

وزارة التعليم العالي  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE\_MECANIQUE

1 ex

## PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UN  
MOTOREDUCTEUR

5 PLANCHES

Proposé par :

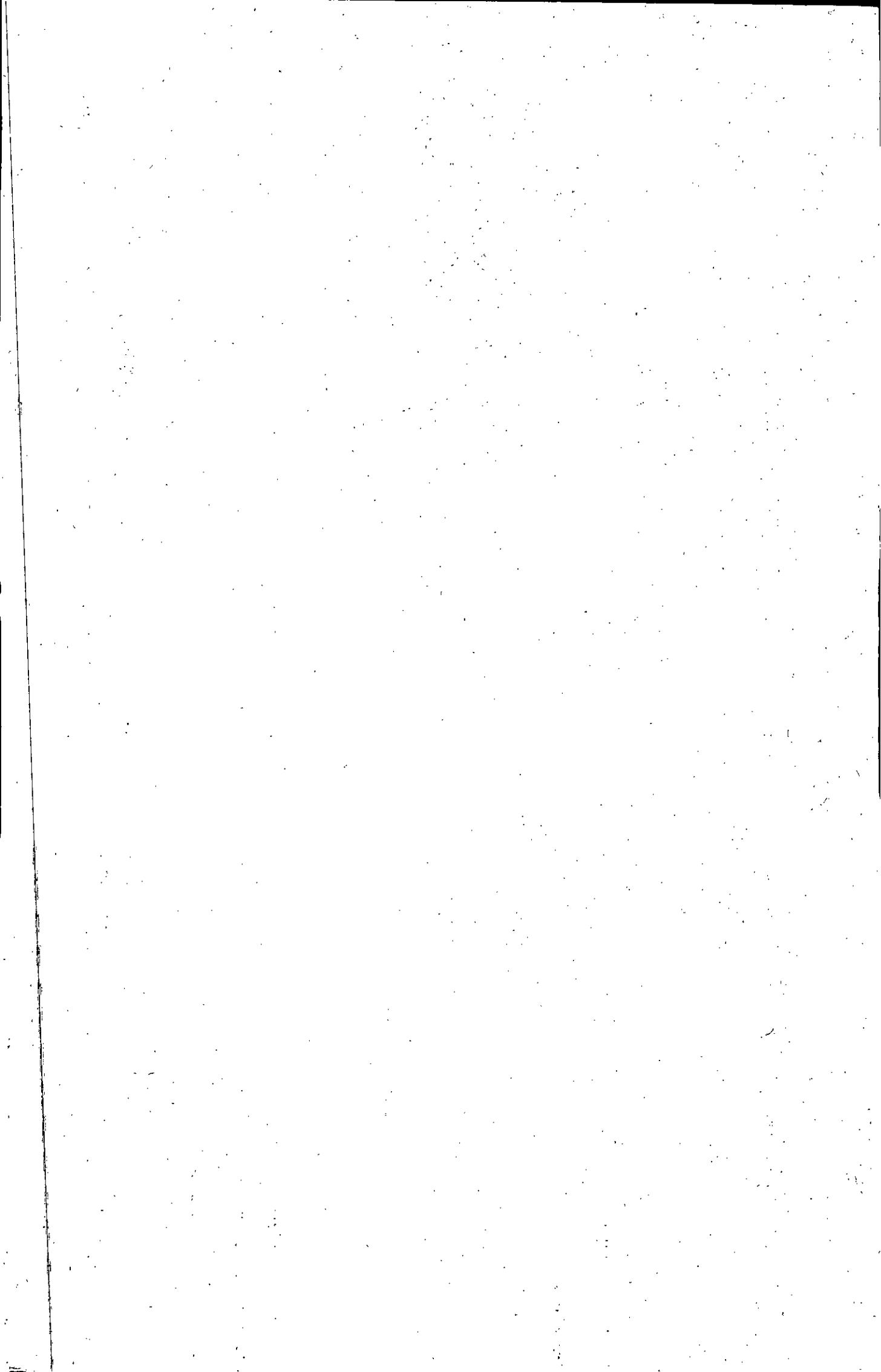
B. Guergueb

Etudié par :

Ait-Ali-Slimane  
Azouaou

Dirigé par :

B. Guergueb



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie-Mécanique.

## PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UN MOTOREDUCTEUR

Proposé par :  
B. Guergueb

Etudié par :  
Ait-Ali-Slimane Azouaou

Dirigé par :  
B. Guergueb

PROMOTION : Juin 1990.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Je dédie cet humble travail à mes parents ,  
soeurs & frères pour leur soutien moral et leur  
haute confiance , qu'ils y trouvent ma profonde  
reconnaissance .

REMERCIEMENTS

Je remercie tous ceux qui par leurs critiques m'ont aidé dans mon projet et plus spécialement Mr B.Guergueb enseignant au département "Génie-Mécanique", ainsi que tous mes enseignants. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma sincère reconnaissance.

موضوع: تصميم محرك ذي تصغير ذاتي

ملخص: تصدق هذه الدراسة الى تصميم محرك ذاتي التصغير استطاعة

ضعيفة انطلاق من معطيات اساسية ويتبع ذلك باجراء  
تقييمات اختبارية الاستخلاص مجال الاستعمال دون الاستغناء  
عن اجراء مقاونة بالنسبة لنماذج بعض المصممين على  
الفروق المحتملة واقتراح امكانيات لتحسين.

.....

SUJET : CONCEPTION D'UN MOTOREDUCTEUR.

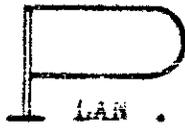
RESUME: Cette étude consiste en une conception d'un motoréducteur de  
faible puissance à la suite de données de base, ceci suivi  
d'une vérification pour déduire la plage d'utilisation de notre  
système, sans omettre une comparaison avec des prototypes de  
certains constructeurs, en commentant ainsi les divergences  
éventuelles et en proposant des possibilités d'amélioration.

.....

SUBJECT: GEARMOTOR CONCEPTION.

RESUME : This study consists of a low power gearmotor conception  
with basic data, followed by a verification to deduce  
our system using range, without omitting a comparaison  
with other constructors prototypes, and commenting eventual  
divergences and suggesting improvement possibilities.

.....



++++++:	Introduction .	page . . .	4
+--Chapitre I :	Etude des engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales .	. . . . .	8
+--Chapitre II :	Présentation & analyse des données .	. . . . .	11
+--Chapitre III :	Etude complète du 1 <sup>er</sup> étage .	. . . . .	12
	1- Etude dynamique du 1 <sup>er</sup> étage .	. . . . .	18
	2- Dimensionnement des arbres du 1 <sup>er</sup> étage .	. . . . .	20
	3- Calcul de vérification du 1 <sup>er</sup> étage .	. . . . .	26
	4- Calcul du rendement de l'engrènement (1 <sup>er</sup> étage)	. . . . .	32
+--Chapitre IV :	Etude complète du 2 <sup>ème</sup> étage .	. . . . .	35
	1- Etude dynamique du 2 <sup>ème</sup> étage .	. . . . .	38
	2- Dimensionnement des arbres du 2 <sup>ème</sup> étage.	. . . . .	40
	3- Calcul de vérification du 2 <sup>ème</sup> étage.	. . . . .	46
	4- Calcul du rendement de l'engrènement (2 <sup>ème</sup> étage)	. . . . .	49
+--Chapitre V :	Calcul de déformation .	. . . . .	50
+--Chapitre VI :	Détermination des paliers & butées .	. . . . .	53
+--Chapitre VII :	Calcul des différentes pertes & du rendement global	. . . . .	59
+--Chapitre VIII :	Echauffement & calcul du dégagement de chaleur .	. . . . .	63
+--Chapitre IX :	Etude comparative .	. . . . .	67
++++++:	Conclusion .	. . . . .	70
++++++:	Bibliographie .	. . . . .	71

Les appareils mécaniques désignés sous le nom de « Réducteurs de vitesse » sont destinés à être intercalés entre un moteur et une machine réceptrice dans le but de réduire la vitesse donnée par le moteur et l'amener à une vitesse prévue pour le bon fonctionnement de la machine réceptrice.

Ces réducteurs de vitesse peuvent constituer des appareils indépendants ou être couplés directement avec un moteur électrique formant alors un ensemble ou un bloc unique, dans ce dernier cas il est appelé « Motoréducteur ».

Ces motoréducteurs agissent comme multiplicateur de couple alors que des appareils semblables dits « Multiplicateurs de vitesse » agissent comme réducteur de couple.

C'est principalement grâce au perfectionnement des machines modernes à tailler les engrenages qui permettent d'exécuter des dentures précises que l'on doit les résultats obtenus.

La gamme des motoréducteurs de vitesse offerte aux utilisateurs est très large; allant des motoréducteurs de faibles puissances  $\sim 0,15$  KW jusqu'aux grands de plusieurs centaines de kilowatts.

Les motoréducteurs de vitesse utilisent pour la plus part des engrenages.

Comme, nous le savons, il existe plusieurs types d'engrenages dépendants essentiellement de la position des arbres à savoir l'arbre moteur et l'arbre récepteur. Pour cela, citons les :

- ( 1 ) - Axes parallèles : Les engrenages sont dits «Cylindriques»
- ( 2 ) - Axes concourants : Les engrenages sont dits «Coniques»
- ( 3 ) - Axes quelconques : Les engrenages sont dits «Hyperboliques» ( roue à vis sans fin ).

En sachant qu'en pratique, l'engrenage de type (1) ou (2) ne dépasse pas en général un rapport de réduction de 6 ou 7<sup>((1))</sup>. Alors que l'engrenage de type (3) peut atteindre économiquement le rapport de réduction de 50 dans une plage de rapport de 3 à 60<sup>((2))</sup>. Mais nous pouvons également atteindre une telle performance avec les engrenages de type (1) ou (2) en utilisant plusieurs trains d'engrenage pour obtenir des rapports similaires ou même plus élevés, donc que d'avantages que d'utiliser le type (3). Mais voilà, cela n'est pas souvent le cas: par exemple aux faibles vitesses où l'engrenage de type (3) est médiocre (faible rendement<sup>((3))</sup>) car les engrenages de type (1) ou (2) ont sensiblement le même rendement<sup>((4))</sup> alors que celui de type (3) est bien plus faible. Pour remédier à cela, nous pouvons combiner des trains d'engrenage de type (1) avec un train d'engrenage de type (3) pour l'obtention de rapports de réduction élevés avec un rendement global appréciable mais toujours inférieur au rendement global de plusieurs trains d'engrenage de type (1) ou de trains combinés ((1) & (2)). Mais l'avantage de trains d'engrenage combinés ((1)&(3)) est non seulement son rendement, mais également son faible encombrement, ce qui est parfois recherché.

Donc l'utilisation de l'un de ces motoréducteurs ( Trains d'engrenage combinés ), demande, pour une exploitation optimale, certaines informations concernant d'une part les caractéristiques du moteur à savoir la puissance ainsi que la vitesse de rotation fournie par ce dernier, d'autre part certaines données de la machine menée (réceptrice) telles que le couple à transmettre et la vitesse de rotation qui convient, de même que le rendement et l'encombrement imposé .

((1)) voir page 173 de [2]

((3)) voir page 394 de [3]

((2)) voir [5]

((4)) voir page 526 de [1]

Pour éclairer le lecteur sur le choix à faire, nous lui proposons ces diagrammes approximatifs mais pratiques pour trois (3) puissances prises comme exemple. ( voir fig 1. a-b-c ; fig 2 a-b-c ) Extrait du catalogue: S.E.W ( USOCOME ).

Pour notre étude, nous choisissons un moteur "ENEL" de puissance 15 KW et de vitesse de rotation de 1500 tr/mn, de même une machine réceptrice de vitesse de rotation à fournir de 125 tr/mn ainsi qu'un couple à transmettre d'environ 112 daN.m .

De ces choix, nous déduisons le rapport de réduction de l'ordre de 12 avec un couple de transmission de 112 daN.m, ce qui nous permet, en se référant successivement aux figures citées précédemment, de retenir les deux types de motoréducteur à savoir motoreducteur à vis sans fin et à engrenages cylindriques.

- En finalité, nous favoriserons ce dernier vu son meilleur rendement.<sup>(\*)</sup>

A la suite de cette phase de sélection, nous nous proposons donc d'étudier en détails ce type de motoréducteur à engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.

N.B : Industriellement les engrenages modernes à axes parallèles sont à dentures hélicoïdales et non pas droites, ceci est dû au meilleur rendement et au fonctionnement silencieux de ce dernier.

(\*) voir page 394 de [3].

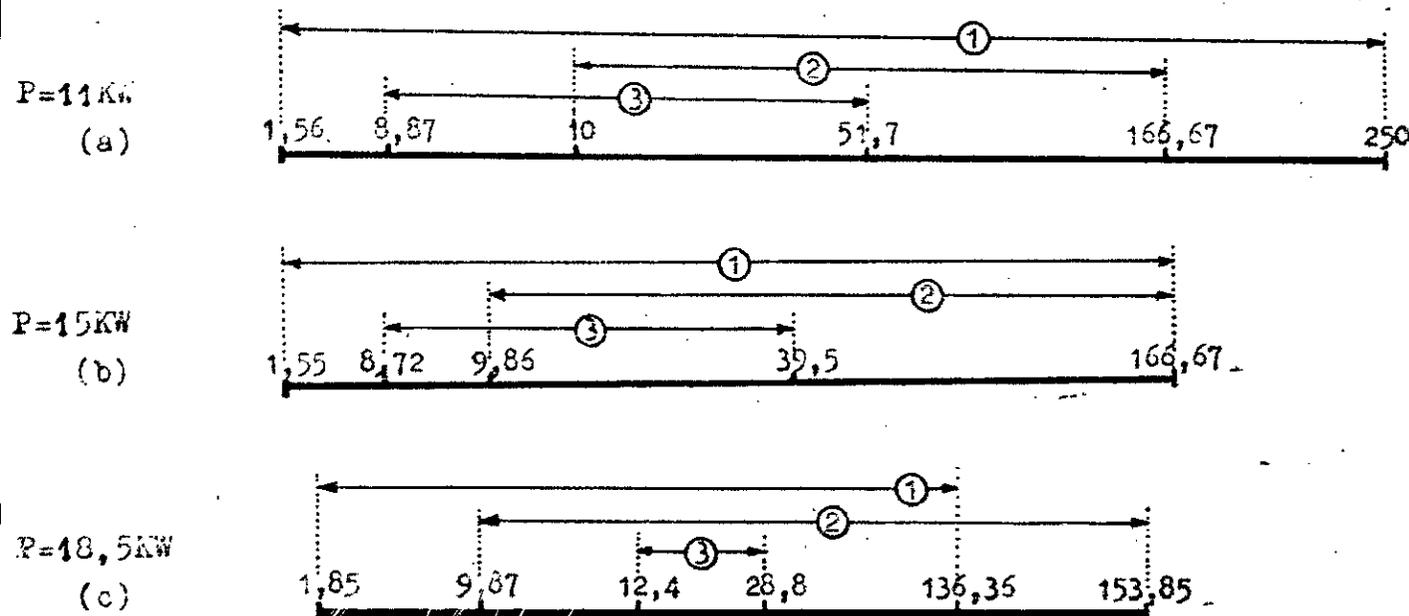


Fig.1 Rapport de réduction

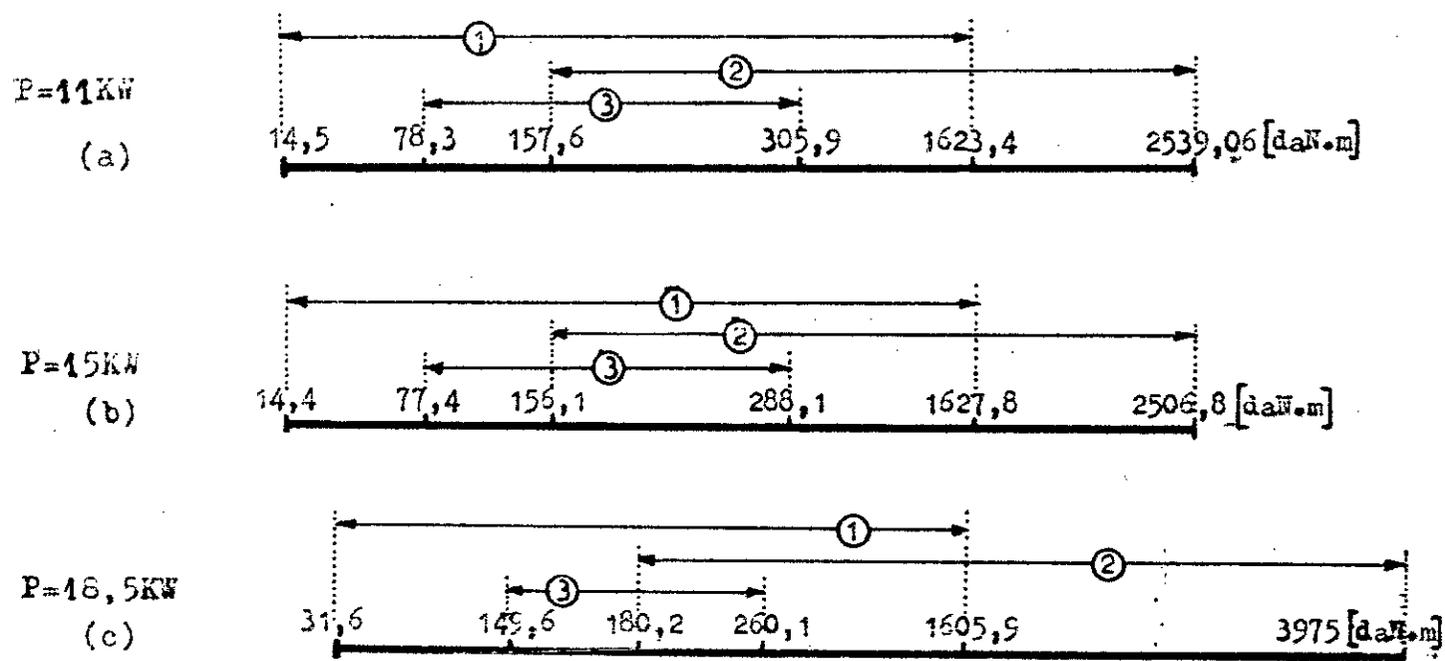


Fig.2 Couple de transmission

- ① - Engrenages cylindriques .
- ② - Engrenages côniques .
- ③ - Engrenages hyperboliques ( Roue & Vis sans fin ) .

Ces engrenages ont également pour but de transmettre directement la rotation d'un arbre moteur à un arbre récepteur, tous deux parallèles. Cette transmission continue est réalisée grâce aux formes spéciales des dentures qui engrènent l'une dans l'autre. La paire d'engrenage est désignée comme ce qui suit :

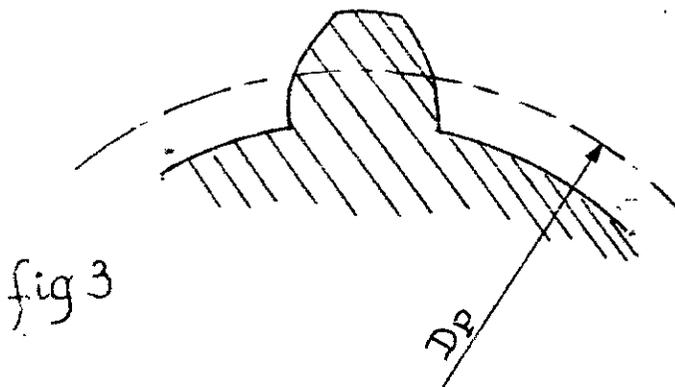
- La roue est plus grand des deux engrenages.
- Le pignon est le plus petit des deux engrenages.

Le rapport de transmission des deux engrenages est le quotient du nombre de dents de la roue et de celui du pignon.

Les caractéristiques d'un engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales sont :

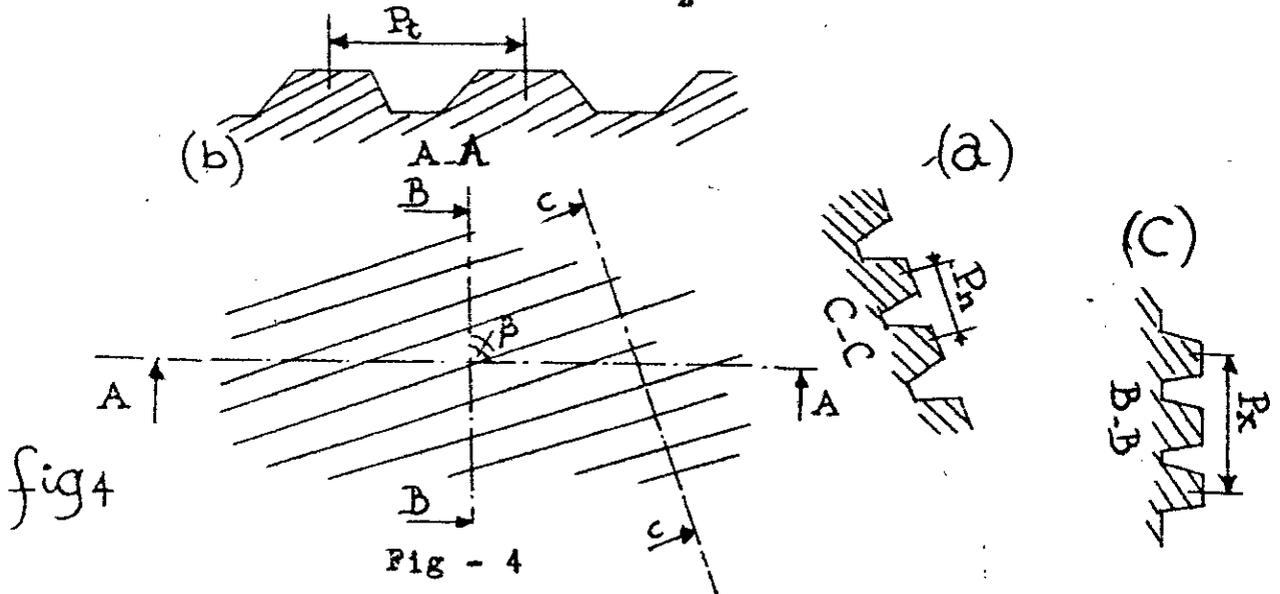
● Circonférence primitive : Elle joue un rôle essentiel dans le calcul des engrenages et de leurs dentures. Elle est imaginaire et a pour axe de rotation, l'axe de l'engrenage.  
( voir figure ci-dessous : fig 3 )

$D_p$  - désigne le diamètre primitif.



• Les différents pas : Il en existe 4 types : (voir fig 4)

- pas réel ou normal noté :  $P_n$  (a)
- pas apparent ou circulaire noté :  $P_t$  (b)
- pas oblique ou axial noté :  $P_x$  (c)
- pas hélicoïdal noté :  $P_z$



$\beta$  : étant l'angle d'inclinaison de la denture par rapport à l'axe de rotation.

La désignation de chaque pas est donnée de la manière

suivante :

$$P_n = \pi \cdot m_n \quad (1)$$

$$P_t = \pi \cdot m_t \quad (2)$$

$$P_x = \pi \cdot m_x \quad (3)$$

$$P_z = \pi \cdot m_z = \frac{\pi \cdot D_p}{\operatorname{tg} \beta} \quad (4)$$

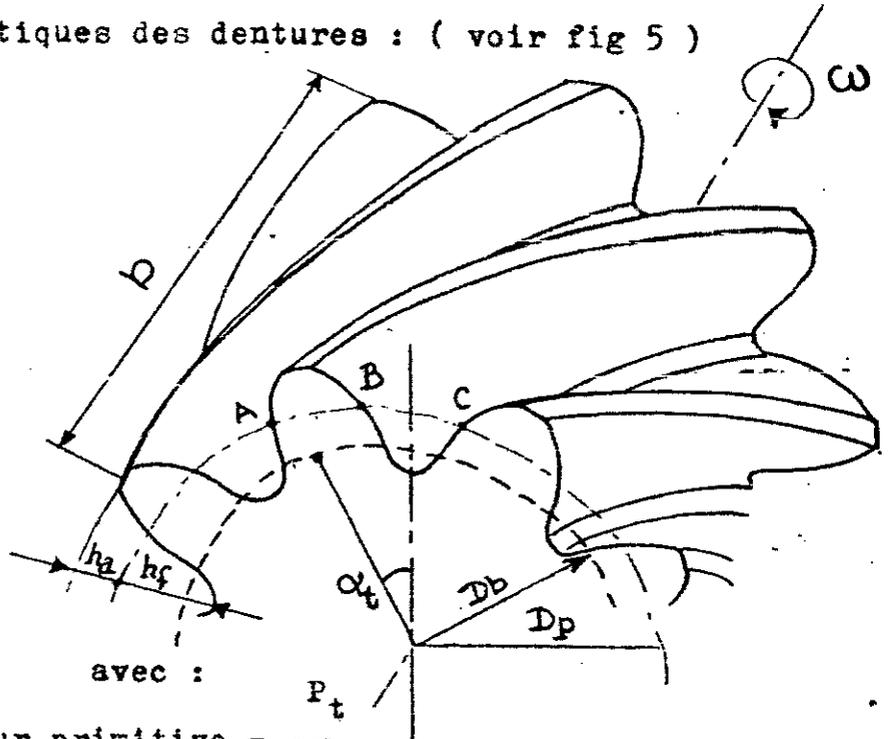
avec :  $m_n$  ,  $m_t$  ,  $m_x$  et  $m_z$  les modules : normal, apparent, axial et hélicoïdal, liés par les expressions suivantes :

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (5)$$

$$m_x = \frac{m_n}{\sin \beta} \quad (6)$$

• Caractéristiques des dentures : ( voir fig 5 )

fig 5



avec :

- AB = Epaisseur primitive =  $\frac{P_t}{2}$
- BC = Intervale primitif =  $\frac{P_t}{2}$
- $h_a$  = Hauteur de tête =  $m_n(1 + x - k)$ . (7)
- $h_f$  = hauteur de pied =  $m_n(1,25 - x)$ . (8)
- b = Largeur de denture =  $K \cdot m_n$  (9)  
avec K coefficient de largeur de denture.
- $D_p$  = Diamètre primitif =  $m_t \cdot Z$  (10)  
avec Z nombre de dents.

