

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

13/84

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

1/2

THESE DE FIN D'ETUDES

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

THEME

Modernisation d'un Laminoin  
de tubes a froid a  
Rouleaux et de Type ltr 15 - 30

5 PLANS

Proposé et suivi par :

IGOR TROITSKI

Maître Assistant à l'ENPA

Etudié par :

Ali BOUCHOUCHA

Promotion Janvier 1984



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

THESE DE FIN D'ETUDES

**INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE**

**THEME**

*Modernisation d'un Laminoir  
de tubes a froid a  
Rouleaux et de Type Itfr 15 - 30*

Proposé et suivi par :

**IGOR TROITSKI**

Maître Assistant à l'ENPA

Etudié par :

**Ali BOUCHOUCHA**

Promotion Janvier 1984

## REMERCIEMENTS:

Je tiens à remercier vivement mon promoteur Monsieur IGOR TROITSKI  
Maître assistant à l'école nationale polytechnique d'Alger pour  
son aide précieuse et ses conseils judicieux qu'il n'a cessé de me  
prodiguer tout au long de mon étude de ce projet.

Je remercie également l'ensemble des professeurs qui ont contribué  
de près ou de loin à ma formation d'ingénieur.

## DEDICACES:

Ce modeste travail est dédié :

- A ceux qui me sont très chers : Mon père et ma mère et  
qui ont donné le meilleur d'eux même pour que ma  
formation aboutisse.
- A ma femme.
- A tous mes frères.
- A toutes mes sœurs.
- A tous mes neveux.
- A tous mes amis.
- A mes collègues de promotion.

Ali BOUCHOUCHA



# TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION.	1
1.CALIBRAGE DE L'OUTIL DE LAMINAGE.	
1.1_Calibrage des cannelures.	4
1.2_Calibrage du mandrin conique.	6
1.3_Détermination des Forces du laminage.	11
2.ANALYSE CINEMATIQUE.	
2.1_Détermination des Vitesses.	16
2.2_Détermination des accélérations.	20
3.ANALYSE DYNAMIQUE ET CHOIX DU MOTEUR.	
3.1_Calcul des réactions des articulations.	24
3.2_Calcul des moments réduits.	31
3.3_Calcul de la puissance.	35
3.4_Choix du moteur.	38
4.CALCUL DU REDUCTEUR.	
4.1_Calcul d'engrenages.	40
4.2_Calcul des arbres.	50
4.3_Calcul des roulements.	60

5. CALCUL DES ELEMENTS DU  
LAMINOIR A LA RESISTANCE.

5.1 - *Calcul du cylindre.*

64

5.2 - *Calcul des roulements.*

71

5.3 - *Calcul de la bague de sécurité.*

75

CONCLUSION.

77

# DONNEES INITIALES DU SUJET

1. Nombre de tours de la manivelle ..... 90 tours / mn
2. Diamètre maximal de l'ébauche ..... 25 mm
3. Diamètre minimal de la finition ..... 8 mm
4. Epaisseur minimale de la paroi de finition ..... 0,5 mm
5. Course aller de la cage de travail ..... 230 mm
6. Diamètre du cylindre outil ..... 150 mm
7. Matériau de l'ébauche ..... CT 10
8. Masse de la cage mobile ..... 950 Kg
9. Masse totale des deux bielles ..... 50 Kg
10. Roue dentée d'entraînement .....  $m = 5 \text{ mm}$ ;  $Z = 30$
11. Roue dentée de synchronisation .....  $m = 5 \text{ mm}$ ;  $Z = 28$

Prévoir le calcul pour l'itinéraire de laminage :

$$(22 \times 2) \text{ mm} \longrightarrow (10 \times 0,6) \text{ mm}$$

## INTRODUCTION.

Le développement des branches importantes dans l'industrie Algérienne dépend en grande mesure de la quantité et de la qualité des tubes produits. L'un des modes de production des tubes de petites et moyennes dimensions est le laminage à froid qui est un procédé plus rentable, plus économique et plus moderne. Cependant, dans le cas de fabrication des tubes à parois super-minces des aciers et de certains alliages spéciaux, ce procédé est unique. L'accroissement de la fabrication des tubes laminés à froid ne peut être réalisé que sur la base de la construction des nouveaux équipements, de la modernisation des laminoirs existants et de la création des chaînes automatiques.

Parmi les moyens d'amélioration du fonctionnement et d'augmentation de la productivité des laminoirs est leur modernisation. Actuellement, on emploie dans les grandes usines un nombre important de laminoirs de tubes à froid à rouleaux (LTFR) de types : 8-15 ; 15-30 ; 30-60 ; 60-120 qui sont prévus pour la fabrication des tubes à parois minces ayant respectivement des diamètres extérieurs et des parois de 0,01 à 0,001 mm. Le genre de laminoirs sont munis de trois rouleaux placés dans la cage telles que les surfaces de travail de ces rouleaux forment une cannelure dont le diamètre est égal au diamètre extérieur de la finition. Ainsi, au fur et à mesure que les rouleaux se déplacent avec la cage mobile par rapport aux clavettes in-



clinées, ils se rapprochent et réalisent le conoyage de l'ébauche engagée dans le mandrin cylindrique jusqu'à la dimension de finition. Au début de chaque course aller de la cage, on effectue l'avance et la rotation de l'ébauche. Mais, vu le conoyage insignifiant, la productivité des laminoirs LTFR est très faible, en effet, le coefficient total de déformation  $\mu$  ne dépasse pas 1,3.

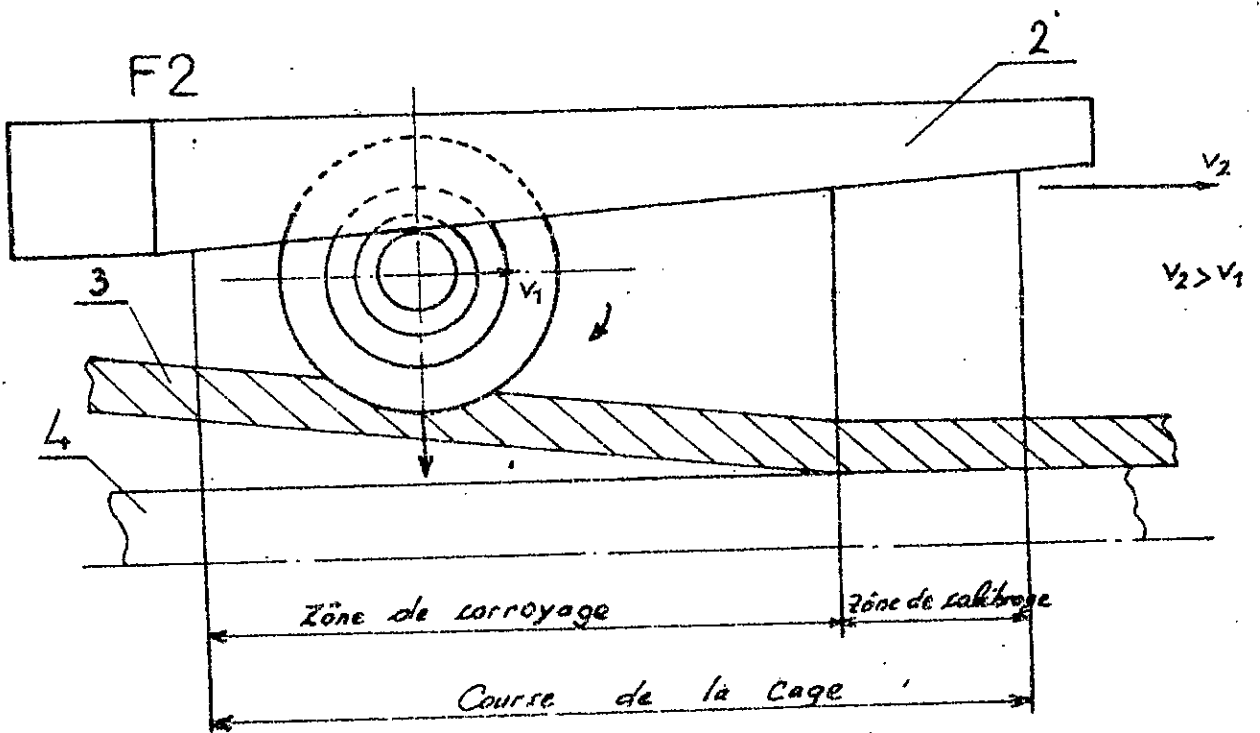
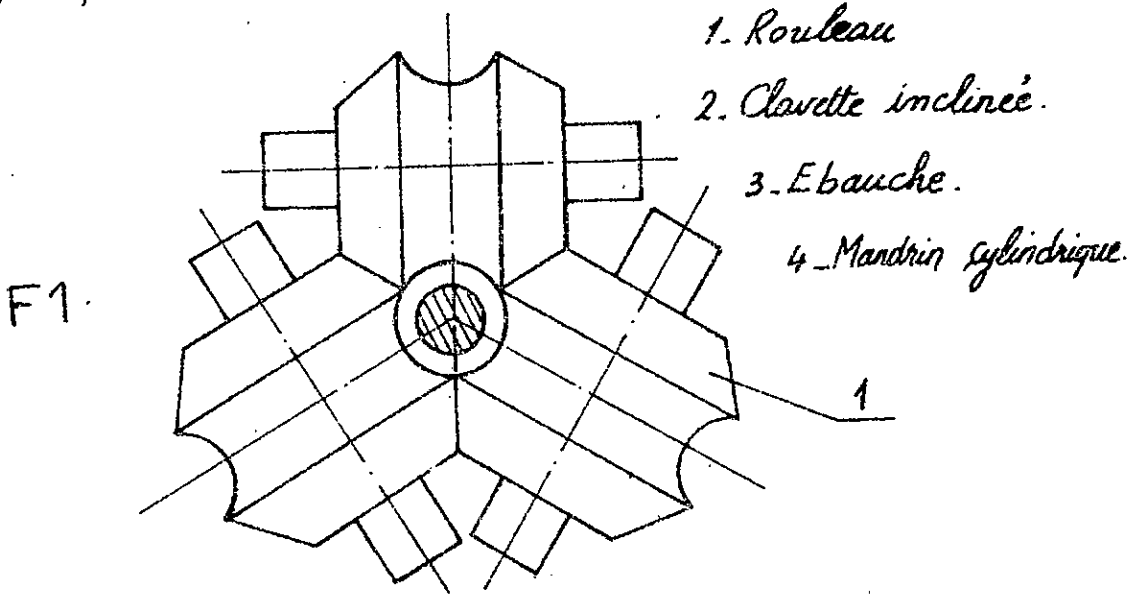
Au point de vue développement de l'industrie et perfectionnement des méthodes techniques, autrement dit, élargissement de la possibilité technologique et augmentation de la productivité des laminoirs LTFR; Pour cela, il est intéressant d'avoir pour chaque type de laminoir, deux cages de travail interchangeables avec conservation des autres principaux mécanismes; c'est à dire, les mécanismes de chargement, d'avance et de rotation de l'ébauche, de déplacement du mandrin, de découpage de finition etc..... restent inchangés. Dans ce cas, lorsqu'il n'est pas nécessaire de fabriquer les tubes à parois très minces, on utilisera la cage à deux cylindres à cannelure de section variable avec le mandrin conique, cela permet d'augmenter la productivité du laminoir à peu près trois fois plus. Par contre, pour fabriquer les tubes à parois très minces, il suffit de changer la cage de travail et le mandrin cylindrique.

Le projet proposé a pour but, la modernisation d'un

laminoin de tubes à froid à rouleaux LTFR 15-30.

Dans ce projet, on élabore la nouvelle cage mobile de travail à deux cylindres et le réducteur principal qui conviennent aux châssis et les autres organes du LTFR 15-30.

En effet, cette solution permettra d'augmenter la productivité, d'élargir la quantité, d'améliorer la qualité et la précision des tubes fabriqués.



# 1. CALIBRAGE DE L'OUTIL DE LAMINAGE

## 1.1: Calibrage des cannelures:

Pour le calibrage des cannelures, on utilise la méthode qui se base sur le principe de changement relatif des déformations le long de ces cannelures. Pour cela, on répartit la zone de corroyage en sept parties égales séparées par des sections dites de contrôle dont la distance qui sépare deux sections successives est constante et égale à 15 mm.

Le chemin est :  $22 \times 2 \longrightarrow 10 \times 0,6$

Avec :

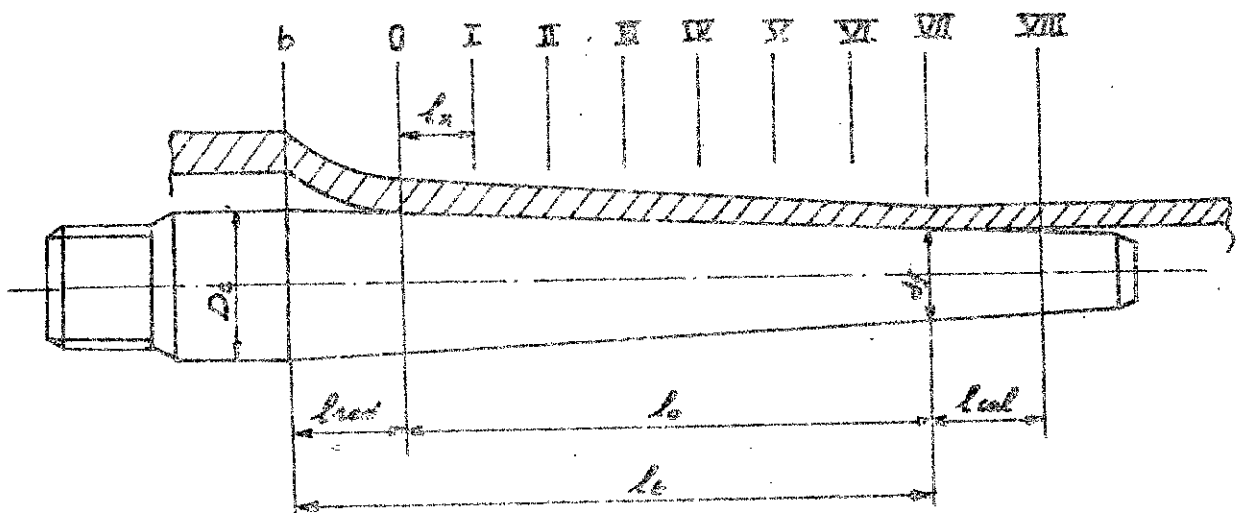
$D_{eb} = 22 \text{ mm}$  : Diamètre d'ébauche.

$t_{eb} = 2 \text{ mm}$  : Epaisseur d'ébauche.

$D_f = 10 \text{ mm}$  : Diamètre de finition.

$t_f = 0,6 \text{ mm}$  : Epaisseur de finition.

F3



$l_t = 125 \text{ mm}$  : Longueur de travail des cannelures sur la partie conique.

- $l_x = 15 \text{ mm}$ : Distance entre deux sections de Contrôle successives.
- $l_{red} = 20 \text{ mm}$ : Longueur de réduction du diamètre.
- $l_{cal} = 65 \text{ mm}$ : Longueur de Calibrage.
- $l_0 = 7l_x = 105 \text{ mm}$ : Longueur de Contrôle.

### Caractéristiques de Calibrage:

#### 1. Coefficient total de déformation:

$$\mu = \frac{t_{éb} \cdot (D_{éb} - t_{éb})}{t_f \cdot (D_f - t_f)} = \frac{2 \cdot (22 - 2)}{0,6 \cdot (10 - 0,6)} = 7,09$$

où:

$t_{éb}$ : épaisseur de l'ébauche.

$D_{éb}$ : diamètre extérieur de l'ébauche.

$t_f$ : épaisseur de finition.

$D_f$ : diamètre extérieur de finition.

#### 2. Degré de déformation en %:

$$\mu_d = \frac{F_{éb} - F_f}{F_{éb}} \cdot 100 = \left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{1}{7,09}\right) \cdot 100 = 85\%$$

En d'autre terme  $\mu_d$  représente la diminution relative des surfaces d'ébauche en %. sachant que:

$F_{éb}$ : Surface d'ébauche.

$F_f$ : Surface de finition.

#### 3. Déformation relative de la paroi d'ébauche en %:

$$\frac{t_{éb} - t_f}{t_{éb}} \cdot 100 = \frac{2 - 0,6}{2} \cdot 100 = 70\%$$

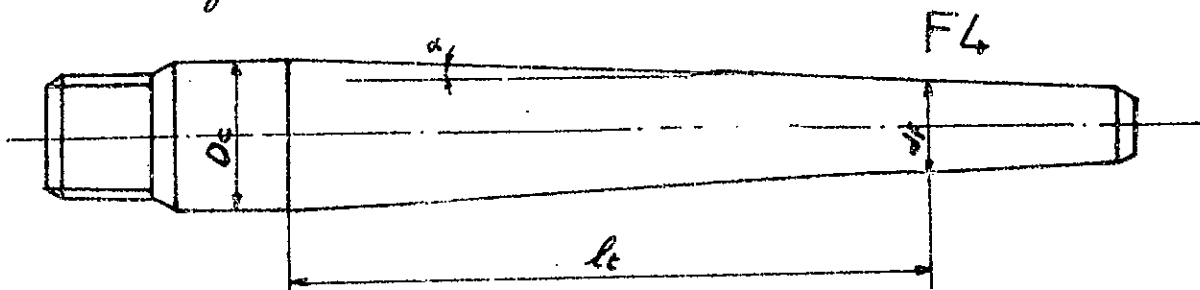
#### 4. Diminution du diamètre extérieur:

$$D_{éb} - D_f = 22 - 10 = 12 \text{ mm.}$$

## 1.2: Calibrage du mandrin conique:

On prend la conicité du mandrin correspondante à la diminution du diamètre extérieur d'ébauche qui est 12 mm.

Soit :  $2 \operatorname{tg} \alpha = 0,02$  : Conicité du mandrin.



Le diamètre du mandrin à l'extrémité des portions coniques des cannelures est le même que le diamètre intérieur de finition d'où on a :

$$d_{if} = D_f - 2t_f = 10 - 1,2 = 8,8 \text{ mm.}$$

A priori on peut déterminer le diamètre de la partie cylindrique du mandrin  $D_c$  sachant que :

$$D_c = d_{if} + l_c \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha = 8,8 + 125 \cdot 0,02 = 11,3 \text{ mm.}$$

a) Calcul du profil des cannelures:

1. Le jeu entre la surface intérieure de l'ébauche et la partie cylindrique du mandrin est :

$$\Delta p = (D_{éb} - 2t_{éb}) - D_c = (22 - 2 \cdot 2) - 11,3 = 6,7 \text{ mm.}$$

2. Augmentation de la paroi de l'ébauche après la réduction du diamètre :

$$\Delta t_p = (0,05 \div 0,06) \Delta p.$$

On prend  $\Delta t_p = 0,05 \Delta p$

$$\text{D'où } \Delta t_p = 0,05 \cdot 6,7 = 0,335 \text{ mm.}$$

3. L'épaisseur de la paroi de l'ébauche après la réduction du

diamètre :

$$t_{red} = t_{eb} + \Delta t_p = 2 + 0,335 = 2,335 \text{ mm.}$$

4. Déformation (Corroyage) suivant la paroi :

$$\mu_t = \frac{t_{red}}{t_f} = \frac{2,335}{0,6} = 3,89$$

5. D'après le graphique 1 (page B) qui donne la déformation suivant la paroi en fonction du degré de déformation  $\mu_x$  dans les sections de Contrôle, Cependant, on détermine  $\mu_x$  pour chaque section. Donc pour  $\mu_t = 3,89$  on note les valeurs correspondantes de  $\mu_x$  dans le tableau qui suit :

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\mu_x$	1,0	1,4	1,88	2,36	2,75	3,15	3,51	3,89

• L'épaisseur de la paroi du tube dans chaque section de Contrôle sera :

$$t_x = \frac{t_{red}}{\mu_x}$$

Ainsi les différentes valeurs de  $t_x$  sont données ci-dessous.

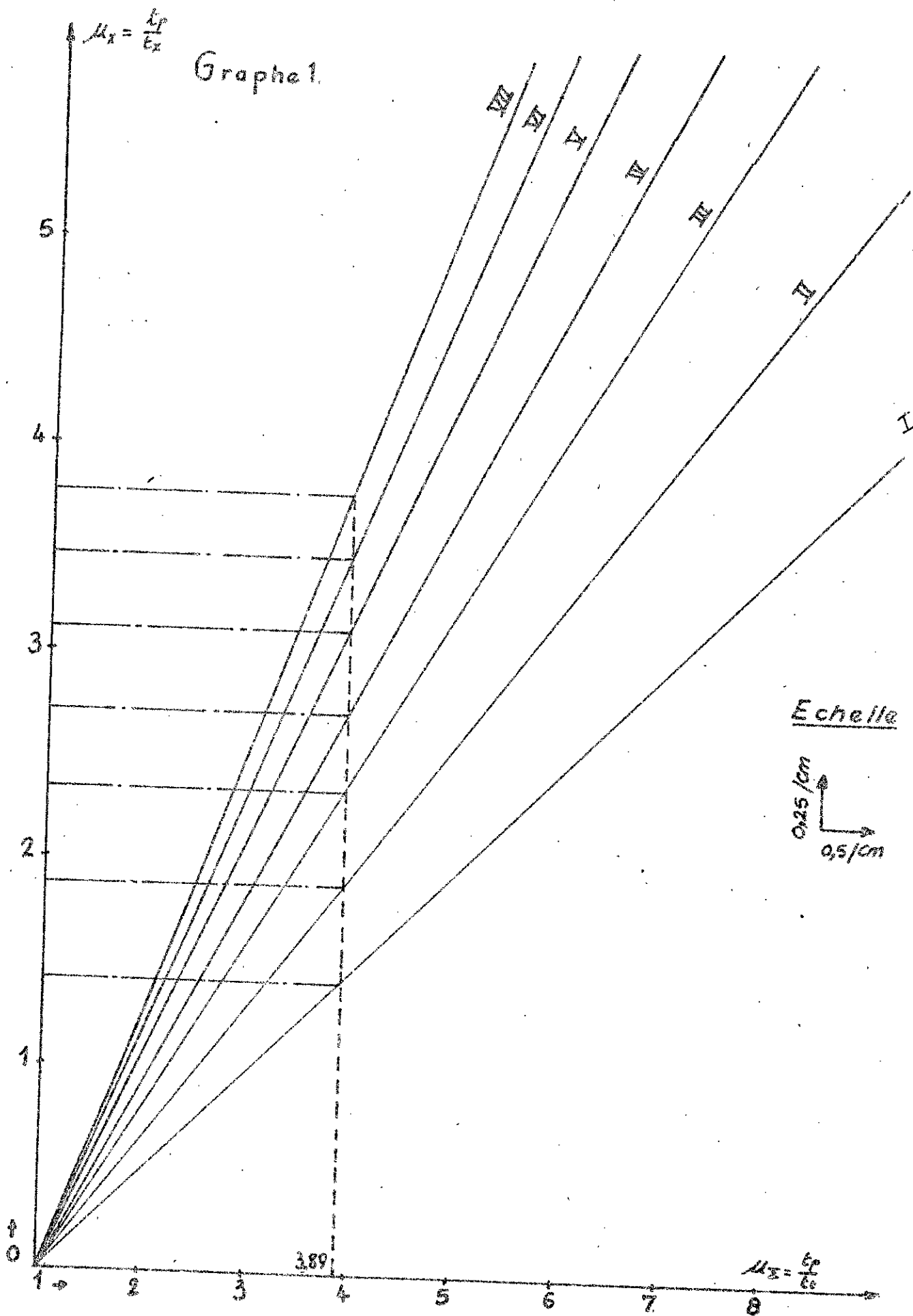
Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$t_x$ en mm	2,335	1,669	1,24	0,99	0,84	0,74	0,66	0,60

• De la formule  $d_x = d_f + l_x^2 \cdot t_g$  ; On détermine le diamètre du mandrin dans chacune des sections de Contrôle.

Avec :

$l_x$  : Distance située entre la partie de calibrage et la section x Considérée.

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$d_x$ en mm	10,9	10,6	10,3	10,0	9,7	9,4	9,1	8,8



• Diamètres des calibres dans les sections de Contrôle.

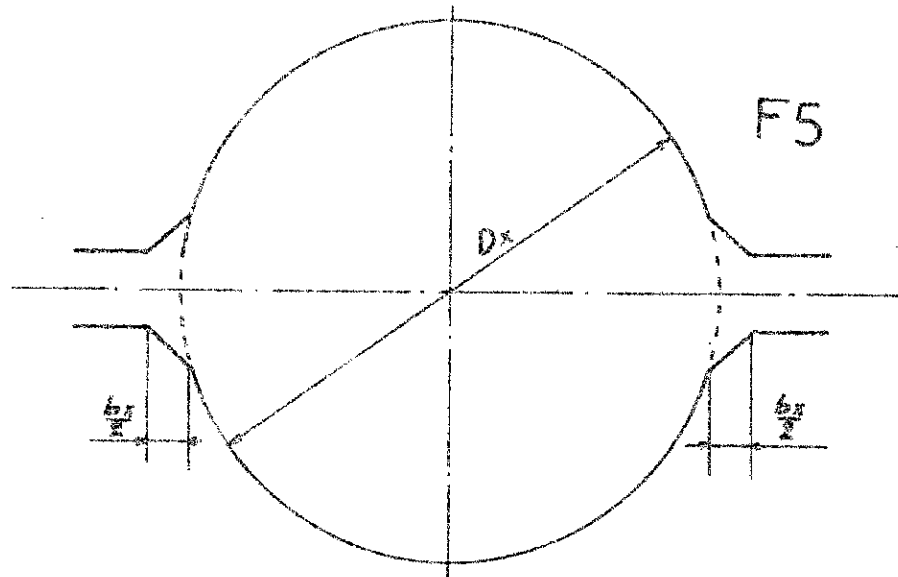
On a:  $D_x = d_x + 2t_x - \Delta K$ .

où  $\Delta K = 0,4 \text{ mm}$ : désigne le jeu entre les calibres pendant l'alésage, la rectification et pendant le laminage.

T 3

Section	b	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$D_x$ en mm	28,5	15,16	13,52	12,38	11,58	10,98	10,48	10,02	9,60

b) Détermination de la largeur des cannelures:



On désigne par  $b_b$  et  $b_B$  les augmentations respectives de la largeur des cannelures au niveau des sections (b-b) et (B-B) et on a:

$$b_b = (1,2 \div 1,5) \text{ mm.}$$

$$b_B = (0,2 \div 0,8) \text{ mm.}$$

Donc on choisit:

$$b_b = 1,5 \text{ mm.}$$

$$b_B = 0,4 \text{ mm.}$$

Pour la zone de contrôle, au niveau d'une section X cette augmentation est donnée par:

$$b_X = 2 \cdot m \cdot \mu_X \cdot [K_t (\text{tg} \delta_X - \text{tg} \alpha) + K_s \cdot \text{tg} \alpha] \quad \text{B5}$$



D'autre part la concavité de la zone de corroyage des cannelures est définie selon la formule :

$$2 \operatorname{tg} \delta_x = \frac{D_{x0} - D_{x0-1}}{l_x} \quad ; \quad l_x = 15 \text{ mm}$$

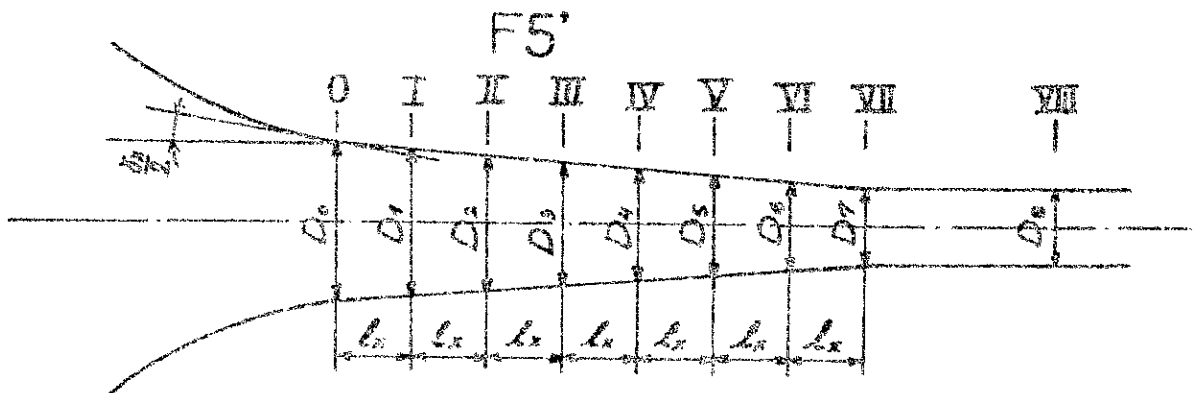
Avec :

$m = 5 \text{ mm}$  : avance de l'ébauche par course.

