الشعبية الجمهورية الجزائرية الديمقراطية
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université YAHIA FARES de Médéa

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Conception Mécanique

Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master

Elaboration d'un code de calcul des éléments de taillage

Présenté par :

BOUGUERA Chahrazed

MAHMOUDI Khadidja

Proposé et dirigé par :

Promoteur : Dr. BACHENE Mourad

Co-promoteur : Dr. HENINI Noureddine

2016-2017

Remerciement

Ce travail à été réalisé au niveau de département de Génie Mécanique de l'Université Yahia Fares de Médéa, Faculté des technologie.

Nous tenons a remercier très chaleureusement notre encadreur Monsieur BACHENE Mourad et notre co-promoteur Monsieur HENINI Noureddine pour son aide, ses conseil le long de ce travail .

Nous remercions également Monsieur ABOUDURA SALLAM pour nous avoir fait l'honneur et le plaisir de présider le jury de notre mémoire.

Nos remerciement vont aussi a toutes les personnes qui contribué de loin ou de prés à l'élaboration de ce travail ,a tous nous exprimons notre reconnaissance.



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

À ma très chère mère Djamila qui a vraiment sacrifier toute sa vie pour moi je souhaite que Allah la garde et la guérisse et mon très chèr papa Ahmed que dieu le garde et le protège,ils ont fait de moi ce que je suis aujourd'hui.
À mes sœurs Sarah et Fatima Zohra ,leurs maris et leurs enfants nada et Abdelraouf.
À mes frère Khaled-Walid et Yacine.
À mon fiancé Abdellah.
À ma copine et sœur Kenza.
À toute ma famille.
À ma binôme Chahrazad .
À tous mes amis et leurs familles.
À tous mes camarades de groupe Conception Mécanique.
À tous ceux qui me connaissent.

Khadidja

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

À ma chère mère Zineb pour ses sacrifices pour moi .et mon très chèr père Rabah que je regrette leur absence,et je demande à dieu de tous puissant de l'accueillir dans son paradis.
À mes sœurs Karima,Naima,Hanan et Fati ,leurs maris et leurs enfants .
À mes frère Rachid,morad,Lamine et sa femme.
À ma jolie fille zineb.
À mes collègues de travail.
À toute ma famille.
À ma binôme Dida .
À tous mes camarades de groupe Conception Mécanique.
À tous ceux qui me connaissent.

Chahrazed

SOMMAIRE:

Listes des figures
Liste des tableaux

Introduction générale

Chapitre I:Théorie générale sur les engrenages

I.1.Définition d'un engrenage.....1
I.2.Classification des engrenages.....1
I.2 .1.Les engrenage cylindriques à denture droite.....1
I.2.2.Les engrenage cylindriques engrenage à denture hélicoïdale.....1
I.2.3.Les engrenage à denture coniques et spiro-coniques.....2
I.2.4.Les engrenage à roue et vis sans fin.....2
I.3.Géométrie et technologie.....4
I.3.1.Définition de la denture.....4
I.3.1.1Le pas.....5
I.3.1.2.Le Moudle.....5
I.3.1.3.Le nombre de dent.....5
I.3.1.4.Cercle primitif.....6
I.3.1.5.Cercle de tête.....6
I.3.1.6. Cercle de pied.....6
I.3.1 .7.Le cercle de base.....6
I.3.1 .8. Entraxe.....7
I.3.1.9.Angle de pression.....7
I.3.1.10.La largeur de denture.....8
I.4.Fonctionnement des engrenages.....8
I.5.Profil de denture en développante de cercle.....8
I.5.1.Définition d'une développante de cercle.....8
I.5.2.Equation de la développante de cercle.....9
I.5.3.Propriétés géométriques des développantes de cercle.....10
I.6.Conjugaison des profils en développante de cercle.....10
I.7.Ligne d'engrènement ou ligne d'action.....11
I.8.Interférence.....11
I.8.1.Interférence de fonctionnement.....11
I.8.2.Interférence de taillage.....12
I.8.3.Inconvénients de l'interférence.....13
I.8.4.Condition de non-interférence.....13
I.9.Déport de denture sans variation d'entraxe.....14
I.9.1.Denture normale.....14
I.9.2Denture déportée.....14

I.10.Fonctionnement avec jeu.....15
I.11.Le rapport de réduction.....16
I.12.Caractérisation générale des engrenages.....17
I.12.1.Les engrenages cylindriques à denture droite extérieur.....17
I.12.2.Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.....19
I.12.3.engrenages coniques à denture droite.....21
I.12.4.Les engrenages gauches «le système roue - vis sans fin».....24
I.13.Qualité des engrenages NF ISO 1328.....28
I.13.1.Domaines d'emplois indicatifs.....28

chapitre II: Usinage des engrenages

II. Usinage des engrenages.....29
II.1.Stratégies d'industrialisation des dentures.....29
II.2.Techniques d’ébauche des dentures.....30
II.3.Taillage des roues cylindriques.....31
II.3.1.Taillage par génération.....31
II.3.1.1.Taillage par outil-crémaillère.....31
II.3.1.2.Taillage par fraise mère.....33
II.3.1.3.Taillage par outil-pignon.....35
II.3.2.Taillage par reproduction.....36
II.3.2.1.Taillage par fraise module.....36
II.3.2.2.Taillage par fraise-disque.....37
II.4.Taillage des roues coniques.....37
II.4.1.Généralité.....37
II.4.2.Denture conique droite.....38
II.4.3.Denture conique hélicoïdale.....39
II.4.4.Denture spirale.....40
II.5.Les machines de taillage.....41
II.5.1.La machine MAAG.....41
II.5.1.1.Principe.....43
II.5.2.La machine Sunderland.....44
II.5.2.1.Principe 44
II.5.2.2.Schéma de la machine.....45
II.5.3.La machine CNC [Pfauter typeP 253].....46
II.5.4.La machine Gleason.....48
II.5.4.1.La machine Gleason à couteaux et à secteur dentés.....48
II.5.4.1.1.Le principe de la machine.....48
II.5.4.1.2.Le fonctionnement de la machine.....49
II.5.4.1.La machine Gleason à couteaux et à train d'engrenages.....50

chapitre III: Programmation informatique

III. Programmation informatique.....51

III.1.Introduction.....51
III.2.Présentation de l'outil guide de Matlab.....51

III.2.1.L'outil GUIDE.....51

III.2.2.Présentation.....52

III.2.3.Programmation à la main.....53

III.2.3.1.Présentation.....53

III.3.Présentation du logiciel élaboré.....54

III.4.Présentation des organigrammes des sous programme.....55

III.4.1.Organigramme d'un programme de denture droite.....55

III.4.2.Organigramme d'un programme de denture hélicoïdale.....57

III.4.3.Organigramme d'un programme de denture conique.....59

III.4.4.Organigramme d'un programme d'un vis et couronne.....61
III.5.Exploitation de logiciel élaborée.....62

III.6.Présentation de quelque résultats.....62
III.6.1.Engrenage cylindrique à denture droite.....63

III.6.2.Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.....65

III.6.3.Engrenages coniques à denture droite.....67
III.6.4.Les engrenages gauches «le système roue - vis sans fin».....69
CONCLUSION

Référence bibliographique

Annexe

Listes des figures

FigI.1: Engrenage cylindriques à denture droite.....3
FigI.2: Engrenage cylindriques engrenage à denture hélicoïdale.....3
FigI.3.4: Engrenage à denture coniques et spiro-coniques.....3
FigI.5: Engrenage à roue et vis sans fin.....3
FigI.6: Présentation du contact externe.....4
FigI.7: Présentation du contact interne.....4
FigI.8: Caractéristiques des dents.....5
FigI.9: Présentation du l'entraxe.....7
FigI.10: Présentation du l'angle de pression.....7
FigI.11,12 et13: Schématisations du développante de cercle.....10.9
FigI.14: Schématisation d'un conjugaison des profils en développante de cercle.....11
FigI.15: Interférence de fonctionnement.....12
FigI.16: Interférence de taillage.....12
FigI.17: Détermination graphique de l'interférence de fonctionnement.....13
FigI.18: Détermination analytique de l'interférence de fonctionnement.....14
FigI.19: Déport de denture sans variation d'entraxe.....15
figI.20: Fonctionnement avec jeu.....15
FigI.21: Fonctionnement sans jeu.....16
FigI.22: Les caractéristiques des engrenages cylindriques à denture droite extérieur.....17
FigI.23: Les caractéristiques des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.....19
FigI.24: Les caractéristiques des engrenages coniques à denture droite.....21
FigI.25: Les caractéristiques des engrenages gauches «le système roue - vis sans fin».....24
Fig.II.1: Taillage à l'outil crémaillère.....32
Fig.II.2: Crémaillère génératrices.....33
Fig.II.3: Représente les différents types de l'outil crémaillère.....33
Fig.II.4: Taillage par fraise mère.....34
Fig.II.5: Taillage à l'outil pignon.....35
Fig.II.6: Taillage à la fraise module.....36
Fig.II.7: Taillage par fraise-disque.....37
Fig.II.8: Roue plate génératrice.....38
Fig.II.9: Déplacement des outils.....39
Fig.II.10: Schéma de principe d'une machine Gleason pour denture droite.....39
Fig.II.11: La hauteur de denture constante et variable.....40

Fig.II.12: La machine MAAG.....42
Fig.II.13: Les éléments de la machine MAAG.....42
Fig.II.14 : Mouvement de la machine MAAG.....43
Fig.II.15: Le cycle de taillage de la machine MAAG.....44
Fig.II.16: Principe de la machine Sunderland.....44
Fig.II.17: Schéma de la machine Sunderland.....45
Fig.II.18: Plan de travail avec les différentes directions des mouvements pour une machine CNC[Pfauter].....47
Fig.II.19: Entraînement avec moteur d'une machine CNC [Pfauter].....48
Fig.II.20: Machine Gleason à couteaux et à secteur dentés.....49
Fig.21 et 22: Machine Gleason à couteaux et à train d'engrenages.....50
Fig.III.1: Inspecteur des biens.....52
Fig.III.2: l'organigramme du logiciel élaboré.....54
Fig.III.3: Organigramme d'un programme de denture droite.....56
Fig.III.4: Organigramme d'un programme de denture hélicoïdale.....58
Fig.III.5: Organigramme d'un programme de denture conique.....60
Fig.III.6: Organigramme d'un programme «vis et couronne».....61
Fig.III.7: la page principale d'exploitation de logiciel élaborée.....62
Fig.III.8: Présentation d'un essais de calcule d'u denture droite.....63
Fig.III.9: le résultat de calcule dans un fichier Excelle d'un denture droite.....64
Fig.III.10: Présentation d'un essais de calcule d'un denture hélicoïdale.....65
Fig.III.11: le résultat de calcule dans un fichier Excelle d'un denture hélicoïdale.....66
Fig.III.12: Présentation d'un essais de calcule d'un engrenage coniques à denture droite.....67
Fig.III.13: le résultat de calcule dans un fichier Excelle d'un engrenage coniques à denture droite 68
Fig.III.14: Présentation d'un essais de calcule d'un engrenages gauches «le système roue - vis sans fin».....69
Fig.III.15: le résultat de calcule dans un fichier Excelle d'un engrenage gauches«le système roue-vis sans fin».....70

Listes des tableaux

Table 1 : Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage à denture droite.....18

Table 2 : Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage à denture hélicoïdale.....20

Table 3 : Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage coniques à denture droit.....22.23

Table 4: Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage vis sans fin- roue.....25.26.27

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Les engrenages sont largement utilisés dans l'industrie mécanique comme moyen de transmission de puissance d'un arbre vers un autre. Ils sont obtenus par taillage sur des machines-outils spéciales soit par reproduction soit par génération. La précision d'exécution dépend essentiellement de la précision du rapport des trains d'engrenages introduits dans la chaîne cinématique qui lie à la rotation de la fraise et la rotation de la broche porte-pièce.

Les engrenages sont utilisés comme moyen de transmission de puissance dans les boites des vitesses et d'avances des machines où ils réalisent les vitesses, les couples et les sens de rotation des éléments de machines. Ces transmissions peuvent être simples ou composées.

Ces engrenages doivent réaliser des rapports de transmission qui sont égaux au rapport des nombres de dents des roues qui constituent la chaîne cinématique. Pour en arriver là il fautcalculer les nombres de dents des roues dentées qui doivent réaliser les différents rapports de transmission.

L'étude d'un engrenage exige une approche itérative afin d'optimiser certaines variables en prenant en considération les aspects cinématique et dynamiques.

Aussi, vu la complexité des formules de la conception et la diversité des types des matériaux, le calcul manuel des caractéristiques des engrenages nécessite un temps considérable sans aboutir à des résultats exacts. Par conséquent, les spécialistes constatent qu'un outil informatique s'avère nécessaire pour automatiser ce travail. Cet outil doit respecter certaines données et exigences suivantes établies par les constructeurs des machines dans le cahier des charges :

- la puissance ou le couple à transmettre,
- la fréquence de rotation du pignon d'entrée de mouvement,
- la valeur moyenne du rapport de transmission ou la valeur d'une autre variante dedonnées comme le nombre des dents du pignon et de la roue ou la valeur de la fréquence de rotation de la roue de sortie du mouvement,

- les paramètres de taillage (le type des dentures, module, angle de pression, angled'hélice, ...etc.)
- les conditions de fonctionnement de l'engrenage,
- l'encombrement.

Afin de faciliter les calculs et éviter les erreurs nous avons dû automatiser les méthodes de calcul.Pour résoudre ce problème nous avons divisé notre travail en trois chapitres.

- Le premier chapitre traitera, les caractéristiques mécaniques des engrenages cylindriques à dentures droites, hélicoïdales et denture conique et vis - roue tangente. Nous rappellerons, les définitions des différents paramètres des engrenages.
- Dans le second chapitre, nous avons exposé les différents types et les machines de taillage, il présente plusieurs techniques d'usinage.
- Le troisième chapitre est consacré à la présentation dela programmation informatique à l'aide du compilateur Matlab pour faciliter le calcul automatique des engrenages des différents cas nous intéressent dans notre projet du fin d'études.
- Le mémoire s'achève par une conclusion générale et recommandations pour des travaux futurs.

Chapitre I

Théorie générale sur les engrenages

I.THEORIE GENERALE SUR LES ENGRENAGES:

I.1.Définition d'un engrenage:

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact et on dit que les deux roues sont conjuguées. La plus petite roue est appelée pignon, la plus grande est la roue [1].

I.2.Classification des engrenages:

Il existe quatre principaux types d'engrenages :

I.2 .1.Les engrenage cylindriques à denture droite (FigI.1) :

Avantage:

- ✓ Simple et économiques.
- ✓ Pas d'efforts axiaux.

Inconvénients :

- ✓ Vitesses de rotation limitées.
- ✓ Bruyant.
- ✓ Entraxes prenant des valeurs finies.

I.2.2.Les engrenage cylindriques engrenage à denture hélicoïdale (FigI.2):

Avantage:

- ✓ **Transmission plus souple et moins bruyante.**
- ✓ Transmission d'efforts et des vitesses plus importants.

- ✓ Possibilités d'entraxes infinis.

Inconvénients :

- ✓ Effort axial supplémentaire.
- ✓ Solution moins économique.
- ✓ Rendement moins bon.

I.2.3.Les engrenage à denture coniques et spiro-coniques (FigI.3et4):

Avantage:

- ✓ Arbres non parallèles voir non concourants.
- ✓ Possibilité de choisir le sens de rotation de la roue menée.

Inconvénients :

- ✓ Solution moins économique.
- ✓ Nécessité d'un réglage des roues au montage.

I.2.4.les engrenage à roue et vis sans fin (FigI.5):

Avantage:

- ✓ Arbres quelconques (Très souvent orthogonaux).
- ✓ Rapport de réduction élevée.

Inconvénients :

- ✓ Rendement faible.
- ✓ Parfois non réversible (peut être un avantage)[2].



FigI.1



FigI.2



FigI.3



FigI.4



FigI.5

De même, il existe plusieurs types d'engrenages :

- ✓ les engrenages à axes parallèles (FigI.1et2).
- ✓ les engrenages à axes concourants(FigI.3et4).
- ✓ les engrenages à axes non concourants - dont font partie les engrenages à roue et vis sans fin - et les engrenages à pignon et crémaillère(FigI.5).

Les engrenages sont utilisés dans toutes les branches de la mécanique pour transmettre des mouvements. dans le domaine de la transmission de puissance entre deux arbres animés d'un mouvement de rotation, l'engrènement reste le mécanisme le plus utilisé dans divers produits industriels tel que les réducteurs, les boîtes de vitesse,... etc.

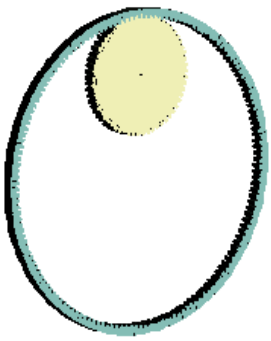
La transmission se fait avec un très bon rendement énergétique. La variation de vitesse obtenue entre l'entrée et la sortie ne dépend que du nombre de dents des pièces en contact.

I.3.Géométrie et technologie:

La géométrie et la technologie d'obtention diffèrent d'une roue dentée à une autre. Par exemple dans le cas des roues à denture droite, les surfaces primitives sont des cylindres droits d'axes parallèles. Aussi, les surfaces des dentures hélicoïdale sont des cylindres dont les génératrices sont parallèles aux axes. Les roues dentées peuvent être à contact externe (FigI.6) ou à contact interne (FigI.7).



FigI.6:Contact externe



FigI.7:Contact interne

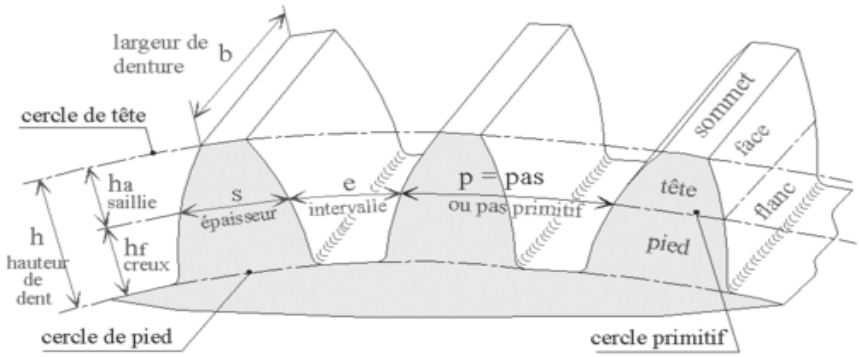
Le transfert de la charge d'une dent à l'autre dépend beaucoup de la distribution des erreurs et des déformations sur l'ensemble de la géométrie des dents. Souvent, un transfert brutal, ne peut être empêché. Ce dernier étant un générateur de surcharges dynamiques, de vibrations, de bruit et en conséquence d'usure et de fractures prématurées, principalement sur les roues à denture droites. Pour pallier à cet inconvénient, l'utilisation de la denture hélicoïdale "rallonge" l'action de la dent [3] .

I.3.1.Définition de la denture:

Les caractéristiques qui définissent la dent sont déterminées comme suit (FigI.8):

- Saillie : ha = m
- Creux : hf = 1,25 × m

- Jeu à fond de dent : c = 0,25 × m



FigI. 8

I.3.1.1.Le pas (P):

Le pas correspond à la longueur de l'arc entre deux flans successifs de dents, cet arc étant mesuré sur le cercle primitif de cet engrenage(FigI.8).

$$\boldsymbol{P = m * \pi}$$

m :c'est le module d'engrènent.

I.3.1.2.Le Module (m):

le module d'une denture est la valeur qui permet de définir les caractéristiques d'une roue dentée. C'est le rapport entre le diamètre primitif de la roue et le nombre de ses dents. Le module est une grandeur normalisée.

$$\boldsymbol{m = Z * d}$$

avec

Z: c'est le nombre de dent de la roue ou de pignon.

d:c'est le diamètre primitif de la roue ou de pignon.

I.3.1.3.Le nombre de dent (Z):

Le nombre de dent est noté par « **Z** ».

I.3.1.4.Cercle primitif :

Le cercle primitif (FigI.8) représente la zone de contact où il y à roulement sans glissement entre le pignon et la roue. On peut donc assimiler l'engrenage à deux cercles primitifs(d1)et(d2) qui roulent sans glisser l'un sur l'autre. On détermine le diamètre primitif par la relation :

$$\boldsymbol{d = m * Z}$$

avec

Z: le nombre de dents.

m:le module d'engrènement.

