

9/82

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Mécanique

19x

PROJET DE FIN D'ETUDES

FILIERE D'INGENIEUR EN MECANIQUE



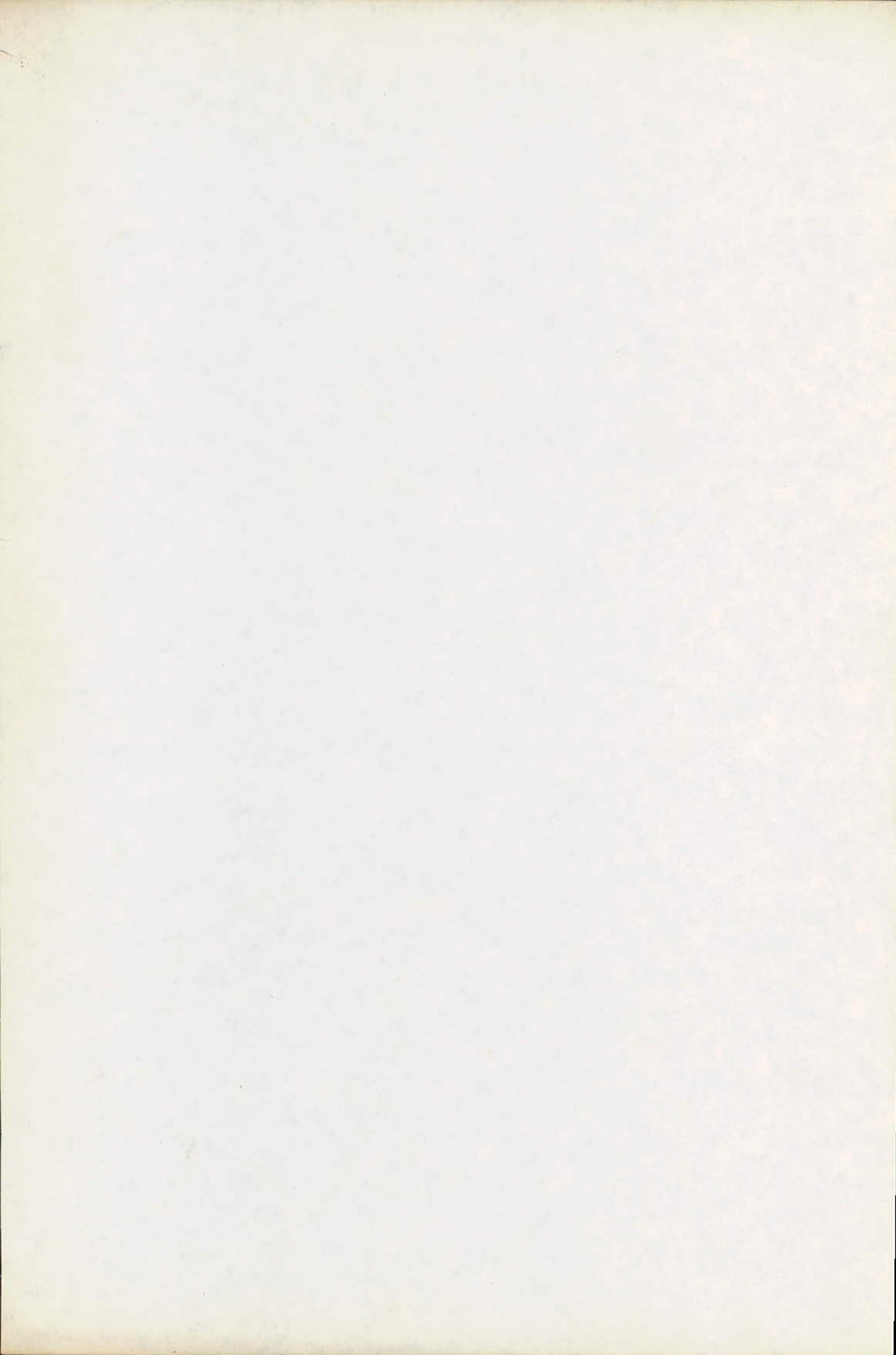
ROBINET A SOUPAPE

A COMMANDE HYDRAULIQUE

13 PLANS

Proposé par :
M SPIRIDONOV
Maitre Assistant

Etudié par :
M BILEK



UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Mécanique



PROJET DE FIN D'ETUDES
FILIERE D'INGENIEUR EN MECANIQUE

ROBINET A SOUPAPE

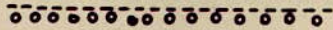
A COMMANDE HYDRAULIQUE

Proposé par :
M SPIRIDONOV
Maitre Assistant

Étudié par :
M BILEK

Promotion Janvier 1982

REMERCIEMENTS



Je tiens à remercier vivement Monsieur Spiridounov pour m'avoir proposer ce projet de fin d'études et m'avoir guidé inlassablement durant toute sa durée

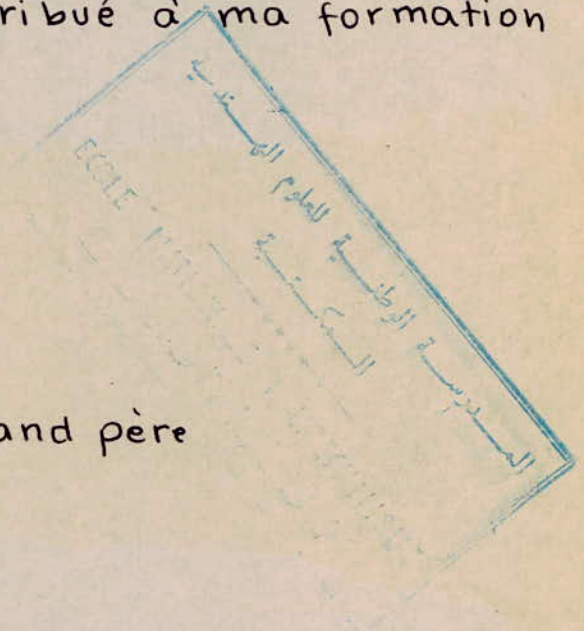
Je tiens à remercier également tous les professeurs qui ont contribué à ma formation

DEDICACES



- À la mémoire de mon grand père
- À ma grand-mère
- À mon père
- À ma mère
- À mes frères et soeurs
- À tous mes amis

BILEK Ali



SUJET

Données:

Fluide circulant dans la conduite : eau chaude

Température du fluide : $T = 80^{\circ}\text{C}$

pression du fluide : $P = 40 \text{ daN/cm}^2$

SOMMAIRE

A: Première réalisation: Robinet à soupape commandé avec un volant en fonte

1 - Bride de liaison corps/tube	page	3
2 - Epaisseur des parois du corps		6
3 - Choix et calcul de la soupape		8
4 - Hauteur de l'écrou de la tige de manœuvre		22
5 - choix des goujons corps/couvercle		24
6 - Calcul de résistance de la bride corps/couvercle		25
7 - Calcul de l'arcade du couvercle		29

B: Deuxième réalisation: Robinet à soupape avec engrenage cylindrique

1 - Calcul du module	32
2 - Caractéristique du pignon	33
3 - Choix de la butée	34
4 - Calcul de la clavette	34
5 - Vérification de l'écrou à la torsion	35
6 - Vérification de la tige à la flexion	35
7 - vérification de la section du parallépipède de guidage	35
8 - Vis de fixation du couvercle	35
9 - Vérification des coussinets pour le pignon	36
10 - vérification des coussinets pour la roue	36
11 - Hauteur de l'écrou de manœuvre	36

C: Troisième réalisation: Robinet à soupape à commande hydraulique

1 - Effort exercé par le piston	37
2 - Calcul du diamètre du piston	37
3 - Choix du joint d'étanchéité	37
4 - Vérification de la tige au flambage	38
5 - Effort réel que doit vaincre le piston	39
6 - Vérification de l'étanchéité	40
7 - Effort mini que doit vaincre le piston	40
8 - Vérification des bagues d'étanchéité	41
9 - calcul des goujons	41
10 - Epaisseur du cylindre	42

GENERALITES:

Il existe trois constructions de base :

- 1) les robinets à soupape fig:1
- 2) " vannes fig:2
- 3) " à boisseau ou tournants fig:3

1 - le robinet à soupape est un organe d'arrêt où l'élément d'obturation (soupape) est appuyée sur son siège contre la pression du fluide. Les robinets à soupape ^{sont} construits de telle façon que le courant de fluide entre sous la soupape et en sort au dessus. le sens d'écoulement est indiqué par une flèche gravée sur le corps.

- Le mécanisme de commande doit être irréversible on utilise pour ce le système vis-écrou à faible pas.
- La soupape peut être en caoutchouc pour l'eau froide, en fibre pour l'eau chaude, en bronze pour la vapeur et tous fluides, en alliages spéciaux (ex: acier inox.) Pour les très grandes pressions jusqu'à 1000 bars le corps est un bloc d'acier dont les évidements sont forés

- Le robinet à soupape peut être utilisé pour différentes pressions et différentes températures, il suffit de l'étudier en conséquence en choisissant les matériaux adéquats. il assure une meilleure étanchéité et sa construction est relativement simple. la hauteur de levée de la soupape est faible comparativement aux vannes. L'étanchéité au passage de la tige est obtenue grâce à un presse garniture.

- les pertes de pressions sont assez importantes, pour les atténuer on prévoit une forme renflée et une levée de la soupape assez suffisante pour permettre un écoulement aisé

la longueur totale du robinet est assez grande

différentes garnitures utilisées:

- l'étoupe (filasse de chanvre): utilisé sur tige de robinet ou de pompe à eau (fluide: eau à température ambiante par exemple) habituellement la filasse est suiffée on emploie aussi le coton

- Pour les fluides autre que l'eau froide on utilise des tresses d'amiante, des tresses de fil de cuivre élamé, des tresses de téflon; on coupe une longueur suffisante de tresse (dont la section est carrée) pour former un anneau; on empile les anneaux dans la boîte (évidement prévu dans le presse garniture) en décalant les joints

2 - les vannes sont des obturateurs permettant la circulation ou l'arrêt d'un fluide dans une conduite.

la vanne est à passage direct, l'obturateur étant complètement effacé en position d'ouverture, le fluide passe à peu près sans remous ce qui réduit fort les pertes de charge. La pression du fluide ne tend ni à ouvrir ni à fermer le robinet. Le mécanisme de commande n'est pas nécessairement irréversible

Le corps peut être très court

La cavité dans laquelle se loge l'opercule en position ouverte est de hauteur importante.

La commande peut se faire de différentes façons :

- a) par translation de l'opercule, celui-ci est fixé sur une tige actionnée soit par levier, soit par pignon crémaillier, soit par système vis-écrou généralement le plus utilisé.
- b) par rotation : l'opercule est solidaire d'un axe fixé à sa périphérie, l'axe traverse le corps du robinet l'étanchéité étant assurée par un presse-étoupe. Un levier extérieur commande cet axe.

