. Fenêtre de détection d'interférence.....	61
4.6. Mise en évidence des zones ayant interféré pour une denture droite.....	62

Avant propos

L'école supérieure polytechnique est un établissement qui regroupe depuis la réforme de 1994, l'ex-E.N.S.U.T, l'ex-E.P.T, l'ex-E.N.S.E.P.T.

Elle est rattachée à l'université Cheikh Anta Diop de Dakar et comporte deux centres : le centre de Dakar et le centre de Thiès.

L'E.S.P est constituée de cinq départements répartis dans les deux centres comme suit :

✚ Centre de Dakar :

- Département du Génie Chimique ;
- Département du Génie Civil (formation continue) ;
- Département du Génie Electrique ;
- Département du Génie Informatique ;
- Département du Génie Mécanique (D.U.T).

✚ Centre de Thiès :

- Département du Génie Civil (D.U.T et D.I.C) ;
- Département du Génie Mécanique (D.I.C).

L'ESP a pour vocation de former des techniciens supérieurs (DUT), des ingénieurs technologues (DIT) et des ingénieurs de conception (DIC) mais aussi des diplômés du troisième cycle. Les durées de formation sont de deux ans pour le DUT, de trois ans et demi en formation continue pour le DIT et de trois ans pour le DIC.

A la fin du cycle d'ingénieur, l'élève est appelé à mener un projet de fin d'étude, dont celui-ci, sous la direction de ses professeurs et éventuellement des personnes extérieures. Ce projet lui permettrait de mettre en application les différentes connaissances théoriques et pratiques acquises lors de son cycle.

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 engrenages sont des éléments souvent utilisés dès que l'on désire transmettre une puissance élevée et un mouvement d'un corps à un autre. Leur domaine d'application est relativement vaste : du simple jouet pour enfant, au secteur de l'aéronautique. Les engrenages font l'objet de nombreuses études tant au niveau de la géométrie, qu'au niveau de l'analyse de la cinématique, du comportement mécanique et du comportement vibratoire. Cependant, l'analyse des impacts des interférences pendant le taillage ou bien lors de l'engrènement est un problème complexe et généralement abordé par des approches expérimentales.

L'étude des interférences est complexe, elle fait aujourd'hui l'objet de plusieurs recherches et revêt une importance capitale dans les systèmes de transmission de puissance par engrenages. En effet les interférences sont des phénomènes qui se produisent soit durant l'opération de génération (taillage, rectification, etc.), soit durant l'engrènement d'un pignon avec une roue, dans des conditions défavorables telles que certaines parties utiles du profil se trouvent rognées par l'outil, ou que les profils conjugués du pignon et de la roue tendent à se pénétrer l'un l'autre à certains instants.

Ainsi les interférences peuvent être classées en deux grands groupes :

- ***L'interférence de taillage*** qui se produit pendant le taillage de la denture à la machine.
- ***L'interférence de fonctionnement*** qui se traduit par des coincements des profils de denture pendant l'engrènement de deux roues conjuguées.

L'étude des interférences a été une fois élaborée par mon encadreur, Mr. Ousmane Sow en 1988 sur son mémoire de fin d'étude. Il l'avait traité à l'aide d'un logiciel nommé basic n'étant plus à la mode. Ainsi le travail a été repris et amélioré. En effet avec le développement de l'informatique, de nouveaux outils beaucoup plus performants ont vu jour,

ce qui est le cas de ceux utilisés en CAO ; notamment Solidworks, Catia etc. Ces derniers nous ont permis encore de mieux appréhender les phénomènes d'interférence.

La mise en évidence des phénomènes d'interférence se fera de façon intégrante à l'aide du logiciel de CAO « Solidworks », et ce choix se justifie par la souplesse que présente ce logiciel et l'intégration d'autres modules permettant de mettre en valeur son utilité.

Ainsi pour mettre en évidence l'interférence de taillage, nous avons mis en place un fichier de type pièce qui permet non pas de voir l'aspect cinématique de l'outil pendant la génération de la denture, mais d'imprimer dans l'interface de dessin les différentes positions qu'occupe l'outil pendant la phase "usinage de la denture". L'interférence de fonctionnement a été traitée à l'aide de Motion Works, module intégré dans Solidworks permettant de faire des simulations numériques d'assemblages.

Nous avons scindé le travail en quatre chapitres : dans le premier, les généralités sur les engrenages ont été abordées. Au deuxième chapitre les paramètres de l'engrènement y sont développés, étant donné que le taillage est un cas particulier de l'engrènement. Les interférences en tant que telles sont traitées dans le troisième chapitre. Et enfin nous avons mis en application la théorie développée dans le logiciel Solidworks.

Chapitre I : Généralités

Le rôle principal des engrenages est d'assurer la transmission de puissance avec un mouvement de rotation d'un arbre à un autre, avec un rapport moyen de vitesse angulaire constant. Selon les positions relatives des arbres, trois classes majeures d'engrenages peuvent être distinguées :

- **Les engrenages à axes parallèles** : Ce type est nommé aussi cylindrique. Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents suivant la génératrice : dentures droites, dentures hélicoïdales, etc....

- **Les engrenages à axes concourants** : Ce type est nommé aussi conique. Les deux arbres sont disposés tels que leurs axes de rotation se coupent en un point. Selon la géométrie des dents, notons l'existence de :

- *dentures droites* : les génératrices passent par le point de concours des axes de rotation.

- *dentures hélicoïdales* : les génératrices suivent une hélice sur le cône de génération.

- *dentures spirales* : engendrées par les segments rectilignes s'appuyant sur une courbe directrice.

- **Les engrenages à axes quelconques** : ces engrenages sont qualifiés de "gauches". Les axes des arbres n'ont pas de point commun et occupent une position relative quelconque. Dans cette catégorie se trouvent par exemple les dentures hypoïdes.

Cette étude intéresse particulièrement les engrenages cylindriques, utilisés dans diverses applications mécaniques. La conception des différents types d'engrenages cylindriques dépend de la méthode de génération appliquée. La génération des profils en développante de cercle à partir de l'outil crémaillère est la méthode la plus fréquente pour obtenir des engrenages précis, donc un fonctionnement relativement silencieux.

La figure 1.1 présente de façon sommaire les différents types de dentures utilisés dans la transmission.

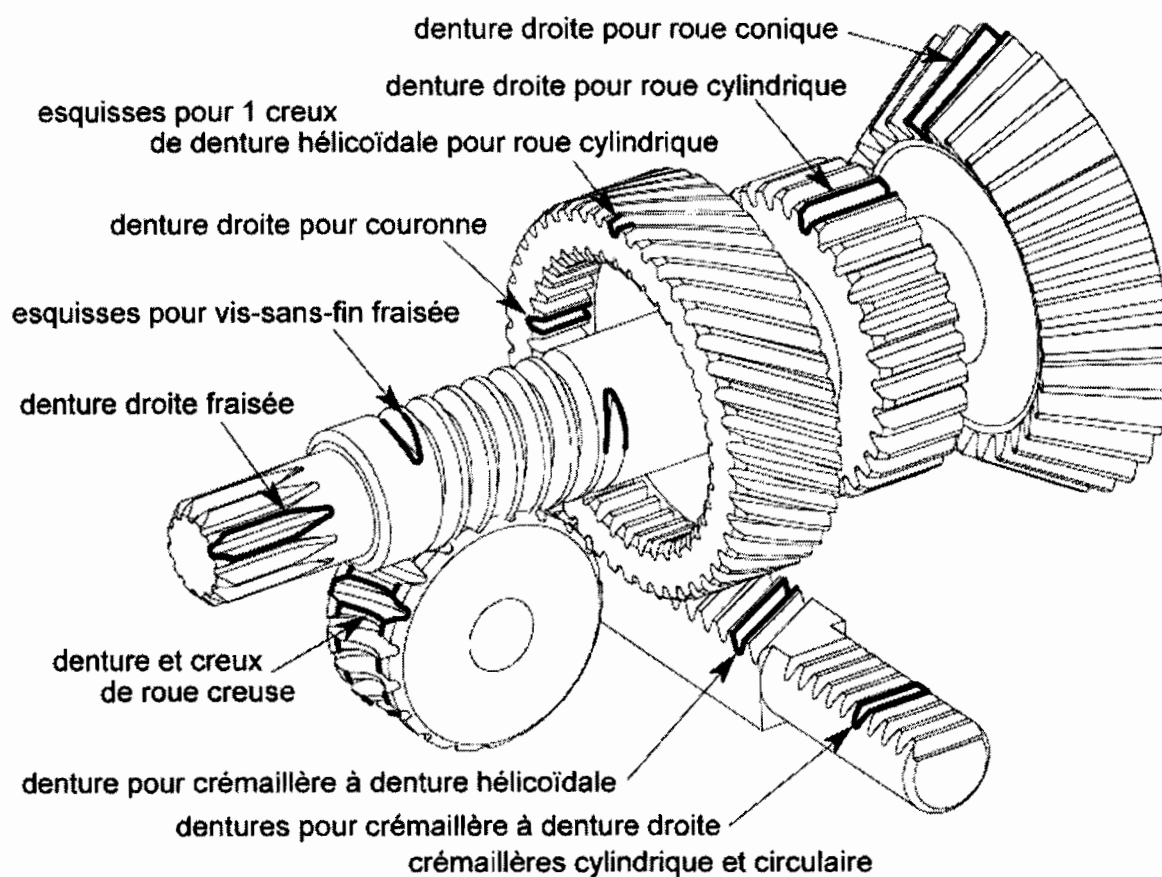


Figure 1.1 : Présentation des différents types de denture

1. Etude géométrique des Engrenages parallèles

1.1 Profil de la denture :

L'utilisation des engrenages en milieu industriel doit répondre à des contraintes cinématiques, dynamiques et économiques. L'analyse des divers profils permet de retenir la développante de cercle comme seul profil respectant ces exigences. Au cours de l'engrènement, la ligne d'action est une droite fixe tangente aux cercles de base. Lorsque l'on néglige la résistance au glissement au contact des profils et en considérant le couple constant les inter-efforts se réduisent à un glisseur constant, ce qui n'engendre qu'un minimum de vibrations, si l'on considère le profil indéformable.

1.2 Définition de la développante : (voir fig.1.2)

Une développante d'un cercle C_{b1} , dit de base, de centre O , de diamètre d_b , est la trajectoire dans $R(O, x_1, y_1, z_1)$ lié à C_{b1} d'un point M appartenant à une droite D_2 , qui roule sans glisser au point T de tangence sur C_{b1} . Une développante est également l'enveloppe de la normale en M à D_2 , dans le mouvement de D_2 par rapport à C_{b1} .

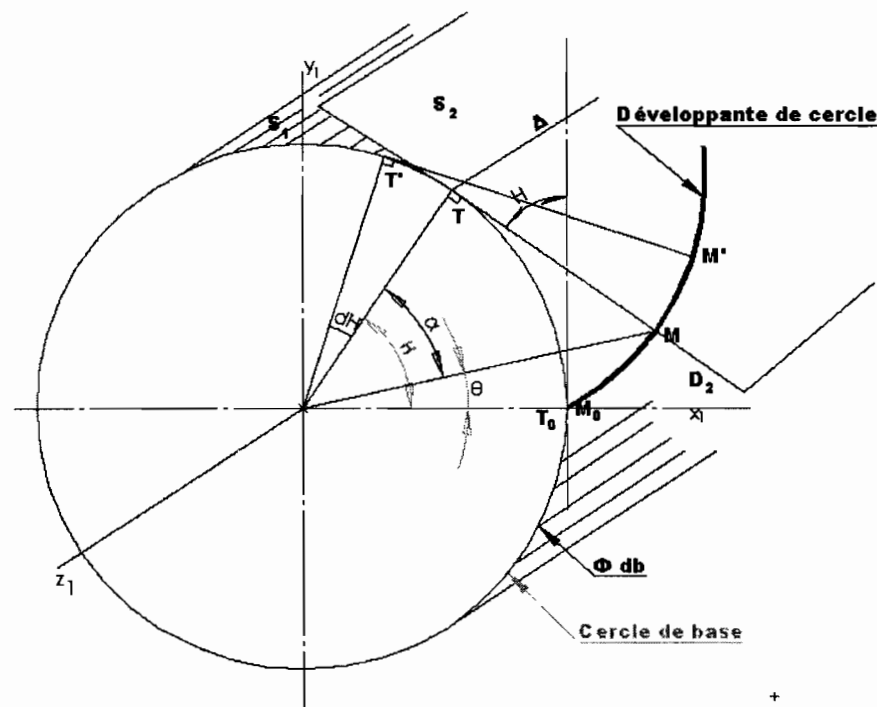


Figure 1.2 : Profil en développante de cercle

T : centre instantané de rotation du mouvement de **D₂** par rapport à **C_{b1}** ;

C_{b1} : base de ce mouvement (cercle de base) ;

D₂ : roulante de ce mouvement.

1.3 Etude théorique de la développante :

1.3.1 Equation de la développante en coordonnées polaires :

La figure 1.2 représente une développante dont le point de rebroussement est **M₀** sur le cercle de base.

ρ_M et θ définissent 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**.

Par définition : $\theta = H - \alpha$;

De plus $OM \cos \alpha = OT$ (triangle OTM) ;

$$\text{Avec } OM = \rho_M \text{ et } OT = \frac{db}{2} ;$$

$$\text{Il devient : } \rho_M = \frac{db}{2 \cos \alpha}$$

La condition de roulement sans glissement en **T** se traduit par :

$$TM_0 = TM \text{ avec } TM_0 = \frac{db}{2} H = \left(\frac{db}{2} \right) (\alpha + \theta);$$

$$\text{Et } TM = \left(\frac{db}{2} \right) \tan \alpha \quad (\text{triangle OTM}) ;$$

$$\text{Soit } \boxed{\theta = \tan \alpha - \alpha = \text{inv} \alpha} \quad (\text{involute } \alpha) ;$$

Dans cette expression : $\text{inv } \alpha_M$ et α_M sont exprimés en radian.

1.3.2 Longueur de l'arc de développante : $L = M_0M$:

Soit MM' le déplacement correspondant à une rotation dH :

$$MM' = dL = TM \cdot dH \quad (\text{Angle à côtés perpendiculaires}) ;$$

$$= TM_0 dH = \left(\frac{d_b}{2} \right) H \cdot dH ;$$

Soit
$$L = \left(\frac{db}{4} \right) \tan^2 \alpha$$

1.4 Les procédés ou modes d'obtention des dentures :

A ce niveau de l'étude, il devient impératif de rappeler quelques notions élémentaires à propos de l'élaboration des engrenages. Il existe en effet plusieurs modes de fabrication des engrenages, que l'on peut classer en deux grands groupes, selon le mode d'obtention, les profils actifs sont obtenus :

a) Sans enlèvement de matière (sans copeaux) :

- moulage sable,
- moulage sous pression,
- forgeage / estampage,
- découpage (petits mécanismes)

Il faudra remarquer que la qualité et la précision recherchées dans les engrenages pour la transmission de grandes puissances ne sont pas obtenues par les procédés sans enlèvement de matière.

b) Avec enlèvement de matière (avec copeaux) :

- taillage par fraise de forme (fraise doigt ou fraise "au module"),

– taillage par génération : l'outil génère, engendre les profils actifs ; le profil est obtenu par l'enveloppe des positions successives de l'outil, c'est le procédé le plus utilisé dès que l'on désire une qualité correcte :

- taillage à l'outil crémaillère (procédés Maag ou Sunderland-Rollet),
- taillage à l'outil pignon (procédé Fellow),
- taillage à la fraise-mère.

Les détails des procédés d'obtention des dentures par enlèvement de matière sont présentés en annexes. Cependant nous pouvons signaler que le taillage des dentures extérieures par l'outil crémaillère reste le procédé le mieux utilisé pour l'obtention des dentures qui doivent supporter de très grandes charges ; ceci est dû à la génération "point par point " de la développante de cercle assurée par cet outil.

2. Génération d'un profil en développante de cercle à l'aide de l'outil crémaillère :

2.1 Présentation de la crémaillère de taillage :

- ✚ Crémaillère théorique : cette crémaillère est utilisée comme base pour définir les dimensions de dentures normalisées d'un système de roues à développantes.
- ✚ Crémaillère réelle : crémaillère fictive qui tient en compte les raccordements de dentures.
- ✚ Ligne de référence : ligne d'intersection du plan de référence avec le plan de tracé de référence, c'est aussi la ligne par rapport à laquelle les dimensions du tracé sont spécifiées.

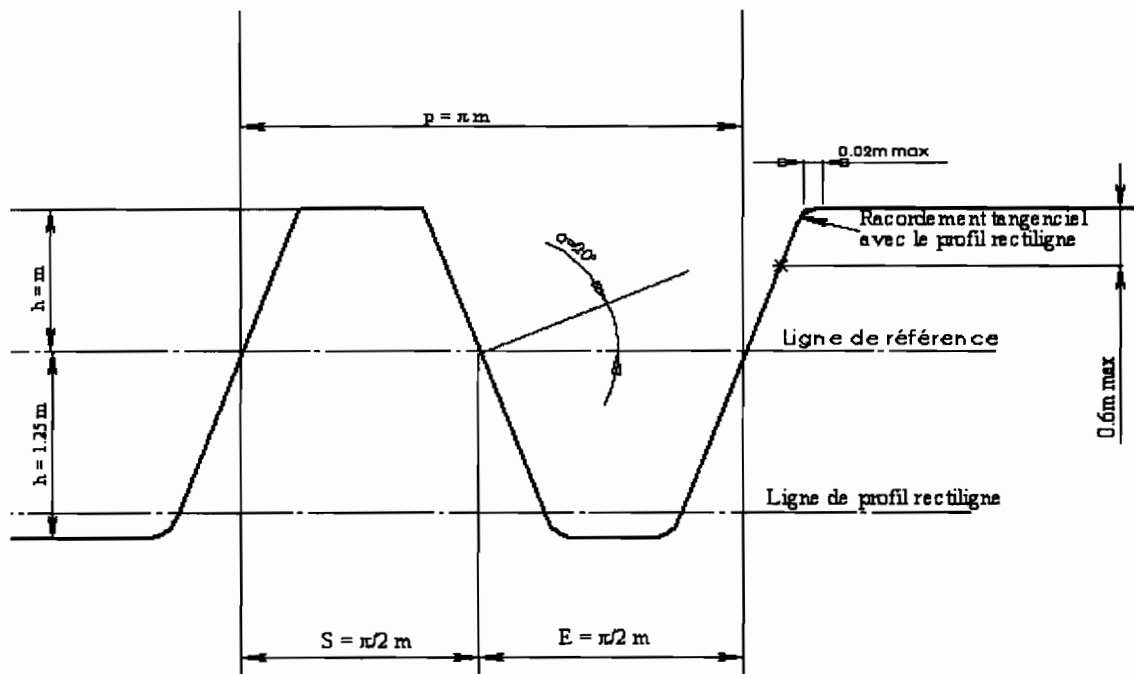


Figure 1.3 : Représentation de la crémaillère réelle

Les roues taillées, dont la géométrie est définie à partir du profil de la crémaillère de référence, sont de deux natures :

- **Géométrie obtenue sans déport de denture** : le plan de référence de la crémaillère est tangent au cylindre primitif de taillage ($d_1 = m_0 Z_1$) ;
- **Géométrie obtenue avec déport de denture** : le plan de référence de la crémaillère est distant de $\delta = x.m_0$ du plan primitif de taillage ($d_1 = m_0 Z_1$) ; le coefficient de déport « x » est compté positivement lorsque la crémaillère s'éloigne du centre du pignon.

2.2 Processus de taillage :

Le taillage est assuré par la combinaison de trois mouvements :

- Un mouvement d'avance assuré par le déplacement longitudinal de l'outil.
- Un mouvement de coupe obtenu par le mouvement transversal harmonique de l'outil.
- Et un mouvement de pénétration assuré par la montée de la roue à tailler.

Il faut définir les surfaces engendrées par un outil crémaillère simplifié S_3 constitué des trois surfaces planes σ_3 , σ_3^* , σ_3^{**} associées à un plan de référence de S_3 et à l'angle α_0 . Le

mouvement de coupe est une translation alternative suivant la direction axiale $\mathbf{Z}_3=\mathbf{Z}_0$. Le mouvement de génération est établi par la cinématique de la machine à tailler. Il assure la translation de \mathbf{S}_3 , d'axe $\mathbf{x}_3 = \mathbf{x}_0$, associé à la rotation du pignon \mathbf{S}_1 , $\boldsymbol{\Omega}_{1/0} = \omega_{10}\mathbf{Z}_0$, réalisant le non-glissement en I_{31} .

La position relative de S_1 et S_3 est définie par :

$$\overrightarrow{O_1 I_{31}} = \left(\frac{d_1}{2} \right) \cdot \overrightarrow{y_0}.$$

Où d_1 est le diamètre primitif de taillage du pignon 1.

Le point M engendré par σ_3 est défini par I_{31} perpendiculaire à σ_3 . Il est tel que :

$$\overrightarrow{V_{M/0}} = \overrightarrow{V_{I_{31}/0}} = \left(\frac{d1}{2} \right) \cdot \omega_{10} \cdot \overrightarrow{x_3}$$

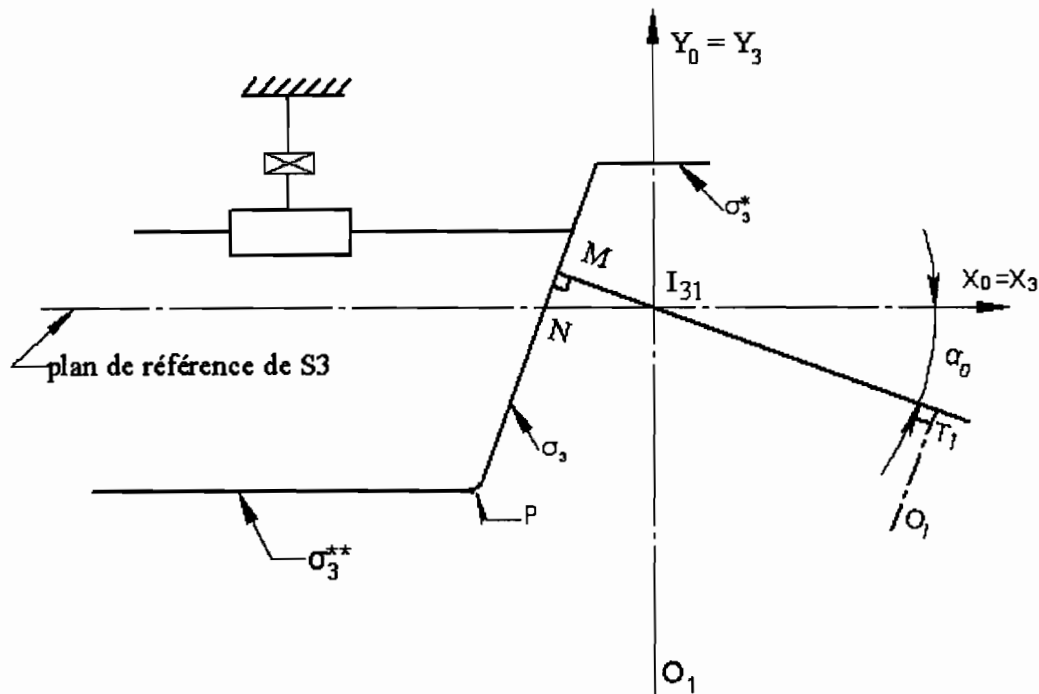


Figure 1.4 : Mise en évidence des mouvements de génération

2.3 Mouvement de génération :

σ_3^* et σ_3^{**} engendrent les cylindres de tête et de pied du pignon.

Le point P génère un profil trochoïdale de raccordement entre le cercle de pied et le profil en développante.

σ_3 enveloppe une développante de cercle car le mouvement de S_3 par rapport à S_1 est un mouvement plan autour du centre instantané de rotation (CIR) I_{31} et $\vec{V}_{M3/1}$ est perpendiculaire à $I_{31}M$.

La droite $T_1, I_{31} M$ roule sans glisser sur le cercle de base de diamètre $db_1 = d_1 \cos \alpha_0$. Le point M décrit dans le repère lié à S_1 une développante de cercle de base.

2.4 Caractéristiques géométriques d'une roue à denture extérieure droite :

D'une manière générale, nous pouvons dire qu'une roue dentée est caractérisée principalement par son module, le nombre de dents, l'angle de pression, le coefficient de déport et l'angle d'inclinaison d'hélice s'il s'agit d'une roue à denture hélicoïdale.

La position relative de la crémaillère de référence vis-à-vis de la roue à tailler (figure 1.5) permet de déterminer les caractéristiques de cette roue.

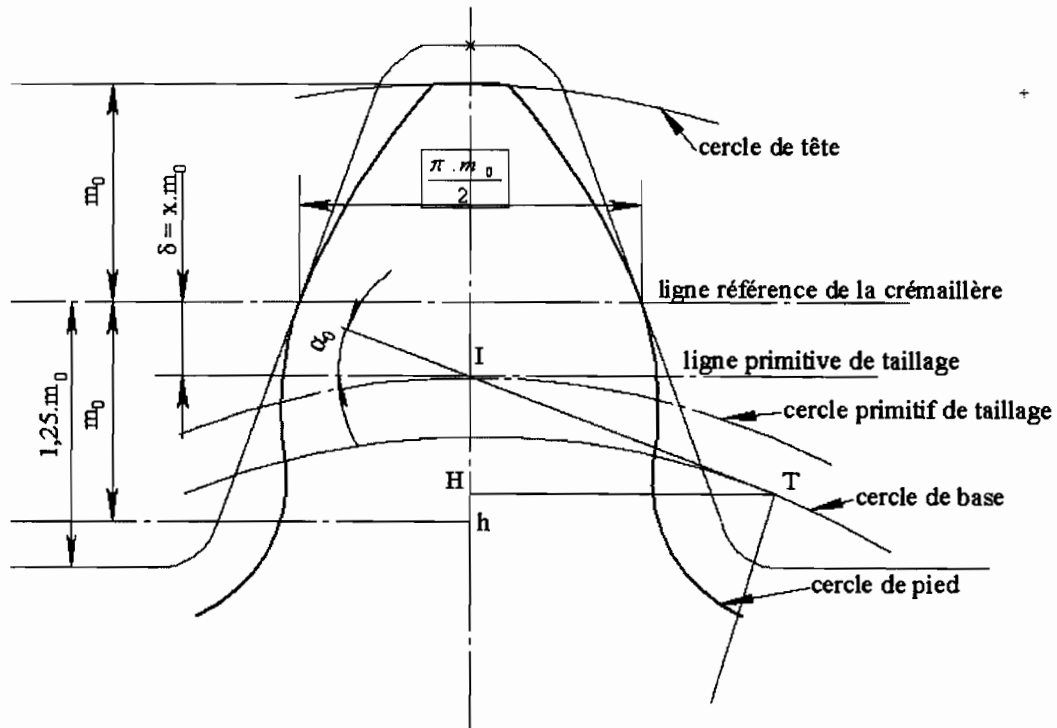


Figure 1.5 : Epure de taillage

Soit x le coefficient de déport ($x=0$ pour une roue sans déport de denture).

