

20/86

وزارة التعليم و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

الدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

lex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT **G**ENIE **M**ECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

**(CONCEPTION
D'UNE TOUPIE**

3 PLANCHES

Proposé par :

M^r. **B**ELHADEF

Etudié par :

M^r. **A**ZINE

Dirigé par :

M^r. **B**ELHADEF

PROMOTION : Juin 86

Ministère de l'Enseignement Supérieur

École Nationale Polytechnique

Département : Génie Mécanique

Promoteur : M^{er} BELMADEF

Elève ingénieur : AZINE

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع :

الموجه :

الطالب المهندس :



الموضوع :

دراسة تصميم آلة نجارة ذات محور عمودي.

ملخص :

يتلخص هدفنا في دراسة تصميم آلة نجارة ذات محور عمودي، ويتطلب ذلك تحديد أبعاد العناصر الرئيسية لهذه الآلة، ومن ضمن ذلك تذكر السيور والبكرات المحركة والمستقبلة، عمود نقل الحركة، الخ

Sujet : Etude de conception d'une toupie à axe vertical .

Résumé : Notre but est de faire une étude de conception d'une toupie à axe vertical , et pour cela , on doit mentionner les éléments essentiels de notre machine , à savoir les courroies , les poulies motrices et réceptrices , l'arbre toupie , etc

Subject : Study for a conception of a vertical spindle .

Summary : Our aim is to make a study for a conception of a vertical spindle , for this , we should to design the essential elements of our machine , namely the driving belt , the driving and the receiving pulley , the spindle shaft , etc

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
قُلْ يَا أَيُّهَا الْكَافِرُونَ ① لَا أَعْبُدُ مَا تَعْبُدُونَ ② وَلَا
أَنْتُمْ عِبِدُونَ مَا أَعْبُدُ ③ وَلَا أَنَا عَابِدٌ مَّا عَبَدْتُمْ ④
وَلَا أَنْتُمْ عِبِدُونَ مَا أَعْبُدُ ⑤ لَكُمْ دِينُكُمْ وَلِيَ دِينِ ⑥

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
إِذَا جَاءَ نَقْرُ اللَّهِ وَالْفَتْحُ ① وَرَأَيْتَ
النَّاسَ يَدْخُلُونَ فِي دِينِ اللَّهِ أَفْوَاجًا ②
فَسَبِّحْ بِحَمْدِ رَبِّكَ وَاسْتَغْفِرْهُ إِنَّهُ كَانَ
تَوَّابًا ③

* En présentant ce travail , je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin , même de la façon la plus modeste , à ma formation .

* Je tiens à exprimer ici ma profonde gratitude à M^{SR} .BELHADEF qui a dirigé cette étude avec beaucoup de gentillesse et d'efficacité , je le remercie également pour la confiance qu'il m'a accordé tout au long de ce travail .

* Je tiens à témoigner ma profonde reconnaissance à tous les enseignants du département Génie Mécanique pour tout ce qu'ils m'ont appris et ce que je n'ai pas pu retenir .

* Mes remerciements vont à tous mes amis et en particulier : M^{SR} H.EL-BESSEGUI ainsi que son voisin ; M^{SR} M.DHAN et son frère ; M^{SR} A.LAZAR ; M^{SR} A.BRIOUCH ; M^{SR} M.BOUCHELAREN et tous les autres .

T A B L E D E S M A T I E R E S

Chapitre 1	page	1
1 Introduction		1
2 Domaine d'utilisation du bois		1
3 Définition de la toupie		2
4 But du travail		2
6 Données		2
Chapitre 2		4
1 Etude de la transmission		4
1.1 Calcul des dimensions de la courroie		4
1.2 Calculs des diamètres des poulies		4
1.3 Choix de l'entraxe		9
1.4 Détermination de la longueur de la courroie		9
1.5 Recalcul de l'entraxe		10
1.6 Détermination des arcs embrasés		11
1.7 Détermination des nombres de courroies ..		11
1.8 Fréquence de passage		13
2 Détermination du diamètre de l'arbre toupie		15
2.1 Suivant la condition de résistance		15
2.2 Suivant la condition de rigidité		19
3 Calcul des roulements		20
4 Porte arbre-toupie		22
5 Support		22
6 Moteur électrique		22

7 Levier de vitesse	22
B Groupe fixe	28
1 Cylindre guide	28
2 Bâti	28
3 Table	28
4 Détermination des vis et boulons de fixation	33
5 Calcul des diamètres de la vis monte charge	34
6 Pédale de blocage	36
7 Soulèvement de l'arbre toupie-.....	36
8 Calcul des clavettes	40
8.a Clavetage de l'arbre moteur	41
8.b Clavetage de l'arbre toupie	41
9 Protecteur	42
Chapitre 3	44
1 Branchement électrique	44
2 Montage des outils	44
3 Soulèvement de l'arbre toupie	46
4 Mise en marche de la toupie	46
5 Changement de vitesse et réglage de la courroie .	46
C O N C L U S I O N	49

F I G U R E S

Figure	Page	Désignation
1	3	Schéma de la toupie
2	7	Schéma des poulies
3	16	Arbre toupie
4a - 4b	23 - 24	Porte arbre toupie
5a	25	Support
5b	26	"
5c	27	"
6a	29	Cylindre guide
6b	30	"
6c	31	"
7	32	Bâti et Table de travail
8	37	Pédale de blocage
9a	38	Système d'entraînement en rotation du système vis - écrou
9b	39	"
10	43	Protecteur
11	45	Branchement électrique
12	47	Soulèvement en hauteur de l'arbre toupie

T A B L E A U X

Tableau	Page	Désignation
I	8	Valeurs des diamètres primitifs des poulies
II	9	Valeurs de la longueur des courroies
III	10	Valeurs des entraxes
IV	11	Valeurs des arcs embrasés
V	13	Valeurs de la fréquence de passage
VI	14	Dimensions de la courroie et poulies
VII	21	Dimensions des roulements

B I B L I O G R A P H I E

- | | |
|--|---|
| A.CHEVALIER | Guide du dessinateur industriel |
| AIDE MEMOIRE | Conception en construction mécanique |
| RENE BOUDET . | Organes de machine B 5 II
(situation en AOUT 1984 après parution
du N° B 109) |
| Cours de CM ₂ proposé par M ^{er} BOUKAABACHE | |
| Cours de TE ₂ proposé par M ^{er} BOUAZIZ | |

NOTATIONS ET SYMBOLES

Symbole	Unité	Désignation	Dimension
f'	Nombre	Coefficient de frottement	/
f	"	"	/
i_j	Nombre	Rapport de transmission	/
D_j	mm	Diamètres des grandes poulies	L
d_j	mm	Diamètres des petites poulies	L
N_o	tr/min	Vitesse d'entrée	T^{-1}
N_{sj}	tr/min	Vitesses de sortie	T^{-1}
A_j	mm	Entraxes des poulies	L
L_j	mm	Longueurs de la courroie	L
L'	mm	Longueur normalisée de la courroie	L
A'_j	mm	Premiers entraxes	L
A''_j	mm	Deuxièmes entraxes	L
α_j	°	Arcs embrasés	Deg
n	Nombre	Nombre de courroie	/
P_{eff}	Ch	Puissance effective	ML^2T^{-3}
P_m	Ch	Puissance motrice	ML^2T^{-3}
K	Nombre	Facteur de service	/
P_{nt}	Ch	Puissance nette transmissible	ML^2T^{-3}
V_j	m/s	Vitesses linéaires	LT^{-1}
d_f	mm	Diamètre fictif	L
f_d	Nombre	Facteur de correction de i	/
P_{bt}	Ch	Puissance brute transmissible	ML^2T^{-3}

K'	Nombre	Coefficient de correction	/
f_p	passage/s	Fréquence de passage	T^{-1}
M_t	Mm	Moment de torsion	ML^2T^{-2}
F	F	Effort tangentiel à la poulie	MLT^{-2}

CHAPITRE I

-1-

1. Introduction :

Dans le domaine industriel , on a utilisé différentes machines pour n'importe quel travail aidant l'économie de l'état , et parmi elles , nous trouvons des machines destinées aux différents travaux du bois , puisque celui-ci est resté jusqu'à nos jours l'une des principales matières premières de l'industrie ; mais dans notre projet de fin d'étude nous nous intéresserons à une machine que les constructeurs lui ont donné le nom de " TROUPIE " .

Cette toupie a la capacité de faire des usinages , sur des pièces en bois , des surfaces à profil très varié servant d'ornement à un ouvrage de menuiserie ou d'ébénisterie .

2. Domaine d'utilisation du bois :

Les bois , une fois ouvrés , servent en charpente , menuiserie , planchers , ébénisterie , boissellerie , caisserie , marqueterie , tonnellerie , boisage de mine , traverses de chemin de fer ; transformés , ils fournissent le papier , les copeaux , la frisure . La plupart des bateaux de pêche et même quelques maisons de luxe sont encore construits en bois .

Les modèles qui servent à la réalisation des pièces de fonderie sont surtout confectionnés en bois , puisque celui-ci est peu coûteux et parce qu'il présente de grandes facilités de mise en oeuvre .

3. Définition de la toupie :

La toupie est une machine industrielle pour le travail du bois , avec laquelle on exécute les moulures et les entailles les plus variées .
(On dit parfois toupilleuse .)

4. But du travail :

Le but de notre travail consiste à faire une étude de conception d'une " TOUPIE " à axe vertical destinée à la menuiserie , et ce à cause du vaste domaine d'utilisation du bois .

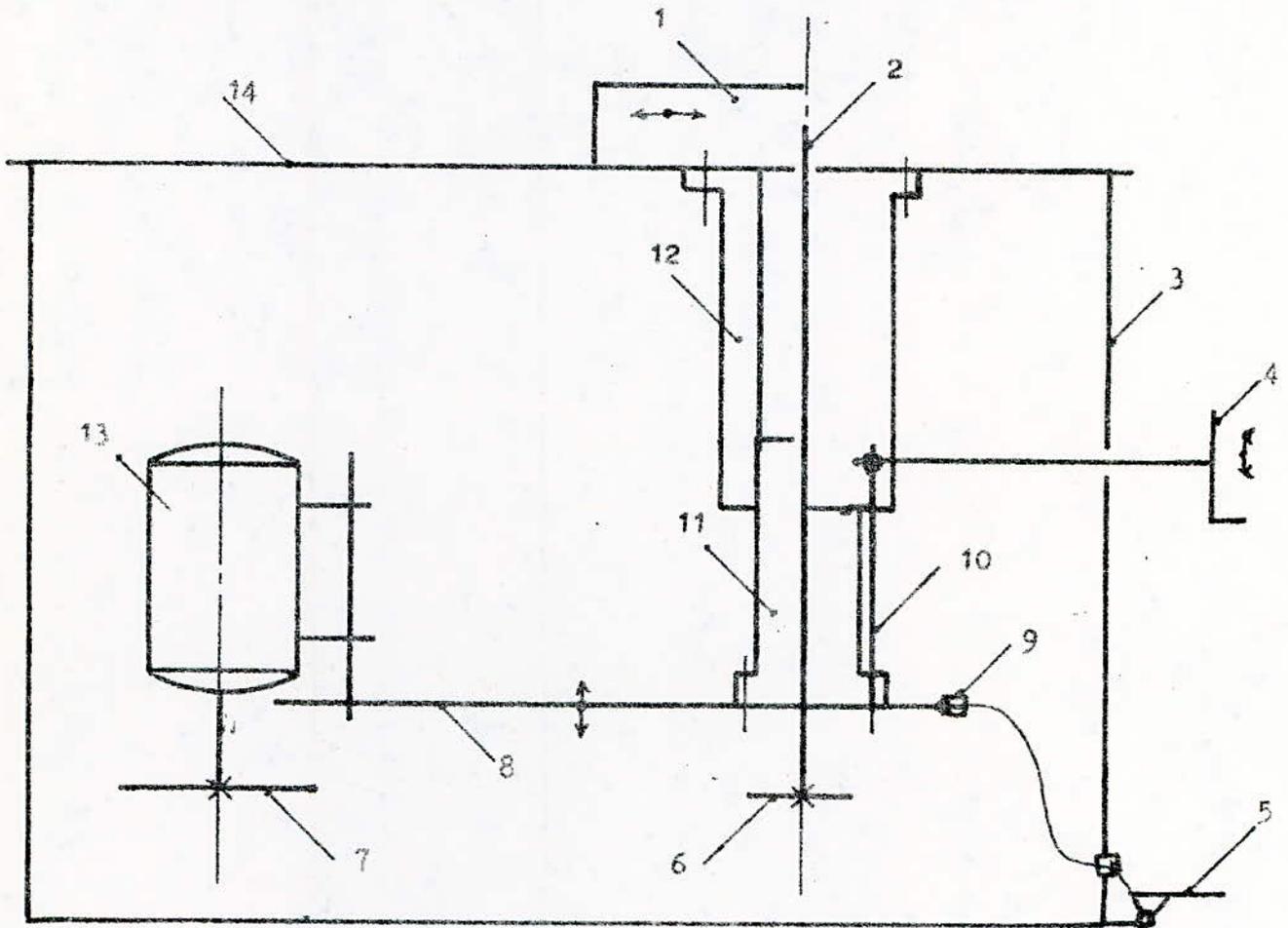
5. Schéma de la toupie : (fig. 1 - page 3)

6. Données :

On s'impose les données suivantes :

- * Type de moteur : Moteur asynchrone à cage d'écureuil ,
démarrage étoile - triangle ,
puissance 5,5 Ch , vitesse 2900 tr/min .
- * Type de machine à entraîner : Toupie à axe vertical .
- * Vitesse désirée : 4400 - 6000 - 7800 - 10000 tr/min .

Figure . 1 : Schéma de la Toupie .



- | | |
|--------------------------|----------------------------|
| 1. Protecteur . | 8. Support . |
| 2. Arbre toupie . | 9. Système de blocage . |
| 3. Bâti . | 10. Tige monte-charge . |
| 4. Volant de manoeuvre . | 11. Cylindre porte arbre . |
| 5. Pédale de blocage . | 12. Cylindre guide . |
| 6. Poulies réceptrices . | 13. Moteur électrique . |
| 7. Poulies motrices . | 14. Table de travail . |

Dimensionnement des éléments constitutifs de la Toupie

A. Groupe mobile :

Le groupe mobile est un ensemble d'éléments qui peut se déplacer manuellement , et qui se compose de :

- un moteur électrique .
- deux poulies motrices et réceptrices à gradin .
- un arbre toupie (arbre récepteur) .
- un porte arbre toupie .
- un levier de vitesse .
- un support .

1. Etude de la transmission :

Le nom de transmissions mécaniques est donné aux mécanismes susceptibles de transmettre l'énergie des moteurs aux organes d'exécution des machines , généralement avec le changement des vitesses . Et d'après le mode de transmission du mouvement de l'élément menant à l'élément mené , on distingue :

- les transmissions par frottement : à contact direct (par friction) ou à lien flexible (par courroie) .
- les transmissions par engrenement : à contact direct (roue et pignon dentés) ou à lien flexible (chaine et courroie dentée) .

Certains facteurs nous permettent de choisir tel ou tel mode de transmission , tel que la résistance , l'encombrement , les grandes vitesses linéaires , la possibilité de couvrir de grandes distances entre les arbres ,

l'uniformité de service , un fonctionnement sans choc , la souplesse , la marche silencieuse , le bon rendement , la facilité du montage et de l'entretien , la longévité , les frais d'installation , la limitation des charges .

Et ces facteurs nous incitent à choisir la transmission par courroies .

On distingue trois types de courroies :

plate , ronde ou trapézoïdale .

Ici aussi nous faisons appel à certains facteurs qui nous permettent de choisir la forme de la courroie à utiliser .

Pour le choix de la forme de la courroie , il nous faut comparer les coefficients de frottement de la courroie plate et de la courroie trapézoïdale , puisque le coefficient de frottement de la courroie ronde se trouve entre les deux . Soient f et f' les coefficients de frottement respectifs de la courroie plate et de la courroie trapézoïdale.

Ainsi , pour une courroie trapézoïdale , la valeur moyenne du coefficient de frottement réduit pour un angle de 37° vaut :

$$f' = f / \sin(37/2) = 3.f$$

et ainsi les autres conditions étant égales , un élément d'arc d'une courroie trapézoïdale est susceptible de transmettre

un effort périphérique presque trois fois supérieur

à celui d'une courroie plate , donc une courroie

trapézoïdale assure une traction plus forte qu'une courroie plate ou une courroie ronde .



1.1 . Calcul des dimensions de la ou des courroies à utiliser :

Le calcul se fait à priori en fonction de la puissance à transmettre et de la vitesse de rotation de la petite poulie; ainsi pour une puissance de 5,5 ch et une vitesse de 10000 tr/min , l'abaque de la figure 12 page 173 (aide mémoire : conception en construction mécanique) donne : courroie " SPA " , c'est à dire 13 X 10 où 13 est la largeur de la grande base et 10 est la hauteur du trapèze .

Cette courroie SPA est une courroie étroite .

Nous avons choisi une courroie étroite au lieu de la courroie normale , car cette dernière est plus moderne , exécutée en caoutchouc de résistance accrue , admet des vitesses linéaires allant jusqu'à 50 m/s , des tensions importantes et possède une capacité de traction beaucoup plus grande que la courroie à section normale . Il en résulte une diminution du nombre de courroies et de leurs sections , de la largeur des poulies , du porte - à - faux , de la flèche des arbres , une amélioration de la distribution de la charge entre les courroies .