Or étant donné qu'il s'agit d'une denture hélicoïdale, donc nous considérerons le nombre de dents virtuelles.

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (11)$$

En notant le " x " des formules (7) & (8) qui correspond au déport de la denture pour une meilleure résistance ainsi que pour éviter le phénomène d'inférence.

De même :  $D_b$  = représente le diamètre de base =  $D_p \cdot \cos \alpha_t$   
avec  $\alpha_t$  angle de pression apparent donné comme suit :

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \cdot \cos \beta \quad (12)$$

Citons donc les données de l'étude :

$P = 15 \text{ KW}$  (puissance développée par le moteur " ENEL ").

$n_e = 1500 \text{ tr/mn}$  (vitesse de rotation du même moteur).

$L = 110 \text{ mm}$  (longueur d'arbre disponible du même moteur).

$d = 42 \text{ mm}$  (diamètre " " " " " " " " ).

$n_s = 125 \text{ tr/mn}$  (vitesse à fournir à la machine réceptrice).

Nous choisirons également comme matériaux utilisés pour les engrenages des matériaux de classe I, en aciers de cémentation de dureté superficielle 58-60 HRC, de qualité I.S.O 5 ou 6.

Angle d'inclinaison  $\beta \approx 8$  à  $10^\circ$  (mais nous prendrons  $\beta = 10^\circ$ ) ((1))

Ainsi qu'un angle de pression normal  $\alpha_n = 20^\circ$ .

Pour les aciers de cémentation traités et réctifiés nous avons une résistance pratique à l'extention comprise entre 15 & 24  $\text{daN/mm}^2$ , dans notre cas, nous prendrons  $\sigma_o = 17 \text{ daN/mm}^2$  ((2))

Nous avons donc un rapport de réduction de  $r=12$  compris entre 8 & 40 ce qui désigne l'emploi de deux (2) trains d'engrenage ((3)), de rapport de réduction respectif  $r_1$  &  $r_2$  tel que :  $r_1 \cdot r_2 = r$

En se remémorant que le rapport de réduction d'un train d'engrenage ne dépasse pas en général 6 ou 7 ((3)), pour cela nous choisirons des rapports de réduction pour le 1<sup>er</sup> et le 2<sup>ème</sup> train respectivement de 4 & 3. soient :  $r_1 = 4$  ;  $r_2 = 3$ .

((1)) voir page 483 de [1].

((3)) voir page 173 de [2].

((2)) voir page 12 de [4].

Données:  $P = 15\text{KW}$  ;  $n_1 = 1500\text{tr/mn. ( 157,08 rd/s )} = \omega_1$   
 $r_1 = 4$  ;  $n_2 = 375\text{tr/mn. ( 39,27 rd/s )} = \omega_2$   
 $\alpha_n = 20^\circ$  ;  $\beta = 10^\circ$  ;  $\sigma_0 = 17 \text{ daN/mm}^2$   
 pignon : ① ; Roue ②.

Or  $r_1 = \frac{n_1}{n_2} = 4 = \frac{1500}{375} = \frac{Z_2}{Z_1}$  soit  $\frac{220}{55} = \frac{Z_2}{Z_1} = 4$

donc  
 notre choix:  $\begin{cases} Z_1 = 55 \\ Z_2 = 220 \end{cases}$  et suivant (11), nous avons:

$$\frac{Z_{v1}}{Z_{v2}} = 4 \iff \begin{cases} Z_{v1} \approx 57,58 \\ Z_{v2} \approx 230,34 \end{cases}$$

D'où pour déterminer le couple transmis à la roue ② utilisons

l'expression suivante :  $\mathcal{C}_2 = \frac{P}{\omega_2} \eta$  (13)

où  $P$  - désigne la puissance en watt [W].

$\eta$  - désigne le rendement d'engrènement (1)  
 comprise entre 0,99 & 0,993 pour des engrenages de  
 bonne qualité commerciale, pour notre part, nous  
 prendrons  $\eta \approx 0,993$ .

En injectant les diverses quantités connues dans l'expression  
 (13), nous avons :  $\mathcal{C}_2 \approx 379,3$  N.m

Ce qui nous permet de déterminer le module de la den-  
 ture grâce à :  $m_n^3 \geq \frac{10 \cdot \mathcal{C}_{2m}}{\sigma_0 \cdot K \cdot Z_{v2}}$  (14) (2)

où  $\mathcal{C}_{2m}$  - représente le couple transmis à la roue ② par paire  
 de dents, soit:  $\mathcal{C}_{2m} = \frac{\mathcal{C}_2}{n}$  (15) (3)

$n$  - nombre de paire de dents engrénées simultanément. (ici  
 nous choisirons  $n = 3$  ).

$K$  - représente le coefficient de largeur de l'expression (9)  
 soit:  $K = b/m_n$

mais suivant une condition pratique : (3)  $b/d_{\text{②}} \leq 1$  (4) (16)

((1))voir page 526 de 1 .

((3))voir page 12 de 4 .

((2))voir page 117 de 2 .

((4))voir page 100 de 2 .

Nous prenons  $b = d_1 = 42 \text{ mm}$ .

D'où, après substitution, l'expression (14), devient:

$$m_n^2 \geq \frac{10 \cdot G_2}{n \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot Z v_2} \quad (17)$$

Qui nous donne la condition présente:  $m_n \geq 0,876$

En me référant au tableau des modules normalisés, notre choix se pose sur le module :  $m_n = 1$

D'où en utilisant les expressions (5) & (10) d'une manière successive, nous obtenons :

$$m_t \simeq 1,01543 \iff \left\{ \begin{array}{l} D_1 \simeq 56 \text{ mm} \\ D_2 \simeq 224 \text{ mm} \end{array} \right\} r_1 \simeq 4$$

et donc un entraxe de :  $a = \frac{m_t (Z_1 + Z_2)}{2} \simeq 140 \text{ mm}$

Ce qui nous permet de vérifier si notre choix de la valeur de la largeur est acceptable ou pas; ce qui se fait de la manière suivante :

et  $\left\{ \begin{array}{l} b/a \simeq 0,3 \text{ ( qui voisine à la valeur recommandée de } 0,35 \text{ ) } \quad (**)$   
 $b/D_1 \simeq 0,75 \text{ (qui répond également aux conseils pratiques de certains auteurs : } b/D_1 < 1 \text{ ) } \quad (***)$

Nous pouvons ainsi poursuivre notre démarche en déterminant par exemple :

- La vitesse tangentielle donnée comme suit:

$$v_t = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (18)$$

dont l'application numérique, nous donne :

$$v_t = 4,398 \text{ m/s} \simeq 4,4 \text{ m/s}$$

- Ainsi que la force tangentielle qui agit sur la roue ②, présentée de la manière suivante:

$$F_t = \frac{G_2}{D_2/2} \quad (19)$$

soit :  $F_t \simeq 338,31794 \text{ daN} \simeq 338,32 \text{ daN}$

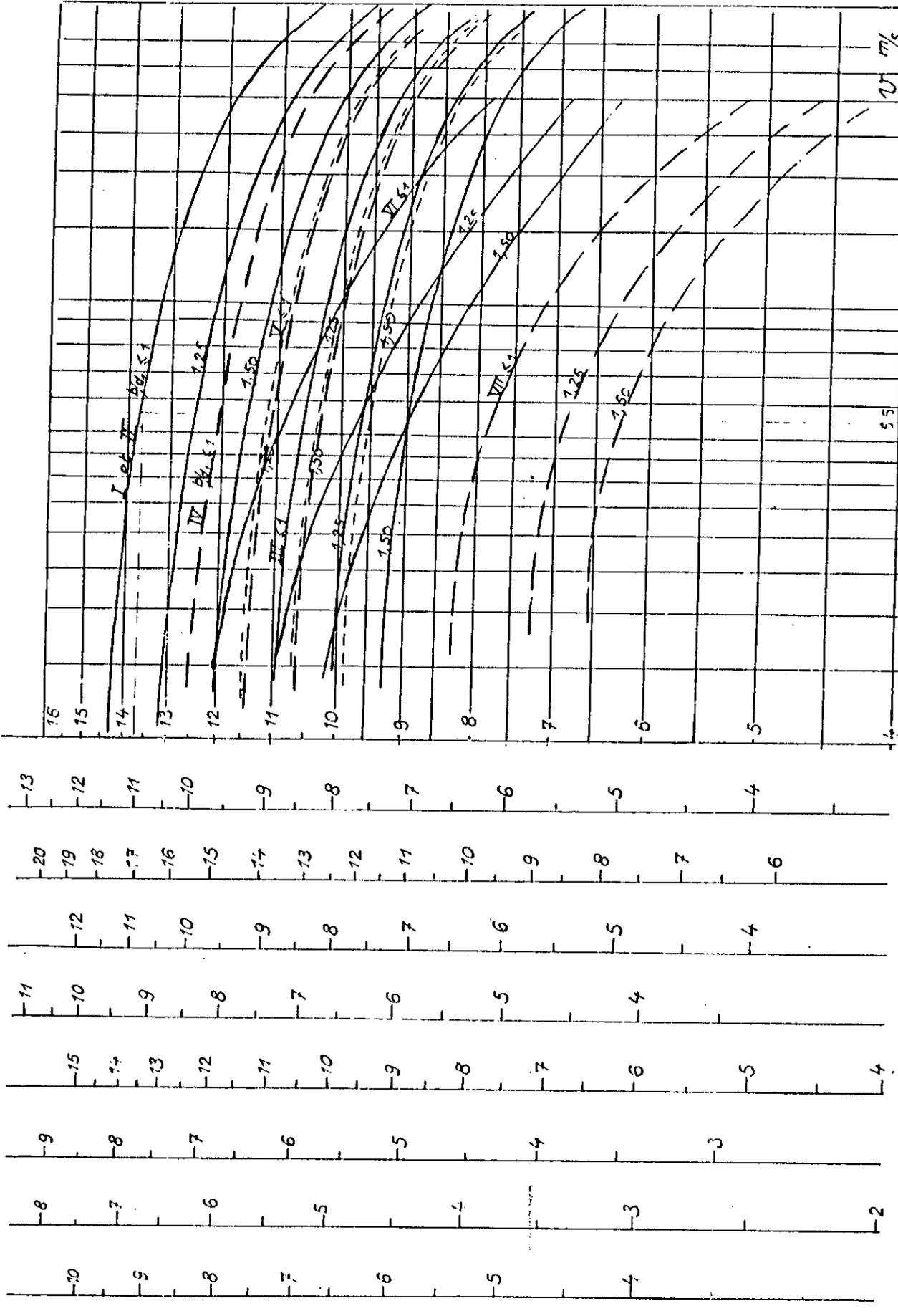
d'où une force tangentielle linéique :  $F_u = \frac{F_t}{b} \quad (20)$

de :  $F_u \simeq 8,055189 \text{ daN/mm} \simeq 8,06 \text{ daN/mm}$

(\*) voir page 451 de [1].

(\*\*) voir page 100 de [2].

$(\sigma_{max})$   $(\sigma_{min})$   $(M)$   $(U_x)$   $(U_y)$



$\frac{F_c}{D \cdot m_n}$  (da N / mm<sup>2</sup>) de sécurité, à multiplier par C<sub>B7</sub>

Pour ce qui est du choix des déports de notre train, nous vous proposons l'expression qui suit :

$$x_1 = \frac{r-1}{r+1} \cdot \lambda + \sum x_i \frac{1}{r+1} \quad (21)$$

où  $\lambda$  - est coefficient dont la valeur est comprise entre 0,5 & 0,75 pour les engrenages réducteurs, en se rapprochant plutôt de la valeur 0,75 lorsque la somme des nombres de dents diminue, ce qui n'est nullement notre cas donc  $\lambda = 0,5$ .

De même  $\sum x$  - représente la somme des déports appartenant à un intervalle favorablement recherché :  $\sum x \in [-0,3 \div 0,6]$ , pour notre situation se sera une valeur suivante :  $\sum x = 0,4$ .

Le tout injecté dans l'expression (21), nous offre une valeur de déport raisonnable :  $x_1 = 0,38$  &  $x_2 = 0,02$

Ce qui nous permet, par l'intermédiaire des expressions (1) , (2) , (7) , (8) & (9), d'obtenir :

$$p_n \approx 3,14 \quad ; \quad p_t \approx 3,19 \quad ; \quad K \approx 42$$

$$\begin{cases} h_{a2} \approx 1,08 \\ h_{a1} \approx 0,72 \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} h_{f2} \approx 0,87 \\ h_{f1} \approx 1,23 \end{cases} \quad \text{avec une variation d'entraxe d'environ } 0,1 \text{ mm et } k \approx 0,3 \text{ (voir [1]).}$$

Sans omettre également (12) qui nous donne :

$$\text{tg} \alpha_t \approx 0,3696 \implies \alpha_t \approx 20^\circ 17' \approx \alpha_n.$$

Lançons-nous à présent dans la détermination du rapport de conduite apparent; ceci peut être effectuer de deux manières possibles, ce que nous ferons successivement :

1<sup>ère</sup> Méthode : graphique. <sup>(4)</sup> ( voir Fig.6 )

$$\text{Pour cela, commençons par poser : } \begin{cases} y_1 = 1 + x_1 \\ y_2 = 1 + x_2 \end{cases} \quad (22)$$

$$\text{puis: } N_1 = \frac{Zv_1}{y_1} \quad ; \quad N_2 = \frac{Zv_2}{y_2} \quad (23)$$

ce que (22) & (23) nous donne par l'application numérique :

$$\begin{aligned} y_2 &= 1,08 \quad ; \quad y_1 = 0,72 \\ \text{et } N_2 &= 213,3 \quad ; \quad N_1 = 80 \end{aligned}$$

Ceux-ci obtenus puis introduits dans le graphe de fonction:

$U = \psi(N ; \alpha_t)$  , nous permet de relever les valeurs qui suivent :

((1)) voir page 240 de [1].

((3)) voir page 241 de [1].

((2)) voir page 240 de [1].

((4)) voir page 121 de [1].

$$U_1 \simeq 0,85 \quad \& \quad U_2 \simeq 0,94$$

Ces dernières sont les quantités des fonctions qui se trouvent dans l'expression du rapport de conduite donnée comme suit:

$$\varepsilon_\alpha = y_1 U_1 + y_2 U_2 \quad (24)$$

Qui par l'application numérique, nous mène à une valeur de :

$$\varepsilon_\alpha \simeq 1,627$$

2<sup>ème</sup> Méthode : Analytique

Ceci est possible grâce à l'utilisation des équations

suivantes :

$$(*) \left\{ \begin{array}{l} (25) \quad g_f = AI = \sqrt{\left(\frac{D_1}{2} + h_{a_1}\right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \cos \alpha\right)^2} - \left(\frac{D_1}{2} \sin \alpha\right) \\ (26) \quad g_a = IB = \sqrt{\left(\frac{D_2}{2} + h_{a_2}\right)^2 - \left(\frac{D_2}{2} \cos \alpha\right)^2} - \left(\frac{D_2}{2} \sin \alpha\right) \end{array} \right.$$

où  $g_f$  - représente la longueur d'approche.

et  $g_a$  - Désigne la longueur de retraite.

Alors que la longueur d'action n'est autre que la somme des

deux précédentes à savoir :

$$g_\alpha = AB = g_f + g_a \quad (27)$$

Donc en substituant les différentes inconnues des expressions (25) (26) & (27) par la valeur déjà calculée, nous aboutissons à :

$$g_f \simeq 1,94 \text{ mm} ; \quad g_a \simeq 3,05 \text{ mm} ; \quad g_\alpha \simeq 4,99 \text{ mm}$$

Nous arrivons ainsi à la fin de la définition analytique du rapport de conduite apparent :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P} \quad (28)$$

dont la valeur vaut :  $\varepsilon_\alpha \simeq 1,6$  mm

Pour notre part, nous prendrons cette dernière valeur qui est la plus exacte pour le calcul du rapport de conduite total qui à la différence de celui des engrenages à dentures droites fait intervenir un certain rapport dit : de recouvrement, donné par l'équation suivante :

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{P_t} \quad (-29)$$

((\*)) Voir page 100 de [?].

D'où notre rapport de conduite total, se caractérisera comme une somme des quantités (28) & (29) ce qui désigne exclusivement les dentures hélicoïdales.

$$\epsilon_{\gamma} = \epsilon_{\alpha} + \epsilon_{\beta} \quad (30)$$

par l'application numérique, nous arrivons à :

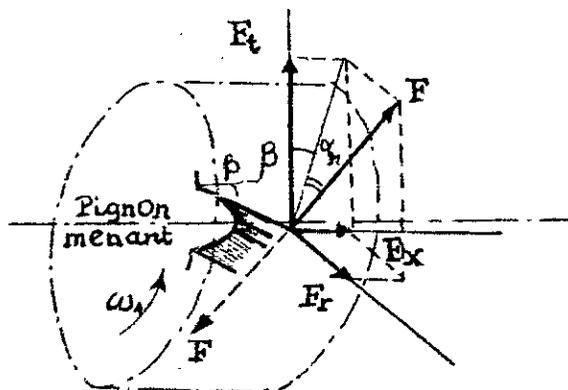
$$\epsilon_{\beta} \approx 2,3215 \text{ mm} \quad \text{soit } \epsilon_{\gamma} \approx 3,91 \text{ mm}$$

En sachant que ce rapport total de conduite signifie, qu'il y a tantôt 3 couples de dents engrenés simultanément tantôt 4 couples, qui permet de conclure que notre choix de 3 couples est acceptable et même sécurisant.

### III.1 : ETUDE DYNAMIQUE

#### DU 1<sup>er</sup> ETAGE

Pour commencer notre étude voici une figure représentative :



On désigne par :  $F_t$  - La force tangentielle .

$F_r$  - La force radiale.

$F_x$  - La force axiale.

Ces diverses forces ne sont que les composantes d'une et même force, soit  $F$  leur résultante qui agit sur la denture de la roue. Or ne connaissant pas la valeur de cette résultante mais d'une de ses composantes à savoir :  $F_t$ , donc, nous devons exprimer obligatoirement les autres forces inconnues en fonction de cette

dernière soit : 
$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha_n \quad (31)$$

et 
$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (32)$$

ainsi que : 
$$F = \frac{F_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n} \quad (33)$$

En substituant numériquement, cela nous donne:

$$F_r \approx 125,037 \text{ daN} \approx 125 \text{ daN}$$

$$F_x \approx 59,654 \text{ daN} \approx 60 \text{ daN}$$

$$F \approx 365,584 \text{ daN} \approx 366 \text{ daN}$$

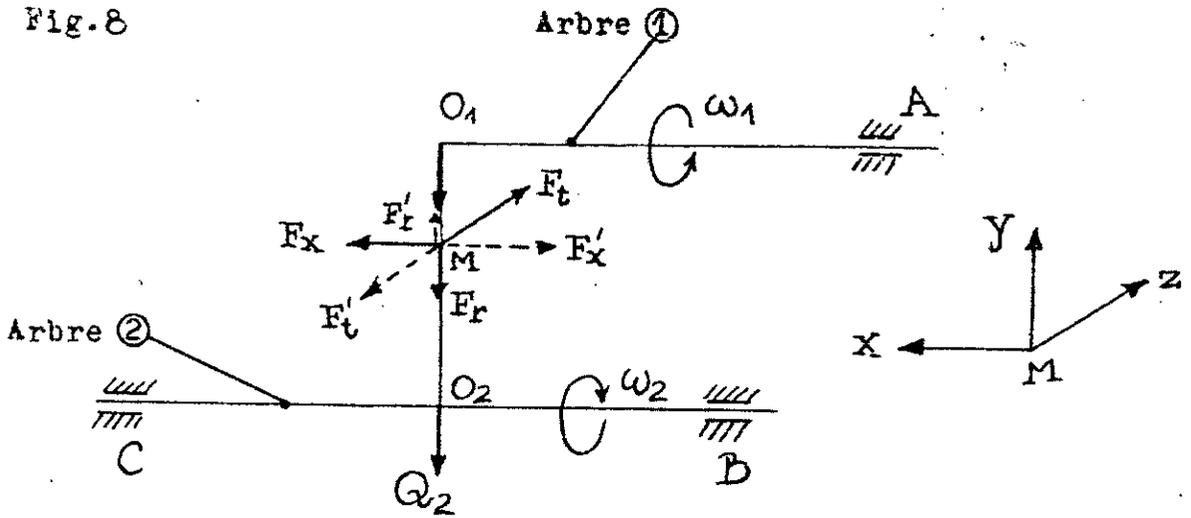
Avec évidemment :  $F_t \approx 338,31794 \text{ daN} \approx 338,32 \text{ daN}$ .

En sachant que la réaction sur la roue est désignée par  $F'$  et

est directement opposée à  $F$  soit :  $F' = -F$

et donc la figure récapitulative suivante :

Fig. 8



Où  $Q_1$  &  $Q_2$  désignent respectivement les poids du pignon (1) et de la roue (2), et  $M$  le point de contact des dentures de (1) & (2).

ou encore :

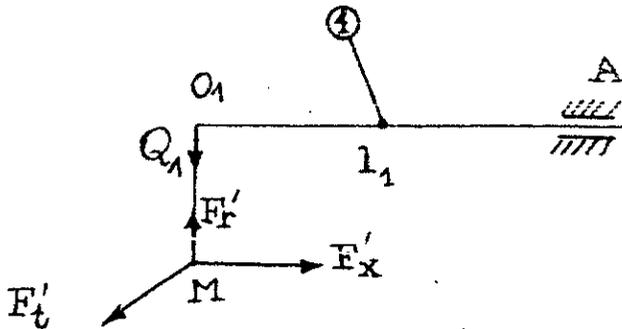


Fig. 9

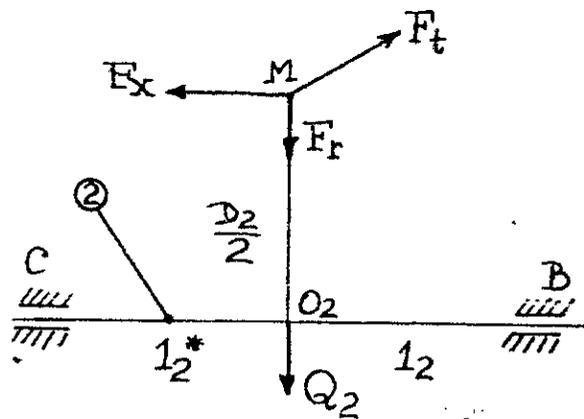


Fig. 10

### III.2 : DIMENSIONNEMENT DES ARBRES

#### DU 1<sup>er</sup> ETAGE

Notre dimensionnement n'est possible que grâce à l'expression suivante :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_1}{\sigma_0}} \quad (**) \quad (34)$$

où  $M_1$  - désigne le moment idéal soit :  $M_1 = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$  (35)

avec  $M_t$  - moment de torsion de l'arbre

et  $M_f$  - moment fléchissant, résultat défini comme

$$M_f = \sqrt{M_{f/y}^2 + M_{f/z}^2} \quad (36)$$

En sachant que :

$M_{f/y}$  - désigne le moment fléchissant dans le plan ( xz ) de l'arbre.

et  $M_{f/z}$  - désigne le moment fléchissant dans le plan ( xy ) de l'arbre.

Le tout est donc de déterminer toutes ces inconnues et ceci pour les deux (2) arbres de ce train, pour cela nous vous proposons de porter cette étude successivement sur chaque arbre.

#### A R B R E ①

Se référer pour cela à la figure .

Pour commencer notre édification de l'étude, nous prenons une valeur  $l = 84$  mm (distance du milieu du pignon au point d'appui A ) ceci est en accord avec la longueur d'arbre disponible choisie comme hypothèse ( 110 mm ).

De même un calcul rapide de la quantité de  $Q_1$  ( poids du pignon ).

Avec  $\rho = 7,88 \cdot 10^3$  kg/m<sup>3</sup> ( masse volumique de l'acier de cémentation utilisé dans notre cas. )

L'expression utilisée étant des plus simples :

$$Q_1 = \frac{\pi D_1^2 \cdot b}{4} \cdot \rho \cdot g \quad (37)$$

(\*) voir page 37 de [4].