- Diamètre primitif : $d = m_0 \cdot Z$
- Diamètre de tête : $d_a = d + 2(1 + x)m_0$
- Saillie de la dent : $h_a = (1 + x)m_0 = y_1 \cdot m_0$
- Diamètre de pied : $d_f = d - 2(1,25 - x)m_0$
- Creux de la dent : $h_f = (1,25 - x)m_0 = y_2 \cdot m_0$
- Hauteur de la dent : $h = h_a + h_f = 2,25 m_0$
- Le pas au primitif : $p_0 = \pi \cdot m_0$
- Epaisseur de la dent au primitif de taillage : $S_0 = \frac{\pi \cdot m_0}{2} + 2x \cdot m_0 \cdot \tan \alpha_0$
- Intervalle entre deux dents au primitif de taillage : $E_0 = \frac{\pi \cdot m_0}{2} - 2x \cdot m_0 \cdot \tan \alpha_0$

- *Epaisseur curviligne d'une dent au diamètre d_i : S_i*

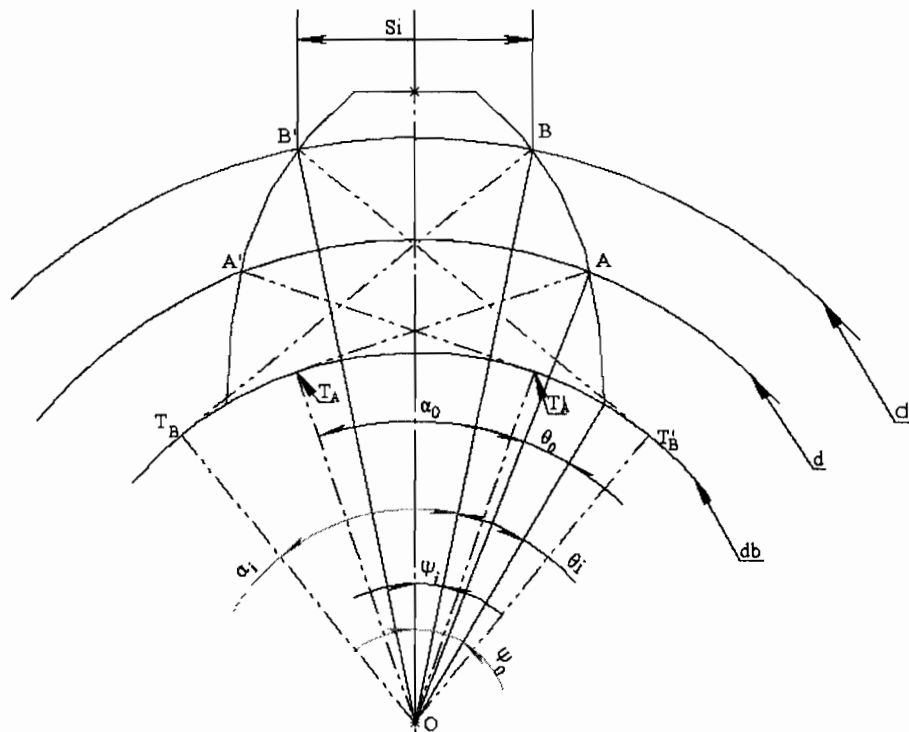


Figure 1.6 : Epaisseur curviligne de la dent

En considérant la figure 1.6, nous avons :

$$\text{Arc } BB' = S_i = 2\Psi_i \frac{d_i}{2}; \text{ di est connu, il faut exprimer } \Psi_i$$

$$\Psi_i = \Psi_0 - (OA, OB) \dots \text{avec } \Psi_0 = \frac{S_0}{d} \dots \text{et } (OA, OB) = \theta_i - \theta_0$$

$$\theta_i = \text{inv} \alpha_i \dots \text{et } \theta_0 = \text{inv} \alpha_0$$

$$\text{D'où } S_i = d_i \cdot \left(\frac{S_0}{d} + \text{inv} \alpha_0 - \text{inv} \alpha_i \right); \text{ cette relation permet de déterminer la distance}$$

curviligne entre deux arcs de développantes c'est à dire l'épaisseur curviligne en tout point de la dent.

Remarque :

- ✓ La valeur minimum de l'épaisseur de la dent mesurée au cercle de tête est **0,2m₀**.
- ✓ L'épaisseur au sommet de la dent diminue pour un coefficient de déport positif.

- Expression du pas mesuré sur un diamètre d_i :

En considérant deux développantes consécutives d'un même cercle de base, limitées par un cercle de diamètre d_i , nous obtenons la figure 1.7.

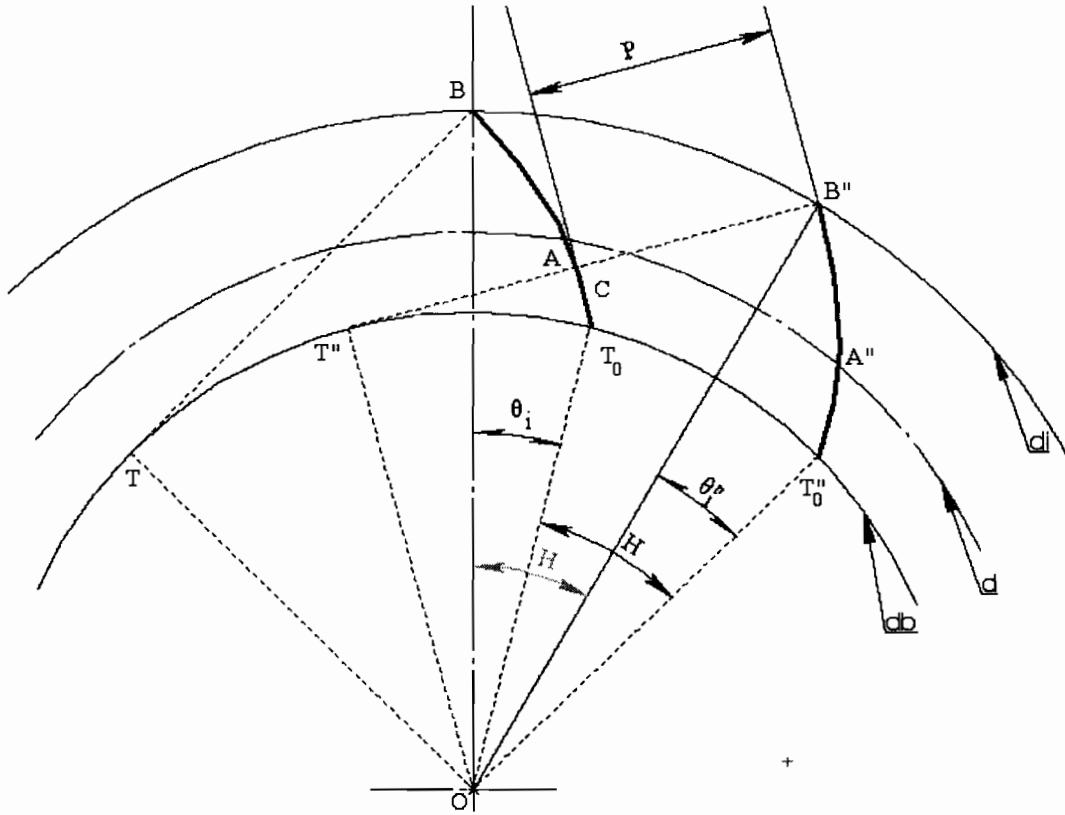


Figure 1.7 : Mise en évidence du pas aux différents diamètres

Le pas de base est donné par : $p_b = \text{arc}T_0T_0'' = (T_0OT_0'') \frac{d_b}{2}$

Le pas au diamètre primitif : $p_i = \text{arc}BB'' = (BOB'') \frac{d_i}{2}$

Sachant que $T_0''OT_0 = B''OB$ car, par définition : $\theta_i = \theta_b''$

$$\text{Alors : } p_i = p_b \frac{d_i}{d_b}$$

- *Expression du pas de base: p_b*

Partant de l'expression du pas au primitif et la relation précédente, nous pouvons déduire l'expression du pas de base. En effet :

$$p_b = \text{arc}(T_0 T_0'') = CB''$$

$$\text{Ainsi : } p_b = \pi \cdot m_0 \cdot \cos \alpha_0$$

2.5 Cas d'une Denture hélicoïdale :

La figure 1.8 donne un aperçu sur une denture hélicoïdale ; notons l'inclinaison de la denture suivant une hélice. Nous voyons que les paramètres dans le plan normal et ceux dans le plan apparent sont reliés par cette inclinaison. Par conséquent, nous aurons deux plans : un plan apparent et un plan réel.

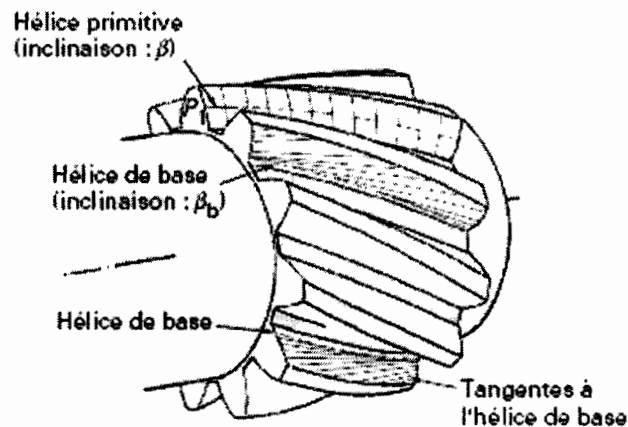


Figure 1.8 : roue à denture hélicoïdale

2.5.1 Mode d'obtention :

Pour générer une denture hélicoïdale, il suffit d'incliner l'outil crémaillère d'un angle β par rapport au plan "Pt" perpendiculaire au plan de référence de S_3 . Les deux plans cités pour la roue à générer vont apparaître sur la crémaillère génératrice.

2.5.2 Caractéristiques d'une denture hélicoïdale :

La figure 1.9 nous permet de passer des caractéristiques apparentes à celles réelles de notre engrenage. La hauteur de la denture restant constante, nous aurons après calcul :

$$P_n = P_t \cdot \cos \beta$$

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta$$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha_{0t}$$

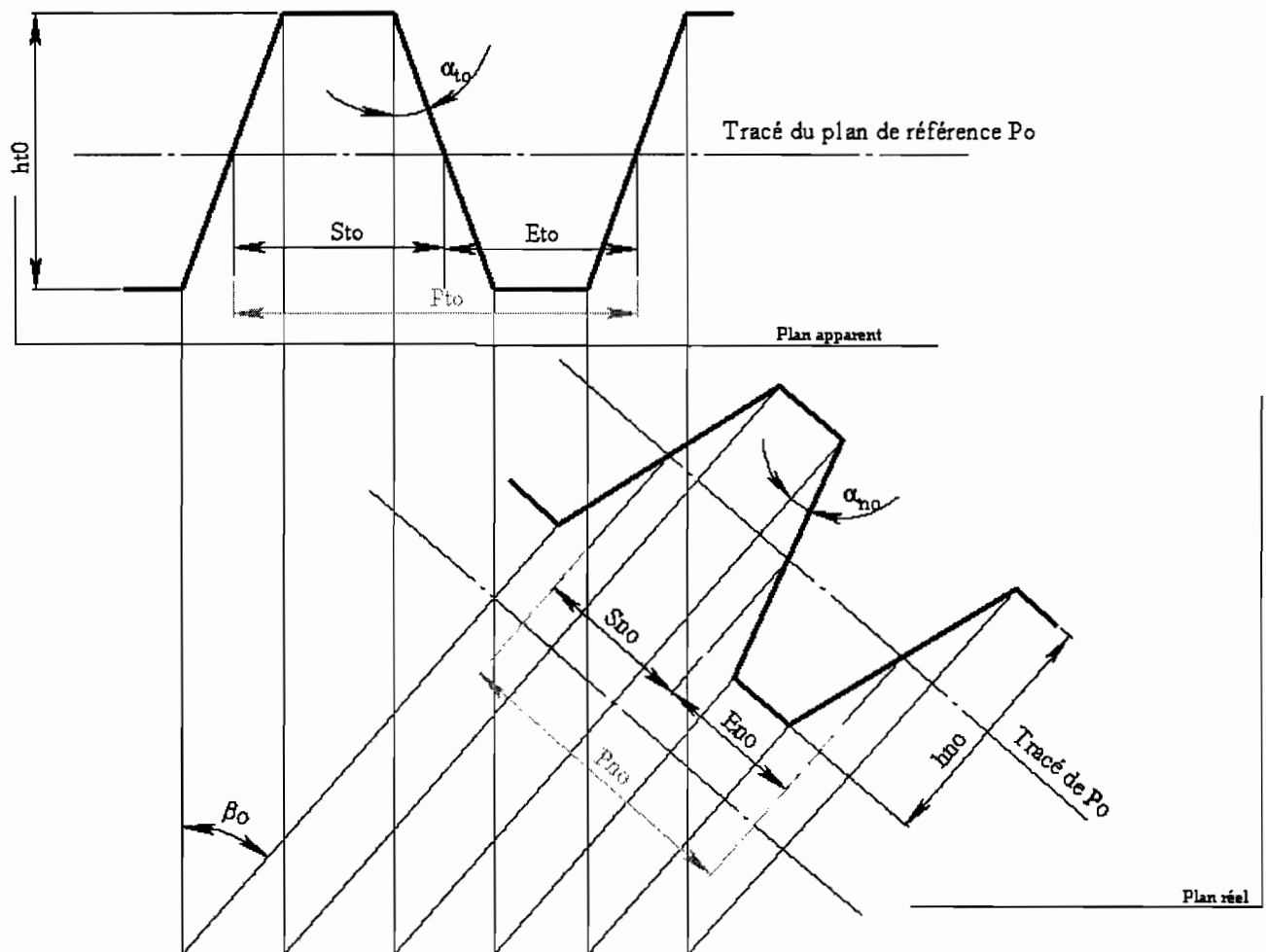


Figure 1.9 : Mise en évidence de l'inclinaison de la crémaillère

Sachant que le plan apparent (Pt) d'une roue à denture hélicoïdale est identique au plan réel d'une denture droite, nous pouvons déduire de l'étude précédente les caractéristiques apparentes de la denture hélicoïdale.

x = coefficient de déport ($x=0$ pour une roue sans déport de denture).

m_t = module apparent

m_n = module réel

α_n = angle de pression mesuré dans le plan réel.

α_t = angle de pression mesuré sur le plan apparent.

Nous avons :

- *Diamètre primitif*: $d = m_t . Z$
- *Diamètre de tête*: $d_a = d + 2(1 + x)m_n$
- *Saillie de la dent*: $h_a = (1 + x)m_n = y_1 . m_n$
- *Diamètre de pied*: $d_f = d - 2(1,25 - x)m_n$
- *Creux de la dent*: $h_f = (1,25 - x)m_n = y_2 . m_n$
- *Hauteur de la dent*: $h = h_a + h_f = 2,25 m_n$
- *Pas réel au primitif*: $p_n = \pi . m_n$
- *Epaisseur réelle de la dent au primitif*: $S_n = \left(\frac{\pi}{2} + 2 x \operatorname{tg} \alpha_n \right) . \frac{m_n}{\cos \beta}$
- *Intervalle réel entre deux dents au primitif*: $E_n = \left(\frac{\pi}{2} - 2 x \operatorname{tg} \alpha_n \right) . \frac{m_n}{\cos \beta_0}$

Les caractéristiques de la denture peuvent aussi être déterminées de façon géométrique comme nous l'avons montré sur la figure 1.10.

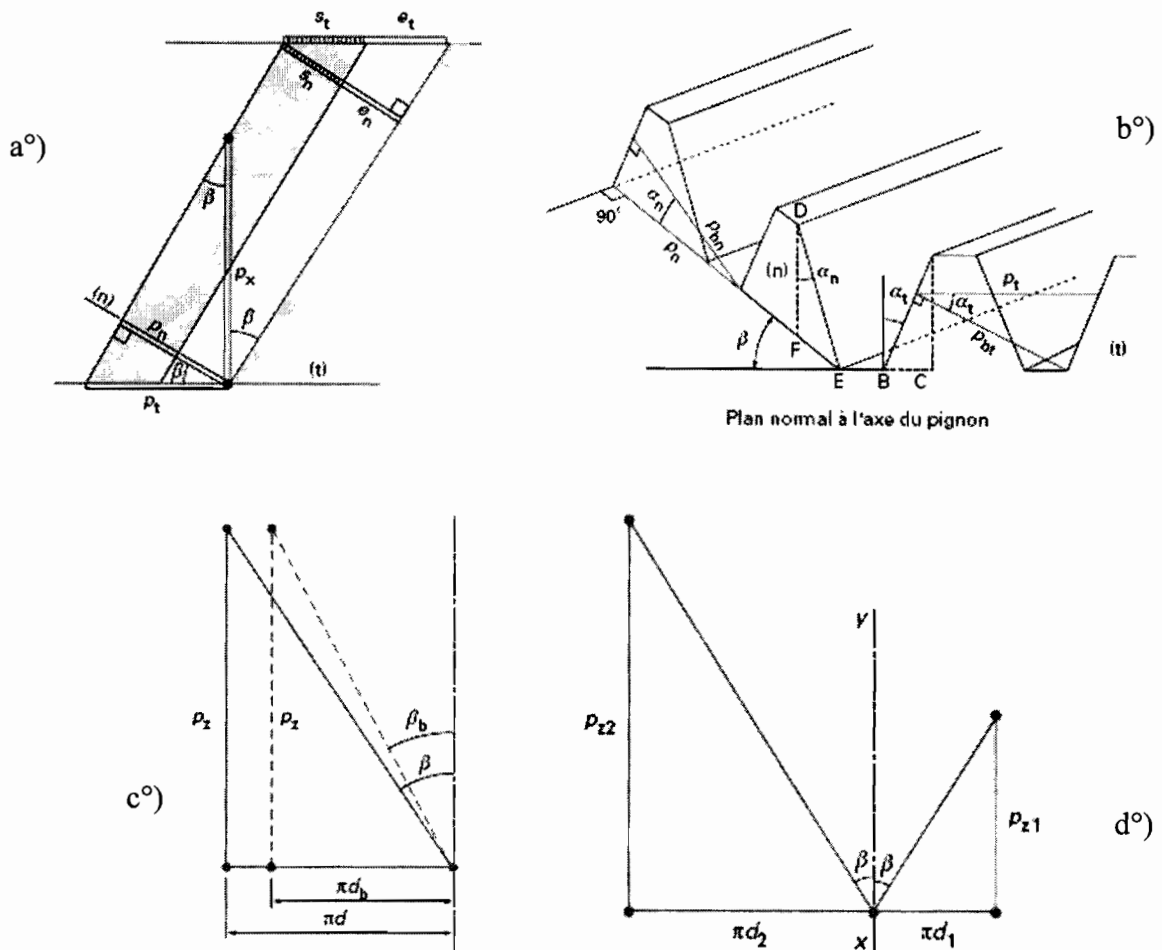


Figure 1.10 : Éléments géométriques d'une denture hélicoïdale

Chapitre 2 : Etude de la Continuité d'engrènement des engrenages à denture parallèle

1. Engrenages parallèles extérieurs à denture droite :

La figure 2.1 schématise l'engrènement de deux roues de centre O_1 et O_2 d'un engrenage parallèle extérieur, dans un plan perpendiculaire aux axes (les dentures sont toujours considérées en développante de cercle).

La ligne d'action de cet engrènement est la droite T_1T_2 passant par le point I de contact des deux cercles primitifs, tangents aux deux cercles de base et inclinée d'un angle α par rapport à la tangente commune aux deux cercles primitifs en I.

La roue O_2 étant supposée menante.

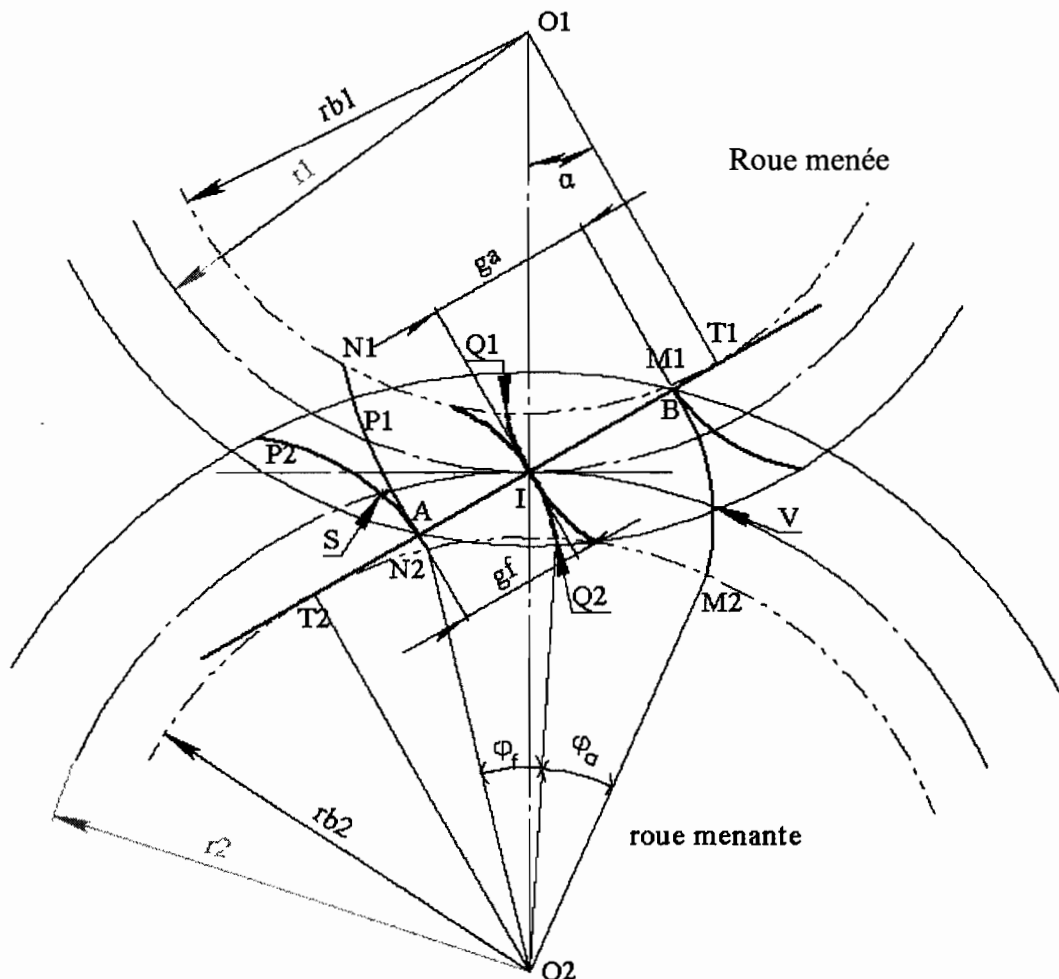


Figure 2.1 : Continuité d'engrènement

a) Début de l'engrènement :

Le profil P_1 est attaqué à sa pointe par le profil P_2 . Le point d'action commençante est le point d'intersection A de la ligne d'action et du cercle de tête de la roue menée.

Les points de rebroussement des profils P_1 et P_2 occupent alors les position N_1 et N_2 .

b) Point de contact en I :

La période d'approche est celle qui est comprise entre le début de l'action et le moment où le point de contact est I.

Pendant cette période :

➤ Le point de contact se déplace sur la ligne d'action de A à I. La longueur AI est appelée longueur d'approche (symbole : g_f)

➤ La roue O_2 a tourné de l'angle $\varphi_f = N_2 \hat{O}_2 Q_2$ (notons que $AI = \text{arc } N_2 Q_2$).

➤ L'arc d'approche : C'est la longueur de l'arc parcouru par un point de l'un quelconques des deux cercles primitifs pendant la période d'approche : il est mesuré par l'arc SI du cercle primitif de la roue O_2 (symbole : a_f)

$$\text{Nous avons : } \begin{cases} a_f = \varphi_f \cdot r_2 \\ g_f = \varphi_f \cdot r_{b2} \end{cases}$$

$$\text{C'est-à-dire } a_f = \frac{g_f}{\cos \alpha}$$

c) Fin de l'engrènement :

Le profil P_2 est en contact, par sa pointe avec le profil P_1 . Le point extrême d'action B est l'intersection de la ligne d'action avec le cercle de tête de la roue menante.

La période de retraite est comprise entre le moment où le point de contact coïncide avec I et la fin de l'action.

Pendant cette période :

➤ Le point d'action se déplace sur la ligne d'action, de I à B. La longueur IB est la longueur de retraite (symbole g_a).

➤ La roue O_2 a tourné de l'angle φ_a :

$$IB = \text{arc } Q_2 M_2$$

➤ L'arc de retraite : c'est la longueur de l'arc parcouru par un point de l'un quelconque des deux cercles primitifs pendant la période de retraite : il est mesuré exemple par l'arc IV du cercle primitif de la roue O_2 (symbole : a_a).

$$g_a = \varphi_a \cdot r_{b2}$$

$$a_a = \varphi_a \cdot r_2$$

Nous obtenons :
$$a_a = \frac{g_a}{\cos \alpha}$$

L'arc de conduite est la longueur de l'arc parcouru par un point de l'un des deux cercles primitifs, depuis le début jusqu'à la fin de l'action : il est mesuré par exemple par l'arc SV (symbole : a_α)

AB = longueur d'action

1.1 Calcul du rapport de conduite :

Pour assurer la continuité d'engrènement, il faut évidemment que lorsque les profils conjugués P_1 et P_2 cessent d'être en contact, un autre couple de profils conjugués soit déjà en contact. Ce qui est spécifié par la seule formule :

$$AB > \text{pas normal},$$

$$\underline{\text{Arc de conduite} > \text{pas primitif}}$$

Soit ε_α le rapport de conduite :
$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} = \frac{a_\alpha}{p}$$

$$\begin{aligned}
 g_f &= AI = AT_1 - IT_1 \\
 &= \sqrt{(r_1 + h_{a1})^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha} - r_1 \sin \alpha \\
 g_a &= IB = T_2 B - IT_2 \\
 &= \sqrt{(r_2 + h_{a2})^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha} - r_2 \sin \alpha
 \end{aligned}$$

Ce calcul sera fait en fonction des éléments suivants : nombre de dents Z_1 et Z_2 , saillie h_{a1} et h_{a2} des dentures des deux roues, angle de pression α .

$$\text{En posant : } \begin{cases} 2r_1 = z_1 \cdot m \\ 2r_2 = z_2 \cdot m \\ h_{a1} = y_1 \cdot m \\ h_{a2} = y_2 \cdot m \end{cases}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2 \alpha + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \sin^2 \alpha + y_2^2 + z_2 y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \sin \alpha \right]$$

$$\text{Soit : } \begin{cases} N_1 = \frac{z_1}{y_1} \\ N_2 = \frac{z_2}{y_2} \end{cases}$$

L'équation devient : $\varepsilon_\alpha = y_1 \cdot U_1 + y_2 \cdot U_2$

U_1 et U_2 étant deux fonctions correspondantes égales à :

$$U = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \frac{1 + \frac{1}{N}}{\frac{\sin \alpha}{2} + \sqrt{\frac{\sin^2 \alpha}{4} + \frac{1}{N^2} + \frac{1}{N}}}$$

L'abaque de la figure 2.2 permet de déterminer facilement U_1 et U_2 pour, des valeurs de l'angle de pression α s'échelonnant de $12^\circ 30'$ à 30° . La partie de droite est utilisée pour les dentures extérieures.