1.2 . Calculs des diamètres des poulies :

On a intérêt toutes les fois où cela est possible ; à adopter des poulies standard . Les poulies à gradins que nous utiliserons sont d'une réalisation facile , sont en alliage léger à haute résistance.

Le calcul se fait en fonction du rapport de transmission $i_j = N_e / N_{sj}$

$$i_j = d_j / D_j \quad , \quad \text{où}$$

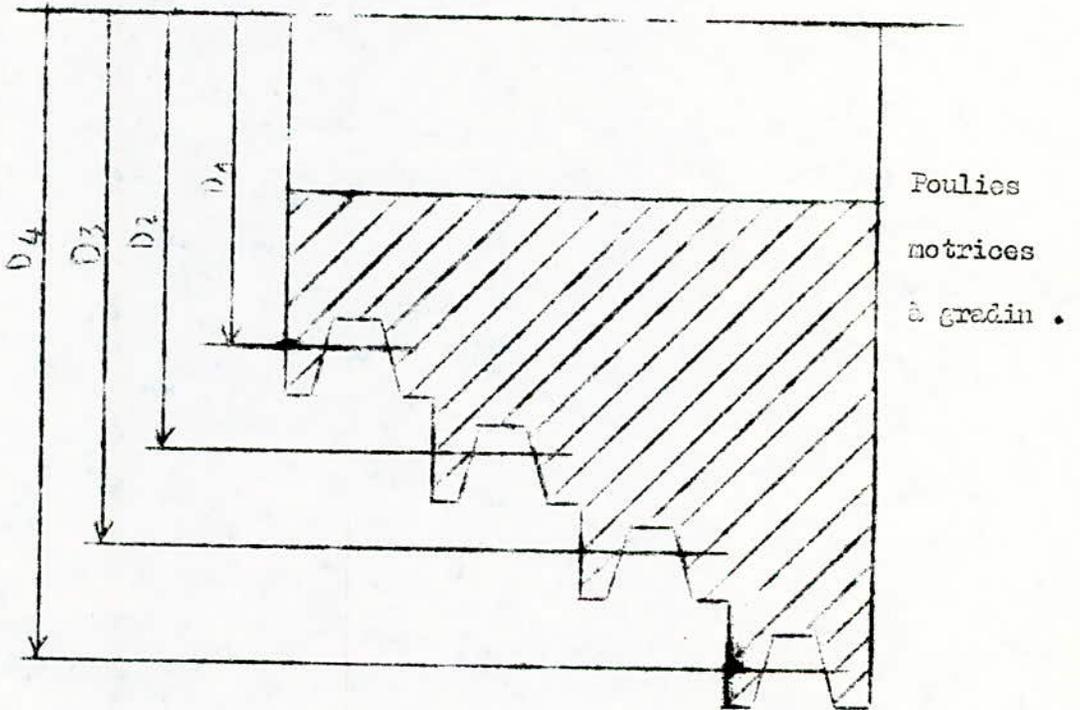
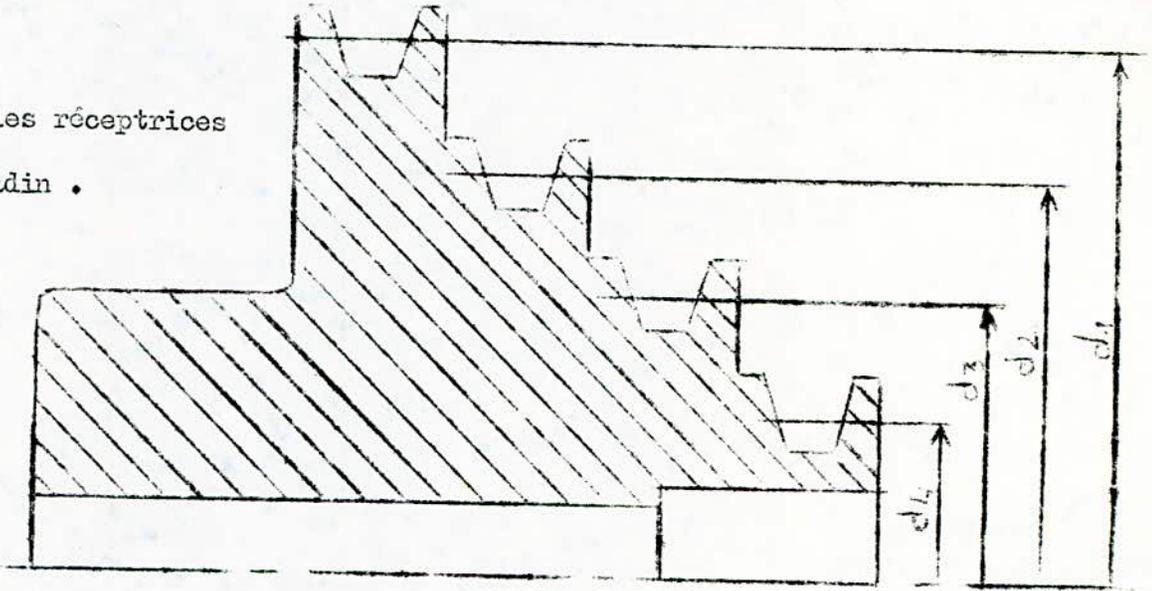
N_e est la vitesse d'entrée et qui vaut 2900 tr/min .

$$j = 1 , 2 , 3 , 4 .$$

N_{sj} sont les vitesses de sortie : 4400 - 6000 - 7800 et 10000 tr/min .

Figure . 2 . Schéma des poulies .

Poulies réceptrices
à gradin .



Poulies
motrices
à gradin .

d_j sont les diamètres des poulies réceptrices .

D_j sont les diamètres des poulies motrices .

* en première vitesse $N_{s1} = 4400$ tr/min .

$$d_1 / D_1 = 2900 / 4400 = 0,659$$

* en deuxième vitesse $N_{s2} = 6000$ tr/min .

$$d_2 / D_2 = 2900 / 6000 = 0,483$$

* en troisième vitesse $N_{s3} = 7800$ tr/min .

$$d_3 / D_3 = 2900 / 7800 = 0,372$$

* en quatrième vitesse $N_{s4} = 10000$ tr/min .

$$d_4 / D_4 = 2900 / 10000 = 0,290$$

On peut regrouper ces valeurs dans un même tableau :

	1 ^{ère} vit .	2 ^{ème} vit .	3 ^{ème} vit .	4 ^{ème} vit .
j	1	2	3	4
N_e tr/min	2900	2900	2900	2900
N_{sj} tr/min	4400	6000	7800	10000
i_j	0,659	0,483	0,372	0,290
d_j mm	179,80	145,00	118,90	95,70
D_j mm	272,80	300,00	319,80	330,00

Tableau I .- Valeurs des diamètres primitifs des poulies

Les valeurs de d_j et de D_j ont été choisi de telle sorte que les vitesses de sortie ne soient pas modifiées .

1.3 . Détermination de l'entraxe A_j :

L'entraxe idéal , pour une transmission par courroie trapézoïdale , est compris entre 1 et 1,5 fois le diamètre de la plus grande poulie.

On choisira arbitrairement $A_j = 500$ mm . (entraxe commun) .

1.4 . Détermination de la longueur de la courroie L_j :

Cette longueur peut être calculée d'après la formule suivante :

$$L_j = 2.A_j + \pi . (D_j + d_j) / 2 + (D_j - d_j)^2 / (4.A_j)$$

j	1	2	3	4
d_j mm	179,80	145,00	118,90	95,70
D_j mm	272,80	300,00	319,80	330,00
A_j mm	500	500	500	500
L_j mm	1715,27	1711,02	1709,29	1696,14

Tableau II . - Valeurs de L_j en fonction des diamètres

Mais comme les valeurs de la longueur de la courroie sont voisines , on arrondi cette longueur jusqu'à la valeur normalisée .

Tableau XVII page B.633-16 , on trouve : $L' = 1735$ mm
(appellation usuelle : 1701,720) .

Remarque : Cette appellation correspond à l'usage courant . La longueur primitive réelle L' est mesurée sous tension dans les conditions définies par la norme NF T . 47 - 106 . C'est cette dimension qui doit être adoptée pour les calculs d'entraxe .

1.5 . Recalcul de l'entraxe A_j :

Les courroies étant fabriquées en général du type sans fin , il y a lieu d'ajuster l'entraxe désiré A_j afin d'obtenir , pour D_j et d_j donnés , une longueur développée L' correspondant aux dimensions des catalogues des constructeurs .

On calculera alors une valeur approchée de A comme suit :

On calculera un premier entraxe A' tel que :

$$A'_j = (L' - \pi \cdot (D_j + d_j) / 2) / 2$$

puis un autre entraxe A'' à prendre en considération , tel que :

$$A''_j = A'_j - (D_j - d_j)^2 / (8 \cdot A'_j)$$

j	1	2	3	4
L' mm	1735	1735	1735	1735
d_j mm	179,80	145,00	118,90	95,70
D_j mm	272,80	300,00	319,80	330,00
A'_j mm	512,03	518,00	522,95	533,16
A''_j mm	509,92	512,20	513,30	520,29

Tableau III . - Valeurs des entraxes A'' en fonction des ϕ

Remarque : On remarque que les entraxes A''_j calculés sont peu différents de l'entraxe désiré (idéal) , mais l'erreur ainsi commise est négligeable . On remarque aussi que les entraxes A''_j sont presque identiques , donc pour remédier à cette petite différence , on prévoit un tendeur .

1.6 . Détermination des arcs embrasés par les petites poulies :

L'arc embrasé α_j sur la petite poulie est donné en degrés , approximativement par :

$$\alpha_j = 180^\circ - \frac{D_j - d_j}{A''_j} \cdot 57^\circ$$

j	1	2	3	4
d_j mm	179,80	145,00	118,90	95,70
D_j mm	272,80	300,00	319,80	330,00
A''_j mm	509,92	512,20	513,30	520,29
α_j °	169,60	162,75	157,69	154,33

Tableau IV . - Valeurs de α_j en fonction des diamètres

1.7 . Détermination du nombre de courroies n :

Le nombre de courroies nécessaires à utiliser est donné par la formule suivante : $n = P_{eff} / P_{nt}$

où P_{eff} est la puissance effective , qui vaut : $P_{eff} = P_m \cdot K$

avec P_m la puissance motrice .

K un facteur de service .

P_{nt} est la puissance nette transmissible .

* Pour le calcul de ce nombre de courroie , nous allons considéré la vitesse linéaire minimale , c'est celle qui nous donne une plus grande puissance .

$$V_1 = \pi \cdot d_1 \cdot N_{s1} / 60 \cdot 10^3 = \pi \cdot D_1 \cdot N_c / 60 \cdot 10^3$$

$$d_1 = 179,80 \text{ mm} \text{ et } N_{s1} = 4400 \text{ tr/min}$$

$$\text{Soit } V_1 = 41,42 \text{ m/s} .$$

* Diamètre fictif de la petite poulie :

$$d_{f1} = d_1 \cdot f_{d_1} \quad \text{avec} \quad f_{d_1} = f(D_1 / d_1)$$

Tableau KV page B 633-15 , pour $D_1 / d_1 = 1,517$, on trouve

$$f_{d_1} = 1,11 . \quad (f_d \text{ est un facteur de correction de } i_j)$$

$$\text{Soit } d_{f1} = 199,58 \text{ mm} .$$

* Puissance brute transmissible P_{bt} :

Tableau XVI page B 633-15 , et par interpolation , on trouve

$$P_{bt} = 5,47 \text{ Ch} .$$

* Coefficient de correction K' :

$$K' = f\left(L' , \frac{D_1 - d_1}{A_1''} \right)$$

L'abaque de la figure 32 page B 633-12 , donne pour :

$$L' = 1735 \text{ mm} \quad \text{et} \quad (D_1 - d_1) / A_1'' = 0,183 \quad , \quad K' = 0,9875$$

puissance nette transmissible P_{nt} :

$$P_{nt} = K' \cdot P_{bt} = 0,9875 \cdot 5,47 = 5,402 \text{ Ch.}$$

* Puissance effective à considérer P_{off} :

Tableau V page B 633-2 , donne $K = 1$

$$P_{off} = P_n \cdot K = 5,5 \cdot 1 = 5,5 \text{ Ch.}$$

* Soit le nombre de courroies à utiliser est :

$$n = P_{off} / P_{nt} = 5,5 / 5,402 = 1,018$$

Donc avec une courroie étroite , on peut satisfaire cette condition .

Soit $n = 1$.

1.8 . Fréquence de passage f_p :

Cette fréquence de passage f_p differt d'une vitesse à l'autre ,
et elle est donnée par :

$$f_p = V_j / L' \quad \text{où } L' = 1735 \text{ mm}$$

j	1	2	3	4
V_j m/s	41,42	45,55	48,56	50,11
f_p pas/s	23,87	26,26	27,99	28,88

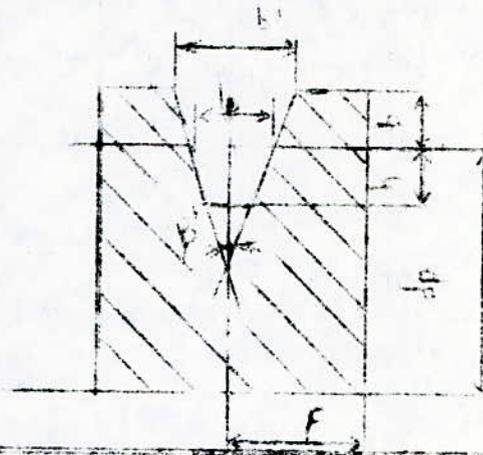
Tableau V. - Valeurs de la fréquence de passage en $f(V_j)$

Tableau VI .- Dimensions de la courroie et des poulies

$$b = 0,3 \cdot l_p$$

$$h = 0,7 \cdot l_p$$

$$f = 0,9 \cdot l_p$$



Courroie

Désignation normalisée	SPA
Largeur de la grande base de la courroie en mm	13
Hauteur de la courroie en mm	10
Désignation courante	13 X 10
Angle de la courroie	40° environ

Poulies

j	1	2	3	4
d_j mm	179,80	145,00	118,90	95,70
D_j mm	272,80	300,00	319,80	330,00
l_p mm		11		
b minimal mm		3,3		
h minimal mm		7,7		
f (tolérance + 1 mm) mm		10		
		38°		
b' (pour b minimal) mm		13,3		

2. Détermination du diamètre de l'arbre toupie : (fig .3)

Pour déterminer le diamètre de l'arbre toupie , il nous faut prendre en considération certaines conditions telles que :

- * Condition de résistance (condition de contrainte) .
- * Condition de rigidité (condition de déformation) .

2.1 . Détermination du diamètre de l'arbre suivant la condition de résistance :

- * Calcul du moment de torsion M_t :

Le moment de torsion M_t est donné par la formule suivante :

$$M_t = (30 \cdot P_m) / (\pi \cdot N_{sj})$$

On remarque d'après cette formule que le moment de torsion M_t croit si la vitesse de rotation N_{sj} décroît .

Soit : $P_m = 5,5 \text{ Ch} .$

$$N_{sj} = N_{s1} = 4400 \text{ tr/min} .$$

D'où : $M_t = (30 \cdot 5,5 \cdot 736) / (\pi \cdot 4400) = 8,79 \text{ N.m} .$

- * Calcul des forces appliquées sur les paliers :

- ** Projection des forces sur le plan horizontal :

