

وزارة التعليم و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

1ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT **Génie Mécanique**

PROJET DE FIN D'ETUDES

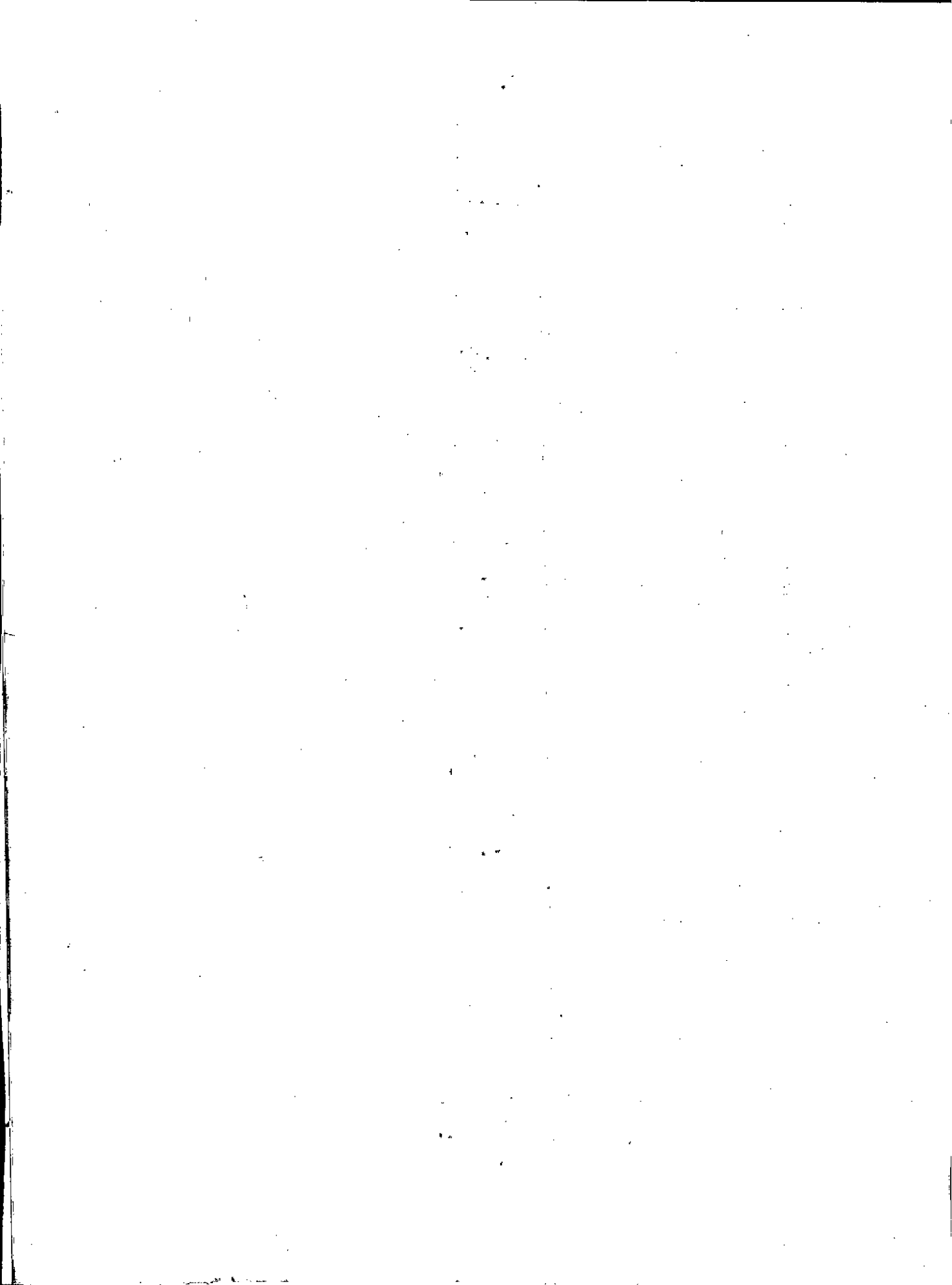
SUJET

Cintrage des Tubes
de Diamètre 12 à 400 mm.

5 PLANS

Proposé par : J.P. PIEROZAK Etudié par : HADDAR Dj. Dirigé par : J.P. PIEROZAK

PROMOTION : JUIN 85



Remerciements

Je remercie vivement monsieur J. P. Pierozak pour son aide judicieuse et son suivi tout au long de cette étude

Je tiens également à exprimer ma profonde reconnaissance à messieurs Eleod et Parlor pour leurs précieux conseils ainsi qu'à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à mon père pour avoir sacrifié beaucoup d'efforts à mon sujet.

- à ma mère
- à mon frère et à sa femme
- à mes sœurs Samia et Malika
- à ma nièce Farida
- à mes grands-mères de Kabylie et de Kouba
- à mes cousins de Kouba.
- à tous mes amis

Djamel
ε

Objet: MECANIQUE...
Auteur: ..PIEROZAK.....
Ingénieur: HADDAR.....

معلمة .. ميكانيك
موجه عبد الرزاق
تلميذ مهندس حدار

الموضوع: تقوى انابيب ذات اقطار تتغير من 12 مم إلى 400 مم
الملاحظة: يتمثل هدف هذا المشروع في تحديد مقوسه هيدروليكية
اعتمادا على دراسة قوى التشويه المنبثقة عن التقوس و
تطبيق ذلك على أنبوب أبعاده القصوى هي (القطر الخارجي 400 مم
السماك 26 مم) ويؤدى حساب الأبعاد المنجر عن هذه
الدراسة إلى رسم العناصر الأساسية التي تدخل في تركيب هذه الآلة

Sujet: Cintrage de tubes de diamètre 12 à 400 mm

Resumé: Ce projet a pour but la définition d'une cintreuse
hydraulique, sur la base de l'étude des efforts de defor-
mation dus au cintrage; avec application au tube de
dimensions maxima (ϕ extérieur = 406 mm; épaisseur 26 mm).
Les calculs de dimensionnement qui en découlent conduisent
aux dessins des éléments principaux.

Subject: Bending of pipe of diameter from 12 to 400 mm

Abstract: this project has for objective the definition of an
hydraulic bender, based on the study of deformation
efforts resulting from the bend, with application to a pipe
of maximum dimensions (diameter 400 mm, thickness = 26 mm)
The dimensionnement calculations lead to the drawing of
the main elements of the bender.

SOMMAIRE

GENERALITES	Page
1 Definition	1
2 Les différentes méthodes de cintrage	1
2.1 Cintrage à la main	1
2.1.1 Cintrage à vide	1
2.1.2 Cintrage sur tubes remplis	3
3 Difficultés d'un cintrage	3
4 Cintrage par emboutissage	5
4.1 Principe	5
4.2 Operation de cintrage	6
4.2.1 Caractéristiques mécaniques	6
4.2.2 Caractéristiques Géométriques	7
5 Structure Générale	8
CHAP 1 CALCUL DES EFFORTS DE CINTRAGE	
1 Cintrage d'un profilé rectangulaire	9
1.1 Principe	9
1.2 Étude de la déformation	10
1.3 Moment de cintrage	12
1.4 Méthode des tranches	13
1.4.1 Application	15
1.4.2 Remarque	16
1.5 Exploitation des résultats	20

CHAP 2 CALCUL DU SYSTEME TRIANGULE

1	Utilité	22
1.1	Etude statique	23
2	Calcul des réactions d'appui	25
3	Dimensions du triangulé	26
3.1	Méthode de Crémone	26
3.1.1	Hypothèse	26
3.2	Section des barres	29
3.3	Calcul de soudure	30
3.4	Dimensions des flasques latéraux	32
4	Calcul des liaisons (A), (2,B) (3,C), (4,D)	34
4.1	Calcul de boulons	34
4.2	Dimensions du crochet	35

CHAP 3 OUTILS DE CINTRAGE

1.	Galet cintreur	38
1.1	Galet cintreur pour tube de $\phi 406.4$ mm	38
1.2	Galet latéral	41
1.2.1	Calcul des tourillons	44

CHAP 4 ETUDE DU VERIN HYDRAULIQUE

1	Type de verin	45
2	Présentation	46
2.1	Dimensions du piston	47
2.2	Dimensions de la tige	47
2.2.1	Calcul du piston au flambement	48
2.3	Dimensions du cylindre	72
2.3.1	Hypothèse	53
2.3.2	Formule simplifiée	53

3	Calcul des filets	55
3.1	Couvercle de droite	55
3.2	Couvercle de gauche	58
4	Méthode d'exécution d'un cintrage	60
4.1	Tubes de $\phi 114.3 \pm 406.4$ mm	60
4.2	Tubes de $\phi 13.7 \pm 88.9$ mm	60

CHAP 5 POMPE A ENGRENAGE

1	Mode d'exploitation	61
1.1	Vitesse de l'outil	61
1.2	Debit	62
1.3	Fluide hydraulique	62
1.4	Pertes de charge	62
1.4.1	Dans la conduite d'alimentation	62
1.4.2	Singuliere	63
2	Caracteristiques	64
2.1	Débit effectif Q_{eff}	64
2.2	Puissance effective P_{eff}	64
3	Dimensions de la pompe	65
3.1	Mode de fonctionnement	65
3.2	Dimensions des roues	67
3.3	Calcul d'arbre	73
3.3.1	Efforts supportés par la denture	73
3.3.2	Calcul des roulements	77
3.3.3	Claretage	78

CHAP 6 ASSERVISSEMENT

1	Distributeur	80
2	limiteur de pression	81

BIBLIOGRAPHIE

- * Encyclopédie des sciences industrielles Quillet T III et T IV
Librairie Aristide Quillet Paris 1974.
- * Fabrication en construction mécanique T1 et T2 Dunod
Aide mémoire par Christian Eloy.
- * Technologie en ouvrage métallique T1 J. Bassino
collection Foucher
- * Technologie professionnelle pour le chaudronnier T3
par CH. LOBJOIS - collection Foucher
- * Mécanique par les problèmes - Statique par:
A. Campa, R. Chappert, R. Picard. Foucher:
- * Mécanique des matériaux par CH. Massonnet - S. Cescotto
Eyrolles 1980
- * Procédés de formage J. Triouleyre Delagrave
- * DIN-NORMEN. Klein Einführung in die 7. Auflage
- * Cambrage - Découpage - emboutissage par Quatremer
- * Résistance des matériaux TII par Timoschenko.
- * Catalogue Vallourec 7 place du chancelier - Adenauer Paris 16^e
- * Catalogue Mingori: Société Nouvelle des cintreuses MINGORI
route d'Attichy - 60350 Jaulzy - France.
- * Les mécanismes hydrauliques et électrohydraulique par
J. Faisandier Dunod Paris 1970 3^e édition.
- * Dessin Industriel par A. Chevalier.

1 DEFINITION

On appelle cintrage d'un tube, l'opération qui consiste à lui faire changer de direction en évitant l'emploi de coude dans la conduite.

2 LES DIFFERENTES METHODES DE CINTRAGE

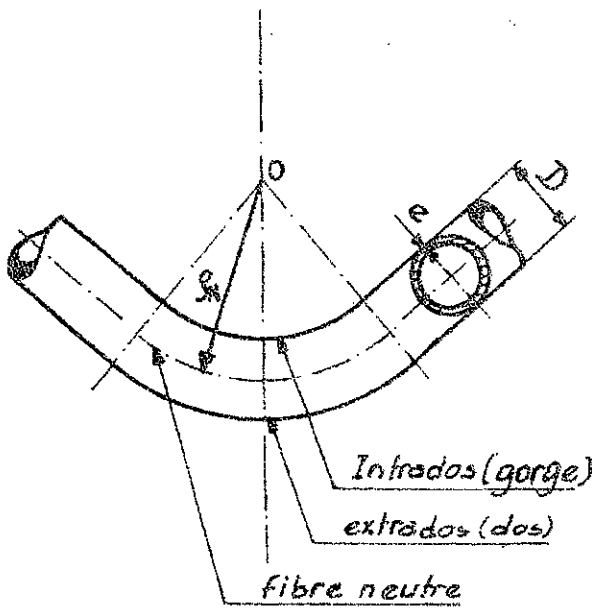


figure 0.1

L'opération de cintrage présente souvent des difficultés liées aux précautions à prendre pour éviter les déformations susceptibles de se produire sous l'action des efforts appliqués à une section circulaire de diamètre D , et d'épaisseur e . La matière d'œuvre est un tube en acier, et le but de l'opération sera l'obtention d'une forme arrondie comme schématisée ci-contre en figure 0.1

2.1 CINTRAGE A LA MAIN

On peut cintrer à vide ou sur tubes remplis. Dans tous les cas, ces méthodes ne s'appliquent qu'au cintrage des tubes de petits et moyens diamètres $D_{max} = 21.3$ et $S_N \geq 4D$

2.1.1 Cintrage à vide :

Le tube s'ovalise très rapidement, et cette méthode ne peut convenir que pour les tubes épais cintrés suivant de grands rayons - A froid, le tube se cintré là où il porte sur le lisseau d'appui (celui-ci est en métal ou en bois, il ne doit pas

présenter d'angles vifs. par des déplacements successifs du tube, on peut obtenir un coude de grand rayon dont la forme dépend de la régularité des mouvements d'avance et de l'effort F exercé

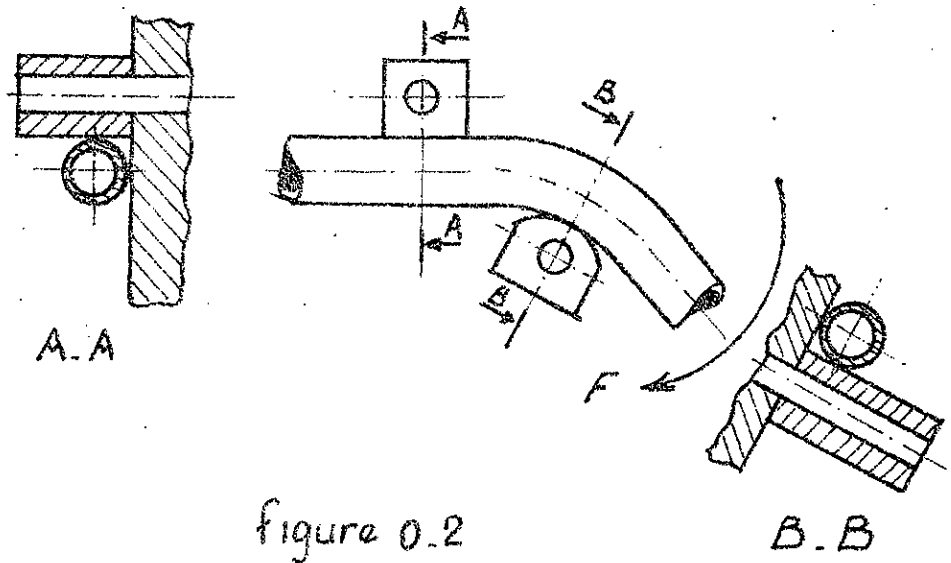


figure 0.2

en bout de barre à chaque avance. Ce procédé s'applique aux tubes inoxydables et aux matériaux non ferreux - fig 0.2
 A chaud, on cintré surtout les tubes d'acier; le tube ne doit pas porter sur le tasseau d'appui dans la zone cintrée. Le chauffage est fait au chalumeau ou dans un four. Lorsque la température désirée est atteinte, on place rapidement le tube entre les tasseaux (fig 0.3) et on exerce l'effort de cintrage dans un mouvement continu et sans à coups, en contrôlant la régularité du cintrage avec un gabarit.

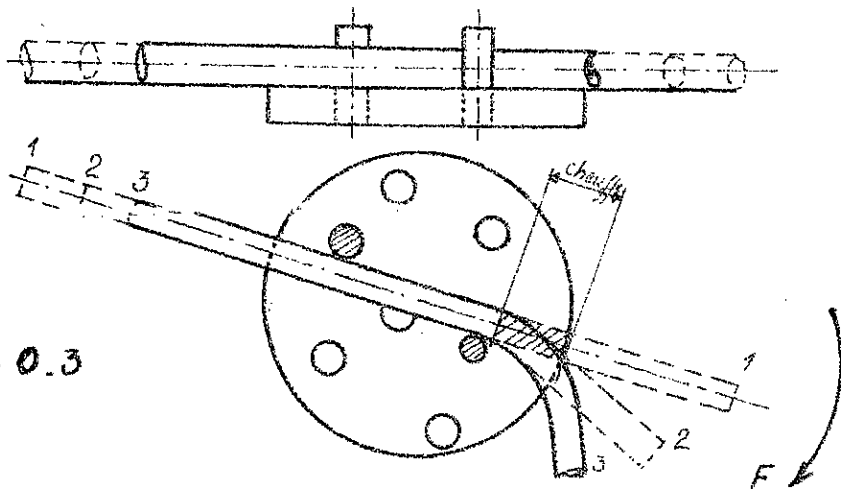


figure 0.3

3.2 Cintrage sur tubes remplis

3

Avant d'exécuter le cintrage, on remplit le tube de sable fin, de résine ou d'alliage à bas point de fusion. Si le tube est bien rempli; le produit de remplissage s'oppose à l'applatissement du tube à l'extérieur et dans une moindre mesure à la formation de plis à l'intérieur. Le chauffage et le cintrage sont ensuite exécutés de la même manière que si le tube était vide.

Dans le cas des petites séries, il peut être avantageux d'utiliser des formes pour le cintrage; ce sont les formes et les galets à gorge (figure 0.4.)

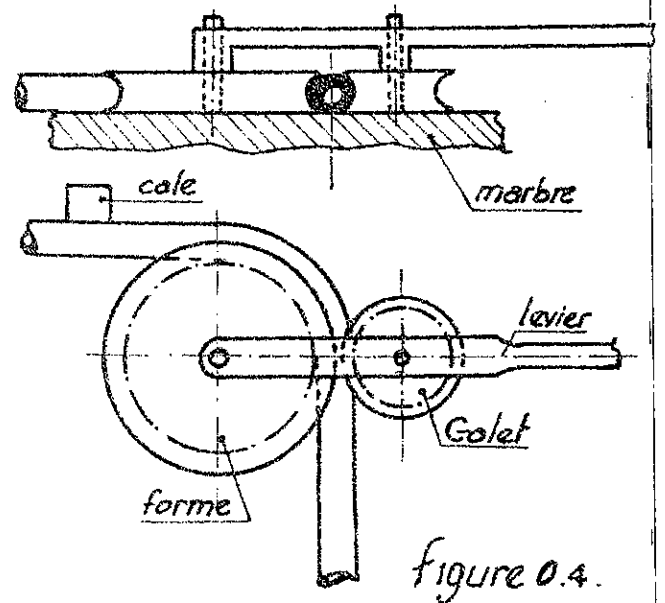


Figure 0.4.

3 DIFFICULTES D'UN CINTRAGE

Les caractéristiques géométriques d'une conduite pour fluide ont toujours une influence considérable sur les pertes de charge subies par ce fluide lors d'un écoulement. Ces pertes de charge sont d'autant plus importantes que la conduite présente d'irrégularités; c'est pourquoi, lors d'un cintrage, il est nécessaire de prendre certaines précautions.

L'opération de cintrage peut laisser des déformations indésirables, car le passage de la forme rectiligne du tube à la forme courbe s'accompagne d'un allongement des fibres

extérieures et d'un refoulement des fibres intérieures avec formation de plis sur la paroi intérieure et rapprochement de la paroi extérieure vers la fibre moyenne (c'est à dire une ovalisation de la section). (figure 0.5)

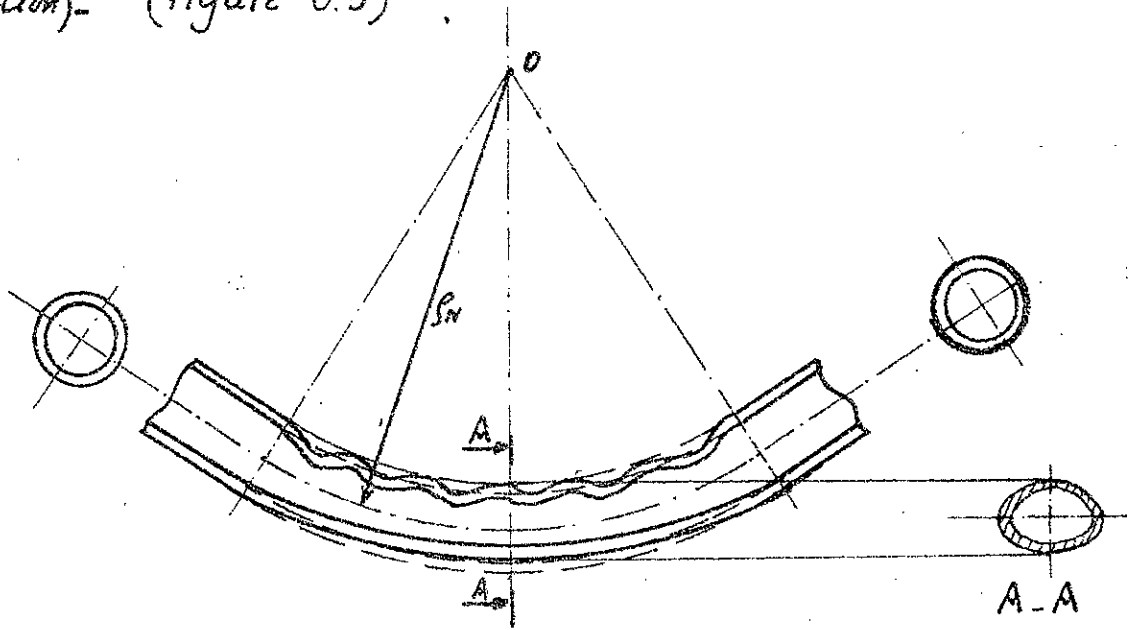


figure 0.5

Les déformations sont d'autant plus marquées que le rayon de courbure et l'épaisseur sont faibles vis à vis du diamètre extérieur du tube - les tubes sont d'ailleurs classés en trois catégories en fonction du rapport D/e ; et le cintrage est d'autant plus difficile que ce rapport est plus grand.

- Tubes épais : $D/e < 15$
- " moyens : $15 < D/e < 30$
- " minces : $D/e > 30$

Le coefficient $K = (D/R_v)(D/e)$ permet de chiffrer la difficulté du cintrage, cependant ce coefficient ne suffit pas à lui seul pour définir les conditions d'un cintrage correct. En effet, les caractéristiques du métal ont une

influence déterminante; une grande résistance à la traction du ^{metal} n'est pas toujours défavorable. Ainsi les aciers inoxydables supportent bien les déformations tout en exigeant des puissances supérieures à celles nécessaires pour les aciers non alliés.

La réalisation d'un cintrage correct sur des tubes de grands diamètres nécessite un effort dynamique considérable, et des précautions très strictes sont à prendre. De pareilles exigences ne peuvent être satisfaites que par l'emploi d'un dispositif mécanique puissant tel que la machine à vérin hydraulique assisté d'un outillage très approprié. Cette méthode de cintrage sera appelée désormais cintrage par emboutissage et sera dans ce qui suivra l'objet de notre étude.

4 CINTRAGE PAR EMBOUTISSAGE

4.1 Principe

Le tube repose sur deux galets à gorge appelés coussinets latéraux ou galets d'appui eux mêmes supportés par deux flasques parallèles, une forme à gorge, appelée coussinet-presseur ou

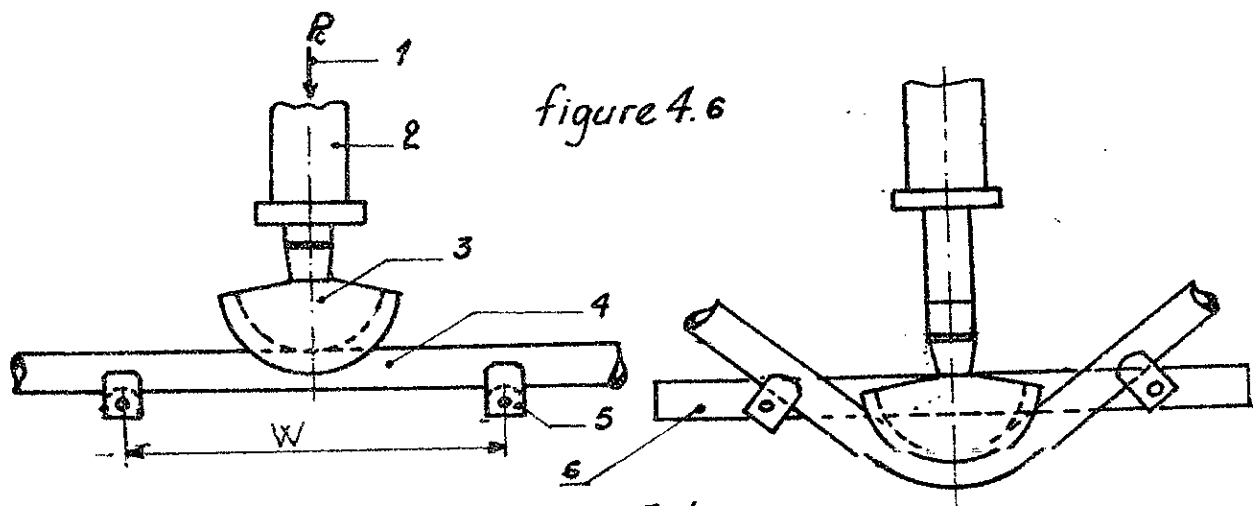


figure 4.6

1. Poussée
2. Vérin
3. Sabot

4. Tube
5. Coussinet latéral
6. Flasque

sabot exerce une pression perpendiculairement au milieu du segment de droite qui joindrait les coussinets latéraux (fig 0.6)

Les coussinets latéraux sont à écartement fixe pendant le cintrage mais variables suivant le rayon du cintre à obtenir, c'est à dire suivant le diamètre du tube à cintrer. Pendant le cintrage, ils pivotent chacun autour d'un axe

4.2 Opération de cintrage

Le cintrage par emboutissage est une opération de déformation plastique d'un matériaux.

La matière d'oeuvre est un tube en acier de diamètre D et d'épaisseur e . Son but est l'obtention d'un cintre de rayon R_N . Pour la réalisation de l'opération, il est nécessaire de connaître les paramètres susceptibles de permettre la réalisation correcte d'un cintre; à savoir:

- les caractéristiques mécaniques et géométriques du tube
- le rayon de cintrage R_N
- l'entraxe W entre flasques
- l'effort de cintrage.

4.2.1. Caractéristiques mécaniques

D'après des informations recueillies de certaines revues des constructeurs de tubes (Société algérienne de siderurgie SNS et la revue de la société française Vallourec) les tubes peuvent se présenter sous de multiples nuances et le taux de carbone peut aller jusqu'à 0.3% (le carbone est en général l'élément principal dans la composition chimique du matériau du tube).

2.2 Caractéristiques géométriques

7

Les dimensions géométriques des tubes sont normalisées, et toléranciées; les diamètres extérieurs D et les épaisseurs sont donnés en pouces (1 pouce = 25.4 mm) Pour chaque diamètre D , il lui correspond plusieurs épaisseurs e .

D (pouces)	D (mm)	e (pouces)	e^* (mm)	S_N (mm)
0.540	13.7	0.118	3.02	32 ^(**)
0.675	17.1	0.126	3.20	400
0.840	21.3	0.291	7.40	55
1.050	26.7	0.308	7.82	75
1.315	33.4	0.358	9.09	94
1.660	42.2	0.381	9.70	138
1.900	48.3	0.400	10.16	163
2. $\frac{3}{8}$	60.3	0.436	11.07	220
2. $\frac{1}{8}$	73.0	0.552	14.02	340
3 $\frac{1}{2}$	88.9	0.600	15.24	530
4 $\frac{1}{2}$	114.3	0.672	17.12	1060
5 $\frac{9}{16}$	141.3	0.750	19.05	1692
6 $\frac{5}{8}$	168.3	0.875	21.95	2520
8 $\frac{3}{8}$	219.1	0.905	23.01	4160
10 $\frac{3}{4}$	273.0	1.000	25.40	5460
12. $\frac{3}{4}$	323.8	1.000	25.40	7160
14	355.6	0.938	23.83	8875
16	406.4	1.031	26.19	12180

(*) épaisseurs usuelles.