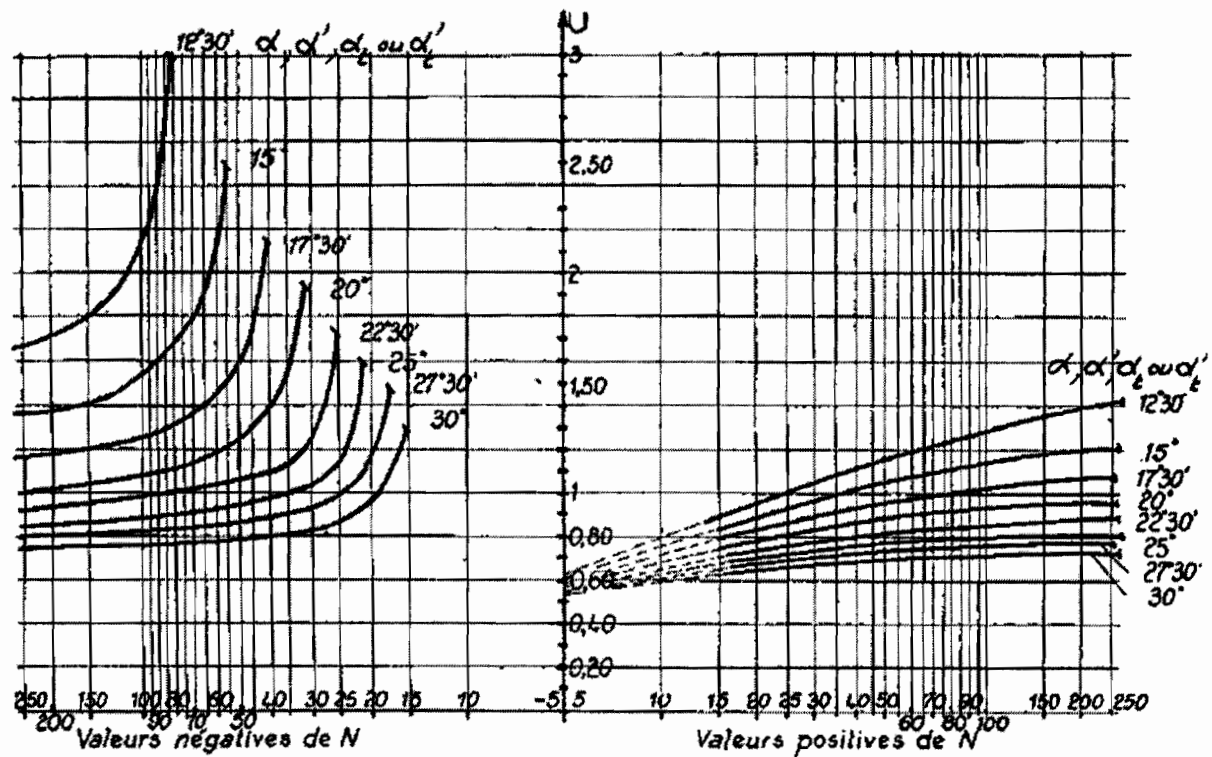


Figure 2.2 : détermination graphique de U_1 et U_2

Remarque :

- les valeurs négatives de N sont réservées pour les dentures intérieures
- α peut être remplacé par α' (angle de pression de fonctionnement), ou par α_t (angle de pression apparent), ou bien par α'_t (angle de pression apparent de fonctionnement).
- Nous pouvons constater que le rapport de conduite croît avec les saillies h_{a1} et h_{a2} ; il croît également si le rayon primitif de l'un des éléments de l'engrenage augmente. Par contre, une augmentation d'angle de pression a pour effet une diminution du rapport de conduite.

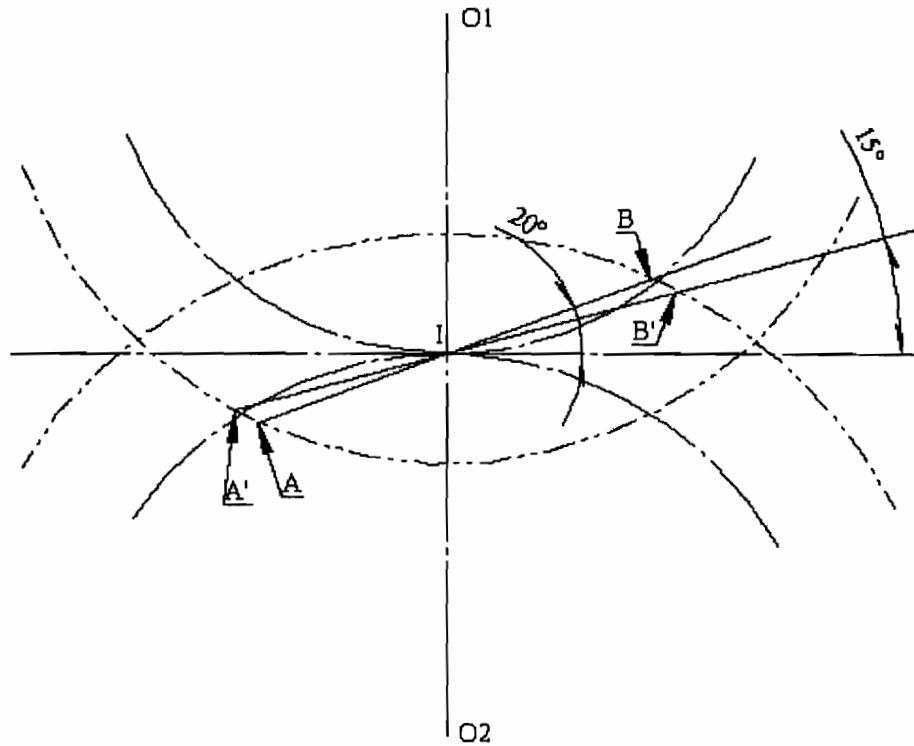


Figure 2.3 : variation du rapport de conduite en fonction de l'angle de pression

1.2 Détermination du rayon actif de pied :

Soient z le nombre de dents d'un pignon et z' celui de la roue d'un engrenage considéré. En ce qui concerne la roue de z dents, le contact s'étend jusqu'au point A de la développante : ce point est appelé point actif de pied. Le rayon correspondant est appelé rayon actif de pied : r_A .

Si dans la figure 2.4 l'organe mené était remplacé par un outil, le point A serait alors le point limite du profil utilisable de l'organe menant, limite du profil en développante. En dessous de ce point, jusqu'au pied de dent, nous aurions le profil de raccordement de pied.

m étant le module

α l'angle de pression

r'_a le rayon de tête de la roue conjuguée : $r'_a = r' + y' \cdot m$

Soit k une constante telle que : $k = \frac{z'}{z}$

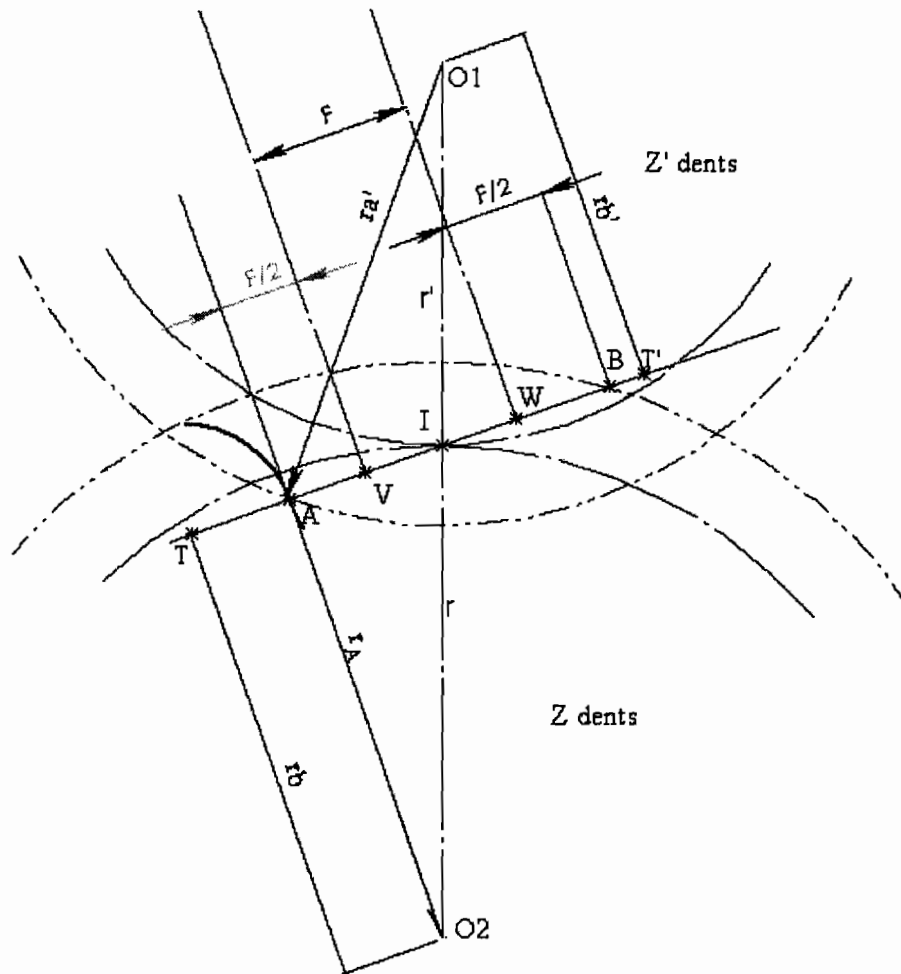


Figure 2.4 : Mise en évidence du rayon actif de pied.

En posant :

$$\rho = \frac{r_A}{m.z'}; \text{ et avec } X = \frac{y'}{z'}$$

$$\rho^2 = 0.25 + \frac{k^2}{2} \sin^2 \alpha + X^2 + kX + \frac{k}{2} \sin^2 \alpha - (k+1) \sin \alpha \sqrt{\frac{k^2}{4} \sin^2 \alpha + X^2 + kX}$$

Dans le cas de l'engrènement avec crémaillère, soit $z = \text{infini}$, la formule devient :

$$\rho = \sqrt{\frac{X^2}{\sin^2 \alpha} + 0.25} - X \quad d'o\grave{u} \quad r_A = m.z' \cdot \sqrt{\frac{X^2}{\sin^2 \alpha} + 0.25} - X$$

La détermination du rayon actif de pied est extrêmement utile dans les problèmes de taillage, de rectification ou de rasage de la denture. Il faut en effet que ces opérations de finition couvrent au minimum toute la partie active des dents.

2. Engrenages parallèles extérieurs à denture hélicoïdale :

La figure 2.5 schématise l'engrènement de deux dentures hélicoïdales conjuguées. Les profils apparents conjugués sont P_1 et P_2 sur la face avant, et sur la face arrière. Ces deux faces sont distantes de la valeur de la largeur de denture b . L'angle de pression apparent est α_t et l'inclinaison primitive β . Le décalage du profil par rapport au profil P_1 mesuré sur le cylindre primitif, est $v_1 i_1'$. Le décalage du profil par rapport au profil P_2 , mesuré sur le cylindre primitif, est $v_2 i_2'$.

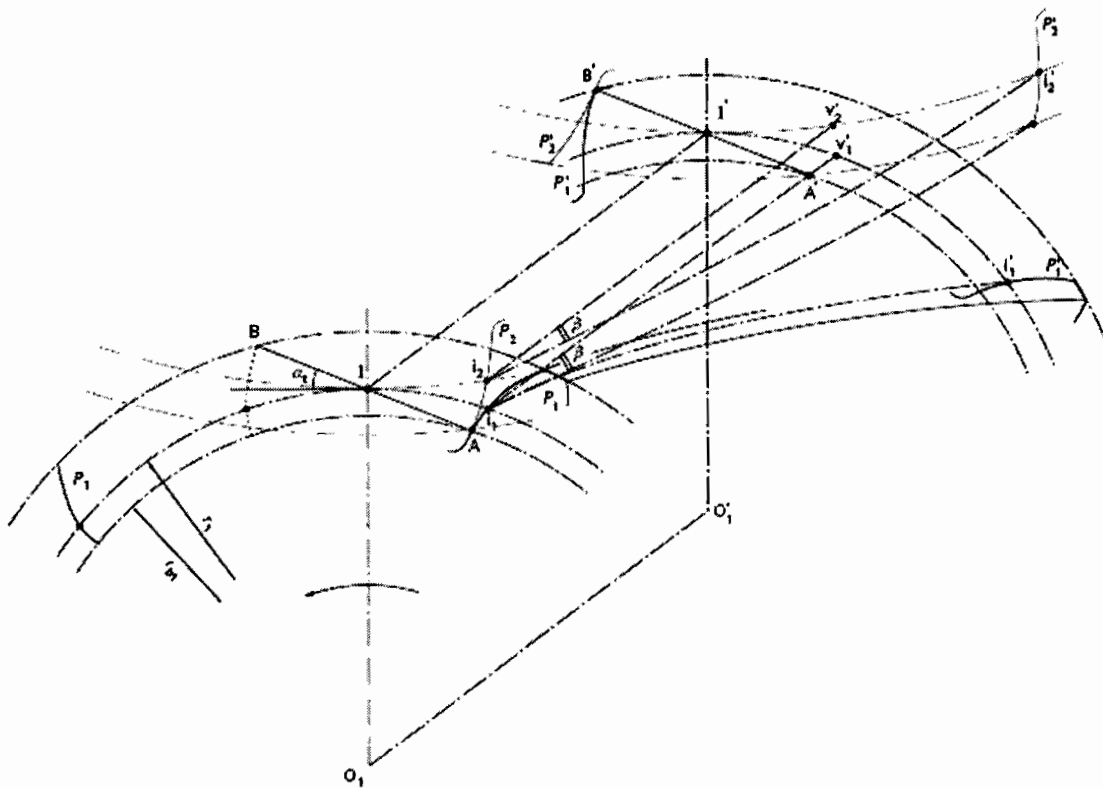


Figure 2.5 : Engrènement de profils à denture hélicoïdale

L'engrènement du couple de dentures conjuguées commence au point A où le profil P_2 commence à attaquer le profil conjugué P_1 . Il se termine en B' lorsque le couple de profils conjugués ($P_2' - P_1'$) a cessé son action.

a) Longueur de recouvrement : g_β

Les deux décalages $v_1' i_1'$ et $v_2' i_2'$ sont évidemment égaux, et portent la désignation de longueur de recouvrement : en supposant par la pensée les deux triangles rectangles $i_1' v_1' i_1'$ et $i_2' v_2' i_2'$ obtenus en développant sur un plan chacun des deux cylindres primitifs, nous obtenons : $g_\beta = b \tan \beta$

b) Rapport de conduite apparent et rapport total de conduite :

Le rapport total de conduite ε_γ est donné par :

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

c) Rapport de conduite apparent ε_α :

Avec le sens de rotation du pignon menant indiqué sur la figure 2.6, le contact entre les dentures conjuguées commence en A où commence le contact des profils apparents sur la face avant ; ces profils apparents continuent à être en contact jusqu'en B, après une longueur de conduite apparente g_α , à laquelle correspond le rapport de conduite apparent :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{bt}} = \frac{g_t}{p_t}$$

$$\varepsilon_\alpha = y_1 \cdot U_1 + y_2 \cdot U_2$$

U_1 et U_2 pouvant être déterminés par calcul ou graphiquement (Figure 2.2).

d) Rapport de recouvrement apparent : ε_β

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{\pi \cdot m_t} \quad (b \text{ étant la largeur de la denture}).$$

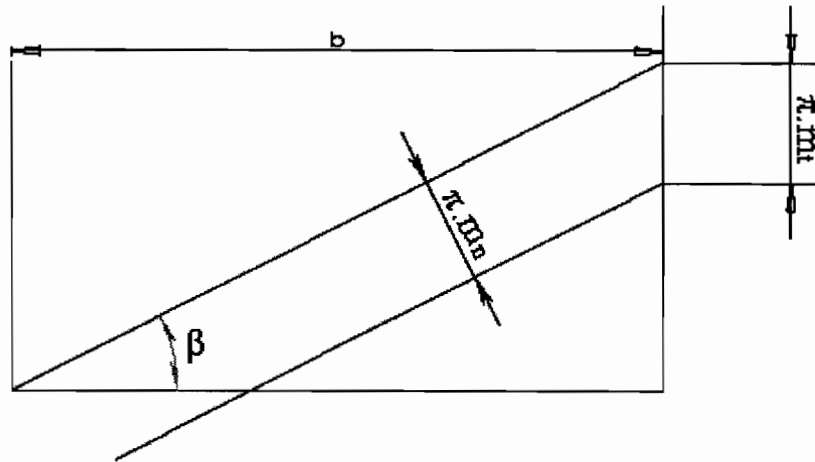


Figure 2.6 : Mise en évidence des paramètres du rapport de recouvrement

3. Condition de fonctionnement des engrenages parallèles :

3.1 Paramètres de fonctionnement d'un engrenage :

Les paramètres de fonctionnement sont différents de ceux du taillage. Cette différence est due principalement au déport et à la correction de denture avec ou sans changement d'entraxe.

L'engrenage pignon-roue est défini par trois paramètres supplémentaires :

- α' : angle de pression de fonctionnement
- m' : module de fonctionnement
- $O_1O_2 = a'$ Entraxe de fonctionnement

m' et α' sont calculés à partir des deux conditions suivantes :

Soit :

AI.....Segment d'approche

AB.....Segment de conduite

VW.....Segment de contact unique

Nous pouvons donner l'expression de:

➤ **l'angle de pression de fonctionnement** : $\alpha' = \arccos \left[\frac{a}{a'} \cdot \cos \alpha \right]$

➤ **le module de fonctionnement** : $m' = \frac{a'}{a} m$

Etant donné que le nombre de dents ne change pas pendant le fonctionnement, la connaissance du module et de l'angle de pression de fonctionnement permet de déterminer les autres paramètres.

3.2 Définition des conditions de fonctionnement :

➤ **Condition de contacts entre deux développantes homologues:**

Le contact doit s'établir au-delà des points de rebroussement des profils en développantes.

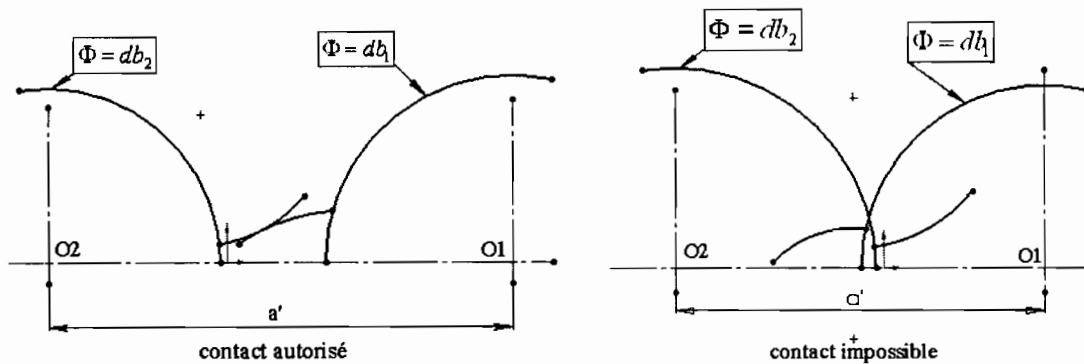


Figure2.7 : Succession de contact

L'entraxe de fonctionnement doit respecter la condition : $a' > \frac{db_1 + db_2}{2} = m_0 \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cos \alpha_0$

➤ **Condition pour la succession du contact entre deux développantes :**

Soit C_{11} et C_{21} deux développantes consécutives du cercle de base d_{b1} ; soit C_{12} et C_{22} deux développantes consécutives du cercle de base d_{b2} ; soient M_{11} , M_{21} , M_{12} et M_{22} les points de rebroussement des courbes C_{11} , C_{21} , C_{12} , C_{22} .

M_1 appartient à C_{11} et M_2 à C_{21} , d'où $M_{11}M_{21} = M_1M_2$;

M_1 appartient à C_{12} et M_2 à C_{22} , d'où $M_{12}M_{22} = M_1M_2$;

Soit $M_{11}M_{21} = M_{12}M_{22}$.

C'est-à-dire le même pas de base : $p_{b1} = p_{b2}$

Pour que la succession du contact soit réalisée, il faut que les deux pas de base soient les mêmes.

Or $p_{b1} = \pi \cdot m_{01} \cdot \cos \alpha_{01}$ et $p_{b2} = \pi \cdot m_{02} \cdot \cos \alpha_{02}$

Et dans le cas de la denture normalisée, il faut que le pignon et la roue soient taillés avec un outil de même module m_0 : $m_{01} = m_{02} = m_0$

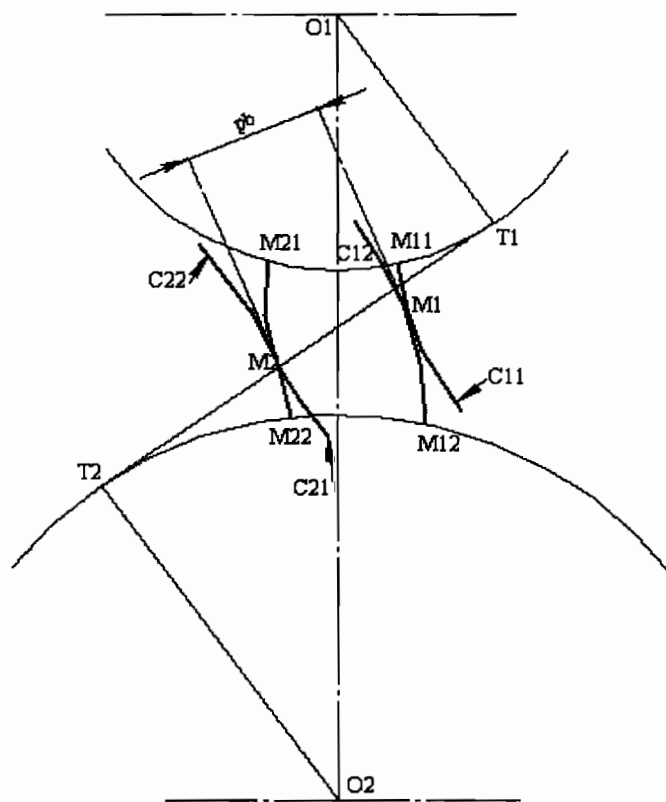


Figure 2.8 : Succession de contact entre deux dents homologues

➤ *Existence de jeux radiaux en fond de denture de la roue ($J_{r2} > 0$) et en fond de denture du pignon ($J_{r1} > 0$)*

L'existence de ce jeu évitera le talonnement au fond de la denture.

➤ **Condition de contact entre les développantes anti-homologues**

Pour une transmission idéale de fonctionnement, il n'existe aucune possibilité de jeu angulaire entre le pignon et la roue.

La condition de fonctionnement sans jeu angulaire associé au roulement sans glissement en I se traduit par : $S'_1 + S'_2 = p' = \pi.m'$.

S'_1 épaisseur curviligne au primitif de fonctionnement, de la dent du pignon 1.

S'_2 épaisseur curviligne, au primitif de fonctionnement, de la dent de la roue 2.

P' pas au primitif de fonctionnement, défini par $p' = \pi.m'$

$$d'_1 = m'Z_1 \text{..et..} d'_2 = m'Z_2, \text{soit..} a' = m' \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

$$\text{Or } S_i = d_i \cdot \left(\frac{S_0}{d} + \text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\alpha_i \right)$$

Il en déduit :

$$S'_1 = d'_1 \cdot \left[\frac{S_1}{d_1} + (\text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\alpha') \right]$$

$$S'_2 = d'_2 \cdot \left[\frac{S_2}{d_2} + (\text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\alpha') \right]$$

D'où :

$$\pi.m' = m'Z_1 \cdot \left[\frac{S_{01}}{d_1} + (\text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\alpha') \right] + m'Z_2 \cdot \left[\frac{S_{02}}{d_2} + (\text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\alpha') \right]$$

$$\text{En posant } \begin{cases} S_{01} = \frac{\pi.m_0}{2} + 2x_1.m_0.\tan\alpha_0 \text{...avec...} d_1 = m_0Z_1 \\ S_{02} = \frac{\pi.m_0}{2} + 2x_2.m_0.\tan\alpha_0 \text{...avec...} d_2 = m_0Z_2 \end{cases}$$

$$\text{Il vient : } \pi = \frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan\alpha_0 + \frac{\pi}{2} + 2x_2.\tan\alpha_0 + (Z_1 + Z_2)(\text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\alpha')$$

$$\text{Soit : } \boxed{\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha_0 + 2.(x_1 + x_2) \left(\frac{\tan \alpha_0}{Z_1 + Z_2} \right)}$$

Remarque :

Cette relation permet de calculer les caractéristiques de fonctionnement théorique sans jeu en définissant α' , angle de pression de fonctionnement.

Les dispositions d'entraxe de fonctionnement sans jeu (a') et d'entraxe théorique sans variation (a), permettent d'écrire :

$$2a' = d'_1 + d'_2 = \frac{d_{b1} + d_{b2}}{\cos \alpha'} \dots \text{et} \dots 2a_0 = d_1 + d_2 = \frac{d_{b1} + d_{b2}}{\cos \alpha_0}.$$

$$d' \text{ où } \dots \frac{m'}{m_0} = d'_2 = \frac{a'}{a_0} = \frac{d'_1}{d_1} = \frac{d'_2}{d_2} = \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha'}$$

Nous avons deux modes de fonctionnement dans les trois cas suivants :

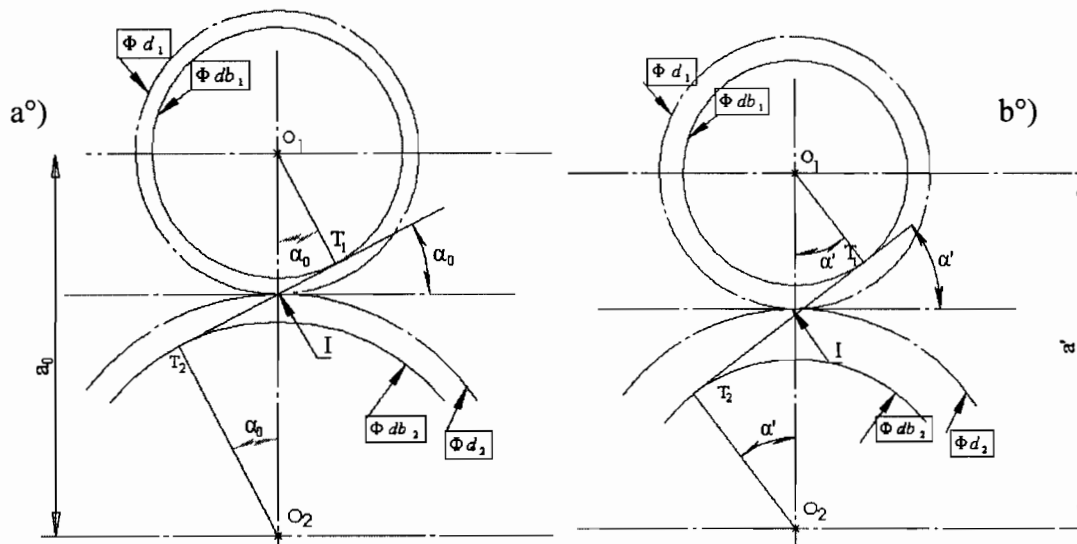


Figure 2.9 : dentures corrigées

1°) $x_1 + x_2 \neq 0$: L'engrenage est dit corrigé avec variation d'entraxe ($a' \neq a_0$ impose $\alpha' \neq \alpha_0$).

2°) $x_1 \neq 0$ et $x_1 + x_2 = 0$: l'engrenage est dit corrigé sans variation d'entreaxe ($a' = a_0$ impose $\alpha' = \alpha_0$).

3°) Si, de plus, $x_1 = x_2 = 0$ l'engrenage est dit normal ou non corrigé.

➤ **Conditions pour la continuité de conduite :**

Elle est associée au rapport de conduite.

L'étude cinématique a mis en évidence le domaine théorique de la conduite : T_1T_2 .

Etant donné que les surfaces actives des développantes sont limitées par les cercles de tête de diamètre respectif d_{a1} et d_{a2} , qui définissent le segment de conduite AB. Comme T_1T_2 roule sans glisser sur le cercle de base, il suffit que AB soit supérieur au pas de base p_b pour avoir au minimum une dent en prise.

L'expérience de ce type de transmission conduit à considérer un engrenement correct si $\varepsilon_a > 1,3$ (d'après les normes).

$$\text{Avec } \varepsilon_a = \frac{AB}{p_b}$$

Chapitre 3 : Mise en évidence des interférences dans les dentures cylindriques extérieures

1. Généralités sur les interférences des dentures cylindriques extérieures :

Pour engrener correctement, deux profils en contact doivent rester constamment tangents et dans le cas des dentures à développante de cercle, le lieu des points de contact successifs est une droite tangente aux cercles de base. S'il en est autrement, on dit qu'il se produit le phénomène d'interférence.

Pour mettre en évidence les phénomènes d'interférence (figure 3.1), nous allons considérer l'engrènement de deux profils conjugués P_1 et P_2 que nous supposons complets, c'est-à-dire allant jusqu'à leur cercle de base respectif.

