

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état
en Génie mécanique

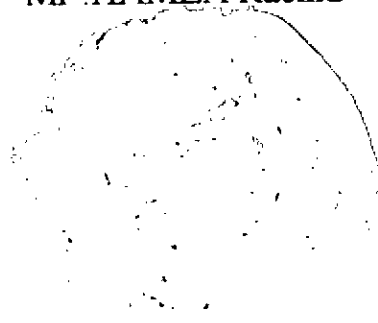
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Thème

**CALCUL DIMENSIONNEL DES
ENGRENAGES
SPIRO-CONIQUES ET HYPOIDES**

Proposé et dirigé par :
Mr : M. Bouaziz

Etudié par :
Mr : HAMZA Rachid



Promotion : juin 2000

E.N.P.10, Avenue Hassen-Badi, 16200 EL-HARRACH, ALGER

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état
en Génie mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Thème

**CALCUL DIMENSIONNEL DES
ENGRENAGES
SPIRO-CONIQUES ET HYPOIDES**

Proposé et dirigé par :
Mr : .M. Bouaziz

Etudié par :
Mr :HAMZA Rachid

Promotion : juin 2000

E.N.P.10, Avenue Hassen-Badi, 16200 EL-HARRACH, ALGER.



Dédicace

*Je dédie ce modeste travail,
Aux êtres les plus tendres à mes
yeux et les plus
chers à mon cœur, à qui je dois
énormément
et que je ne remercierai jamais
assez :*

Mes parents.

A mes frères et mes sœurs.

A Toute la famille HAMZA.

*A tous mes amis en particulier
Fateh, Rachid, et Hakim*

Rachid.

REMERCIEMENTS

Je remercie dieu de m'avoir donné la volonté et le courage afin d'arriver à la finalité de ce modeste travail.

Je tiens à remercier en premier lieu mon promoteur M^r M. Bouaziz pour ses encouragements, son suivi, et pour les conseils qu'il m'a prodigués.

Je tiens également à remercier messieurs les membres de jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant de siéger à ma soutenance, ainsi que l'ensemble des enseignants qui ont contribué à ma formation, sans oublier le personnel du bureau d'études de la S.N.V.I de Rouiba et en particulier M^r R. Bouderbala et M^r A. Nouari de l'aéroport H.B.

Mes remerciements vont également à mes collègues et amis de la promotion.

Résumé

L'objectif de cette étude est l'élaboration d'une démarche de calcul dimensionnel et de résistance des engrenages spiro-coniques et hypoïdes types Gleason.

En se basant sur le couple de performance en fonction du poids brut (charge à vide et charge supplémentaire), on détermine en première étape le diamètre primitif de la roue de transmission, puis toutes les autres caractéristiques de l'engrenage. On vérifie les contraintes à la flexion au pied de la dent et la contrainte superficielle. On indique également le calcul de résistance au grippage.

Le dimensionnement des engrenages hypoïdes nécessite des itérations. Le programme établi à cet effet, en langage MATLAB, permet de surmonter cette difficulté.

Mots clés : engrenage, transmission, hypoïdes, spiro-coniques.

Abstract :

The goal of this study is to improve a method for dimensional calculation and reliability of spiral bevel gears and hypoid gears about a GLEASON type.

We will based on performance torque according to total load, we have to determine all characteristics of gears, and calculate the flexible stress and superficial stress. We mentioned again the calculating of grippage reliability.

The dimensioning of hypoid gears require iterations. The main program allow to avoid this difficulty.

Keywords : gears, transmission, dimensioning, hypoid, spiral bevel

ملخص:

الهدف من دراستنا يتمثل في وضع منهجية لحساب الأبعاد والإجهادات للمسننات المخروطية ذات الأسنان الحلزونية والمنحرفة.

مع الإعتقاد على العزم المردودي بدلالة الوزن الكلي، وحساب القطر الأولي للعجلة وكل الخصائص للمسننات، والتأكد من صحة الإجهادات المرنة والسطحية مع إعطاء منهجية لحساب قيمة درجة الحرارة العليا.

لحساب أبعاد المسننات المنحرفة يجب استعمال عملية تكرارية، نعطي برنامج يسمح بتجاوز هذه الصعوبة.

الكلمات المفتاحية: مسننات، الانتقال، منحرفة، حلزوني.

SOMMAIRE

CHAPITRE I : TAILLAGE DES ENGRENAGE SPIRO-CONIQUES ET HYPOÏDES.

I-1)- Introduction.	3
I-2)- Méthodes d'obtention des surfaces de denture.	3
1- Méthode des enveloppes.	3
2- Méthode des roulettes.	3
I-3)- Conception de la roue plate génératrice.	4
1)- Cas de denture spiro-conique (Gleason).	5
2)- Cas de denture spiro-conique (Klingenberg).	6
3)- Cas de denture spiro-conique (Oerlikon).	6
I-4)- Différents types Gleason de fraise.	6
I-5)- Différents types de denture.	7
I-6)- Conicité de denture.	9
I-7)- Description des méthodes de taillage de Gleason.	10
1)- Méthode des roulettes (avec génération).	10
a)- Méthode du mouvement hélicoïdal.	12
b)- Méthode de roulement modifié.	12
c)- Méthode UNITOOL.	13
2)- Méthodes des enveloppes (sans génération).	13
a)- Méthode formate.	13
b)- Méthode Helixform	13
I-8)- conditions de conjugués	15
I-9)- Cycle de taillage.	16
1)- Passe unique.	16
2)- Réglage unique.	16
3)- Passes séparées et réglage séparés.	16
4)- Passes séparés et réglages fixes.	16
I-10)- Conclusion	16

CHAPITRE II: DESCRIPTION GENERALE DES MACHINES DE TAILLAGE GLEASON

II-1)- Introduction	17
II-2)- configuration de la machine Gleason.	17
2-1)- Berceau.	17
2-2)- La base coulissante.	20
2-3)- Le bâti principal.	20
II-3)- Chaîne cinématique d'une machine Gleason.	20
3-1)- Rotation de la fraise.	20
3-2)- Rotation de berceau	20
3-3)- Rotation du pignon taillé.	20
II-4)- Différents mouvement de la machine.	22
4-1)- Mouvement de coupe.	22
4-2)- Mouvement de génération.	22
4-3)- Mouvement de division.	22

II-5)- Différentes opération du réglage de la machine.	22
5-1)- Positionnement de la fraise.	23
5-2)- Positionnement de la pièce.	26
II-6)- Relation entre la rotation de berceau et celle de la pièce	27
II-7)- Conclusion	27

CHAPITRE III : CALCUL DES DIMENSION DES ENGRENAGES SPIRO- CONIQUES ET HYPOIDES

III-1)- Introduction	28
III-2)- Choix du type de l'engrenage de transmission	28
III-3)- Charge sur le pont	29
III-4)- Couple performance	30
III-5)- Diamètre préliminaire de la roue de transmission	31
III-6)- Couple du au moteur	32
III-7)- Couple d'adhérence	33
III-8)- Couple su le pignon moteur	33
III-9)- Diamètres finaux de la roue de transmission	34
III-10) Caractéristiques des engrenages de transmissions	36
10-1)- Angle des arbres	37
10-2)- Nombre de dent	37
10-3)- Diametral pitch et modul	37
10-4)- Largeur de denture	38
10-5)- Entraxe pignon	38
10-6)- Angle de spirale	41
10-7)- Sens de spirale	42
10-8)- L'angle de pression	42
10-9)- Diamètre de fraise	42
10-10)- Proportion de denture	43
10-11)- Epaisseur de dent	45
10-12)- Plat	46
10-13)- Rayon de raccordement	46
10-14)- Rapport de conduite	46
10-15)- Rapport du recouvrement	47
III-11)- Liste des formules	49
11-1)- Paramètres et rayons primitifs	49
11-2)- Angle primitif	50
11-3)- Angle de spirale moyens	50
11-4)- Génératrice	54
11-5)- Angle de pression	54
11-6)- Rayon de courbure	55
11-7)- Les coordonnées de centre fraise	55
11-8)- autres angles de spirale	55
11-9)- recouvrement spirale	56
11-10)- Modules réels	58
11-11)- distance	58

III-12)- Récapitulatif	58
III-13)- Organigramme simplifié de la méthode Gleason	61

CHAPITRE IV : CALCUL DES CONTRAINTES ET DE LA RESISTANCE AU GRIPPAGE

IV-1)- Introduction	66
IV-2)- Contraintes à la flexion	66
IV-3)- Formules fondamentales de puissance	68
IV-4)- Contrainte superficielle	68
IV-5)- Formule fondamentale de puissance	69
IV-6)- Explication détaillées des formules	70
IV-7)- Résistance au grippage des engrenages de pont de moteur	80
IV-8)- Indice de grippage admissible	82
IV-9)- Application	83
IV-10)- commentaire	89

CONCLUSION GENERALE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

NOTATIONS

Chapitre I

N : surface génératrice
 SI : géométrie
 C_1 : cône
 C_2 : cône
 P : plan primitif
 r : rayon intérieur de la roue plate génératrice
 R : rayon extérieur de la roue plate génératrice
 β : l'angle spirale moyen
 R_f : rayon de fraise
 R_{fm} : rayon de fraise moyen
 l_{ep} : largeur entre pointe
 α_i : angle d'inclinaison intérieur des lames
 α_e : angle d'inclinaison extérieur des lames
 γ : angle primitif de la roue
 V_{fp} : angle de creux du pignon
 V_{fb} : angle de creux de la roue



Chapitre II

M_{g1} : mouvement de génération
 M_{g2} : mouvement de génération (du berceau)
 M_c : mouvement de coupe (de la fraise)
 ε : angle d'inclinaison de socle .
 β : angle de spirale
 V : réglage verticale
 R_f : rayon de fraise
 H : réglage horizontal
 O_f : centre de fraise
 O_b : centre de berceau
 S : réglage radial
 q : angle de base
 O_e : centre de l'excentrique
 φ_b : angle de berceau
 φ_e : angle de l'excentrique.
 φ_s : angle de socle.
 φ_t : angle de porte fraise.
 α_p : inclinaison de la piece.

Chapitre III

- T_{PFG} : couple de performance.
 W_C : poids brut combiné.
 r_R : rayon de roulement.
 G_H : facteur de pente.
 G_P : facteur de performance.
 K_N : facteur de conversion.
 T_E : couple maximal net à la sortie de moteur.
 G_R : facteur de roulement.
 T_{PMG} : couple maximal du au moteur.
 K_O : facteur de surcharge.
 K_C : facteur de conversion d'unité.
 m_T : rapport de transmission en premier.
 m_C : rapport de convertisseur automatique.
 M_G : rapport de couple conique ou hypoïde.
 N : nombre de dent de la roue.
 n : nombre de dent du pignon.
 η : rendement de la transmission.
 T_{WSG} : couple maximal à l'adhérence.
 W_D : poids en charge sur le pont moteur.
 f_d : facteur de distribution du poids sur le pont moteur.
 f_t : facteur de friction entre les pneumatique et la roue.
 T_P : couple sur le pignon.
 T_G : couple sur la roue.
 F : largeur de denture.
 E : entraxe.
 ϕ_P : angle de spirale du pignon.
 D : diamètre primitif de la roue.
 ε' : angle de l'entraxe.
 ϕ : angle de pression.
 r_c : rayon de la fraise.
 A_{OG} : génératrice extérieure de la roue.
 A_G : génératrice moyenne de la roue.
 $\Sigma\delta_D$: somme duplex.
 Γ_1 : angle primitif de la roue.
 R : rayon moyenne.
 C_1 : facteur de saillie.
 a_G : saillie de la roue à la génératrice moyenne
 b_G : creux de la roue
 α_G : angle de saillie
 γ_G : angle de creux
 C : vide
 η_t : hauteur total
 η_k : hauteur utile
 T : épaisseur de la dent de la roue
 t : épaisseur de la dent du pignon



P : pas circulaire au gros bout
P_d : diamètre pitch
M : module
 m_0 : rapport de conduite
 m_t : rapport de conduite modifié
 m_f : rapport de recouvrement
K : facteur d'agrandissement
 η : angle de l'entraxe dans le plan de rotation du pignon
 R_p : rayon primitif du pignon
 ε_2 : angle de calage moyen apparent
 γ_1 : angle primitif du pignon
 ϕ_{01} : angle de pression limite
 r_b : rayon de courbure
 x : abscisse du centre de fraise
 y : coordonnée du centre de fraise
 τ : pas angulaire de la spirale
 ε_s : angle de décalage d'action



Chapitre IV

- S_{FG} : contrainte à la flexion de la roue
 S_{FP} : contrainte à la flexion du pignon
 S_{wf} : contrainte de fonctionnement
 P' : puissance transmissible
 P : puissance de fonctionnement à la flexion
 S_c : contrainte superficielle
 S_{wc} : contrainte de fonctionnement superficielle
 C_p : coefficient d'élasticité
 T_p : couple transmis di pignon
 T_G : couple transmis de la roue
 K_0 : facteur de surcharge pour la contrainte à la flexion
 C_0 : facteur de surcharge pour la contrainte superficielle
 K_v : facteur dynamique pour la contrainte à la flexion
 C_v : facteur dynamique pour la contrainte superficielle
 K_s : facteur de dimension pour la contrainte à la flexion
 C_s : facteur de dimension pour la contrainte superficielle
 K_M : facteur de distribution de la charge pour la contrainte à la flexion
 C_M : facteur de distribution de la charge pour la contrainte superficielle
 C_f : facteur d'état de surface
 J_p : facteur géométrique pour la contrainte à la flexion
 I : facteur géométrique pour la contrainte superficielle
 S_{at} : contrainte à la flexion admissible
 S_{ac} : contrainte superficielle admissible
 K_L : facteur de durée pour la contrainte à la flexion
 C_L : facteur de durée pour la contrainte superficielle
 C_U : facteur de rapport de dureté
 K_T : facteur de température pour la contrainte à la flexion
 C_T : facteur de température pour la contrainte superficielle
 K_R : facteur de sécurité pour la contrainte à la flexion
 C_R : facteur de sécurité pour la contrainte superficielle
 T_f : indice de grippage



INTRODUCTION



Les engrenages spiro-coniques et hypoïdes sont des pièces mécaniques destinées à transmettre de la puissance. Ils sont deux types particuliers. Cette particularité est due à la complexité de leurs géométrie et à la difficulté de leurs fabrication, d'où la nécessité d'une étude très précise. Ces organes opèrent cinématiquement à trois dimensions d'espace et permettent la transmission de grandes puissances à des vitesses élevées entre les arbres concourants.

Ces deux types d'engrenages ont un large champ d'application et sont utilisées dans les renvois d'angles, tels que les ponts arrières des véhicules et boîtes de transmission des hélicoptères et des navires etc...

Ces engrenages sont caractérisés par une grande capacité de charge, un transfert progressif des charges d'une dent à l'autre et un meilleur rendement. Leur géométrie très complexe et l'exigence d'une grande précision, nécessitent de connaître les méthodes et les machines de taillage. A cause de cette complexité, leur analyse est plus difficile que pour d'autres types d'engrenages.

L'historique de la technologie des engrenages spiro-coniques et hypoïdes est inséparable de celle des machines de taillage.

Les firmes dans ce domaine sont : Gleason Works des USA, Oerlikon Bührlé de suisse et Klinglenberg-sons d'Allemagne.

Actuellement, 90 % du marché mondial des engrenages spiro-coniques et hypoïdes est contrôlé par les deux firmes Gleason Works et Oerlikon Bührlé.

En Algérie, la SNVI-CVI de ROUIBA utilise les engrenages spiro-coniques et hypoïdes de type Gleason dans les ponts des camions et autobus. Après le taillage de la roue et du pignon suivant les réglages machines, le fonctionnement du couple est contrôlé sur machine d'essais en examinant les portées de contact des dents en engrenement cette opération simule les conditions de fonctionnement suivant la forme, la position et la sensibilité de la portée aux déplacements relatifs roue-pignon. Donc ces méthodes de taillage et de contrôle restent classiques devant les méthodes modernes qui sont équipées de machines à commandes numériques.

Nous avons constaté que la conception d'un nouveau couple spiro-conique ou hypoïde demande l'assistance étrangère particulièrement celle de Gleason.

Notre cheminement sera d'établir un développement d'un programme par l'utilisation de moyens informatiques (langage de programmation MATLAB 5.2) qui nous permet de calculer les caractéristiques principales pour la conception d'un couple hypoïdes en suivant les étapes de GLEASON.

Introduction générale :

Notre travail est répartie en cinq chapitres:

Dans le chapitre I, nous présentons les différentes méthodes de taillage, les outils, et les différentes formes de denture.

Dans le chapitre II, nous présentons une description générale de la machine de Gleason comprenant la chaîne cinématique de la machine et ces différents positionnements (fraise, pièce).

Dans le chapitre III, nous présentons la méthode de calcul des dimensions des engrenages spiro-coniques et hypoïdes, en se basant sur le couple de performance suivant la méthode de Gleason et en utilisant les formules mathématiques.

On a pu développer un programme pour déterminer les caractéristiques principaux pour la conception d'un couple hypoïdes, ainsi qu'une application numérique pour la conception d'un couple spiro-conique en faisant une comparaison avec les résultats technologiques de GLEASON.

Dans Le chapitre IV on va étudier les contraintes à la flexion et les contraintes superficielles, qui doivent être inférieure à la limite d'endurance du matériau.

CHAPITRE I

TAILLAGE DES ENGRENAGES SPIRO-CONIQUES ET HYPOÏDES

I.1)- INTRODUCTION :

Bien que la denture spiro-conique réelle diffère sensiblement de celle théorique, cette étude nous permettra de comprendre les raisons théoriques des choix technologiques sur les machines de taillage. Nous allons nous répondre à ces questions :

- Comment produire une géométrie de denture spécifique sur une pièce ébauche ?
- Quel type machine faut-il utiliser?
- Quelle est la forme des outils utilisés ?
- Quelle sont les conditions de conjugaison ?
- Quel sont les méthodes de taillage ?

Dans le champ des engrenages, ces questions sont essentielles. A travers ce chapitre nous allons nous familiariser avec les différents termes et les différentes définitions concernant les engrenages spiro-conique. Nous allons insister sur la denture Gleason car c'est celle qui est la plus utilisée, on le trouve, par exemple dans les ponts des véhicules lourds fabriqués par la SNVI-SVI de Rouiba Alger.

I.2)- METHODES D'OBTENTION DES SURFACES DE DENTURE :

Les surfaces de denture du pignon et de la roue d'un engrenage spiro-conique peuvent être obtenues à l'aide de deux méthodes [2], [3].

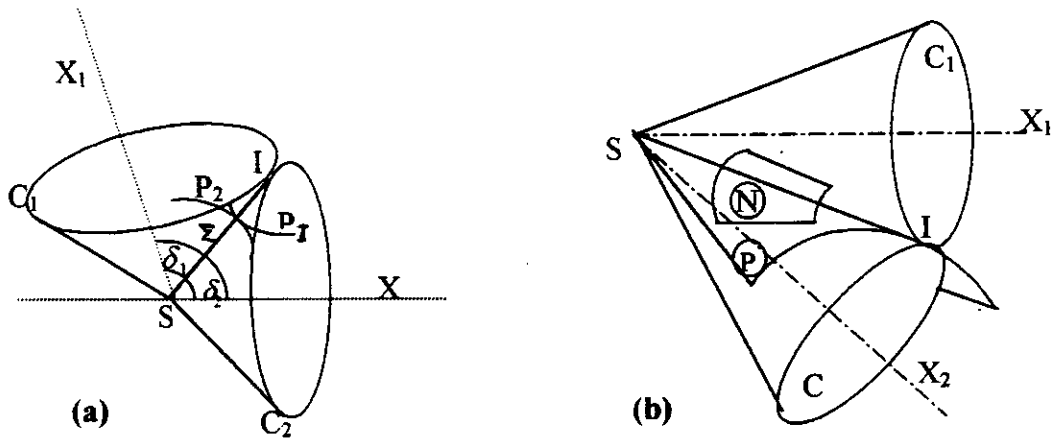
- **Méthodes des enveloppes :**

Pendant le roulement sans glissement des deux cônes primitifs C_1 et C_2 d'un couple d'engrenages tangents le long de la génératrice SI l'un sur l'autre, la surface P_1 liée au cône primitif C_1 enveloppe une autre surface P_2 liée au cône primitif C_2 Fig (I-1a).

Dans cette méthode la surface de denture de la roue est taillée sans génération, tandis que la surface de denture du pignon est engendrée par un ensemble génération (P-N) matérialisant exactement la roue. Avec P est le cône primitif de la roue. Et N est la surface de denture de cette roue[2].

- **Méthodes des roulettes :**

Pendant le roulement sans glissement d'une surface conique P sur les deux cônes primitifs C_1 et C_2 tangent le long de la génératrice SI. La surface N liée à P enveloppe par rapport à ceux-ci deux surfaces S_1 et S_2 représentant respectivement la surface de denture du pignon et de la roue Fig (I-1b). Les dentures conjuguées du pignon et de la roue sont obtenues par génération à partir de même ensemble générateur matérialisé par la surface primitive P et la surface génératrices N [2].



a)- Principe de la méthode des enveloppes.

b)- Principe de la méthode des roulettes.

Figure (I-1) : Méthode de taillage des engrenages spiro-conique[4].

I-3)- CONCEPT DE LA ROUE PLATE GENERATRICE : [3]

La roue plate génératrice est une roue théorique «plate » et dentée sur laquelle on fait rouler successivement le pignon et la roue conique conjuguée pour générer les dentures qui seront réalisées pratiquement le profil des dentures générées est l'enveloppé de la denture de la roue plate génératrice au cours du roulement sans glissement du pignon et la roue conique [3].

Cette roue génératrice est caractérisée par son plan primitif P et sa surface génératrice N est limitée par cercle de rayon r et de cercle de rayon R . Fig (I-2). Au taillage l'outil de coupe doit matérialiser cette roue plate génératrice.

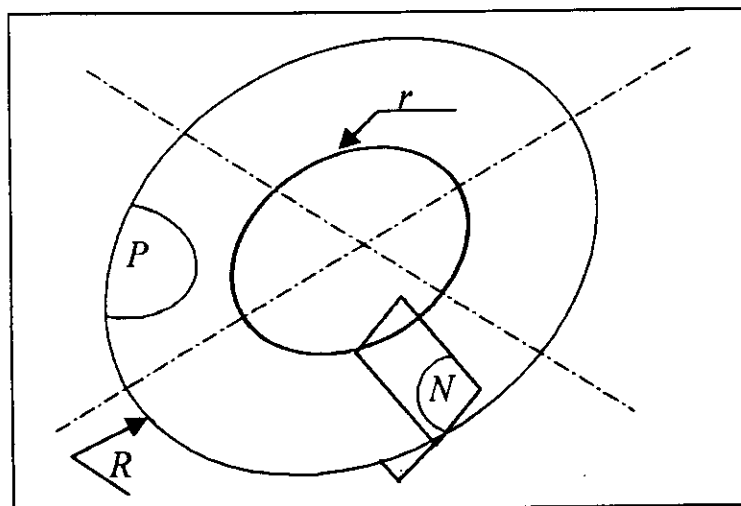


Fig (I-2) : Roue plate génératrice de Gleason

I-3-1)- CAS DE LA DENTURE SPIRO-CONIQUE GLEASON :

Pour l'usinage des engrenages spiro-conique sur des machines Gleason. On utilise le principe de taillage par roue génératrice Fig (I-3)est caractérisée par son plan primitif P et sa surface génératrice N .

Dans ce cas le plan primitif P est l'anneau de centre S et les rayons r et R respectivement.

La surface génératrice N est une portion de flanc de cône de sommet O et l'angle au sommet $2\alpha_f$. L'intersection de N et P est un arc de cercle de rayon R_f et de centre O_f (projection de O sur P).

- La tangente au point M (situé à la moitié de la largeur de denture) fait un angle β avec SM est appelé en angle de spirale moyen.
- Le cercle de centre O_f et de rayon R_f matérialisée la fraise pendant le taillage.
- La roue plate génératrice limitée par r et R va réaliser le mouvement du corps du berceau (machine Gleason). Pendant l'usinage, ce mouvement est appelé mouvement de génération.

Dans notre travail, nous nous s'intéresserons qu'a la denture Gleason.

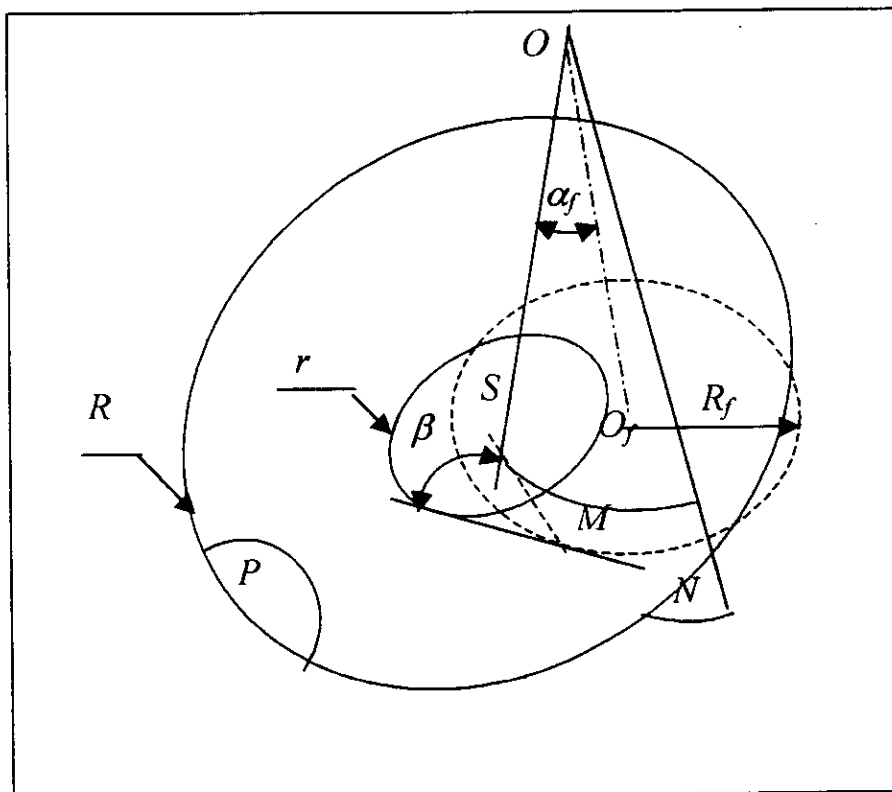


Figure (I-3): Roue plate génératrice pour la denture Gleason.

I-3-2)- CAS DE DENTURE SPIRO-CONIQUE « KLINGELNBERG » :

Le plan primitif P est toujours un anneau tandis que l'intersection de la surface génératrice N avec ce plan est dans ce cas une développante de cercle. La surface N est générée par une droite inclinée par rapport à la normale à P, et glissant le long de la développante de cercle [5].

I-3-3)- CAS DE LA DENTURE SPIRO-CONIQUE « OERLIKON » :

Le plan primitif P est anneau. La trace de denture est un épicycloïde allongé. (l'épicycloïde est la courbe tracée par un point appartenant à un cercle C_1 qui roule sans glissement sur un autre cercle C_2 . Si, au lieu de prendre le point générateur sur le cercle C_1 , nous le prenons à l'extérieur, nous obtenons un épicycloïde allongé[5].

I-4)- DIFFERENTS TYPES DE FRAISE GLEASON :

Dans le cas de la denture spiro-conique et hypoïde de type Gleason, la surface génératrice N de la roue plate génératrice est matérialisée, pratiquement, par une fraise. Celle-ci est constituée d'un tourteau cylindrique à la périphérie duquel sont fixées une succession des lames tranchantes inclinées rectilignes. Un jeu de cales permet d'avoir plusieurs diamètres de fraises sur le même tourteau. [2,3,5]

Il existe trois types de fraises.

- 1- Fraise à tranchants extérieurs destinée au taillage du flanc concave d'une denture Fig (I - 4a) (taillage de pignon).
- 2- Fraise à tranchants intérieurs destinés au taillage du flanc convexe d'une denture Fig (I - 4b).
- 3- Fraise à tranchants alternés, intérieurs et extérieurs, destinée au taillage simultané des flancs convexe concave Fig (I -4 c). Chacun est défini par le rayon moyen R_{fm} , la largeur entre pointes des lames L_{ep} , l'angle d'inclinaison des tranchants Rectilignes extérieurs et intérieurs respectivement α_e et α_i .

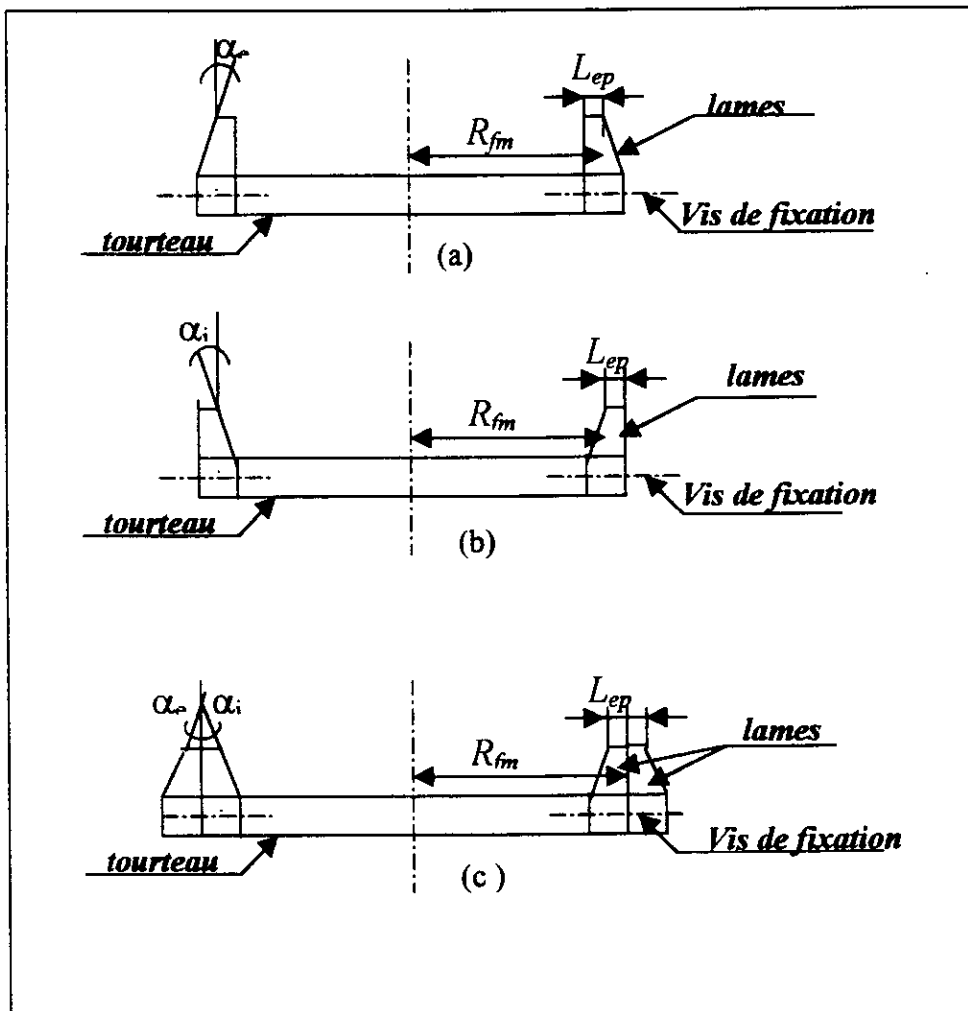


Figure (I - 4) : Différent types de fraises

I-5)- DIFFERENTS TYPES DE DENTURES :

Il existe trois types de dentures :

- a) Suivant la valeur de l'angle de spiral β et la position du pignon [5,6]
 - 1- La denture "spiral" caractérisée par un angle de spiral différent de zéro et deux axes du pignon et de roue sont courants Fig (I-5a).
 - 2- La denture "hypoïde" caractérisée par décalage de l'axe du pignon au-dessous ou dessus de l'axe de la roue Fig (I-5b).
 - 3- La denture "zerol" caractérisée par un angle de spiral nul Fig (I-5c).

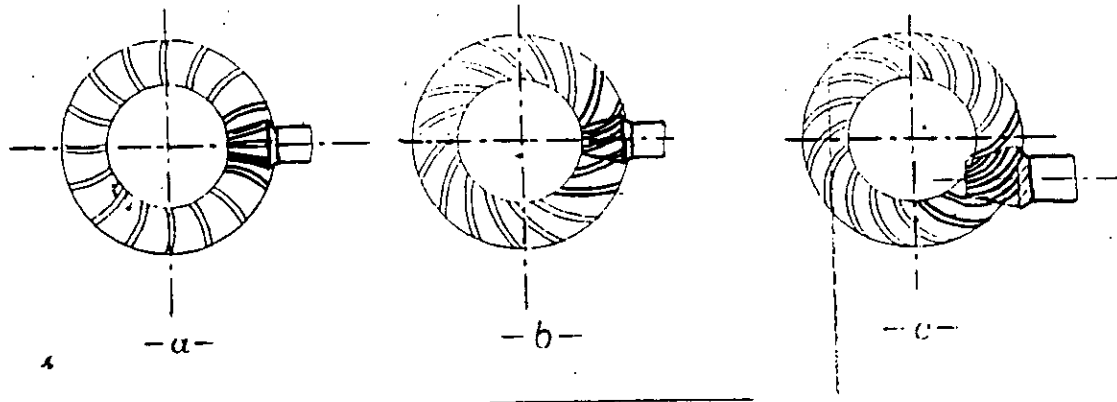


Figure I-5 : différents types de dentures.

b) Suivant la hauteur : il y a trois forme de denture .

- 1- La denture à hauteur constante Fig (1-6a) taillée suivant le procédé Klingelaberget et Oerlikon.
- 2- La denture à hauteur variable Fig (I-6b) taillée selon le procédé Gleason.
- 3- La denture duplex ou' la ligne de pied incliné Fig (I-6c) taillée selon le procédé Gleason .

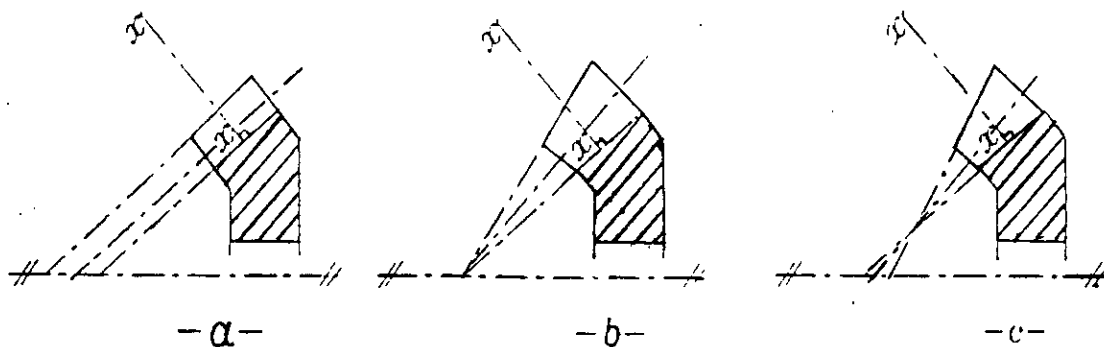


Figure I-6 : Différentes hauteurs de dentures.

I-6)- CONICITE DE LA DENTURE : [5]

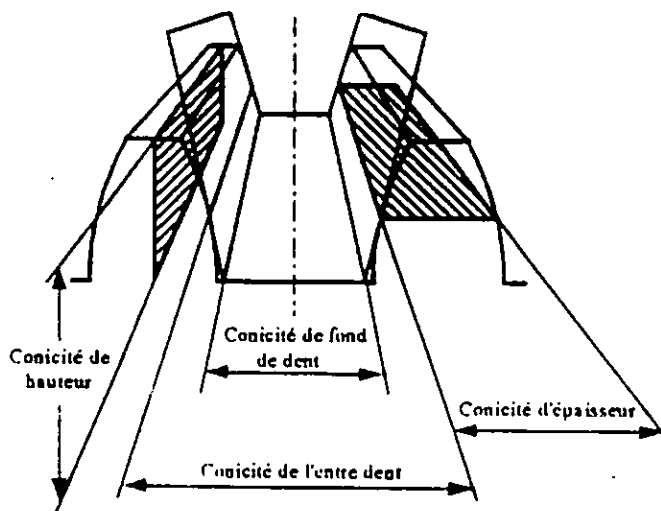
La relation entre le diamètre de fraise et l'angle spiral influe sur la conicité de denture. Il a été nécessaire de définir les quatre types de base de conicité de denture sur les dents coniques ou hypoides Fig (I-10).

- **Conicité de hauteur** : est la variation de la hauteur de dent mesurée perpendiculairement au plan primitif.
- **Conicité d'épaisseur** : correspond à la variation de l'épaisseur le long de la dent, elle est mesurée dans le plan primitif.
- **Conicité d'entre dent** : correspond à la variation de la largeur de l'entre-dent le long de la dent. Elle est mesurée dans le plan primitif.
- **Conicité de fond de dent (de largeur entre pointe)** : correspond à la variation de la largeur entre pointes maximales (limitées) d'un outil de taillage en V à l'angle de pression nominale dont les côtés sont tangents aux deux côtés d'un entre-dent et dont le plan de pied.

En plus des quatre conicités, Gleason définit deux autres types de conicités, qui sont :

- 1- **Conicité normale** : les dimensions de hauteur et d'épaisseur de la dent sont proportionnelles à la distance d'une section donnée au sommet de cône primitif. Par conséquent, les sommets de cône primitif et du cône de pied coïncideront et les cotés de la dent converge au sommet du cône primitif.
- 2- **Conicité duplex** : caractérisée par une conicité de largeur entre pointe nulle sur toute la largeur de denture sur le membre (pignon et roue). Cette conicité est obtenue par inclinaison de la ligne de pied autour de n'importe quel point du pied le long de la dent. Le sommet du cône de pied ne coïncide pas avec le sommet du primitif.

Afin de produire une denture conique, l'axe de la fraise frontale doit être normal à la génératrice du cône de pied[2].



Figure(I-7) : Différentes conicités d'une dent spiro-conique

I-7)- DESCRIPTION DES METHODES DE TAILLAGE DE GLEASON :

Il existe deux types de méthodes de taillage :

- la première est celle utilisant un ensemble générateur (roue plate dans le cas des engrenages coniques) engendrant la roue et le pignon, la surface de denture est l'enveloppe de l'élément générateur. La machine de taillage devra matérialiser cette roue plate génératrice. Cette méthode est appelée «méthode des roulettes » (avec génération).
- La deuxième méthode consiste à tailler la roue par un brochage, c'est à dire , sans mouvement de génération, les lames de la fraise sont « gravées » sur la surface conique de la roue pour le taillage du pignon la machine devra matérialiser la roue qui vient d'être taillée. La surface de denture du pignon est l'enveloppe de celle de la roue. Cette méthode est appelée «méthode des enveloppes » (sans génération).

I-7-1)- METHODES DES ROULETTES "AVEC GENERATION." :

En appliquant la méthode de roulette, l'ensemble est constitué par le berceau et la fraise. Durant le processus de taillage, le berceau représentant le corps de la roue génératrice effectue un mouvement de rotation oscillatoire autour son axe matérialisant l'axe de rotation de la roue génératrice imaginaire, tandis que la fraise entraînée par le berceau est animée d'un mouvement de rotation uniforme autour de son axe, dépend de la vitesse de coupe désirée donnant un bon usinage [3].

Pendant la rotation de la fraise, les lames enveloppent une surface dont la trace représente une dent de la roue génératrice Fig (I-8).