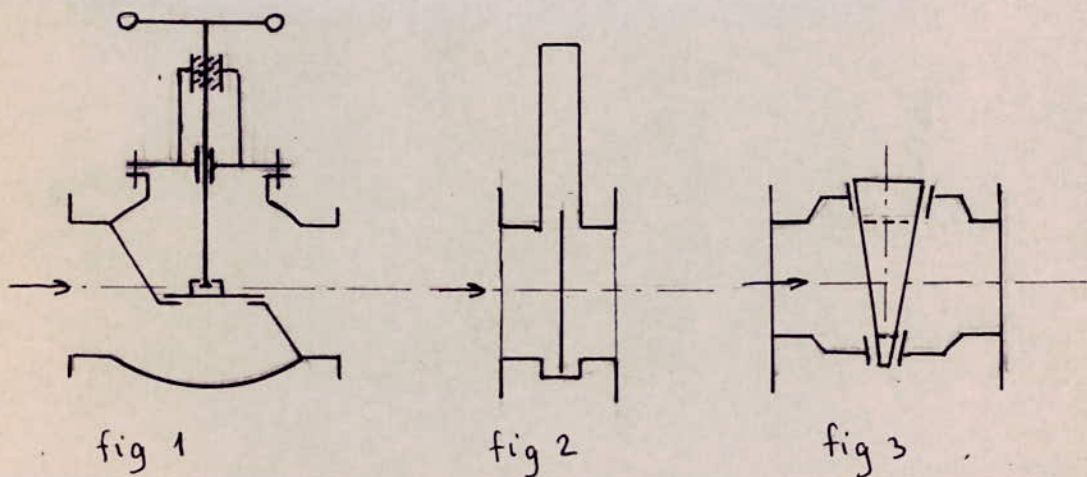
3 - Le robinet à boisseau tournant c'est un robinet à passage direct mais il présente quelques inconvénients.

L'assemblage cylindrique ne tolérant pas l'usure on réalise des assemblages coniques à 10% de conicité. Le diamètre de la clé doit être assez fort pour qu'entre la position "ouverte" et la position "fermée" subsiste une garde pour assurer l'étanchéité.

-Leurs utilisation est réduite, ils sont employés pour des faibles débits et des pressions modérées.

4. on peut citer aussi les papillons utilisés comme robinet en construction mécanique.

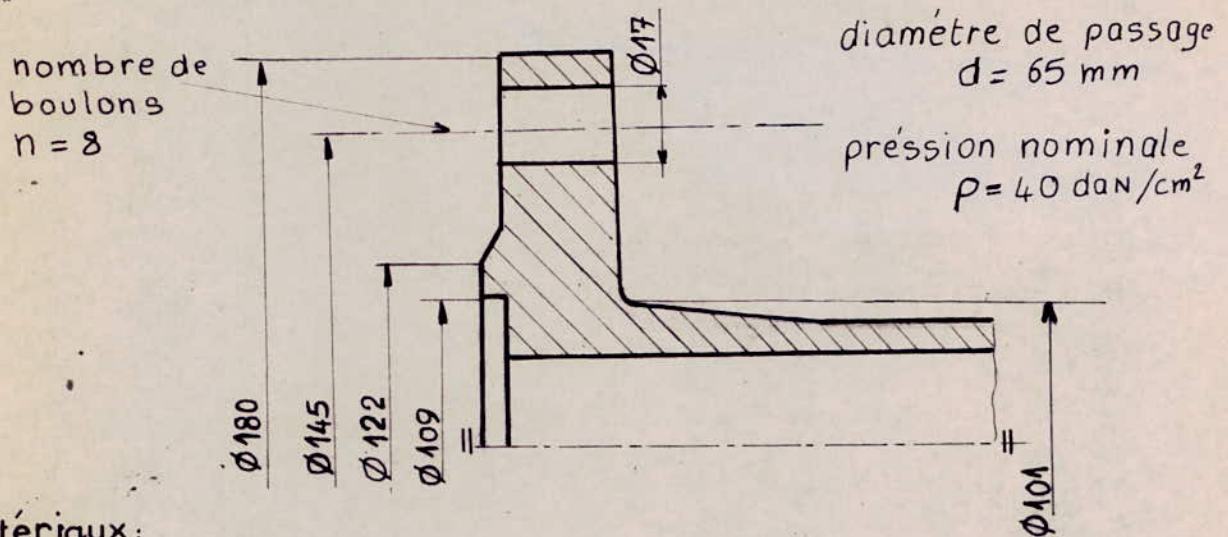
Leur étanchéité est généralement médiocre. Les pertes de charges sont faibles en position "ouverte" ils sont utilisés généralement pour le réglage de la circulation



1 BRIDE DE LIAISON CORPS TUBE

1.1 Choix de la bride:

La forme et les dimensions des brides sont normalisées. D'après GOST: 1234-67; en fonction du diamètre de passage du fluide et de sa pression, on a choisi la forme ci-dessous avec toutes les dimensions caractéristiques.



1.2 Matériaux:

brides: Les brides seront obtenues par moulage en acier A48M

garniture d'étanchéité: Les garnitures d'étanchéité sont choisies en carton d'amiante

composition chimique du carton d'amiante:

60 à	70%	amiante
12 à	15%	caoutchouc
15 à	18%	minéraux d'addition
1,5 à	2%	soufre vulcanisé sous haute pression

dans notre cas, $P = 40 \text{ daN/cm}^2$ une épaisseur $e = 2 \text{ mm}$ suffit pour assurer une étanchéité parfaite.

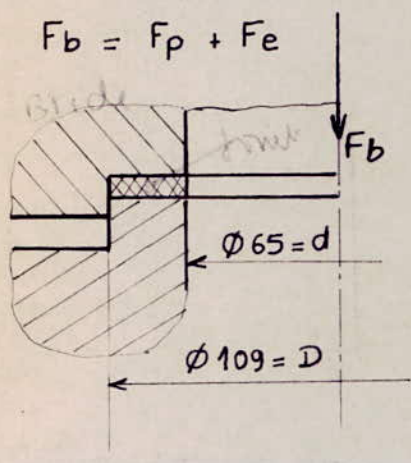
1.3 Longueur du robinet

La longueur totale du robinet est choisie d'après B.D.S 1628-68. en fonction du diamètre de passage du fluide $d = 65$ on tire $L = 290 \text{ mm}$

1.4 Choix du matériau des boulons de fixation de la bride

Le choix de la bride a fixer le diamètre des boulons. Le diamètre prévu pour leurs passages étant $\phi 17$ on choisit donc des boulons de diamètre M16 puis on détermine en fonction des efforts qu'ils supportent le matériau utilisé.

1.4.1 effort supporté par les boulons : F_b



$$F_b = F_p + F_e$$

F_p : effort équilibrant la pression du fluide

F_e : effort assurant l'étanchéité

$$F_p = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot P \quad \text{avec} \quad D_m = \frac{D+d}{2}$$

$$F_e = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot q \quad \text{avec} \quad q = 200 \text{ dan/cm}^2$$

q : pression spécifique assurant l'étanchéité avec le carton d'amiante

application numérique:

$$F_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{109+65}{2}\right)^2 \cdot 40 = \frac{\pi}{4} \cdot 87^2 \cdot 40 = 2377,87 \text{ dan}$$

$$F_e = \frac{\pi}{4} (109^2 - 65^2) \cdot 200 = 12026 \text{ dan}$$

$$F_b = 2377,87 + 12026 = 14403,87 \text{ dan}$$

effort supporté par un boulon:

$$F_{b1} = \frac{F_b}{n} = \frac{14403,87}{8} \approx 1800,5 \text{ dan}$$

1.4.2 contrainte de traction dans les boulons:

$$\sigma_t = \frac{F_{b1}}{S_1} \quad \text{avec} \quad S_1 = \frac{\pi d_i^2}{4}; \quad d_i: \text{diamètre intérieur du filetage M16}$$

$$d_i = 13,835$$

$$\sigma_t = \frac{1800,5 \cdot 4}{\pi \cdot 13,835^2} = 1194,23 \text{ dan/cm}^2$$

on choisit un acier A48 avec $[\sigma] = 1650 \text{ dan/cm}^2$

14.3 vérification des boulons à l'effort préliminaire de serrage: F_b'

on effectue un serrage préliminaire nécessaire pour déformer le joint d'étanchéité de telle façon que le contact soit complet entre le joint et les surfaces métalliques qui peuvent être imparfaites (mauvais état de surface)

$$F_b' = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot q \cdot k \quad [N]$$

q : [daN/cm^2] pression spécifique nécessaire pour déformer complètement le joint

Pour le joint en carton d'amiante:

$q = 100 \text{ daN/cm}^2$ pour les liquides

$q = 500 \text{ daN/cm}^2$ pour les gaz

k : coefficient de forme; $k=1$ pour joint rond
 $k=1,2$ " " ovale
 $k=1,3$ " " rectangulaire

$$F_b' = \frac{\pi}{4} (10,9^2 - 6,5^2) \cdot 100 \cdot 1 \quad q = 100 \text{ daN/cm}^2 \text{ (eau)}$$

$k=1$ le joint est rond

$$F_b' = 6013 \text{ daN}$$

$$F_b' < F_b = 14403,87 \text{ daN} \quad \text{les boulons résistent}$$

le serrage du joint est donc assuré au moment du montage de la bride; ainsi l'étanchéité sera assurée car le joint épousera les différentes irrégularités d'usinage.

14.4 verification du joint à l'écrasement

Le joint en carton d'amiante peut supporter une contrainte d'écrasement de $q_{\text{max}} = 1200 \text{ daN/cm}^2$

$$\sigma_e = \frac{F_b}{S}$$

F_b : effort exercé par les boulons $F_b: 14403,87 \text{ daN}$

$$\sigma_e = \frac{14403,87}{60,13} = 239,5$$

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(10,9^2 - 6,5^2)}{4} = 60,13 \text{ cm}^2$$

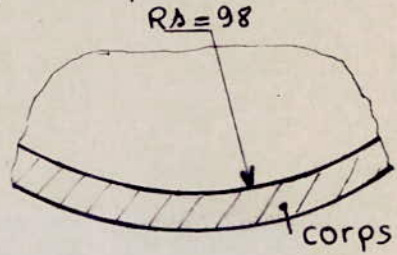
$$\sigma_e = 239,5 \text{ daN/cm}^2 < q_{\text{max}} = 1200 \text{ daN/cm}^2$$

2 EPAISSEUR DES PAROIS DU CORPS DU ROBINET

Le corps du robinet sera obtenu en acier moulé A48M on distingue deux parties de formes différentes une partie sphérique et une partie cylindrique.