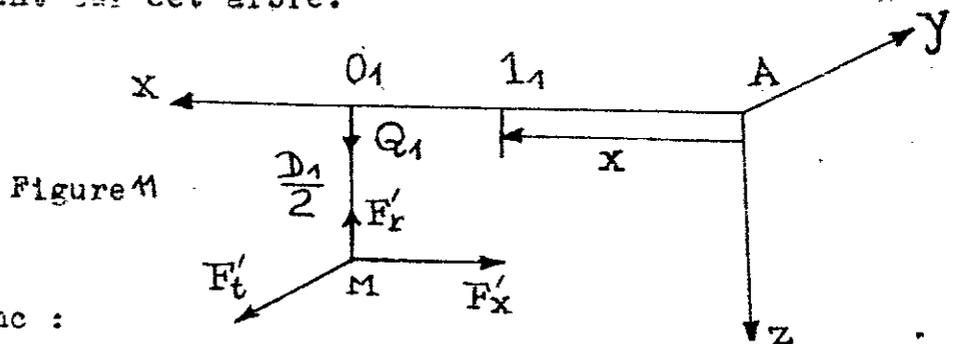
Avec :  $D_1 \approx 56 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$b \approx 42 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  &  $g \approx 9,81 \cdot 10^{-1} \text{ daN/kg}$

soit en finalité une valeur du poids du pignon ④ de :

$$Q_1 = 0,79967 \text{ daN.} \approx 0,8 \text{ daN.}$$

A présent, en se rapportant à la figure suivante, il nous sera plus aisé de déduire les expressions des divers moments agissant sur cet arbre.



ainsi donc :

✦ Le moment fléchissant dans le plan (xz) par rapport au point A ( Appui ) : Fig.12.(a)

$$M_{y/A}^f(x) = -F_r' \cdot \frac{D_1}{2} + (F_r' - Q_1) (l_1 - x) \text{ pour } x \in ]0, l_1]$$

✦ Le moment fléchissant dans le plan (xy) par rapport à l'appui A : Fig.12.(b)

$$M_{z/A}^f(x) = -F_t' (l_1 - x) \text{ pour } x \in ]0, l_1]$$

✦ Le moment torsion dans le plan (yz) : Fig.12.(c)

$$M_{x/A}^t(x) = F_t' \cdot \frac{D_1}{2} \text{ pour } x \in ]0, l_1]$$

Pour une meilleure visualisation de la question, nous vous proposons les graphes représentatifs des moments précédents :

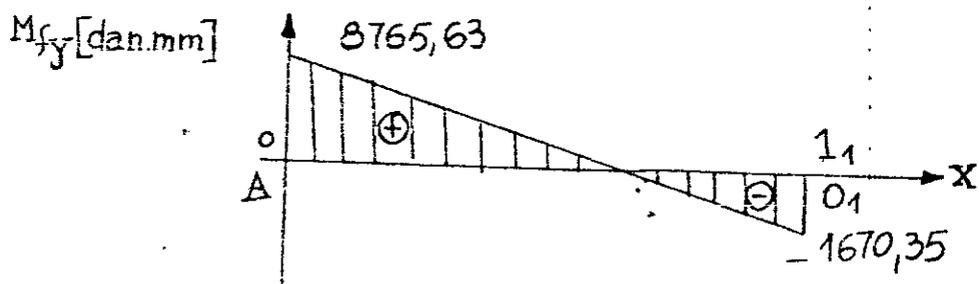
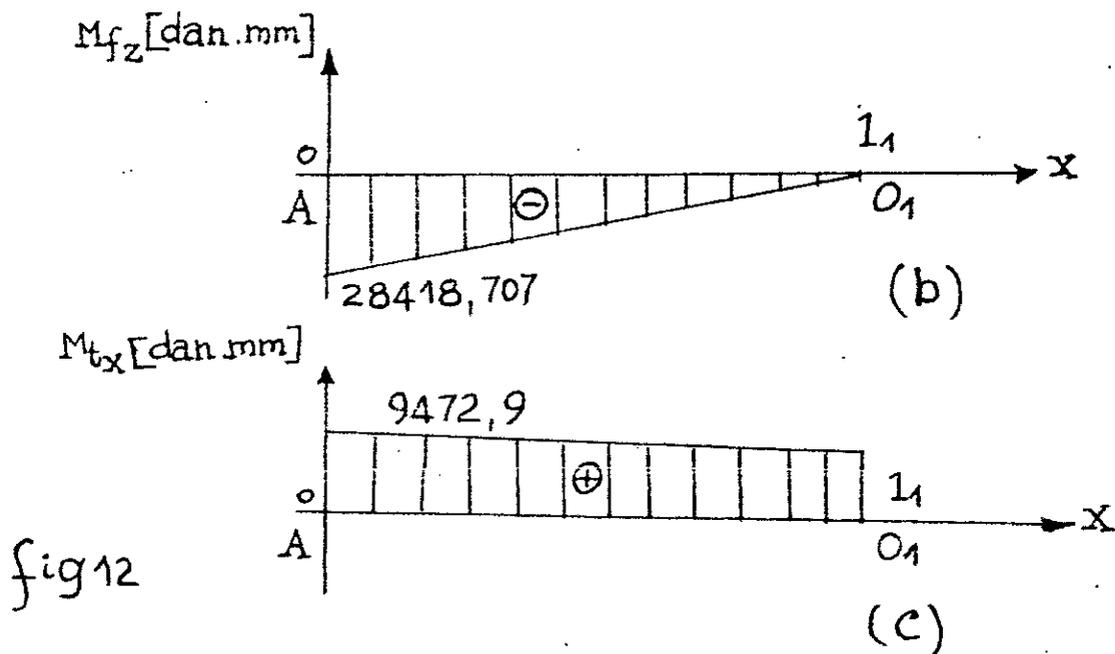


fig 12

(a)



Ceci nous permet ainsi de noter que la zone la plus sollicitée n'est autre que la section en l'appui A, dont

les différents moments sont :  $Mf_y (A) \approx 8765,63 \text{ daN}\cdot\text{mm} \approx 8,77 \text{ daN}\cdot\text{m}$

$Mf_z (A) \approx -28418,707 \text{ daN}\cdot\text{mm} \approx -28,42 \text{ daN}\cdot\text{m}$

$Mt_x (A) \approx 9472,9 \text{ daN}\cdot\text{mm} \approx 9,47 \text{ daN}\cdot\text{m}$

Ces derniers injectés dans les équations (36), (35)

et (34), nous donnent successivement :

+ Un moment de flexion total :  $Mf \approx 29739,858 \text{ daN}\cdot\text{mm} \approx 29,74 \text{ daN}\cdot\text{m}$

+ Un moment idéal :  $M_i \approx 31212,098 \text{ daN}\cdot\text{mm} \approx 31,2 \text{ daN}\cdot\text{m}$

+ Ainsi qu'une section minimale :  $d_{\text{③}} \geq 26,38 \text{ mm}$

Cette condition donc sur le diamètre de l'arbre est belle & bien remplie par le choix dans l'hypothèse à savoir

$$d_{\text{④}} = 42 \text{ mm.}$$

### ARBRE ②

Pour cet arbre-ci, permettez-nous de prendre une longueur, une de 120mm telle que la roue ② se trouve en son milieu soient des longueurs respectives :  $l_2 = 60 \text{ mm}$ ;  $l_2^* = 60 \text{ mm}$

Pour une meilleure compréhension, de même pour poursuivre notre étude, nous vous offrons de vous référer à la figure suivante :

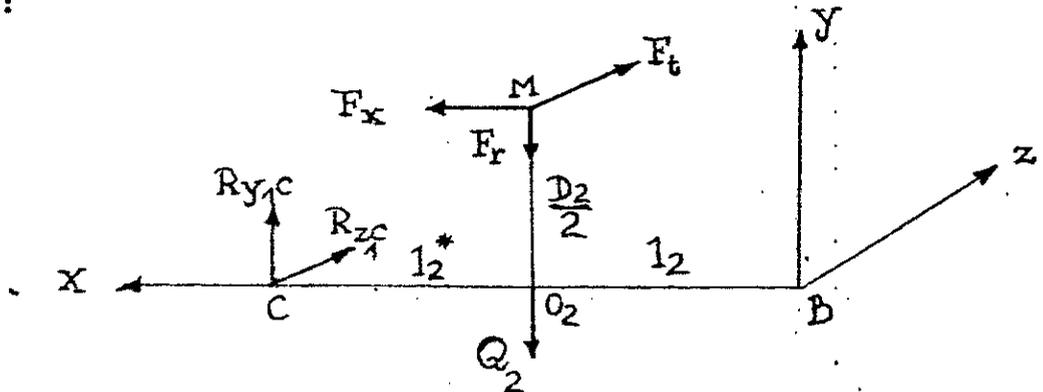


fig 13

La procédure de travail est approximativement la même, la particularité à citer est le calcul de réactions indispensable .

Le calcul de réactions s'effectue de la manière suivante: Pour cela, il suffit d'annuler les moments fléchissants, à savoir : ( voir fig.13).

$$\sum M_{y/B} = 0 \text{ (c.à.d)} - R_{z_1c} ( l_2 + l_2^* ) - F_t \cdot l_2 = 0$$

soit A.N :  $R_{z_1c} \simeq - 169,16 \text{ daN}$ .

De même :

$$\sum M_{z/B} = 0 \text{ (c.à.d)} \quad R_{y_1c} ( l_2 + l_2^* ) - F_x \cdot \frac{D_2}{2} - (F_r + Q_2) \cdot l_2 = 0$$

soit A.N :  $R_{y_1c} \simeq 124,6 \text{ daN}$ .

A présent, nous sommes en mesure d'écrire les expressions des divers moments, avec  $Q_2 \simeq 12,7947 \text{ daN} \simeq 12,8 \text{ daN}$ .

Le moment fléchissant dans le plan (xz) par rapport à l'appui B : ( voir fig.14.a )

$$+ M_{y/B} (x) = \begin{cases} - R_{z_1c} \left[ ( l_2 + l_2^* ) - x \right] \text{ pour } x \in ] l_2, l_2 + l_2^* ] \\ - R_{z_1c} \left[ ( l_2 + l_2^* ) - x \right] - F_t ( l_2 - x ) \text{ pour } x \in ] 0, l_2 ] \end{cases}$$

Ainsi que :

Le moment fléchissant dans le plan (xy) par rapport à l'appui B toujours : ( voir Fig.14.b )

$$\rightarrow M_{fz/B}(x) = \begin{cases} R_{yc} [(l_2 + l_2^*) - x] & \text{pour } x \in ]l_2, l_2 + l_2^*] \\ R_{yc} [(l_2 + l_2^*) - x] - \frac{F_t \cdot D_2}{2} - (F_r - Q_2)(l_2 - x) & \text{pour } x \in ]0, l_2] \end{cases}$$

enfin :

Le moment torsion dans le plan (yz) : ( voir Fig.14.c )

$$\rightarrow M_{tx/B}(x) = \begin{cases} F_t \cdot D_2/2 & \text{pour } x \in ]l_2, l_2 + l_2^*] \\ 0 & \text{pour } x \in ]0, l_2] \end{cases}$$

ceci suivi d'une représentation graphique :

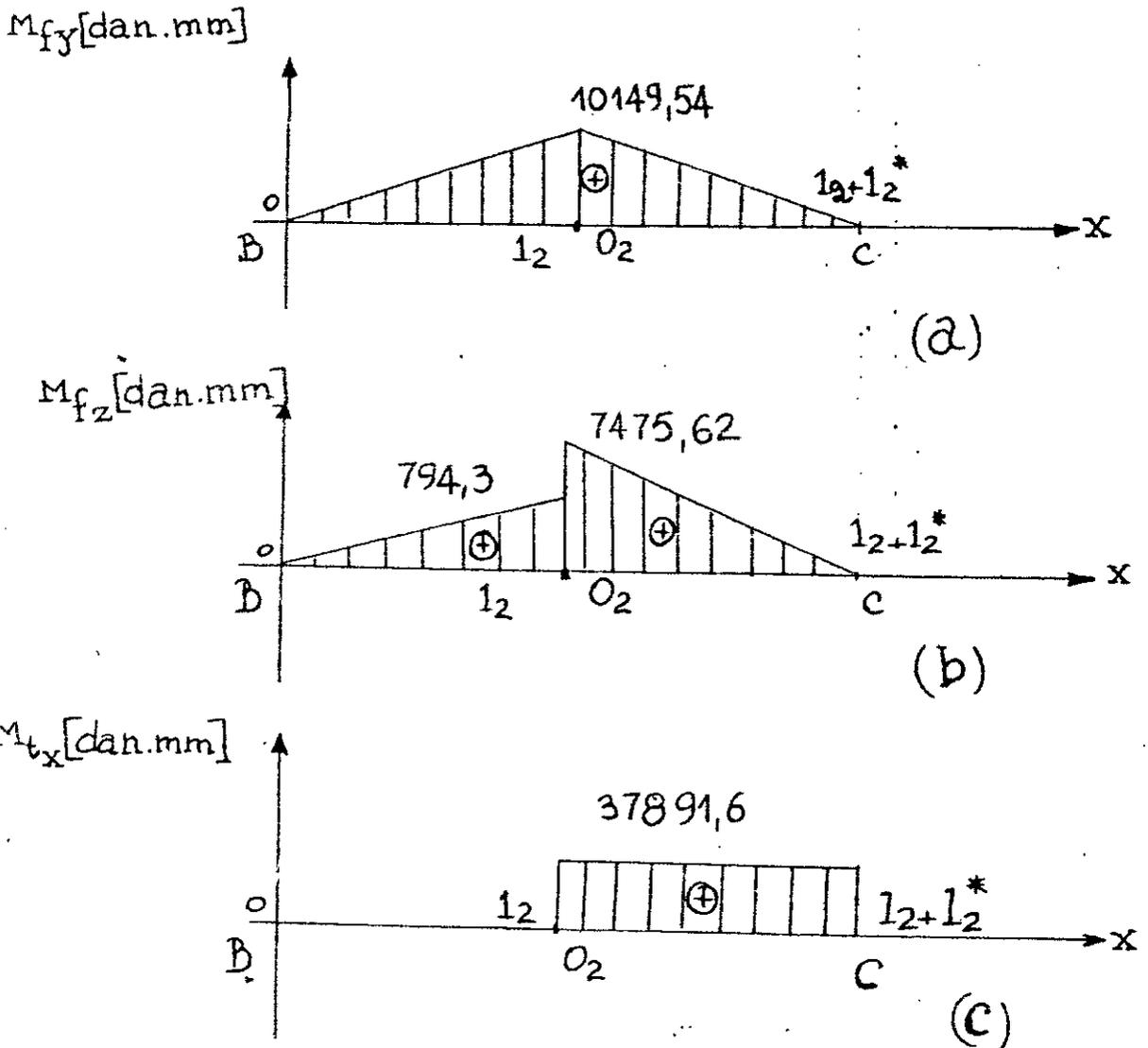


fig 14

Conclusion faite, la zone la plus sollicitée est la section au point  $O_2$ , dont les moments sont :

$$\begin{cases} M f_y(O_2) \simeq 10149,538 \text{ daN.mm.} \simeq 10,15 \text{ daN.m} \\ M f_z(O_2) \simeq 7475,6154 \text{ daN.mm.} \simeq 7,48 \text{ daN.m} \\ M t_x(O_2) \simeq 37891,609 \text{ daN.mm.} \simeq 37,9 \text{ daN.m} \end{cases}$$

- De ces valeurs, les équations (34), (35) & (36) nous donnent
- Un moment de flexion total :  $M_f \simeq 12605,473 \text{ daN.mm} \simeq 12,6 \text{ daN.m}$
  - Un moment idéal :  $M_i \simeq 39933,344 \text{ daN.mm} \simeq 39,9 \text{ daN.m}$
  - Et donc une section minimale :  $d_{\text{min}} \geq 28,64 \text{ mm}$ .

Suite au calcul de réactions précédentes, nous pouvons également y ajouter celles de l'appui B qui ne sont pas nécessaires à notre calcul actuel, mais qui s'avèrent utiles par la suite.

La procédure est la même :

$$\text{Soit : } \sum M f_{y/c} = 0 \quad \text{donc } R_{zB} \simeq 169,15897 \text{ daN} \simeq 169,16 \text{ daN}$$

$$\text{De même } \sum M f_{z/c} = 0 \quad \text{donc } R_{yB} \simeq 13,23837 \text{ daN} \simeq 13,24 \text{ daN}$$

### III.3 : CALCULS DE VERIFICATION

#### DU 1<sup>er</sup> ETAGE

#### 1 - Détermination de la valeur du facteur K :

Celle-ci est possible par l'expression suivante:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot D_1} \cdot \frac{r+1}{r} \quad (**)$$
 (38)

dont l'application numérique donne :

$$K \simeq 0,18 \text{ daN/mm}^2$$

Or en se référant au graphe de la fonction :

$K_{adm} = \psi\left(\frac{b_1}{D_1}, \text{classe}\right)$  avec comme abscisse  $V_t$  [m/s]  
vitesse tangentielle, nous aboutissons à une valeur:

$$K_{adm} \simeq 0,90 \text{ daN/mm}^2 \text{ (voir Fig 15).}$$

Ce qui nous permet de vérifier la validité de notre hypothèse par le fait que :  $K < K_{adm}$ .

#### 2 - Résistance à la pression superficielle:

Nous pouvons pour cette partie faire appel à l'équation, donnant la contrainte à la pression superficielle, qui se présente sous la forme suivante :

$$\sigma_H \simeq 61 \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta \cdot K}{\varepsilon_\alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (**)$$
 (39)

Qui nous offre, après substitution des variables par leur quantité respective déjà calculée, la valeur qui suit:

$$\sigma_H \simeq 44,946 \text{ daN/mm}^2 \simeq 45 \text{ daN/mm}^2$$

Alors que la fig<sup>16</sup> de la fonction :  $\sigma_{H \text{ limite}} = \varphi(\text{HRC, matériaux})$   
( Fig VII-60 [1] ) nous révèle un intervalle de :  $\sigma_{H \text{ limite}} \in [130 \div 165] \text{ daN/mm}$

Et donc de noter que la valeur trouvée est belle et bien inférieure à la valeur limite relevée, ce qui nous permet de conclure que la denture calculée résiste à la pression superficielle.

(\*) voir page 113 de [1]

(\*\*) voir page 389 de [1].

### 3 - Résistance à la rupture :

Celle-ci pourrait-être établie par l'intermédiaire de l'équation suivante :

$$F_{t adm} = \sigma_0 \cdot b \cdot m_n \cdot Y_f \cdot Y_{\varepsilon_\alpha} \cdot Y_v \quad (40)$$

où  $\sigma_0$  - est toujours la contrainte de tension.

$Y_f$  - coefficient de forme, donné par un graphe avec comme données :  $x_1$  ( le départ du pignon (1) ),  $Zv_1$  et  $\alpha_t$  ( angle de pression apparent ), soit donc une fonction :  $Y_f = H(x_1, Zv_1, \alpha)$  (41)

dont le relevé donne une valeur de :

$$Y_f \approx 0,435 \quad ((2)) \quad (\text{voir Fig.17})$$

$Y_{\varepsilon_\alpha}$  - coefficient de rapport de conduite apparent donné par :

$$Y_{\varepsilon_\alpha} = \varepsilon_\alpha \left( 1 + \frac{2,5}{Zv} \right) \quad ((3)) \quad (42)$$

qui nous offre une valeur de :

$$Y_{\varepsilon_\alpha} \approx 2,12 \text{ mm}$$

$Y_v$  - coefficient de vitesse exprimé par :

$$Y_v = \frac{a}{a + \sqrt{v_t}} \quad (\text{Fig.10-7 [2] } ) \text{ ou Fig 18} \quad (43)$$

$v_t$  - vitesse tangentielle en m/s.

et un coefficient " a " prélevé d'un certain tableau donnant des valeurs de "a" en fonction de la qualité de l'engrenage, comme il s'agit pour nous d'un engrenage de bonne qualité commerciale, nous trouvons une valeur de :

$a = 6$  qui nous mène à un coefficient :  $Y_v \approx 0,741$ .

En injectant ces quantités trouvées dans l'équation (40) nous obtenons :

$$F_{t adm} \approx 487,912 \text{ daN.} \approx 487,9 \text{ daN.}$$

Alors que la valeur calculée vaut :

$$F_t \approx 338,31794 \text{ daN} < F_{t adm}$$

((1)) voir page 135 de [2].

((3)) voir page 135 de [2].

((2)) voir Fig.10-2 de [2].

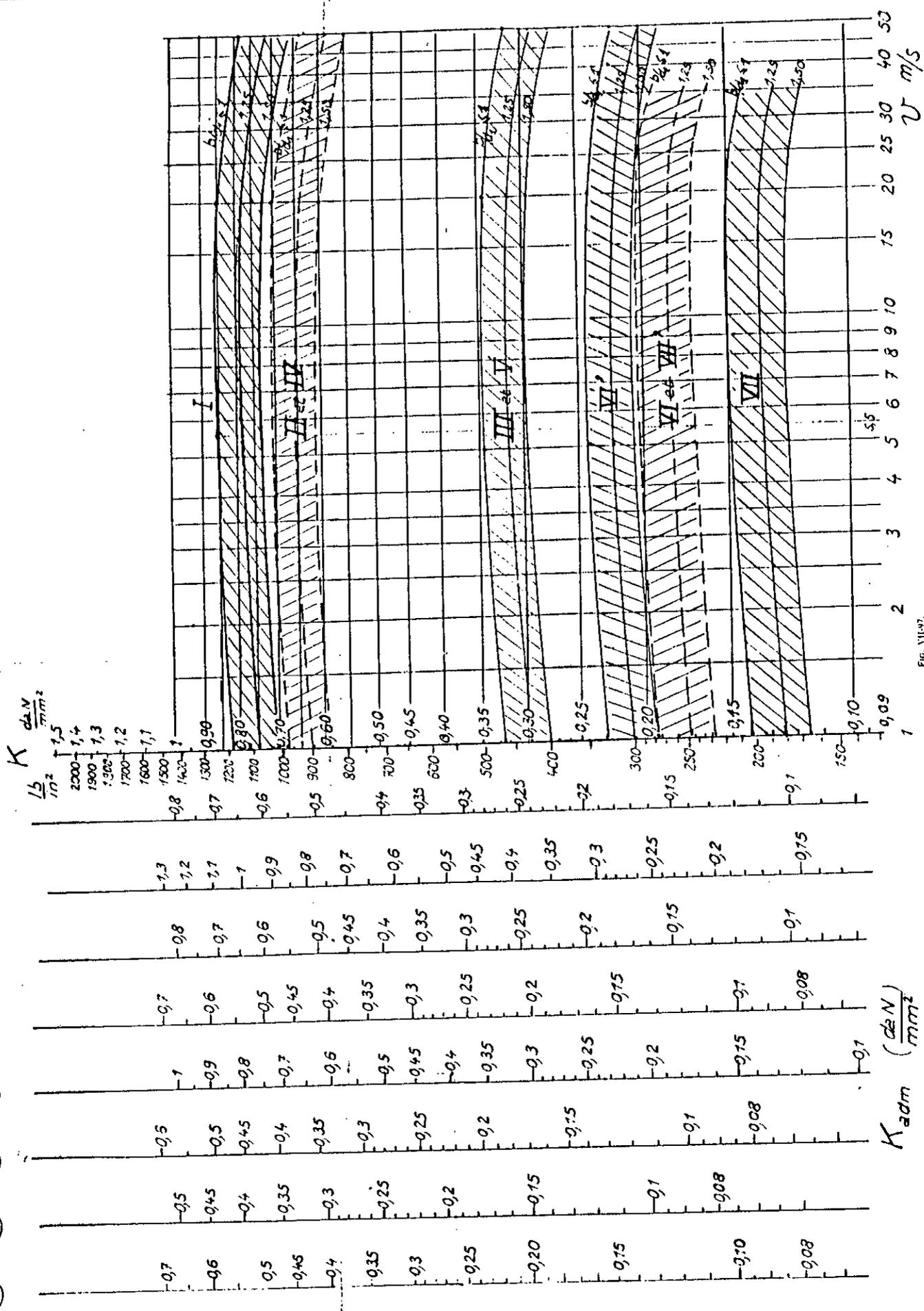


FIG. VII-97.