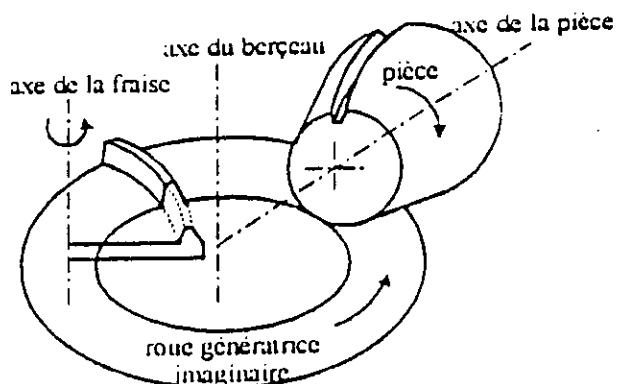


Figure (I-8) : Principe de taillage par roue génératrice suivant la méthode de Gleason

La pièce à tailler est animée d'un mouvement de rotation uniforme autour de son axe. Pendant le taillage d'une entre-dent, la roue génératrice engrène avec la pièce à tailler et la surface de denture de la roue génératrice enveloppe la surface de denture de la pièce à tailler.

Les machines Gleason sont à division discontinue. C'est-à-dire qu'une entre-dent est taillé jusqu'à sa profondeur totale, suivi de la pièce d'une division et ainsi de suite jusqu'au taillage de dernier entre-dent. [2].

Les profils de dentures des engrenages spiro-coniques ou hypoïdes adaptent la disposition schématisée sur la Fig (I-9).

- 1- l'axe de berceau est perpendiculaire au cône primitif de la pièce et l'axe de la fraise est normal à la génératrice de cône de pied. la roue génératrice est une roue conique Fig (I-9a).
- 2- l'axe de berceau est perpendiculaire au cône de pied de la pièce à tailler, et l'axe de la fraise est normal à la génératrice de cône de pied. La roue génératrice est une roue conique Fig (I-9b)

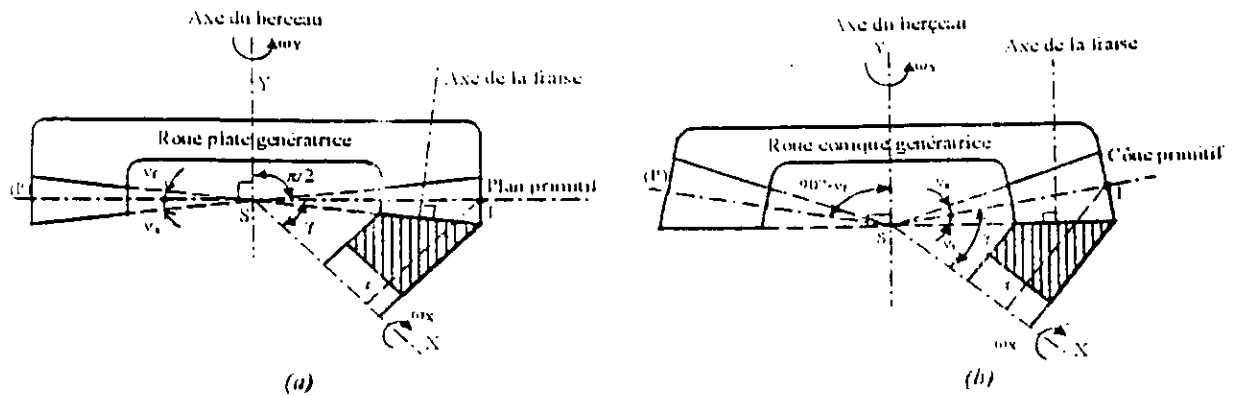


Figure I-9 : différents types de profils

La denture à hauteur variable ne vérifie pas parfaitement les conditions de conjugaison, ceci découle du fait que l'axe de la fraise ne peut être perpendiculaire simultanément aux cônes de pied de la roue et du pignon, les surfaces génératrices ne seront pas en coïncidence totale. Il en résulte une erreur de transmission qui est minimisée moyennant des mouvements et réglage-machine spéciaux.

Dans le but de minimiser les erreurs de transmissions et d'orienter les déviations dans le sens de la production d'un bombé relatif sur les surfaces de denture, les ingénieurs de la firme Gleason ont mis au point des méthodes dont voici quelques-unes :

a)- **Méthode du mouvement hélicoïdal « Hélical duplex method »** : [2, 15]

La pièce est animée d'un mouvement de déplacement vers la fraise jusqu'à la profondeur de plongée d'ébauche, puis le mouvement de génération ébauche commence. Après le passage ébauche, la pièce est avancée rapidement sur la fraise, le mouvement du berceau est inversé et deux flancs de l'entredent sont terminés en génération finition. La pièce recule et est divisée rapidement pour le taillage de l'entredent suivant.

b)- **Méthode du roulement modifié « Modifié roll method »** :

Dans la méthode des roulettes la fraise matérialise la surface génératrice (N) de la roue plate fictive. Celle-ci devra engrener avec la pièce (roue ou pignon). Le rapport des vitesses pièce/roue plate est théoriquement constant. Un dispositif spécial permet de modifier ce rapport périodiquement.

c)- Méthode Unitool :

Pour l'impossibilité d'avoir coïncidence totale de deux surfaces conique de révolution dont les axes font entre eux un certain angle. Le principe de base de la méthode UNITOOL réside de fait que les surfaces génératrices enveloppées par les lames ne sont plus coniques, mais sphériques. Les lames de la fraise ne seront plus rectilignes mais en forme d'arc de cercle. Pour engendrer un léger bombé relatif sur les dentures, la surface enveloppée par les lames sera une surface de tore.

I-7-2)- METHODES DES ENVELOPPES « SANS GENERATION »:

Les dentures du pignon et de roue d'un engrenage spiro-conique peuvent être obtenues à l'aide de deux méthodes.

a)- Méthode « formate » :

Cette méthode est applicable que pour le taillage des roues dont l'angle primitif est plus grand que 70° [3].

La roue est taillée sans mouvement de génération Fig (I-10a) (Sans mouvement relatif entre le berceau et la pièce) par une sorte de brochage en une seule passe (taillage de forme), avec finition de flanc concave et du flanc convexe en même temps. La surface de chaque flanc de la denture n'est qu'une copie de la surface de lame [3].

Lors du taillage du pignon la machine de taillage matérialise la roue taillée et non pas la roue génératrice (Fig.I-10-b). Le pignon est donc taillé par génération mais les dentures obtenues ne sont pas rigoureusement conjuguées vu que les axes des fraises font certain angle entre eux.

C'est cette méthode qui est utilisée dans la fabrication des engrenages spiro-coniques et hypnoïde à la SNVI-CVI.

b)- Méthode « Helixform » :

L'axe de la couronne est incliné par rapport à la fraise d'un angle δ_f , angle de pied du pignon. Comme le cône de tête de la couronne est réalisé parallèle au cône du pied du pignon, l'axe de la fraise est donc normal au cône de tête de la couronne Fig (I-11).

La fraise attaque par l'intérieur de la denture, et pour réaliser la denture à hauteur variable, la fraise enfoncée axialement avec une avance uniforme pendant sa rotation uniforme (le mouvement d'avance résultant de la fraise est donc hélicoïdale). L'enveloppe des arrêtes tranchantes des lames est un hélicoïde développable.

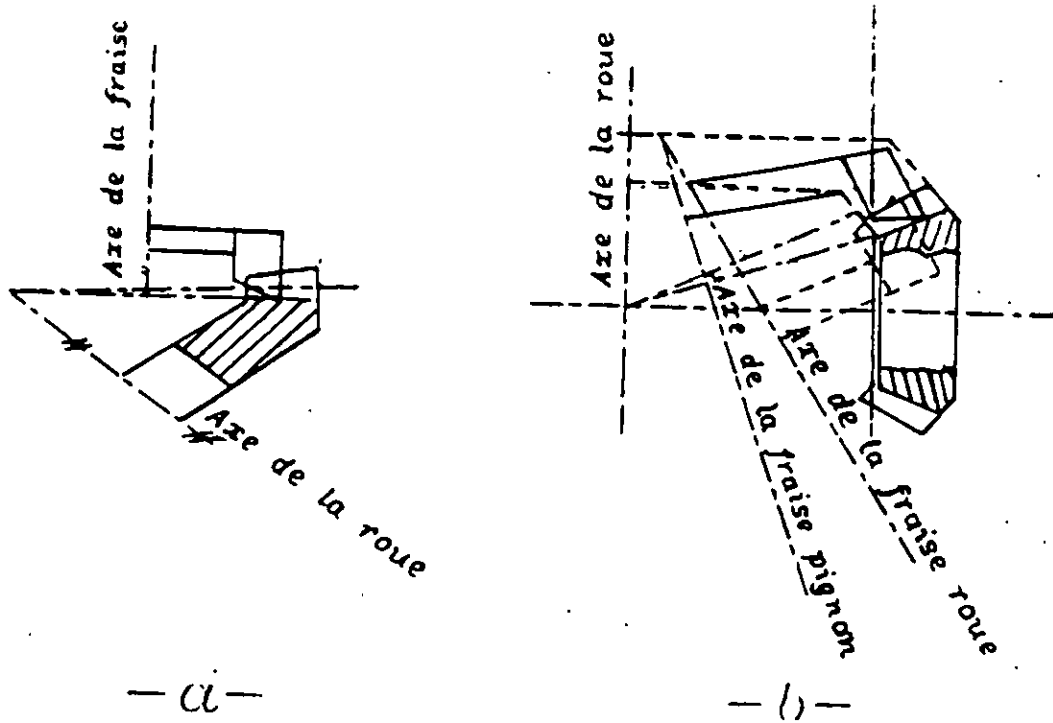


Figure I-10 : méthode de taillage formate.

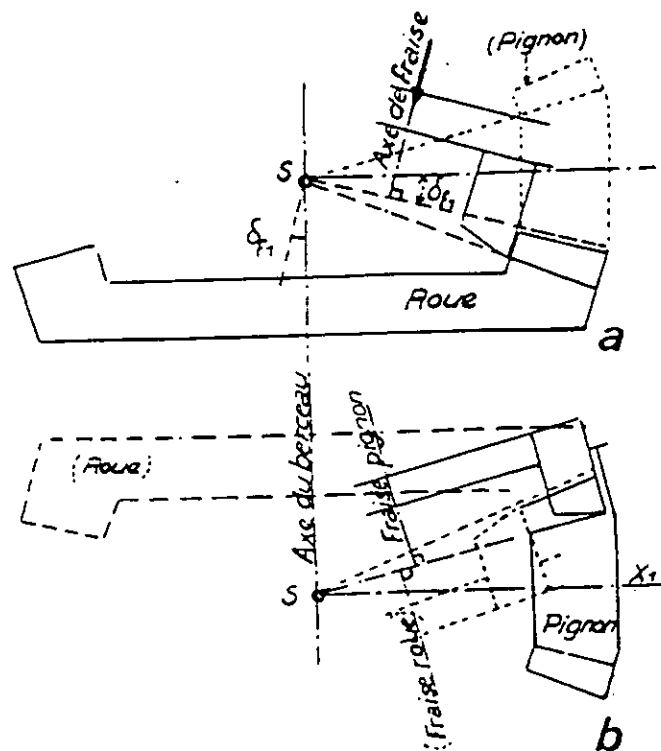


Figure I-11 : Méthode de taillage Hélixform.

I.8)- CONDITIONS DE CONJUGAISON : [1]

Les surfaces de denture des flans conjugués sont dites conjuguées, si elles sont constamment tangentes suivant une ligne.

Pour obtenir des surfaces de denture conjuguées conditions géométriques et cinématique doivent être remplies par les machines de taillage. Ces conditions sont les suivantes :

1. Les surfaces génératrices des flans conjugués doivent être en coïncidence parfaite,
2. Les axes de rotation des roues génératrices doivent être identiques,
3. Le plan de contact du pignon et de la roue est identique avec la roue génératrice (ligne de contact, même nombre de dents sur la roue génératrice).

Dans les méthodes de taillage Gleason, les axes de la fraise sont normaux respectivement aux cônes de pied du pignon et au cône de pied de la roue. Étant donné que les lames sont à tranchants rectilignes, les surfaces génératrices sont des cônes. Dans cette situation, les axes des cônes font entre eux un angle égal à la somme des angles des creux ($V_{fp} + V_{fg}$) Fig (I-12). Par conséquent, il est impossible d'avoir une coïncidence parfaite entre les deux cônes et les surfaces obtenues ne sont pas conjuguées et la transmission n'est pas exacte (le rapport de transmission n'est pas constant, des erreurs cinématiques dans la transmission existent. Ces erreurs sont la source majeure de bruits et vibrations).

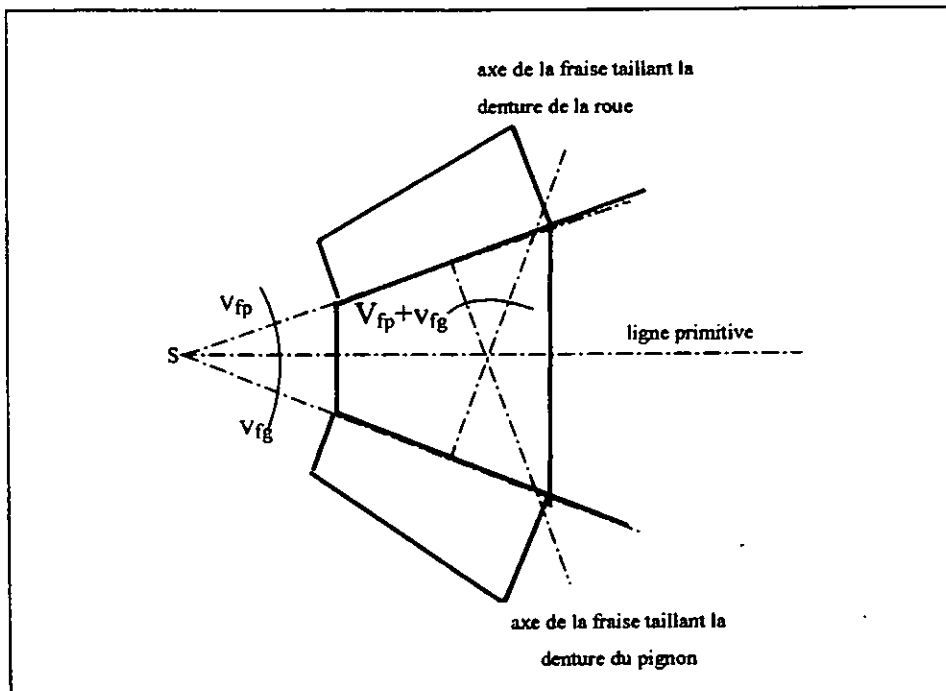


Figure I-12 : Disposition des axes des fraises de taillage du pignon et la roue.

1.9)- CYCLE DE TAILLAGE : [3, 15,]

Il existe quatre cycles de taillage peuvent être utilisés pour la finition des surfaces de denture des engrenages spiro-coniques [5]

1)- Passe unique (Spread-Blade) :

La finition est effectuée avec une fraise à lames alternées, Taillant simultanément les deux flancs d'un entre-dent. Cette méthode est presque universellement utilisée pour le taillage des couronnes.

2)- Réglage unique (Single Setting) :

Cette méthode est une variante de la précédente, rarement utilisée, uniquement sur les dentures de grandes largeurs afin d'éviter que deux lames consécutives travaillent simultanément.

Ce qui pourrait produire une ondulation sur la surface de la denture. La fraise est utilisée à une largeur de pointe inférieure d'environ 0.25 mm à celle qui serait utilisée par la méthode précédente. Une première passe est faite, puis la couronne est tournée sur son axe de la quantité laissée par la réduction de largeur de pointe avant l'exécution de la passe sur le deuxième flanc. Le réglage de la fraise n'est pas modifié.

3)- Passes séparées et réglages séparés (Single – Side) :

La pièce est taillée avec une fraise à lames alternées, taillant les deux flancs en deux passes séparées, avec des réglages différents de la machine est une certaine rotation de la pièce avant l'exécution de la 2^{ème} passe. Cette méthode est utilisée pour les pignons.

4)- Passes séparées et réglages fixes (Fixed Setting) :

La pièce est taillée avec deux fraises, une avec des lames intérieures seulement, et l'autre avec des lames extérieures. Les deux flancs sont taillés séparément sur deux machines avec des réglages machines entièrement différents.

La combinaison des méthodes de taillage pour le pignon et la roue, pour produire un couple d'engrenage spiro-conique ou hypoïde, nous n'avons que quatre combinaisons [5].

- Spread blade - single blade.
- Spead blade - fixed Setting.
- Duplex Spead blade.
- Single side – Single side.

I-10)- CONCLUSION :

Les contraintes de réalisation pratiques modifient la définition théorique des dentures spiro-coniques et hypoïdes à hauteur variable. Lors du choix de la méthodes de taillage, l'ingénieur au bureau des méthodes doit tenir compte des différents types de machines disponibles dans l'atelier avec tous les accessoires et toutes options. Il doit en outre, rechercher un optimum entre : la qualité du couple (différentes performances exigées), le prix de revient et le temps d'exécution.

CHAPITRE II

DESCRIPTION GENERALE DES MACHINES DE TAILLAGE GLEASON

II-1)- INTRODUCTION :

La définition de la surface de denture obtenue correspond aux réglages – machines de taillage. Elle ne peut être taillée sans la connaissance plus ou moins profonde des machines de taillage. Ces machines sont souvent conçues pour permettre de simuler une large gamme de géométrie des roues génératrices d'où la complexité de leur mécanique.

La description qui suit sera basée sur l'observation des machines de l'extérieur et sur quelques schémas des machines similaires existant dans la référence [5, 4].

Ces machines possèdent un certain nombre de réglages spécifique à chaque couple d'engrenages appelés »réglages machine », dont les valeurs sont souvent contenues dans un listing appelé « Summary », et sont nécessaires pour commencer le taillage. Une fois ces réglages sont obtenus, ils peuvent être ajustés pour produire une géométrie désirée, avec des caractéristiques géométriques et cinématique meilleures.

Dans l'atelier de fabrication de SNVI - CVI de Rouiba, il y a cinq machines : Gleason 608, Gleason 609, et trois Gleason 116.

Pour le taillage des couronnes on utilise la 608 pour l'ébauche et la 609 pour la finition, tandis que pour le pignon on utilise les trois Gleason 116 : L'une pour l'ébauche, la deuxième pour la finition du flanc concave et la troisième pour la finition du flanc convexe.

II-2)- CONFIGURATION DE LA MACHINE GLEASON :

La figure (II-1) représente un schéma représentatif d'une machine qui est similaire à la machine de Gleason, car elle permet le taillage avec la majorité des méthodes Gleason, qui est composée principalement de trois parties [4.3] :

- 1- Le berceau (1).
- 2- La base coulissante (10).
- 3- Le bâti principal (11).

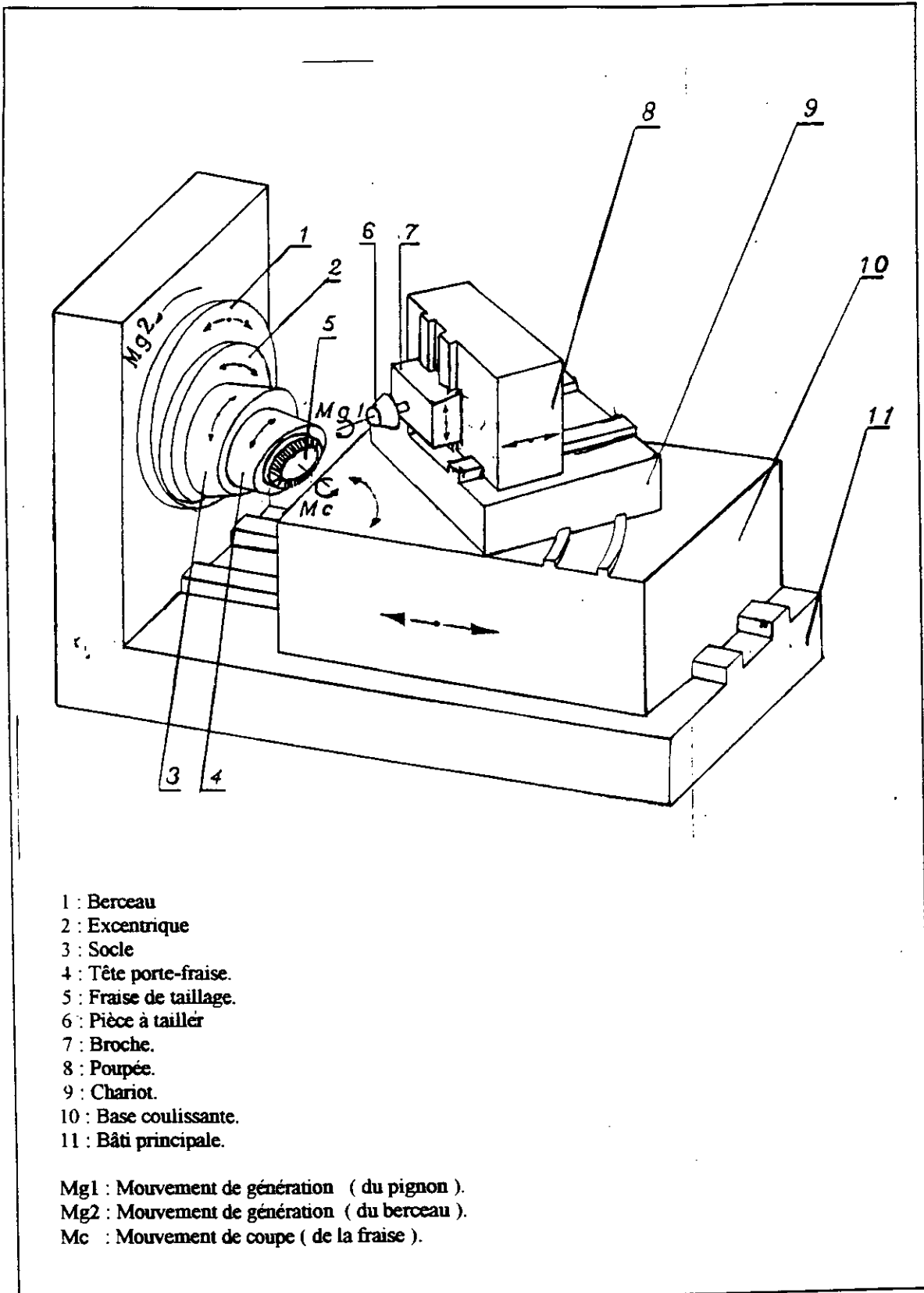
2-1)- berceau

Le berceau (1) animé d'un mouvement d'oscillation de rotation autour de son axe horizontale, sur lequel est monté :

- L'excentrique (2) d'axe horizontal parallèle à celui du berceau et décalé par rapport à l'axe du berceau d'une distance « L », est réglable en position angulaire.

- Le socle (3) d'axe horizontal parallèle à celui de berceau et passant par le centre O de la fraise, est réglable en position angulaire (pivotement) sur l'excentrique et ayant une face inclinée d'un angle ϵ (15° pour la Gleason 116).

- La tête porte fraise (4) qui s'appuie sur la face inclinée du socle et qui est réglable en position angulaire (inclinaison). L'axe de la tête porte fraise fait un angle ϵ avec l'axe de socle.



Fif II- 1 : Perspective schématique de la machine Gleason 116

- La fraise de taillage (5) s'appuie sur la face vertical de la tête porte fraise, avec l'angle entre l'axe de la fraise et l'axe de la tête porte fraise est également égal à ϵ . Pendant l'opération de taillage, la fraise effectue un mouvement de rotation uniforme (mouvement de coupe) autour de son axe.

Le centre O de la fraise est choisie sur l'axe de la fraise et appartenant au plan passant par le sommet des lames figure (II- 2.a).

L'ensemble (berceau, excentrique, socle, tête porte fraise et la fraise) effectue un mouvement de rotation autour de l'axe du berceau si la surface de denture est générée, sinon est immobile.

Ce mécanisme permet l'inclinaison de l'axe de la fraise suivant les différentes orientations, simplement par rotation du socle et/ ou de la tête porte fraise. Ainsi, il est possible d'obtenir toute inclinaison de l'axe de la fraise par rapport à l'axe du berceau dont les valeurs des angles sont comprises entre 0° et 2ϵ . Le mécanisme d'inclinaison est schématisé en figure(II- 2.b).

Le plan fictif perpendiculaire à l'axe du berceau et passant par le centre O de la fraise est appelé plan machine. Ce point d'intersection du plan machine avec l'axe de berceau est appelé centre machine [3].

La distance entre le centre machine et le centre d'excentrique est égal à la distance entre le centre de la fraise et le centre d'excentrique. Cette distance est appelée rayon du cercle d'excentrique et est notée L. Elle est spécifique pour chaque type de machine.

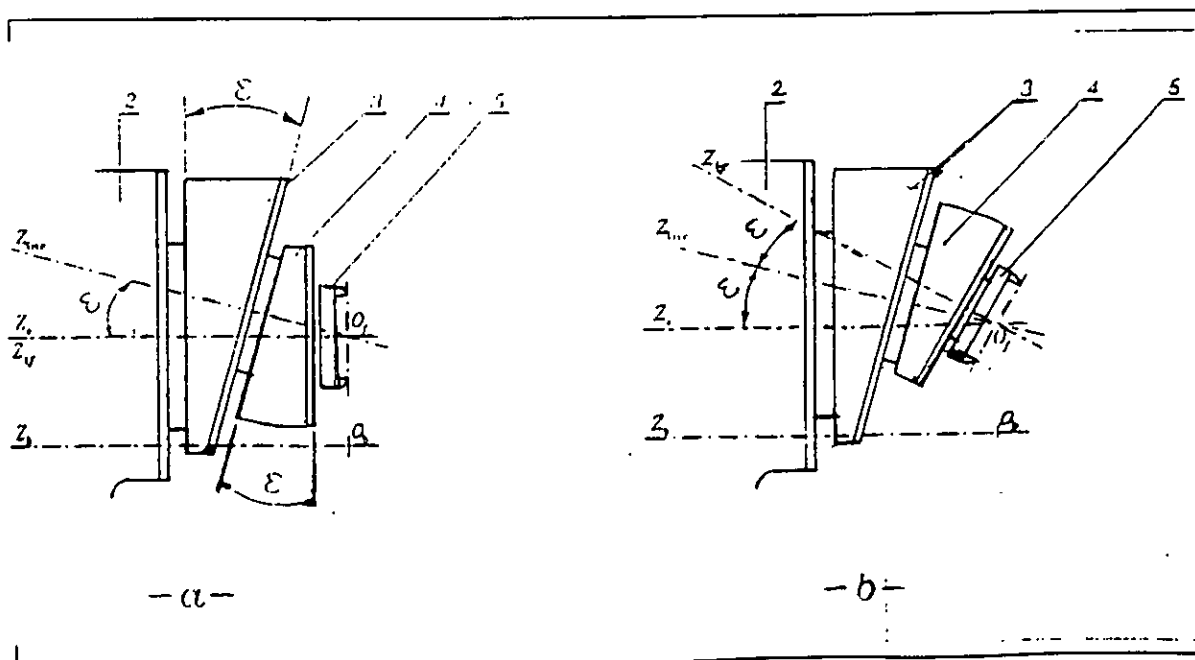


Figure (II-2) : Vue de profil de la machine (sans la base coulissante) .

2-2)- La base coulissante

La base coulissante (10) peut se déplacer parallèlement à l'axe du berceau, permettant son positionnement axial. Le chariot (9) est réglable en position angulaire. La poupée (8) est réglable en position axiale suivant l'axe de la pièce à tailler. La broche (7) supportant la pièce à tailler est réglable en hauteur sur la poupée permettant de positionner le sommet du cône primitif par rapport au centre machine.

La pièce à tailler (6) est animée d'un mouvement de rotation uniforme autour de son axe horizontal si la surface de denture est générée.

2-3)- Le bâti principal

Il porte le berceau, la base coulissante, les éléments machines nécessaires pour le taillage de la pièce, les mécanismes d'entraînement du berceau et de la pièce et les systèmes mécanique de conjugaison des différents mouvements relatifs nécessaires au taillage.

II-3)- CHAÎNE CINEMATIQUE DE LA MACHINE GLEASON : [9]

En donnant quelques informations sur la chaîne cinématique de la machine (106) qui a les mêmes caractéristiques que celles des machines universelles, cette machine est équipée d'un seul moteur principale (M) qui commande la rotation de la fraise (3) et le mouvement de génération figure (II-3).

1)- Rotation de la fraise :

Le moteur électrique transmet le mouvement vers les roues de rechanges (A) et (B), par l'intermédiaire de l'arbre (47) et le renvoi conique (48), l'arbre (Sy) est animé d'un mouvement de rotation à partir du couple conique (49-50). Le renvoi conique (15') commande la rotation de la fraise.

2)- Rotation de berceau :

Les renvois (a') et (b') permettent d'effectuer le réglage de l'avance, cette avance est définie par le temps de taillage d'une dent. Le couple à embrayage (51) transmet le mouvement à l'arbre (16). Ce dernier entraîne l'arbre (17) qui fait actionner le train de rechange (18-19-20-21) ce dernier permet de transformer le mouvement vers les arbres (53) et (24). L'arbre (24) est en couplage conique avec l'arbre qui porte la vis sans fin (2) qui elle-même entraîne la rotation du berceau (1).

3)- Rotation du pignon taillé :

En présence de l'arbre (53), il y a un train d'engrenage (a',c',c',b') permettant le réglage de la conjugaison de la rotation du berceau et du pignon taillé. Le couple conique (54) reçoit le mouvement à partir du différentiel (27) et transmet le mouvement vers le couple conique (30-31). Ce dernier commande le train d'engrenage (A'',B'',C'',D'') qui fait tourner la vis sans fin qui commande la rotation de la roue (6) qui comporte la pièce à tailler.

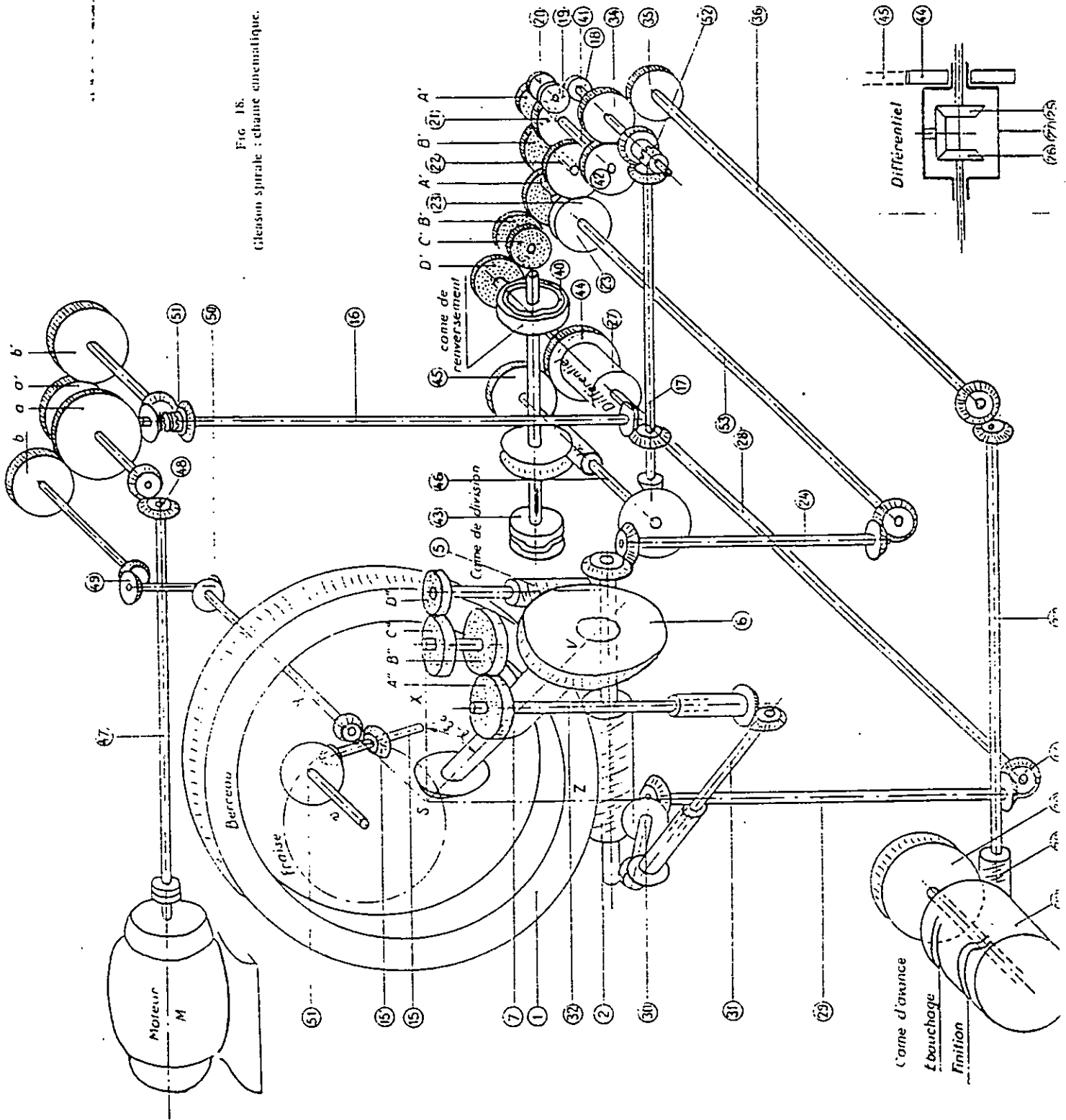


FIG. 18.
Gleason spirale : chaîne cinématique.

Figure (II-3) : vue perspective de la machine Gleason

II-4)- DIFFERENTS MOUVEMENT DE LA MACHINE :

Lorsque le cycle de taillage est enclenché, nous avons trois sortes de mouvement :

- Mouvement de coupe.
- Mouvement de génération.
- Mouvement de division.

4-1)- Mouvement de coupe :

C'est la rotation de la fraise (**S**) autour de son axe. Cette rotation n'a aucun effet sur la forme générale des dentures. Sa vitesse dépend de considération de fabrication mécanique, il s'agit d'enlever le maximum de débit de matière, tout en assurant un bon état de surface et une durée de vie raisonnable de l'outil avant le prochain affûtage. Il faut choisir une vitesse de coupe économique. Un engrenage interchangeable permet le réglage de cette vitesse. Lors de la rotation de la fraise les lames vont envelopper la surface génératrice théorique (N) [3] [2] [16].

4-2)- Mouvement de génération :

Les mouvement ont un effet directe sur la forme des surfaces de denture. Leur nature et leur amplitude dépendent de la méthode de taillage :

- Méthode formate.
- Méthode Helixform.
- Méthode du roulement modifié.
- Méthode Helical Duplex .
- Méthode Unitool.

4-3)- Mouvement de division :

Dans le procédé Gleason conventionnel, le mouvement de division est actionné après le taillage de chaque entre-dent. C'est-à-dire qu'une fois l'entre-dent usiné (ébauche ou finition) la pièce recule en arrière, est rapidement divisée, un autre cycle de taillage est alors entamé. Un train de roues interchangeable permet le réglage de diviseur. On constate sur le procédé de taillage Gleason deux types de recul :

- un recul de la base coulissante (10) (machine 116).
- Un recul du corps supportant la fraise (machine 609)

II-5) DIFFERENT REGLAGES MACHINE :

Afin de permettre une définition exacte de la position relative piece-fraise ainsi que les mouvement relatifs nécessaires au taillage, un certain nombre d'opération de réglage sont nécessaires. Ces opérations sont divisées en trois parties : celles relatifs au positionnement de la fraise, au positionnement de la pièce à tailler et ceux du mouvement relatif entre piece-fraise.

II-5-1) Positionnement de la fraise :

- O_b : Centre du berceau.
- O_c : Centre de l'excentrique.
- O_f : Centre de la fraise.
- R_f : Rayon de la fraise.

Le positionnement de l'axe de la fraise est défini sur la figure (II- 4), M est le point moyen situé à mi-largeur de denture. R_f est le rayon de la fraise utilisée et β l'angle de spirale défini par le point moyen.

- Coordonnées cartésiennes :

$$\text{- Réglage verticale } V = R_f \cdot \cos \beta. \quad (1)$$

$$\text{- Réglage horizontal } H = O_b O_f - R_f \cdot \cos \beta \quad (2)$$

- Coordonnées polaires :

$$\text{- Angle de base } \operatorname{tg} q = V/H.$$

$$\text{- Réglage radial } S = \sqrt{V^2 + H^2} \quad (3)$$

Ce positionnement de centre de fraise dans la machine et l'orientation de son axe par rapport à l'axe de rotation du berceau s'obtiennent à partir des réglage suivants :

- Angle de berceau φ_b : C'est le réglage angulaire du berceau par rapport à son axe, avec $\varphi_b \in [0, 2\pi]$. Il permet de positionner l'axe de rotation de l'excentrique par rapport au centre machine (centre de berceau) .Figure (II - 4).
- Angle de l'excentrique φ_e : C'est le réglage angulaire de l'excentrique par rapport à son axe avec $\varphi_e \in [0, \pi]$. Il permet d'ajuster la distance radiale entre le centre de la fraise et le centre machine Figure(II.4).

L'angle $q \in [0, 2\pi]$, avec $q \in [0, \pi]$ pour une spirale à gauche de la pièce, et $q \in [\pi, 2\pi]$ pour une spirale à droite de la pièce.

Mathématiquement la distance S est égale :

$$S = 2L \sin \frac{\varphi_e}{2} \quad (4).$$

D'après la relation (3), la valeur maximale de la distance radiale S est égale à 2L.

Les angles φ_b , q et φ_e sont liés par la relation suivant [2] :

$$q = \varphi_b - \frac{\pi}{2} + \frac{\varphi_e}{2} \quad (5).$$

- Angle de socle φ_s : c'est le réglage angulaire du socle par rapport à son axe. Cet angle contrôle l'orientation et la direction d'inclinaison de l'axe de fraise.
- Angle de tête porte fraise φ_t : c'est le réglage angulaire de la tête porte fraise par rapport à son axe, avec $\varphi_t \in [0, \pi]$. Cet angle contrôle l'angle entre l'axe du berceau et l'axe de la fraise.

et l'axe de la fraise.

Par combinaison φ_s et φ_t , différentes orientations et inclinaisons de l'axe de fraise sont obtenues. L'angle entre l'axe de fraise et l'axe du berceau est noté μ . [3]

Par rotations de socle et de la tête porte-fraise, nous pouvons obtenir n'importe quelle inclinaison de la fraise par rapport au berceau comprise entre 0° et 2ε parmi les applications de ce mécanisme citons :

- Réalisation des conditions de conjugaison, lors du taillage du pignon, en inclinant l'axe de la fraise de manière à ce qu'il soit perpendiculaire à la génératrice primitive de la roue formate correspondante tout en gardant l'axe du pignon perpendiculaire à l'axe du berceau (FigII.5).
- Obtention d'un bombé longitudinal, lorsque la fraise est inclinée de manière à ce qu'elle taille plus profondément aux extrémités de la dent qu'en son milieu. Dans ce cas l'angle de pression des lames doit être ajusté en conséquence (Fig.II.6).