2.1 Epaisseur de la partie sphérique

$$S_d = \frac{2 \cdot P \cdot R_d}{4[\sigma] - P} + C \quad [\text{cm}]$$



P [dan/cm²] Pression du fluide $P = 40 \text{ dan/cm}^2$
 R_d [cm] rayon de la partie sphérique $R_d = 98$
 σ_B [dan/cm²] contrainte de rupture de l'acier A48M
 $\sigma_B = 4800$
 $\sigma = \frac{\sigma_B}{K}$ avec K : coefficient de sécurité $K = 8$

$C = 3 \div 5 \text{ mm}$ coefficient exprimant les irrégularités de moulage des pièces et la corrosion pendant l'exploitation

$$S_d = \frac{2 \cdot 40 \cdot 9,8}{4 \left(\frac{4800}{8} \right) - 40} + 0,4 = 0,732 \text{ cm} \quad \underline{S_d = 7,32 \text{ mm}}$$

2.2 Epaisseur de la partie cylindrique

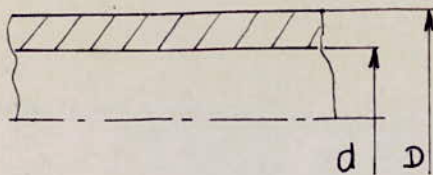
$$S_c = \frac{P \cdot d}{230[\sigma] - P} + C \quad [\text{mm}] \quad \text{avec } [\sigma] = \left[\frac{\text{dan}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$[\sigma] = 48/8$$

P [dan/cm²] pression du fluide $P = 40 \text{ dan/cm}^2$

d [mm] diamètre de passage $d = 65$

Nota: cette formule est valable si $\frac{D}{d} \leq 1,8$



$$S_c = \frac{40 \cdot 65}{230 \left(\frac{48}{8} \right) - 40} + 4 = 1,94 + 4 = \underline{5,94 \text{ mm}}$$

à partir des exigences de moulage de l'acier on a des valeurs recommandées, pour $P = 40 \text{ dan/cm}^2$ et $d = 65$ on recommande une épaisseur $\underline{S = 8 \text{ mm}}$

$$\frac{D}{d} = \frac{d + 2S}{d} = \frac{65 + 2 \cdot 8}{65} = 1,24 < 1,8 \quad (\text{la formule utilisée est valable})$$

valeurs recommandées pour l'épaisseur d'une paroi en fonction de la pression qui y règne et du diamètre de passage

à partir des exigences de moulage de l'acier on recommande les valeurs ci dessous:

[mm]	d \ P	25	40	60	[dan/cm ²]
	40	7	7	8	
	50	7	7	8	
	65	7	8	10	
	80	7	9	10	
	100	8	9	11	[mm]

valeurs permettant le calcul de la pression spécifique d'étanchéité $q_e = \frac{a + cP}{\sqrt{b}}$

Matériaux	a	c
Caoutchouc	3	0,4
Etain, Bronze	35	0,6
fonte	35	0,6
Acier	100	2,5

P: pression du fluide
b: largeur des bagues

3 CHOIX ET CALCUL DE LA SOUPAPE

il existe trois types de construction:

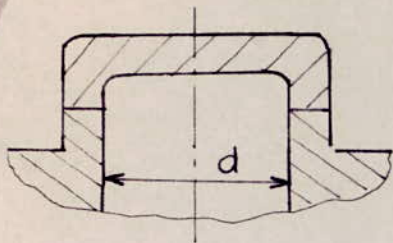
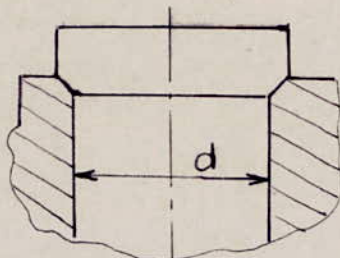
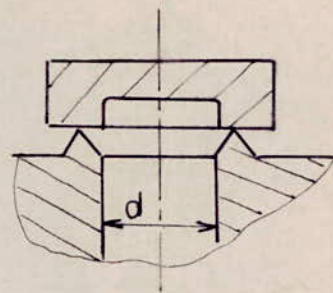


plate
Construction habituelle

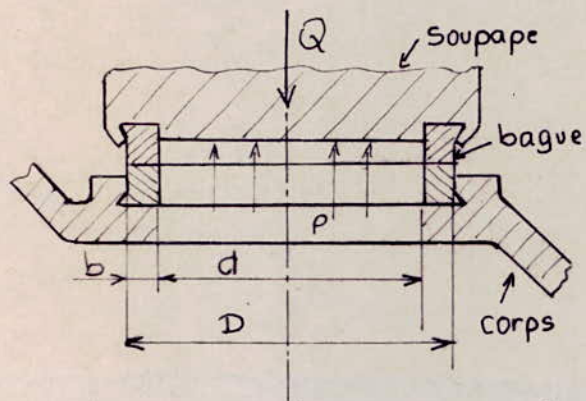


Conique
paramètres élevés (P et T)



Fluide mélangé
avec des corps durs
(Sable...)

on choisit la construction ci-dessous:



avantage d'utilisation des bagues:

1. Diminuer l'effort nécessaire
 $\rho_{\text{bronze}} < \rho_{\text{acier}}$
2. facilité d'entretien
on peut changer les bagues

il existe trois cas de sollicitation de la soupape fermée:

- ① effort "Q" au dessus, de dessous la pression "P"
- ② " " " " " " " " P=0 (ou bien P existe des deux cotés)
- ③ effort "Q" et la pression "P" s'exercent au dessus

3.1 Epaisseur des bagues d'étanchéité

Elle sera calculée dans le cas ③.
pour minimiser l'effort "Q" sur la tige de manœuvre,
on calcul la largeur optimale "b" des bagues en bronze.
on considère ici le cas idéal, c'est à dire, pas de
défauts de centrage ni de répartition différente de
contrainte entre les surfaces de contact des bagues.
on a alors :

$$q_e + \frac{Fp}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \leq [q] \text{ contrainte admissible sur la surface de contact.}$$

Pour le bronze $[q] = 1000 \text{ dan/cm}^2$

$$q_e = \frac{a + cp}{\sqrt{b}} : \text{pression spécifique d'étanchéité}$$

avec $a = 35; c = 0,6$ } coefficients caractéristiques pour bronze
b: largeur de la bague
P: pression nominale ($P = 40 \text{ dan/cm}^2$)

$F_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+d}{2}\right)^2 \cdot p$ avec $\frac{D+d}{2}$: diamètre moyen de la bague
 en remplaçant q par sa valeur on a:

$$\frac{a + c \cdot p}{\sqrt{b}} + \frac{F_p}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} \leq [q]$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) &= \frac{\pi}{4} [(d+2b)^2 - d^2] = \frac{\pi}{4} [4b^2 - 4db] = \pi (b^2 + db) \\ \frac{D+d}{2} &= \frac{d+2b+d}{2} = b+d \end{aligned} \right.$$

$$\frac{a + c \cdot p}{\sqrt{b}} + \frac{\pi/4 (b+d)^2 \cdot p}{\pi (b^2 + db)} \leq [q]$$

$$\frac{a + c \cdot p}{\sqrt{b}} + \frac{b+d}{4b} \cdot p \leq [q]$$

on cherche la valeur optimale de b en essayant quelques valeurs

ex: $b = 5 \Rightarrow \frac{35 + 0,6 \cdot 40}{\sqrt{0,5}} + \frac{(6,5 + 0,5) \cdot 40}{4 \cdot 0,5} = 200 \text{ daN/cm}^2$

$b = 2 \Rightarrow q = 466,9 \text{ daN/cm}^2 < [q] = 1000 \text{ daN/cm}^2$

$b = 1 \Rightarrow q = 846,57 \text{ //}$

$b = 0,8 \Rightarrow q = 977 \text{ //}$

conclusion: on ne peut pas adopter une épaisseur $b = 0,85 \text{ mm}$ car il faudrait un centrage trop précis et une répartition de l'effort de serrage "Q" uniforme.
 on choisit donc à base des recommandations de l'auteur 1 une largeur:

$b = 3,5 \text{ mm}$ $\Rightarrow q = 239 < [q] = 1000 \text{ daN/cm}^2$

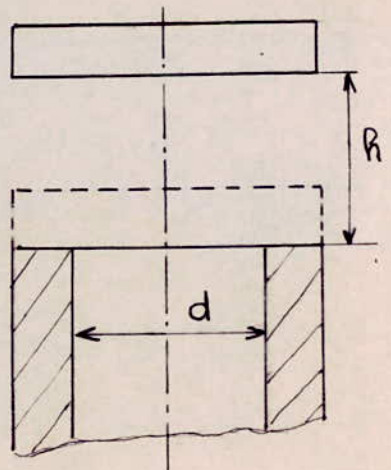
3.2 Hauteur de levée de la soupape

$$\frac{\pi d^2}{4} = \pi \cdot d \cdot h \Rightarrow h = \frac{d}{4}$$

L'expérience a montré qu'il faut prendre une valeur supérieure
 D'après l'auteur ①: $h = 0,42 d$

$h = 0,42 \cdot 65 = 27,3 \text{ mm}$

on choisit $h = 28 \text{ mm}$



33 Effort Necessaire exercé par la tige : "Q"

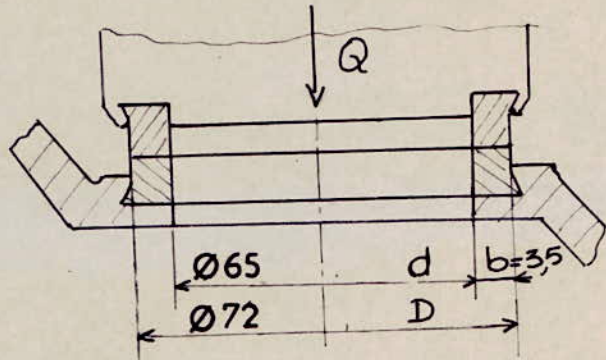
il sera calculé dans le cas "2" (l'effort Q est appliqué au dessus et P=0)

$Q = F_p + F_e$ avec F_p : effort dû à la pression "P",
 F_e : " assurant l'étanchéité

$$F_p = \frac{\pi}{4} (D+d)^2 \cdot P$$

$$F_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{7,2 + 6,5}{2} \right)^2 \cdot 40$$

$$F_p = 1474,11 \text{ dan}$$



$$F_e = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot q_e$$

$q_e = \frac{a + c \cdot P}{\sqrt{b}}$: pression spécifique d'étanchéité

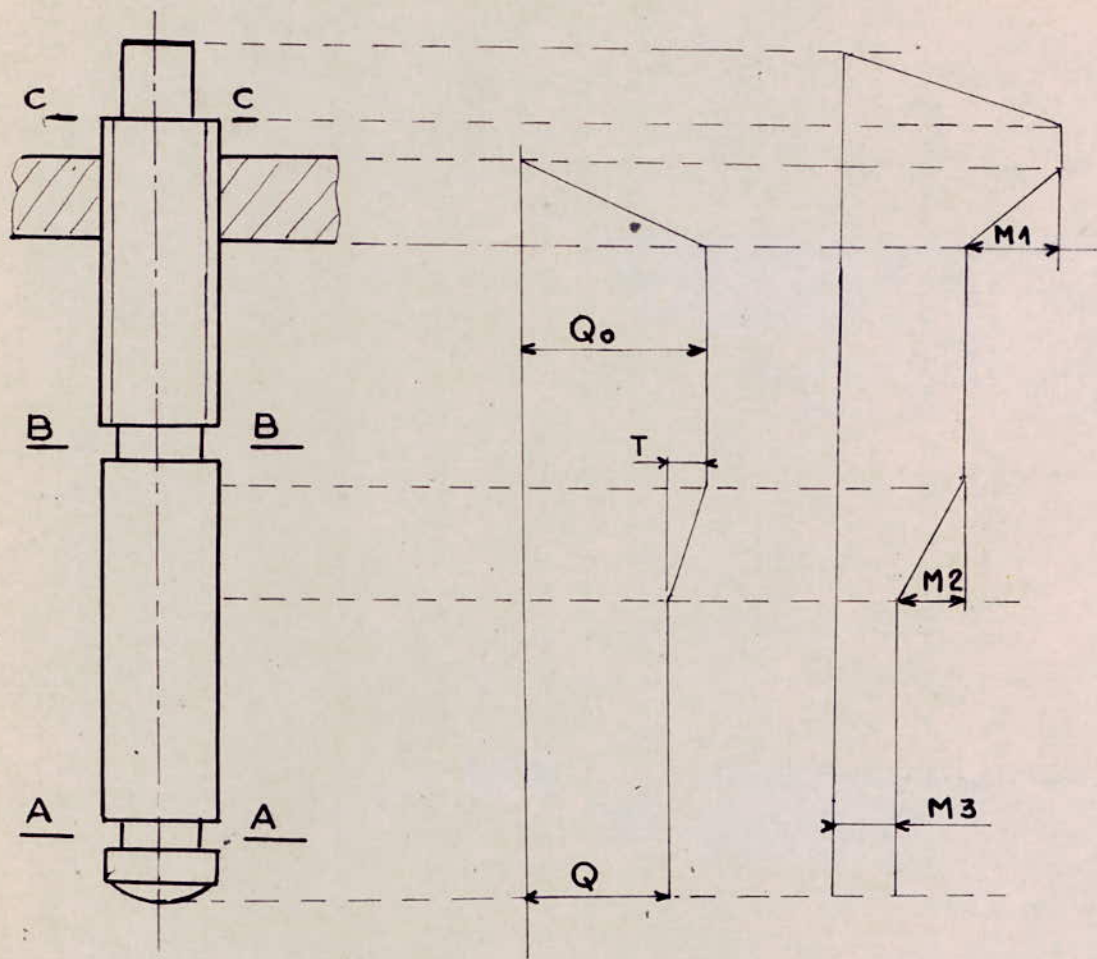
$$q_e = \frac{35 + 0,6 \cdot 40}{\sqrt{0,35}} = 99,72 \text{ dan/cm}^2$$

$$F_e = \frac{\pi}{4} (7,2^2 - 6,5^2) \cdot 99,72 = 751,08 \text{ dan}$$

$$Q = 1474,11 + 751,08 = 2225,2 \text{ dan}$$

$$\underline{Q = 2225,2 \text{ dan}}$$

3.4 Calcul de la tige de manœuvre



Les tiges de manœuvre ou vis de mouvement sont utilisées dans les machines outils, dans les engins de levage dans les organes pour fluide et... Le profil couramment utilisé est le profil Trapezoïdale