$K_d = 0,7$  : Coefficient qui tient compte de l'écrasement horizontal.

$K_t$  : Coefficient dont la variation est la même pour n'importe quel laminoir.

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$K_t$	1,75	1,7	1,7	1,6	1,4	1,2	1,05



Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\operatorname{tg} \delta_x$	0,3335	0,0545	0,038	0,0265	0,020	0,0165	0,015	0,013

On note les différentes valeurs de  $b_x$  dans le tableau suivant :

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$b_x$ en mm	0,181	1,02	0,82	0,63	0,50	0,45	0,40

On détermine selon la formule :  $B_x = D_x + b_x$ , la largeur des

cannelures dans les différentes sections de contrôle: T7

Section	b	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$B_x$ en mm	30	17,16	14,70	13,40	12,40	11,61	10,98	10,47	10,00

### 1.3: Détermination des forces du laminage:

a) Surface de la section de l'ébauche:

$$F_{éb} = \pi \cdot t_{éb} (D_{éb} - t_{éb}) = \pi \cdot 2 \cdot (22 - 2) = 125,66 \text{ mm}^2$$

b) Surface de chaque section de contrôle x:

$$F_x = \pi \cdot t_x \cdot (D_x - t_x)$$

T8

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$F_x$ en mm <sup>2</sup>	94,00	61,85	43,40	32,93	26,75	22,64	19,40	16,96

c) Coefficient de déformation:

$$\mu_x = \frac{F_{éb}}{F_x}$$

T9

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\mu_x$	1,335	2,031	2,895	3,815	4,697	5,550	6,477	7,409

d) Conoyage de la paroi dans la section x:

$$\Delta t_x = m \cdot \mu_x \cdot (t_{g\beta} - t_{g\alpha})$$

avec:  $m = 5 \text{ mm/coulee}$ .

$\mu_x$  tiré du graphe 1.

$$t_{g\beta} - t_{g\alpha} = \frac{L_{x\beta} - L_{x\alpha}}{L_x}$$

T10

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$t_{g\beta} - t_{g\alpha}$	0,045	0,028	0,016	0,010	0,0066	0,0053	0,0033

D'où on tire le tableau suivant qui donne les valeurs de  $\Delta t_x$ :

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\Delta t_x$	0,315	0,263	0,188	0,137	0,104	0,093	0,064

e) Rayon au sommet :

$$R_{xs} = R_0 - R_x.$$

Où :  $R_0 = \frac{D_{cyl}}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ mm}$ : Rayon du cylindre.

$R_x = \frac{D_x}{2}$ : Rayon du tube dans chaque section x.

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$R_{xs}$ en mm	68,24	68,61	69,21	69,51	69,75	70,00	70,20

f) Corroyage de la paroi durant la course aller :

$$\Delta t_{ax} = 0,7 \Delta t_x.$$

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\Delta t_{ax}$ en mm	0,2205	0,1841	0,1316	0,0960	0,0728	0,0651	0,0450

g) Projection horizontale de la surface de contact :

$$F_h = 1,41 \cdot \eta_f \cdot D_{\text{éb}} \cdot \sqrt{R_{xs} \cdot \Delta t_{ax}} \quad B 5$$

avec :  $\eta_f = 1,26 \div 1,3$  ; on choisit  $\eta_f = 1,3$ .

$D_{\text{éb}} = 22 \text{ mm}$ .

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$F_h$ en $\text{mm}^2$	156,42	143,53	124,700	104,170	90,870	86,080	74,670

h) Corroyage relatif dans la section x considérée en % :

$$E_x = \frac{F_{\text{éb}} - F_x}{F_{\text{éb}}} \cdot 100 \quad \text{où} \quad F_{\text{éb}} = 125,66 \text{ mm}^2.$$

$F_x$ : surface d'une section x de contrôle.

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\epsilon_x$ en %	25,13	50,78	65,46	73,79	77,71	81,98	84,56	86,50

T15

i) Résistance du métal ayant le corroyage  $\epsilon_x$ :

Le matériaux constituant l'ébauche étant l'acier CT10 d'où d'après le graphique 2 (page 15) on tire les valeurs de  $\sigma_x$  pour chaque valeur de  $\epsilon_x$  qui sont données par le tableau suivant:

Section	0	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\sigma_x$ en daN	34,50	46,50	52,12	54,50	55,25	55,87	56,25	56,50

T16

j) Pression moyenne du métal agissant sur le calibre au niveau de chaque section de contrôle :

$$P_x = \sigma_x \left[ \eta_w + f \left( \frac{t_{eb}}{\epsilon_x} - 1 \right) \frac{R_p \cdot \sqrt{2 \cdot R_{xs} \cdot \Delta t_{ax}}}{R_{xs} \cdot t_x} \right] \quad B5$$

Où :

$f = 0,07$  : Coefficient de frottement.

$$R_p = R_0 - 0,7 \cdot \frac{R_{eb} + R_f}{2} = 75 - 0,7 \cdot \frac{11 + 5}{2} = 70 \text{ mm}$$

$R_p$ : Rayon roulant.

$R_{eb}$ : Rayon de l'ébauche.

$R_f$ : Rayon de finition.

$t_{eb} = 2 \text{ mm}$ : Épaisseur de l'ébauche

$\eta_w = 1,02 \div 1,08$  ; On prend  $\eta_w = 1,06$ .

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$P_x$ en daN	51,554	64,477	74,726	82,841	87,980	96,184	98,427

T17

k) Pression totale du métal sur les cannelures sans l'effet de l'aplatissement :

On a  $P_t = P_x \cdot F_h$ .

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$P_t$ en daN	8064,08	9254,40	9094,15	8629,55	7994,74	8279,51	7054,26

T18

l) Calcul de l'augmentation de la projection horizontale de la surface de contact due à l'aplatissement. Cette augmentation est déterminée par:  $F_h' = 3,9 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_x \cdot R_x \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot R_o - \frac{2}{3} \cdot R_x \right) \cdot B5$

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$F_h'$ en mm <sup>2</sup>	6,67	6,39	6,77	6,53	6,32	6,10	5,90

T19

m) Calcul de la surface totale de contact;

$$F_E = F_h + F_h'$$

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$F_x$ en mm <sup>2</sup>	163,09	150,42	128,47	110,70	97,20	92,18	77,57

T20

n) Pression totale agissant sur les cannelures mais en tenant compte de l'aplatissement:  $P_\Sigma = P_x \cdot F_E$ .

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$P_\Sigma$ en daN	8408,0	9698,63	9600,05	9170,50	8551,65	8866,24	7635,0

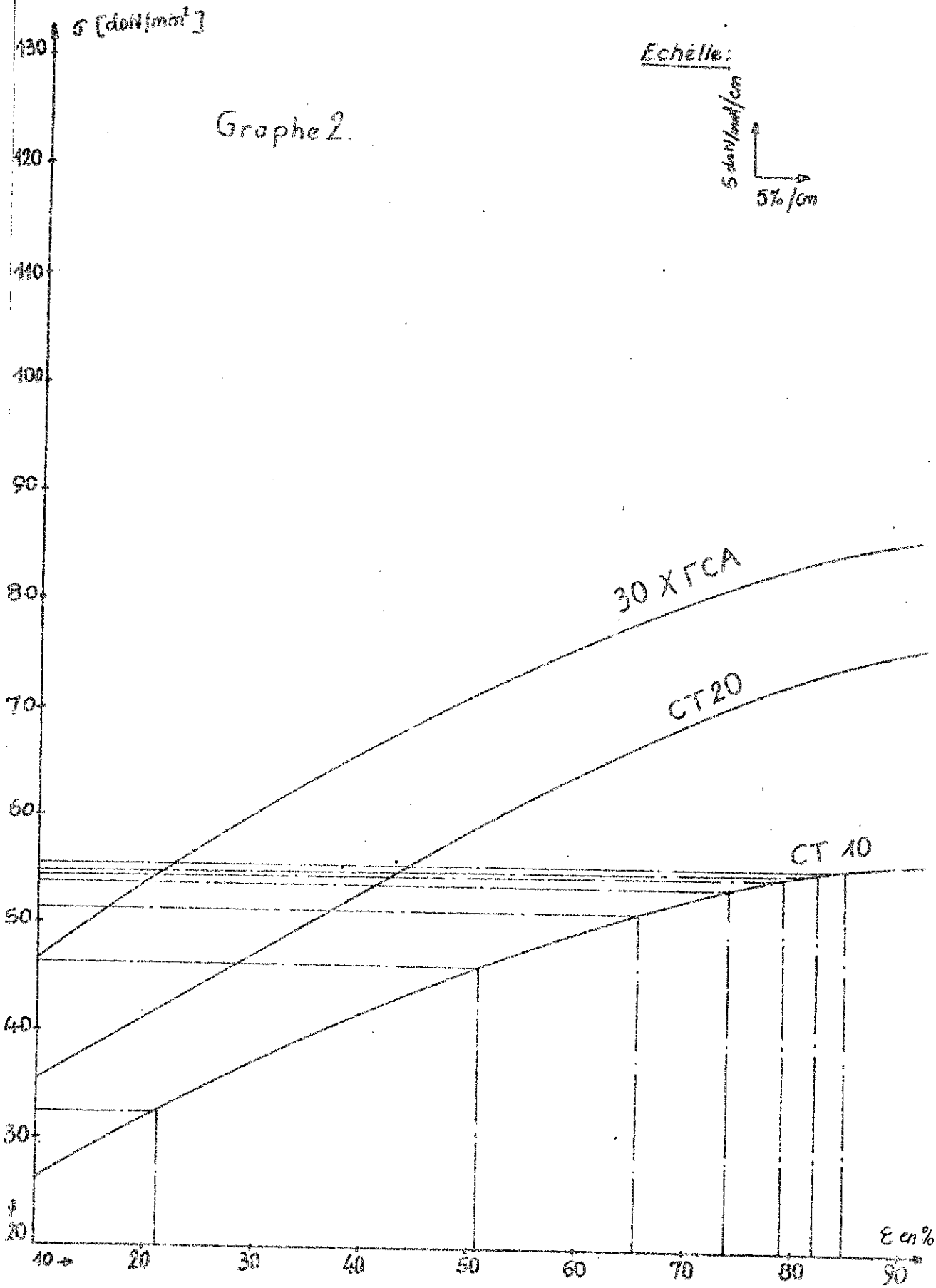
T21

o) On détermine le moment de laminage  $M_x = 0,7 \cdot P_\Sigma \cdot \sqrt{R_{xs}} \cdot \Delta t_{ax}$

Section	I	II	III	IV	V	VI	VII
$M_x$ en daN.mm	22824,82	24168,98	20181,05	16581,18	13180,82	13244,40	9497,18

T22

On utilisera ces deux derniers tableaux pour représenter les courbes des moments de laminage et des forces de laminage en fonction de la course de la cage. (voir planche 4).



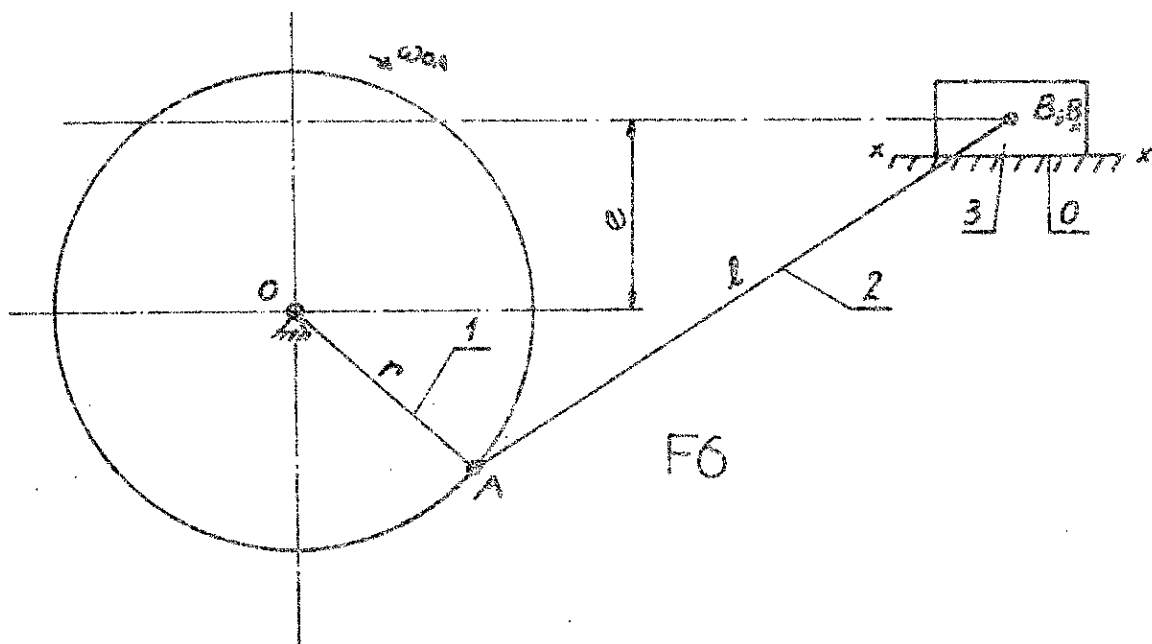
## 2. ANALYSE CINEMATIQUE

Grâce au mécanisme de bielle-manivelle, la cage mobile effectue lors du fonctionnement du laminoir un mouvement continu de va et vient avec un retour progressif et ceci plusieurs fois par minute. ce qui donne naissance à des accélérations importantes donc des forces d'inertie qu'on utilisera dans les calculs prochains.

### 2.1. Détermination des vitesses:

Pour déterminer les différentes vitesses on doit d'abord construire les épures des vitesses pour douze positions distinctes du mécanisme bielle-manivelle.

- Schéma cinématique du mécanisme d'entraînement:



- 0. Glissière.
- 1. Manivelle.
- 2. Bielle.
- 3. Cage mobile.

Données de base :

$e = 100 \text{ mm}$  : Distance comprise entre le centre de rotation de la manivelle  $O$  et le centre de gravité de la cage.

$r = 112 \text{ mm}$  : Longueur de la manivelle.

$l = 925 \text{ mm}$  : Longueur de la bielle.

$n_{OA} = 90 \text{ tours/mn}$  : Vitesse de rotation de la manivelle.

- A l'échelle  $K_c = 0,002 \text{ m/mm}$  ; on construit le schéma cinématique du mécanisme bielle-manivelle pour 12 positions différentes  $0, 1, \dots, 11$  de la manivelle en allant de  $30^\circ$  à  $30^\circ$  (voir planche 3)

Une fois la construction est réalisée, on mesure les différentes longueurs des courses correspondantes à chaque position, on les divise par l'échelle choisie  $K_c$  et on les note dans le tableau qui suit :

T23.

	Aller.							Retour.						
Position	0	1	2	3	4	5	6	6'	7	8	9	10	11	12
Course en mm	0	14	53	106	164	210	226	230	246	292	350	404	444	460

- Pour la construction des épures des vitesses, on considère que la loi du mouvement de l'élément d'entraînement est linéaire ce qui entraîne que la vitesse angulaire du mouvement reste constante. Donc on peut écrire :

$$\omega_{OA} = \frac{\pi \cdot n_{OA}}{30} = \frac{\pi \cdot 90}{30} = 9,424 \text{ s}^{-1}$$

D'où la vitesse linéaire sera :

$$V_{OA} = V_A = \omega_{OA} \cdot l_{OA}$$



où :

$$l_{OA} = z = 0,112 \text{ m.}$$

$$\Rightarrow V_A = 9,424 \cdot 0,112 = 1,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Cette vitesse demeure constante puisque  $\omega_{OA}$  et  $l_{OA}$  sont constantes; en outre, elle est connue en direction et en module.

Soit  $K_v = \frac{V_A}{l_{pva}} = \frac{1,05}{105} = 0,01 \text{ (m/s) / mm}$  l'échelle choisie, cependant pour réaliser la construction des épures, on procède comme suit:

On choisit un point  $P_v$  dit pôle qui sera l'origine de tous les vecteurs  $P_v a_i$  dont l'extrémité  $a_i$  appartient au cercle défini par le centre  $P_v$  et le rayon  $P_v a_i$ , Or le vecteur  $P_v a_i$  est connue en module  $\| \vec{P}_v a_i \| = 105 \text{ mm}$  et dont la direction est perpendiculaire au segment  $O A_i$ ; il reste à déterminer les vitesses des points  $B_i$  donc à placer les points  $b_i$ , pour se faire, on utilise les équations vectorielles suivantes:

\* Par rapport au point A:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad ; \quad \vec{V}_{BA} \perp AB.$$

\* Par rapport à la glissière:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{Bx} + \vec{V}_{BBx} \quad ; \quad \vec{V}_{BBx} \parallel xx.$$

tels que:  $\vec{V}_{Bx} = \vec{0}$  car glissière immobile.

$$\Rightarrow \vec{V}_B = \vec{V}_{BBx} \Rightarrow \vec{V}_B \parallel xx \text{ puisque } \vec{V}_B \parallel \vec{V}_{BBx}.$$

Donc des points  $a_i$  on mène les perpendiculaires aux segments  $A_i B_i$  qui représentent la bielle à chaque position  $i$  considérée. Ensuite du pôle  $P_v$  on mène la parallèle à  $xx$  et l'intersection avec la perpendiculaire tracée nous donne les points  $b_i$  et de cette façon on détermine toutes les vitesses pour toutes les positions. Pour connaître

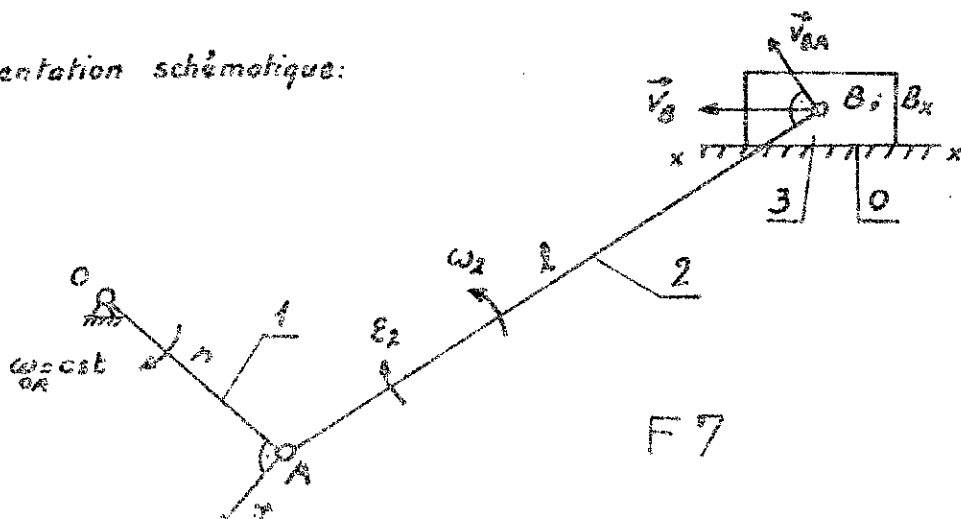
les valeurs des vitesses, il suffit de mesurer les vecteurs  $P_{bi}$  et  $a_{bi}$  en mm et les multiplier par l'échelle choisie auparavant  $K_v$  sachant que :  $P_{bi} \longrightarrow v_B$  et  $a_{bi} \longrightarrow v_{BA}$ .

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{r_{BA}} \text{ [s}^{-1}\text{]} : \text{Vitesse angulaire du point B.}$$

Toutes les valeurs trouvées sont réunies ci-dessous: T24

Position	$v_A$ en $m \cdot s^{-1}$	$v_B$ en $m \cdot s^{-1}$	$v_{BA}$ en $m/s$	$\omega_2$ en $s^{-1}$
0 = 12	1,05	0,02	1,05	1,135
1	1,05	0,47	0,96	1,037
2	1,05	0,85	0,63	0,681
3	1,05	1,04	0,12	0,130
4	1,05	0,97	0,41	0,443
5	1,05	0,61	0,83	0,897
6	1,05	0,035	1,06	1,146
7	1,05	0,57	0,98	1,060
8	1,05	0,97	0,65	0,702
9	1,05	1,07	0,14	0,151
10	1,05	0,88	0,42	0,454
11	1,05	0,48	0,85	0,920

Représentation schématique:



## 2.2. Détermination des accélérations:

On peut calculer l'accélération du point qui est exprimée par:

$$W_A = \omega_{OA}^2 \cdot l_{OA} \quad \text{où on connaît:}$$

$$\left. \begin{array}{l} \omega_{OA} = 9,424 \text{ s}^{-1} \\ l_{OA} = 0,112 \text{ m} \end{array} \right\} \Rightarrow W_A = (9,424)^2 \cdot 0,112 = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

En plus  $W_A$  est constante et connue en direction  $\vec{W}_A \parallel \vec{OA}$  du fait que  $\vec{W}_A = \vec{W}_{AO}^n + \vec{W}_{AO}^t = \vec{W}_{AO}^n$  puisque  $\vec{W}_{AO}^t = \vec{0}$  (car  $\vec{V}_{AO} = \vec{0}$ ).

$$\text{Donc } \vec{W}_A = \vec{W}_{AO}^n$$

En ce qui concerne l'accélération du point B on a:

\* Par rapport au point A:

$$\left. \begin{array}{l} \vec{W}_B = \vec{W}_A + \vec{W}_{BA}^n + \vec{W}_{BA}^t \\ \text{or } \vec{W}_{BA}^n + \vec{W}_{BA}^t = \vec{W}_{BA} \end{array} \right\} \Rightarrow \vec{W}_B = \vec{W}_A + \vec{W}_{BA}$$

où:  $\vec{W}_{BA}^n$ : Accélération normale du point B par rapport au point A

$\vec{W}_{BA}^t$ : Accélération tangentielle du point B par rapport au point A.

D'autre part on sait que:

$$W_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} \text{ avec } \vec{W}_{BA}^n \parallel \vec{AB}$$

$$\text{et } \vec{W}_{BA}^t \perp \vec{AB}$$

\* Par rapport à la glissière:

$$\vec{W}_B = \vec{W}_{Bx} + \vec{W}_{BBx}^c + \vec{W}_{BBx}^2$$

$$\text{or } \vec{W}_{Bx} = \vec{0} \text{ car chasis immobile.}$$

$\vec{W}_{BBx}^c = \vec{0}$ : Accélération de Coriolis dont on tient pas compte

du fait que la cage mobile possède un seul mouvement situé dans un seul plan  $xx$ .

$$\text{Donc on a: } \vec{W}_B = \vec{W}_{BBx}^2 \Rightarrow \vec{W}_B \parallel \vec{W}_{BBx}^2 \parallel xx$$

$\vec{W}_{BB_x}^z$  : Accélération relative du point B par rapport à la glissière.

Pour le tracé des épures des accélérations, on procède comme suit:

On choisit une échelle  $K_w = \frac{10}{100} = 0,1 (m/s^2) / mm$  et soit  $P_a$  le pôle des accélérations, il est en même temps le centre du cercle ayant le rayon  $P_a a_i = \frac{10}{0,1} = 100 mm$ . Chaque vecteur  $P_a a_i$  est connu en module  $\| \vec{P_a a_i} \| = 100 mm$  et dont la direction est parallèle à  $oa_i$ .

A partir du point  $a_i$ , on mène la parallèle à la droite définie par le segment  $A_i B_i$  sur laquelle on construit un vecteur d'origine  $a_i$  et d'extrémité  $n_i$  et ayant comme module la valeur de l'accélération  $W_{BA}^z$  (divisée par  $K_w$ ) correspondante à la position  $i$  considérée de la bielle. Ensuite par l'extrémité  $n_i$  on trace la perpendiculaire à  $a_i n_i$  et l'intersection avec la parallèle à  $xx$  passant par  $P_a$  nous donne le point  $b_i$ . Ainsi et de cette façon on obtient tous les points  $b_i$ . Maintenant il nous reste à déterminer les accélérations du centre de gravité de la bielle pour chaque position. Pour cela, soit  $s_i$  le milieu des segments  $a_i b_i$ , si on joint chacun de ces points au pôle  $P_a$ , tous les segments  $P_a s_i$  constituent les accélérations cherchées.

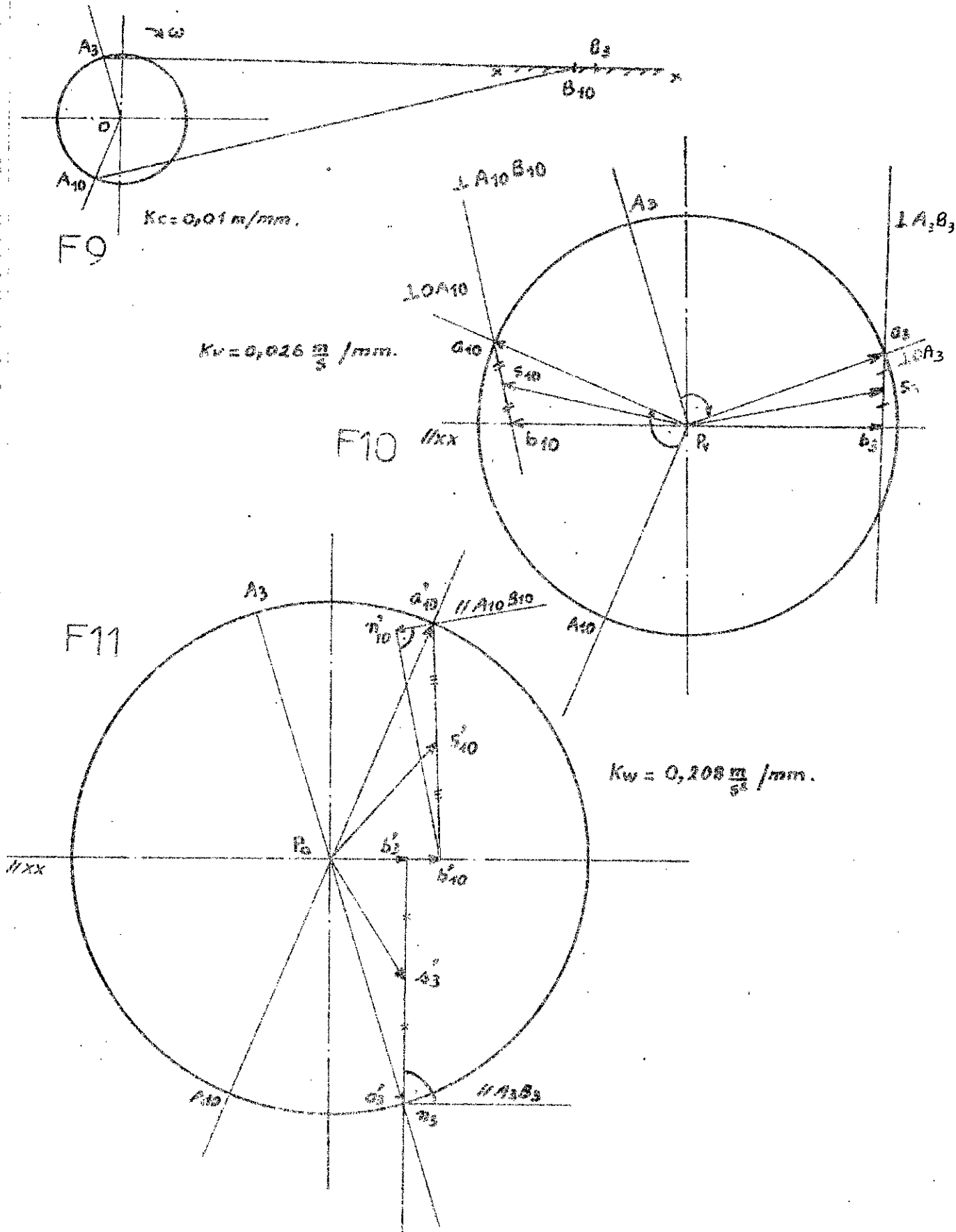
Par ailleurs les accélérations angulaires du point B sont données

$$\text{par: } \epsilon_2 = \frac{\tau}{L_{AB}} W_{BA}^z$$

Pour connaître les différentes valeurs des accélérations, il suffit de mesurer les différents segments correspondants:  $P_a b_i (W_{B_i})$ ,  $n_i b_i (W_{BA}^z)$  et  $P_a s_i (W_{s_i})$  et les multiplier par l'échelle  $K_w = 0,1$ . Toutes les valeurs obtenues sont inscrites dans le



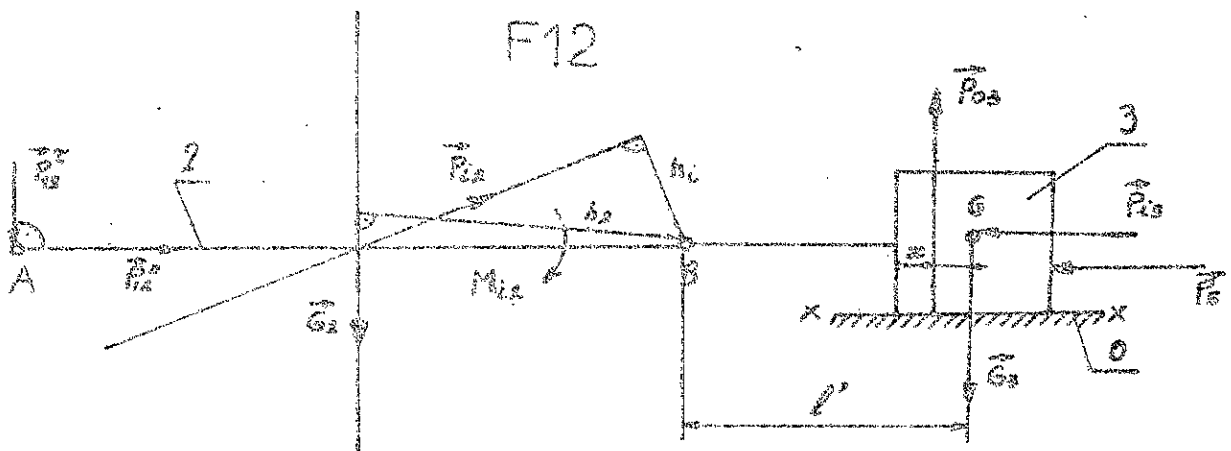
. Exemple de construction des épures des vitesses et des accélérations pour les deux positions 3 et 10 de la bielle :



### 3. ANALYSE DYNAMIQUE ET CHOIX DU MOTEUR

#### 3.1. Calcul des réactions des articulations :

Pour déterminer les efforts qui agissent dans les articulations et sur la cage mobile, on utilise la méthode grapho-analytique qui consiste à diviser le mécanisme en groupe d'Assour donc en systèmes statiquement déterminés (isostatiques).