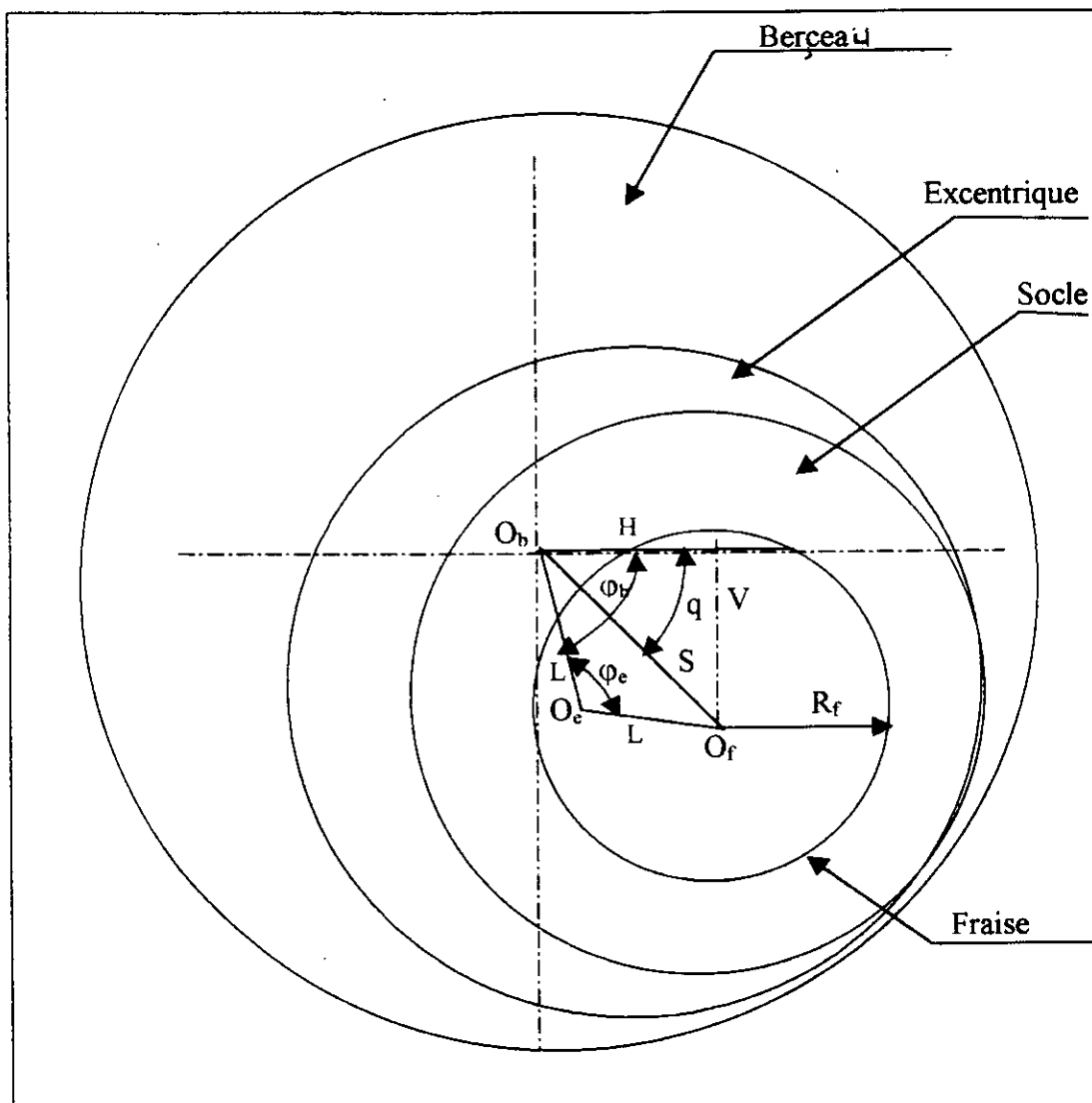


Figure (II- 4) : Positionnement de la fraise.

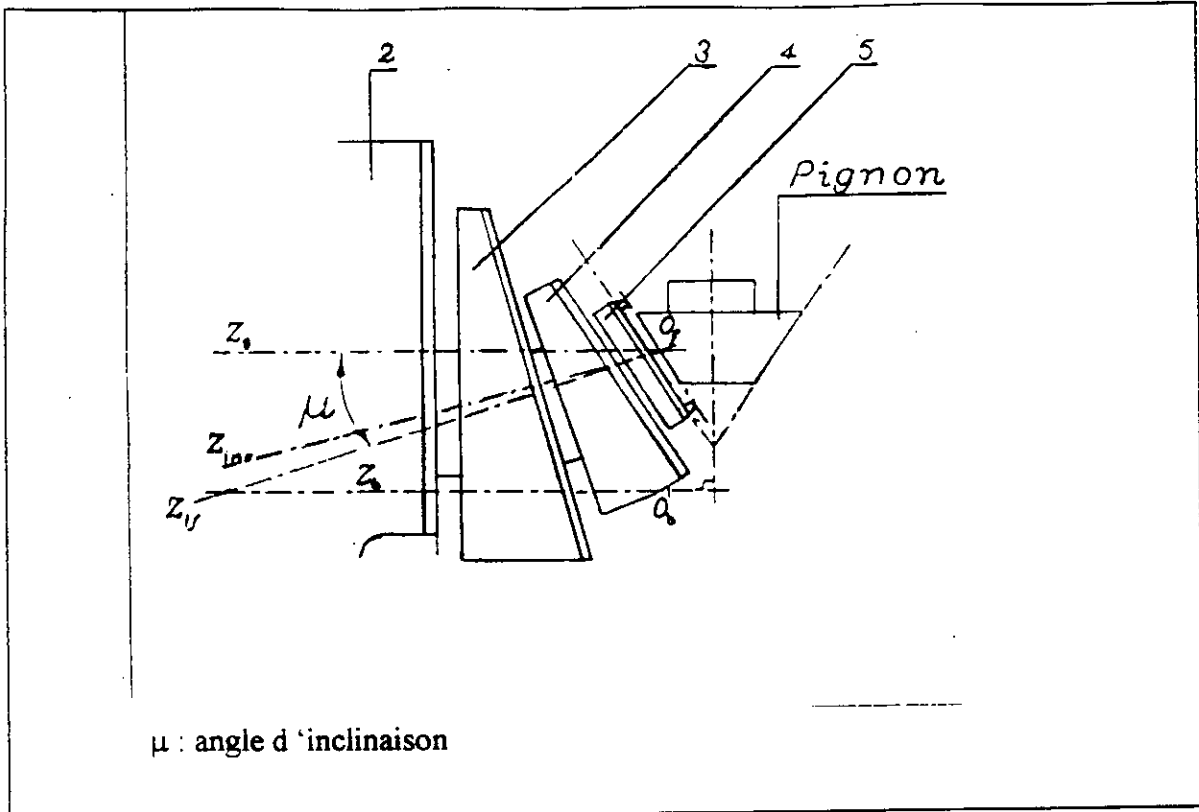


Fig II- 5 : Inclinaison de la fraise pour la réalisation des conditions de conjugaison.

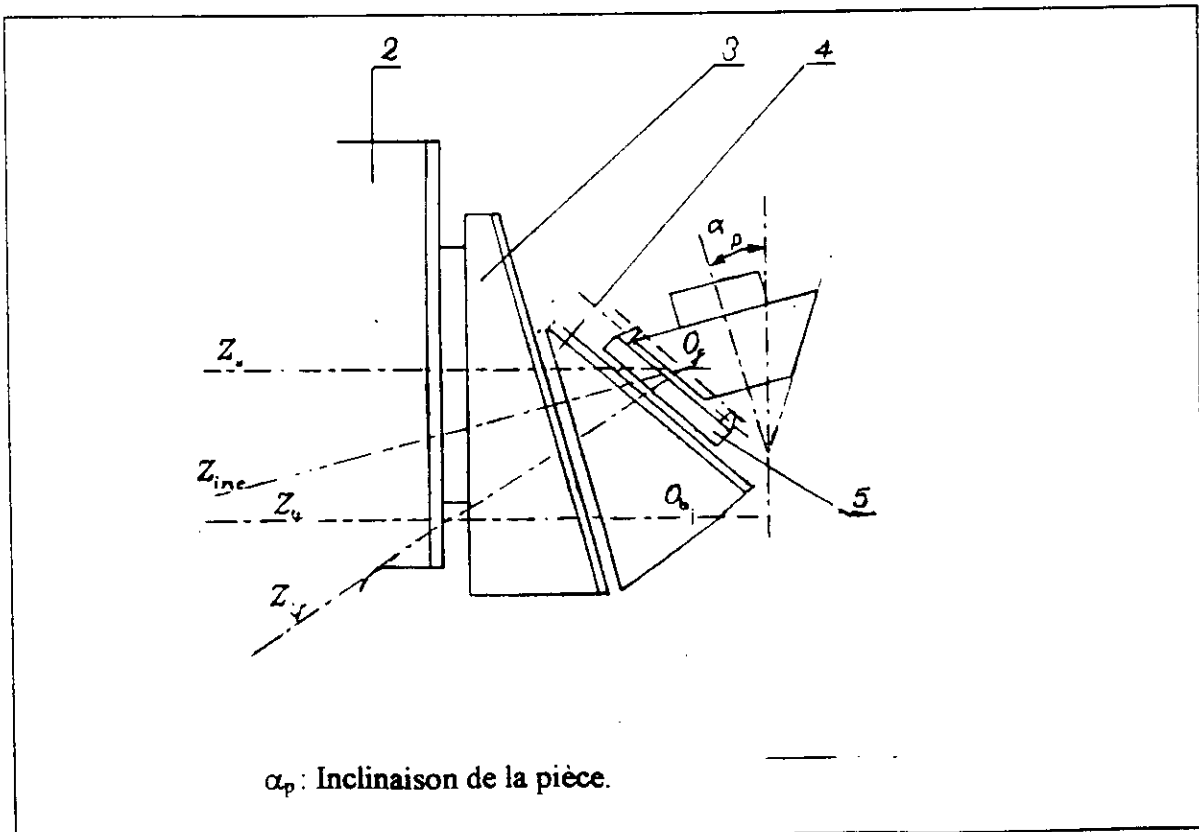


FIG II- 6 : Inclinaison de la fraise pour l'obtention d'un bombé.

II-5-2)- Positionnement de la pièce :

Le positionnement, l'orientation de l'axe de la pièce à tailler et position du sommet du cône primitif sont montrés par la (Fig II-7) suivant les règles ci-dessous :

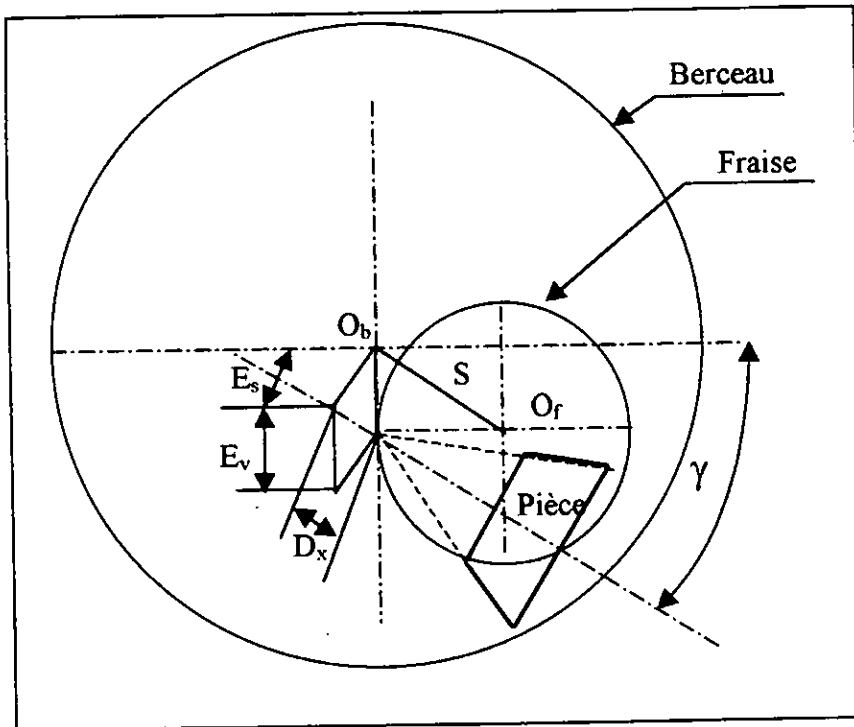


Fig-II.7. Positionnement de la pièce.

- *Angle de pied machine γ* : C'est le positionnement angulaire du chariot. Cet angle oriente la poupée par rapport à l'axe du berceau et donne l'angle entre l'axe de la pièce à tailler et le plan machine.
- *Reculé machine D_x* : C'est l'ajustement longitudinal de la poupée suivant l'axe de la pièce à tailler. Il positionne le sommet du cône primitif par rapport à un plan parallèle au plan machine.
- *Décalage vertical E_v* : C'est le réglage vertical de la broche. Il positionne l'axe de la pièce à tailler par rapport au centre machine.
- *Base coulissante E_s* : C'est l'ajustement longitudinal de la base coulissante dans la direction parallèle à l'axe du berceau. Il positionne le point d'intersection de l'axe de la pièce avec un plan parallèle au plan machine relativement au centre machine.

II-4)- Relation entre la rotation de berceau et celle de la pièce :

Le berceau et la pièce sont connectés par un système de la roue dentées et arbres permettant la synchronisation de la rotation et celle de la pièce à tailler. La vitesse de rotation et de berceau sont liées par le rapport de roulement défini par [2].

$$I = \frac{\omega_y}{\omega_x}$$

ω_y = vitesse angulaire de la pièce autour de son axe.

ω_x = vitesse angulaire du berceau autour de son axe.

Le rapport de roulement dépend de la méthode de taillage choisie :

- **Méthodes de taillage de génération :**

Pour cette méthode nous avons deux possibilités pour le rapport de roulement :

1. Roulement constant : les vitesses angulaire ω_y et ω_x de la pièce à tailler et du berceau sont constantes.
2. Roulement variable : certaines machines peuvent, en option, être équipées d'un dispositif spécial à came permettant la variation du rapport des vitesses au cours du taillage.

- **Méthode de taillage de taillage sans génération :** la forme de la denture est obtenue sans mouvement relatif entre pièce et fraise. Les vitesses angulaires du berceau ω_x et de la pièce à tailler ω_y sont nulles.

II-6)- CONCLUSION :

Dans ce chapitre on a traité la configuration de la machine, leur chaîne cinématique qui permettent de synchroniser les différents mouvement de taillage et l'influence de l'inclinaison sur la forme de denture, ainsi qu'une des formules nécessaire au réglage durant l'usinage.

Dans le chapitre suivant nous allons exposer une méthode de calcul dimensionnel, en définissant les caractéristiques principales d'un couple hypoïde ou spiro-conique. En se basant sur la méthode de Gleason.

CHAPITRE III

CALCUL DES DIMENSIONS DES ENGRENAGES SPIRO-CONIQUES ET HYPOÏDES

III-1)- INTRODUCTION :

La première étape dans la conception d'un engrenage spiro-conique ou hypoïde consiste à calculer ses dimensions générales. Il existe très peu de documentation traitant ce sujet. Les calculs qui suivent sont basés sur la normalisation Gleason qui, elle-même, est basée sur l'utilisation d'abaques, de tableaux et de formules empiriques. La domination de Gleason sur le marché mondial témoigne de la validité de sa méthode [5].

III-2)- CHOIX DU TYPE DE L'ENGRENAGE DE TRANSMISSION :

Il y a deux types d'engrenages, conique spiral et hypoïde sont utilisés dans les ponts moteurs des véhicules. Chaque type a des caractéristiques spéciales qui doivent être considérées par l'ingénieur au bureau d'étude. Le tableau(3-1) donne une idée sur ces caractéristiques.

Tableau 3.1 Comparaison entre engrenages spiro-conique

CARACTERISTIQUE	HYPOÏDE	CONIQUE SPIRAL
Silence	Plus silencieux	Silencieux
Résistance à la flexion	Charges supérieures jusqu'à 30% Suivant l'entraxe	Plus faible
Résistance au piquage	Charges supérieures jusqu'à 175% Suivant l'entraxe	Plus faible
Résistance au grippage	Plus faible	Charges supérieures jusqu'à 200%
Vitesse de glissement	jusqu'à 200% supérieur Suivant l'entraxe	Plus faible
Rendement	jusqu'à 96% Suivant la charge et le rapport	jusqu'à 99% Suivant la charge et le rapport
Sensibilité au non-alignement	Varie avec la rigidité du montage et le diamètre de fraise	Varie avec la rigidité du montage et le diamètre de fraise
Fabrication	Fraise à plus grande largeur entre-pointes. Plus facile à roder.	Fraise à plus grande largeur entre-pointes. Plus facile à roder
Rapport	Préférable pour rapports élevés.	Préférable pour faibles rapports
Position du centre de gravité du véhicule	Arbre de transmission plus bas	Arbre de transmission plus haut
Diamètre extérieur du boîtier de différentiel	Plus petit, Espace disponible réduit du fait de l'interférence avec le pignon	Plus grand, Espace disponible plus important
Réaction sur les appuis	Plus grande poussée sur le pignon	Poussée plus faible sur le pignon

III-3)- CHARGE SUR LE PONT : [5]

Dans le passé, la sélection des dimensions de l'engrenage était basée, soit sur couple moteur maximal en première vitesse, soit sur le couple d'adhérence des roues. Elles représentent les conditions limites de charges, et ne représentent pas les charges normales que les engrenages auront à transmettre dans les conditions de fonctionnement.

Pour la plupart des véhicules, le couple sur le pont basé sur le couple moteur maximal en première vitesse, est la valeur maximale théorique qui peut être développée par le véhicule et transmise aux roues. Le couple d'adhérence des roues est variable, pour un véhicule donné suivant les conditions route-charge : poids sur le pont moteur, état de la route et taux d'accélération.

Pour les véhicules équipés d'une boîte de vitesse manuelle, il est possible de développer des couples instantanés qui peuvent être équivalents à 2 à 5 fois le couple maximal calculé du fait d'un embrayage brutal.

Une nouvelle méthode d'analyse de couple sur les engrenages de transmission et les engrenages différentiels, basée les charges normales et les performances générales du véhicule (couple performance) a eu pour effet l'estimation plus précise des dimensions minimales des engrenages. Cette étude a révélé que les engrenages de transmission sont plus sujets aux charges maximales soutenues qu'aux charges de pointe occasionnelles qui se produisent pendant la vie présumée du véhicule. Les contraintes résultant des charges soutenues ne peuvent pas, sans risque, dépasser les limites d'endurances du matériau utilisé pour les engrenages.

Les charges soutenues auxquelles nous nous référons sont celles qui résultent du fonctionnement sur les pentes de routes, avec les additionnelles qui sont imposées par les accélérations du véhicule et la résistance de route au roulement. Par conséquent une nouvelle formule pour le couple performance est basée sur une pente équivalente, tenant compte des pentes réelles de la route (facteur de la pente de route G_H), des caractéristiques d'accélération du véhicule (facteur de performance G_P) et des conditions de la route (facteur résistance de la route au roulement G_R).

Le facteur de pente de route est basé sur la pente maximale des routes, qui dépasse rarement 8 %. Cette valeur est utilisée uniquement au stade du projet. Elle ne doit pas être confondue avec l'aptitude du véhicule à grimper des pentes beaucoup plus élevées, il est cependant supposé que ces pentes plus importantes ne seront rencontrées que peu fréquemment.

Le facteur de performance est basé sur le rapport du poids du véhicule à la puissance du moteur et est ainsi une mesure de l'aptitude du véhicule à accélérer. Le facteur de résistance de la route au roulement est fonction du type de la surface de la route et de son état.

III-4)- COUPLE PERFORMANCE :

Le couple sur le pont basé sur la performance est déterminé comme suite :

$$T_{PFG} = \frac{W_C r_R}{90} (G_H + G_P + G_R) \quad (3. 1)$$

Ou :

T_{PFG} = Couple performance en mkg (ou livres pouces).

W_C = Poids brut combiné en kg (ou livres).

C'est le poids à vide + le poids des passagers et des bagages + le poids d'une remorque si celle-ci doit être utilisée.

r_R = Rayon de roulement des pneumatiques en m (en pouces).

G_H = Facteur de pente de la roue. Utiliser 8% pour les véhicules de tourisme normaux.

G_P = Facteur performance.

$$G_P = 16 - \left(\frac{K_N W_C}{T_E} \right) \quad \text{Lorsque } \frac{K_N W_C}{T_E} < 16$$

$$G_P = 0 \quad \text{Lorsque } \frac{K_N W_C}{T_E} > 16$$

K_N = Facteur de conversion d'unité.

W_C	T_E	K_N
Livres	Livres pieds	0.64
Kg	Mkg	0.195

T_E = Couple maximal net à la sortie du moteur en mkg (ou livres pieds). C'est le couple moteur net à l'entrée de la transmission.

G_R = Facteur de résistance de la route au roulement (voir tableau III.2)

Tableau 3.2 : Facteur de résistance au roulement

Catégorie de route	Types de revêtement	Facteur G_R Etat de surface		
		Bon	Moyen	Mauvais
I	Béton au ciment. Briques. Paves d'asphalte. Plaque d'asphalte. Pavés de granit. Bandes d'asphalte. Béton asphaltique. Macadam bitumineux (haute qualité). Pavés de bois.	1.0	1.1	1.2
II	Macadam bitumineux (basse qualité). Macadam goudron. Macadam huileux. Gravier traité.	1.2	1.6	2.0
III	Argile sablée. Gravier. Pierres concassées. Galets	1.5	2.0	2.5
IV	Terre. Sable.	2.0	2.5	3.5

III-5)- DIAMETRE PRÉLIMINAIRE DE LA ROUE DE TRANSMISSION :

Lorsque le couple performance (Eq.3. 1) a été déterminé, un diamètre préliminaire de la roue de transmission pour des pignons en porte-à-faux peut être choisi à partir des graphiques (Fig 1 ou Fig 2) pour les engrenages hypoides, suivant le rapport de l'entraxe au diamètre roue (0.15 ou 0.22), et les graphiques (Fig 3) pour les engrenages coniques spiraux (voir annexe 1).

Les graphiques portant l'indice (a) sont basés sur la résistance à la flexion ; ceux portant l'indice (b) sont basés sur la résistance superficielle. Les séries de courbures de ces graphiques correspondent à des rapports de transmission déférents. Pour des pignons montés entre deux paliers, multiplier la valeur du diamètre de roue obtenu sur les graphiques par 0.97.

Il faut noter que le diamètre préliminaire de la roue de transmission déterminé par cette méthode est le diamètre de roue minimal qui supportera les charges soutenues.

Il y a des véhicules pouvant générer des couples sur les engrenages qui sont 2 à 5 fois supérieure au maximum calculé à partir du couple moteur en première vitesse du fait d'un embrayage brutal. Cet effort, peut transférer des poids additionnels sur les roues motrices et au plus grand coefficient de frottement entre les pneumatiques et la route, résulte des couples à l'adhérence pratiquement égaux, en amplitude, à celui provenant du moteur. Par conséquent le diamètre de la roue doit être vérifié en utilisant les valeurs extrêmes de couple dans les équations de contraintes, afin de déterminer si les contraintes maximales sont dans les limites acceptables.

III-6)- COUPLE DU AU MOTEUR : [6]

Le couple sur le pont résultant du couple de sortie maximal du moteur en premier vitesse peuvent être déterminé comme suit :

$$T_{PMG} = K_0 \cdot K_C \cdot T_E \cdot m_T \cdot m_C \cdot m_G \cdot \eta \dots\dots\dots(3.2)$$

Où :

T_{PMG} = Couple du au moteur maximal en mkg (livres- pouces).

K_0 = Facteur de surcharge tenant compte des chocs provoqués par embrayage brutal avec une boîte manuelle. Utiliser une valeur de 1,0 pour une boîte automatique. Avec boîte manuel, utiliser une valeur de trois 3,0 pour les véhicules de sport, une valeur 1,0 lorsque le facteur de performance G_p est 0, ou une valeur de 2,0 lorsque le facteur performance est supérieur à 0.

K_C = Facteur de conversion d'unité.

T_E	K_C
Livre-pieds	12,0
M.kg	1,0

T_E = Couple maximal net à la sortie du moteur en mkg (ou livres-pieds). C'est le couple moteur net délivré à la transmission.

m_T = Rapport de transmission en premier.

m_C = Rapport de calage de convertisseur de couple de la transmission automatique.

$m_C = \frac{m'_C - 1}{2} + 1$: Rapport du convertisseur automatique. Pour une boîte manuelle

Utiliser $m_c = 1$.

$m_G = \frac{N}{n}$ Rapport de couple conique ou hypnoïde.

N = Nombre de dent de la roue du couple conique ou hypnoïde.

n = Nombre de dent du pignon du couple conique ou hypnoïde.

η = Rendement de la transmission, généralement 90 à 98 %

III-7)- COUPLE ADHERANCE :

Le couple sur le pont résultant du patinage des roues peut être déterminé comme suit :

$$T_{WSG} = W_D \cdot f_s \cdot r_R \quad (3.3)$$

Ou :

T_{WSG} = Couple maximal à l'adhérence en mkg (ou livres-pieds).

W_D = Poids en charge sur le pont moteur en kg (ou livres) .

$W_D = W_C (f_d + f_t)$: pour les véhicules de tourisme, pour les véhicule avec remorque, cette formule pour W_D ne peut pas être utilisée.

W_C = Poids total en charges du véhicule comprenant les passagers et les bagages en kg (ou livre).

f_d = Facteur de distribution du poids sur le pont moteur.

C'est la proportion du poids total en charge (W_L) qui est supportée par le pont moteur. Une valeur de 0,45 à 0,55 est une hypothèse raisonnable si aucune autre valeur n'est disponible.

$f_t = K_t (\sqrt{Gp} + 2,0 - 0,4)$ = facteur de transfert de poids dynamique. Ce facteur donne la proportion du poids qui est ajoutée ou retranchée sur le pont moteur du fait de l'accélération. Utiliser les valeurs réelles lorsqu'elles sont connues ; autrement, utiliser une valeur de $K_t = 0,125$ pour les ponts arrières et une valeur de $K_t = -0,075$ pour les ponts avants. Une valeur positive indique un surcharge de poids sur le pont moteur ; une valeur négative indique un allégement du poids sur le pont moteur .

f_s = Coefficient de friction entre les pneumatique et la route. Utiliser 0,85 pour les pneumatiques conventionnels sur un revêtement sec. Pour les véhicules haute performance équipés de pneumatique spéciaux, utiliser 1,25.

r_R = Rayon de roulement des pneumatiques en m (ou pouces) .

III-8)- COUPLE SUR LE PIGNON MOTEUR :

Le couple sur le pignon peut être déterminé comme suit :

$$T_p = n T_G / N \quad (3.4)$$

Ou :

T_p = Couple sur le pignon en mkg (ou livres-pouces) .

T_G = Couple sur le pont (roue) à partir de l'équation (3.1 - 3.2 - 3.3) en mkg (livres-pouces) .

n = Nombre de dents du pignon conique ou hypnoïde.

N = Nombre de dents de roue conique ou hypnoïde.

III-9)- DIAMETRE FINAUX DE LA ROUE DE TRANSMISSION :

Les valeurs du couple moteur (eqt 3.2) et du couple adhérence (Eq 3.3) seront utilisées pour vérifier les calculs finaux de la contrainte à la flexion et de la contrainte superficielle sous les conditions de fonctionnement les plus dures afin d'assurer une performance satisfaisante des engrenages de transmission et des engrenages de différentielle sous des charges extrême, d'où le diamètre final de la roue de transmission dépend de ces calculs.

Les diamètres finaux de la roue de transmission et du plantaire ne doivent pas conduire à des contraintes à la flexion ou à des contraintes superficielles supérieures aux limites d'endurances du matériau.

De plus, le choix final du diamètre de la roue de transmission doit tenir compte de l'espace nécessaire pour un différentiel adéquat. Ceci donne fréquemment une roue annulaire plus grande que celle qui serait nécessaire pour transmettre ces charges.

Afin d'illustrer le processus pour déterminer le diamètre d'une roue de transmission pour un véhicule, nous considérons l'exemple suivant :

Hypothèse :

Poids total en charge du véhicule, W_C (kg).....	2458
Puissance maximale du moteur (ch)	213
Vitesse maximale du moteur tr/mn	4600
Couple maximal net au moteur, T_E (m kg).....	42.9
Dimension des pneumatique.....	8.55 -14
Rayon de roulement des pneumatiques, r_R , m	0.3454
Boite	automatique.
Convertisseur de couple avec engrenages planétaires.	
- Convertisseur de couple (rapport de calage).....	2.05
- Rapport de transmission - bas.....	2.88
- moyen.....	1.60
- haut.....	1.00
Rapport désire du pont, m_G	2.56

Pour déterminer le diamètre préliminaire de la roue de transmission, le couple performance est calculé avec l'équation (3.1).

$$T_{PFG} = \frac{W_C r_R}{90} (G_H + G_P + G_R)$$

Ou : $W_C = 2458$ kg

$r_R = 0.3454$

$G_H = 8$ facteur de pente de la route

$T_E = 42.9$ m kg

$K_N = 0.195$

$(K_N W_C) / T_E = (0.195 \cdot 2458) / 42.9 = 11.2 < 16$

$G_P = 16 - 11.2 = 4.8$ facteur de performance

$G_R = 1$ route en bon état catégorie I . Facteur de résistance de la route au roulement

$T_{PFG} = 130.2$ mkg

A partir des graphiques Fig 1, Fig 2 et Fig 3 annexes 1, les diamètres préliminaires des roues de transmission pour un pignon en porte-à-faux seront :

	Diamètre		Basé sur
Fig. III.1a	215 mm	C. à la flexion	Hypoïde avec entraxe 15%
Fig. III.1b	193 mm	C. superficielle	Hypoïde avec entraxe 15%
Fig. III.2a	212 mm	C. à la flexion	Hypoïde avec entraxe 22%
Fig. III.2b	182 mm	C. superficielle	Hypoïde avec entraxe 22%
Fig. III.3a	219 mm	C. à la flexion	Conique spiral
Fig. III.3b	230 mm	C. superficielle	Conique spiral

Pour la roue hypoïde ou la roue conique spirale, le plus grand diamètre (contrainte à la flexion par rapport à la contrainte superficielle) sera utilisé dans les calculs de résistance.

- Calcul de couple du au moteur suivant l'équation (3-2)

$$T_{PMG} = K_O K_E T_E m_T m_C m_G \eta$$

Où :

$$K_O = 1$$

$$K_C = 1$$

$$T_E = 42.9 \quad \text{mkg couple moteur}$$

$$M_T = 2.88 \quad \text{Rapport bas de transmission}$$

$$m_C = 2.05 \quad \text{Rapport de calage du convertisseur de couple}$$

$$m_C = [(m_C' - 1)/2] + 1 = 1.53 \quad \text{Rapport de convertisseur}$$

$$m_G = 2.56 \quad \text{Rapport du pont}$$

$$\eta = 0.95 \quad \text{Rendement de transmission}$$

$$T_{PMG} = 1.1 \cdot 42.9 \cdot 2.88 \cdot 1.53 \cdot 2.56 \cdot 0.95 = 459.7 \text{ mkg}$$

$T_{PMG} = 459.7 \text{ mkg}$

Le couple adhérence est calculé avec l'équation (3.3)

$$T_{WSG} = W_{DfS} \cdot r_R$$

Où :

$$W_C = 2458 \text{ kg poids total en charge du véhicule}$$

$$F_D = 0.5 \text{ facteur de distribution du poids sur le pont moteur (supposé)}$$

$$f_t = 0.125 (\sqrt{G_P + 2} - 0.4) = 0.276 \text{ facteur de transfert de poids dynamique}$$

$$W_D = W_C (f_D + f_t) = 2458 (0.5 + 0.276) = 1907 \text{ kg}$$

$$F_S = 0.85 \text{ coefficient de friction entre les pneumatiques et la route}$$

$$r_R = 0.3454 \text{ rayon de roulement des pneumatiques}$$

$$T_{WSG} = 1907 \cdot 0.85 \cdot 0.3454 = 559.9 \text{ mkg}$$

$T_{WSG} = 559.9 \text{ mkg}$

Où :

$$W_c = 2458 \text{ kg} \text{ poids total en charge du véhicule}$$

$$F_D = 0.5 \text{ facteur de distribution du poids sur le pont moteur (supposé)}$$

$$f_t = 0.125 (\sqrt{G_P + 2} - 0.4) = 0.276 \text{ facteur de transfert de poids dynamique}$$

$$W_D = W_L (f_D + f_t) = 2458 (0.5 + 0.276) = 1907 \text{ kg}$$

$$F_S = 0.85 \text{ coefficient de friction entre les pneumatiques et la route}$$

$$r_R = 0.3454 \text{ rayon de roulement des pneumatiques}$$

$$T_{WSG} = 1907 \cdot 0.85 \cdot 0.3454 = 559.9 \text{ mkg}$$

$$T_{WSG} = 559.9 \text{ mkg}$$

Les valeurs des couples sur le pignon correspondant aux trois valeurs de couple sur le pont (roue) calculées précédemment sont calculées avec l'équation 3.4

$$T_P = (n/N) T_G$$

Où :

$$m_G = N/n = 2.56 \text{ rapport de pont}$$

$$n/N = 1/m_G = 0.3906$$

Couple performance sur le pignon

$$T_{PPF} = 0.3906 \cdot 130.2 = 50.9 \text{ mkg}$$

$$T_{PPF} = 50.9 \text{ mkg}$$

Couple du au moteur sur le pignon

$$T_{PMP} = 0.3906 \cdot 459.7 = 179.5 \text{ mkg}$$

$$T_{PMP} = 179.7 \text{ mkg}$$

Couple à l'adhérence sur le pignon

$$T_{WSP} = 0.3906 \cdot 559.9 = 218.7 \text{ mkg}$$

$$T_{WSP} = 218.7 \text{ mkg}$$

Ces valeurs seront utilisées pour la vérification des contraintes d'utilisation limite du matériaux dans le chapitre suivant.

III.10)- CARACTERISTIQUES DES ENGRENAGES DE TRANSMISSION : [5.6.7.10]

Les caractéristiques d'une denture d'engrenage conique ou hypoïde varient d'une extrémité à l'autre. Aucune caractéristique n'est fixée. Elles peuvent toutes être modifiées et contrôlées pour satisfaire un impératif particulier pour n'importe quelle application.

Ce paragraphe a pour but l'illustration et la définition de toutes les caractéristiques de denture qui affecte la fabrication et les performances d'un engrenage.

Le système de proportion de denture Gleason est très flexible. Un choix judicieux des caractéristiques de l'engrenage est essentiel pour la conception correcte d'un pont automobile. Il existe une relation directe entre les caractéristiques des engrenages et la charge.

III.10-1)- ANGLE DES ARBRES :

L'angle des arbres usuel pour les engrenages coniques spiraux et hypoïde pour les véhicules de tourisme est généralement de 90 degrés.

III.10-2)- NOMBRE DE DENT :

Le tableau (3-3) donne la liste des gammes de nombres de dents généralement utilisés pour les engrenages de pont. Il y a souvent plusieurs combinaisons qui satisferont un rapport déterminé. L'expérience a montré que si le nombre de dents est inférieur à celui indiqué, le rapport de conduite est sacrifié et les engrenages peuvent ne pas avoir un fonctionnement doux. Si les nombres des dents dépassent les valeurs du tableau, les facteurs pratiques ne conviennent plus.

Dans la même gamme, les plus grands nombres de dents donnent un couple plus silencieux et moins sensibles à la détérioration superficielle, alors que les nombres de dents plus faibles donnent une plus grande résistance à la flexion.

Le tableau (3-4) a été préparé comme moyen pratique. Les combinaisons sont généralement préférées sur la base de l'amélioration du rodage, mais plusieurs combinaisons ayant un facteur commun ont été réalisées avec satisfaction.

Gamme de Rapport	Nombre de dents du Pignon	Somme des nombres de dents du pignon et de la roue
2.00 - 2.11	17 - 21	50 - 65
2.12 - 2.31	16 - 20	50 - 65
2.32 - 2.55	15 - 19	50 - 65
2.56 - 2.83	14 - 18	50 - 65
2.84 - 3.07	13 - 16	50 - 65
3.08 - 3.27	11 - 15	45 - 65
3.28 - 3.43	10 - 14	40 - 60
3.44 - 3.99	09 - 13	40 - 60
4.00 - 4.50	08 - 12	40 - 60

III -10-3)- DIAMETRAL PITCH ET MODULE :

Le diamétral pitch (P_d) ou le module (M) indiqué sur les feuilles de dimension Gleason est celui de la roue. Le diamétral pitch est obtenu en divisant le nombre de dents de la roue (N) par le diamètre primitif de la roue (D) en pouces. Le module est obtenue en divisant le diamètre primitif de la roue (D) en millimètres par le nombre de la roue (N). Pour les engrenages de ponts des véhicules, la gamme du diamétral pitch est de 4,0 à 6 (module 3,85 à 6,35).

III-10-4)- LARGEUR DE DENTURE :

Une largeur de denture roue égale à environ 30% fois la génératrice roue est recommandée pour les ponts automatiques. Du fait que la génératrice n'est pas connue immédiatement, une largeur de denture roue égal à 0,155 fois le diamètre roue sera généralement satisfaisant. Des largeurs de dentures excessives résultent en :

- Des largeurs entre pointes de fraise et des rayons de raccordement faibles.
- Un nombre de lames plus faible sur la fraise finition.
- Un espace insuffisant pour le boîtier de différentiel.

Sur les engrenage spiro-coniques ou hypoides, il est courant d'avoir une largeur de denture pignon (F_p) légèrement supérieure à la largeur de denture roue (F_G) de façon à recouvrir cette dernière aux deux extrémités de la dent. Cet arc-boutement des dents pignon amélioré la résistance du pignon et permet d'amincir les dents du pignon au profit de la roue.

Ceci à pour résultat comme avantage en fabrication du fait que les dents pignons amincies permettent d'utiliser une largeur entre pointes plus grandes sur la fraise pignon, tout en maintenant l'équilibre de résistance désiré entre le pignon et la roue. Généralement, une augmentation de la largeur de denture du pignon de 10% donne un arc-boutement satisfaisant.

III- 10-5)- ENTRAXE PIGNON :

La direction et l'amplitude de l'entraxe entre le pignon et la roue sont les facteurs les plus importants dans la conception des engrenages hypoides (Fig III-1 et 2). La direction de l'entraxe, l'angle de spirale et de sens de spirale sont indépendants.

Lorsque l'entraxe est positif (pignon à gauche au-dessous du centre ou pignon à droite au-dessus du centre Fig III- 2a, 2b) le pignon hypoïde sera plus grand que le pignon conique correspondant. Tandis que lorsque l'entraxe est négatif (pignon à gauche au-dessus du centre ou pignon à droite en dessus du centre Fig III- 2c, 2d), le pignon hypoïde sera plus petit que le pignon correspondant.

L'entraxe négatif réduit le rapport de conduite ainsi que la douceur et le silence de fonctionnement généralement associé aux engrenages hypoides, en conséquence, cette disposition n'est pas recommandée.

L'entraxe pignon ne dépassent pas normalement 40% de la génératrice roue (environ 25% du diamètre primitif roue) bien que quelques applications existantes dépassent cette valeur.