(**) D'après DIN 5508 pour $D \in [13.7 \div 88.9]$

(***) Recommandation MINGORI pour $D \in [114.3 \div 406.4]$

5 STRUCTURE GENERALE

La machine à cintrer par emboutissage comprend en général :

- Un galet cintré (sabot)
- Deux coussinets latéraux
- Deux flasques
- Un vérin hydraulique
- Une pompe à huile alimentant le vérin
- Un distributeur
- Une source d'énergie (moteur électrique)
- Un dispositif de sécurité -

CHAPITRE 1

CALCUL DES EFFORTS DE CINTRAGE

Pour le calcul de ces efforts, on se propose d'abord de faire l'étude du cintrage d'un profilé rectangulaire de section $\Delta.h$ où

Δ = largeur ou épaisseur

h = hauteur.

Comme on le verra, les résultats trouvés pourront être appliqués aisément au cas de cintrage d'un tube de diamètre D et d'épaisseur e .

1 CINTRAGE D'UN PROFILÉ RECTANGULAIRE

1.1 Principe

Le profilé repose sur deux galets libres en rotation, l'application d'un effort F sur le profilé provoque une déformation dans le sens de l'effort comme schématisé en figure ci-dessous.

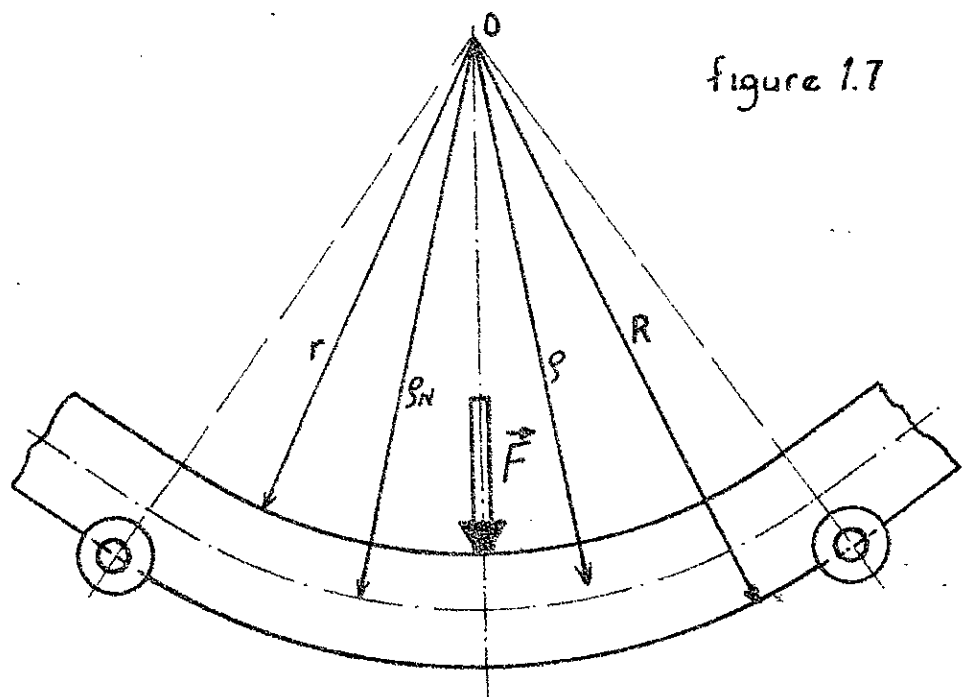
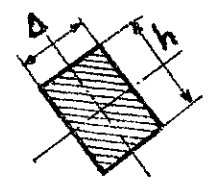


figure 1.7



1.2 Etude de la déformation

On considère un élément de volume dV de métal déformé avec $dV = dr \cdot dz \cdot r d\theta$

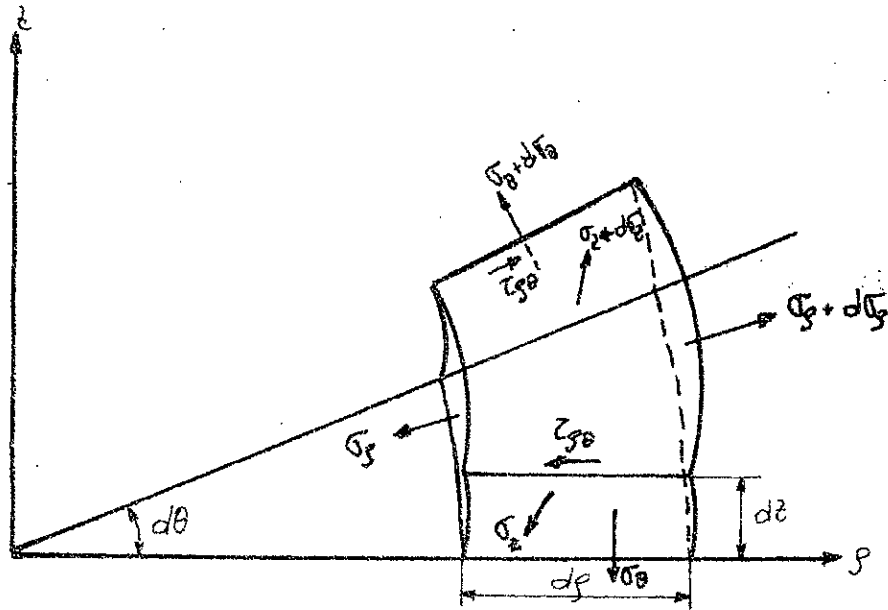


figure 1.8

L'équation d'équilibre de la tranche dV peut s'écrire d'après la figure

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} = 0 \quad (1)$$

On suppose que $\tau_{r\theta}$ ne dépend pas de θ , d'où on peut écrire que :

$$\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} = 0 \quad \text{et l'équation (1) devient :}$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (2)$$

Le critère de Von Mises en déformation plastique nous donne les expressions suivantes :

a/ Zone de traction : $\sigma_\theta - \sigma_r = -k_f$ (3)

b/ Zone de compression : $\sigma_\theta - \sigma_r = k_f$ (4)

Où k_f est la résistance à l'écoulement du matériau.

De l'équation d'équilibre (2) on peut écrire :

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{r} \Rightarrow \frac{d\sigma_r}{\sigma_\theta - \sigma_r} = \frac{dr}{r} \quad (5)$$

En remplaçant dans (3) par leurs valeurs respectives (3) et (4), la valeur de $(\sigma_\theta - \sigma_r)$ on obtient :

$$\mp \frac{d\sigma_r}{k_f} = \frac{dr}{r} \quad (6)$$

L'intégration de l'expression (6) donne :

* Traction : $-\frac{1}{k_f} \int_{\sigma_r}^0 d\sigma_r = \int_r^R \frac{dr}{r}$

$$\Rightarrow \frac{1}{k_f} (\sigma_r) = \ln \frac{R}{r} + C_1 \quad (7)$$

Condition aux limites : Si $r = R$ $\sigma_r = 0$

d'où on a $C_1 = 0$

et l'expression (7) devient en remplaçant σ_r par sa valeur

$$\frac{1}{k_f} (\sigma_\theta + k_f) = \ln \frac{R}{r}$$

ou $\sigma_{\theta t} = -\sigma_r$ d'où $\sigma_{\theta c} = k_f \left(1 - \ln \frac{R}{r} \right)$

* Zone de compression :

Pour l'équation de déformation en zone de compression, on a d'après l'équation (6)

$$\frac{1}{k_f} \int_0^{\sigma_f} d\sigma_f = \int_r^R \frac{d\rho}{\rho} \Rightarrow \frac{1}{k_f} (\sigma_0 - k_f) = \ln \frac{R}{r} + C_2$$

Condition aux limites : pour $r = R$ $\sigma_f = 0 \Rightarrow \sigma_0 - k_f = 0$
et par conséquent $C_2 = 0$

d'où on a :

$$\sigma_{0p} = \sigma_{0c} = k_f \left(1 + \ln \frac{R}{r} \right)$$

Conclusion : les contraintes principales de traction et de compression s'écrivent :

* Compression : $\sigma_{0c} = k_f \left(1 + \ln \frac{R}{r} \right)$ (8)

* Traction : $\sigma_{0t} = k_f \left(1 - \ln \frac{R}{r} \right)$ (9)

ou $k_f = f(\epsilon)$ et $k_f = \frac{k_{f0} + k_{fmax}}{2}$ (10)

les valeurs de k_{f0} et de k_{fmax} sont lues sur la courbe d'essai en déformation plastique d'un acier d'emboutissage de teneur 0.3% de carbone.

1.3 Moment de cintrage

D'après Timoschenko RDM.TII, l'action de l'effort \vec{F} engendre un moment M donné par

$$M = \Delta \int_{(S)} \sigma_{\theta} \rho d\rho \quad \text{avec} \quad \sigma_{\theta} = (\sigma_{0c}, \sigma_{0t}) \quad (11)$$

ou Δ : longueur du profilé

ρ : rayon de cintrage général.

En remplaçant σ_θ par ses valeurs respectives (8) et (9) et en différenciant la zone de compression et celle de traction, l'équation (11) peut s'écrire :

$$M = \Delta \left\{ \int_{R-\frac{h}{2}}^R k_f \left(1 - \ln \frac{R}{s}\right) s \, ds - \int_r^{S_N} k_f \left(1 + \ln \frac{s}{r}\right) s \, ds \right\} \quad (12)$$

L'intégration par partie de l'expression (12) donne :

$$M = \frac{1}{2} \Delta k_f \left\{ \left[s^2 \left(\frac{1}{2} + \ln \frac{s}{R} \right) \right]_{R-\frac{h}{2}}^R - \left[s^2 \left(\frac{1}{2} + \ln \frac{s}{r} \right) \right]_r^{S_N} \right\} \quad (13)$$

Le calcul du moment de cintrage d'un profilé rectangulaire laisse envisager à présent le calcul de celui d'un tube de ϕ et d'épaisseur e .

1.4 Méthode des tranches

Pour la détermination du moment de cintrage dans le cas d'un tube, on se propose de diviser la section de couronne du tube en tranches rectangulaires d'épaisseur $\Delta = e/2$ (figure I.3)

Hypothèse :

La section de la couronne est divisée en tranches et de façon que la somme des sections des tranches soit égale à la section de la couronne.

On appliquera alors la formule (13) pour la détermination du moment nécessaire au cintrage de la tranche numéro (i) soit alors M_i ce moment. La somme des moments M_i donne alors le moment de cintrage nécessaire pour tout le tube.

Pour chaque tranche les dimensions géométriques seront déterminées graphiquement et les bornes d'intégration s'en déduisant.

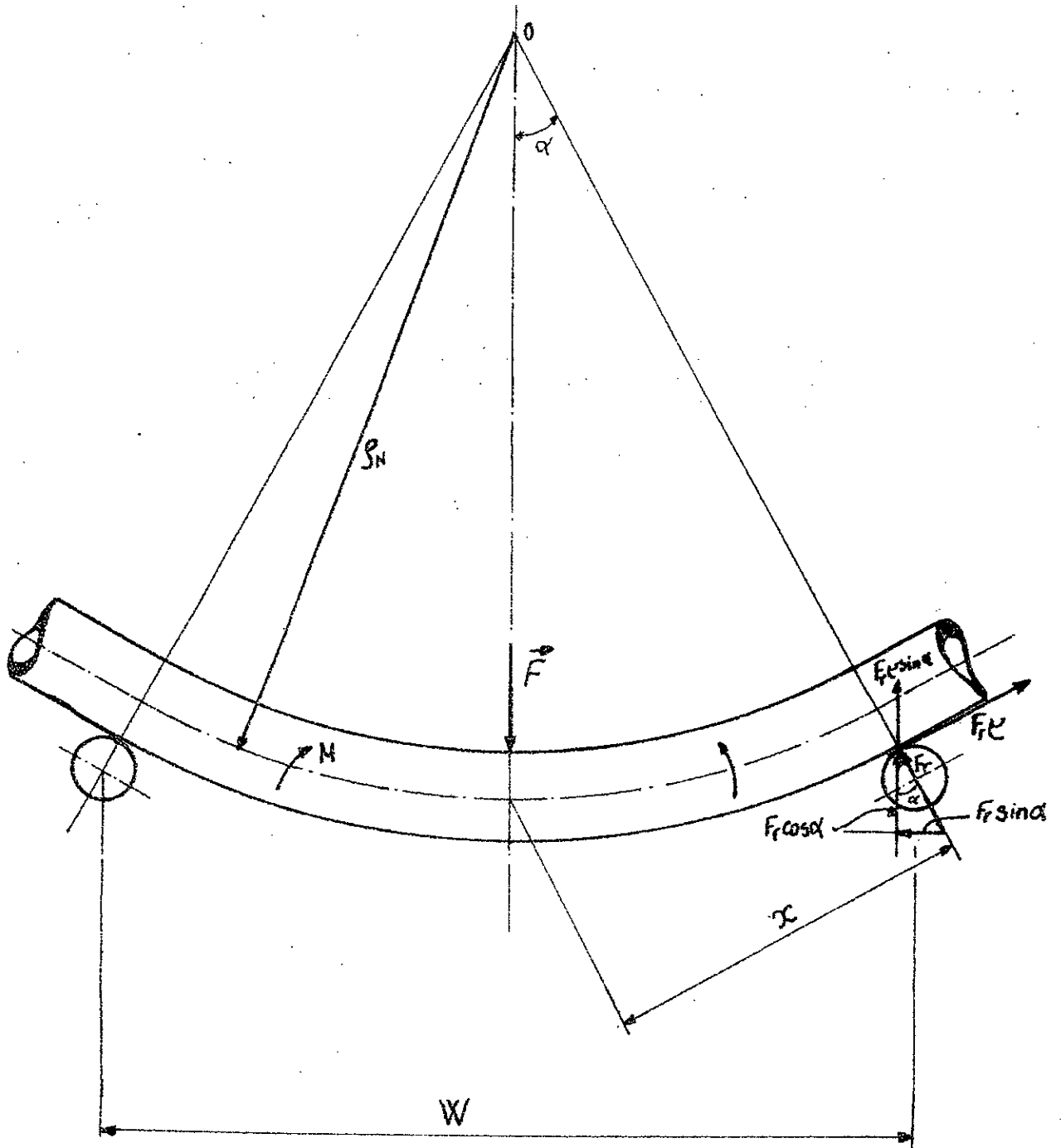


figure 1.8

1.4.1 Application :

D'après la figure (1.3) on peut écrire pour la tranche (i) en vertu de la formule (13)

$$M_i = \frac{1}{2} k_f \Delta \left\{ \left[\left(\frac{1}{2} + \ln \frac{P}{R_i} \right) \right]_{R_i - h_i}^{R_i} - \left[P^2 \left(\frac{1}{2} + \ln \frac{P}{r_i} \right) \right]_{r_i}^{r_i + h_i} \right\} \quad (13')$$

$$\Rightarrow M_i = \frac{1}{2} k_f \Delta \left\{ \frac{1}{2} (R_i^2 - r_i^2) - (R_i - h_i)^2 \left(\frac{1}{2} + \ln \frac{R_i - h_i}{R_i} \right) - (r_i + h_i)^2 \left(\frac{1}{2} + \ln \frac{r_i + h_i}{r_i} \right) \right\} \quad (14)$$

$$M = \sum_{i=1}^n M_i \quad (15) \quad n = \text{nombre de tranches.}$$

et de plus $k_f = f(E_{\max})$ et $E_{\max} = \frac{R_i - S_N}{S_N} 100 = \frac{e_i}{S_N} 100$

Le moment de cintre nécessaire est d'après la figure (1.8)

$$M = F_r \cdot x \quad (16)$$

ou : $F_r =$ réaction du flasque sur le tube

$$\text{et } x = \frac{1}{2} W \cos \alpha = S_N \operatorname{tg} \alpha$$

$$\text{d'où on tire que } M = F_r \cdot S_N \operatorname{tg} \alpha \quad (17)$$

$$\text{et } \frac{W}{S_N} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \quad (18)$$

De l'équation (18) on peut déduire que :

$$S_N \sin \alpha - \frac{W}{2 S_N} \cos^2 \alpha = 0 \quad (18')$$

sachant que $\cos^2 \alpha = 1 - \sin^2 \alpha$ on écrit que :

$$S_N \sin^2 \alpha + \frac{2 S_N}{W} S_N \sin \alpha - 1 = 0 \quad (19)$$

La connaissance du rayon de cintre S_N et de l'entraxe W entre les flasques latéraux rendra possible la résolution

de l'équation (19) et donc la connaissance de α .

A tout instant lors du cintrage, nous pouvons écrire l'équation d'équilibre suivante.

$$F_r = \frac{F}{2(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)} = \frac{F}{2\sqrt{1+\mu^2} \cos(\alpha - \omega)} \quad (20)$$

avec F = effort de cintrage

μ = Coefficient de frottement = 0.01

ω = $\arctg \mu = \arctg 0.01 \approx 0.57^\circ$

En remplaçant F_r par sa valeur dans l'équation (20) et en négligeant μ^2 devant 1 on obtient:

$$M = F_r \frac{S_N \lg \alpha}{2 \cos(\alpha - 0.57)} \quad (21)$$

d'où finalement l'équation donnant les efforts de cintrage en fonction du moment M , du rayon de cintrage S_N et du demi-angle au sommet α .

$$F = \frac{2M \cos(\alpha - 0.57)}{S_N \lg \alpha} \quad (22)$$

1.4.2 Remarque :

1. les résultats trouvés seront présentés dans un tableau où figureront tous les paramètres de calcul

2. Pour des simplifications de calcul on travaillera sur un tube de diamètre $D = 400$ mm et d'épaisseur $e = 26$ mm.

3. Tous les éléments de la cintruse seront dimensionnés en fonction de l'effort de cintrage nécessaire à ce tube.

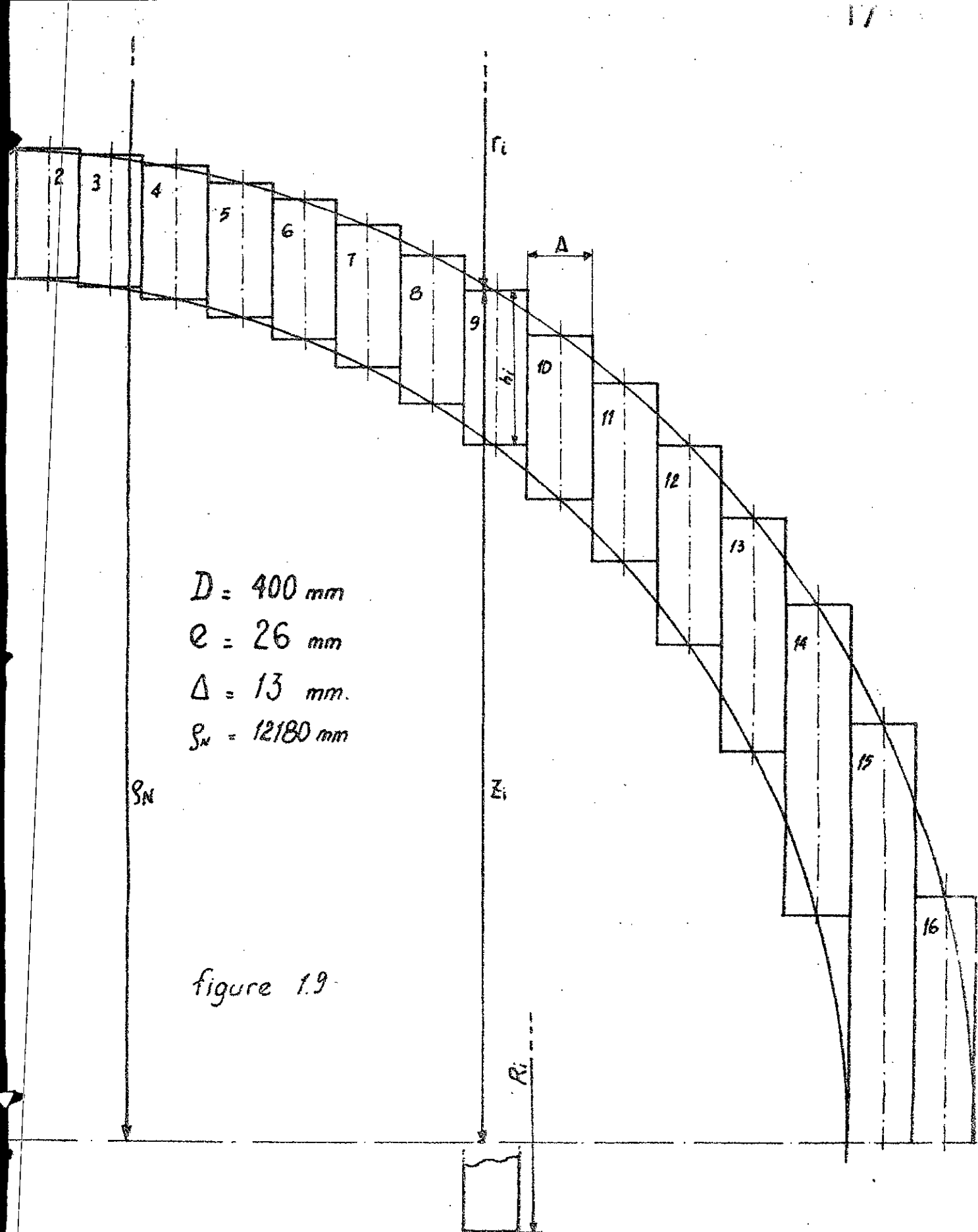
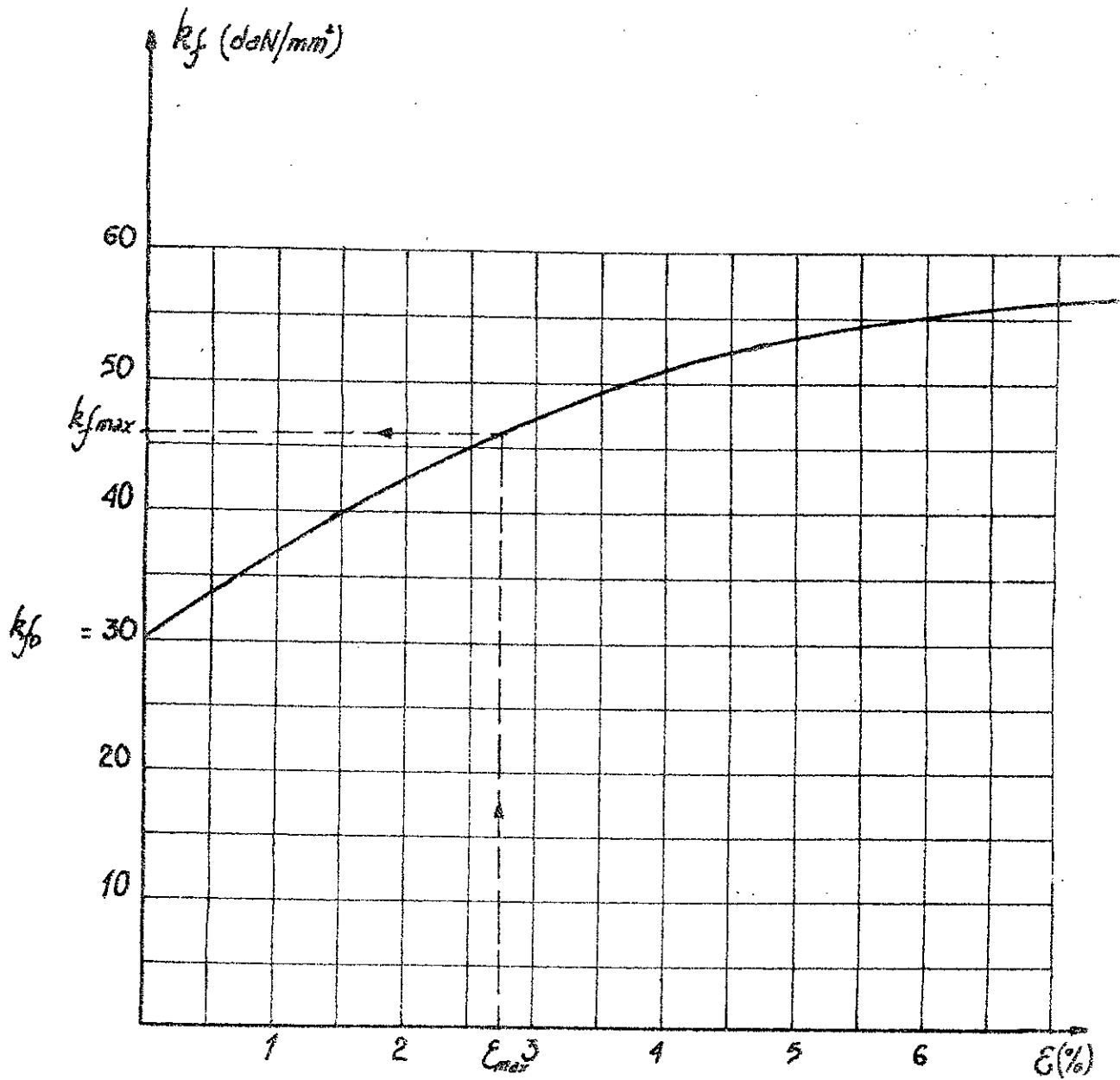


figure 1.9



Courbe de résistance à l'écoulement
d'un acier à 0.3% C

figure

N°	h_i (mm)	Z_i (mm)	$R_i = \rho_N + Z_i$ (mm)	$R_i - h_i$ (mm)	$r_i = \rho_N - Z_i$ (mm)	$r_i + h_i$ (mm)	E_{mar} (%)	k_f (N/mm)	M_i (kNm)
1	26	200	12380	12354	11980	12006	1.64	350	31.6
2	26	200	12380	12354	11980	12006	1.64	350	41.1
3	27	199	12379	12352	11981	12008	1.63	350	42.2
4	27	197	12377	12350	11983	12010	1.61	358	42.7
5	27	193	12373	12346	11987	12014	1.58	358	41.7
6	28	190	12370	12342	11990	12018	1.56	345	40.6
7	28	185	12365	12337	11995	12023	1.52	345	39.4
8	30	179	12359	12329	12001	12031	1.47	345	39.2
9	31	172	12352	12321	12008	12039	1.41	340	38.6
10	33	163	12343	12310	12017	12050	1.34	338	37.7
11	35	154	12334	12299	12026	12061	1.26	334	36.1
12	40	141	12321	12281	12039	12079	1.16	330	34.6
13	47	127	12307	12260	12053	12100	1.04	328	32.0
14	63	109	12289	12226	12071	12134	0.89	328	24.7
15	85	85	12265	12180	12095	12180	0.69	325	15.2
16	50	50	12230	12180	12130	12180	0.41	315	5.1

Tableau II

1.5 Exploitation des résultats

En exploitant les résultats du tableau (2) et par l'application de la formule (15) on peut calculer le moment M en tenant compte de la symétrie de la figure (1.9)

$$M = \left[M_1 + \sum_{i=2}^{16} M_i \right] \cdot 2 = 1053.4 \text{ kN.m}$$

Soit $W = 4.4 \text{ m}$ et avec $S_N = 30D = 12180 \text{ mm}$

la résolution de l'équation (19) donne la valeur de α
Soit finalement $\alpha = 9.89^\circ$

et d'après l'équation (22) on peut à présent calculer l'effort de cintrage

$$F = \frac{2M \cos(\alpha - 0.51)}{S_N \operatorname{tg} \alpha} = \frac{2 \cdot 1053400 \cos(9.89 - 0.51)}{12.18 \operatorname{tg} 9.89} = 979011 \text{ N}$$

$$F \approx 9.79 \cdot 10^5 \text{ N}$$

La valeur de F justifie bien l'utilisation d'un vérin hydraulique développant un effort de cent tonnes.