I.3.1.5.Cercle de tête (D):

Le cercle de tête se trouve au sommet des dents (FigI.8). C'est celui qui peut être mesuré directement à l'aide d'un pied à coulisse.

I.3.1.6.Cercle de pied (df):

Le cercle de pied se trouve au fond de dent (FigI.8) .On détermine le diamètre de pied (df) par la relation:

$$\boldsymbol{df = D - 2h}$$

Avec: $\boldsymbol{h = ha + hf}$

h: c'est la hauteur de la dent.

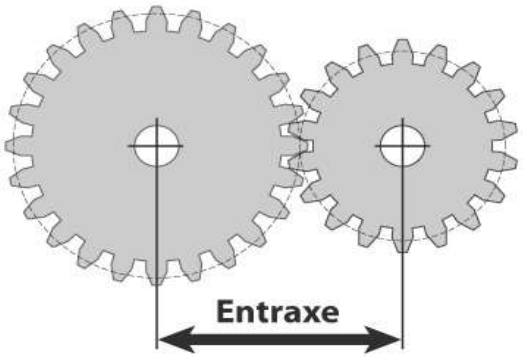
D:c'est le diametre de tete.

I.3.1.7.Le cercle de base (db):

Chaque denture possède un cercle de base. Ce cercle de diamètre **« db »** est fictif et non mesurable. Il est le point de départ théorique du profil en développante de cercle de chaque dent.

I.3.1.8.Entraxe (a) :

L'entraxe (a) représente la distance entre les centres du pignon et de la roue. En fonctionnement normal, sa valeur est égale à la demi-sommeil des rayons primitifs du pignon et de la roue. L'entraxe peut varier en fonction de la température du boîtier et des engrenages et particulièrement lorsque les matériaux des engrenages et du boîtier sont différents (FigI.9).

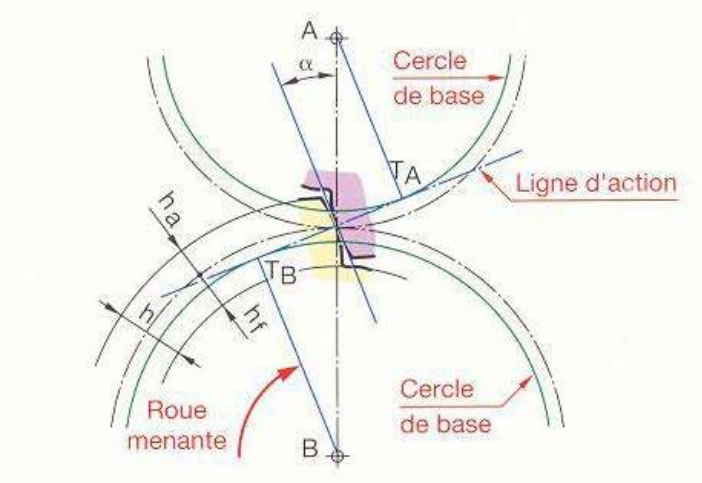


figI.9

L'entraxe de l'engrenage est: $\boldsymbol{a = \frac{m(z1+z2)}{2} = \frac{d1+d2}{2}}$

I.3.1.9.Angle de pression (α):

C'est l'angle aigu entre le rayon du cercle primitif passant par le point où le profil coup le cercle primitif et la tangente au profil de ce point(FigI.10).



FigI.10

I.3.1.10.La largeur de denture (b):

La largeur de denture correspond à la largeur de la dent (FigI.8). **e**t notée par **«b».**

b est donné par la relation : $\boldsymbol{b = K * m}$

Avec 7≤k≤12

I.4.Fonctionnement des engrenages:

Pendant le fonctionnement d'une transmission, le contact d'une dent de la roue menant avec une dent de la roue menée s'amorce au pied de la dent menant et au sommet de la dent menée. L'engrènement s'effectue sur toute la largeur des dents à la fois (engrenage à dentures droites).

Pour que la transmission de la rotation à l'arbre mené soit continue, l'attaque du couple de dents suivant doit se produire avant la fin de prise du couple précédent.

Dans les sections perpendiculaires aux axes des roues hélicoïdales, le contact s'établit de la même façon que dans le cas des roues à dentures droites, mais du fait que les dents des roues hélicoïdales sont disposées suivant les hélices, la phase de leur engrènement varie dans les sections parallèles, contrairement aux engrenages à dentures droites où cette phase est la même sur toute la largeur des roues.

A la différence d'un engrenage droit, dans un engrenage hélicoïdal le contact des dents s'établit non pas simultanément sur toute leur largeur, mais progressivement. L'engrènement d'un couple de dents s'amorce à la racine de la dent menant et sur l'arête de la dent menée [2].

I.5.Profil de denture en développante de cercle:

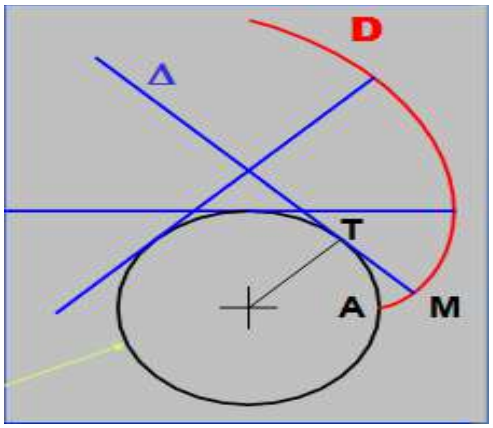
I.5.1.Définition d'une développante de cercle:

La plupart des engrenages possèdent des dents en développante de cercle.une développant de cercle est une courbe (D) définie par l'ensemble des points M[4] .

La droite Δ roule sans glisser sur le cercle de base C_b (figI.11).

Le point M de la droite Δ décrit une développante D du cercle de base C_b.

La courbe D est telle que : $\overline{TM} = arc(TA)$



FigI.11

I.5.2.Equation de la développante de cercle (FigI.12):

$\overline{TM} = arc(TA)$

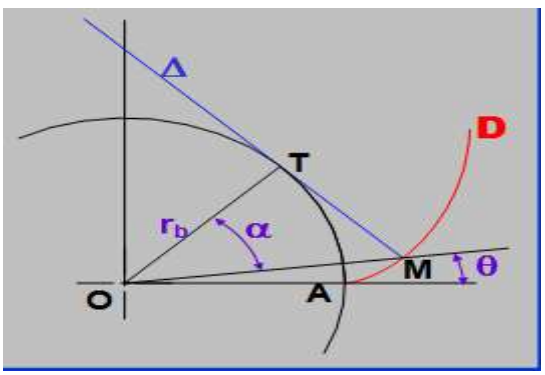
$\Rightarrow \quad r_b.\tan(\alpha) = (\alpha + \theta).r_b$

$\Rightarrow \quad \theta = \tan(\alpha) - \alpha$

$\Rightarrow \quad \theta = inv(\alpha)$

Coordonnées polaires du point M :

$$\left(\rho = \frac{r_b}{\cos(\alpha)}; \theta = inv(\alpha)\right)$$



FigI.12

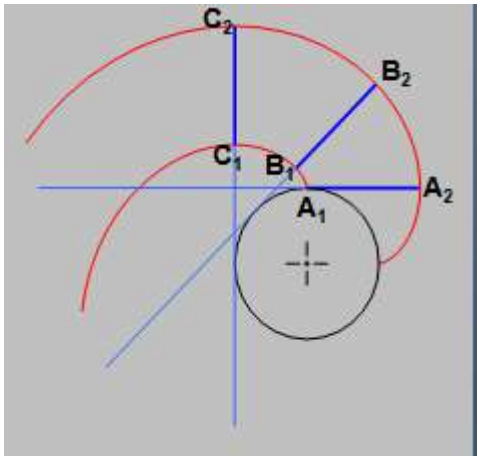
I.5.3.Propriétés géométriques des développantes de cercle(FigI.13):

Deux développantes de même cercle de base sont identiques (se déduisent l'une de l'autre par rotation autour du centre O).

Deux développantes d'un même cercle sont deux courbes parallèles.

La distance des deux courbes mesurée sur les normales communes est constante :

$\overline{A_1A_2} = \overline{B_1B_2} = \overline{C_1C_2} = \text{constante}$



FigI.13

I.6.Conjugaison des profils en développante de cercle(FigI.14):

Δ Roule sans glisser sur les deux cercles de base C_{b1} et C_{b2} ⇒

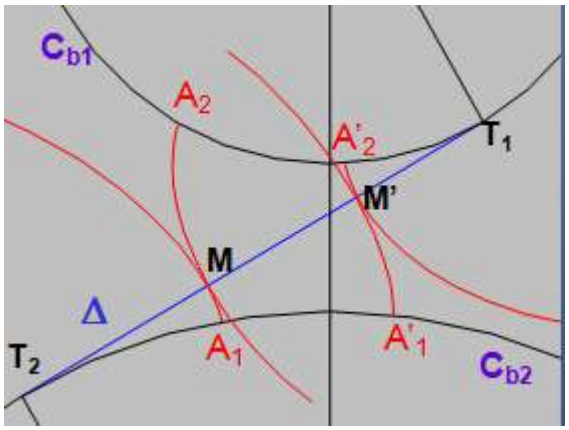
- D_1 est développante du cercle C_{b1}.
- D_2 est développante du cercle C_{b2}.

On constate au cours de l'engrènement que les deux développantes de cercle D_1 et D_2 sont constamment tangentes en un point M situé sur la droiteΔ.

On dit que les profils D_1 et D_2 sont constamment conjugués.

Le rapport des vitesses est à chaque instant constant :

$$\left.\begin{array}{l} arc(A_1A'_1) = \overline{MM'} \\ arc(A_2A'_2) = \overline{MM'} \end{array}\right\} \Rightarrow arc(A_1A'_1) = arc(A_2A'_2) \Rightarrow \text{Même vitesse circonférentielle.}$$



FigI.14

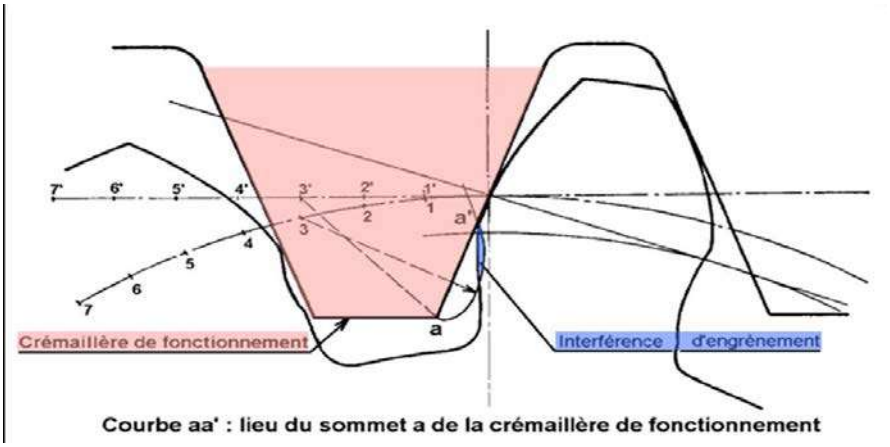
I.7.Ligne d'engrènement ou ligne d'action:

C'est la normale commune à deux profils conjugués en leur point de contacte. Dans un engrenage à développante, la ligne d'action est une droite fixe tangente intérieurement aux deux cercles de base(FigI.10).

I.8.Interférence:

I.8.1.Interférence de fonctionnement(FigI.15):

Lorsqu'un pignon de faible nombre de dents (donc de creux de denture étroit) engrène avec une roue de grand nombre de dents (donc de sommet de dent large) le fonctionnement peut se révéler impossible si le sommet des dents de la roue ne peut se déplacer dans le creux de denture du pignon. Dans ce cas on dit qu'il y a interférence de fonctionnement ou interférence d'engrènement [5].

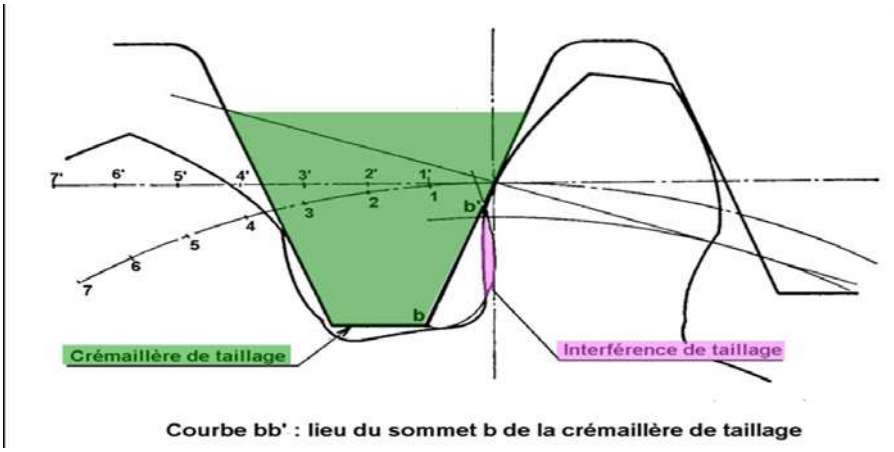


FigI.15

I.8.2.Interférence de taillage(FigI.16):

Lorsqu'un pignon de faible nombre de dents est taillé avec un outil crémaillère, il peut arriver que lors de l'usinage, le profil de denture du pignon soit tronqué au pied de la dent et présente un point anguleux. Dans ce cas on dit qu'il y a interférence de taillage [5].

D'une manière: Interférence de taillage> Interférence de fonctionnement.



FigI.16

I.8.3.Inconvénients de l'interférence:

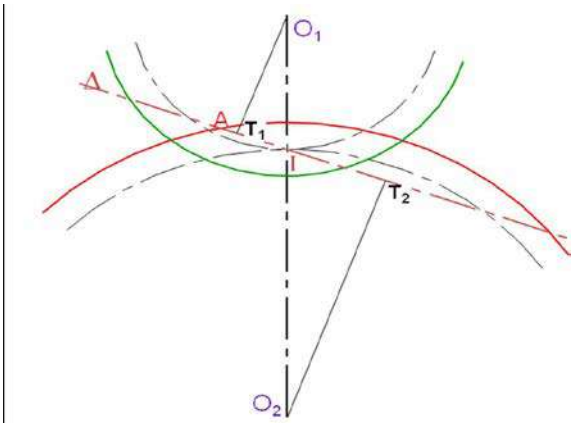
Interférence de taillage : affaiblissement de la dent à la base et concentration de contraintes diminuent la résistance de la dent.

Interférence de fonctionnement : génère usure, vibrations, rendement faible, et souvent impossibilité de fonctionnement (blocage). Elle doit être évitée.

I.8.4.Condition de non-interférence:

a-Détermination graphique de l'interférence de fonctionnement(FigI.17) :

Si IA>IT1 alors il y a interférence de fonctionnement

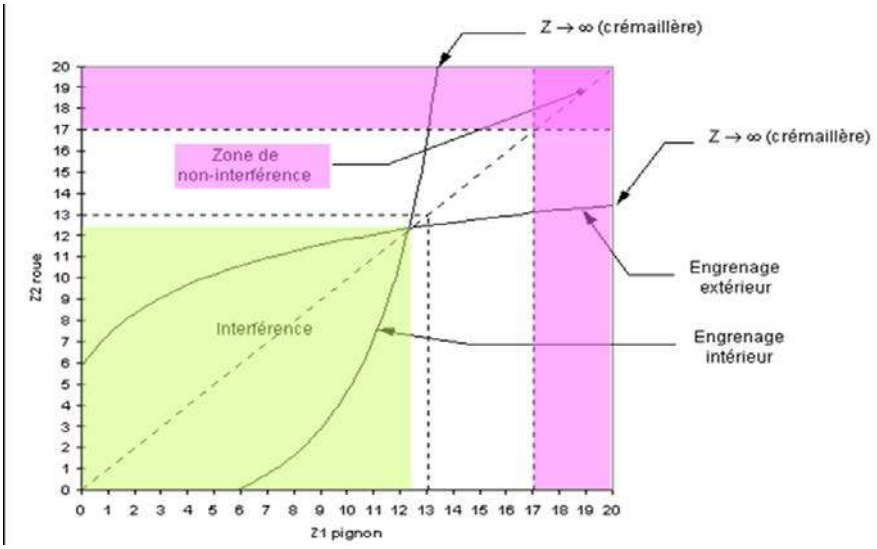


FigI.17

b-Détermination analytique de l'interférence de fonctionnement(FigI.18) :

Z1≥17 jamais d'interférence.

Z1<13 toujours interférence.



FigI.18

Pour évitée l'interférence il faut:

-**augmenter l'angle de pression α :** peu utilisé car cela nécessite un outillage spécial pour le taillage des dents et aussi car on diminue le rapport de conduite Cα.

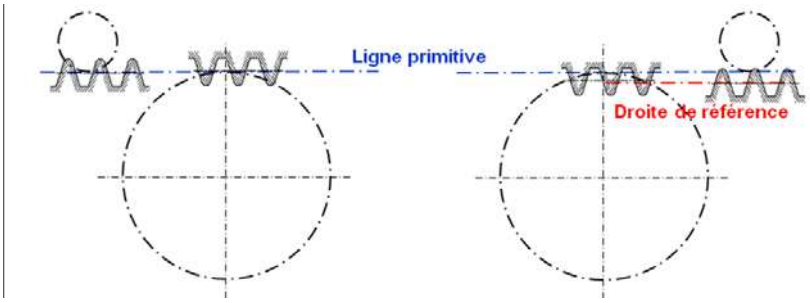
-**réduire la hauteur de saillie :** peu utilisé car on diminue également rapport de conduite Cα.

-**par déport de denture (avec ou sans variation d'entraxe) :** c'est la méthode couramment utilisée pour résoudre les problèmes d'interférence.

I.9.Déport de denture sans variation d'entraxe(FigI.19):

I.9.1.Denture normale : la droite de référence de la crémaillère est sur la ligne tangente aux primitifs.

I.9.2.Denture déportée : La droite de référence de la crémaillère est décalée par rapport à la ligne primitive [5].



FigI.19

On définit le déport de denture : $\boldsymbol{\delta = m * x}$

Avec:

m : module d'engrènement.

x : coefficient de déport.

Si x > 0, la denture est déportée positivement c.-*à*-*d* la crémaillère s'éloigne du pignon.

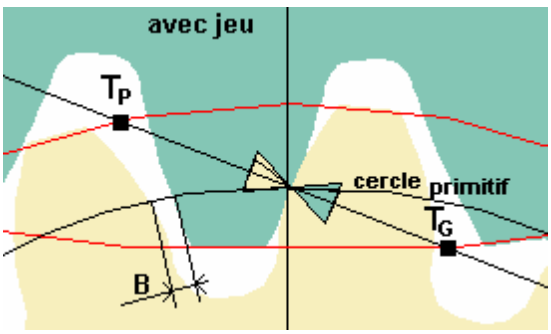
Si x < 0, la denture est déportée négativement *c.-à-d* la crémaillère se rapproche du pignon.

Si x1 + x2 = 0, le déport de denture est réalisé sans variation d'entraxe.

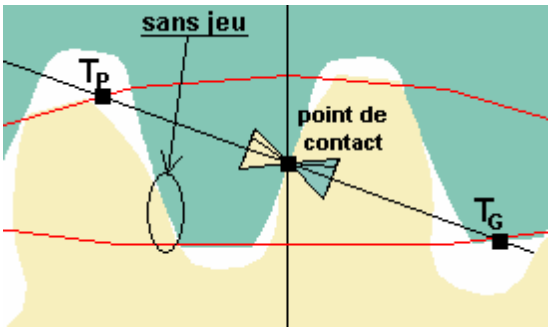
I.10.Fonctionnement avec jeu:

Le jeu B est nécessaire pour le bon fonctionnement des engrenages (FigI.20). Il permet :

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



FigI.20: Fonctionnement avec jeu



FigI.21:Fonctionnement sans jeu

Le jeu peut être contrôlé par une modification d'entraxe, un déport de fabrication ou une modification de l'épaisseur des dents de l'outil de taillage [6].

I.11.Le rapport de réduction:

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

Le rapport de transmission de l'engrènement est alors :

$$i = \frac{Wp}{Wr} = \frac{Zr}{Zp} = \frac{D}{d}$$

Wp: Vitesse de rotation du pignon.

Wr: Vitesse de rotation de la roue.

Zr: nombre de dents de la roue.

Zp: nombre de dents du pignon.

d: diamètre du pignon.