Fig 15

MEMBER - ENGINEERING - FORM 1

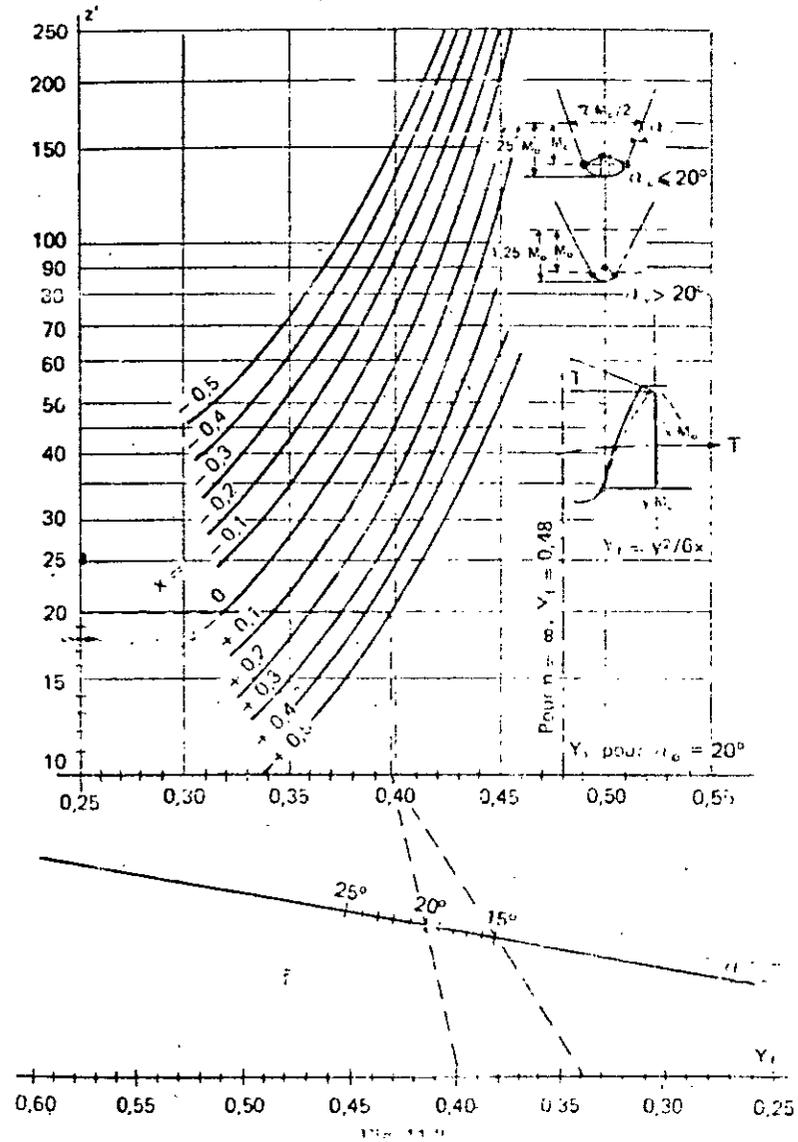


Fig 17

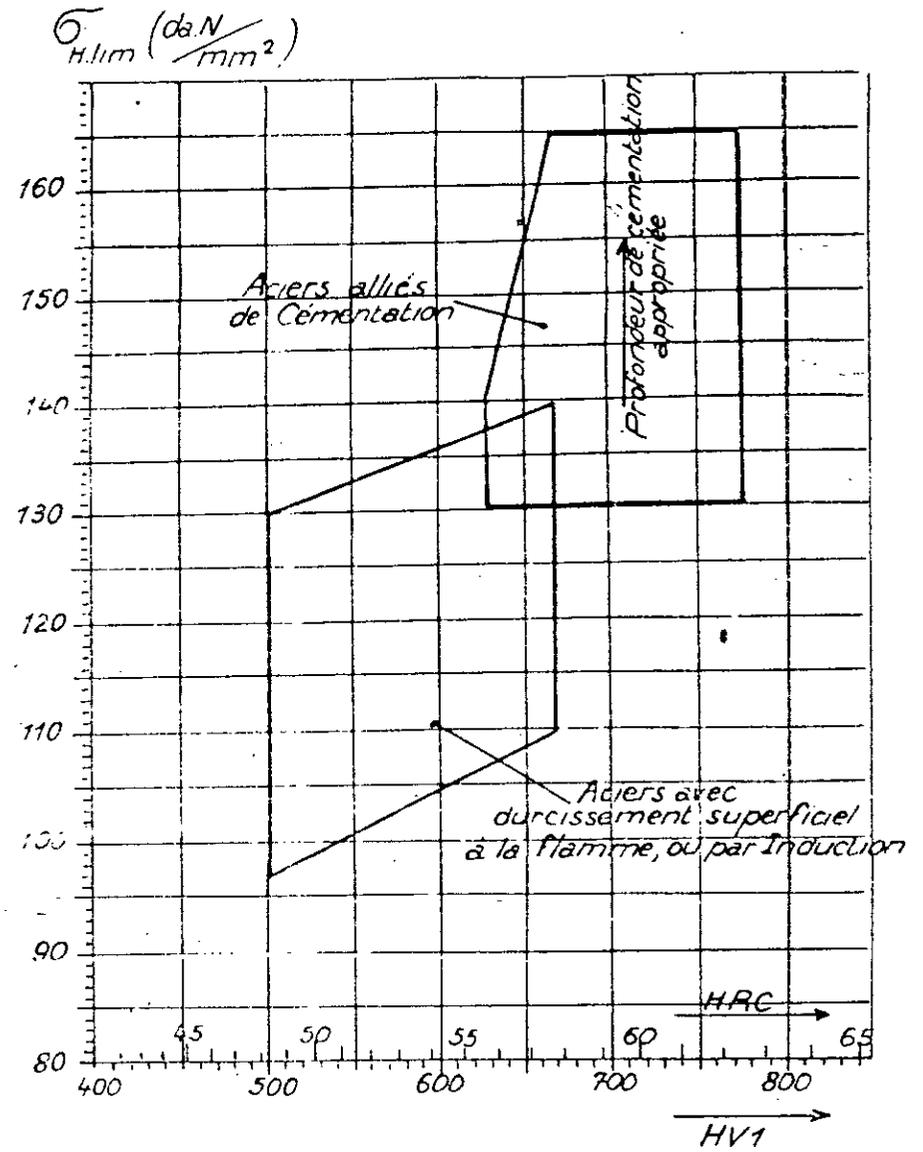


Fig 16

Ce qui ne fait que certifier que cette denture résiste également à la rupture.

† Nous pouvons même le vérifier d'une manière moins précise mais plus rapide par l'équation suivante :

$$F_{t \text{ adm}} / \text{couple de dents} = \frac{\sigma_0}{5} \cdot b \cdot m_n^{(*)} \quad (44)$$

qui nous donne pour un couple de dents engréné une valeur de : 142,8 daN

Or ayant pour notre cas trois (3) couples de dents engrénés simultanément, donc une force tangentielle de :

$$F_{t \text{ adm}} \approx 428,4 \text{ daN} > F_t$$

† Ou encore par la contrainte à la rupture d'équation :

$$\sigma_f = F_t / b \cdot m_n \cdot Y_f \cdot Y_{\epsilon_\alpha} \cdot Y_v \quad (45)$$

Dont en reprenant les valeurs des coefficients de l'expression (40) avec comme force tangentielle la valeur

trouvée soit :  $F_t \approx 338,31794 \text{ daN} \approx 338,32 \text{ daN}$ .

où nous obtenons :  $\sigma_f \approx 11,788 \text{ daN/mm}^2 \approx 12 \text{ daN/mm}^2$

Alors que le graphe, donnant la valeur de la contrainte de rupture en fonction du matériau choisi, nous révèle un intervalle de :

$$\sigma_{f \text{ limite}} \in [31 \div 53] \text{ daN/mm}^2 \quad (\text{Fig.VII 69. [1]}) \text{ ou Fig 49}$$

donc :  $\sigma_f < \sigma_{f \text{ limite}}$  (analyse positive)

#### 4 - Détermination de la vitesse critique (Fig 20)

Les poids respectifs du pignon ① & de la roue ② sont :

$$Q_1 \approx 0,79367 \text{ daN} ; \quad Q_2 \approx 12,7947 \text{ daN} \Rightarrow \begin{cases} Q_1 \approx 0,8 \text{ daN.} \\ Q_2 \approx 12,8 \text{ daN.} \end{cases}$$

Pour des masses respectives de :

$$m_1 \approx 0,8152 \text{ kg} ; \quad m_2 \approx 13,0425 \text{ kg}$$

(\*) voir page 17 de [2].

Nous pouvons ainsi déterminer la masse réduite de cet engrenage soit :

$$m' = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad (46)$$

Dont l'application numérique donne :

$$m' \approx 0,767 \text{ kg}$$

de même qu'une masse linéique définie comme :

$$m = \frac{m'}{b} \quad (47)$$

d'où

$$m \approx 0,0183 \text{ kg/mm}$$

L'expression de la vitesse critique du pignon étant :

$$n_{e1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi z v_1} \sqrt{\frac{C_x}{m}} \quad (48) \quad (**)$$

Avec  $C_x$  - rigidité d'engrenement définie comme suit :

$$C_x = C'(0,75 \cdot \epsilon_w + 0,25) \quad (49)$$

Ceci en faite n'est qu'une vérification du rendement choisi initialement, basé sur les rendements de bonne qualité commerciale. Pour celà, reportons nous à l'équation suivante :

$$\eta = 1 - f \left( \frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{(g_f + g_a) \cos \alpha_n} \quad (**) \quad (50)$$

où  $g_f$  &  $g_a$  ne sont autre que les longueurs d'approche et de retraite, calculées précédement:

Ainsi que  $D_1$  &  $D_2$  sont les diamètres de l'engrenage.

Enfin :  $f$  désigne le coefficient de frottement qui appartient à l'intervalle utilisé en bonne qualité commerciale :  $f \in [0,04 \div 0,1]$  (\*\*)

où la valeur de 0,4 correspond aux fortes vitesses tangentielles.

Pour notre part, nous nous contenterons d'un facteur de 0,1.

Donc en substituant les inconnues de l'expression (50) par leur quantités respectives, nous avons :

Un rendement de l'ordre :  $\eta \approx 0,993$

ce qui est approchant à l'hypothèse.

REMARQUE / Dans l'équation (50), le rendement augmenterait si la longueur d'action augmentait, pour celà, il faudrait le plus petit module possible compatible avec les conditions de résistance.

(\*) voir page 525 de [1].

(\*\*) voir page 122 de 4 ou Fig. I-10 [1].  
ou Fig. 21

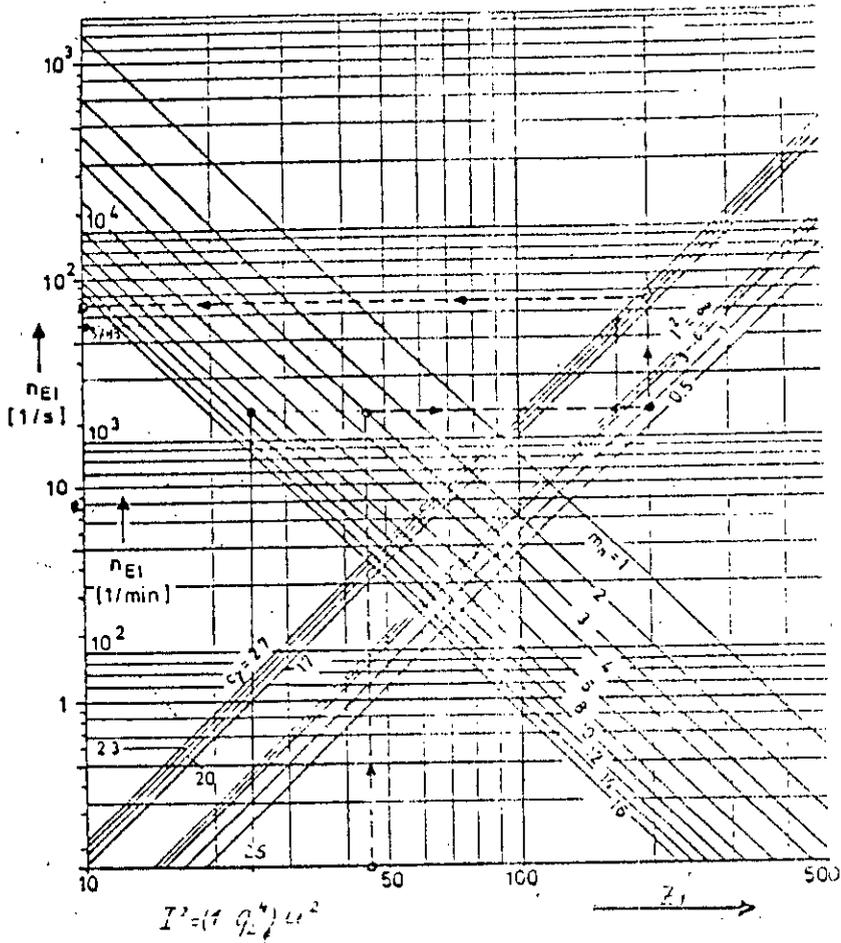


Fig 20

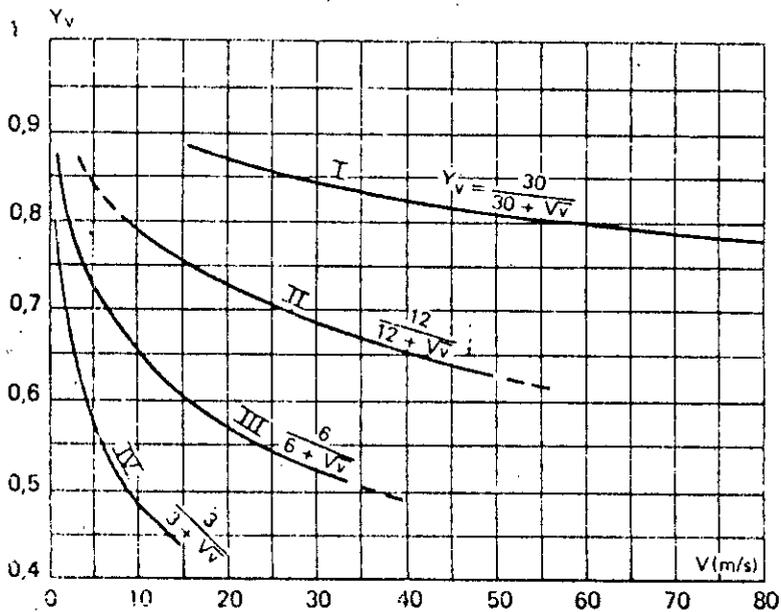


Fig. 10 7

Fig 18

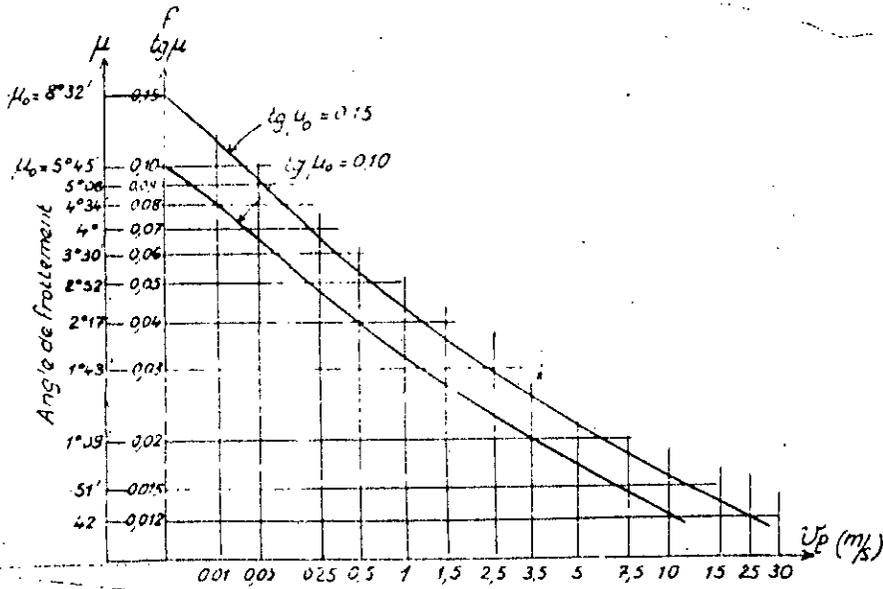


Fig. X-10

Fig 24

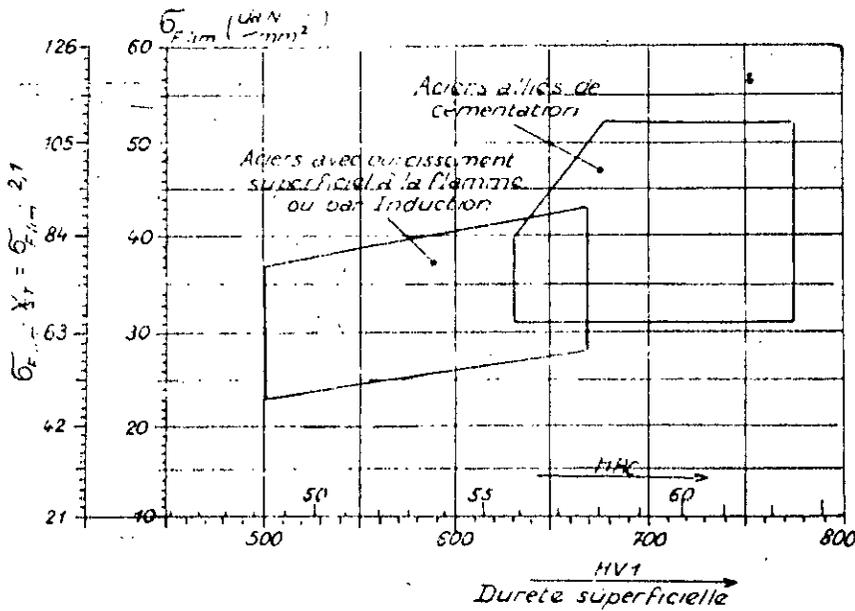


Fig. VII-69

Fig 19

$$\text{Données: } \left. \begin{array}{l} n_3 = n_2 = 375 \text{ tr/mn } (\omega_3 \approx 39,27 \frac{\text{rd}}{\text{s}}) \\ n_4 = 125 \text{ tr/mn } (\omega_4 \approx 13,09 \frac{\text{rd}}{\text{s}}) \end{array} \right\} r_2 = 3$$

Un angle de pression :  $\alpha_n = 20^\circ$

Un entaxe de :  $a \approx 140 \text{ mm}$

Un angle d'inclinaison :  $\beta \approx 10^\circ$

Cet étage utilise le même matériau que l'étage précédent à savoir :

Acier de cémentation de classe I, de qualité I.S.O 5 ou 6 et une résistance à la tension  $\sigma_o = 17 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

Pour commencer, déterminons les diamètres du pignon

③ et de la roue ④ de cet engrènement.

Pour cela, nous devons résoudre le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \frac{D_4}{D_3} \approx r_2 \approx 3 \\ D_3 + D_4 = 2a \approx 280 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{soit} \quad \begin{cases} D_3 \approx 70 \text{ mm} \\ D_4 \approx 210 \text{ mm} \end{cases}$$

Ainsi la vitesse tangentielle de l'équation (18) pour cet étage vaudra :  $v_t \approx 1,3744 \text{ m/s} \approx 1,4 \text{ m/s}$ .

De même un couple de transmission sur l'arbre ④ donné par l'équation (13), avec une puissance fournie à la sortie du 1er étage : soit  $P = \mathcal{C}_2 \cdot \omega_2 \approx 14880 \text{ W}$  et un rendement de l'ordre de 0,991 appartenant toujours au même intervalle, d'une valeur de :  $\mathcal{C}_4 \approx 112651,75 \text{ daN.mm} \approx 112,65 \text{ daN.m}$ .

qui fournit une force tangentielle, exprimée par (19)

appliquée pour ce train, d'une valeur de :

$$F_t \approx 1072,8738 \text{ daN} \approx 1072,87 \text{ daN}$$

Et une force tangentielle linéique suivant (20) de :

$$F_u = \frac{F_t}{b}$$

Où  $b$  - représente toujours la largeur de denture, mais pour ce 2<sup>ème</sup> train, nous prendrons une valeur de 56 mm qui offre des rapports également acceptables :

$$\frac{b}{D_3} = 0,8 \quad \frac{b}{a} = 0,4 \text{ (se référer à III)}$$

De là notre force linéique vaudra :

$$F_u \approx 19,1584 \text{ daN/mm} \approx 19,16 \text{ daN/mm}$$

A présent, pour la détermination du module des engrenages de cet étage, nous suivrons la même procédure utilisée pour le 1<sup>er</sup> train, à savoir l'application numérique de l'équation (17) transformée après l'introduction des équations (5) (10) & (11) soit :

$$m_n \geq \frac{10 \cdot \sigma_4 \cdot \cos^2 \beta}{n \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot D_4} \quad (51)$$

Qui donne, pour le même nombre de couples de dents engrenées simultanément, ceci appliqué pour l'arbre ④, une valeur de :

$$m_n \geq 1,82$$

Dont la valeur du module normalisé la plus supérieurement est :

$$m_n = 2$$

De là, des équations (5), (10) & (11), nous obtenons :

$$m_t \approx 2,031$$

$$\text{et } \begin{cases} Z_3 = 34 \\ Z_4 = 103 \end{cases} \text{ ainsi que } \begin{cases} Zv_3 \approx 35,6 \\ Zv_4 \approx 106,8 \end{cases}$$

En arrivant aux déports, pour une valeur de  $\lambda$  et  $\sum x$  respectivement 0,5 & 0 ( acceptables toujours dans les limites recommandées ), nous avons successivement par l'intermédiaire de (21), (1), (2), (7), (8), (9) & (12) :

$$x_3 \approx 0,25 \quad \& \quad x_4 \approx -0,25$$

ainsi que :  $P_n \approx 6,2832$  ;  $P_t \approx 6,38$  &  $K \approx 28$

$$\text{enfin } \begin{cases} h_{a3} \approx 2,5 \\ h_{a4} \approx 1,5 \end{cases} \text{ et } \begin{cases} h_{f3} \approx 2 \\ h_{f4} \approx 3 \end{cases} \text{ avec } \alpha_t \approx 20^\circ 17' \approx \alpha_n$$

Nous pouvons à présent envisager la détermination du rapport de conduite apparent. Cela se fera par la méthode analytique, donc en calculant numériquement les expressions (25), (26), (27) & (28) appliquées à cet étage.

Ce qui nous donnera successivement :

$$\text{La longueur d'approche : } q_f \approx 6,0445 \text{ mm}$$

$$\text{La longueur de retraite : } q_a \approx 4,1744 \text{ mm}$$

$$\text{La longueur d'action : } q_\alpha \approx 10,2189 \text{ mm}$$

Et le rapport de conduite apparent, soit :

$$E_\alpha \approx 1,6264$$

Sans omettre évidemment les équations (29) & (30) qui nous offre respectivement :

Le rapport de recouvrement :

$$E_\beta \approx 1,5477$$

Le rapport total de conduite :

$$E_\gamma \approx 3,174$$

En se remémorant la signification du rapport total de conduite, nous pouvons, de même que le cas précédent, admettre que notre choix de trois (3) couples de dents qui engrenent simultanément est raisonnable.

IV.1 : ETUDE DYNAMIQUE

DU 2<sup>ème</sup> ETAGE

Nous conservons toujours les mêmes désignations que l'étude similaire précédente avec évidemment une valeur de force tangentielle de :

$$F_t \approx 1072,8738 \text{ daN.} \approx 1072,87 \text{ daN}$$

Qui par l'intermédiaire des expressions (31), (32) & (33) nous permet d'avoir :

Une force radiale de :  $F_r \approx 396,518 \text{ daN.} \approx 396,52 \text{ daN.}$

Une force axiale de :  $F_x \approx 489,1766 \text{ daN.} \approx 489,18 \text{ daN.}$

Ainsi qu'une résultante  $F \approx 1159,34 \text{ daN.}$

Le tout représenté dans la figure suivante :

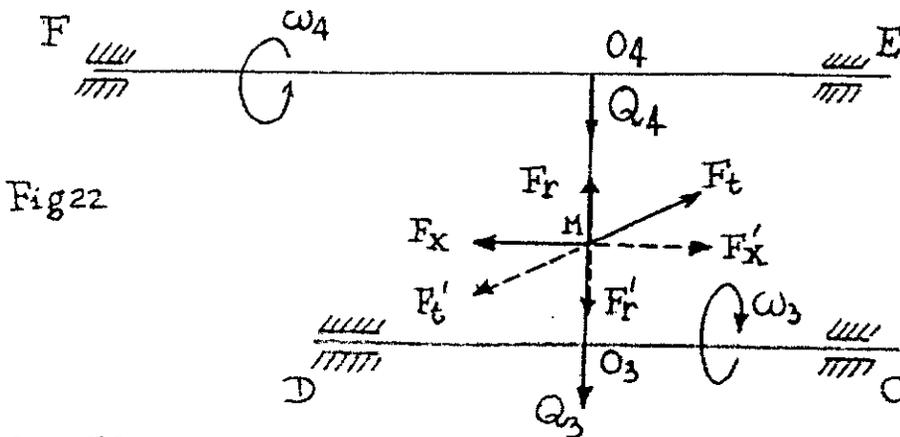


Fig 22

ou encore :

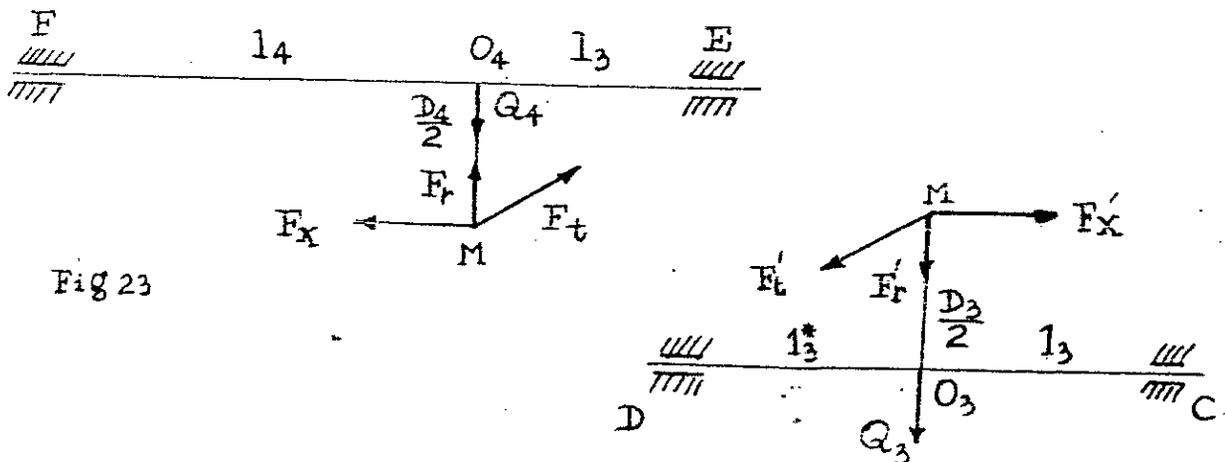


Fig 23

Fig 24

Où  $Q_3$  &  $Q_4$  désignent bien entendu respectivement le poids du pignon ③ et de la roue ④, avec une masse volumique identique à celle du 1er étage ( vu le même matériau utilisé, calculés à l'aide de l'expression (37) qui nous fait obtenir des valeurs de :

$$\text{Poids du pignon } \textcircled{3} : Q_3 \simeq 1,666 \text{ daN.} \simeq 1,7 \text{ daN.}$$

$$\text{Poids de la roue } \textcircled{4} : Q_4 \simeq 14,994 \text{ daN.} \simeq 15 \text{ daN.}$$

En les considérant tous deux comme 2 disques pleins .