L'équation (20) donne la valeur de l'effort F_r soit

$$F_r = \frac{F}{2 \sqrt{1 - \nu^2} \cos(\alpha - \omega)} = \frac{9.79 \cdot 10^5}{2 \sqrt{1 - 0.01^2} \cos(9.89 - 0.51)} = 4.97 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$\text{Soit } f = F_r (\nu \sin \alpha + \cos \alpha) = 4.97 \cdot 10^5 (0.01 \sin 9.89 + \cos 9.89) = 4.9 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$\text{et } p = F_r \cos \alpha = 4.97 \cdot 10^5 \cos 9.89 \approx 4.87 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Conclusion :

les résultats principaux qui serviront aux dimensionnement de la cintréuse sont :

Tableau III

W (mm)	S_N (mm)	α (°)	M (N. mm)	F (N)	F_r (N)	f (N)
4400	12180	9.89	1053400	$9.79 \cdot 10^5$	$4.97 \cdot 10^5$	$4.9 \cdot 10^5$

$$\text{On pose } g = \frac{f}{2} = \frac{4.9 \cdot 10^5}{2} = 2.45 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (23)$$

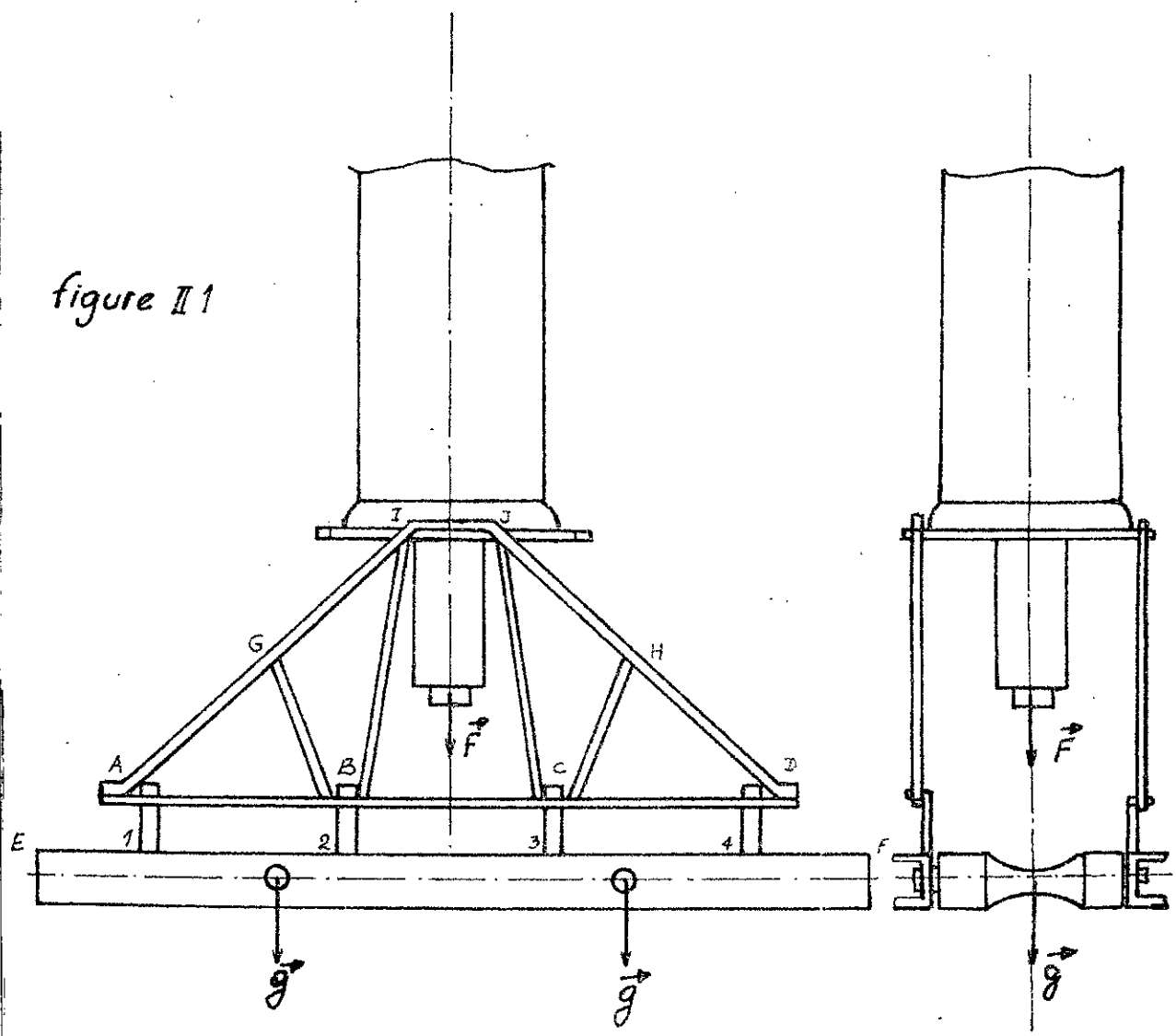
CHAPITRE 2

CALCUL DU SYSTEME TRIANGLE

UTILITE :

L'utilité du système triangulé est de réaliser une liaison en translation entre le cylindre du vérin et les flasques latéraux. Il sera constitué d'un assemblage de barres circulaires et son architecture est comme représenté en figure ci-dessous.

figure II 1



1.1 ÉTUDE STATIQUE

En isolant le flasque EF, on aura schématiquement la représentation ci-dessous avec $g = \frac{f}{2}$ = effort p exerçant sur chaque tourillon de galet latéral.

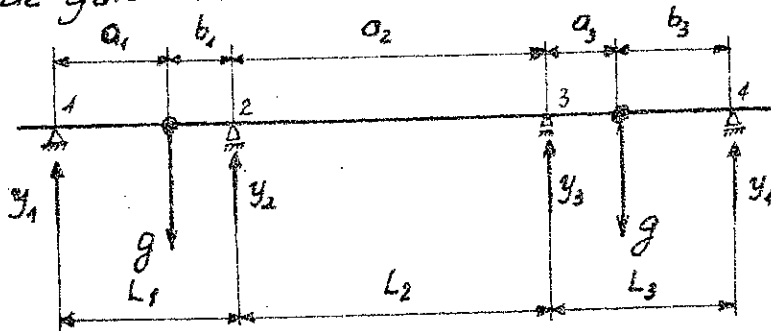


figure 2.2

Par l'application du théorème des trois moments, il est possible de déterminer les réactions d'appui y_1 , y_2 , y_3 et y_4 .

a) Travée de gauche.

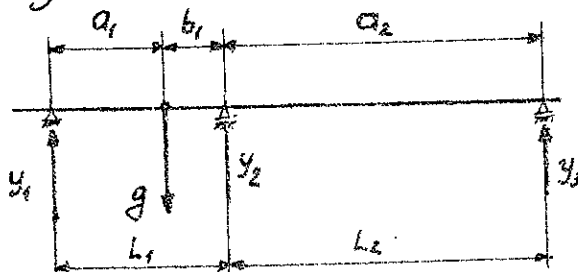


figure 2.13



$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 = -6 \frac{A_1 \tilde{a}_1}{L_1} - 6 \frac{A_2 \tilde{b}_2}{L_2} \quad (24)$$

$$\text{où } A_1 \tilde{a}_1 = \frac{1}{2} a_1 \frac{g a_1}{L_1} (L_1 - a_1) \cdot \frac{2}{3} a_1 + \frac{1}{2} (L_1 - a_1) \left[\frac{g a_1}{L_1} (L_1 - a_1) \right] \left[a_1 + \frac{1}{3} (L_1 - a_1) \right]$$

$$\text{d'où on a } \frac{6A_1 \tilde{a}_1}{L_1} = \frac{g a_1 (L_1^2 - a_1^2)}{L_1} \text{ et } A_2 \tilde{b}_2 = 0$$

Or $M_1 = 0$ d'où finalement l'équation :

$$2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 = - \frac{g a_1 (L_1^2 - a_1^2)}{L_1} \quad (25)$$

b/ Pavé de droite :

Vue la symétrie du système, c'est à dire en prenant

$$a_1 = b_3$$

$$b_1 = a_3$$

$$L_1 = L_3$$

et en vertu de l'équation (24) on peut écrire que

$$M_2 L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 L_3 = - \frac{6A_2 \tilde{a}_2}{L_2} - \frac{6A_2 \tilde{b}_3}{L_3}$$

$$\text{alors : } \frac{6A_2 \tilde{b}_3}{L_3} = \frac{g b_3 (L_3^2 - b_3^2)}{L_3}$$

$$\text{et } A_2 \tilde{a}_2 = 0 \quad \text{et de plus } M_4 = 0$$

d'où l'équation :

$$2M_3(L_2 + L_3) + M_2 L_2 = - \frac{g b_3 (L_3^2 - b_3^2)}{L_3} \quad (26)$$

Finalement on obtient un système d'équations permettant le calcul de M_2 et M_3 soit :

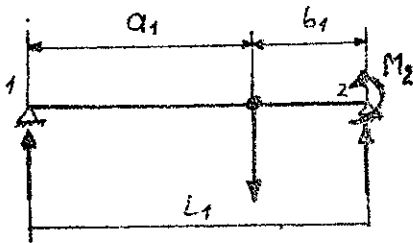
$$(27) \begin{cases} 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 = - \frac{g a_1 (L_1^2 - a_1^2)}{L_1} \\ 2M_3(L_1 + L_2) + M_2 L_2 = - \frac{g a_1 (L_1^2 - a_1^2)}{L_1} \end{cases}$$

La résolution du système (27) d'inconnues M_2 et M_3 donne :

$$M_2 = M_3 = \frac{(L_1 + L_2)(L_1^2 - a_1^2)}{L_1 [L_2^2 - 4(L_1 + L_2)^2]} g a_1 \quad (28)$$

On voit que $M_2 = M_3$; ce qui était prévisible à cause de la symétrie du système.

2 CALCUL DES REACTIONS D'APPUI



$$\sum M / \textcircled{2} = 0 \Rightarrow y_1 L_1 = g(L_1 - a_1) + M_2$$

$$\Rightarrow y_1 = \frac{L_1 - a_1}{L_1} g + \frac{M_2}{L_1} \quad (29)$$

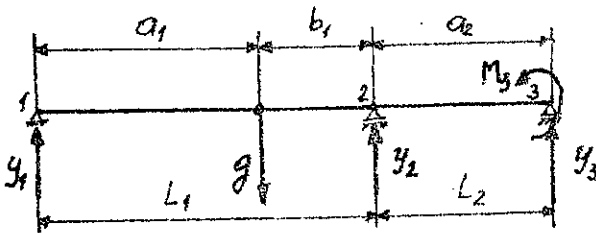


figure 2.14

$$\sum M / \textcircled{3} = 0 \Rightarrow y_1(L_1 + L_2) + y_3 L_2 = g(L_2 + L_1 - a_1) + M_3$$

$$\text{d'où : } y_3 = \frac{M_3}{L_2} + \frac{L_2 + L_1 - a_1}{L_2} g - \frac{y_1(L_1 + L_2)}{L_2} \quad (30)$$

Compte tenu de la symétrie du système, et des équations (28), (29) et (30) nous avons un système de trois équations à trois inconnues.

$$(31) \quad \begin{cases} y_1 = y_3 = \frac{L_1 - a_1}{L_1} g + \frac{M_2}{L_1} \\ y_2 = y_3 = \frac{L_1 + L_2 - a_1}{L_2} g - \frac{L_1 + L_2}{L_2} y_1 + \frac{M_2}{L_2} \\ M_2 = M_3 = \frac{(L_1 + L_2)(L_1^2 - a_1^2)}{L_1 [L_2^2 - 4(L_1 + L_2)^2]} g \end{cases}$$

Application numérique :

$$L_1 = L_3 = 1.3 \text{ m}$$

$$L_2 = 2.4 \text{ m}$$

$$a_1 = b_3 = 0.3 \text{ m}$$

$$b_1 = a_3 = 1.0 \text{ m}$$

$$M_2 = M_3 = - 6830.7 \text{ N.m}$$

$$y_1 = y_4 = 183207 \text{ N}$$

$$y_2 = y_3 = 61793 \text{ N}$$

$$g = \frac{f}{2} = \frac{4.9 \cdot 10^5}{2} = 2.45 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Vérification :

$$\sum y_i / y = 0 \Rightarrow y_1 + y_2 - g = 0$$

ce qui est bien vrai.

3 DIMENSIONS DU TRIANGLE

3.1 Méthode de CREMONA

On utilisera la méthode de Crémone pour déterminer tous les efforts s'exerçant sur chaque barre.

3.1.1 Hypothèse :

On isole le triangle et on déterminera tous les efforts qui s'y appliquent; ensuite on isole séparément chaque nœud et on déterminera les efforts sur les barres aboutissant en tenant compte de l'influence des nœuds voisins.

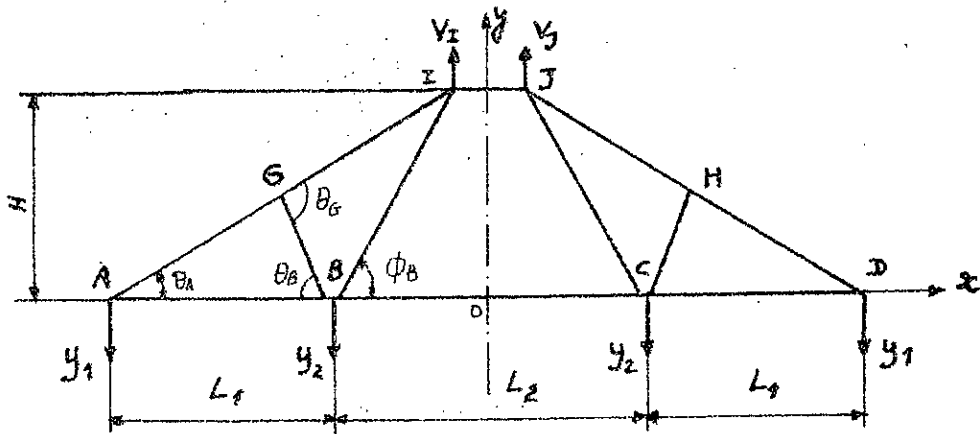


figure 03

On se fixe les dimensions suivantes :

$$L_1 = 1300 \text{ mm} ; \quad L_2 = 2400 \text{ mm} ; \quad H = 800 \text{ mm}$$

D'où les angles θ_A ; θ_B , θ_G et ϕ_B :

$$\theta_A = 17.74^\circ , \quad \theta_B = 82.87^\circ ; \quad \theta_G = 100.6^\circ , \quad \phi_B = 33.7^\circ$$

La projection de tous les efforts sur l'axe (Oy) donne :

$$\sum y_i / oy = 0 \Rightarrow V_I + V_J = 2(y_1 + y_2) = 2g = f = 4.9 \cdot 10^5 \text{ N}$$

à cause de la symétrie, il est évident qu'on écrit

$$V_I = V_J \Rightarrow V_I = V_J = 2.45 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (32)$$

Remarque :

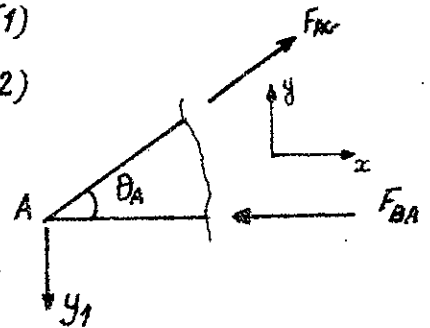
En réalité, l'effort $(V_I + V_J)$ est un effort réparti uniformément entre le point (I) et le point (J)

a) Nœud (A)

$$\sum F/x = 0 \Rightarrow -F_{BA} + F_{AG} \cos \theta_A = 0 \quad (1)$$

$$\sum F/y = 0 \Rightarrow y_1 = F_{AG} \sin \theta_A \quad (2)$$

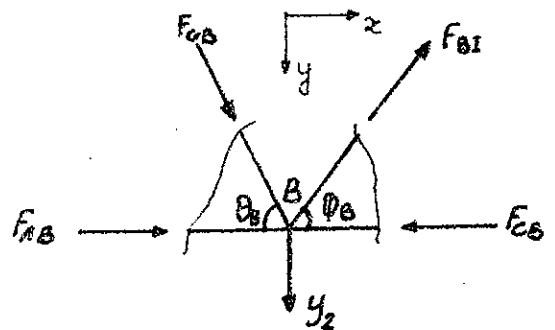
$$(2) \Rightarrow F_{AG} = \frac{y_1}{\sin \theta_A}$$



$$F_{AG} = \frac{183207}{\sin 17.74} = 601274 \text{ N}$$

$$(1) \Rightarrow F_{BA} = F_{AG} \cos \theta_A = 601274 \cos 17.74 = 572682 \text{ N}$$

b) Nœud (B)



$$\sum F/x = 0 \Rightarrow F_{AB} - F_{CB} + F_{BI} \cos \phi_B + F_{BB} \cos \theta_B = 0 \quad (3)$$

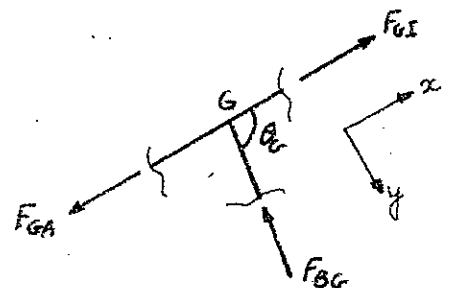
$$\sum F/y = 0 \Rightarrow y_2 + F_{BB} \sin \theta_B - F_{BI} \sin \phi_B = 0 \quad (4)$$

c) Nœud (G)

$$\sum F/x = 0$$

$$\Rightarrow F_{GI} - F_{GA} - F_{BG} \cos \theta_G = 0 \quad (5)$$

$$\sum F/y = 0 \Rightarrow F_{BG} \sin \theta_G = 0 \quad (6)$$



$$\textcircled{6} \Rightarrow F_{BC} = 0 \text{ puisque } \sin \theta_0 \neq 0.$$

$$\textcircled{5} \Rightarrow F_{GI} = F_{GA}$$

$$\textcircled{4} \Rightarrow F_{BI} \sin \phi_B = y_2 \Rightarrow F_{BI} = \frac{y_2}{\sin \phi_B} = \frac{61793}{\sin 33.7} = 111370 \text{ N}$$

$$F_{GI} = F_{GR} = 601274 \text{ N}$$

$$\textcircled{3} \Rightarrow F_{CB} = F_{IB} + F_{BI} \cos \phi_B$$

$$F_{CB} = 572682 + 111370 \cos 33.7 = 665337 \text{ N}$$

$F_{GB} = 0$ donc la barre (GB) peut paraître surabondante mais on la gardera comme même, elle pourra servir de sécurité pour d'éventuels efforts parasites qui peuvent avoir lieu.

Remarque : D'après les résultats obtenus, toutes les barres sont sollicitées en traction. Soient F_{ti} ces efforts.

3.2 Section des barres

Pour la construction du triangle on prendra des barres circulaires d'un acier de nuance XC80F dont la contrainte admissible à la traction est $\sigma_{adm} = 350 \text{ N/mm}^2$.

la condition de sécurité donne :

S

$$S_i \geq \frac{F_{ti}}{\sigma_{adm}} \quad (32)$$

où : S_i = section de la barre (i)

F_{ti} = effort de traction sur la barre (i)

σ_{adm} = contrainte admissible en traction.

Étant donné que les barres sont circulaires, on aura :

$$S_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \Rightarrow d_i = \sqrt{\frac{4S_i}{\pi}}$$

d'où finalement les résultats regroupés dans le tableau ci-dessous :

Tableau III

Barres	F_E (N)	$S_i \geq \dots$ (mm)	$d_i \geq \dots$ (mm)
AB et CD	572683	1637	45.6
AG et HD	601274	1718	46.7
GI et HI	601274	1718	46.7
BC	665335	1901	49.2
GB	0	0	0

Pour uniformiser la construction, on prendra pour diamètre des barres $d = 52$ mm et malgré que la barre GB semble être en surplus, on la gardera tout de même pour d'éventuels efforts parasites qui peuvent avoir lieu on prendra $d_{GB} = 25$ (NFA 45-003).

3.3 Calcul de soudure

L'assemblage de toutes les barres constituant le triangle se fera par soudage avec préchauffement.

Comme on peut le constater, d'après le tableau des résultats ci-dessous, le cordon de soudure situé sur la barre AG est le plus sollicité, c'est pourquoi le calcul sera fait à lui seul.

la methode d'assemblage et de soudage sera exécutée comme indiquée sur la figure 3.12 a.

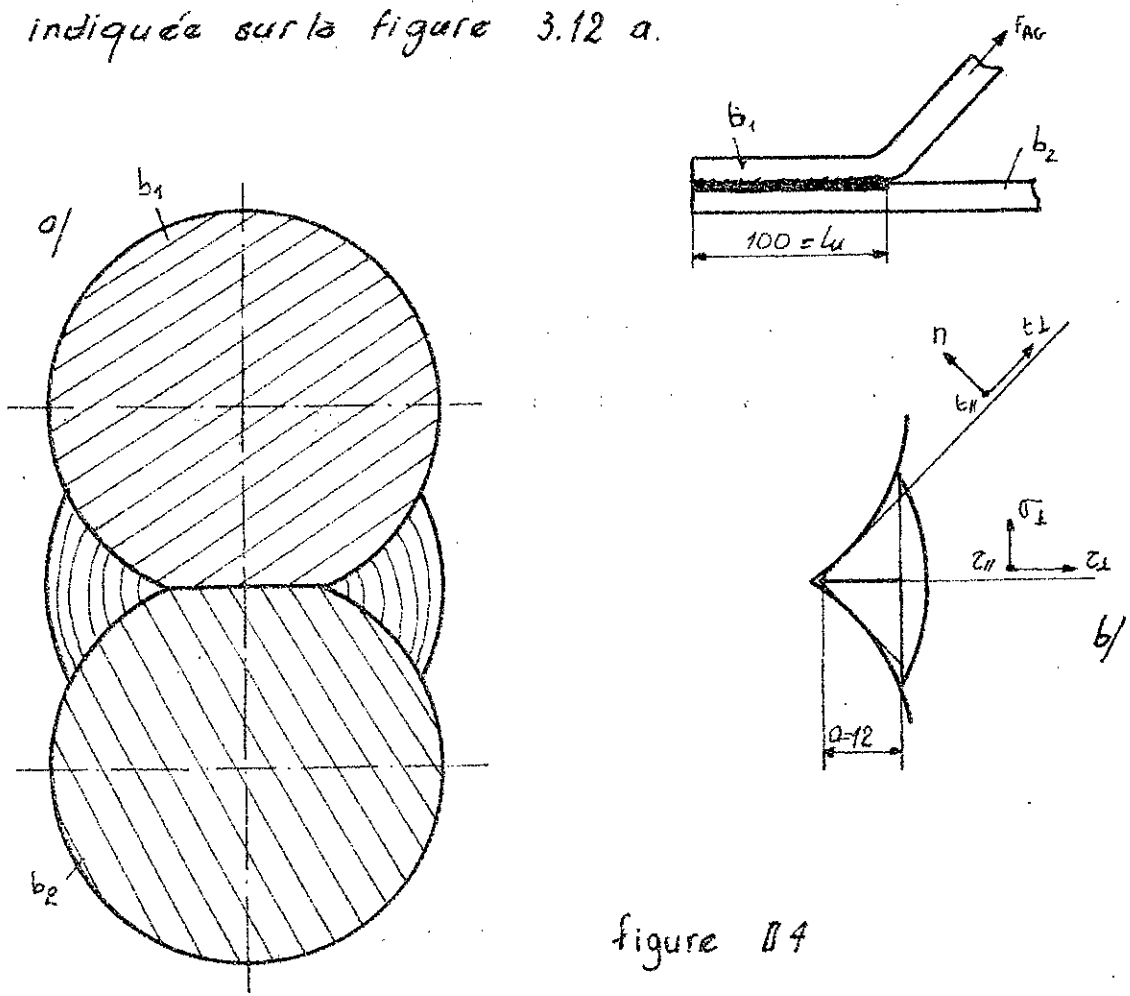


figure B4

le calcul se fera par le critère de cisaillement maximal
la contrainte de cisaillement maximal est donnée par :

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_I^2 + 1.8 (\tau_{II}^2 + \tau_{II})} \leq \sigma_{traction}$$

D'après la figure (3.12 b) on a les relations suivantes :

$$n = 0$$

$$\tau_{II} = \frac{F_{Ag} \cos \theta}{2 a \cdot l_u} ; \quad \tau_{II} = \frac{F_{Ag} \sin \theta}{2 a \cdot l_u}$$

$$A.N : a = 12 \text{ mm} \quad \theta = 17.74^\circ$$

$$L_u = 100 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$F_{AG} = 601274 \text{ N}$$

$$\Rightarrow \epsilon_{\perp} = \frac{601274 \cos 17.74}{2 \cdot 12 \cdot 100} = 238.6 \text{ N/mm}^2$$

$$\epsilon_{\parallel} = \frac{601274 \sin 17.74}{2 \cdot 12 \cdot 100} = 76.3 \text{ N/mm}^2$$

D'après la figure (3Rb) les valeurs de σ_{\perp} , τ_{\perp} et τ_{\parallel} seront :

$$\sigma_{\perp} = \epsilon_{\perp} \sin \phi$$

$$\tau_{\perp} = \epsilon_{\perp} \cos \phi$$

$$\tau_{\parallel} = \epsilon_{\parallel}$$

avec $\phi = 54^\circ$ nous avons alors :

$$\sigma_{\perp} = 238.6 \sin 54 = 193 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\perp} = 238.6 \cos 54 = 140.2 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\parallel} = 76.3 \text{ N/mm}^2$$

d'où finalement :

$$\sigma_c = \sqrt{193^2 + 1.8(140.2^2 + 76.3^2)} = 288 \text{ N/mm}^2 < 350 \text{ N/mm}^2$$

Ce qui vérifie parfaitement le cordon de soudure.

3.4 Dimensions des flasques latéraux

Les flasques latéraux ont une double fonction : supporter les galets latéraux et réaliser la liaison vérin-triangulé.

Pour leur construction, on prendra un profilé en U, auquel on adjoindra un profilé plat qui lui sera soudé sur toute sa longueur - les matériaux seront l'acier XC32 avec $\sigma_{\text{ad}} = 200 \text{ N/mm}^2$

Le moment fléchissant maximum qui s'exerce sur chaque flasque est donné par :

$$M_{fmax} = \frac{a_i (L_i - a_i)}{L_i} \quad (33) \quad \text{voir page (23)}$$

avec $g = 2.45 \cdot 10^5 \text{ N}$

$a_i = 0.3 \text{ m}$

$L_i = 1.3 \text{ m}$

$$\Rightarrow M_{fmax} = \frac{(1.3 - 0.3) \cdot 0.3}{1.3} \cdot 2.45 \cdot 10^5 = 56538 \text{ N.m}$$

La section dangereuse du flasque a pour dimensions comme représentée en figure II.5

La contrainte due au moment fléchissant est donnée par :

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{W_z} \quad (34)$$

ou W_z : moment d'inertie résistant de la section dangereuse.

$$W_z = W_{zU} + W_{zP} - W_{z\phi}$$

$$W_z = 331000 + 20000 - 3220 = 347780 \text{ mm}^3$$

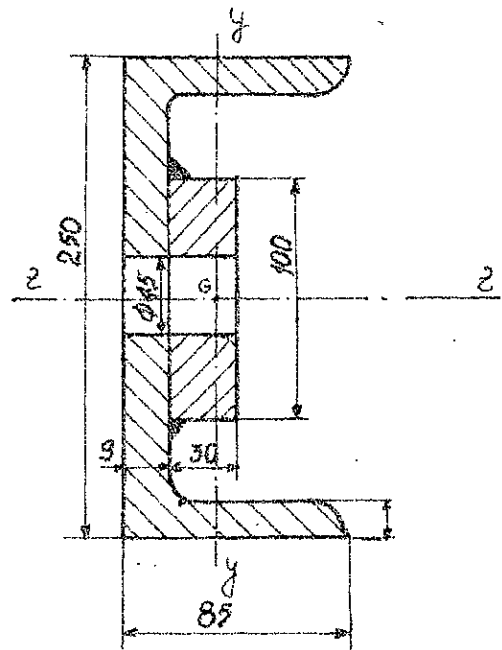


figure II.5

l'application de la formule (34) donne :

$$\sigma = \frac{56538}{347780} = 163 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{adm} = 200 \text{ N/mm}^2.$$

4 CALCUL DES LIAISONS (1.A), (2.B), (3.C), (4.D)

D'après le calcul donnant les réactions d'appuis, on peut remarquer que (1.A) est le plus sollicité (voir page 26).

La liaison en (1) se fera par boulon.