Forces et moments appliqués sur la Tige :

La tige est soumise à une force axiale Q_0 et un couple de torsion $M_t = M_1 + M_2 + M_3$

calcul du diamètre de la tige

on déterminera le diamètre mini de la tige par un calcul préliminaire en utilisant une contrainte de traction inférieure à la contrainte réelle

on calcul à la base de $\sigma = 600 \text{ daN/cm}^2$; $Q = 2225,2 \text{ daN}$

$$s = \frac{Q}{\sigma} = \frac{2225,2}{600} = 3,7 \text{ cm}$$

$$d = \sqrt{\frac{4s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,7}{\pi}} = 2,17 \text{ cm}$$

$$\underline{d_{\text{mini}} = 21,7 \text{ mm}}$$

On choisira un filet trapezoïdale qui permettra de transmettre l'effort axial et le couple de torsion entre la tige et l'écrou. Les conditions de frottement sont peu différentes de celles du profil rectangulaire par contre l'usinage et le centrage sont plus faciles à réaliser. On choisit donc un filetage Tr28x5

Diamètre extérieur $D_e = 28 \text{ mm}$
 // intérieur $D_i = 22 \text{ mm} > d_{\text{mini}} = 21,7 \text{ mm}$
 Pas = 5 mm
 Diamètre moyen $D_m = 25,5 \text{ mm}$

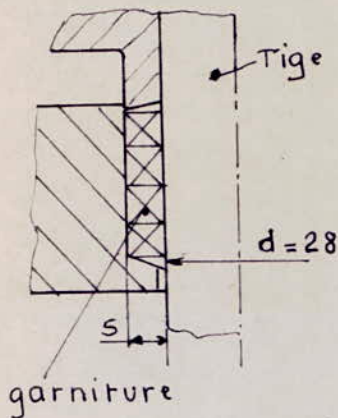
3.4.1 calcul de Q_0 :

$$Q_0 = Q + T$$

$$Q = 2225,2 \text{ daN}$$

T = effort dû au presse-étoupe

$$T = \psi \cdot d \cdot s \cdot P$$



- $\psi = 1,8$: coefficient de proportionnalité entre la pression dans la garniture $p_g = 70 \text{ daN/cm}^2$ et la pression du fluide: $P = 40 \text{ daN/cm}^2$
- d : diamètre lisse de la tige au niveau du presse-étoupe $d = 28 \text{ mm}$
- s : épaisseur de la garniture
 $s = 0,7 \sqrt{d} = 0,7 \sqrt{28} = 3,7$; on choisit $s = 4 \text{ mm}$

$$T = 1,8 \cdot 2,8 \cdot 0,4 \cdot 40 = 80,64 \text{ daN}$$

$$Q_0 = 2225,2 + 80,64 = \underline{2305,84 \text{ daN}}$$

3.4.2 Calcul des moments

M_1 : moment de torsion dans l'écrou quand on ferme le robinet

$$M_1 = Q_0 \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho) \quad \text{avec:} \quad \begin{array}{l} D_m = 25,5 \text{ mm} \\ \alpha: \text{angle d'hélice} \\ \rho: \text{ " de frottement} \end{array}$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{\text{Pas}}{\pi \cdot D_m} = \frac{5}{\pi \cdot 25,5} = 0,0624$$

$$\alpha = \text{Arctg} 0,0624 = 3,57^\circ$$

$\text{tg} \rho = \mu$: Coef. de frottement pour une tige en acier et un écrou en bronze.

$\mu = 0,15$ quand il ya un bon graissage
 $\mu = 0,17$ " le graissage est médiocre

dans les conditions normales de service on augmente les valeurs précédentes de 0,1 pour notre cas on prend $\mu = 0,17 + 0,1 = 0,27$

$$\operatorname{tg} \rho = \mu = 0,25 \Rightarrow \rho = \operatorname{arctg} 0,27 = 15,1^\circ$$

$3,57^\circ = \alpha < \rho = 15,1^\circ$ (le système est irréversible)

$$M_1 = 2305,84 \cdot \frac{2,55}{2} \operatorname{tg} (3,57 + 15,1)$$

$$\underline{M_1 = 993,42 \text{ daN.cm}}$$

M_2 : moment dû au presse-étoupe

$$M_2 = T \cdot \frac{d}{2}$$

T: effort de frottement

d: diamètre lisse de la tige $d = 28 \text{ mm}$

$$M_2 = 80,64 \cdot \frac{2,8}{2} = 112,89 \text{ daN.cm}$$

$$\underline{M_2 = 112,89 \text{ daN.cm}}$$

M_3 : moment dû au frottement entre la tête de la tige et la soupape

$$M_3 = 0,25 \cdot \mu \cdot Q \cdot d'$$

avec: μ : coefficient de frottement acier/acier
 quand on ferme $\mu = 0,15 \div 0,3$
 " on ouvre $\mu = 0,4$

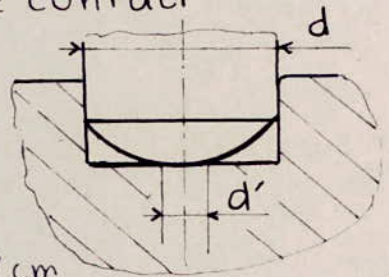
d' : diamètre du cercle de contact

$$d' = 1,76 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Q \cdot R}{E}}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$$

$$R = d = 28 \text{ mm} = 2,8 \text{ cm}$$

$$d' = 1,76 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2225,2 \cdot 2,8}{2,1 \cdot 10^6}} = 0,318 \text{ cm}$$



$$M_3 = 0,25 \cdot 0,4 \cdot 2225,2 \cdot 0,318$$

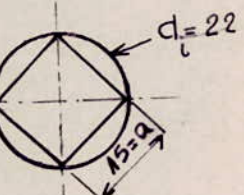
$$\underline{M_3 = 70,9 \text{ daN.cm}}$$

3.4.3 Vérification des diamètres dans les sections dangereuses

séction C-C: elle est chargée par $M_t = M_1 + M_2 + M_3$
 vérification à la torsion

$$\tau = \frac{M_t}{W_D} = \frac{993,42 + 112,89 + 70,9}{0,208 \cdot 1,5^3} = 1676,93$$

$$\tau = 1676,93 \text{ daN/cm}^2 < 1800 \text{ daN/cm}^2 = [\tau]$$



$$W_D = 0,208 a^3$$

on a choisit un acier 42C2 avec $[\tau]$ torsion = 1800 daN/cm²

section B-B: elle est chargée par Q_0 et $(M_2 + M_3)$

verification à la compression:

$$\sigma = \frac{Q_0}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2305,89 \cdot 4}{\pi \cdot 2,2^2} = 606,6 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_c] = 3000 \text{ dan/cm}^2$$

verification à la torsion:

$$\tau = \frac{M_3 + M_2}{W_0} \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 2,2^3}{16} = 2,09$$

$$\tau = \frac{112,89 + 70,9}{2,09} = 87,91 \text{ dan/cm}^2 < [\tau] = 1800 \text{ dan/cm}^2$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{606,6^2 + 4 \cdot 87,91^2} = 631,56 \text{ dan/cm}^2$$

$$\sigma_i < [\sigma_i] = 2800 \text{ dan/cm}^2 \text{ pour l'acier 42c2}$$

section A-A: elle est chargée par l'effort Q et le moment de torsion M_3

verification à la compression:

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{2225,2}{\frac{\pi}{4} \cdot 2,2^2} = 585,38 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_c] = 3000 \text{ dan/cm}^2$$

verification à la torsion:

$$\tau = \frac{M_3}{W_0} \leq [\tau] = 1800 \text{ dan/cm}^2$$

$$\tau = \frac{70,9}{2,09} = 33,9 \text{ dan/cm}^2 < [\tau] = 1800 \text{ dan/cm}^2$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{585,38^2 + 4 \cdot 33,9^2} = 589,3 \text{ dan/cm}^2$$

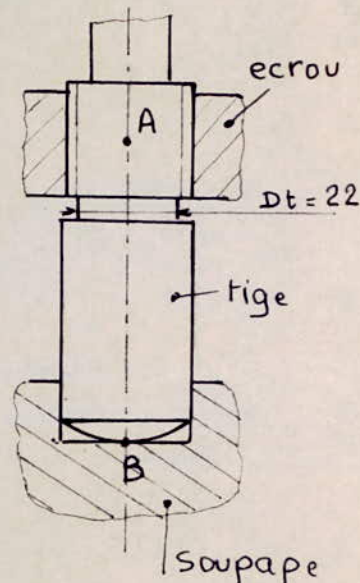
$$\sigma_i < [\sigma_i] = 2800 \text{ dan/cm}^2$$

3.44 vérification de la tige au flambage

on assimile la liaison entre la tige et l'écrou à une articulation dont le centre est le milieu de la hauteur de l'écrou.

la liaison entre la tige et la soupape est assimilée à une articulation dont le centre est l'extrémité de la tige.

calcul de λ : coefficient d'élançement de la tige



$$\lambda = \frac{L}{k} \quad \text{avec } L: \text{longueur libre de flambage}$$

$$k: \text{rayon de giration calculé dans la section minimale}$$

$$\left. \begin{aligned} I_{Gx} &= S \cdot k^2 \\ I_{Gx} &= \frac{\pi D_t^4}{64} \\ S &= \frac{\pi D_t^2}{4} \end{aligned} \right\} \Rightarrow k = \sqrt{\frac{I_{Gx}}{S}} = \sqrt{\frac{D_t^2}{16}} = \frac{D_t}{4}$$

$$\lambda = \frac{L}{k} = \frac{L}{D_t/4} = \frac{4 \cdot L}{D_t} = \frac{4 \cdot 203}{22} = 36,9$$

Pour l'acier 42C2, matériau de la tige la limite d'élasticité est $R_{0,002} = 7350 \text{ daN/cm}^2$

l'équation d'EULER nous donne:

$$\lambda_{critique} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{R_{0,002}}} \quad E: \text{module de résistance } E = 21 \cdot 10^5 \text{ daN/cm}^2$$

$$\lambda_{crit} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 21 \cdot 10^5}{7350}} = 53,1$$

$\lambda = 36,9 < \lambda_{cr} = 53,1$ on ne peut pas utiliser la formule d'Euler pour calculer la charge critique.