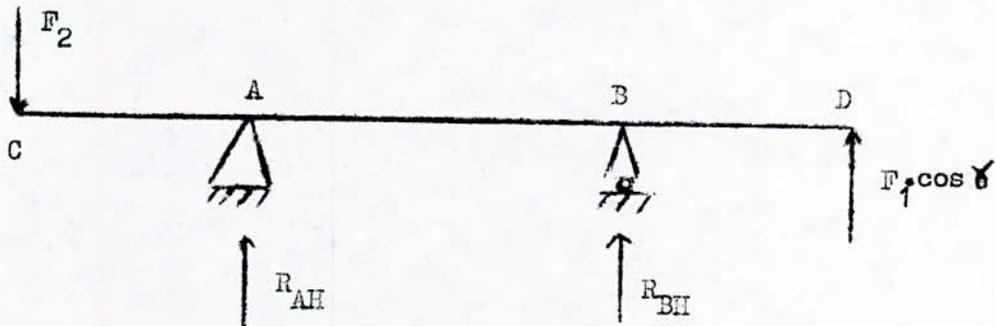
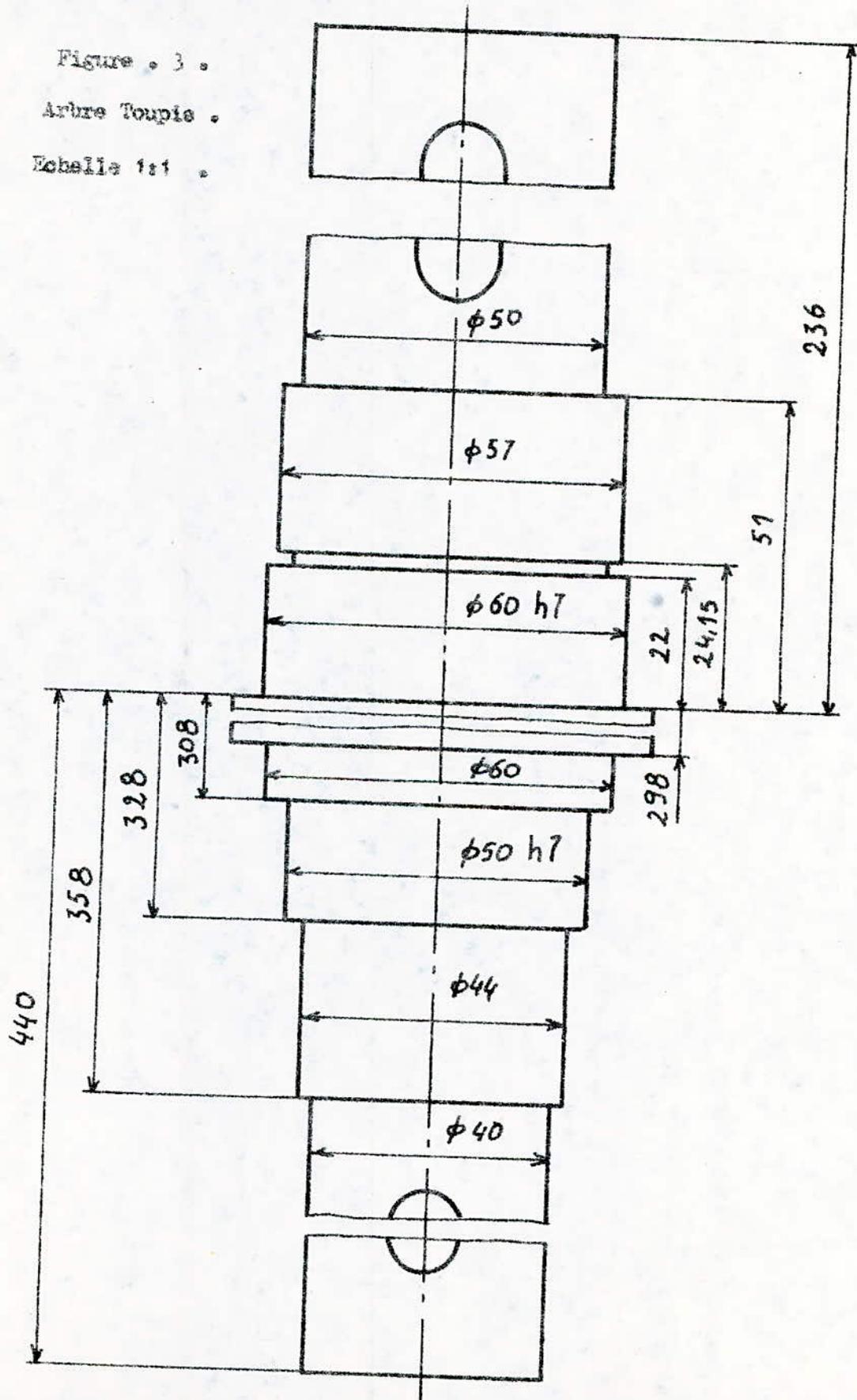


Figure . 3 .
Arbre Toupie .
Echelle 1:1 .



$$CA = 196 \text{ mm} \quad AB = 331 \text{ mm} \quad BD = 120 \text{ mm}$$

$$F_1 = 2 \cdot M_t / d_{p1} = 2 \cdot 8,79 / 179,8 \cdot 10^{-3} = 97,72 \text{ N} .$$

$$F_2 = (V_a / V_c) \cdot F_i$$

$$\text{avec : } V_a = a_z \cdot Z \cdot N_{s1} \quad (\text{mm/min}) .$$

a_z : avance par dent (mm/dent) .

Z : nombre de dents de la fraise .

N_{s1} : vitesse de rotation de l'arbre toupie .

$$V_c = \pi \cdot D \cdot N_{s1} \cdot 10^{-3} \quad (\text{m/min}) .$$

D = diamètre de fraise .

$$F_i = K_s \cdot S = K_s \cdot p \cdot l$$

K_s : effort spécifique de coupe dans l'hypothèse de HULLÉ .

p = profondeur de passe .

l = largeur de passe .

Remarque : Dans notre cas , on connaît pas les valeurs de K_s , puisque celui-ci dépend de la constitution du bois , c'est à dire il dépend de la résistance du bois . Donc pour notre calcul , on prendra $F_1 = F_2$.

D'où on tire les réactions :

$$R_{AH} = F_1 \cdot (CA + AB + BD \cdot \cos \gamma) / AB = 189,80 \text{ N} .$$

$$R_{BH} = - F_1 \cdot (AC + (AB + BD) \cdot \cos \gamma) / AB = - 186,47 \text{ N} .$$

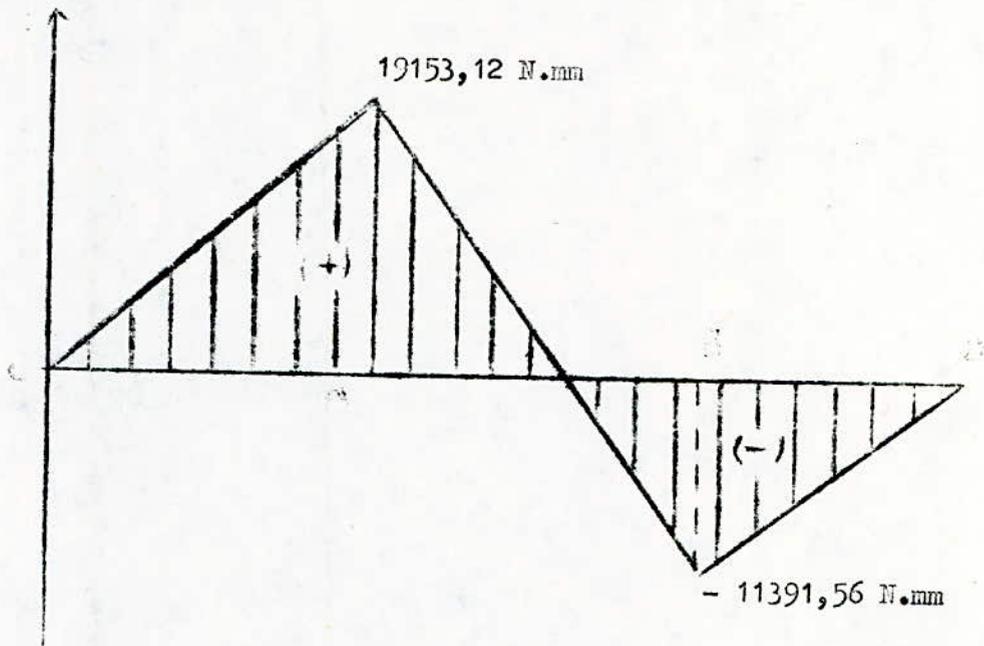
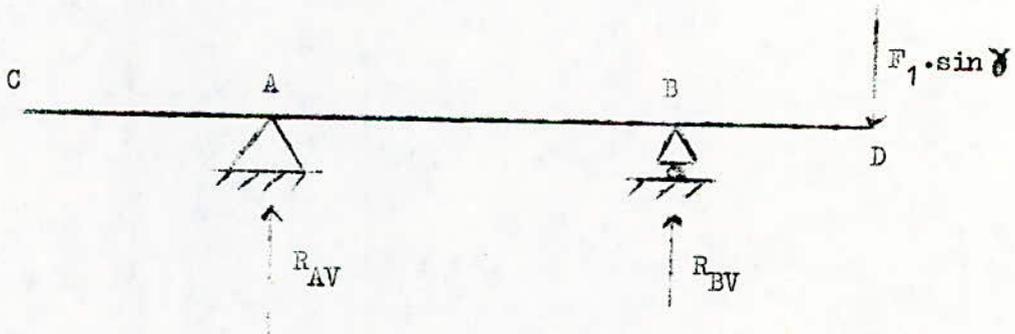


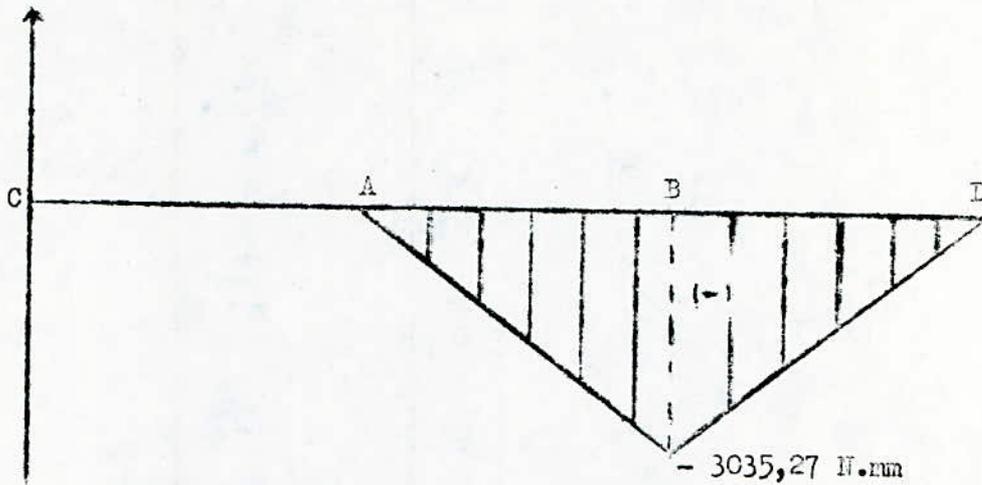
Diagramme des moments fléchissants dans le plan horizontal

** Projection des forces sur le plan vertical .



$$R_{AV} = - BD \cdot F_1 \cdot \sin \delta / AB = - 9,17 \text{ N}$$

$$R_{BV} = (AB + BD) \cdot F_1 \cdot \sin \delta / AB = 34,45 \text{ N}$$



Remarque : La section dangereuse est au palier A.

Soit : $M_F = (M_{FH}^2 + M_{FV}^2)^{\frac{1}{2}} = (19153,12^2 + 0^2) = 19153,12 \text{ N.mm}$

* Détermination du moment idéal :

$$M_i = (M_F^2 + M_t^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$M_i = (19153,12^2 + 8790^2)^{\frac{1}{2}} = 21073,83 \text{ N.mm}$$

* Calcul du diamètre de l'arbre toupie :

Ce diamètre est donné par la formule suivante :

$$d \geq (10 \cdot M_i / \sigma_b)^{1/3}$$

avec $\sigma_b = 65 \text{ daN/mm}^2$

Soit $d \geq 6,87 \text{ mm}$

2.2 . Détermination du diamètre de l'arbre suivant la condition de rigidité :

Soit $\theta \geq M_t \cdot 180 / (G \cdot I_o \cdot \pi)$

avec $G = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

$$I_o = \pi \cdot d^4 / 32$$

$$\theta = 1/3 \text{ °/m} = 1/3 \cdot 10^3 \text{ °/mm}$$

D'où $d \geq (32 \cdot 180 \cdot M_t / \pi^2 \cdot G \cdot \theta)^{1/4} = (32 \cdot 180 \cdot 8790 / \pi^2 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,33)^{1/4}$

Soit $d \geq 20,94 \text{ mm}$

3. Calcul des roulements :

Le type de roulement sera choisi en fonction des charges qu'il supporte . La charge dynamique de base de symbole " C " est utilisée pour le calcul de la durée de vie des roulements en rotation quand la vitesse de rotation est constante , il est généralement plus pratique d'exprimer la durée nominale en heures de fonctionnement .

La formule donnant cette durée est la suivante :

$$L_h = (10^6 / 60 \cdot N_{s1}) \cdot (C/P)^k$$

Soit $C = (60 \cdot N_{s1} \cdot L_h \cdot 10^{-6})^{1/k} \cdot P$

Pour notre calcul , on supposera que cette toupie travaillera $12^h/24^h$ et cela pendant 5 années .

Soit $L_h = 5 \cdot 12 \cdot 365 = 21900 \text{ h}$

La réaction P dépend du palier A ou B . (P est une charge dynamique équivalente)

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Mais comme les forces axiales sont négligeables devant les forces

radiales , donc $P = V \cdot X \cdot F_r$

avec V + dépend de la charge , mais comme la bague intérieure tourne

par rapport à la charge , alors $V = 1$.

X : facteur radial ; $X = 1$

$k = 3$ pour les roulements à billes .

Soit $P = F_r$.

$$P_A = (R_{AH}^2 + R_{AV}^2)^{\frac{1}{2}} = (189,8^2 + 9,17^2)^{\frac{1}{2}} = 190,02 \text{ N}$$

$$P_B = (R_{BH}^2 + R_{BV}^2)^{\frac{1}{2}} = (186,47^2 + 34,45^2)^{\frac{1}{2}} = 189,63 \text{ N}$$

$$C_A = (60.4400.21900.10^{-6})^{1/3} \cdot 190,02 = 3410,48 \text{ N} = 341,048 \text{ daN}$$

$$C_B = (60.4400.21900.10^{-6})^{1/3} \cdot 189,63 = 3403,48 \text{ N} = 340,348 \text{ daN}$$

On choisira comme roulements de type BC , série de dimensions 02 .

	d mm	D mm	B mm	r mm	C_0 daN	C daN
Pal A	60	110	22	2,5	3150	4000
Pal B	50	90	20	2	2080	2700

Tableau VII .- Dimensions des roulements

4. Le porte arbre toupie : (fig. 4a et 4b)

C'est un cylindre , obtenu par un procédé de moulage en sable , dont la matière est la fonte Ft 40 , usiné à l'extérieur et à l'intérieur aux endroits nécessaires .

5. Le support : (fig. 5a - 5b et 5c)

Il est obtenu par un procédé de moulage en sable , en fonte Ft 40 , usiné aux bons endroits .

6. Le moteur électrique :

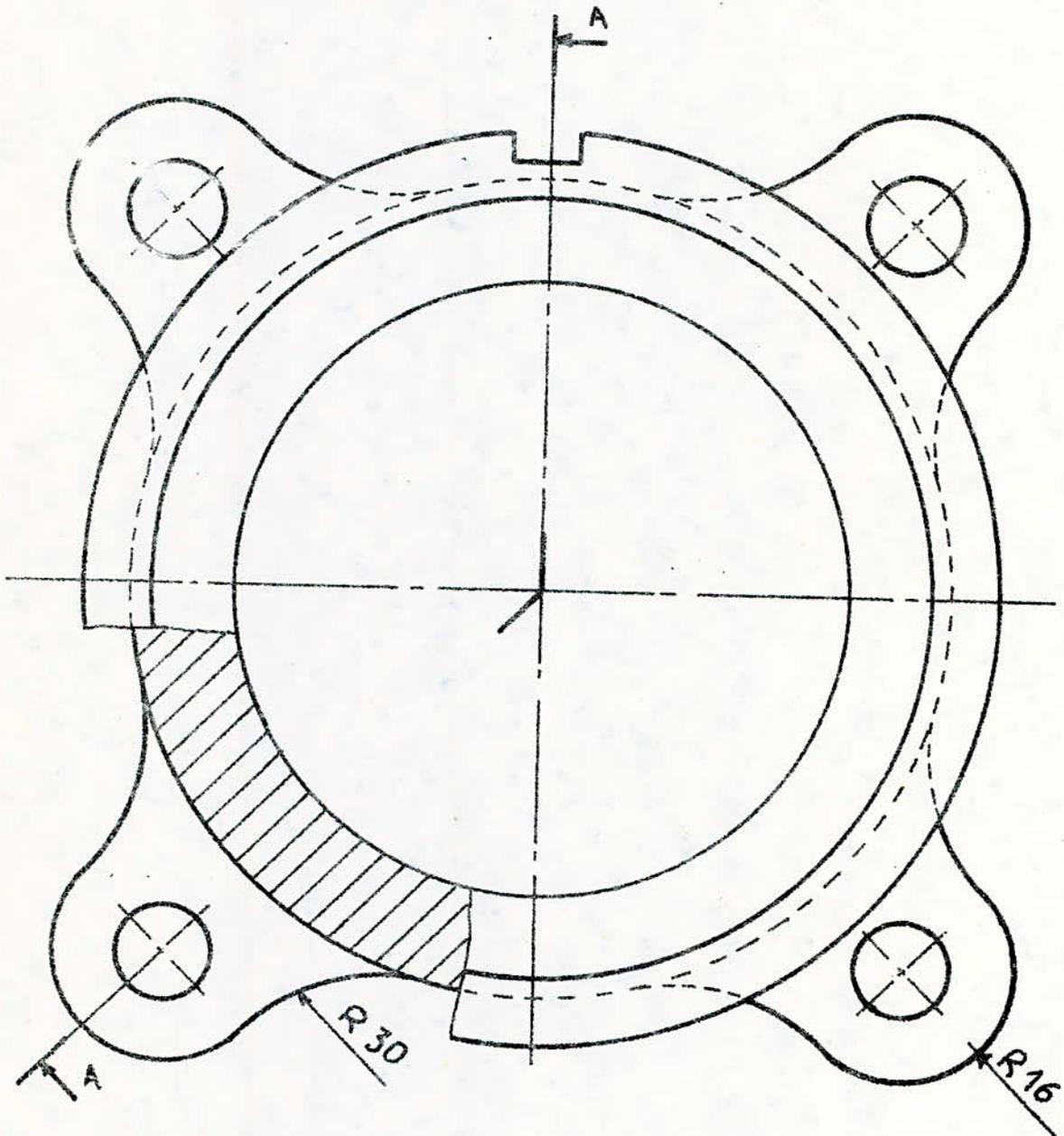
Pour notre machine , on choisira un moteur électrique qui est étanche autorefroidissant , unifié et à une seule vitesse , démarrage étoile - triangle avec frein électrique .

7. Le levier de vitesse : (fig. T.1.00.13)

C'est un levier dont le rôle est de rapprocher le moteur du groupe cylindre (cylindre guide et cylindre porte arbre toupie) afin de faciliter les changements de vitesses voulues , ensuite de le ramener à sa position initiale , et il a aussi le rôle de tendre la courroie si celle-ci n'est pas bien tendue .

Figure .4a . Porte arbre toupie .