4.1 Calcul de boulons

l'effort de traction y_1 crée une contrainte normale σ sur les boulons de diamètre d_3

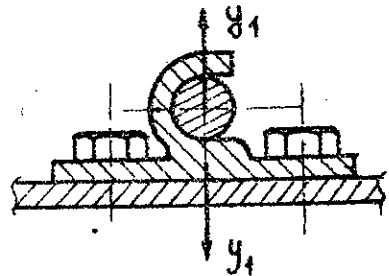


figure 06

$$\sigma = \frac{4y_1}{n^2 \pi d_3^2} \quad (35)$$

la contrainte résultante due aux sollicitations composées est d'après la relation de saint Venant :

$$\sigma_r = 0.35 \sigma + 0.65 \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (36)$$

avec $\tau = \frac{3.2 y_1}{n^2 \pi d_3^2}$ (37) $n =$ nombre de boulons.

à cause des concentrations de contrainte on écrira que $\sigma_{max} = k \sigma_r$ ou $k = 2.5$ pour ISO

$$\Rightarrow \sigma_{max} = k \left[0.35 \cdot \frac{4y_1}{n^2 \pi d_3^2} + 0.65 \sqrt{\left(\frac{4y_1}{n^2 \pi d_3^2} \right)^2 + 4 \left(\frac{3.2 y_1}{n^2 \pi d_3^2} \right)^2} \right] \quad (38)$$

Pour $y_1 = 183207 \text{ N}$ on aura :

$$\sigma_{max} = 2.5 \left[0.445 + 1.561 \right] \frac{y_1}{n^2 d_3^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$\Rightarrow d_3 \geq \sqrt{\frac{5.016 \cdot y_1}{n^2 \sigma_{adm}}} \quad (39)$$

Soit $n = 4$ boulons et $\sigma_{adm} = 100 \text{ N/mm}^2$, alors d'après la relation (39) le diamètre nominal du boulon sera :

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{5.016 \cdot 183207}{16 \cdot 180}} = 17.86 \text{ mm}$$

On utilisera donc pour chaque liaison 4 boulons M20.2.5

4.2 Dimensions du crochet

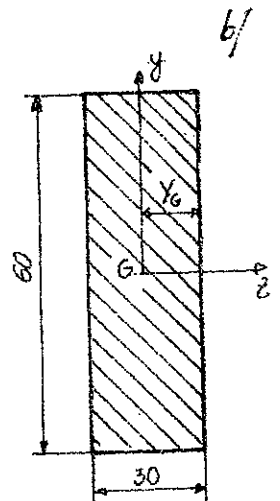
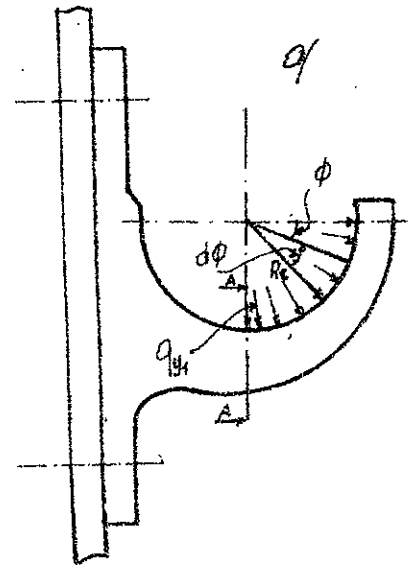
L'effort y_1 qui est la réaction de l'appui ① est réparti uniformément sur la moitié de section du demi-cylindre supportant la barre parallèle du triangle. Soit q_{y_1} (N/mm^2) cet effort. En désignant par d_c le diamètre de la section active du crochet, et par l_c sa longueur, on aura :

$$q_{y_1} = \frac{4 y_1}{\pi d_c l_c} \quad (40)$$

Cet effort réparti engendre un moment de flexion $M_f(\phi)$ sur la mâchoire du crochet et une contrainte de traction σ_t d'après la figure (II 7 a) on écrira :

$$dM_f(\phi) = q_{y_1} \frac{d_c}{2} \cdot l_c \cdot \frac{d_c}{2} (1 - \sin\phi) d\phi \quad (41)$$

Ce moment est maximum au niveau de la section (A-A) c'est à dire pour $\phi = \frac{\pi}{2}$



A-A

figure II 7

l'intégration de l'équation (41) donne :

$$M_{f \max} = q y_1 \frac{d_c^2}{4} l_c \int_0^{\pi/2} (1 - \sin \phi) d\phi$$

$$M_{f \max} = q y_1 \frac{d_c^2}{4} l_c \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \quad (42)$$

Dans cette section, la contrainte de traction due au moment fléchissant vaut :

$$\sigma_{f \max} = \frac{M_{f \max} Y_0}{I_z} \quad (43)$$

ou I_z = moment d'inertie de la section, il vaut :

$$I_z = 60 \cdot \frac{30^3}{12} = 135000 \text{ mm}^4$$

$$\text{et } Y_0 = 15 \text{ mm}$$

De plus, la contrainte de traction due à y_1 vaut :

$$\sigma_t = \frac{y_1}{A_c} \quad (44)$$

ou A_c = Aire de la section dangereuse (A-A)
la loi de la sollicitation composée donne

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_f \quad (45)$$

$$\text{A.N: } y_1 = 183207 \text{ N}$$

$$A_c = 60 \cdot 30 = 1800 \text{ mm}^2$$

$$d_c = 54 \text{ mm}$$

$$l_c = 60 \text{ mm}$$

$$I_z = 135000 \text{ mm}^4, \quad Y_0 = 15 \text{ mm}$$

de l'équation (44) on tire:

$$\sigma_t = \frac{183\,207}{1800} = 102 \text{ N/mm}^2$$

$$(40) \Rightarrow q_y = \frac{4 \times 183\,207}{\pi \cdot 54 \cdot 60} = 72 \text{ N/mm}^2$$

$$(41) \Rightarrow M_{fmax} = 72 \cdot \frac{54^2}{4} \cdot 60 \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) = 1797597.5 \text{ N.mm}$$

$$(43) \Rightarrow \sigma_f = \frac{1797597.5 \cdot 15}{135\,000} \approx 200 \text{ N/mm}^2$$

$$(45) \Rightarrow \sigma = \sigma_t + \sigma_f = 102 + 200 = 302 \text{ N/mm}^2$$

la condition de sécurité fait qu'on doit satisfaire la relation $\sigma < \sigma_{adm}$

Ceci sera réalisé en prenant un matériau de nuance

XC 32 f pour la réalisation du crochet - $\sigma_{adm} = 350 \text{ N/mm}^2$

CHAPITRE 3

OUTILS DE CINTRAGE

1 GALET CINTREUR

Le galet cintreur doit présenter une forme qui épouserait celle du tube à cintrer. Chaque galet cintreur constitue un outil spécifique de cintrage pour un tube donné.

Le diamètre de la gorge de l'outil doit être légèrement plus grand que celui du tube à cintrer ; car les fabricants de tubes conseillent

$$D_{\text{reel tube}} = D_{\text{outlg.}} \mp 1\text{mm} \quad (\text{pour les grands diamètres})$$

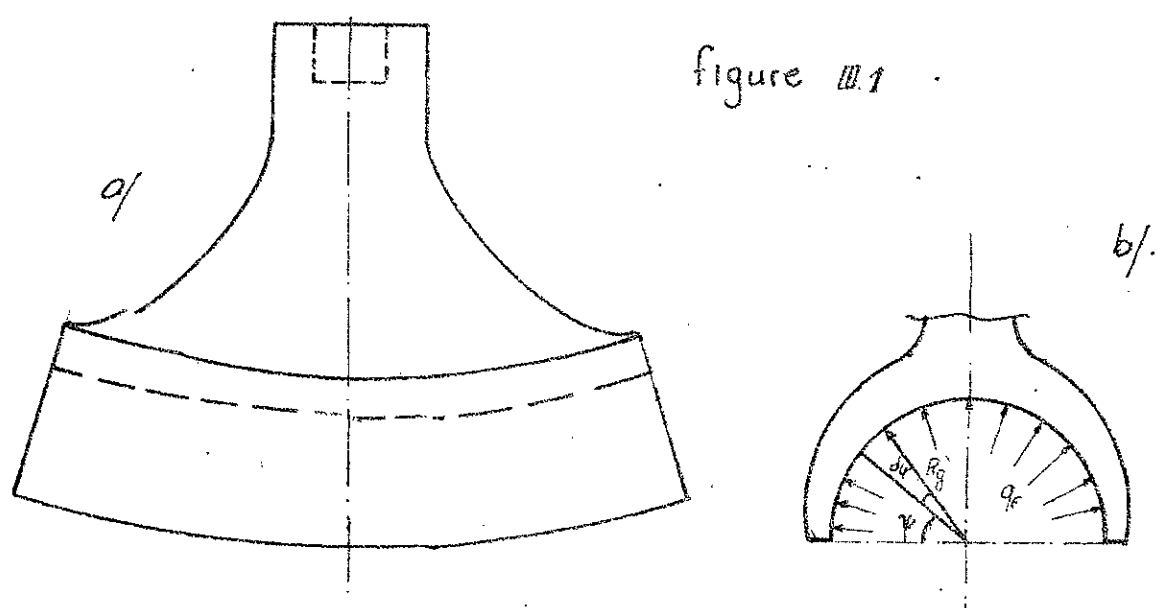
1.1 Galet cintreur pour tube de $\phi 406.4$

Pour le calcul de ce galet, on suppose que l'effort de cintrage est réparti uniformément sur toute sa section active (figure III.1 b)

Soit q_f cet effort en (N/mm^2) . Puisque le rayon de cintrage est très grand (12180mm) on peut admettre que la surface active de l'outil qui est la section de contact outil-tube est un demi cylindre de diamètre $D_{\text{tube}} + 2\text{mm} = 406 + 2 = 408\text{mm}$

Soit $l = 600\text{mm}$ la longueur de ce demi cylindre

figure III.1



En réalité la longueur (l_0) représente celle d'un arc d'angle au sommet égal α :

$$\alpha = \frac{l_0}{\pi \left(R_u - \frac{D}{2} \right)} = \frac{600}{\pi (12180 - 204)} = 0.015 \text{ rd}$$

Soit S_0 : section active de l'outil

$$S_0 = l_0 \cdot \pi \cdot \frac{D}{2} = 600 \cdot \pi \cdot \frac{408}{2} = 384531 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

l'effort réparti q_F sera donc

$$q_F = \frac{F}{S_0} = \frac{9.81 \cdot 10^5}{384531} = 2.55 \text{ N/mm}^2 \quad (47)$$

D'après la figure (III.1.b) on peut écrire que le moment engendré par q_F par rapport à un point d'une section quelconque de la mecheire de l'outil est :

$$dM_f(\psi) = q_F \cdot R_g \cdot l_0 \cdot R_g (1 - \sin \psi) d\psi$$

où R_g : rayon du galet = $D/2$

$$\text{d'où } M_{f_{\max}} = \int_0^{\pi/2} q_F R_g^2 l_0 (1 - \sin \psi) d\psi = \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) q_F l_0 R_g^2$$

Ce moment $M_{f_{\max}}$ se situe au niveau de la section d'encastrement de la mecheire.

la contrainte de traction maximale au niveau de cette section est donnée par :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f_{\max}} \cdot Y_o}{I_e} \quad (48)$$

ou $I_z =$ moment d'inertie de la section :

$$I_z = 600 \cdot \frac{45^3}{12} - 4 \cdot 75 \cdot \frac{20^3}{12} = 4556250 \text{ mm}^4$$

$$x_G = \frac{\sum A_i x_{Gi}}{\sum A_i} \quad (49)$$

avec

$A_i =$ aire d'un élément (i) de la section

$x_{Gi} =$ distance du centre de gravité de l'élément de section (i) au point O

$x_G =$ Centre de gravité de la section

$$\sum A_i = 45 \cdot 600 - 4(75 \cdot 20) = 21000 \text{ mm}^2$$

De l'équation (49) on tire :

$$x_G = 0 + \frac{5 \cdot (60 \cdot 20) \cdot 22,5}{21000} = 6,42 \text{ mm}$$

$y_G =$ distance du centre de gravité de la section à la fibre la plus éloignée

Des équations (47) et (48) on tire :

$$\sigma_{\max} = \frac{\left(\frac{\pi}{2} - 1\right) q_F \cdot l_0 \cdot R_g^2 \cdot y_G}{I_z} \quad (49)$$

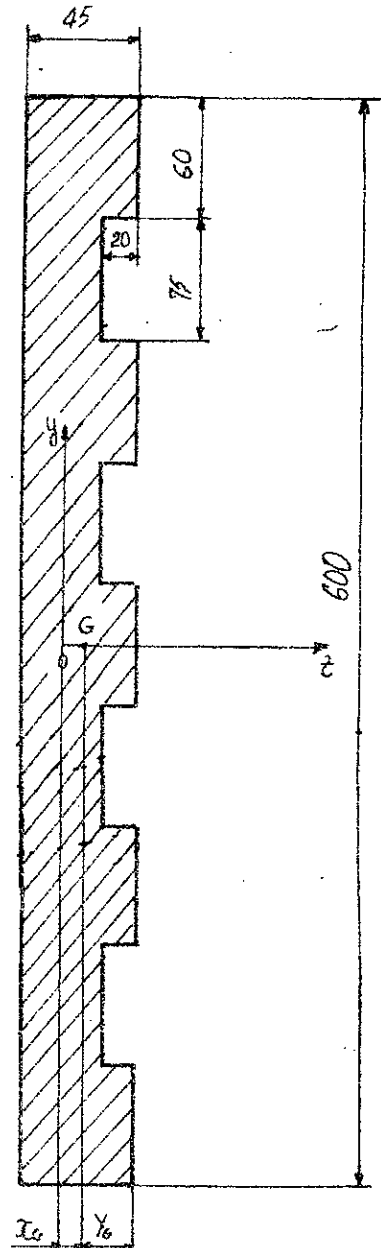


figure III.2

A.N :

$$q_F = 2.55 \text{ N/mm}^2$$

$$l_a = 600 \text{ mm}$$

$$R_g = 204 \text{ mm}$$

$$Y_c = 26 \text{ mm}$$

$$I_z = 4\,556\,250 \text{ mm}^4$$

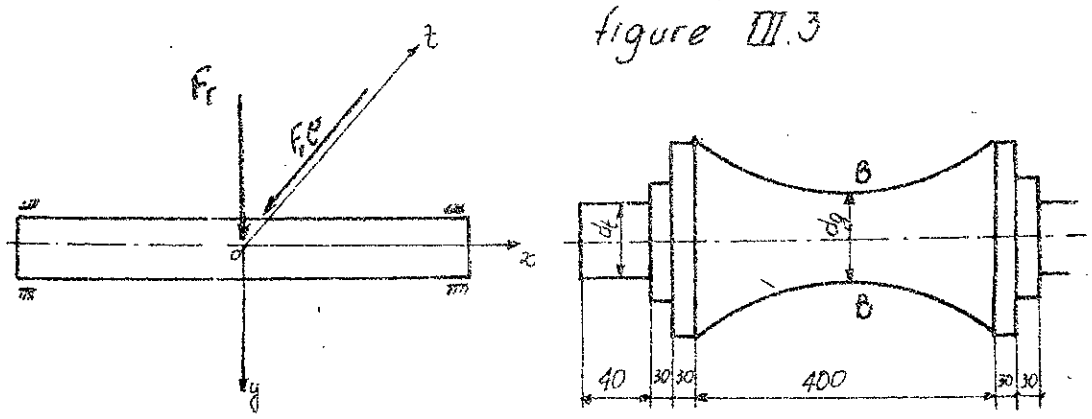
$$\Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{(\frac{\pi}{2} - 1) \cdot 2.55 \cdot 600 \cdot 204^2 \cdot 26}{4\,556\,250} = 207 \text{ N/mm}^2$$

Le galet cintré Aero fabriqué par moulage avec un aci de nuance XC 18 f dont la contrainte admissible est $\sigma_{adm} = 250 \text{ N/mm}^2$.

12 Galet latéral

Les galets latéraux doivent être fabriqués de façon que leur surface active épouse la forme cylindrique du tube à cintrer ceci seulement dans le cas de cintrage des tubes de faibles et moyens diamètres (12 ÷ 100 mm) ou de ϕ : le galet pour tube de $\phi 406,4$ peut servir sans trop de diffie

Chaque galet tient de part et d'autre par deux tourillon aux flasques latéraux (profilé en U) et sont soumis lors du cintrage aux efforts (F_r) et (F_{rL})



of Effort selon (x, y)

Vue la symétrie du galet;
On peut écrire immédiatement
que

$$R_{1H} = R_{2H} = \frac{F_r}{2} \quad (49)$$

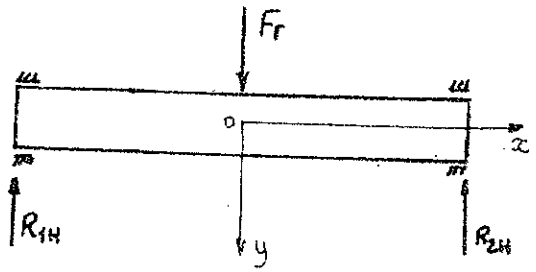
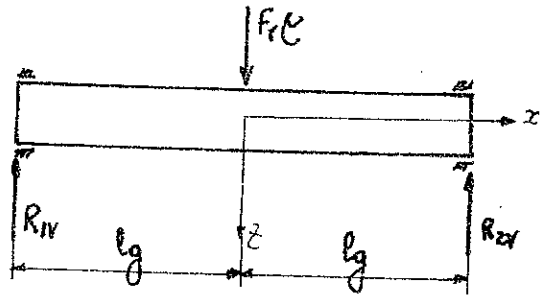


figure III.4

b) Effort selon (x, z)

De la même façon que
précédemment, on peut
écrire que :

$$R_{1V} = R_{2V} = \frac{F_r e}{2} \quad (50)$$



Donc, des équations (49) et (50) on calcule les réactions
d'appui en écrivant que :

$$\begin{aligned} R_1 = R_2 &= \sqrt{R_{1H}^2 + R_{1V}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_r e}{2}\right)^2} \\ &= \frac{F_r}{2} \sqrt{1 + e^2} \quad (51) \end{aligned}$$

le moment de flexion maximum est donné par la relation :

$$M_{\max} = R_1 \cdot l_g \quad (52)$$

ce moment est celui au niveau de la section (B-B) c'est à
dire au centre du galet (figure III.4)

La contrainte maximale dans cette section est donnée par

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f\max} \cdot \frac{d_g}{2}}{\pi \frac{d_g^4}{64}} = \frac{32 M_{f\max}}{\pi d_g^3} \quad (53)$$

où d_g : diamètre du centre du galet.

La condition de sécurité impose qu'on ait $\sigma_{\max} \leq \sigma_{adm}$
de la relation (53) on peut écrire que :

$$\sigma_{adm} \geq \frac{32 M_{f\max}}{\pi d_g^3} = \frac{32 \frac{F_r}{2} l_g \sqrt{1+\epsilon^2}}{\pi d_g^3}$$

$$\Rightarrow d_g \geq \sqrt[3]{\frac{16 F_r l_g \sqrt{1+\epsilon^2}}{\pi \sigma_{adm}}} \quad (54)$$

Le galet latéral sera fabriqué comme le galet cintreur en
acier de moulage de nuance XC32f et avec $\sigma_{adm} = 300 \text{ N/mm}^2$

$$A.N : F_r = 4.97 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$l_g = 280 \text{ mm}$$

$$\epsilon = 0.01$$

$$\sigma_{adm} = 300 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow R_1 = \frac{4.97 \cdot 10^5}{2} \cdot \sqrt{1+(0.01)^2} = 248512 \text{ N}$$

$$d_g \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4.97 \cdot 10^5 \cdot 280 \cdot \sqrt{1+(0.01)^2}}{\pi \cdot 300}} = 133 \text{ mm}$$

à cause de l'usure du galet on prendra $d_g = 135 \text{ mm}$

21 Calcul des tourillons :

a/ Calcul au cisaillement :

Soit τ la contrainte de cisaillement et S_t la section du tourillon

$$\tau = \frac{R_1}{S_t} = \frac{4R_1}{\pi d_t^2} \leq \tau_{adm}$$

$$\Rightarrow d_t \geq \sqrt{\frac{4R_1}{\pi \tau_{adm}}} \quad (55)$$

A.N : $R_1 = 298512 \text{ N}$

$\tau_{adm} = 160 \text{ N/mm}^2$

$$\Rightarrow d_t \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 298512}{\pi \cdot 160}} = 44.4 \text{ mm} \quad (56)$$

b/ A la pression d'écrasement

$$dR_1 = p \cos \phi \frac{d_t}{2} l_t d\phi$$

 $\pi/2$

$$\Rightarrow R_1 = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p \frac{d_t}{2} l_t \cos \phi d\phi$$

$$= p d_t l_t \Rightarrow p = \frac{R_1}{d_t l_t} \leq p_{adm} \quad (57)$$

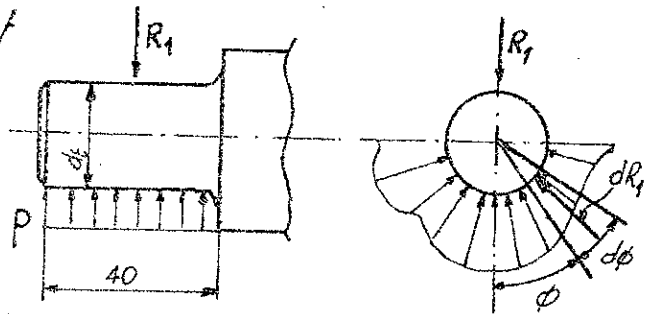


figure III 5

de la relation (56) on peut déduire le diamètre du tourillon

$$d_t \geq \frac{R_1}{p_{adm} l_t} = \frac{298512}{200 \cdot 40} = 37 \quad (58)$$

du résultat (56) et (58) on adopte $d_t = 45 \text{ mm}$

CHAPITRE 4

ETUDE DU VERIN HYDRAULIQUE

TYPE DE VERIN

Dans ce genre de cintrouse où l'effort de cintrage est très important (100T dans notre cas) l'utilisation d'un moyen hydraulique s'impose. A l'aide d'un vérin, il est possible d'exercer des efforts considérables.

Deux types de vérins peuvent répondre à cette exigence :

les vérins hydrauliques à simple et à double effets.

Les premiers sont dits "à retour automatique" - ils se caractérisent par le fait que le retour du piston est assuré par un ressort de rappel. Cette particularité constitue aussi leur faiblesse : non seulement le ressort a moins de force en fin de compression mais qui plus est, il perd peu à peu de sa rigidité et de son efficacité ; en outre le retour complet du piston lors des contrôles en cours de travail entraîne une perte de temps.

C'est ainsi que le vérin simple effet ne constitue une solution acceptable que sur des cintrouses moins élaborées.

La solution absolue est la cintrouse à vérin double effet hydraulique. Ce vérin a la particularité de posséder un double circuit hydraulique permettant, par pression hydraulique de déplacer le piston en avant ou en arrière. Cette solution offre des avantages importants :

- le retour du piston se fait toujours progressivement à vitesse constante

- le contrôle parfait du retour permet de limiter le déplacement du piston et de gagner du temps lors de vérification pendant le travail

- L'obtention d'une grande puissance permet sans difficulté le retour des formes (galets cintrés) et attelages relativement lourds qui sont montés sur la cintréuse

- Le vérin hydraulique double effet apporte donc vraiment la garantie de toujours cintrer dans les meilleures conditions; c'est pourquoi nous optons pour son utilisation.

2 PRESENTATION

Un vérin est un organe mécanique qui reçoit en général de l'énergie hydraulique fournie par une pompe et la transforme en énergie mécanique provoquant ainsi la translation d'un piston.

Il comprend essentiellement :

- Un piston : organe mobile en translation
- Un cylindre dans lequel coulisse la tête de piston
- Deux orifices : admission et refoulement du fluide
- les dispositifs d'étanchéité

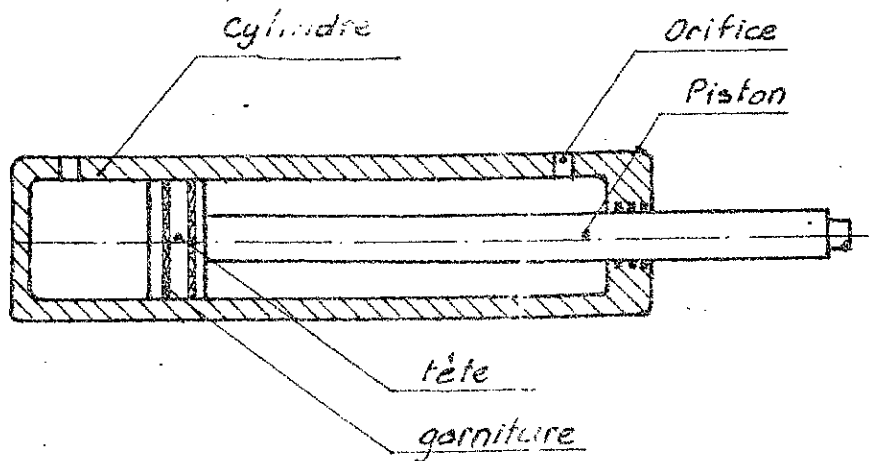


figure IV.1

2.1 Dimensions du piston

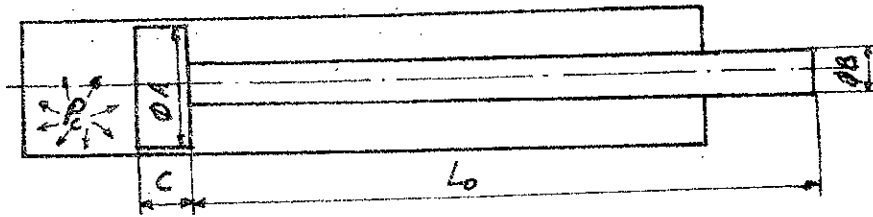


figure IV.2

L'effort maximum qui sera développé par la tige du piston sera celui nécessaire au cintrage du tube de diamètre 406,4 mm soit $F = 9,81 \cdot 10^5 \text{ N} = 100 \text{ T}$ et la pression du fluide dans l'enceinte du cylindre sera réglée à 200 bars = 20 N/mm^2 . La pression P_c s'exerce directement sur la section de la tête du piston de diamètre A d'où on a :

$$P_c = \frac{F}{S_A} = \frac{4F}{\pi A^2} \Rightarrow A = \frac{4F}{\pi P_c} \quad (53)$$

où F : effort de cintrage maximum
 A : diamètre de la tête du piston

A.N. $F = 9,81 \cdot 10^5 \text{ N}$, $P_c = 20 \text{ N/mm}^2$

$$A = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 10^5}{\pi \cdot 20} = 250 \text{ mm}$$

2.2 Dimensions de la tige

Les contraintes imposées par les techniques d'exploitation de la cintrouse font que le choix de la longueur L_0 et du diamètre

B soient choisis pour satisfaire les lois de résistance des matériaux
La tige est soumise à un effort de compression (F) important, de plus c'est une pièce fortement élancée, donc pour son dimensionnement, le calcul au flambement, à lui seul, est suffisant.

Pour sa construction nous choisirons un acier de bonne qualité soit l'acier de nuance 10NC12 avec

$$C = 0.1$$

$$N_i = 3$$

$$G = 0.7$$

La contrainte admissible à la compression est donnée par:

$$\sigma_{adm} = \frac{R_e}{c} = \frac{750}{3} = 250 \text{ N/mm}^2$$

avec R_e = limite d'élasticité du matériau

c = Coefficient de sécurité $\in [1.5 \div 5]$

221 Calcul du piston au flambement :

le piston subit la poussée du fluide hydraulique qui lui sert d'appui au niveau de la tête et est guidé en translation

par la paroi du cylindre (fig 3.22)

l'extrémité libre reçoit la réaction de l'effort de cintrage \vec{F}

Dans le cas le plus défavorable, la longueur libre soumise au flambement est $L_0 = 900 \text{ mm}$ (figure IV 2)

Le calcul relatif au flambement peut être fait soit par la formule d'Euler soit par celle de Rankine.