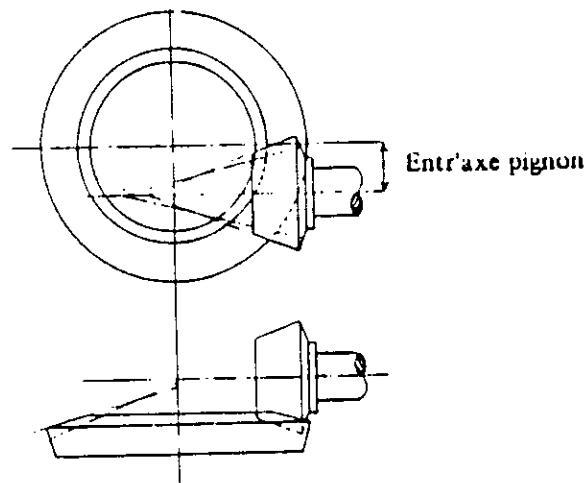


Figure III- 1 : roue et pignon hypoides

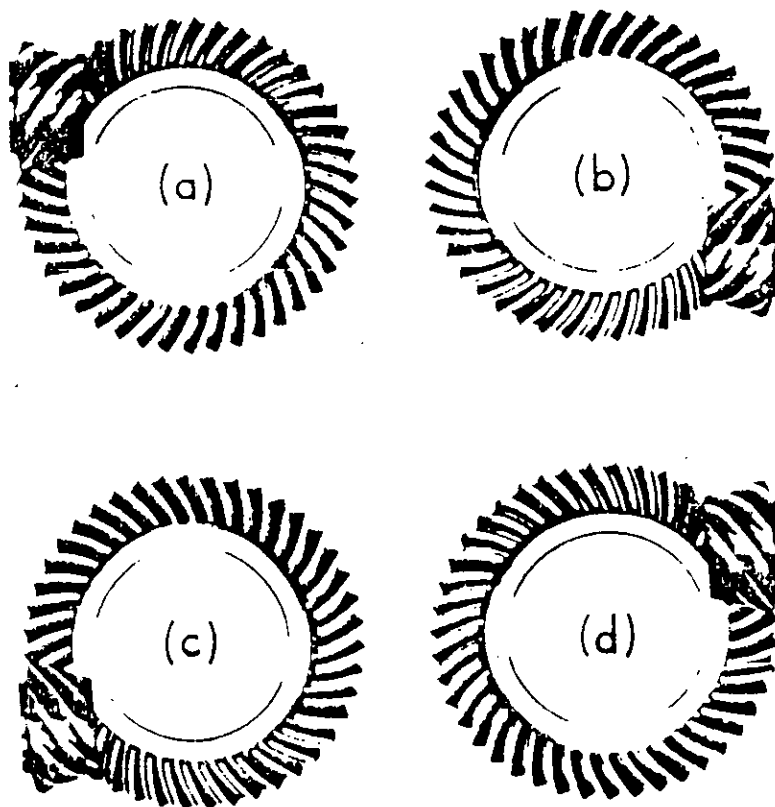


Figure III- 2 : direction et l'amplitude de l'entraxe

Tableau N° III-4 :

Nombre de dents du pignon											Nombre de dents du pignon								
Rapport	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Rapport	8	9	10	11	12	13	14
2 000							34	36	38	40	42	3 280			33			43	46
2 039												3 319							
2 040							36	37	39	41	43	3 320					40		
2 079												3 350							
2 080							36	38	46	42	44	3 360				37		44	
2 119												3 399							
2 120						34			41	43		3 400			34		41		
2 159												3 439							
2 160						36	37	39				3 440		31		38		45	
2 199												3 479							
2 200							34	40	42	44		3 480			35		42		
2 239												3 519							
2 240						36		41	43	45		3 520		32		38		46	
2 279												3 559							
2 280						37	38		44			3 560					43		
2 319												3 599							
2 370					35		40	42				3 600			36	40		47	
2 359												3 639							
2 360						38		43	45			3 640		33			44		
2 399												3 679							
2 400					36	38	41		46			3 680			37				
2 439												3 719							
2 440					37		42	44	47			3 720				41	45		
2 479												3 759							
2 480						40		45				3 760		34					
2 519												3 799							
2 520					38		43	46				3 800			38	42	46		
2 559												3 839							
2 560				36		41	44					3 840							
2 599												3 879							
2 600					39	42		47				3 880		36	39	43	47		
2 639												3 919							
2 640				37	40		45					3 920							
2 679												3 959							
2 680				38		43	46					3 960							
2 719												3 999							
2 720					41	44						4 000	32	36	40	44	48		
2 759												4 039							
2 760				36			47					4 040							
2 799												4 079							
2 800					42	45	48					4 080		37	41	45			
2 839												4 119							
2 840			37	40	43	46						4 120	33						
2 879												4 159							
2 880												4 160				46			
2 919												4 199							
2 920			36	41	44	47						4 200		38	42				
2 959												4 239							
2 960												4 240	34			47			
2 999												4 279							
3 000			39	42	45	48						4 280			43				
3 039												4 319							
3 040			40	43	46	48						4 320		39					
3 079												4 359							
3 080	34	37										4 360	35			48			
3 119												4 399							
3 120			41	44	47							4 400			44				
3 158												4 439							
3 160	35	38										4 440		40		48			
3 199												4 479							
3 200			42	46	48							4 480	36		45				
3 239												4 500							
3 240	36	39			46														
3 279																			

III-10-6)- ANGLE DE SPIRALE :

Lorsque des nombres de dents faibles sont utilisés sur le pignon, comme pour les ponts automobiles, l'importance de la conduite due à la hauteur de dent est réduite. Pour compenser cette réduction, l'angle de spirale est augmenté pour donner un recouvrement dans le sens longitudinal. Le choix de l'angle de spirale est basé sur l'obtention du recouvrement maximal des dents sans que la poussée axiale résultante impose des charges excessives sur le roulement.

La formule suivante peut être utilisée pour déterminer l'angle de spirale moyen approximatif en degré sur le pignon des engrenages à la fois coniques spiraux et hypoïde

$$\psi_p = 25 + 5\sqrt{\frac{N}{n}} + 90\frac{E}{D}$$

où :

E : entraxe du pignon hypoïde en mm(ou pouces).

D : diamètre primitif de la roue, en mm (ou pouces).

N : Nombre de dents de la roue.

n : Nombre de dents du pignon.

Lorsque l'angle de spirale moyen est déterminé, l'angle de spirale moyen approximatif sur la roue en degrés peut être calculé comme suit :

$$\psi_c = \psi_p - \varepsilon'$$

ε' : valeur approximative de l'angle d'entraxe ($\operatorname{tg}\varepsilon' = \frac{E}{R}$)

$R = \frac{D - F_G}{2}$ = rayon moyen de la roue en mm (ou pouces).

F_G = largeur de denture roue en mm (ou en pouces).

D'après ces formules il peut être noté immédiatement que l'angle de spirale roue est directement affecté par la valeur et la direction de l'entraxe. Pour les engrenages coniques spiraux, qui ont un entraxe nul, l'angle de spirale sur roue est égale à l'angle de spirale sur le pignon.

La différence entre les angles de spirale sur le pignon est sur la roue résulte en une modification de la dimension du pignon pour maintenir le même pas apparent sur les deux membres. Le diamètre primitif approximatif du pignon en mm (en pouces) est déterminé comme suit :

$$d = \frac{n}{N} D \frac{\cos\psi_G}{\cos\psi_P} \quad (3-7)$$

Sur les engrenages hypoïdes l'augmentation de l'entraxe montre la différence entre les angles de spirale sur la roue et le pignon, l'entraxe dans la direction positive provoque un angle de spirale plus faible sur la roue que sur le pignon.

III-10-7)- SENS DE SPIRALE :

Le sens de spirale sur les engrenages coniques spiraux et hypoides est déterminé par la direction de la courbure des dents, c'est-à-dire que des dents à gauche s'inclinent dans le sens inverse des aiguilles d'une montre en s'éloignant de l'axe lorsque l'observateur regarde la roue de face et des dents à droite s'inclinent dans le sens des aiguilles d'une montre en s'éloignant de l'axe.

Le sens de spirale d'un membre d'une paire est toujours opposé à celui de son conjugué. Il est courant d'utiliser le sens de spirale du pignon pour identifier un couple. Ainsi, un couple à gauche a une spirale à gauche sur le pignon et une spirale à droite sur la roue.

Le sens de spirale doit être choisi de sorte à donner une poussée axiale qui tend à éloigner la roue et le pignon en rotation normale, lorsque le rapport, l'angle de pression et l'angle de spirale le permettent si ce n'est pas possible, le sens de spirale doit être choisi pour donner une poussée vers l'extérieur sur le pignon.

III-10-8)- L'ANGLE DE PRESSION :

L'acceptation générale d'un angle de pression moyen de 20° pour les engrenages coniques a conduit son adoption pour les engrenages de pont de véhicules. cet angle de pression moyen donne généralement l'équilibre entre la résistance entre les dentures et des largeurs entre pointes de fraise convenable.

Dans les dentures hypoides, les angles de pression sur les deux côtés sont différents, l'angle de pression sur le côté concave doit être réduit, et l'angle de pression sur le côté convexe doit être augmenter, pour élever le rapport de conduite qui tend à améliorer la douceur de transmission de mouvement des engrenages.

III-10-9)- DIAMETRE DE FRAISE :

La relation entre le diamètre de fraise et l'angle de spirale influence sur la conicité du de la denture. Il y a quatre types de base de conicité de denture sur les dents coniques ou hypoides :

- La conicité de hauteur.
- La conicité d'épaisseur.
- La conicité d'entre-dents.
- La conicité de largeur entre pointe.

Le diamètre de fraise choisi est généralement un compromis entre la courbure longitudinale optimale pour la conception ainsi que les performances de l'engrenage et le diamètre de fraise optimal pour une fabrication économique.

Ce diamètre de fraise réduit est choisi en utilisant la formule suivante :

$$\Gamma_{c(i)} = 0.5 \left[\sqrt{2A_{XG}^2 - A_G^2 (2 - \sin^2 \psi_G)} + A_G \sin \psi_G \right] \quad (3.8)$$

$$A_{XG} = K \cdot A_{OG}$$

K = Valeur entre 0.9 et 1.1 de sorte que r_c soit une valeur standard

A_{OG} = Génératrice extérieure roue, en pouces.

A_G = Génératrice moyenne roue, en pouces.

$\Gamma_{c(i)}$ = Rayon de fraise donnant un rayon de courbure de la denture égal à celui de la génératrice A_{XG} en pouces.

La valeur réelle du rayon de fraise, doit être choisie parmi les rayons standards suivants :
2.25-2.5-3.00-3.125-3.75-4.5 pouces

Le tableau suivant sert comme guide pour l'évaluation des longueurs entre pointes de fraise ébauche.

Tableau 3-5 : largeur entre pointe en fonction de module		
Diamétral pitch	Module	Largeur entre pointes ébauche (Pignon minimal)
3 -6	4.2 -8.5	0.04 pouces
6 -8	3.2 -4.2	0.030 pouces

III-10-10)- PROPORTION DE DENTURE :

La plupart des engrenages pour les ponts des véhicules sont étudiés avec un faible nombre de dents du pignon comme indiqué dans le tableau (3-3). Pour éviter l'interférence de taillage aux pieds et les plats étroits aux sommets des deux pignons, des proportions spéciales de saillie de hauteur de dent sont recommandées.

La conception la plus naturelle pour les engrenages coniques et hypoides conduit à une hauteur des dents coniques entre l'extrémité extérieure et l'extrémité intérieure. Dans la conicité « normale » les dimensions de hauteur et d'épaisseur de la dent seront proportionnelles à la distance d'une section donnée au sommet du cône primitif. Par conséquent, les sommets du cône primitif et du cône de pied coïncideront et les côtés de la dent convergeront au sommet du cône primitif.

$$\sum \delta_D = \frac{10560}{\operatorname{tg}\left(\frac{\phi}{2}\right) \cos \psi_G} \left(\sin \Gamma_1 - \frac{R \operatorname{tg} \psi_G}{r_c} \right) \quad (3.9)$$

- $\Sigma\delta_D$ = Sommes des angles de creux pour la conicité duplex (en minutes)
 ϕ = Angle de pression moyen.
 ψ_G = Angle de spirale moyenne de la roue.
 r_c = Rayon de la fraise (donné par le tableau III-6 comme un moyen pratique).
 Γ_1 = Angle primitif de la roue.
 R = Rayon moyen de la roue.
 C_1 = Facteur de saillie donné par le tableau III-7.
 C_2 = $1.15 - C_1$: facteur de saillie
 a_G = $h \cdot C_1$: saillie de la roue à la génératrice moyenne.
 b_G = $h_{c1} + 0.05$ creux de la roue à génératrice moyenne.
 α_G = $\Sigma\delta_D C_1$ angle de saillie de la roue pour la conicité duplex.
 A = Génératrice moyenne de la roue.
 δ_G = $\Sigma\delta_D - \alpha_G$ Angle de creux de la roue pour la conicité duplex.
 b_{OG} = $a_G + (A_o - A) \sin \alpha_G$ saillie de la roue à la génératrice extérieur.
 b_{OG} = $b_G + (A_o - A) \sin \delta_G$ creux de la roue à la génératrice extérieur
 C = $0.15h + 0.05$. Vide.
 h_t = $a_{OG} + b_{OG}$. Hauteur totale.
 h_K = $h_c - C$ Hauteur utile.

Tableau 3-6 : Rayon de fraise en fonction de diamètre primitif

Diamètre primitif de la roue(D)	Rayon de la fraise (r_c)	
75 – 135 mm	1.750 "	44.450 mm
100 – 170 mm	2.250"	57.150 mm
110 – 190 mm	2.500 "	63.500mm
130 – 230 mm	3.000"	76.200 mm
135 – 240 mm	3.125"	79.375 mm
165 – 285 mm	3.750"	95.250 mm
195 – 345 mm	4.500"	114.300 mm
260 – 455 mm	6.000"	152.400 mm
350 - 610 mm	8.000"	203.200mm
455 – 800 mm	10.500"	266.700 mm

Note : Ce tableau est plus couramment utilisé dans la conception des engrenages hypoides suivant la méthode de Gleason

Tableau 3- 7 : Facteur de saillie en fonction de nombre de dent du pignon

Nombre de dents du pignon (n)	Facteur de saillie de la roue (c_1)
2	0.110
7	0.130
8	0.150
9 à 20	0.170

Note : Ce tableau pour les couples générés ou formate de rapport supérieur à 2/1 et ayant de moins de 21 dents au pignon (domaine d'automobile)

Pour des raisons économiques, il est presque universel de tailler la roue d'un engrenage conique spiral ou hypnoïde avec une conicité de largeur entre points nulle conicité (spread - Blade). Dans ce cas, la conicité d'épaisseur sur la roue peut s'éloigner de la normale suivant le choix de l'angle de spirale et du diamètre de fraise. La conicité de largeur entre pointes peut devenir excessive sur le pignon conjugué avec une conicité de hauteur normale. La durée de vie maximale de la fraise doit être obtenue, il est fréquent d'étudier les engrenages pour tendre vers une conicité de largeur entre pointes nulles, simultanément sur la roue et le pignon. Lorsque ceci est atteint, il est dit que l'engrenage a une conicité duplex.

La conicité duplex peut être obtenue avec une conicité de hauteur normale, une conicité de hauteur nulle ou toute autre conicité de hauteur spécifiée par le choix convenable de l'angle de spirale et de diamètre de la fraise.

Pour éviter une conicité de hauteur excessive, qui résultera en une réduction de rapport de conduite à l'extrémité intérieure des dents, la conicité duplex totale ne doit pas être utilisée et un compromis est fait en limitant arbitrairement la conicité de hauteur. Toute modification de la conicité de hauteur est obtenue en inclinant les lignes de pied du pignon et de la roue. En générale, l'inclinaison est effectuée autour de l'extrémité extérieure de la dent ou autour du point moyen.

L'inclinaison autour de l'extrémité extérieure de la dent résulte une modification de la hauteur de dent et des rapports de conduite vers l'extrémité intérieure de la dent.

L'inclinaison autour du point moyen résulte en une modification moins importante de la hauteur de dent et de rapport de conduite à l'extrémité intérieure de la dent et en une modification opposée de la hauteur de la dent et du rapport de conduite a l'extrémité extérieure de la dent. La hauteur de denture est augmentée ou diminuée en fonction du rayon de la fraise employée (voir annexe).

Le processus général couramment utilisé par Gleason Works pour l'inclinaison des lignes de pied autour du point moyen(voir annexe1)

III-10-11)- EPAISSEUR DE DENT :

Les proportions d'épaisseur de dent pour les engrenages spiro-coniques sont données suivant la publication (système Gleason conique spirale) qui sont exprimée par les formules suivants:

Pour la roue

$$T = \frac{P}{2} - (a_{op} - a_{og}) \frac{tg\phi}{\cos\psi} - \frac{K}{p_d}$$

Pour le pignon

$$t = P - T$$

P = pas circulaire au gros bout

A_{op} = saillie de pignon au gros bout

A_{og} = saillie de la roue au gros bout

pd = diamètre pitch

K = facteur d'épaisseur sa valeur est donnée en (annexe I- Fig- 4)

Ces formules permettent d'obtenir une durée de vie égale sur le pignon et la roue conjuguée, en se basant sur une conicité de largeur entre pointes nulle sur la roue. La dimension de la roue correspond sur les contraintes inférieures à la limites d'endurance correspondant aux charges maximales sonnettes, pour donner un équilibre de durée satisfaisant.

III-10-12)- PLAT :

Un plat correct est une nécessité pratique pour éviter un écrasement de la couche cimentée en sommet de dent sur les engrenages cimentés. En général, la largeur du plat doit être au minimum de 0,25 m en mm ($0,250/pd$ en pouces).

Pour obtenir une conception optimale, les plats sur la roue et le pignon doivent être équilibrés. Un rapport des plats entre les deux membres de (1,5/1) au point moyen est satisfaisant.

III-10-13)- RAYON DE RACCORDEMENT :

La courbe de raccordement au pied de la dent doit être aussi grand que possible pour réduire les contraintes à la flexion. De fait qu'elle n'est pas fréquemment circulaire. Il n'est pas pratique de spécifier un rayon de raccordement réel, il est courant de spécifier un rayon d'extrémité sur les lames de fraise. Il doit être grand que possible sans provoquer l'interférence de raccordement généralement. Des valeurs approximatives de $0,12.M$ en mm ($0,12/pd$ en pouces) pour la fraise pignon et de ($0,24/pd$ en pouces) pour la fraise roue se sont révélées satisfaisants.

III-10-14)-RAPPORT DE CONDUITE :

Le rapport de conduite est le rapport de la longueur d'action de laquelle un pair de dents d'engrenage est continuellement en contact et du pas circulaire. Ce rapport est significatif car le nombre entier correspond au nombre de dent en contact continu, tandis que les chiffres après la virgule correspond à la proportion du temps pendant lequel un pair de dent supplémentaire sera en contact. Ainsi sert à indiquer au projecteur à quel point les engrenages fonctionnent avec douceur et silence.

Il y a différentes mesures du rapport de conduites, chacune d'entre elles ayant sa propre signification. Elles sont définies ci-dessous.

1)- Rapport de conduite réel :

Le rapport de conduit réel est un nouveau terme introduit dans le domaine de l'engrenage pour une meilleure évaluation du rapport de conduit provoqué par le profit utile des engrenages coniques spiraux et hypoïdes.

Le rapport de conduit réel est le rapport de l'arc d'action dans le plan réel moyen et du pas circulaire réel moyen, un rapport de conduite réel de 1,3 est le minimum recommandé pour les engrenages des véhicules.

Le rapport de conduit réel est le rapport de l'arc d'action dans le plan réel moyen et du pas circulaire réel moyen, un rapport de conduite réel de 1,3 est le minimum recommandé pour les engrenages des véhicules.

2)- Rapport de conduite modifié :

Est la mesure la plus importante du rapport de conduite total sous plein charge sur les surface de denture modifié (portée localisée). Ce rapport est le rapport de conduite à l'intérieur des limites d'une ellipse tangente aux extrémités défini par la formule suivante :

$$m_o = \sqrt{m_z^2 + m_f^2}$$

m_o = Rapport de conduite dans un plan normal.

$m_z = m_n \cdot \cos \psi_b$ – rapport de conduite dans un plan normal à l'axe instantané.

m_f = Rapport de couvrement .

ψ_b = Angle de spirale de base ($\sin \psi_b = \sin \psi_p \cos \phi$).

ψ_p = Angle de spirale moyen du pignon.

ϕ = Angle de pression.

Du fait, que les engrenages coniques spiraux et hypoïdes sont réalisés avec des surfaces de dentures modifié, cette valeur à une signification particulière sur ces engrenages. L'expérience a montré que le rapport de conduite modifié doit être égal ou supérieur à 2.00 pour obtenir le maximum de douceur et de silence.

III-10-15)- RAPPORT DU RECOUVREMENT :

C'est la composante du rapport de conduite mesuré le long de l'axe instantané d'un engrenage hélicoïdal, d'un engrenage conique spiral ou d'un engrenage hypoïde. C'est le rapport de longueur de recouvrement au pas circulaire. Il doit être suffisamment important pour assurer un rapport de conduite modifié. Se situera entre 1,5 et 1,8 pour assurer un rapport de conduite modifié satisfaisant. La figure(6) annexe I donne des valeurs approximatives du rapport de recouvrement.

La valeur de rapport de recouvrement peut être augmenté en:

- En augmentant l'angle de spirale.
- En augmentant la longueur de denture roue.
- Diminuant le module (augmentant le diamétral pitch).

L'effet de rapport de recouvrement dépend de la localisation longitudinale sur les dentures et de la charge.

Pour illustrer le processus de sélection des caractéristiques des engrenages de ponts moteurs, l'application donnée précédemment au paragraphe (III-10) sera poursuivie. On choisit un engrenage hypoïde de diamètre 215 mm.

Pour un rapport de 2.56, le tableau 3-3 et 3-4 permet de déterminer un couple 16/41.

$$\text{Le module } M = \frac{D}{N} = \frac{215}{41} = 5.244 \Rightarrow Pd = 4.8436 \text{ pouce.}$$

La largeur de denture de la roue est :

$$F_G = 0.155D = 0.155 \cdot 215 = 33.33 \text{ mm}$$

Nous supposons que le pignon tournera à droite (sens des aiguilles d'une montre) pour le déplacement de marche avant de véhicule. Nous supposons également que l'axe du pignon sera en dessous de l'axe de la roue.

L'entraxe hypoïde sera 15% du diamètre roue, soit :

$$E = 0.15 \cdot D = 0.15 \cdot 215 = 32.3 \text{ mm. On prend } 32 \text{ mm.}$$

L'angle de spirale sur le pignon sera déterminé par la formule (3. 5).

$$\psi_p = 25 + 5 \cdot \sqrt{\frac{N}{n}} + 90 \cdot \frac{E}{D} = 46.50^\circ$$

En prenant 47°

L'angle de spirale sur la roue sera déterminé par l'équation (3.6)

$$R = \frac{D - F_G}{2} = \frac{215 - 33}{2} = 91 \text{ mm}$$

$$\text{tg } \epsilon = E/R = 32/91 = 0.3516 \Rightarrow \epsilon = 19.37^\circ$$

$$\Psi_G = \Psi_p - \epsilon = 47 - 19.37 = 27.63^\circ$$

le diamètre primitif pignon approximatif sera déterminé par l'équation (3.7)

$$d = \frac{n}{N} D \frac{\cos \Psi_G}{\cos \Psi_p} = \frac{16}{41} \cdot 215 \cdot \frac{0.88596}{0.68200} = 109 \text{ mm}$$

l'angle de pression moyen choisi sera de 19°

Le diamètre de la fraise sera déterminé par l'équation (3.8)

$$\text{tg } \Gamma = \frac{N}{n} = \frac{41}{16} = 2.5625 \Rightarrow \Gamma = 68.68^\circ$$

$$A_{OG} = \frac{0.5D}{\sin \Gamma} = \frac{0.5 \cdot 215}{0.93156} = 115.4 \text{ mm}$$

$$A_G = A_{OG} - 0.5F_G = 115.4 - 0.5 \cdot 33 = 98.90 \text{ mm}$$

En supposant que $K = 1.1$

$$\begin{aligned}
 A_{XG} &= K_{A_{oG}} = 1.1 \cdot 115.4 = 126.94 \text{ mm} \\
 r_c(i) &= 0.5 \left[\sqrt{2A_{XG}^2 - A_G^2 (2 - \sin^2 \psi_G)} + A_G \sin \psi_G \right] \\
 &= 0.5 \left[\sqrt{2(126.94)^2 - (98.90)^2 (2 - (0.46561)^2)} + 98.90 \cdot 0.46561 \right] \\
 &= 83.82 \text{ mm ou } 3.30 \text{ pouces.}
 \end{aligned}$$

Une fraise de rayon (3.125 pouces) sera choisie pour vérifier le choix de l'angle sur le pignon, le rapport de recouvrement sans estimé à l'aide du (Fig 6 annexe 1)

$$\begin{aligned}
 \psi_{moy} &= \frac{\psi_p + \psi_G}{2} = \frac{47 + 27.63}{2} = 37.32 \\
 \frac{F_G}{M} &= \frac{33}{5.244} = 6.29 \Rightarrow M_F = 1.81
 \end{aligned}$$

La valeur du rapport de recouvrement est dans les limites acceptables par conséquent, le choix de l'angle de spirale est correct.

III- 11)- LISTE DES FORMULES : [7. 10. 18]

11-1)- PARAMETRES ET RAYON PRIMITIFS :

- Rayon primitif moyen de la roue : (Fig III-5)

$$R = \frac{D + D_i}{4}$$

- Paramètre de décalage (ou l'entraxe):

$$\sin \epsilon' = \frac{E}{R}$$

- Paramètre d'angle de spirale : (Fig III-6)

$$K = \operatorname{tg} \psi_{po} \cdot \sin \epsilon' + \cos \epsilon'$$

Il est également appelé «facteur d'agrandissement du pignon» pour les engrenages hypoïdes. C'est le rapport du rayon moyen du pignon hypoïde ou rayon moyen du pignon de l'engrenage à axes concourants correspondant.

Au point moyen P. les angles de spirale ψ_p (pignon) et ψ_G (roue), sont différents, donc les dimensions apparentes des dents sont aussi différentes.

- Paramètre de conicité : (Fig II-7)

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{k n}{0.95 N} \operatorname{tg} \varepsilon'$$

η = est appelé l'angle de l'entraxe dans le plan de rotation du pignon.

Dans un couple hypoïde, nous définirons par cônes pseudo-primitifs, les deux cônes tangent au point moyen P. Nous appelons plan pseudo-primitif, le plan tangent commun aux deux cônes ou primitifs au point moyen P.

Le paramètre $\operatorname{tg} \eta$ doit rapprocher la valeur du rayon de courbure à la valeur de rayon de la fraise. (cette méthode se fait par des itérations successives).

- Rayon primitif moyen du pignon :

$$R_p = K R \frac{n}{N}$$

11-2)- ANGLE PRIMITIF : (ou pseudo-primitif) (fig III-8)

- Angle de décalage moyen apparent :

$$\sin \varepsilon_2 = \frac{E - R_p \sin \eta}{R}$$

- Angle primitif de la roue :

$$\operatorname{tg} \Gamma_1 = \frac{N}{n}$$

pour $E = 0$

$$\operatorname{tg} \Gamma_1 = \operatorname{ctg} \eta \cdot \sin \varepsilon_2$$

pour $E \neq 0$

- Angle primitif de pignon :

$$\sin \gamma_1 = \cos \varepsilon_2 \cos \Gamma_1$$

11-3)- ANGLES DE SPIRALE MOYENS :

- Angle de décalage moyen réel : (Fig III-8)

$$\sin \varepsilon_2' = \frac{\sin \varepsilon_2}{\cos \gamma_1}$$

- Angle de spirale du pignon : (Fig III-6)

$$\psi_{P_0} = \psi_P$$

pour $E = 0$

$$\operatorname{tg} \psi_P = \frac{K - \cos \varepsilon_2}{\sin \varepsilon_2}$$

pour $E \neq 0$

Si on obtient une valeur différente à ψ_{P_0} , il faut refaire le calcul avec une nouvelle valeur de K , qu'on peut calculer à l'aide de la relation :

$$k = \operatorname{tg} \psi_P \sin \varepsilon_2 + \cos \varepsilon_2$$

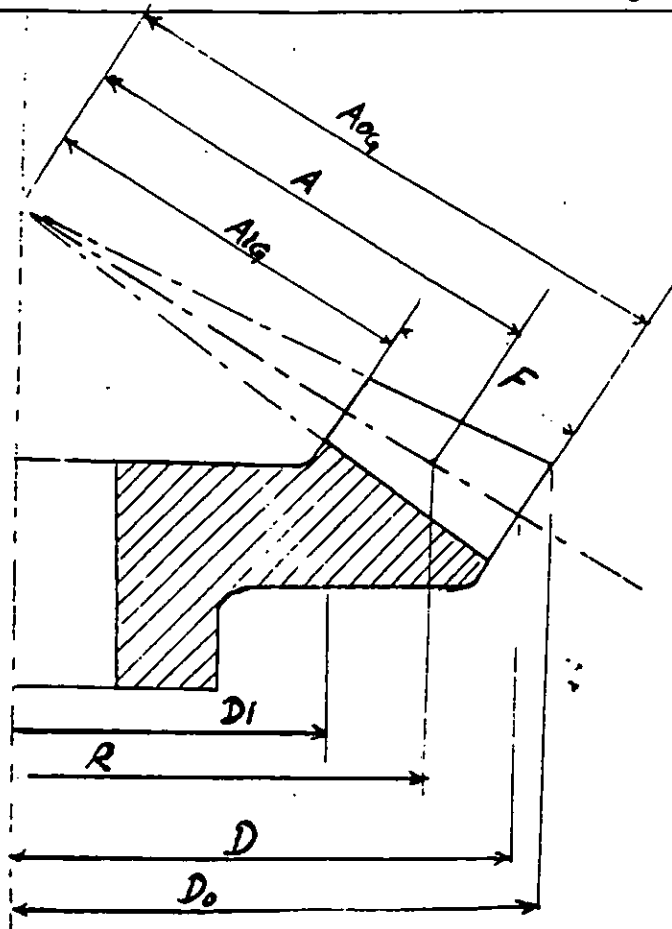


Figure (III-5) :

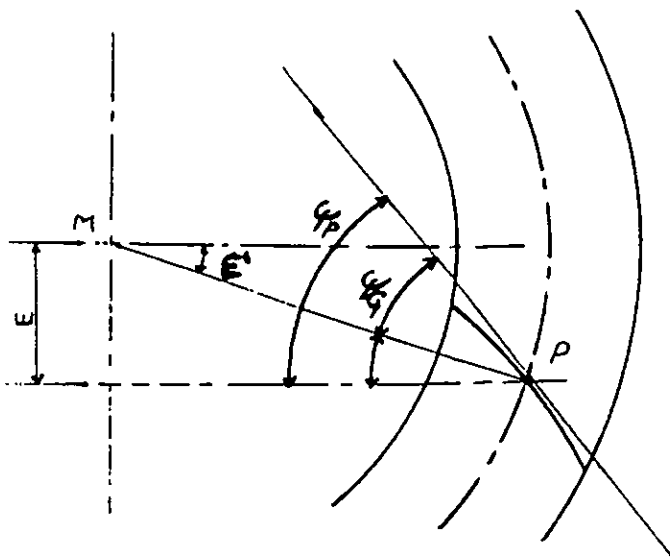


Figure III-6 :

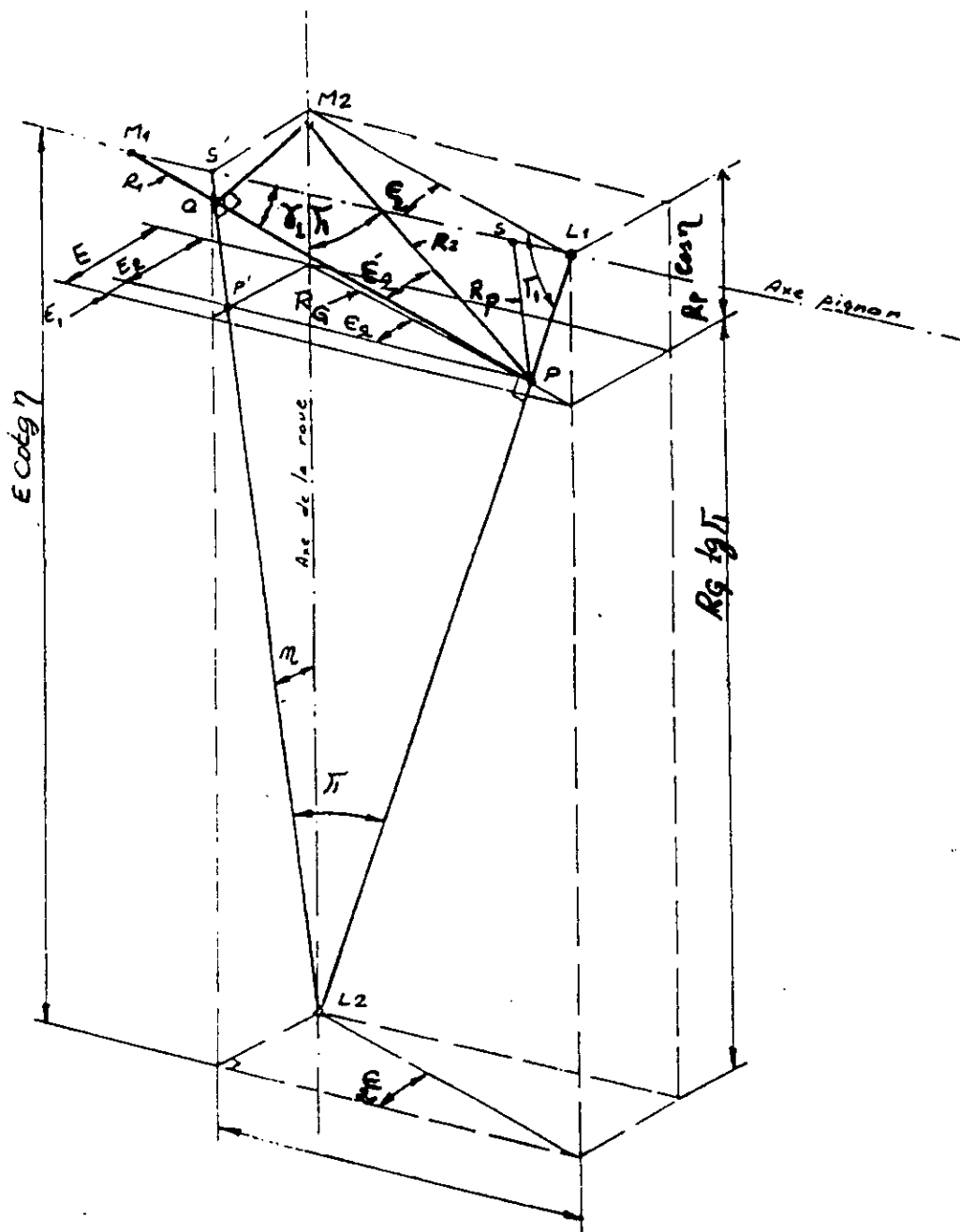


Figure (III-7) :

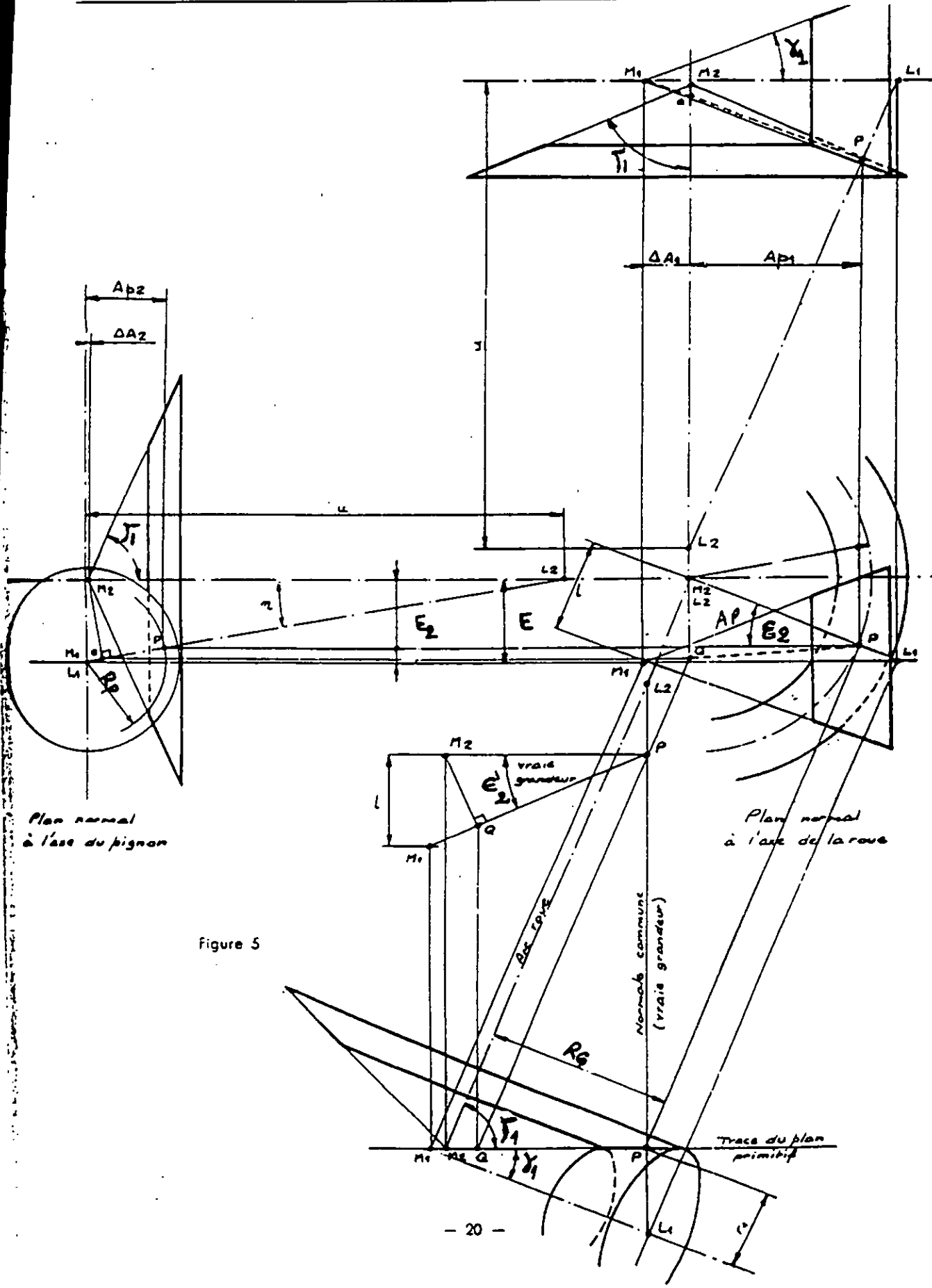


Figure 5

Figure (III-8) :

- Angle de spirale de la roue :

$$\psi_G = \psi_p - \varepsilon_2$$

11-4)- GENERATRICE :

- Génératrice moyenne du pignon :(Fig III-8)

$$A_p = \frac{R_p}{\sin \gamma_1}$$

- Génératrice moyenne de la roue : (Fig III-5)

$$A_G = \frac{R_G}{\sin \Gamma_1}$$

- Génératrice extérieure :

$$A_{oG} = \frac{D}{2 \sin \Gamma_1}$$

- Génératrice intérieure :

$$A_{iG} = \frac{Di}{2 \sin \Gamma_1}$$

11-5)- ANGLES DE PRESSION :

- Angle de pression limité :

$$\operatorname{tg} \phi_{01} = \frac{A_p \sin \psi_p - A_G \sin \psi_G}{A_p \operatorname{tg} \gamma_1 + A_G \operatorname{tg} \Gamma_1}$$

Dans le cas des couples hypoides, la courbure des dentures ainsi que le contact des dentures (inclinaison des lignes de contact) sont dissymétriques d'un flanc à l'autre qui lui est anti-homologue.

De ce fait, on utilise des angles de pression différents sur les deux flancs :

- Sur le flanc convexe de la roue on augmente l'angle de pression nominal de ϕ_{01} appelé angle de pression limite.

- Sur le flanc concave de la roue, on diminue l'angle de pression nominal de ϕ_{01}

La démonstration de ϕ_{01} à été faite uniquement au point moyen P par E WILDHABER.

- Départ des angles de pression :

$$\phi_{01} = \phi_{01} \quad \text{arrondi au quart de degré voisin.}$$

- Angle de pression flanc concave (concave)

$$\phi_{A1} = \phi_0 - \phi_{01}$$

- Angle de pression flanc : (convexe)

$$\phi_{I1} = \phi_0 + \phi_{01}$$

11-6)-RAYON DE COURBURE : (Fig III-9)

$$r_b = r_c$$

si $E = 0$

$$r_b = \frac{(tg\psi_p \cos\gamma_1 - \sin\psi_G)R_G}{(\sin\psi_p \cos\gamma_1 \frac{N}{n} + \sin\psi_G \cos\Gamma_1)tg\phi_{01} + \frac{N}{n} \sin\gamma_1 - \sin\Gamma_1} \quad \text{si } E \neq 0$$

Rayon de courbure correspondant aux angles primitifs γ_1 et Γ_1 . Le rayon de courbure donnée par cette relation doit être approcher à 1% près du rayon de fraise r_c , s'il diffère de plus de 1 %, il faut faire un nouvel essai.