Echelle 1:1 .



A-A

Figure . 4b .

Porte arbre toupie

Echelle 1:2 .

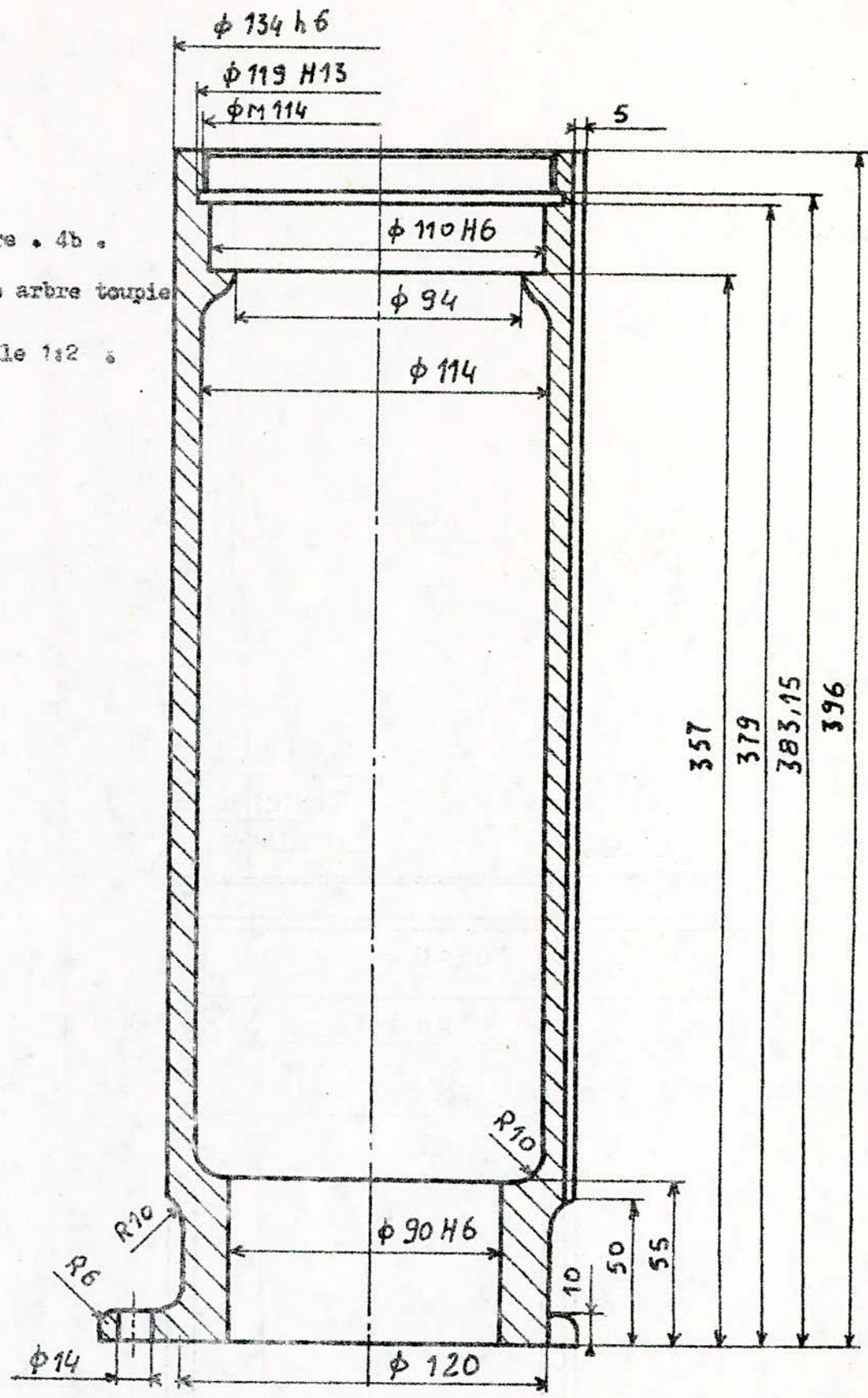


Figure .5a .
Support .
Echelle 1:2 .

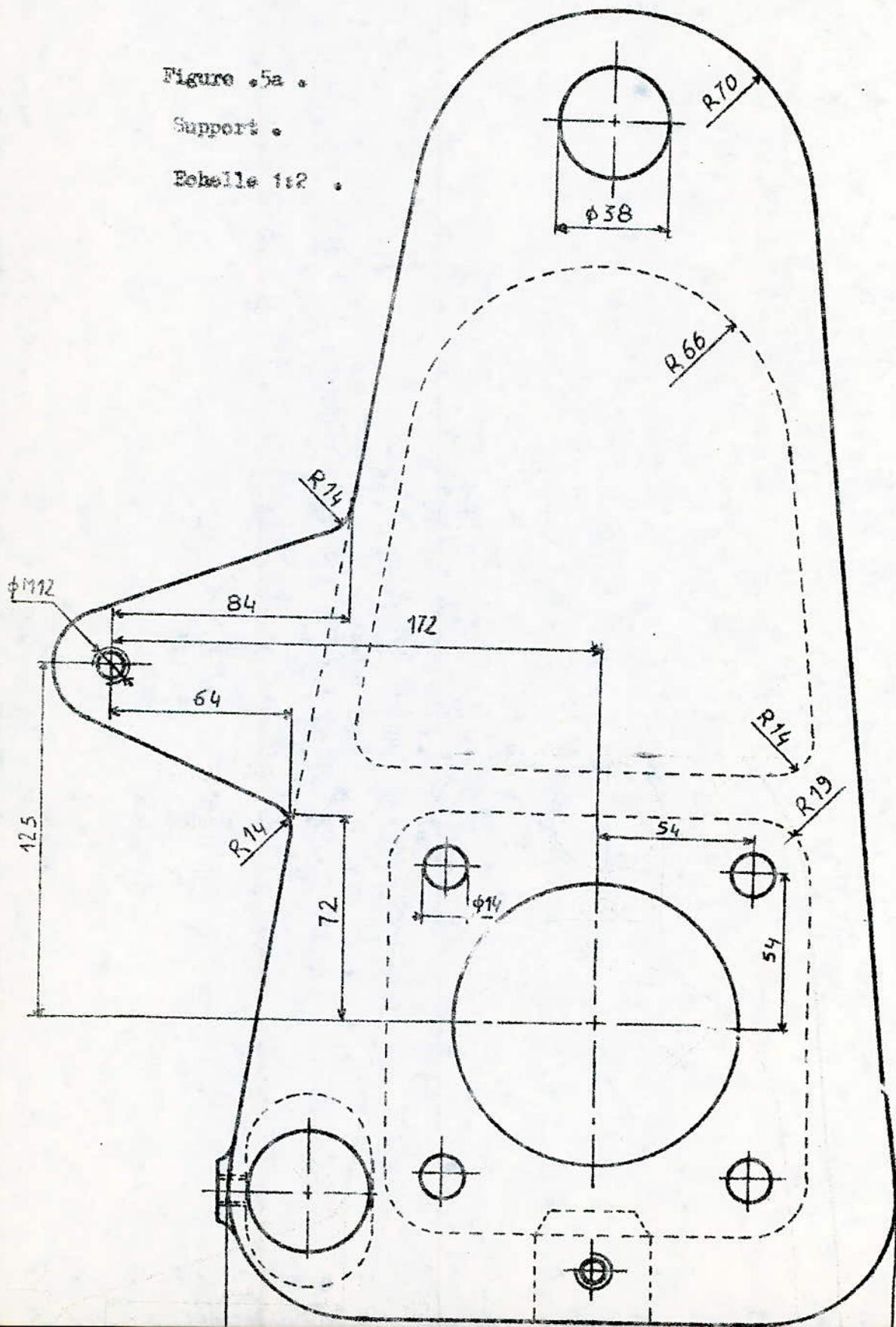
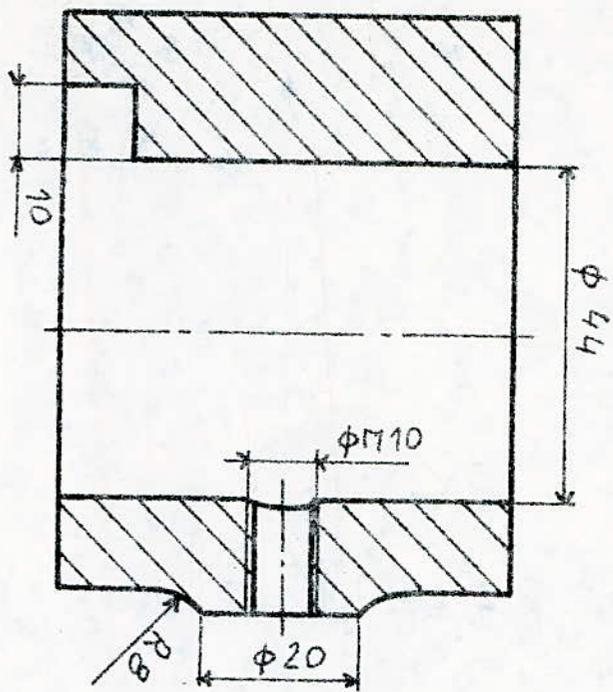


Figure . 5b. Support .

Echelle 1:1 .



A-A

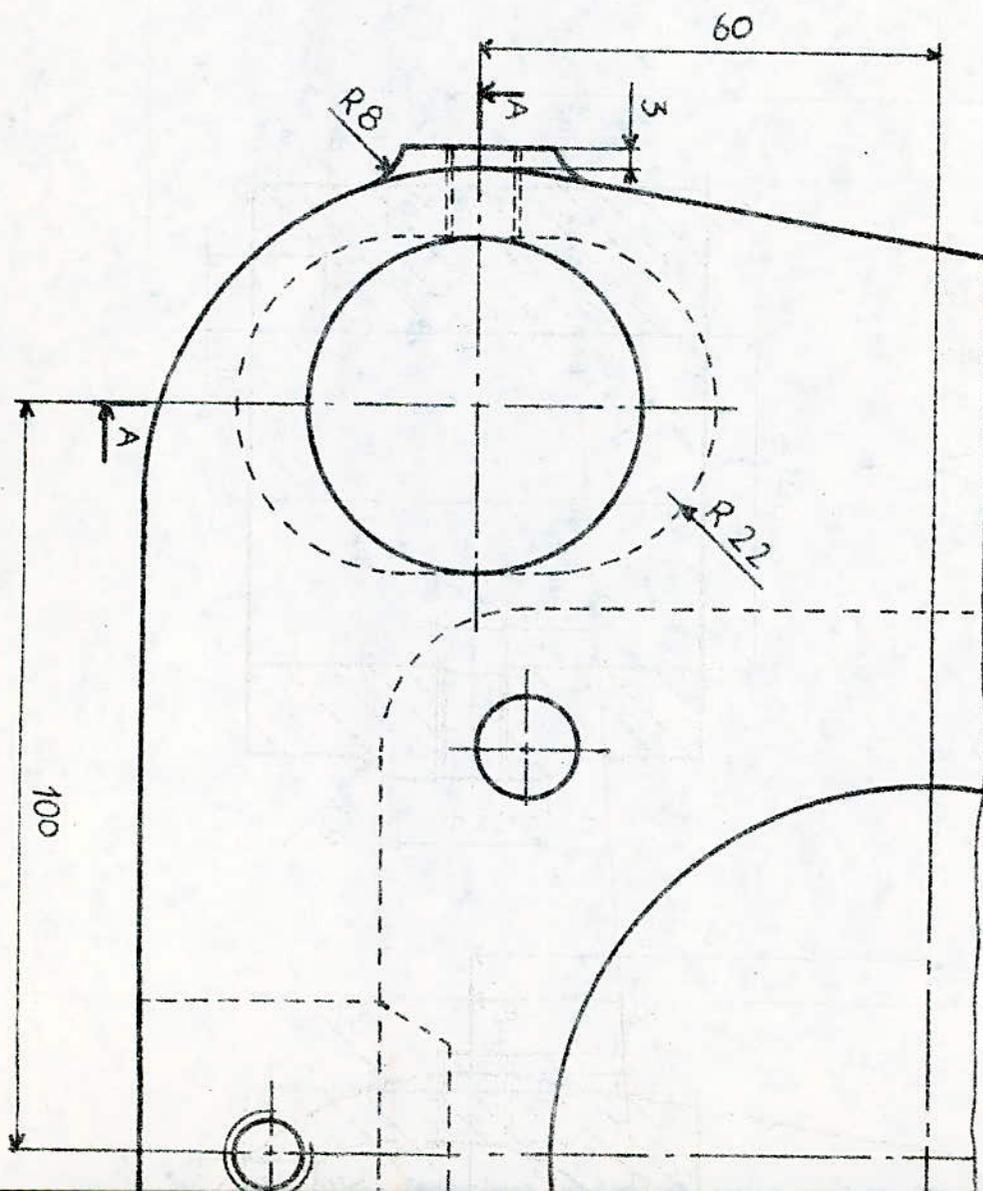
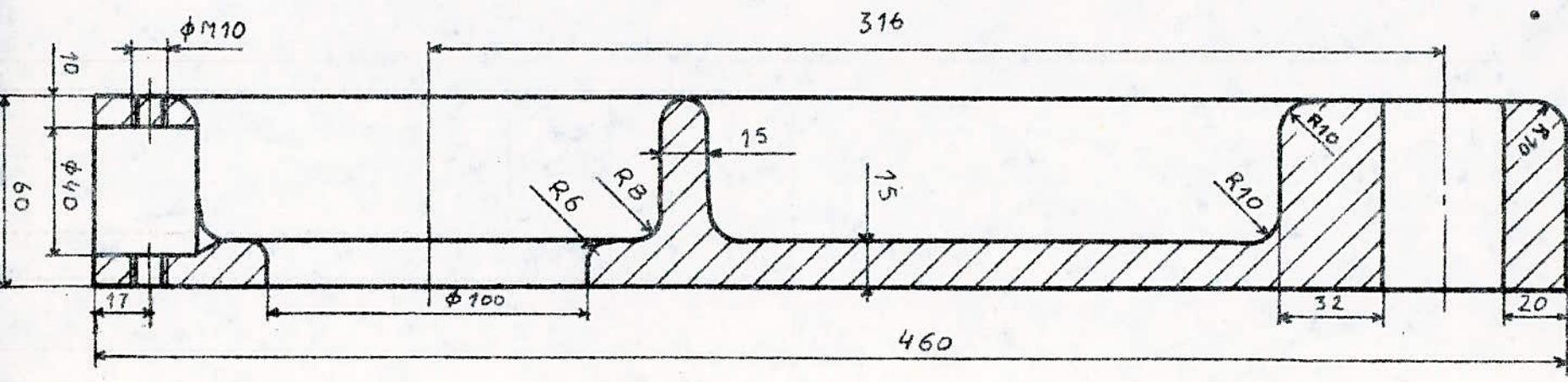


Figure 5c • Support •
Echelle: 1:2



B. Groupe fixe :

Le groupe fixe est un ensemble d'éléments qui est fixe durant le fonctionnement de la machine , et qui se compose de :

- un cylindre guide .
- un bâti .
- une table .
- des vis et des boulons de fixation .
- une vis monte charge .
- une pédale de blocage .

1. Cylindre guide : (fig . 6a - 6b et 6c)

Le cylindre guide sert ou à le rôle de guider le porte arbre toupie en translation , obtenu par un procédé de moulage en sable , dont la matière est la fonte Ft 40 , et usiné à l'intérieur et aux autres endroits .

2. Le bâti : (fig. 7)

Le bâti est en fonte Ft 40 , coulé d'une seule pièce exceptionnellement robuste assurant à la machine le maximum de stabilité sans aucune vibration .

3. La table : (fig . 7)

La table a la forme d'un carré et une épaisseur de 30 mm , en acier 10NC4 , a un trou au milieu pour le passage de l'arbre toupie , et des trous de fixation .

Echelle 1:2 .