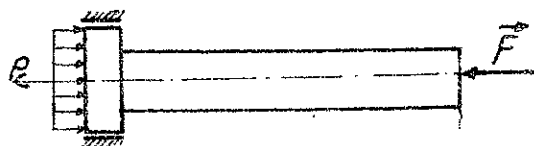


figure IV.3

a) Formule d'Euler :

La charge critique de flambement est donnée par

$$F_{ce} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{L^2} \quad (60)$$

dans laquelle :

E = module d'élasticité longitudinal du matériau

I_{\min} = moment quadratique minimal de la section

L = longueur fictive libre au flambement ($L = 2L_0$)

b) Formule de Rankine :

C'est une formule semi-empirique qui donne la charge critique dans des conditions particulières en tenant compte du matériau.

$$F_{CR} \leq \frac{\sigma_{adm} S_p}{\left[1 + \beta \left(\frac{L}{\rho}\right)^2\right] C_2} \quad (61)$$

dans laquelle

σ_{adm} = Contrainte admissible à la compression

L = longueur fictive libre au flambement ($L = 2L_0$)

β = Coefficient tenant compte du matériau

ρ = rayon de giration

S_p = Section du piston = $\pi B^2 / 4$

C_2 = Coefficient de sécurité = 1.66 pour l'acier

Pour déterminer dans quel cas une pièce doit être calculée au flambement à l'aide de la formule d'Euler ou de Rankine il est nécessaire d'abord de calculer certains paramètres

* Rayon de giration :

On désigne par cette expression la valeur

$$\rho = \sqrt{\frac{I_{\alpha\beta}}{S_p}} \quad (62)$$

qui est la caractéristique d'une pièce de section droite S_p dont le moment quadratique minimal égal à $I_{\alpha\beta}$

* Longueur libre au flambement L

Elle dépend du mode d'encastrement, dans notre cas $L = 2L_0$

* Elancement :

La notion d'élancement est définie par :

$$\lambda = \frac{L}{\rho} \quad (63)$$

* Remarque :

La formule d'Euler n'est applicable que pour un élancement critique $\lambda_c = 110$ d'où le domaine d'application de la formule d'Euler qui se trouve restreint à $\lambda > \lambda_c = 110$

Applications :

$$(62) \Rightarrow \rho = \sqrt{\frac{I_{\alpha\beta}}{S_p}} = \sqrt{\frac{\pi B^4}{64} \cdot \frac{4}{\pi B^2}} = \frac{B}{4}$$

$$(63) \Rightarrow \lambda = \frac{L}{\rho} = \frac{2L_0 \cdot 4}{B} = \frac{8L_0}{B}$$

$$\text{Soit } L_0 = 900 \text{ mm}, \quad \varnothing B = 120 \text{ mm} \Rightarrow \lambda = 60$$

On voit bien que $d = 60 < d_c$ d'où l'impossibilité d'application de la formule d'Euler. On appliquera dans ce cas la formule de Rankine qui est valable pour des élancements $d < d_c$

De la formule (61) on tire :

$$\frac{F_{CR}}{S_p} c_2 \left[1 + \beta \left(\frac{2L_0}{S} \right)^2 \right] \leq \sigma_{adm}$$

$$\frac{4F_{CR}}{\pi B^2} c_2 \left[1 + \beta \left(\frac{8L_0}{B} \right)^2 \right] \leq \sigma_{adm} \quad (64)$$

A.N $F_{CR} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$

$\sigma_{adm} = 25 \text{ daN/mm}^2$

$L_0 = 900 \text{ mm}$

$\phi B = 120 \text{ mm}$

On voit que $c_2 = 1,66$ pour l'acier ; $\beta = 10^{-4}$

$$\Rightarrow \frac{4F_{CR}}{\pi B^2} c_2 \left[1 + \beta \left(\frac{8L_0}{B} \right)^2 \right] = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{\pi \cdot 120^2} \left[1 + 10^{-4} \left(\frac{8 \cdot 900}{120} \right)^2 \right] \cdot 1,66$$

$$= 19,58 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 25 \text{ daN/mm}^2 > 19,58 \text{ daN/mm}^2$$

\Rightarrow la condition au flambement est donc vérifiée avec une large sécurité. On adopte finalement les dimensions

$$\phi B = 120 \text{ mm}$$

$$L_0 = 900 \text{ mm}$$

Pour assurer une parfaite élançabilité et un très bon équilibre du piston, il est nécessaire de prendre une hauteur de tête de piston égale à $c = B/2 = 60 \text{ mm}$

Conclusion : les dimensions du piston sont :

$$L_0 = 900 \text{ mm}$$

$$\phi B = 120 \text{ mm}$$

$$\phi A = 250 \text{ mm}$$

$$c = 60 \text{ mm}$$

3 Dimensions du cylindre

Le diamètre intérieur du cylindre est imposé par les dimensions de la tête du piston soit $\phi A = 250 \text{ mm}$
 la pression dans le cylindre est celle développée par la pompe et elle est égale à $P_c = 200 \text{ bars}$

l'épaisseur du cylindre sera calculée pour résister à une pression d'essai $P^e = 250 \text{ bars}$

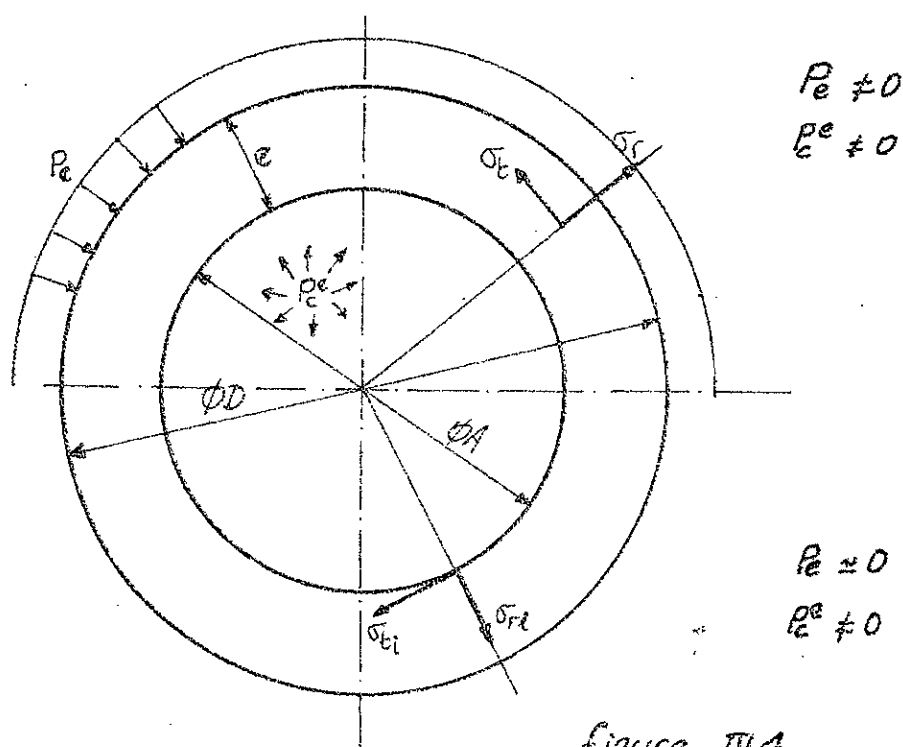


figure IV 4

231 Hypothèse :

On considère le cylindre comme ayant une paroi épaisse - la formule de Lamé est établie grâce à la théorie générale de l'élasticité - Elle permet de déterminer pour chaque point les contraintes suivant une direction radiale et suivant une direction tangentielle, en fonction des pressions qui agissent sur la paroi et des diamètres intérieurs et extérieurs de celle-ci.

a) Contrainte suivant une direction radiale :

$$\sigma_r = \frac{P_e D^2 - P_c A^2}{D^2 - A^2} + (P_c - P_e) \frac{D^2 A^2}{D^2 - A^2} \cdot \frac{1}{4r^2} \quad (65)$$

b) Contrainte suivant une direction tangentielle :

$$\sigma_t = \frac{P_e D^2 - P_c A^2}{D^2 - A^2} - (P_c - P_e) \frac{D^2 A^2}{D^2 - A^2} \cdot \frac{1}{4r^2} \quad (66)$$

Cette contrainte tangentielle est une traction si σ_t est négatif et une compression si σ_t est positif.

Dans ces deux formules on a :

P_e = pression extérieure

P_c = pression d'essai

D = diamètre extérieur

A = diamètre intérieur

r = rayon sur lequel se trouve le point où l'on calcule la contrainte σ_r et σ_t

232 Formule simplifiée :

Dans le cas le plus fréquent, la pression extérieure est négligeable par rapport à la pression intérieure -

On admet donc $P_e = 0$ et les formules se mettent sous la forme approchées ci-après :

* Contrainte au diamètre extérieur

$$\sigma_{re} = P_e = 0 \quad (67)$$

$$\sigma_{te} = - P_e^e \frac{2A^2}{D^2 - A^2} \quad (68)$$

* Contrainte au diamètre intérieur :

$$\sigma_{ri} = P_e^e \quad (69)$$

2.3

$$\sigma_{ti} = - P_e^e \frac{D^2 + A^2}{D^2 - A^2} \quad (70)$$

Calcul de l'épaisseur e de la paroi :

la contrainte au diamètre extérieur est inférieure à la contrainte au diamètre intérieur, il suffit donc que cette dernière soit plus petite que la contrainte admissible σ_{adm} ; soit en valeur absolue $|\sigma_{ti}| \leq \sigma_{adm}$

En écrivant $D = A + 2e$; l'épaisseur e est donnée par la formule :

$$e \geq \frac{A}{2} \left[\sqrt{\frac{\sigma_{adm} + P_e^e}{\sigma_{adm} - P_e^e}} - 1 \right] \quad (71)$$

Le cylindre sera exécuté par forgeage pour obtenir une excellente étanchéité des parois et sera trempé et rectifié ensuite - On prendra un acier de nuance 10NC12

$$\text{avec } \sigma_{adm} = \frac{R_e}{\alpha} = \frac{75}{3.75} = 20 \text{ daN/mm}^2$$

A.N : $A = 250 \text{ mm}$; $\sigma_{adm} = 200 \text{ N/mm}^2$; $P_c = 25 \text{ N/mm}^2$

$$\Rightarrow e \geq \frac{250}{2} \left[\sqrt{\frac{200 + 25}{200 - 25}} - 1 \right]$$

On prendra $e = 18 \text{ mm}$.

3 CALCUL DES FILETS

Pour éviter un excès d'encombrement au niveau des faces avant et arrière des deux couvercles, il est intéressant de prévoir une construction d'éléments assemblés par vissage.

Les deux couvercles sont forgés en acier de nuance 10NC12 puis trempés et rectifiés.

3.1 Couvercle de droite

Pour aider à assurer une bonne étanchéité on adopte un pas fin pour le filetage de ce couvercle.

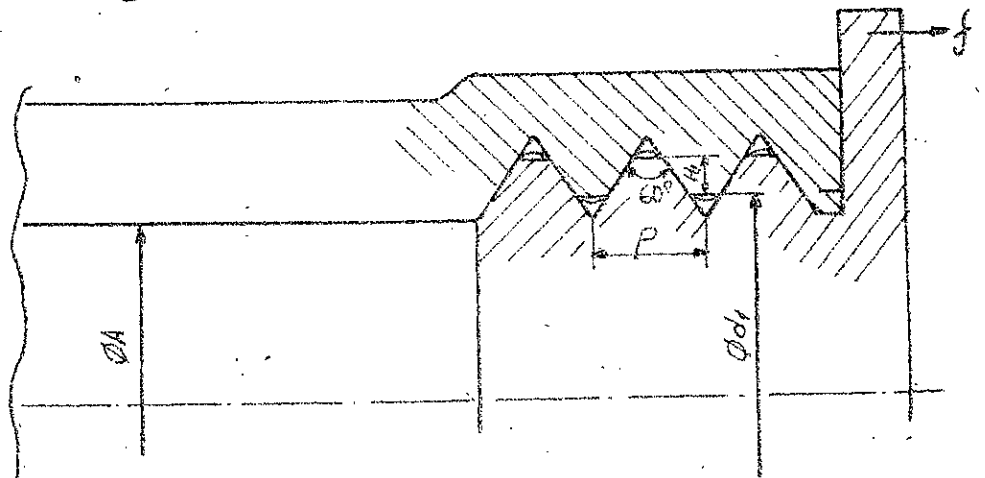


figure IV 5

D'après NFE 03.001 on choisit un filet de dimension :

$d_1 = 258 \text{ mm}$

pas = $p = 2 \text{ mm}$

$$\text{Hauteur du filet } H_f = 0.5412 p = 0.5412 \times 2 = 1.0824 \text{ mm}$$

q) Calcul du nombre de filets :

L'action de l'effort ($2f$) sur le couvercle (qui est l'action directe du triangulé sur la zone de liaison) engendre un effort de compression sur les filets

La section du filet susceptible de se comprimer est une couronne de diamètres $[(d_1 + H_f); d_1]$ -

On supposera que l'effort théorique ($2f$) est dépassé de 20% ; la condition de résistance à la compression est donnée par :

$$1,2 \times \frac{2f}{k \cdot S_f} \leq \sigma_{adm} \quad \text{dans laquelle :} \quad (72)$$

$2f$ = effort de compression théorique.

S_f = section comprimée du filet.

k = nombre de filets

de la formule (72) on tire le nombre de filets k :

$$k \geq \frac{1,2 \times 2f}{\sigma_{adm} \cdot S_f} \quad \text{avec} \quad S_f = \frac{\pi}{4} [(d_1 + H_f)^2 - d_1^2]$$

$$\Rightarrow k \geq \frac{4 \times 1,2 \times 2f}{\pi \cdot \sigma_{adm} [(d_1 + H_f)^2 - d_1^2]} \quad (73)$$

$$\text{A.N : } 2f = 9,8 \cdot 10^5 \text{ N ; } d_1 = 258 \text{ mm ; } H_f = 1,0824 \text{ mm}$$

$$\sigma_{adm} = 200 \text{ N/mm}^2$$

$$k \geq \frac{4 \times 1,2 \times 9,8 \cdot 10^5}{\pi \cdot 200 [(258 + 1,0824)^2 - 258^2]} = 17,87 \text{ filets}$$

On prendra $k = 14$ filets ; soit une longueur filetée de
 $l_p = k \cdot p = 14 \cdot 2 = 28 \text{ mm}$.

b) Vérification du filet au cisaillement

On suppose que la section du filet soumise au cisaillement se situe sur le diamètre intérieur d_i (d'après : Conception en construction mécanique Dunod) :

la section pouvant être cisailée est donc :

$$S_c = \pi d_i \cdot p \cdot k$$

la condition de résistance au cisaillement donne :

$$\frac{1.2 \cdot 2f}{S_c} \leq \sigma_g \quad (74)$$

$$\Rightarrow \frac{1.2 \cdot 2f}{\pi d_i \cdot p \cdot k} = \frac{1.2 \cdot 2 \cdot 4.9 \cdot 10^5}{\pi \cdot 258 \cdot 2 \cdot 14} = 59 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Or } \sigma_g = \frac{\sigma_{adm}}{2} = \frac{200}{2} = 100 \text{ N/mm}^2 \text{ représente la}$$

contrainte admissible au cisaillement du matériau ;

On a bien donc la condition au cisaillement qui est largement vérifiée puisque

$$\frac{1.2 \cdot 2f}{S_c} \leq 100 \text{ N/mm}^2$$

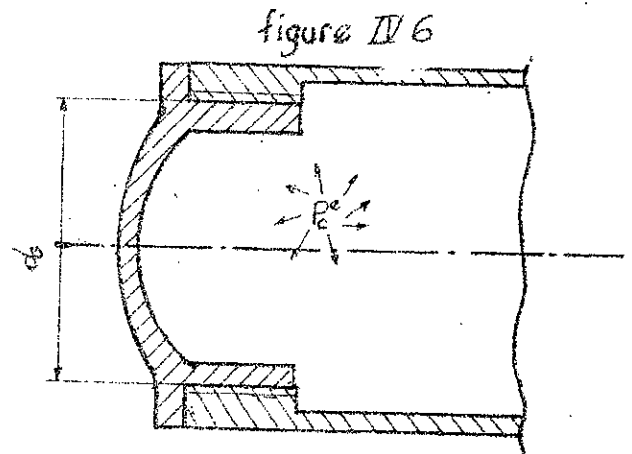
3.2 Couvrecle de gauche

Le couvercle de gauche est soumis à l'action de la pression interne P_c mais pour plus de sécurité il sera calculé pour pouvoir résister à la pression d'essai P_c^e

Soit F_G l'effort engendré par P_c^e sur le couvercle de section S_G , alors on a la relation:

$$F_G = P_c^e \cdot S_G \quad (75)$$

$$\text{avec } S_G = \frac{\pi}{4} d_G^2 \quad (76)$$



la section du filet soumise à la compression est

$$S_f = \frac{\pi}{4} [(d_G + H_f)^2 - d_G^2] k$$

de la relation (75) et (76) on tire :

$$F_G = P_c^e \cdot \frac{\pi}{4} d_G^2$$

la condition de résistance à la compression du filet donne :

$$\frac{F_G}{S_f} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow \frac{P_c^e \cdot \frac{\pi}{4} d_G^2}{\frac{\pi}{4} [(d_G + H_f)^2 - d_G^2] k} \leq \sigma_{adm}$$

$$\Rightarrow k \geq \frac{P_c^e d_G^2}{[(d_G + H_f)^2 - d_G^2] \sigma_{adm}} \quad (77)$$

où : k = nombre de filets

H_f = hauteur du filet

A.N:

$$P_c = 25 \text{ N/mm}^2$$

$$d_0 = 230 \text{ mm}$$

$$H_1 = 1.0824 \text{ mm}$$

$$\sigma_{adm} = 200 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow k \geq \frac{25 \cdot 230^2}{[(230 + 1.0824)^2 - 230^2] \cdot 200} = 13.24$$

On prendra $k = 14$ filets, soit une longueur filetée de
 $l_p = k \cdot p = 14 \cdot 2 = 28 \text{ mm}$.

Vérification du filet au cisaillement:

Comme dans le cas de vérification au cisaillement du filet du couvercle de droite (voir page 57) on peut écrire:

$$F_G = P_c \cdot \frac{\pi}{4} d_0^2 = 25 \cdot \frac{\pi}{4} 230^2 = 1038689 \text{ N}$$

$$\frac{F_G}{S_G} \leq \sigma_g \Rightarrow \frac{F_G}{\pi d_0 \cdot k \cdot p} \leq \sigma_g$$

$$\frac{F_G}{\pi d_0 \cdot k \cdot p} = \frac{1038689}{\pi \cdot 230 \cdot 14 \cdot 2} = 51.4 \text{ N/mm}^2$$

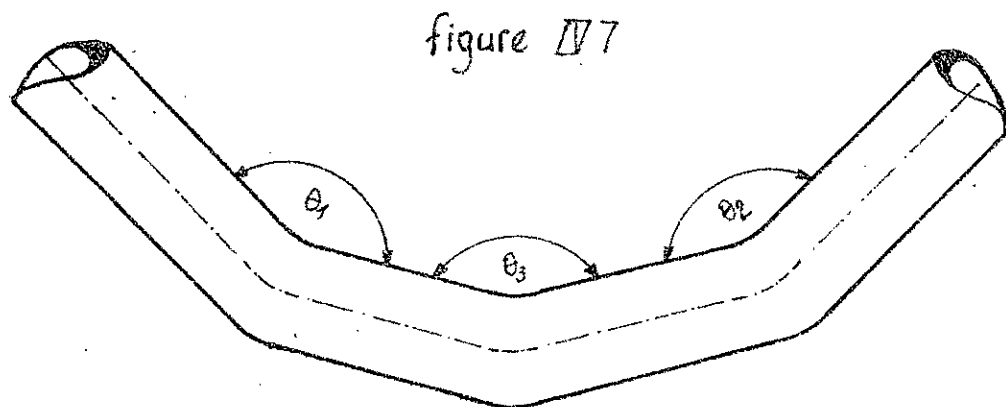
$$\text{or } \sigma_g = 100 \text{ N/mm}^2$$

Donc la condition de résistance au cisaillement du filet est bien vérifiée.

4 METHODE D'EXECUTION D'UN CINTRAGE

4.1 Tubes de $\varnothing 114.3 - 406.4$ mm

Comme on peut le remarquer, d'après la valeur de la course utile du piston, il sera impossible d'obtenir un cintre à 90° avec une seule passe; pour y arriver, il est nécessaire de faire une opération de cintrage par points. La méthode consiste à déplacer le tube sur les galets latéraux une fois eintre' d'un angle θ_1 . Par une succession d'opérations similaires on aura un angle de cintrage désiré.



4.2 Tubes de $\varnothing 13.7 - 88.9$ mm

Pour le cintrage de ces tubes de petits et moyens diamètres il est nécessaire d'adopter carrément un autre flasque latéral. Cela consistera à construire un flasque arqué de façon à rap. -procher du galet eintreur les galets latéraux. l'appui du flasque arqué se fera exactement au niveau de l'aliésage des tourillons qui servent au cintrage de gros tubes. De plus, puisqu'il y'a une grande disponibilité d'énergie, il sera possible de eintre en série plusieurs tubes - d'où il suffit de fabriquer des galets cintreurs et des galets latéraux à multigorges.

CHAPITRE 5

POMPE A ENGRENAGE

1 MODE D'EXPLOITATION

La vitesse de translation du piston représente, en un autre mot, le déplacement par unité de temps de l'outil de travail (galet cintré). Le travail des métaux par déformation plastique se fait en respectant certaines vitesses de déformation soit U_{def} = vitesse de déformation recommandée d'un matériau ; alors :

• Zinc et acier inoxydables	≤ 200 mm/s
• aciers doux	≤ 280 "
• AL	≤ 500 "
• Laiton	≤ 750 "

1.1 Vitesse de l'outil

Pour assurer une bonne sécurité pendant le travail et éviter les vibrations du tube pendant le cintrage ; il est nécessaire de travailler à vitesse très réduite - On adopte un temps de course totale de l'outil égal à $t_d \approx 2 \text{ mn}$, soit approximativement une vitesse de l'outil U égale à 8 mm/s - cette vitesse est comme on peut le remarquer de loin inférieure à la vitesse critique recommandée.

Soit S_c = section interne du cylindre alors :

$$S_c = \frac{\pi}{4} A^2 = \frac{\pi}{4} 250^2 = 49087 \text{ mm}^2$$

1.2 Débit :

Soit Q_v le débit d'huile qui sera admis dans le cylindre.
Pour assurer une telle vitesse nous devons avoir :

$$Q_v = U \cdot S_c \quad (78) \quad \text{où :}$$

U = vitesse de translation de l'outil

S_c = section interne du cylindre.

$$Q_v = 8 \cdot 10^{-3} \pi \frac{250^2}{4} \cdot 10^{-6} = 0.0004 \text{ m}^3/\text{s} = 24 \text{ l/min}$$

1.3 Fluide hydraulique

Le vérin sera alimenté en fluide hydraulique spécial pour vérin désigné sous la dénomination française OM15

Ses caractéristiques à 20°C sont les suivantes :

- Masse volumique : $\rho = 875 \text{ kg/m}^3$
- Viscosité cinématique : $\nu = 25 \text{ stokes} = 25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Viscosité dynamique : $\mu = \nu \cdot \rho = 0.021 \text{ kg/s} = 0.021 \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$

1.4 Pertes de charge

1.4.1 Dans la conduite d'alimentation :

On suppose que la conduite d'alimentation a une longueur de 1.5 m. et son diamètre sera $d_c = 20 \text{ mm}$.

la vitesse d'écoulement du fluide dans la conduite est donnée par la relation :

$$V_c = \frac{Q_v}{S_c} = \frac{4 Q_v}{\pi d_c^2} \quad (78)$$

avec $Q_v = 0.0004 \text{ m}^3/\text{s}$ et $d_c = 20 \text{ mm}$.

$$A.N: \quad v_c = \frac{4 \cdot 0.0004}{\pi \cdot [20 \cdot 10^{-3}]^2} = 1.27 \text{ m/s}$$

la perte de charge dans la conduite est donnée par :

$$\Delta P_c = f \frac{v_c^2}{2} + \frac{e}{d_c} \cdot \frac{64}{\mathcal{R}} \quad (79) \quad \text{avec}$$

\mathcal{R} : nombre de Reynolds

$$\mathcal{R} = \frac{v_c d_c}{\nu} = \frac{1.27 \cdot 2}{0.25} = 1016 \quad (80)$$

de l'équation (80) on peut déjà remarquer que le régime d'écoulement est laminaire -

la perte de charge se calcule donc d'après (79)

$$\Delta P_c = 875 \frac{(1.27)^2}{2} \cdot \frac{1.5}{0.02} \cdot \frac{64}{1016} = 3333.75 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_c = 0.034 \text{ bars.}$$

142 Singulières :

Se sont les pertes au niveau des connections, du distributeur et des mamelons - Ces pertes sont difficiles à évaluer vu qu'on a aucune information à ce sujet en ce qui concerne le distributeur; mais à priori on peut les estimer à :

$$\Delta P_s = 0.08 \text{ bars}$$

les pertes de charge totales seront donc :

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_s = 0.034 + 0.08 = 0.114 \text{ bars.}$$

2 CARACTERISTIQUES

Afin d'obtenir une pression élevée, la pompe doit être d'une construction très soignée. Pour cela le rendement mécanique peut être pris égal à $\eta_m = 0.98$ (comme dans le cas d'un réducteur de vitesse à un seul étage) et le rendement volumétrique est pris par sécurité égal à $\eta_v = 0.9$. La pression de retoulement pour laquelle elle sera construite la pompe est prise égale à $P_{eff} = 203 \text{ bars}$

$$P_{eff} = 203 \text{ bars}$$

$$\eta_m = 0.98$$

$$\eta_v = 0.9$$

21 Débit effectif Q_{eff} :

$$Q_{eff} = \frac{Q_v}{\eta_v} = \frac{0.0004}{0.9} = 0.00044 \text{ m}^3/\text{s} = 26,7 \text{ l/mn}$$

22 Puissance effective P_{eff}

La puissance de la pompe est le produit de la pression de retoulement par le débit du fluide :

$$P_{eff} = \frac{P_{eff} \cdot Q_{eff}}{\eta_m} = \frac{203 \cdot 0.00044 \cdot 10^6}{0.98} = 9114 \text{ W}$$

Soit environ $P_{eff} = 9.2 \text{ kW}$.

Pour l'entraînement de la pompe on choisira un moteur électrique du type asynchrone de puissance nominale 9,3 kW et tournant à $N = 685 \text{ tr/mn}$.

DIMENSIONS DE LA POMPE

1 Mode de fonctionnement

Pendant leur rotation, les dents des pignons, en entrant en prise du côté refoulement expulsent l'huile contenue dans les creux tandis que le vide, qui se crée à la sortie des dents de l'engrènement, provoque l'aspiration d'huile dans les mêmes creux.

Ainsi la pompe à engrenage est assimilée en quelque sorte à la pompe à pistons dans laquelle chaque creux inscrit entre deux dents d'une roue serait un cylindre dans lequel une dent de l'autre roue formerait piston. Analysons ce qui se passe en nous basant sur la figure (V1a) sur laquelle nous avons grossi les dents et axé O_1 à dessein les jeux latéraux entre les flancs des dents.

Le pignon menant entraîne le pignon mené, le point de contact des deux dents est à instant donné le point M ; nous repèrerons la position des pignons par la distance $U = AO_1$ du point de contact à sa position moyenne ($A =$ milieu de O_1O_2)

Nous savons que M se déplace sur la droite de pression inclinée d'un angle θ appelé angle de pression, sur la normale à O_1O_2 dans le cas de pignons en développante.