Les forces appliquées sont :

- Sur la cage :

.  $P_0$  : force de frottement qui s'oppose au mouvement de la cage, telle que  $P_0 = 0,1 P_s$ .

.  $P_{i3}$  : force d'inertie de la cage ;  $P_{i3} = -m_3 \vec{W}_3$ .

.  $G_3$  : Poids de la cage, avec  $G_3 = m_3 \cdot \vec{g}$  ;  $g = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

$$\Rightarrow G_3 = m_3 \cdot g = 950 \cdot 10 = 950 \text{ daN.}$$

.  $P_{03}$  : Réaction de la glissière sur la cage.

- Sur la bielle :

.  $P_{12}^t$  : Force tangentielle due à l'action de la manivelle sur la bielle.

.  $P_{12}^n$  : Force normale due à l'action de la manivelle sur la bielle.

On a :  $\vec{P}_{12} = \vec{P}_{12}^c + \vec{P}_{12}^n$  ;  $\vec{P}_{12}$  : Force résultante de  $\vec{P}_{12}^c$  et  $\vec{P}_{12}^n$ .

$\vec{G}_2$  : Poids total des 2 bielles ;  $\vec{G}_2 = m_2 \cdot \vec{g}$

$\Rightarrow G_2 = m_2 \cdot g = 50 \cdot 10 = 500 \text{ daN}$  où  $m_2$  : masse totale des 2 bielles.

$\vec{P}_{12}$  : Force d'inertie de la bielle  $\Rightarrow \vec{P}_{12} = -m_2 \vec{W}_{S_2}$  ;  $\vec{W}_{S_2}$  étant l'accélération du centre de gravité de la bielle.

$M_{12} = -EI_2$  : Moment d'inertie, avec  $I_2$  moment d'inertie de la bielle

telle que :  $I_2 = m_2 \cdot \left(\frac{L_{12}}{2}\right)^2 = 50 \cdot \left(\frac{0,925}{2}\right)^2 = 10,7 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$ .

Par ailleurs on connaît que :  $P_3 = 0,1 P_2$  où les valeurs de  $P_2$  (pour les différentes positions) sont tirées du graphique qui représente  $P_2$  en fonction de la course (voir planche 4).

T26

Position	$P_2$ en daN	$P_3$ en daN	$P_{12}$ en daN	$P_{12}$ en daN	$M_{12}$ en daNm
0	0	0	845,5	47	1,27
1	0	0	750,5	43,75	4,62
2	8250	825	532,0	37,5	9,25
3	9200	920	414,0	26	11,50
4	5450	545	218,5	27,75	10,75
5	0	0	855,0	45	7,06
6	0	0	1073,5	53	1,61
7	0	0	921,5	48,25	4,38
8	5000	500	456,0	33,5	9,36
9	9100	910	28,5	25	11,62
10	8950	895	541,5	33,25	10,87
11	0	0	798,0	43,5	6,93



En considérant le groupe d'Assour on a :  $\sum \overrightarrow{\text{Forces appliquées}} = \vec{0}$   
 $\Rightarrow \vec{P}_{12}^e + \vec{P}_{12}^n + \vec{G}_2 + \vec{P}_{12} + \vec{G}_3 + \vec{P}_3 + \vec{P}_{12} + \vec{P}_{02} = \vec{0}$  dont les forces inconnues  
 sont :  $\vec{P}_{12}^e$  ;  $\vec{P}_{12}^n$  et  $\vec{P}_{12}$  sachant que  $\vec{P}_{12}^e$  peut être déterminée en ana-  
 lysant l'équilibre de la bielle c'est à dire en écrivant :

$$\sum M/B = 0 \Rightarrow -P_{12}^e \cdot l - G_2 \cdot h_2 + P_{12} \cdot h_1 + M_{12} = 0.$$

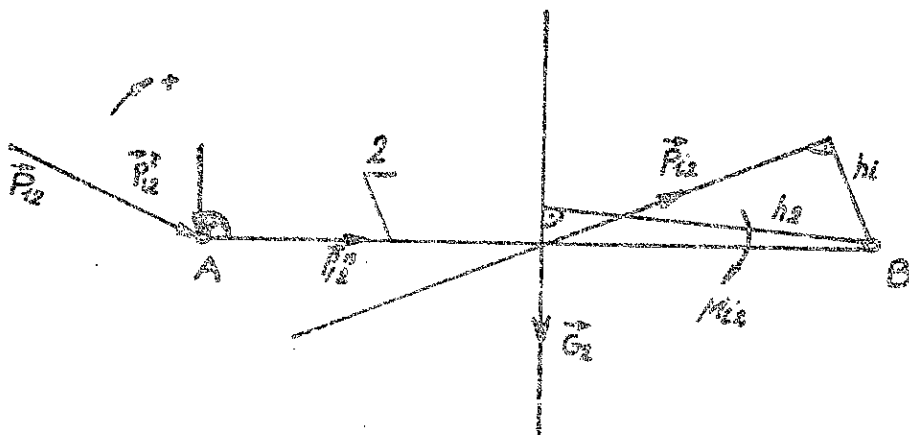
$$\Rightarrow -P_{12}^e = \frac{G_2 \cdot h_2 - P_{12} \cdot h_1 - M_{12}}{l}$$

Avec :  $h_1$  et  $h_2$  : bras de leviers respectifs des forces  $P_{12}$  et  $G_2$ .

$h_1$  et  $h_2$  sont directement mesurés puis multipliés par l'échelle

$K_s = 0,005$  (m/mm) choisie pour le tracé du groupe d'Assour à la  
 page 29.

F13



On donne les valeurs de  $h_1$  et  $h_2$  exprimés en m ainsi que  
 les résultats de  $P_{12}^e$ , calculés selon la formule ci-dessus et  
 exprimés en daN, dans le tableau qui suit :

Position	$h_i$ en m	$h_2$ en m	$P_{12}^z$ en daN
0	0,022	0,4580	22,266
1	0,136	0,4610	13,500
2	0,192	0,4620	-7,190
3	0,450	0,4610	-0,162
4	0,384	0,4620	4,831
5	0,144	0,4625	10,362
6	0,016	0,4615	22,289
7	0,132	0,4560	13,028
8	0,348	0,4540	4,818
9	0,457	0,4580	-0,157
10	0,182	0,4500	6,030
11	0,080	0,4540	13,286

T27

Si on isole la cage mobile, à l'équilibre on a :

$$\vec{G}_3 + \vec{P}_3 + \vec{P}_{23} + \vec{P}_{03} + \vec{P}_{73} = \vec{0}$$

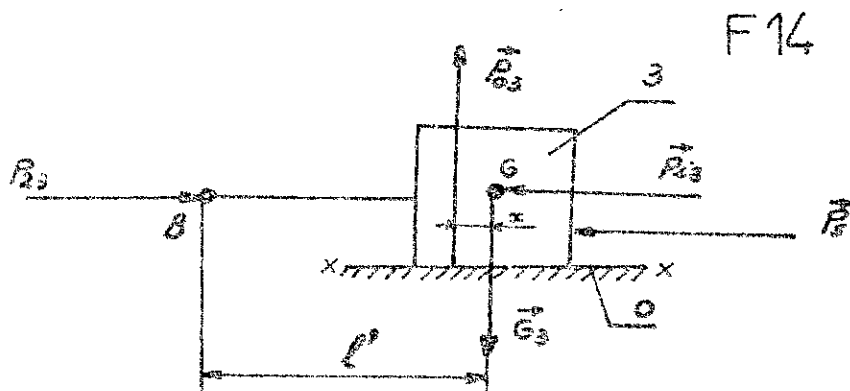
où  $\vec{P}_{23} = \vec{R}_9$  : Réaction de la bielle sur la cage mobile.

Pour connaître les valeurs des forces inconnues autrement dit, les forces  $\vec{P}_{03}$ ,  $\vec{P}_{12}$ ,  $\vec{P}_{12}$  et  $\vec{P}_{23}$ , on considère le polygone des forces qui est fermé à l'équilibre et on représente toutes les forces à l'échelle de construction  $K_f = 5 \text{ daN/mm}$  puis, on les mesure directement sur le polygone tracé et on les multiplie par  $K_f$  (voir page 30) les résultats ainsi obtenus sont récapitulés dans les colonnes suivantes :

T28

Position	$P_{12}^n$ en daN	$P_{12}$ en daN	$P_{03}$ en daN	$P_{23}$ en daN
0	910	912,5	865	855
1	800	805	915	755
2	1380	1382,5	935	1345
3	1050	1050	1035	1045
4	337,5	337,5	985	355
5	900	900	1005	857,5
6	1110	1105	1080	1057,5
7	985	982,5	1145	945
8	1007,5	1007,5	1225	1000
9	910	910	1227,5	925
10	385	385	1100	387,5
11	862,5	865	850	812,5

Cage isolée:



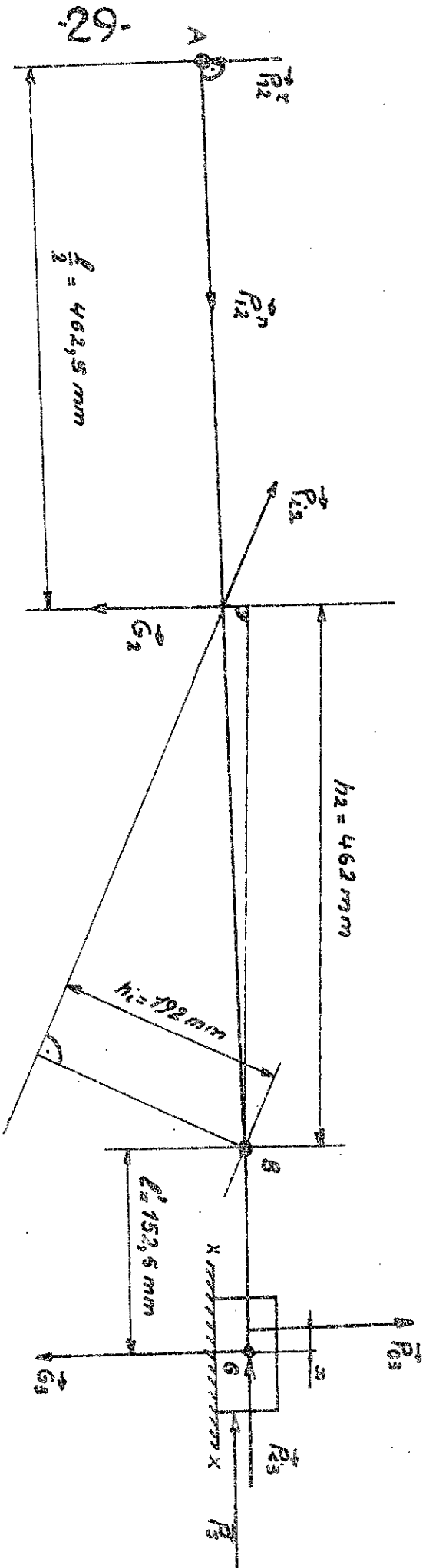
Comme exemple de représentation du groupe d'Assour et du polygone des forces, on donnera une construction qui correspond à la position 2 du mécanisme bielle-manivelle.

Position:

# Représentation du groupe d'Assour

Echelle:

$k_s = 0,005 \text{ m/mm}$ .



$$\text{On a: } \vec{P}_2^r + \vec{P}_2^n + \vec{G}_2 + \vec{P}_2 + \vec{G}_3 + \vec{R}_3 + \vec{P}_3 + \vec{R}_3 = \vec{0}$$

F15

$P_{03}$

187 mm

$P_{13}$

Position 2:

Echelle:

$K_f = 5 \text{ daN/mm}$

Tracé des polygones des forces.

$P_{03} = 935 \text{ daN}$

$P_{23} = 1345 \text{ daN}$

$P_{12} = 1382,5 \text{ daN}$

F16

190 mm

$G_3$

$P_5$

$P_{21}$

$P_{14}$

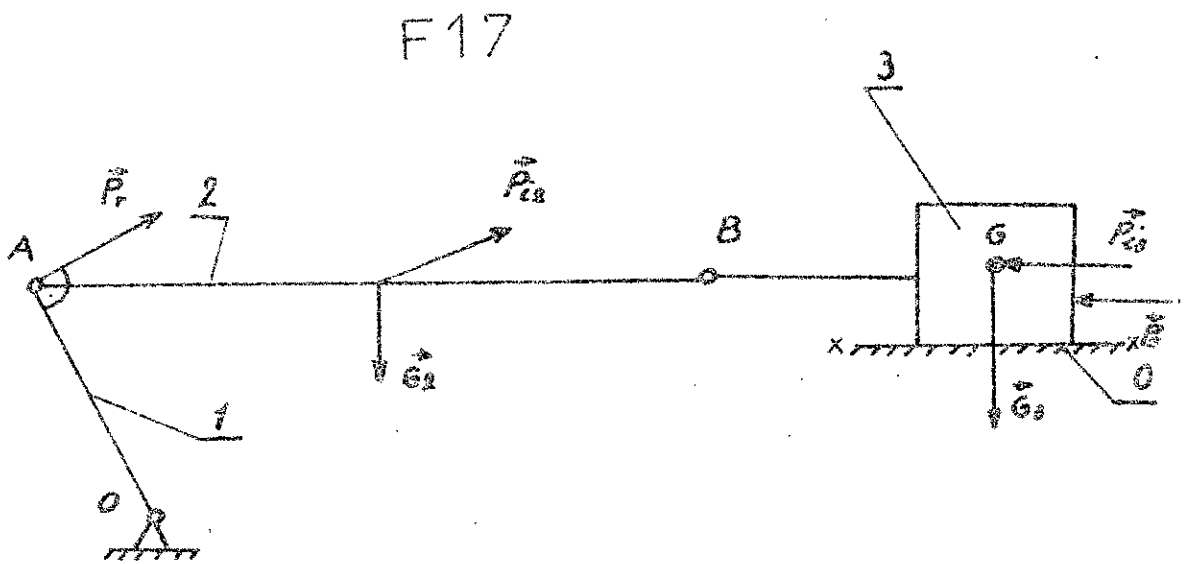
$P_{12}$

$P_{12}$

$G_2$

### 3.2. Calcul des moments réduits:

Pour calculer le moment réduit, il faut d'abord connaître la force réduite qui remplace toutes les forces agissantes (de pesanteur, d'inertie et de résistance) et pour que cela soit possible, il faut qu'elle développe la même puissance que les forces appliquées au système et qui sont représentées ci-dessous.



Le point A est le point de réduction de la force réduite qui est perpendiculaire à la manivelle OA.

On considère l'épure des vitesses (planche 3) et construisant la vitesse du centre de gravité de la bielle  $\vec{V}_{si}$ ; pour se faire, il suffit de joindre les points  $a_i$  et  $b_i$  et soit  $s_i$  le milieu du segment  $a_i b_i$ , le vecteur  $\vec{P}_{si}$  ainsi obtenu nous donne la vitesse cherchée. Soit le triangle  $P_i a_i b_i$  correspondant à la position  $i$ , sur ce triangle, on reporte toutes les forces y compris la force réduite en des points homologues à leurs points d'application dans le système en leur effectuant une rotation de  $\frac{\pi}{2}$  dans le sens horaire

(Choisi arbitrairement) puis on écrit que la somme de tous les moments de ces forces par rapport au pôle  $P_v$  est nulle. Donc l'épure des vitesses est considérée comme un levier s'appuyant sur le pôle  $P_v$  et se trouvant en équilibre sous l'action des forces qui lui sont appliquées, le levier en question est appelé: Levier de JOUKOVSKI (voir page 34).

$$\sum M/P_v = 0 \Rightarrow M_{P_v}(\vec{G}_1) + M_{P_v}(\vec{P}_{12}) + M_{P_v}(\vec{P}_{22}) + M_{P_v}(\vec{G}_2) + M_{P_v}(\vec{G}_3) + M_{P_v}(\vec{P}_r) = 0$$

Or:  $M_{P_v}(\vec{G}_3) = 0$  Puisque la droite d'action de  $G_3$  passe par le centre de rotation  $P_v$  du levier.

Donc la relation ci-dessus devient:

$$M_{P_v}(\vec{P}_3) + M_{P_v}(\vec{P}_{12}) + M_{P_v}(\vec{P}_{22}) + M_{P_v}(\vec{G}_2) + M_{P_v}(\vec{P}_r) = 0.$$

$$\Rightarrow M_{P_v}(\vec{P}_r) = -[M_{P_v}(\vec{P}_3) + M_{P_v}(\vec{P}_{12}) + M_{P_v}(\vec{P}_{22}) + M_{P_v}(\vec{G}_2)]$$

A titre d'exemple, on représentera le levier de JOUKOVSKI à l'échelle  $K_v = 0,30(\text{m/s})/\text{mm}$  pour la position 2, pour cette dernière la relation de  $M_{P_v}(\vec{P}_r)$  s'exprime par:

$$h_4 \cdot P_r = G_2 \cdot h_{G2} - P_{12} \cdot h_{12} - P_{22} \cdot h_{22} - P_3 \cdot h_3$$

$$\text{d'où } P_r = \frac{P_3 \cdot h_3 + P_{22} \cdot h_{22} + P_{12} \cdot h_{12} - G_2 \cdot h_{G2}}{h_4}$$

Avec:  $h_4 = 105 \text{ mm}$ .

$h_{22} = h_3$  car  $\vec{P}_{22}$  et  $\vec{P}_3$  sont colinéaires et ont un même point d'application.

$h_{12} = h_3$ ,  $h_{12}$ ,  $h_{G2}$  étant les bras de leviers et qui sont déterminés par construction du levier c'est à dire mesurés directement sur le schéma en mm.

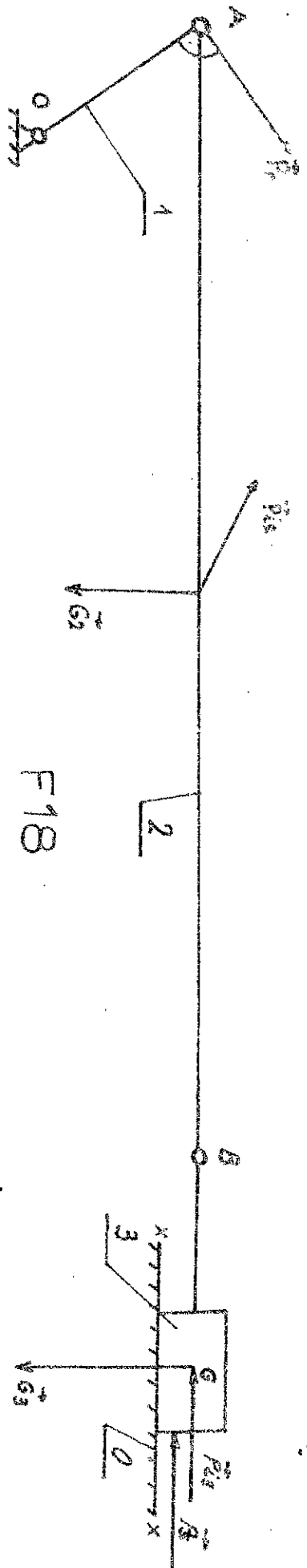
Une fois  $P_r$  est connue on peut facilement déduire le moment

réduit grâce à la simple formule:  $M_r = h_r \cdot P_r$ .

Dans le tableau qui suit on donnera les différents résultats pour les douze positions de mécanisme bielle-manivelle.

Position	$h_r$ en mm	$h_{12}$ en mm	$h_{23}$ en mm	$h_s = h_{13}$ en mm	$P_r$ en dyn	$M_r$ en dyn.cm
0	105	8	52,5	2	-531	-0,594
1	105	43,5	48,5	47	330,97	37,07
2	105	51	34,5	85	1101,74	123,40
3	105	18	6,5	104,5	1030,44	115,41
4	105	38	20,0	97	282,06	31,60
5	105	44	4,75	67	-584,31	-65,44
6	105	5	52,0	3,5	-63,07	-7,06
7	105	37	48,0	56	451,6	50,58
8	105	53	34,0	97	851,5	93,37
9	105	7,5	16,5	108	-897,04	-107,64
10	105	53	20,5	88	269,72	30,20
11	105	37	40	48	-399,18	-44,70

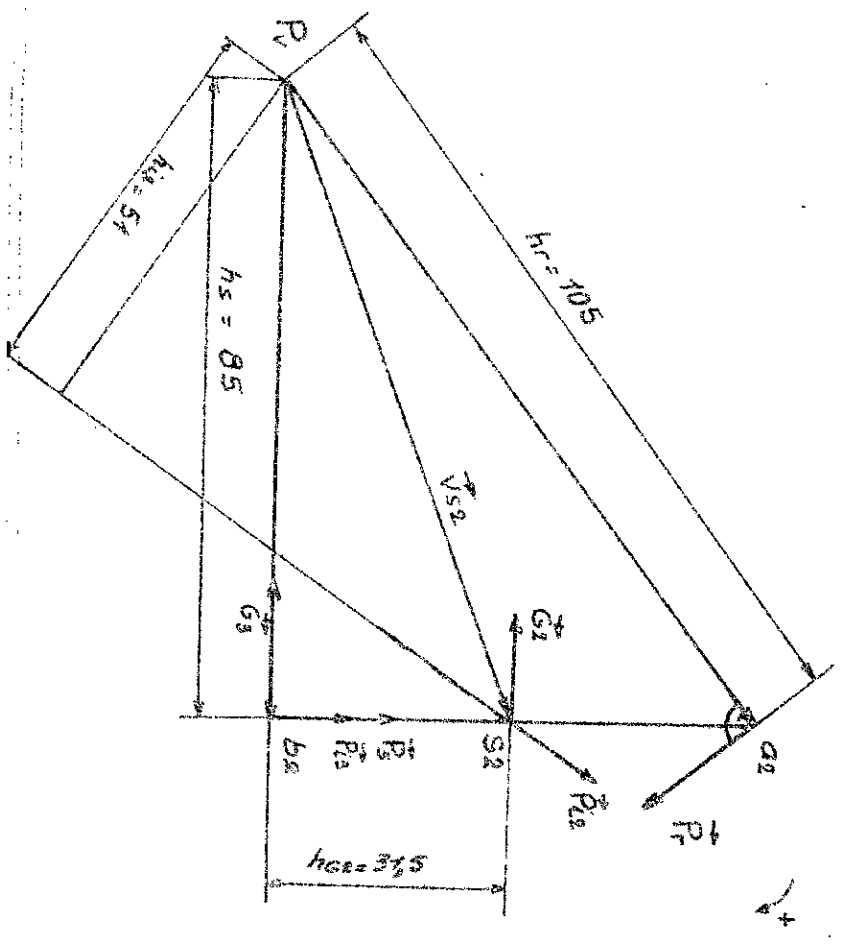




F18

Levier de Joukowski

Position 2:



### 3.3 Calcul de la puissance :

Pour connaître la puissance utile de notre laminoir, on construit le diagramme du moment réduit et celui du travail qui se déduit du premier par intégration graphique. (voir planche 4).

a) Différentiation graphique :

On considère le graphe  $s = f(t)$  qui donne le déplacement en fonction du temps et soient :

$$K_s = \left[ \frac{m}{mm} \right] : \text{Echelle du déplacement.}$$

$$K_t = \left[ \frac{s}{mm} \right] : \text{Echelle du temps.}$$

Donc le déplacement et le temps réels seront :

$$t = \bar{t} \cdot K_t \quad \text{et} \quad s = \bar{s} \cdot K_s.$$

D'après le graphe on a :

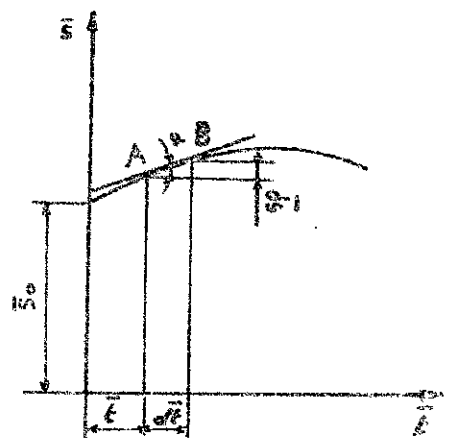
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d\bar{s}}{d\bar{t}} \quad \text{or on sait que} \quad v = \frac{ds}{dt}$$

$$\Rightarrow v = \frac{K_s \cdot d\bar{s}}{K_t \cdot d\bar{t}} = \frac{K_s}{K_t} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (1)$$

(1) est l'expression qui caractérise une différenciation graphique.