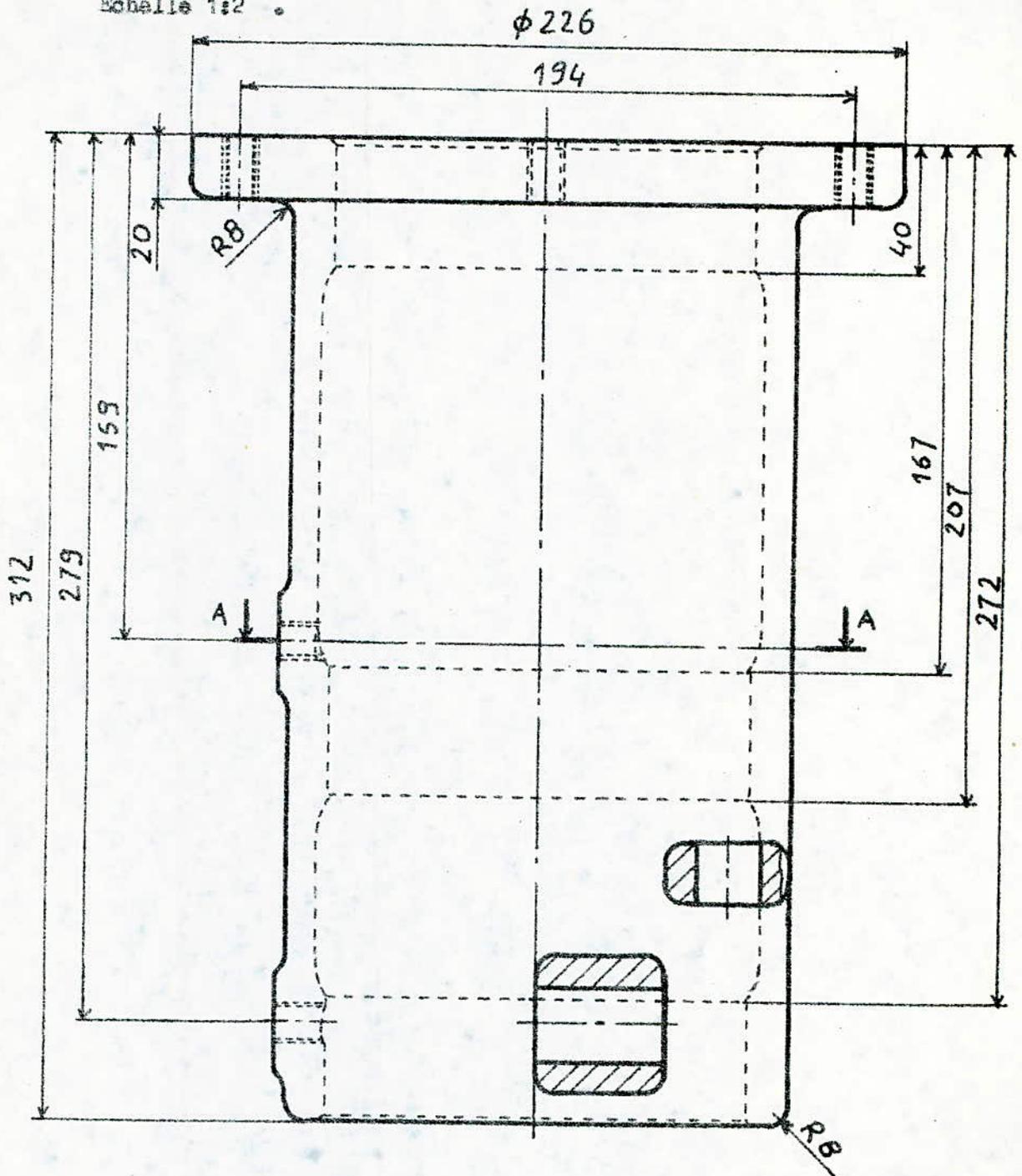


Figure . 6b . Cylindre guide .

Echelle 1:2 .

A-A

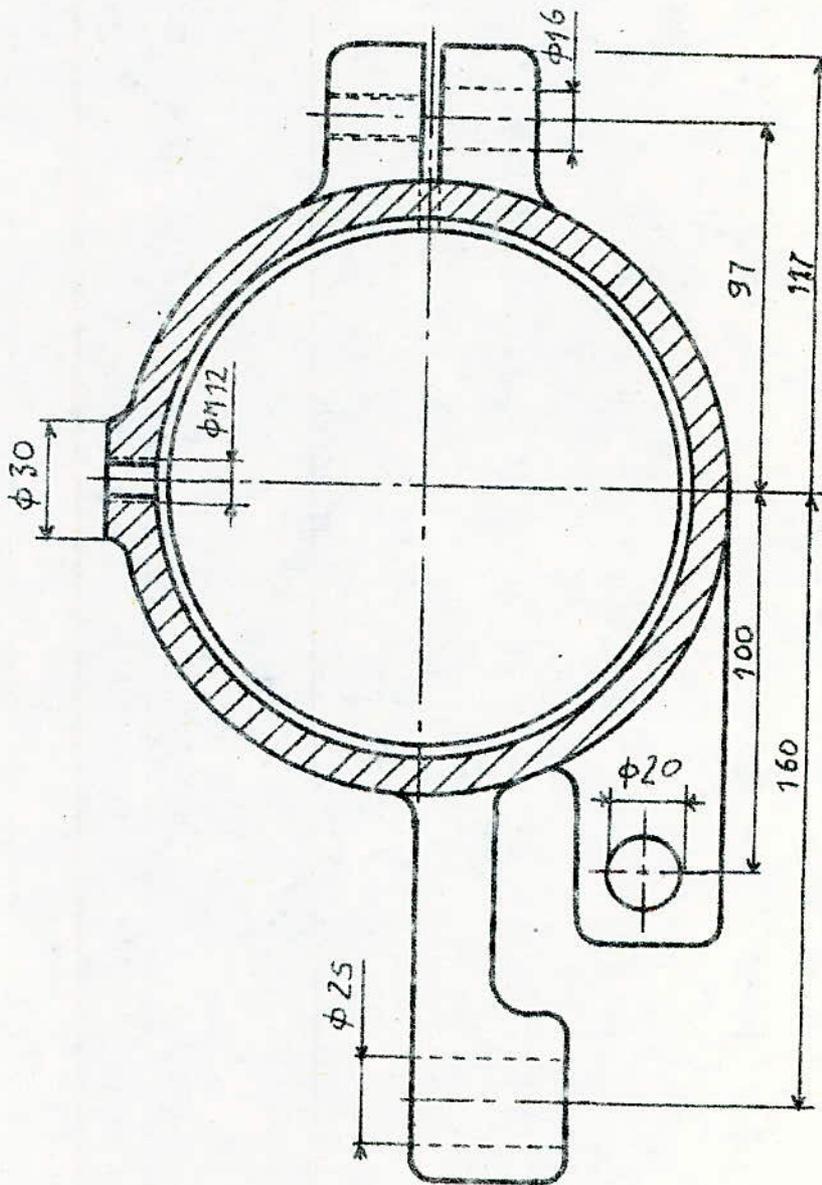
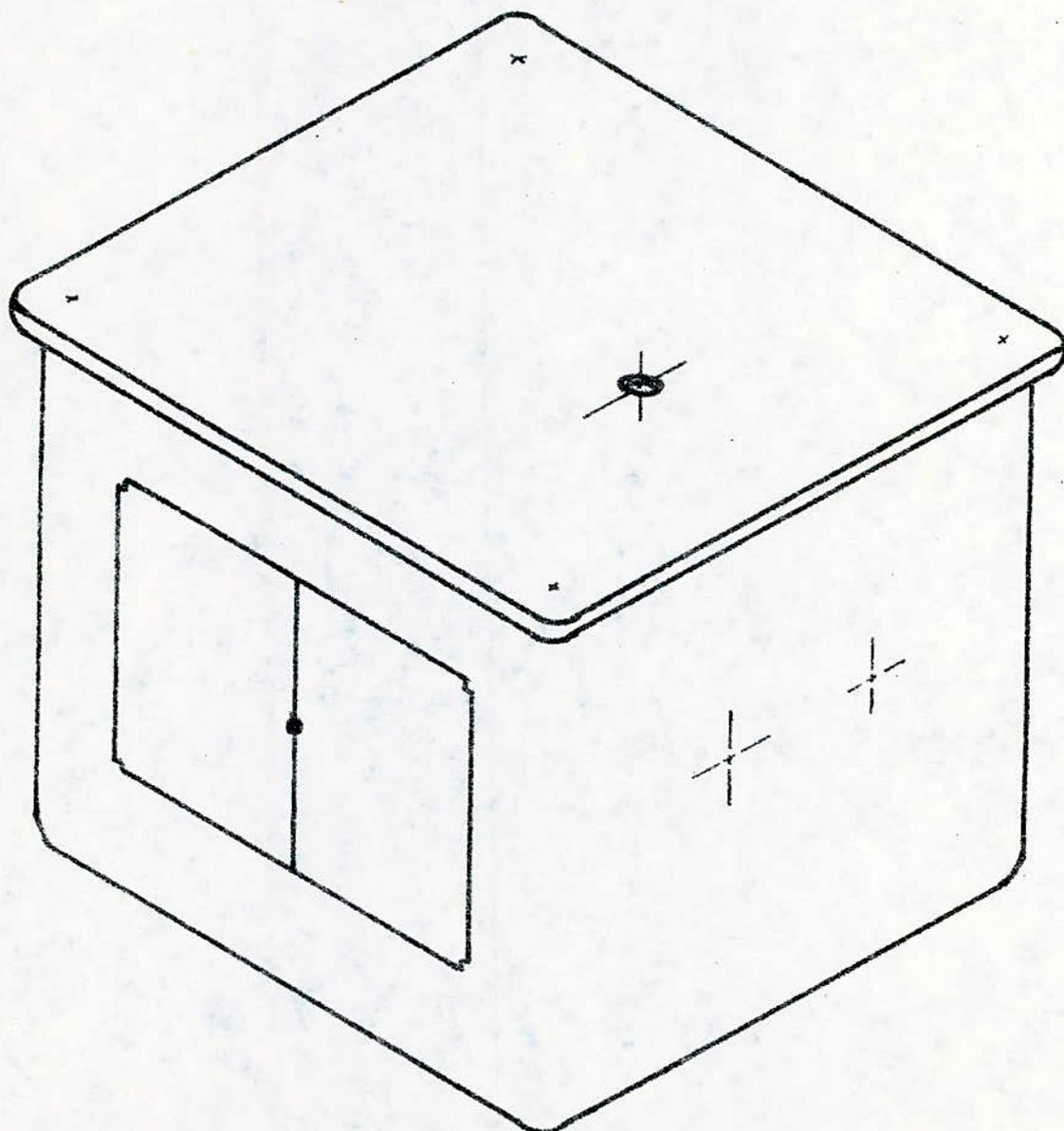


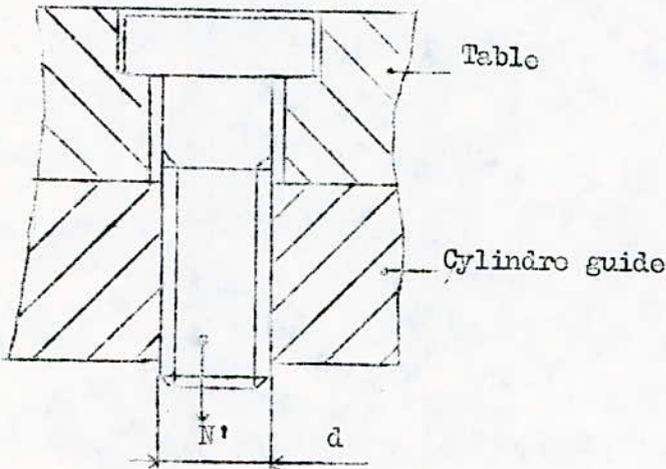
Figure . 7 . Bâti et Table de travail .

Echelle 1 : 10 .



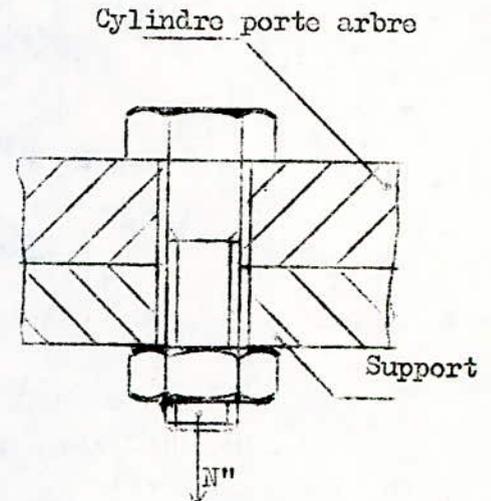
4. Détermination des diamètres des vis et des boulons de fixation :

* Vis de fixation



4 vis Hc

* Boulon de fixation



4 boulons Hm

Ces 4 vis et ces 4 boulons sont soumis chacun d'eux à un effort de traction respectif N' et N'' et qui sont dus aux propres poids des éléments à fixer .
Pour notre calcul , nous supposons que $N' = N'' = 100 \text{ daN}$.

La formule qui nous permet de déterminer ces diamètres est la suivante :

$$N' / S \ll R_e$$

avec S : la surface de la vis ou du boulon .

R_e : la résistance pratique à la traction . Pour une vis ou un boulon en acier doux $R_e = 80 \text{ daN/mm}^2$.

Soit $R = R_e / C_s$, ou C_s est un coefficient de sécurité .

Pour notre cas , on adoptera $C_s = 4$.

D'où $R = 80/4 = 20 \text{ daN/mm}^2$.

$$S = \pi \cdot d^2 / 4$$

et

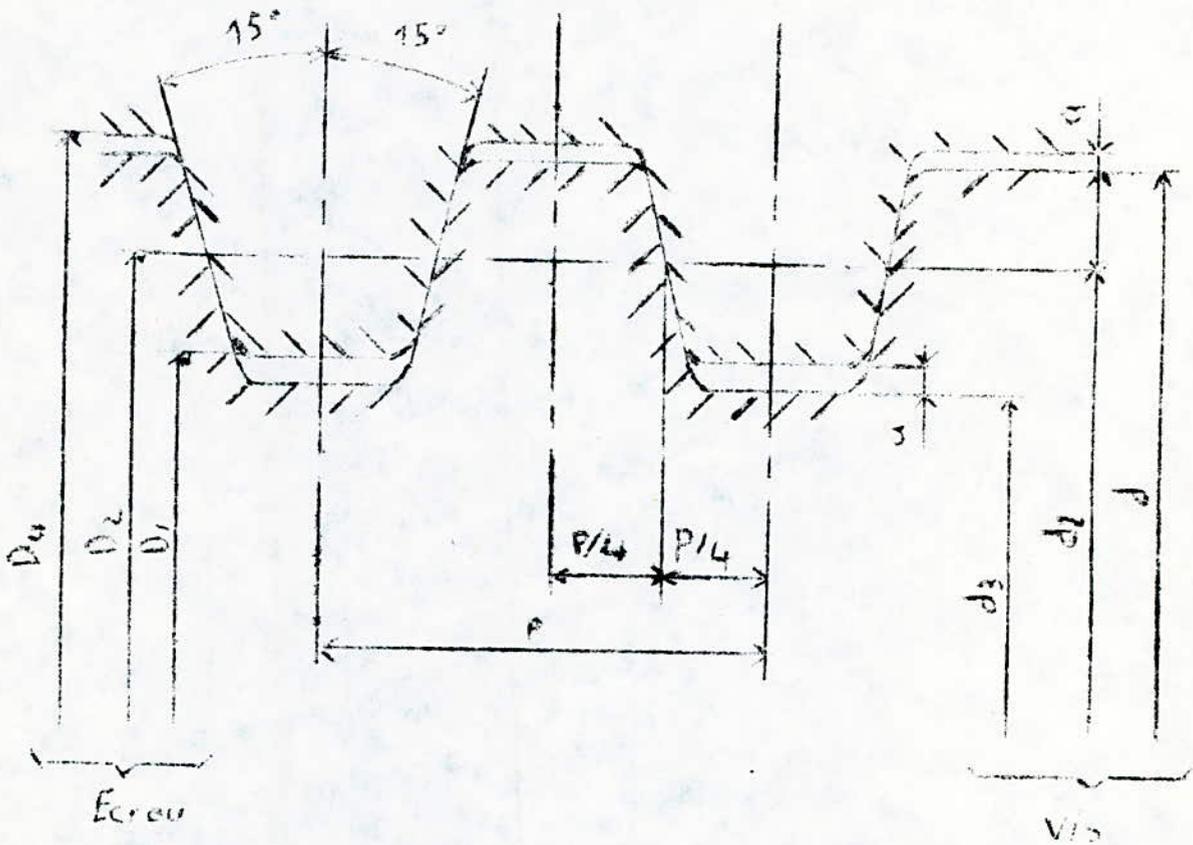
$$\sigma = N' / S \ll R$$

D'où $d \geq (4 \cdot N' / \pi \cdot R)^{\frac{1}{2}} = (4 \cdot 100 / \pi \cdot 20)^{\frac{1}{2}} = 2,52 \text{ mm}$.

Remarque : En pratique , les efforts N' et N'' sont inférieurs à 100 daN , ce qui implique que les diamètres des vis et des boulons sont inférieurs à 2,52 mm .

Mais pour des raisons de sécurité , nous adopterons des diamètres de :
 $d = 12 \text{ mm}$.

5. Calcul des diamètres de la vis monte charge :



p = Pas du profil

$d_2 = D_2 = d - 0,5 \cdot p$

$d_3 = d - p - 2 \cdot a$

$D_1 = d - p$

$D_4 = d + 2 \cdot a$

Le profil choisi est un profil trapézoïdal à un seul filet .

On calculera le diamètre nominal d de la vis dans le cas de l'irréversibilité , d'où les autres diamètres qui sont en fonction de d .

Soit C_f le coefficient de frottement tel que : $C_f = \text{tg } \varphi$.

D'après l'aide mémoire " Conception en Construction Mécanique " et pour des pièces en acier non trempé glissant sur des pièces en acier identique ou fonte , ou bronze , graissage moyen , on a :

$$C_f = 0,06 \text{ à } 0,13 .$$

Pour qu'il y a irréversibilité , il faut que :

$$\text{tg } \alpha = 2.p / (d + d_3).\pi < \text{tg } \varphi$$

$$\text{Soit } d > a + p/2 + p/\pi.\text{tg } \varphi$$

$$\text{On choisira } \text{tg } \varphi = 0,06$$

$$p = 4 \text{ mm}$$

$$a = 0,25 \text{ mm}$$

$$\text{D'où } d > 23,47 \text{ mm} .$$

Donc on adoptera une vis de diamètre $d = 25 \text{ mm}$.

$$\begin{array}{ll} \text{D'où } d = 25 \text{ mm} . & d_3 = 20,5 \text{ mm} . \\ p = 4 \text{ mm} . & D_1 = 21 \text{ mm} . \\ a = 0,25 \text{ mm} . & D_4 = 25,5 \text{ mm} . \\ d_2 = D_2 = 23 \text{ mm} . & \end{array}$$

Désignation de la vis : Tr 25 X 4 - 7e .

6. La pédale de blocage : (fig . 8)

Comme son nom l'indique , c'est une pédale dont le rôle est de bloquer l'arbre toupie pour le montage et le démontage des fraises de travail .