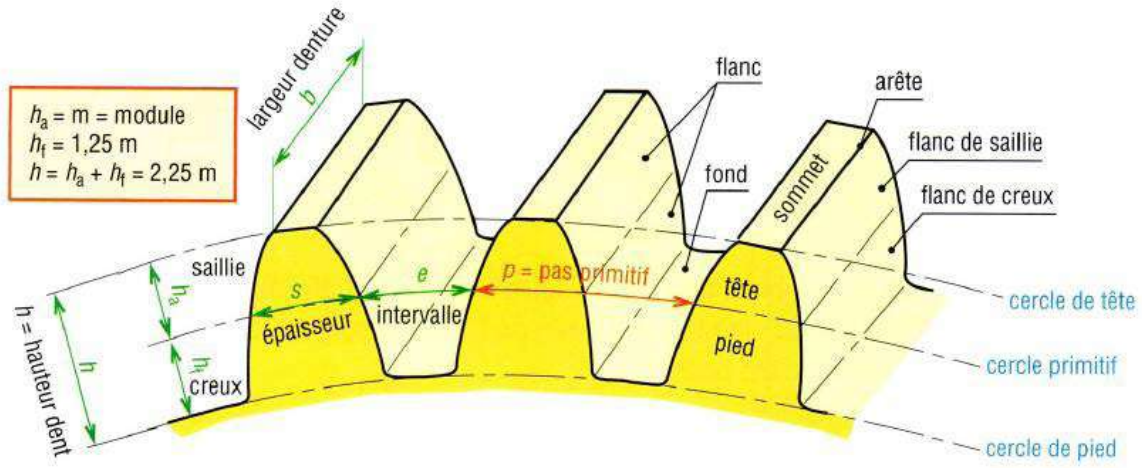
D: diamètre de la roue.

I.12.Caractéristiques générale des engrenages:

Dans tous les types d'engrenages l'angle de pression α=20°.

I.12.1.Les engrenages cylindriques à denture droite extérieur:

C’est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale .C’est ce système qui permet de transmettre le maximum d’effort. Mais son principal défaut est d’être bruyant (FigI.22).



FigI.22

Table 1 : Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage à denture droite.

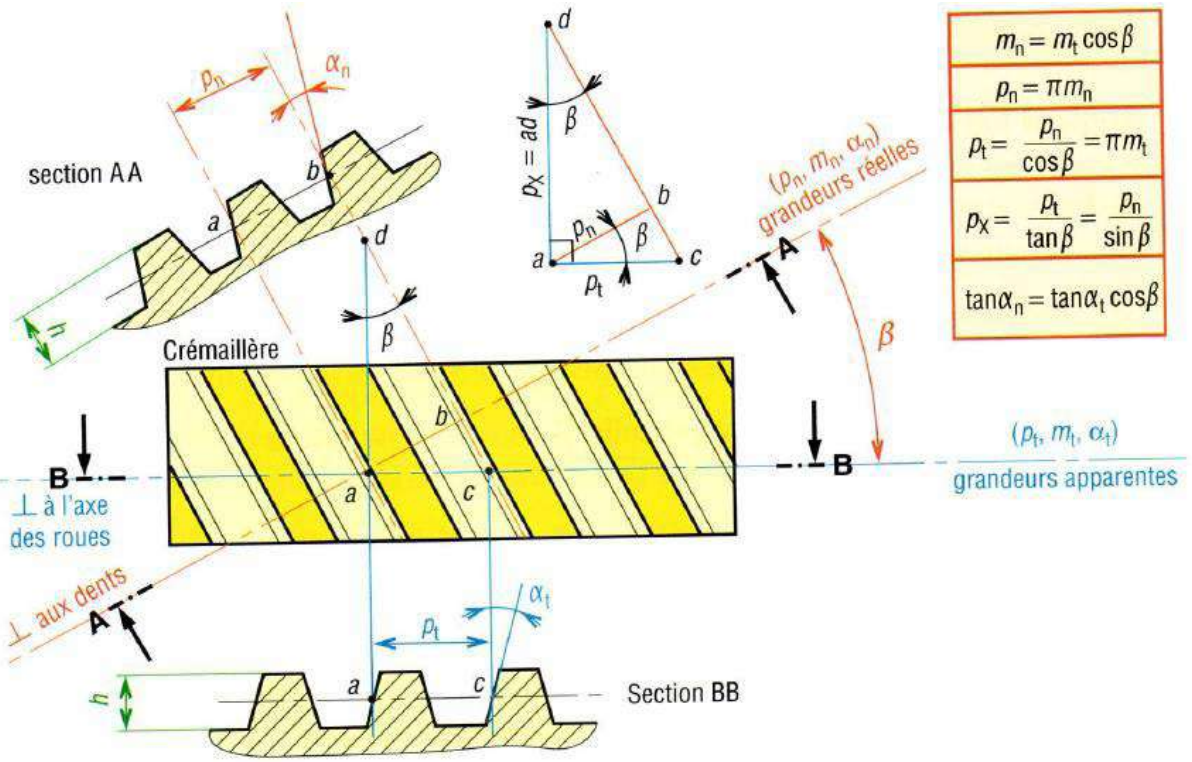
Désignation	**Symbole**	**Formules**
Module	$\boldsymbol{m}$	
Nombre de dents	$\boldsymbol{Z}$	D'après modèle
Entraxe mesurée	$\boldsymbol{aw}$	D'après le corps
Diamètre primitif	$\boldsymbol{d}$	$d = m * z$
Entraxe calculée	$\boldsymbol{a}$	$a = \frac{d1 + d2}{2}$
Angle de pression apparent	$\boldsymbol{\alpha t}$	$\alpha = \alpha t$
L'angle de pression en coup apparent	$\boldsymbol{\alpha tw}$	$Cos\ \alpha tw = \left(\frac{a}{aw}\right) * Cos\alpha t$
Coefficient de déport	$\boldsymbol{X1}; \boldsymbol{X2}$	$X1 + X2 = (Z1 + Z2) * \left(\frac{ev\alpha tw - ev\alpha t}{2 * tg\alpha}\right)$ $X2 = (X1 + X2) - X1$ $-\boldsymbol{Si}\ Z1 > 14$ $X1 = \pm 0.1 \ldots . 0.6$ $-\boldsymbol{Si}\ Z1 < 14$ $X1 = \frac{14 - Z1}{17}$
La correction du raccord de tète	$\boldsymbol{Kmn}$	$Kmn = mn * (X1 + X2) - (aw - a)$
La hauteur de la dent	$\boldsymbol{H}$	$H = (2.25 * mn) - Kmn$
Le diamètre extérieur	$\boldsymbol{D}$	$D1 = d1 + \left(2 * mn * (1 + X1)\right) - (2 * Kmn)$
Le mesure sur dents	$\boldsymbol{Zw}$	$Zw = Z * \left(\frac{\alpha}{180}\right) + 0.5$
L'écart entre dents	$\boldsymbol{W}$	$W = mn * Cos\alpha[(Zw - 0.5) * \pi + (Z * ev\alpha t) + (2 * X * tg\alpha)]$

I.12.2.Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale:

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent une transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante que les engrenages à dentures droite, La transmission des efforts est plus importante (nombres de dents en contacts plus élevés), y compris aux vitesses élevées, ils sont notamment utilisés dans les boites de vitesses d'automobiles, les réducteurs et les multiplicateurs de vitesses (FigI.23).

Les inconvénients de ce type d'engrenage sont :

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



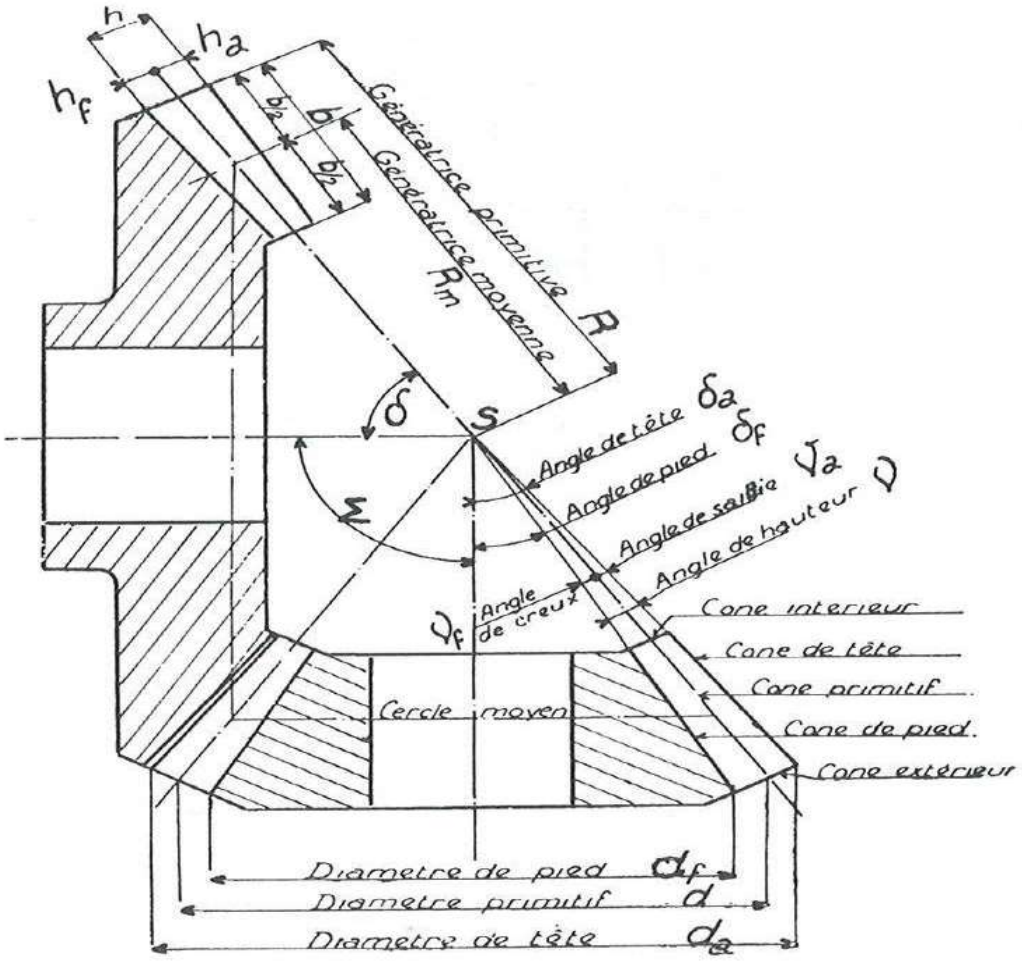
FigI.23

Table 2 : Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage à denture hélicoïdale.

Désignation	**Symbole**	**Formule**
Module	$\boldsymbol{m}$	
Nombre de dents	$\boldsymbol{Z}$	D'après modèle
Entraxe mesurée	$\boldsymbol{aw}$	D'après le corps
Angle d'inclinaison	$\boldsymbol{B}$	$CosB = \frac{(Z1+Z2)*mn}{2*aw}$
Module apparente	$\boldsymbol{mt}$	$mt = \frac{mn}{CosB}$
Diamètre primitif	$\boldsymbol{d}$	$d = mt * Z$
Entraxe calculée	$\boldsymbol{a}$	$a = \frac{d1+d2}{2}$
Angle de pression apparent	$\boldsymbol{\alpha t}$	$tg\alpha t = \frac{tg\alpha}{CosB}$
L'angle de pression en coup apparent	$\boldsymbol{\alpha tw}$	$Cos\alpha tw = \frac{a}{aw} * \mathrm{Cos}\,\alpha t$
Coefficient de déport	$\boldsymbol{X1}; \boldsymbol{X2}$	$X1 + X2 = (Z1 + Z2) * (\frac{ev\ \alpha tw\ - ev\alpha t}{2*tan})$ $X2 = (X1 + X2) - X1$ $-SiZ1 > 14$ $X1 = \pm 0.1 \ldots . 0.6$ $-Si\ Z1 < 14$: $X1 = \frac{14-Zv1}{17}$
Nombre de dents théorique	$\boldsymbol{Zv}$	$Zv = \frac{Z}{(CosB)3}$
La correction du raccord de tête	$\boldsymbol{Kmn}$	$Kmn = mn * (X1 + X2) - (aw - a)$
La hauteur de la dent	$\boldsymbol{H}$	$H = (2.25 * mn) - Kmn$
Le diamètre extérieur	$\boldsymbol{D}$	$D1 = d1 + (2 * mn * (1 + X1)) - (2 * Kmn)$
Nombre de dent théorique	$\boldsymbol{Zv}$	$Zv = \frac{Z}{(Cos\ B)3}$
Le mesure sur dents	$\boldsymbol{Zw}$	$Zw = Zv * \left(\frac{\alpha}{180}\right) + 0.5$
L'écart entre dents	$\boldsymbol{W}$	$W = mn * cos[(Zw - 0.5) * \pi + (Z * ev\alpha t) + (2 * X * tg\alpha)]$

I.12.3.Engrenages coniques à denture droite:

C’est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants. Les axes à 90 ° sont les plus courants. Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs) (FigI.24).



FigI.24

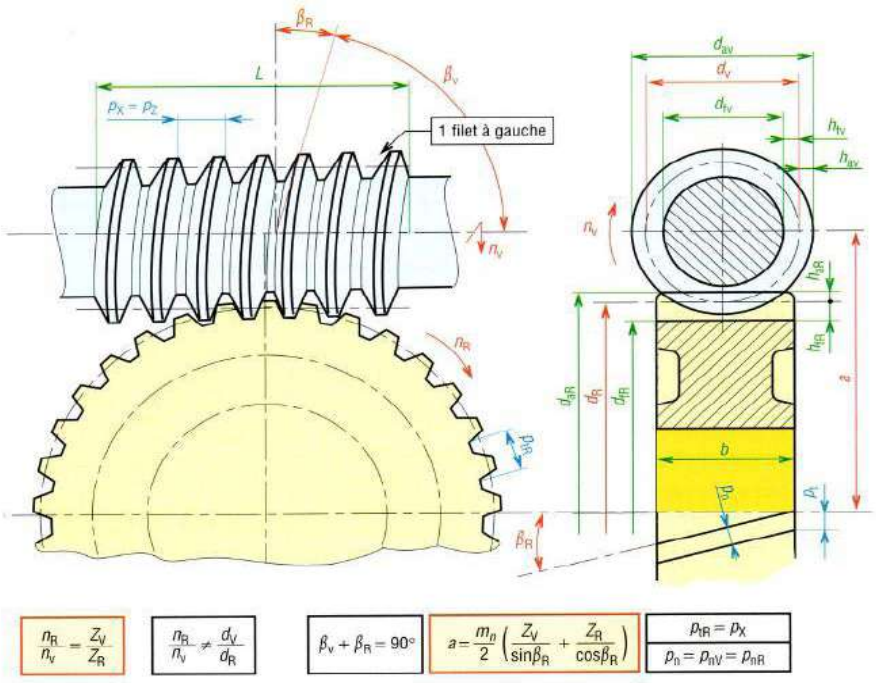
Table 3 : Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage coniques à denture droit.

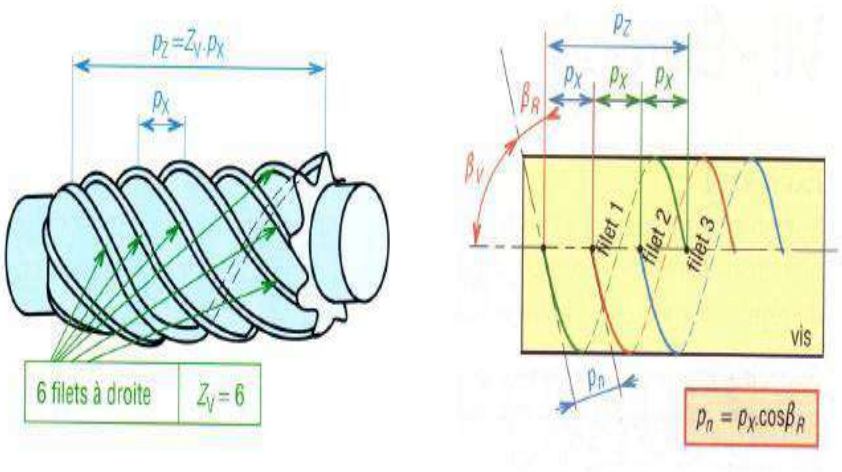
Désignation	**Symbole**	**Formules**
Angle axial	$\boldsymbol{\Sigma}$	$\Sigma = \delta 1 + \delta 2 = 90°$
Angle de cône primitif	$\boldsymbol{\delta}$	$tg\delta 1 = \frac{Z1}{Z2}$ et $\delta 2 = \Sigma - \delta 1$
Module	$\boldsymbol{me}$	
Nombre de dents	$\boldsymbol{Z}$	D'après modèle
Diamètre primitif extérieur	$\boldsymbol{de}$	$d = me * Z$
La distance extérieure entre les cônes	$\boldsymbol{Re}$	$Re = \frac{de}{2*Sin\ \delta}$
La largeur de la dent	$\boldsymbol{b}$	$b \leq \frac{Re}{3}$
La largeur primitive moyenne des cônes	$\boldsymbol{Rm}$	$Rm = Re - \left(\frac{b}{2}\right)$
Le module moyen	$\boldsymbol{mm}$	$mm = me * \left(\frac{Rm}{Re}\right)$
Le diamètre primitif moyen	$\boldsymbol{dm}$	$dm = mm * Z$
Le diamètre primitif moyen idéal des roues cylindrique	$\boldsymbol{dv}$	$dv = \frac{dm}{Cos\delta}$
Le nombre de dents idéal à mesurer	$\boldsymbol{Zv}$	$Zv = \frac{Z}{Cos\delta}$
Le jeu de tête	$\boldsymbol{C}$	$C = 0.2 * me$
La hauteur de la dent extérieure	$\boldsymbol{he}$	$he = (2 * me) + C$
Coefficient de déport X1	$\boldsymbol{X1, X2}$	$-Si\ Zv1 > 14$ $X1 = 0\ et\ X2 = -X1 = 0$ $-Si\ Zv1 < 14$ $X1 = \frac{14-Zv1}{17}$ $X2 = -X1$

La hauteur de la dent extérieure	$\boldsymbol{hae1, hae2}$	-Engrenage sans déport: $hae1 = hae2 = me$ -Engrenage avec déport: $hae1 = me * (1 + X1$ $hae2 = me * (1 - X1)$
La hauteur de pied extérieur	$\boldsymbol{hfe1, hfe2}$	-Engrenage sans déport: $hae1 = hae2 = me + C$ -Engrenage avec déport: $hae1 = 2me - hae1 + C$ $hae2 = 2me - hae2 + C$
Le diamètre de tête extérieur	$\boldsymbol{dae}$	$dae = de + (2 * hae * Cos\delta)$
L'angle de saillie	$\boldsymbol{a}$	$tga = \frac{hae}{Re}$
L'angle de creux	$\boldsymbol{f}$	$tgf = \frac{hfe}{Re}$
L'angle de tête du cône	$\boldsymbol{\delta a}$	$\delta a = \delta + a$
Angle de pied du cône	$\boldsymbol{\delta f}$	$\delta f = \delta - f$
La Project de la largeur de la dent	$\boldsymbol{ba}$	$ba = b * \left(\frac{Cos\delta a}{Cosa}\right)$
La distance extérieure	$\boldsymbol{B}$	$B1 = (Re * Cos\delta) - (hae * Sin\delta)$
L'angle de cône complémentaire	$\boldsymbol{\delta v}$	$\delta v = 90 - \delta$
Epaisseur	$\boldsymbol{Se}$	$Se2 = me * \left(\left(\frac{\pi}{2}\right) + (2 * X * tg\alpha)\right)$
Epaisseur	$\boldsymbol{SSe}$	$SSe = Se * \left[1 - \left(\frac{Se2}{6 * dv2}\right)\right]$
Hauteur	$\boldsymbol{ha}$	$ha = hae + \left[\frac{Se2}{4 * dv}\right]$

I.12.4.Les engrenages gauches «le système roue - vis sans fin»:

La transmission du mouvement se fait entre deux arbres orthogonaux. Ces engrenages permettent de grands rapports de réduction (jusqu'à 1/200) et offrent des possibilités d'irréversibilité. Ils constituent les engrenages à l'engrènement le plus silencieux et sans chocs. En contrepartie le glissement et le frottement important provoquent un rendement médiocre.





FigI.25

Table 4: Tableau des principales caractéristiques d'un engrenage vis sans fin- roue.