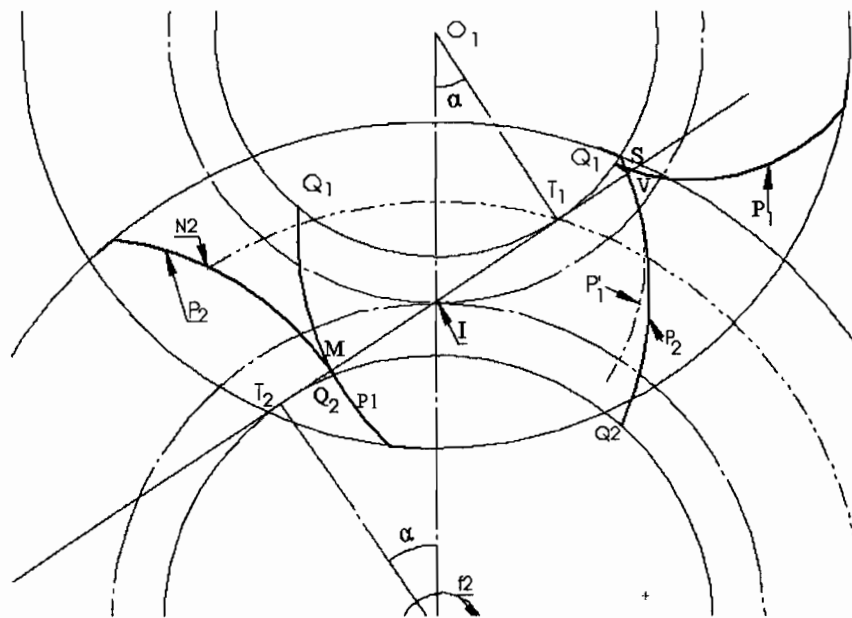


Figure 3.1 : Mise en évidence de l'interférence théorique

A un instant donné, les deux profils sont en contact au point M, situé sur la ligne d'action. L'engrènement se poursuivant, le point d'action se déplace pour arriver au point particulier T_1 ; le contact s'effectue alors suivant les points N_2 de P_2 et Q_1 de P_1 qui sont venus se confondre en T_1 . Poursuivons maintenant l'étude de l'engrènement au-delà du point T_1 . Au point V de la ligne d'action, le centre de courbure de P_2 est le point T_2 où la ligne d'action est tangente au

cercle de base de P_2 . Le profil conjugué de P_2 , soit P'_1 , a son centre de courbure en T_1 , point de tangence de la ligne d'action (normale commune à P_2 et P'_1 en V), avec le cercle de base correspondant. Le profil P'_1 a donc une courbure dirigée dans le même sens que P_2 ; ce n'est autre que la branche fictive de P_1 , les deux profils P_1 et P'_1 étant symétriques par rapport au rayon O_1Q_1 . Comme le montre la figure, le point Q_1 se trouve donc à l'intérieur du profil P_2 . Celui-ci coupe alors la branche réelle de développante P_1 (au point S) : c'est ce qu'on appelle l'interférence théorique.

S'il y'a un jeu entre dents important, la transmission n'est certes arrêtée, mais le contact s'effectue dans de très mauvaises conditions, donnant lieu à des variations de vitesse angulaire, à des vibrations intenses et à une usure très rapide. Si, par contre, le jeu entre dents est nul ou faible, il se produit le coincement.

Pour éviter l'interférence théorique, nous voyons que la saillie maximale admissible pour la roue O_2 a comme valeur ν_2 (telle que le point de tête passe par le point T_1 , point d'interférence).

2. Interférence de taillage :

2.1 Interférence de taillage avec l'outil pignon :

2.1.1 Existence d'une interférence de taillage :

Nous allons maintenant remplacer le pignon O_1 par un outil pignon O_0 comme montré sur la figure 3.2.

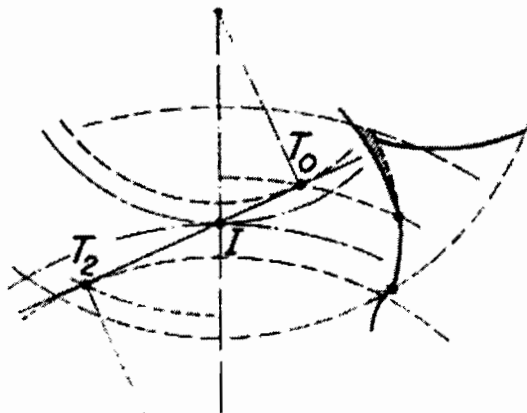


Figure 3.2 : Interférence de taillage avec outil pignon

Nous voyons que la saillie h_{a2} de la roue taillée dépasse la valeur maximum admissible v_2 : l'interférence se traduit alors par une dépouille de toutes la partie (2) du sommet des dents de la roue. D'un autre côté, comme la saillie h_{a0} de l'outil est plus grande que la saillie maximale admissible v_0 , l'interférence produite provoque un dégagement prononcé du pied des dents de la roue.

Il est facile de voir que les risques d'interférence augmentent lorsque le nombre de dents de la roue augmente (la crémaillère est le cas le plus défavorable) ou le nombre de dents du pignon diminue.

L'interférence se produit d'autant plus que le nombre de dents de la roue augmente et que celui du pignon diminue. Le taillage avec l'outil crémaillère en est une parfaite illustration.

2.1.2 Détermination de la surface de raccordement de pied :

Les figures 3.3 schématisent les trois cas possibles de profil de raccordement de pied.

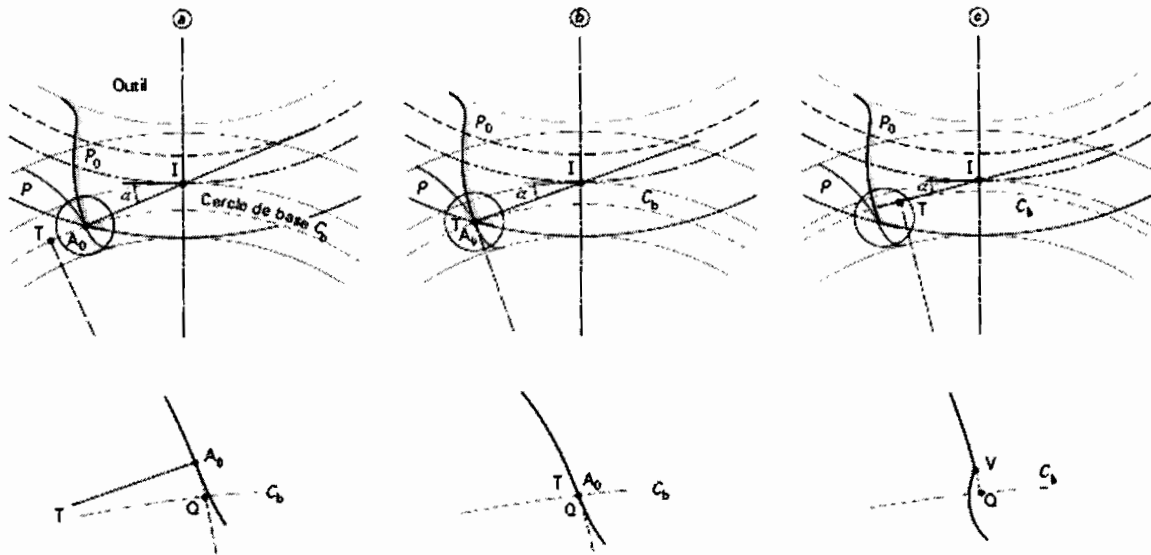


Figure 3.3 : Profil de raccordement de pied

Figure a : il n'y a pas d'interférence de taillage ; le profil en développante s'arrête au point A_0 extérieur au cercle de base.

Figure b : à la limite de l'interférence de taillage, le profil en développante va jusqu'à son cercle de base.

Figure c : lorsqu'il y a interférence de taillage, la dent se trouve dégagée au pied. Un angle vif situé à l'extérieur du cercle de base marque la limite du profil en développante.

A la limite de l'interférence :

r_{inv} = rayon de base

$$\rho_{inv} = \frac{\cos \alpha}{2} \left(\text{ou } \frac{\cos \alpha_{t0}}{2} \right)$$

Avec α = angle de pression de fonctionnement pendant le taillage.

2.2 Interférence de taillage avec l'outil crémaillère :

La droite de dégagement est une droite de la crémaillère située à une distance A_0 du plan de référence P_0 (sur la crémaillère normalisée).

Il y'a interférence lorsque la droite de dégagement coupe la ligne d'action IT en dessous du point T. Dans ce cas, la crémaillère vient entailler le pied de dent.

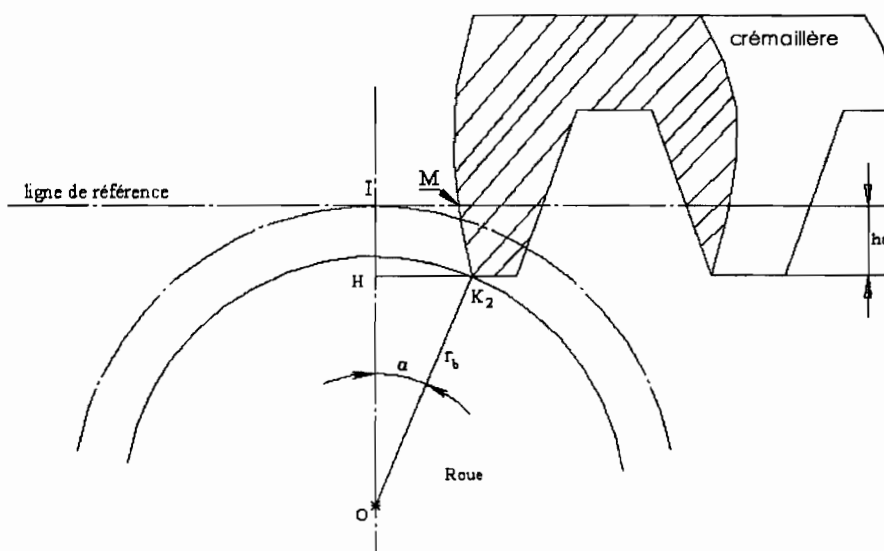


Figure 3.4 : interférence de taillage avec outil crémaillère

2.2.1 Equation de la trochoïde dans le cas d'un outil à angles non arrondis :

La figure 3.5 montre le profil de raccordement C, qui est un trochoïde engendrée par l'extrémité N de l'outil.

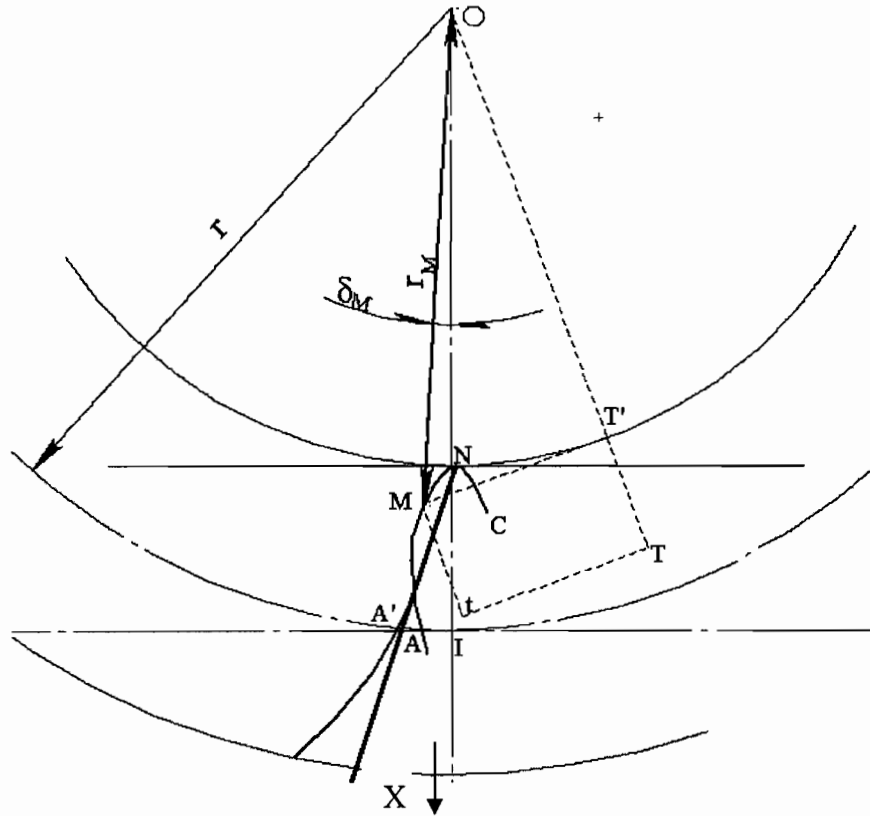


Figure 3.5 : Mise en évidence du profil de raccordement

Soient r_M et δ_M les coordonnées polaires d'un point quelconque appartenant à C.

δ_M est déterminé par rapport à l'axe de symétrie OX de la trochoïde. Le point M correspond à la position du point N après un roulement sans glissement de la ligne primitive de la crémaillère sur le cercle primitif de la roue, amenant le point de tangence en T.

En adoptant successivement une certaine valeur de M et en posant $IN = b$, il peut s'écrire :

$$\delta_M = (MOT') - (XOT')$$

$$\text{tg}(MOT') = \frac{\sqrt{r_M^2 - (r - b)^2}}{(r - b)}$$

$$(XOT') \text{ en radians} = \frac{IT}{r} = \frac{Tt}{r} = \frac{MT'}{r} = \frac{\sqrt{r_M^2 - (r - b)^2}}{r}$$

La trochoïde peut ainsi être déterminée point par point en faisant varier r_M à partir de sa valeur minimale $(r - b)$.

$$\rho_M = \frac{r_M}{2r} = \frac{r_M}{m_0 \cdot z}$$

Soient :

$$y_0 = \frac{b}{m_0} \quad \text{et} \quad X = \frac{y_0}{z}$$

$$\begin{aligned} \text{tg}^2(MOT') &= \frac{r_M^2 - (r - b)^2}{(r - b)^2} \\ &= \frac{\rho_M^2 - (0,5 - X)^2}{(0,5 - X)^2} \\ &= \left(\frac{\rho_M}{0,5 - X} \right)^2 - 1 \\ \text{tg}(MOT) &= \sqrt{\left(\frac{\rho_M}{0,5 - X} \right)^2 - 1} \\ (XOT' \text{ rad})^2 &= \frac{r_M^2 - (r - b)^2}{r^2} \\ &= \frac{\rho_M^2 - (0,5 - X)^2}{0,25} = 4[\rho_M^2 - (0,5 - X)^2] \\ XOT' \text{ rad} &= 2\sqrt{\rho_M^2 - (0,5 - X)^2} \end{aligned}$$

Nous avons ainsi :

$$\delta_M \text{ degrés} = \arctg \sqrt{\left(\frac{\rho_M}{0,5 - X} \right)^2 - 1} - \frac{360^\circ}{\pi} \sqrt{\rho_M^2 - (0,5 - X)^2}$$

Le point de dégagement ou d'interférence maximale correspond à la valeur maximale de δ_M .

Or nous savons que δ_M est maximal lorsque $\frac{d\delta_M}{d\rho_M} = 0$.

Nous aurons après calcul de la dérivée :

$$\delta_M \text{ est max pour } \rho_M = \rho_{inv} = \sqrt{\frac{0,5 - X}{2}}$$

a) Influence du déport sur l'interférence :

D'après l'étude faite, l'interférence théorique peut être mise en évidence en comparant tout simplement le rayon actif de pied de l'engrenage considéré avec le rayon actif maximal. Ainsi, il y'aura interférence théorique lorsque :

$$\rho_M \geq \rho_{inv}$$

Or, pour un taillage avec outil crémaillère :

$$\rho_{inv} = \sqrt{\frac{0,5 - X}{2}} \quad \text{Avec } X = \frac{y_0}{Z} \quad \begin{cases} y_0 = \text{coefficient de saillie de la crémaillère} \\ Z = \text{nombre de dents de la roue} \end{cases}$$

$$\rho_M = \sqrt{\frac{X^2}{\sin^2 \alpha} + 0,25 - X}$$

La condition de non interférence se traduit par :

$$\rho_M < \rho_{inv} \Rightarrow X < \frac{\sin^2 \alpha}{2}$$

$$y_0 = 1 - x \text{ (x = coefficient de déport), ce qui donne : } X = \frac{1 - x}{Z}$$

La formule devient :

$$\rho_M < \rho_{inv} \Rightarrow x > 1 - \frac{\sin^2 \alpha}{2} \cdot Z$$

Remarque : nous avons considéré comme élément la crémaillère alors que c'est la roue qui est déportée. C'est pourquoi nous avons eu $y_0=1-x$.

Ainsi, nous pouvons dire que pour éviter l'interférence théorique de taillage d'un engrenage dont le nombre de dents Z et l'angle de pression α sont fixés, il faudra prévoir un déport de denture dont le coefficient est en dessus d'une valeur limite x_{\min} , donnée par :

$$x_{\min} = 1 - \frac{Z \cdot \sin 2\alpha}{2}$$

Remarque : Influences du déport sur les caractéristiques de la dent :

Le déport de denture permet d'optimiser un engrenage en :

- Evitant les interférences de taillage pour un nombre de dents faible.
- Evitant les interférences de fonctionnement.
- Equilibrant les usures.
- Obtenant une géométrie de denture correcte.
- Obtenant un rapport de conduite suffisant.
- Adaptant un entraxe de fonctionnement compatible avec un cahier de charge.

b) Influence de l'angle de pression :

En procédant de la même manière que dans le paragraphe précédent, nous pouvons trouver, si le nombre de dent et coefficient de déport sont donnés, la valeur limite de l'angle de pression en dessous duquel il y'aura interférence théorique de taillage.

Nous avons :

$$\rho_M < \rho_{inv} \Rightarrow \sin^2 \alpha > 2.X$$

$$\text{C'est à dire } \alpha > \arcsin \sqrt{2\left(\frac{1-x}{Z}\right)} \quad \text{ou bien} \quad \alpha > \arcsin \sqrt{2\left(\frac{1-x}{Z}\right)}$$

Ainsi une valeur maximale de α est donnée pour éviter l'interférence théorique (Z et x étant fixés) :

$$\alpha_{\min} = \arcsin \sqrt{2\left(\frac{1-x}{Z}\right)}$$

c) Influence du nombre de dents :

Dans plusieurs ouvrages, on donne la valeur $Z_0=17$ dents, comme nombre de dents minimal pour éviter l'interférence théorique, ce qui est en fait vrai pour une denture normalisée ($x = 0$ et $\alpha = 20^\circ$), mais cette valeur change si on fait varier l'angle de pression ou bien le coefficient de déport de denture. Cependant la valeur minimale de Z peut être calculée de la même manière que celle de α . Nous avons toujours la condition : $\rho_M < \rho_{inv} \Rightarrow Z > \frac{2 \cdot (1 - x)}{\sin^2 \alpha}$

D'où la valeur minimale de Z est donnée par Z_0 telle que :

$$Z_0 = \frac{2(1 - x)}{\sin^2 \alpha}$$

2.2.2 Influence de l'arrondi au sommet des dents de l'outil :

Soit B le centre de l'arrondi au sommet (voir figure 3.6). La saillie totale est égale à $1,25 \times m_0$. L'arrondi commence au point A situé à une distance m_0 de la ligne primitive. Sur le tracé, la distance de B à la ligne primitive soit $BB' = 0,91m_0$.

Soit T_B la trochoïde décrite par le centre B de l'arrondi. Son sommet A' est situé sur le rayon OX' .

$$\left. \begin{array}{l} II' = IB' \\ I' A' = BB' \\ y_0 = 0,91 - x \end{array} \right\} \delta_M \text{ est maximal } \rho_{inv} = \sqrt{\frac{0,5 - X}{2}} \Rightarrow r_v' = m_0 \cdot Z \cdot \rho_{inv} = m_0 \cdot Z \cdot \sqrt{\frac{0,5 - X}{2}}$$

Cependant l'angle δ_M correspondant peut être calculé par sa formule précédente.

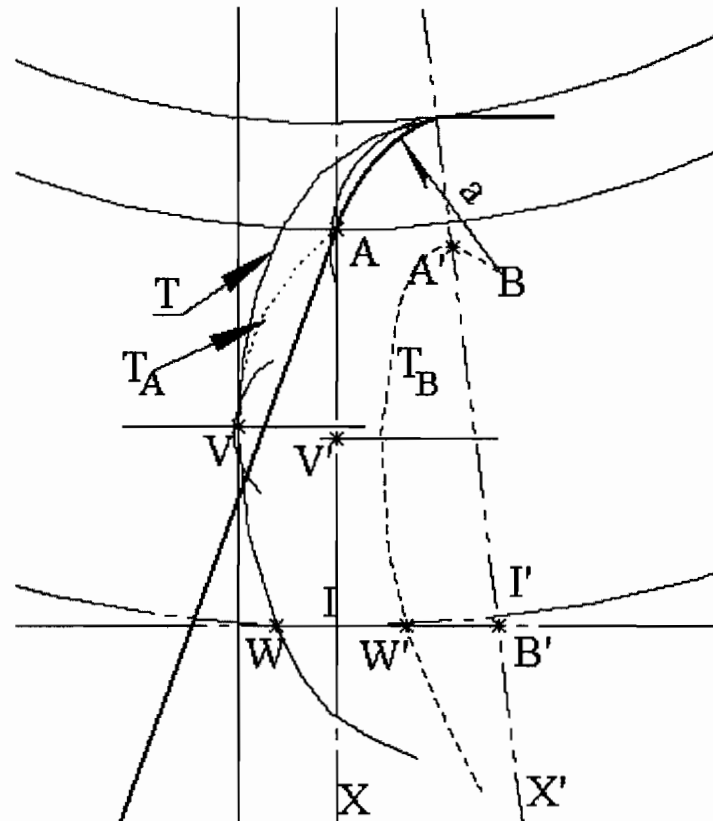


Figure 3.6 : Mise en évidence de l'arrondi au sommet des dents de la crémaillère de taillage

L'arrondi au sommet des dents de la crémaillère aura une grande influence sur les valeurs trouvées en haut. En effet, pour un coefficient de déport et un angle de pression, il sera possible de tailler avec un outil crémaillère un engrenage dont le nombre de dents minimal est inférieure à celui pour un outil à angle non arrondi. Après calcul puis simplification nous trouvons :

$$Z'_0 = \frac{2.(0,91 - x)}{\sin^2 \alpha}$$

Pour une denture normalisée, c'est-à-dire $x = 0$ et $\alpha = 20^\circ$ taillée avec outil crémaillère avec arrondi au sommet des dents $Z'_0 = 16$ dents

En procédant de la même manière, nous avons :

$$x_{\min} = 0,91 - \frac{Z \cdot \sin^2 \alpha}{2}$$

$$\alpha_{\min} = \arcsin \left[\sqrt{\frac{2.(0,91 - x)}{Z}} \right]$$

2.3 Interférence avec le profil de raccordement :

Comme règle générale, nous pouvons dire qu'il n'existe que très peu de pignons taillés avec interférence, c'est-à-dire que L'opération de taillage définit le point A_0 limite du profil en développante.

Avant que l'interférence théorique ne se produise, le sommet de dent de la roue menante aura donc interféré avec la surface de raccordement de pied de la roue menée.

Considérons l'un des deux organes de l'engrenage ; son profil de raccordement commence au rayon de dégagement maximal r_{inv} . Son rayon actif de pied dans l'engrènement avec l'organe conjugué est r_A . Comme règle générale, il faut pour une denture extérieure :

$$r_A \geq r_{inv}$$

Il convient en particulier de vérifier cette condition dans le cas d'un organe taillé par outil-pignon de faible nombre de dents et destiné à engrener avec un organe à grand nombre de dents. Lorsque le taillage est effectué avec outil-crémaillère ou fraise-mère, cette condition est toujours satisfaite.

3. Interférence de fonctionnement :

3.1 Interférence primaire :

Afin que le contact ait toujours lieu entre deux développantes de cercle, la ligne d'action maximale devra être T_1T_2 dans laquelle T_1 et T_2 sont respectivement les points de tangence de la ligne d'action avec les cercles de base du pignon et de la crémaillère.

Si le cercle de saillie de l'engrenage coupe la ligne d'action à un point qui se trouve à l'extérieur de cet intervalle, il n'y aura plus deux profils de développante de cercle en contact, et, par conséquent, le pignon et la roue interféreraient au pied de dent du pignon. La condition de non interférence s'exprime par : l'arc d'approche et de retraite doivent être tous les deux supérieurs au pas de base de l'engrenage.

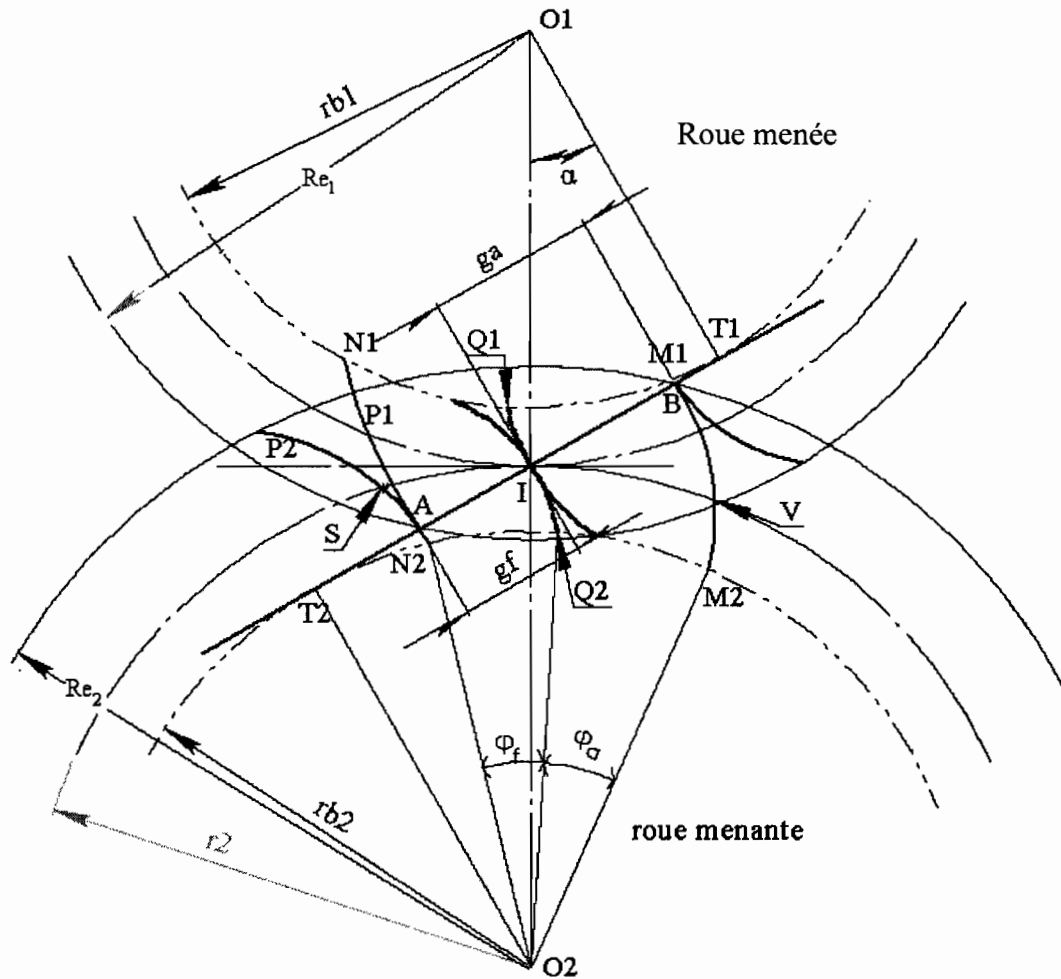


Figure 3.7 : mise en évidence de l'interférence primaire

La condition de non interférence peut s'exprimer à partir de la formule suivante :

$$\boxed{Re_2 < O_2 T_1}$$

Avec :

○ $Re_2 = \text{rayon du pignon} ; Re_2 = \frac{m' Z_2}{2} + (1 + x_2) m'$

○ $O_2 T_1 = \sqrt{r_{b2}^2 + T_1 T_2^2} = \sqrt{\left(\frac{m' Z_2}{2} \cos \alpha'\right)^2 + (a' \sin \alpha')^2}$ où $a' = m' \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2}$

Remarque : l'indice « 1 » concerne la roue menée et « 2 » la roue menante.