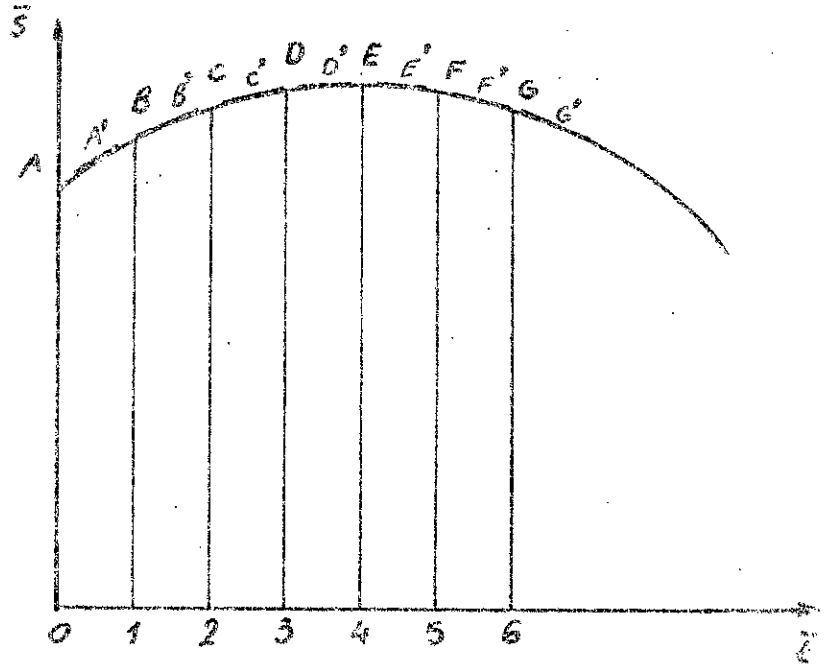
Donc à partir de ce graphe, on construit facilement la courbe  $v = f(t)$  selon la méthode suivante :

Partageons la courbe  $s = f(t)$  en 6 portions égales (par exemple) et en chaque point  $A, B, C, D, E, F, G$  on trace la tangente à la courbe. Juste au-dessous du graphe  $s = f(t)$  on trace le même repère en conservant les mêmes abscisses et soit  $H$  la distance entre l'origine du repère et le pôle  $P$ ,  $H$  étant choisie arbitrairement. Pour obtenir la courbe  $\bar{v} = f(\bar{t})$ , il suffit de mener les parallèles à chacune des tangentes jusqu'à leurs points d'inter-

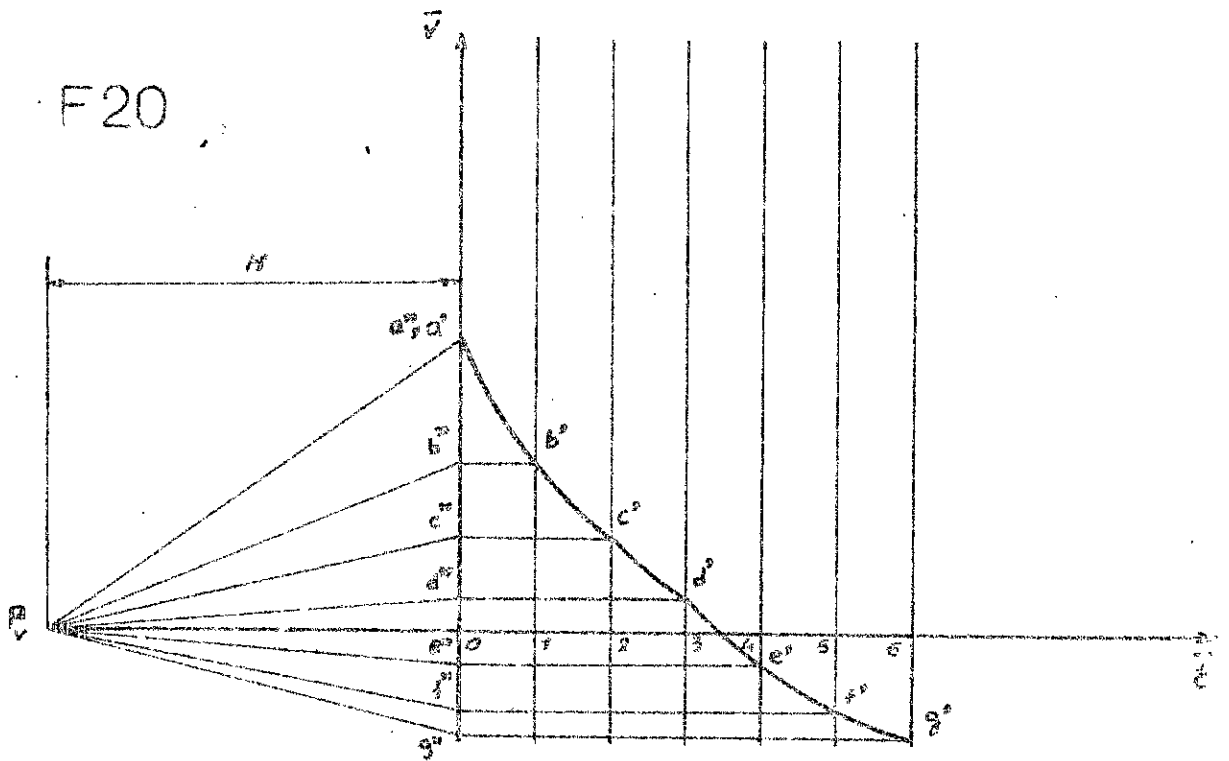


section avec l'axe vertical  $a'', b'', c'', d'', e'', f'', g''$  puis par ces points on trace les parallèles à l'axe horizontal et l'intersection de chacune d'elles avec la verticale limitant chaque partie - passant par 1, 2, ..., 6 - nous donne un ensemble des points de la courbe cherchée, par suite on joint ces points pour avoir la courbe.

F19



F20



Pour finir, il reste à déterminer l'échelle  $K_V$  à laquelle est tracée cette courbe, pour cela on peut écrire que :  $v = K_V \cdot \bar{v}$  (2)

Or d'après le 2<sup>e</sup> graphique on a :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\bar{v}}{H} \Rightarrow \bar{v} = H \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

En substituant dans (1) puis dans (2) on obtient :

$$K_V = \frac{V}{H \cdot \operatorname{tg} \alpha} \Rightarrow K_V = \frac{K_S}{K_L} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{1}{H \cdot \operatorname{tg} \alpha} \Rightarrow K_V = \frac{K_S}{K_L} \cdot \frac{1}{H}$$

b) Intégration graphique :

L'intégration graphique est l'action inverse de ce qu'on vient de traiter précédemment c'est à dire de la différenciation. Dans notre cas on s'intéresse à l'intégration graphique pour déduire le diagramme du travail en disposant de celui du moment réduit, pour cette raison on choisit :

$\mu_\varphi = 0,026 [\text{rd/mm}]$  : Echelle des angles.

$\mu_m = 10 [\text{dan.m/mm}]$  : Echelle des moments réduits.

$\mu_A = H \cdot \mu_m \cdot \mu_\varphi = 13 [\text{rd. } \frac{\text{N.m}}{\text{m.m}}]$  : Echelle du travail.

Avec  $H = 50 \text{ mm}$ .

Pour la réalisation du tracé, on procède comme suit :

On prend les milieux respectifs de  $[0,1]$ ;  $[1,2]$ ; .....;  $[5,6]$ ; .....;  $[11,12]$ , de ces milieux, on mène les verticales jusqu'à leurs intersections avec la courbe des moments réduits, de ces derniers points on trace les parallèles à l'axe des abscisses jusqu'à leurs points de rencontre avec l'axe des ordonnées puis on joint toutes ces intersections avec le pôle  $P_v$ . (voir planche 4)

Au dessous on représente le travail  $A = \int f(x)$  en conservant la

même échelle relative au temps et pour chacune des zones  $[0,1]$ ;  $[1,2]$ ; ...;  $[11,12]$  on construit la parallèle à la droite partant de  $F_2$  jusqu'à son point de concours avec l'axe des ordonnées (déjà tracé précédemment) qui s'arrête juste à la frontière qui suit et ainsi de suite pour les autres points. Pour obtenir la courbe, il suffit de joindre tous les points obtenus.

En sachant que:  $P_m = \frac{h_{\text{cycle}} \cdot M_A}{102 \cdot t_{\text{cycle}}}$ ; on peut calculer la puissance du mécanisme à savoir que:

$$t_{\text{cycle}} = \frac{60}{n_{0A}} = \frac{60}{90} = 0,66 \text{ s}$$

$n_{0A} = 90 \text{ tr/min}$ : vitesse de rotation de la manivelle.

$h_{\text{cycle}} = 140 \text{ mm}$ : l'axe du graphe  $A = f(t)$ .

$$\text{D'où } P_m = \frac{140 \cdot 13}{102 \cdot 0,66} = 27,03 \text{ Kw.}$$

On suppose que notre réducteur fonctionne avec un rendement

$$\eta_{\text{red}} = 95\%.$$

Donc la puissance utile du moteur d'entraînement sera:

$$P_{\text{mu}} = \frac{P_m}{\eta_{\text{red}}} = \frac{27,03}{0,95} = 28,45 \text{ Kw.}$$

### 3.4. Choix du moteur:

Pour choisir le moteur, on se base sur les critères suivants:

- Condition de marche: vitesse constante.
- Les variations du couple résistant sont négligeables.
- Les efforts dynamiques sont faibles à cause de l'inertie qui

est faible.

- Nombre d'enclenchements par heure est estimé à trois.

En tenant compte de tous ces critères, le moteur considéré est un moteur asynchrone, fermé à arbre horizontal dont la fixation est à pattes.

Les principales caractéristiques de ce moteur sont :

. Série : A0Π2.

. Type : 82-8.

. Vitesse de rotation :  $n_m = 735$  tours par minute.

. Puissance nominale :  $P_m = 30$  KW.

. Refroidissement par ventilation à air.

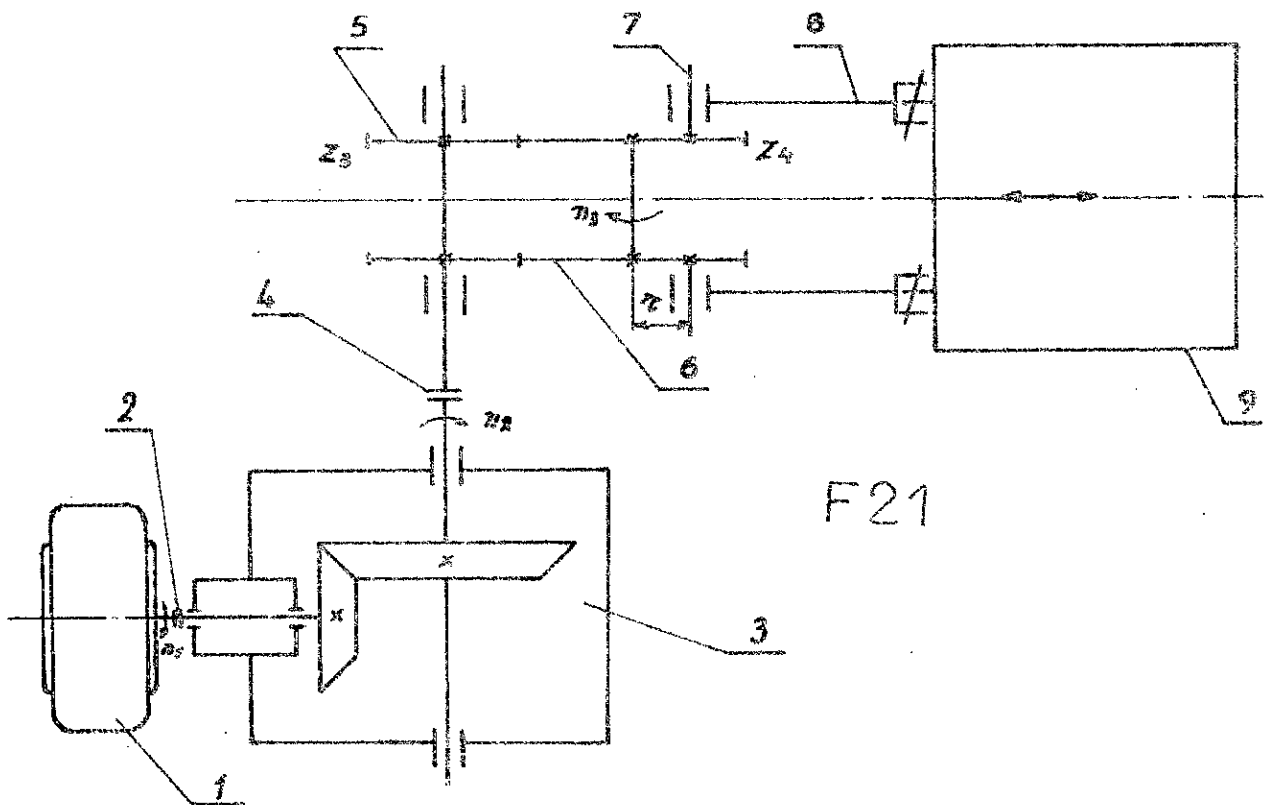
## 4. CALCUL DU REDUCTEUR

### 4.1. Calcul d'engrenages :

Notre réducteur comporte un seul étage et la transmission est assurée par un couple d'engrenages coniques à denture droite.

On suppose que notre réducteur doit fonctionner pendant cinq ans à raison de douze heures par jour.

a) Chaîne cinématique du mécanisme :



F21

1. Moteur électrique.

2. } Manchons.  
4. }

3. Réducteur.

5. Pignon.

6. Roue dentée.

7. Manivelle.

8. Bielle.

9. Cage de travail.

b) Calcul des paramètres :

- Rendements :

Soient :

.  $\eta_1 = 0,97$  : Rendement d'engrenement.

.  $\eta_2 = 0,99$  : Rendement d'une paire de roulement.

.  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95$  : Rendement total du réducteur.

- Puissance du moteur :

$$P_{mu} = \frac{27,03}{0,95} = 28,45 \text{ Kw.}$$

Or d'après le choix du moteur, sa puissance nominale est de 30 Kw.

- Rapports de transmission :

On a comme données de base :

$$. Z_3 = 25 \quad ; \quad m = 5 \text{ mm.}$$

$$. Z_4 = 70 \quad ; \quad m = 5 \text{ mm.}$$

$$i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{70}{25} = 2,8.$$

$$\text{Or } i_2 = \frac{n_2}{n_3} \quad \text{où } n_3 = n_{OA} = 90 \text{ tours / min.}$$

$$\Rightarrow n_2 = i_2 \cdot n_3 = 2,8 \cdot 90 = 252 \text{ tours / min.}$$

$$\text{Par ailleurs, on sait que : } i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{735}{252} = 2,9.$$

$n_1 = 735$  tours / min : vitesse de rotation du moteur.

Donc le rapport total de transmission sera :

$$i = \frac{n_1}{n_3} = \frac{735}{90} = 8,16.$$

$i_1 = 2,9$  : rapport de transmission du réducteur, mais d'après

les normes soviétiques on prend  $i_1 = 3,15$ . De ce fait le rapport de transmission des engrenages ouverts  $i_2$  devient :

$$i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{8,16}{3,15} = 2,59.$$



Il en résulte que :

$$Z_4 = Z_3 \cdot i_3 = 25 \cdot 2,59 = 64,75 ; \text{ on prend } Z_4 = 65.$$

$$n_2 = i_2 \cdot n_3 = 2,59 \cdot 90 = 233 \text{ tours / min.}$$

- Vitesses angulaires :

$$\text{De l'arbre moteur (menant)} : \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 735}{30} = 76,97 \text{ rad/s.}$$

$$\text{De l'arbre mené} : \omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{76,97}{3,15} = 24,43 \text{ rad/s.}$$

c) Calcul des dentures :

- Choix du matériau :

Le pignon est constitué par un acier 40X dont la dureté de Brinell  $HB = 270 \text{ N/mm}^2$ , cependant le même acier constitue la roue dentée mais ayant une dureté Brinell  $HB = 245 \text{ N/mm}^2$ .

- Contraintes admissibles de contact :

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{[n]_H} \cdot B10$$

Pour le pignon :

$$HB 270 < HB 350 \Rightarrow \sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ N/mm}^2.$$

$K_{HL}$  : coefficient de durée, ici  $K_{HL} = 1$  puisque le nombre de cycles

$$N = 5 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 735 \cdot 60 = 193 \cdot 10^7 \text{ cycles} > 10^7.$$

$$[n]_H = 1,15 : \text{Coefficient de sécurité. B10}$$

$$\text{Donc : } [\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2} \cdot K_{HL}}{[n]_H} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 487 \text{ N/mm}^2.$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1} \cdot K_{HL}}{[n]_H} = \frac{610 \cdot 1}{1,15} = 530,5 \text{ N/mm}^2.$$

- Moments de torsion :

$$\text{Sur le pignon} : M_1 = \frac{P_{mu}}{\omega_1} = \frac{28,45 \cdot 10^3}{76,97} = 369,62 \cdot 10^3 \text{ N.mm.}$$

Sur la roue dentée :  $M_2 = i_1 \cdot M_1 = 3,15 \cdot 369,62 \cdot 10^3 = 1164,3 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ .

Coefficient de charge  $K_{H\beta}$  :

Au point de vue construction, le pignon est monté sur l'arbre mené - Arbre moteur du réducteur - avec console autrement dit : deux appuis sont situés du même côté du pignon (à gauche).

d'où  $K_{H\beta} = 1,35$  (tabulés). B10

Coefficient de largeur de denture par rapport à la génératrice primitive  $R_e$  :

d'après les normes russes, on a :  $\psi_{Re} = 0,285$ .

Diamètre primitif de la roue dentée :

$$d_{ex} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{M_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{(1 - 0,5 \cdot \psi_{Re})^2 \cdot \psi_{Re}}} \quad \text{Avec } u = i_1. \text{ B10}$$

$$\Rightarrow d_{ex} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{487}\right)^2 \cdot \frac{1164,3 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,15}{(1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 447,2 \text{ mm.}$$

On prend alors :  $d_{ex} = 450 \text{ mm}$ .

Nombre de dents du pignon :

On choisit  $Z_1 = 25$ .

Nombre de dents de la roue dentée :

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 3,15 \cdot 25 = 78,75 \quad ; \quad \text{Soit } Z_2 = 79.$$

On corrige le rapport de transmission  $i_1$  :

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{79}{25} = 3,16 \quad \Rightarrow \quad \frac{3,16 - 3,15}{3,15} = 0,32\% < 3\%.$$

Module extérieur :

$$m_e = \frac{d_{ex}}{Z_2} = \frac{450}{79} = 5,7 \quad \text{ce module n'est pas normalisé.}$$

On corrige  $d_{ex} \Rightarrow d_{ex} = m_e \cdot Z_2 = 5,7 \cdot 79 = 450,3 \text{ mm}$

D'où  $\frac{450,3 - 450}{450} = 0,066\% < 3\%$ .

- Angles primitifs :

$\operatorname{ctg} \delta_1 = u = 3,16 \Rightarrow \delta_1 = 17,56^\circ = 17^\circ 33' 36''$

En outre on sait que  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$  : Angle des axes.

Donc  $\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90 - 17,56 = 72,44^\circ = 72^\circ 26' 24''$ .

- Génératrice Re :

On a :  $Re = 0,5 \cdot me \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 5,7 \cdot \sqrt{25^2 + 79^2} = 236 \text{ mm}$ .

- Largeur de denture :

$b = Y_{br} \cdot Re = 0,285 \cdot 236 = 67,26 \text{ mm}$ , soit  $b = 68 \text{ mm}$  B10

- Diamètre primitif du pignon :

$d_{e1} = me \cdot Z_1 = 5,7 \cdot 25 = 142,5 \text{ mm}$ .

- Diamètre moyen du pignon :

$d_1 = 2 \cdot (Re - 0,5 \cdot b) \cdot \sin \delta_1 = 2 \cdot (236 - 0,5 \cdot 68) \cdot \sin 17,56 = 121,93 \text{ mm}$ .

- Diamètre moyen de la roue :

$d_2 = 2 \cdot (Re - 0,5 \cdot b) \cdot \sin \delta_2 = 2 \cdot (236 - 0,5 \cdot 68) \cdot \sin 72,44 = 385,17 \text{ mm}$ .

- Diamètres de tête :

•  $d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot me \cdot \cos \delta_1 = 142,5 + 2 \cdot 5,7 \cdot \cos 17,56 = 153,37 \text{ mm}$ .

•  $d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot me \cdot \cos \delta_2 = 450,3 + 2 \cdot 5,7 \cdot \cos 72,44 = 453,74 \text{ mm}$ .

- Creux :

$h_f = h_{f1} = h_{f2} = 1,25 \cdot me = 1,25 \cdot 5,7 = 7,125 \text{ mm}$ .

- Saillie :

$h_a = h_{a1} = h_{a2} = me = 5,7 \text{ mm}$ .

- Hauteur des dents :

$h = 2,25 \cdot me = 2,25 \cdot 5,7 = 12,825 \text{ mm}$ .

- Angles de saillie :

$$\theta_a = \text{Arctg} \frac{h_a}{R_e} = \text{arctg} \frac{5,1}{236} \Rightarrow \theta_a = 1^\circ 23' 85/100''$$

- Angles de creux :

$$\theta_f = \text{Arctg} \frac{h_f}{R_e} = \text{Arctg} \frac{7,125}{236} \Rightarrow \theta_f = 1^\circ 43' 45''$$

- Angles de tête :

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 17^\circ 33' 36'' + 1^\circ 43' 45'' = 19^\circ 17' 21''$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 72^\circ 26' 24'' + 1^\circ 43' 45'' = 74^\circ 10' 9''$$

- Angles de pied :

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 17^\circ 33' 36'' - 1^\circ 43' 45'' = 15^\circ 49' 51''$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 72^\circ 26' 24'' - 1^\circ 43' 45'' = 70^\circ 42' 39''$$

- Diamètres de pied :

$$d_{f1} = d_{e1} - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_1 = 142,5 - 2 \cdot 7,125 \cos 17^\circ 33' 36''$$

$$\Rightarrow d_{f1} = 128,91 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_2 = 450,3 - 2 \cdot 7,125 \cos 72^\circ 26' 24''$$

$$\Rightarrow d_{f2} = 445,70 \text{ mm}$$

Dans la page qui suit, on représentera à l'échelle 0,5 le pignon et la roue en prise, avec tous les éléments nécessaires à leur construction.

- Module moyen :

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{121,93}{25} = 4,87$$

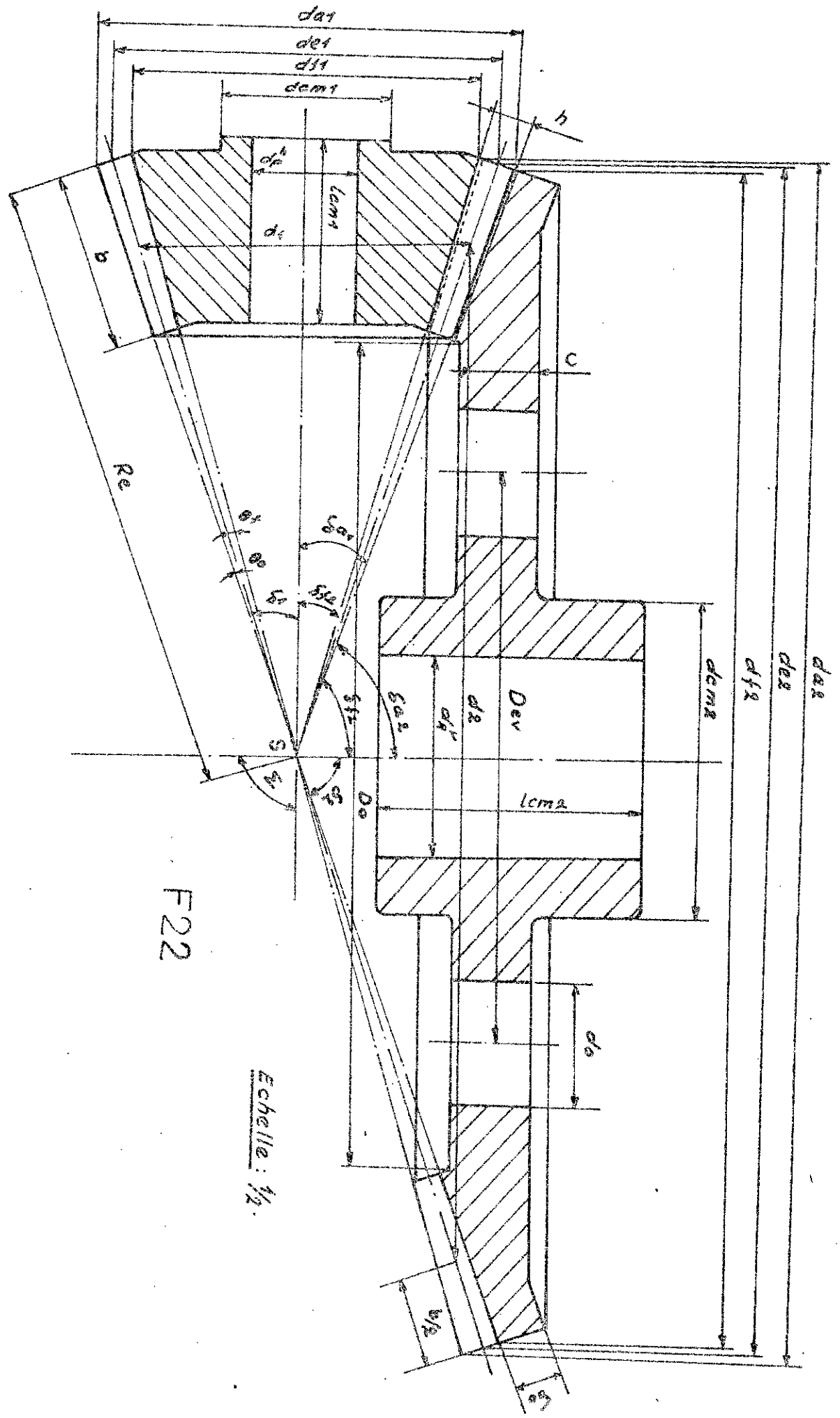
- Coefficient de largeur de denture relativement au diamètre moyen :

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{68}{121,93} = 0,557$$

- Vitesse périphérique au niveau du diamètre moyen :

Représentation des engrenages concurrents à denture droite.

-46-



F222

Echelle: 1/2.

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{76,97 \cdot 121,93}{2} = 4,7 \text{ m.s}^{-1}$$

Donc  $v = 4,7 \text{ m.s}^{-1}$ , ce qui correspond à un degré de précision égal à 7.

d) Vérification des dents à la pression superficielle :

- Coefficient de chargement :

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} \cdot B_{10}$$

Avec :  $K_{H\beta} = 1,24$  : Coefficient de disposition des roulements (avec console)

$K_{H\alpha} = 1$  : Coefficient de répartition des charges entre les dents droites

$K_{Hv} =$  Coefficient dynamique ;  $v < 5 \text{ m/s} \Rightarrow K_{Hv} = 1,05$ .

D'où  $K_H = 1,24 \cdot 1 \cdot 1,05 = 1,302$ .

- Contraintes de contact :

$$\sigma_{H1} = \frac{335}{Re - 0,5 \cdot b} \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}} \cdot B_{10}$$

$$\sigma_{H1} = \frac{335}{236 - 0,5 \cdot 68} \sqrt{\frac{369,52 \cdot 10^3 \cdot 1,302 \cdot \sqrt{(3,16^2 + 1)^3}}{68 \cdot 3,16^2}} = 266,41 \text{ N/mm}^2$$

Donc  $\sigma_{H1} = 266,41 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{H1} = 530,5 \text{ N/mm}^2$ .

$$\sigma_{H2} = \frac{335}{Re - 0,5 \cdot b} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}}$$

$$\sigma_{H2} = \frac{335}{236 - 0,5 \cdot 68} \sqrt{\frac{1164,3 \cdot 10^3 \cdot 1,302 \cdot \sqrt{(3,16^2 + 1)^3}}{68 \cdot 3,16^2}} = 472,83 \text{ N/mm}^2$$

Donc  $\sigma_{H2} = 472,83 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{H2} = 487 \text{ N/mm}^2$ .

e) Calcul des efforts sur les dentures :

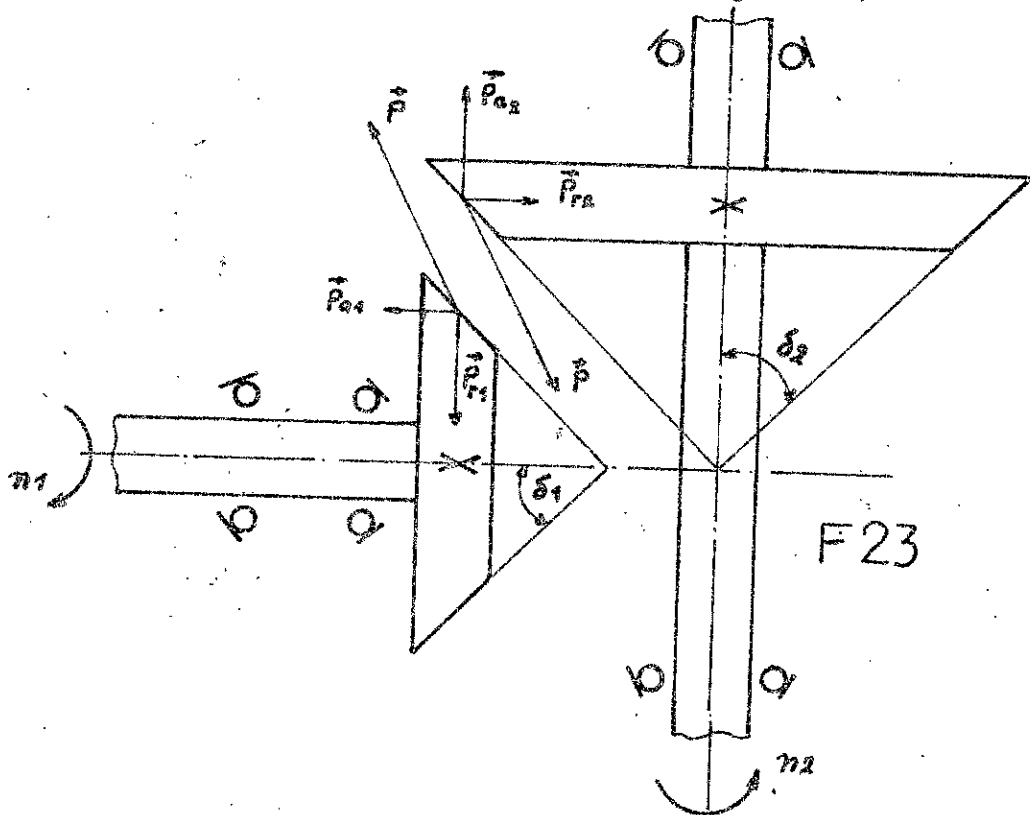
- Force périphérique (tangentielle) :

On a :  $P = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 369,62 \cdot 10^3}{121,93} = 6062,83 \text{ N}$ .