Désignation	**Symbole**	**Formules**
Module axial	$\boldsymbol{mx}$	
Pas axial	$\boldsymbol{P}$	$P = mx * \pi$
Nombre de filets de la vis	$\boldsymbol{Z1}$	D'après modèle
Nombre de dents de la roue	$\boldsymbol{Z2}$	D'après modèle
Entraxe mesurée	$\boldsymbol{aw}$	D'après le corps
Angle d'inclinaison	$\boldsymbol{\beta}$	$tg\beta = \frac{mx*Z1}{[(2*aw)-(mx*Z2)]}$
Module réel	$\boldsymbol{mn}$	$mn = mx * Cos\beta$
Diamètre primitif de la vis	$\boldsymbol{d1}$	$d1 = \frac{mx*Z1}{tg\beta}$
Diamètre primitif de la roue	$\boldsymbol{d2}$	$d2 = mx * Z2$
Entraxe calculée	$\boldsymbol{a}$	$a = \frac{d1+d2}{2}$
Pas réel	$\boldsymbol{Pn}$	$Pn = P * cos\beta$
Pas d'hélice	$\boldsymbol{Pz}$	$Pz = Z1 * P$
Deport du profil de la dent	$\boldsymbol{Xm}$	$Xm = aw - a = \frac{dm2-d2}{2}$
Coefficient du déport	$\boldsymbol{X}$	$X = \frac{Xm}{mx}$
Le saillie de la dent de la vis	$\boldsymbol{hk1}$	$-\boldsymbol{Si}\ \ \beta \leq 15°$ $hk1 = mx$ $-\boldsymbol{Si}\ \ \beta \geq 15°$ $hk1 = mn$
La saillie de la dent de la roue	$\boldsymbol{hk2}$	$-\boldsymbol{Si}\ \ \beta \leq 15°$

		$hk2 = mx + Xm$ $-\boldsymbol{Si}\ \beta \geq 15°$ $hk2 = mn + Xm$
Le creux de la dent de la vis	$\boldsymbol{hf1}$	$-\boldsymbol{Si}\ \boldsymbol{\beta} \leq 15°$ $hf1 = 1.2mx$ $-\boldsymbol{Si}\ \beta \geq 15°$ $hf1 = 1.21.2mn$
Le creux de la dent de la roue	$\boldsymbol{hf2}$	$-\boldsymbol{Si}\ \beta \leq 15°$ $hf2 = 1.2mx - Xm$ $-\boldsymbol{Si}\ \beta \geq 15°$ $hf2 = 1.2mn - Xm$
La hauteur de la dent	$\boldsymbol{h}$	$h1 = h2 = hk + hf$
Le diamètre de tête de la vis	$\boldsymbol{da1}$	$da11 = d1 + (2 * hk1)$
Le diamètre de tête de la roue	$\boldsymbol{da2}$	$da2 = d2 + (2 * hk2)$
Le diamètre de pied de la vis	$\boldsymbol{df1}$	$df1 = da1 - (2 * h)$
Le diamètre de pied de la roue	$\boldsymbol{df2}$	$df2 = da22 - (2 * h)$
Le diamètre de centre de la roue	$\boldsymbol{dm2}$	$dm2 = d2 + (2 * Xm) = (2 * aw) - d1$
Le diamètre extérieur de la	$\boldsymbol{dae2}$	$-\boldsymbol{Si}\ \beta \leq 15°$

roue		$dae2 = da2 + mx$ $-\boldsymbol{Si}\ \beta \geq 15°$ $dae2 = da2 + mn$
Le rayon de la gorge	$\boldsymbol{rk}$	$rk = aw - \left(\frac{da2}{2}\right)$
Le rayon de courbure	$\boldsymbol{rn}$	$rn = \frac{d1}{2*(Sin\ \beta)2}$
L'épaisseur normale de la dent de la vis	$\boldsymbol{Sn}$	$Sn = \left(\frac{P}{2}\right) * Cos\beta$
L'épaisseur de la dent à la corde de la vis	$\boldsymbol{SSn}$	$SSn = 2 * rn * Sin\left(\frac{90*Sn}{\pi*rn}\right)$
La hauteur de mesurage de la dent de la vis	$\boldsymbol{ha}$	$ha = rn * \left[1 - Cos\left(\frac{90*Sn}{\pi*rn}\right)\right] + hk1$

I.13.QUALITE DES ENGRENAGES NF ISO 1328 :

La norme ISO prévoit 13 classes de qualité (0 à 12) pour les dentures, 0 est la plus précise et 12 la moins précise (progression de √2 entre chaque classe). La norme donne les définitions, règles, formules, domaines de validité et les valeurs admissibles des écarts sous formes de tables de valeurs (idem ajustements). Écarts concernés : pas, division, profil, hélice, composés radiaux et faux rond *[5]*.

Exemple de désignation :

8-af (af = précision courante, df = bonne précision, etc. définissant la tolérance d'épaisseur de la dent). Voir norme NF E 23-006.

I.13.1.Domaines d'emplois indicatifs :

Classes 1 à 4 : pour denture de précision exceptionnelle ou pour grandes vitesses (V > 30 m/s). Engrenages étalons, turbines...

Classes 5 et 6 : denture rectifiée ou rasée, R_a <0,2 ou 0,4 μm. Pour engrenages sous vitesses élevées (V < 20 m/s). Machines outils, appareils de mesure, turbines, automobiles...

Classe 7 : cas de denture taillée par fraise mère et rectifiée, R_a = 0,8 à 3,2 μm, V < 10 m/s. Bonne qualité en mécanique générale : manutention, automobiles, machines outils, machines de bureau...

Classes 8 et 9 : qualité courante pour roues trempées non rectifiées, R_a = 3,2 μm, V < 7m/s.

Classe 10 : procédés usuels et aussi extrusion, filage, frittage, moulage par injection pour engrenages en plastique...

Classes 11 et 12 : engrenages lents (V < 2 m/s) et engrenages à gros modules.

Chapitre II

Usinage des engrenages

II.USINAGE DES ENGRENAGES:

II.1.Stratégies d'industrialisation des dentures:

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

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

Ainsi, il apparaît deux grandes familles de stratégies. Une première stratégie consiste à finir Géométriquement les dentures à l'état recuit, puis à faire le traitement de durcissement associé, cette stratégie implique d'anticiper les déformations éventuelles lors de la phase d'usinage, la classe de tolérance visée est de l'ordre de 7 à 8.

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

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

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

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

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

On peut toutefois qu'à l'exception des engrenages à vis sans fin pour lesquels le bronze est pratiquement le seul matériau possible pour la roue, ce sont les aciers qui sont de loin les plus utilisés. Ils permettent d'obtenir le maximum de sécurité avec un encombrement minimum les questions de fonderie, de forge et d'usinage des grandes roues ne constituent même plus un obstacle dans l'industrie moderne [7].

II.2.Techniques d'ébauche des dentures :

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

Il est possible de distinguer les techniques suivantes **:**

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

Ces techniques permettent d'atteindre des classes de tolérance de l'ordre de 9 à 10, alors que les dentures automobiles françaises sont généralement spécifiées dans des classes de tolérance de l'ordre 7 à 8, et que les dentures automobiles allemandes sont dans des classes de tolérance de l'ordre 5 à 6.

Ces quatre techniques de génération de dentures ne sont donc pas en mesure de réaliser des dentures finies.

II.3.Taillage des roues cylindriques:

II.3.1.Taillage par génération:

Le taillage des roues cylindriques se fait essentiellement **par génération**, le taillage par fraise de forme, fraise-disque ou fraise « en bout », est peu répandu.

On trouve des fraises-disques avec lames rapportées en carbure pour le taillage de gros modules avec grande productivité, par exemple pour l'ébauche des grandes couronnes d'entraînement de broyeurs de cimenterie.

Les principaux procédés de taillage par génération sont le taillage par outil-crémaillère, le taillage par fraise mère, et le taillage par outil-pignon.

II.3.1.1.Taillage par outil-crémaillère:

Cette technique, développée par l'ancienne société MAAG, autorise le taillage de dentures en utilisant le principe d'engrènement d'une crémaillère et d'une roue dentée (Fig.II.2) Cette technique utilise des peignes en acier rapide munis d'un mouvement alterné permettant de couper la matière [8].

Cette technique très lente nécessite des machines spécifiques et mises en œuvre par des opérateurs hautement qualifiés, elle est donc réservée à des applications de très petites séries à haute valeur ajoutée (roues de très gros diamètres). Elle présente cependant un avantage intéressant, car les outils étant de géométries très simples, ils sont facilement et rapidement réalisables et réaffûtables.

Les outils-crémaillères se présentent sous la forme d'une partie de crémaillère à des dents détalonnées, les arêtes tranchantes étant aménagées par un affûtage variant suivant le type et le module de l'outil (Fig.II.3).

Durant le mouvement de coupe, mortaisage dirigé parallèlement à l'axe de la roue, ou obliquement par rapport à cet axe, selon que la denture taillée est droite ou hélicoïdale, les arêtes tranchantes enveloppent la « crémaillère équivalente à l'outil » (Fig.II.1).

Le mouvement de génération consiste à faire rouler sans glisser le cylindre primitif de génération de la roue à taillée sur le plan primitif correspondant de la crémaillère équivalente à l'outil(Fig.II.2):

a) Denture droite :

$$\boldsymbol{d = Z * m}$$

Avec

Z: c'est le nombre de dents,

$\boldsymbol{m}$: le module de l'outil-crémaillère.

b) Denture hélicoïdale :

$$\boldsymbol{d = Z * mt}$$

Avec

$\boldsymbol{mt}$: C'est le module apparent de l'outil-crémaillère :

β : l'inclinaison primitive.

$$\boldsymbol{mt = \frac{m}{cos\beta}}$$

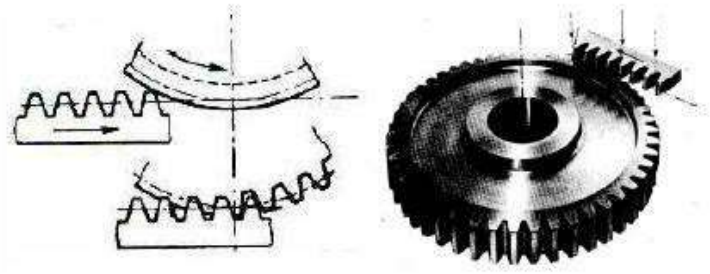


Fig.II.1: Taillage à l'outil crémaillère

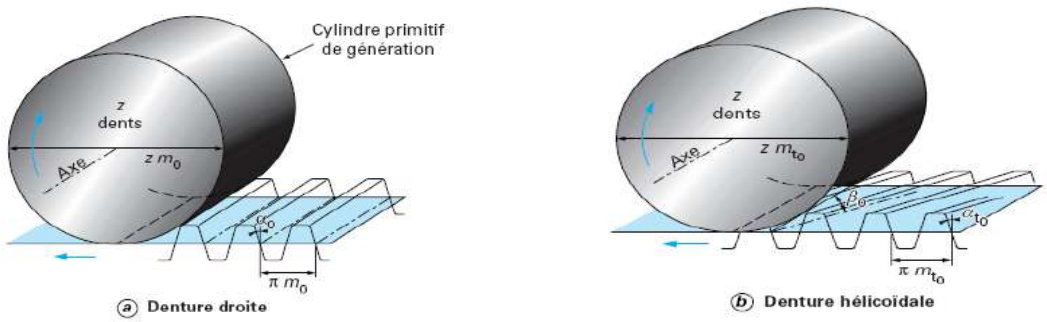


Fig.II.2:crémaillère génératrices

Les différents types de l'outil crémaillère sont (Fig.II.3)**:**

1. outil droit avec affutage plan.
2. outil droit avec gorge unique pour les deux arêtes.
3. outil droit avec gorge séparées pour les deux arêtes dans le cas de gros modules.
4. outils inclinés.

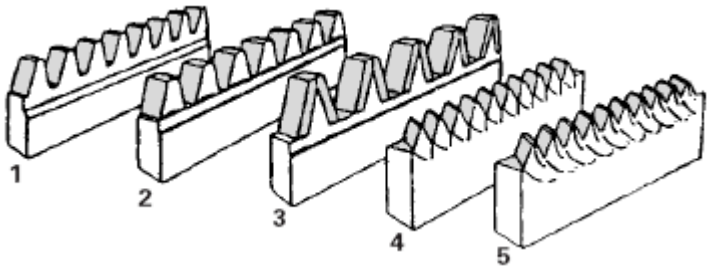


Fig.II.3

II.3.1.2.Taillage par fraise mère:

Le taillage par outil fraise-mère est de loin le plus utilisé des procédés de génération de dentures à développante de cercle.

Le taillage à la fraise-mère utilise le principe du système Roue et Vis-sans fin (Fig.28), 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 gorges longitudinales créant des dents et un mouvement d'avance selon la génératrice de la denture à tailler, les gorges longitudinales sont généralement dirigées normalement au filet de la fraise, pour un tour de fraise-mère, la roue s'est déplacée d'un pas circulaire.

Pour le taillage d'une **denture droite**, l'avance du chariot porte-fraise s'effectue dans le sens de l'axe de la roue taillée, sans aucune perturbation.

Le rapport des vitesses angulaires est :

$$\frac{W}{W0} = \frac{Z}{Z0}$$

Avec:

$\boldsymbol{W}$: vitesse de rotation de la pièce à tailler (tr/min).

$\boldsymbol{W_0}$**:** vitesse de rotation de la fraise-mère (tr/min).

$\boldsymbol{Z0}$: C'est le nombre de filet de la fraise-mère.

$\boldsymbol{Z}$: C'est le nombre de la pièce à tailler.

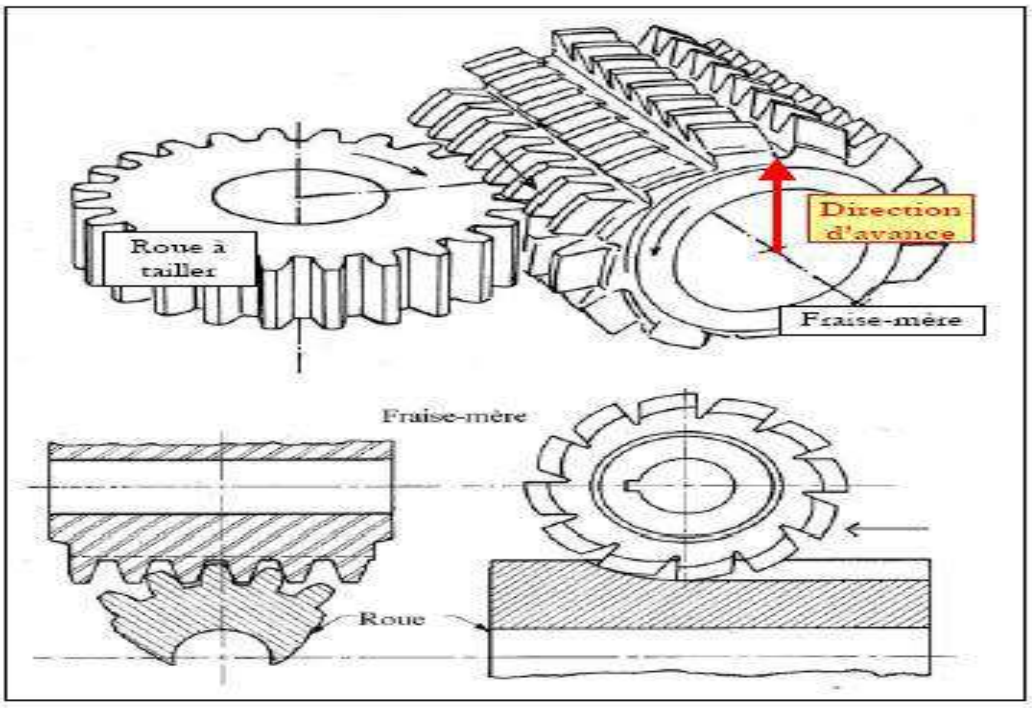


Fig.II.4: Taillage par fraise mère

II.3.1.3.Taillage par outil-pignon:

L'outil-pignon se présente sous l'aspect d'une roue dentée cylindrique (Fig.II.5), comme pour les autres outils, une opération de détalonnage est nécessaire pour obtenir des conditions de coupe normales, les arêtes actives sont les intersections de la surface de détalonnage.

Le mouvement de coupe est un simple mortaisage. Les arêtes actives ont comme enveloppe la surface de denture d'une roue cylindrique que nous appellerons « roue équivalente à l'outil », pendant la course retour de l'outil, la roue taillée, ou l'outil lui-même, subit un léger escamotage.

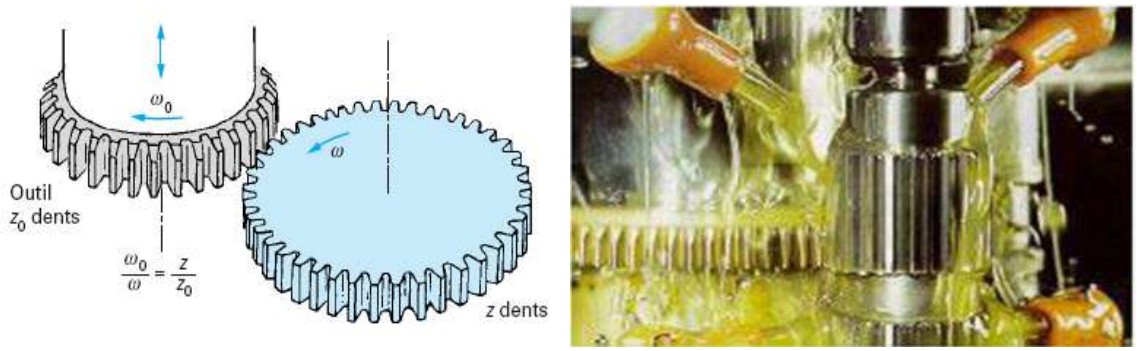
Le « mouvement de génération » est l'engrènement de la roue équivalente à l'outil avec la roue taillée, les rotations de l'outil et de la roue taillée doivent ainsi être conjuguées, aussi bien en ce qui concerne les sens de rotation que le rapport des vitesses angulaires.

Dans le cas du taillage d'une denture extérieure, les sens de rotation sont opposés (Fig**.II.5**).

Dans le cas du taillage d'une denture intérieure, les sens de rotation sont identiques.

Nous avons toujours la relation simple :

$$\frac{W}{W0} = \frac{Z}{Z0}$$



Fi**g.II.5:**Taillage à l'outil pignon

II.3.2.Taillage par reproduction:

II.3.2.1.Taillage par fraise module:

Cette technique fait partie des techniques les plus simples (Fig.II.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 des dentures en très petite série, facile à mettre en œuvre, mais présentant une productivité très faible, ainsi qu'un coût de machine et un coût d'outil très élevés.

a. Avantage :

- ✓ Facile à mettre en œuvre**.**

b. Inconvénients :

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

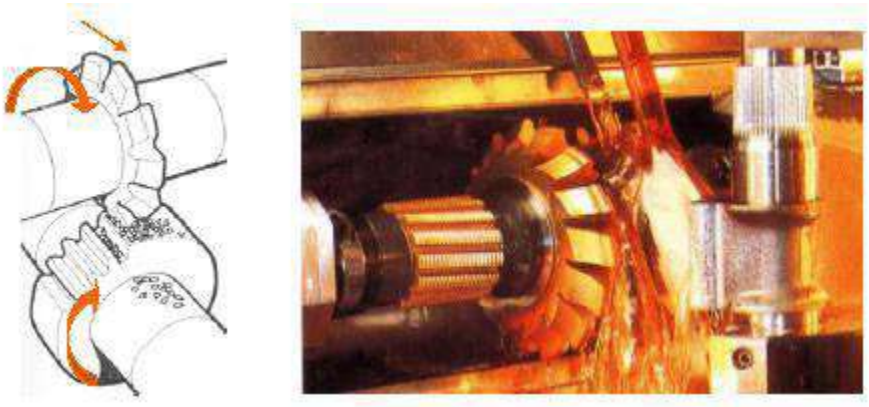


Fig.II.6: à la fraise module

II.3.2.2.Taillage par fraise-disque:

Ce procédé est basé sur l'emploi d'une fraise disque confectionnée d'après les profils des dents. Son profil tranchant épouse la forme de l'entre dent. La fraise tourne et se déplace en translation suivant la génératrice latérale de la dent. A chaque passe de la fraise le long de l'axe de la roue on obtient un entre dent. Ayant parcouru toute la largeur de l'entre dent, la fraise revient à sa position initiale ; après quoi la roue à tailler tourne d'un angle $\boldsymbol{\gamma} = \frac{\boldsymbol{2\pi}}{\boldsymbol{Z}}$ où Z est le nombre de dents de la roue à tailler et l'opération reprend pour tailler la dent suivante [7].