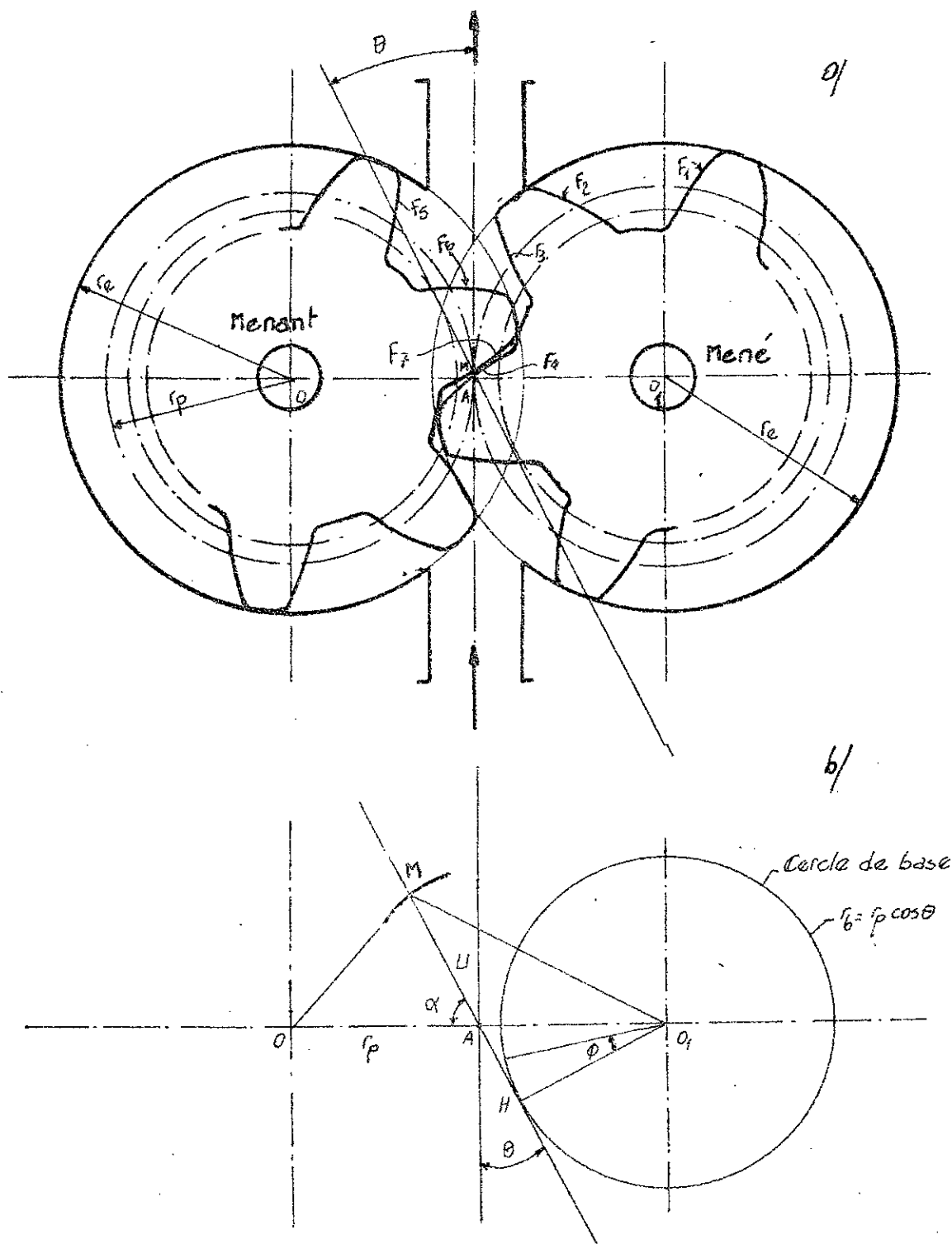
Considérons alors le pignon mené O_2 ; Soit P la pression relative de refoulement par rapport à la pression d'aspiration que nous prenons comme origine des pressions.

Les faces des dents F_1 et F_2 étant symétriques, n'exercent aucun couple sur le pignon.

La face F_4 n'est soumise à la pression que sur sa partie intérieure.

La face F_3 est soumise entièrement à la pression; ce déséquilibre tend à s'opposer au mouvement imposé par le pignon menant et assure le contact en M .

figure V 1



3.2 Dimensions des roues

L'engrenage travaille de la façon suivante :

La face F_3 refoule l'huile avec un débit de :

$$Q_3 = \underbrace{bh}_{\text{section}} \cdot \underbrace{\frac{\omega(r_e + r_i)}{2}}_{\text{vitesse}} = b\omega \frac{r_e^2 - r_i^2}{2} \quad (81)$$

avec :

- b = largeur de la dent
- h = hauteur de la dent
- ω = vitesse de rotation de l'engrenage
- r_e = rayon extérieur de l'engrenage
- r_i = rayon intérieur de l'engrenage

la face F_4 (MC) diminue le débit précédent de la quantité :

$$Q_4 = b \cdot (0,4M - r_i) \cdot \frac{0,4M + r_i}{2} \omega \quad (82)$$

le produit $(0,4M - r_i) \cdot b$ représente la surface de travail de la dent
le second-produit représente la vitesse moyenne de translation de ce piston :

$$Q_4 = b\omega \frac{0,4M^2 - r_i^2}{2}$$

le débit correspondant de l'engrenage mené est :

$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \quad \text{d'où}$$

$$Q_1 = b\omega \cdot \frac{r_e^2 - 0,4M^2}{2} \quad (83)$$

Considérons alors le pignon menant O .
Les faces F_5 , F_6 etc sont équilibrées.

La face F_7 (MB) refoule l'huile avec un débit :

$$Q_7 = \underbrace{b \cdot (\overline{OB} - \overline{OM})}_{\text{section}} \cdot \underbrace{\omega \cdot \frac{(\overline{OB} + \overline{OM})}{2}}_{\text{vitesse}}$$

$$Q_7 = b\omega \frac{r_c^2 - OM^2}{2} \quad (84)$$

Le débit instantané de la pompe est :

$$Q = Q_1 + Q_7 = b\omega \left(r_c^2 - \frac{OM^2 + O_1M^2}{2} \right)$$

Dans le triangle OO_1M (figure 81.b) on a, en désignant par r_p le rayon du cercle primitif : $OO_1/2$

$$\overline{OM}^2 + \overline{O_1M}^2 = 2 \overline{AM}^2 + \frac{\overline{OO_1}^2}{2}$$

$$\overline{OM}^2 + \overline{O_1M}^2 = 2 r_p^2 + 2 u^2 \quad u = \overline{AM}$$

le débit instantané s'écrit enfin :

$$Q = b\omega (r_c^2 - r_p^2 - u^2) \quad (85)$$

dans cette équation, u est seul variable.

le débit sera d'autant plus régulier que u sera petit ; c'est à dire toutes choses égales d'ailleurs, que le nombre de dents sera élevé. u peut être exprimé en fonction de l'angle de rotation ϕ du pignon ; prenons comme origine des angles l'angle pour lequel $u=0$, c'est à dire lorsque M est en A .

Sur la figure 11 a, nous avons représenté le cercle de base de rayon
 $r_b = r_p \cos \theta$

Le profil de la dent peut être considéré comme le lieu géométrique d'un point M, d'un fil inextensible s'enroulant sans glisser autour du cercle de base. Pour que M soit en A, il faut que le fil se soit enroulé d'une longueur U sur le cercle de base; ceci correspond à une rotation ϕ telle que :

$$r_b \phi = U$$

or comme $r_b = r_p \cos \theta$, ϕ

En désignant par n le nombre de dents de chaque roue et chaque dent fonctionnant pendant $\frac{2\pi}{n}$ rd ; il s'ensuit que :

$$\phi_{\max} \text{ vaut } \frac{\pi}{n} \text{ rd } (\phi \text{ varie de } \pm \frac{\pi}{n})$$

le débit s'exprime alors par :

$$Q = b\omega (r_e^2 - r_p^2 - r_p^2 \cos^2 \theta \cdot \phi^2) \quad (87)$$

le débit moyen est :

$$Q_m = b\omega (r_e^2 - r_p^2) - b\omega \frac{1}{\phi_{\max}} \int_0^{\phi_{\max}} r_p^2 \cos^2 \theta \cdot \phi^2 d\phi$$

$$Q_m = b\omega (r_e - r_p)(r_e + r_p) - b\omega r_p^2 \cos^2 \theta \frac{\phi_{\max}^2}{3}$$

$$\text{or } r_e - r_p = h/2$$

$$r_e + r_p = 2r_p + h/2$$

$$r_p = mn/2 \quad \text{ou} \quad m = \text{module.}$$

d'où :

$$\frac{q_m}{b\omega} = r_p \cdot h + \frac{h^2}{4} - m^2 \cos^2 \theta \frac{\pi^2}{12} = r_p h + \frac{h^2}{4} - \frac{h^2}{4} \cdot 0.88$$

On pose $m = \frac{h}{2}$ et en prenant $\theta = 20^\circ$ alors $\cos^2 \theta \cdot \frac{\pi^2}{12} = 0.88$

le débit par tour est obtenu en faisant $\omega = 2\pi$ et il vient :

$$q_{\text{tour}} = b \cdot 2\pi r_p \cdot h$$

et le débit moyen sous une vitesse de rotation N (tr/mn) est

$$Q = Q_{\text{eff}} = b \cdot 2\pi r_p h \cdot \frac{N}{60} \quad (88)$$

Coefficient d'irrégularité C_i

celui-ci est donné par le rapport entre la moitié de l'amplitude du terme variable :

$$r_p^2 \cos^2 \theta \cdot \frac{\pi^2}{12}$$

et le terme fixe $r_e^2 - r_p^2$

$$\text{On a alors : } C_i = 1.25 \frac{\cos^2 \theta}{n} \quad (89)$$

la pompe ne doit pas être trop encombrante, il est donc intéressant de choisir r_p assez réduit

on prend $r_p = 60$ mm ; il vient que ; d'après (88)

$$b = \frac{60 Q_{\text{eff}}}{\pi N \cdot h \cdot D_p} \quad (90)$$

ou D_p = diamètre primitif.

A.N :

$$Q_{eff} = 44 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h = 4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_p = 2 r_p = 120 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\Rightarrow b = 0.0227 \text{ m} = 22.7 \text{ mm}$$

Module m de la denture :

la condition de résistance de la denture est donnée par :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{11C}{K \cdot n \cdot \sigma_{adm}}} \quad (\text{d'après Quillet})$$

$$\text{ou : } C = \text{coefficient transmis} = \frac{30 P_{eff}}{\pi N}$$

$$K = \text{Coefficient } \in [8 \div 16]$$

 $n = \text{nombre de dents}$

$$\text{d'où : } m \geq \sqrt[3]{\frac{11 \cdot 30 \cdot P_{eff}}{\pi \cdot N \cdot K \cdot n \cdot \sigma_{adm}}} \quad (91)$$

Pour la construction des roues on prendra un acier au nickel chrome de nuance 10NC12 avec $\sigma_{adm} = 300 \text{ N/mm}^2$

$$P_{eff} = 93 \text{ kW} \quad N = 685 \text{ tr/min} \quad K = 11$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{11 \cdot 30 \cdot 9.3 \cdot 10^6}{\pi \cdot 685 \cdot 11 \cdot 60 \cdot 300}} = 1.96 \text{ mm}$$

On prend $m = 2 \text{ mm}$

d'où finalement les dimensions des dentures :

module normale	$m = 2 \text{ mm}$
angle de pression	$\theta = 20^\circ$
Diamètre primitif	$D_p = mn = 2 \cdot 60 = 120 \text{ mm}$
Diamètre de tête	$D_t = D_p + 2.25m = 120 + 4.5 = 124.5 \text{ mm}$
Diamètre de base	$D_b = D_p \cos \theta = 120 \cos 20 = 112.7 \text{ mm}$
Diamètre de pied	$D_f = D_p - 2.5m = 120 - 5 = 115 \text{ mm}$
hauteur de la denture	$h = 2.25m = 4.5 \text{ mm}$
saillie	$h_a = m = 2 \text{ mm}$
entraxe	$a = m \cdot \frac{n_1 + n_2}{2} = 120 \text{ mm}$
nombre de dents	$n_1 = n_2 = 60$
rapport de concavité	

$$E_a = \frac{1}{\pi \cos \theta} \left[\sqrt{\frac{n_1^2}{4} \sin^2 \theta + y_1^2 + n_1 y_1} + \sqrt{\frac{n_2^2}{4} \sin^2 \theta + y_2^2 + n_2 y_2} - \frac{n_1 + n_2}{2} \sin \theta \right]$$

ou : $y_1 = y_2 = \frac{h_a}{m} = 1$ et $\theta = 20^\circ$

$$\Rightarrow E_a = \frac{1}{\pi \cos 20} \left[2 \sqrt{\frac{60^2}{4} \sin^2 20 + 1 + 60} - 60 \sin 20 \right] = 1.78$$

il y'a donc tantôt un, tantôt deux couples de dents en prise

le coefficient d'irrégularité est égal à :

$$C_i = 1.25 \cdot \frac{\cos^2 \theta}{n} = 1.25 \cdot \frac{\cos^2 20}{60} = 1.8 \%$$

Cette valeur du coefficient d'irrégularité montre bien que le débit de la pompe est très régulier

33 Calcul d'arbre

331 Efforts supportés par la denture :

Puisque les roues ont des dentures droites, donc les efforts qui s'exercent sont seulement l'effort normal N et l'effort tangentiel T . la projection de l'action de contact Q (figure V2) sur la tangente à la circonférence primitive et sur la normale donne

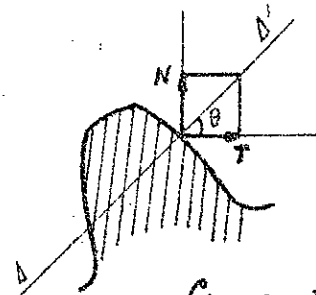


figure V2

$$T = Q \cos \theta \quad (92)$$

$$N = Q \sin \theta = T \operatorname{tg} \theta \quad (93)$$

ou OB' = ligne de pression

$$\theta = \text{angle de pression} = 20^\circ$$

l'effort tangentiel T produit le couple moteur $C_t = T \cdot r_p$ (94)
ou la puissance transmise P_{eff} est donnée par

$$P_{\text{eff}} = C_t \cdot \frac{\pi N}{30} \quad (95)$$

de (94) et (95) on déduit que $P_{\text{eff}} = T \cdot r_p \cdot \frac{\pi N}{30}$

$$\Rightarrow T = \frac{30 P_{\text{eff}}}{\pi \cdot N \cdot r_p} \quad (96)$$

A.N: $P_{\text{eff}} = 9.2 \cdot 10^3 \text{ W}$

$N = 685 \text{ tr/mn}$; $r_p = 60 \text{ mm}$.

$$\Rightarrow T = \frac{30 \cdot 9.2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 685 \cdot 60 \cdot 10^{-3}} = 2138 \text{ N}$$

$$N = 2138 \operatorname{tg} 20 = 778 \text{ N}$$

$$C_t = 2138 \cdot 60 = 128280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

of Calcul des réactions d'appui :

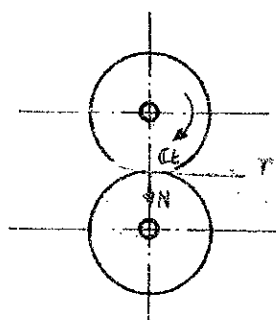
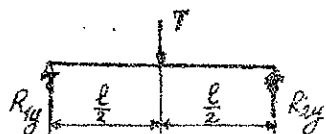


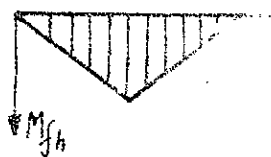
figure V3.

* Effort suivant le plan horizontal :



vue la symétrie, on peut écrire que

$$R_{1y} = R_{2y} = T / 2 \quad (97)$$



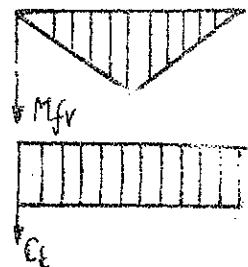
$$M_{fh} = R_{1y} \cdot \frac{l}{2} = \frac{Tl}{4} \quad (98)$$

* Effort suivant le plan vertical :



De la même façon que précédemment, on peut écrire que :

$$R_{1z} = R_{2z} = N / 2 \quad (99)$$



$$M_{fv} = R_{1z} \cdot \frac{l}{2} = \frac{Nl}{4} \quad (100)$$

$$C_f = T \cdot \mu$$

$$M_{f \max} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2} = \sqrt{\left(\frac{Tl}{4}\right)^2 + \left(\frac{Nl}{4}\right)^2} = \frac{l}{4} \sqrt{T^2 + N^2} \quad (101)$$

Les contraintes de flexion et de torsion de l'arbre sont données respectivement par :

$$\sigma_f = \frac{M_{f \max}}{0.1 d_B^3} \quad (102) \quad \sigma_t = \frac{C_t}{0.2 d_B^3} \quad (103)$$

ou d_B représente le diamètre de l'arbre au niveau de la section dangereuse

La contrainte idéale de flexion est alors :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \cdot 0.75 \sigma_t^2} \quad (104)$$

En remplaçant dans (104) les valeurs de σ_f et σ_t on aura

$$\sigma_i = \frac{1}{0.1 d_B^3} \sqrt{\frac{\rho^2}{16} (T^2 + N^2) + 0.75 C_t^2} \leq \sigma_{adm} \quad (105)$$

posons $M_i = \sqrt{\frac{\rho^2}{16} (T^2 + N^2) + 0.75 C_t^2}$

il vient

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0.1 \sigma_{adm}}} \quad (106)$$

A.N : $T = 2138 \text{ N}$; $N = 778 \text{ N}$

$C_t = 128280 \text{ N} \cdot \text{mm}$; $\sigma_{adm} = 180 \text{ N/mm}^2$

$l = 22.7 + (2 \cdot 12) = 46.7 \text{ mm}$

$$\Rightarrow M_i = \sqrt{\frac{46.7}{16} (2138^2 + 778^2) + 0.75 \cdot 128280^2} = 111162 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(106) $\Rightarrow d_B \geq \sqrt[3]{\frac{111162}{0.1 \cdot 180}} = 18.34 \text{ mm}$

Puisqu'il ne risque d'y avoir aucun encombrement, on peut prendre $d_B = 25$

* Réactions des appuis :

$$R_1 = R_2 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} = \frac{1}{2} \sqrt{T^2 + N^2} \quad (107)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{1}{2} \sqrt{2138^2 + 778^2} = 1138 \text{ N}$$

b) Dimensions des tourillons :

L'effort qui s'exerce sur chaque tourillon est R_1
Le calcul du diamètre du tourillon à la pression d'écrasement donne

$$d_t \geq \sqrt{\frac{R_1}{k [P]}} \quad (108) \quad \text{avec}$$

$$d_t = k l_t$$

l_t = longueur du tourillon

$$k = 1.2$$

$$[P] = 4 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow d_t \geq \sqrt{\frac{1138}{1.2 \times 4}} = 15.3 \text{ mm}$$

On prendra un diamètre de tourillon $d_t = 20 \text{ mm}$

Vérification au cisaillement :

la condition de résistance au cisaillement donne

$$\tau = \frac{4 R_1}{\pi d_t^2} \leq \tau_{adm} \quad (109)$$

la contrainte admissible du matériau est $\tau_{adm} = 90 \text{ N/mm}^2$
et de l'équation (109) on tire que :

$$\tau = \frac{4 \cdot 1138}{\pi \cdot 20^2} = 73 \text{ N/mm}^2$$

On voit bien donc que la condition au non cisaillement est très largement assurée.

3.32 Calcul des roulements

On suppose que la pompe travaille six heures par jour et que sa durée de vie est de cinq ans.

En désignant par L_h la durée de vie en heures du roulement on aura :

$$L_h = 5 \cdot 365 \cdot 6 = 10950 \text{ heures}$$

Soit L_n = durée de vie nominale en millions de tours

$$L_n = \frac{L_h \cdot N \cdot 60}{10^6} = \frac{10950 \cdot 685 \cdot 60}{10^6} = 450 \text{ millions de tours}$$

Pour un roulement à rouleau, la charge dynamique de base C est donnée par :

$$C = R'_1 L_n^{1/k} \quad (110) \quad \text{où}$$

R'_1 = charge dynamique

$k = 10/3$ pour les roulements à rouleaux cylindriques

et $R'_1 = R_1 \cdot f_k \cdot f_d \quad (111) \quad \text{où}$

R_1 = effort résultant théorique sur le roulement

f_k : Coefficient tenant compte des efforts supplémentaires provenant du fonctionnement de l'engrenage.

$f_k \in [1.05 \div 1]$ pour les engrenages de précision.

f_d = Coefficient tenant compte des efforts supplémentaires dus au fonctionnement des machines accouplées au train d'engrenage. $f_d \in [1 \div 1.2]$ pour les machines électriques

A.N:

$$R_1 = 1138 \text{ N}$$

$$f_k = 1.08$$

$$f_d = 1.1$$

$$L_n = 450$$

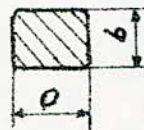
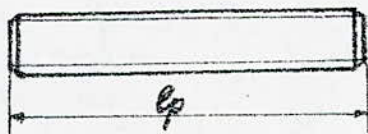
$$k = 10/3$$

$$\Rightarrow C = 1138 \cdot 1.08 \cdot 1.1 \cdot 450^{\frac{3}{10}} = 8452 \text{ N.}$$

On prendra donc pour les deux arbres des roues quatre roulements à rouleaux cylindriques N204 et d'après ISO 20RND3

3.3.3 Clavetage

les roues de la pompe seront assemblées aux arbres par clavetage. Pour un diamètre d'arbre de 25 mm on prendra une clavette parallèle de dimension $a \times b = 8 \times 7$ (NFE27-626)



2) Calcul au cisaillement :

L'effort tangentiel T tend à cisailer la clavette de longueur l_p , la section soumise au cisaillement est $S_p = a \cdot l_p$.

la condition de sécurité au cisaillement donne :

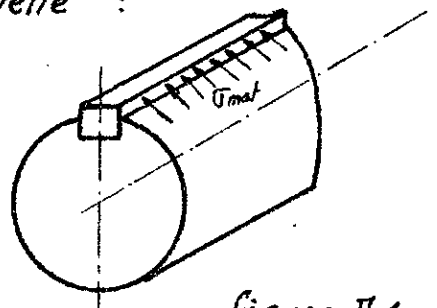
$$\tau = \frac{T}{S_p} = \frac{T}{a \cdot l_p} \leq \tau_{adm} \quad (112)$$

A.N: $T = 2138 \text{ N}$ $a = 8 \text{ mm}$ $l_p = 15 \text{ mm}$ $\tau_{adm} = 55 \text{ N/mm}^2$

$$\Rightarrow \tau = \frac{2138}{8 \cdot 15} = 17.81 < 55 \text{ N/mm}^2.$$

3) Vérification au non matage de la clavette :

la section de la clavette qui est soumise au matage est : (fig 3.30)



$$S_{mat} = \frac{b}{2} \cdot l_p \quad \text{d'où la}$$

contrainte : $\tau_{mat} = \frac{T}{S_{mat}} = \frac{2T}{b \cdot l_p} \leq \tau_{adm_{mat}}$

A.N: $T = 2138 \text{ N}$

$b = 7 \text{ mm}$

$l_p = 15 \text{ mm}$

$\tau_{adm_{mat}} = 150 \text{ N/mm}^2.$

$$\Rightarrow \tau_{mat} = \frac{2 \cdot 2138}{7 \cdot 15} = 41 \text{ N/mm}^2$$

Comme on peut le remarquer ; le non-matage est bien assuré.

CHAPITRE 6

ASSERVISSEMENT

1 DISTRIBUTEUR

Lors du fonctionnement de la eintreuse, la pompe, entraînée par le moteur électrique débite continuellement.

Le débit de fluide Q_v doit être orienté vers l'une ou l'autre des deux enceintes de l'eylindre selon que le piston effectue sa course aller ou retour.

A l'arrêt, le fluide hydraulique doit effectuer une phase retour vers la bache sans passer par le vérin.

Toutes ces fonctions peuvent être assurées par un distributeur hydraulique double effet schématisé ci-dessous en figure 1. 31

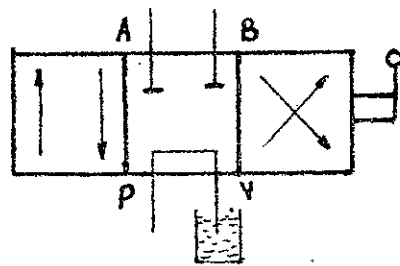


figure VI.1

Le levier présente trois positions (0, 1, 2)

* Position 1

$P \rightarrow A$
 $B \rightarrow V$

} Entrée d'huile dans la chambre de poussée du cylindre et sortie d'huile de la chambre de recul.

Dans cette position on obtient l'avance du piston.

* Position 0

$P \rightarrow V$
 A, B fermé

} Arrêt du piston - l'huile revient à la bache sans passer par le cylindre.

* Position 2 :

P → B Entrée d'huile dans la chambre de recul et sortie
A → V d'huile de la chambre de poussée -

Dans cette position, on obtient le retour du piston.

Pour notre entreuse on choisira un distributeur hydraulique double effet de marque (*) "MATERCO" type D6B

LIMITEUR DE PRESSION

A cause des surpressions qui risqueraient d'avoir lieu pendant l'arrêt en fin de course du piston, il est nécessaire d'interposer des limiteurs de pression dans la conduite d'admission et de retoulement. L'huile sous pression arrive par l'orifice P et sort par l'orifice A (ou vis⁺versa), en cas de surpression,

un clapet est soulevé et il livre passage à l'huile par l'orifice (V) qui se trouve relié à la bache.