7. Soulèvement en hauteur de l'arbre toupie : (fig . 9a et 9b)

Pour le soulèvement de l'arbre toupie , on a préféré un système de vis-écrou dont la vis est entraînée en rotation grâce à deux engrenages gauches hélicoïdaux dont les axes sont orthogonaux .

Ces deux engrenages sont composés de deux roues à denture hélicoïdale et dont le sens des hélices primitives est le même .

Leurs caractéristiques sont les mêmes qu'une roue à denture hélicoïdale .

On choisira les deux roues de mêmes dimensions , telles que :

$$A = 60 \text{ mm} \quad (\text{entraxe})$$

$$m_n = 3 \text{ mm} \quad (\text{module normal})$$

$$Z_1 = Z_2 = 18 \quad (\text{nombre de dents})$$

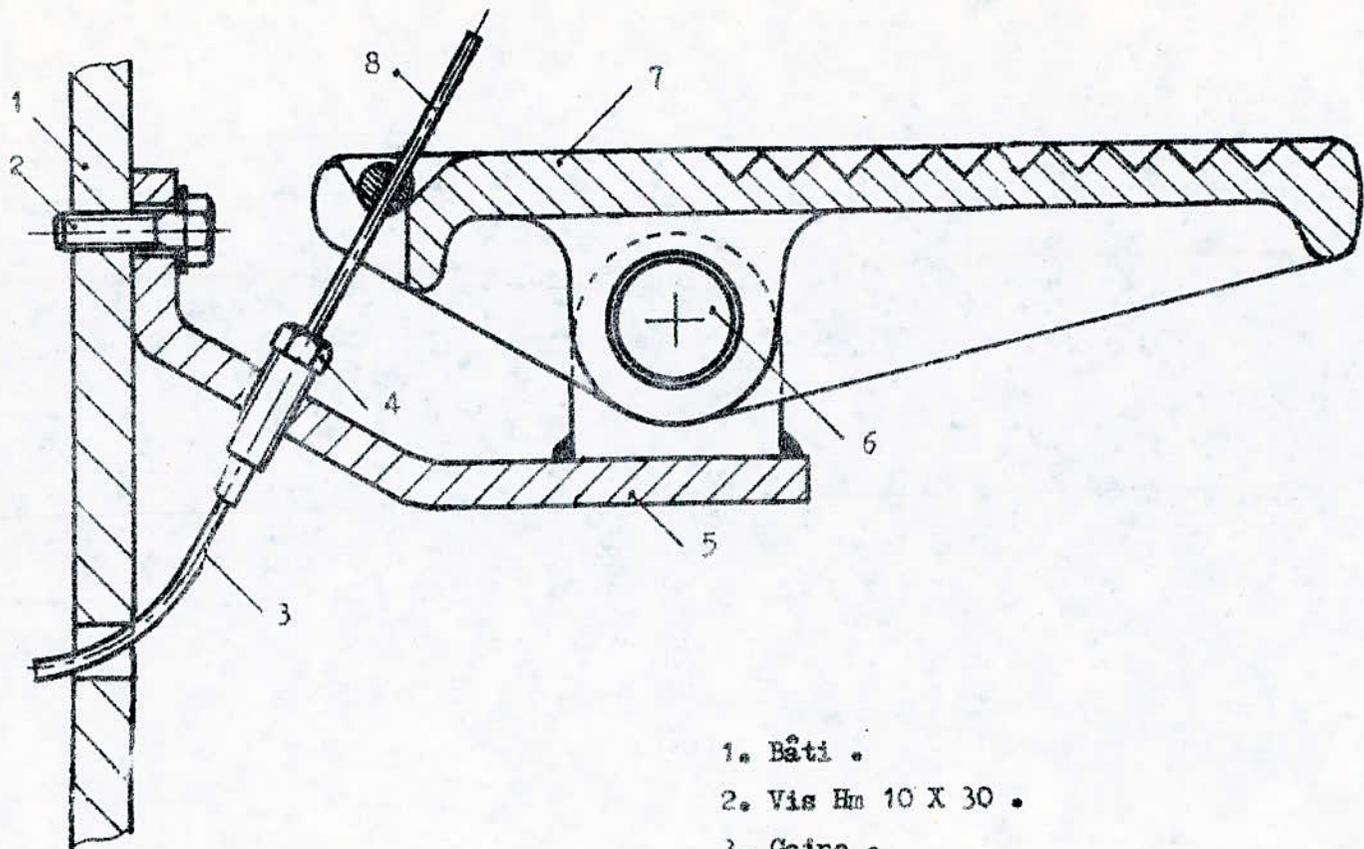
$$d_1 = d_2 = 60 \text{ mm} \quad (\text{diamètre nominal})$$

$$m_t = d_1 / Z_1 = 3,33 \text{ mm} \quad (\text{module apparent})$$

$$\cos \beta = m_n / m_t \quad \text{soit } \beta = \text{Arccos}(3/3,33) = 25,84^\circ$$

(angle d'hélice)

Remarque : Avec un angle d'hélice $\beta = 25^\circ$, on trouve un entraxe $A = 59,58 \text{ mm}$ soit une différence de $0,42 \text{ mm}$. Donc pour une raison d'économie de temps de changement de position des roues , on adoptera un angle d'hélice de 25° .



- 1. Bâti .
- 2. Vis Hm 10 X 30 .
- 3. Gaine .
- 4. Tendeur .
- 5. Support .
- 6. Axe .
- 7. Pédale de blocage .
- 8. Cable .

Figure . 8 . Pédale de blocage .
Echelle 1:2

Figure . 9a . Système d'entraînement en rotation
du système vis - écrou .

Echelle 1:1

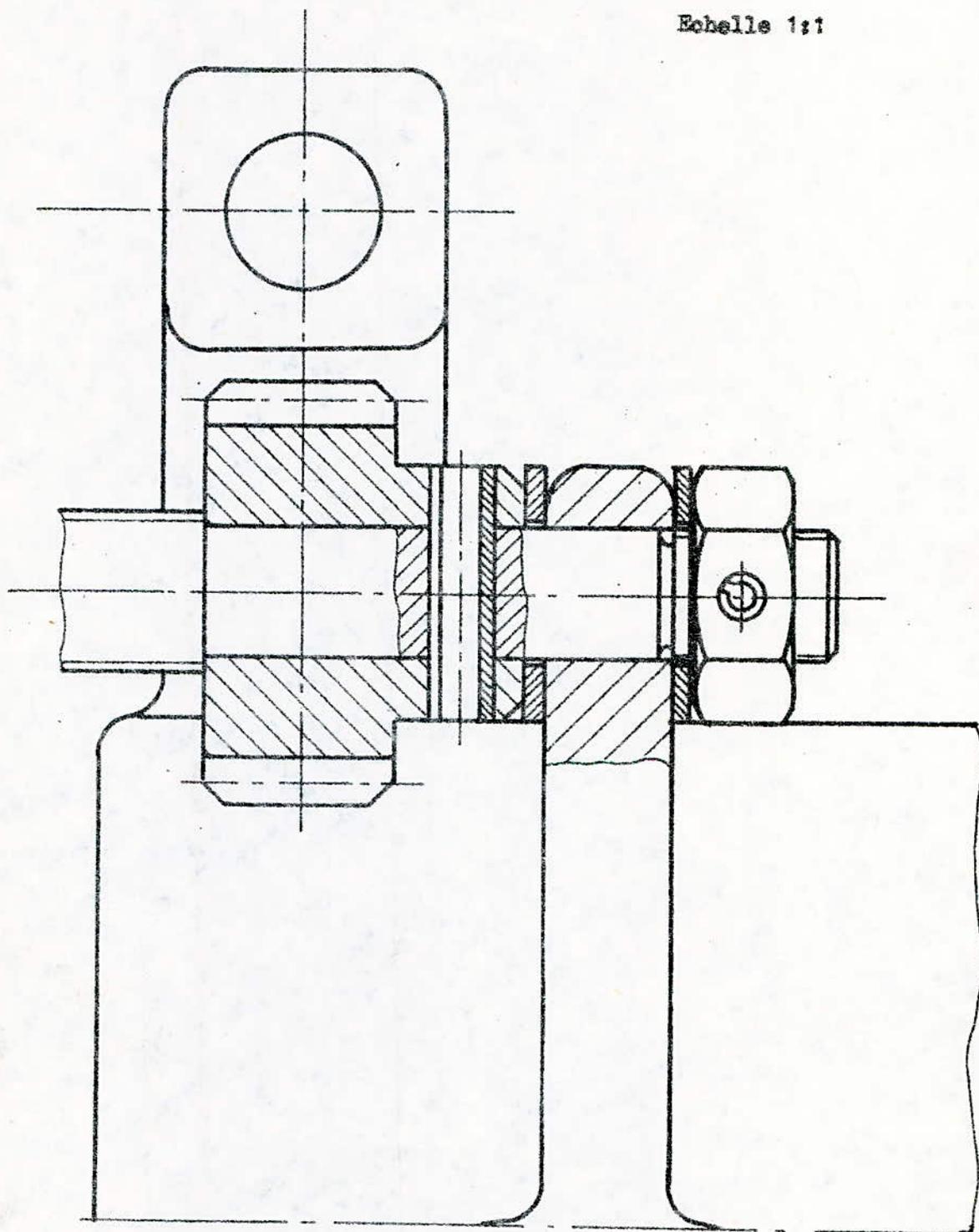
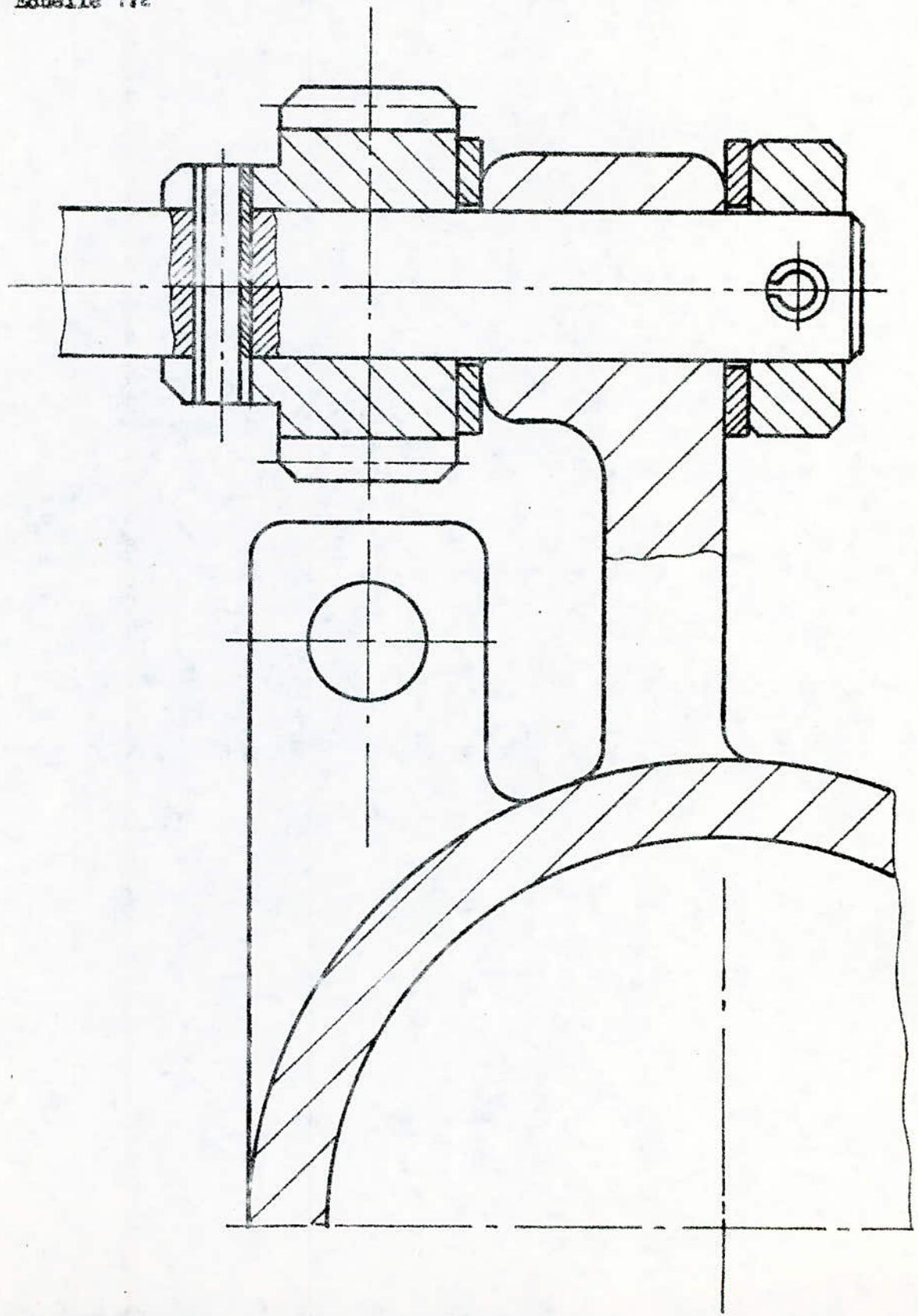


Figure . 9b . Système d'entraînement en rotation du système vis - écrou .

Echelle 1:2



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

$$d_1 = d_2 = d = 60 \text{ mm}$$

$$d_a = d + 2 \cdot m_n = 66 \text{ mm} \quad (\text{diamètre de tête})$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot m_n = 52,5 \text{ mm} \quad (\text{diamètre de pied})$$

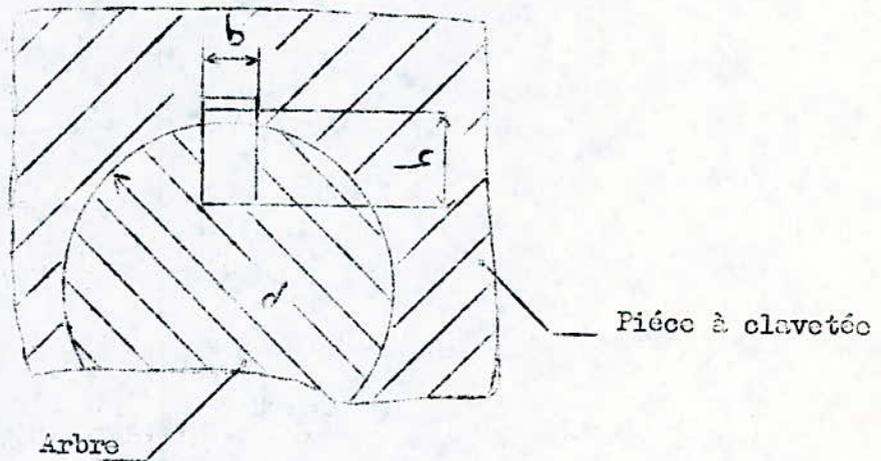
$$h_a = m_n = 3 \text{ mm} \quad (\text{saillie})$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 3,75 \text{ mm} \quad (\text{creux})$$

$$b \geq \pi \cdot m_n / \sin \beta = 22,30 \text{ mm} \quad (\text{largeur de denture})$$

soit $b = 30 \text{ mm}$

8. Calcul des clavettes :



Les dimensions principales des clavetages sont normalisées . C'est pourquoi leur calcul consiste ordinairement à déterminer la longueur l pratique des clavettes .

Cette longueur peut être calculée suivant deux cas :

- condition de compression ou de matage :

$$l_1 \geq 4 \cdot M_t / h \cdot d \cdot \sigma_{\text{mat}} \quad \text{avec} \quad \sigma_{\text{mat}} = 65 \text{ dan/mm}^2$$

Remarque : Les matériaux recommandés pour les clavettes doivent avoir une charge de rupture supérieure à 60 daN/mm^2 .

- condition de résistance au cisaillement :

$$l_2 \geq 2 \cdot M_t / b \cdot d \cdot \tau_{\text{cis}} \quad \text{avec} \quad \tau_{\text{cis}} = 40 \text{ daN/mm}^2$$

8.a. Clavetage de l'arbre moteur :

$$d = 40 \text{ mm} \quad ; \quad h = 8 \text{ mm} \quad ; \quad b = 12 \text{ mm}$$

$$M_t = 3 \cdot P_m / \omega \cdot N_E = 3 \cdot 736,5,5 / 2900 = 1,33 \text{ daN.m}$$

soit : $l_1 \geq 0,26 \text{ mm}$

$$l_2 \geq 0,14 \text{ mm}$$

8.b. Clavetage de l'arbre toupie :

* Première extrémité :

$$d = 40 \text{ mm} \quad ; \quad h = 8 \text{ mm} \quad ; \quad b = 12 \text{ mm}$$

$$M_t = 3 \cdot P_m / \omega \cdot N_{S1} = 3 \cdot 736,5,5 / 4400 = 0,88 \text{ daN.m}$$

soit : $l_1 \geq 0,17 \text{ mm}$

$$l_2 \geq 0,09 \text{ mm}$$

* Deuxième extrémité :

$$d = 50 \text{ mm} \quad ; \quad h = 9 \text{ mm} \quad ; \quad b = 14 \text{ mm}$$

$$M_t = 0,88 \text{ daN.m}$$

soit : $l_1 \geq 0,12 \text{ mm}$

$$l_2 \geq 0,06 \text{ mm}$$

9. Le protecteur : (fig. 10)

Le protecteur est un ensemble d'éléments liés les uns aux autres ,
et qui se compose de :

- * Un support .
- * Un protecteur proprement dit .
- * Deux tables d'appui .
- * Deux ressorts d'appui .
- * Vis de pression .