Fig.II.7: Taillage par fraise-disque

II.4.Taillage des roues coniques:

II.4.1.Généralité:

De même qu'une crémaillère est la limite d'une roue cylindrique dont le cylindre primitif est devenu un plan primitif, nous appellerons « roue plate » une roue conique dont le cône primitif est devenu un plan, c'est-à-dire dont le demi-angle au sommet est égal à 90o. Une roue plate tourne autour d'un axe qui est normal à son plan primitif[8].

Comme pour une roue cylindrique, nous commencerons par étudier la génération de la denture d'une roue conique à partir d'une « roue plate génératrice » (se reporter à la(Fig**.**II.2**)**

relative à la crémaillère génératrice d'une roue cylindrique). La (Fig.II.8) représente le cône primitif d'une roue conique taillée, d'axe *x*1, tangent suivant SI au plan primitif P de la roue plate génératrice, tournant autour de l'axe *x*0.

La forme de la denture de la roue plate génératrice permet de définir trois principaux types de denture (Fig.II.8) :

a) Denture droite : dent prismatique passant par le sommet S.

b) Denture hélicoïdale : dent prismatique passant par un point S′ décalé par rapport à S.

c) Denture spirale : surface d'égale pente, formée par les segments également inclinés. par rapport à P. s'appuyant sur une courbe directrice *v* caractérisant le type de la denture :

- *v* est un cercle : denture Gleason ;
- *v* est une épicycloïde allongée : denture Oerlikon ou Klingelnberg

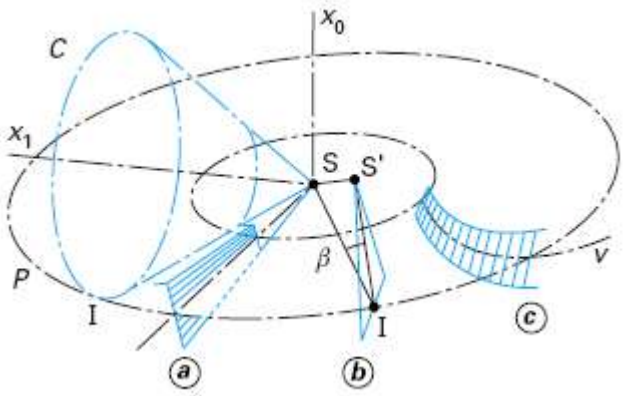


Fig.II.8: roue plate génératrice

II.4.2.Denture conique droite:

La (Fig.II.9**)** schématise la disposition générale d'une machine type Gleason.

L'ensemble (berceau-outils) matérialise la roue plate génératrice, ou plutôt une « roue conique génératrice » ; en effet, le mortaisage est dirigé normalement à l'axe du berceau (Fig.II.10) ; cela signifie que le cône primitif de la roue taillée n'est pas tangent à un plan normal à l'axe du berceau, mais tangent à un cône de demi-angle au sommet :

$$(\mathbf{90°} - \boldsymbol{vf})$$

Avec :

$\boldsymbol{vf}$**:** C'est l'angle de creux de la denture.

La roue taillée, d'axe S*x*, est inclinée par rapport au plan du berceau d'un angle :

(δ–νF),

δ :étant l'angle primitif de cette roue. Nous obtenons une « **denture octoïde de 2e espèce** ».

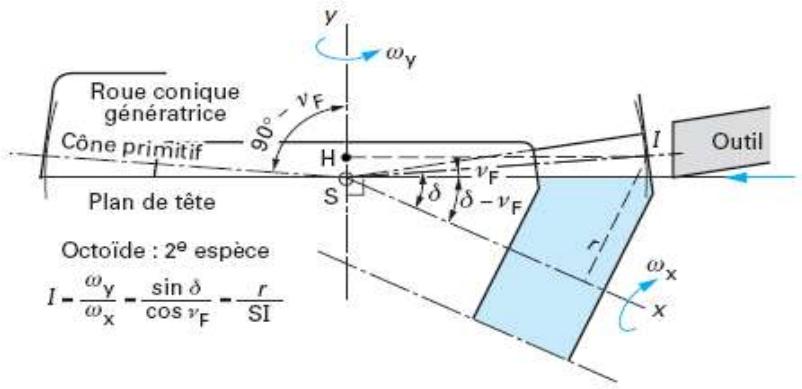
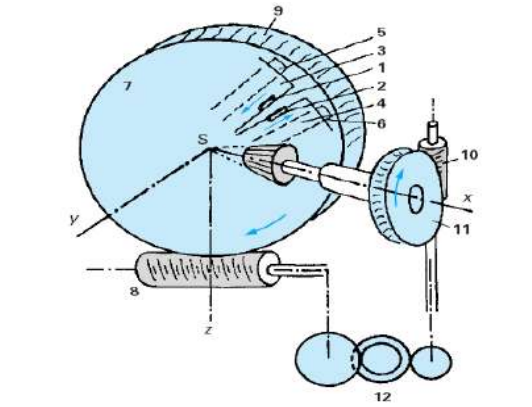


Fig.II.9: déplacement des outils



1, 2. deux outils à tranchant rectiligne
3, 4. coulisseaux porte-outils, animés de déplacements alternatifs opposés sur les glissières 5 et 6
7. berceau porte-outils, pivotant autour de l'axe horizontal Sy
8-9, 10-11. engrenages à vis sans fin
12. train de roues interchangeables

Fig.II.10: schéma de principe d'une machine Gleason pour denture droite

II.4.3.Denture conique hélicoïdale:

Ce type de denture est très peu utilisé : on lui préfère la denture spirale. La différence fondamentale par rapport à la génération de la denture droite est le décalage par rapport au centre S de rotation du berceau de la direction de déplacement des outils (Fig**5**).

Ceux-ci convergent vers un point S′ tel que :

$$SS' = SI * sin\beta$$

Avec :

β:c'est l'angle d'inclinaison extérieur de la denture.

Il existe un type de machine Gleason permettant le taillage de la denture hélicoïdale.

II.4.4.Denture spirale:

Il existe deux principaux types de denture spirale définis comme indiqué dans le paragraphe (**II.4.1)** par la forme de la denture de la « roue plate génératrice ».

Les outils sont constitués par un tourteau cylindrique à la périphérie duquel sont disposés une succession d'outils à lames tranchantes rectilignes.

Nous distinguerons deux types de dentures (Fig.II.11) :

a) Denture à hauteur constante, préconisée par Oerlikon et Klingelnberg : l'axe de la fraise est évidemment normal à la génératrice de pied, mais également normal à la génératrice primitive.

b) Denture à hauteur variable, généralement préconisée par Gleason : l'axe de la fraise est normal à la génératrice de pied.

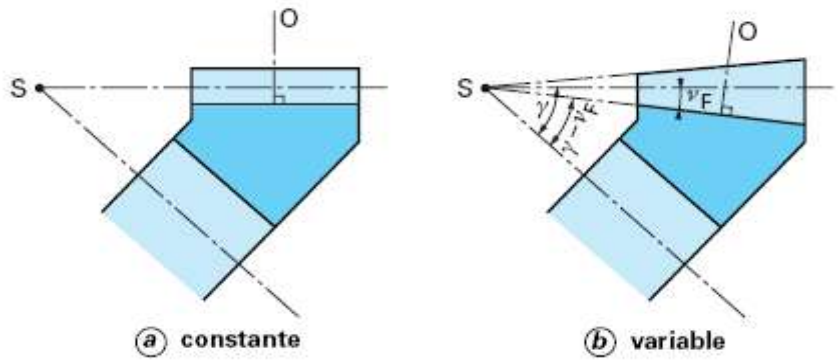


Fig.II.11: hauteur de denture constante et variable

II.5.Les machines de taillage:

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

- la **fonction de coupe** pour opérer un enlèvement de matière ;
- la **fonction de réalisation des dentures**, soit par reproduction directe,

soit par génération ; dans ce dernier cas, les lois de mouvement de coupe sont intimement liées aux procédés cinématiques souvent complexes.

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

Cet article est un exposé simplifié, mais permet de prendre connaissance des machines disponibles sur le marché et donne un aperçu des chaînes cinématiques des moyens, à commande numérique.

Les machines usuelles employées dans l'industrie sont principalement les machines MAAG et Sunderland.

II.5.1.La machine MAAG:

Nous allons étudier la **chaîne cinématique** de la machine MAAG:

Il existe deux types de machine qui montrent respectivement dans (Fig.II.12)**.**

1. la machine type SH 75 (Φ 750 mm) ;
2. la machine type SH 600 (Φ 6 000 mm) pour les grandes puissances.

La machine comporte des éléments assurant divers mouvements (Fig.II.13).

- **Mouvement alternatif du coulisseau:**

C’est une commande par un dispositif bielle-manivelle (position 1). La boîte de vitesses et la boîte engrenages des avances permettent de régler la vitesse du mouvement de coupe et du mouvement d’avance (grosseur des copeaux).

- **Mouvement de génération:**

La commande s’effectue par l’arbre ; cet arbre, par l’intermédiaire de l’automate, tourne d’un certain nombre de tours bien défini ; cela correspond à un déplacement du chariot (position 2) égal au pas de l’outil ou à une rotation de la table (position 3) égale au pas angulaire de la roue taillée.

- **Mouvement de préhension de l’outil:**

La (Fig.II.14) montre le coulisseau avec le dispositif de préhension de l’outil crémaillère.

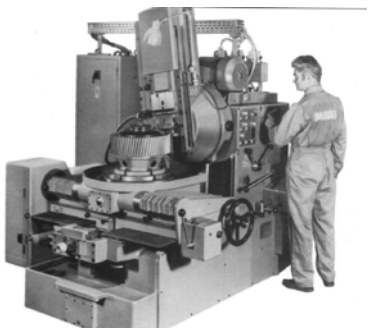
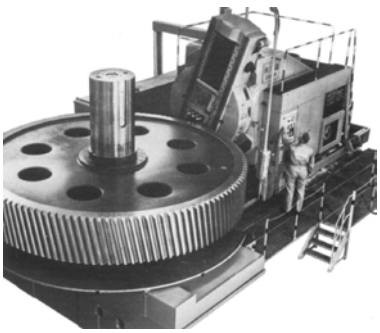


Fig.II.12



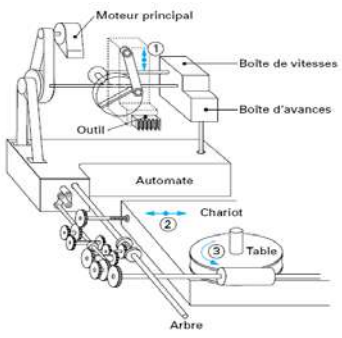


Fig.II.13

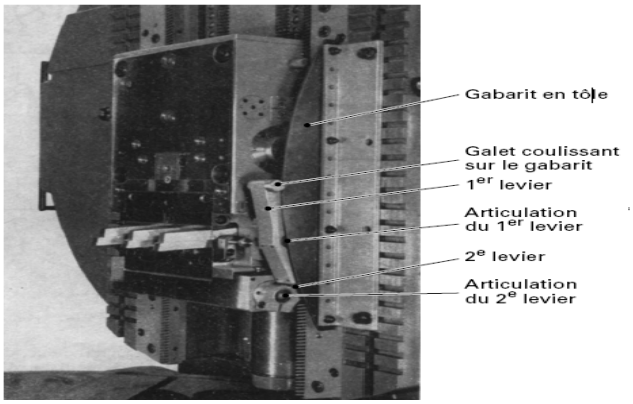


Fig.II.14

II.5.1.1.Principe:

La (Fig**.**II.15**)** représente le **cycle de taillage**. L'outil-crémaillère possède un nombre limité des dents, inférieur au nombre des dents (de hauteur h) de la roue à tailler. La roue est à axe vertical et l'outil n'a aucun déplacement transversal.

On commence par régler la profondeur de taillage, et le chariot porte-roue est déplacé transversalement jusqu'à ce que cette roue effleure l'outil (Fig. **9a**).

Le **mouvement de génération** est ensuite embrayé, avec le roulement sans glissement du cercle primitif (de diamètre d) de génération de la roue sur la ligne primitive de la crémaillère équivalente à l'outil. Lorsque la roue se trouve dans la position de la (Fig.**II.15.b)**, après déplacement du chariot de la quantité ℓ (distance entre les points O1 et O2), la dent n° 1 ne prend plus de copeaux. On enclenche alors l'automate de la machine (Fig.II.13) qui agit de la façon suivante :

- le coulisseau s'arrête en position haute ;
- le mouvement de génération est débrayé ;
- le chariot exécute un mouvement rétrograde (Fig.**II.15.c**) de O2 à O3 ;
- le mouvement de coupe est à nouveau enclenché ;
- la génération se poursuit jusqu'en O4, après déplacement du chariot d'une quantité égale au pas.

$$\ell = 0102$$

ℓ **:**c'est la distance parcourue par le centre de la pièce pour tailler le premier pas de l'engrenage.

Le **mouvement de division** s'effectue alors comme indiqué précédemment, et ainsi de suite, automatiquement, jusqu'à la finition totale de la passe sur toute la périphérie de la pièce.

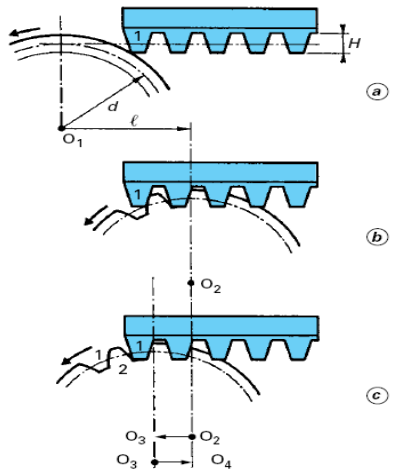


Fig.II.15

II.5.2.La machine Sunderland:

II.5.2.1.Principe :

La machine realise materiellement la generation de la denture droite ou helicoidale correspandant à une surface plane N, à partir d'une cremaillére[9].

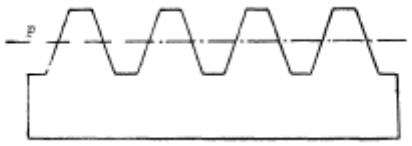


Fig.II.16

La face active de l'outile (outil-cremaillére) est plane et formée de plusieurs trapezes isocèles (Fig.II.16).

Cette facec active, normale au primitif P ,est soumise par rapport à P à un mouvement de va-et-vient perpendiculaire à elle-même (mouvement de coupe), et tres rapide par rapport au mouvement relatif P/ L(mouvement générateur).

II.5.2.2.Schéma de la machine :

Le flan Fest bridé sur un axe horizontal fixe :

Prenon pour plan de figure un plan normal à cet axe (Fig.II.17).

L'outil crémaillére Cr est lié à un coulisseau ; le support S du coulisseau est lui-meme fixé sur un chariot Ch qui peut glisser le long d'une colonne verticale fixe Cf.

La position du support du coulisseau par rapport au chariot est réglable pour permettre la taille hélicoidale, on peut pour cela le faire touneur autour d'un axe horizontal lié au chariot et normal au plan P.

Pour la taille droite on régle cette position de maniére que le plan de la face active de l'outi soit normal à l'axe du flan ; pour la taille hélicoidale,on fait tourner le support du coulisseau d'un angle B dans un sens ou dans l'autre ,suivant le sens de l'hélicoidale D que l'on veut obtenir.

En particulier, les deux roues d'un engrenage parallel à denture hélicoidales nécessitent deux réglages distinct du support,les deux inclinaisons correspondant devant etre symétriques par rapport à un plan horizontal.

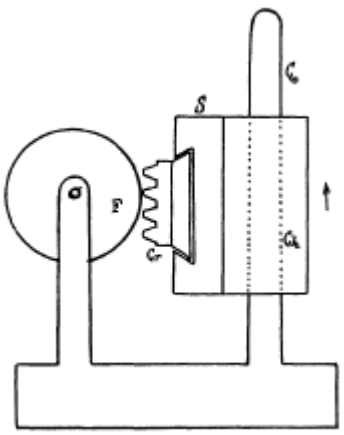


Fig.II.17

Le fonctionnement de la machine est le suivant :

Le chariot monte lentement d'un mouvement conjugué de celui du flan, pendant que l'outil est animé de son mouvement de coupe rapide (dans la periode de retour, l'outi-crémailere s'ecarte du flan pour ne pas talonner).

Quand le chariot s'est élevé d'une hauteur correspondant à un ,deux ou trois pas , le support de l'outil s'écarte du flan, le chariot redescend rapidement et le flan ayant tourné d'un angle correspondant à une ,deux ou trois dents,le mouvement relatif du chariot et du flan reprend comme ci-dessus.

Remarque:

la machine MAAG utilise l'outil-cremailere dans les memes condition que la machine Sunderland , à cette difference presque le flan est alors mobile autour axe vertical fixe.

II.5.3.La machine CNC [Pfauter typeP 253]:

La **commande numérique** CN perfectionne la machine à tailler, elle permet de supprimer des transmissions mécaniques et réalise la synchronisation des différents entraînements[8].
La machine comporte des éléments comme la table (porte-pièce) avec le coulisseau (porte-fraise) assurant différents mouvements sont (Fig.II.18).

- le mouvement radial du bâti porte-pièce(position1).
- le mouvement axial du coulisseau porte-fraise(position2) .
- le mouvement tangentiel de la fraise(position3).
- le mouvement rotation de la pièce (position4).
- le mouvement rotation de la fraise(position5).

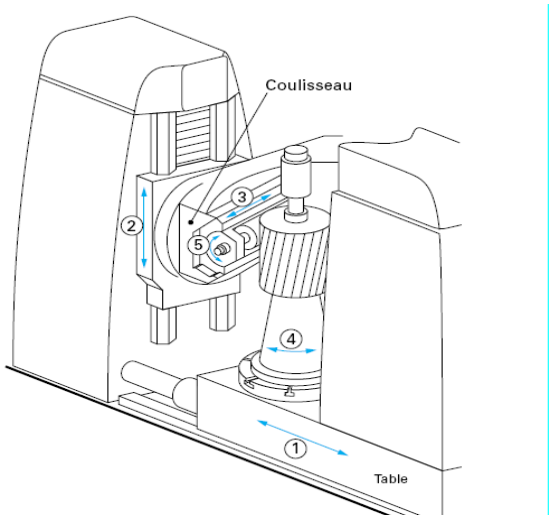


Fig.II.18: Plan de travail avec les différentes directions des mouvements pour une machine CNC [Pfauter]

La (Fig.II.19) montre les différents asservissements d'une machine CNC (commande numérique par calculateur) Pfauter :

- entraînement de la fraise (position1).
- entraînement de la table (position2).
- avance radiale (position3).
- avance axiale (position4).
- pivotement de la tête de taillage (position5).
- avance tangentielle (position6).

Cette commande, qui possède un programme dialogue, met en relation les entraînements séparés et les systèmes de mesure d'axes. L'intégration de cette CNC est facile à incorporer dans les cellules de travail et les systèmes flexibles.

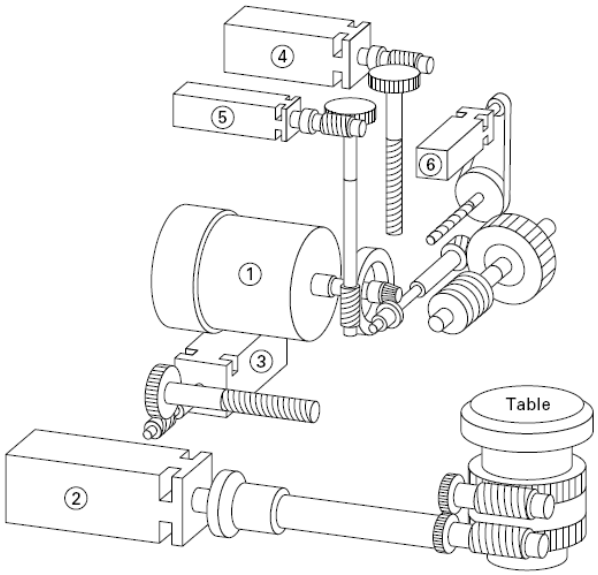


Fig.II.19: Entraînement avec moteur d'une machine CNC [Pfauter]

II.5.4.la machine Gleason:

II.5.4.1.la machine Gleason à couteaux et à secteur dentés:

II.5.4.1.1.le principe de la machine :

La roue plate et le flan tournent autour de leurs axes fixes, à des vitesses telle que le cône primitif de la roue à tailler roule sans glisser sur le plan primitif de la roue plate; pendant ce temps, deux couteaux dans la rotation de la roue plate, sont animés par rapport à celle-ci d'un mouvement de va-et-vient très rapide, au cours duquel ils engendrent, relativement au primitif de la roue plate, les deux faces d'une dent de celle-ci [9].