IV.2 : DIMENSIONNEMENT DES ARBRES

DU 2eme ETAGE.

Le travail que nous entamons, suivra la même procédure précédente, à savoir l'étude successive des arbres de ce train d'engrenage.

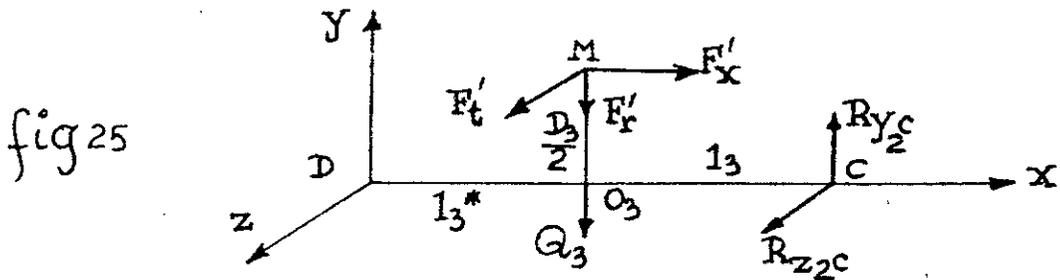
A R B R E ③

Se référer à la fig en prenant une longueur d'arbre totale de 120 mm dont le pignon ③ se trouve en son milieu soit respectivement des distances de part et d'autre de ce dernier :

$$l_3 = 60 \text{ mm ( Distance centre } O_3 \text{ \& l'appui C )}$$

$$l_3^* = 60 \text{ mm ( " " " " } O_3 \text{ " " " D )}$$

A présent le calcul de réactions s'impose, pour ce fait , annulons les moments fléchissants des forces par rapport à l'appui D (voir fig25)



Soit : Dans le plan ( xz ) :  $M_{F_y/D} = 0$

identique à :  $-R_{z2c} \cdot (l_3 + l_3^*) - F'_t \cdot l_3^* = 0$

soit :  $R_{z2c} \approx -536,437 \text{ daN} \approx -536,44 \text{ dan.}$

Soit : dans le plan (yx) :  $M_{F_{2/D}} = 0$

c.a.d  $R_{y_2} \cdot (l_3 + l_3^*) - F'_x \cdot \frac{D_3}{2} - (F'_r + Q_3) l_3^* = 0$

d'où  $R_{y_2} \approx 254,2685 \text{ daN} \approx 254,3 \text{ daN}$

Nous pouvons écrire ainsi les différents moments agissant sur cet arbre :

→ Le plan (xz) dans lequel travaille le moment fléchissant par rapport à l'appui D : Fig 26-(a).

$$M_{f_{y/D}}(x) = \begin{cases} -R_{z_2} \cdot [(l_3 + l_3^*) - x] & \text{pour } x \in ]l_3, l_3 + l_3^*] \\ -R_{z_2} \cdot [(l_3 + l_3^*) - x] - F'_t \cdot (l_3 - x) & x \in ]0, l_3^*] \end{cases}$$

→ Le moment fléchissant dans le plan (xy) par rapport à l'appui D : Fig 26-(b).

$$M_{f_{z/D}}(x) = \begin{cases} R_{y_2} \cdot [(l_3 + l_3^*) - x] & \text{pour } x \in ]l_3, l_3 + l_3^*] \\ R_{y_2} \cdot [(l_3 + l_3^*) - x] - F'_x \cdot \frac{D_3}{2} - (F'_r + Q_3) \cdot (l_3^* - x) & x \in ]0, l_3^*] \end{cases}$$

→ Le moment de torsion dans le plan (yz) : Fig 26-(c).

$$M_{t_{x/D}}(x) = \begin{cases} F'_t \cdot \frac{D_3}{2} & \text{pour } x \in ]l_3, l_3 + l_3^*] \\ 0 & \text{pour } x \in ]0, l_3^*] \end{cases}$$

Faisons suivre cette étude d'une représentation graphique :

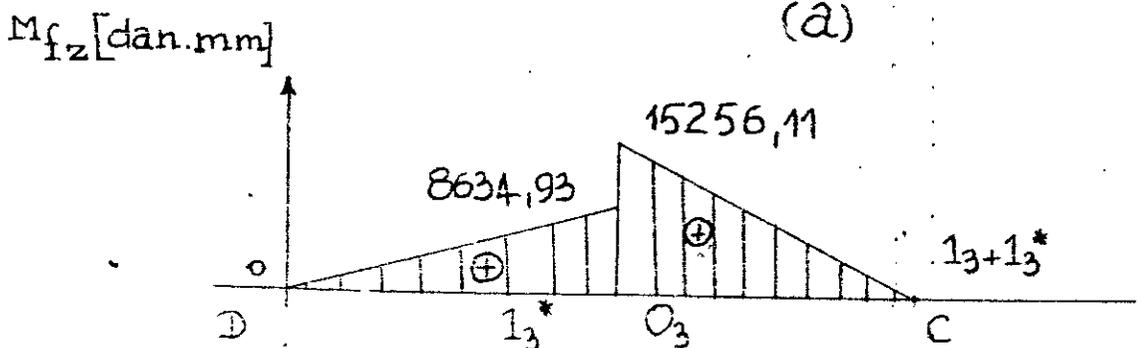
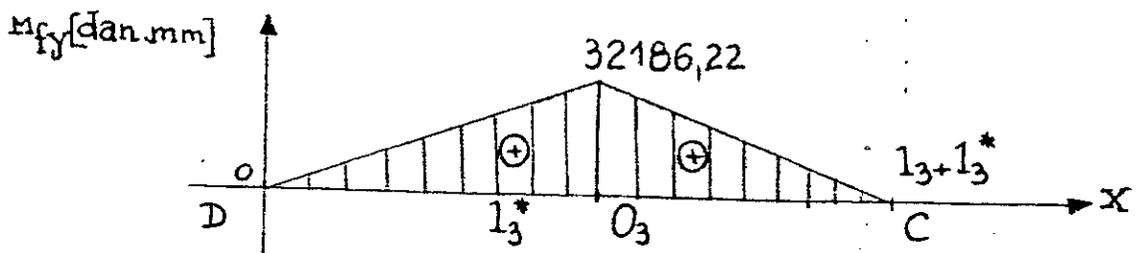
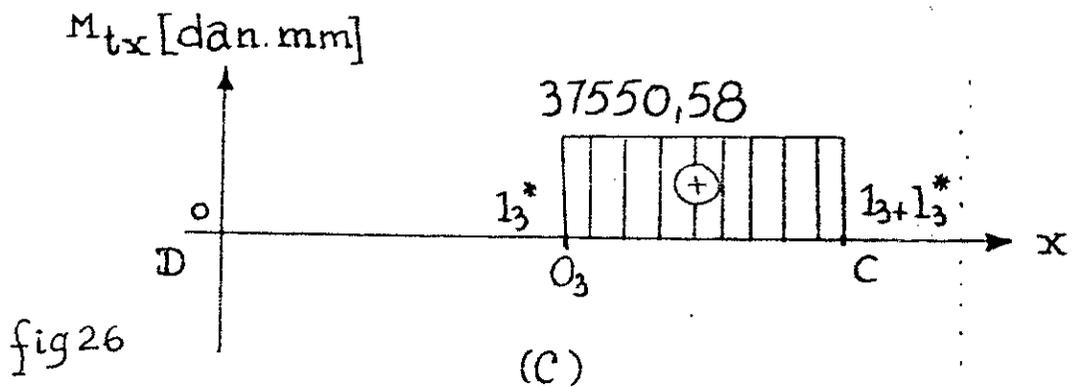


fig 26



Nous ne pouvons donc que déduire que la section de l'arbre ③ la plus sollicitée est celle du point  $O_3$ , dont les divers moments agissant ont pour valeur :

$$\left\{ \begin{array}{ll} M_{f_y}(O_3) \simeq 32186,22 & \text{daN.mm} \simeq 32,2 \text{ daN.m} \\ M_{f_z}(O_3) \simeq 15256,11 & \text{daN.mm} \simeq 15,3 \text{ daN.m} \\ M_{t_x}(O_3) \simeq 37550,58 & \text{daN.mm} \simeq 37,6 \text{ daN.m} \end{array} \right.$$

Ce qui nous permet de déterminer successivement par les équations (34), (35) & (36) :

✦ Le moment de flexion total :

$$M_f \simeq 35618,84 \text{ daN.mm} \simeq 35,6 \text{ daN.m}$$

✦ Le moment idéal :

$$M_i \simeq 51756,62 \text{ daN.mm} \simeq 51,8 \text{ daN.m}$$

✦ La section (diamètre) minimale :

$$d_{\text{③}} \geq 31,225$$

Nous pouvons également, suite au calcul de réactions déterminer celles de l'appui D.

$$\text{soit : } \sum M_{f_{y/c}} = 0 \Rightarrow R_{zD} \simeq 536,437 \text{ daN.} \simeq 536,44 \text{ daN.}$$

$$\text{ainsi que : } M_{f_{z/c}} = 0 \Rightarrow R_{yD} \simeq 143,915 \text{ daN.} \\ \simeq 144 \text{ daN.}$$

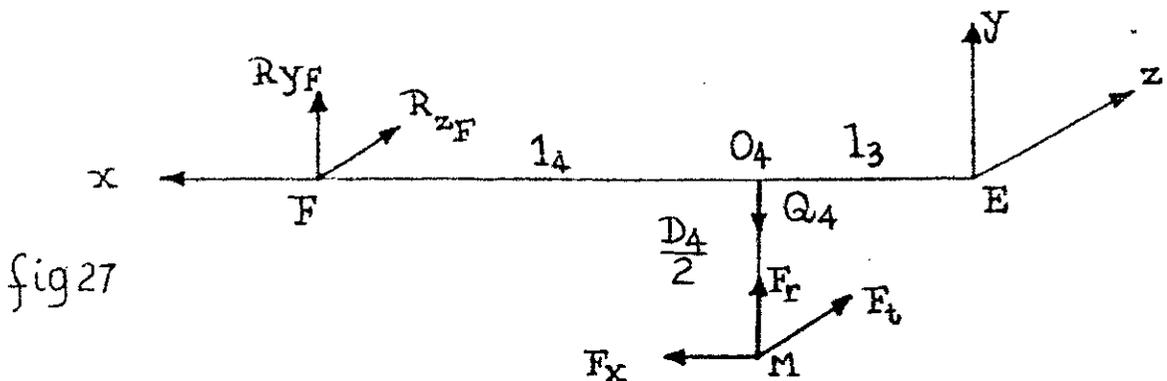
A R B R E ④

Prenons cette fois une longueur, par exemple de 180 mm  
telle que :

$l_3 = 60$  mm ( distance du point  $O_4$  à l'appui E )

$l_4 = 120$  mm ( " " " "  $O_4$  " " " F )

Pour plus de compréhension , je vous prie de vous référer à la fig27 .



où  $R_{yF}$  &  $R_{zF}$  désignent les réactions de l'appui F, dont la détermination sera indispensable.

Pour cela soit :

+ Dans le plan (xz) :  $\sum M_{y/E} = 0$  Identique à :

$$-R_{zF} (l_3 + l_4) - F_t \cdot l_3 = 0$$

$$\text{soit : } R_{zF} \simeq - 357,6246 \text{ daN.} \simeq - 357,63 \text{ daN.}$$

+ Dans le plan (xy) :  $\sum M_{z/E} = 0$  (c.a.d) :

$$R_{yF} (l_3 + l_4) + F_x \cdot \frac{D_4}{2} + (F_r - Q_4) l_3 = 0$$

$$\text{d'où } R_{yF} \simeq - 237,53 \text{ daN.}$$

Pour en arriver enfin à la représentation analytique des divers moments sur cet arbre :

♦ Suivant le plan (xz) : Fig 28-(a).

$$M_{f_{y/E}}(x) = \begin{cases} -R_{zF} [(l_3+l_4) - x] & \text{pour } x \in ]l_3, l_3+l_4] \\ -R_{zF} [(l_3+l_4) - x] - F_t (l_3 - x) & x \in ]0, l_3] \end{cases}$$

De même :

♦ Suivant le plan (xy) : Fig 28-(b).

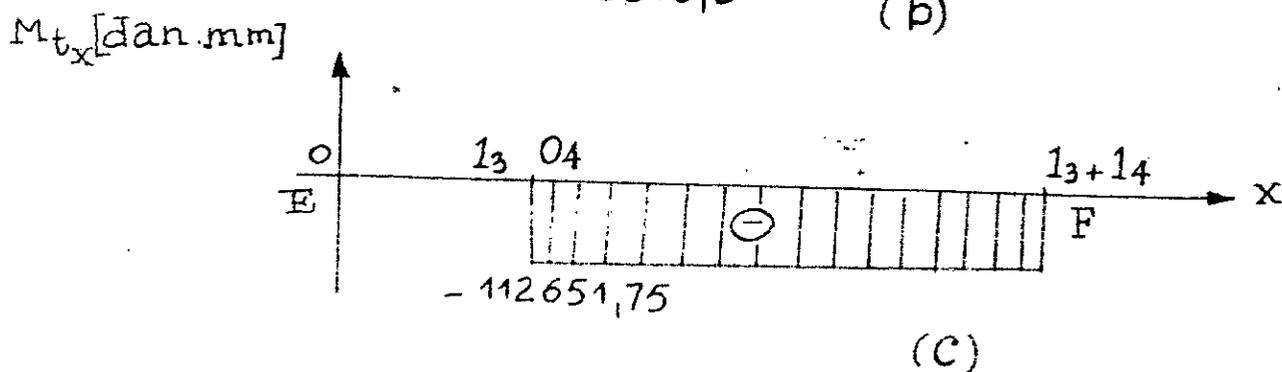
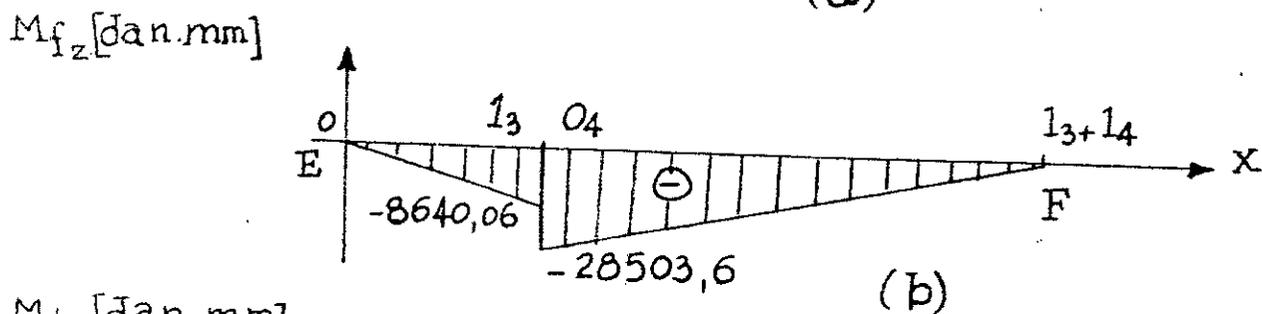
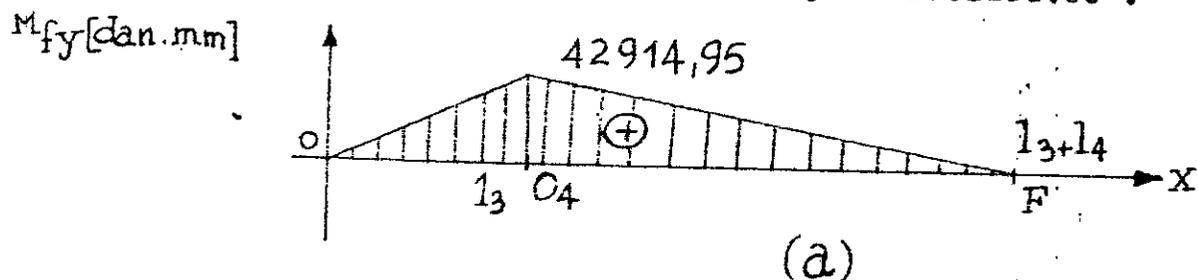
$$M_{f_{z/E}}(x) = \begin{cases} R_{yF} [(l_3+l_4) - x] & \text{pour } x \in ]l_3, l_3+l_4] \\ R_{yF} [(l_3+l_4) - x] + F_x \cdot \frac{D_4}{2} + (P_x - Q_4)(l_3 - x) & x \in ]0, l_3] \end{cases}$$

Ainsi que :

♦ Suivant le plan (yz) : Fig 28-(c).

$$M_{t_{x/E}}(x) = \begin{cases} -F_t \cdot \frac{D_4}{2} & \text{pour } x \in ]l_3, l_3+l_4] \\ 0 & \text{pour } x \in ]0, l_3] \end{cases}$$

Cette même représentation analytique suivie d'une autre qui est cette fois graphique et qui nous permettra encore une fois de mettre en évidence la section la plus sollicitée :



Ce qui nous mène à la section du point  $O_4$  qui est la plus sollicitée & dont les moments agissants sont :

$$\begin{cases} M_{y/F}^{(O_4)} \simeq 42914,95 \text{ daN.mm} \simeq 43 \text{ daN.m} \\ M_{z/F}^{(O_4)} \simeq -28503,6 \text{ daN.mm} \simeq -28,5 \text{ daN.m} \\ M_{t_x/F}^{(O_4)} \simeq -112651,75 \text{ daN.mm} \simeq -112,7 \text{ daN.m} \end{cases}$$

Poursuivons par l'application numérique des équations (34) (35) & (36) qui nous permettent d'obtenir :

+ Le moment de flexion total :

$$M_f \simeq 51518,425 \text{ daN.mm} \simeq 51,5 \text{ daN.m}$$

+ Le moment idéal :

$$M_1 \simeq 123873,18 \text{ daN.mm} \simeq 124 \text{ daN.m}$$

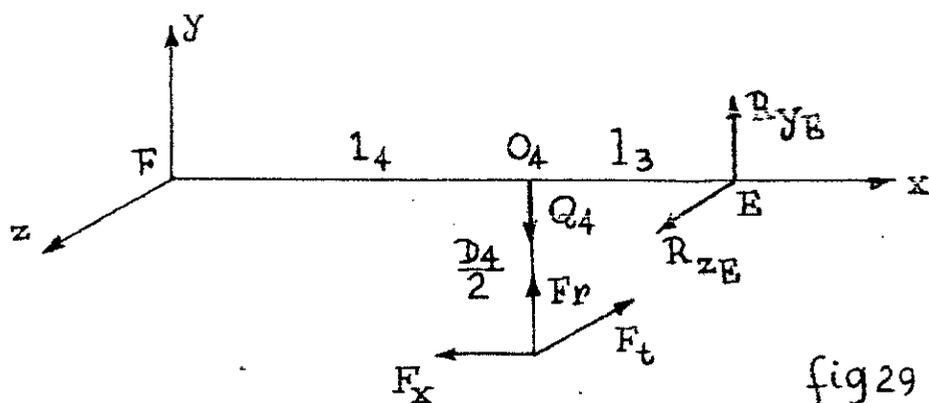
+ Le diamètre (section) minimale :

$$d_{\text{④}} \geq 41,77 \text{ mm}$$

Calculons à présent les réactions de l'appui E . Fig 29.

$$\text{Soit : } M_{y/F} = 0 \Rightarrow R_{zE} \simeq 715,25 \text{ daN.}$$

$$\text{Et } M_{z/F} = 0 \Rightarrow R_{yE} \simeq -143,996 \text{ daN} \simeq -144 \text{ daN.}$$



### IV.3 : CALCUL DE VERIFICATION

#### DU 2<sup>ème</sup> ETAGE

##### 1 - DETERMINATION DE LA VALEUR DU FACTEUR K:

Celle-ci est faite par l'application numérique de l'équation (38) dont les inconnues ont pour valeur :

$$F_t \approx 1072,8738 \text{ daN.}$$

$$b \approx 56 \text{ mm.}$$

$$D_3 \approx 70 \text{ mm.} \quad \& \quad r_2 \approx 3$$

$$\text{donc } K \approx 0,365 \text{ daN/mm}^2.$$

A présent en relevant la valeur admissible de ce même facteur, de fonction :  $K_{adm} = \Psi \left( \frac{b_1}{D_1}, v_t \text{ [m/s], classe I} \right)$  de son graphe avec comme données : ( Fig.15 )

$$\frac{b}{D_3} \ll 1 ; \text{ classe I \& une vitesse: } v_t \approx 1,3744 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 1,4 \text{ m/s}$$

nous obtenons :  $K_{adm} \approx 0,83 \text{ daN/mm}^2$

donc  $K < K_{adm}$  ( point à présent vérifié )

##### 2 - RESISTANCE A LA PRESSION SUPERFICIELLE .

En se reportant à la l'expression (38) avec comme données:

$$n = 20^\circ ; \beta \approx 10^\circ \quad \& \quad C_\alpha \approx 1,6264.$$

nous avons une valeur de la contrainte superficielle de :

$$\sigma_H \approx 71,54 \text{ daN/mm}^2 \approx 72 \text{ daN/mm}^2$$

qui est bien inférieure à l'intervalle limite de la contrainte :

$$\sigma_{H \text{ limite}} \in [130 \div 165] \text{ daN/mm}^2. \quad (\text{ voir Fig.16 } )$$

D'où conclusion faite, notre denture résiste bien à la pression superficielle .

### 3 - RESISTANCE A LA RUPTURE .

Pour cette partie, nous ferons appel à l'équation (40),  
avec les données suivantes :

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v3} \approx 35,6 \\ \alpha_t \approx \alpha_n = 20^\circ \end{array} \right\} \text{ pour un coefficient de forme (41)} \\ Y_f \approx 0,41. \text{ (voir Fig 17)}$$

Ainsi que :

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v3} \approx 35,6 \\ \epsilon_\alpha \approx 1,6264 \end{array} \right\} \text{ pour un coefficient de rapport de} \\ \text{conduite apparent suivant (42)} \\ Y_{\epsilon_\alpha} \approx 1,74147$$

$$\text{Enfin : } \left. \begin{array}{l} z = 6 \\ V_t \approx 1,3744 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{array} \right\} \text{ pour un coefficient de vitesse} \\ \text{suivant (43) de :} \\ Y_v \approx 0,8365 \text{ (voir Fig 18).}$$

Le tout injecté dans l'expression (40), nous offre une  
valeur de la force tangentielle admissible de :

$$F_{t \text{ adm}} \approx 1137,2 \text{ daN.}$$

Donc la valeur de notre force tangentielle  $F_t$  est belle  
& bien inférieure à la force admissible.

Ou encore d'après (44) une force tangentielle admissible  
par couple de dents engrenées de :

$$F_{t \text{ adm}} / \text{couple de dents} \approx 634,66 \text{ daN.}$$

or  $n = 3$  couples de dents.

$$\text{soit : } F_{t \text{ adm}} \approx 1904 \text{ daN.}$$

$$\text{et : } F_t < F_{t \text{ adm}} \quad (\text{encore !})$$

Ou bien pour finir, suivant l'équation (45) où

$$\sigma_t \approx 16,04 \text{ daN/mm}^2 < \sigma_f \text{ limite } \in [31 \div 53] \text{ daN/mm}^2 \text{ (Fig 19).}$$

Conclusion : notre denture résiste à la rupture.