L'ensemble est fixé sur la table de travail d'une façon telle à lui
permettre de glisser sur celle-ci , et par conséquent on peut le placer
dans la position la plus favorable au travail .

Une fois le protecteur fixé , on peut régler micrométriquement les tables
d'appui , car elles doivent fermer l'entrée de la fraise autant que
possible . Les lames poussent le bois tandis que la protection en acier
défend l'ouvrier des éclats de bois .

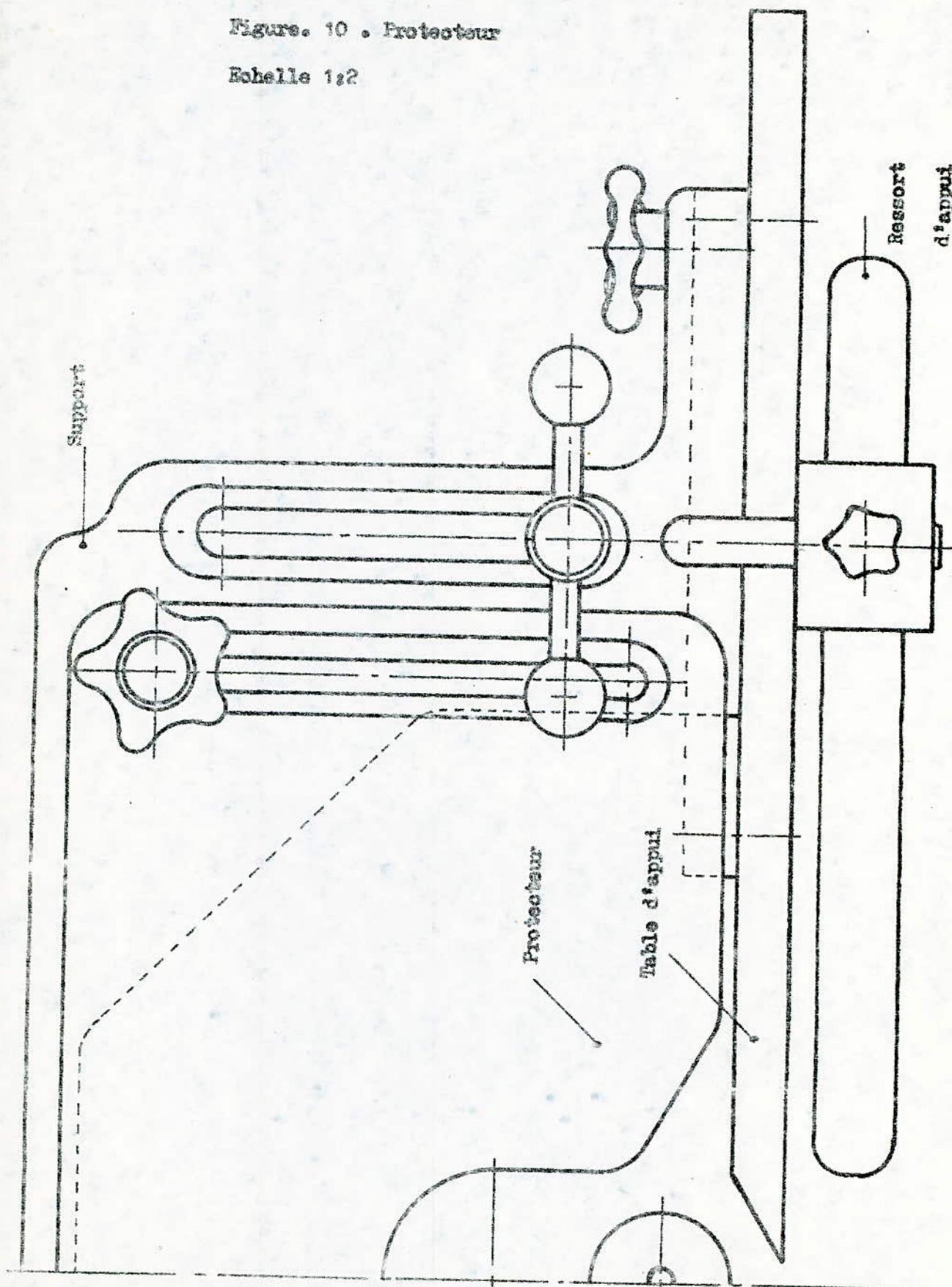
Remarque : Les paliers assemblés sur l'arbre de la toupie n'ont pas besoin
de lubrification car ils sont étanches .

Les engrenages et la vis de soulèvement commandés à la main doivent être
graissés de temps en temps .

Il est conseillé de nettoyer soigneusement le cylindre porte-arbre de la
toupie et de le lubrifier avec de l'huile fine .

Figure. 10 . Protecteur

Echelle 1:2



CHAPITRE

- 44 -

MODE D'EMPLOI

1. Branchement électrique :

On doit , tout simplement , connecter la ligne aux trois bornes du bornier . Il faut , avant de donner le courant , vérifier que les branchements sur le bornier du moteur correspondent à la fréquence et à la tension de la ligne . Tout de suite il faut vérifier le sens de rotation de l'arbre toupie .

En cas de rotation contraire , on doit inverser deux conducteurs sur le bornier , le conducteur de mise à terre doit rester à sa place .

2. Montage des outils :

Pour monter les fraises , il faut absolument bloquer l'arbre toupie par la pédale placé sur le front de la machine . Après avoir pressé la pédale , on doit faire tourner à la main l'arbre porte-fraises jusqu'à ce qu'on entend que le pivot de blocage s'est inséré dans son siège dans la poulie . (Planche . T.I.02.C0)

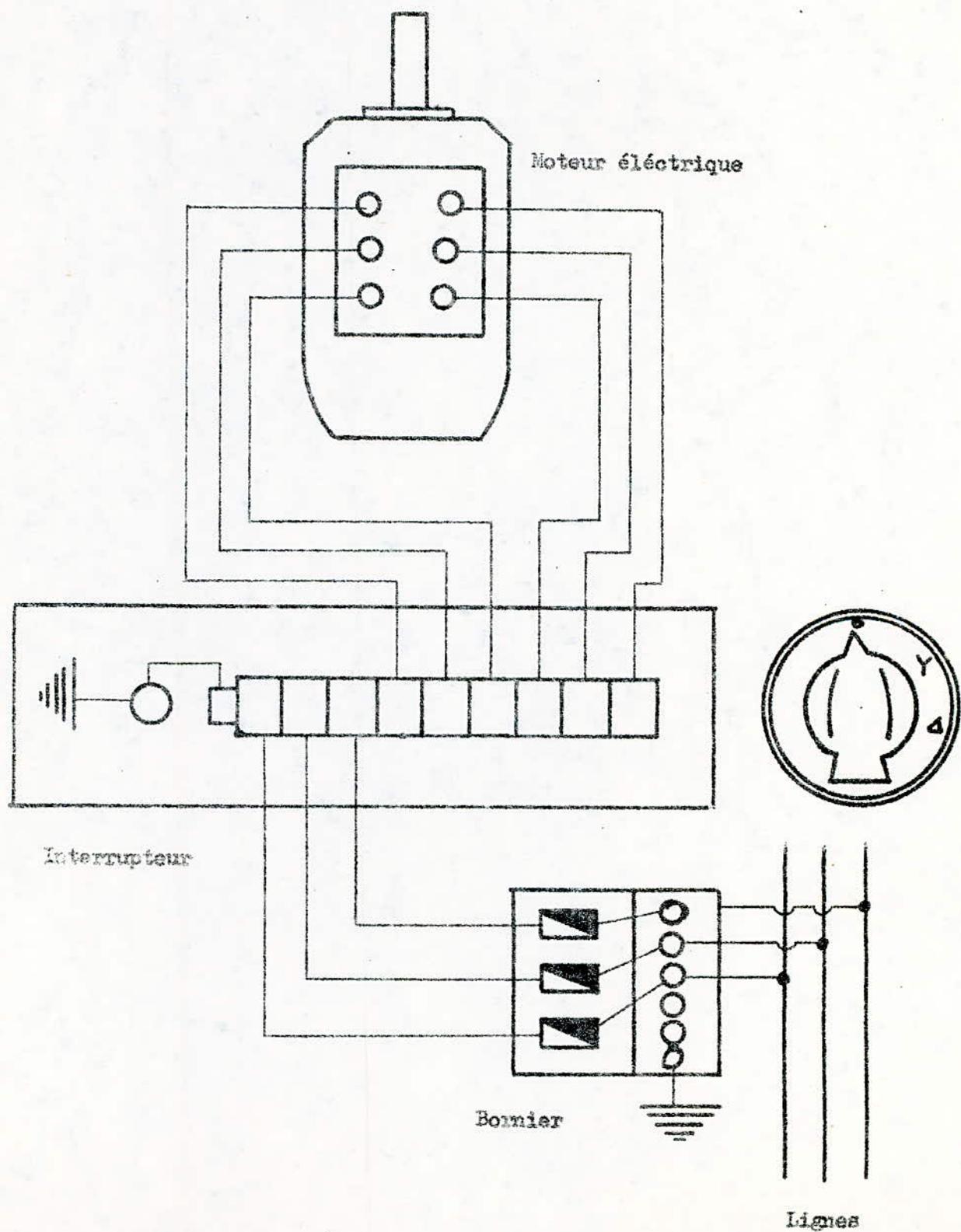
Quand l'arbre est fixé , on dévisse la vis de tête , et après l'avoir nettoyé soigneusement , on introduit les fraises voulues . Pour le montage des fraises sur l'arbre , il nous faut observer certaines règles telles que :

* S'assurer que le trou de la fraise correspond au diamètre de l'arbre de façon qu'elle soit équilibrée .

* On ne doit pas insérer des bagues non rectifiées , non nettoyées et non à mesure avec l'arbre .

Ces opérations achevées , il faut fixer les fraises par la vis de tête .

Figure . 11 . Branchement électrique



Il est préférable de tenir les fraises dans le point le plus bas possible de façon à éviter des déséquilibres qui pourraient compromettre la stabilité de travail .

3. Soulèvement de l'arbre toupie : (fig . 12)

On obtient le réglage en hauteur de l'arbre toupie en agissant sur le petit volant placé sur le front de la machine . Avant d'effectuer cette opération , il faut pourtant vérifier que la manette de blocage du cylindre guide soit en position libre , au contraire , on pourrait endommager la tige filetée de soulèvement , et la phenice du cylindre guide .

4. La mise en marche de la machine :

Pour mettre en marche la machine , il est fort recommandable de faire deux opérations au moment de l'actionnement de l'interrupteur : porter d'abord l'interrupteur sur la position en " étoile " , et après quelques secondes sur celle en " triangle " qui est la position normale de travail ; l'arrêt du moteur est obtenu en portant directement l'interrupteur sur la position " 0 " sans s'arrêter sur celle en " étoile " .

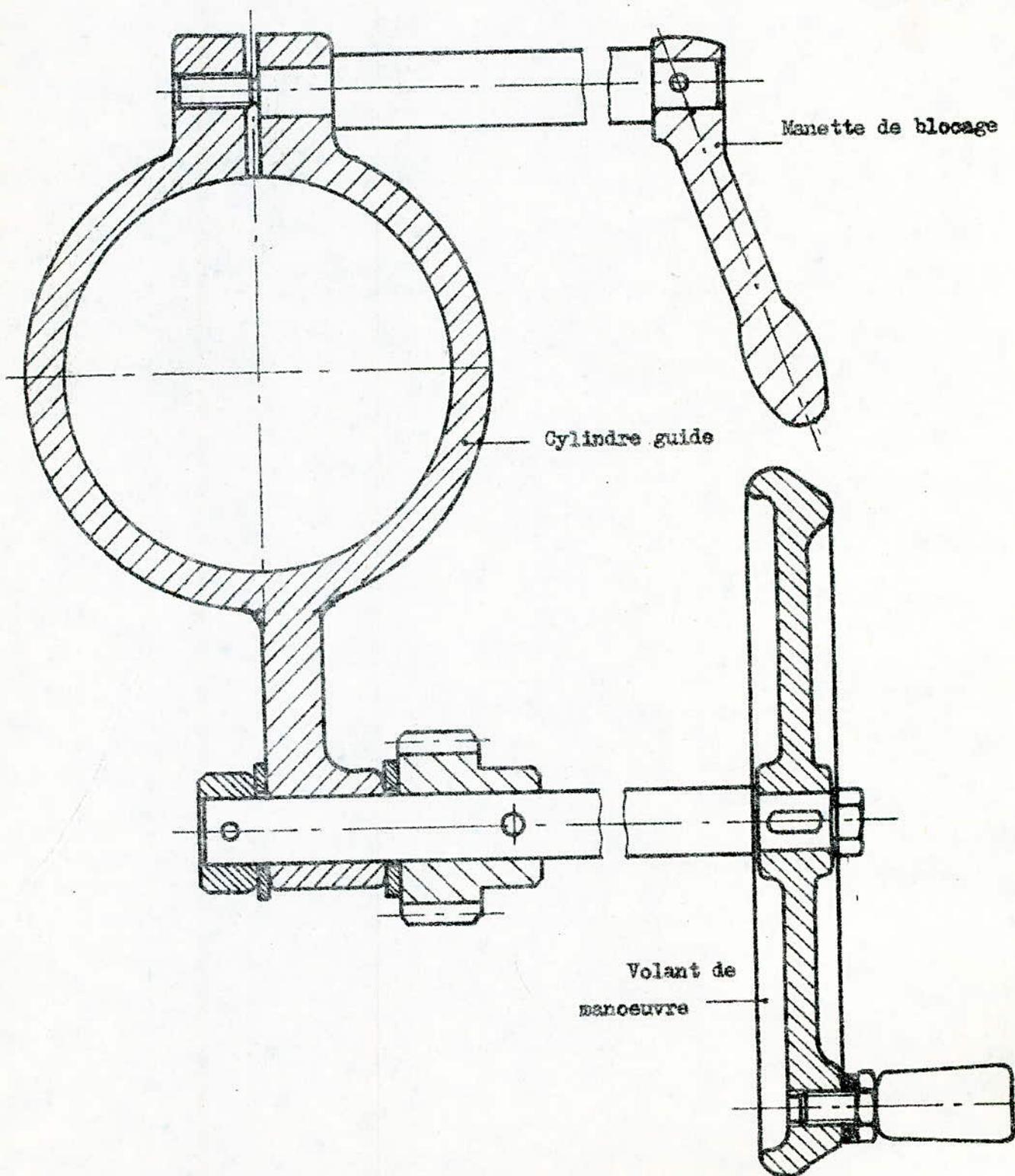
5. Changement de vitesse et réglage de la courroie de transmission :

Le changement de vitesse s'effectue avec grande facilité à travers la grande porte à deux battants .

On obtient le changement de vitesse par le déplacement de la courroie de transmission sur les différentes poulies (Flanche T.1.00.00) par conséquent on peut obtenir :

Figure . 12 . Soulèvement en hauteur

Echelle 1:2



- en 1^{ère} vitesse 4400 tr/min .
- en 2^{ème} vitesse 6000 tr/min .
- en 3^{ème} vitesse 7800 tr/min .
- en 4^{ème} vitesse 10000 tr/min .