Et voici les éléments essentiels de la machine: le flan F est bridé sur un axe horizontal fixe $X'OX$ (Fig.II.20), et il est solidaire d'un bras B muni d'un secteur conique Sc destiné à matérialiser le cône primitif de la roue à tailler.

D'autre part, une tourelle T est réglable autour d'un axe vertical SY (mais reste fixe au cours du taillage), et supporte le chariot porte-outils C mobile lui-même autour d'un axe horizontal SZ.

Ce chariot est muni d'un secteur plan Sp destiné à matérialiser le plan primitif de la roue plate: ce secteur engrène avec le secteur conique, réalisant ainsi, d'une manière concrète, le mouvement conjugué de la roue plate et du flan.

Les deux couteaux peuvent glisser sur un support Sa mobile autour d'un axe lié au chariot et orthogonal à l'axe SZ de celui-ci; ce support est réglé sur le chariot de façon que les extrémités des arêtes coupantes des couteaux décrivent alternativement deux segments rectilignes dirigés vers le centre S de la roue plate et faisant avec le primitif de celle-ci un angle égale à l'angle de pied du flan (Fig.II.21).

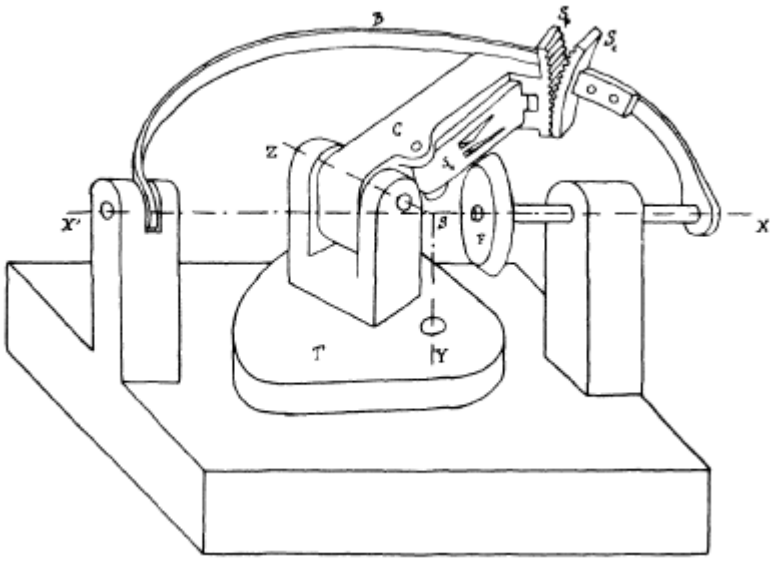


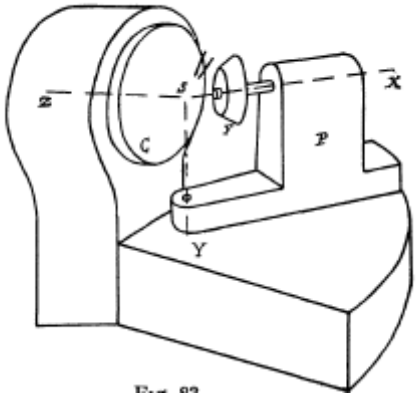
Fig.II.20

II.5.4.1.2.Le fonctionnement de la machine:

Le support Su étant en position de réglage, le bras B s'élève lentement pendant que les couteaux, dans leur rapide mouvement de coupe, taillent les deux faces d'une dent du flan lors de leur retour, ceux-ci s'écartent légèrement de la roue à tailler (le support restant fixe par rapport au chariot) afin de ne pas talonner.

Quand le bras B est parvenu au sommet de sa cours, la dent du flan est terminée, et le support s'écarte (c'est à ce moment que la machine est représentée sur la (Fig.II.20), de façon que les couteaux-dont le va-et-vient reste ininterrompu-ne puissent mordre le métal; le bras B

redescend à sa position initiale, et le flan, un instant désolidarisé de B, tourne d'un angle convenable: le mouvement reprend alors pour le taillage de la dent suivante.



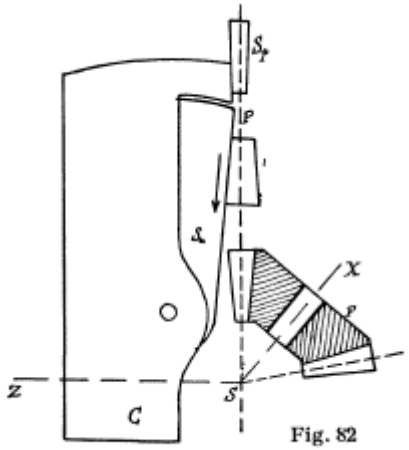


Fig.II.22 **Fig.II.21**

II.5.4.1.La machine Gleason à couteaux et à train d'engrenages:

Pour le taillage de cours conique à denture droite de dimension plus important, la maison Gleason remplace la machine précédente par une machine correspondant au même principe de génération, mais dont la réalisation diffère sur les deux points suivants:

1- un train d'engrenages est substitué aux deux secteurs dentés, pour assurer le mouvement conjugué de la roue plate et du flan;

2-alors que dans la machine précédente, l'axe du flan est fixe et le chariot porte-outils est porté par une tourelle réglable, ici le flan F est porté par une poupée réglable P(Fig.II.22), et le chariot C autour d'un axe horizontal SZ lié au bâti.

Cette machine est, encore, à taillage successif et fonctionne comme la précédent.

Chapitre III

Programmation informatique

III.PROGRAMMATION INFORMATIQUE:

III.1.Introduction:

Dans le domaine de la transmission du mouvement et de la puissance, les ingénieurs des bureaux d'étude ainsi que les universitaires constatent que la conception des engrenages repose sur deux approches différentes mais complémentaires : une approche de conception descendante et une approche de conception itérative.

Ainsi, dans une approche descendante, les ingénieurs commencent par la détermination des caractéristiques communes à un couple d'engrenage selon des démarches et des variantes d'entrées différentes. Ils terminent la conception par la détermination des caractéristiques particulières du pignon et de la roue. L'approche itérative est utilisée pour l'optimisation de certains paramètres.

Ainsi, en raison de la complexité des formules, de l'interdépendance des paramètres et de la diversité des matériaux de construction du pignon et de la roue, le calcul manuel des caractéristiques des engrenages est fastidieux et exige un temps considérable.

Dans ce cadre, plusieurs programmes informatiques ont été développés pour l'automatisation du calcul et l'optimisation des engrenages cylindriques à axes parallèles et axes concourant.

Par ailleurs, le présent chapitre est consacré à l'élaboration d'un programme informatique sous l'environnement Matlab pour le calcul automatique des engrenages des différents systèmes mécaniques.

III.2.Présentation de l'outil guide de Matlab:

III.2.1.L'outil GUIDE :

Depuis la version 5.0 (1997), MATLAB dispose d'un outil dédié pour créer des interfaces graphiques appelées GUIDE (pour l'environnement graphique de développement d'interface utilisateur).

III.2.2.Présentation :

Le GUIDE est un générateur d'interface graphique qui comprend tous les outils dont le programmeur a besoin pour créer une interface graphique de manière intuitive. Il s'ouvre, soit en cliquant sur l'icône Image non disponible, soit en tapant le guide dans la fenêtre de commande de MATLAB.

Le placement des objets se fait par sélection dans une boîte à outils. Leur mise en œuvre et leur taille sont la souris (fig.III.1).

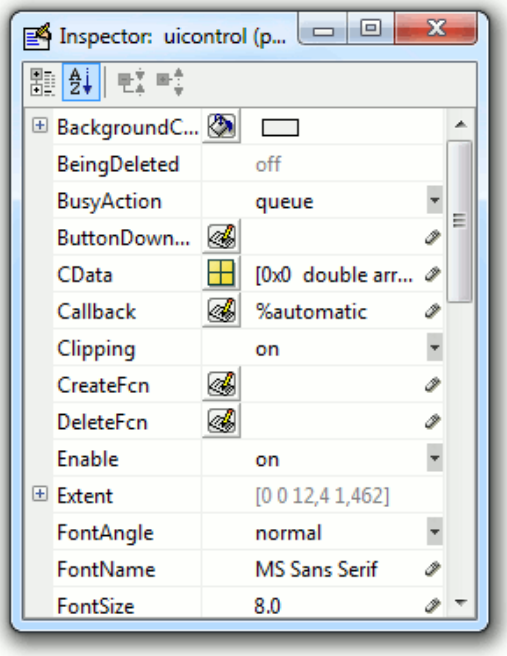


Fig.III.1: Inspecteur des biens

GUIDE à également des outils pour gérer l'alignement des objets et créer des barres d'outils ou des menus.

Une fois l'interface graphique terminée, son enregistrement donne deux fichiers portant le même nom, mais dont les deux extensions sont .fig et a.m.m.

Le fichier .fig contient la définition des objets graphiques (positions et propriétés). Ce fichier peut être ouvert ultérieurement avec GUIDE pour éditer des objets graphiques.

Le fichier .m contient les lignes de code qui assurent le fonctionnement de l'interface graphique (éléments d'action). Ce fichier peut être édité dans MATLAB Editor pour ajouter des actions à la main. C'est le fichier qui doit commencer à utiliser l'interface utilisateur graphique.

III.2.3.Programmation à la main :

III.2.3.1.Présentation :

Il est possible de programmer une GUI complètement à la main sous MATLAB. Bien que cette deuxième méthode semble beaucoup moins intuitive que l'utilisation du GUIDE, il est important d'aborder dans cet article.

En raison du grand nombre d'objets et du nombre de propriétés associées, la programmation "à la main" est en général confuse au début. Il est nécessaire d'utiliser la documentation MATLAB et d'apprendre les informations correctes.

Nous pouvons également aider à guider et à l'inspecteur des propriétés à explorer les propriétés des différents objets.

Le code peut être écrit dans un ou plusieurs fichiers (conception modulaire) .m et l'ouverture de l'interface graphique se fait en lançant simplement le fichier .m principal en tant que fonction MATLAB.

III.3.Présentation du logiciel élaboré:

Afin de faciliter le calcule des engrenages nous avons établi un programme informatique en Matlab basée sur les équations développée au chapitre **I** le programme tien en compte les différentes situations qui peuvent se présentée sa structure générale est schématisée par l'organigramme suivant:

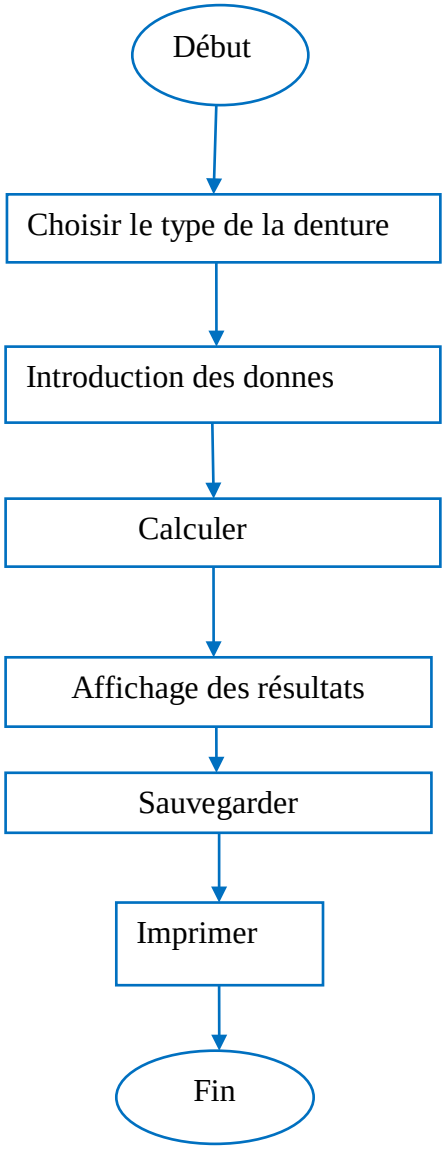


Fig.III.2: l'organigramme du logiciel élaboré

III.4.Présentation des organigrammes des sous programme:

L’organigramme utilisé pour l’élaboration du programme est le suivant :

III.4.1.Organigramme d'un programme de denture droite:

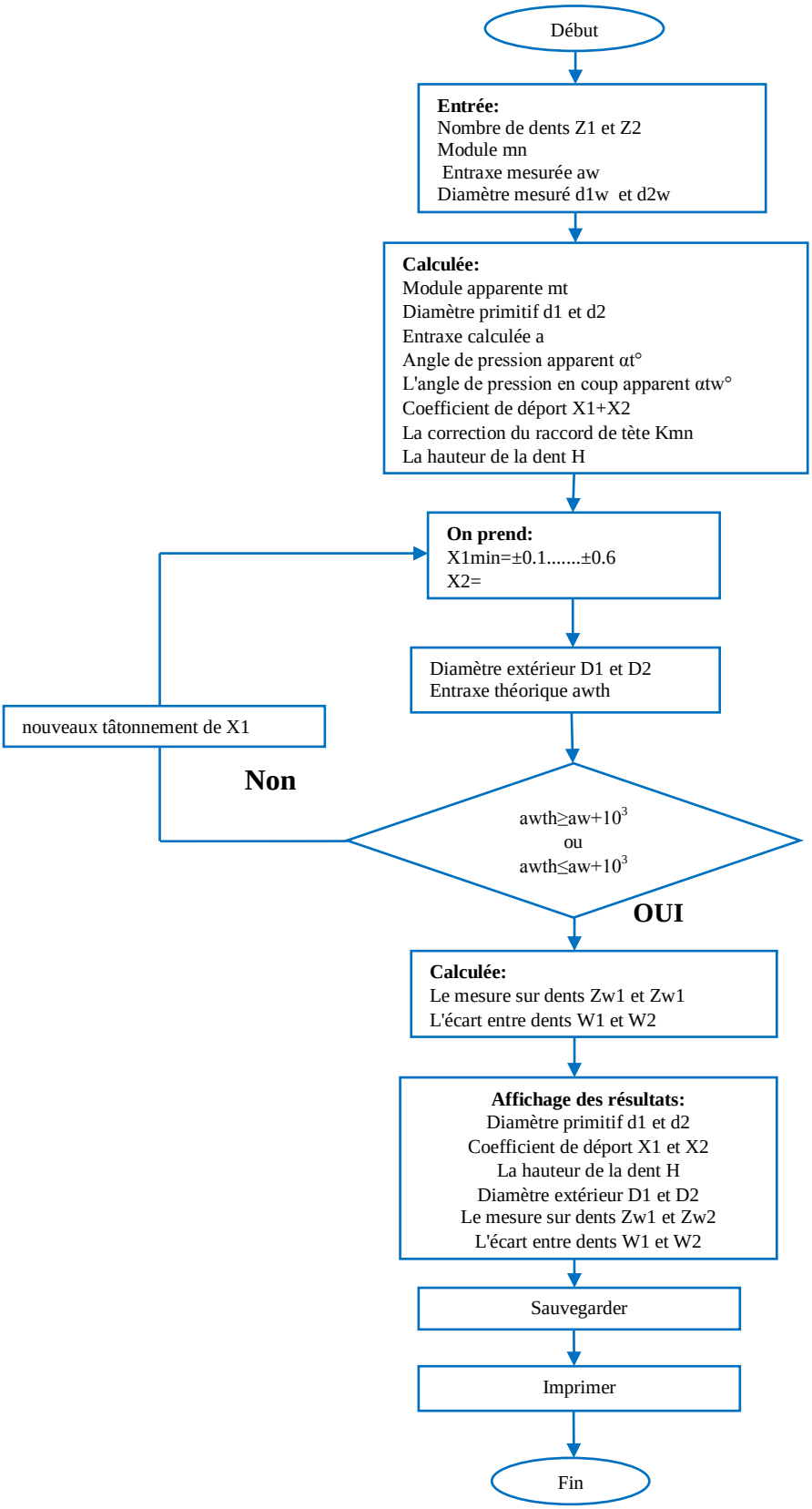

Début
Entrée:
Nombre de dents Z1 et Z2
Module mn
Entraxe mesurée aw
Diamètre mesuré d1w et d2w
Calculée:
Module apparente mt
Diamètre primitif d1 et d2
Entraxe calculée a
Angle de pression apparent αt°
L'angle de pression en coup apparent αtw°
Coefficient de déport X1+X2
La correction du raccord de tête Kmn
La hauteur de la dent H
On prend:
X1min=±0.1.....±0.6
X2=
Diamètre extérieur D1 et D2
Entraxe théorique awth
nouveaux tâtonnement de X1
Non
awth≥aw+10³
ou
awth≤aw+10³
OUI
Calculée:
Le mesure sur dents Zw1 et Zw1
L'écart entre dents W1 et W2
Affichage des résultats:
Diamètre primitif d1 et d2
Coefficient de déport X1 et X2
La hauteur de la dent H
Diamètre extérieur D1 et D2
Le mesure sur dents Zw1 et Zw2
L'écart entre dents W1 et W2
Sauvegarder
Imprimer
Fin

Fig.III.3

III.4.2.Organigramme d'un programme de denture hélicoïdale:

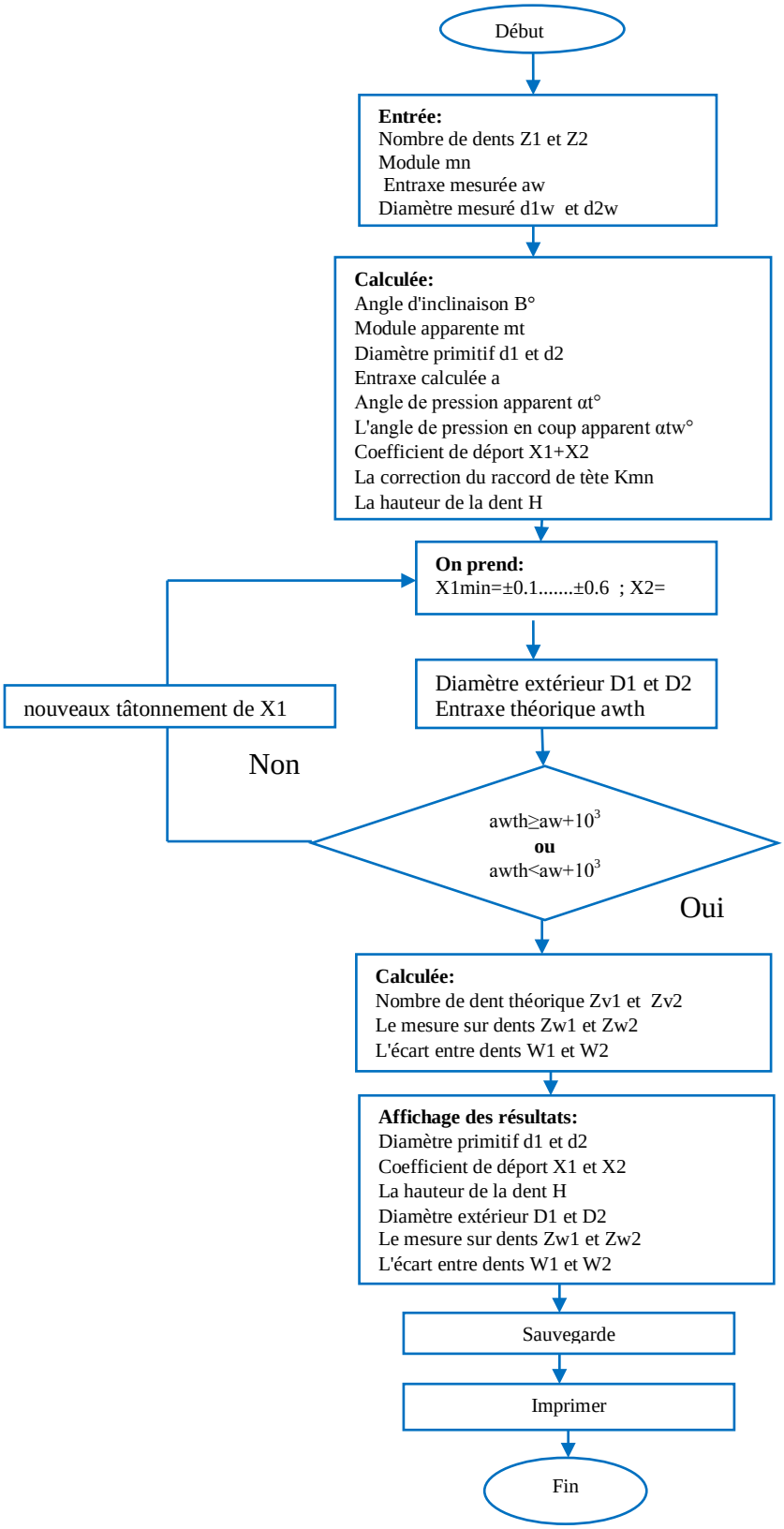

Début
Entrée:
Nombre de dents Z1 et Z2
Module mn
Entraxe mesurée aw
Diamètre mesuré d1w et d2w
Calculée:
Angle d'inclinaison B°
Module apparente mt
Diamètre primitif d1 et d2
Entraxe calculée a
Angle de pression apparent αt°
L'angle de pression en coup apparent αtw°
Coefficient de déport X1+X2
La correction du raccord de tête Kmn
La hauteur de la dent H
On prend:
X1min=±0.1.....±0.6 ; X2=
Diamètre extérieur D1 et D2
Entraxe théorique awth
nouveaux tâtonnement de X1
Non
awth≥aw+10³
ou
awth<aw+10³
Oui
Calculée:
Nombre de dent théorique Zv1 et Zv2
Le mesure sur dents Zw1 et Zw2
L'écart entre dents W1 et W2
Affichage des résultats:
Diamètre primitif d1 et d2
Coefficient de déport X1 et X2
La hauteur de la dent H
Diamètre extérieur D1 et D2
Le mesure sur dents Zw1 et Zw2
L'écart entre dents W1 et W2
Sauvegarde
Imprimer
Fin