- Force radiale pour le pignon qui est simultanément axiale pour

la roue :  $P_{r1} = P_{a2} = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 6062,83 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 17,56 = 2104 \text{ N}$  où  $\alpha = 20^\circ$

- Force axiale pour le pignon qui est en même temps radiale pour roue :  $P_{a1} = P_{r2} = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 6062,83 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 17,56 = 666 \text{ N}$ .



f) Vérification des dents à la flexion:

$$\sigma_F = \frac{P \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma]_F \cdot B10$$

Où:  $[\sigma]_F$ : Contrainte admissible à la flexion.

$K_F$ : Coefficient de charge ;  $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$  en sachant que:

$K_{F\beta}$ : Coefficient de concentration des charges.

$K_{Fv}$ : Coefficient dynamique.

$$HB 270 < HB 350.$$

$$HB 245 < HB 350.$$

$$v = 4,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\Rightarrow K_{Fv} = 1,35.$$

$$\left. \begin{array}{l} \psi_{bd} = 0,557 \\ HB 270 < HB 350 \\ HB 245 < HB 350 \end{array} \right\} \Rightarrow K_{F\beta} = 1,4.$$

Donc  $K_F = 1,4 \cdot 1,35 = 1,89.$

$Y_F$ : facteur de forme des dents, pour le déterminer, il faut d'abord connaître le nombre des dents virtuelles:

$$\left. \begin{array}{l} Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 17,56} = 26. \\ Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{79}{\cos 72,44} = 262. \end{array} \right\} \Rightarrow Y_{F1} = 3,88 ; Y_{F2} = 3,60.$$

Contraintes admissibles:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^{\circ} \text{limb}}{[n]_F} \cdot B10$$

D'après les normes soviétiques on a: B10

$\sigma_F^{\circ} \text{limb}_1 = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ N/mm}^2.$

$\sigma_F^{\circ} \text{limb}_2 = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ N/mm}^2.$

$[n]_F$ : Coefficient de sécurité, tel que:  $[n]_F = [n]_F' \cdot [n]_F''$  avec:

$[n]_F' = 1,75$  qui est fonction du métal.

$[n]_F'' = 1$  qui est fonction de l'obtention de l'ébauche (par estampage, forgeage, moulage...).

D'où:  $[n]_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$

Donc les contraintes admissibles sont:

$[\sigma]_{F1} = \frac{486}{1,75} = 277,71 \text{ N/mm}^2.$

$[\sigma]_{F2} = \frac{441}{1,75} = 252 \text{ N/mm}^2.$



On détermine les rapports :

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{277,71}{3,88} = 71,57 \text{ N/mm}^2.$$

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,88} = 70 \text{ N/mm}^2.$$

Donc, on constate que  $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} < \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}}$  ce qui en résulte que la correction concerne uniquement la roue :

$$\sigma_F = \frac{P.K_F.Y_F}{b.m} = \frac{6062,83 \cdot 1,89 \cdot 3,60}{68 \cdot 4,87} = 124,56 \text{ N/mm}^2. \text{ B10}$$

Donc :  $\sigma_F = 124,56 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{F2} = 252 \text{ N/mm}^2.$

## 4.2. Calcul préliminaire des arbres :

A) - Moments de torsion :

$$M_{t1} = M_1 = 369,62 \cdot 10^3 \text{ N.mm.}$$

$$M_{t2} = M_2 = 1164,3 \cdot 10^3 \text{ N.mm.}$$

a) Arbre menant :

- On calcule le diamètre de l'arbre menant, c'est à dire le diamètre d'accouplement avec l'arbre du moteur :

$$d_s^h = \sqrt[3]{\frac{M_{t1}}{0,2[\tau]}} \text{ avec } [\tau] : \text{Contrainte tangentielle admissible.}$$

On prend  $[\tau] = 25 \text{ N/mm}^2$  car  $[\tau] = (20 \div 40) \text{ N/mm}^2.$

$$d'ou : d_s^h = \sqrt[3]{\frac{369,62 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 42 \text{ mm.}$$

D'après le choix du moteur, on lire des abaques le diamètre de l'arbre de sortie du moteur :  $d_m = 60 \text{ mm} \Rightarrow d_s^h = 0,75 d_m = 45 \text{ mm.}$   
cette valeur de  $d_s^h$  nous permet d'utiliser des manchons normalisés.

- Diamètre de l'arbre au niveau des roulements :

$$d_2^h = d_s^h + 10 = 45 + 10 = 55 \text{ mm.}$$

- Diamètre d'ajustement avec le pignon:

D'après la construction on prend  $d_p^h = 40 \text{ mm}$ .

b) Arbre mené:

- Diamètre de sortie:

$$d_s^V = 3 \sqrt{\frac{M_{tR}}{0,2[\tau]}} = 3 \sqrt{\frac{1164,3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 61,5 \text{ mm avec } [\tau] = 25 \text{ N/mm}^2$$

Suivant les exigences de la construction, on prend  $d_s^V = 60 \text{ mm}$ .

- Diamètre portant les roulements:

$$d_2^V = 60 + 10 = 70 \text{ mm.}$$

- Diamètre au niveau de la roue dentée:

On prend:  $d_R^V = 75 \text{ mm}$ .

B) Dimensions générales:

\* Roue et pignon: (voir page 46).

- Longueurs des alésages:

$$l_{cm1} \approx b = 70 \text{ mm.}$$

$$l_{cm2} \approx (1,2 \div 1,5) \cdot d_R^V = (1,2 \div 1,5) \cdot 75 = (90 \div 112,5) \text{ mm.}$$

$$\text{Soit } l_{cm2} = 100 \text{ mm.}$$

- Diamètres extérieurs des moyeux:

$$d_{cm1} = 1,6 \cdot d_p^h = 1,6 \cdot 40 = 64 \text{ mm.}$$

$$d_{cm2} = 1,6 \cdot d_R^V = 1,6 \cdot 75 = 120 \text{ mm.}$$

- Epaisseur des couronnes:

$$\delta_0 = (3 \div 4) m = 4,87 (3 \div 4) = (14,62 \div 19,50) \text{ mm.}$$

On prend  $\delta_0 = 18 \text{ mm}$ .

- Epaisseur du disque:

$$C = (0,1 \div 0,17) R_e = (0,1 \div 0,17) \cdot 236 = (23,6 \div 40,12) \text{ mm}; \text{ Soit } C = 30 \text{ mm}$$

- Diamètre des évidements :

Soit  $D_0 = 312 \text{ mm}$ , le diamètre des évidements est tel que :

$$d_0 = \frac{D_0 - d_{cm2}}{4} = \frac{312 - 120}{4} = 48 \text{ mm.}$$

- Diamètre de l'axe passant par le centre des évidements :

$$D_{ev} = 0,5 (D_0 + d_{cm2}) = 0,5 (312 + 120) = 216 \text{ mm.}$$

- Largeur des nervures :

$$s = 0,8c = 0,8 \cdot 30 = 24 \text{ mm.}$$

\* Carter du réducteur (voir planche PL1).

- Epaisseur de la paroi du couvercle :

$$\delta_1 = 0,04 R_e + 1 = 0,04 \cdot 236 + 1 = 10,44 \text{ mm ; Soit } \delta_1 = 10 \text{ mm.}$$

- Epaisseur de la paroi du corps :

$$\delta_2 = 0,05 R_e + 1 = 0,05 \cdot 236 + 1 = 12,8 \text{ mm ; On prend : } \delta_2 = 12 \text{ mm.}$$

- Epaisseurs des parois de fixation :

. Corps :  $b_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ mm.}$

. Couvercle :  $b_2 = 1,5 \cdot \delta_2 = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ mm.}$

. Bâti :  $b_3 = 2,35 \cdot \delta_2 = 2,35 \cdot 12 = 28 \text{ mm.}$

- Diamètres des boulons de fixation :

. Avec la fondation :

$$d_{1,1} = 0,055 R_e + 12 = 0,055 \cdot 236 + 12 = 25 \text{ mm.}$$

diamètre normalisé :  $d_{1,1} = 27 \text{ mm.}$

. Pour assemblage du corps avec le couvercle au niveau des roulements :

$$d_{1,2} = (0,7 \div 0,75) d_{1,1} = (0,7 \div 0,75) \cdot 27 = (18,9 \div 20,25) \text{ mm.}$$

On choisit  $d_{1,2} = 20 \text{ mm}$  (normalisé).

• Pour fixation du corps avec le couvercle:

$$d_{1,3} = (0,5 \div 0,7) \cdot d_{1,1} = (0,5 \div 0,7) \cdot 27 = (13,5 \div 18,9) \text{ mm}$$

Soit le diamètre normalisé:  $d_{1,3} = 14 \text{ mm}$ .

C) Calcul des distances entre les points d'applications des forces:

i) Arbre menant:

$x = 10 \text{ mm}$ : Longueur de l'épaulement sur lequel bute le pignon.

$y_1 = 15 \text{ mm}$ : longueur de la bague butant d'un côté sur cet épaulement et de l'autre côté contre le roulement.

$a_1$ : Distance séparant le point d'application de la réaction jusqu'à l'extrémité droite du roulement.

$$a_1 = \frac{T_1}{2} + \frac{D_1 + d_2^h \cdot e_1}{6} \cdot B10$$

avec:  $T_1$ : Longueur de roulement.

$D_1$ : Diamètre extérieur du roulement.

$d_2^h$ : Diamètre intérieur du roulement.

$e_1$ : Coefficient qui dépend du roulement considéré.

Puisque on sait que  $d_2^h = 55 \text{ mm}$ ; d'où on tire des catalogues SKF:

$$\left. \begin{array}{l} e_1 = 0,4 \\ T_1 = 26,75 \text{ mm} \\ D_1 = 100 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow a_1 = \frac{26,75}{2} + \frac{(100 + 55) \cdot 0,4}{6} = 24 \text{ mm}$$

$$f_1 = x + y_1 + z_1 = 10 + 15 + 24 + 24 = 73 \text{ mm}$$

où  $z_1$ : Distance comprise entre l'extrémité droite de l'épaulement le point d'application des efforts sollicitant le pignon.

$$c_1 = (1,4 \div 2,3) \cdot f_1 = (1,4 \div 2,3) \cdot 73 = (102,2 \div 167,9) \text{ mm}; \text{ Soit } c_1 = 107 \text{ mm}$$

$c_1$ : Distance entre les deux réactions aux appuis.

ii) Arbre mené :

$x = 10 \text{ mm}$ .

$y_2 = 20 \text{ mm}$ .

$$a_2 = \frac{T_2}{2} + \frac{(D_2 + d_2^*) \cdot e_2}{6}$$

En sachant que :  $d_2^* = 70 \text{ mm}$ , des catalogues SKF on tire :

$T_2 = 33,25 \text{ mm}$ .

$D_2 = 125 \text{ mm}$ .

$e_2 = 0,43$ .

$$\Rightarrow a_2 = \frac{33,25}{2} + \frac{(125 + 70) \cdot 0,43}{6} = 31 \text{ mm}$$

$f_2 = x + y_2 + a_2 + z_2 = 10 + 20 + 31 + 29 = 90 \text{ mm}$ .

avec :  $z_2$  : Longueur entre l'extrémité droite de la bague butant contre le roulement 3 et le point d'application des forces appliquées sur la roue

$C_2 = (1,4 \div 2,3) \cdot f_2 = (1,4 \div 2,3) \cdot 90 = (126 \div 207) \text{ mm}$ ; Soit  $C_2 = 181 \text{ mm}$ .

D) Calcul des réactions aux appuis :

On considère deux plans perpendiculaires ( $20x$ ) et ( $20y$ ) tel que :

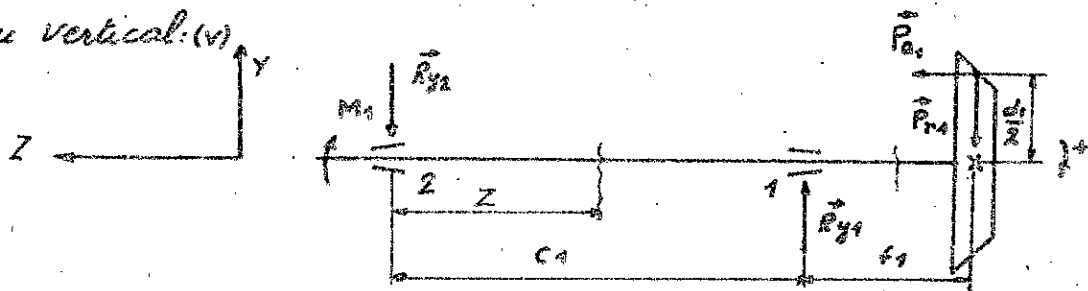
$20y$  : Plan vertical.

$20x$  : Plan horizontal.

i) Arbre menant :

F24

- Plan vertical: (v)



$\sum F_y = 0 \Rightarrow -R_{y2} + R_{y1} - P_{r1} = 0 \Rightarrow -R_{y2} + R_{y1} = P_{r1}$

$\sum M/2 = 0 \Rightarrow -R_{y1} \cdot c_1 + P_{r1} \cdot (c_1 + f_1) - P_{r1} \cdot \frac{d}{2} = 0$

$\Rightarrow R_{y1} = \frac{-P_{r1} \cdot \frac{d}{2} + P_{r1} \cdot (c_1 + f_1)}{c_1} = \frac{-666 \cdot \frac{121,93}{2} + 2104 \cdot (107 + 73)}{107}$

$\Rightarrow R_{y1} = 3160 \text{ N.}$

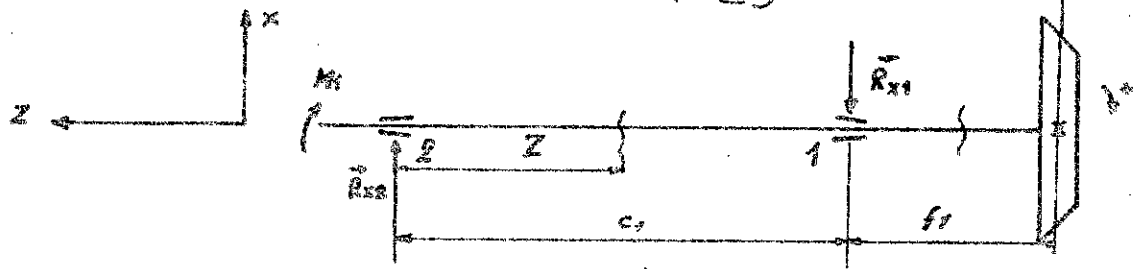
$\sum M_{11} = 0 \Rightarrow P r_1 \cdot f_1 - P r_1 \cdot \frac{d_1}{2} - R_{y2} \cdot c_1 = 0$

$\Rightarrow R_{y2} = \frac{-P r_1 \cdot \frac{d_1}{2} + P r_1 \cdot f_1}{c_1} = \frac{-666 \cdot 121,93 \cdot \frac{1}{2} + 2104 \cdot 73}{107} = 1056 \text{ N.}$

Vérification :  $-R_{y2} + R_{y1} = -1056 + 3160 = 2104 = P r_1.$

- Plan horizontal : (H)

F 25



$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{x2} + P - R_{x1} = 0 \Rightarrow P = R_{x1} - R_{x2}.$

$\sum M_{11} = 0 \Rightarrow -P \cdot f_1 + R_{x2} \cdot c_1 = 0 \Rightarrow R_{x2} = \frac{P \cdot f_1}{c_1} = \frac{6062,83 \cdot 73}{107}$

Donc  $R_{x2} = 4136,323 \text{ N.}$

$\sum M_{12} = 0 \Rightarrow R_{x1} \cdot c_1 - P(c_1 + f_1) = 0 \Rightarrow R_{x1} = \frac{P \cdot (c_1 + f_1)}{c_1}$

Donc  $R_{x1} = \frac{6062,83 \cdot (107 + 73)}{107} = 10199,153 \text{ N}$

On vérifie  $R_{x1} - R_{x2} = + 10199,153 - 4136,323 = 6062,83 \text{ N} = P.$

- Réactions totales :

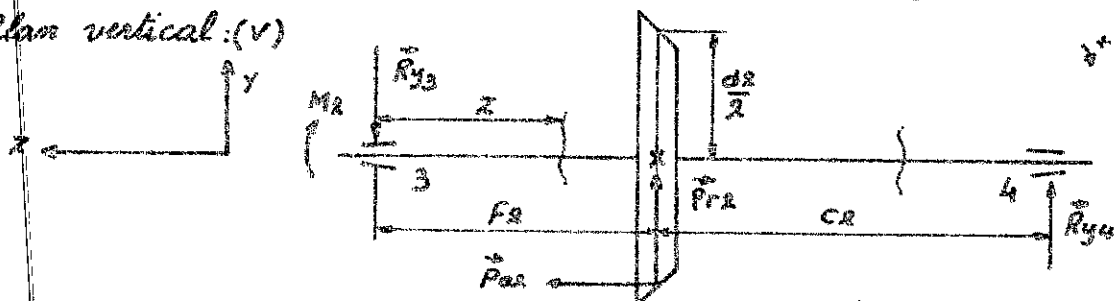
$R_1 = \left( R_{x1}^2 + R_{y1}^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left( (10199,153)^2 + 3160^2 \right)^{\frac{1}{2}} = 10677,468 \text{ N.}$

$R_2 = \left( R_{x2}^2 + R_{y2}^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left( (4136,323)^2 + 1056^2 \right)^{\frac{1}{2}} = 4269 \text{ N.}$

ii) Arbre méré :

F 26

- Plan vertical : (V)



$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{y4} - R_{y3} + P_{r2} = 0 \Rightarrow P_{r2} = R_{y3} - R_{y4}$$

$$\sum M/3 = 0 \Rightarrow -P_{r2} \cdot f_2 - R_{y4} \cdot (c_2 + f_2) + P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

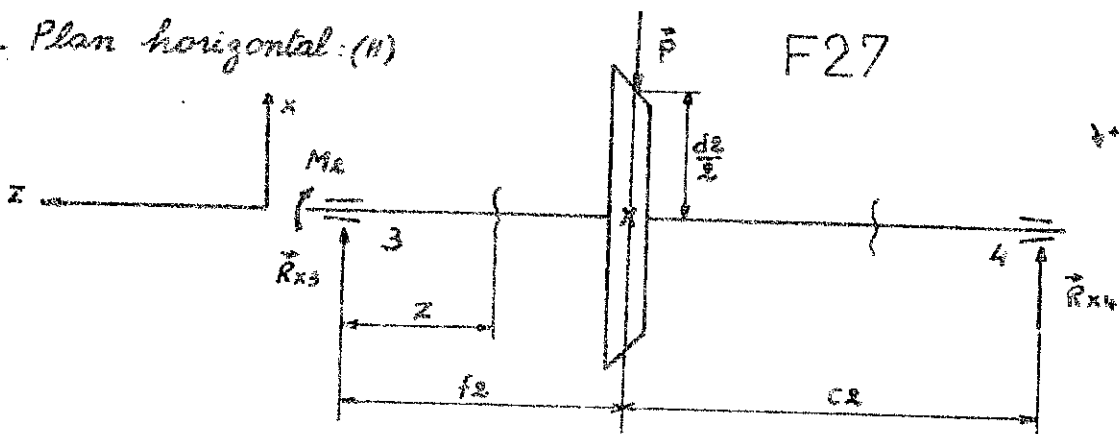
$$\text{D'où } R_{y4} = \frac{-P_{r2} + P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{c_2 + f_2} = \frac{-666 \cdot 90 + 2140 \cdot 385,17 \cdot \frac{1}{2}}{181 + 90} = 1274 \text{ N}$$

$$\sum M/4 = 0 \Rightarrow -R_{y3} \cdot (f_2 + c_2) + P_{r2} \cdot c_2 + P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{y3} = \frac{P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + P_{r2} \cdot c_2}{f_2 + c_2} = \frac{2104 \cdot 385,17 \cdot \frac{1}{2} + 666 \cdot 181}{90 + 181} = 1940 \text{ N}$$

$$\text{On vérifie : } R_{y3} - R_{y4} = 1940 - 1274 = 666 \text{ N} = P_{r2}$$

- Plan horizontal: (H)



$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{x3} - P + R_{x4} = 0 \Rightarrow P = R_{x3} + R_{x4}$$

$$\sum M/3 = 0 \Rightarrow P \cdot f_1 - R_{x4} \cdot (f_2 + c_2) = 0$$

$$\Rightarrow R_{x4} = \frac{P \cdot f_2}{f_2 + c_2} = \frac{6062,83 \cdot 90}{90 + 181} = 2013,5 \text{ N}$$

$$\sum M/4 = 0 \Rightarrow R_{x3} \cdot (f_2 + c_2) - P \cdot c_2 = 0$$

$$\Rightarrow R_{x3} = \frac{P \cdot c_2}{f_2 + c_2} = \frac{6062,83 \cdot 181}{90 + 181} = 4049,33 \text{ N}$$

On vérifie :

$$R_{x3} + R_{x4} = 4049,33 + 2013,5 = 6062,83 \text{ N} = P$$

- Réactions totales :

$$R_3 = \left( R_{x3}^2 + R_{y3}^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left( (4049,33)^2 + 1940^2 \right)^{\frac{1}{2}} = 4490 \text{ N}$$

$$R_4 = \left( R_{x4}^2 + R_{y4}^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \left( (2013,5)^2 + (1274)^2 \right)^{\frac{1}{2}} = 2382,7 \text{ N}$$

E) Calcul des moments fléchissants:

i) Arbre menant:

\* Plan vertical: (V); On a 2 zones:

$$\textcircled{1} M_1(z) = -R_{y2} \cdot z = -1056z.$$

$$z = 0 \Rightarrow M_1(0) = 0$$

$$z = c_1 \Rightarrow M_1(c_1) = -112992 \text{ N.mm.}$$

$$\textcircled{2} M_2(z) = -R_{y2} \cdot z + R_{y1} \cdot (z - c_1) = z \cdot (R_{y1} - R_{y2}) - R_{y1} \cdot c_1.$$

$$\Rightarrow M_2(z) = 2104z - 338120.$$

$$z = c_1 \Rightarrow M_2(c_1) = -112992 \text{ N.mm.}$$

$$z = c_1 + f_1 \Rightarrow M_2(c_1 + f_1) = 40600 \text{ N.mm.}$$

\* Plan horizontal: (H).

$$\textcircled{1} M_1(z) = R_{x2} \cdot z = 4136,323z.$$

$$z = 0 \Rightarrow M_1(0) = 0.$$

$$z = c_1 \Rightarrow M_1(c_1) = 442586,56 \text{ N.mm.}$$

$$\textcircled{2} M_2(z) = R_{x2} \cdot z - R_{x1} \cdot (z - c_1) = z \cdot (R_{x2} - R_{x1}) + R_{x1} \cdot c_1.$$

$$\Rightarrow M_2(z) = -6062,83z + 1091309,4.$$

$$z = c_1 \Rightarrow M_2(c_1) = 442586,56 \text{ N.mm.}$$

$$z = c_1 + f_1 \Rightarrow M_2(c_1 + f_1) = 0.$$

ii) Arbre mené:

\* Plan vertical: (V); On a aussi 2 zones:

$$\textcircled{1} M_1(z) = -R_{y3} \cdot z = -1940z.$$

$$z = 0 \Rightarrow M_1(0) = 0.$$

$$z = f_2 \Rightarrow M_1(f_2) = -174500 \text{ N.mm.}$$

$$\textcircled{2} M_2(z) = -R_{y3} \cdot z + P_{r2} \cdot (z - f_2) + P_{a2} \cdot \frac{dz}{2} = z \cdot (P_{r2} - R_{y3}) - P_{r2} \cdot f_2 + P_{a2} \cdot \frac{dz}{2}$$



$$\Rightarrow M_2(z) = -1274z + 345258,84.$$

$$z = f_2 \Rightarrow M_2(f_2) = 230598,84 \text{ N}\cdot\text{mm}.$$

$$z = f_2 + c_2 \Rightarrow M_2(f_2 + c_2) = 0.$$

\* Plan horizontal : (H).