3.2 Interférence secondaire :

Au pied de la dent, la développante est remplacée par un profil de raccordement FD , le point D étant en général situé à l'extérieur du cercle de base. Toute la développante n'étant pas utilisable jusqu'au cercle de base ; il faut donc définir une condition de non interférence plus stricte que la précédente.

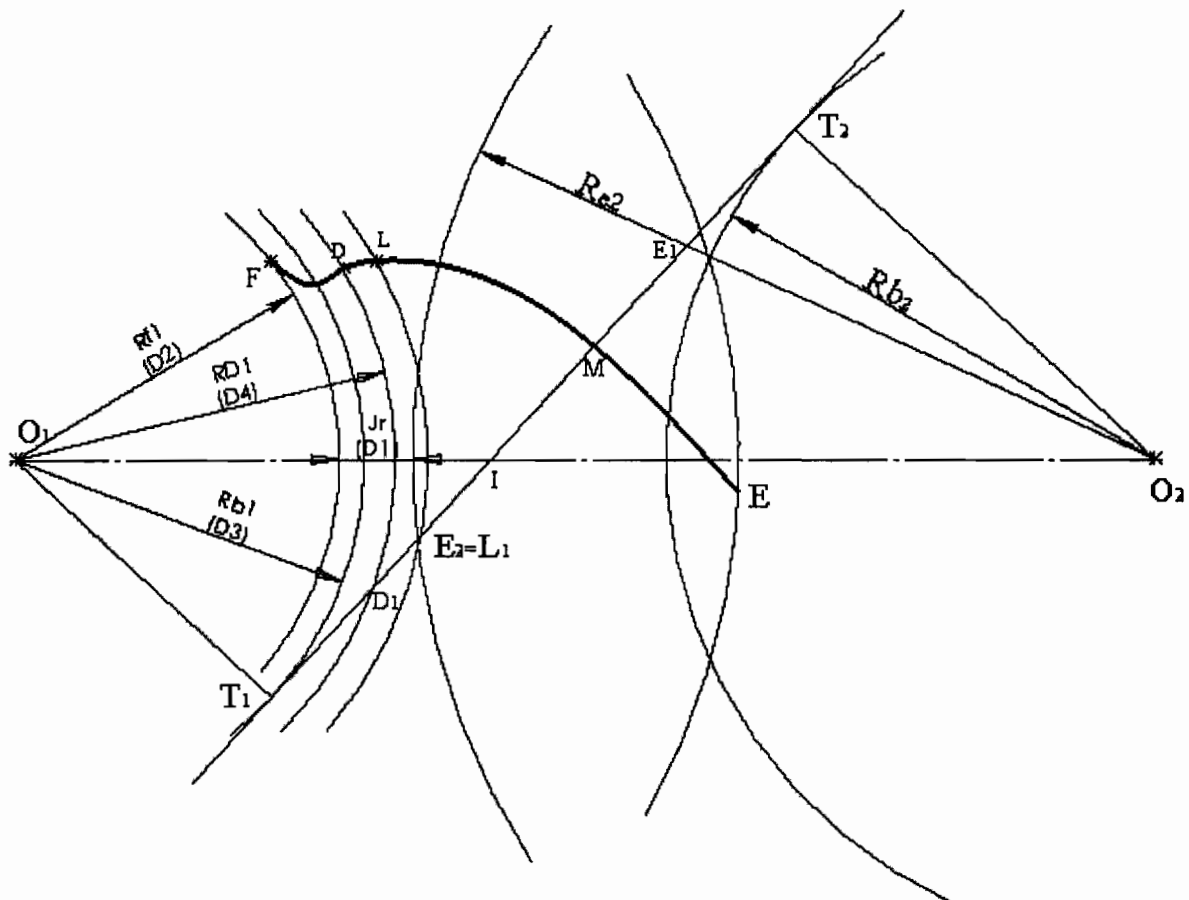


Figure 3.8 : Mise en évidence de l'interférence secondaire

Le point de contact se déplace entre E1 et E2 c'est-à-dire entre L et E sur la développante du pignon.

Pour éviter l'interférence, il faut que L soit entre D et E.

Soit encore : $E_1 D_1 > E_1 E_2$

$$E_1 D_1 = E_1 T_1 - T_1 D_1 = \sqrt{Re_1^2 - Rb_1^2} - \left(Rb_1 \operatorname{tg} \alpha_{0t} - \frac{hf_{u0}}{\sin \alpha_{0t}} \right) \quad \text{avec} \quad hf_{u0} = (1-x)m_0$$

$$E_1 E_2 = E_1 I + I E_2 = \sqrt{Re_1^2 - Rb_1^2} - Rb_1 \operatorname{tg} \alpha_t + \sqrt{Re_2^2 - Rb_2^2} - Rb_2 \operatorname{tg} \alpha_t$$

Chapitre 4 : Mise en application sur Solidworks

Les interférences sont des phénomènes dont la présence est néfaste pour le bon taillage et fonctionnement des engrenages. En effet leur présence, pendant le taillage avec l'outil crémaillère, cause une diminution considérable de l'épaisseur de la dent en dessous de son diamètre de base causant ainsi un affaiblissement de celle-ci, La transmission de grandes puissances ne sera plus possible. L'interférence peut aussi se manifester pendant le fonctionnement de l'engrenage, ceci aura pour résultat l'enfoncement du sommet de la dent d'une des roues dans le profil actif de pied de la dent de l'autre roue. La conséquence est une perte de puissance durant la transmission et une diminution de la durée de vie des engrenages.

1. Mise en évidence de l'interférence de taillage :

Etant un logiciel de Conception Fabrication Assistée par Ordinateur (CFAO), Catia devrait nous permettre de voir la génération des profils des dentures en développante de cercle par une méthode géométrique en définissant tous les paramètres de la denture et de la crémaillère primitive. Mais cela constitue une des limites de notre étude. En effet, après l'exploitation du logiciel, nous n'avons pas trouvé dans le module d'usinage l'utilisation de l'outil crémaillère. Ce qui nous a poussé à utiliser Solidworks qui ne comporte certes pas de module d'usinage, mais avec sa souplesse et son accessibilité du point de vue économique, a permis de résoudre une partie du problème.

Ainsi, à l'aide de différentes fonctionnalités qu'offre Solidworks, nous avons mis en place un fichier de type pièce qui permet non pas de voir l'aspect cinématique de l'outil pendant la génération de la denture, mais d'imprimer dans l'interface de dessin les différentes positions qu'occupe l'outil pendant la phase "usinage de la denture".

Remarque : nous nous sommes intéressés à la génération d'engrenage droit à denture extérieure. Pour le taillage de dentures inclinées, nous pourrions prendre le plan réel de la denture droite comme son plan apparent.

1.1 Présentation du Fichier Pièce :

Ce fichier a été conçu pour différentes raisons, notamment :

- Vérifier les écarts entre profil théorique et profil réel.

- Vérifier les interférences de taillage.
- Contrôler expérimentalement un déport de denture.
- Vérifier le profil exact des pieds de denture.
- Visualiser l'influence d'une modification de la crémaillère primitive.
- Visualiser le taillage « en facette » de la denture et les influences du réglage de la taille.

Le taillage se fera à l'aide d'une succession d'Enlèvement de matière par extrusion (*nommés Coup 0, Coup 1...*) qui correspondent chacun à l'enlèvement de matière effectué par un passage de l'outil lors d'un taillage avec une crémaillère primitive.

Une séquence d'équations lie les esquisses des différentes fonctions entre elles : en modifiant les caractéristiques (***nombre de dents, module, déport, angle de pression, raccord de la crémaillère primitive***) de la denture à générer, il est possible de visualiser, après reconstruction, le profil exact de la denture (*y compris les " traces " d'outil*) et de le comparer avec le profil théorique de la dent construit de manière géométrique. La figure 4.1 montre la fenêtre du fichier.

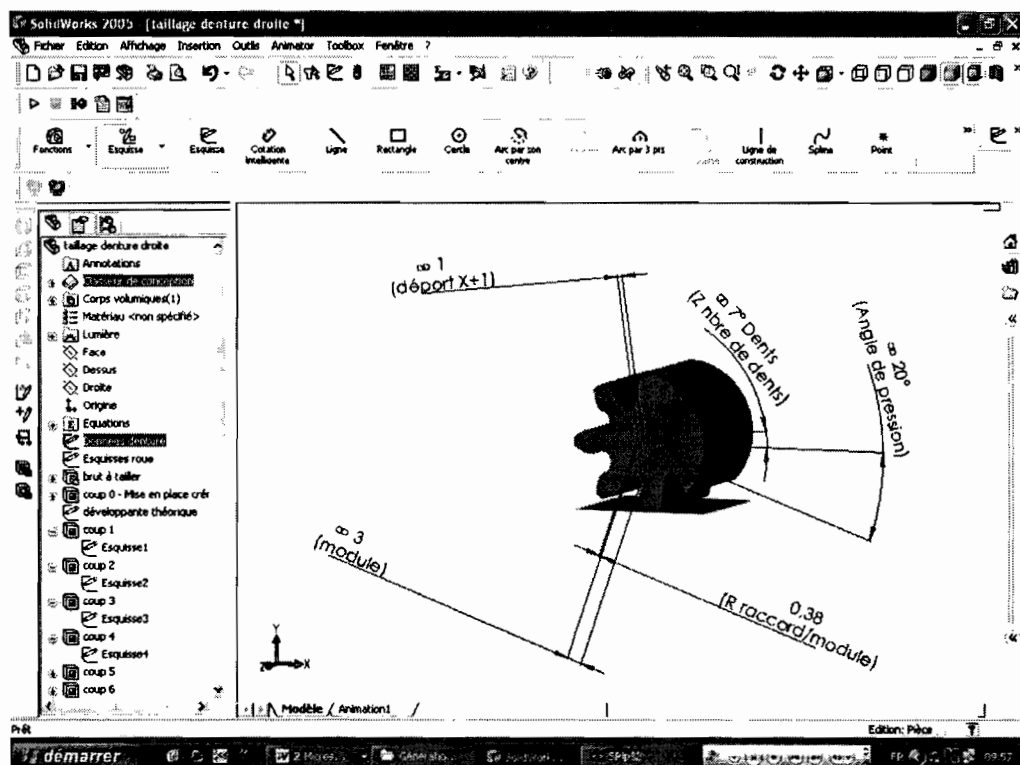


Figure 4.1 : Fichier pièce après insertion des nouveaux paramètres

Après la mise en place des paramètres de la roue, nous pouvons visualiser les traces de l'outil pendant le taillage de la denture. La visualisation est montrée sur la figure 4.2.

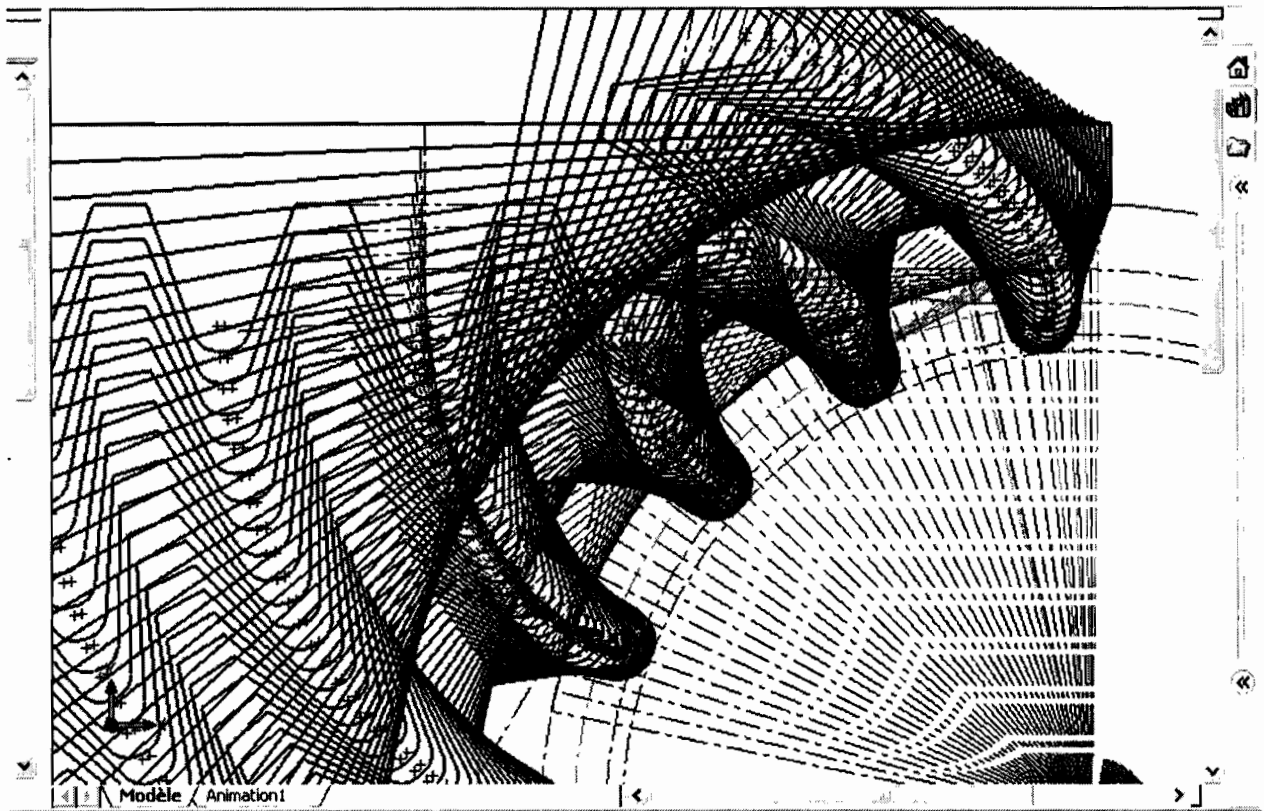


Figure 4.2 : Mise en évidence des traces de la crémaillère pendant le taillage

1.2 Fiches de conception :

Après changement des paramètres nous pouvons faire sortir à partir de Solidworks les journaux (ou fiches) de conception qui nous permettent de voir les résultats du taillage.

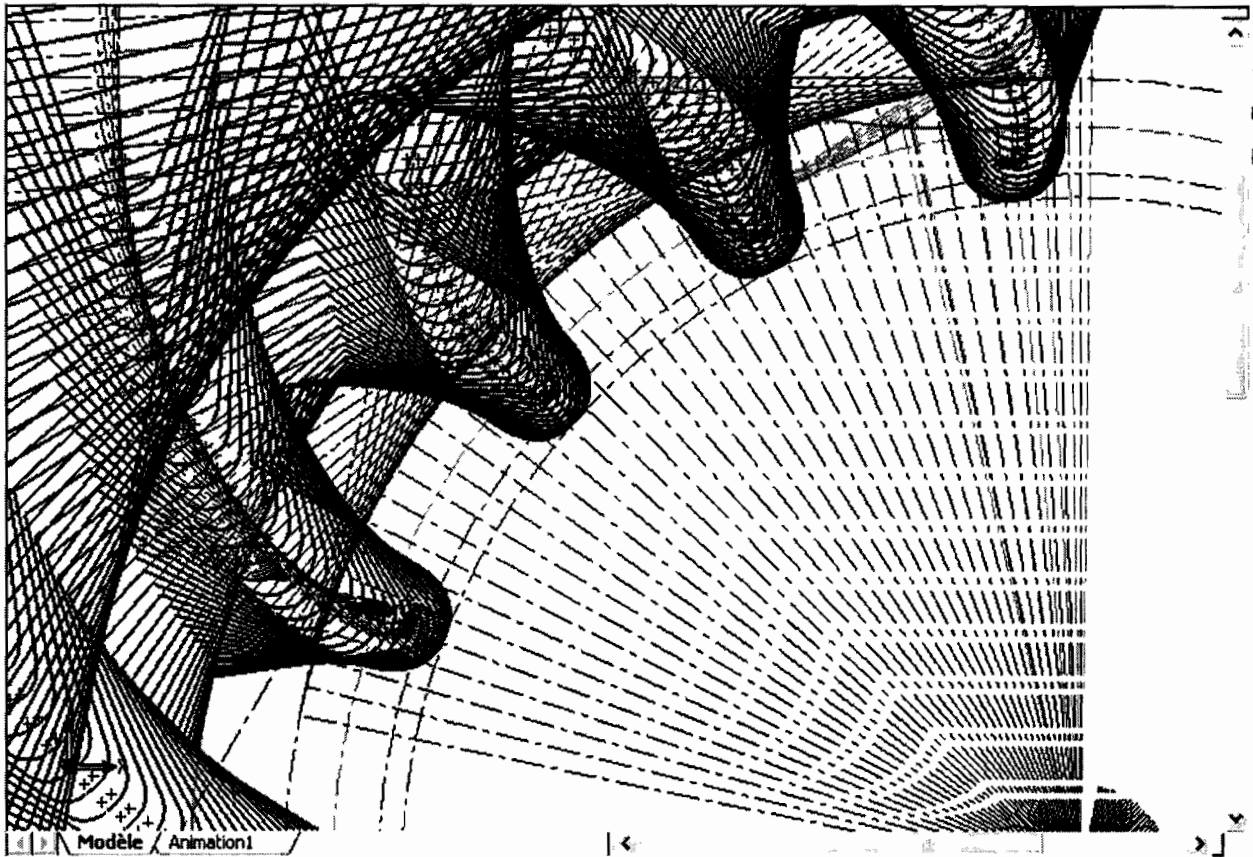
Fiche de conception 1

Nom de fichier : denture droite normalisée sans déport

Description:

- Nombre de dents..... $Z=15$ dts;
- Module..... $m=1$;
- Coefficient de déport $x=0$;
- Angle de pression..... $\alpha=20^\circ$

Matériau : non spécifié



Résultat du taillage: légère interférence due à un nombre de dents inférieur à Z_0 .
L'interférence peut être évitée en faisant un déport de la denture.

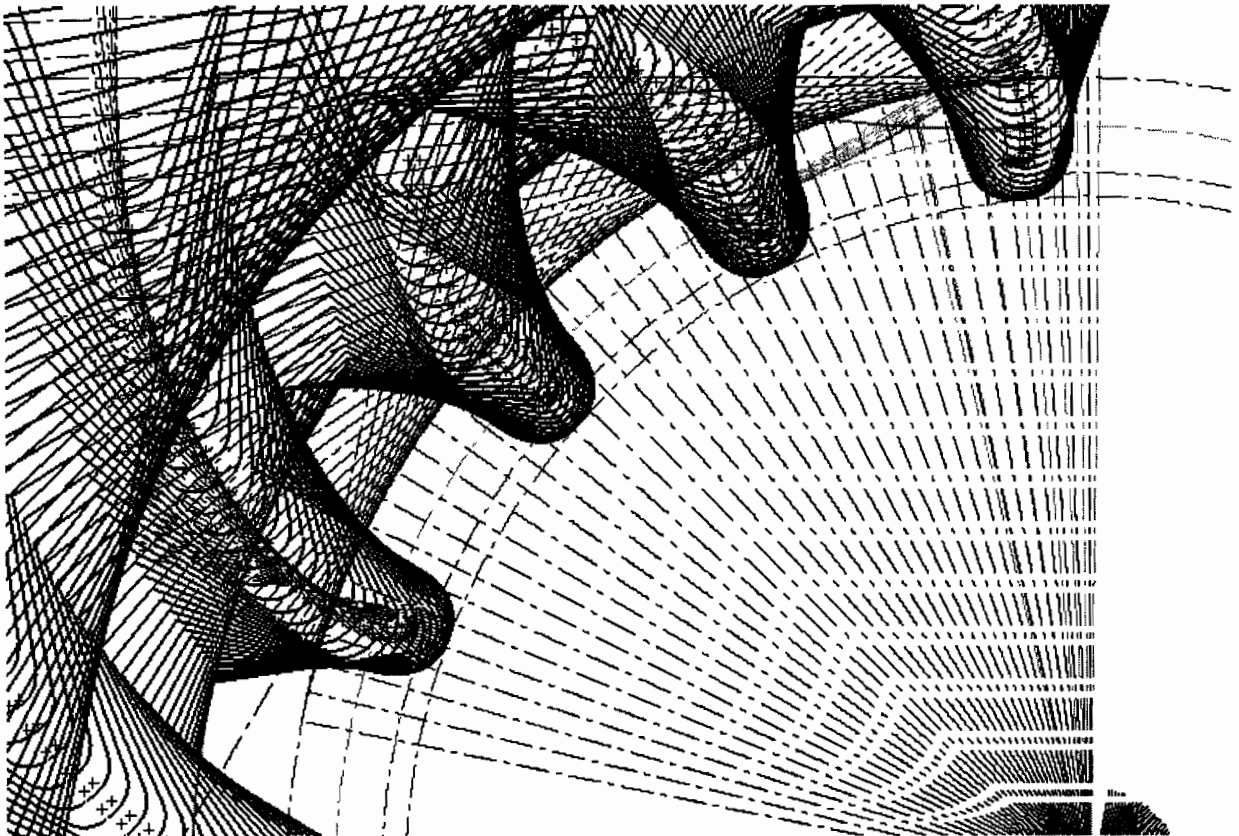
Fiche de conception 2

Nom de fichier : denture droite déportée

Description:

- Nombre de dents..... $Z=15$ dts;
- Module..... $m=1$;
- Coefficient de déport $x=0,2$;
- Angle de pression..... $\alpha=20^\circ$

Matériau: non spécifié



Résultat du taillage: le coefficient de déport étant supérieur à x_{\min} . Ce qui permet de corriger l'interférence de taillage.

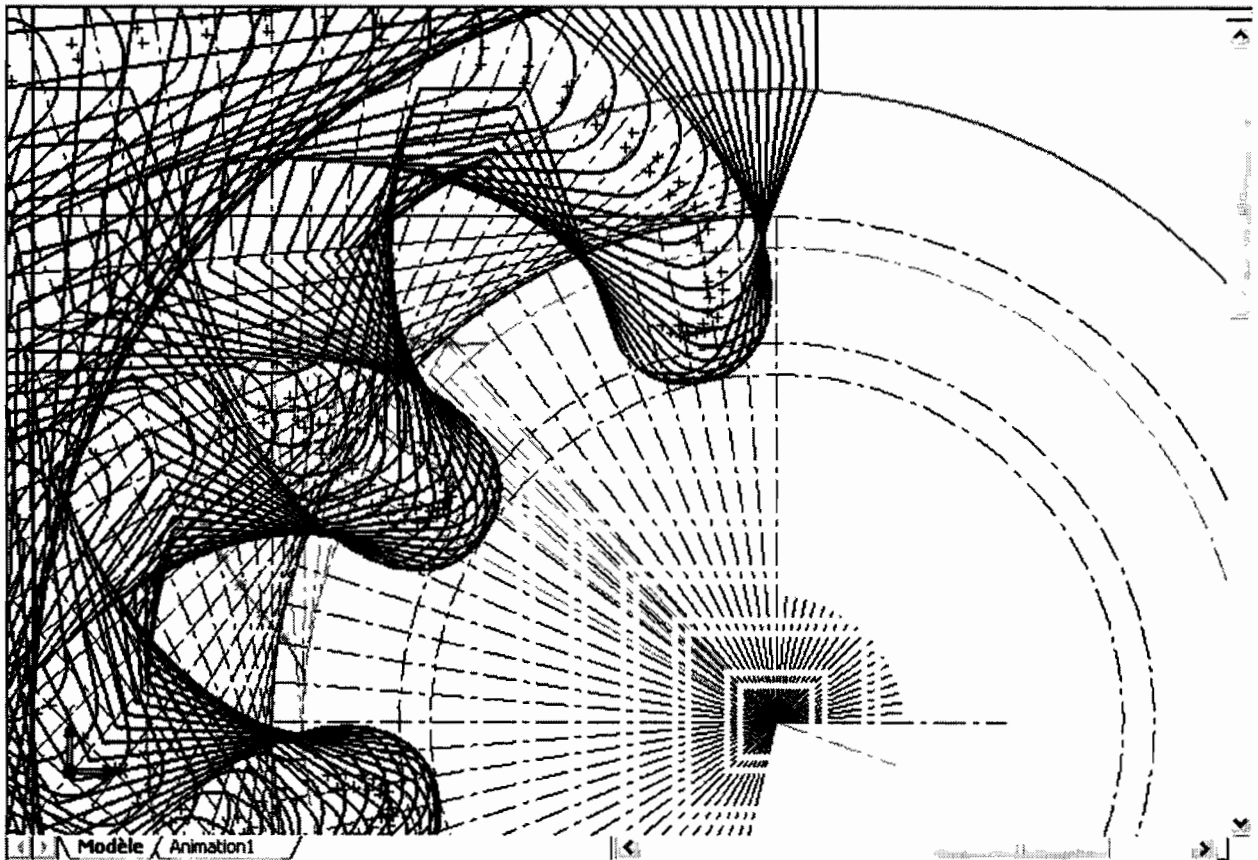
Fiche de conception 3

Nom de fichier : denture non déportée Z faible

Description :

- module..... $m=5.5$;
- coefficient de déport..... $x=0$;
- nombre de dents..... $z=8$;
- angle de pression..... $\alpha=20^\circ$

Matériau: non spécifié



Résultat du taillage: interférence due à un nombre de dents faible. Si nous procédons à un déport de denture, nous aurons la fiche de conception 4.

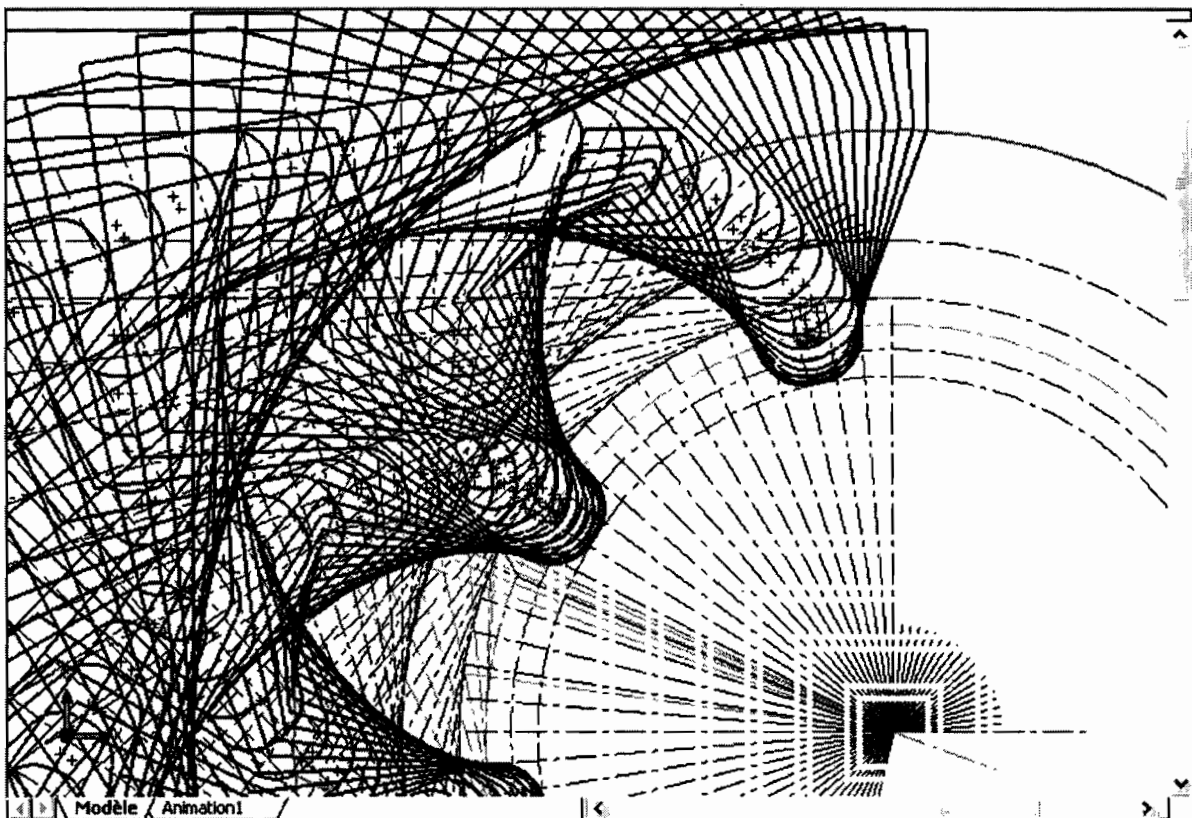
Fiche de conception 4

Nom de fichier : denture déportée 2 ; Z faible

Description:

- module..... $m=5.5$;
- coefficient de déport..... $x=0,53$;
- nombre de dents..... $z=8$;
- angle de pression..... $\alpha=20^\circ$

Matériau : non spécifié



Résultat du taillage : la denture est certes corrigée du point de vue interférence; mais le sommet de la dent reste pointu, La dent est fragilisée à cet endroit. Il faut impérativement passer aux dentures hélicoïdales. Pour cela, nous allons changer la valeur de l'angle de pression qui jouera le rôle de l'angle de pression apparent si

nous avons une denture hélicoïdale. Soit $\alpha = \alpha_{\min} = \arcsin \sqrt{\frac{2(1-x)}{Z}} = 30^\circ$.