Si la valeur de r_b est plus petite que la valeur r_c réduire algébriquement $tg\eta$ et recalculer dans le deuxième essai. Si la valeur de r_b est trop grande, augmenter algébriquement $tg\eta$. Les itération de $tg\eta$ se fait avec de réduction ou augmentation d'un rapport de 10% c-à-d $tg\eta = (1.1 \text{ ou } 0.9) \times$ la valeur précédente.

11-7)- LES COORDONNEES DE CENTRE FRAISE :

- **Coordonnée polaire centre fraise (excentrique) :** (Fig III-9)

$$S = \sqrt{\eta^2 + P^2}$$

$$n = r_b - A_G \sin\psi_G$$

$$P = A_G \cos\psi_G$$

- **Abscisse du centre de la fraise :**

$$x = A_G - r_b \sin\psi_G$$

- **Coordonnée du centre de la fraise :**

$$y = r_b \cos\psi_G$$

- **Coordonnée angulaire centre fraise :**

$$\rho = \psi_G + \psi$$

$$tg\psi = \frac{n}{P}$$

11-8)- AUTRES ANGLES DE SPIRALE :

- **Angle de spirale extérieur de la roue** (Fig III-9)

$$\cos\psi_{G1} = \frac{P_a}{A_{0G}} \quad \text{avec } Pa = S \cos\psi_a$$

$$\sin\psi_a = \frac{r_b^2 + S^2 - A_{0G}^2}{2r_b S}$$

- Angle de spirale intérieure de la roue (Fig III-9)

$$\cos \psi_{Gi} = \frac{P_i}{A_i}$$

$$P_i = S \cos \psi_i$$

$$\sin \psi_i = \frac{r_b^2 + S^2 - A_i^2}{2 r_b S}$$

- Pas angulaire de la spirale : (fig III-8)

$$\tau = \psi_i - \psi_a + \psi_{Gi} - \psi_a$$

11-9)- RECOUVREMENT SPIRAL :

- Angle de décalage d'action :

$$tg \varepsilon_s = \frac{tg \varepsilon}{1 + \frac{n \cos \Gamma_1}{N \cos \gamma_1 \cos \varepsilon_2}}$$

- Rapport de recouvrement spirale : (Fig III-10)

$$\varepsilon_s = \frac{N}{\sin \Gamma_1} \left[\frac{\tau}{360} + \frac{tg \varepsilon_s (A_{OG} - A_{IG})}{4\pi} \left(\frac{1}{A_{IG}} + \frac{1}{A_{OG}} \right) \right]$$

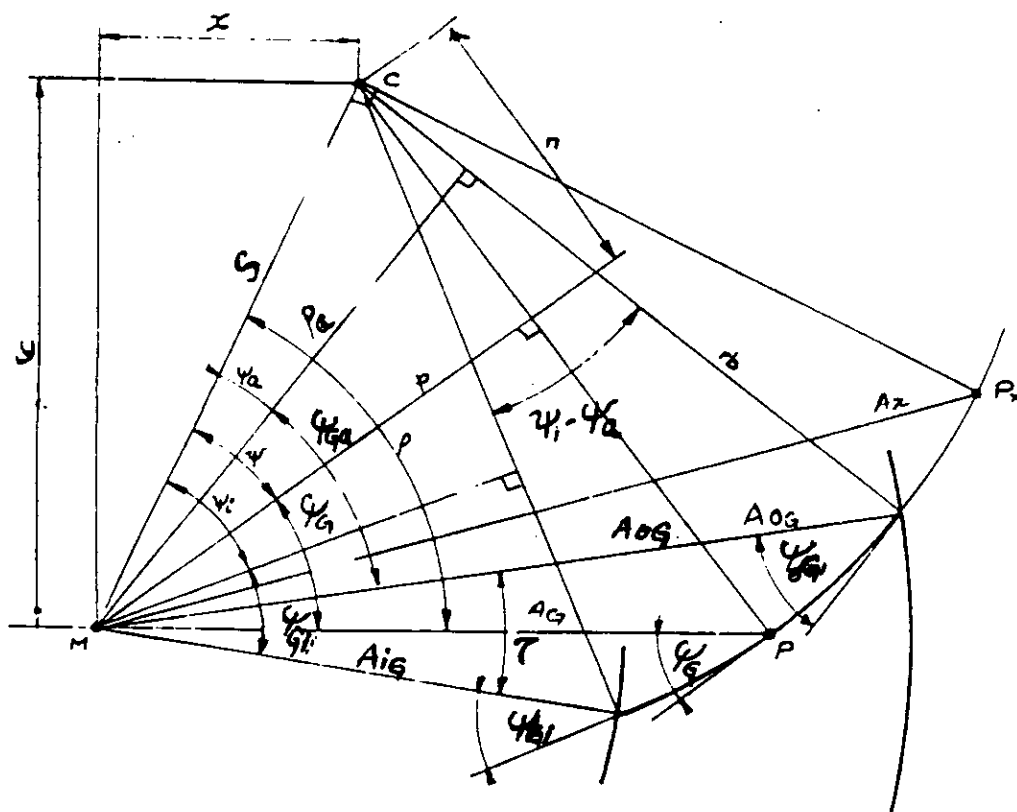
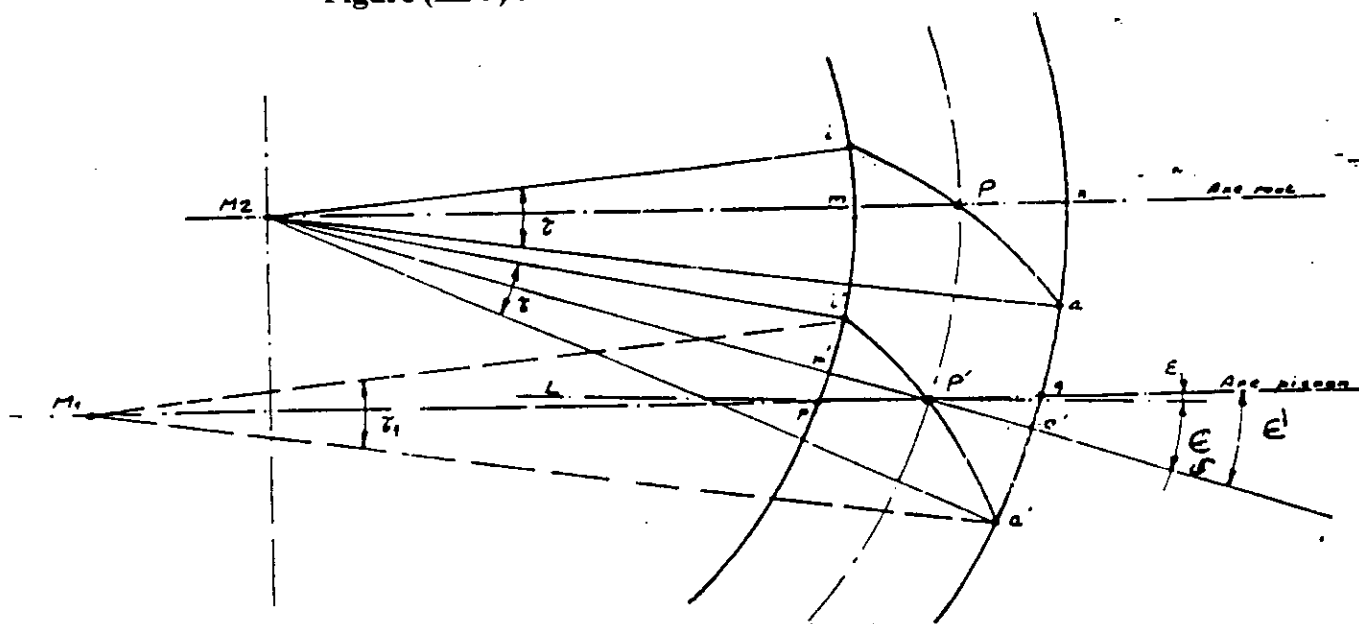


Figure (III-9) :



L : ligne de tangence de la ligne principale avec le plan tangent.
lieu des points de contact.

Figure (III-10) :

11-10)- MODULES REELS :

- Module réel moyen : $m = \frac{2 \sin \Gamma_1}{N} P$
- Module réel extérieur : $m_a = \frac{2 \sin \Gamma_1}{N} P_a$
- Module réel intérieur : $m_i = \frac{2 \sin \Gamma_1}{N} P_i$

11-11)- DISTANCE :

- Distance de l'axe de la roue au plan P normal à l'axe du pignon (Fig 5)
 $A_{p_1} = R_G \cos \varepsilon$
- Distance de l'axe du pignon au plan P normal à l'axe de la roue (Fig 5)
 $A_{p_2} = R_p \cos \eta$
- Distance du sommet du cône primitif pignon à la normale commune aux deux axes (Fig -5)
 $\Delta A_1 = A_p \cos \gamma_1 - A_{p_1}$
- Distance du sommet du cône primitif roue au cercle de tête pignon (Fig 5)
 $\Delta A_2 = A_G \cos \Gamma_1 - A_{p_2}$
- Distance de l'axe de la roue au cercle de tête pignon
 $AK_{at} = \sqrt{\frac{D^2}{4} - E^2}$

III-12)- RECAPITULATIF:**- Méthodes de Gleason pour le calcul des dimensions spiro- coniques [10]**

Les calculs utilisés pour obtenir les proportions de dentures et les cotes de fabrication, pour les rapports les plus utilisés avec un nombre de dent du pignon supérieur à 12 sont présentés au tableau (3- 8)

Pour les pignons ayant de 6 à 11 dents le tableau (3-9) représente les proportions de denture pour 1 D.P.

Tableau 3 - 9 : proportions de denture pour 1 D.P

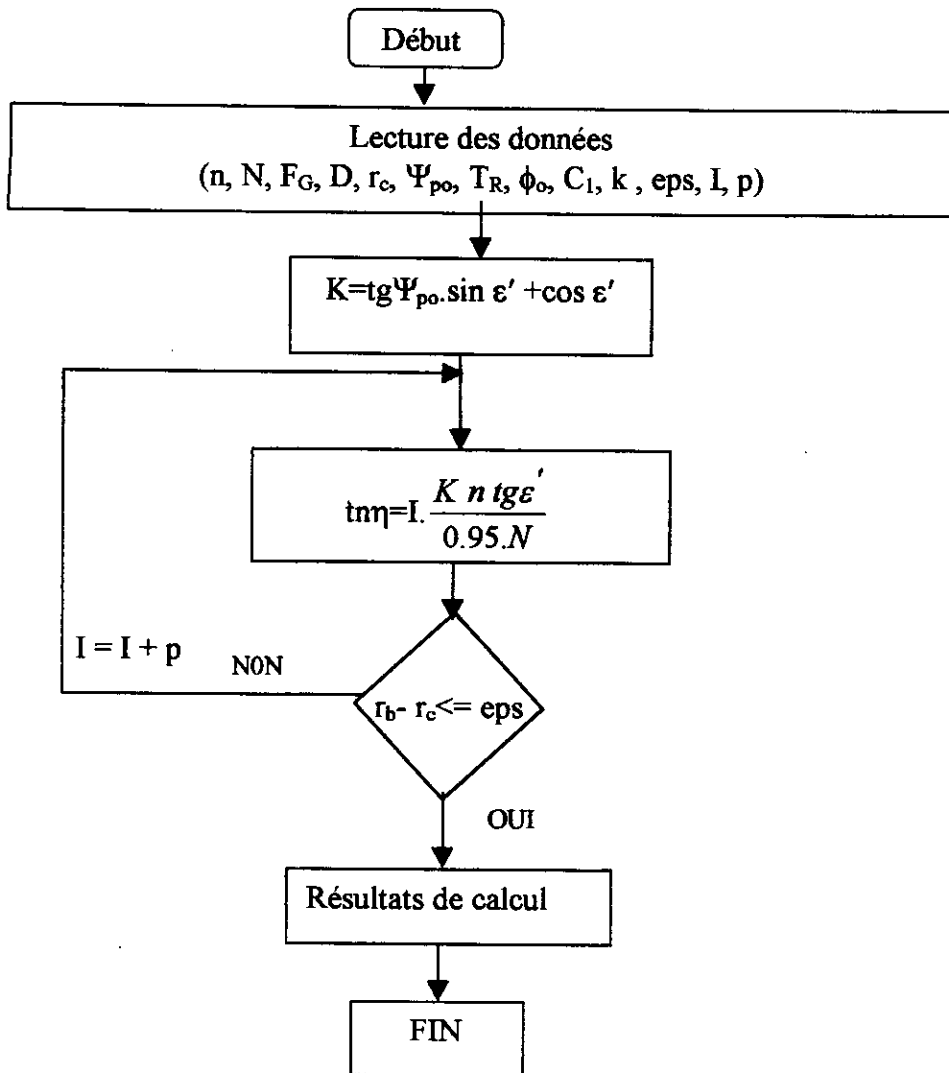
Nbre de dents minimal pour la roue	Nombre de dents du pignon					
	6	7	8	9	10	11
	34	33	32	31	30	29
Hauteur utile	1.500	1.560	1.610	1.650	1.680	1.695
Hauteur totale	1.666	1.733	1.788	1.832	1.865	1.882
Saillie de la roue	0.215	0.270	0.325	0.380	0.435	0.490
Epaisseur circulaire de la roue						
Nombre de dents de la roue	0.911	0.957	0.975	0.997	1.023	1.053
30	0.803	0.818	0.837	0.860	0.888	0.948
40	-	0.757	0.777	0.828	0.884	0.946
50	-	-	0.777	0.282	0.883	0.945
60						
Angle de pression	20°					
Angle de spiral	35° - 40°					

TABEAU III- 8 : DIMENSIONS D'UN COUPLE SPIRO-CONIQUE

1-Nombre de dents du pignon	n	5-Hauteur utile	$h_k = \frac{1.700}{P_d}$
2-Nombre de dents de la roue	N	6-Hauteur totale	$h_t = \frac{1.888}{P_d}$
3-Diamétral pitch	P_d	7-Angle de pression	$\phi = 20^\circ$
4-Largeur de denture	F	8-Angle des arbres	$\Sigma = 35^\circ$
	PIGNON		ROUE
9-Diamètre primitif	$d = \frac{n}{P_d}$	$D = \frac{N}{P_d}$	
10- Angle primitif	$\gamma = \tan^{-1} \frac{n}{N}$	$\Gamma = 90^\circ - \gamma$	
11-Génératrice extérieure	$A_o = \frac{D}{2 \sin \Gamma}$		
12- Pas circulaire	$P_o = \frac{\pi}{P_d}$		
13-Saillie	$a_{op} = h_k - a_{OG}$	$a_{OG} = \frac{0.460}{P_d} + \frac{0.390}{P_d \left(\frac{N}{n}\right)^2}$	
14-Creux	$b_{OP} = h_k - a_{OP}$	$b_{OG} = h_t - a_{OG}$	
15-Vide	$c = h_t - h_k$		
16-Angle de creux	$\delta_p = \tan^{-1} \frac{b_{OP}}{A_o}$	$\delta_p = \tan^{-1} \frac{b_{OG}}{A_o}$	
17-Angle de face	$\gamma_o = \gamma + \delta_G$	$\Gamma_o = \Gamma + \delta_p$	
18-Angle de pied	$\gamma_o = \gamma - \delta_p$	$\Gamma_o = \Gamma - \delta_G$	
19-Diamètre extérieur	$d_o = d + 2a_{OP} \cos \gamma$	$D_o = D + 2a_{OG} \cos \Gamma$	
20-Sommet à cône extérieur	$x_o = \frac{D}{2} - a_{op} \sin \gamma$	$X_o = \frac{d}{2} - a_{oG} \sin \Gamma$	
21-Epaisseur circulaire	$t = p - T$	$T = \frac{p}{2} - (a_{op} - a_{oG}) \frac{\tan \phi K}{\cos \phi P_d}$	
22-Jeu			
23-Angle de spiral			
24-Sens de spiral	Gauche	Droite	
25-Membre menant	Pignon		
26-Direction de rotation	à droite		
Rapport de conduite			
Rapport de recouvrement			
Rapport résultant			

III- 13 ORGANIGRAMME SIMPLIFIE DE LA METHODE DE GLEASON :

Les étapes de calculs sont résumées dans l'organigramme suivant :



III-13)-RESULTATS DU PROGRAMME :

Le programme que nous avons réalisé est basé sur les étapes de Gleason, nous avons utilisé comme outil informatique le logiciel de programmation « MATLAB 5.2 » qui facilite les calculs mathématique .

Les résultats de nos calculs sont pratiquement identiques à ceux fournis par la référence [] qui traite la méthode de dimensionnement de Gleason.

Il faut noter aussi que ces calculs diffèrent très légèrement de ceux fournis par le bureau d'études de mécanique du CVI de la SNVI.

Dimensions hypoïdes de Gleason N° 345 755

	Pignon		Roue	
	Résultats Gleason	Résultats de prog	Résultats Gleason	Résultats de prog
Nombre	16		41	
Module			5.244	
Largeur de denture	37.28	37.26	33	33
Entraxe	32			
Angle de pression	19°			
Angle de pression limite	-2° 11'			
Angle des arbres	90°			
Rapport de conduite	1.129	1.2617		
Rapport de recouvrement	1.896	1.9365		
Rapport résultant	2.206	2.328		
Génératrice primitive extérieure			124.80	124.792
Génératrice primitive moyenne			107.45	107.446
Diamètre primitif				
Saillie			1.66	1.6561
Creux			9.42	9.4052
Hauteur utile			9.75	9.7412
Hauteur total			11.08	11.0614
Rayon de fraise				
Somme des angles de creux duplex	4° 12'	4° 10'		
Diamètre extérieur	125.84	125.8968	216.69	216.69
Cône primitif au point d'intersection			8.88	8.7960
Cône de tête au point d'intersection	-4° 018	-4° 10'	9.000	8.9085
Cône de pied au point intersection	-10.12	-9.9568	6.67	6.6236
Diamètre ext au point d'intersection	102.11	102.0714	53.08	53.1472
Diamètre- int- au point d'intersection	70.74	70.6952		
Angle primitif		29° 18'	59° 28'	59°29'
Angle de tête	32° 42'	32° 42'	60° 11'	60°12'
Angle de pied	28° 36'	28° 36'	55° 59'	55°59'
Angle de spiral ext			38° 38'	38°38'
Angle de spirale moyenne		47° 09'		29°17'
Angle de spirale intérieure			21°	21°0'
Sens de spirale	G		D	
Jeu	0.15		0.20	
Facteur de hauteur K	4.3			
Facteur de saillie C1	0.17			
Facteur de conicité	1.3			
Génératrice intérieure				91.7921

Dimensions hypoides

	PIGNON		Roue	
	Résultats Gleason	Résultats de prog	Résultats Gleason	Résultats de prog
Nombre	14		41	
Module	7.561			
Largeur de denture			50	50
Entraxe				29
Angle de pression				44.6
Angle de pression limite				
Angle des arbres	90			
Rapport de conduite		1.058		
Rapport de recouvrement		1.8117		
Rapport résultant		2.0980		
Génératrice primitive extérieure				168.826
Génératrice primitive moyenne				143.639
Diamètre primitif				
Saillie				2.2441
Creux				12.697
Hauteur utile			13.19	13.199
Hauteur total			14.94	14.942
Rayon de fraise				
Somme des angles de creux duplex		4°22'		
Diamètre extérieur	144.44	145.38	311.77	311.778
Cône primitif au point d'intersection				
Cône de tête au point d'intersection		-4.4018		2.9569
Cône de pied au point intersection				
Diamètre ext au point d'intersection	150.24	150.1973	59.28	59.686
Diamètre- int- au point d'intersection		101.9208		
Angle primitif		22°55'	66°50'	66°39'
Angle de tête	26°18'	26°29'	67°34'	67.24
Angle de pied	22°02'	22°11'	63°14'	63°02'
Angle de spiral ext				37.07
Angle de spirale moyenne		40°30'	28°42'	28°43'
Angle de spirale intérieure				19°58'
Sens de spirale				
Jeu				
Facteur de hauteur K	0.04			
Facteur de saillie C1	0.17			
Facteur de conicité				
Génératrice intérieure				118.8261

Dimensions hypoïdes

	Pignon		Roue	
	Résultats Gleason	Résultats de prog	Résultats Gleason	Résultats de prog
Nombre	10		41	
Module	7.6098			
Largeur de denture			50	50
Entre-axe			29	29
Angle de pression				
Angle de pression limite				
Angle des arbres	90°			
Rapport de conduite		1		
Rapport de recouvrement		1.8153		
Rapport résultant		2.02		
Génératrice primitive extérieure			162.99	163.103
Génératrice primitive moyenne				138.017
Diamètre primitif				
Saillie			2.24	2.240
Creux				12.6470
Hauteur utile			13.18	13.1803
Hauteur total			14.89	14.8885
Rayon de fraise				
Somme des angles de creux duplex				
Diamètre extérieur	110°76'	111.439	313.30	313.3082
Cône primitif au point d'intersection		- 3.8369		3.0840
Cône de tête au point d'intersection				2.9675
Cône de pied au point intersection		- 10.7263		1.8215
Diamètre ext au point d'intersection	152.4	152.3230	42.08	42.3846
Diamètre- int- au point d'intersection		101.1540		
Angle primitif		16°37'	73°	73°02'
Angle de tête	20°27'	20°34'	73°59'	73°51'
Angle de pied	15°42'	15°48'	69°09'	69°00'
Angle de spiral ext				37°09'
Angle de spirale moyenne	40°06'	40°30'	28°18'	28°19'
Angle de spirale intérieure				19°41'
Sens de spirale				
Jeu				
Facteur de hauteur K	3.9			
Facteur de saillie C1	0.17			
Facteur de conicité	1.26			
Génératrice intérieure				113.035

III-14)- CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons traité le dimensionnement des couples hypoïdes et spiro-coniques suivant la méthode de Gleason en utilisant un programme établi sur les étapes de calcul pour le dimensionnement d'un couple d'engrenage. ce programme nous a donné de bonne résultats en comparaison avec celle des données technologiques fournées par le bureau d'études de la CVI de la SNVI de Rouiba.

Dans le chapitre suivant nous allons le consacrer à la vérification des contraintes à la flexion et les contraintes superficielles qui doivent être inférieur aux valeurs limitées d'endurance du matériau.

CHAPITRE IV

CALCUL DES CONTRAINTES ET DE LA RESISTANCE AU GRIPPAGE

IV.1)- INTRODUCTION :

La capacité de charge d'un engrenage est fonction de sa résistance à la rupture et à la détérioration superficielle des dents. La résistance à la rupture des dents est normalement fonction de la contrainte à la flexion dans la région du pied de la dent. La résistance à la détérioration superficielle est normalement fonction de la contrainte superficielle à la surface de la dent et de la résistance au grippage mesurée par la température critique au point de contact des dentures.

IV-2)- CONTRAINTE A LA FLEXION : [12,13,14]

L'équation de base pour la contrainte à la flexion d'un couple hypoïde ou spiro-conique d'un d'engrenage de transmission en acier est la suivante :

pour la roue

$$S_{TG} = \frac{2 T_G K_o P_D K_S K_M}{K_V F_G D J_G} \quad (1)$$

pour le pignon conjugué

$$S_{TP} = \frac{2 T_p K_o P_d N K_S K_M}{K_V F_p D n J_p} \quad (2)$$

Où :

$$S_{TP} = \frac{2 T_p K_o P_d N K_S K_M}{K_V F_G D n J_p'} \quad (3)$$

Où :

S_{TG} et S_{TP} = sont les contraintes à la flexion calculée au pied de la dent exprimées en livres par pouce carré (ou kg/mm^2). Elles peuvent être également exprimées en prenant en compte de coefficient de conversion qui vaut 0.0007.

Charge	$\left\{ \begin{array}{l} T_P, T_G = \text{couple transmis par le pignon et la roue, kg m (livres pouce).} \\ K_0 = \text{facteur de surcharge} \\ K_V = \text{facteur dynamique.} \end{array} \right.$
Dimensions de la dent	$\left\{ \begin{array}{l} P_d = \text{diamétral pitch au gros bout de la dent.} \\ F = \text{largeur de dimension .} \end{array} \right.$
Distribution des contraintes	$\left\{ \begin{array}{l} K_S = \text{facteur de dimension.} \\ K_m = \text{facteur de distribution de la charge .} \\ J_P, J_G = \text{facteur géométrique .} \\ J'_P = \text{facteur géométrique modifié} \end{array} \right.$

Il est à noter que l'équation ci-dessus est divisée en trois groupes de termes : le premier concerne la charge à transmettre, le deuxième les dimensions de la dent et le troisième la distribution des contraintes.

L'équation de base pour la contrainte de fonctionnement dans un engrenage conique ou hypoïde est la suivante :

$$S_{wt} = \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R} \quad (4)$$

Où :

S_{wt} = contrainte de fonctionnement en livres par pouce carré (Ou kg/mm^2).

S_{at} = contrainte à la flexion admissible en livres par pouce carré (Ou kg/mm^2).

K_L = facteur de durée.

K_T = facteur de température.

K_R = facteur de sécurité.

La contrainte à la flexion calculée doit être égale ou inférieure à la contrainte de fonctionnement.

$$\begin{aligned} S_{Tp} &\leq S_{wt} \\ S_{Tg} &\leq S_{wt} \end{aligned} \quad (5)$$

IV-3)- FORMULES FONDAMENTALES DE PUISSANCES :

L'équation de base pour la détermination de la puissance transmissible par un couple d'engrenages conique et hypoïde est donnée ci-dessus. Cette équation sert à déterminer la capacité d'un couple d'engrenage existant.

$$P' = S_{at} \cdot \frac{n_p d}{126050} \cdot \frac{F}{P_d} \cdot \frac{J}{K_s} \tag{6}$$

La capacité calculée ci-dessus pour un couple d'engrenages coniques fonctionnant à une vitesse déterminée n_p doit être modifiée pour correspondre à l'application. la puissance de fonctionnement résultante est donnée par l'équation suivante :

$$P = \frac{P' K_L K_V}{K_0 K_T K_R K_m} \tag{7}$$

P = puissance réelle de fonctionnement en chevaux qui peut être transmise en sécurité à n_p tr/min du pignon

P' = puissance transmissible à n_p tr/mn donnée par l'équation (6).

K_L = facteur de durée.

K_V = facteur dynamique.

K_0 = facteur de surcharge.

K_T = facteur de température.

K_R = facteur de sécurité.

K_m = facteur de distribution de la charge.

IV-4)- CONTRAINTE SUPERFICIELLE : [13]

L'équation de base pour la pression superficielle sur le pignon ou sur la roue d'un engrenage hypoïde et spiro-conique est la suivante :

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{2T_p C_0}{C_v} \frac{1}{F_G D^2} \left(\frac{N}{n}\right)^2 \frac{C_s C_M C_f}{I} \sqrt{\frac{T_{pc}}{T_p}}} \tag{8}$$

S_c : Pression superficielle calculée au point où elle sera maximum, en livres par pouce carré (kg/mm^2).

C_p : Coefficient d'élasticité des matériaux, en livres par pouce carré (kg/mm^2)

$$\text{Charge} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_p = \text{Couple maximal du pignon en livres pouces (kgm)}. \\ C_0 = \text{Facteur de surcharge} \\ C_V = \text{Facteur dynamique.} \end{array} \right.$$

$$\text{Dimensions de la dent} \quad \left\{ \begin{array}{l} P_d = \text{Diamétral pitch au gros bout de la dent.} \\ F = \text{Largeur de dimension.} \end{array} \right.$$

$$\text{Distribution des contraintes} \quad \left\{ \begin{array}{l} C_S = \text{Facteur de dimension.} \\ C_m = \text{Facteur de distribution de la charge.} \\ J = \text{Facteur géométrique.} \end{array} \right.$$

Il est à noter que l'équation 8 comporte cinq groupes de termes : le premier concerne matériau employé, le deuxième la charge à transmettre, le troisième les dimensions de la dent le quatrième la distribution des contraintes et le cinquième la correction de la charge.

L'équation de base pour la contrainte de fonctionnement dans un engrenage conique ou hypoïde est la suivante :

$$S_{wc} = \frac{S_{ac} C_L}{C_T C_R} \quad (9)$$

Où

- S_w = contrainte de fonctionnement en livres par pouce carré (kg/mm²).
- S_{ac} = contrainte à la flexion admissible en livres par pouce carré (kg/mm²).
- C_L = facteur de durée.
- C_T = facteur de température.
- C_R = facteur de sécurité.

La contrainte superficielle calculée doit être égale ou inférieure à la contrainte de fonctionnement.

$$S_c \leq S_w \quad (10)$$

IV-5)- FORMULE FONDAMENTALE DE PUISSANCE :

La puissance transmissible par un couple conique est donnée par la formule ci-dessous. Cette équation sert à déterminer la capacité d'un couple conique existant.

$$P' = \left(\frac{S_{ac} d}{C_p} \right)^2 \frac{n_p F}{126050} \frac{I C_H^2}{C_s C_f} \quad (11)$$

La capacité calculée par cette équation pour un couple conique fonctionnant à une vitesse déterminée (n_p) doit être modifiée pour correspondre à l'application.

La puissance de fonctionnement résultante est donnée par la formule suivante :

$$P_{ac} = \frac{P' C_v}{C_o C_m} \left(\frac{C_L}{C_T C_R} \right)^2 \quad (12)$$

Où :

P_{ac} = puissance admissible en ch pouvant être transmise en sécurité à n_p tr/mn du pignon.

P' = puissance calculée à n_p tr/mn donnée par l'équation (4).

C_v = facteur dynamique.

C_o = facteur de surcharge.

C_m = Facteur de distribution de la charge.

C_L = facteur de durée.

C_T = facteur de température.

C_R = facteur de sécurité.

IV-6)- EXPLICATIONS DÉTAILLÉES DES FORMULES DE CONTRAINTES A LA FLEXION ET PRESSION SUPERFICIELLE DANS LES DENTURES HYPOIDES SPIRO-CONIQUES :

IV-6-1)- Contrainte à la flexion calculée S_{TP} , S_{TG}

C'est la contrainte à la traction calculée au rayon de raccordement de la dent (en livres par pouces carrés) sous les conditions définies par les valeurs du couple, de la vitesse et des caractéristiques de fonctionnement.

La formule (1) est utilisée par la roue et la formule (2) est utilisée pour le pignon. En général, on utilise la formule (2) dans la majorité des applications en présence de la feuille de dimension GLEASON.

Si on ne possède pas la feuille de dimension GLEASON, on utilise la formule (3).

IV-6-2)- la contrainte superficielle calculée $-S_C$

C'est la contrainte superficielle à la compression en livre par pouce carré (ou kg/mm^2) dans la région de la portée où cette contrainte sera maximale sous les conditions définies par les valeurs du couple de la vitesse et des caractéristiques de fonctionnement.

IV-6-3)- Coefficient d'élasticité - C_P :

Le coefficient d'élasticité pour les engrenages hypoides et coniques avec des portées de dentures localisées au centre du flanc de la denture est donné par l'équation suivante :

$$C_P = \sqrt{\frac{3}{2\pi} \cdot \frac{1}{\frac{1-\mu_P^2}{E_P} + \frac{1-\mu_G^2}{E_G}}} \quad (13)$$

Avec :

μ_P, μ_G = Coefficient de poisson pour les matériaux du pignon et de la roue respectivement prendre une valeur de 0.3 pour les métaux ferreux.

E_P, E_G = Modules de Young pour les matériaux du pignon et de la roue respectivement en livres par pouce carré tableau 4-1

Tableau 4-1: Coefficient d'élasticité C_P

Matériaux de la roue		
	Acier	Fonte
E	30.0×10^6	19.0×10^6
Cp	2800	2450
	2450	2250

IV-6-4)- COUPLES TRANSMIS T_P, T_G :

Le couple transmis est calculé directement en livres pouce (kg.m) à partir de la puissance à transmettre par la formule suivante :

$$T_P = \frac{63025.P}{n_P} \quad (14)$$

$$T_G = \frac{63025.P}{n_G} \quad (15)$$

Avec :

T_P, T_G = Couple transmis par le pignon et par la roue, respectivement, en livres pouce (kg.m).

P = Puissance à transmettre en chevaux.

n_P, n_G = vitesse de rotation du pignon et de la roue, en tours par minute.

Les valeurs des couples à utiliser dans les équations (10) et (11) dépendent des conditions particulières d'utilisation. Si l'on veut calculer les contraintes maximales, il faudra utiliser les valeurs maximales des couples appliqués.

V-6-5)- COUPLE MAXIMAL SUR LE PIGNON T_{pc} :

C'est la valeur de couple maximal transmis, en livres pouce (kg.m). Elle peut être calculée à partir de l'équation (10), en utilisant la puissance P et la vitesse de rotation du pignon n_p pour des conditions particulières considérées

IV-6-6)- FACTEURS DE SURCHARGE K_o, C_o :

Le facteur de surcharge tient compte des irrégularités de fonctionnement des deux membres. Pour le déterminer, il faut considérer le fait que de nombreux couples au démarrage, développent des surcharges momentanées qui sont de beaucoup supérieures à celles déterminées par le couple calculé. Si ces couples de surcharge sont connus, il faudra utiliser leur valeur dans les formules. S'ils ne sont pas connus utiliser les valeurs de tableau (V-2) comme références.

Tableau V-2 : Facteurs de surcharge K_o, C_o

Type de commande	Caractéristiques de la charge à transmettre		
	Uniforme	Avec chocs importants	Avec chocs moyens
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Chocs légers	1.25	1.50	2.00
Chocs moyens	1.20	1.75	2.25

Ce tableau est valable pour un couple réducteur de vitesse ; pour un couple donnant une augmentation de vitesse, ajouter $0.01(N_G/N_P)^2$ aux facteurs ci-dessus.

N_p = Nombre de dents du pignon.

N_G = Nombre de dents de la roue.

IV 6-7)- Facteur dynamique K_v, C_v :

Le facteur dynamique tient compte de l'effet des erreurs sur le profil, le pas de denture et le faux-rond. Pour les engrenages coniques ayant une portée de denture convenable ainsi qu'un pas de denture précis et une bonne concentricité, la valeur de facteur dynamique est égal à 1 (fig-1, courbe 1, Annexe2).

Pour les Couples hypoïdes et coniques de classes inférieures ou pour les gros couples, ces valeurs du facteur dynamiques sont données par la fig-2 courbe 2 de l'annexe2.

A noter que l'annexe 2 présente également les courbes pour les engrenages coniques droits de précision inférieure à 11, ou pour les gros couples coniques droits taillés sur les machines de type raboteuses.

IV-6-8)- Diamètre pitch (modul) :

C'est la valeur du diamètre pitch apparent au gros bout de la roue

IV-6-9)- largeur de denture F_p F_G :

Les largeurs de dentures pignon et roue sont données en pouces (mm). En général, la largeur du pignon sera supérieure à celle de la roue dans un couple hypoïde. Si la largeur de denture du pignon n'est pas connue, on utilise les formules basées sur la largeur de denture de la roue F_G .

IV-6-10)- Diamètre primitif de la roue -D :

C'est la valeur de diamètre primitif de la roue hypoïde au gros bout. Les corrections ont été effectuées sur le facteur géométrique pour tenir compte de l'application de la charge au point moyen de la denture.

IV-6-11)- Facteur de dimension - K_s , C_s :

L'effet des dimensions de la dent influe sur la limite de contraintes à la flexion et la contrainte superficielle.

Le facteur de dimension pour la contrainte à la flexion est donné par la formule suivante :

$$K_S = \frac{1}{P_d^{0.25}} \quad \text{pour } P_d < 16$$

$$K_S = 0 \quad \text{pour } P_d > 16$$

IV-6-12)- facteur de distribution de charge - K_M, C_m :

Les performances d'un couple hypoïde sont liées principalement à la position relative des deux membres dans les conditions de fonctionnement, ce facteur de distribution de charge à été introduit dans les formules précédentes, en fonction des paramètres suivants :

- la rigidité totale de l'engrènement
- la charge tangentielle totale
- l'erreur de pas de base.
- la largeur de denture.
- la réduction d'erreur par rodage de fonctionnement.
- les dimensions de l'engrenage.

Ce facteur est basé sur l'amplitude du déplacement relatif du pignon et de la roue, lorsque ces déplacements sont connus ou lorsqu'il est possible de les évaluer, le facteur de distribution de la charge peut être obtenu par la figure (V-2) ci-dessous :

Le déplacement vertical est la variation de la distance entre les axes de la roue et du pignon sur la perpendiculaire commune. Le déplacement axial se rapporte au mouvement du pignon ou de la roue suivant son axe.

Pour obtenir le déplacement suivant la génératrice, il faut multiplier le déplacement axial par le cosinus de l'angle primitif.

Lorsque les déplacements réels ne sont pas connus, ou ne peuvent évaluer une valeur peut être obtenue dans le tableau 4-3. Lorsque le montage a été étudié avec soin pour obtenir le maximum de rigidité, prendre le petit facteur du tableau. Si la rigidité est contestable, on prendra le plus grand facteur.

Bien que le tableau donne les plus petits facteurs pour le montage entre deux paliers, le montage en porte à faux est souvent meilleur. De toute façon, quel que soit le type de montage, les dimensions et le type des roulements ainsi que leurs supports doivent donner une rigidité et une durée suffisantes.

Tableau 4-3

<i>Facteurs de distribution de la charge - Km</i>			
Application	Deux membres entre deux paliers	Un membre entre deux paliers	Deux membres en porte-à-faux
Mécanique générale	1,00 à 1,10	1,10 à 1,25	1,25 à 1,40
Automobile	1,00 à 1,10	1,10 à 1,25	-----
Aviation	1,00 à 1,25	1,10 à 1,4	1,25 à 1,5

IV-6-13)- facteur d'état de surface - C_f :

Le facteur d'état de surface dépend de la qualité la pièce obtenue par le taillage, rodage rectification, etc... Il dépend aussi du traitement superficiel. Le facteur d'état de surface C_f est égal à l'unité à condition que les engrenages aient été exécutés avec grand soin.

IV-6-14)- Facteurs géométriques pour la contrainte à la flexion- $j_p, j_{p'}, j_G$:

Dans ces facteurs sont incorporées le facteur de forme de la dent, la position de la charge, la distribution de la charge, la largeur de denture effective, le facteur correctif de la contrainte et le facteur d'inertie.

Les graphiques données à l'annexe 2 donnent les facteurs géométriques pour les applications les plus courantes, nous présentons deux types de facteurs pour couple hypoide et conique spirale.

a)- Couple spiro-conique.

Pour les couples coniques spiraux générés avec 20° d'angle de pression et 35° d'angle de spirale (figure V-3a annexe 2). Ce graphe donne les valeurs pour les couples coniques spiraux générés (Portée localisée) avec les conditions précédentes avec l'angle des arbres 90° et un rayon de pointe de la fraise de $0.12/P_d$. Lorsque l'étude a été faite d'après le «système Gleason pour couples coniques spiraux» pourvu que la largeur de denture ne soit pas supérieure à 0.3 fois la génératrice ou $10/P_d$ et ne soit pas inférieure au quart de la géométrie.

Les valeurs données par ce graphe sont basées sur les proportions d'épaisseur de denture qui donner une contrainte égale sur la roue et sur le pignon conjugué. Cela donnera la durée optimale lorsque la contrainte est en dessous de la limite d'endurance.

Pour les couples coniques spiraux d'automobiles avec 20° d'angle de pression, angle de spirale 35° et angle des arbres 90° avec les mêmes conditions précédentes la figV-3b annexe2 donne les valeurs du facteur géométrique J_p .

Les valeurs données par ce graphe sont basées sur les proportions d'épaisseur de denture qui donner une durée approximativement égale sur les deux membres avec équilibre raisonnable entre les plats des dents.