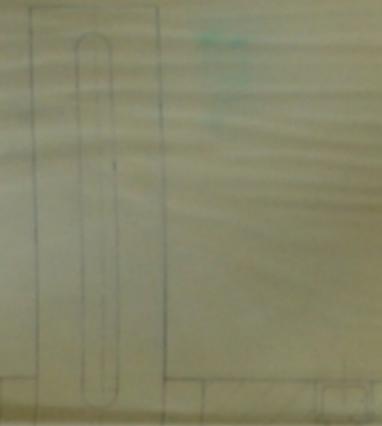
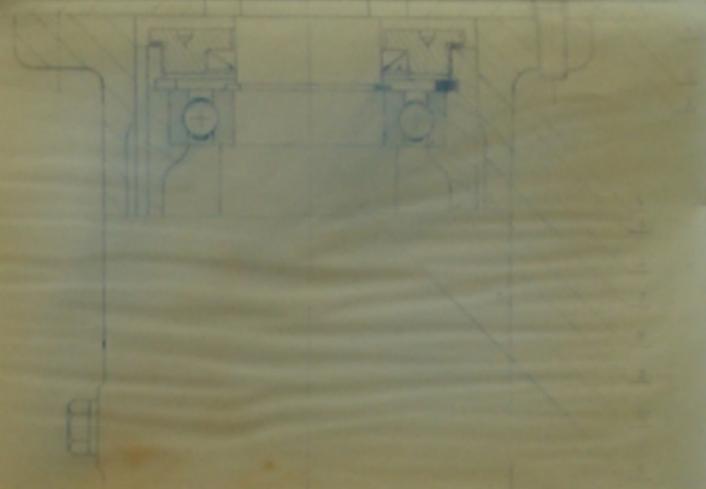
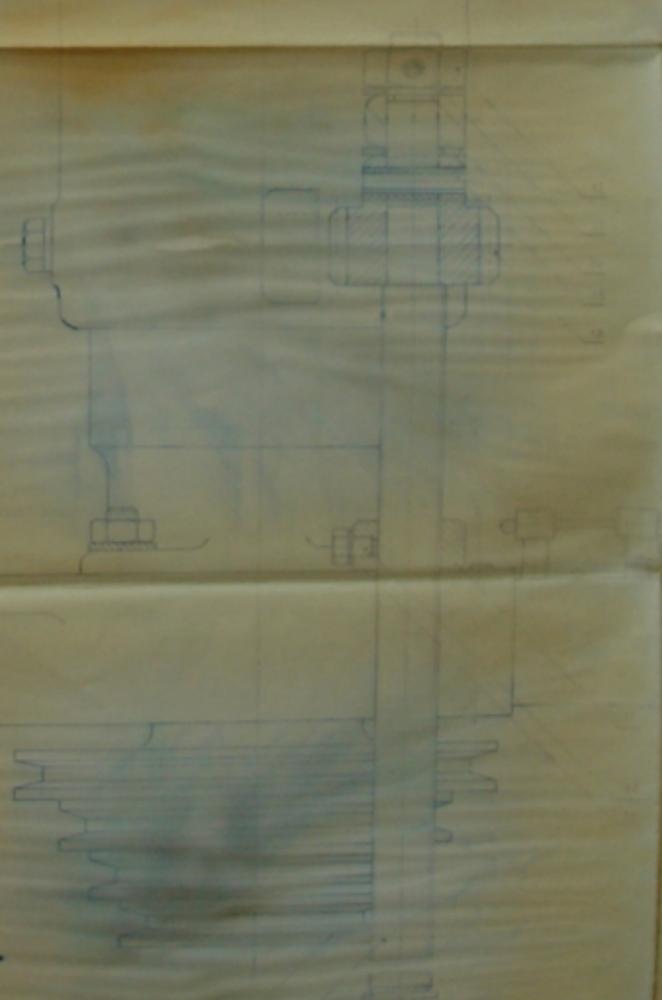
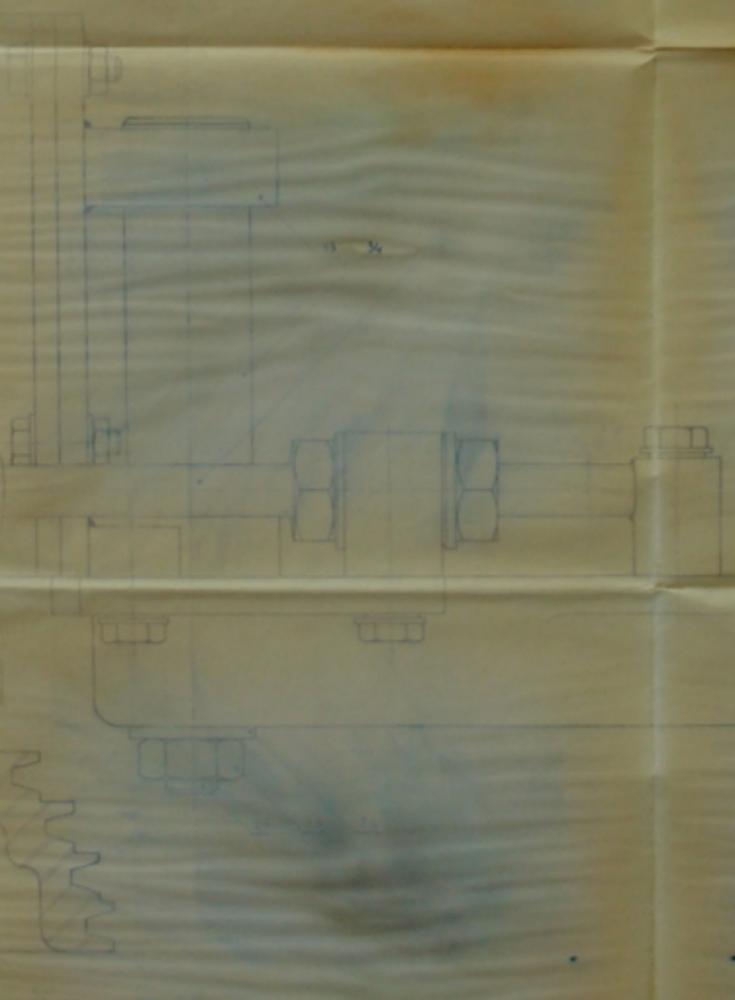
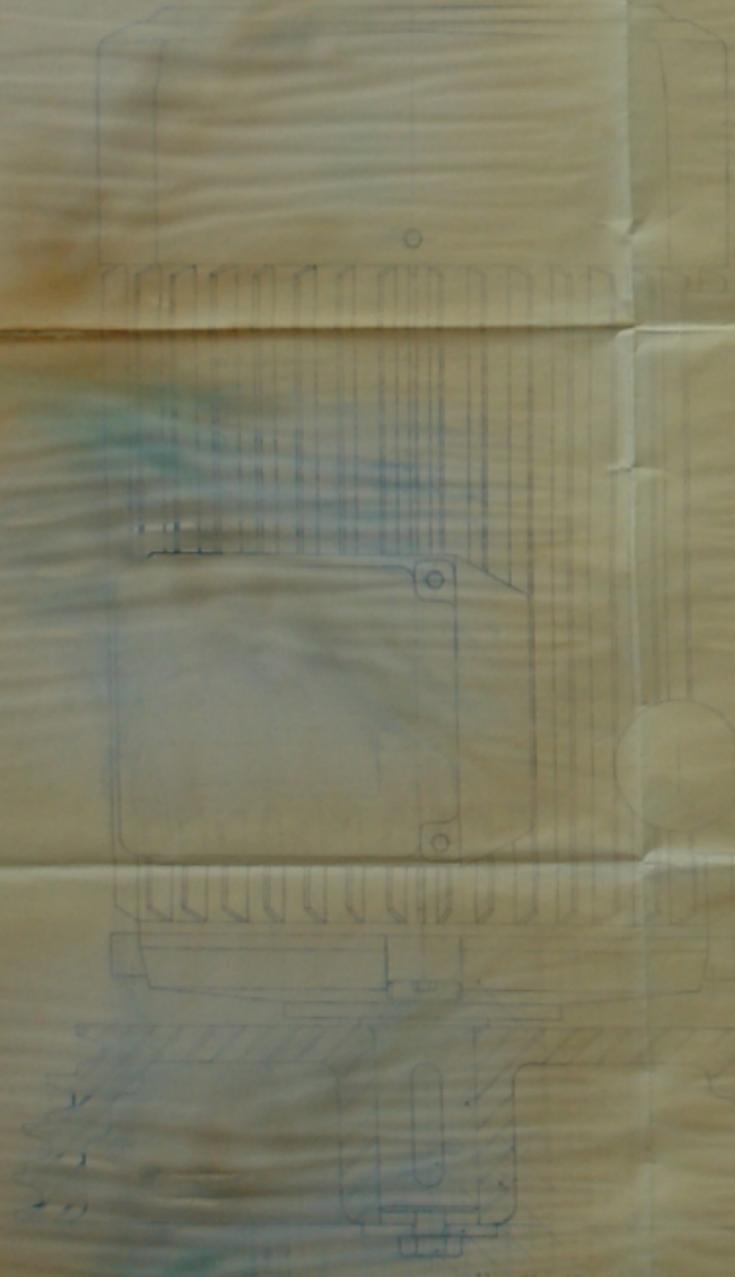
On peut aisément substituer la courroie en approchant le moteur du groupe - cylindre à l'aide du levier de vitesse .

Quand on a substitué la courroie et ramené le levier dans sa position normale on a automatiquement la juste tension de la courroie , qui lui permet une flexion de un centimètre (1 cm) .

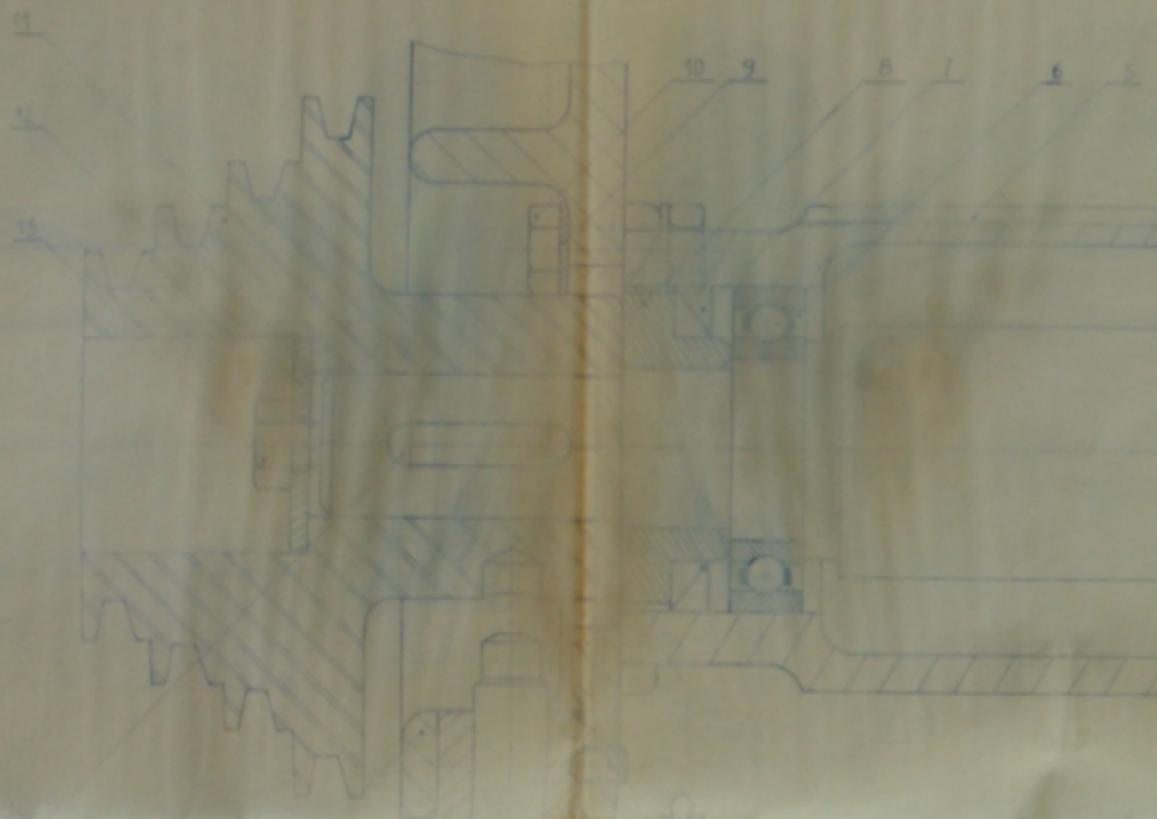
On doit procéder de la même façon pour le changement de vitesse , c'est - à - dire on l'obtient en déplaçant la courroie sur le rapport de poulies voulu .

Si , à cause de ce déplacement , la tension de la courroie n'est pas exacte , on doit agir sur les deux écrous placés sur la tige filetée de la planche :

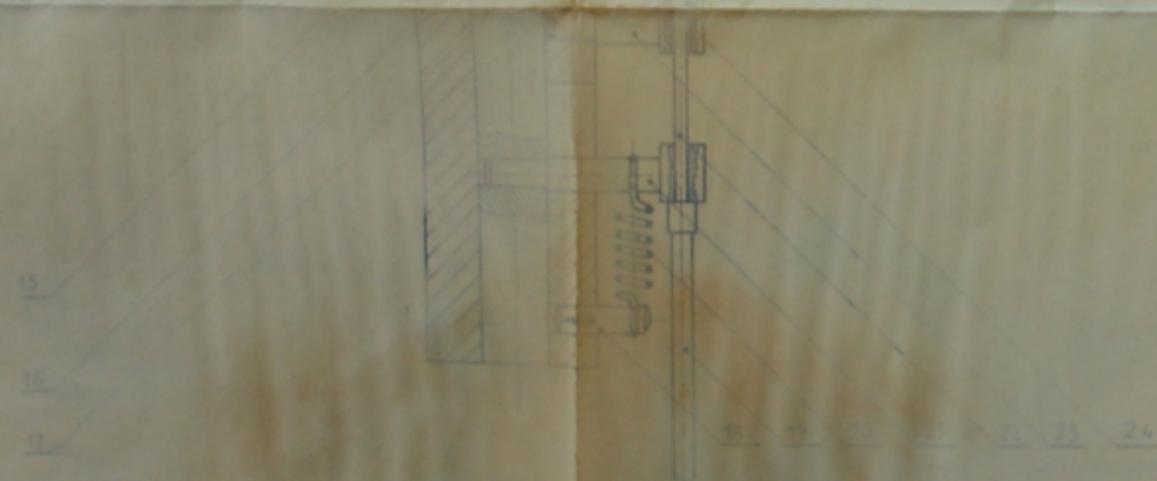
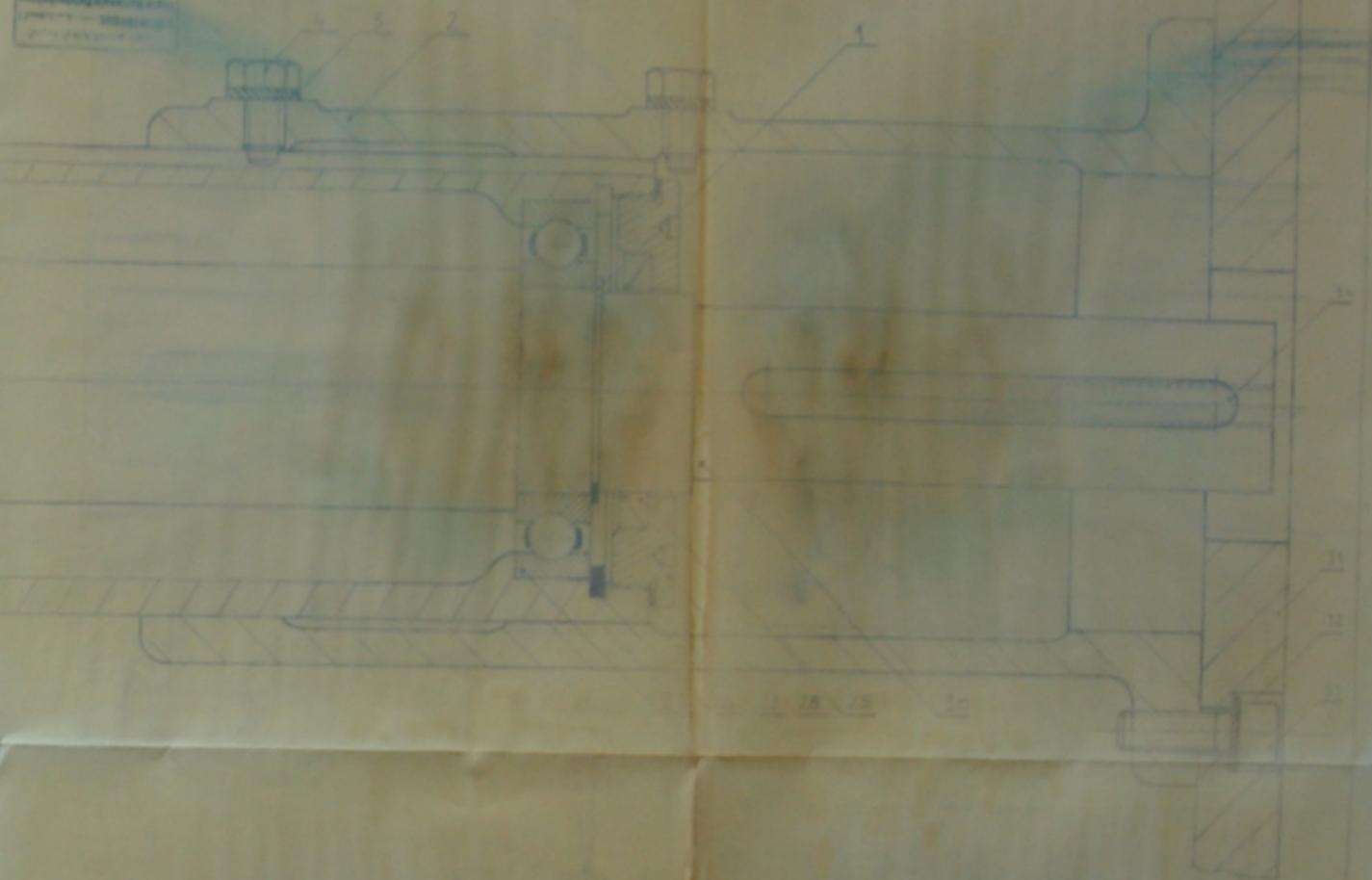
T.1.CO.13 .



N°	Description	Quantité	Unité
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			



REVISIONS



N°	Description	Qté	Mat.
14	Chapeau de vis	1	
13	Tige	2	acier
12	Vis	2	acier
11	Vis	2	acier
10	Vis	2	acier
9	Vis	2	acier
8	Vis	2	acier
7	Vis	2	acier
6	Vis	2	acier
5	Vis	2	acier
4	Vis	2	acier
3	Vis	2	acier
2	Vis	2	acier
1	Vis	2	acier
15	Vis	1	
16	Vis	1	
17	Vis	1	
18	Vis	1	
19	Vis	1	
20	Vis	1	
21	Vis	1	
22	Vis	1	
23	Vis	1	
24	Vis	1	

REVISIONS

N°	Description	Qté	Mat.
14	Chapeau de vis	1	
13	Tige	2	acier
12	Vis	2	acier
11	Vis	2	acier
10	Vis	2	acier
9	Vis	2	acier
8	Vis	2	acier
7	Vis	2	acier
6	Vis	2	acier
5	Vis	2	acier
4	Vis	2	acier
3	Vis	2	acier
2	Vis	2	acier
1	Vis	2	acier
15	Vis	1	
16	Vis	1	
17	Vis	1	
18	Vis	1	
19	Vis	1	
20	Vis	1	
21	Vis	1	
22	Vis	1	
23	Vis	1	
24	Vis	1	

Dp N° dessin Designation NS Mat. Désign.
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 ENP
 1912

PMo 2086
-3-