Nous aurons la fiche suivante.

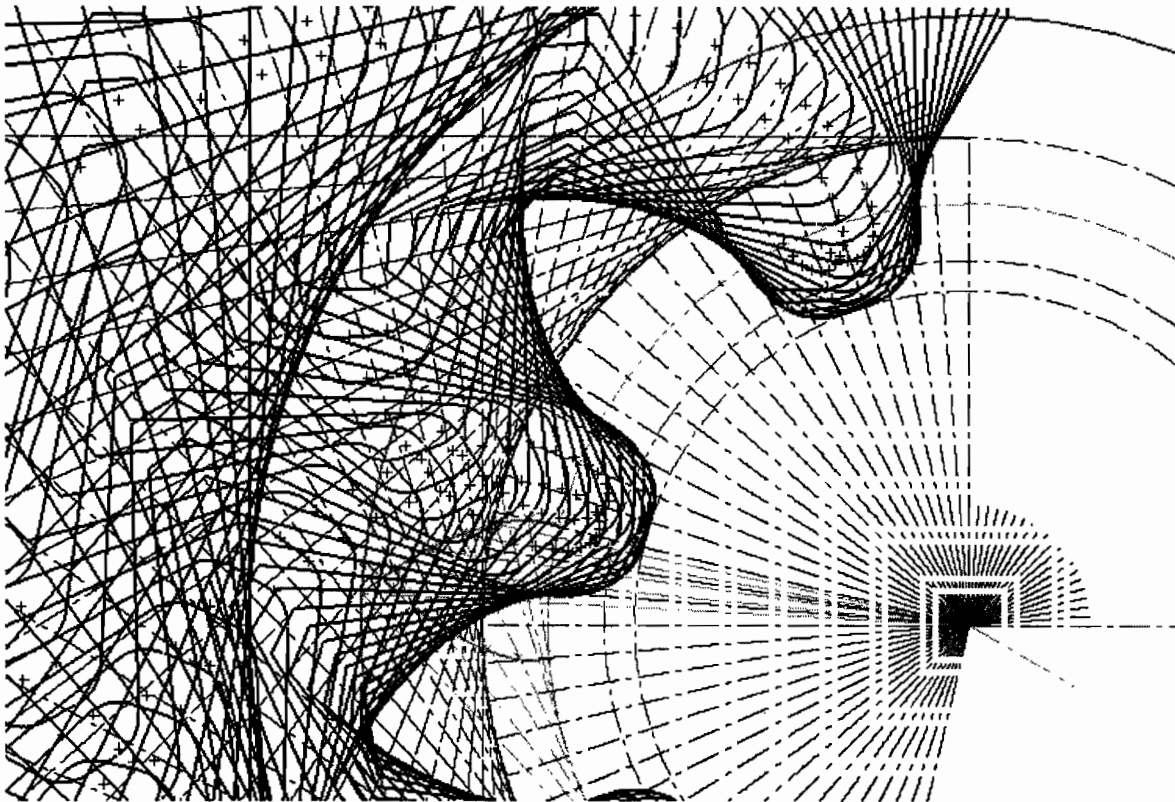
Fiche de conception 5

Nom de fichier : plan apparent d'une denture hélicoïdale

Description:

- Nombre de dent $Z = 8$ dts;
- Module apparent..... $m=5.5$;
- Coefficient de déport..... $x=0$;
- Angle de pression apparent..... $\alpha_t=30^\circ$ avec $\beta=50^\circ$

Matériau: non spécifié



Résultat du taillage : Ainsi aussi bien le déport et la pointe au sommet de la dent ont été évités. Donc l'utilisation de dentures hélicoïdales présente plus d'intérêt que celle des dentures droites.

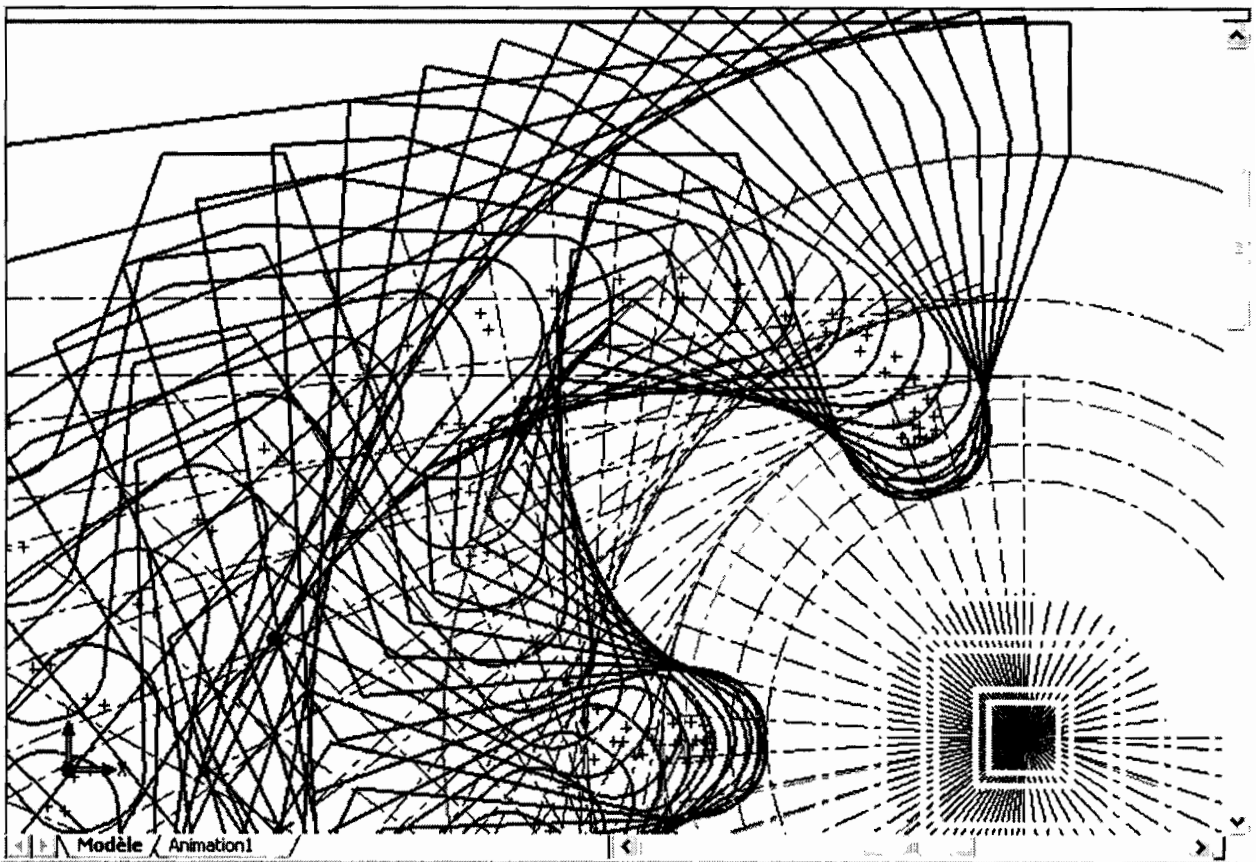
Fiche de conception 6

Nom de fichier: denture non déportée ; Z très faible

Description:

- Module $m=5.5$;
- coefficient de déport..... $x=0$;
- nombre de dents..... $z=5$;
- angle de pression..... $\alpha=20^\circ$

Matériau : non spécifié



Résultat du taillage : nombre de dents très petit \Rightarrow Interférence à grande intensité.

De plus la dent est fragilisée par la pointe à son sommet. Le seul remède est l'utilisation de denture hélicoïdale.

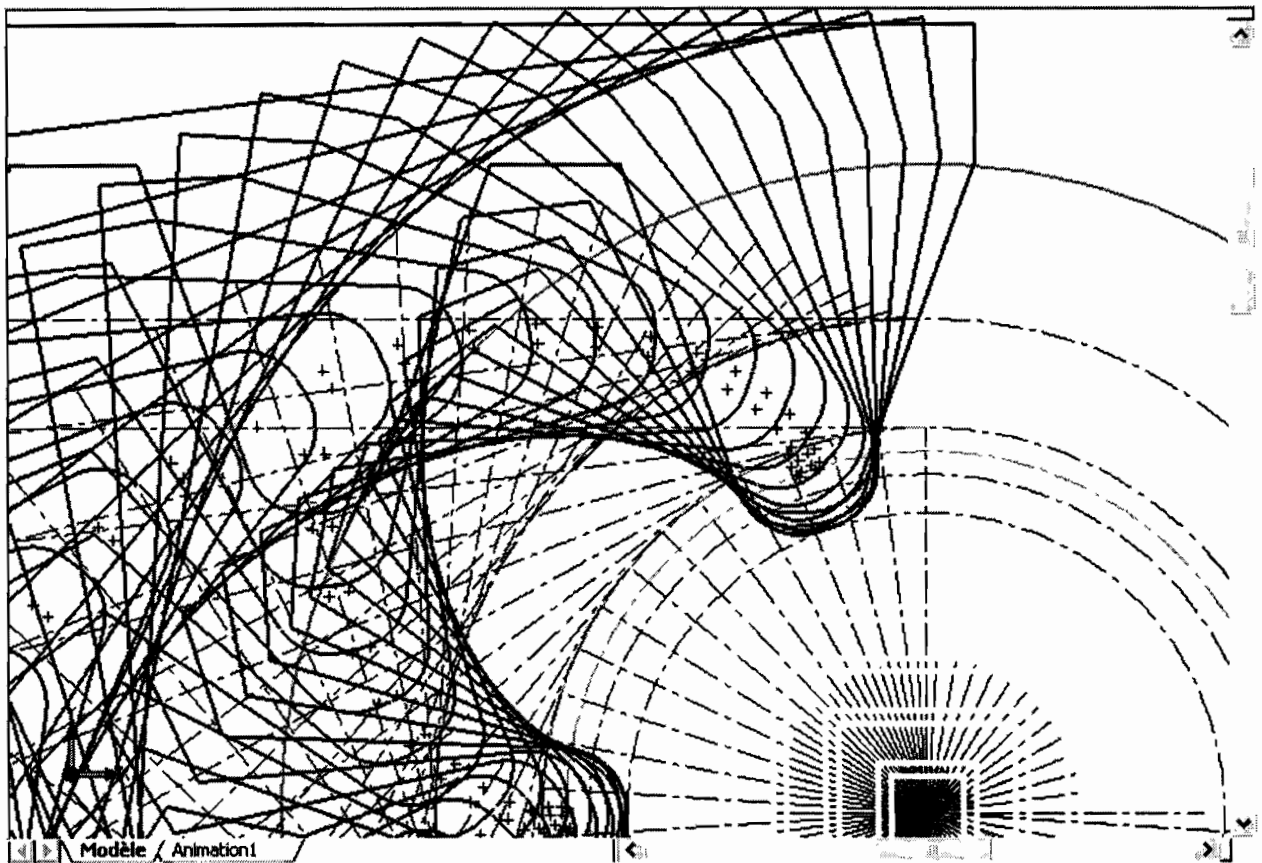
Fiche de conception 7

Nom de fichier : denture déportée ; Z très faible

Description:

- Nombre de dents..... $Z=5$ dts;
- Module..... $m=5.5$;
- Coefficient de déport..... $x=0.7$;
- Angle de pression..... $\alpha=20^\circ$

Matériau : non spécifié



Résultat du taillage : interférence atténuée grâce au déport mais le sommet étant pointu : l'épaisseur de la dent au diamètre de tête inférieure à l'épaisseur minimale admissible.

2. Mise en évidence de l'interférence de fonctionnement :

L'interférence de taillage est mise en évidence à l'aide de Motion Works, module intégré dans Solidworks, permettant de faire les simulations numérique et la détection des interférences dans les assemblages. Ainsi nous serons obligés pour chaque type de réducteur de faire sa conception, ce qui veut dire qu'il n'y aura pas un programme figé pour tous les réducteurs qu'on retrouvera dans les systèmes de transmission de puissance. Dans cette partie nous ne nous limiterons pas aux engrenages à denture extérieure mais l'étude pourra s'étendre pour tout type d'engrenages se trouvant dans l'industrie.

2.1 Présentation de MotionWorks :

Doté de la technologie ADAMS, **COSMOSMotion** permet de dimensionner les mécanismes, de déterminer la consommation d'énergie, de planifier les articulations, de concevoir les cames, de comprendre les systèmes à engrenages, de dimensionner les ressorts et les amortisseurs, de déterminer le comportement des pièces en contact et de générer les chargements utilisables par les autres programmes d'analyse COSMOS.

➤ **Détection des obstacles au mouvement** : Le mouvement de nombreux mécanismes est entraîné par le contact entre pièces, par exemple les cames ou boîtes d'engrenages. COSMOSMotion prend en charge à la fois les contacts 3D entre solides et 2D de type courbe. En outre, avec COSMOSMotion il est possible d'éliminer les interférences avant la réalisation du prototype réel. Il permet de vérifier tout obstacle nuisible au mouvement des pièces, dans des conditions de fonctionnement réelles.

➤ **Paramètres techniques** : Pour une analyse plus détaillée des mouvements, nous pouvons visualiser les animations en les synchronisant avec les tracés XY des paramètres techniques. Il est aussi possible de combiner ces tracés et la simulation des mouvements du mécanisme pour identifier toute défaillance éventuelle au niveau du système, des pièces et de la sécurité. Les animations sont idéales pour la visualisation des mouvements réels du mécanisme et peuvent être sauvegardées dans des fichiers AVI ou VRML.

➤ **Chargements pour analyse** : Pendant l'utilisation d'autres applications COSMOS/ pour analyser des pièces ou des assemblages mobiles, COSMOSMotion fournit les informations pour augmenter la précision des analyses. Lorsque des pièces ou des assemblages sont en mouvement,

il est très difficile de déterminer à quel type de charge soumettre le modèle et quelle sera la position la plus critique.

COSMOSMotion calcule avec précision les conditions de chargement, y compris les effets d'inertie, et aide à trouver la zone où les contraintes sont au maximum.

2.2 Mise en application :

Pour mettre en évidence l'interférence de fonctionnement, nous allons en premier lieu mettre en place le fichier assemblage décrivant l'ensemble des données relatives à notre système de transmission. Les engrenages sont générés par des modules intégrés dans Solidworks comme *“Tools books”* ou bien *“Swcaddb”*.

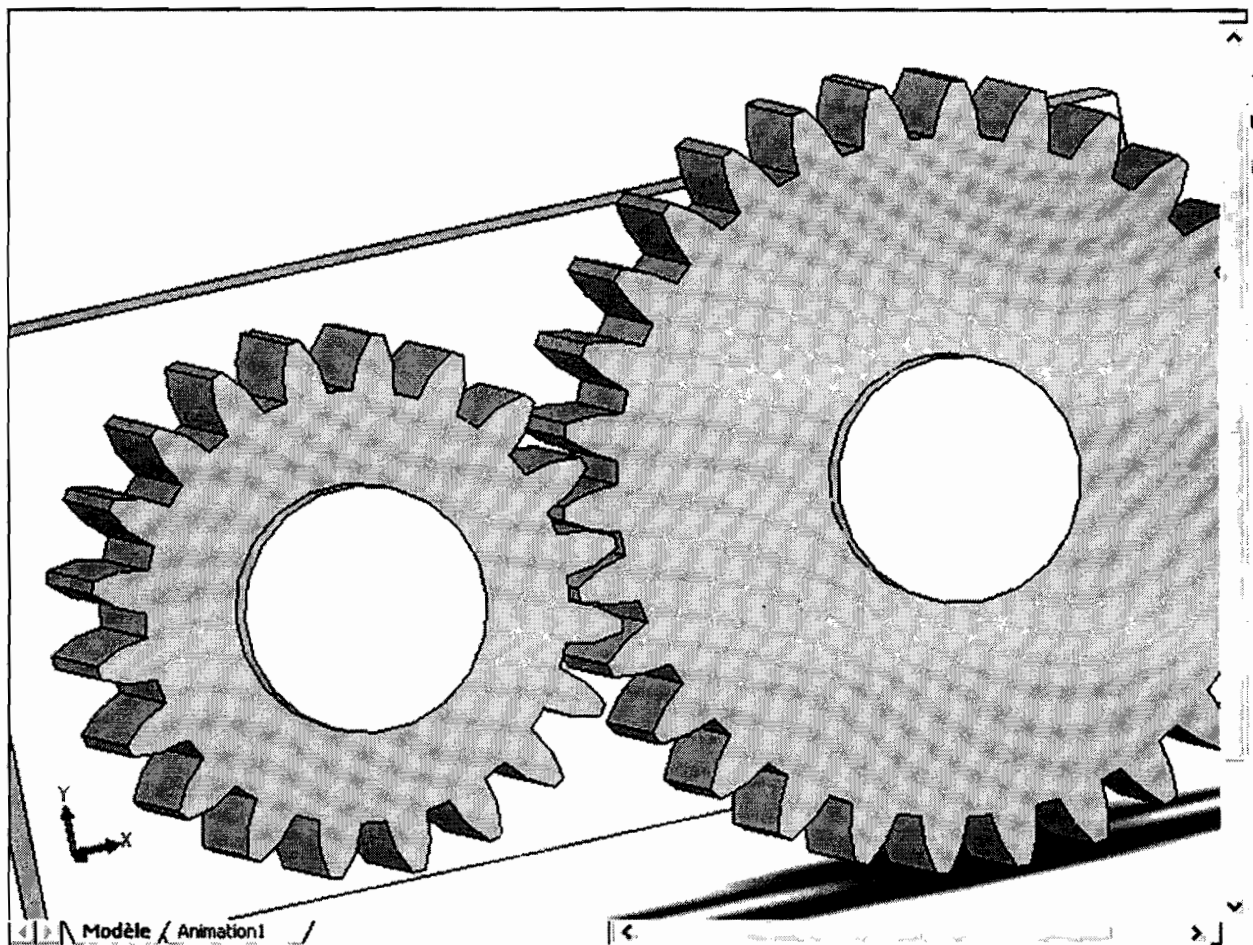
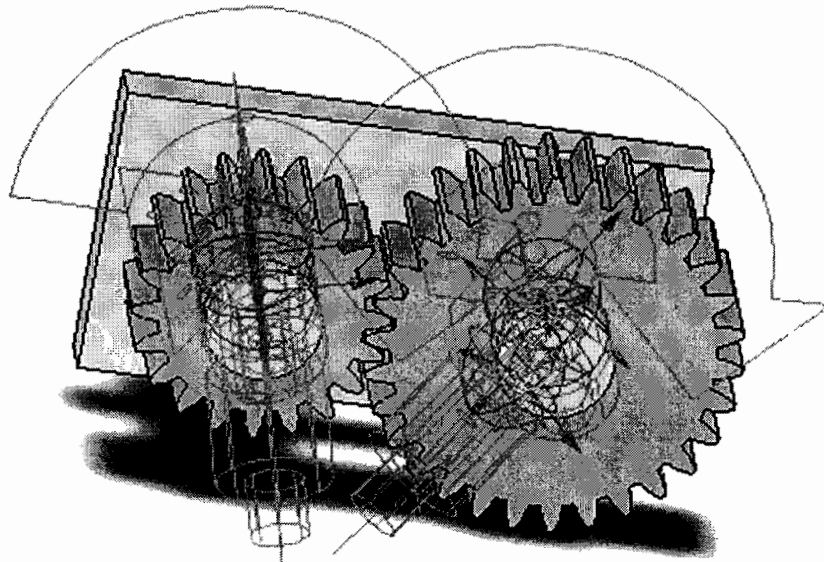


Figure 4.3 : exemple de mécanisme de transmission

Après la mise en place du fichier assemble, “Motion Works” est lancé pour voir la simulation numérique en respectant les contraintes d’assemblage imposées, et de détecter l’existence d’une quelconque interférence entre les composants mis en place.

Figure 4.4 : “mécanisme + liaisons” prêt à fonctionner sur *MotionWorks*.



Après la simulation numérique et l’exportation du fichier AVI (fichier vidéo) dans l’emplacement désiré, un click sur le bouton “Find interférences” permet de sélectionner les deux roues sur lesquelles nous voulons vérifier l’interférence et de relancer la simulation. Sur la fenêtre de détection d’interférence nous avons les commandes :

- **Parts and Frames** : permettant de sélectionner les composants à mettre en évidence, de choisir les positions de début et de fin.
- **Find now** : permet de lancer la simulation et la détection d’interférences.
- **New search** : lance une nouvelle recherche.
- **Help** : ouvre le fichier aide en ligne.
- **Index** : détecte le nombre d’interférences ayant lieu pendant une période
- **Frame** : détecte à quelle position du mécanisme a eu l’interférence.
- **Time** : période qu’elle a eu lieu.

- **Part A part B...** : composant ayant interféré à la position indiquée
- **Volume** : partie très importante, elle nous donne le volume de matière perdue pendant l'interférence.

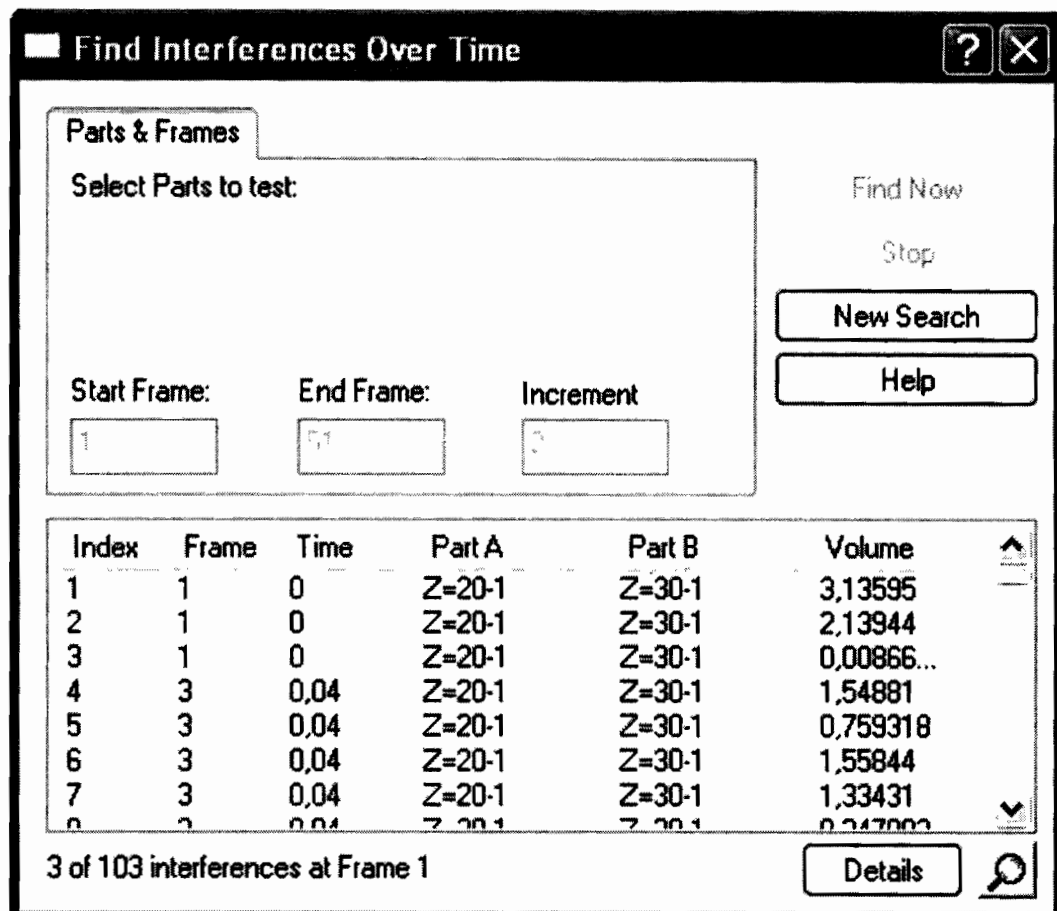


Figure 4.5 : Fenêtre de détection d'interférence

Pendant la simulation, les zones faisant parties d'un composant ayant interféré avec d'autres sont de couleur rouge, ce qui est montré dans la figure 4.6.

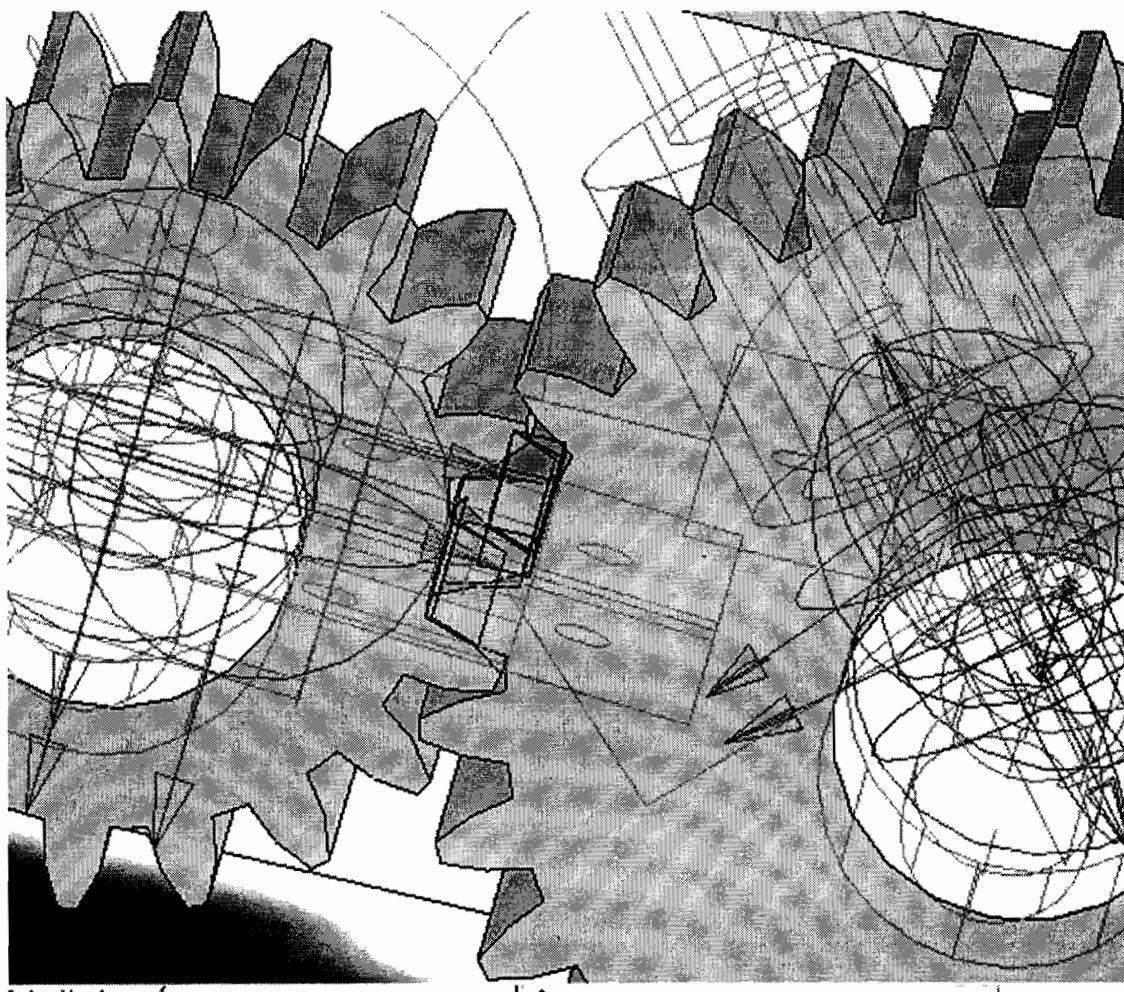


Figure 4.6 : Mise en évidence des zones ayant interféré pour une denture droite

Ainsi, en suivant les mêmes procédures, nous pouvons mettre en évidence les phénomènes d'interférence dans tous les mécanismes en général.