On recourt à la formule linéaire développée sur la base des travaux exécutés par "L.V. TETMAJER" qui nous donne la contrainte d'utilisation en (hectobars) sous la forme:

$$\sigma = 11,2 - 0,049 \frac{L}{k}; \quad \text{valable pour } 30 < \frac{L}{k} < 120$$

Pour notre cas:

$$\sigma = 11,2 - 0,049 \cdot 36,9 = 9,3919 \quad \sigma = 939,19 \text{ daN/cm}^2$$

charge admissible supportée par la tige

$$F = \sigma \cdot S = \sigma \cdot \frac{\pi D_t^2}{4} = 939,19 \cdot \frac{\pi \cdot 2,2^2}{4} = 3570,16 \text{ daN}$$

$Q_0 = 2305,84 \text{ daN} < F = 3570$ la tige travaille en sécurité

3.5 Choix et calcul du presse garniture

la garniture est choisie en tresses d'amiante* de section 4x4

La pression spécifique entre la garniture et la vis dépend de la pression d'exploitation

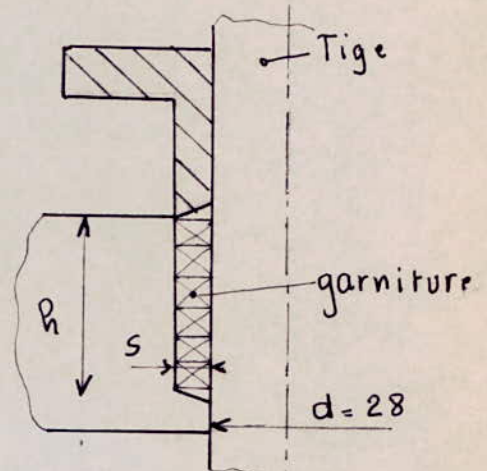
$$P_g = \varphi \cdot P \quad P = 40 \text{ dan/cm}^2$$

φ : coefficient relevé d'un tableau auteur (2) en fonction de $\frac{h}{s}$ et de P

$$\frac{h}{s} = 6 \Rightarrow \varphi = 2,55$$

$$P = 40$$

$$P_g = \varphi \cdot P = 2,55 \cdot 40 = 102 \text{ dan/cm}^2$$



(eau chaude à 80°)
 $\frac{h}{s} = 6$

3.5.1 calcul des boulons deserrage de la garniture:

Q_p : effort que doivent exercer les boulons

$$Q_p = \frac{\pi}{4} [(d + 2s)^2 - d^2] \cdot p_g = \frac{\pi}{4} [(2,8 + 2 \cdot 0,4)^2 - 2,8^2] \cdot 102$$

$$Q_p = 410,16 \text{ dan}$$

on utilisera 2 boulons M8; diamètre int. $d_i = 6,64$

contrainte de traction: $\sigma = \frac{Q_p}{2 \cdot s} = \frac{Q_p}{2 \cdot \pi d_i^2} = \frac{410,16}{2 \cdot \pi \cdot 0,664^2} = 148$

on choisit un acier A33 avec $[\sigma]$ de traction:

$$[\sigma]_{tr} = 1150 \text{ dan/cm}^2$$

$$\sigma = 148 \text{ dan/cm}^2 < 1150 \text{ dan/cm}^2$$

3.5.2 Vérification à l'écrasement de la tête de la vis M8

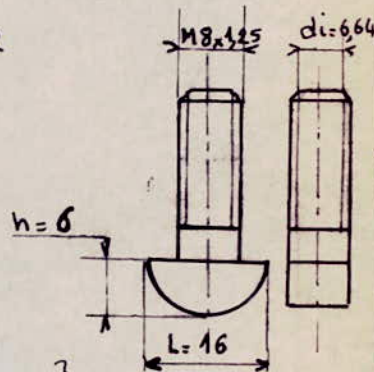
$$\sigma_e = \frac{Q_p}{2 \cdot s} = \frac{Q_p}{2 \cdot L \cdot l} = \frac{410,16}{2 \cdot 1,6 \cdot 0,8} = 160,2 \text{ dan/cm}^2$$

$$\sigma_e = 160,2 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_e] = 1750 \text{ dan/cm}^2$$

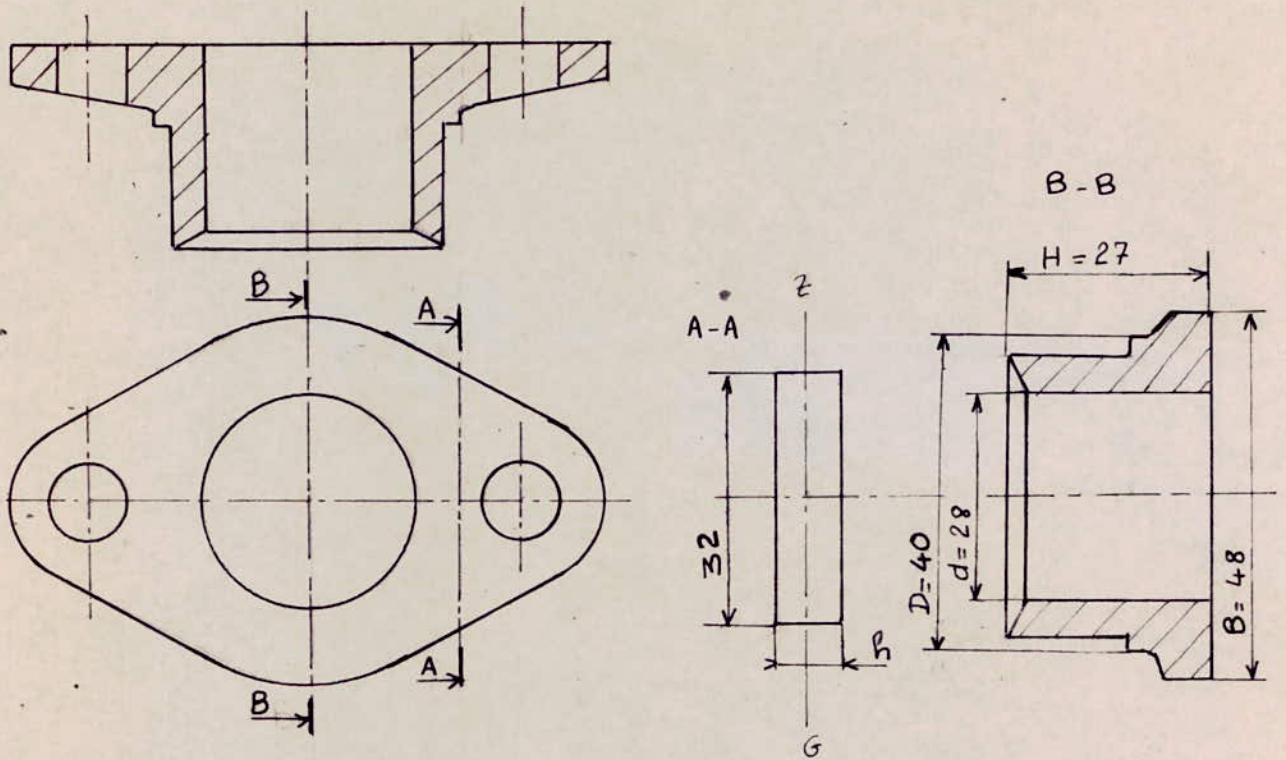
A33

Vérification au cisaillement

$$\tau_c = \frac{Q_p}{2h \cdot l} = \frac{410,16}{2 \cdot 0,6 \cdot 0,8} = 427 \text{ dan/cm}^2 < [\tau_c] = 700 \text{ dan/cm}^2$$



3.5.3 verification des sections dangereuses du presse garniture



section A-A:
verification de la flexion

$$\sigma_f = \frac{M}{W} \leq [\sigma_f] = 1900 \text{ daN/cm}^2 \text{ pour l'acier A48M}$$

M: moment de flexion au niveau de la section A-A

$$M = \frac{Q_P}{2} \left(\frac{L-D}{2} \right) = \frac{410,16}{2} \left(\frac{5,8-4}{2} \right) = 184,57 \text{ daN.cm}$$

W: module de flexion de la section A-A

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{3,2 \cdot A^2}{6}$$

$$[\sigma_f] \geq \frac{M}{W} \Rightarrow W \geq \frac{M}{[\sigma_f]} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{3,2 A^2}{6} \geq \frac{M}{[\sigma_f]}$$

$$A \geq \sqrt{\frac{6 \cdot M}{[\sigma_f] \cdot 3,2}}$$

$$A \geq \sqrt{\frac{6 \cdot 184,57}{1900 \cdot 3,2}} = 0,426 \text{ cm} \quad A \geq 4,26 \text{ mm}$$

on choisit A = 8 mm

contrainte effective de flexion

$$\frac{M}{W} = \frac{184,57 \cdot 6}{3,2 \cdot 0,8^2} = 540,7 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_f] = 1900 \text{ daN/cm}^2$$

section B-B
verification de la flexion

$$\sigma_f = \frac{M'}{W'} \leq [\sigma_f] = 1900 \text{ dan/cm}^2$$

M': moment de flexion au niveau de la section B-B

$$M' = \frac{QP}{2} \left(\frac{L-d}{2} \right) = \frac{410,16}{2} \left(\frac{5,8 - 2,8}{2} \right) = 307,62$$

W': module de flexion de la section B-B

$$W' = \frac{I}{Y} \quad I: \text{moment d'inertie de la section B.B par rapport à l'axe principale}$$

$$I = \frac{1}{3} \left[(B-d)y^3 - (B-D)(y-A)^3 + (D-d)(H-y)^3 \right] \text{ établie par l'auteur } \textcircled{1}$$

y: position de l'axe principal

$$y = \frac{1}{2} \left[\frac{(D-d)H^2 + (B-D)h^2}{(D-d)H + (B-D)h} \right] = \frac{1}{2} \left[\frac{(3,6 - 2,8) \cdot 2,7^2 + (4,8 - 3,6) \cdot 0,8^2}{(3,6 - 2,8) \cdot 2,7 + (4,8 - 3,6) \cdot 0,8} \right] = 1,057 \text{ cm}$$