Fig.III.4

III.4.3.Organigramme d'un programme de denture conique:

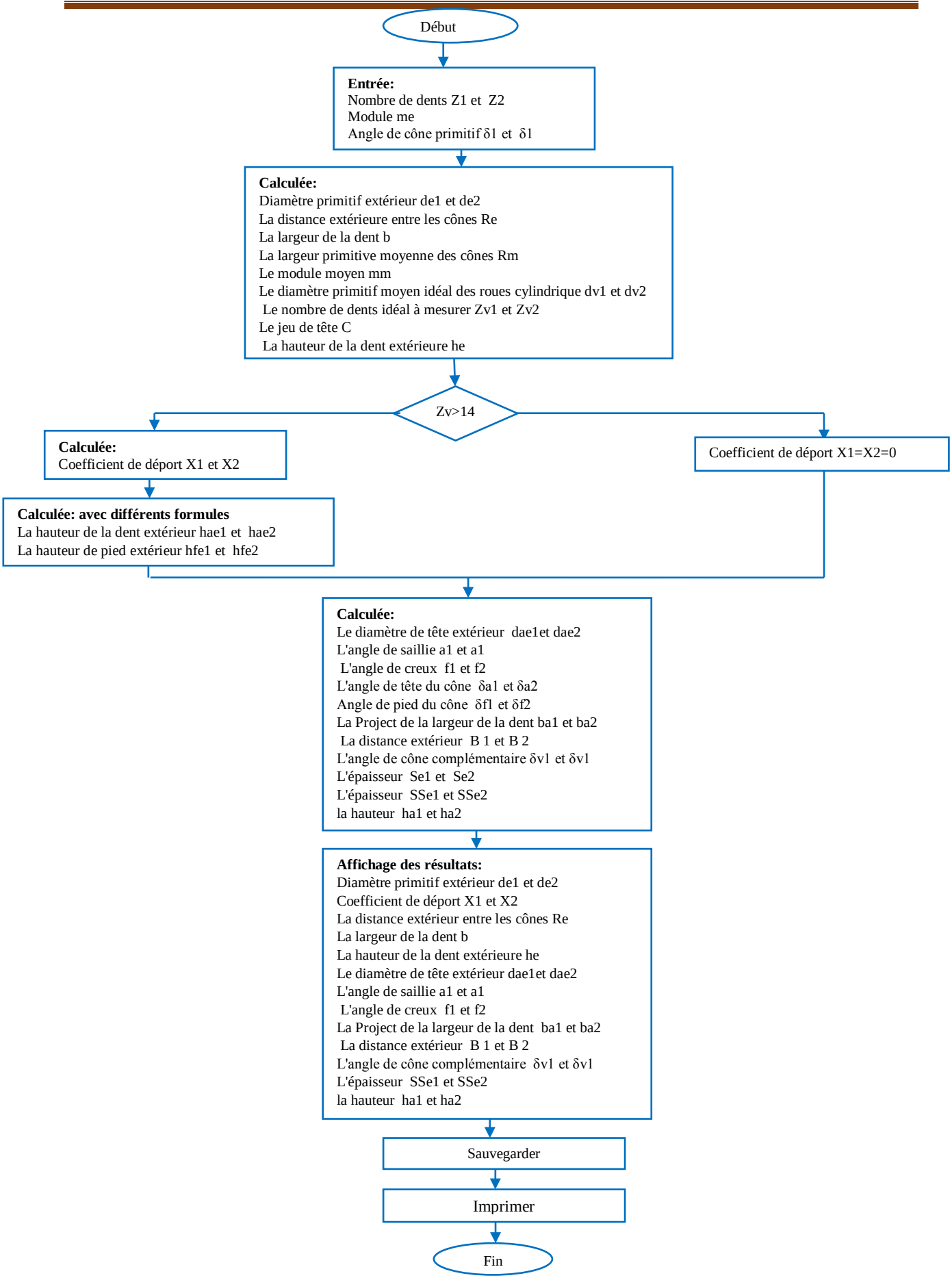

Début
Entrée:
Nombre de dents Z1 et Z2
Module me
Angle de cône primitif δ1 et δ1
Calculée:
Diamètre primitif extérieur de1 et de2
La distance extérieure entre les cônes Re
La largeur de la dent b
La largeur primitive moyenne des cônes Rm
Le module moyen mm
Le diamètre primitif moyen idéal des roues cylindrique dv1 et dv2
Le nombre de dents idéal à mesurer Zv1 et Zv2
Le jeu de tête C
La hauteur de la dent extérieure he
Zv>14
Calculée:
Coefficient de déport X1 et X2
Calculée: avec différents formules
La hauteur de la dent extérieur hae1 et hae2
La hauteur de pied extérieur hfe1 et hfe2
Coefficient de déport X1=X2=0
Calculée:
Le diamètre de tête extérieur dae1et dae2
L'angle de saillie a1 et a1
L'angle de creux f1 et f2
L'angle de tête du cône δa1 et δa2
Angle de pied du cône δf1 et δf2
La Project de la largeur de la dent ba1 et ba2
La distance extérieur B 1 et B 2
L'angle de cône complémentaire δv1 et δv1
L'épaisseur Se1 et Se2
L'épaisseur SSe1 et SSe2
la hauteur ha1 et ha2
Affichage des résultats:
Diamètre primitif extérieur de1 et de2
Coefficient de déport X1 et X2
La distance extérieur entre les cônes Re
La largeur de la dent b
La hauteur de la dent extérieure he
Le diamètre de tête extérieur dae1et dae2
L'angle de saillie a1 et a1
L'angle de creux f1 et f2
La Project de la largeur de la dent ba1 et ba2
La distance extérieur B 1 et B 2
L'angle de cône complémentaire δv1 et δv1
L'épaisseur SSe1 et SSe2
la hauteur ha1 et ha2
Sauvegarder
Imprimer
Fin

Fig.III.5

III.4.4.Organigramme d'un programme -vis et couronne-:

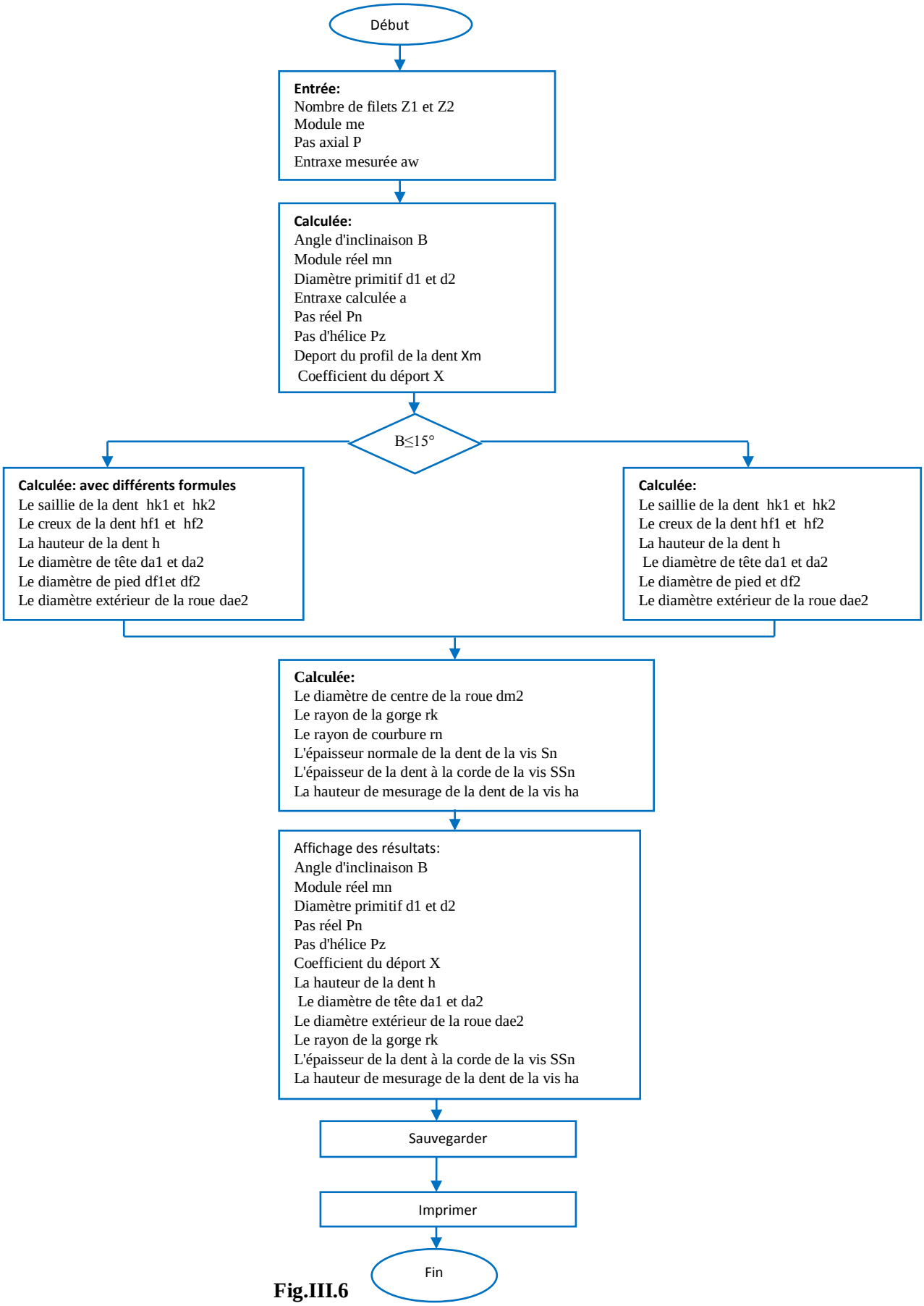


Fig.III.6

III.5.Exploitation de logiciel élaborée:

cette application fonctionne de la manière suivante:

- ✓ Afficher la fenêtre de base.
- ✓ sélectionner le type de la denture dans la base **type de denture**.
- ✓ Entrer les donnée de base dans la base **données**.
- ✓ Cliquer sur le Botton **calculate** pour calculer.
- ✓ Lire les résultat dans la base **résultat**.
- ✓ Cliquer sur le Botton **Save** pour sauvegarder les résultats sur un fichier Excelle.
- ✓ Cliquer sur le Botton **Print** pour imprimer les résultats.



Fig.III.7

III.6.Présentation de quelque résultat:

Dans cette partie on va présentée quelques exemples de calcule.

III.6.1.Engrenage cylindrique à denture droite:

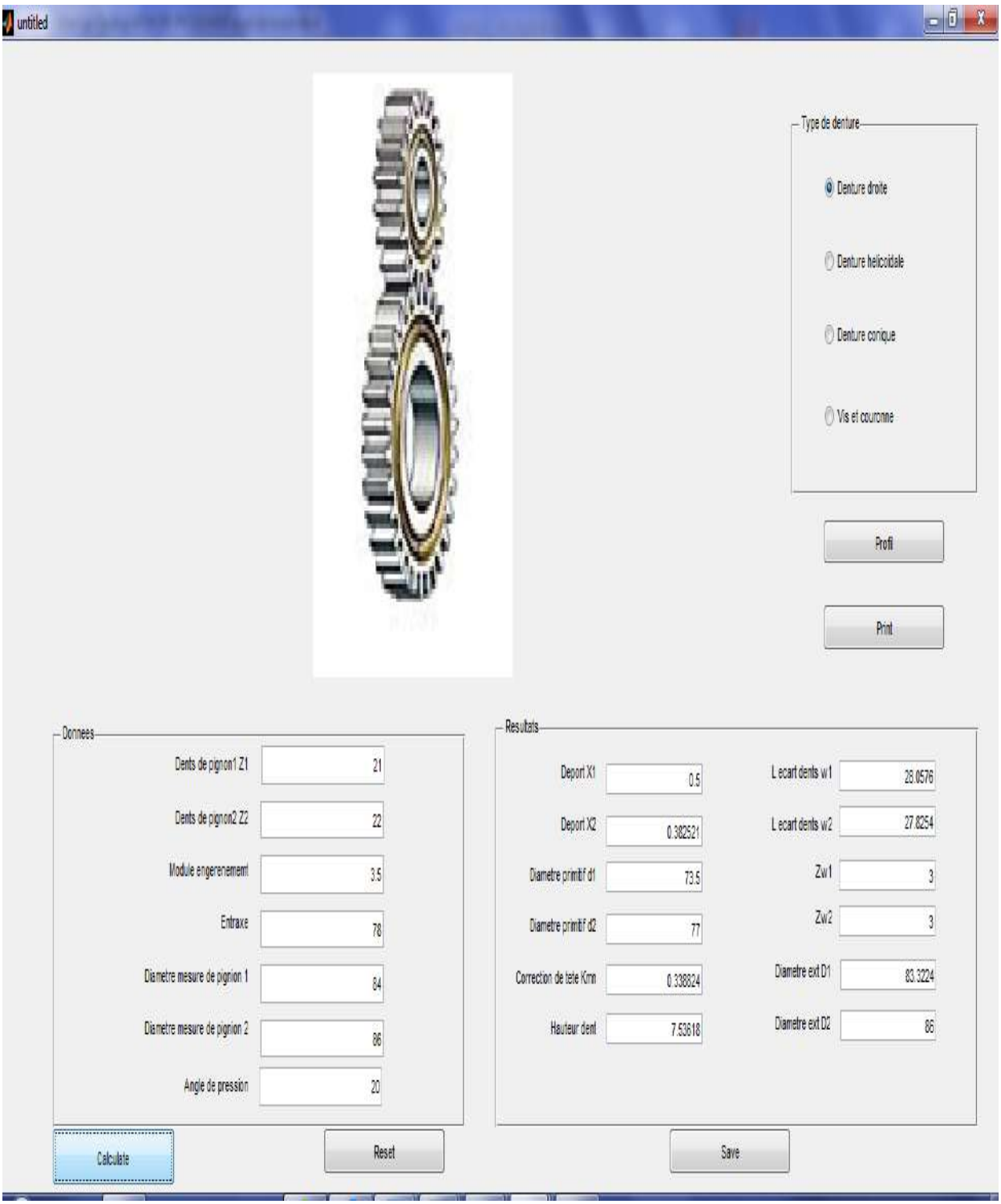


Fig.III.8

	E	F	G
	Grandeur	Dimension	
	Angle de pression	20	
	Deport X1	0,5	
	Deport X2	0,382521	
	Diametre primitif d1	73,5	
	Diametre primitif d2	77	
	Correction de tete Kmn	0,338824	
	Hauteur dent	7,53618	
	L ecart dents w1	28,0576	
	L ecart dents w2	27,8254	
	Zw1	3	
	Zw2	3	
	Diametre ext D1	83,3224	
	Diametre ext D2	86	

Fig.III.9

III.6.2.Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale:

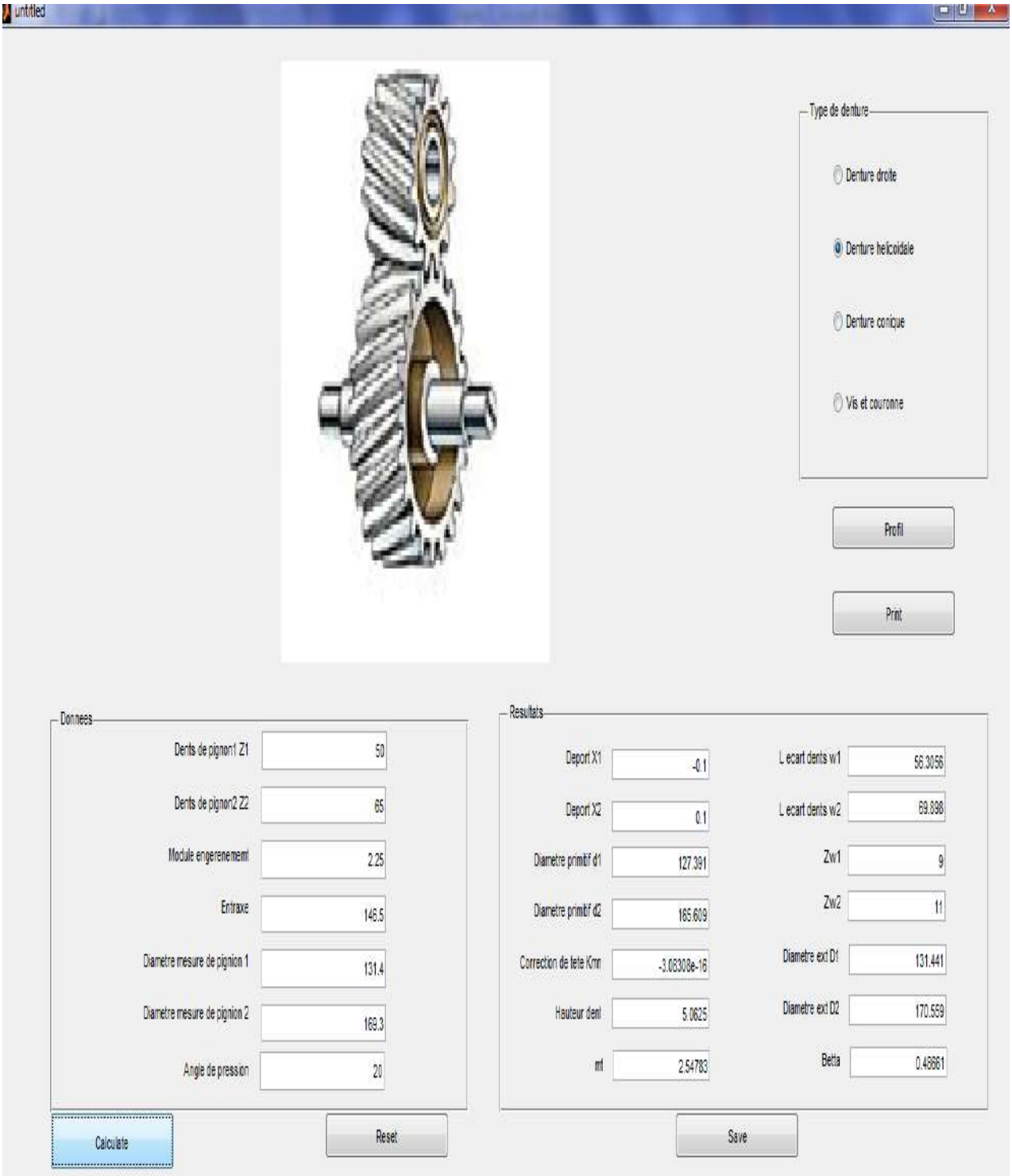
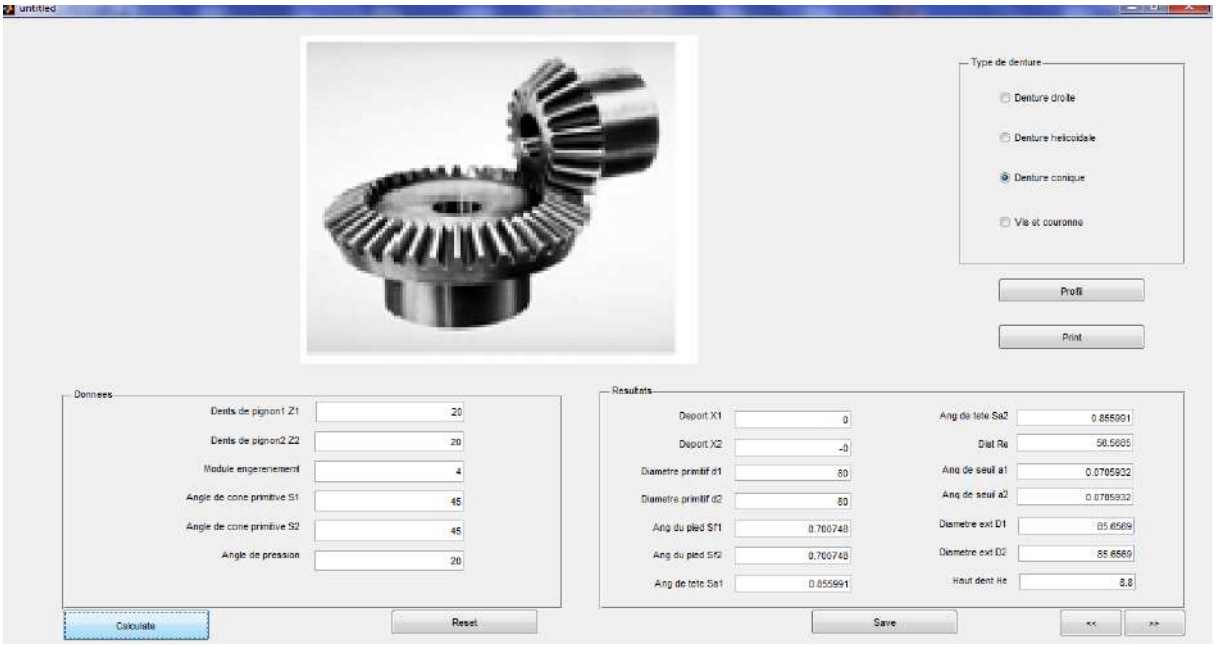