En (M) sera branché un manomètre, l'action sur (C) provoque le réglage du limiteur de pression

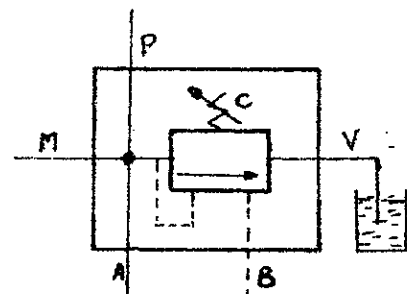
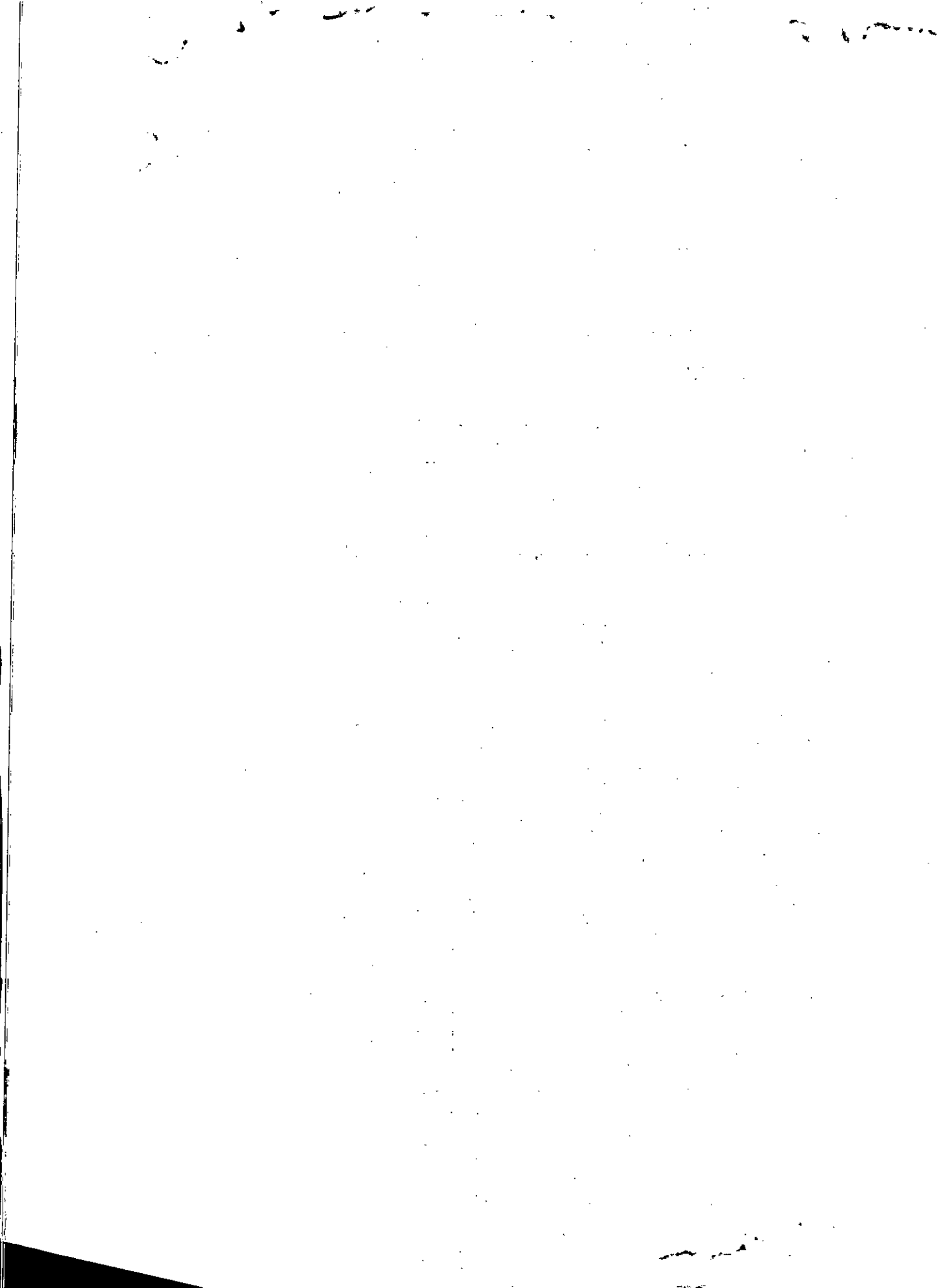
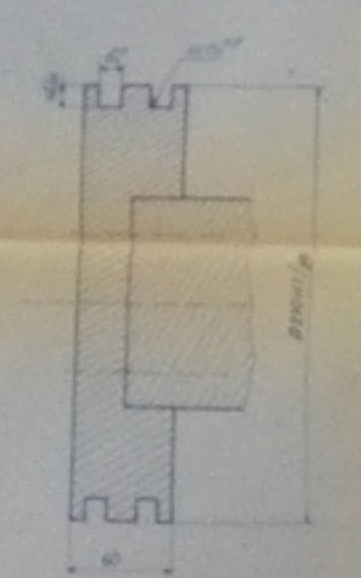
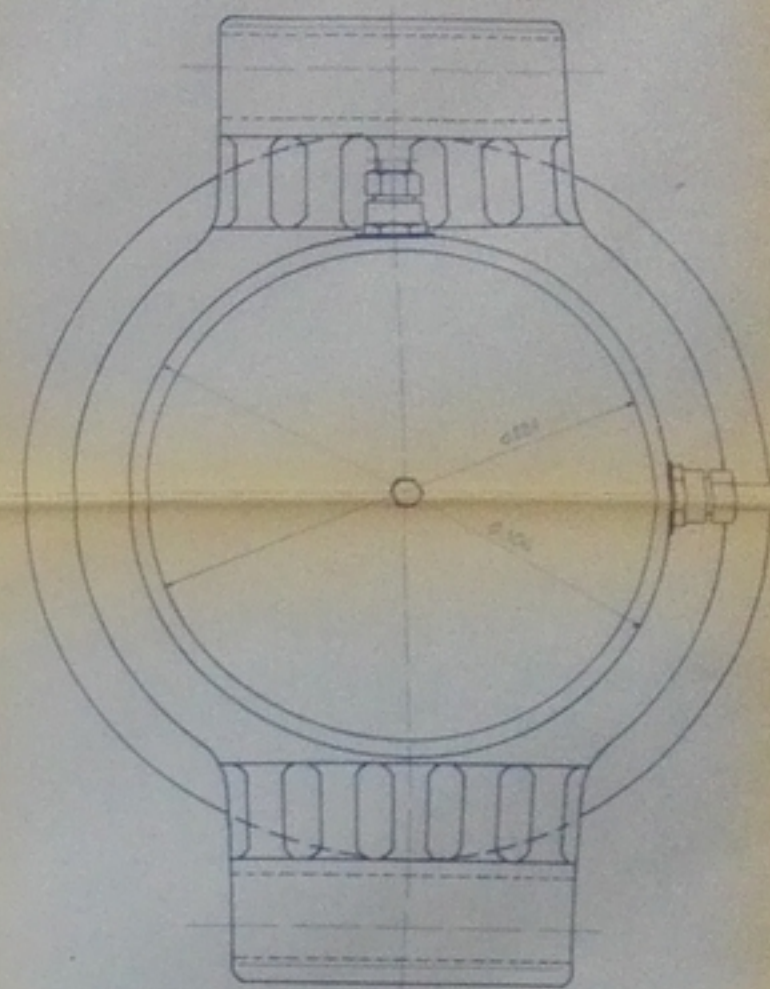
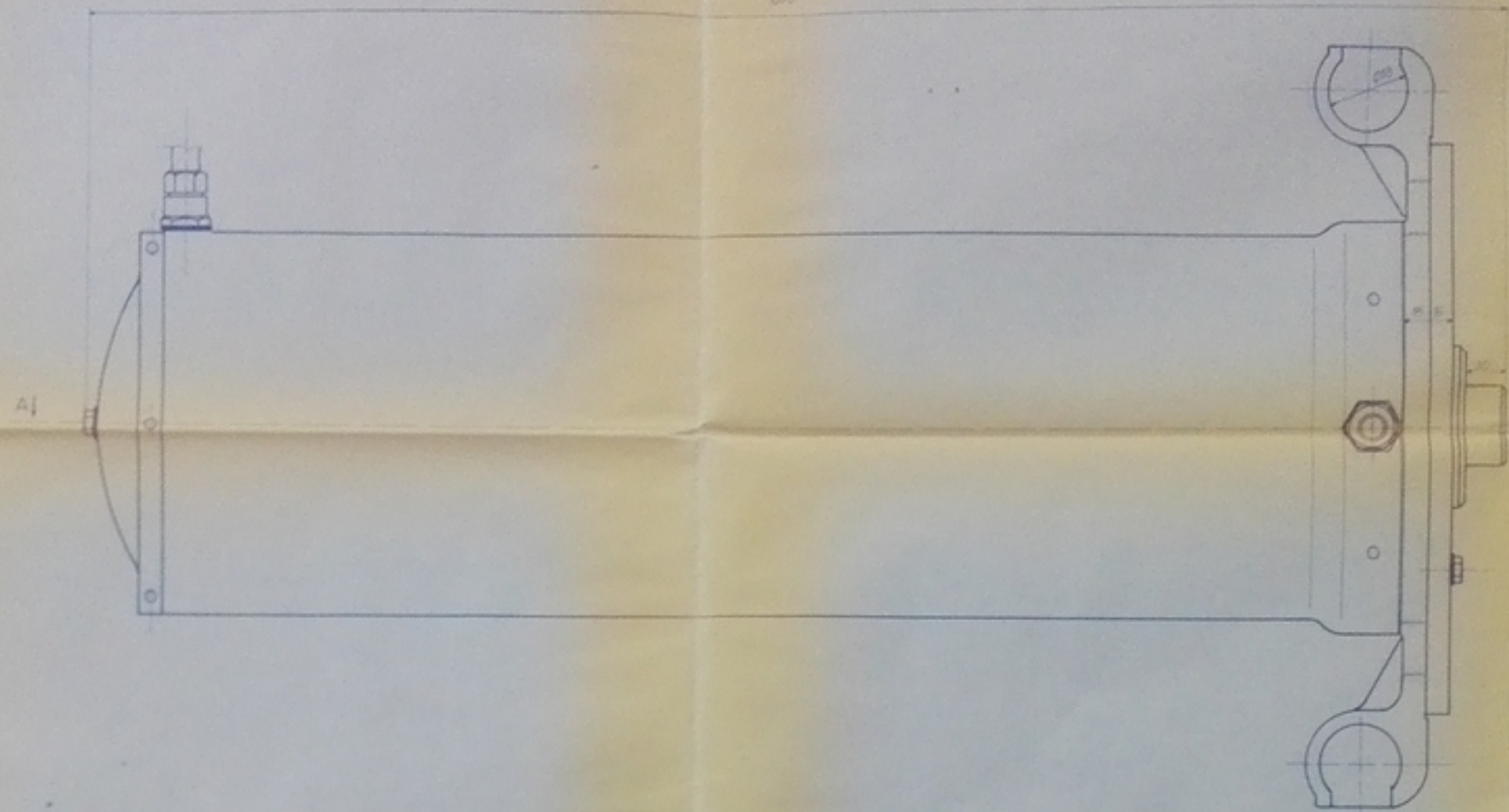
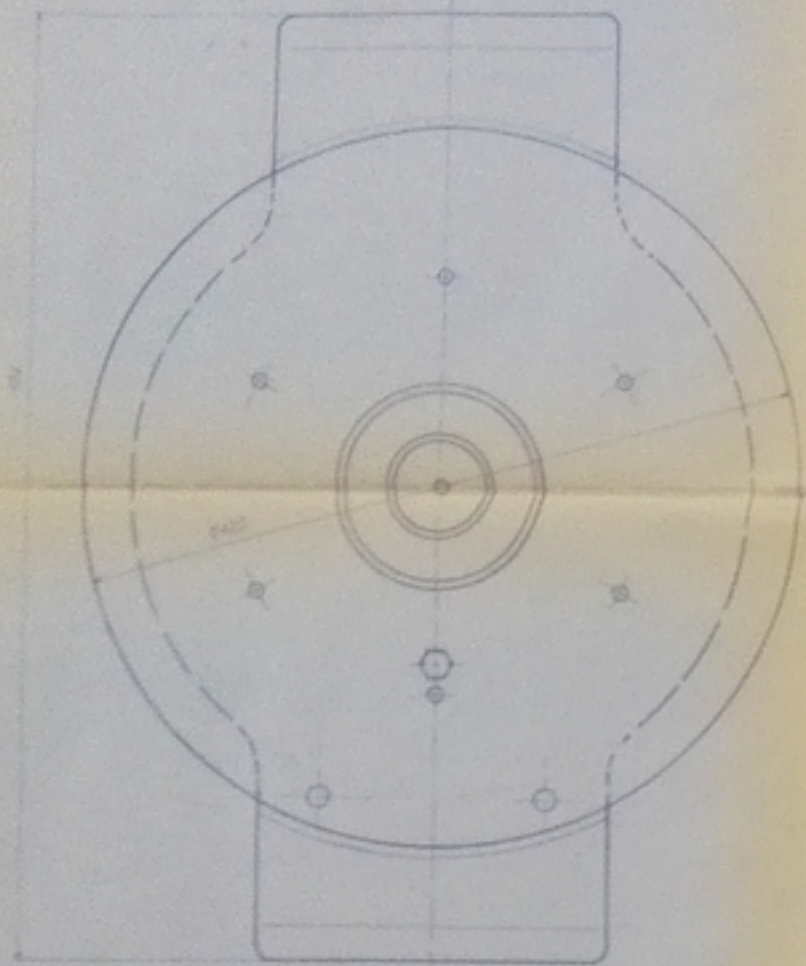


figure V 2

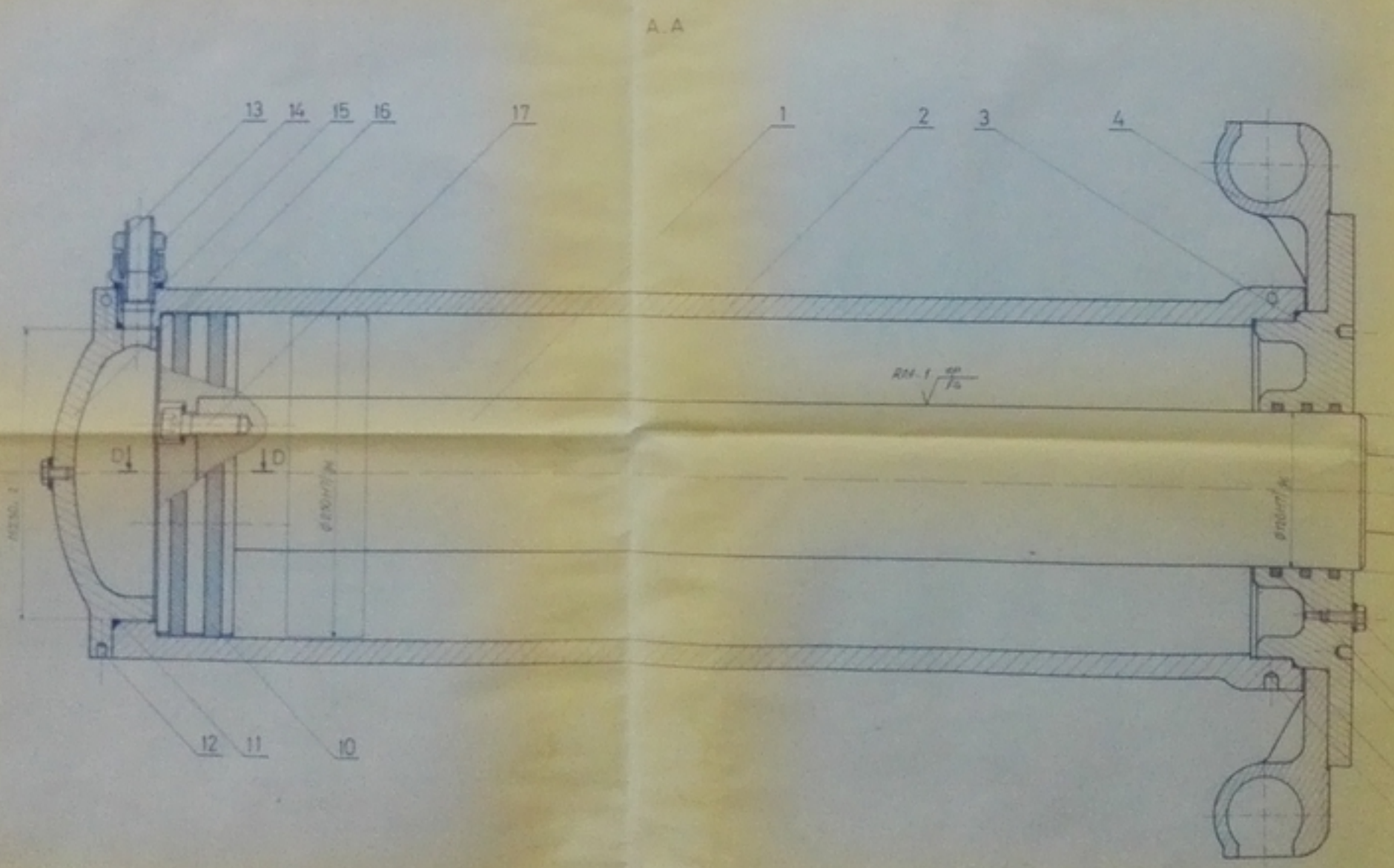
Dans notre cas on utilisera sur le circuit d'admission un limiteur de pression à tarage réglable du type L9R 15.21 et qui sera réglé à 200 bars. Pour le circuit de retoulement on utilisera un limiteur de pression à tarage fixe du type L9T 15.21 et réglé à 5 bars ; pression qui est largement suffisante pour provoquer le retour du piston. Elle équivaut à un effort sur le piston égal à 0.6 tonnes.

(*) Materco - STE HYDRO-AIR 255 Rue Gallieni -
Boulogne - Billancourt (seine) VAL 76-80





Section 22. joint d'étanchéité entier



ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE
BIBLIOTHÈQUE

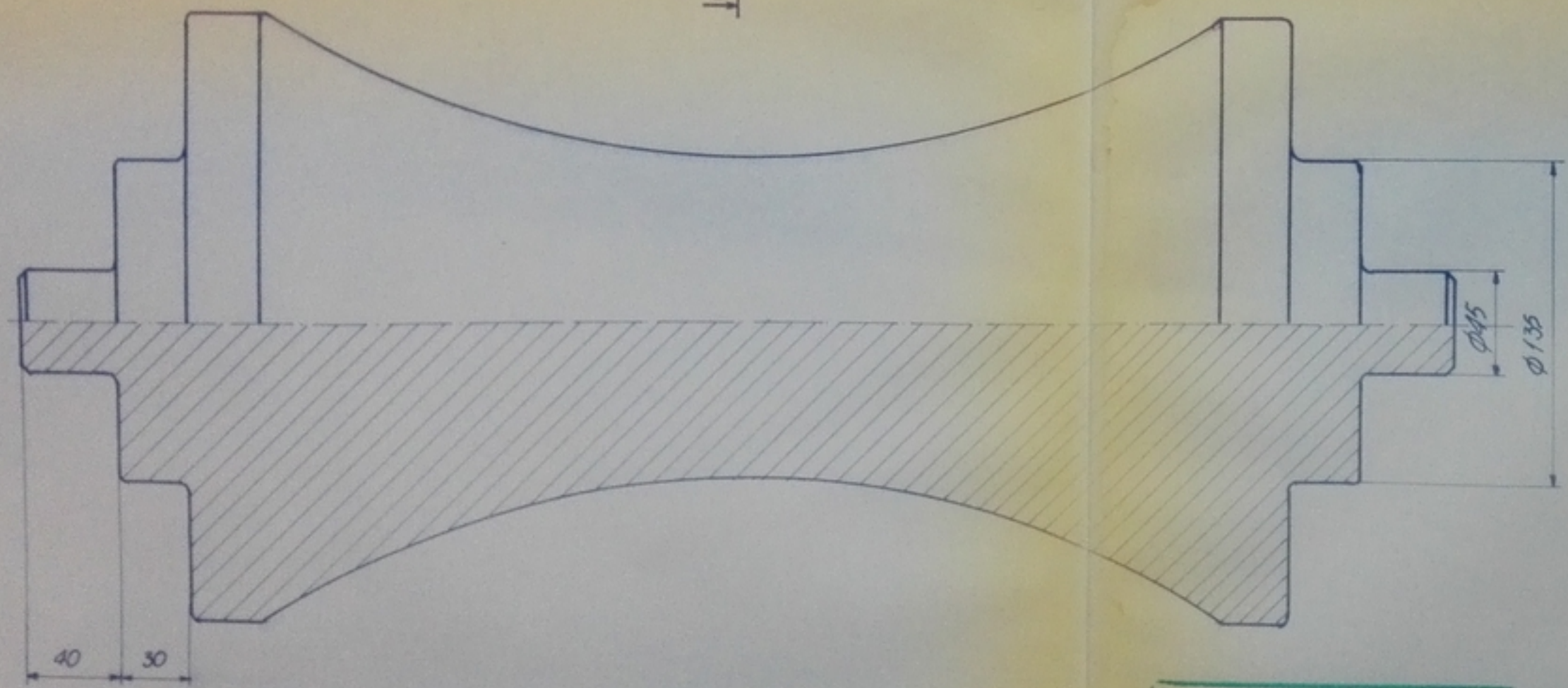
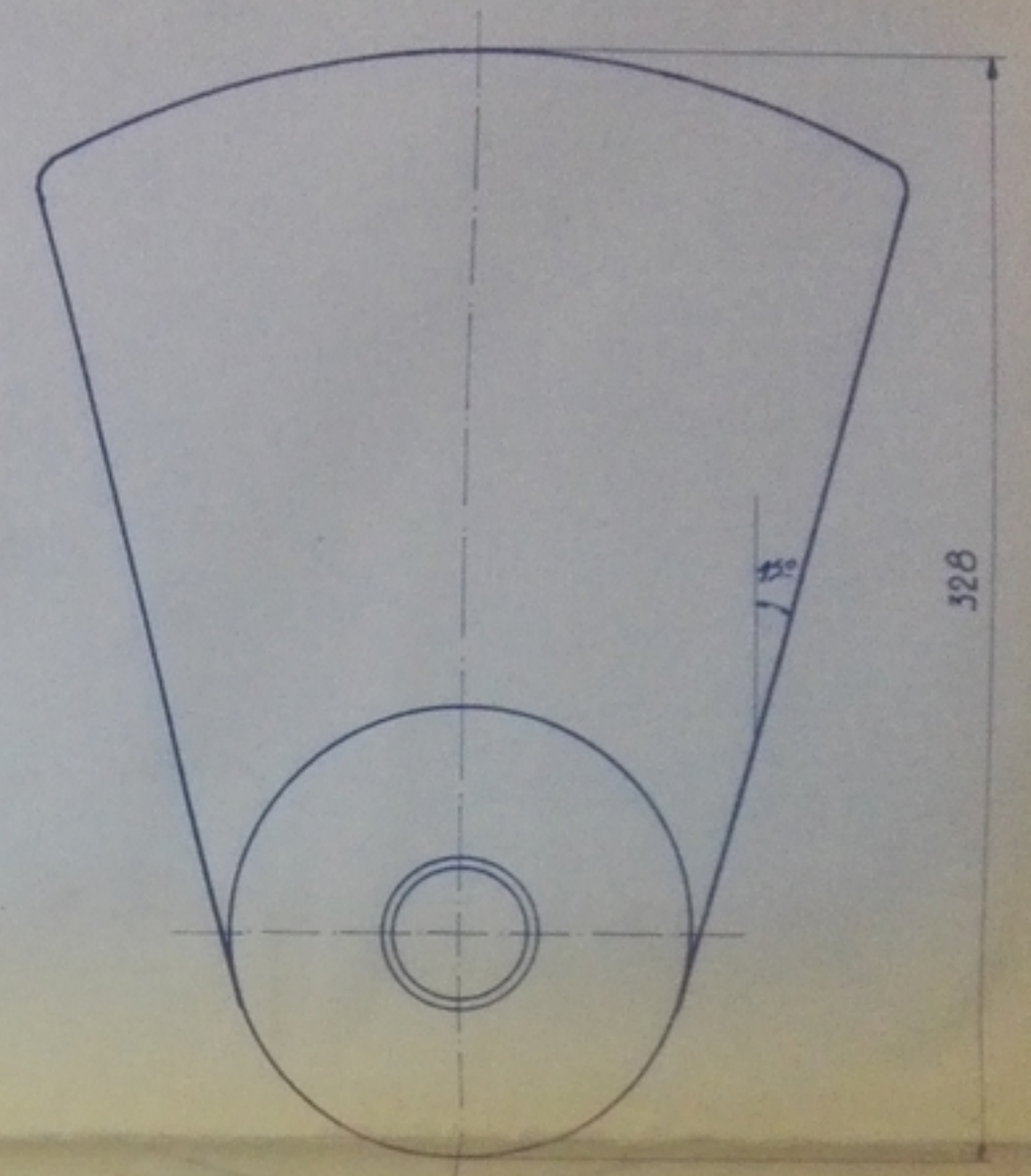
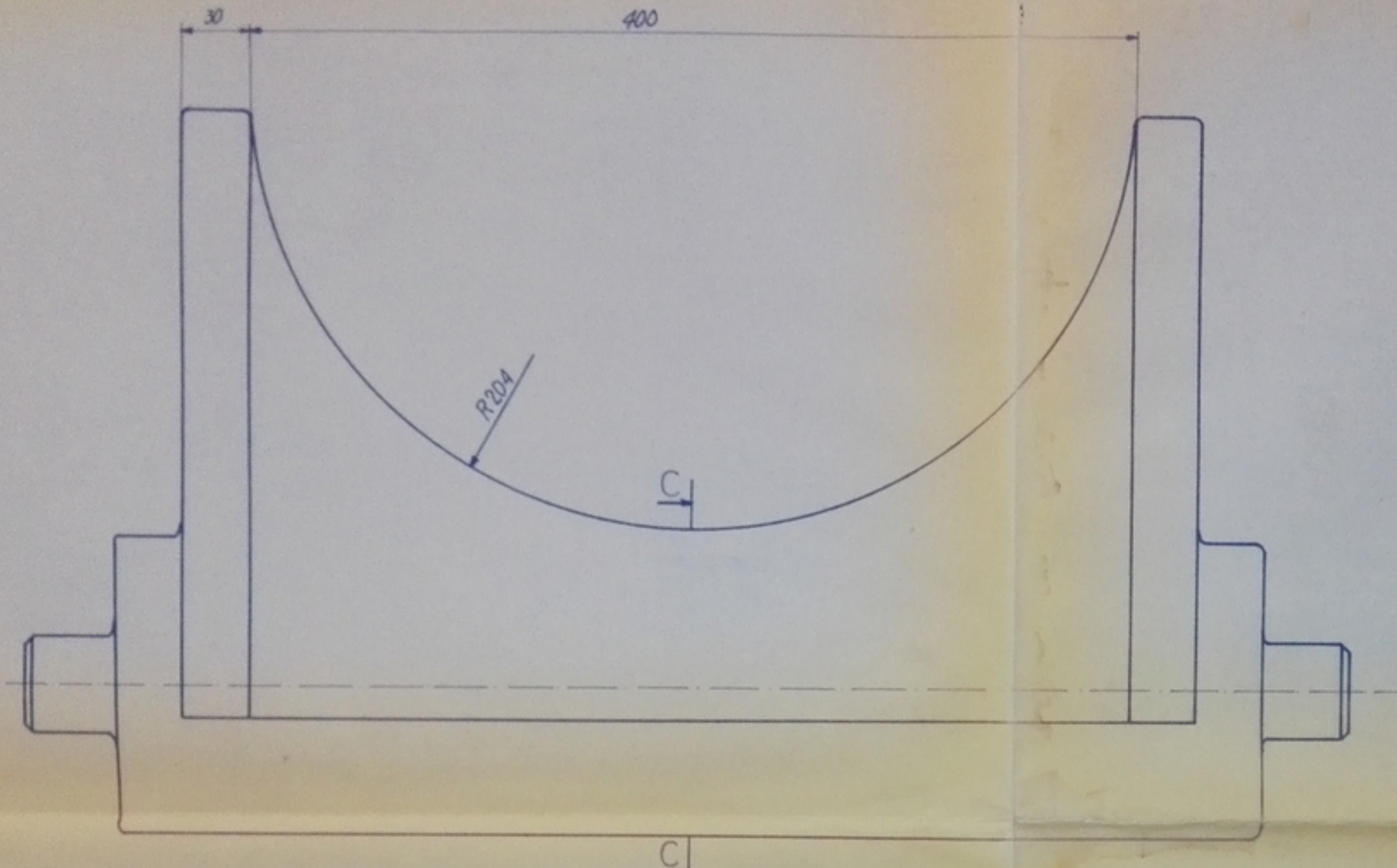
PM02285
Annex 1

Rq/N° dessin	Designation	nb	Unité	Mq	Q
17	Vis C6-8 M6x2	4			
16	Coque	1			
15	Joint d'étanchéité	2			
14	Boîtier cylindrique 128.11	2			
13	Tube d'écoulement	1			
12	Tou de serrage Ø8	4			
11	Joint torique 225.7	1			
10	Joint à 4 lobes 245.13	2			
9	Tou de serrage Ø6	4			
8	Joint torique 241.7	1			
7	Tou de serrage Ø5	4			
6	Joint à 4 lobes 16.5.7	1			
5	Arceau vis M10 x 4	2			
4	Arceau	1			
3	Coque	1			
2	Cylindre	1			
1	Platen	1			

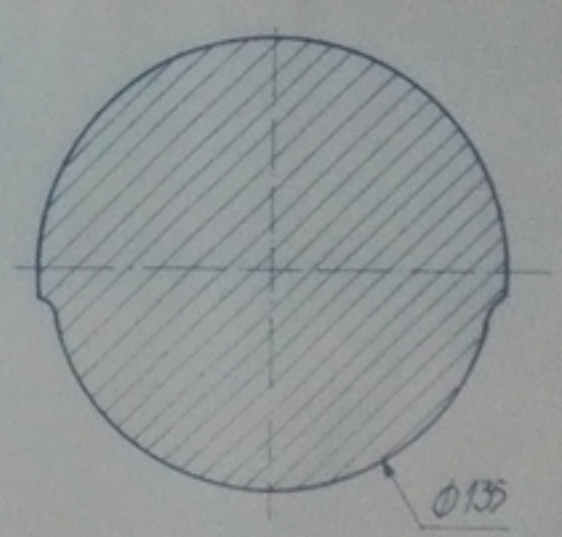
ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE
BIBLIOTHÈQUE