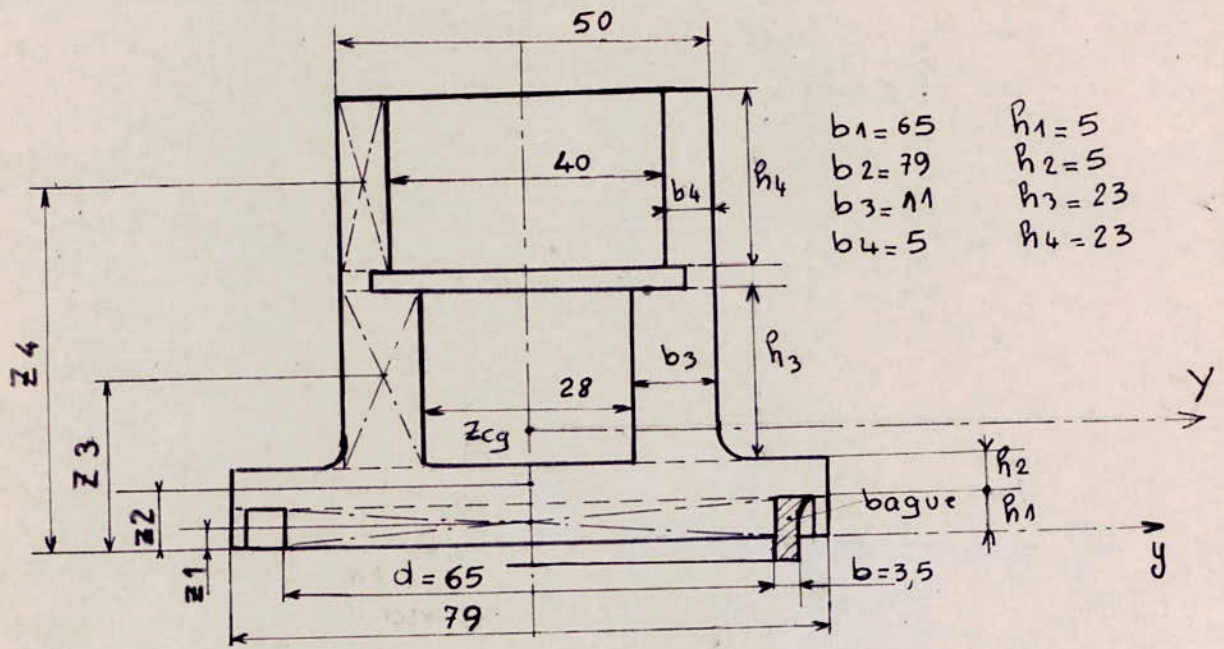
$$I = \frac{1}{3} \left[(4,8 - 2,8) 1,057^3 - (4,8 - 3,6) (1,057 - 0,8)^3 + (3,6 - 2,8) (2,7 - 1,057)^3 \right]$$

$$I = 1,963 \text{ cm}^4$$

$$W' = \frac{I}{Y} = \frac{1,963}{1,057} = 1,857 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_f = \frac{M'}{W'} = \frac{307,62}{1,857} = 165,65 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_f] = 1900 \text{ dan/cm}^2$$

3.6 Verification de la soupape à la flexion



$b_1 = 65$	$r_1 = 5$
$b_2 = 79$	$r_2 = 5$
$b_3 = 11$	$r_3 = 23$
$b_4 = 5$	$r_4 = 23$

- $z_1 = 2,5$
- $z_2 = 7,5$
- $z_3 = 21,5$
- $z_4 = 47,5$

valeurs adoptées position des centres de gravité des différentes sections par rapport à l'axe y

3.6.1 contrainte de flexion:

$$\sigma_f = k.M_f \cdot \frac{z_{max}}{J_y} \leq [\sigma_f]$$

avec :

- J_y : moment d'inertie de la section totale par rapport à l'axe principal central y.
- M_f : moment de flexion
- z_{max} : distance maxi entre le centre de gravité de la section et le point le plus éloigné (suivant l'axe z)
- k : coefficient caractérisant le matériau de la soupape
 $k = 1,2$ pour la fonte et $k = 1$ pour l'acier

3.6.2 moment de flexion. M_f

on considère que la pression $P = 40 \text{ daN/cm}^2$ et l'effort de serrage Q s'exerce au dessus de la soupape.

$$M_f = Q' \left(\frac{d+b}{2\pi} - \frac{d'}{3\pi} \right) + Q'' \left(\frac{d+b}{6\pi} \right) \text{ [daN.cm]} \text{ d'après l'auteur (4)}$$

$Q' = \pi \cdot (d+b) \cdot b \cdot q'$ avec d : diamètre de passage du fluide. $d=65$
 b : largeur des bagues d'étanchéité $b=35$
 q' : pression spécifique quand on fait le serrage pour la 1^{er} fois

$$q' = q_e + (1 - \varphi) \frac{1}{4} \left(\frac{d}{b} + 1 \right) \cdot p \quad \text{avec} \quad \begin{matrix} \varphi = 0 & \text{bague en métal} \\ \varphi = 1 & \text{" " caoutchoux} \end{matrix}$$

$q_e = 99,72 \text{ daN/cm}^2$: déjà calculé pression spécifique d'étanchéité

$$q' = 99,72 \cdot (1-0) \frac{1}{4} \left(\frac{6,5}{0,35} + 1 \right) \cdot 40 = 295,43 \text{ daN/cm}^2$$

$$Q' = \pi (6,5 + 0,35) \cdot 0,35 \cdot 295,43 = 2225,16 \text{ daN}$$

$$d' = 1,76 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Q' \cdot R}{E}} = 1,76 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2225,16 \cdot 2,8}{2,1 \cdot 10^6}} = 0,318 \text{ cm}$$

Q'' : effort dû à la pression exercée sur la surface limitée par le diamètre moyen au dessus de la soupape en dessous $p=0$

$$Q'' = \frac{\pi}{4} [(d+b)^2 - dt^2] \cdot p \quad \begin{array}{l} dt: \text{diamètre lisse de la tige} \\ dt = 28 \text{ mm} \end{array}$$

$$Q'' = \frac{\pi}{4} [(6,5 + 0,35)^2 - 2,8^2] \cdot 40$$

$$Q'' = 1227,81 \text{ daN}$$

$$M_f = 2225,16 \left(\frac{6,5 + 0,35}{2\pi} - \frac{0,318}{3\pi} \right) + 1227,81 \left(\frac{6,5 + 0,35}{6\pi} \right)$$

$$M_f = 2767 \text{ daN.cm}$$

3.6.3 détermination du centre de gravité de la section de la soupape:

$$z_{cg} = \frac{\sum z_i b_i h_i}{\sum b_i h_i} = \frac{z_1 \cdot b_1 \cdot h_1 + z_2 \cdot b_2 \cdot h_2 + 2 \cdot z_3 \cdot b_3 \cdot h_3 + 2 \cdot z_4 \cdot b_4 \cdot h_4}{b_1 h_1 + b_2 h_2 + 2 \cdot b_3 h_3 + 2 \cdot b_4 h_4}$$

$$z_{cg} = \frac{2,5 \cdot 65 \cdot 5 + 7,5 \cdot 79 \cdot 5 + 2 \cdot 21,5 \cdot 11 \cdot 23 + 2 \cdot 47,5 \cdot 5 \cdot 23}{65 \cdot 5 + 79 \cdot 5 + 2 \cdot 11 \cdot 23 + 2 \cdot 5 \cdot 23} = 17,56 \text{ mm}$$

3.6.4 calcul de J_y :

$$J_y = \sum \left(\frac{b_i h_i^3}{12} + z_i^2 b_i h_i \right) \quad \text{avec } z_i: \text{distances des centres de gravité des sections à l'axe principal } y$$

$$z_1 = |z_{cg} - z_1| = 17,56 - 2,5 = 15,06$$

$$z_2 = |z_{cg} - z_2| = 17,56 - 7,5 = 10,06$$

$$z_3 = |z_{cg} - z_3| = 17,56 - 21,5 = 3,94$$

$$z_4 = |z_{cg} - z_4| = 17,56 - 47,5 = 29,94$$

$$J_y = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + z_1^2 \cdot b_1 \cdot h_1 + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + z_2^2 \cdot b_2 \cdot h_2 + 2 \left(\frac{b_3 \cdot h_3^3}{12} + z_3^2 \cdot b_3 \cdot h_3 \right) + 2 \left(\frac{b_4 \cdot h_4^3}{12} + z_4^2 \cdot b_4 \cdot h_4 \right)$$

$$J_y = \frac{65.5^3}{12} + 15,06.65.5 + \frac{79.5^3}{12} + 10,06.79.5 + 2 \left(\frac{11.23^2}{12} + 3,94.11.23 \right) + 2 \left(\frac{5.23^3}{12} + 29,94.5.23 \right)$$

$$J_y = 340323,36 \text{ mm}^4 = \underline{\underline{34,03 \text{ cm}^4}}$$

$$z_{\max} = H - z_{cg} = 59 - 17,56 = 41,44 \text{ mm}$$

$$\underline{z_{\max} = 4,144 \text{ cm}}$$

$$\sigma_f = \frac{k \cdot M_f \cdot z_{\max}}{J_y} \quad \text{avec: } k=1 \quad \text{soupape en acier}$$

$$M_f = 2767 \text{ dan.cm}$$

$$z_{\max} = 4,144 \text{ cm}$$

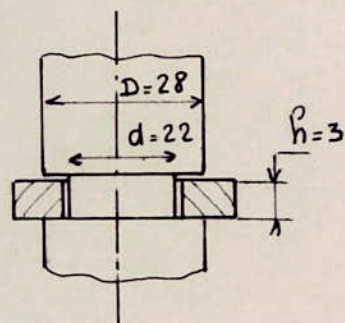
$$J_y = 34,03 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_f = \frac{1 \cdot 2767 \cdot 4,144}{34,03} = 33695 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_f] = 19000 \text{ dan/cm}^2$$

Acier A48 M

Vérification de la bague

On suppose qu'à l'ouverture la pression au dessus $P = 40 \text{ dan/cm}^2$ et en dessous $P = 0$



cisaillement:

$$\sigma_c = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{\pi \cdot D \cdot h} \quad \text{avec } F_p: \text{effort dû à la pression déjà calculé } F_p = 1474,11 \text{ dan}$$

$$\sigma_c = \frac{1474,11}{\pi \cdot 2,8 \cdot 0,3} = 558,59 < [\sigma_c] = 1000 \text{ dan/cm}^2 \quad \underline{\text{acier A48}}$$

écrasement

$$\sigma_e = \frac{F_p}{S'} = \frac{F_p}{\pi/4 (D^2 - d^2)} = \frac{1474,11}{\pi/4 (2,8^2 - 2,2^2)} = 625,63 \text{ dan/cm}^2$$

$$\sigma_e = 625,63 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_e] = 2500 \text{ dan/cm}^2$$

4. Hauteur de l'écrou de la tige de manoeuvre

$H = z \cdot P$ H : hauteur de l'écrou
 z : nombre de filets
 P : pas du filetage
 $P = 5$ (déjà choisi)

$$z = \frac{4}{\pi} \frac{Q_0}{(D_e^2 - D_i^2) \cdot k \cdot q_e} \leq 10$$

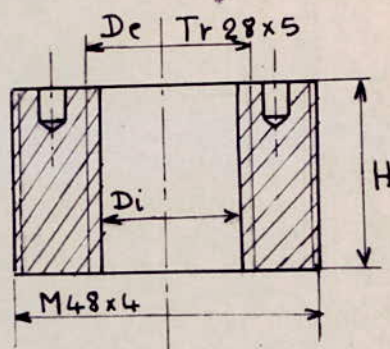
D_e : diamètre au fond du filetage

D_i " " au sommet " "