Pour mettre en valeur notre travail, nous avons mis en place, sur solidworks, un moto-réducteur contenant trois paires d'engrenages : deux droites et une hélicoïdale. En jouant sur les paramètres, nous pourrions étudier, sur MotionWorks, aussi bien l'aspect cinématique que dynamiques des différents composants. Sur la figure 4.7 nous montrons cet assemblage.

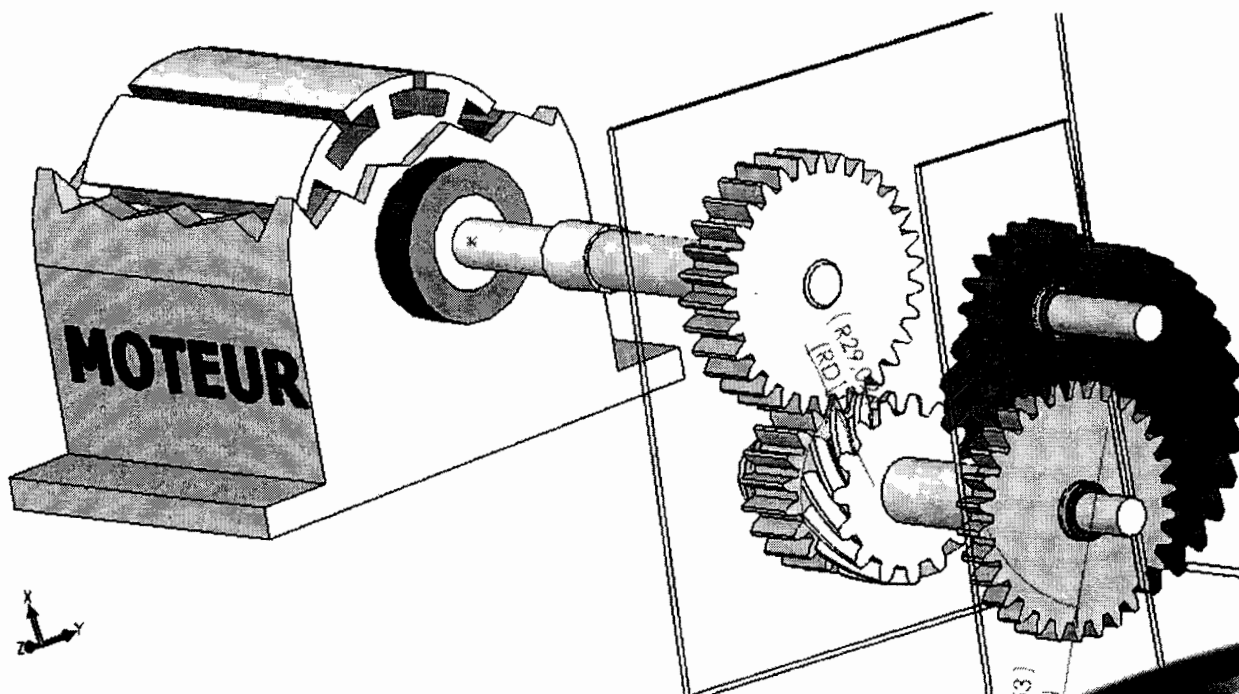


Figure 4.7 : Système moto-réducteur

En suivant les démarches citées plus haut, nous pourrions détecter les zones ayant interféré et le volume de matière perdue, de voir l'aspect cinématique et dynamique du mécanisme.

CONCLUSION GENERALE

L'utilisation approfondie de la CAO a été le principal intérêt qui nous a été offert par ce projet de recherche. En effet la mécanique qui est à la base de toute la technologie vise à se moderniser grâce à l'avènement de l'informatique. Ce dernier a permis durant ces dernières années de résoudre un grand nombre de problèmes d'ordre scientifique en général, et mécanique en particulier. C'était dans cette optique que nous l'avons utilisé pour résoudre le problème des interférences dans les systèmes de transmission par engrenages présents dans une grande variété de mécanismes.

L'étude complète des interférences dans les engrenages à denture cylindrique extérieur a été traitée dans ce rapport. Le fichier pièce conçu sous le logiciel nous permet de voir les traces de l'outil durant le taillage. Ainsi la présence d'interférence de taillage pourra être détectée en jouant sur les paramètres de base choisis. Une séquence d'équations lie les esquisses des différentes fonctions entre elles : en modifiant les caractéristiques de la denture à générer, il est possible de visualiser, après reconstruction, le profil exact de la denture (*y compris les " traces " d'outil*) et de le comparer avec le profil théorique de la dent construit de manière géométrique.

Les interférences de fonctionnement sont traitées de façon théorique et la mise en évidence de cette dernière a été réalisée à l'aide de **MotionWorks**, module intégré dans Solidworks permettant de faire en plus des simulations numériques, la détection des interférences dans les mécanismes. Les procédures explicitées dans ce rapport permettent d'analyser les phénomènes d'interférence pour tout mécanisme comportant des engrenages cylindriques extérieurs.

L'étude n'étant pas exhaustive étant donné que nous nous sommes limités, dans notre application, aux engrenages extérieurs à denture droite. Suivre les mêmes démarches aboutirait aux mêmes résultats obtenus dans ce travail. Ainsi une nouvelle porte s'ouvre, (l'étude des autres types de denture) pour d'autres personnes voulant travailler ou bien faire des recherches dans cette branche de la mécanique.

RECOMMANDATIONS

Etant très complexes, les engrenages à denture intérieure et ceux à denture conique devraient faire l'objet d'autres études comme celles faites pour les dentures cylindriques extérieures. Ce qui permettrait de boucler une grande partie sur ce domaine.

Une meilleure exploitation du Logiciel de CFAO **Catia** est recommandée afin de trouver de trouver dans le module d'usinage l'usage de l'outil crémaillère et de montrer les phases d'usinages des dentures d'engrenages.

BIBLOGRAPHIE

- [1] **OUSMANE SOW** ; “Mémoire de fin d'études pour l'obtention du certificat d'aptitude à l'enseignement secondaire technique et professionnel“.
- [2] **OUSMANE SOW**, “Cours de construction mécanique, chapitre engrenages“.
- [3] **JACK A. COLLINS**; “MECHANICAL DESIGN OF MACHINE ELEMENTS AND MACHINE“.
- [4] **GEORGES HENRIOT**; “traité théorique et pratique des engrenages“
- [5] **McGRAW-HILL**; “series in mechanical engineering“.
- [6] **M. AUBLIN; R. BONCMPAIN; M. BOULATON; D. CARON; E. JEAN; B. LOCAGE; J. REC**; “SYSTEMES MECANIKES. Théorie et Dimensionnement“
- [7] **ROBERT VINET ; GILBERT DROUIN ; MICHEL GOU ; PIERRE THIRY ;**
“ELEMENTS DE MACHINES“
- [8] <http://swcaddb.com>
- [9] docs@swcaddb.com
- [10] www.qtcgears.com
- [11] www.bostongear.com
- [12] www.graessner.de
- [13] www.gleason.com
- [14] [Designing parametric spur gears with Catia V5](#)

ANNEXES

Annexe A : TECHNIQUES D'EBAUCHE DES DENTURES

Annexe B : TECHNIQUE DE FINITION

Annexe C : INDUSTRIALISATION DES DENTURES

Annexe D : EQUATIONS DU FICHIER PIECE : TAILLAGE DE
DENTURE

Annexe A : TECHNIQUES D'EBAUCHE DES DENTURES

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

- ◆ Fraisage de forme à la fraise 2 ou 3 tailles, dénommée aussi fraise module ;
- ◆ Taillage à l'outil crémaillère ;
- ◆ Taillage à l'outil pignon ;
- ◆ Taillage à la fraise-mère.

Ces techniques permettent d'atteindre des classes de tolérance de l'ordre de 9 à 10, alors que les dentures automobiles sont généralement spécifiées dans des classes de tolérance de l'ordre 7 à 8.

- **FRAISAGE A LA FRAISE MODULE**

Cette technique fait partie des techniques les plus simples (figure 1-6). Elle fait appel à des fraises de formes spécifiques en acier rapide ou en carbure de tungstène. Les dentures sont réalisées sur des fraiseuses manuelles munies d'un diviseur ou occasionnellement sur un centre d'usinage 5 axes. Il s'agit d'une technique de production de dentures en très petite série, facile à mettre en oeuvre, mais présentant une productivité très faible, ainsi qu'un coût machine et un coût outil très élevés.

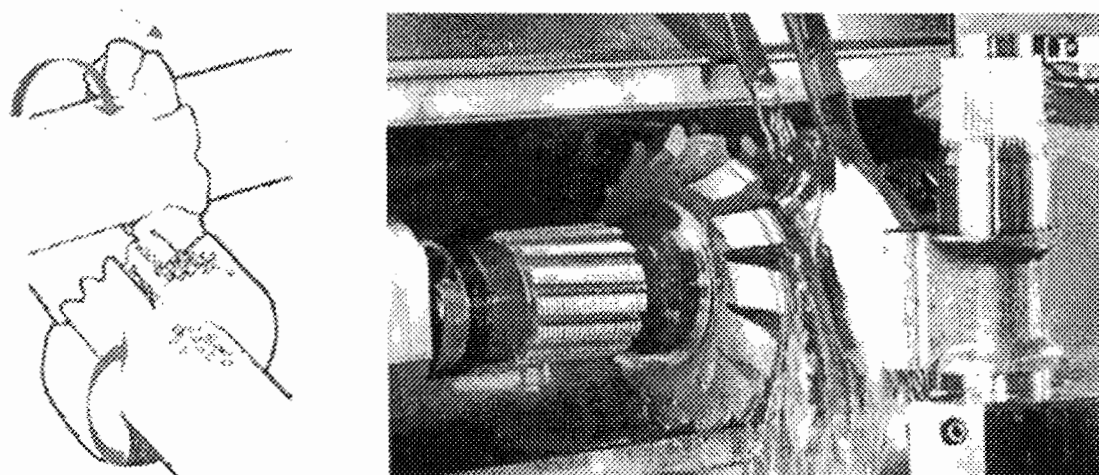


Figure A.1 : Mise en oeuvre d'un taillage de dentures à la fraise module 3 tailles (Source Sandvik et Pfauter).

- **TAILLAGE A L'OUTIL CREMAILLERE :**

Cette technique autorise le taillage de dentures en utilisant le principe d'engrènement d'une crémaillère et d'une roue dentée. 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.).

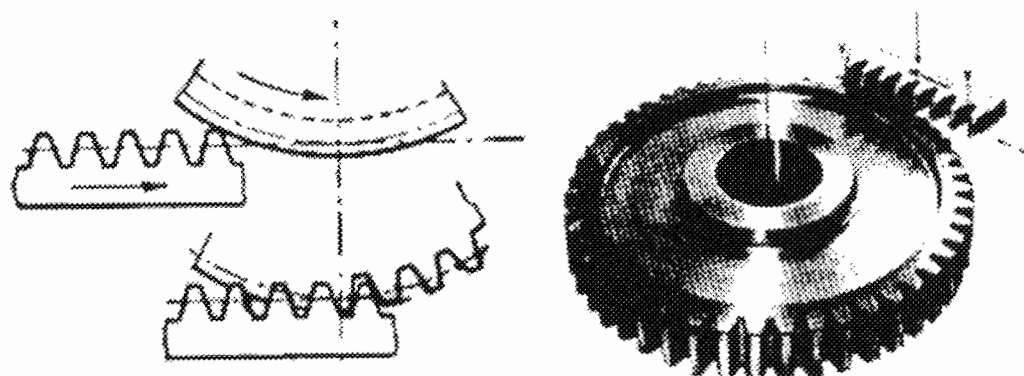


Figure A.2 : Principe du taillage à l'outil crémaillère

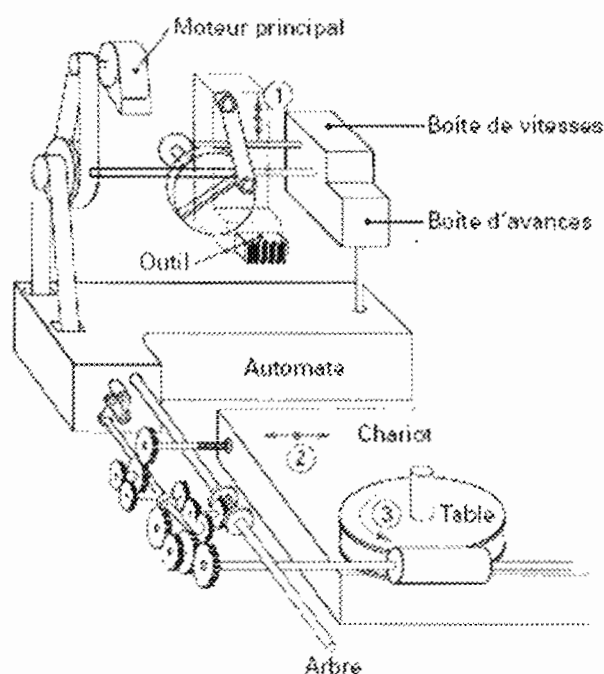


Figure A.3 : Taillage par outil crémaillère : cycle de l'outil

- **TAILLAGE A L'OUTIL PIGNON**

Ce principe de taillage utilise le principe de l'engrènement de deux roues dentées. L'outil est un pignon droit ou hélicoïdal muni d'un mouvement alternatif de mortaisage. La rotation de la pièce et de l'outil sont synchronisées selon le rapport du nombre de dents outil/pièce. Dans le cas d'un taillage hélicoïdal, l'outil effectue en plus un mouvement de vissage lors des courses travail et retour. La pénétration de l'outil dans la pièce peut se faire sur une portion de tour ou bien sur plusieurs tours. Les flancs des dents sont dépouillés pour obtenir les arêtes de coupe..

Le 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.

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

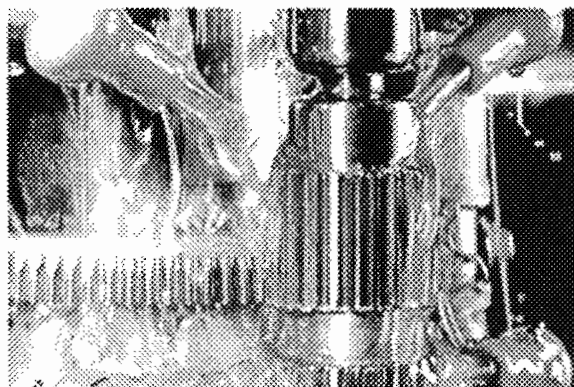
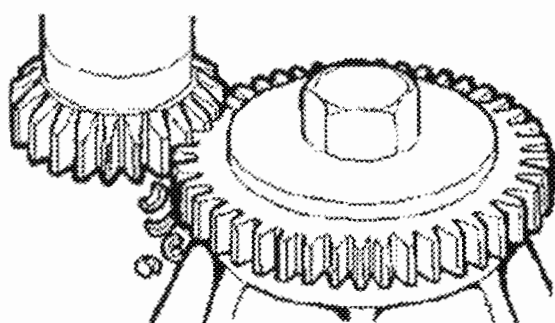


Figure A.4 : Taillage de dentures droites à l'outil pignon

• TAILLAGE A LA FRAISE-MERE

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. La pièce à tailler étant la roue et la fraise-mère étant la vis-sans-fin. La fraise-mère est une vis-sans-fin, munie de goujures créant des dents. Pour un tour de fraise-mère, la roue s'est déplacée d'un pas circulaire. Si par exemple la fraise est une vis à un filet et que la roue à tailler doit avoir z dents, la fraise devra faire z tours pendant que la roue à tailler ne fera qu'un seul tour. Si la fraise est à z_0 filets, elle devra faire z/z_0 tours pendant que la roue à tailler ne fera qu'un seul tour. Lors du taillage, les deux objets sont en rotation à vitesse constante selon un rapport :

$$w / w_0 = z_0 / z \quad (1-1)$$

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.

Les avantages du taillage à la fraise-mère sont nombreux. En effet, cette technique permet la production de dentures dans des temps très courts et avec une qualité remarquable. Le travail à la fraise-mère permet d'avoir un très grand nombre de dents en prise simultanée, ce qui autorise des débits très importants de matière, ainsi qu'une coupe très continue permettant une bonne qualité de denture. Enfin, les outils peuvent tailler une quantité très importante de dentures jusqu'à la réforme définitive de l'outil, grâce à des affûtages successifs qui rendent le coût outil particulièrement bas. La seule limite de ce procédé vient de l'encombrement important que nécessite l'outil de part et d'autre de la denture. La figure illustre la limitation d'accessibilité d'une fraise-mère sur un arbre primaire de boîte de vitesse. Etant donné que le taillage à la fraise-mère constitue le procédé support de ce travail, une description plus détaillée de celui-ci sera faite dans le chapitre suivant.

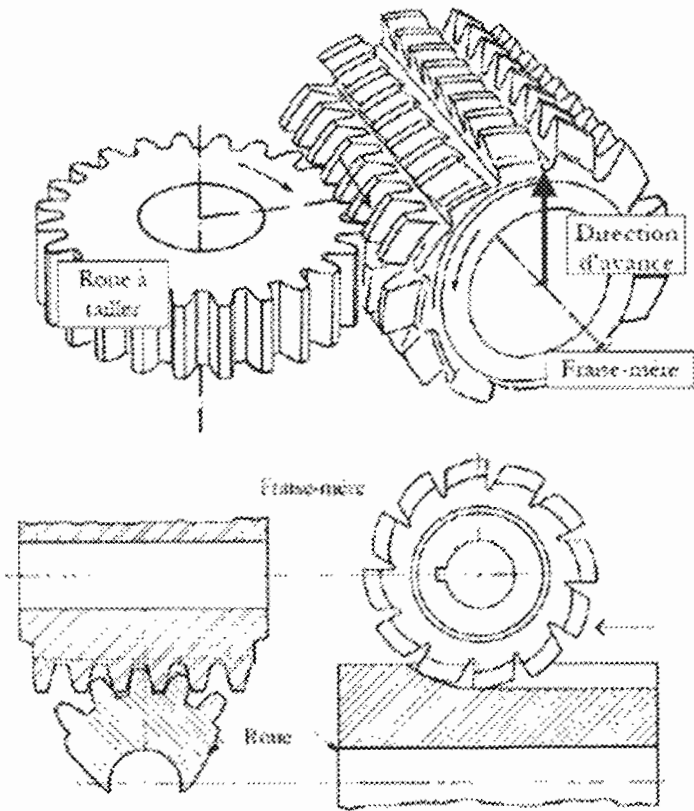


Figure A.5 : Principe du taillage à la fraise-mère.

Annexe B : Technique de finition

Tout d'abord, il faut distinguer les techniques de finition avant traitement thermique (rasage) et les techniques de finition après traitement thermique (rectification, rodage, skiving, etc.). L'industrie automobile utilise quasiment exclusivement la technique de shaving, sauf lorsque les déformations ne sont pas suffisamment maîtrisées.

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

• RASAGE OU SHAVING

La 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). 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. 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.

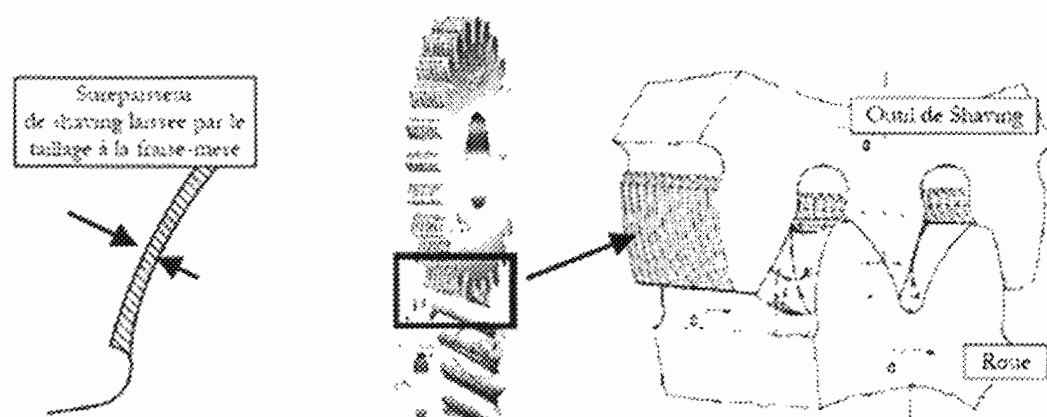


Figure B.1 : Principe d'une opération de shaving

• 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.

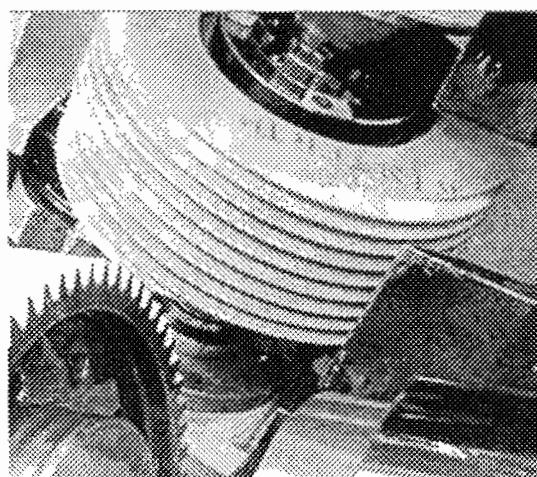


Figure B.2 : Rectification de dentures à la meule-mère

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 ;
- 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.

• **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. 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.

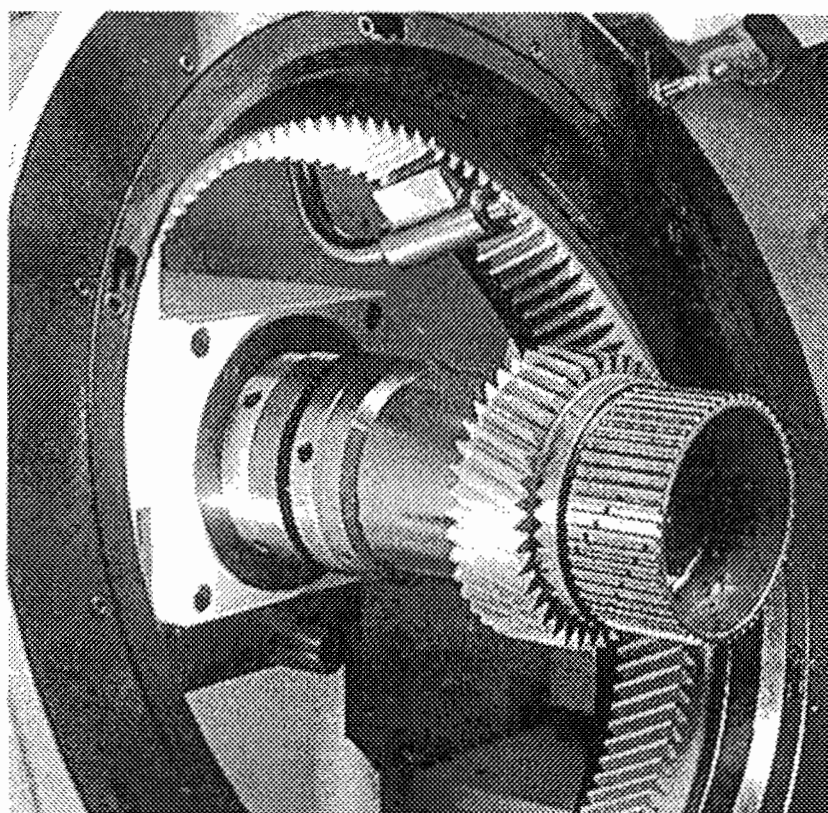


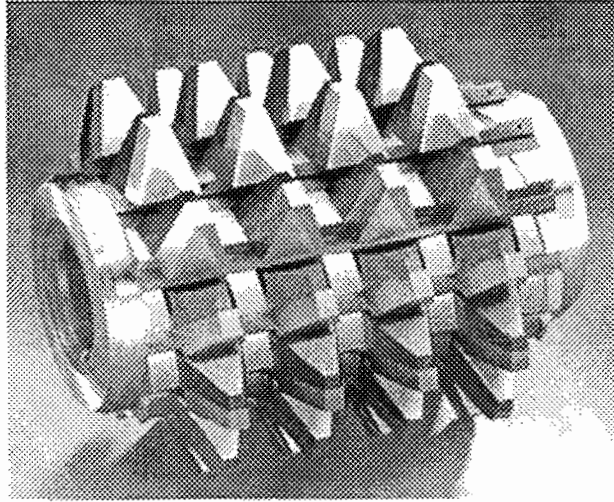
Figure B.3 : Principe du rodage de dentures

- **TAILLAGE DUR OU SKIVING :**

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

Le skiving 'fraise-mère' utilise des fraises-mères en carbure brasé avec une coupe très négative permettant d'accepter des efforts et des pressions locales de coupe très importants (figure 1-15). Cette technique reste encore marginale car elle ne permet pas d'obtenir les qualités de surfaces compatibles avec les critères acoustiques spécifiés, même si la macro-géométrie est de classe 6. Cette technique peut être mise en oeuvre pour des opérations de taillage grossier dans des sociétés qui ne veulent pas investir dans une rectifieuse, mais qui possède déjà une tailleuse performante (haute rigidité, absence de jeux, etc.). Ce procédé pourrait cependant se développer dans la perspective de la suppression des lubrifiants sur les lignes de production de pignons

(taxation des produits pétroliers), car, en association avec le rodage à sec, il permet de concilier une bonne macro et micro-géométrie. Le skiving 'outil-pignon' présente une particularité par rapport au taillage par outil-pignon. En effet, l'outil ne possède pas de mouvement alterné et il engrène à axe croisé avec la denture à tailler. Cela provoque un glissement latéral important qui génère les copeaux.



Figures B.4 : Fraise-mère de skiving

Annexe C : INDUSTRIALISATION DES DENTURES :

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. Nous présentons ici les principales applications des engrenages avec les classes de précision associées selon la norme ISO 1328. (Remarque : La classe 1 implique une précision telle que les techniques actuelles ne permettent pas de la réaliser).

Comme cela a déjà été précisé, l'automobile, et notamment les boîtes de vitesses manuelles constituent 80 % de la production de roues dentées. A paramètres géométriques et matériaux constants, les stratégies développées par les fabricants de boîtes de vitesses dépendent des critères suivants :

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

Classes de tolérance des principales applications des engrenages (source Sandvik).