VERIN
HYDRAULIQUE
DOUBLE EFFET

ENPA



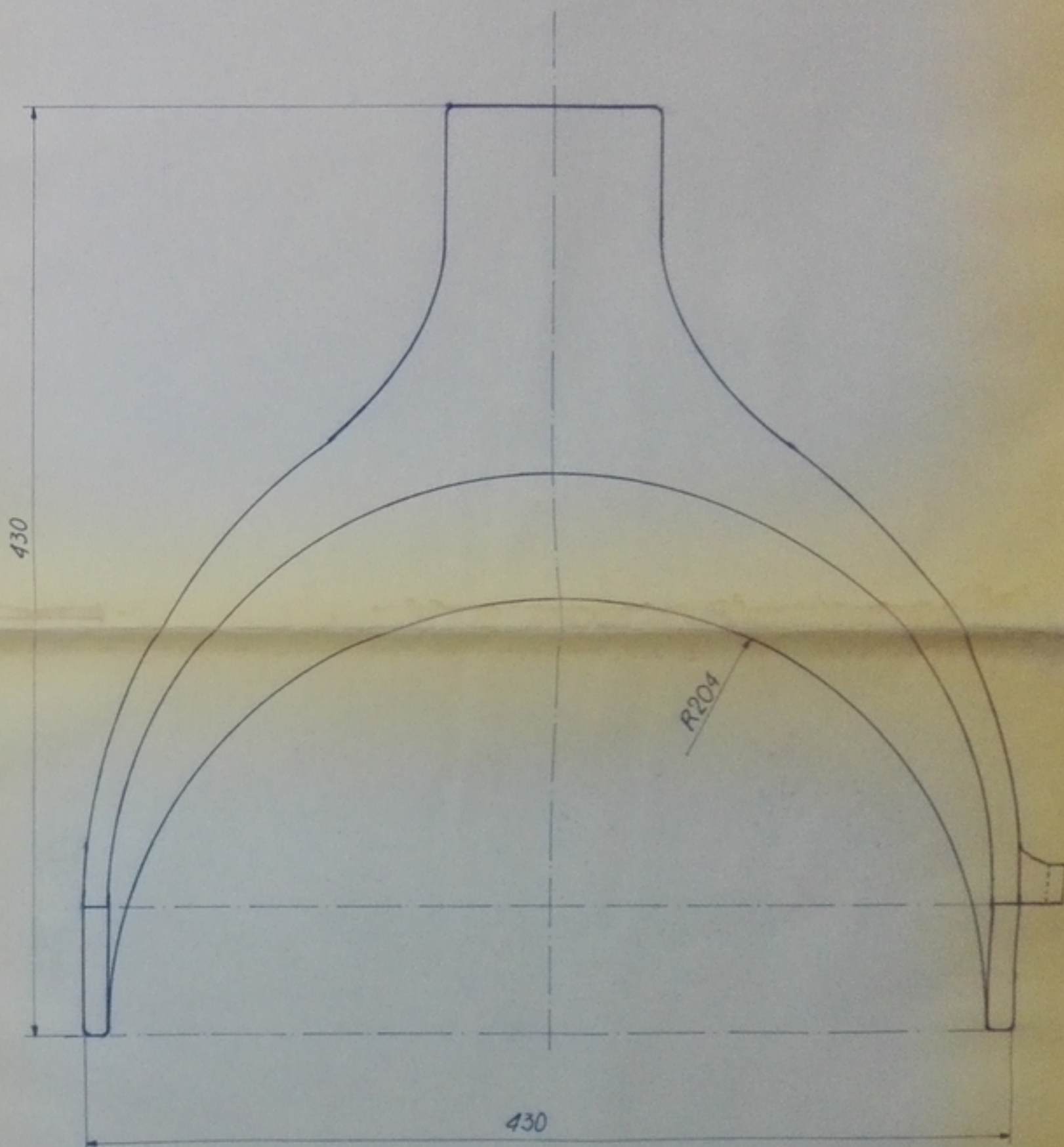
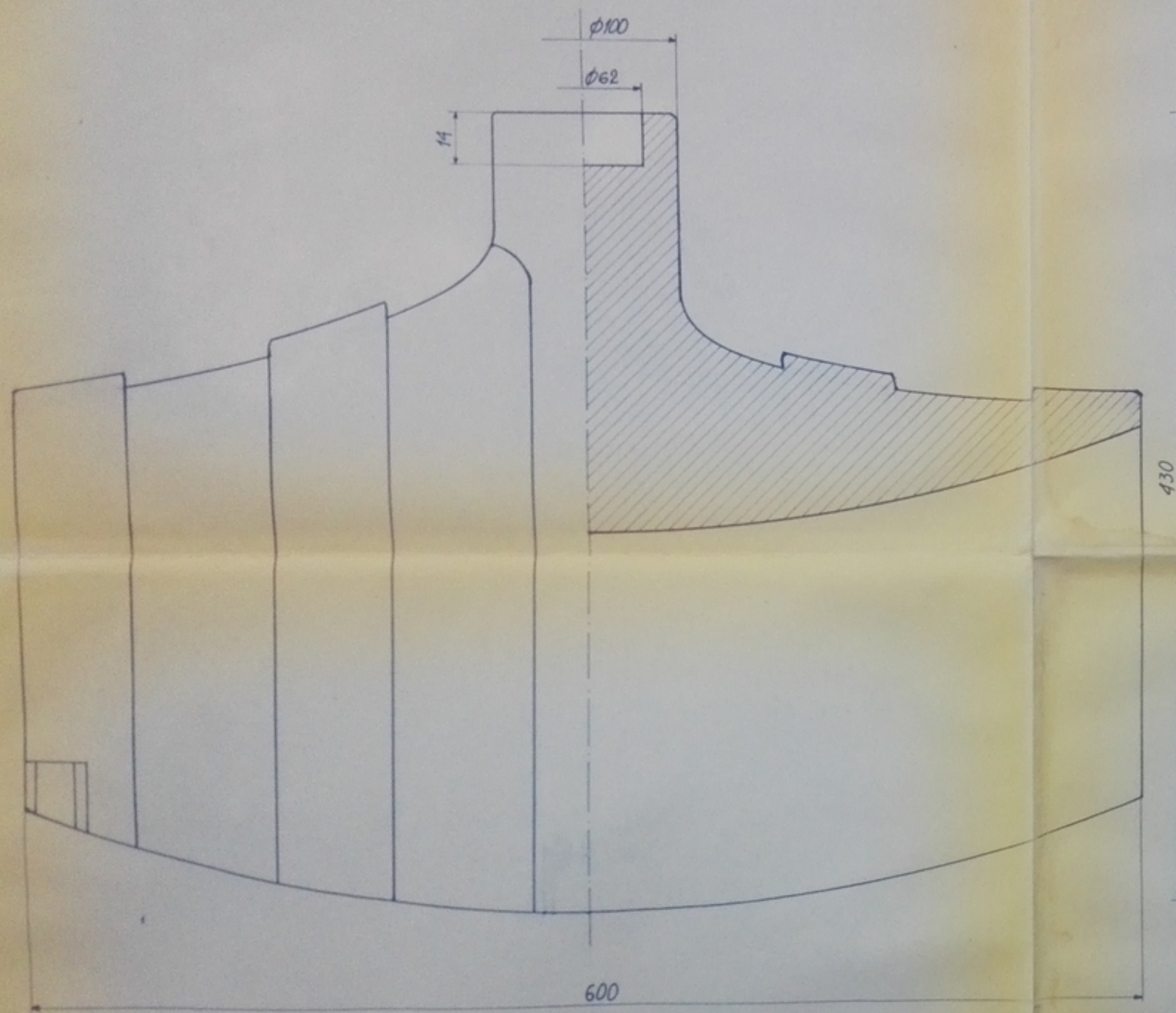
Section C.C



PM022/85
Annexe 2

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
الكنية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

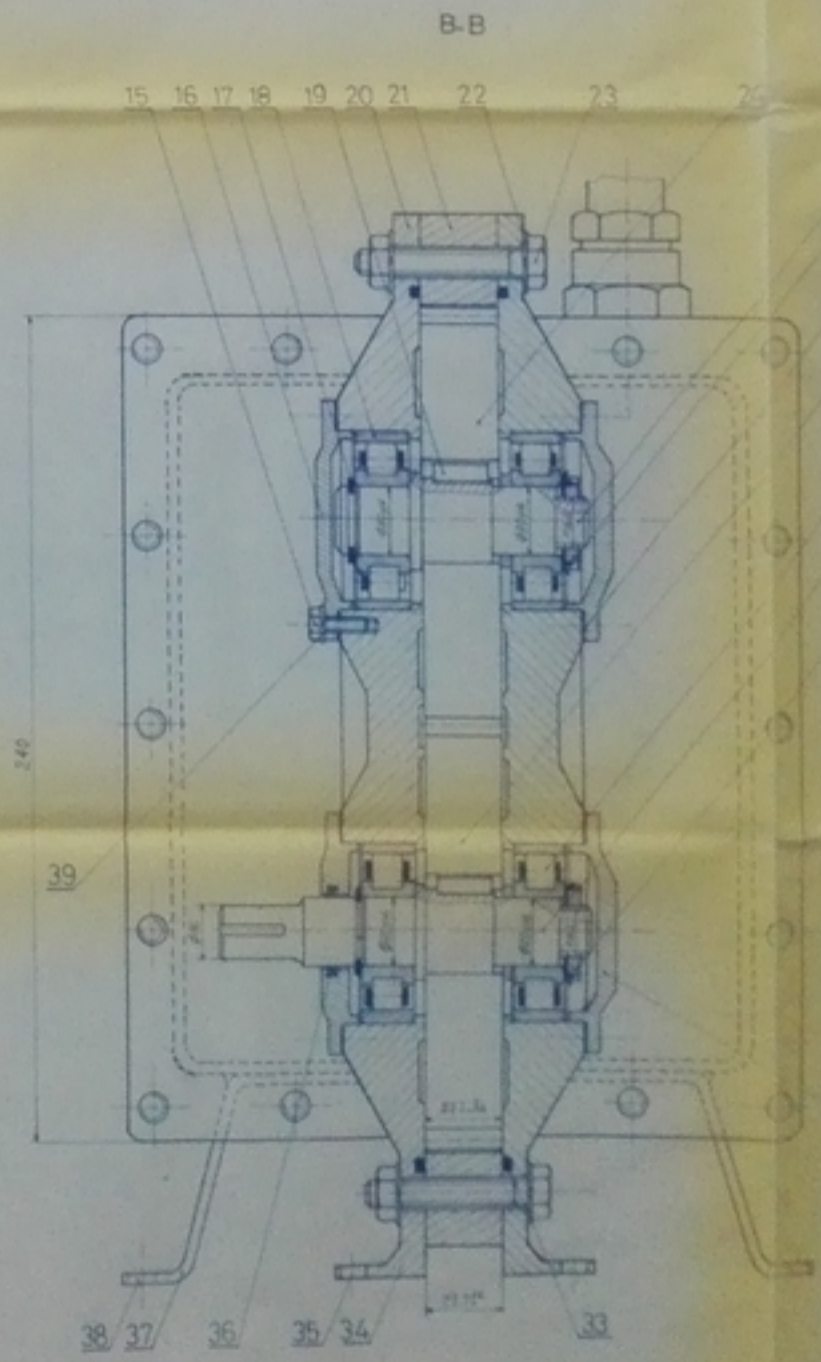
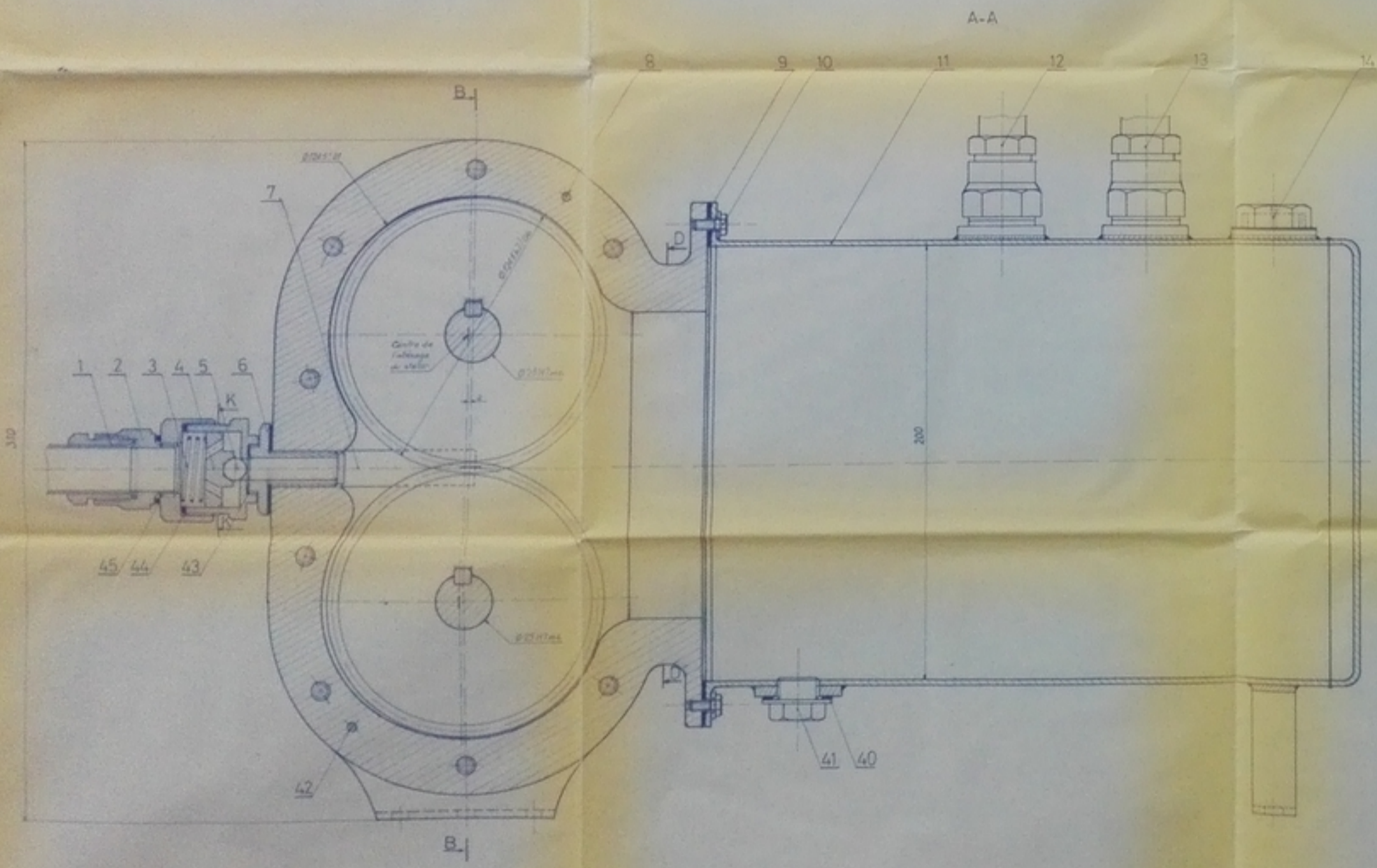
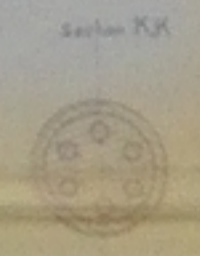
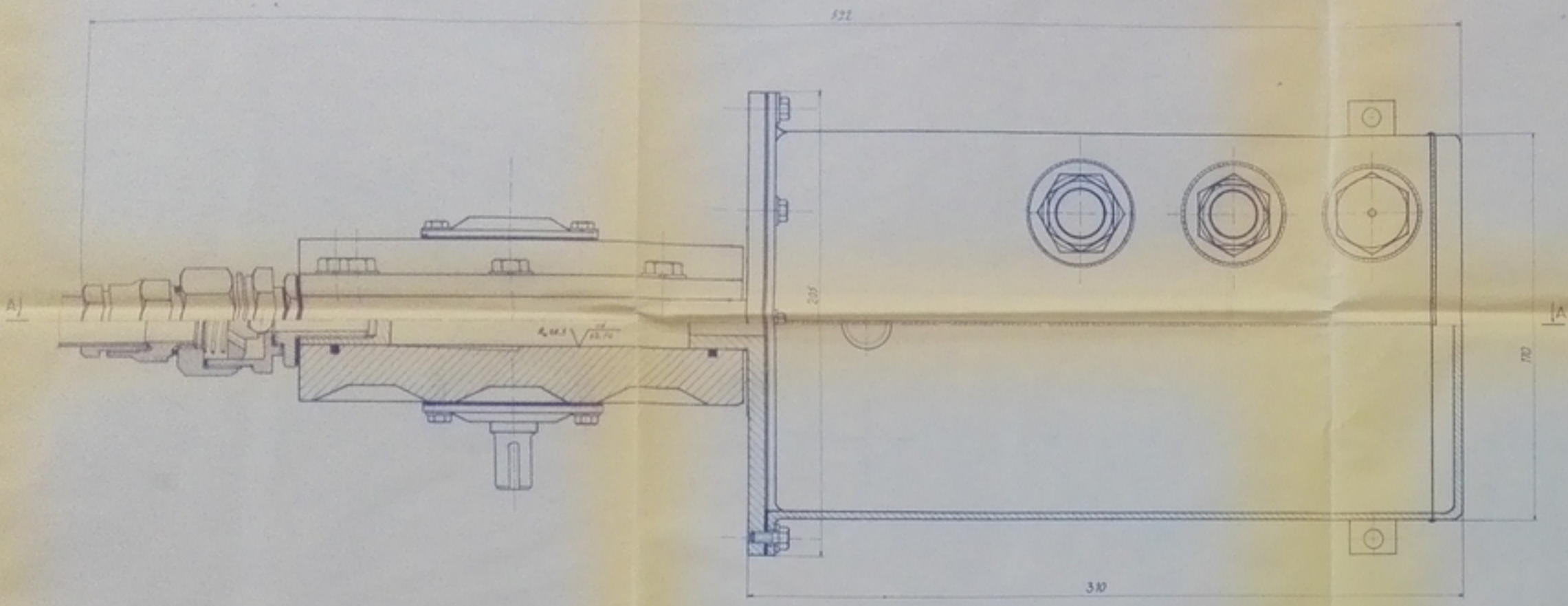
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		GALET LATERAL
0,5			
Etudiant	Haddar D		ENPA Dep. MECANIQUE
Promoteur	Rezzak		
			HD100T-02



PM 02285
-3-

مكتبة الجامعة الوطنية للعلوم والتقنية
البيروت
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

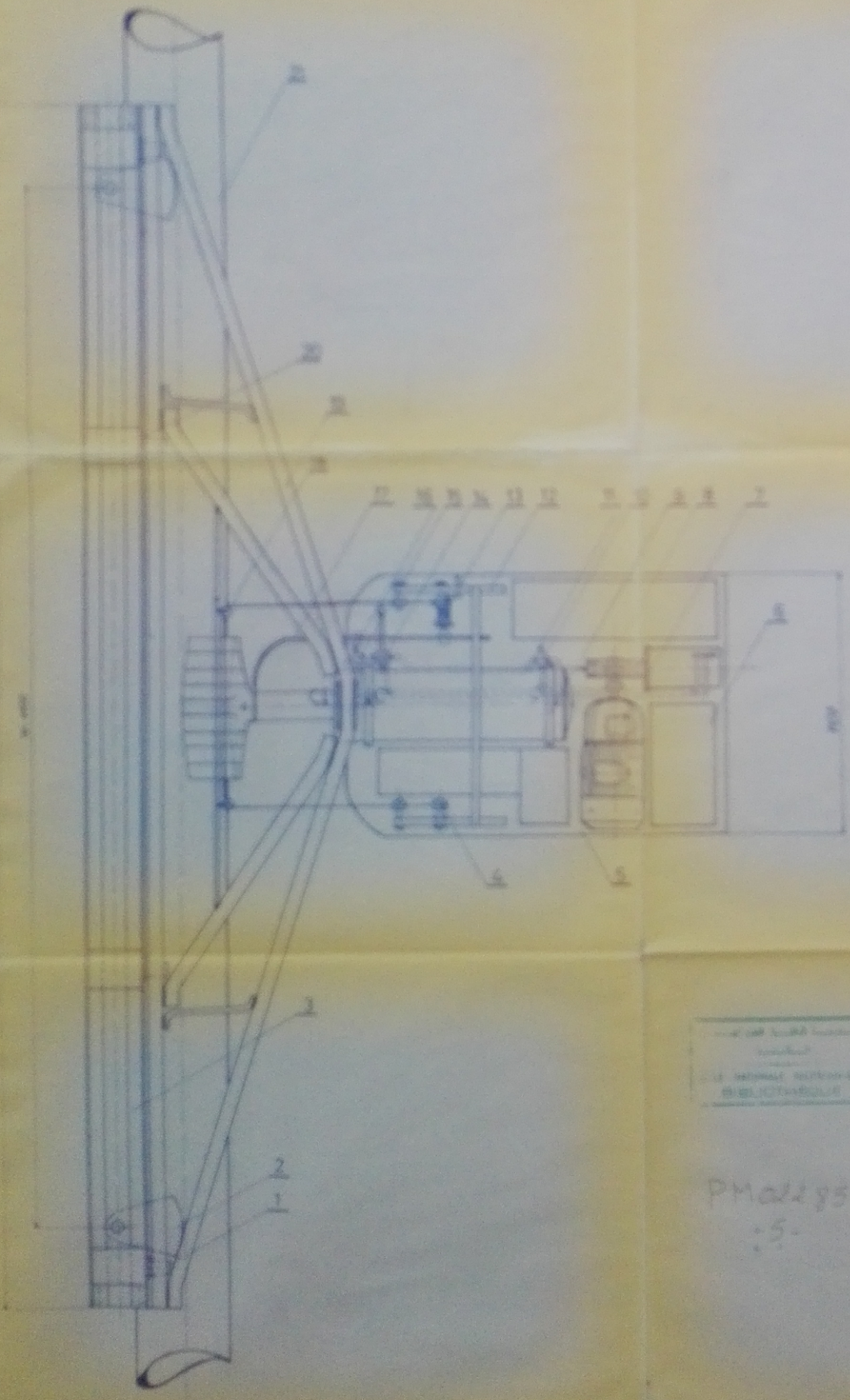
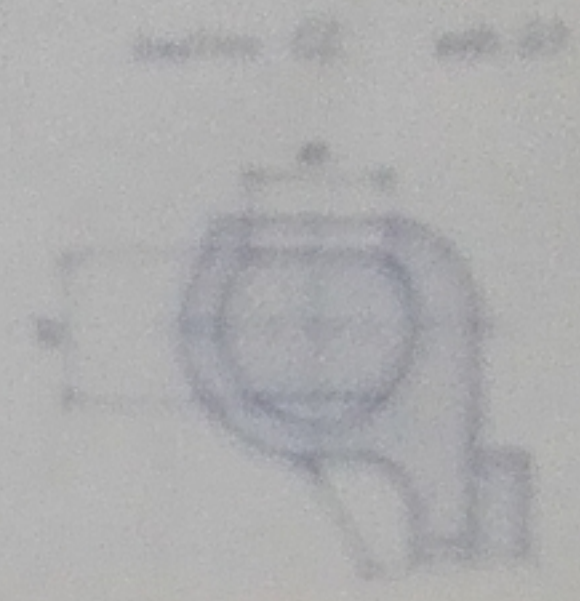
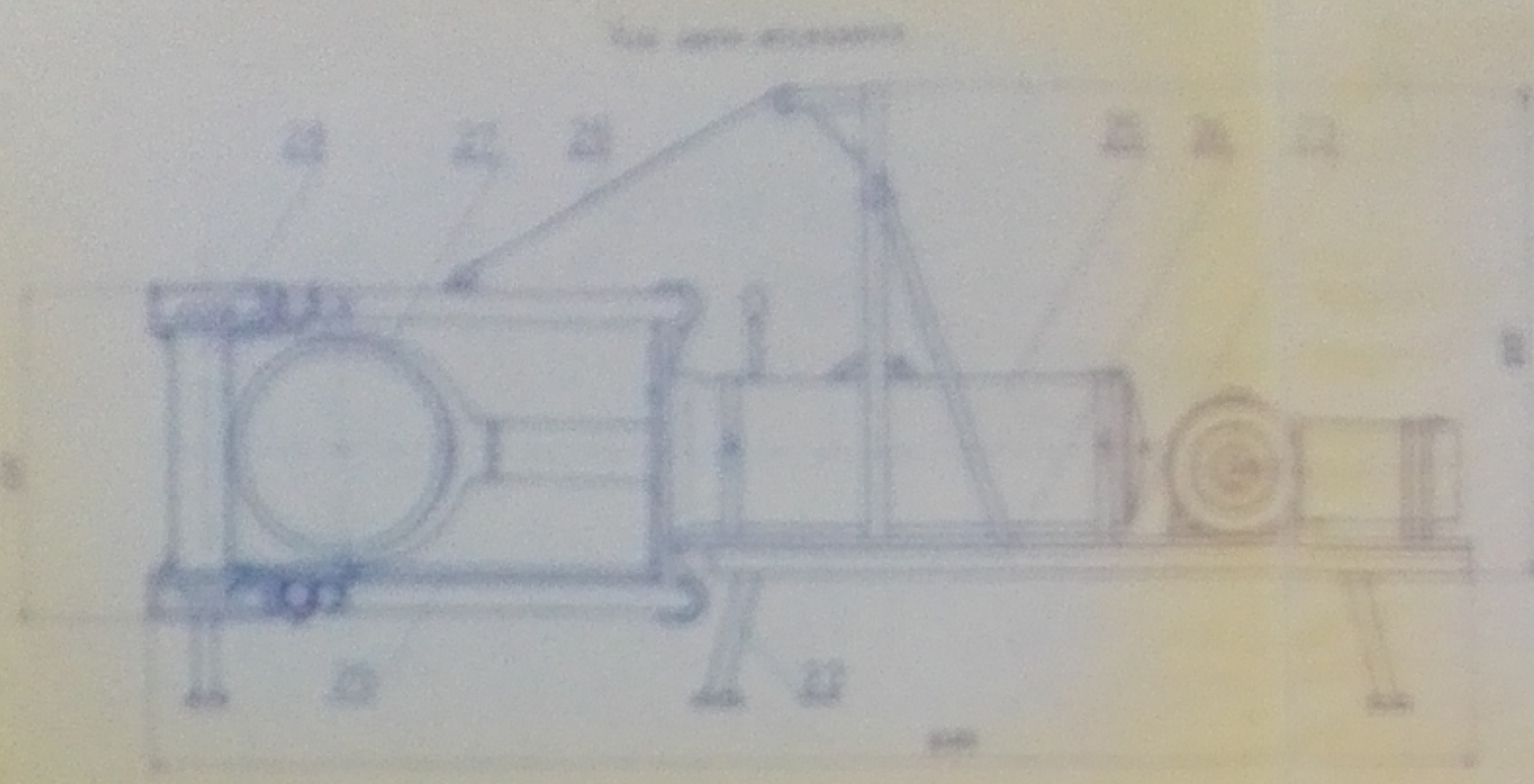
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		GALET
0,5			CINTREUR
Etudiant	Haider D	568	ENPA
Promoteur	Ahmed		Dep MECANIQUE
			HD100T 27



N°	Description	Qté	Unité	Mat.
1	...	1
2	...	1
3	...	1
4	...	1
5	...	1
6	...	1
7	...	1
8	...	1
9	...	1
10	...	1
11	...	1
12	...	1
13	...	1
14	...	1
15	...	1
16	...	1
17	...	1
18	...	1
19	...	1
20	...	1
21	...	1
22	...	1
23	...	1
24	...	1
25	...	1
26	...	1
27	...	1
28	...	1
29	...	1
30	...	1
31	...	1
32	...	1
33	...	1
34	...	1
35	...	1
36	...	1
37	...	1
38	...	1
39	...	1
40	...	1
41	...	1

BIBLIOTHÈQUE

Pho 2885



Quantité	Désignation	Matériau	Notes
1	Coude		
2	Support de flange long		
1	Flange court		
1	Clapet 45°		
1	Spécification		
1	Clapet 180° (horizontal)		
1	Tôle d'emballage 200		
4	Support 180° (vertical)		
1	Tôle assiette		
10	Écrous M10x1,5		
8	Vis M10		
1	Support assiette		
1	Clapet 180° (vertical)		
1	Ressort à double effet		
1	Clapet 45° (horizontal)		
1	Ressort à simple effet		
1	Clapet 180° (vertical)		
1	Clapet 45°		
1	Support de clapet		
1	Ressort à double effet		
1	Clapet 45° (horizontal)		
1	Clapet		
1	Clapet à 45°		
1	Tôle d'emballage 200		
1	Ressort à double effet		
1	Clapet 180° (horizontal)		
1	Clapet 45°		
1	Clapet 45°		
1	Clapet		

écrit en lettres capitales
à l'encre ou au pinceau
et numéroté en chiffres
ARABES.

PM 2285
: 5 :