#### 4 - DETERMINATION DE LA VITESSE CRITIQUE. (Fig 20).

Les poids respectifs du pignon ③ et de la roue ④ sont :

$$\left. \begin{array}{l} Q_3 \simeq 1,666 \text{ daN} \\ Q_4 \simeq 14,994 \text{ daN} \end{array} \right\} \text{ soit } \left\{ \begin{array}{l} m_3 \simeq 1,6983 \text{ kg} \\ m_4 \simeq 15,2844 \text{ kg} \end{array} \right.$$

D'où suivant l'équation (46), nous obtenons une masse réduite de :

$$m' \simeq 1,52847 \text{ kg}$$

ainsi qu'une masse linéique:  $m \simeq 0,0273 \text{ kg/mm}$

A présent comme données du coefficient " C' " que l'on relève graphiquement, prenons :

$$x_3 = 0,25 \qquad Zv_3 \simeq 35,6$$

d'où une valeur de :  $C' \simeq 19,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}} / \mu \text{ m}$

Injectée dans l'expression (49), nous avons :

$$C_y \simeq 28,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}} / \mu \text{ m}$$

Substituée dans l'équation (48), nous aboutissons à une valeur de la vitesse critique de :

$$n_{e_3} \simeq 8624 \text{ tr/mn}$$

Alors que la vitesse de rotation du pignon ③ est de l'ordre de 378 tr/mn soit très inférieure à la vitesse de résonance , donc ce phénomène ne risque pas de se produire.

IV.4 : CALCUL DU RENDEMENT DE L'ENGRENEMENT  
DU 2<sup>ème</sup> ETAGE

Connaissant les valeurs respectives des longueurs  
d'approche et de retraite qui sont :

$$g_f \simeq 6,0445 \text{ mm} \quad \& \quad g_a \simeq 4,1744 \text{ mm}$$

avec un coefficient de frottement de l'intervalle  $[0,04 \div 0,1]$   
de, par exemple :  $f \simeq 0,08$

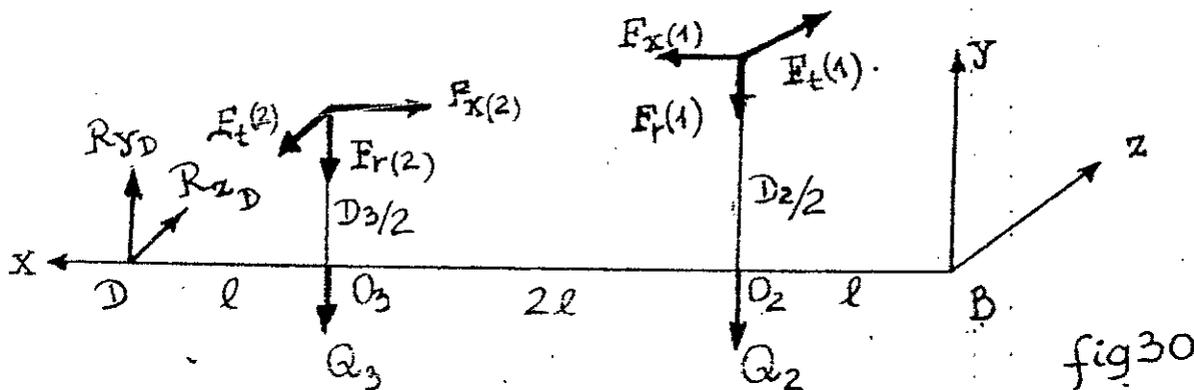
Ainsi de même pour les diamètres respectifs du pignon ③  
et de la roue ④ :  
soit :  $D_3 \simeq 70 \text{ mm}$  ;  $D_4 \simeq 210 \text{ mm}$

Ces valeurs-ci injectées dans l'équation (50), nous  
permettent d'aboutir à une valeur de rendement :

$$\eta \simeq 0,9914$$

Qui est très proche de la valeur choisie dans l'hypo-  
thèse pour une bonne qualité commerciale.

Nous supposons dans cette partie que nous avons un arbre étagé (voir Fig.30) dont les points d'application des charges restent inchangés, en considérant toute fois deux appuis seulement B et D.



Avec : $F_{t(1)} \approx 338,32 \text{ daN..}$	$F_{t(2)} \approx 1072,874 \text{ daN.}$
$F_{r(1)} \approx 125,034 \text{ daN.}$	$F_{r(2)} \approx 396,52 \text{ daN.}$
$F_{x(1)} \approx 59,654 \text{ daN.}$	et $F_{x(2)} \approx 489,177 \text{ daN.}$
$Q_2 \approx 12,7947 \text{ daN.}$	$Q_3 \approx 1,666 \text{ daN.}$
$D_2/2 \approx 44 \text{ mm.}$	$D_3/2 \approx 35 \text{ mm.}$

De même, nous prenons, pour cette longueur totale d'arbre, un diamètre moyen de  $d = 44 \text{ mm}$  :  $L = 41$  avec  $L = 240 \text{ mm}$ .

Posons à présent certaines notations simplicatrices telles :

$$F'_r(i) = F_r(i) + Q_{(i+1)} \quad \& \quad MF_x(i) = F_x(i) \cdot D_{(i+1)} / 2 \quad \text{avec } i=1;2$$

zône(I) :  $x \in ]0, 1]$       zône(II) :  $x \in ]1, 31]$       zône(III) :  $x \in ]31, 41]$

Commençons donc par le calcul de réactions soient :

$$Mf_{y/B} = 0 \Rightarrow -R_{zD}(41) + F_{t(2)}(31) - F_{t(1)}(1) = 0$$

d'où  $R_{zD} = 720,076 \text{ daN.}$

De même :

$$Mf_{z/B} = 0 \Rightarrow R_{yD}(41) + MF_x(2) - F'_r(2)(31) - MF_x(1) - F'_r(1)(1) = 0$$

d'où  $R_{yD} = 333,346 \text{ daN.}$

Celles-ci permettent d'établir ainsi les diverses expressions des moments de flexion par rapport à l'appui B :

suivant le plan (xz) :

$$Mf_{y/B}(x) = \begin{cases} \text{(III)} : -720,0755(41-x) \\ \text{(II)} : -720,0755(41-x) + 1072,874(31-x) \\ \text{(I)} : -720,0755(41-x) + 1072,874(31-x) - 338,32(1-x) \end{cases}$$

et suivant le plan (xy) :

$$Mf_{z/B}(x) = \begin{cases} \text{(III)} : 333,346(41-x) \\ \text{(II)} : 333,346(41-x) + 6624,195 - 398,484(31-x) \\ \text{(I)} : 333,346(41-x) + 6624,195 - 398,484(31-x) - 6684,25 - 137,83(1-x) \end{cases}$$

Or l'équation différentielle de la déformée est donnée comme suit :

$$EI_x y = -Mf_z(x) \quad \text{et} \quad EI_y z = +Mf_y(x)$$

avec : E: module de Young  $2,06 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$  (Acier)

et  $I_x; I_y$ : moments d'inertie surfacique respectivement par rapport

à l'axe z et y  $I_z = I_y = \frac{\pi d^4}{64} \approx 183984,23 \text{ mm}^4$

soit un produit de :  $EI = 3,79 \cdot 10^9 \text{ daN.mm}^2$ ;

Après double intégration, nous obtenons :

suivant le plan (x,y) :

$$EI_y \cdot z = \begin{cases} \text{(III)} : +\frac{360,04}{3}(41-x)^3 + C_1 x + C_2 \\ \text{(II)} : 120,013(41-x)^3 - 178,84(31-x)^3 + C_3 x + C_4 \\ \text{(I)} : 120,013(41-x)^3 - 178,84(31-x)^3 + \frac{169,16}{3}(1-x)^3 + C_5 x + C_6 \end{cases}$$

où  $C_1; C_2; \dots; C_6$  sont des constantes d'intégration que nous pouvons déterminer aisément par les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} \underset{\text{(III)}}{z(240)} = \underset{\text{(I)}}{z(0)} = 0 & ; \underset{\text{(II)}}{z(180)} = \underset{\text{(II)}}{z(180)} ; \underset{\text{(III)}}{z'(180)} = \underset{\text{(II)}}{z'(180)} ; \\ \underset{\text{(II)}}{z(60)} = \underset{\text{(I)}}{z(60)} & ; \underset{\text{(II)}}{z'(60)} = \underset{\text{(I)}}{z'(60)} . \end{aligned}$$

Nous obtenons ainsi un système d'équation linéaires :

$$\begin{cases} 240 \cdot C_1 + C_2 = 0 \\ (C_6 - C_4) - 60(C_3 - C_5) = 0 \\ (C_4 - C_2) - 180(C_1 - C_3) = 0 \\ C_1 - C_3 = 0 \\ C_3 - C_5 = 0 \\ C_6 = -6,284 \cdot 10^8 \end{cases}$$

Soient :

$$C_1 = C_3 = C_5 = 2618425 \quad \& \quad C_2 = C_4 = C_6 = -6,284 \cdot 10^8$$

Suivant le plan (xz) :

$$EI_z \cdot y = \begin{cases} \text{(III)} : -55,56(41-x)^3 + C_1'x + C_2' \\ \text{(II)} : -55,56(41-x)^3 - 3340,6(x)^2 + 66,36(31-x)^3 + C_3'x + C_4' \\ \text{(I)} : -55,56(41-x)^3 + 30,02(x)^2 + 66,36(31-x)^3 + 23(1-x)^3 + C_5'x + C_6' \end{cases}$$

De même pour les constantes d'intégration :  $C_i'$  avec  $i=1, 2$

Nous obtenons :

$$\begin{aligned} C_1' &\approx -1963486,4 & ; & & C_4' &\approx 3,64 \cdot 10^8 \\ C_2' &\approx 4,7124 \cdot 10^8 & ; & & C_5' &\approx -1172545,4 \\ C_3' &\approx -771670,4 & ; & & C_6' &\approx 3,76 \cdot 10^8 \end{aligned}$$

A présent déterminons les flèches aux points  $O_2$  et  $O_3$ , ainsi que leurs rotations. Le calcul étant assez long, je vous présente donc les résultats :

$$\begin{cases} z_{(III)}(O_3) \approx -0,0346 & \& z'_{(III)}(O_3) \approx 3,5 \cdot 10^{-4} \\ y_{(III)}(O_3) \approx 0,03 & \& y'_{(III)}(O_3) \approx -3,6 \cdot 10^{-4} \end{cases}$$

Ainsi que pour le point  $O_2$ , nous avons obtenu :

$$\begin{cases} z_{(II)}(O_2) \approx 0,0262 & \& z'_{(II)}(O_2) \approx -3,5 \cdot 10^{-4} \\ y_{(II)}(O_2) \approx 0,026 & \& y'_{(II)}(O_2) \approx 3,6 \cdot 10^{-4} \end{cases}$$

Or en sachant que le jeu de fond de dentures est de  $0,25m_n$  et donc des vibrations respectives suivant l'axe "y" de :

Pour le point  $O_2$  : 13,4 % du jeux.

Pour le point  $O_3$  : 8 % du jeux .

Donc ceci ne devrait pas nous perturber dans une certaine mesure, or notre principale préoccupation est tournée vers cette vibration suivant l'axe "z" qui pourrait user la surface de contact de la dent lors de l'engrenement ce qui est surtout, à éviter pour une longue durée de vie et un fonctionnement silencieux. Pour remédier à cela, nous avons donc posé un palier intermédiaire au point d'abscisse 120 .

Nous choisirons pour le guidage en rotation des différents arbres, deux étages précédemment étudiés, des roulements de type (BT) : roulement à une rangée de billes à contact oblique :  $\alpha = 40^\circ$ .

En sachant que ces roulements peuvent supporter des charges axiales et radiales combinées relativement élevées. Ils conviennent pour de grandes vitesses de rotation et souvent utilisés par paire et montés en opposition pour de petites et moyennes dimensions.

Ce type de roulement étant choisi à partir de ses possibilités, il reste à déterminer ses dimensions.

Pour cela, nous devons donc nous reporter aux résultats du dimensionnement des arbres calculés auparavant dans les chapitres III, IV, de même nous déterminerons également les charges supportées par les paliers

+ soit Arbre ① :  $d_{①} \geq 26,38 \text{ mm}$

et nous avons choisi un diamètre de 42 mm sur toute la longueur de l'arbre disponible du moteur pris, en ayant ainsi respecté la condition (16).

+ soit Arbre ② :

pour cet arbre, la condition, à la suite de l'étude de résistance, nous est donnée par :

$$d_{②} \geq 28,64 \text{ mm}$$

Et en appliquant la même condition (16), nous pouvons choisir un diamètre d'arbre en  $O_2$  (Centre de la roue ②) par exemple, également, une valeur de 42 mm.

Nous arrivons à présent, à ce qui nous intéresse principalement; les appuis B et C.

Pour cela prenons un diamètre de 35 mm pour l'appui B toujours en respectant la condition de résistance de matériau  
 $d \geq 28,64 \text{ mm.}$

Ce qui nous permet de relever les différentes valeurs de dimension du roulement, en se référant au tableau de normalisation des roulements, soit donc :

$$d = 35 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} D = 72 \text{ mm } (\varnothing_{\text{ext}} \text{ du roulement}). \\ B_1 = 17 \text{ mm } (\text{largeur du roulement}). \end{cases}$$

et  $C_{o \text{ adm}} = 1500 \text{ daN.}$  ( charge axiale admissible ).

$C_{\text{adm}} = 2080 \text{ daN.}$  ( " " radiale " " ).

Or notre appui B supporte des charges de :

$$C_o = F_x \quad (52)$$

$$\text{et } C = \sqrt{R_{Y_B}^2 + R_{Z_B}^2} \quad (53)$$

avec:  $F_x \approx 59,654 \text{ daN.}$

et  $R_{Y_B} = R_{y_B} \approx 13,24 \text{ daN} ; R_{Z_B} = R_{z_B} \approx 169,16 \text{ daN.}$

d'où l'application numérique, nous donne :

$$C_o \approx 59,654 \text{ daN} \ll C_{o \text{ adm}}$$

ainsi que :  $C \approx 169,68 \text{ daN} \ll C_{\text{adm}}$

c'est donc une vérification positive .

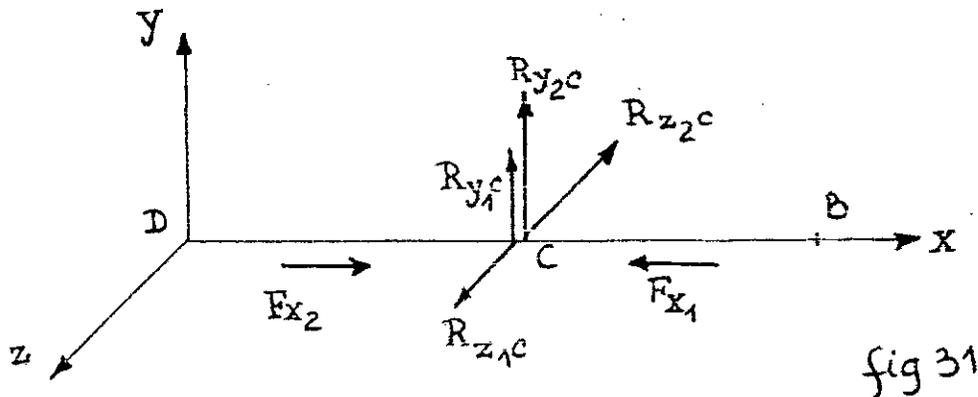
Quant à l'appui C, nous devons remarquer que ce dernier est sollicité aussi bien de la part de l'engrenage du 1er étage, que de la part de l'engrenage du 2ème étage.

Ce qui veut dire :

$$\text{1er étage} \Rightarrow \begin{cases} F_{x_1} \approx 59,654 \text{ daN.} \\ R_{y_1} \approx 124,6 \text{ daN.} \\ R_{z_1} \approx -169,16 \text{ daN.} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{dans son référentiel} \\ \text{figure 13 .} \end{array}$$

$$2^{\text{e}} \text{ étage} \Rightarrow \begin{cases} R_{y_2C} \simeq 254,27 \text{ daN.} \\ R_{z_2C} \simeq -536,44 \text{ daN.} \\ F_{x_2} \simeq 189,18 \text{ daN.} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{Dans son propre} \\ \text{référentiel fig.25} \end{array}$$

Qui nous donne, dans référentiel global : voir fig.31



Les valeurs suivantes :

$$C_o = F_{x_2} - F_{x_1} \quad ; \text{ suivant (53)}$$

$$\text{et } C = \sqrt{R_{y_1c}^2 + R_{z_1c}^2} \quad \text{où } \begin{cases} R_{y_1c} = R_{y_1c} + R_{y_2c} \\ R_{z_1c} = R_{z_1c} - R_{z_2c} \end{cases}$$

soit donc :  $C_o \simeq 129,526 \text{ daN.}$

et :  $C \simeq 527,67 \text{ daN.}$

Pour cet appui, nous prendrons un diamètre d'arbre légèrement supérieur à celui du point  $O_3$  ( ceci pour des raisons pratiques de montage : arbre étagé en décroissance.) soit à titre d'exemple :  $d_c = 45 \text{ mm}$ , qui se retrouve facilement sur le tableau de normalisation des roulements de type : BC,

$$d'ou \quad d = 45 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} D = 85 \text{ mm.} \\ B_1 = 19 \text{ mm.} \end{cases}$$

et  $C_o \text{ adm} = 2120 \text{ daN} \quad ; \quad c_{\text{adm}} = 2750 \text{ daN.}$

Nous pouvons déduire aisément que :

$$C_o \ll C_o \text{ adm} \quad \& \quad C \ll C_{\text{adm}}$$

→ Soit arbre ③ :

Quoi que nous ayons déjà entamé une partie, poursuivons donc notre étude pour les points  $O_3$  & D.

Pour ce premier point, le problème ne se pose pas grâce à la condition (16), le concernant particulièrement et de la condition de résistance qui concerne l'arbre ③.

soit donc :  $(b/d) \leq 1$

et  $d_{\text{③}} \geq 31,225 \text{ mm}$

avec  $b \simeq 56 \text{ mm}$

d'où nous prenons  $d_{\text{③}} \simeq 56 \text{ mm}$  ( $\phi$  au point  $O_3$ ).

Alors que pour l'appui D, nous prendrons un diamètre de 40 mm, inférieur au diamètre du point  $O_3$  (ceci pour des raisons de montage également : arbre étage croissant).

Donc suivant le même tableau de normalisation de roulement, nous relevons ce qui suit :

$$d = 45 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} D = 85 \text{ mm.} \\ B_1 = 19 \text{ mm.} \end{cases}$$

et  $C_{o \text{ adm}} = 2120 \text{ daN}$  ;  $C_{\text{ adm}} = 2750 \text{ daN}$ .

Alors que l'appui D, ne supporte que des charges de :

suivant  $R_{x_2} \simeq 189,18 \text{ daN}$ .

et  $R_{y_D} \simeq 143,92 \text{ daN}$ .

ainsi que  $R_{z_D} \simeq 536,44 \text{ daN}$ .

et d'après (52) & (53), nous avons :

$$C_o \simeq -189,18 \text{ daN.}$$

et  $C \simeq 555,41 \text{ daN} \ll C_{\text{ adm.}}$

REMARQUE La charge radiale est donc satisfaisante, alors que la charge axiale porte un signe négatif, qui signifie qu'elle s'exerce dans le sens opposé que le sens de son angle de pression, or nous pouvons être rassurés, cette charge axiale sera supportée par le roulement de l'appui C, car le cas d'un arbre tournant, ces roulements sont montés en opposition.

→ Soit arbre ④ :

La condition de dimensionnement pour cet arbre est :

$$d_{④} \geq 41,77 \text{ mm.}$$

Avec de même la limite pratique de la formule (16), qui nous donne un diamètre de guidage de la roue ④ d'environ

$$d_{04} \simeq 56 \text{ mm.}$$

A présent, intéressons-nous aux appuis E & F successivement :

L'appui E :

Nous choisirons pour ce palier un diamètre raisonnable de 50 mm =  $d_E$  (une raison de montage intervient également ici) qui nous mènera à utiliser un roulement de dimensions et caractéristiques suivantes :

$$d = 50 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} D = 90 \text{ mm} (\varnothing_{\text{ext}} \text{ du roulement}) \\ B_1 = 20 \text{ mm} (\text{La largeur de roulement}) \end{cases}$$

et  $C_{o \text{ adm}} = 2320 \text{ daN}$  ;  $C_{\text{ adm}} = 2850 \text{ daN.}$

Or notre appui E supporte des charges de :

$$C_o \simeq -189,1766 \text{ daN. ( suivant (52) )}$$

et  $C \simeq 729,6 \text{ daN. ( " " (53) )}$

Celles- ci obtenues avec les données ...

Nous remarquerons donc que notre choix du roulement est des plus rassurants :

$$C \ll C_{adm} \quad \& \quad C_o \ll C_{o,adm}$$

Enfin pour ,

L'appui F :

Nous nous permettrons de choisir un diamètre de palier modéré de l'ordre de 55 mm, ce qui nous incitera, après consultation du tableau de normalisation de roulement, à relever les caractéristiques suivantes du roulement :

$$d=55 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} D = 100 \text{ mm} \\ B_1 = 21 \text{ mm} \end{cases}$$

et  $C_{o,adm} = 2900 \text{ daN.} \quad ; \quad C_{adm} = 3600 \text{ daN.}$

Alors que les charges de ce palier, déterminées de la même façon que les fois précédentes, à savoir suivant les réactions de cet appui calculées en IV.2, avec les expressions (52) & (53), qui sont loin d'atteindre les valeurs admissibles ci-dessus.

CHAPITRE VII : CALCUL DES DIFFERENTES PERTES  
& DU RENDEMENT GLOBAL .

Nous pouvons, pour cela, commencer par les divers roulements utilisés dans l'étude dynamique précédente ( voir chap VI ), où nous avons à notre disposition une expression type de la détermination de la puissance absorbée par ces derniers,

soit 
$$P_r = \frac{Q \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60 \cdot 75} \cdot \frac{0,736}{0,981} \text{ KW} \quad (54) \quad (**)$$

où

Q - est la charge s'exerçant sur le roulement en daN.

f - Le coefficient de frottement à l'arbre; pour des calculs approchés, on peut admettre pour tous les types de roulements.

$f \in [0,005 \div 0,01]$ , dans notre cas, nous prendrons  $f = 0,01$  (\*\*)

d - Le diamètre de l'arbre en mm.

n - La vitesse en tr/mn.

Donc pour l'appui B : nous avons

$$d = 35 \text{ mm.}$$

$$n = 375 \text{ tr/mn}$$

$$Q = C \approx 169,68 \text{ daN.}$$

Suivant (54), nous obtenons :

$$P_{rB} \approx 0,016647 \text{ KW.}$$

(\*) voir page 547 de [3].

(\*\*) voir page 547 de [3].

De même pour les appuis :

$$\textcircled{C} \Rightarrow \begin{cases} d = 45 \text{ mm.} \\ n = 375 \text{ tr/mm.} \\ Q = 527,67 \text{ daN.} \end{cases} \quad \text{numériquement}$$

La formule (54) donne :

$$P_{rC} \approx 0,04664 \text{ KW.}$$

Ainsi que :

$$\textcircled{D} \Rightarrow \begin{cases} d = 45 \text{ mm.} \\ n = 375 \text{ tr/mm.} \\ Q = 729,6 \text{ daN.} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{Suivant (54), nous} \\ \text{obtenons :} \end{array}$$

$$P_{rD} \approx 0,064487 \text{ KW.}$$

ET

$$\textcircled{E} \Rightarrow \begin{cases} d = 50 \text{ mm.} \\ n = 125 \text{ tr/mm.} \\ Q = 729,6 \text{ daN.} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{qui donne d'après (54)} \\ \text{la valeur de :} \end{array}$$

$$P_{rE} \approx 0,023824 \text{ KW.}$$

Enfin :

$$\textcircled{F} \Rightarrow \begin{cases} d = 55 \text{ mm.} \\ n = 125 \text{ tr/mm.} \\ Q = 429,32 \text{ daN.} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{soit une perte dans ce} \\ \text{roulement de :} \end{array}$$

$$P_{rF} \approx 0,01546 \text{ KW.}$$

En sachant que toutes ces pertes citées ci-dessus sont extérieures à l'engrenement, alors que le calcul des pertes, dues à l'engrenement même, s'effectue de la manière suivante :

1er étage

$$P_1 = 15 \text{ KW ( puissance fournie par le pignon } \textcircled{1} )$$

$$\eta_1 = 0,993 \text{ ( rendement d'engrenement du 1er étage )}$$

D'où la perte de puissance de l'engrenement de ce train

s'exprime comme suit :

$$P_{r_1} = P_{\textcircled{4}} (1 - \eta_1) \quad (55)$$

dont l'application numérique donne :

$$P_{r_1} = 0,12 \text{ KW.}$$

### 2eme étage

Quant à ce train, nous sommes obligés avant tout de déterminer la puissance fournie, cette fois, par le pignon  $\textcircled{3}$  de la manière suivante :

$$P_{\textcircled{3}} = P_{\textcircled{4}} - P_{*} \quad (56)$$

où

$P_{*}$  - Représente la somme de toutes les pertes précédant le point d'engrènement de ce second, étage soit :

$$P_{*} = P_{r_1} + P_{r_3} + P_{r_C} + P_{r_D} \quad \Rightarrow \quad P_{*} \approx 0,24777 \text{ KW.}$$

Cette quantité injectée dans l'expression (56), nous donne numériquement :

$$P_{\textcircled{3}} \approx 14,752 \text{ KW.}$$

or le rendement d'engrènement de ce train vaut :

$$\eta_2 \approx 0,991$$

En faisant appel à l'expression (55) avec nos nouvelles données, nous obtenons une valeur de la perte de puissance d'engrènement de l'ordre de :

$$P_{r_2} \approx 0,132957 \approx 0,133 \text{ KW.}$$

En finalité, la sommation de toutes ces pertes réunies à savoir les roulements B, C, D, E, & F, ainsi que les engrenements 1 & 2, nous offre une valeur globale des pertes de :

$$P_{r_{totale}} \approx 0,42KW.$$

D'où pour conclure, un rendement global de :

$$\eta_{global} = \frac{P_{\textcircled{1}} - P_{r_{totale}}}{P_{\textcircled{1}}}$$

Dont l'application numérique, nous donne :

$$\eta_{global} \approx 0,972$$

Ceci est encore une valeur qui s'exprime dans la marge de rendements de bonne qualité commerciale.