Il y a d'autres graphes pour d'autres proportions de dentures sous des conditions différentes donnant les valeurs du facteur géométrique.

b)- Couples hypoïdes.

Les facteurs géométriques de base sont donnés par la formule suivante :

$$j_p = j_p \cdot \frac{F_p}{F_G}$$

j_p : Est le facteur géométrique modifié pour le pignon hypoïde.

La série des graphes (figure (V-4) Annexe 2) permet de donner les facteurs géométriques pour la contrainte à la flexion dans les cas habituels d'engrenages hypoïdes. La série de courbes supérieures de chaque graphique donne le facteur géométrique pour la roue J_G , les courbes inférieures donnent le facteur géométrique pour le pignon J_p .

Tous ces graphes sont basés sur les conditions suivantes :

- Largeur de denture de la roue $F_d = 0.155D$
- Angle de spirale moyenne de pignon.
- Rayon de pointe de l'outil roue. $r_{TG} = \frac{0.24}{P_d}$
- Rayon de pointe de l'outil pignon $r_{Tp} = \frac{0.12}{P_d}$
- Diamètre de la fraise roue $D_c = 0.85 D$.

- Conicité de denture (ligne de pied incliné au point moyen).
- Angle de pression moyen ϕ_0 19° ou 22°30'.
- Rapport de décalage vertical du pignon $\frac{E}{D}$ 0.10 - 0.15 ou 0.20.

Les graphes donnent des valeurs en fonction de l'angle de pression et l'entraxe E.

Courbe	Angle de pression ϕ_0	Décalage pignon E/D
4A	19°	0.10
4B	19°	0.15
4C	19°	0.20
4D	22°30'	0.10
4E	22°30'	0.15
4F	22°30'	0.20

IV-6-16)- Facteur géométrique pour la contrainte superficielle- I

Dans ce facteur sont incorporés les rayons de courbure relative des surfaces de dent en contact, la position de la charge, la distribution de la charge entre les dents, ainsi que la largeur de denture effective. Les graphes dans les figures (IV-5a, ab) annexe 2 donnent les valeurs du facteur géométrique pour les applications les plus courantes.

On distingue les valeurs qui correspondent aux couples coniques et d'autres pour les couples hypoïdes.

a)- Pour les couples spiro-coniques :

Les valeurs des facteurs géométriques pour les couples coniques spirales d'automobiles avec angle de pression 20°, angle de spirale 35° et l'angle des axes de 90°, à condition que la largeur de denture ne soit pas supérieure à 3/10 de la génératrice ou 10/P_d et inférieurs au quart de la génératrice, ses valeurs sont donnée à la figure V-5a annexe 2.

Il y a d'autres facteurs géométriques qui correspondent à des conditions différentes.

b)- Pour les couples hypoïdes :

La série des graphes est donnée en annexe 2 figure V-6b Tous ces graphes sont basés sur les mêmes critères indiqués pour le facteur géométrique J pour la contrainte à la flexion.

Ces graphes sont les suivants :

N° de figure	Angle de pression ϕ_0	Décalage pignon E/D
6A	19°	0.1
6B	19°	0.15
6C	19°	0.20
6D	22°30'	0.10
6E	22°30'	0.15
6F	22°30'	0.22

IV-6-17)- contrainte à la flexion admissible – S_{at} , S_{ac} :

La contrainte à la flexion et la contrainte superficielle sont basées sur les propriétés mécaniques des matériaux de pignon et de la roue et du traitement thermique superficiel de ces organes, leurs valeurs nominales sont données sur le tableau (IV-4). Ces valeurs ont été calculés avec un coefficient de sécurité entre 2.5 et 5

Les engrenages cimentés et trempés doivent avoir une dureté à cœur variant entre et 26 à 37 RC et une profondeur effective de cémentation suivant la figure (V-7) annexe 2 pour avoir une meilleure résistance.

Les méthodes de trempé à la flamme ou par induction ont donné des résultats excellents dans les conditions de réalisation optimales.

Les aciers nitrurés ont habituellement des résistances semblables aux aciers de trempé de même dureté que leur dureté à cœur. Dans les engrenages de petit modules, lorsque l'épaisseur de la couche de la nitrurée est à peu près identique à l'épaisseur de la couche cémentée, la résistance des aciers nitrurés approche à celle des aciers cimentés et trempés.

Tableau (4-4) : Contrainte a la flexion admissible

Matériau	Traitement thermique	Dureté superficielle		Contraintes limites			
		Brinell	Rockwellc	Flexion-S _{at}		Pression superficielle S _{ac}	
				Livres par pouce carré	Kg/mm ²	Livres par pouce carré	Kg/mm ²
Acier	Cément trempé		60 mini	30.000	21.0	250.000	175
Acier	Cément trempé		55 mini	27.500	19.2	200.000	140
Acier	Trempé à la flamme ou par induction		50 mini	13.500	9.5	190.000	133
Acier	Trempé et revenu	440mini		25.000	17.5	190.000	133
Acier	Trempé et revenu	300mini		19.000	13.3	135.000	95
Acier	Trempé et revenu	180mini		13.500	9.5	95.000	66
Acier	Nitruration	A cœur 300 mini	60 mini	22.000	15.4	160.000	112

V-6-18)- Facteur de durée - K_L C_L :

La contrainte à la flexion et la contrainte superficielle sont des phénomènes de fatigue du matériau. Les principaux facteurs d'influence sont :

- Le matériau et le traitement thermique.
- Le nombre de cycles de mise en charge des dents.

Le facteur de durée pour la contrainte à la flexion et à la pression superficielle est obtenue pour le graphe figure V-8 annexe 2 respectivement.

Pour une roue qui possède plusieurs membres conjugués, la durée en cycle doit être égale au nombre de tours multipliés par le nombre de conjugués.

Dans le cas ou la charge n'est pas constante, il faut calculer la durée au couple maximal donné par les formules suivantes :

$$L_{Cpt} = 60L_H \left[K_1 np_1 + K_2 np_2 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{5.68} + K_3 np_3 \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{5.68} + \dots + K_n np_n \left(\frac{T_n}{T_1} \right)^{5.68} \right] \quad (16)$$

la contrainte superficielle :

avec :

L_{cpt}, L_{CpC} = durée en cycle pignon équivalente au couple maximal, pour la contrainte à la flexion et la pression superficielle respectivement.

L_H = durée désirée en heures.

K_1, K_2, \dots, K_n = proportion du temps de fonctionnement au couples T_1, T_2, \dots, T_n respectivement.

Np_1, np_2, \dots, np_n = vitesse du pignon tours par minutes correspondant au couples T_1, T_2, \dots, T_n respectivement.

T_1, T_2, \dots, T_n = couple appliqués T_1 étant le couple maximal et T_n le couple minimale, ce dernier peut être différent pour la contrainte à la flexion et la pression superficielle.

Le nombre de cycle équivalent pour la roue peut être obtenu par la formule suivante :

$$L_{CG} = L_{Cp} \frac{N_p}{N_G} \quad (17)$$

Lorsque la contrainte S_t et S_c sont connues, les facteurs de durée sont donnés par les formules suivantes :

$$C_L = \frac{S_C}{S_{ac}} \quad , \quad K_L = \frac{S_t}{S_{at}}$$

IV-6-19)- Facteur de rapport de dureté - C_U :

Ce facteur dépend du rapport du couple et la dureté relative du pignon et de la roue. Pour les rapports supérieurs à 8/1 dont la roue et le pignon ont une dureté différente, il pourra être nécessaire de l'évaluer, sinon ce facteur égal à l'unité.

IV-6-20)- facteur de température - K_T, C_T :

Sous des conditions normales d'utilisation, ce facteur égal à 1 dans le cas d'acier cémenté et trempé et de température d'huile variant entre 71°C et 149°C, la formule ci-dessus à été acceptée comme base de correction :

$$K_T = C_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

T_F = température maximale de fonctionnement de l'huile en degrés Fahrenheit.

IV-6-21)- facteur de sécurité - $K_R C_R$:

Le facteur de sécurité est introduit dans les équations pour avoir la possibilité d'effectuer une étude avec le maximum de sécurité ou, dans certain cas, pour un risque calculé.

Les valeurs du facteur de sécurité sont données au tableau ci-dessous :

Nécessite de l'application	Flexion - K_R	C. superficielle - C_R
Sécurité maximale	2.0	1.25 et plus
Moins de 1% de défaillance.	1.0	1.0
Moins de 33% de défaillance	0.8	0.8

IV-7)- RESISTANCE AU GRIPPAGE DES ENGRENAGES DE PONT DE MOTEUR :

La résistance au grippage d'un engrenage conique ou hypoïde est déterminée par le calcul de l'indice de grippage (température critique au point de contact).

L'équation de base pour l'indice de grippage des engrenages coniques ou hypoides en acier est la suivante :

$$T_f = T_i + \Delta T_x \tag{18}$$

Ou

T_f = indice de grippage calculé (température critique au point de contacte) en °C (ou °F)

T_i = température de l'engrenage en °C(ou °F). C'est la température en surface de l'engrenage juste avant la portée réelle. Pour les engrenages lubrifiés par barbotage, la température de l'engrenage sera généralement légèrement supérieure à la température de réservoir d'huile.

$$\Delta T_x = K_x X \sqrt{\frac{T_p L_o L_m}{L_v}} \left(\frac{20 K_x}{50 K_x - s} \right)^{n_p 0.3125} \sqrt[3]{\frac{T_{PS}}{T_{PA}}} \tag{19}$$

Élévation de température maximale calculée au point critique de contacte en °C (ou °F).

Où K_x = facteur de conversion d'unité.

Couple T	K_x
Livres pouces	1.0
Mkg	16.769

X = facteur de grippage.

T_p = couple maximal pour lequel la portée de denture a été développée, Kg.m (ou livres-pouces).

L_o = facteur de surcharge. Pour les engrenages de pont moteur de véhicule de tourisme, prendre une valeur de 1.0.

L_m = facteur de distribution de la charge, prendre une valeur de 1.0 pour les pignons montés entre deux paliers ; prendre une valeur de 1.1 pour les pignon en porte-à-faux .

L_v = facteur dynamique. Pour les engrenages de pont moteur de véhicule de tourisme, prendre une valeur de 1.0.

K_x = facteur de conversion d'unité.

Etat de surface s	K _x
Micro inches	1.0
Microns	0.0254

S = état de surface, en microns (ou micro inches)

n_p = vitesse pignon, en tr/mn, correspondant au couple pignon de fonctionnement T_{ps}. voir(Fig IV-8 annexe2).

s = état de surface, en microns (ou micro inches)

T_{ps} = couple pignon de fonctionnement, en mkg (ou livres pouces).

T_{PA}= couple pignon choisi utilisé dans le programme pour obtenir la valeur de x, mkg (ou en livres pouces). Est défini par la formule suivante :

$$T_{PA} = \frac{30\,000}{K_Q Q_P} \quad \text{ou} \quad \left(\frac{250\,000}{K_Z Z_P} \right)^2$$

Ou :

K_Q= facteur de conversion d'unités.

	K _Q
Livres pouces	1.0
m.kg	0.0610

Q_P= facteur de résistance à la flexion pour satellite.

K_Z= facteur de conversion d'unités

	K _Z
Livres pouces	1.0
m.kg	0.00655

Z_P = facteur de résistance superficielle du pignon

On choisi la valeur la plus faible.

NOTA :

La formule (12) de l'indice de grippage (T_r) pour les engrenages coniques et hypoides suppose que la portée de denture couvre la totalité de profil utile sans concentration de charge en aucun point lorsque les engrenages sont dans leur montage final sous pleine charge (couple maximal). Le terme sous racine cubique dans la formule est un correcteur pour des charges de fonctionnement inférieures à la pleine charge.

Il ne nous a pas été possible de calculer sa valeur en raison de manque des données techniques relatives aux paramètres X et T_i .

IV-8)- INDICE DE GRIPPAGE ADMISSIBLE- T_a :

L'indice de grippage maximal admissible n'a pas encore été clairement établi. Il est fonction des propriétés des matériaux utilisés pour les engrenages et du lubrifiant. Les recherches effectuées montrent qu'il varie avec le matériau, le traitement thermique le traitement superficiel, le type de lubrifiant, la température de la masse du lubrifiant, la méthode d'application du lubrifiant et la méthode de refroidissement du circuit. Du fait que relativement peu d'applications aux véhicules de tourisme ont posé de sérieux problèmes de grippage, une évaluation convenable des matériaux et du lubrifiant, pour ces couples n'a pas encore été faite à ce jour.

Les formules de l'indice de grippage ci-dessus, donnent un moyen de mesurer la résistance relative d'un engrenage au grippage. Chaque utilisateur devra déterminer son propre indice de grippage admissible en fonction de sa combinaison particulière de matériau et de lubrifiant. Le meilleur moyen de le faire est de calculer l'indice de grippage pour les applications satisfaisantes et celles ayant donné des problèmes de grippage afin de déterminer la limite au-dessus de laquelle le grippage a de fortes chances de se produire.

Malgré les essais de qualification intensifs qui ont été faits sur les lubrifiants, la méthode usuelle ne comprend pas un essai spécifique pour le grippage. La plupart des essais d'usure des lubrifiants sont basés sur l'usure due à un glissement pur, alors que la plupart des engrenages présentent un glissement et un roulement combinés. Cette combinaison favorise généralement les conditions de lubrification. La formule ci-dessus pour l'indice de grippage tient compte des effets à la fois du roulement et du glissement entre les dents des engrenages.

IV-9)- APPLICATION : [18]

Donnée de calcul

a)- les données de base :

- puissance maximale de moteur 96 ch.
- Couple 16.4 kg.m
- vitesse maximale du moteur 3000 tr/min.
- Poids total en charge de véhicule 2970 kg
- Rayon de roulement des pneumatiques 0.307 mm
- Rapport désiré de pignon 3.57

b)- données de fonctionnement :

- Température maximale de l'huile de la lubrification 200°
- durée de vie minimale de la couronne de mandée 10.000 h

c) calcul :

pour déterminer le diamètre préliminaire de la roue de transmission, le couple performance est calculé avec l'équation I-(3-1).

$$T_{PFG} = \frac{W_c r_k}{90} (G_H + G_p + G_R)$$

$G_H = 8$ facteur de pente de la roue.

$K_H = 0.195$ facteur de conversion

$$\frac{K_N \cdot W_c}{T_E} = \frac{0.195 \times 2970}{16.4} = 54.5 > 16 \Rightarrow G_p = 0$$

$G_R = 1.6$ (tableau III-2)

$$T_{PFG} = \frac{2970 \times 0.301}{90} (8 + 1.6 + 0) = 96 \text{ kg.m}$$

A partir des graphes (Annexe I) les diamètres préliminaires des roue de transmission pour les pignon en porte à faux seront.

	Diamètre	Contrainte	Basé sur l'entraxe
Fig (1a)	190 mm	Flexion	15 %
Fig (1b)	187 mm	Superficielle	15 %
Fig (3a)	203 mm	Flexion	/
Fig (3b)	223 mm	Superficielle	/

Pour la roue hypoïde ou la roue spiro-conique, le plus grand diamètre sera utilisé dans les calculs suivants :

Le couple spiro-conique, le diamètre $D = 223$ mm.

Le couple hypoïde le diamètre $D = 190$ mm.

A partir des tableaux (III-3 et III-4) le nombre de dents préférentiels, pour le rapport 3.57 on obtient un couple 12 / 43.

• Paramètre de base :

- couple spiro-conique

$$D = 223$$

$$n = 12$$

$$N = 43$$

$$\text{Diamètre pitch } P_d = 25.4 \cdot N/D = 4.8977 \quad \Rightarrow M = 25.4/P_d = 5.1864 \text{ mm}$$

$$F = \frac{10}{P_d} = 2.0417$$

Largeur de denture

$$F = \frac{3}{10} A_0 = 1.3671$$

La valeur la plus faible qui sera utilisé dans les calcul $F = 1.3671$ pouce.

Dimensions du couple sont donnée au tableau suivant.

Couple hypoïdes :

$$D = 190 \text{ mm}$$

$$n = 12$$

$$N = 43$$

$$E = 0.15 \times D = 28$$

$$\text{Diamètre de pifch} = P_d = \frac{25.4 \times M}{D} = 5.748$$

$$\text{Angle de spirale du pignon } \psi_{Po} = 25 + 5 \sqrt{\frac{M}{n}} + 90 \frac{E}{D}$$

$$\psi_{Po} \approx 47^\circ \quad (\text{équation (3-5)})$$

$$\text{Le diamètre de la fraise } r_c = 63.5 \quad (\text{tableau III-6})$$

$$\text{Angle de pression } \phi_o = 19^\circ$$

Les calculs des dimensions du couple sont donnés dans le tableau suivant :

TABLEAU III- 8 : DIMENSIONS D'UN COUPLE SPIRO-CONIQUE

1-Nombre de dents du pignon	$n = 12$	5-Hauteur utile	$h_k = 0.3471$
2-Nombre de dents de la roue	$N = 43$	6-Hauteur totale	$h_t = .3857$
3-Diamétral pitch	$P_d = 4.8477$	7-Angle de pression	$\phi = 20^\circ$
4-Largeur de denture	$F = 1.3671$	8-Angle des arbres	$\Sigma = 35^\circ$
	PIGNON	ROUE	
9-Diamètre primitif	$d = 2.4501$	$D = 8.7796$	
10- Angle primitif	$15^\circ 36'$	$\Gamma = 74^\circ 24'$	
11-Génératrice extérieure	$A_o = 4.5576$		
12- Pas circulaire	$P = 0.6414$		
13-Saillie	$a_{op} = 0.2470$	$A_{OG} = 0.1001$	
14-Creux	$B_{op} = 0.1387$	$b_{OG} = 0.2855$	
15-Vide	$C = 0.0385$		
16-Angle de creux	$\delta_p = 14^\circ 5'$	$\delta_G = 3^\circ 35'$	
17-Angle de face	$\gamma_o = 19^\circ 11'$	$\Gamma_o = 76^\circ 09'$	
18-Angle de pied	$\gamma_R = 13^\circ 51'$	$\Gamma_R = 70^\circ 79'$	
19-Diamètre extérieur	$d_o = 2.9259$	$D_o = 8.8335$	
20-Sommet à cône extérieur	$x_o = 4.3234$	$X_o = 1.1286$	
21-Epaisseur circulaire	$t = 0.4048$	$T = 0.2367$	
22-Jeu			
23-Angle de spiral			
24-Sens de spiral	Gauche	Droite	
25-Membre menant	Pignon		
26-Direction de rotation	à droite		
27-Rapport de conduite	1.7786		
28-Rapport de recouvrement	1.7557		
29-Rapport résultant	2.4991		

• Evaluation des contraintes :

- Couple spiro-conique :

$K_V = 1$ (Fig 1 courbe 1 annexe 1)

$C_V = 1$

$C_p = 1$

$C_p = 2800$

$C_f = 1$

$C_H = 1$

$J = 0.228$

$I = 0.121$

$K_S = (P_d)^{-0.25}$

$C_S = 1$

$K_C = 1$

$C_L = 1$

$K_t = 1.0645$

Ko	1	1.25	1.5	1.75	2
S_{tp}	1.3766×10^4	1.7207×10^4	2.0649×10^4	2.409×10^4	2.7532×10^4
S_{wt}	2.8182×10^4	2.8182×10^4	2.8182×10^4	2.8182×10^4	2.8182×10^4
S_c	1.5878×10^5	1.7752×10^5	1.9944×10^5	2.1005×10^5	2.2455×10^5
S_w	2.3485×10^5	2.3485×10^5	2.3485×10^5	2.3485×10^5	2.3485×10^5
P'	165.62	165.62	165.62	165.62	165.62
P	155.58	124.4708	103	88.9077	77.79

en unite livres par pouces carré

- Couple hypoides :

$C_v=1$
 $K_v=1$
 $K_s = (pd)^{-0.25}$
 $C_s=1$
 $K_m=1$
 $C_m=1$
 $JG=0.24$
 $J'_p=0.3$
 $I=0.2105$
 $K_l=1$
 $C_l=1$
 $C_h=1$
 $K_t=1.0645$

Ko	1	1.25	1.5	1.75	2
Stp	2.0265×10^4	2.531×10^4	3.0397×10^4	3.5464×10^4	4.0530×10^4
Swt	2.8182×10^4	2.8182×10^4	2.8182×10^4	2.8182×10^4	2.8182×10^4
Sc	5.0158×10^4	5.6079×10^4	6.1431×10^4	6.6353×10^4	7.093×10^4
Swc	2.3485×10^5	2.3485×10^5	2.3485×10^5	2.3485×10^5	2.3485×10^5
P'	157.464	157.464	157.464	157.464	157.464
P	147.9254	118.3004	98.6170	84.5288	73.9627

en unité livres par pouce carré

Dimensions hypoides

	Pignon	Roue
Nombre	4.4189	
Module	32.5	29
Largeur de denture	28	
Entraxe	19°	
Angle de pression	- 1° 73'	
Angle de pression limite	90°	
Angle des arbres	1.11	
Rapport de conduite	1.9	
Rapport de recouvrement	2.341	
Rapport résultant		
Génératrice primitive extérieure		103.6795
Génératrice primitive moyenne		88.5839
Diamètre primitif		190
Saillie		1.2921
Creux		7.7321
Hauteur utile		7.5998
Hauteur total		8.6242
Rayon de fraise		
Somme des angles de creux duplex	4°13'	
Diamètre extérieur	83.8235	101.0418
Cône primitif au point d'intersection		6.212
Cône de tête au point d'intersection	- 4.2807	6.2088
Cône de pied au point intersection	- 9.5021	5.0881
Diamètre ext au point d'intersection	90.9690	33.8463
Diamètre- int- au point d'intersection	60.9110	
Angle primitif		
Angle de tête	21.39	67°15'
Angle de pied		63°02'
Angle de spiral ext		38°13'
Angle de spirale moyenne		28°11'
Angle de spirale intérieure		18°39'
Sens de spirale		
Jeu	0.15	0.2
Facteur de hauteur K	3.9	
Facteur de saillie C1	0.17	
Facteur de conicité	1.3	

IV-10)- COMMENTAIRE :

On constate que le diamètre de la roue du couple spiro-conique est plus grande que le diamètre du couple hypoïdes. Pour ce la, les engrenages spiro-coniques permettent l'emploi d'un boîtier de différentiel plus grand que les engrenages hypoïdes.

Par contre la résistance du couple spiro-conique peut s'avères avantageuse par apport au couple hypoïde. Nous remarquons que les engrenages spiro-coniques supportent des charges élevées. Et ils sont concentrés sur le pied de la dent.

Ainsi, nous remarquons que pour des valeurs de puissance imposés supérieurs aux valeurs de fonctionnement le système ne marche plus, par contre pour des valeurs moins le système fonctionne bien.

CONCLUSION

Dans ce travail nous avons abordé le calcul dimensionnel et de résistance des engrenages spiro-coniques et hypoïdes qui présentent une géométrie relativement complexe, et par conséquent, font appel à une procédure de calcul particulière et onéreuse.

L'utilisation minutieuse des abaques et l'application précise des formules relatives à ces types d'engrenages nous ont donné des résultats satisfaisants.

En effet, nos résultats de calcul sur les couples hypoïdes sont en parfaite concordance avec ceux fournis par les fiches techniques de Gleason [5] et le bureau d'études du CVI de la SNVI de Rouiba.

Quant aux couples spiro-coniques nous n'avons pas eu la possibilité de faire la comparaison comme dans le cas des couples hypoïdes, par manque de données technologiques de comparaison, mais la procédure de calcul est tout à fait identique à celle présentée par la référence [10] qui traite le système de proportion Gleason pour ce type d'engrenages.

L'étude est complétée par un calcul de résistance à la pression superficielle et les contraintes superficielles. Les calculs sont conduits en utilisant les abaques correspondants et les formules empiriques proposées par Gleason.

Dans ce travail nous n'avons abordé qu'une petite partie de conception de ces types d'engrenages nous souhaitons qu'il sera poursuivi par d'autres études portant par exemple sur :

- les corrections des réglages machines.
- La géométrie des outils pour obtenir des surfaces de denture assurant un fonctionnement silencieux.
- La géométrie des surfaces de denture.
- La simulation du fonctionnement.
- L'élaboration d'un logiciel de calcul sur ordinateur plus précis et plus détaillé

ANNEXES

Graphique pour le choix préliminaire du diamètre primitif roue (Hypoïde) basé sur les conditions suivantes :

- Largeur de denture roue égale à environ 30% de la génératrice.
- Entre axe du pignon égal à environ 15% du diamètre roue .
- Angle de spirale du pignon choisi suivant l'équation (3.5).
- Rayon de pression moyen 19°.
- Rayon de fraise choisi suivant l'équation (3.8).
- Conicité à inclinaison de la ligne de pied.
- Contrainte à la flexion maximale de 21 Kg/mm²

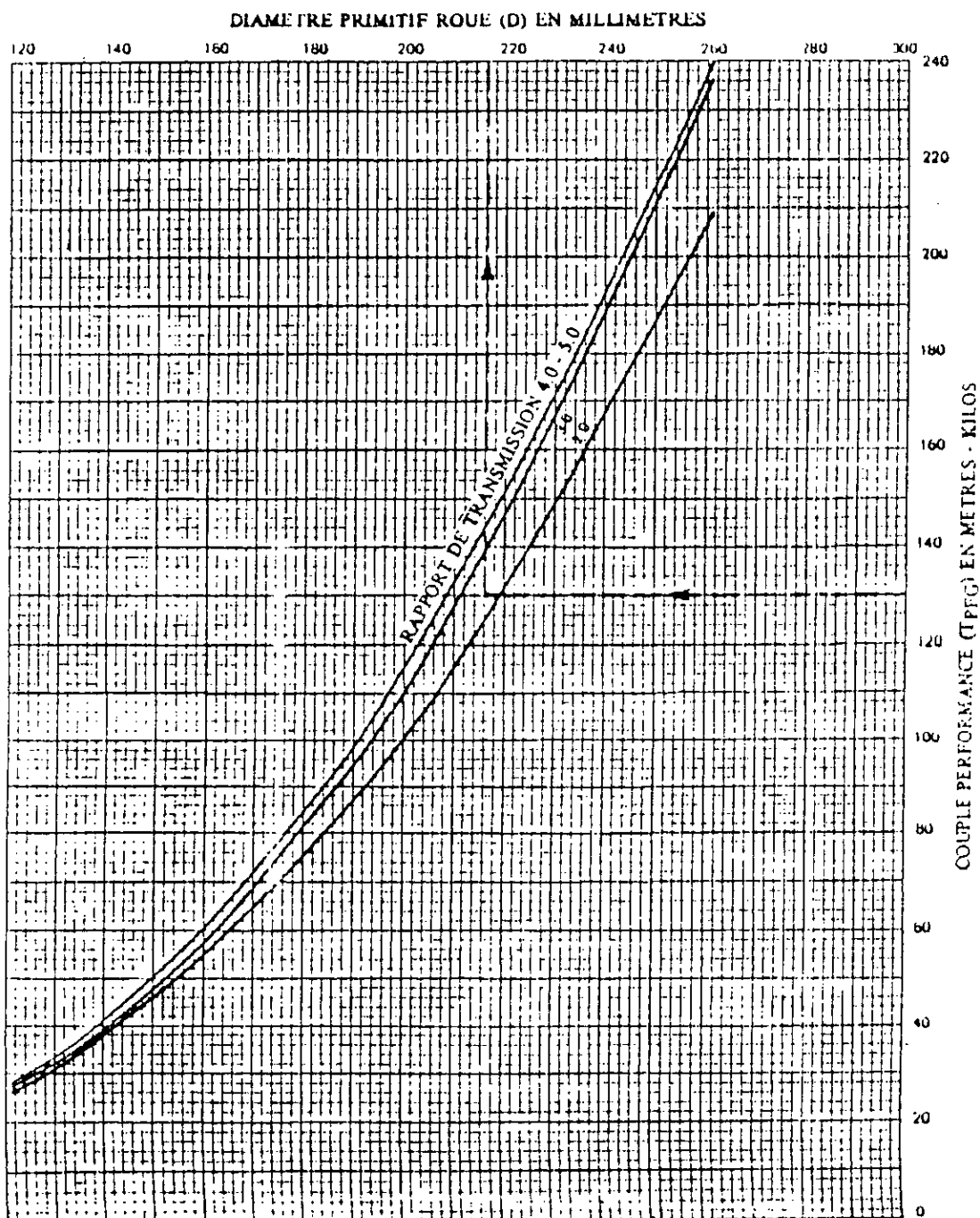


Fig.1a : Détermination du diamètre de la roue en fonction du couple de performance.

Graphique pour le choix préliminaire du diamètre primitif roue (Hypoïde) basé sur les conditions suivantes :

- Largeur de denture roue égale à environ 30% de la génératrice.
- Entre axe du pignon égal à environ 15% du diamètre roue .
- Angle de spirale du pignon choisi suivant l'équation (3.5).
- Rayon de pression moyen 19° .
- Rayon de fraise choisi suivant l'équation (3.8).
- Conicité à inclinaison de la ligne de pied.
- Contrainte Superficielle maxi de 176 Kg/mm^2

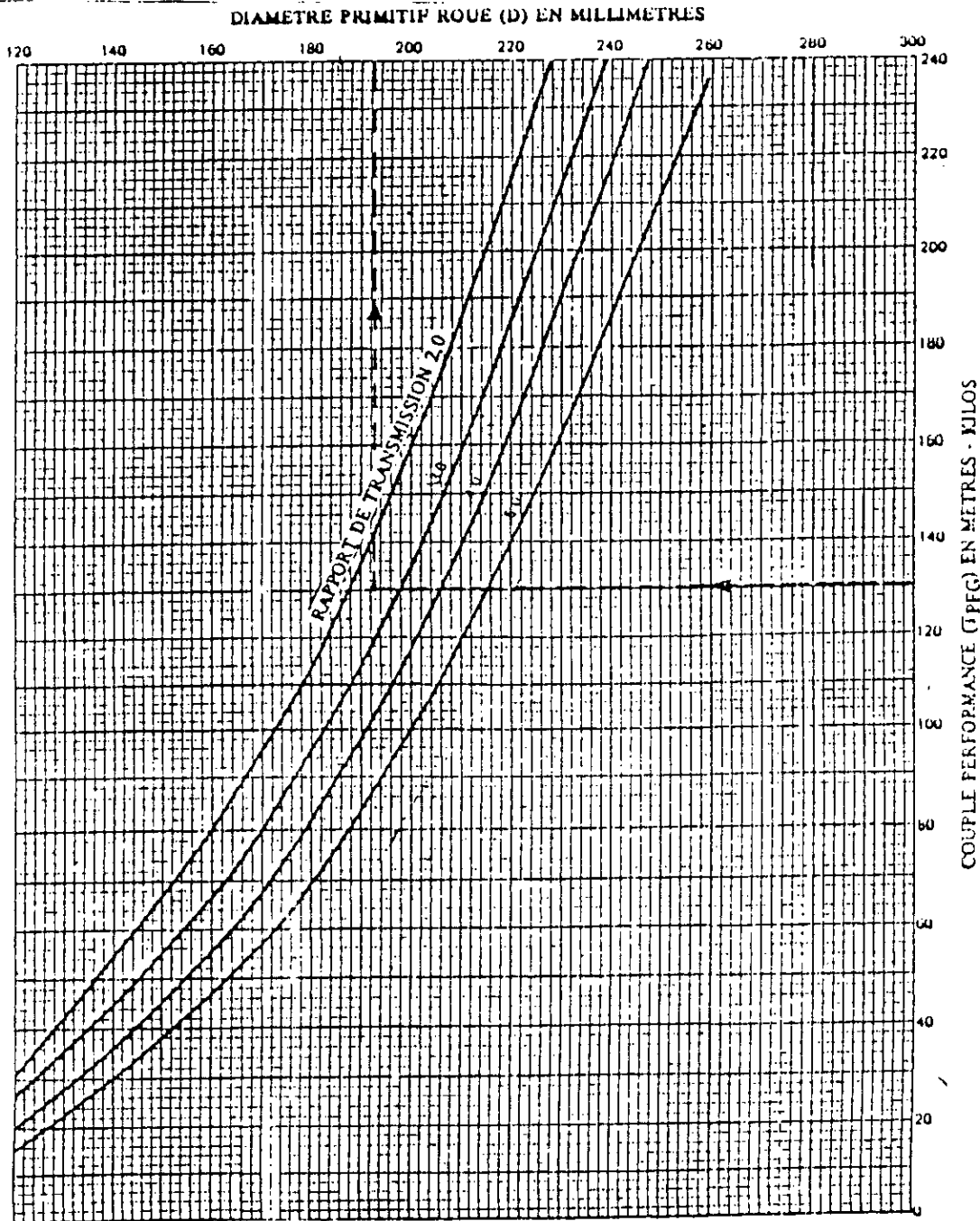


Fig.1b : Détermination du diamètre de la roue en fonction du couple de performance.

Graphique pour le choix préliminaire du diamètre primitif roue (Hypoïde) basé sur les conditions suivantes :

- Largeur de denture roue égale à environ 30% de la génératrice.
- Entre axe du pignon égal à environ 22% du diamètre roue .
- Angle de spirale du pignon choisi suivant l'équation (3.5).
- Rayon de pression moyen 19° .
- Rayon de fraise choisi suivant l'équation (3.8).
- Conicité à inclinaison de la ligne de pied.
- Contrainte à la flexion maximale de 21 Kg/mm^2

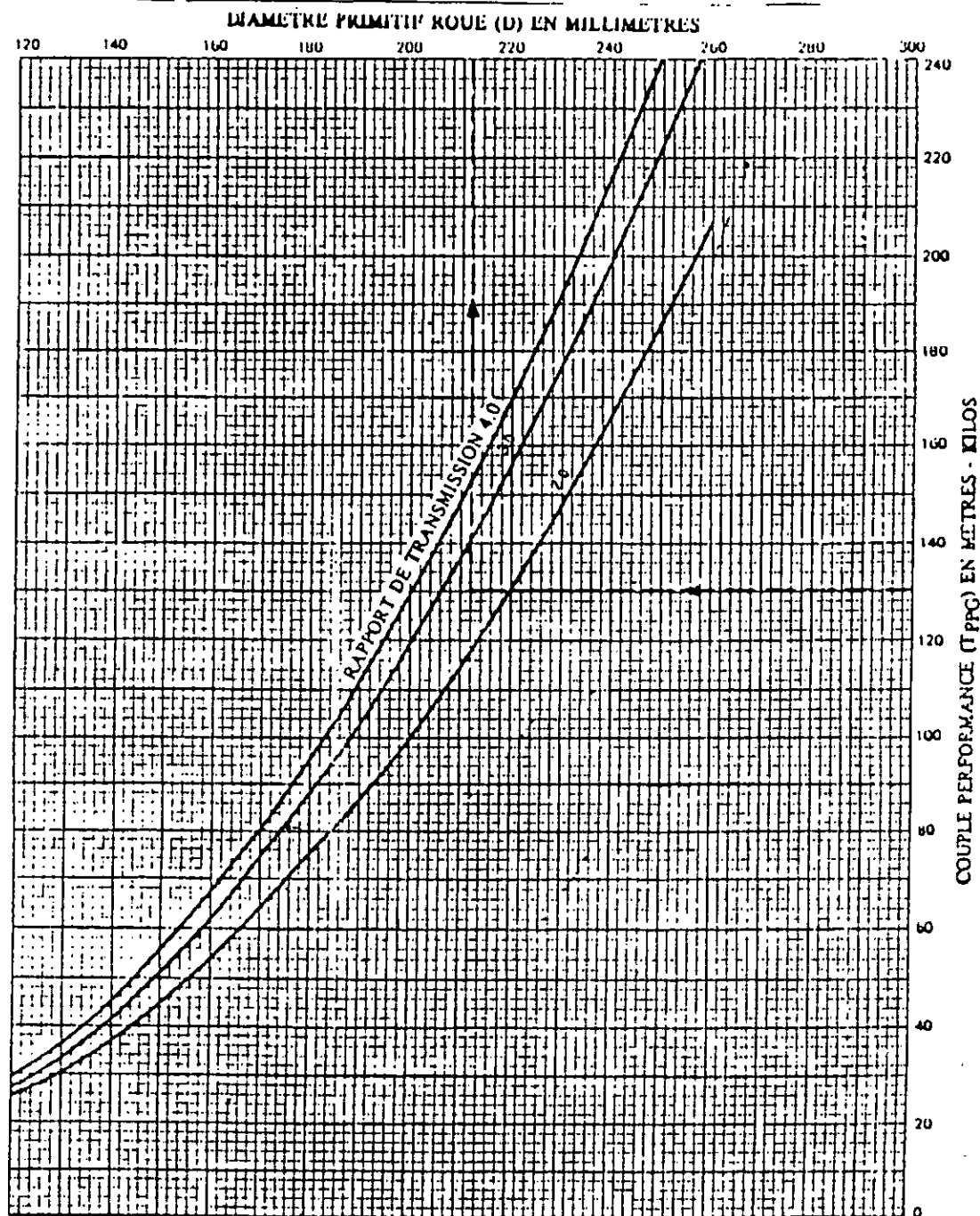


Fig.2a : Détermination du diamètre de la roue en fonction du couple de performance.

Graphique pour le choix préliminaire du diamètre primitif roue (Hypocycle) basé sur les conditions suivantes :

- Largeur de denture roue égale à environ 30% de la génératrice.
- Entre axe du pignon égal à environ 22% du diamètre roue .
- Angle de spirale du pignon choisi suivant l'équation (3.5).
- Rayon de pression moyen 19°.
- Rayon de fraise choisi suivant l'équation (3.8).
- Conicité à inclinaison de la ligne de pied.
- Contrainte superficielle maximale de 176 Kg/mm²

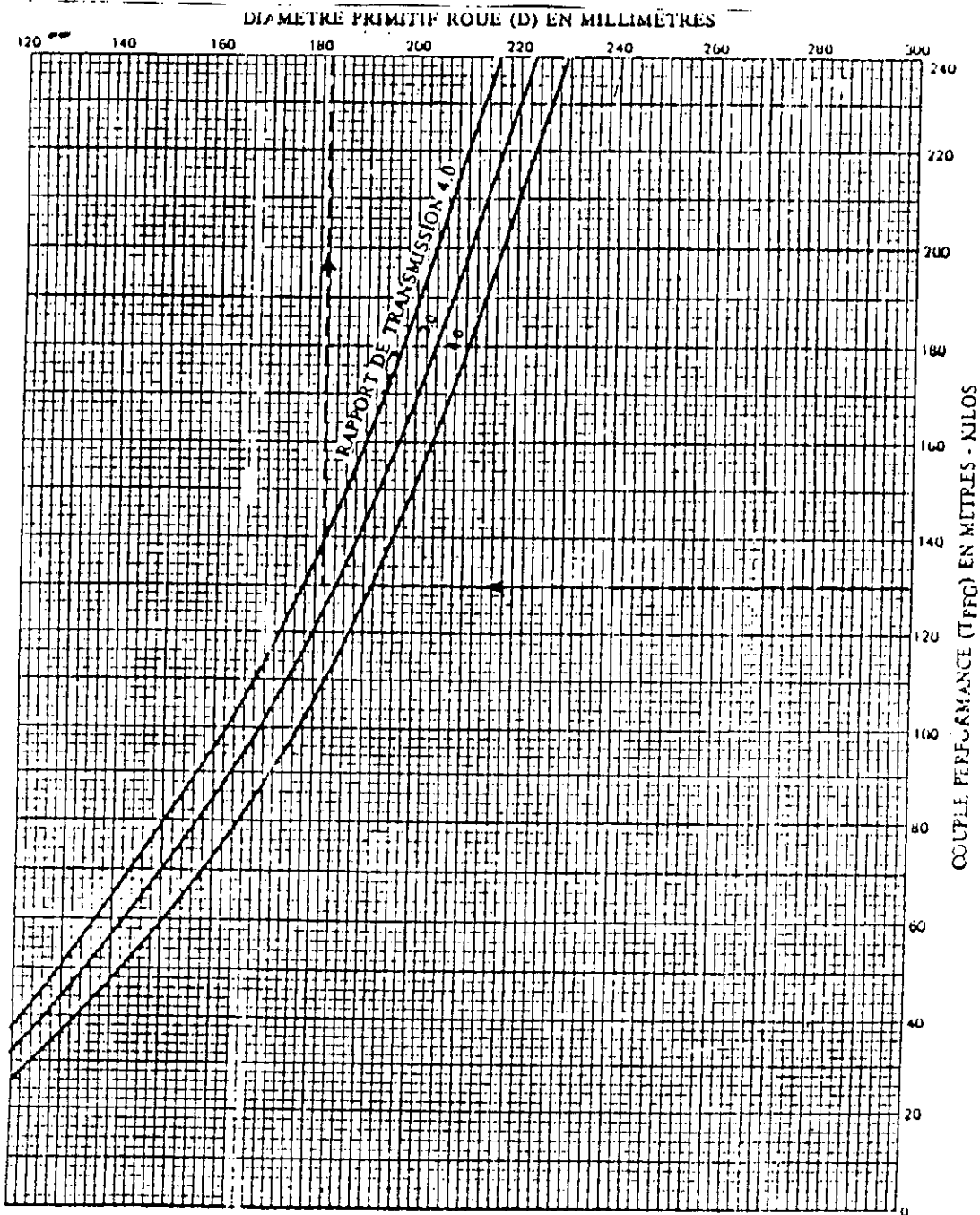


Fig.2b : Détermination du diamètre de la roue en fonction du couple de performance.