$k = 0,65$: Coefficient caractérisant le filet trapézoïdal

$Q_0 = 2305,84 \text{ daN}$

$q_e = 280 \text{ daN/cm}^2$: contrainte d'écrasement, tige en acier l'écrou en bronze étant immobile



$$z = \frac{4}{\pi} \frac{2305,89}{(2,8^2 - 2,2^2) \cdot 0,65 \cdot 280} = 5,37 \text{ on choisit } z = 6 \text{ filets}$$

$$H = z \cdot P = 6 \cdot 5 = 30 \text{ mm}$$

$$\underline{H = 30 \text{ mm}}$$

4.1 vérification du filet trapézoïdal: Tr 28x5

à l'écrasement: $\sigma_e = \frac{Q_0}{z \cdot F}$ F : surface en contact d'un filet $F = 2 \text{ cm}^2$

$$\sigma_e = \frac{2305,84}{6 \cdot 2} = 192,15 < [\sigma_e] = 280 \text{ daN/cm}^2$$

au cisaillement: $\tau = \frac{Q_0}{z \cdot f_s} \leq [\tau] = 600 \text{ daN/cm}^2$

$$D' = 28 + 2j = 28 + 2 \cdot 0,5$$

$$D' = 29 \text{ mm}$$

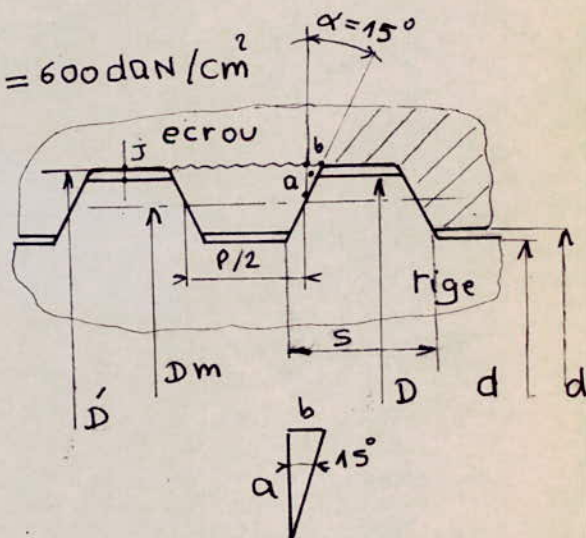
$$a = \frac{D' - D_m}{2} = \frac{29 - 25,5}{2} = 1,75$$

$$\frac{b}{a} = \text{tg} \alpha \Rightarrow b = a \cdot \text{tg} \alpha = 1,75 \cdot \text{tg} 15^\circ = 0,468$$

$$p = \frac{p}{2} + 2b = 3,5 + 2 \cdot 0,468 = 2,968$$

$$f_s = \pi \cdot D' \cdot p = \pi \cdot 29 \cdot 2,968 = 270 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{Q_0}{z \cdot f_s} = \frac{2305,84}{6 \cdot 2,7} = 142,33 \text{ daN/cm}^2 < [\tau] = 600 \text{ daN/cm}^2$$



épaisseur de la paroi de l'écrou

$e \geq$ pas du filet trapézoïdal; choix $\underline{e = 5 \text{ mm}}$

verification du filet trapezoidal à la flexion

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W \cdot z} \leq [\sigma_f] = 700 \text{ daN/cm}^2$$

$$M_f = Q_0 \cdot x$$

avec x : bras de levier

$$x = \frac{D_m - d}{2} \text{ pour la tige } x = \frac{25,5 - 22}{2} = 1,75$$

$$x = \frac{D' - D_m}{2} \text{ pour l'écrou } x = \frac{29 - 25,5}{2} = 1,75$$

W : module de résistance d'un seul filet

$$W = \frac{\pi \cdot d \cdot s^2}{6}$$

pour la tige $W = 0,136 \text{ cm}^3$
pour l'écrou $W = 0,18 \text{ cm}^3$

$$M_f = Q_0 \cdot x = 2305,84 \cdot 0,175 = 403,52 \text{ daN} \cdot \text{cm}$$

pour la tige on a: $\sigma_f = \frac{403,52}{0,136 \cdot 6} = 494 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_f]$

la tige est en acier 42C2 avec $[\sigma_f] = 1900 \text{ daN/cm}^2$

pour l'écrou on a: $\sigma_f = \frac{403,52}{0,18 \cdot 6} = 373 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_f]$

∴ l'écrou est en bronze $[\sigma_f] = 700 \text{ daN/cm}^2$

4.2 choix du diamètre de fixation de l'écrou sur le couvercle:

On a prévu 2 trous borgnes $\phi 5$ pour effectuer le serrage. le diamètre choisi est M48x4.

Avec $D_{\text{exterieur}} = 48$

$D_{\text{interieur}} = 43,67$

verification du filet M48x4 à l'écrasement

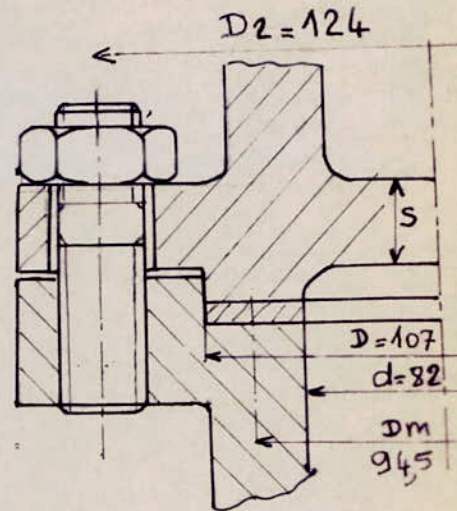
$$\sigma_e = \frac{Q_0}{\frac{H}{P} \cdot \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{2305,84}{\frac{30}{4} \cdot \frac{\pi}{4} (48^2 - 43,67^2)} = 98,6 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_e]$$

$$\sigma_e = 98,6 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_e] = 280 \text{ daN/cm}^2$$

5 choix des goujons corps/couvercle

F: effort que doivent exercer les goujons en toute sécurité.

- F: doit vaincre l'effort exercé par la pression sur le fond du couvercle,
- l'effort nécessaire pour assurer l'étanchéité entre le corps et le couvercle : F_e
- l'effort Q_0 développé par la tige



$$F = F_p + F_e + Q_0$$

$$F_p = \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 9,45^2 \cdot 40 = \underline{2805,52 \text{ daN}}$$

$$F_e = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot q$$

$q = 200 \text{ daN/cm}^2$: pression spécifique assurant l'étanchéité avec le carton d'amiante.

$$F_e = \frac{\pi}{4} (10,7^2 - 8,2^2) \cdot 200 = \underline{7422 \text{ daN}}$$

$$F = 2805,52 + 7422 + 2305,84 = \underline{12533,36 \text{ daN}}$$

5.1 diamètre des goujons : le nombre de goujons $n = 8$

contrainte de traction $\sigma = \frac{F}{n \cdot s} = \frac{F \cdot 4}{n \cdot \pi d_i^2}$ d_i : diamètre au fond du filet

si on choisit M12 on a $d_i = 10,1 \text{ mm}$

$$\sigma = \frac{12533,36 \cdot 4}{8 \cdot \pi \cdot 1,01^2} = 1955,44 \text{ daN/cm}^2$$

on choisit un acier XC45 avec : $[\sigma_f] = 2400 \text{ daN/cm}^2$

5.2 calcul de l'épaisseur du couvercle (en A48M)

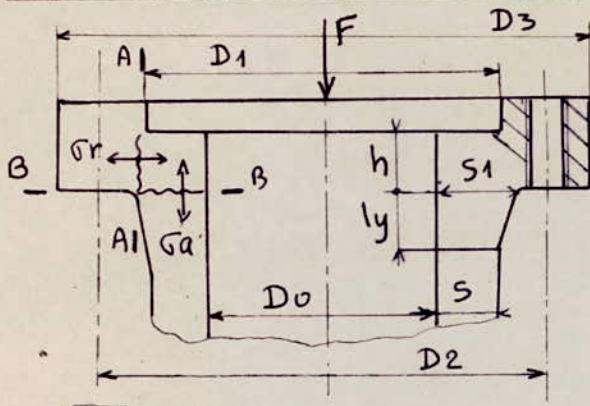
$$s \geq 0,55 \cdot D_2 \sqrt{\frac{P}{[\sigma_f]}} + c \text{ [cm]; } [\sigma_f] = 1900 \text{ daN/cm}^2$$

$c = 2 \div 5 \text{ mm}$ (pour l'irrégularité des pièces moulées et la corrosion)

$$s \geq 0,55 \cdot 12,4 \cdot \sqrt{\frac{40}{1900}} + 0,4 \text{ cm; on choisit } \underline{\underline{s = 14 \text{ mm}}}$$

$$s \geq 1,38 \text{ cm} = 13,8 \text{ mm}$$

6. Calcul de résistance de la bride corps/couvercle

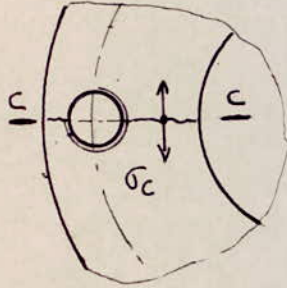


F: effort exercé par les goujons
 $F = 12533,36$ (calculé plus haut)

sections dangereuses:
 A-A B-B C-C

Contraintes:

σ_r : contrainte radiale
 σ_a : " axiale
 σ_c : " circulaire



- $D_3 = 150$
- $D_2 = 124$
- $D_1 = 107$
- $D_0 = 82$
- $S = 8$
- $S_1 = 19$
- $h = 25$
- $l_y = 20$

6.1 effort conventionnel sur la bride : F'

$$F' = \frac{F + n[F_{1b}]}{2} \quad \text{avec } F = 12533,36 \text{ daN}$$

$n = 8$ (goujons)

$[F_{1b}]$: charge maxi sur un goujon
 calculé avec $[\sigma_t] = 2400 \text{ daN/cm}^2$

$$[F_{1b}] = [\sigma_t] \cdot S \quad \text{avec } S: \text{section minimal du goujon M12}$$

$$S = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10,1^2}{4} \approx 80 \text{ mm}^2$$

$$[F_{1b}] = 2400 \cdot 0,8 = 1920 \text{ daN}$$

$$F' = \frac{12533,36 + 8 \cdot 1920}{2} = 13946 \text{ daN}$$

6.2 moment conventionnel chargeant la bride

$$M_0 = \frac{F_p \cdot x_c + F_j \cdot x_n}{D_0} \quad [\text{daN} \cdot \text{cm} / \text{cm}]$$

$$\text{avec: } x_c = \frac{D_2 - D_0 - S_1}{2} = \frac{12,4 - 8,2 - 1,9}{2} = 1,15 \text{ cm}$$

$F_j = F' - F_p$ [daN] effort réel sur le joint d'étanchéité
 F_p : effort dû à la pression $F_p = 2805,52$ (déjà calculé)

$$F_j = 13946 - 2805,52 = 11140,5 \text{ daN}$$

$$x_n = \frac{D_2 - (D_1 + D_0)/2}{2} \quad [\text{cm}]$$

$$x_n = \frac{12,4 - (10,7 + 8,2)/2}{2} = 1,475 \text{ cm}$$

$$M_0 = \frac{2805,52 \cdot 1,15 + 1140,5 \cdot 1,475}{8,2} = 2397,38 \text{ [dan.cm/cm]}$$