Nous avons vu précédemment qu'il se produit une perte de puissance extérieure à l'engrenement, due aux frottements dans les paliers et éventuellement au brassage de l'huile par la roue et à la résistance de l'air, qui n'ont qu'une très faible contribution.

Ces pertes de puissances conduisent évidemment à un dégagement de calories qui sont évacuées dans l'atmosphère par convection, par radiation et par conduction dans les arbres.

En résumé, nous ne considérerons que les deux moyens de dissipation thermique principaux, nous noterons la dissipation thermique du carter et celle du réfrigérant ( ici l'huile ).

Pour cela, nous prendrons une température ambiante de 25° C ainsi qu'une température moyenne de régime de 60° en signalant qu'il est courant d'admettre des températures de fonctionnement de l'ordre de 80° - 90°C : il faut évidemment utiliser une huile conservant une certaine viscosité à de telles températures, mais ceci sera étudié plus tard, ainsi étudions successivement ces deux procédures de dissipation.

#### 1 - Capacité thermique d'un engrenage sous carter :

On peut affecter à un carter une certaine capacité de " dissipation thermique " qui dépend des dimensions de ce carter et de l'environnement.

Le coefficient de dissipation thermique "  $C_t$  " peut s'exprimer, par exemple, en  $\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ .

Une bonne valeur moyenne se situe aux environs de 25  $\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ .

\* Voir page 540 de [1].

La capacité de dissipation thermique peut ainsi s'écrire

$$P_{\text{carter}} = C_t \cdot S \cdot \Delta t_{\text{carter}} \quad (**)$$
 (57)

Avec :

- a/  $S$  - surface effective de radiation du carter ( $m^2$ ), dans notre cas, nous avons choisi une valeur de  $0,399 \text{ m}^2$  qui correspond à l'encombrement minimal.
- b/  $t_{\text{carter}}$  - élévation tolérée de température ( $^{\circ}C$ ) que nous prendrons environ  $30^{\circ}C$  (valeur pratique)

Donc en considérant notre réducteur, dont la perte de puissance totale se lève à  $0,42 \text{ KW}$  soit :

$$0,42 \times 860 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} / \text{KW} \approx 361,2 \text{ Kcal/h} \quad (** *)$$

( avec  $1 \text{ KW} \approx 860 \text{ kcal/h}$  )

D'où le carter peut dissiper environ, suivant (57) :

$$P_{\text{carter}} \approx 299,25 \text{ kcal/h}$$

## 2 - Débit d'huile pour l'évacuation des calories :

Le lubrifiant doit être choisi convenablement, on détermine la viscosité qu'il doit présenter à la température de fonctionnement en régime de palier.

Le point critique de fonctionnement sera dans notre cas de  $80^{\circ}$  à  $90^{\circ}$  donc la viscosité doit garantir l'existence du régime fluide avec une sécurité convenable par rapport à ce point critique.

On choisit pour cela une huile courante de viscosité au point de fonctionnement  $50^{\circ}$  de  $2,8$  à  $3,1^{\circ}E$  et à  $100^{\circ}C$   $1,4^{\circ}E$ . Le point d'inflammabilité  $210^{\circ}C$ .

Poids spécifique à  $15^{\circ}C$  de  $0,865 \text{ kg/l} = \rho$

(\* voir page 540 de [1].

(\*\*\*) voir page 103 de [4].

Relation entre °E &  $\mu$  d'après UBBELOHDE nous avons:

$$\mu = \rho \left[ 0,0731 \cdot E - \frac{0,0531}{E} \right] \quad (58)$$

avec:

°E = viscosité Engler.

$\mu$  = " " dynamique en Poise.

soit donc, en substituant les inconnues de l'expression (58) par leur quantité respective, nous avons :

$$\mu = 0,16 \text{ à } 0,18 \text{ P} \quad (1)$$

En y joignant à tous ces relevés la chaleur spécifique volumique de cette huile qui est de l'ordre de 0,40 Kcal/l.°C nous aurons un débit volumique d'huile donné par l'expression suivante :

$$Q_v = \frac{P_{\text{réfrigérant}}}{t_r \cdot C_p} \quad (2) \quad (59)$$

avec :

$P_{\text{réfrigérant}}$  : est la perte de puissance dissipée par le réfrigérant calculée comme suit :

$$P_{\text{réfri}} = P_{\text{totale}} - P_{\text{carter}} \Rightarrow P_{\text{réfri}} \approx 61,95 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$t_r$  : chute de température dans le réfrigérant que supposerons de l'ordre de 10°C. (3)

$C_p$  : chaleur spécifique de l'huile : 0,40 kcal/l°C

Il en résulte donc un débit d'huile d'environ :

$$Q_v \approx 15,487 \text{ l/h}$$

Ce débit sert à la lubrification des dentures et des paliers. Le volume de la réserve d'huile est calculé en tablant sur un certain nombre. Ce nombre de passages ne doit être ni trop faible (question de volume du carter ou du réservoir) ni trop important (brassage important de l'huile, d'où oxydation

(1) voir page 52 de [1].

(3) voir page 545 de [1].

(2) voir page 545 de [1].

. possible ) : La valeur pratique comprise entre 4 & 6, soit dans l'exemple traité, une réserve d'huile comprise entre

$$V \approx 2,58 \quad \& \quad 3,872 \text{ litres.}$$

Lorsque les roulements travaillent à  $d.n < 3,10^5 \text{ mm.tr/mn}$  (sur l'arbre), comme ceci est notre cas, il suffit souvent de les garnir périodiquement d'une faible quantité de graisse ou de les lubrifier par barbotage.

Pour notre part nous utiliserons la lubrification par barbotage, de ce fait nous aurons donc une hauteur d'huile de :

$$h = \frac{V}{S'} \quad (60)$$

avec :

$S'$  - Surfaces de fond de carter soit : voir Dessin d'ensemble.

$$S'_1 \approx S'_2 \approx 5,04 \cdot 10^4 \text{ mm}^2.$$

(en tenant compte des épaisseurs de nervures)

$V$  - volume de réserve d'huile soit :

$$V \approx 2,58 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \Rightarrow \begin{cases} V_1 \approx 0,756 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \\ V_2 \approx 1,82 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \end{cases}$$

Le tout injecté dans l'expression (60), nous offre une hauteur d'huile possible de :

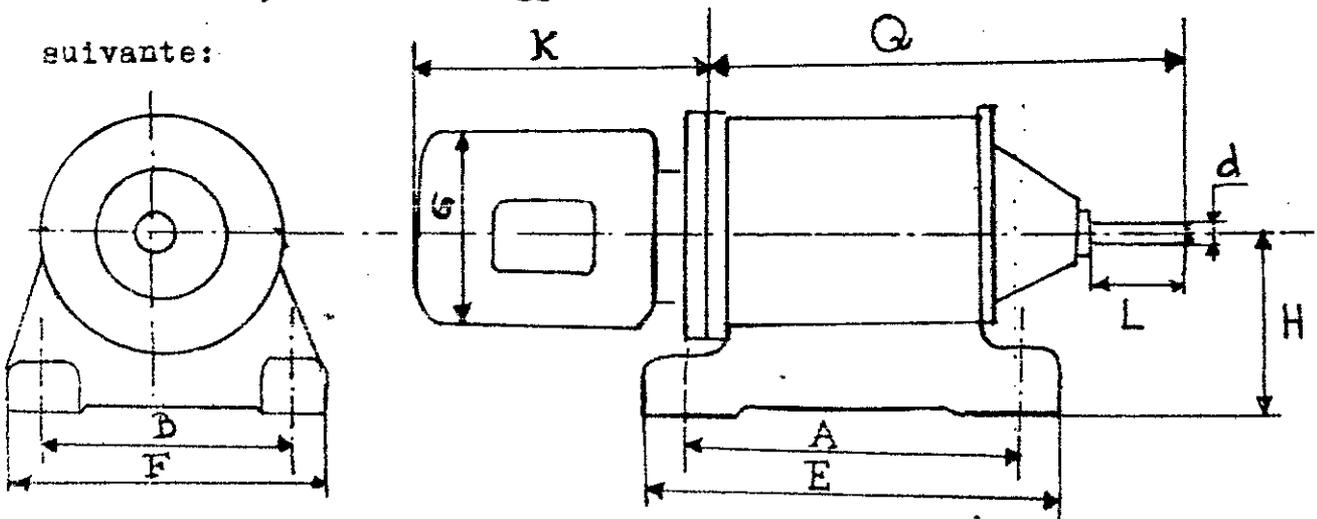
$$h_1 \approx 15 \text{ mm} \quad \text{et} \quad h_2 \approx 36 \text{ mm}.$$

Le niveau de l'huile dans le roulement doit être suffisamment bas pour éviter les pertes supplémentaires par frottement du déplacement de l'huile, pour cela le niveau d'huile ne doit pas dépasser le centre de la bille.

Notre étude de conception ayant pour base de données ( choix ) : La puissance fournie par le moteur , Le couple de sortie et Le rapport de transmission . Nous vous proposons pour cette partie deux constructeurs différents pour lesquels , nous avons choisi des types de motoreducteurs produits par ces derniers et ayant des valeurs similaires sinon approchantes, voir tableau ci-dessous :

constructeur	type	puissance ( KW )	couple ( daN.m )	rapport
MERGER	RMI20-3-I60-4	13,6	118	12,5
C . E . W	R82-3-I60-L4	15	108	11,9
AIT	MRI-2-I60L4	15	112	12

Le travail mené à terme , nous a fourni certains résultats de construction que nous vous présentons dans le tableau qui suit aux cotés de ceux des motoréducteurs cités précédemment, mais avant , nous vous suggérons de vous référer à la figure suivante :



type	K	G	A	E	B	F	H	Q	L	D
RMI20...	520	335	350	415	250	330	212	500	110	60
R82.....	515	331	260	310	215	290	180	375	110	50
MRI.....	519	324	305	365	340	420	280	470	110	50

Nous notrons que certains résultats concordent avec les motoréducteurs choisis, alors que d'autres sont plutôt supérieurs, ceci est tout fois justifié. En effet ce surdimensionnement est dû en premier lieu au choix du nombre d'étage d'engrenement qui est de deux (2) dans notre étude, alors que ces constructeurs utilisent, pour un même rapport de transmission, trois (3) trains d'engrenage ceci éventuellement pour améliorer l'engrenement, pour un rapport de transmission réduit par étage, ainsi que pour diminuer l'encombrement, en sachant que ce type de motoréducteurs a, malgré tout, l'inconvénient de présenter un encombrement accru le long des axes, déterminé par la nécessité d'aligner les arbres rapide et lent suivant le même axe géométrique. En second lieu, le calcul de la capacité du réservoir en lubrifiant ainsi que l'intérêt porté à une bonne stabilité de notre motoréducteur, nous a conduit à une surface d'appui ou de fond de réservoir assez excessive, ceci pourrait-être repris éventuellement en considérant d'autres lubrifiants de caractéristiques plus avantageuses pour une moindre capacité, de même qu'une étude poussée de la forme du cartère pour un meilleur

dégagement de chaleur .En troisième point ,nous avons des contraintes de construction et de montage qui nous ont obligé à adapter un surdimensionnement nécessaire .Nous remarquons également en dehors du context comparatif de cette partie que le rendement global pourrait légèrement diminuer en considérant éventuellement la résistance qu'oppose le lubrifiant du réservoir aux dents d'engrenage lors du barbotage, en sachant tout fois que celle-ci est minime pour les engrenages cylindriques ,vu la faible profondeur d'immersion recommandée qui est de  $7/10$  de la hauteur de la dent<sup>(\*)</sup>.

(\*) -voir page 403 [3]

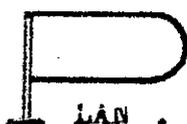
## CONCLUSION

Nous nous devons actuellement de répondre aux exigences de la technique moderne ,pour une bonne sécurité de marche (surdimensionnement raisonnable),un rendement des plus appreciable en diminuant toutes sortes de pertes ,d'engrenement en particulier , une marche silencieuse et une longue durée de fonctionnement en améliorant le contact des surfaces ainsi que les divers positionnements des axes géométriques dans les tolérances les plus étroites possibles .Certe,nous pouvons également penser à une tout autre disposition des trains d'engrenage.,de même sélectionner un alliage particulier pour les divers éléments constitutifs permettant ainsi de simplifier au maximum la composition de notre ensemble ,ceci tout fois suivi d'une étude économique appliquée .

# Bibliographie .

---

- [1]- " Traité théorique & pratique des engrenages " .  
Tôme I ; G.Henriot ; 6ème édition , Paris 1979 .
- [2]- " Eléments de construction " .  
Tôme 4 ; F.Bernard & A.Bru; 6ème édition, Paris 1972.
- [3]- " Eléments de machines " .  
V.Dobrovolski & K.Zablonski; éditeur MIR, Moscou 1971.
- [4]- " Multiplicateur de vitesse " .  
THESE de fin d'études ; M.Siziani ; Janvier 1978, E.N.P
- [5]- " Manuel pratique des engrenages " .  
G.Henriot .



LAM .

+++++: Introduction .

+--Chapitre I : Etude des engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales .

+--Chapitre II : Présentation & analyse des données .

+--Chapitre III : Etude complète du 1<sup>er</sup> étage .

1- Etude dynamique du 1<sup>er</sup> étage .

2- Dimensionnement des arbres du 1<sup>er</sup> étage .

3- Calcul de vérification du 1<sup>er</sup> étage .

4- Calcul du rendement de l'engrènement(1<sup>er</sup> étage).

+--Chapitre IV : Etude complète du 2<sup>ème</sup> étage .

1- Etude dynamique du 2<sup>ème</sup> étage .

2- Dimensionnement des arbres du 2<sup>ème</sup> étage.

3- Calcul de vérification du 2<sup>ème</sup> étage.

4- Calcul du rendement de l'engrènement(2<sup>ème</sup> étage).

+--Chapitre V : Calcul de déformation .

+--Chapitre VI : Détermination des paliers & butées .

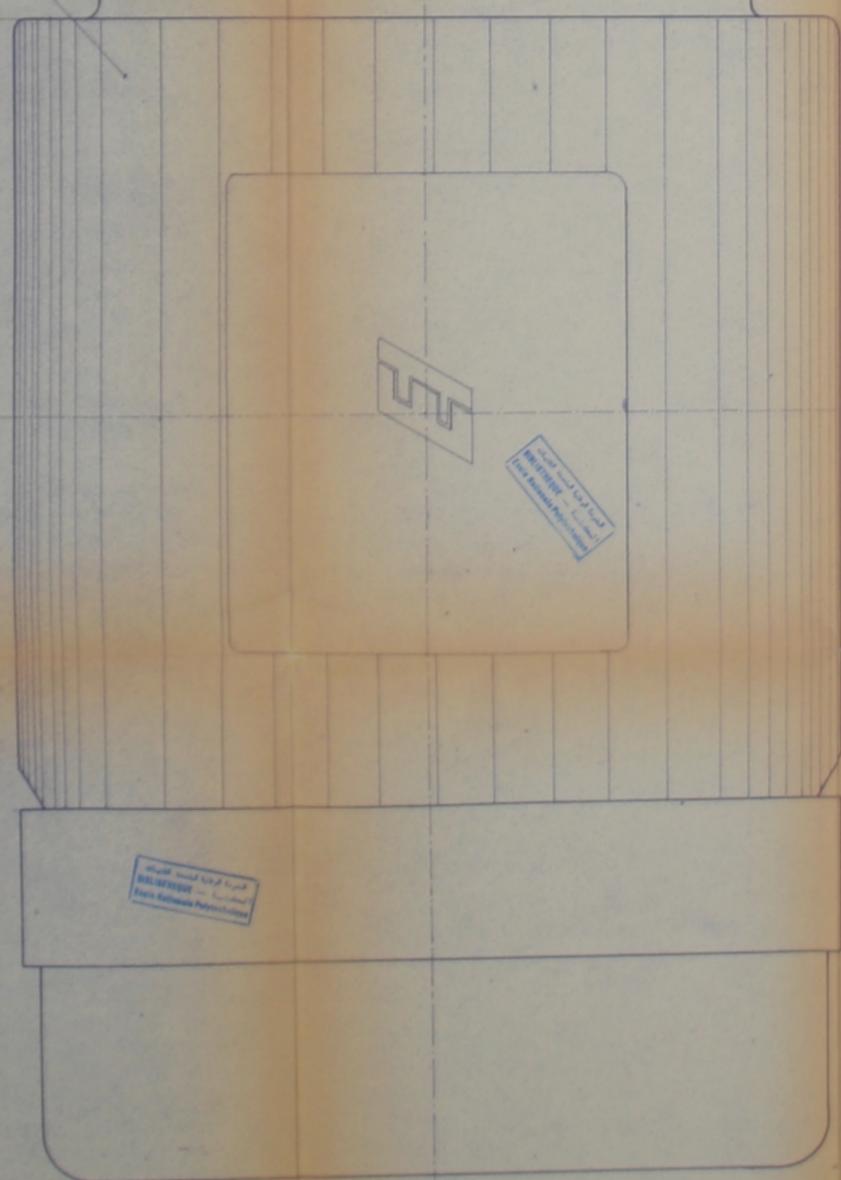
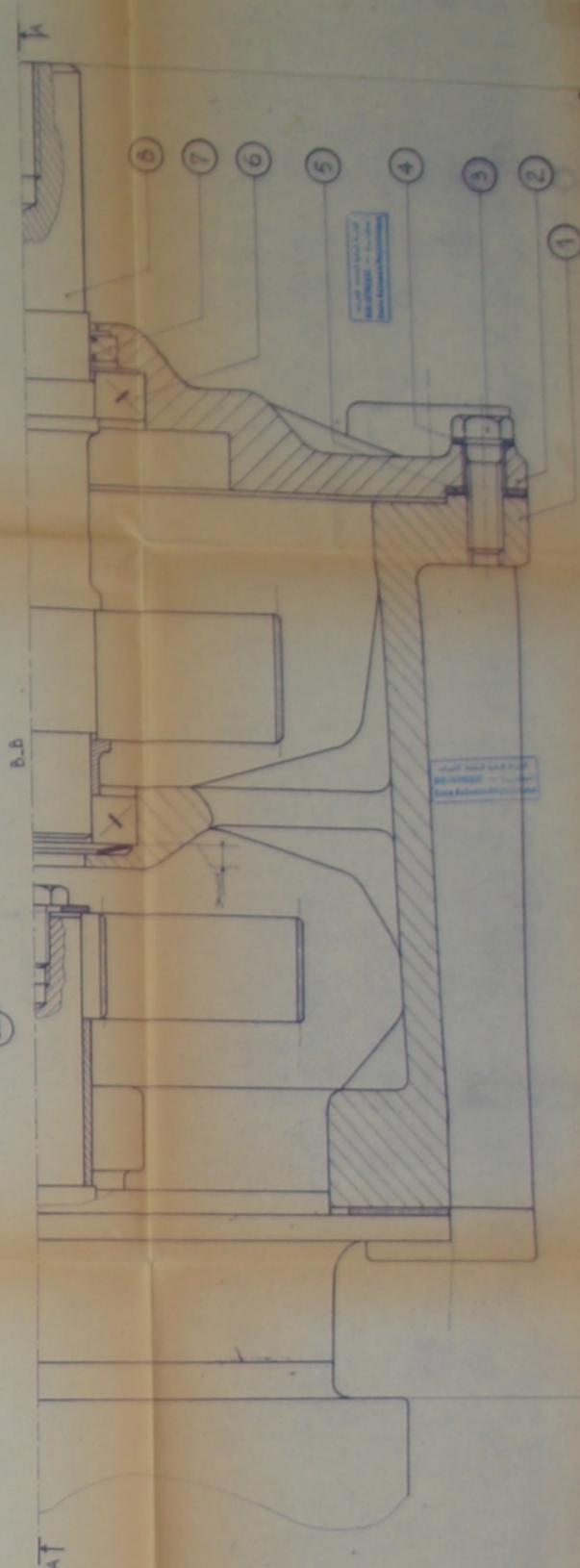
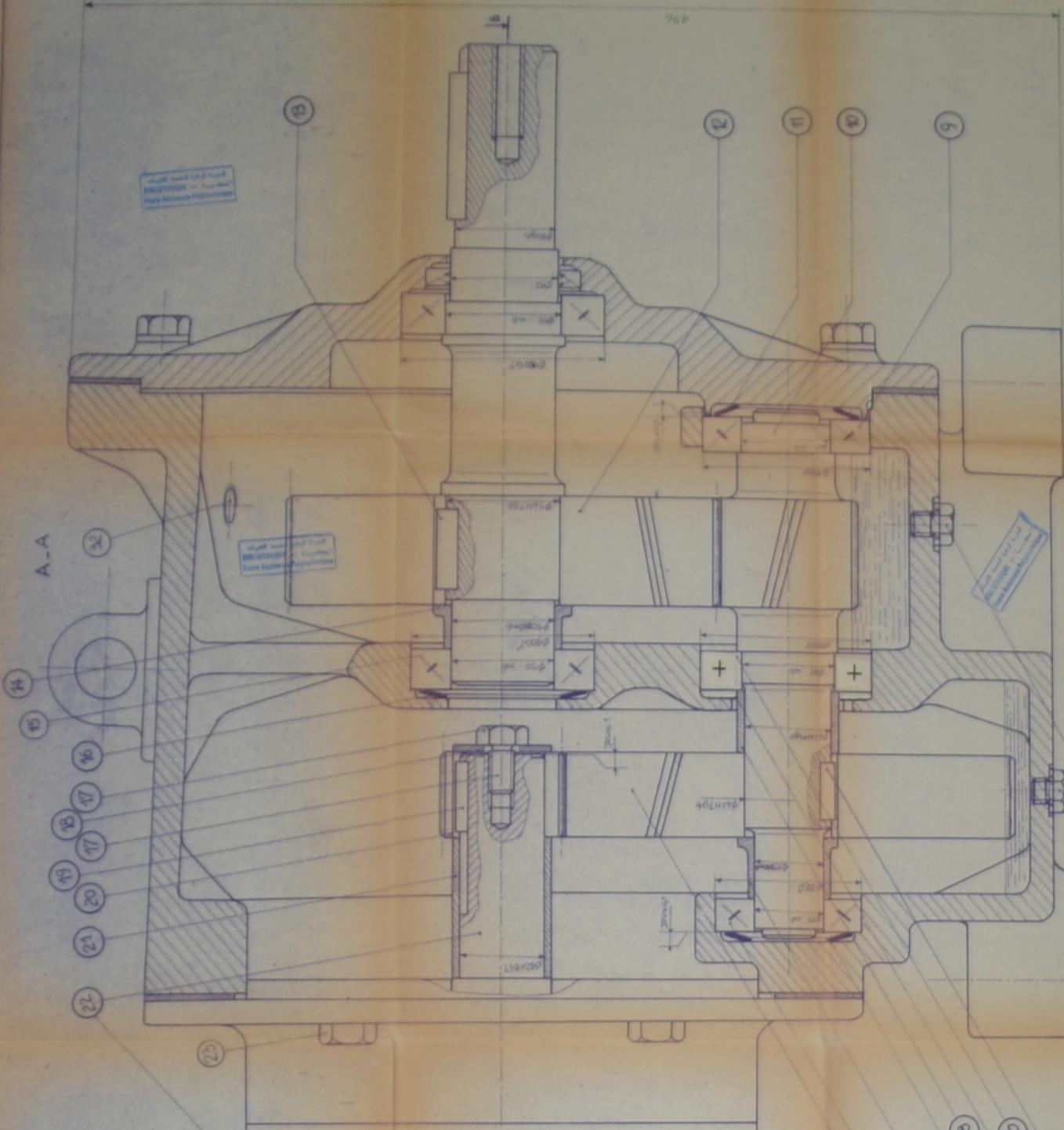
+--Chapitre VII : Calcul des différentes pertes & du rendement global.