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

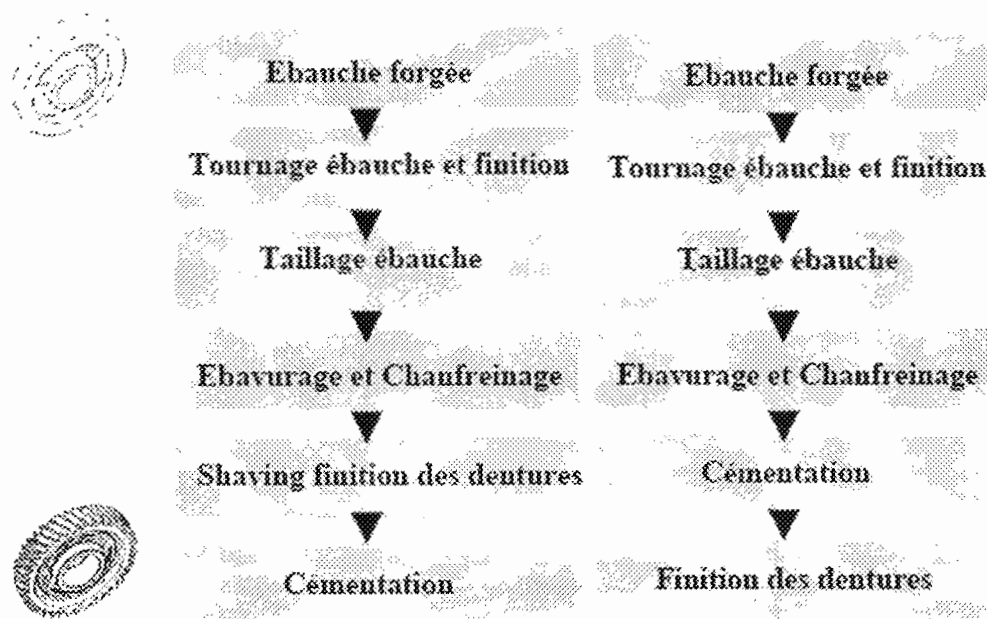
----- Classes normalement appliquées

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

Les critères n'étant pas fixés au même niveau en fonction du segment de marché du véhicule, les stratégies d'industrialisation associées peuvent donc varier de façon significative. Certains fabricants privilégient le coût de production aux questions d'acoustique, et préfèrent neutraliser les bruits par des éléments d'isolation externe, alors que d'autres privilégient la limitation des bruits à la source. D'autres éléments d'ordre psychologique interviennent également dans les choix d'industrialisation, car les mécaniciens passionnés se laissent parfois dépasser par leurs volontés de fabriquer des dentures de haute précision (au delà du cahier des charges) au détriment des coûts. Cette situation a tendance à s'estomper avec le poids des critères de coût qui devient de plus en plus important, et qui oblige les hommes 'méthode' à remettre à plat leurs préjugés et leurs envies.

Ainsi, il apparaît deux grandes familles de stratégies comme le montre la figure. 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.

Comparaison de deux stratégies d'industrialisation des dentures.



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

Annexe D : Equations du fichier pièce : taillage de denture

- ☒ 1 "Rp@Esquisses roue" = ("module@Données denture"*"Z nbre de dents@Données denture")/2
- ☒ 2 "Dt@Esquisses roue" = "module@Données denture"*("Z nbre de dents@Données denture"+2*"déport X+1@Données denture"-2)
- ☒ 3 "Da@Esquisses roue" = "Dt@Esquisses roue"+2*"module@Données denture"
- ☒ 4 "Dmini profil actif@Esquisses roue" = "Dt@Esquisses roue"-2*"module@Données denture"
- ☒ 5 "Df@Esquisses roue" = "Dt@Esquisses roue"-2.5*"module@Données denture"
- ☒ 6 "angle p c@Esquisses roue" = 360/("Z nbre de dents@Données denture"*"Nb de coups par dent@Esquisses roue")
- ☒ 7 "Avance p c@Esquisses roue" = "Rp@Esquisses roue" * ("angle p c@Esquisses roue"*pi/180)
- ☒ 8 "b@brut à tailler" = 8*"module@Données denture"
- ☒ 9 "raccord R@Esquisse0" = "R raccord/module@Données denture"*"module@Esquisse0"
- ☒ 10 "E0@Esquisse0" = (pi*"module@Esquisse0")/2
- ☒ 11 "ha0@Esquisse0" = "module@Esquisse0"
- ☒ 12 "hf0@Esquisse0" = 1.25*"module@Esquisse0"
- ☒ 13 "hfp@Esquisse0" = "module@Esquisse0"*(2.25-"déport X+1@Esquisse0")
- ☒ 14 "pas@Esquisse0" = pi*"module@Esquisse0"
- ☒ 15 "Rp@Esquisse0" = ("module@Esquisse0"*"Z Nbre de dents@Esquisse0")/2
- ☒ 16 "posit crem@Esquisse0" = 0.1*pi*"module@Esquisse0"
- ☒ 17 "a init@développante théorique" = "P init@développante théorique"
- ☒ 18 "Rb@développante théorique" = "Rp@Esquisse0" * cos("Angle de pression@Esquisse0"*pi/180)
- ☒ 19 "a0@développante théorique" = "t0@développante théorique"
- ☒ 20 "ecart pt@développante théorique" = (("Da@Esquisses roue")/2)-"Rb@développante théorique")/6
- ☒ 21 "r1@développante théorique" = "Rb@développante théorique"+"ecart pt@développante théorique"
- ☒ 22 "a1@développante théorique" = "t1@développante théorique"
- ☒ 23 "r2@développante théorique" = "Rb@développante théorique"+"ecart pt@développante théorique"*2
- ☒ 24 "a2@développante théorique" = "t2@développante théorique"
- ☒ 25 "r3@développante théorique" = "Rb@développante théorique"+"ecart pt@développante théorique"*3
- ☒ 26 "a3@développante théorique" = "t3@développante théorique"
- ☒ 27 "r4@développante théorique" = "Rb@développante théorique"+"ecart pt@développante théorique"*4
- ☒ 28 "a4@développante théorique" = "t4@développante théorique"
- ☒ 29 "r5@développante théorique" = "Rb@développante théorique"+"ecart pt@développante théorique"*5
- ☒ 30 "a5@développante théorique" = "t5@développante théorique"
- ☒ 31 "r6@développante théorique" = "Rb@développante théorique"+"ecart pt@développante théorique"*6
- ☒ 32 "a6@développante théorique" = "t6@développante théorique"
- ☒ 33 "s/2@développante théorique" = "module@Esquisse0"*((pi/4)+("déport X+1@Esquisse0"-1) *tan("Angle de pression@Esquisse0"*pi/180))
- ☒ 34 "raccord R@Esquisse1" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 35 "E0@Esquisse1" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 36 "ha0@Esquisse1" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 37 "hf0@Esquisse1" = "hf0@Esquisse0"

- ☒ 37 "hf0@Esquisse1" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 38 "hfp@Esquisse1" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 39 "pas@Esquisse1" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 40 "Rp@Esquisse1" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 41 "D2@Esquisse1" = "angle p c@Esquisses roue"
- ☒ 42 "posit crem@Esquisse1" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"
- ☒ 43 "raccord R@Esquisse2" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 44 "E0@Esquisse2" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 45 "ha0@Esquisse2" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 46 "hf0@Esquisse2" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 47 "hfp@Esquisse2" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 48 "pas@Esquisse2" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 49 "Rp@Esquisse2" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 50 "D2@Esquisse2" = "angle p c@Esquisses roue"*2
- ☒ 51 "posit crem@Esquisse2" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*2
- ☒ 52 "raccord R@Esquisse3" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 53 "E0@Esquisse3" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 54 "ha0@Esquisse3" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 55 "hf0@Esquisse3" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 56 "hfp@Esquisse3" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 57 "pas@Esquisse3" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 58 "Rp@Esquisse3" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 59 "D2@Esquisse3" = "angle p c@Esquisses roue"*3
- ☒ 60 "posit crem@Esquisse3" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*3
- ☒ 61 "raccord R@Esquisse4" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 62 "E0@Esquisse4" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 63 "ha0@Esquisse4" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 64 "hf0@Esquisse4" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 65 "hfp@Esquisse4" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 66 "pas@Esquisse4" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 67 "Rp@Esquisse4" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 68 "D2@Esquisse4" = "angle p c@Esquisses roue"*4
- ☒ 69 "posit crem@Esquisse4" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*4
- ☒ 70 "raccord R@Esquisse5" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 71 "E0@Esquisse5" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 72 "ha0@Esquisse5" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 73 "hf0@Esquisse5" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 74 "hfp@Esquisse5" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 75 "pas@Esquisse5" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 76 "Rp@Esquisse5" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 77 "D2@Esquisse5" = "angle p c@Esquisses roue"*5
- ☒ 78 "posit crem@Esquisse5" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*5
- ☒ 79 "raccord R@Esquisse6" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 80 "E0@Esquisse6" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 81 "ha0@Esquisse6" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 82 "hf0@Esquisse6" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 83 "hfp@Esquisse6" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 84 "pas@Esquisse6" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 85 "Rp@Esquisse6" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 86 "D2@Esquisse6" = "angle p c@Esquisses roue"*6
- ☒ 87 "posit crem@Esquisse6" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*6
- ☒ 88 "raccord R@Esquisse7" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 89 "E0@Esquisse7" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 90 "ha0@Esquisse7" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 91 "hf0@Esquisse7" = "hf0@Esquisse0"

☒ 92 "hfp@Esquisse7" = "hfp@Esquisse0"
☒ 93 "pas@Esquisse7" = "pas@Esquisse0"
☒ 94 "Rp@Esquisse7" = "Rp@Esquisse0"
☒ 95 "D2@Esquisse7" = "angle p c@Esquisses roue"*7
☒ 96 "posit crem@Esquisse7" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*7
☒ 97 "raccord R@Esquisse8" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 98 "E0@Esquisse8" = "E0@Esquisse0"
☒ 99 "ha0@Esquisse8" = "ha0@Esquisse0"
☒ 100 "hf0@Esquisse8" = "hf0@Esquisse0"
☒ 101 "hfp@Esquisse8" = "hfp@Esquisse0"
☒ 102 "pas@Esquisse8" = "pas@Esquisse0"
☒ 103 "Rp@Esquisse8" = "Rp@Esquisse0"
☒ 104 "D2@Esquisse8" = "angle p c@Esquisses roue"*8
☒ 105 "posit crem@Esquisse8" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*8
☒ 106 "raccord R@Esquisse9" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 107 "E0@Esquisse9" = "E0@Esquisse0"
☒ 108 "ha0@Esquisse9" = "ha0@Esquisse0"
☒ 109 "hf0@Esquisse9" = "hf0@Esquisse0"
☒ 110 "hfp@Esquisse9" = "hfp@Esquisse0"
☒ 111 "pas@Esquisse9" = "pas@Esquisse0"
☒ 112 "Rp@Esquisse9" = "Rp@Esquisse0"
☒ 113 "D2@Esquisse9" = "angle p c@Esquisses roue"*9
☒ 114 "posit crem@Esquisse9" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*9
☒ 115 "raccord R@Esquisse10" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 116 "E0@Esquisse10" = "E0@Esquisse0"
☒ 117 "ha0@Esquisse10" = "ha0@Esquisse0"
☒ 118 "hf0@Esquisse10" = "hf0@Esquisse0"
☒ 119 "hfp@Esquisse10" = "hfp@Esquisse0"
☒ 120 "pas@Esquisse10" = "pas@Esquisse0"

☒ 121 "Rp@Esquisse10" = "Rp@Esquisse0"
☒ 122 "D2@Esquisse10" = "angle p c@Esquisses roue"*10
☒ 123 "posit crem@Esquisse10" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*10
☒ 124 "raccord R@Esquisse11" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 125 "E0@Esquisse11" = "E0@Esquisse0"
☒ 126 "ha0@Esquisse11" = "ha0@Esquisse0"
☒ 127 "hf0@Esquisse11" = "hf0@Esquisse0"
☒ 128 "hfp@Esquisse11" = "hfp@Esquisse0"
☒ 129 "pas@Esquisse11" = "pas@Esquisse0"
☒ 130 "Rp@Esquisse11" = "Rp@Esquisse0"
☒ 131 "D2@Esquisse11" = "angle p c@Esquisses roue"*11
☒ 132 "posit crem@Esquisse11" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*11
☒ 133 "raccord R@Esquisse12" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 134 "E0@Esquisse12" = "E0@Esquisse0"
☒ 135 "ha0@Esquisse12" = "ha0@Esquisse0"
☒ 136 "hf0@Esquisse12" = "hf0@Esquisse0"
☒ 137 "hfp@Esquisse12" = "hfp@Esquisse0"
☒ 138 "pas@Esquisse12" = "pas@Esquisse0"
☒ 139 "Rp@Esquisse12" = "Rp@Esquisse0"
☒ 140 "D2@Esquisse12" = "angle p c@Esquisses roue"*12
☒ 141 "posit crem@Esquisse12" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*12
☒ 142 "raccord R@Esquisse13" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 143 "E0@Esquisse13" = "E0@Esquisse0"
☒ 144 "ha0@Esquisse13" = "ha0@Esquisse0"
☒ 145 "hf0@Esquisse13" = "hf0@Esquisse0"
☒ 146 "hfp@Esquisse13" = "hfp@Esquisse0"
☒ 147 "pas@Esquisse13" = "pas@Esquisse0"
☒ 148 "Rp@Esquisse13" = "Rp@Esquisse0"
☒ 149 "D2@Esquisse13" = "angle p c@Esquisses roue"*13
☒ 150 "posit crem@Esquisse13" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*13
☒ 151 "raccord R@Esquisse14" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 152 "E0@Esquisse14" = "E0@Esquisse0"
☒ 153 "ha0@Esquisse14" = "ha0@Esquisse0"
☒ 154 "hf0@Esquisse14" = "hf0@Esquisse0"
☒ 155 "hfp@Esquisse14" = "hfp@Esquisse0"
☒ 156 "pas@Esquisse14" = "pas@Esquisse0"
☒ 157 "Rp@Esquisse14" = "Rp@Esquisse0"
☒ 158 "D2@Esquisse14" = "angle p c@Esquisses roue"*14
☒ 159 "posit crem@Esquisse14" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*14
☒ 160 "raccord R@Esquisse15" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 161 "E0@Esquisse15" = "E0@Esquisse0"
☒ 162 "ha0@Esquisse15" = "ha0@Esquisse0"
☒ 163 "hf0@Esquisse15" = "hf0@Esquisse0"
☒ 164 "hfp@Esquisse15" = "hfp@Esquisse0"
☒ 165 "pas@Esquisse15" = "pas@Esquisse0"
☒ 166 "Rp@Esquisse15" = "Rp@Esquisse0"
☒ 167 "D2@Esquisse15" = "angle p c@Esquisses roue"*15
☒ 168 "posit crem@Esquisse15" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*15
☒ 169 "raccord R@Esquisse16" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 170 "E0@Esquisse16" = "E0@Esquisse0"
☒ 171 "ha0@Esquisse16" = "ha0@Esquisse0"
☒ 172 "hf0@Esquisse16" = "hf0@Esquisse0"
☒ 173 "hfp@Esquisse16" = "hfp@Esquisse0"
☒ 174 "pas@Esquisse16" = "pas@Esquisse0"
☒ 175 "Rp@Esquisse16" = "Rp@Esquisse0"
☒ 176 "D2@Esquisse16" = "angle p c@Esquisses roue"*16
☒ 177 "posit crem@Esquisse16" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*16
☒ 178 "raccord R@Esquisse17" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 179 "E0@Esquisse17" = "E0@Esquisse0"
☒ 180 "ha0@Esquisse17" = "ha0@Esquisse0"

☒ 182 "hfp@Esquisse17" = "hfp@Esquisse0"
☒ 183 "pas@Esquisse17" = "pas@Esquisse0"
☒ 184 "Rp@Esquisse17" = "Rp@Esquisse0"
☒ 185 "D2@Esquisse17" = "angle p c@Esquisses roue"*17
☒ 186 "posit crem@Esquisse17" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*17
☒ 187 "raccord R@Esquisse18" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 188 "E0@Esquisse18" = "E0@Esquisse0"
☒ 189 "ha0@Esquisse18" = "ha0@Esquisse0"
☒ 190 "hf0@Esquisse18" = "hf0@Esquisse0"
☒ 191 "hfp@Esquisse18" = "hfp@Esquisse0"
☒ 192 "pas@Esquisse18" = "pas@Esquisse0"
☒ 193 "Rp@Esquisse18" = "Rp@Esquisse0"
☒ 194 "D2@Esquisse18" = "angle p c@Esquisses roue"*18
☒ 195 "posit crem@Esquisse18" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*18
☒ 196 "raccord R@Esquisse19" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 197 "E0@Esquisse19" = "E0@Esquisse0"
☒ 198 "ha0@Esquisse19" = "ha0@Esquisse0"
☒ 199 "hf0@Esquisse19" = "hf0@Esquisse0"
☒ 200 "hfp@Esquisse19" = "hfp@Esquisse0"
☒ 201 "pas@Esquisse19" = "pas@Esquisse0"
☒ 202 "Rp@Esquisse19" = "Rp@Esquisse0"
☒ 203 "D2@Esquisse19" = "angle p c@Esquisses roue"*19
☒ 204 "posit crem@Esquisse19" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*19
☒ 205 "raccord R@Esquisse20" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 206 "E0@Esquisse20" = "E0@Esquisse0"
☒ 207 "ha0@Esquisse20" = "ha0@Esquisse0"
☒ 208 "hf0@Esquisse20" = "hf0@Esquisse0"
☒ 209 "hfp@Esquisse20" = "hfp@Esquisse0"
☒ 210 "pas@Esquisse20" = "pas@Esquisse0"
☒ 211 "Rp@Esquisse20" = "Rp@Esquisse0"
☒ 212 "D2@Esquisse20" = "angle p c@Esquisses roue"*20
☒ 213 "posit crem@Esquisse20" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*20
☒ 214 "raccord R@Esquisse21" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 215 "E0@Esquisse21" = "E0@Esquisse0"
☒ 216 "ha0@Esquisse21" = "ha0@Esquisse0"
☒ 217 "hf0@Esquisse21" = "hf0@Esquisse0"
☒ 218 "hfp@Esquisse21" = "hfp@Esquisse0"
☒ 219 "pas@Esquisse21" = "pas@Esquisse0"
☒ 220 "Rp@Esquisse21" = "Rp@Esquisse0"
☒ 221 "D2@Esquisse21" = "angle p c@Esquisses roue"*21
☒ 222 "posit crem@Esquisse21" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*21
☒ 223 "raccord R@Esquisse22" = "raccord R@Esquisse0"

- ☒ 224 "E0@Esquisse22" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 225 "ha0@Esquisse22" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 226 "hf0@Esquisse22" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 227 "hfp@Esquisse22" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 228 "pas@Esquisse22" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 229 "Rp@Esquisse22" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 230 "D2@Esquisse22" = "angle p c@Esquisses roue"*22
- ☒ 231 "posit crem@Esquisse22" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*22
- ☒ 232 "raccord R@Esquisse23" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 233 "E0@Esquisse23" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 234 "ha0@Esquisse23" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 235 "hf0@Esquisse23" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 236 "hfp@Esquisse23" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 237 "pas@Esquisse23" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 238 "Rp@Esquisse23" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 239 "D2@Esquisse23" = "angle p c@Esquisses roue"*23
- ☒ 240 "posit crem@Esquisse23" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*23
- ☒ 241 "raccord R@Esquisse24" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 242 "E0@Esquisse24" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 243 "ha0@Esquisse24" = "ha0@Esquisse0"
- ☒ 244 "hf0@Esquisse24" = "hf0@Esquisse0"
- ☒ 245 "hfp@Esquisse24" = "hfp@Esquisse0"
- ☒ 246 "pas@Esquisse24" = "pas@Esquisse0"
- ☒ 247 "Rp@Esquisse24" = "Rp@Esquisse0"
- ☒ 248 "D2@Esquisse24" = "angle p c@Esquisses roue"*24
- ☒ 249 "posit crem@Esquisse24" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*24
- ☒ 250 "raccord R@Esquisse25" = "raccord R@Esquisse0"
- ☒ 251 "E0@Esquisse25" = "E0@Esquisse0"
- ☒ 252 "ha0@Esquisse25" = "ha0@Esquisse0"

✓	253	"hf0@Esquisse25" = "hf0@Esquisse0"
✓	254	"hfp@Esquisse25" = "hfp@Esquisse0"
✓	255	"pas@Esquisse25" = "pas@Esquisse0"
✓	256	"Rp@Esquisse25" = "Rp@Esquisse0"
✓	257	"D2@Esquisse25" = "angle p c@Esquisses roue"*25
✓	258	"posit crem@Esquisse25" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*25
✓	259	"raccord R@Esquisse26" = "raccord R@Esquisse0"
✓	260	"E0@Esquisse26" = "E0@Esquisse0"
✓	261	"ha0@Esquisse26" = "ha0@Esquisse0"
✓	262	"hf0@Esquisse26" = "hf0@Esquisse0"
✓	263	"hfp@Esquisse26" = "hfp@Esquisse0"
✓	264	"pas@Esquisse26" = "pas@Esquisse0"
✓	265	"Rp@Esquisse26" = "Rp@Esquisse0"
✓	266	"D2@Esquisse26" = "angle p c@Esquisses roue"*26
✓	267	"posit crem@Esquisse26" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*26
✓	268	"raccord R@Esquisse27" = "raccord R@Esquisse0"
✓	269	"E0@Esquisse27" = "E0@Esquisse0"
✓	270	"ha0@Esquisse27" = "ha0@Esquisse0"
✓	271	"hf0@Esquisse27" = "hf0@Esquisse0"
✓	272	"hfp@Esquisse27" = "hfp@Esquisse0"
✓	273	"pas@Esquisse27" = "pas@Esquisse0"
✓	274	"Rp@Esquisse27" = "Rp@Esquisse0"
✓	275	"D2@Esquisse27" = "angle p c@Esquisses roue"*27
✓	276	"posit crem@Esquisse27" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*27
✓	277	"raccord R@Esquisse28" = "raccord R@Esquisse0"
✓	278	"E0@Esquisse28" = "E0@Esquisse0"
✓	279	"ha0@Esquisse28" = "ha0@Esquisse0"
✓	280	"hf0@Esquisse28" = "hf0@Esquisse0"
✓	281	"hfp@Esquisse28" = "hfp@Esquisse0"
✓	282	"pas@Esquisse28" = "pas@Esquisse0"
✓	283	"Rp@Esquisse28" = "Rp@Esquisse0"
✓	284	"D2@Esquisse28" = "angle p c@Esquisses roue"*28
✓	285	"posit crem@Esquisse28" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*28
✓	286	"raccord R@Esquisse29" = "raccord R@Esquisse0"
✓	287	"E0@Esquisse29" = "E0@Esquisse0"
✓	288	"ha0@Esquisse29" = "ha0@Esquisse0"
✓	289	"hf0@Esquisse29" = "hf0@Esquisse0"

☒ 290 "hfp@Esquisse29" = "hfp@Esquisse0"
☒ 291 "pas@Esquisse29" = "pas@Esquisse0"
☒ 292 "Rp@Esquisse29" = "Rp@Esquisse0"
☒ 293 "D2@Esquisse29" = "angle p c@Esquisses roue"*29
☒ 294 "posit crem@Esquisse29" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*29
☒ 295 "raccord R@Esquisse30" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 296 "EO@Esquisse30" = "EO@Esquisse0"
☒ 297 "ha0@Esquisse30" = "ha0@Esquisse0"
☒ 298 "hf0@Esquisse30" = "hf0@Esquisse0"
☒ 299 "hfp@Esquisse30" = "hfp@Esquisse0"
☒ 300 "pas@Esquisse30" = "pas@Esquisse0"
☒ 301 "Rp@Esquisse30" = "Rp@Esquisse0"
☒ 302 "D2@Esquisse30" = "angle p c@Esquisses roue"*30
☒ 303 "posit crem@Esquisse30" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*30
☒ 304 "raccord R@Esquisse31" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 305 "EO@Esquisse31" = "EO@Esquisse0"
☒ 306 "ha0@Esquisse31" = "ha0@Esquisse0"
☒ 307 "hf0@Esquisse31" = "hf0@Esquisse0"
☒ 308 "hfp@Esquisse31" = "hfp@Esquisse0"
☒ 309 "pas@Esquisse31" = "pas@Esquisse0"
☒ 310 "Rp@Esquisse31" = "Rp@Esquisse0"
☒ 311 "D2@Esquisse31" = "angle p c@Esquisses roue"*31
☒ 312 "posit crem@Esquisse31" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*31
☒ 313 "raccord R@Esquisse32" = "raccord R@Esquisse0"
☒ 314 "EO@Esquisse32" = "EO@Esquisse0"
☒ 315 "ha0@Esquisse32" = "ha0@Esquisse0"
☒ 316 "hf0@Esquisse32" = "hf0@Esquisse0"
☒ 317 "hfp@Esquisse32" = "hfp@Esquisse0"
☒ 318 "pas@Esquisse32" = "pas@Esquisse0"

✓	319	"Rp@Esquisse32" = "Rp@Esquisse0"
✓	320	"D2@Esquisse32" = "angle p c@Esquisses roue"*32
✓	321	"posit crem@Esquisse32" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*32
✓	322	"raccord R@Esquisse33" = "raccord R@Esquisse0"
✓	323	"E0@Esquisse33" = "E0@Esquisse0"
✓	324	"ha0@Esquisse33" = "ha0@Esquisse0"
✓	325	"hf0@Esquisse33" = "hf0@Esquisse0"
✓	326	"hfp@Esquisse33" = "hfp@Esquisse0"
✓	327	"pas@Esquisse33" = "pas@Esquisse0"
✓	328	"Rp@Esquisse33" = "Rp@Esquisse0"
✓	329	"D2@Esquisse33" = "angle p c@Esquisses roue"*33
✓	330	"posit crem@Esquisse33" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*33
✓	331	"raccord R@Esquisse34" = "raccord R@Esquisse0"
✓	332	"E0@Esquisse34" = "E0@Esquisse0"
✓	333	"ha0@Esquisse34" = "ha0@Esquisse0"
✓	334	"hf0@Esquisse34" = "hf0@Esquisse0"
✓	335	"hfp@Esquisse34" = "hfp@Esquisse0"
✓	336	"pas@Esquisse34" = "pas@Esquisse0"
✓	337	"Rp@Esquisse34" = "Rp@Esquisse0"
✓	338	"D2@Esquisse34" = "angle p c@Esquisses roue"*34
✓	339	"posit crem@Esquisse34" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*34
✓	340	"raccord R@Esquisse35" = "raccord R@Esquisse0"
✓	341	"E0@Esquisse35" = "E0@Esquisse0"
✓	342	"ha0@Esquisse35" = "ha0@Esquisse0"
✓	343	"hf0@Esquisse35" = "hf0@Esquisse0"
✓	344	"hfp@Esquisse35" = "hfp@Esquisse0"
✓	345	"pas@Esquisse35" = "pas@Esquisse0"
✓	346	"Rp@Esquisse35" = "Rp@Esquisse0"
✓	347	"D2@Esquisse35" = "angle p c@Esquisses roue"*35
✓	348	"posit crem@Esquisse35" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*35
✓	349	"raccord R@Esquisse36" = "raccord R@Esquisse0"
✓	350	"E0@Esquisse36" = "E0@Esquisse0"
✓	351	"ha0@Esquisse36" = "ha0@Esquisse0"
✓	352	"hf0@Esquisse36" = "hf0@Esquisse0"
✓	353	"hfp@Esquisse36" = "hfp@Esquisse0"
✓	354	"pas@Esquisse36" = "pas@Esquisse0"
✓	355	"Rp@Esquisse36" = "Rp@Esquisse0"
✓	356	"D2@Esquisse36" = "angle p c@Esquisses roue"*36
✓	357	"posit crem@Esquisse36" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*36
✓	358	"raccord R@Esquisse37" = "raccord R@Esquisse0"
✓	359	"E0@Esquisse37" = "E0@Esquisse0"
✓	360	"ha0@Esquisse37" = "ha0@Esquisse0"
✓	361	"hf0@Esquisse37" = "hf0@Esquisse0"
✓	362	"hfp@Esquisse37" = "hfp@Esquisse0"
✓	363	"pas@Esquisse37" = "pas@Esquisse0"
✓	364	"Rp@Esquisse37" = "Rp@Esquisse0"
✓	365	"D2@Esquisse37" = "angle p c@Esquisses roue"*37
✓	366	"posit crem@Esquisse37" = "posit crem@Esquisse0" + "Avance p c@Esquisses roue"*37
✓	367	"Angle de pression"
✓	368	"module"
✓	369	"déport X+1"
✓	370	"Z nbre de dents"