Graphique pour le choix préliminaire du diamètre primitif roue Spiro-Conique basé sur les conditions suivantes :

- Largeur de denture roue égale à environ 30% de la génératrice.
- Angle de spirale 35°
- Rayon de pression moyen 20°.
- Rayon de fraise choisi suivant l'équation (3.8).
- Conicité à inclinaison de la ligne de pied.
- Contrainte à la flexion maximale de 21 Kg/mm²

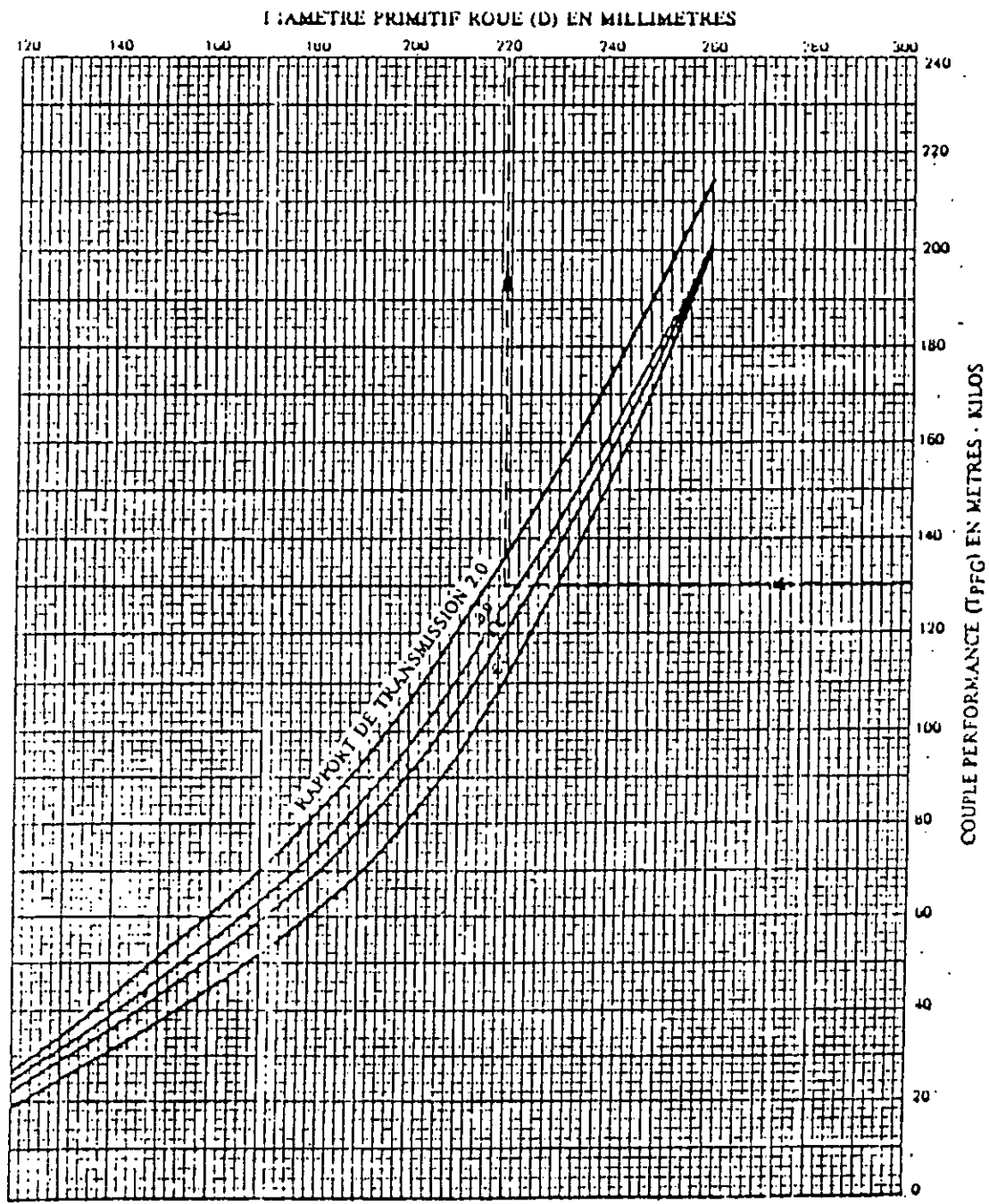


Fig.3a : Détermination du diamètre de la roue en fonction du couple de performance.

Graphique pour le choix préliminaire du diamètre primitif roues *Spiral-Conique* basé sur les conditions suivantes :

- Largeur de denture roue égale à environ 30% de la génératrice.
- Angle de spirale 35° .
- Rayon de pression moyen 20° .
- Rayon de fraise choisi suivant l'équation (3.8).
- Conicité à inclinaison de la ligne de pied.
- Contrainte *Superficielle* maximale de 176 Kg/mm^2

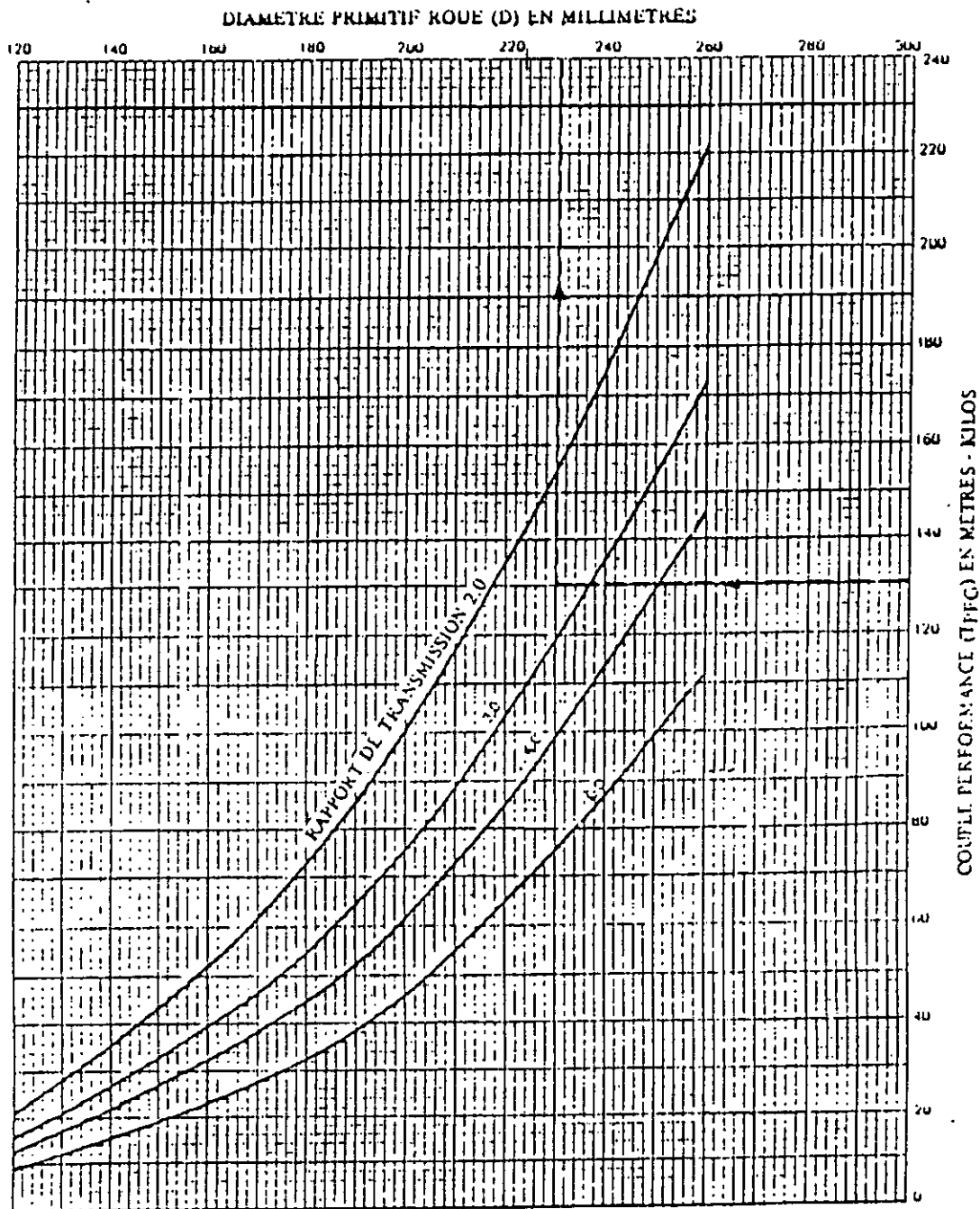


Fig.3b : Détermination du diamètre de la roue en fonction du couple de performance.

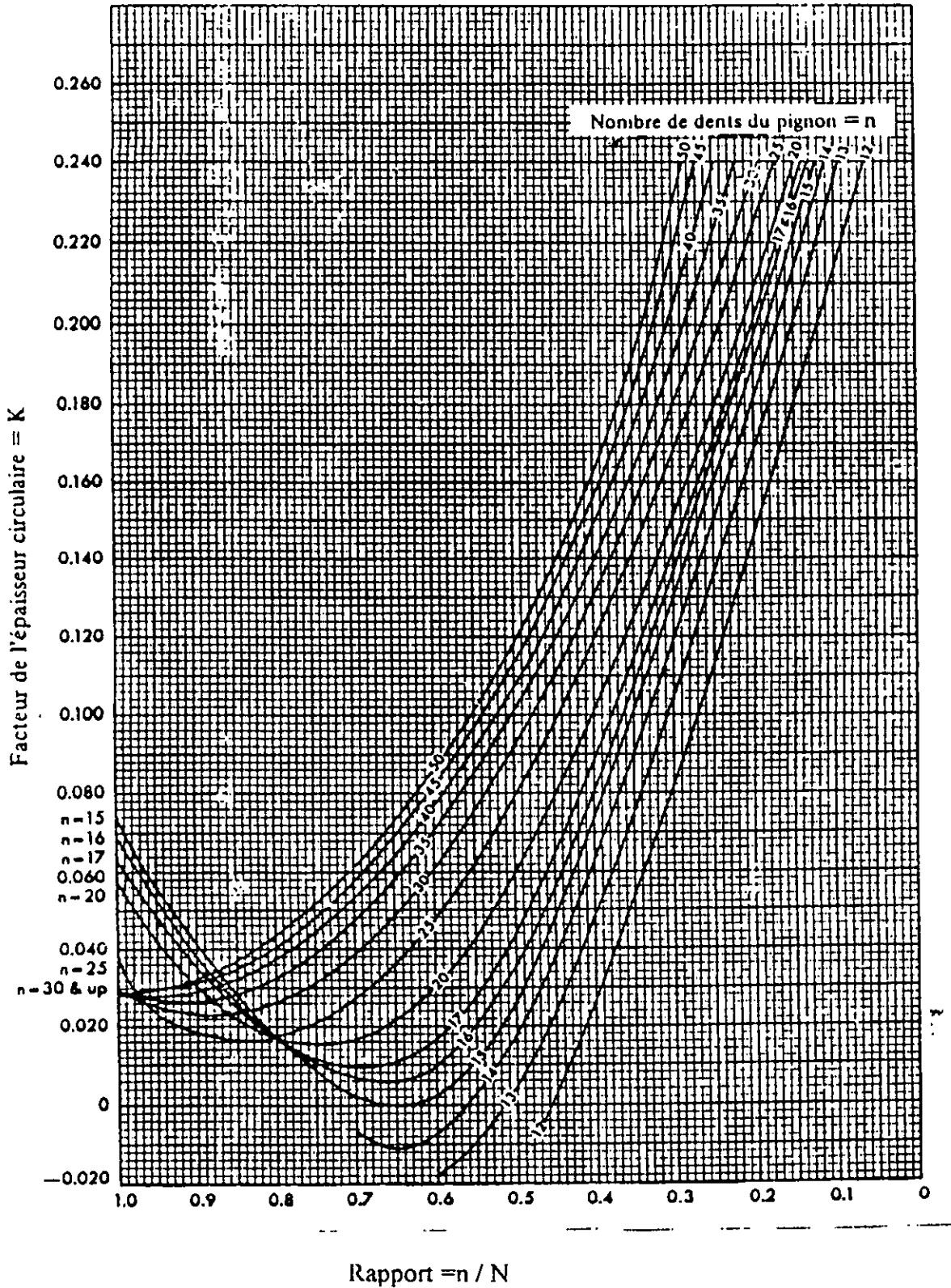


Fig.4 : Facteurs pour la détermination de l'épaisseur circulaire des dentures spiro-coniques. Angle de pression 20° - Angle de spirale 35° - Pignon à gauche tournant à droite ou pignon à droite tournant à gauche.

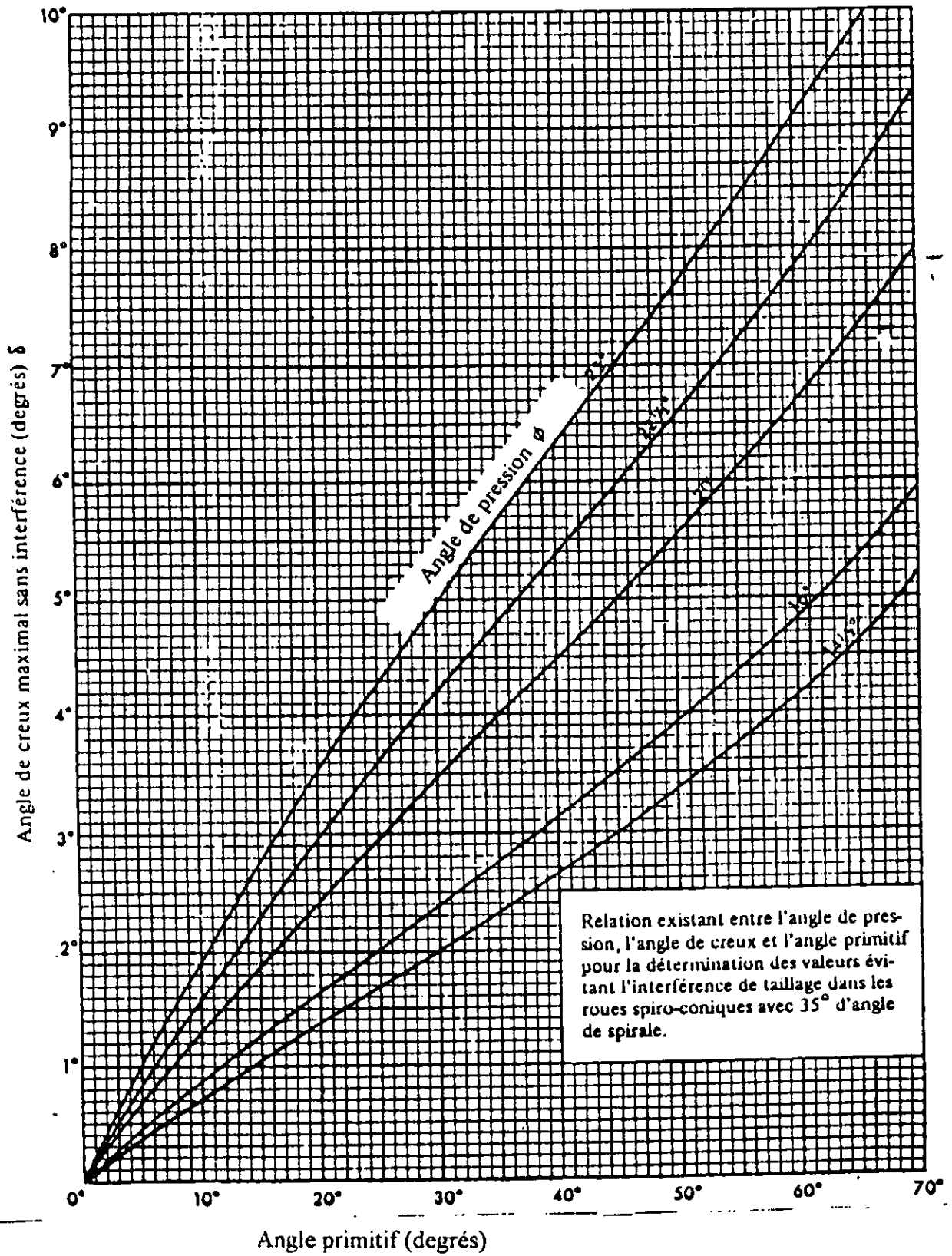


Fig.5 : Tableau indiquant l'angle de creux et l'angle primitif pour l'interférence de taillage commence à se produire dans la génération des couples spiro-coniques à denture générée – Angle de spirale 35°-Utilisation d'utilisation d'outils à rayon nul.

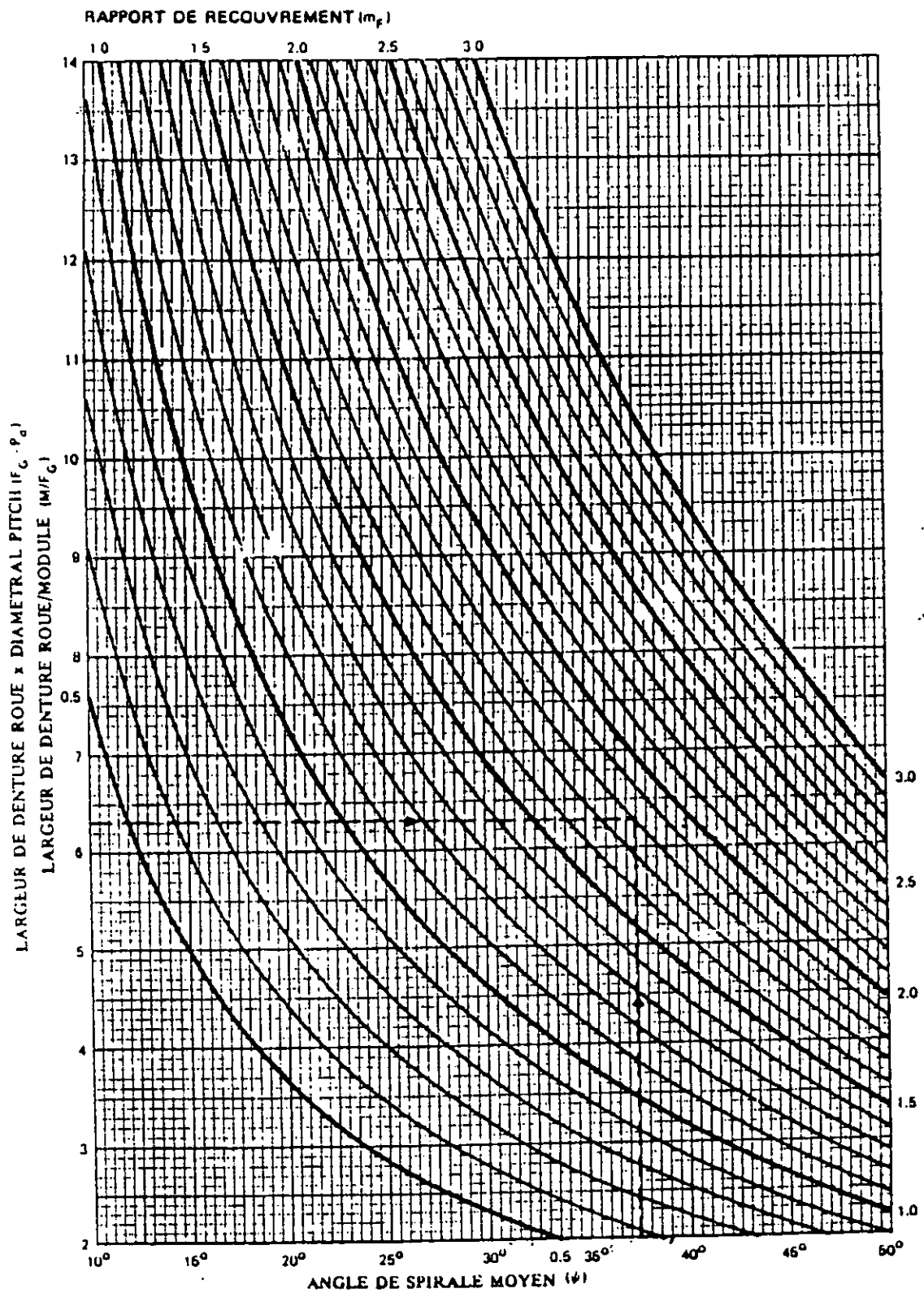


Figure 6 : Rapport de recouvrement basé sur F_G/A_{OG}

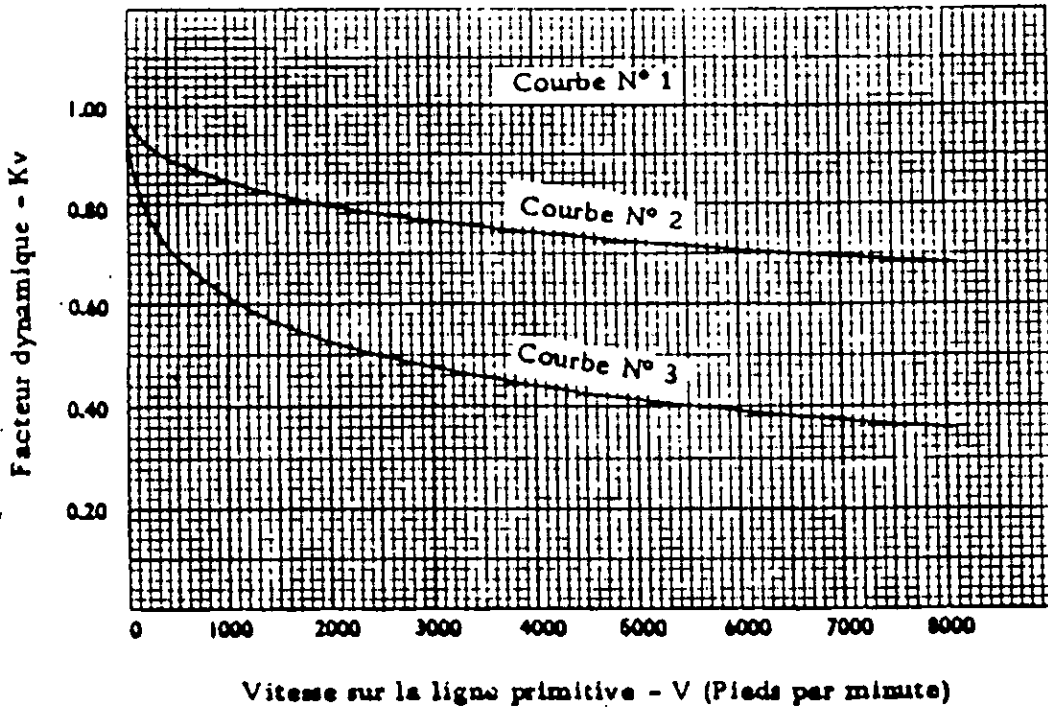


Fig 1 : Facteur dynamique - K_v

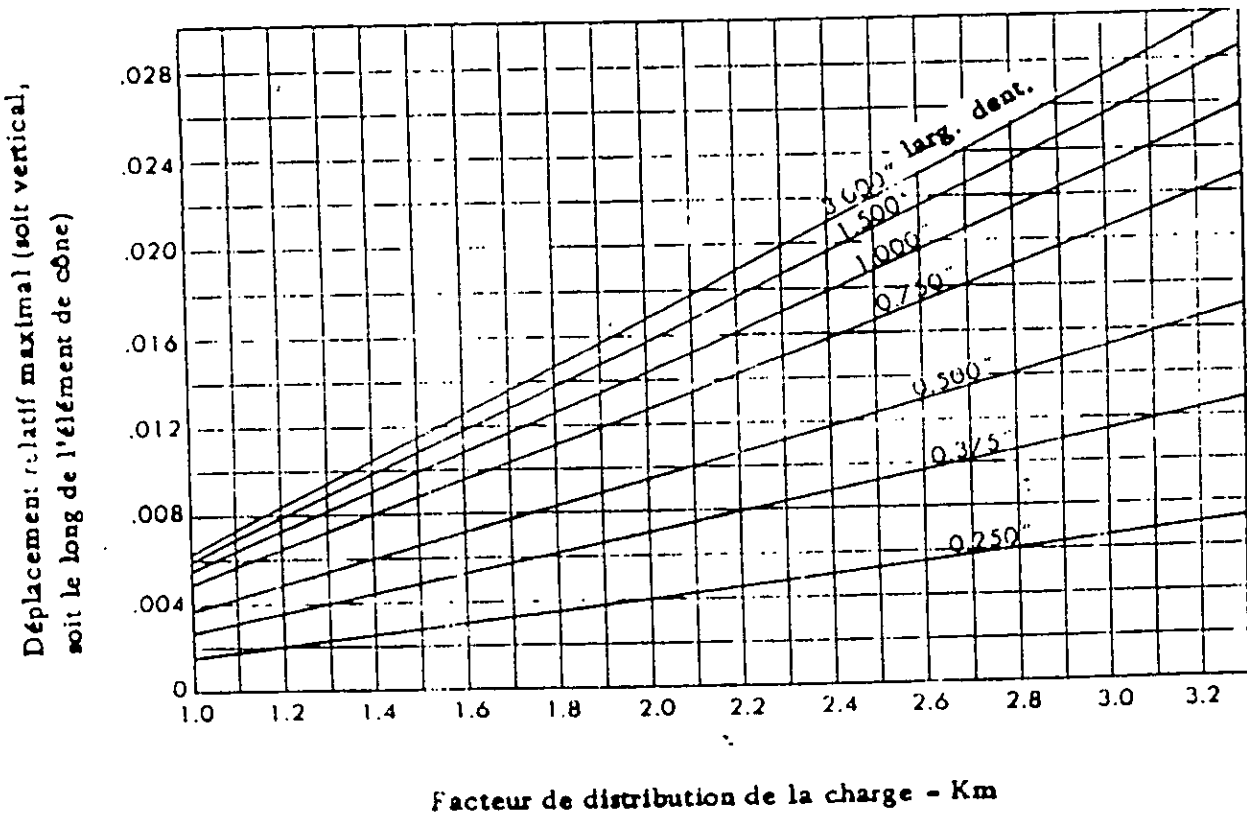


Figure 2 : Facteur de distribution de la charge pour engrenages coniques

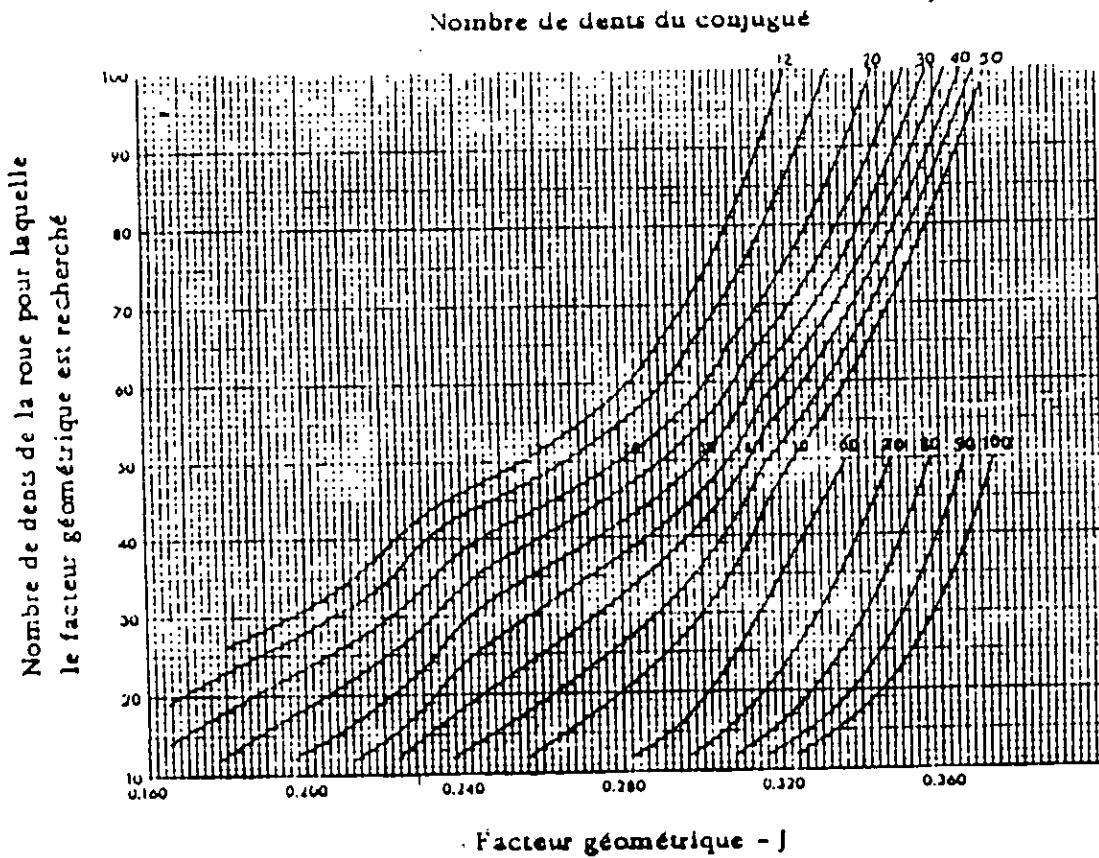


Figure (3-a) : Facteur géométrique pour couples coniques spiraux générés avec 20° l'angle de pression, 35° d'angle de spirale et 90° d'angle des arbres.

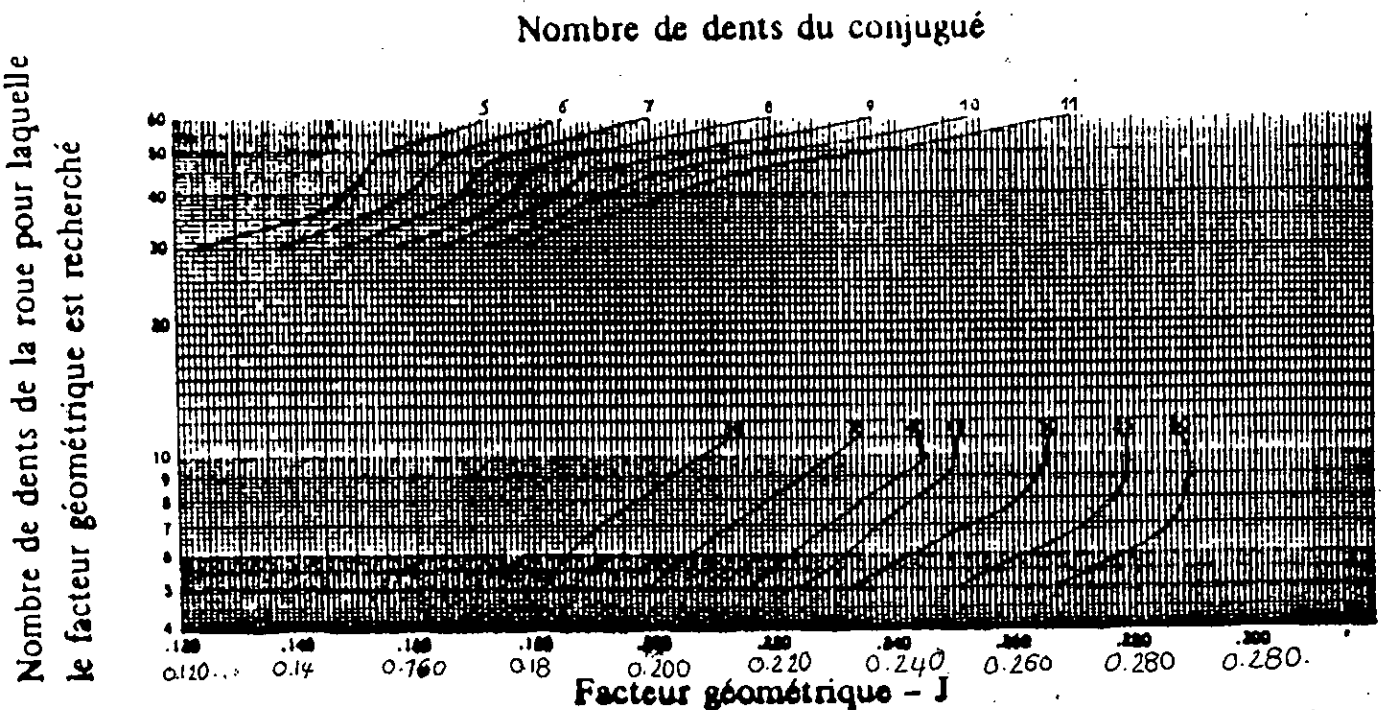


Figure (3-b): Facteur géométrique pour couples coniques spiraux générés avec 20° d'angle de pression, 35° d'angle de spirale et 90° d'angle des arbres.

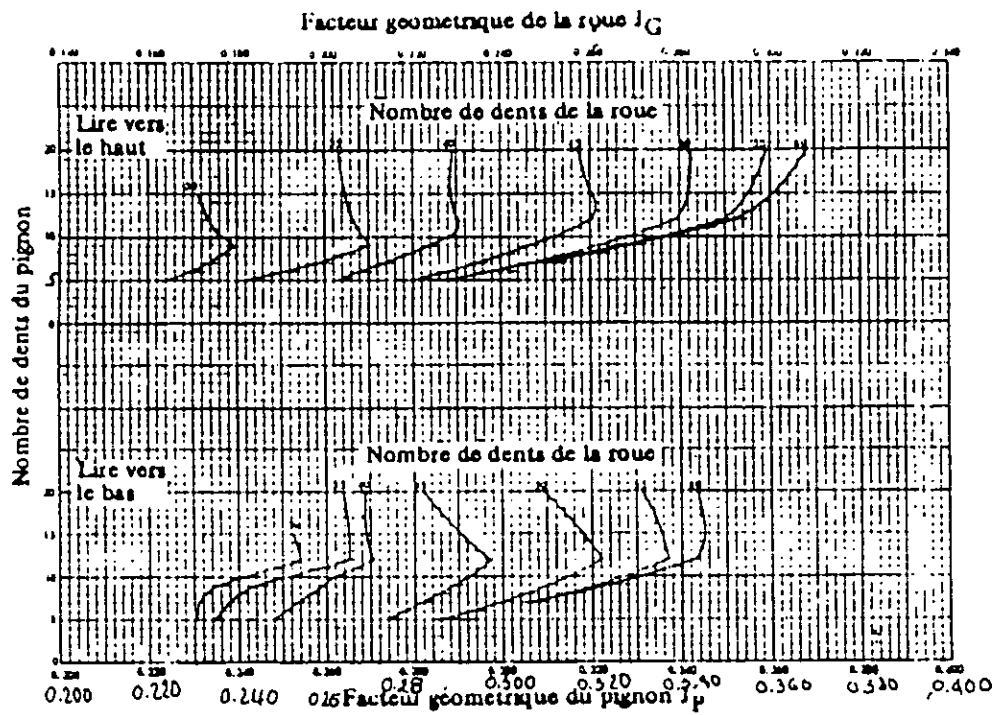


Figure (4-a) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec un angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0.10$

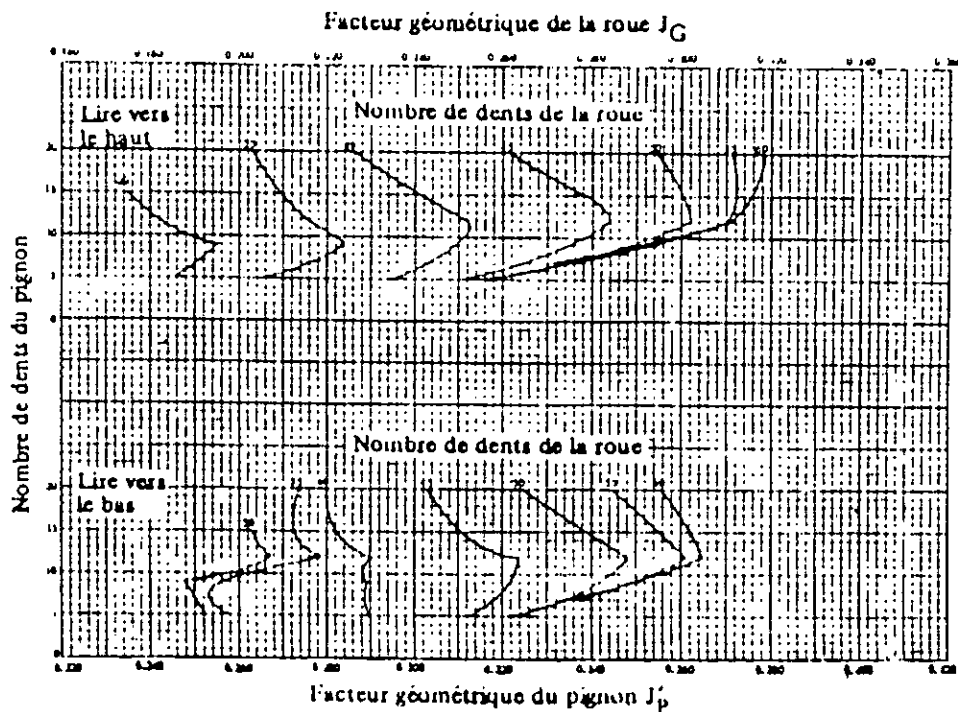


Figure (4-b) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0.15$.