+--Chapitre VIII: Echauffement & calcul du dégagement de chaleur.

+--Chapitre IX : Etude comparative .

++++: Conclusion .

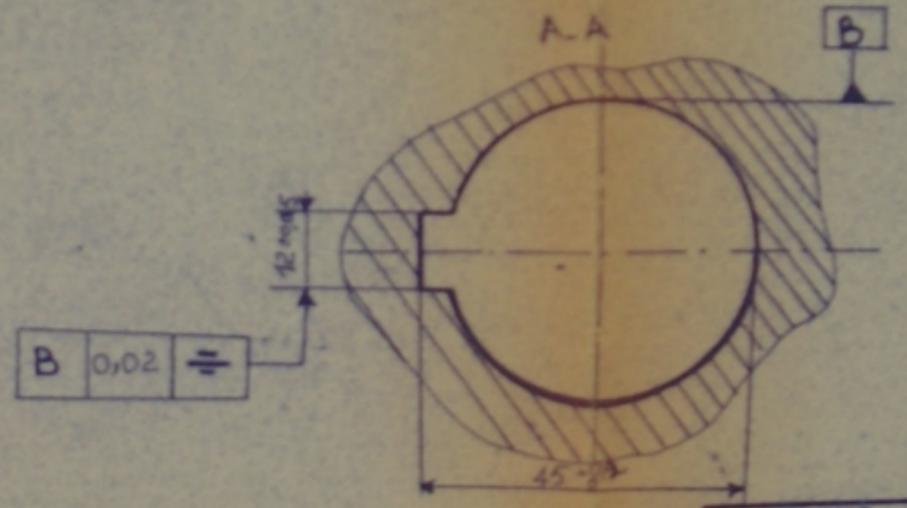
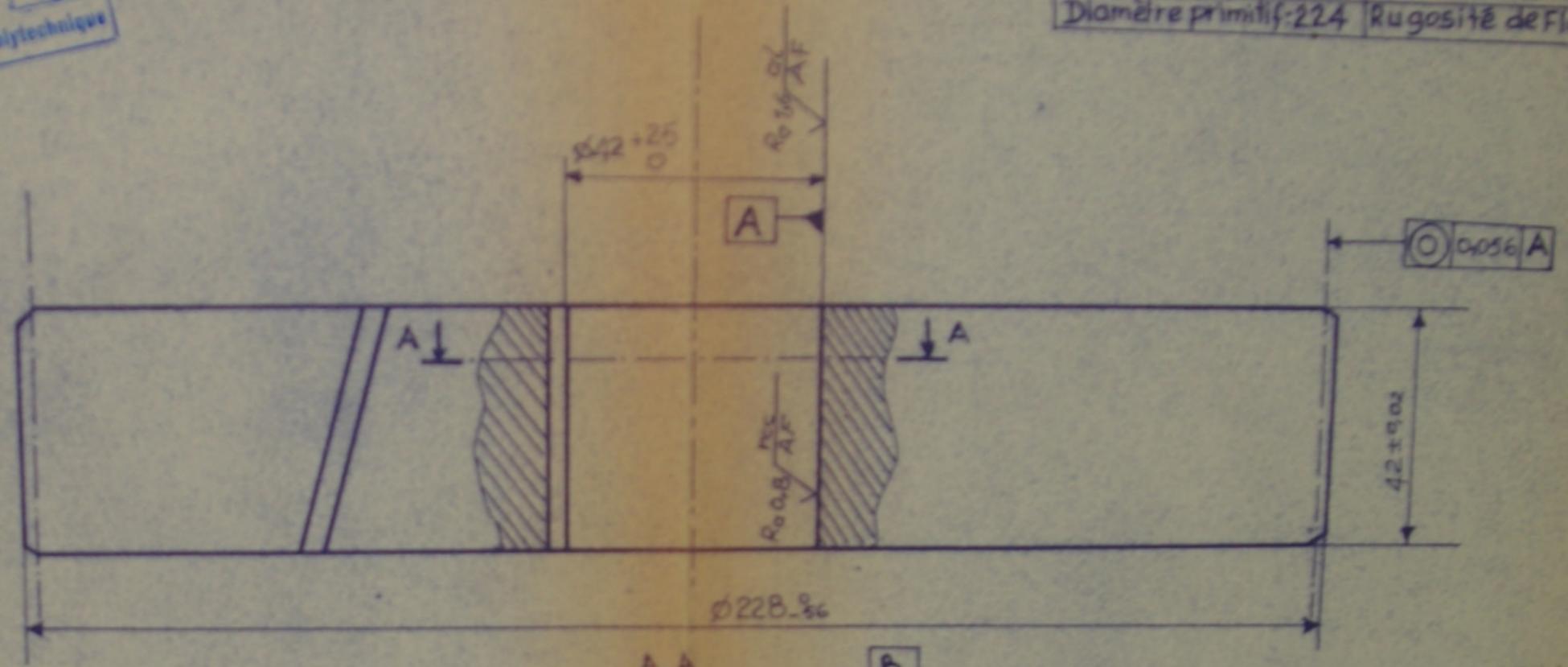
++++: Bibliographie .



32	Joint circulaire	1	Metallique
31	Clochette #4 de 24x30	1	E 24
30	Roulement 45 BT02	1	ISO 45
29	Rondelle type étale	1	Elastique
28	Entretoise	1	ISO 28
27	Rondelle type étale	1	Elastique
26	Entretoise	1	ISO 26
25	Roulement 35 BT02	1	ISO 35
24	Roue dentée	1	SONC 6
23	Vis H. M16-50	1	AC 45
22	Axe	1	SONC 6
21	Entretoise	1	SONC 6
20	Roue dentée	1	SONC 6
19	Clochette #4 de 24x30	1	Acier traité
18	Rondelle d'appui	1	ISO 18
17	Vis H. M12-35	1	CLASS 6
16	Rondelle type étale	1	Elastique
15	Roulement 30 BT 02	1	ISO 30
14	Entretoise	1	E 24
13	Clochette #4 de 24x30	1	E 24
12	Roue dentée	1	SONC 6
11	Rondelle type étale	1	Elastique
10	Axe	1	SONC 6
9	Roulement 40 BT02	1	ISO 40
8	Axe	1	SONC 6
7	Joint d'étanchéité 22x30	1	Stalmiter Nitrite
6	Roulement 45 BT02	1	ISO 45
5	Joint circulaire	1	Metallique
4	Joint circulaire	1	Metallique
3	Vis H. M16	6	AC 45
2	Coussinets	1	ISO 20
1	Carrière	1	ISO 20
0	Représentation	NA	Mat. Observ.

المركز الوطني للتقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

CARACTERISTIQUES de la DENTURE	
Classe de precision : 6	
Nombre de dents : 230	Angle d'helice : 10°
Module réel : 1	Sens de l'helice : —
Diamètre primitif : 224	
Rugosité de Flancs : $\sqrt{Ra}$	



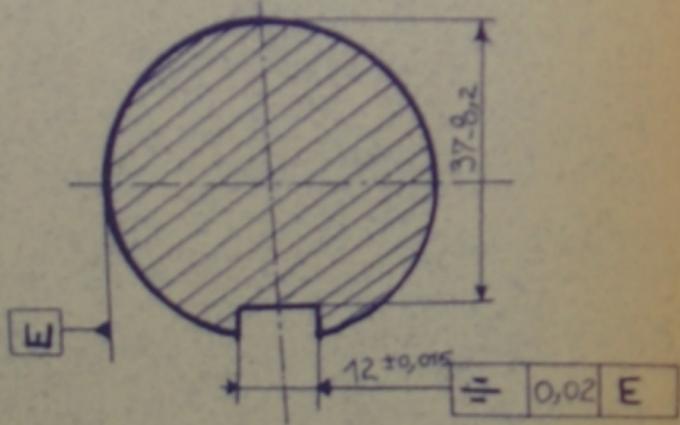
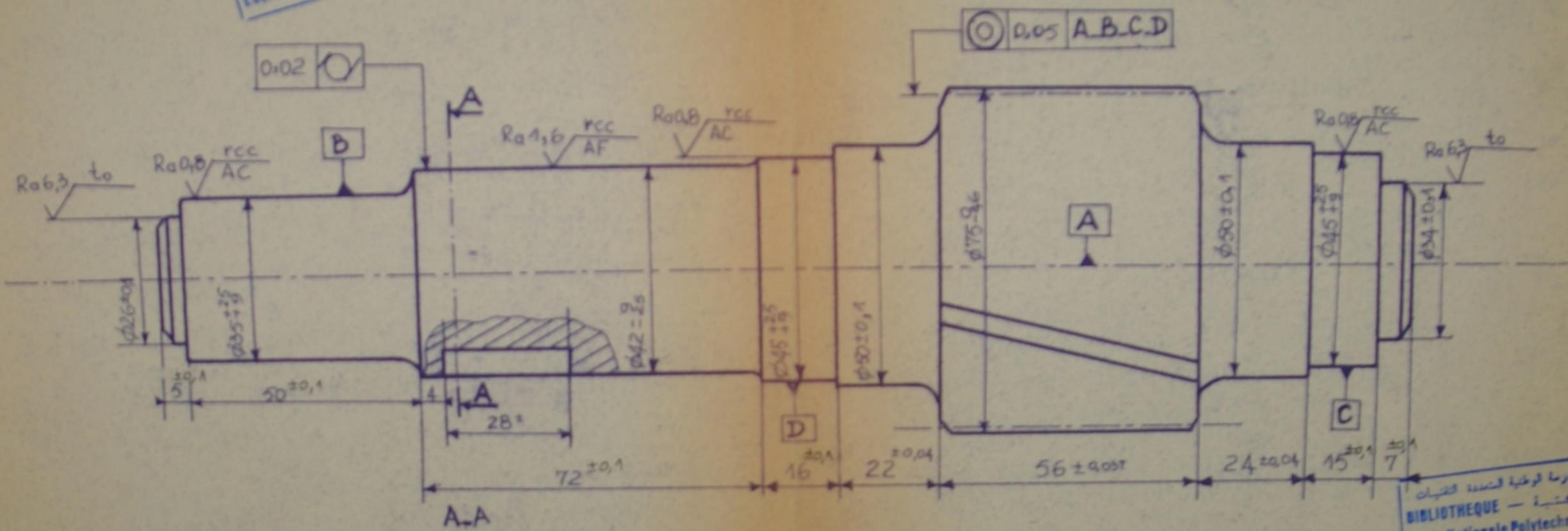
PM00390  
- 2 -

المركز الوطني للتقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		ROUE
1			
Etudiant	A.A. Slimane		ENPA Dép. MECANIQUE
Promoteur	Guerqueb		
			10NC6
			24

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

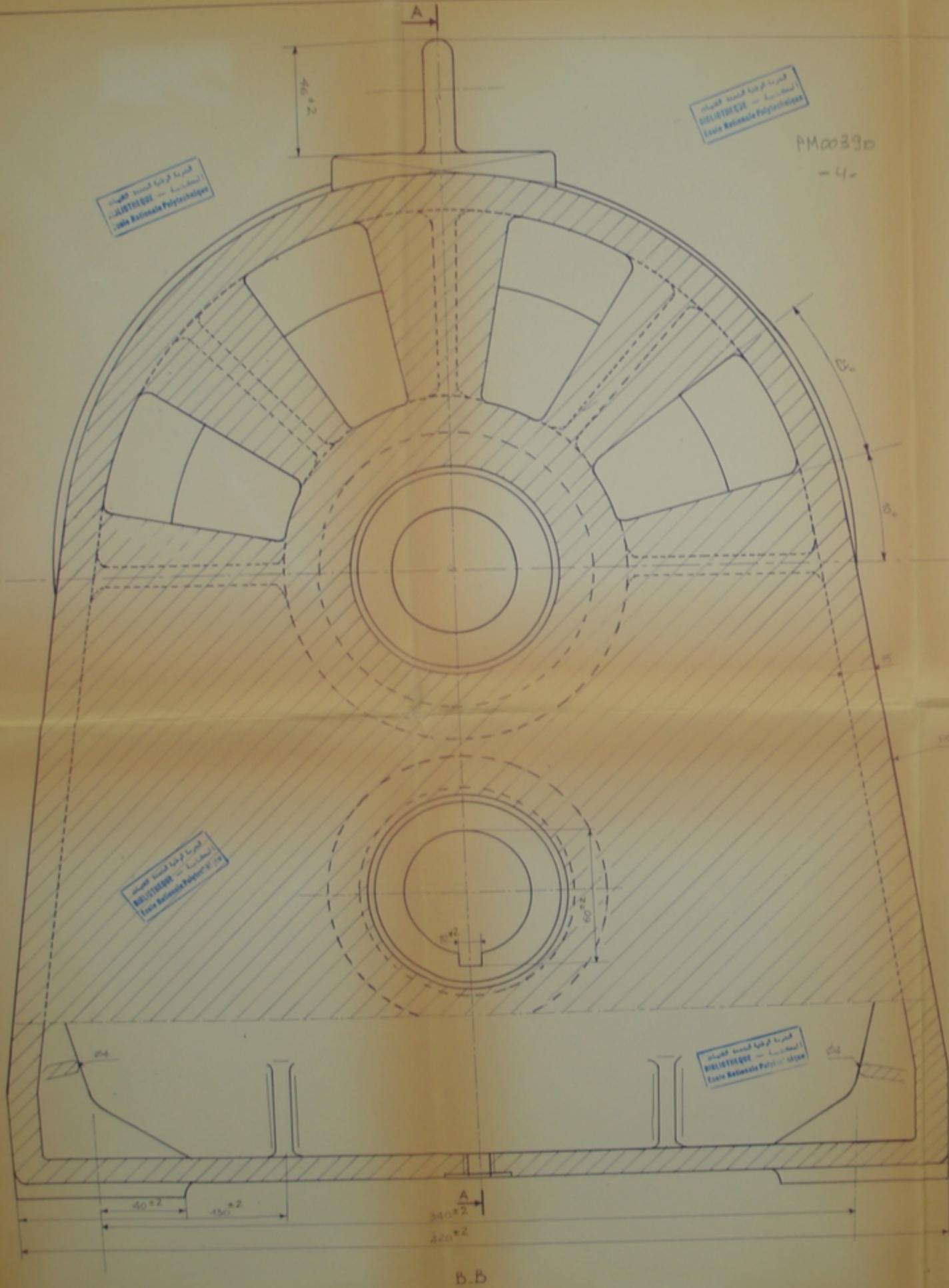
CARACTERISTIQUES de la DENTURE	
Classe de precision : 6	
Nombre de dents : 36	Angle d'helice : 10°
Module réel : 2	Sens de l'helice : —
Diamètre primitif : 70	
Rugosité de Flancs : $\sqrt{0.8}$ FG	



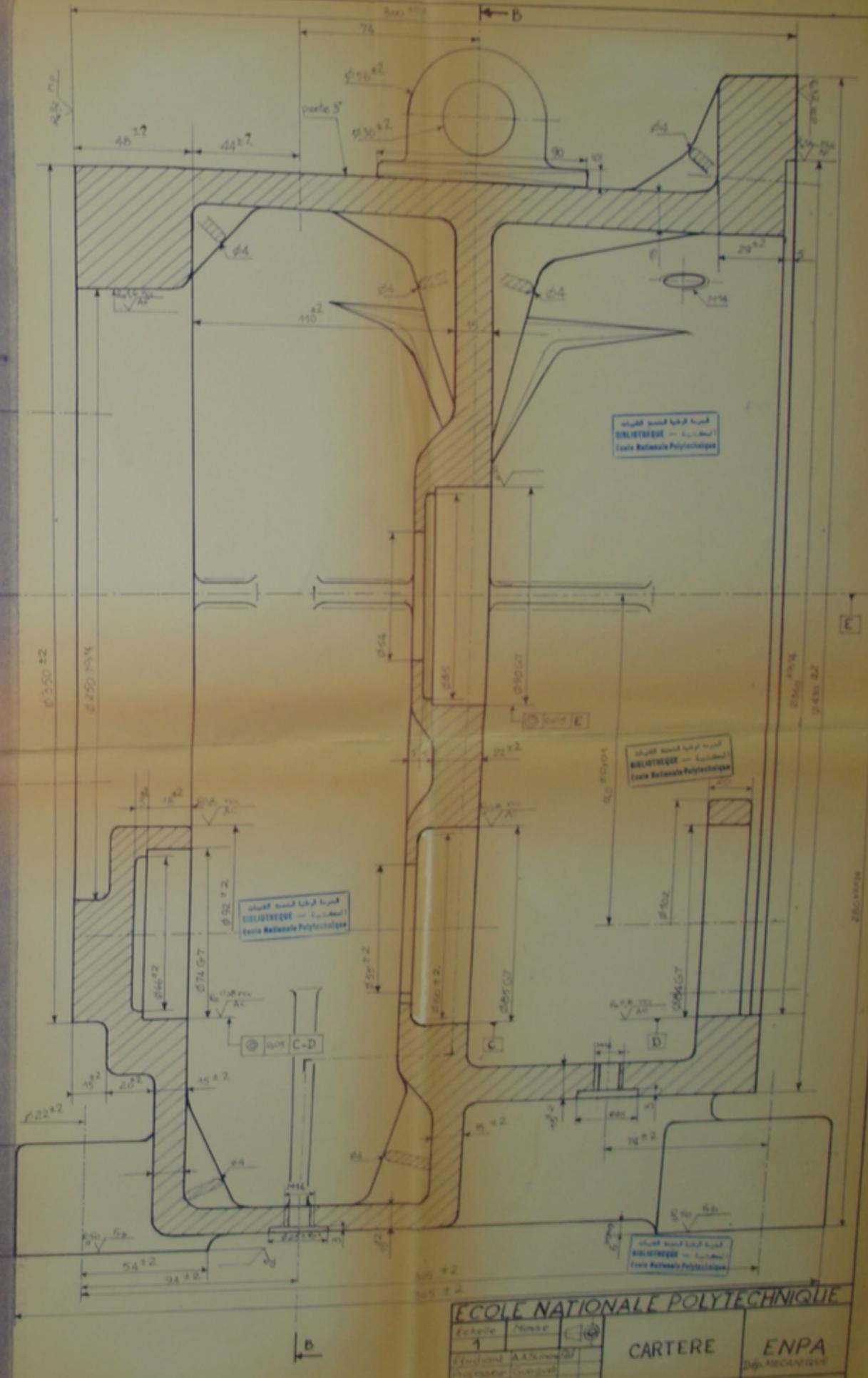
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

PM00390  
-3-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		ARBRE PIGNON	ENPA Dép. MECANIQUE
1				
Etudiant	A.A. Slimane		10NC6	10
Promoteur	Guergueb			



Ecole Nationale Polytechnique  
 BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique  
 PM00390  
 - 4 -



Ecole Nationale Polytechnique  
 BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

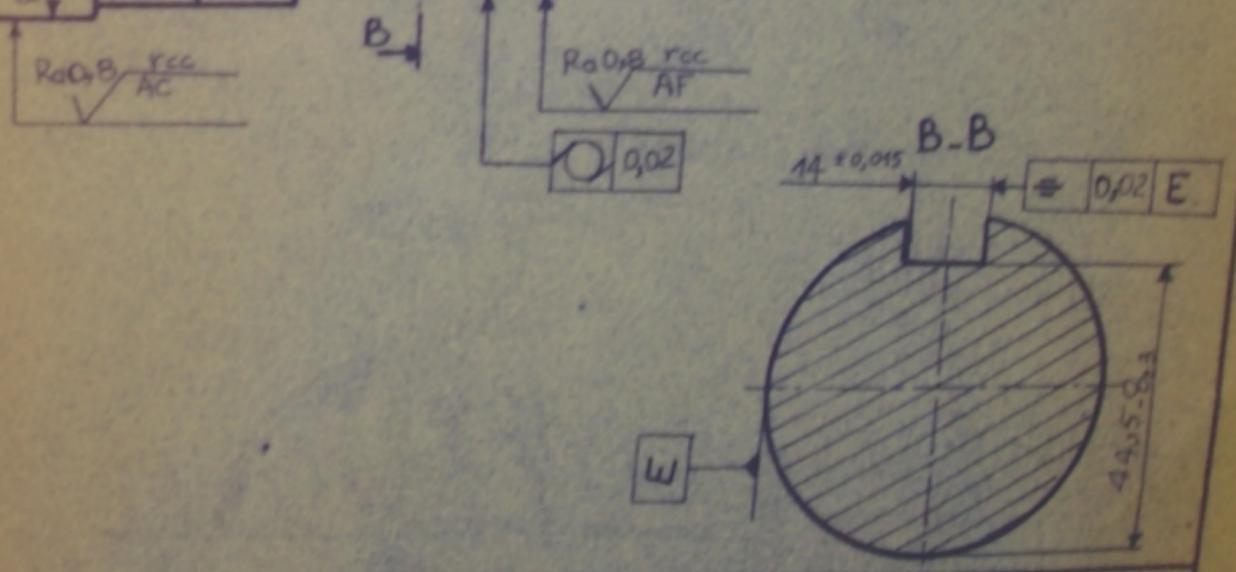
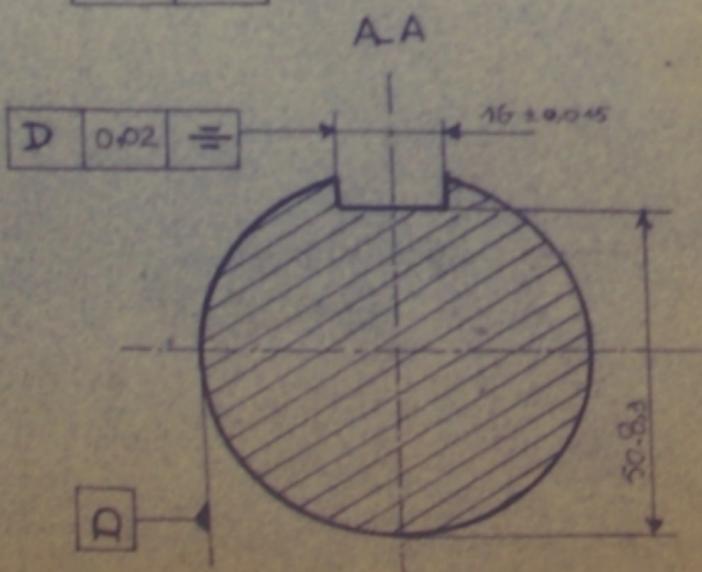
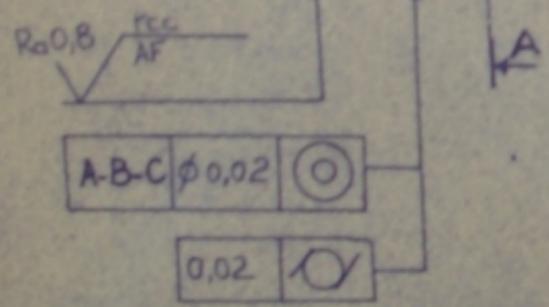
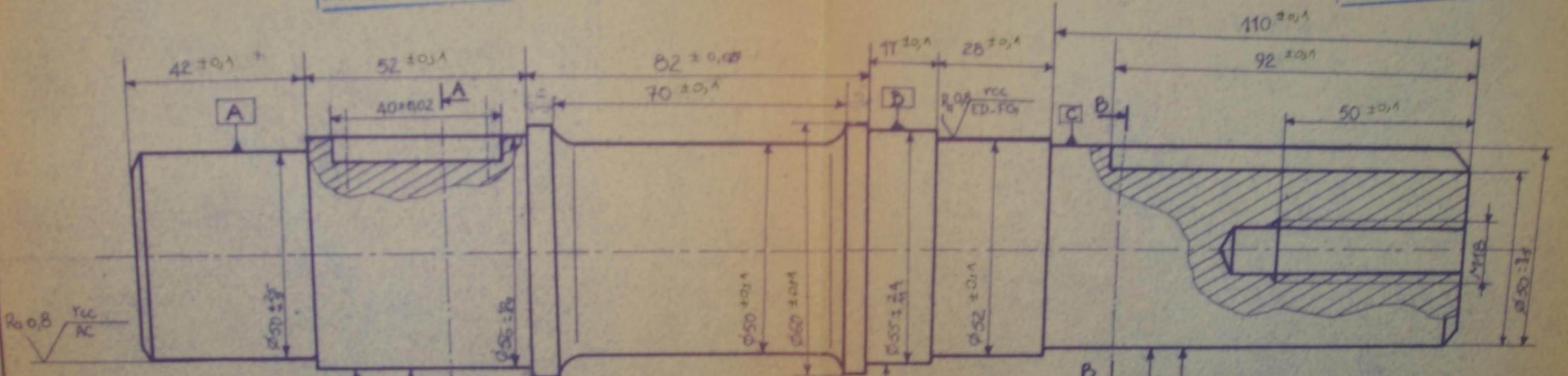
Ecole Nationale Polytechnique		CARTERE		ENPA	
1	1	1	1	1	1
Ft 20		1			

PM00390

-5-

المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		ARBRE
1			
Etudiant	AASlimane		ENPA Dép. MECANIQUE
Promoteur	Guerqueb		
			10NC6
			8