$$\textcircled{1} M_1(z) = R_{x3} \cdot z = 4049,33 \cdot z.$$

$$z = 0 \Rightarrow M_1(0) = 0$$

$$z = f_2 \Rightarrow M_1(f_2) = 364439,7 \text{ N}\cdot\text{mm}.$$

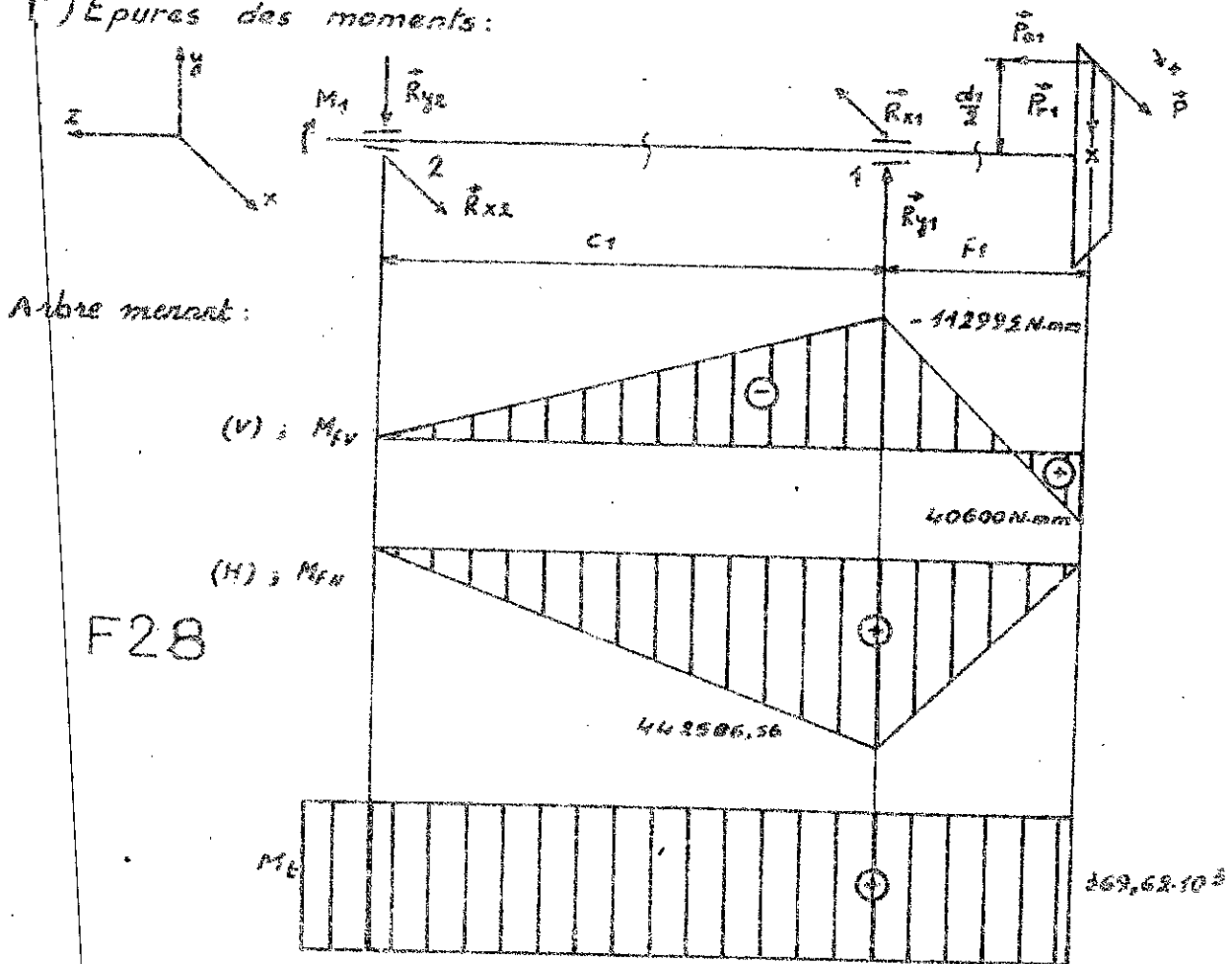
$$\textcircled{2} M_2(z) = R_{x3} \cdot z - P \cdot (z - f_2) = z \cdot (R_{x3} - P) + P \cdot f_2$$

$$\Rightarrow M_2(z) = -2013,5 \cdot z + 545654,7.$$

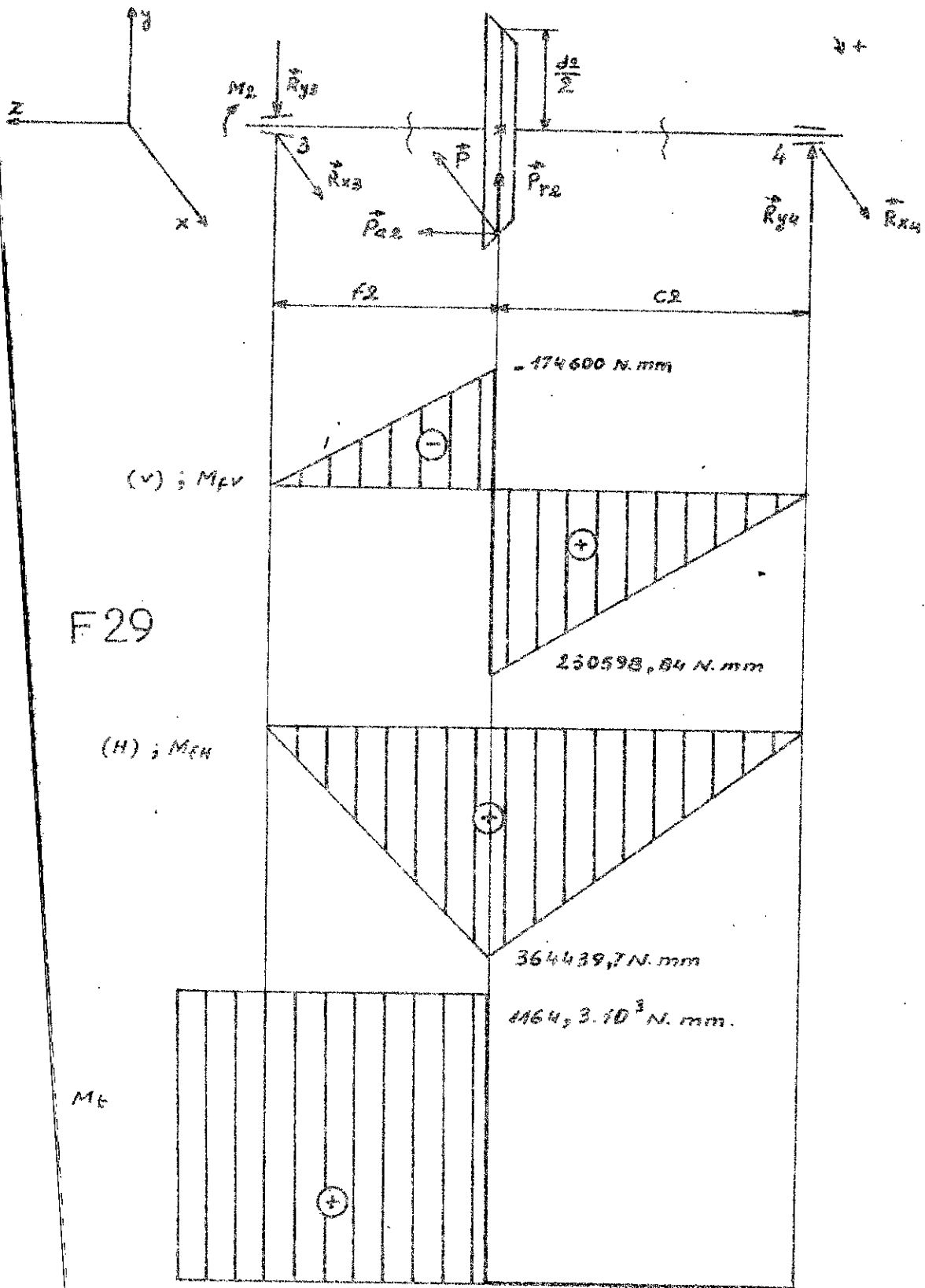
$$z = f_2 \Rightarrow M_2(f_2) = 364439,7 \text{ N}\cdot\text{mm}.$$

$$z = f_2 + c_2 \Rightarrow M_2(c_2 + f_2) = 0.$$

F) Epures des moments:



Arbre mené :



### 4.3. Calcul des roulements:

Le choix des roulements se fait à partir de ses possibilités et de ses conditions de montage. Pour notre cas, sur les deux arbres (menant et mené), il existe en même temps des charges radiales et axiales d'où la nécessité d'utilisation des roulements à rouleaux coniques.

La durabilité de ces roulements est donnée par la formule:  $L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha}$ .

Avec:  $\frac{C}{P}$ : rapport de charge qui est égale à la charge dynamique de base sur la charge équivalente effective.

$\alpha$ : Coefficient qui dépend du genre de roulement, pour notre cas  $\alpha = 10/3$ .

Puisque les roulements qu'on a employé sont soumis à des charges radiales et axiales, on détermine alors leur charge dynamique  $P$

définie par:  $P = (F_r \cdot X + F_a \cdot Y) \cdot K_T \cdot K$  B 11

où:  $F_r$ : Charge radiale.

$F_a$ : Charge axiale.

$Y$ : Coefficient de charges axiales.

$X$ : Coefficient de charges radiales.

$K_T$ : Coefficient thermique;  $K_T = 1$  du fait que  $t < 100^\circ\text{C}$ .

$K = 1 \div 3$ : coefficient dynamique; On prend  $K = 1$  car  $n < 2000 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$

$V$ : Facteur de rotation;  $V = 1$  chez SKF.

D'après les calculs précédents on a:  $d_2^h = 55\text{mm}$  et  $d_2^v = 70\text{mm}$ ;

ceci nous permet de tirer d'après les catalogues SKF:

①  $d_2^h = 55\text{mm}$ : N° SKF: 32211; NF22

$C_2^{\text{cat}} = C_1^{\text{cat}} = 90\text{KN}$ .

•  $e_1 = e_2 = 0,4$ .

•  $\gamma_1 = \gamma_2 = 1,5$ .

②  $d_2^v = 70 \text{ mm}$  : • N° SKF: 32214; NF22.

•  $C_3^{\text{cat}} = C_{\text{cat}}^v = 134 \text{ KN}$

•  $e_3 = e_4 = 0,43$ .

•  $\gamma_3 = \gamma_4 = 1,4$ .

on signale, que sur chaque arbre on a utilisé, deux roulements identiques c'est à dire un roulement à rouleaux coniques en chaque appuis.

a) Calcul des forces axiales: B11

$$\left. \begin{aligned} \frac{Fr_1}{\gamma_1} = \frac{R_1}{\gamma_1} = \frac{10677,468}{1,5} = 7118,312 \text{ N} \\ \frac{Fr_2}{\gamma_2} = \frac{R_2}{\gamma_2} = \frac{4269}{1,5} = 2846 \text{ N} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{Fr_1}{\gamma_1} > \frac{Fr_2}{\gamma_2}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{Fr_3}{\gamma_3} = \frac{R_3}{\gamma_3} = \frac{4490}{1,4} = 3207,143 \text{ N} \\ \frac{Fr_4}{\gamma_4} = \frac{R_4}{\gamma_4} = \frac{2382,7}{1,4} = 1701,928 \text{ N} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{Fr_3}{\gamma_3} > \frac{Fr_4}{\gamma_4}$$

On détermine les différences :

•  $\Delta_1 = \frac{Fr_1}{\gamma_1} - \frac{Fr_2}{\gamma_2} = 7118,312 - 2846 = 4272,312 \text{ N}$ .

•  $\Delta_2 = \frac{Fr_3}{\gamma_3} - \frac{Fr_4}{\gamma_4} = 3207,143 - 1701,928 = 1505,215 \text{ N}$ .

On désigne par  $K_{a1} = Pa_1$  ;  $K_{a2} = Pa_2$  et on compare :

$$\left. \begin{aligned} K_{a1} = 666 \text{ N} \\ \frac{\Delta_1}{2} = 2136,156 \text{ N} \end{aligned} \right\} \Rightarrow K_{a1} < \frac{\Delta_1}{2}$$

$$\left. \begin{array}{l} K_{a2} = 2104 \text{ N.} \\ \frac{\Delta z}{2} = 752,607 \text{ N.} \end{array} \right\} \Rightarrow K_{a2} > \frac{\Delta z}{2}$$

De ces deux inégalités, on déduit d'après le mémento de dessin industriel tome 2 que:

$$F_{a2} = \frac{4269}{2 \cdot 1,5} = 1423 \text{ N.}$$

$$F_{a1} = F_{a2} - K_{a1} = 1423 - 666 = 757 \text{ N.}$$

$$F_{a4} = \frac{F_{r4}}{2 \cdot 1,4} = \frac{2382,7}{2 \cdot 1,4} = 851 \text{ N.}$$

$$F_{a3} = F_{a4} + K_{a2} = 851 + 2104 = 2955 \text{ N.}$$

b) Détermination de  $x$  et  $y$ : B11

On compare  $\frac{F_a}{F_r}$  avec  $e$  et des catálogos, on note  $x$  et  $y$  pour chaque roulement:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{757}{10677,468} = 0,0708 < e_1 \longrightarrow x_1 = 1 ; y_1 = 0$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1423}{4269} = 0,3333 < e_2 \longrightarrow x_2 = 1 ; y_2 = 0$$

$$\frac{F_{a3}}{F_{r3}} = \frac{2955}{4490} = 0,6581 > e_3 \longrightarrow x_3 = 0,4 ; y_3 = 1,4$$

$$\frac{F_{a4}}{F_{r4}} = \frac{851}{2382,7} = 0,3571 < e_4 \longrightarrow x_4 = 1 ; y_4 = 0$$

c) Calcul de la charge dynamique équivalente:

$$P = (F_r \cdot x \cdot v + F_a \cdot y) \cdot K_T \cdot K$$

$$P_1 = (10677,468 \cdot 1 \cdot 1 + 0) \cdot 1 \cdot 1 = 10677,468 \text{ N.}$$

$$P_2 = (4269 \cdot 1 \cdot 1 + 0) \cdot 1 \cdot 1 = 4269 \text{ N.}$$

$$P_3 = (4490 \cdot 0,4 \cdot 1 + 2955 \cdot 1,4) \cdot 1 \cdot 1 = 5933 \text{ N.}$$

$$P_4 = (2382,7 \cdot 1 \cdot 1 + 0) = 2382,7 \text{ N.}$$

d) Calcul de la charge dynamique:

On sait que:  $L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L$  telle que  $L = \left(\frac{C}{P}\right)^\alpha$ . B11

.  $\alpha = 10/3$

.  $L_h = 10^4$  heures : Durée nominale des roulements (imposée).

.  $n_1 = 735$  tours/min : Vitesse de rotation constante des roulements sur l'arbre menant.

.  $n_2 = 233$  tours/min : Vitesse de rotation constante des roulements sur l'arbre mené.

D'une manière générale on a:  $C = P \cdot \left(\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}\right)^{\frac{1}{\alpha}}$ .

.  $C_1 = 10677,468 \cdot \left(\frac{10^4 \cdot 60 \cdot 735}{10^6}\right)^{3/10} = 66343,725 \text{ N.}$

.  $C_2 = 4269 \cdot \left(\frac{10^4 \cdot 60 \cdot 735}{10^6}\right)^{3/10} = 26525,143 \text{ N.}$

.  $C_3 = 5933 \cdot \left(\frac{10^4 \cdot 60 \cdot 233}{10^6}\right)^{3/10} = 26117,2 \text{ N.}$

.  $C_4 = 2302,7 \cdot \left(\frac{10^4 \cdot 60 \cdot 233}{10^6}\right)^{3/10} = 10488,7 \text{ N.}$

D'après ces résultats, on constate bien que les capacités de charges dynamiques de base calculées sont très inférieures à celles qui sont cataloguées, ce qui prouve que les roulements fonctionnent sans risque de détérioration et avec une durée de vie prolongée.

## 5. CALCUL DES ELEMENTS DU LAMINOIR A LA RESISTANCE.

### 5.1. Calcul du cylindre:

a) On détermine d'abord le diamètre des arbres porteurs des deux cylindres, c'est à dire les diamètres de sortie et les diamètres portant les roulements (voir page 65). Dans ces conditions, on doit connaître le moment de torsion appliqué sur chaque arbre, or pendant le mouvement des deux cylindres lors du fonctionnement, les forces de laminage maximales apparaissent et agissent sur les arbres au niveau des calibres pour engendrer simultanément un moment de flexion et un moment de torsion qui sont uniformément répartis sur les deux arbres telsque :

$M'_T$  : Moment de torsion transmis sur les deux calibres.

$M_{max}$  : Moment maximal de laminage sur un calibre.

sachant que  $M'_T = 2 M_{max} \Rightarrow M_T = \frac{M'_T}{2} = \frac{2 \cdot M_{max}}{2} = M_{max}$ .

donc  $M'_T = M_{max}$  : Moment de torsion agissant sur un seul calibre.

Donc le moment de torsion sur chaque arbre est égal au moment maximal de laminage.

Du diagramme des moments de laminage (planche 4), on lire la valeur maximale  $M_{max} = M_T = 24168,98 \text{ daN} \cdot \text{mm}$ .

D'où le diamètre de sortie des arbres sera:

$$d_{cs} \geq \sqrt[3]{\frac{M_T}{0,2 [\tau]}}$$

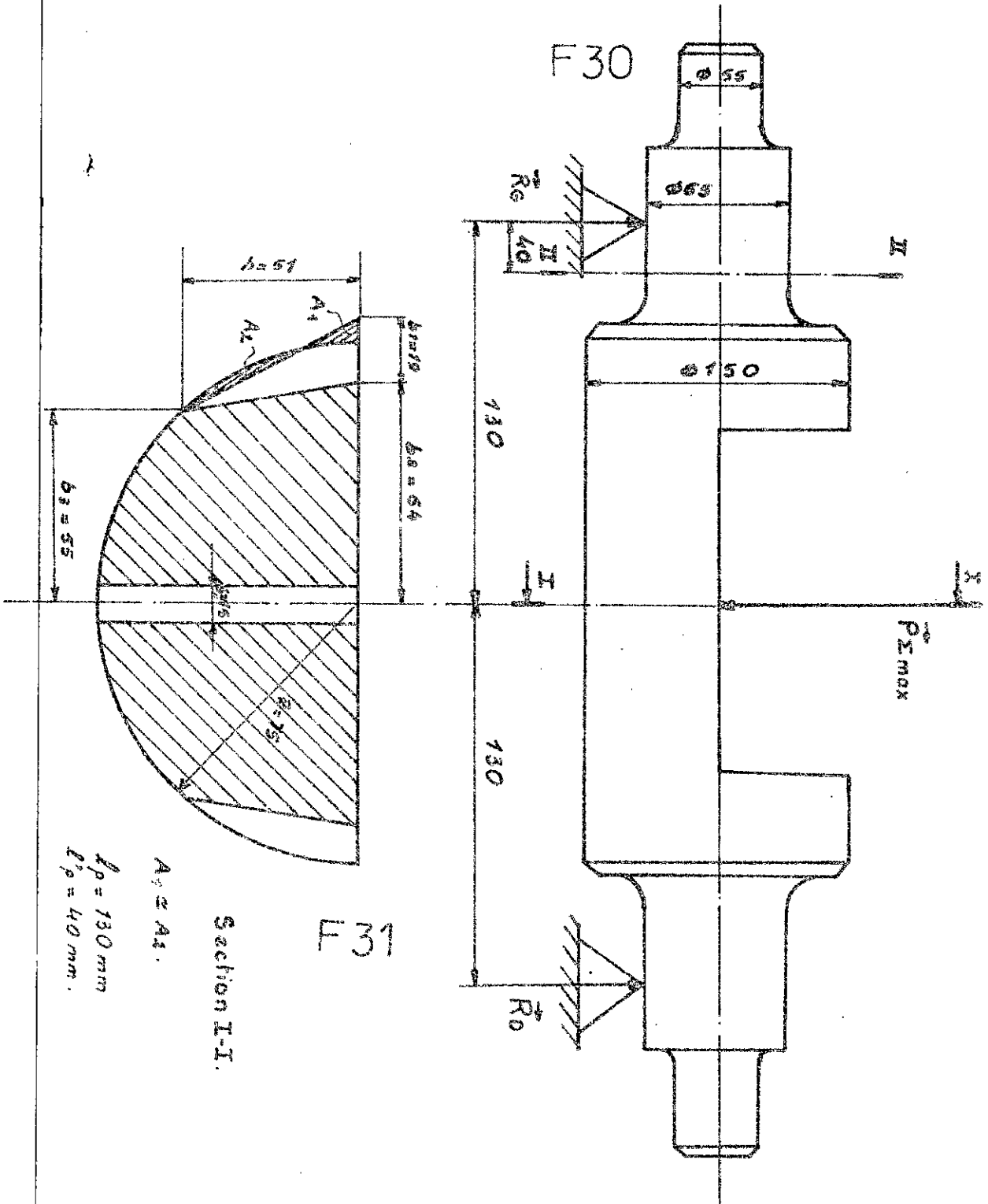
Avec :  $[\tau] = 25 \text{ N/mm}^2$  : Contrainte tangentielle admissible.

Donc:

$$d_{cs} \approx \sqrt[3]{\frac{24160,98}{0,2 \cdot 2,5}} = 36,5 \text{ mm.}$$

On choisit  $d_{cs} = 55 \text{ mm.}$

Pour les diamètres porteurs des roulements, ils sont choisis selon les exigences relatives à notre construction soit  $d_2 = 65 \text{ mm.}$





b) Diagrammes des moments:

i) On considère l'arbre comme une poutre soumise à une force appliquée en son milieu et repose à ses deux extrémités sur un appui (en chacune d'elles). Il s'agit de l'effort maximal de laminage  $P_{\Sigma_{max}} = 9675 \text{ daN}$ .

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_G + R_D = P_{\Sigma_{max}}$$

$$\sum M/O = 0 \Rightarrow R_D (130 + 130) - P_{\Sigma_{max}} \cdot 130 = 0$$

$$\Rightarrow R_D = \frac{P_{\Sigma_{max}}}{2}$$

$$\sum M/O = 0 \Rightarrow -R_G \cdot (2 \cdot 130) + P_{\Sigma_{max}} \cdot 130 = 0$$

$$\Rightarrow R_G = \frac{P_{\Sigma_{max}}}{2}$$

Donc les deux réactions aux appuis sont égales:

$$R_D = R_G = \frac{P_{\Sigma_{max}}}{2} = \frac{9,675 \cdot 10^3}{2} = 4837,5 \text{ daN}$$

$$\text{* } 0 \leq z \leq 130 \Rightarrow M(z) = -R_G \cdot z = -4837,5 z$$

$$M(0) = 0$$

$$M(130) = -628875 \text{ daN.mm}$$

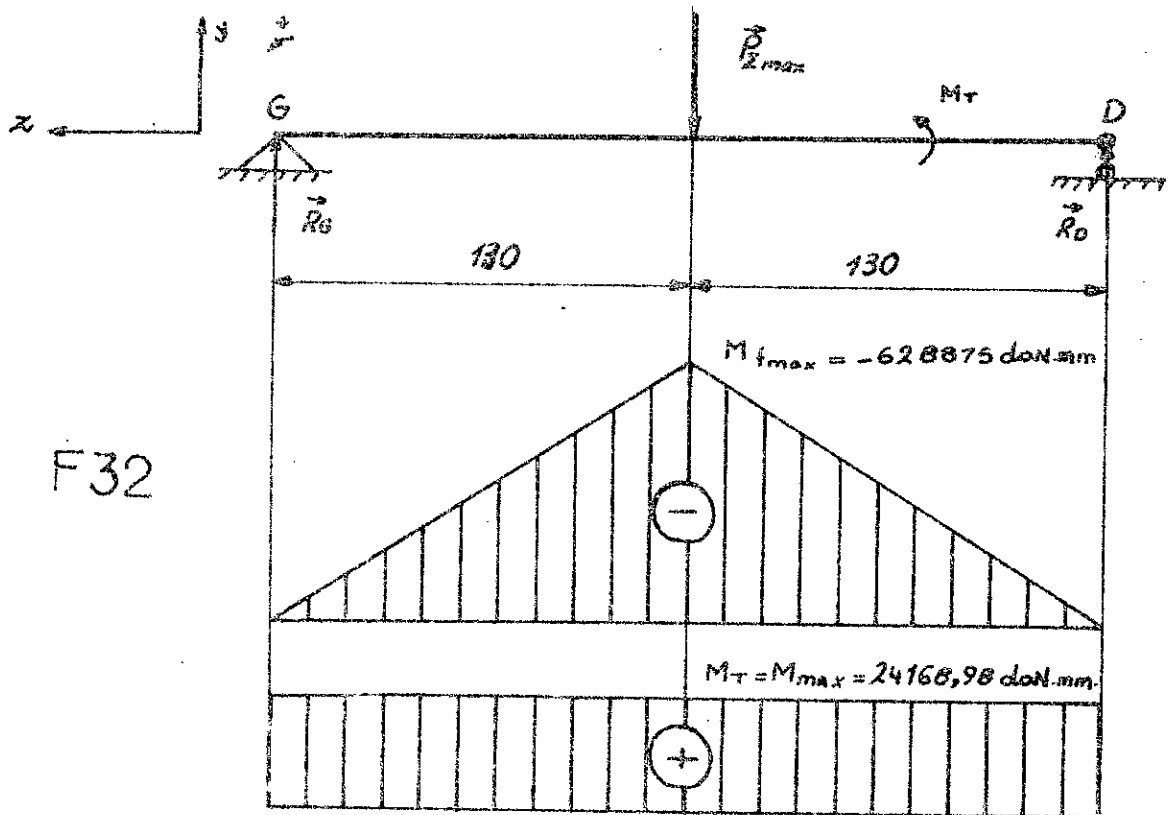
$$\text{* } 130 \leq z \leq 260 \Rightarrow M(z) = -R_G \cdot z + P_{\Sigma_{max}} \cdot (z - 130)$$

$$\Rightarrow M(z) = z (P_{\Sigma_{max}} - R_G) - P_{\Sigma_{max}} \cdot 130$$

$$\Rightarrow M(z) = 4837,5 z - 628875$$

$$M(130) = -628875 \text{ daN.mm}$$

$$M(260) = 0$$



F32

ii) Au niveau des sections I-I et II-II, on calcule les différents moments :

- Moments de flexion :

$$M_{I-I} = \frac{P_{\Sigma max} \cdot l_p}{2} = \frac{9675 \cdot 130}{2} = 1257750 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$M_{II-II} = \frac{P_{\Sigma max} \cdot l'_p}{2} = \frac{9675 \cdot 40}{2} = 193500 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

- Moments résistants à la flexion :

$$W_{I-I} = \frac{0,4 \cdot r^3}{b_2} - \frac{2}{b_2} \left\{ \frac{h \cdot b_1^3}{36} + \frac{h b_1}{2} \left[ \frac{1}{3} \cdot (b_3 + 2b_2 + \frac{2}{3} \cdot b_1) \right]^2 - \frac{\pi b_0^3}{12 \cdot b_2} \right\} \quad B1$$

Tous calcul fait on trouve :  $W_{I-I} = 132713,38 \text{ mm}^3$

$$W_{II-II} = 0,1 \cdot d_{c2}^3 = 0,1 \cdot (65)^3 = 27462,5 \text{ mm}^3$$

- Moments résistants à la torsion :

$$W_{I-I}^t = \frac{4 \cdot b_2 \cdot b^2}{9} = \frac{4 \cdot 64 \cdot 51^2}{9} = 73984 \text{ mm}^2 \quad B1$$

$$W'_{X-II} = 0,2 \cdot d \cdot c^2 = 0,2 \cdot (65)^3 = 54925 \text{ mm}^3$$

c) Détermination des contraintes:

Puisqu'on a un cycle symétrique, les contraintes sont:

- A la flexion:

$$\sigma_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{W_{I-I}} = \frac{1257750}{132713,30} = 9,48 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{X-II} = \frac{M_{X-II}}{W_{X-II}} = \frac{193500}{27462,5} = 7,05 \text{ daN/mm}^2$$

- A la torsion:

$$\tau_{I-I} = \frac{M_T}{W'_{I-I}} = \frac{24168,98}{73984} = 0,326 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{X-II} = \frac{M_T}{W'_{X-II}} = \frac{24168,98}{54925} = 0,440 \text{ daN/mm}^2$$

d) Détermination des coefficients de sécurité:

- Pour la flexion:

$$\eta_{\sigma_{I-I}} = \frac{\sigma_1 \cdot \epsilon}{K_{\sigma_{I-I}} \cdot \sigma_{I-I}} \quad B1$$

Sachant que:

$\epsilon = 0,5 \div 0,6$ : Facteur qui caractérise la grandeur de la pièce en question.

$\sigma_1 = 28 \text{ daN/mm}^2$ : Limite d'endurance ou limite de fatigue.

$K_{\sigma_{I-I}}$ : Coefficient de concentration des contraintes.

$$\text{On a donc: } \eta_{\sigma_{I-I}} = \frac{28 \cdot 0,6}{1,45 \cdot 9,48} = 1,22$$

$$\eta_{\sigma_{X-II}} = \frac{\sigma_1 \cdot \epsilon}{K_{\sigma_{X-II}} \cdot \sigma_{X-II}} \quad B1$$

En ayant:  $\epsilon = 0,55$

$$\sigma_1 = 28 \text{ daN/mm}^2$$

$$K_{\sigma_{X-II}} = 1,5$$

$$\Rightarrow \eta_{\sigma_{X-II}} = \frac{28 \cdot 0,55}{1,5 \cdot 7,05} = 1,45$$

- Pour la torsion :

$$\eta_{\tau_{I-I}} = \frac{\tau \cdot \epsilon}{K_{\tau_{I-I}} \cdot \tau_{II}} \cdot B1$$

Avec :  $\epsilon = 0,6$

$\tau = 15 \text{ daN/mm}^2$  : limite de fatigue.

$K_{\tau_{I-I}} = 1,4$  : Coefficient de concentration des contraintes.