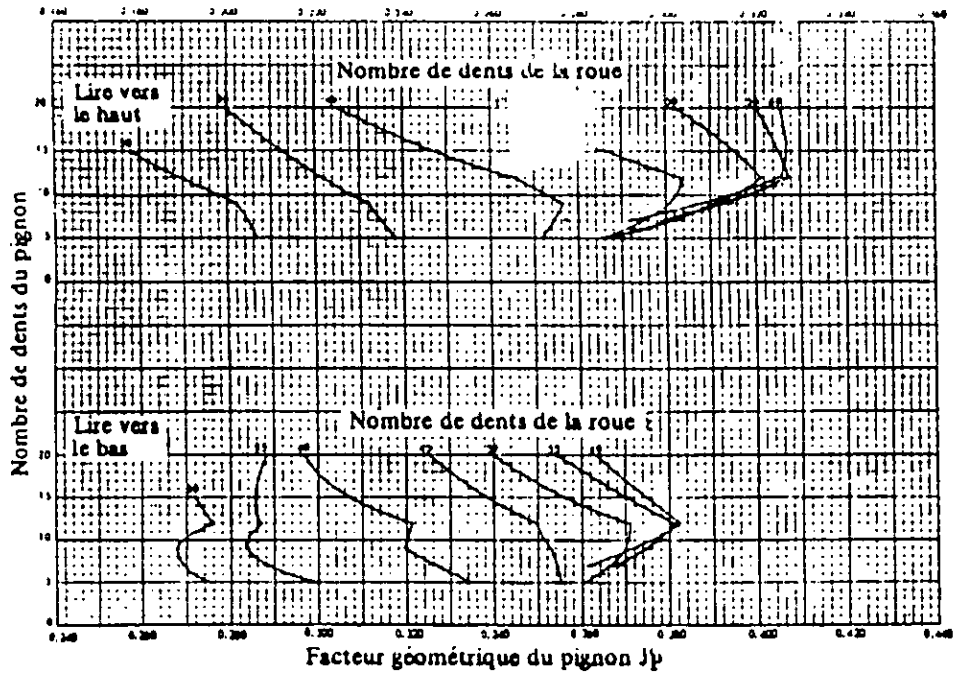


Figure (4-c) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0.20$

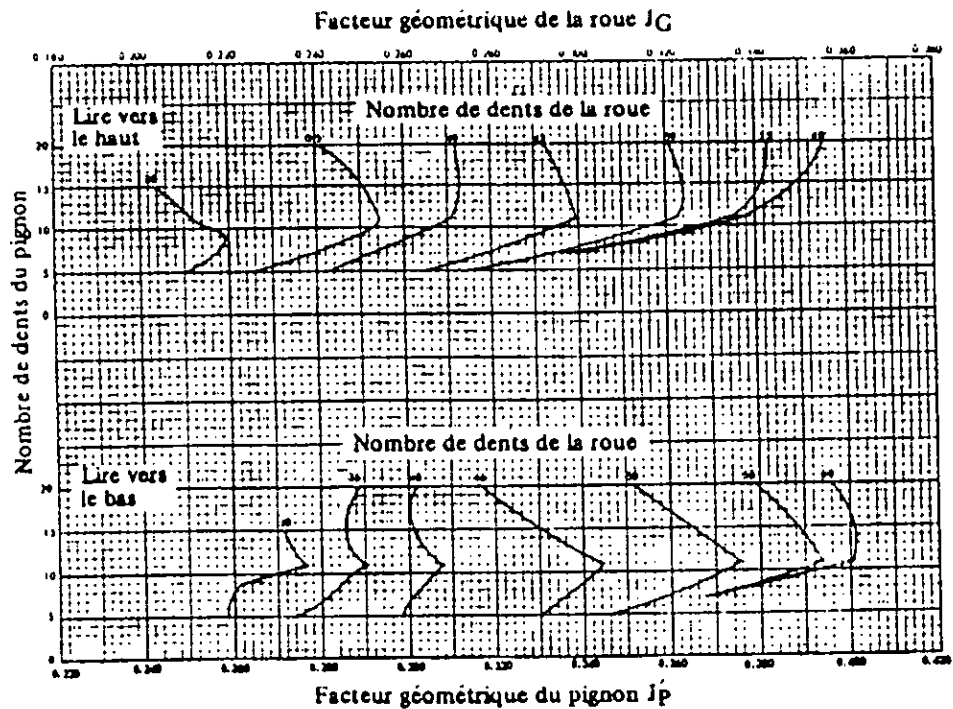


Figure (4-D) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de $22^\circ 30'$ et un rapport $E/D = 0.10$.

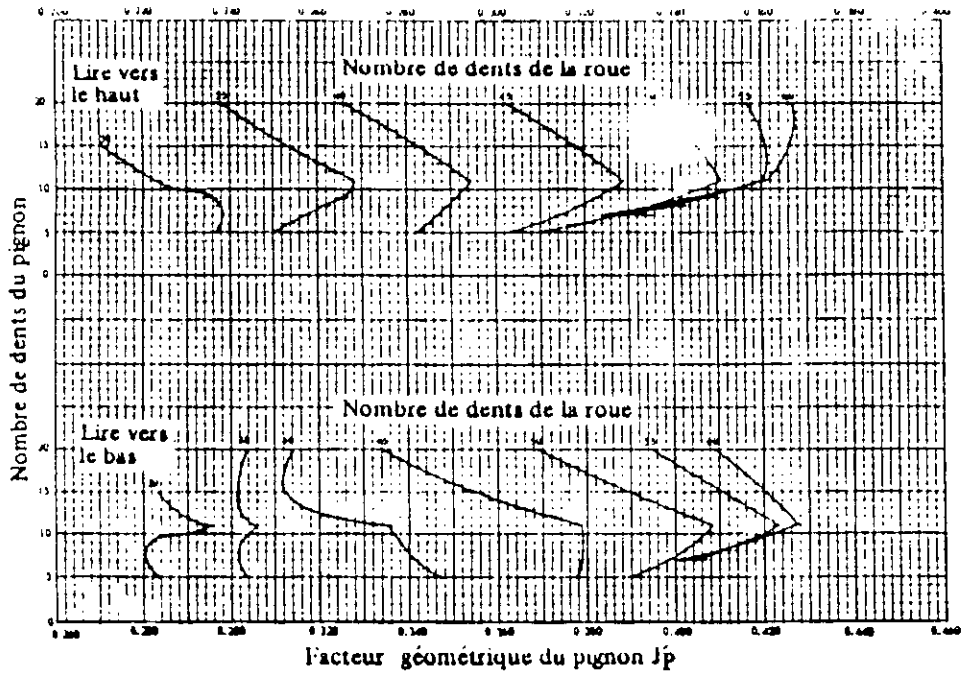


Figure (4-E) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de $22^{\circ}30'$ et un rapport $E/D = 0,15$.

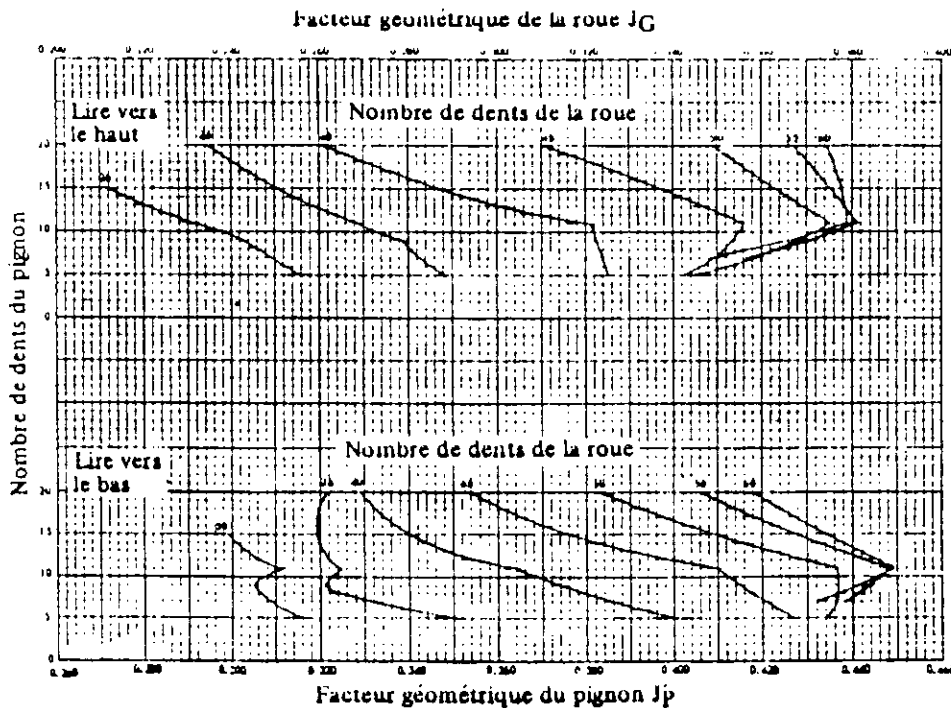


Figure (4-F) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de $22^{\circ}30'$ et un rapport $E/D = 0,20$.

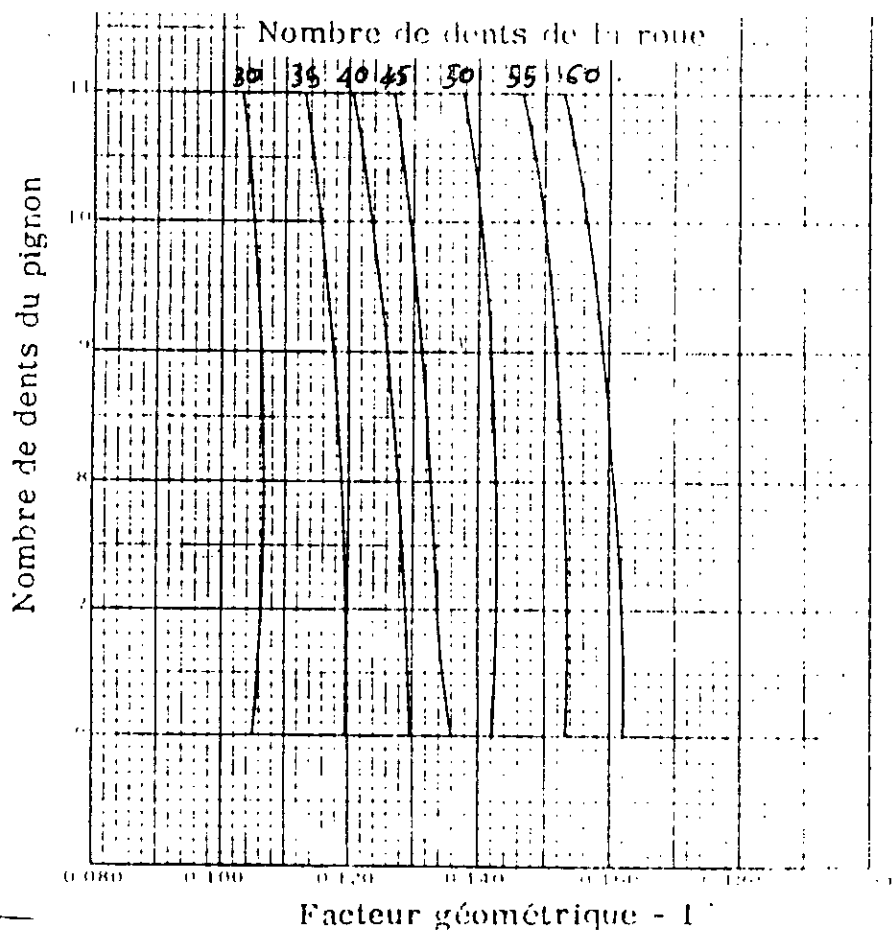


Figure (5-A) : Facteur géométrique pour engrenages coniques spiraux avec angle de pression 20, angle de spirale 35° ouverture 90°.

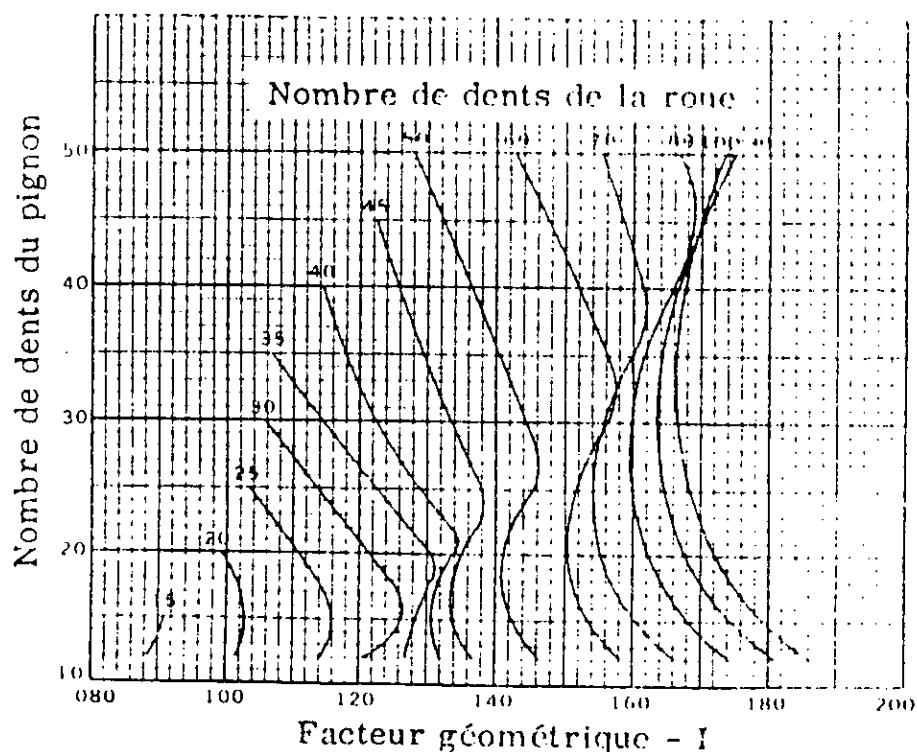


Figure (5-b) : Facteur géométrique pour engrenages coniques spiraux avec angle de pression 20, angle de spirale 35° ouverture 120°.

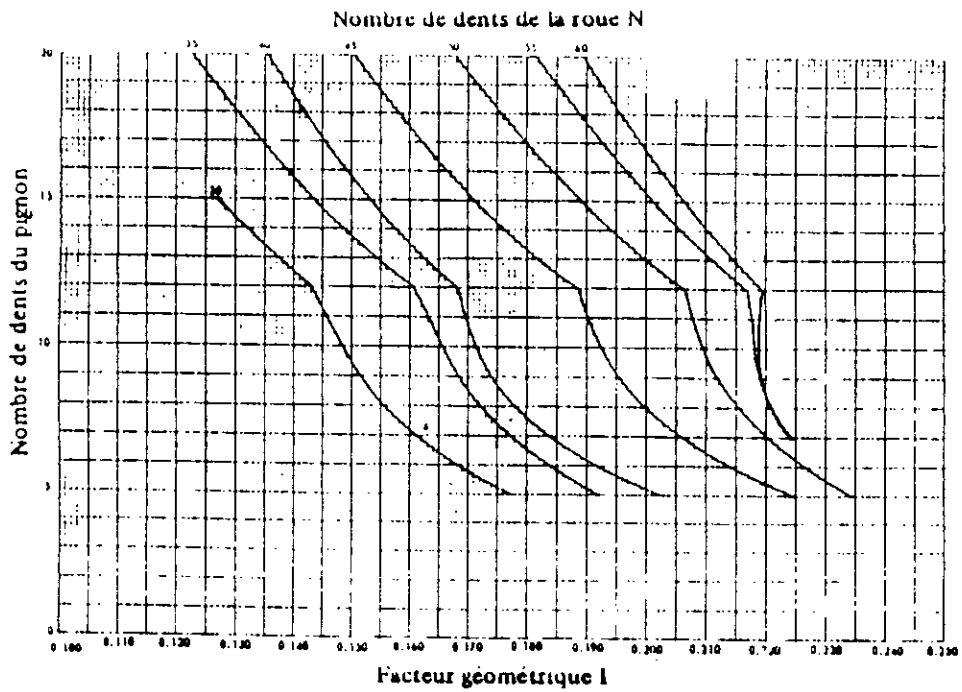


Figure (6-A) : Facteur géométrique pour la pression superficielle des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0.10$

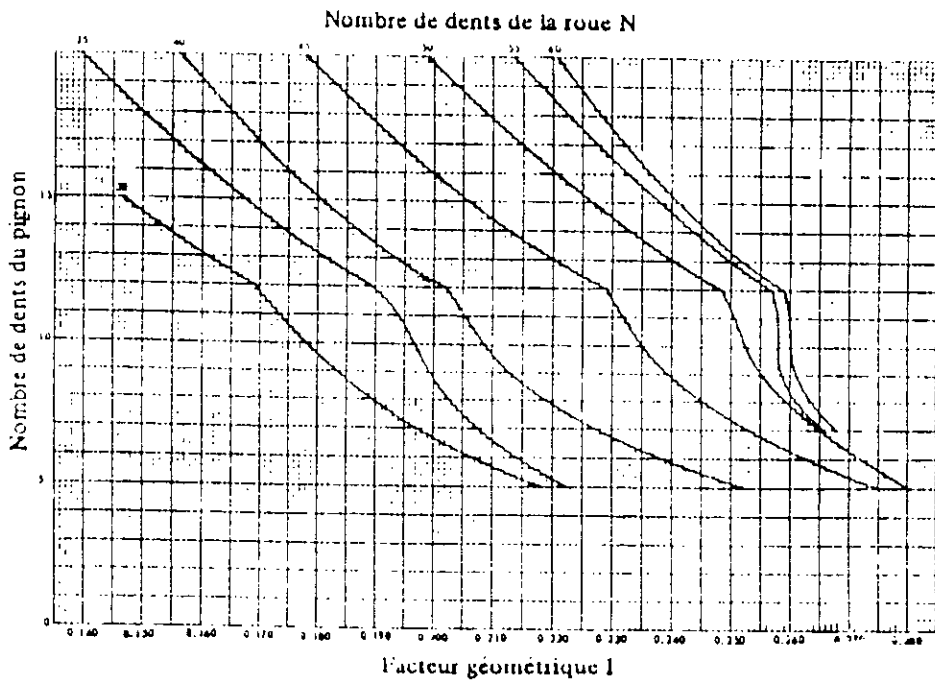


Figure (6-B) : Facteur géométrique pour la pression superficielle des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0.15$

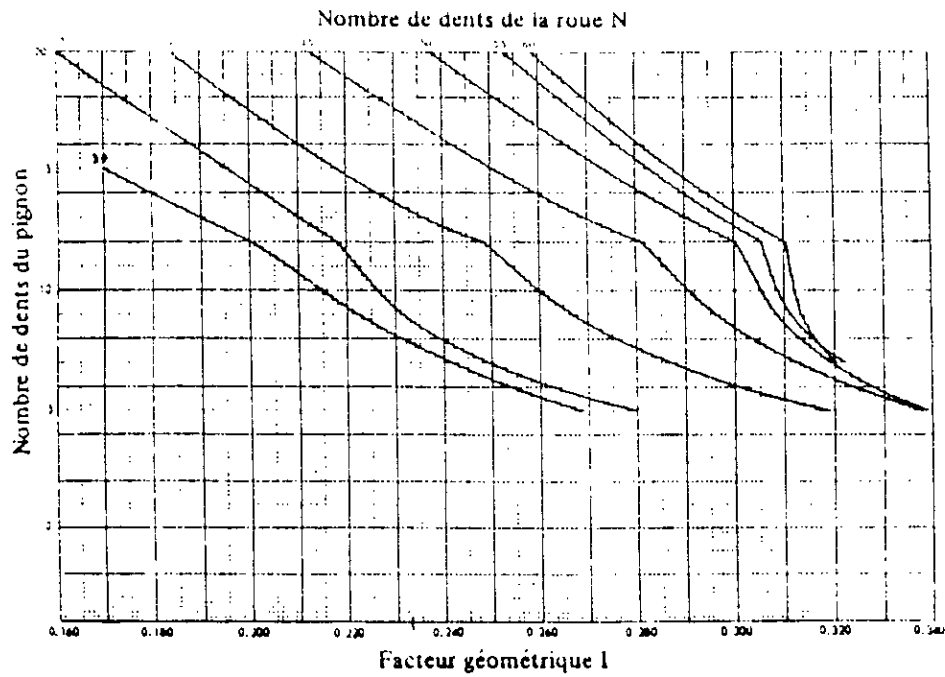


Figure (6-C) : Facteur géométrique pour la pression superficielle des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0,20$

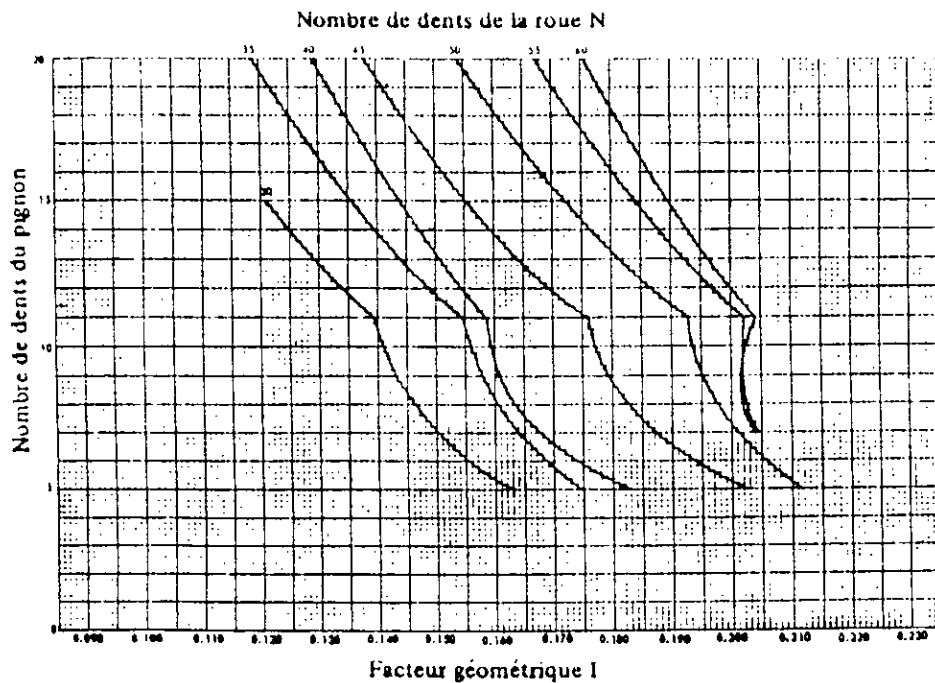


Figure (6-D) : Facteur géométrique pour la pression superficielle des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de $22^\circ 30'$ et un rapport $E/D = 0,10$.

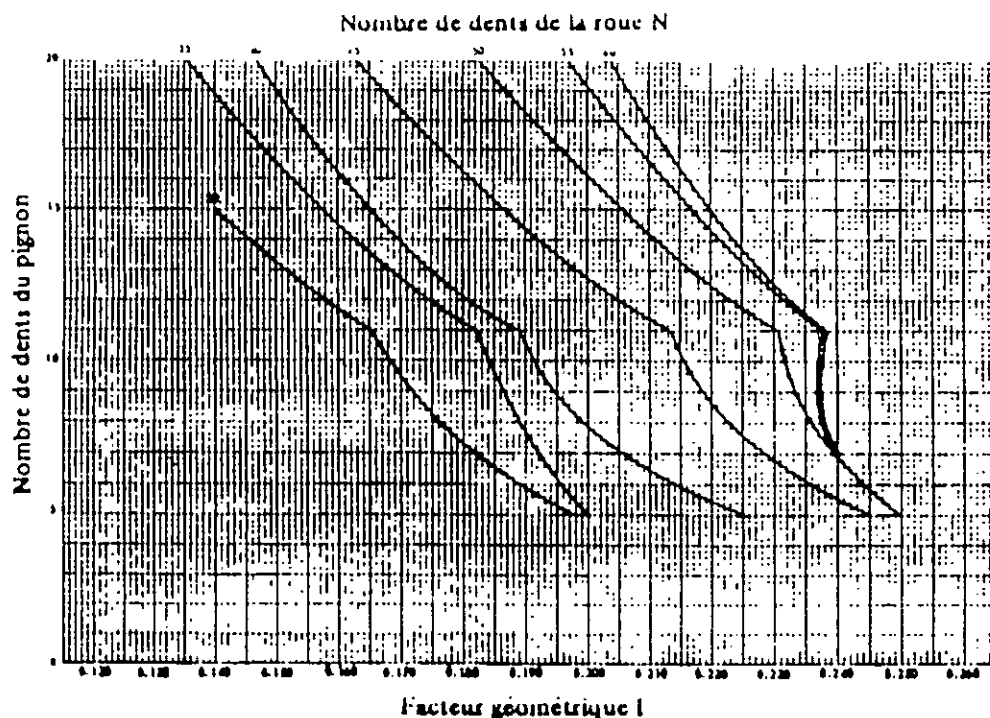


Figure (6-E) : Facteur géométrique pour la pression superficielle des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de $22^{\circ}30'$ et un rapport E.D = 0.15

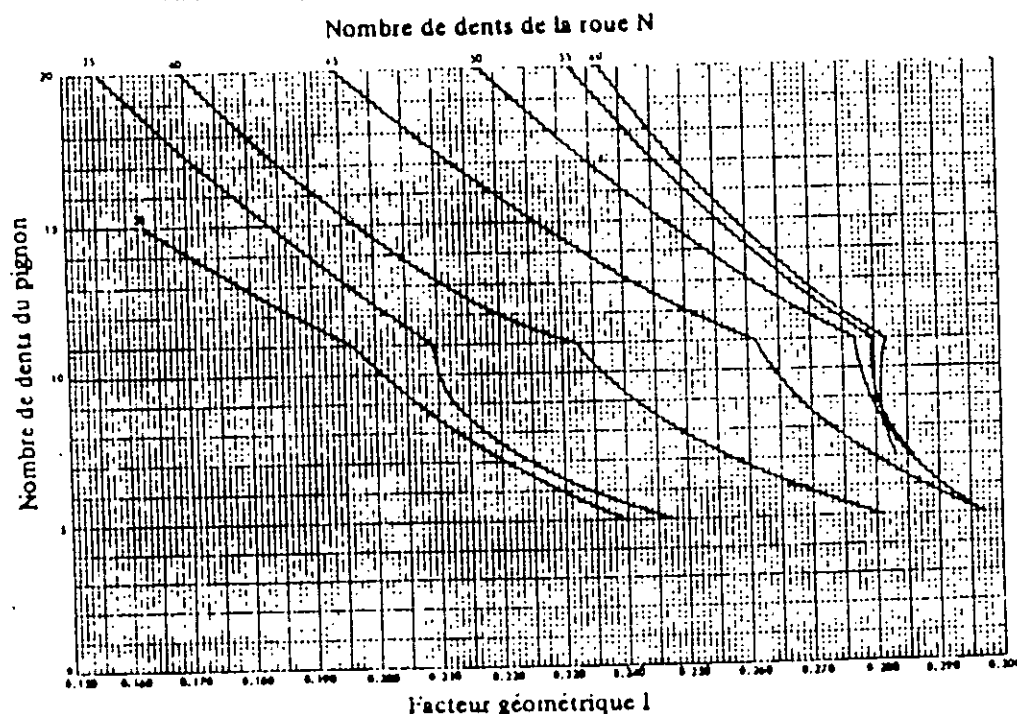


Figure (6-F) : Facteur géométrique pour la pression superficielle des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de $22^{\circ}30'$ et un rapport E.D = 0.20

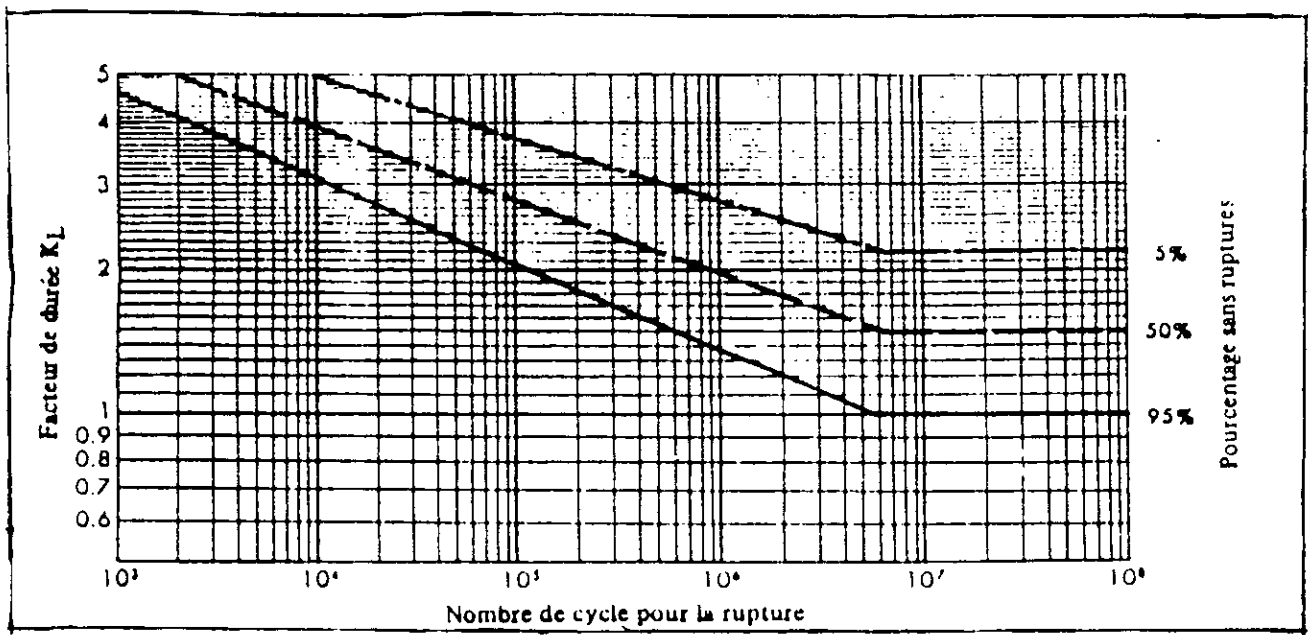


Figure (7-a) Facteur de durée pour la contrainte à la flexion

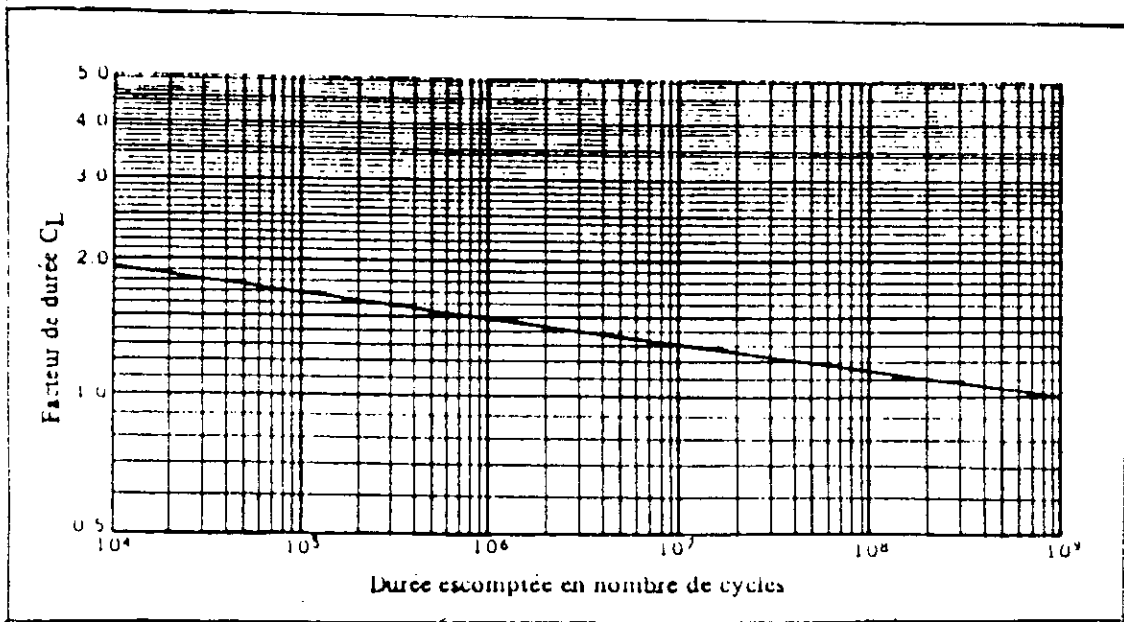


Figure (7-b) Facteur de durée pour la pression superficielle.

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. G. HENRIOT - Traité Théorique et Pratique . t1, 6^{ème} édition .
- [2]. G. HENRIOT . – Traité Théorique et Pratique t2 , 5^{ème} édition .
- [3]. M. BEY, Modélisation statique des engrenages spiro-coniques par la méthode des éléments finis. Thèse de magister- ENP- Février 1999.
- [4]. GLEASON WORKS – Engrenages Coniques à Denture Spirale . Edition 1964.
- [5]. GLEASON WORKS - Conception des engrenages de pont moteur sur les véhicules de tourisme. 1970.
- [6]. GLEASON WORKS - Méthode Gleason pour l'étude des couples hypoides. Edition 1972.
- [7]. F. ROCHAT - Contribution à l'étude des engrenages coniques, spiraux et hypoïde Bulletin n° 65. Février 1973.
- [8]. F. HANDSCHUH. Recent advances in the analyses of spiral bevel gears. NASA- TM- 107391- ARL – TR – 1316, June 1997.
- [9]. M. HENRY. H. POURET. Taillage, Rasage et rectification des engrenages. 1954.
- [10]. GLEASON WORKS – Spiral Bevel Gears Rochester, NEW YORK USA 14692-2970. 1982
- [11]. GLEASON WORKS. - Engrenages coniques à dentures Zerol (système de proportions GLEASON).
- [12]. GLEASON WORKS. - Contrainte à la flexion et pression superficielle dans les dentures hypoïdes.
- [13]. GLEASON WORKS - Résistance superficielle. Formules de Pitting pour les dents d'engrenages coniques .
- [14]. GLEASON WORKS.- Contrainte à la flexion dans les dentures coniques .
- [15]. GLEASON WORKS- Engrenages conique et hypoïdes à complément. Curvic R. 9782.
- [16]. GLEASON WORKS- Etudes des différentiels automobiles série. REVACYCLE standard.
- [17]. GLEASON WORKS - Méthode Gleason pour l'étude des engrenages coniques à dentures droite.
- [18] Revue technique automobile (RTA) - juin 1983
- [19] MAHFOUDI - Etude Conceptuelle d'un tracteur.- Thèse de magister- ENP- juillet 1997 .

- [20]. F. L. LITVIN, WEI-JIUG TSUNG, J. J. COY. C. HEINE – Method for Generation of spiral Bevel Gears with conjugate Gear Tooth Surfaces ASME. June 1987, vol. 109.
- [21]. LATVIN. Development of Gear Technology and Theory of Gearing. ASA 1406. ARL-TR- 1500. December 1997.
- [22]. Institut de l'engrenage et de transmission. Bulletin n° 86- Avril 1985.
- [23]. M. TALBI, Y. ROUIKHA - Analyse de comportement dynamique d'un réducteur à engrenages cylindrique en régime transitoire. –PFE – ENP- Octobre 1997.
- [24]. W.D.MARCK – Effects of Bearing off set and flexibility of the force distribution of spiral bevel Gears .ASME – June 1988 , VOL 110.
- [25].M . A. LOPEZ, R . T . WHEWAY – A method for Determining the AGMA Tooth from equations for the generated tooth root filet -ASME . June 1986 , Vol 108.
- [26].W.D.MARCK –Use of the Generalized transmission Error in the equations of motion of computation Gearing system-ASME .June1987.Vol .109
- [27].W . D. MARCK _ An extremum principle for computation of the zone of tooth contact and Generalised transmission Error of spiral Bevel Gears-ASME. June 1988. vol110.
- [28]Y .C.TASI. P.C.Chin – Surface Geometry of straight and spiral Bevel gears-ASME june 1987-vol 112.
- [29] . M .SAVAGE .B.G.LEWICKI – Life and Reliability Modeling of Bevel Gear Reductions-ASME, june 1988, vol. 110.
- [30].F. LITVIN, F. HANDSCHUH. Enhanced computer Aided simulation of meshing and contact with application for spiral bevel gears. Drives. NASA ITM 1999 – 209438.

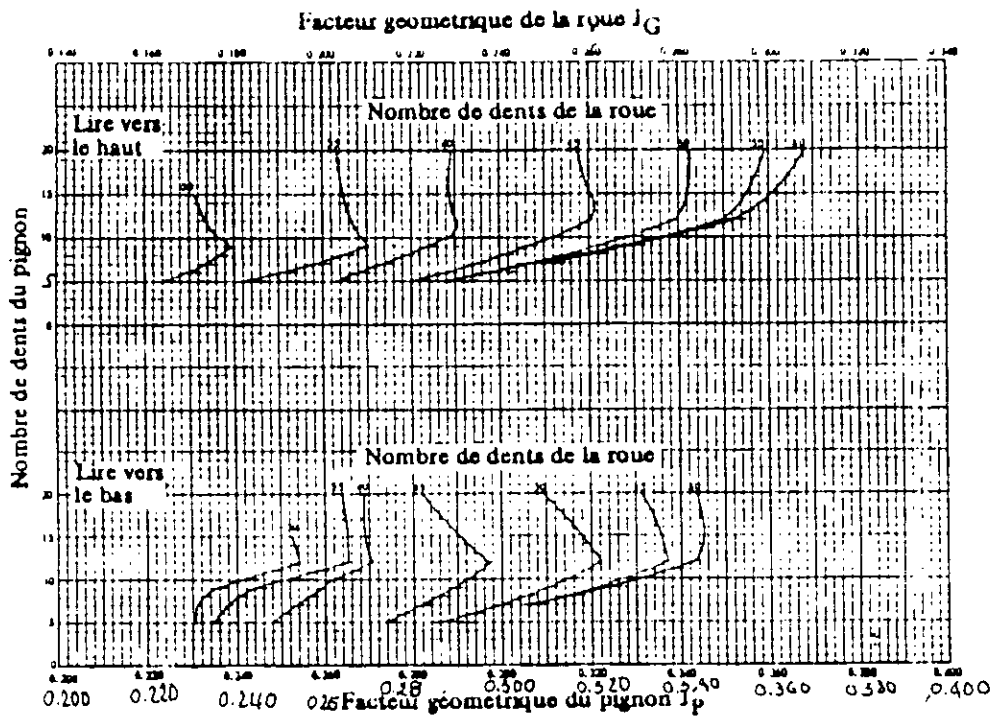


Figure (4-a) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec un angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0.10$

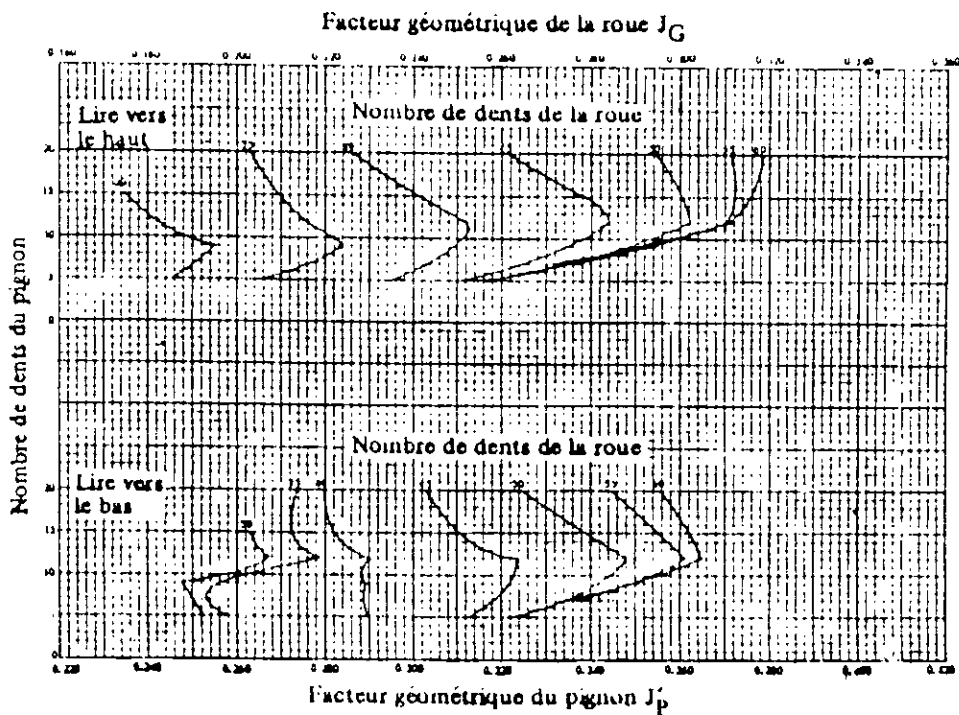


Figure (4-b) : Facteur géométrique pour la contrainte à la flexion des engrenages hypoides avec angle de pression moyen de 19° et un rapport $E/D = 0.15$.