Fig.III.10

D	E	F	G	H
	Grandeur	Dimension		
	Angle de pression	20		
	Deport X1	-0,1		
	Deport X2	0,1		
	Diametre primitif d1	127,391		
	Diametre primitif d2	165,609		
	Correction de tete Kmn	-3,08308E-16		
	Hauteur dent	5,0625		
	L ecart dents w1	56,3056		
	L ecart dents w2	69,898		
	Zw1	9		
	Zw2	11		
	Diametre ext D1	131,441		
	mt	2,54783		
	Betta	0,48661		
	Diametre ext D2	170,559		

Fig.III.11

III.6.3.Engrenages coniques à denture droite:



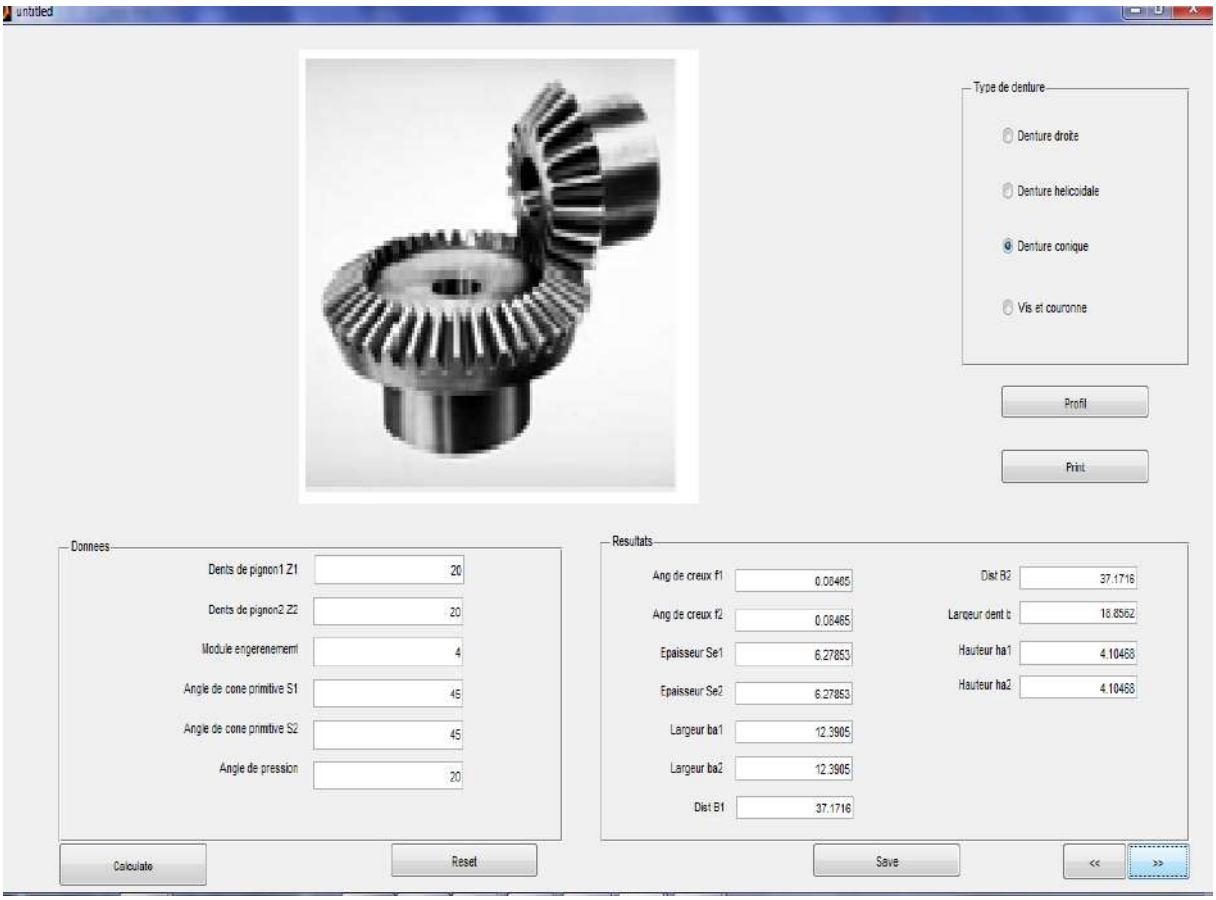


Fig.III.12

E	F	G
Grandeur	Dimension	
coef de deport	0	
coef de deport	0	
diametre primitif	80	
diametre primitif	80	
Angle du pied du cone δf1	0,7007481	
Angle du pied du cone δf2	0,7007481	
Angle du tete du cone δa1	0,8559913	
Angle du tete du cone δa2	0,8559913	
dist ext entre les cones Re	56,568542	
Angle de saillie a1	0,0705932	
Angle de saillie a2	0,0705932	
diametre de tete ext D1	85,656854	
diametre de tete ext D2	85,656854	
hauteur de la dent ext he1	8,8	
hauteur de la dent ext he2	8,8	
Angle de creux f1	0,08465	
Angle de creux f2	0,08465	
epaiseur SSe1	6,2785344	
epaiseur SSe2	6,2785344	
projection de la largeur de dent ba1	12,390524	
projection de la largeur de dent ba2	12,390524	
distance ext B1	37,171573	
distance ext B2	37,171573	
largeur de la dent b	18,856181	
hauteur ha1	4,104683	
hauteur ha2	4,104683	

Fig.III.13

III.6.4.Les engrenages gauches «le système roue - vis sans fin»:

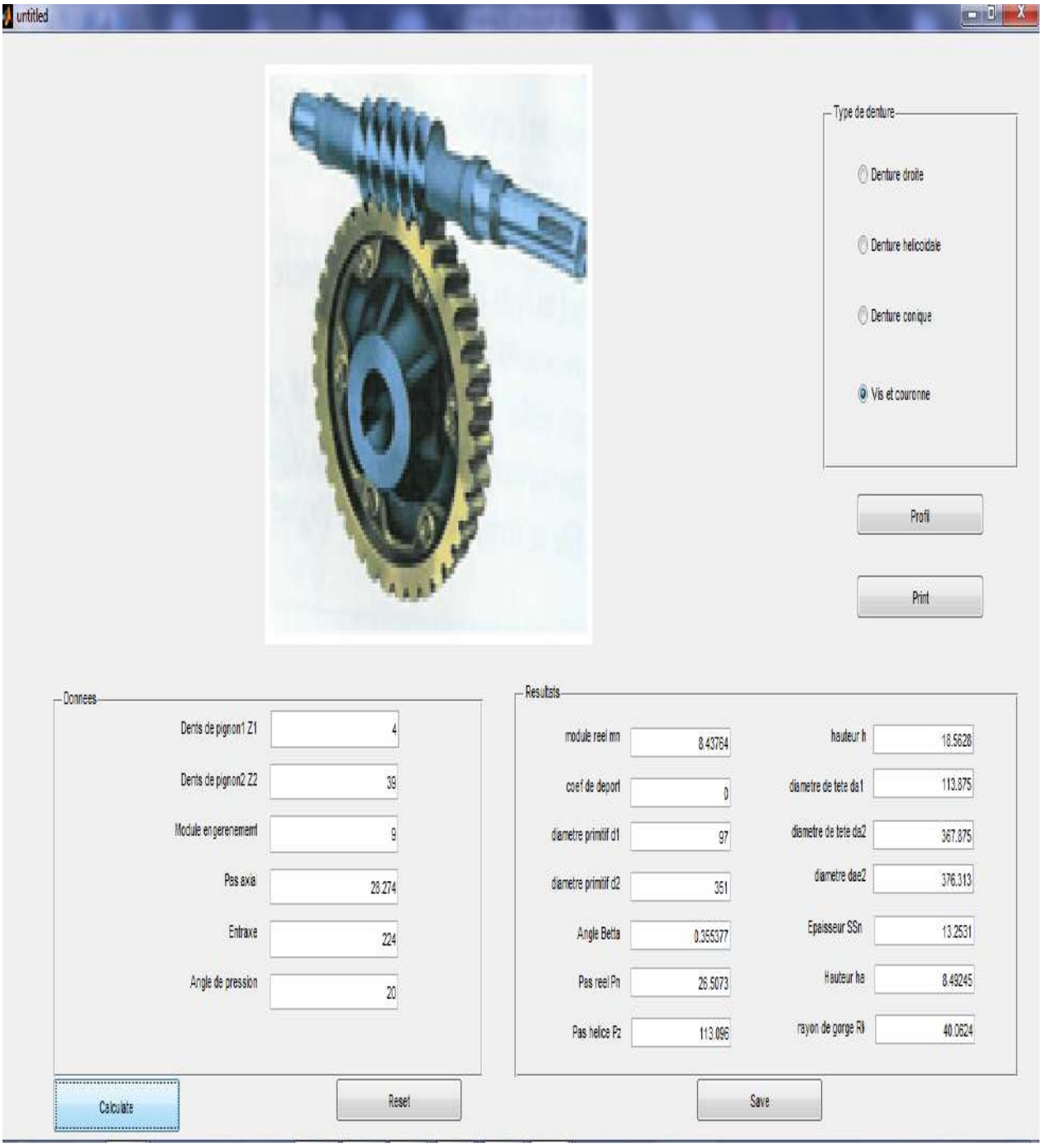


Fig.III.14

E	F
Grandeur	Dimension
Module mn	8,43763837
deport X	0
diametre primitif d1	97
diametre primitif d2	351
angle B	0,35537702
le pas Pn	26,5073097
le pas Pz	113,096
la hauteur H	18,5628044
diametre de tete D1	113,875277
diametre de tete D2	367,875277
diametre Da2	376,312915
epaisseur SSn	13,2530504
la hauteur ha	8,49244688
le rayon Rk	40,0623616

Fig.III.15

Conclusion

Conclusion Générale

Un engrenage est un organe qui assure la liaison entre deux arbres, transmettantle mouvement de rotation de l'un des arbres (arbre menant, oumoteur) à l'autre arbre (arbre mené), avec un rapport constant des vitessesangulaires.

En pratique, les engrenages occupent une place prédominante dans le fonctionnement des machines et les équipements mécaniques et représente la solution idéale la plus répondue dans la conception de ces derniers.

Afin d'assurer un fonctionnement parfait desmécanismes utilisant les engrenages, et dans le souci de garantir une durée de vie suffisamment acceptable, il est nécessaire d'effectuer des calculs rigoureux qui tient en compte de tous les paramètres pouvant affecter le bon fonctionnement. Généralement ces calculs sont basés sur des considérations géométriques et expérimentales.Ainsi, en raison de la complexité des formules, de l'interdépendance des paramètres et de la diversité des matériaux de construction du pignon et de la roue, le calcul manuel descaractéristiques des engrenages est fastidieux et exige un temps considérable.Dans ce cadre, un programme informatique sous l'environnement Matlab a été développé pour l'automatisation du calcul et l'optimisation des engrenages cylindriques à axes parallèles et axes concourants ; à savoir, les pignons cylindriques à dentures droites et hélicoïdales, les pignons coniques à dentures droites, les roues tangentes et les vis sans fin.

Le code est développé sous forme d'interface, permettant la saisie et la lecture des éléments de taillage d'une manière très simple. Il tient en compte des différentes configurations qui peuvent se présentées dans le calcul des dentures. Le code a été testé sur des cas pratiques et il a montré son efficacité comparativement aux résultats manuels.

Dans la perspective, le code peut être élargiau traitement des cas des dentures spiro-coniques, les roues à chainesainsi que les différents cas des dentures pouvant se présentés. Le tracé des profils des dentures fait aussi l'objet des travaux futurs.

Résumé

Les engrenages sont largement utilisés dans l'industrie mécanique comme moyen de transmission de mouvement et de puissance. Ils sont obtenus par taillage sur des machines-outils spéciales, soit par reproduction ou par génération. Le taillage des pignons est basé sur des formulations qui tiennent en compte de la géométrie et de l'expérimental. Les erreurs de taillage proviennent généralement des erreurs de calcul dont la source est toujours humaine. D'où la nécessité d'informatiser ces formules.

L'objectif de ce travail est d'établir un code informatique permettant le calcul des éléments de taillage des pignons les plus utilisés dans la pratique, à savoir, les pignons cylindriques à dentures droite, hélicoïdales, les pignons coniques, les roues tangentes et les vis sans fin. Le code développe est présenté sous forme d'interface permettant la saisie et la lecture aisée des éléments de taillage.

Mots clé: boite de vitesse, taillage, engrenage, rapport de transmission, programmation.

ملخص

تستخدم التعشيقات على نطاق واسع في الصناعات الهندسية كوسيلة لنقل الحركة من عمود إلى آخر. يتم الحصول عليها بالنحت على آلات خاصة إما بالنحت أو بالتصاعد

والهدف من هذا العمل هو وضع مدونة كمبيوتر لحساب عناصر قطع الأكثر استخداما في أسنان العجلة

ومن اجل تسهيل التطبيق و تجنب الأخطاء تم وضع برنامج رقمي يعطي حساب سريع و دقيق لخصائص التروس. .

كلمات البحث: علبة التعشيقات، النحت، التعشيقات, نسبة انتقال العتاد، والبرمجة.

Summary

Gears are widely used in the mechanical industry as a means of transmission of motion and power. They are obtained by cutting on special machine tools, either by reproduction or by generation. Gear cutting is based on formulations that take into account geometry and experiment. Cutting errors usually come from computational errors whose source is always human. Hence the need to computerize these formulas.

The objective of this work is to establish a computer code for the calculation of the most commonly used pinion cutting elements, namely cylindrical spur gears with straight tooth, helical gears, conical sprockets, tangential wheels and Screws. The developer code is presented as an interface for easy input and readability of the cutting elements.

Keywords: gearbox, gear, gear, transmission ratio, programming.

Reference bibliographique

[1]: Gearing basics, Power transmission Design, July 1994 p.p 49-53

[2] : BELLAIS (Cl.). – Outils coupants. Taillage des roues cylindriques. Traité Génie mécanique 7 097, 1996.

[3] : G. Henriot, "Traité théorique et pratique des engrenages", Paris : Dunod, 1979, 6ème édition, Tome I : Théorie et technologie, XII - 662 p.

[4]: Denture-Geometrie.doc STS Conception et Industrialisation en Microtechniques.

[5]: Denture - Interférence et deport.doc STS Conception et Industrialisation en Microtechniques.

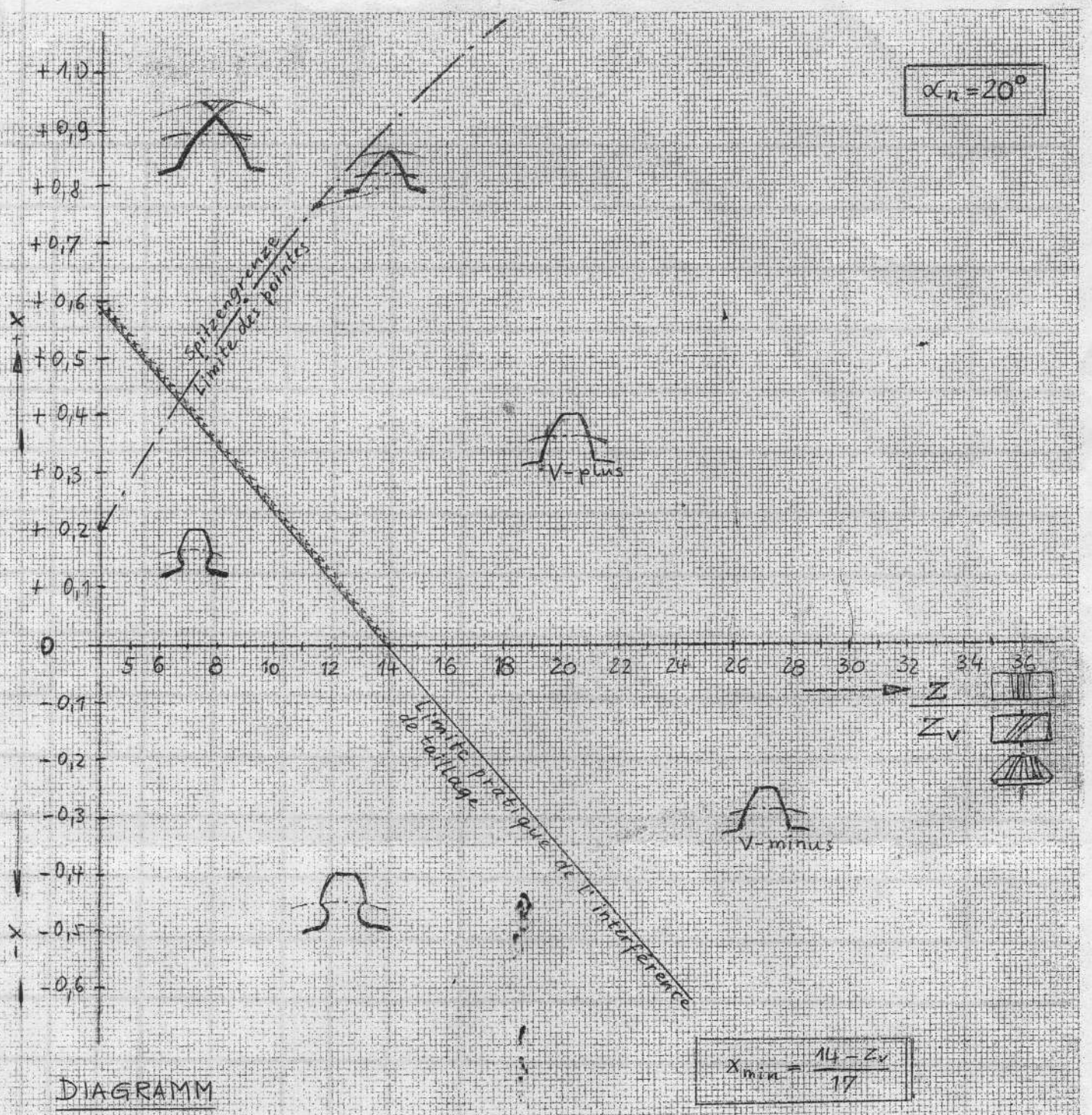
[6]: S. Salami, Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages, mémoire de magister, Université de Constantine, 2010.

[7]: R. le Borzec, "Cours de calcul des engrenages cylindriques", Lille : ENSAM (Fr), 31p.

[8]: Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique.

[9]: JEAN CAPPELLE -Etude de la génération des engrenages par la méthode des roulettes-thèses françaises de l'entre-deux-guerres, 1938,130p.

Annexe



$$x_{min} = \frac{14 - z_v}{17}$$

DIAGRAMM

Darstellung der Zahnform in Abhängigkeit von Zähnezahl und Profilverschiebung