D'où :  $\eta_{\tau_{I-I}} = \frac{15 \cdot 0,6}{1,4 \cdot 0,326} = 19,72.$

$$\eta_{\tau_{II-II}} = \frac{\tau \cdot \epsilon}{K_{\tau_{II-II}} \cdot \tau_{II}} \cdot B1$$

Où :  $\epsilon = 0,5.$

$\tau = 15 \text{ daN/mm}^2.$

$K_{\tau_{II-II}} = 1,35.$

$$\Rightarrow \eta_{\tau_{II-II}} = \frac{15 \cdot 0,5}{1,35 \cdot 0,44} = 11,62.$$

Il en résulte que le coefficient total de sécurité pour chaque section sera :

$$\eta_{I-I} = \frac{\eta_{\sigma_{I-I}} \cdot \eta_{\tau_{I-I}}}{\sqrt{\eta_{\sigma_{I-I}}^2 + \eta_{\tau_{I-I}}^2}} = \frac{1,22 \cdot 19,72}{\sqrt{1,22^2 + 19,72^2}} = 1,2.$$

B1

$$\eta_{II-II} = \frac{\eta_{\sigma_{II-II}} \cdot \eta_{\tau_{II-II}}}{\sqrt{\eta_{\sigma_{II-II}}^2 + \eta_{\tau_{II-II}}^2}} = \frac{1,45 \cdot 11,62}{\sqrt{1,45^2 + 11,62^2}} = 1,4.$$

On doit vérifier si  $\eta_{I-I}$  et  $\eta_{II-II}$  appartiennent bien à la plage donnée par l'auteur soviétique Monsieur SOKOLOVSKI :  $[1,1 \div 1,4]$

En effet nos valeurs calculées vérifient bien cette condition ce qui confirme que le choix des paramètres utilisés est convenable.

e) Vérification des engrenages à la flexion :

D'après les normes russes, on choisit comme matériau constitutif

des roues (d'entraînement et de synchronisation) L'acier CT50 qui a une contrainte de rupture admissible  $[\sigma]_f = 25 \text{ daN/mm}^2$ . Cependant on doit vérifier que la contrainte de flexion ne dépasse pas  $[\sigma]_f$  c'est à dire :  $\sigma \leq [\sigma]_f$ .

$$\text{Or : } \sigma = \frac{0,32 \cdot K_x \cdot F_T}{y_R \cdot m_R \cdot b_R} \leq [\sigma]_f \quad \text{B1}$$

Avec :  $K_x = 2,2 \div 2,5$  : Coefficient dynamique.

$y_R$  : Coefficient dépendant de la forme de denture. Dans notre cas on a utilisé une denture droite d'engrenages parallèles.

$$y_R = 0,106 \div 0,128.$$

$m_R = m = 5 \text{ mm}$  : module.

$b_R = 35 \text{ mm}$  : Largeur de denture.

$F_T$  : Force tangentielle due au moment de torsion.

On sait que :  $M_T = M_{\max}$ .

Mais puisqu'on a deux roues de synchronisation situées ou montées de part et d'autre sur les extrémités de chaque arbre porteurs des cylindres. On a donc répartition uniforme du moment de torsion sur chaque roue, ceci nous permet d'écrire que :

$M_T^R = \frac{M_T}{2}$  : Moment de torsion correspondant à une roue.

$$\text{D'où : } F_T = \frac{M_T^R}{R_p} = \frac{M_T}{2 \cdot R_p} = \frac{24768,98}{2 \cdot 70} = 172,635 \text{ daN.}$$

Avec  $R_p = 70 \text{ mm}$  : Rayon roulant.

$$\text{Finalement on obtient : } \sigma = \frac{0,32 \cdot 2,455 \cdot 172,635}{0,110 \cdot 5 \cdot 35} = 7,045 \text{ daN/mm}^2.$$

On constate évidemment que :  $\sigma = 7,045 \text{ daN/mm}^2 < 25 \text{ daN/mm}^2$ .

## 5.2. Calcul des roulements :

a) Calcul de la charge moyenne :

Pendant le laminage, il y a apparition d'une force de laminage qui a une direction constante mais d'intensité variable, ainsi pour pouvoir déterminer la charge moyenne, il faut d'abord calculer la charge moyenne constante  $P_m$  qui est de la même direction, de plus elle a la même influence sur la durée de vie du roulement que la charge réelle variable. En effet  $P_m$  est donnée par la relation :

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot n_1 + P_2^3 \cdot n_2 + \dots + P_n^3 \cdot n_n}{n}} \quad B1$$

où :  $P_m$  : Charge moyenne constante, mesurée en daN.

$P_1, P_2, \dots, P_n$  : Charges constantes ou forces de laminage qui agissent durant  $n_1, n_2, \dots, n_n$  tours par minute des arbres porteurs des cylindres outils.

$n = \sum_{i=1}^n n_i$  : nombre total de tours.

- Détermination des  $n_i$  :

$$n_i = \frac{30 \cdot v_{bi}}{\pi \cdot R_p}$$

Sachant que :

$R_p = 0,07 \text{ m}$  : Rayon roulant.

$v_{bi}$  : vitesse de déplacement de la sage pour une position  $i$  de la manivelle. (Les valeurs de  $v_{bi}$  sont déjà données par le tableau page 19).

Dans les colonnes qui suivent, on donnera les différents résultats de  $v_{bi}$ ,  $n_i$  et  $P_i$  pour douze positions distinctes de la bielle.

Position	$v_{si}$ en $\frac{m}{s}$	$n_i$ en tours/mn	$P_i$ en dan.	$\sum_{i=0}^{11} n_i$
0 = 12	0,02	2,728	0	1086,568
1	0,47	64,116	0	
2	0,85	115,955	8250	
3	1,04	141,875	9200	
4	0,97	132,326	5450	
5	0,61	83,215	0	
6	0,035	4,774	0	
7	0,57	77,758	0	
8	0,97	132,326	5000	
9	1,07	145,967	9100	
10	0,88	120,048	8950	
11	0,48	65,480	0	

T30

Les conditions de fonctionnement exigent l'utilisation de quatre roulements à rouleaux coniques identiques, juxtaposés deux à deux de part et d'autre de chaque cylindre puisque'il existe uniquement des charges radiales, de ce fait on est amené à diviser chaque  $P_i$  par 4.

$$\text{Donc : } P_m = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{8250}{4}\right)^3 \cdot 115,955 + \left(\frac{9200}{4}\right)^3 \cdot 141,875 + \left(\frac{5450}{4}\right)^3 \cdot 132,326 +$$

$$+ \left(\frac{5000}{4}\right)^3 \cdot 132,326 + \left(\frac{9100}{4}\right)^3 \cdot 145,967 + \left(\frac{8950}{4}\right)^3 \cdot 120,048}{1086,568}$$

Donc  $P_m = 1805,972$  dan.

b) Calcul de la charge dynamique équivalente:

Elle est exprimée par :

$$P = P_m \cdot K_T \cdot K \cdot V$$

Avec :  $K_T = 1$ : Coefficient thermique.

$K = 2,75$ : Coefficient dynamique.

$V = 1$ : Facteur de rotation de la bague tournante.

Finalement :  $P = 1805,972 \cdot 1 \cdot 2,75 \cdot 1 = 4966,423 \text{ daN}$ .

c) Choix du roulement:

On sait que:

$$d_{e2} = 65 \text{ mm}$$

Donc d'après les catalogues SKF, on choisit un roulement à rouleaux conique tel que:

$N^{\circ} \text{ SKF: } 32213 ; \text{ NF22}$ .

$C = 129 \text{ kN}$ .

d) Détermination de la durabilité de roulement  $L$ :

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^K = \left(\frac{12900}{4966,423}\right)^{\frac{10}{3}} = 24,089 \text{ millions de tours}$$

où :  $C = 12900 \text{ daN}$ .

$$P = 4966,423 \text{ daN}$$

$$K = 10/3$$

e) Calcul de la durée nominale de fonctionnement  $L_h$ :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Avec :  $n = 90$  tours par minute : vitesse de rotation de la manivelle.

$$D'où : L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \left(\frac{12900}{4966,423}\right)^{\frac{10}{3}} = 6353,881 \text{ heures} > 2200 \text{ heures}$$



f) Caractéristique d'un tel roulement :

.  $d = 65 \text{ mm}$ .

.  $D = 120 \text{ mm}$ .

.  $C = 12900 \text{ dan}$  : Charge de base dynamique.

.  $C_0 = 11200 \text{ dan}$  : Charge de base statique.

.  $n = 1000 \text{ tours/min}$  : Vitesse maximale.

Or dans notre cas, la vitesse de rotation la plus élevée est de  $145,967 \text{ tours par minute}$  qui correspond à la position 9.

. La lubrification est faite à la graisse.

.  $B = 31 \text{ mm}$ .

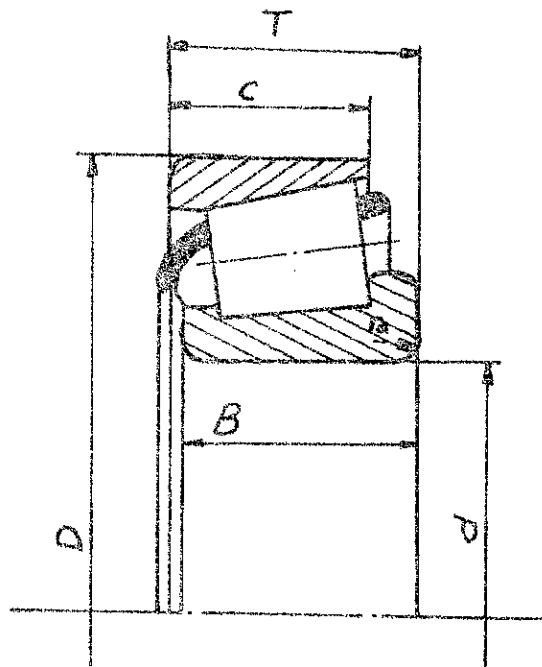
.  $C = 27 \text{ mm}$ .

.  $T = 32,75 \text{ mm}$ .

.  $r_{\text{max}} = 1,5 \text{ mm}$ .

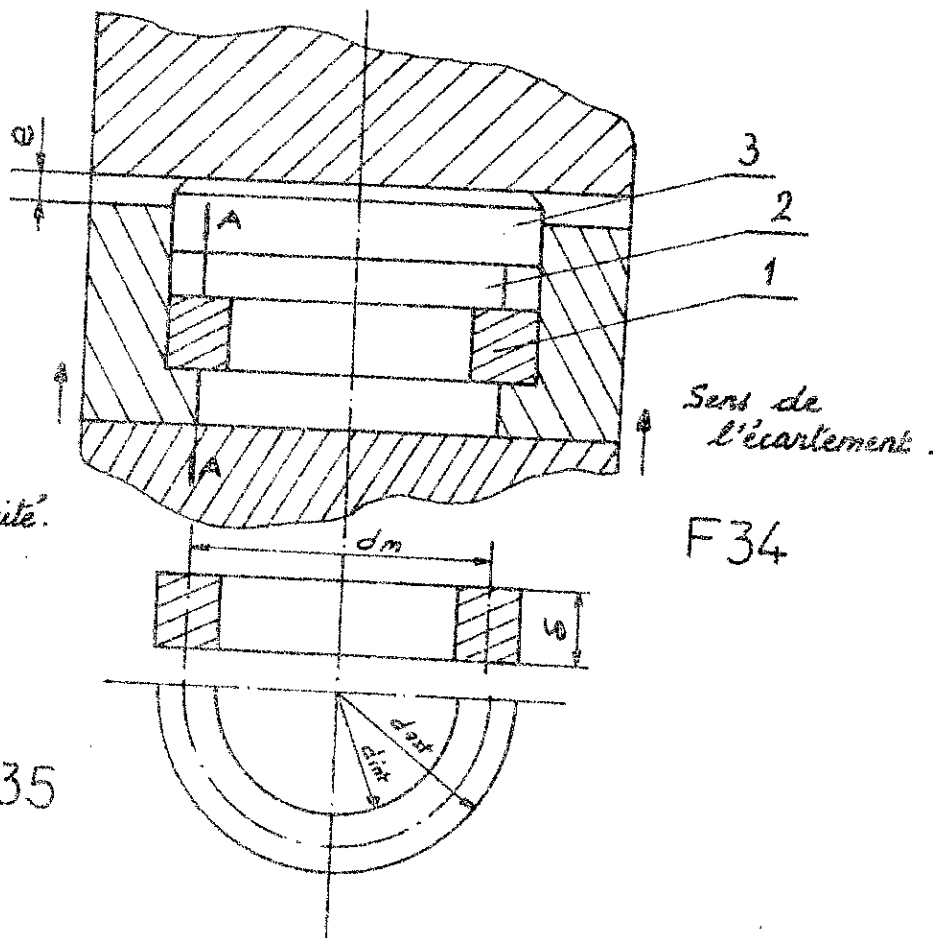
On remarque que  $L_h > 2200 \text{ heures}$  pour notre laminoir de tubes à froid ; ce qui prouve que le choix de notre roulement est convenable.

F33



### 5.3. Calcul de la bague de sécurité.

Pendant le processus de laminage, les cylindres sont soumis à des efforts très importants qui tendent à les détériorer et par conséquent abîmer les calibres. Alors pour éviter ces inconvénients, on a prévu un système de sécurité, qui comprend une bague dite de sécurité qui, au de là de la charge maximale que peuvent supporter les deux cylindres, soit 60 000 daN, cette bague se casse suivant le plan de cisaillement A-A et les deux cylindres s'écartent l'un par rapport à l'autre d'un écartement  $e$ ; ce qui entraîne l'arrêt de production en d'autre terme, il n'y a plus laminage. Pour reprendre le fonctionnement correct, il suffit de remplacer la bague par une autre.



- 1. Bague de sécurité.
- 2. Matrice.
- 3. Poinçon.

Sens de l'écartement.

F34

F35

On détermine la contrainte de cisaillement suivant le plan A-A :

$$\tau_{cis} = \frac{F_{max}}{\pi \cdot d_m \cdot \delta} \leq \tau_{rup.}$$

Donc on a :  $\delta \geq \frac{F_{max}}{\pi \cdot d_m \cdot \tau_{rup.}}$

Avec :

.  $F_{max} = 60000 \text{ daN}$ : Charge maximale que peuvent supporter les deux cylindres.

.  $d_m$ : Diamètre moyen de la bague de sécurité

$$d_m = \frac{d_{ext} + d_{int}}{2} = \frac{50 + 30}{2} = 40 \text{ mm}$$

.  $\delta$ : épaisseur de la bague de sécurité.

Comme matériaux de la bague en question (de sécurité),

On considère l'acier CT45 (Normes Soviétiques) qui a une contrainte de rupture :  $\tau_{rup} = 48 \text{ daN/mm}^2$ .

D'où :

$$\delta \geq \frac{60000}{\pi \cdot 40 \cdot 48} = 9,947 \text{ mm.}$$

On prend alors :  $\delta = 10 \text{ mm}$ .

## CONCLUSION.

A travers l'étude de ce projet, on conclut, qu'à partir d'un LTFR 15-30, on peut produire deux sortes de tubes laminés à froid en utilisant deux cages interchangeable. Ainsi, on a modernisé un laminoir et par conséquent on a augmenté la productivité en plus de l'amélioration de la construction. D'autre part, on a pas tenu compte de l'élaboration de l'étude de certains organes telsque:

- Mécanisme d'avance et de rotation de l'ébauche.
- Mécanisme de déplacement et de fixation de la tige.
- Table de chargement etc.....

Mais, on espère que les promotions qui suivent vont sans doute élaboré l'étude de ces mécanismes.

Par ailleurs, on peut dire que ce projet nous a permis de connaître certaines notions qu'on a pas rencontré dans le cycle de formation et en particulier la construction des épures des vitesses et des accélérations dans l'analyse cinématique plus le levier de Joukowski et le polygone des forces dans l'analyse dynamique. Cette analyse, nous a conduit à déterminer les cas les plus défavorables dans lesquels fonctionnera notre laminoir.

## INDICATIONS GÉNÉRALES :

On a indiqué les formules (quelques unes) par la lettre majuscule B suivi d'un nombre n. Cela signifie qu'on a utilisé cette formule à partir du document numéro n inscrit dans la page de la bibliographie.

Exemple :

B1 : Cela signifie : voir le document inscrit sous le numéro 1 sur la page de la bibliographie, c'est à dire pour notre cas :

SOKOLOVSKI - V : LAMINAGE DE TUBES A FROID

MOSCOU 1967.

- $F_i ; P_j$  : Figure numéro  $i$  à la page  $j$ .
- $T_i ; P_j$  : Tableau numéro  $i$  à la page  $j$ .

## FIGURES:

- F1; P3 : Trois rouleaux avec mandrin cylindrique et ébauche.  
F2; P3 : Clavette inclinée avec ébauche engagée dans le mandrin.  
F3; P4 : Calibrage des cannelures.  
F4; P6 : Calibrage du mandrin conique.  
F5; P9 : Représentation d'une cannelure.  
F5'; P10 : Représentation des différents diamètres des calibres.  
F6; P16 : Schéma cinématique du mécanisme.  
F7; P19 : Représentation du mécanisme avec les différentes vitesses.  
F8; P22 : Représentation du mécanisme avec les différentes accélérations.  
F9; P23 : Schéma cinématique pour deux positions : 3; 10.  
F10; P23 : Epures des vitesses pour les positions : 3; 10.  
F11; P23 : Epures des accélérations pour les positions : 3; 10.  
F12; P24 : Groupe d'Assour.  
F13; P26 : Détermination de  $h_2$  et  $h_i$ .  
F14; P28 : schéma de la sage isolée.  
F15; P29 : Groupe d'Assour à l'échelle  $K_s$  pour la position 2.  
F16; P30 : Tracé du polygone de forces à l'échelle  $K_f$  pour la position 2.  
F17; P31 : Représentation du mécanisme avec les forces extérieures qui lui y sont appliquées.  
F18; P34 : levier de Joukowski pour la position 2.  
F19; P36 : Graphe donnant  $\bar{s} = f(\bar{t})$ .  
F20; P36 : Graphe donnant  $\bar{v} = f(\bar{t})$ .  
F21; P40 : Chaîne cinématique du mécanisme complet.

- F22; P46 : Couple d'engrenages concourants à denture droite représenté à l'échelle 0,5.
- F23; P48 : Forces agissantes sur la denture.
- F24; P54 : Arbre menant : Plan vertical.
- F25; P55 : Arbre menant : Plan horizontal.
- F26; P55 : Arbre mené : Plan vertical.
- F27; P56 : Arbre mené : Plan horizontal.
- F28; P58 : Epure des moments : Arbre menant.
- F29; P59 : Epure des moments : Arbre mené.
- F30; P65 : Représentation d'un cylindre dépourvu de calibre.
- F31; P65 : Coupe I-I du cylindre sans calibre demi-disque.
- F32; P67 : Epures des moments relatives aux arbres porteurs des cylindres.
- F33; P74 : Roulement à rouleaux coniques en demi vue.
- F34; P75 : Bague de sécurité montée dans la cage.
- F35; P75 : Bague de sécurité isolée en coupe avec demi vue de dessus.

## TABLEAUX:

- T1, P7: Degrés de déformation:  $\mu_x$ .
- T2, P7: Epaisseurs de la paroi du tube:  $t_x$ .
- T3, P7: Diamètres du mandrin:  $d_x$ .
- T3, P9: Diamètres des calibres:  $D_x$ .
- T4, P10: Coefficient d'écrasement:  $K_t$ .
- T5, P10:  $\text{tg} \alpha_x$ : pour chaque section de contrôle.
- T6, P10: Augmentation des largeurs des cannelures:  $b_x$ .
- T7, P11: Largeurs des cannelures:  $B_x$ .
- T8, P11: Surfaces des sections de contrôle:  $F_x$ .
- T9, P11: Coefficient de déformations:  $\mu'_x$ .
- T10, P11:  $\text{tg} \delta - \text{tg} \alpha$ : dans chaque section  $x$ .
- T11, P12: Corroyage de la paroi:  $\Delta t_x$ .
- T12, P12: Rayons au sommet:  $R_{xs}$ .
- T13, P12: Corroyage de la paroi durant la course aller:  $\Delta t_{ax}$ .
- T14, P12: Projections horizontales des surfaces de contact:  $F_h$ .
- T15, P13: Corroyages relatifs:  $E_x$  en %.
- T16, P13: Résistances du métal:  $\sigma_x$ .
- T17, P13: Pressions moyennes:  $P_x$ .
- T18, P14: Pressions totales sans aplatissement:  $P_t$ .
- T19, P14: Augmentations de la surface:  $F_h^%$ .
- T20, P14: Surfaces totales de contact:  $F_{\Sigma}$ .
- T21, P14: Pressions totales avec aplatissement:  $P_{\Sigma}$ .
- T22, P14: Moments de laminage:  $M_x$ .



T23, P17: Course de la cage pour les différentes positions de la bielle.

T24, P19: Vitesses:  $V_A$ ;  $V_B$ ;  $V_{BA}$  et  $\omega_2$ .

T25, P22: Accélérations:  $W_A$ ,  $W_{BA}^n$ ;  $W_{BA}^t$ ;  $W_B$ ;  $W_{S_1}^o$  et  $E_2$ .

T26, P25: Forces:  $P_x$ ;  $P_y$ ;  $P_{13}$ ,  $P_{1x}$ .

• Moments d'inertie  $M_{12}$ .

T27, P27: Bras de leviers:  $h_1$ ;  $h_2$ .

• Forces tangentielles:  $P_{12}^t$ .

T28, P28: Forces:  $P_{12}^n$ ;  $P_{12}$ ;  $P_{03}$  et  $P_{23}$ .

T29, P33: Les distances:  $h_2$ ;  $h_{1e}$ ;  $h_{02}$  et  $h_3$ .

• Les forces réduites:  $P_r$ .

• Les moments réduits:  $M_r$ .

T30, P72: Les vitesses:  $V_{Bi}$ .

• Le nombre de tours par minute des cylindres:  $n_i$ .

• Les charges constantes:  $P_i$ .

• nombre total de tours:  $n$ .

## PLANCHES :

PL1.00.00 : Réducteur principal (2 vues).

PL2.00.00 : Cage mobile avec les deux cylindres (2 vues).

PL3.00.00 : Analyse cinématique.

- Schéma cinématique.

- E pures des vitesses.

- E pures des accélérations.

PL4.00.00 : Analyse dynamique.

- Diagramme des forces de laminage.

- Diagramme des moments de laminage.

- Diagramme des moments réduits.

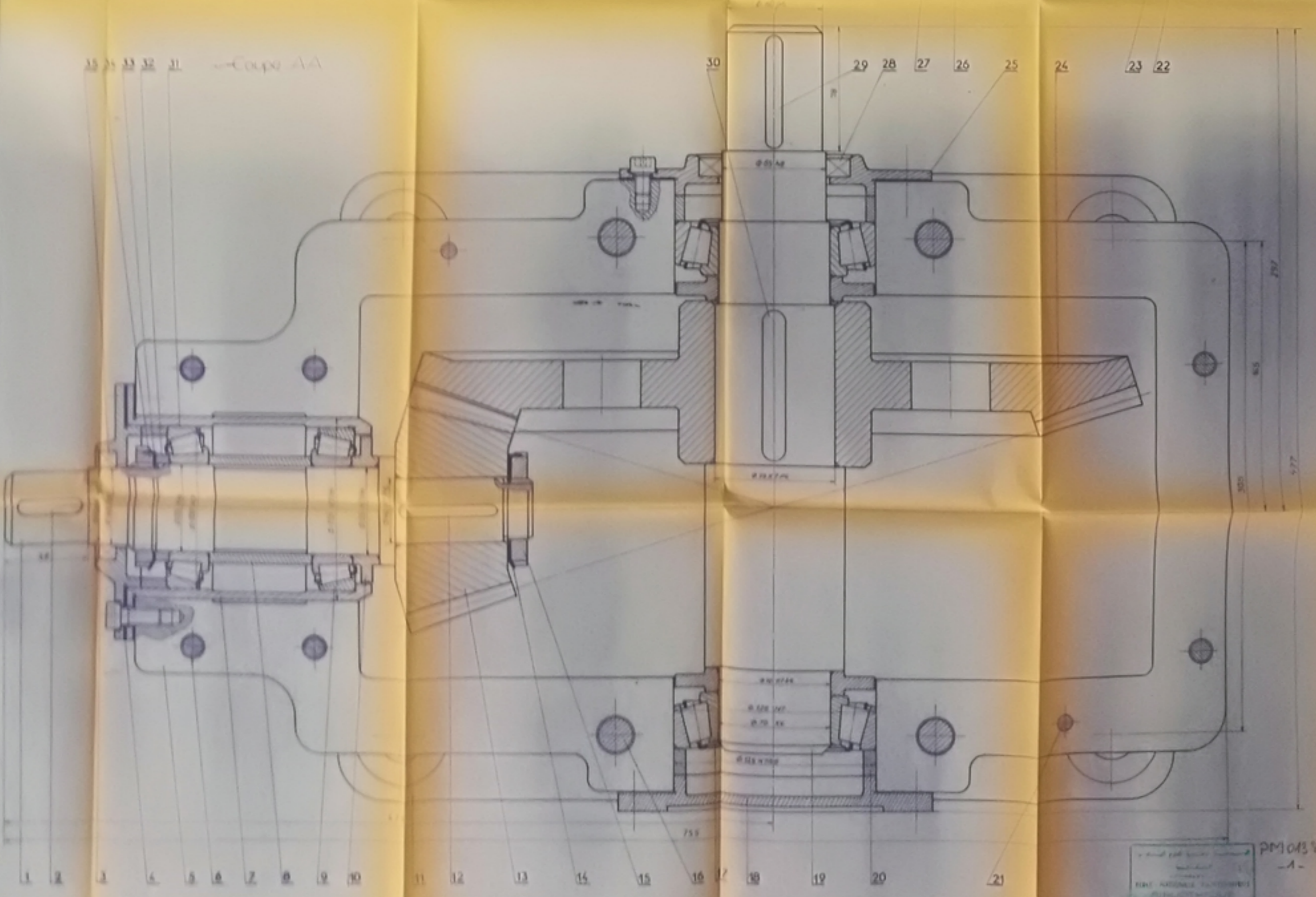
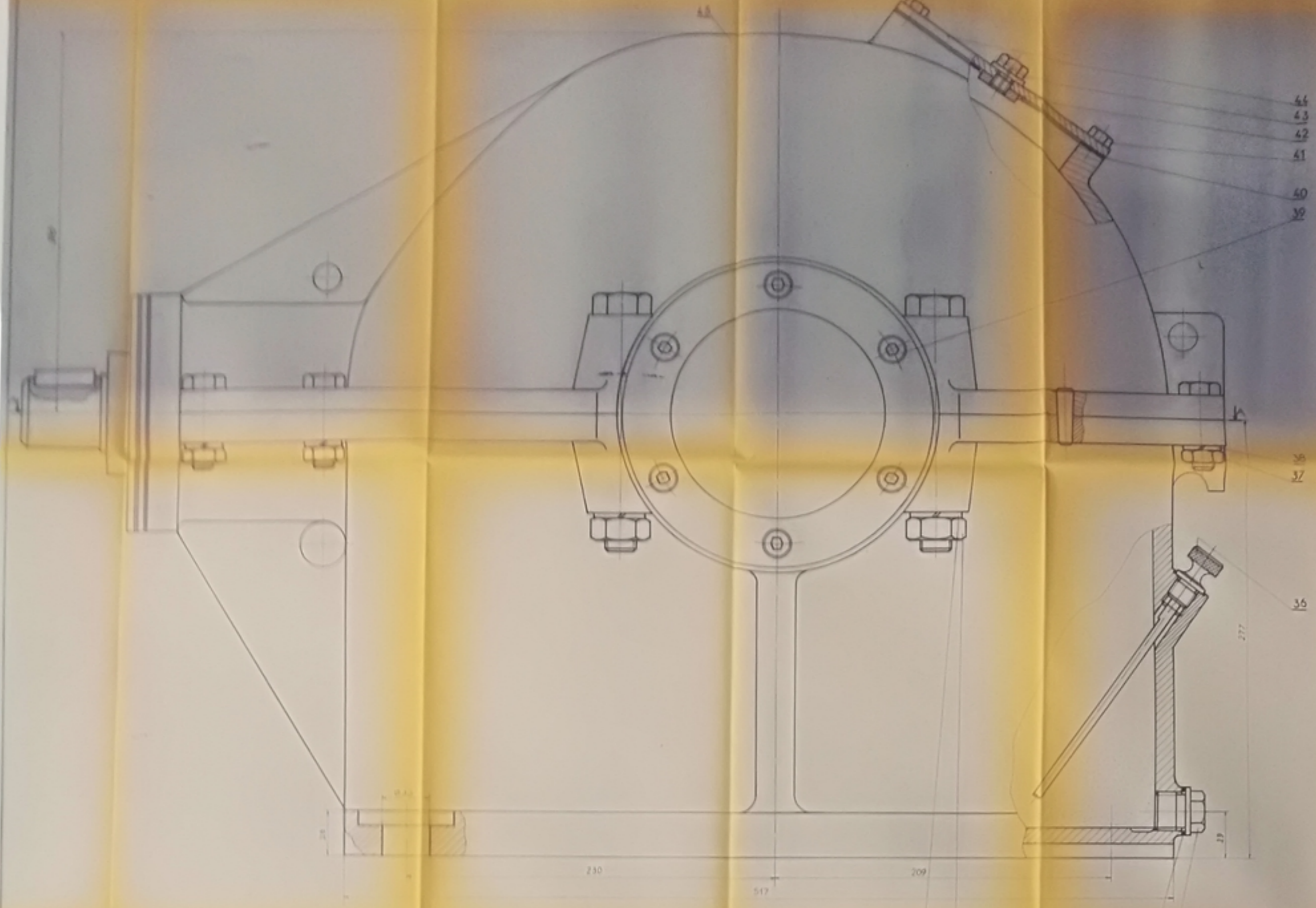
- Polygone des forces : Position 9.

- Levier de Joukowski : Position 9.

# BIBLIOGRAPHIE.

1. SOCOLOVSKI - V : LAMINAGE DE TUBES A FROID - MOSCOU 1967.
2. TCHEVAKINE - YOU et KOFF : CALIBRAGE DES CYLINDRES  
DE TRAVAIL DE LAMINAGE DE TUBES A FROID.  
MOSCOU 1963.
3. CONSTRUCTION MECANIQUE : ELEMENT DE PROJET TOME 2.
4. G. HENRIOT : TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES
5. LAMINAGE DE TUBES A FROID. MOSCOU 1972 - KOFF.
6. GUIDE DU DESSINATEUR - A CHEVALIER.
7. AIDE MEMOIRE DE RDM - PISSARENKO.  
- YAKOVLEV.
8. THEORIE DES MACHINES ET DES MECANISMES.  
- LARTOBOLOVSKI.
9. THEORIE DES MACHINES ET DES MECANISMES.  
- I. TROÏTSKI, V. SOKOLOVSKI ET SVERDLOVSKI - 1978.
10. N. BOKOV - ELEMENTS DES MACHINES - MOSCOU 1980.
11. MEMENTO DE DESSIN INDUSTRIEL TOME II  
- G. LENDORMAND ET J. TINEL EDITIONS FOUCHER
12. ELEMENTS DE CONSTRUCTION A L'USAGE DE  
L'INGENIEUR TOME 3  
- R. PRUDHOMME, A.L. TOURANCHEAU ET KERGOAT. A.
13. MATERIAUX DE CONSTRUCTION MECANIQUE ET ELECTRIQUE  
- G. LEMASSON ET L. BLAIN. - DUNOD.
14. ATLAS TECHNIQUE DES REDUCTEURS.
15. COURS DE P001; M020; M023; CM2; RDM1; RDM2; CM3 ETCM4.





PM1043/54  
-1-

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
REDUCTEUR ENPA  
Dep. Mecanique  
PL100.00




PM101384

Annexe - 1 -

45	PL1.00.00	Couvercle	1	Ft 40	
44	PL1.00.00	Couvercle	1	A 42	
43		Soupape	1	CC 10	
42	PL1.00.00	Bague soudée	1	A 42	
41		Vis H M10 25/20	6	10N12	E 27-311
40		Joint	1	A 33	
39		Vis CHC M 10 - 14 / 12	12	10N12	E 27-161
38		Rondelle W 12 U	6	A 42	E 27-612
37		Ecrou Hh M12	6	10N12	E 27-411
36		Jauge d'huile	1	A 33	
35		Bague Paulstra 48 IE	1	Feutre	722873
34		Ecrou SKF KM 11	1	XC 10	
33		Rondelle SKF MB 11	1	XC 10	
32	PL1.00.00	Bague	1	A 56	
31	PL1.00.00	Bague	1	A 56	
30		Clavette parallele 22x14x90	1	20NC11	E 27-656
29		Clavette parallele 18x11x70	1	20NC11	E 27-656
28		Bague Paulstra 65 IE	1	Feutre	722 770
27		Rondelle W 20 N	4	A 42	E 27-612
26		Ecrou Hh M 20	4	10N12	E 27-411
25	PL 1.00.00	Couvercle	1	Ft 15	
24	PL1.00.00	Roue dentee	1	14NC12	
23		Rondelle M 24 U	1	A 42	E 27-611
22		Bouchon HM 24 / 1.5 - 2	1	CC 20	E 29-581
Rep	N° dessin	Designation	Nb.	Mat.	Obser.

21		Goupille $\phi$ 10-37	2	XC 10	
20	PL1.00.00	Bague	2	A 56	
19	PL1.00.00	Arbre	1	16NC6	
18	PL1.00.00	Couvercle	1	Ft 15	
17		Roulement SKF 32214	2	100C6	NF 22
16		Boulon HM 20 150/52	4	10N12	
15		Ecrou SKF KMB	1	XC 10	
14		Rondelle SKF MB 8	1	XC 10	
13	PL1.00.00	Pignon	1	14NC12	
12		Clavette parallele 12x8x60	1	20NC11	E 27-656
11	PL1.00.00	Bati	1	Ft 40	
10	PL1.00.00	Bague	3	A 56	
9		Roulement SKF 32211	2	100C6	NF 22
8	PL1.00.00	Bague entretoise	1	A 56	
7	PL1.00.00	Boite a roulement	1	XC 48	
6		Boulon HM 12 . 50/30	6	10N12	E 27-311
5		Vis CHC M10 - 25 / 20	6	10N12	E 27-161
4		Cales de reglage	4	A 33	
3	PL1.00.00	Couvercle	1	Ft 15	
2		Clavette parallele 14x9x38	1	20NC11	E 27-656
1	PL1.00.00	Arbre	1	16NC6	
Rep	N° dessin	Designation	Nb	Mat.	Obser.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		REDUCTEUR	ENPA	
1					
Etudiant	Bouchoucho	U.N.			Dep. Mecanique
Promoteur	Traitski				
Pres-jury	Kelod				
Jury	Mme Maddk				
Chef dep.				PL1.00.00	

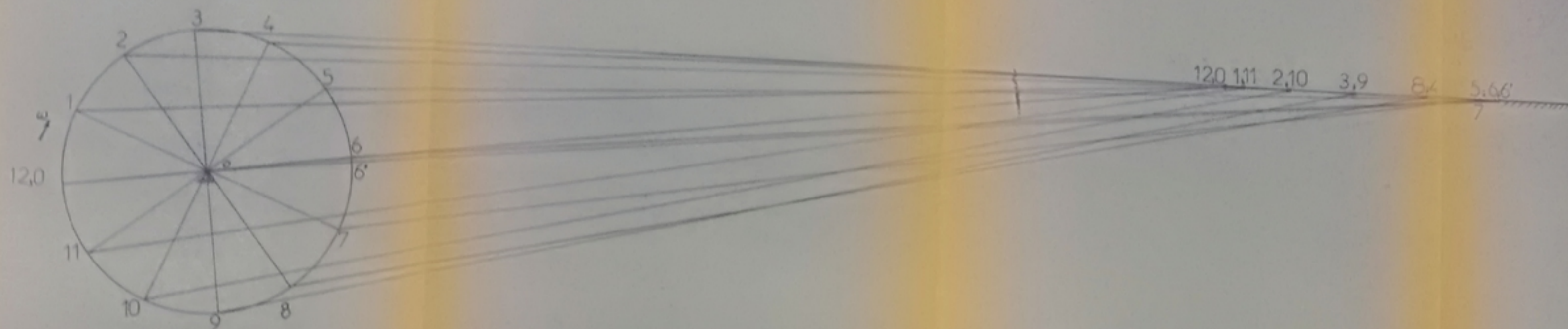






SCHEMA CINEMATIQUE.

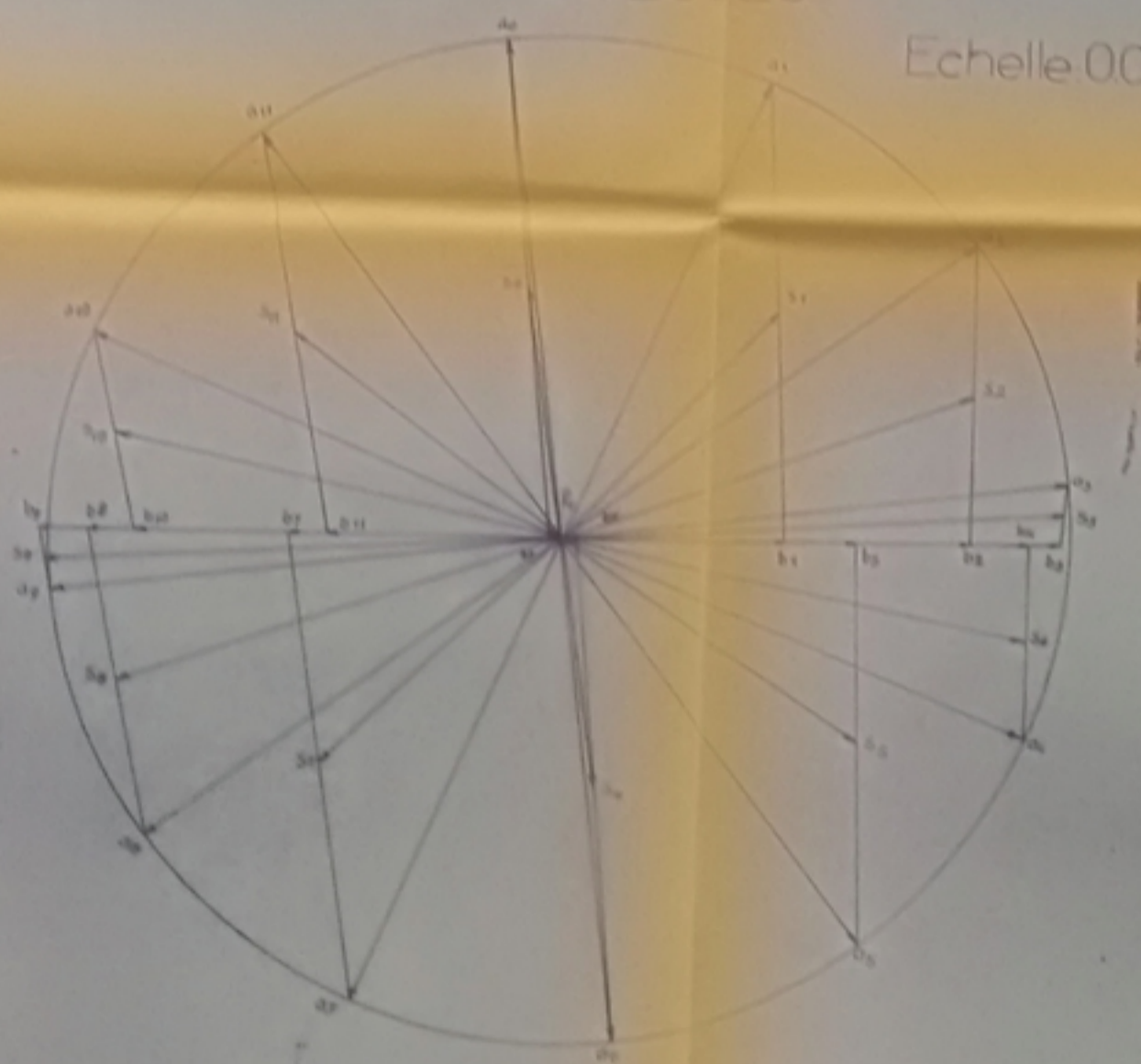
Echelle 500 mm → 1m



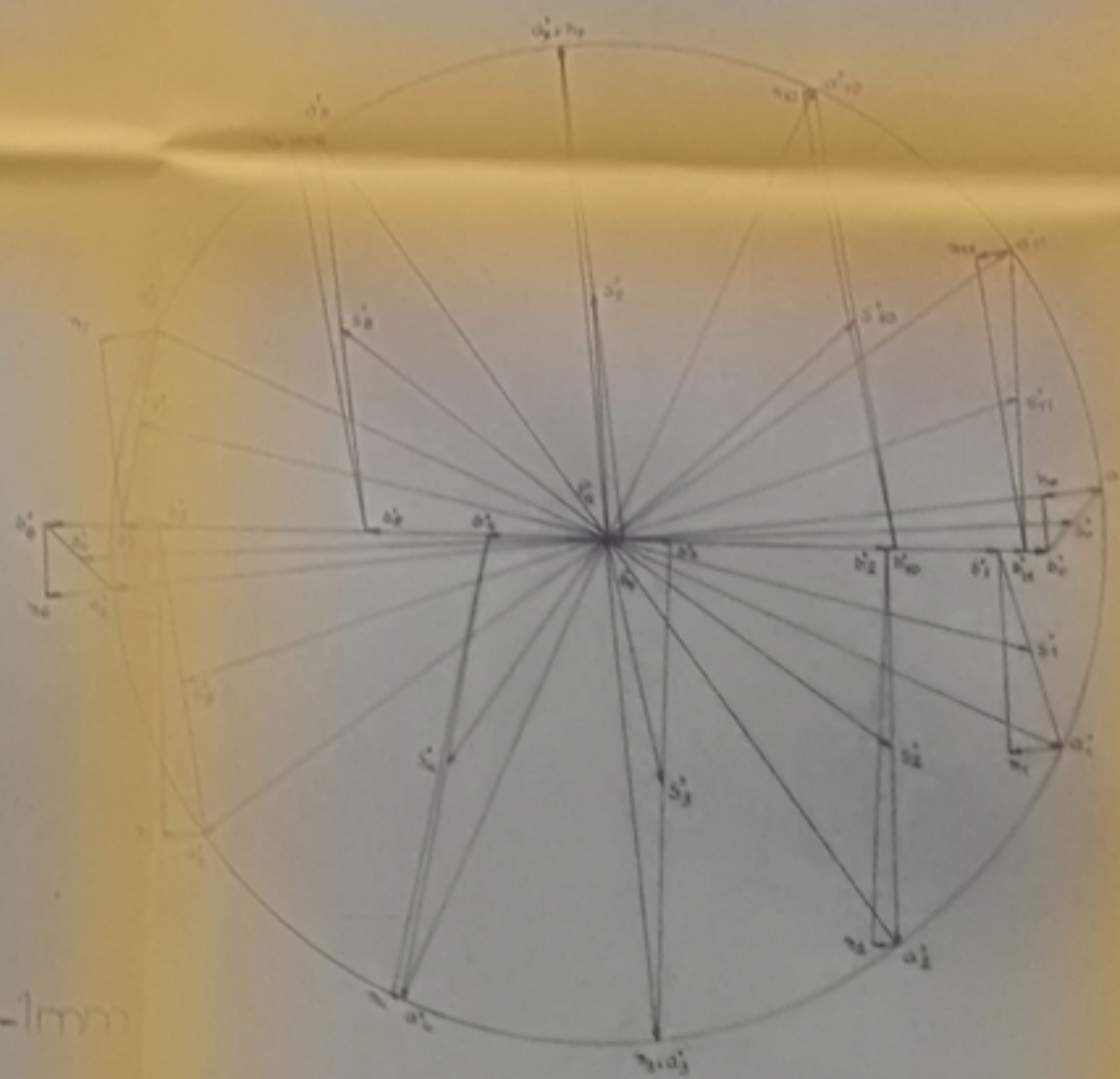
EPURES DES VITESSES

Echelle 001ms<sup>-1</sup> → 1mm

EPURES DES ACCELERATIONS



Echelle 01ms<sup>-2</sup> → 1mm



مكتبة جامعة القاهرة  
 المكتبة  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHEQUE

PM01394

- 3 -

Echelle		Masse		ANALYSE		ENPA
Echelle		Masse		CINEMATIQUE		
Echelle		Masse		Echelle		PL 3.00.00
Echelle		Masse		Echelle		



DIAGRAMME DES FORCES DE L'AMORTISSEUR



Echelle



0	0
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0

DIAGRAMME DES MOMENTS DE L'AMORTISSEUR

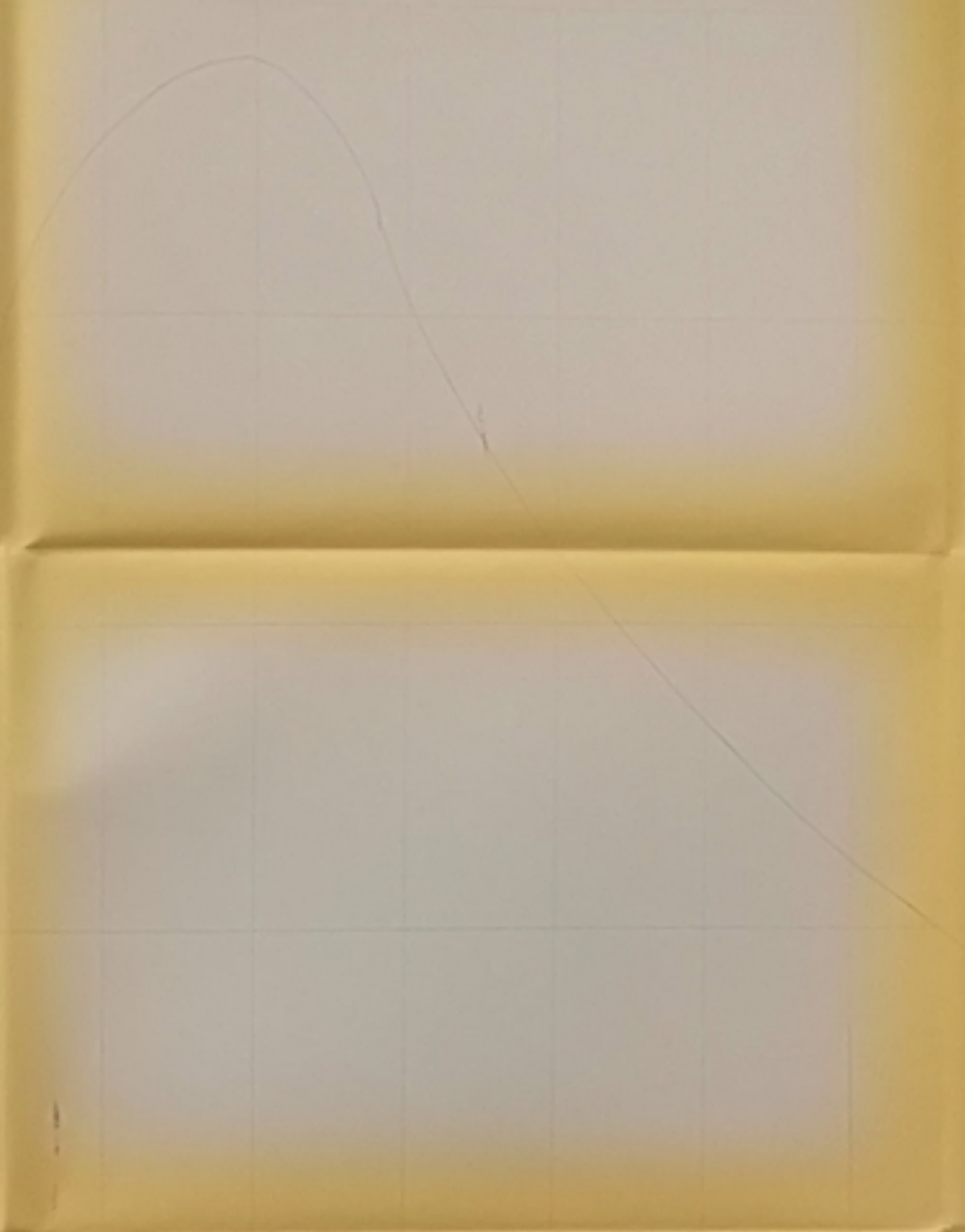
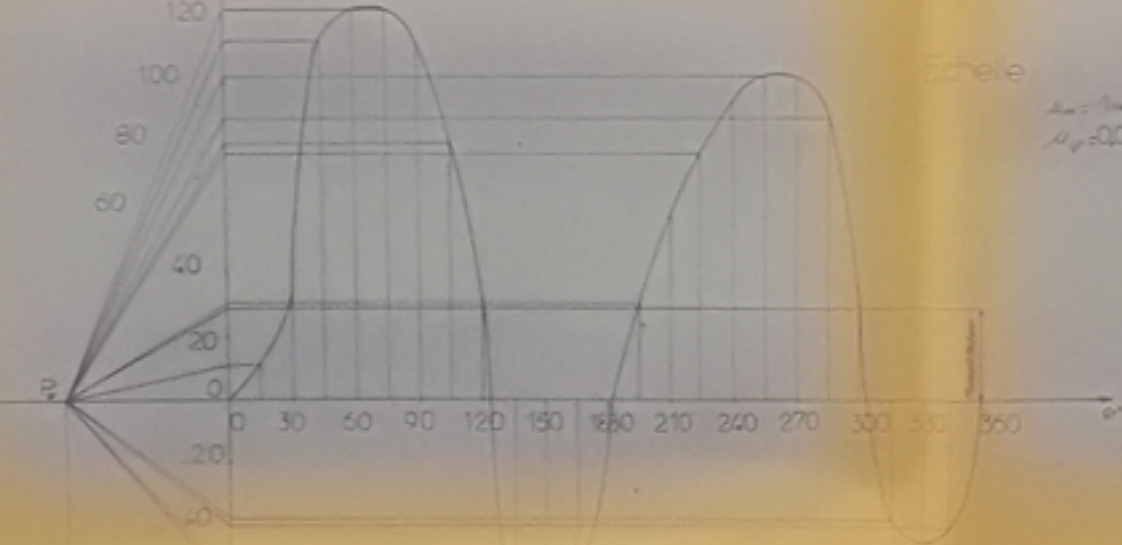
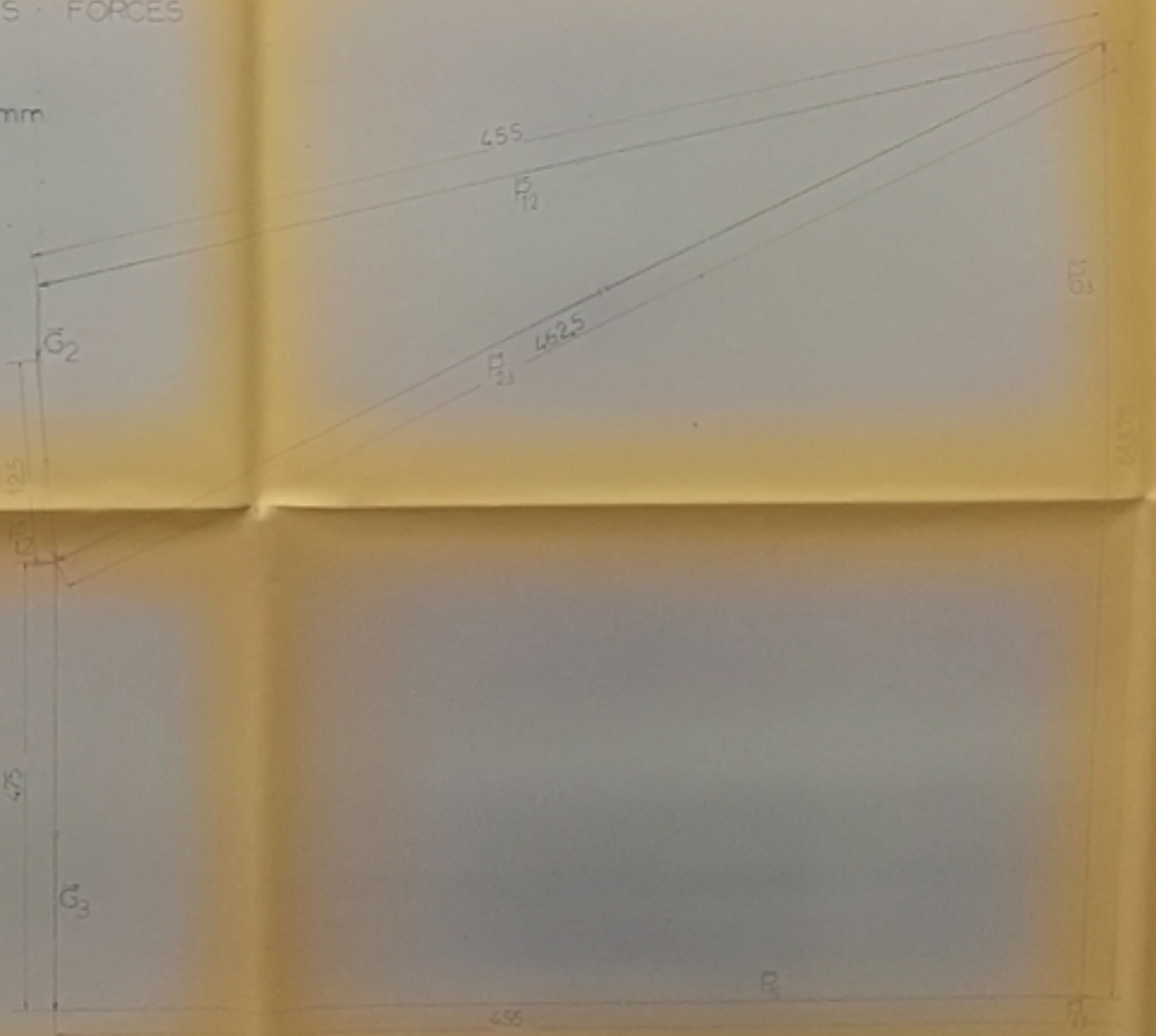


DIAGRAMME DES MOMENTS REDUITS



POLYGONE DES FORCES

Echelle  $k_f = 2 \text{ daN/mm}$   
 $P_{03} = 1225 \text{ daN}$   
 $P_{23} = 925 \text{ daN}$   
 $P_{13} = 910 \text{ daN}$   
 POSITION 9



LEVIER DE JOUKOVSKI

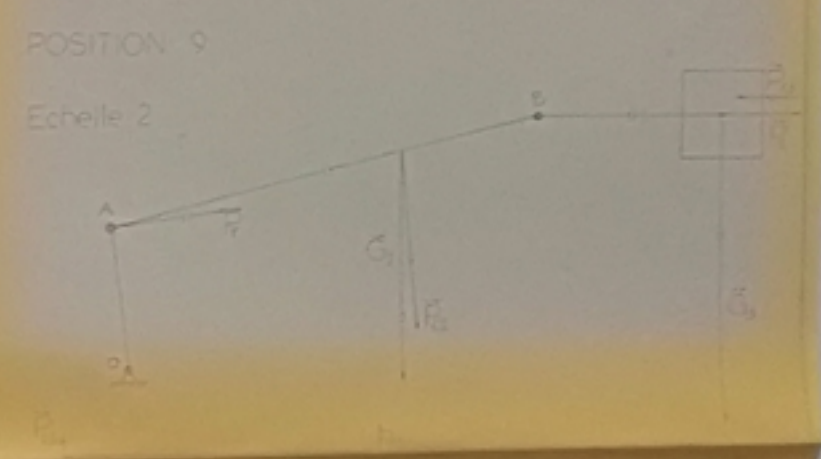
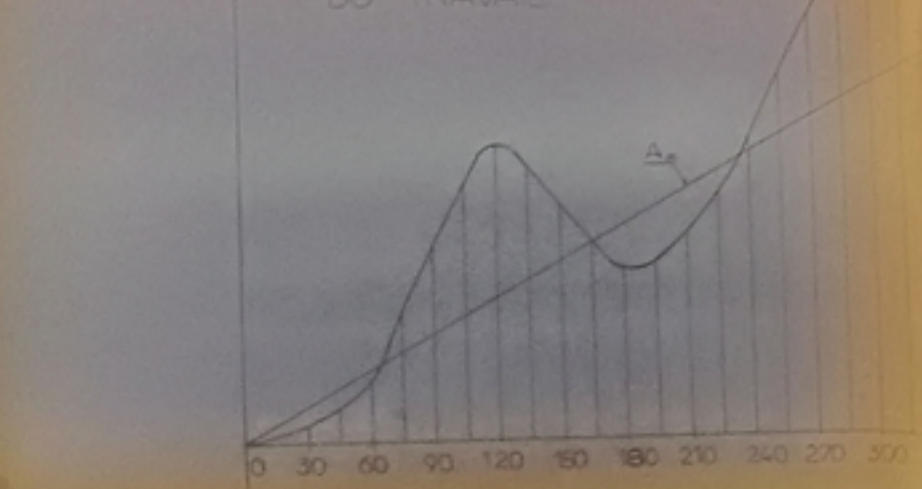


DIAGRAMME DU TRAVAIL



$r_{03} = 1225 \text{ mm}$   
 $r_{23} = 75 \text{ mm}$   
 $r_{13} = 108 \text{ mm}$   
 $r_0 = 225 \text{ mm}$

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 ANALYSE DYNAMIQUE  
 ENPA  
 -4-