6.3 contraintes dans les sections dangereuses:

section B-B : $\sigma_a = \frac{f \cdot M_0}{L \cdot s_1^2}$ [dan/cm²]

f: coefficient de correction de la contrainte, il dépend des paramètres géométriques de la bride (voir page suivante fig: 1)

$$\frac{s_1}{s} = \frac{19}{8} = 2,375$$

$$\frac{r_y}{r_0} = \frac{r_y}{\sqrt{D_0 \cdot s}} = \frac{2}{\sqrt{82 \cdot 0,8}} = \frac{2}{2,56} = 0,78$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{s_1}{s} = 2,375 \\ \frac{r_y}{r_0} = 0,75 \end{array} \right\} \Rightarrow f = 1 \text{ (fig: 1)}$$

$$L = \frac{h \cdot P + l}{T} + \frac{h^3}{m} \quad \text{avec } P = \frac{F}{r_0} \quad \text{et } m = \frac{U}{V} P_0 s^2$$

$$K = \frac{D_3}{D_0} = \frac{150}{82} = 1,83 \Rightarrow \begin{array}{l} U = 3,2 \\ y = 2,9 \end{array} ; \begin{array}{l} T = 1,6 \\ z = 1,7 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{s_1}{s} = 2,375 \\ \frac{r_y}{r_0} = 0,75 \end{array} \right\} \Rightarrow F = 0,74 \quad \text{et } V = 0,122 \text{ (fig: 2)}$$

$$m = \frac{3,2}{0,122} \cdot 2,56 \cdot 0,8^2 = 42,69 \text{ cm}^3 ; P = \frac{0,74}{2,56} = 0,289$$

$$L = \frac{2,5 \cdot 0,289 + 0,289}{1,6} + \frac{2,5^3}{42,69} = 0,9958$$

$$\sigma_a = \frac{1 \cdot 2397,38}{0,9958 \cdot 1,9^2} = 666,89 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_f] = 1900 \text{ dan/cm}^2 \text{ A48}$$

section A-A : $\sigma_r = \frac{(\frac{4}{3} \cdot h \cdot P + 1) M_0}{L \cdot h^2}$

$$\sigma_r = \frac{(\frac{4}{3} \cdot 2,5 \cdot 0,289 + 1) \cdot 2397,38}{0,9958 \cdot 2,5^2} = 756,27 \text{ dan/cm}^2 < [\sigma_f]$$

section c-c :

$$\sigma_c = \frac{y M_0}{h^2} - z \sigma_r = \frac{2,9 \cdot 2397,38}{2,5^2} - 1,7 \cdot 756,27 = -172,8 \text{ dan/cm}^2$$

commentaire sur les résultats des contraintes de la bride corps/couvercle

La théorie la plus ancienne du calcul des brides à la base des contraintes admissibles a été élaborée par "Bach". Il considère la bride comme une poutre en porte-à-faux. Toutes les formules proposées ont un caractère conventionnel. On travaille avec des contraintes admissibles dont la valeur est très faible.

Cette méthode n'est pas basée exactement sur la théorie. Elle a été améliorée par ZIBBEL et appliquée pour des robinets en acier à hautes pressions. ZIBBEL utilise des coefficients exprimant l'influence de la résistance de la partie centrale de la bride sur les valeurs des contraintes existantes dans les sections dangereuses.

Dans certains pays cette méthode ALLEMANDE est toujours utilisée.

La méthode la plus exacte qui existe pour l'instant est celle élaborée par WATTERS qui se base sur la théorie de flexion des plaques rondes. Il tient compte de l'influence de la partie centrale de la bride par différents coefficients. Mais cette méthode est compliquée, on ne l'utilise pas dans les bureaux d'études.

Dans ce travail on a utilisé la version simplifiée de WATTERS élaborée et proposée à ZKBA [Bureau d'études centrales de construction de robinetterie (URSS)]. D'après cette version simplifiée un grand nombre de coefficients est représenté par des graphes.

On a obtenu pour la contrainte circulaire $\sigma_c = -1728 \text{ daN/cm}^2$ valeur pour le moins étrange car sous l'influence de la pression on s'attend à ce que la contrainte soit positive.

L'imprécision des graphes utilisés pour déterminer les coefficients, les formules simplifiées utilisées dans cette méthode de calcul ont conduit peut-être à ce résultat si on a étudié le robinet dans un bureau d'étude on reprendra et on vérifiera l'application des formules de WATTERS à notre cas.

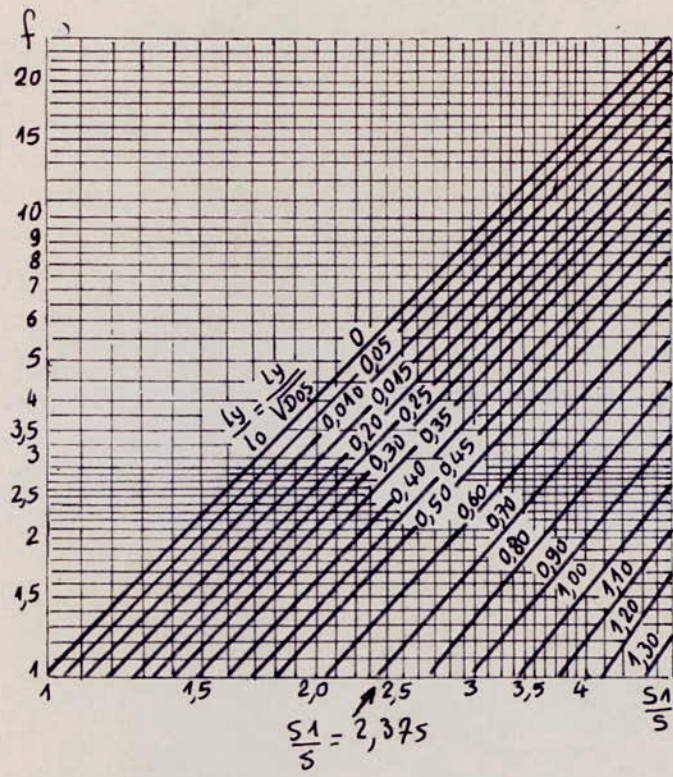


fig:1

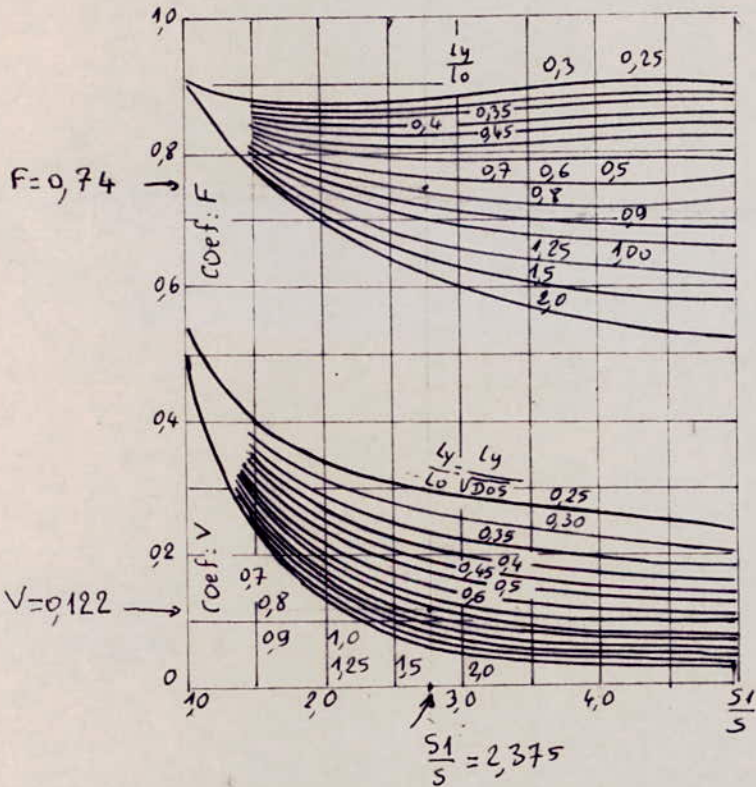


fig: 2

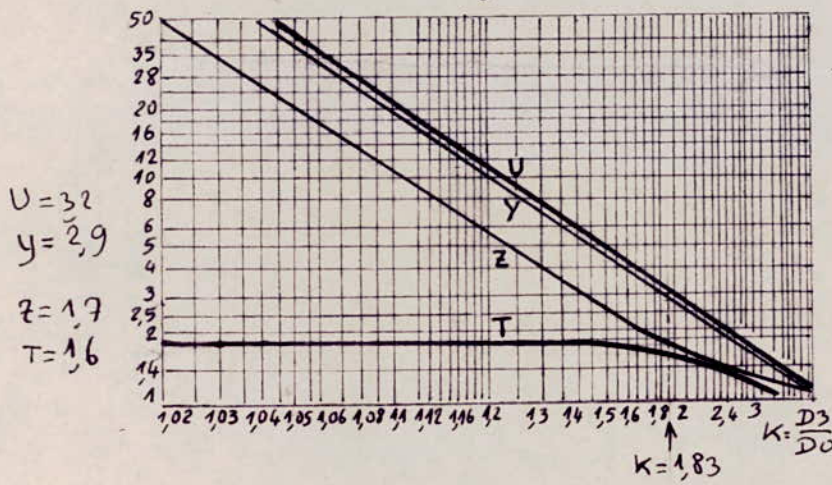


fig:3

7 Calcul de l'arcade du couvercle

séctions dangereuses
A-A et B-B
on les vérifie à la flexion

section A-A

$$\sigma_f = \frac{M_A}{W_A} \leq [\sigma_f] = 1000 \text{ daN/cm}^2$$

Pour A48M

MA: moment flechissant dans la section A-A

$$M_A = \frac{Q_0 \cdot L}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{H'}{L} \frac{J_B}{J_A}}$$

$$J_A = \frac{\pi d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 24^4}{64} = 0,785 \text{ cm}^4$$

$$J_B = \left(\frac{d_1 - d_2}{6} \right) H^3 = \left(\frac{8,8 - 4,8}{6} \right) 3,3^3 = 23,95 \text{ cm}^4$$

$$M_A = \frac{2305,84 \cdot 8,4}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{9,9}{8,4} \cdot \frac{23,95}{0,785}} = 127,57 \text{ daN.cm}$$

$$W_A = \frac{\pi d_3^3}{32} [\text{cm}^3] \quad W_A = \frac{\pi \cdot 2^3}{32} = 0,785 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{fA} = \frac{M_A}{W_A} = \frac{127,57}{0,785} = 162,51 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_f] = 1000 \text{ daN/cm}^2$$

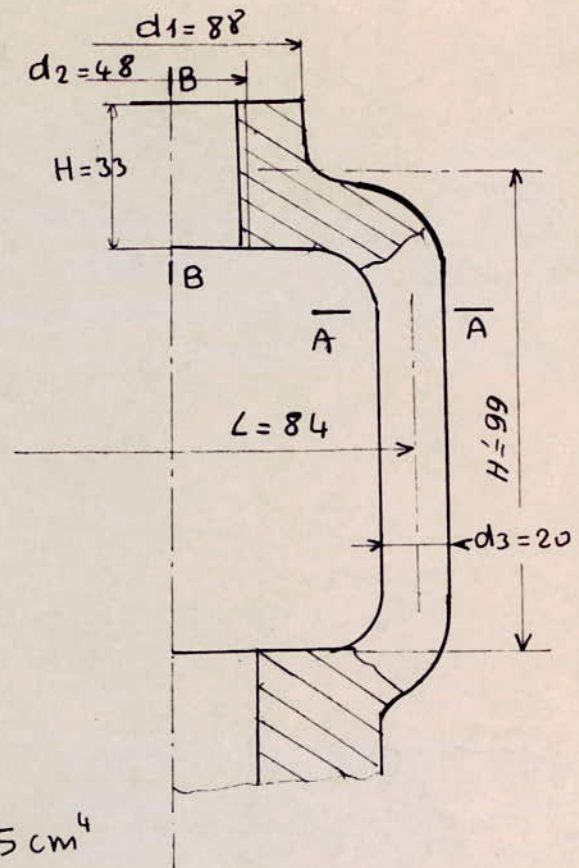
section B-B

$$\sigma_{fB} = \frac{M_B}{W_B}; \quad M_B = \frac{Q_0 \cdot L}{4} - M_A = \frac{2305,89 \cdot 8,4}{4} - 127,57$$

$$M_B = 4714,8 \text{ daN.cm}$$

$$W_B = \left(\frac{d_1 - d_2}{6} \right) H^2 = \left(\frac{8,8 - 4,8}{6} \right) 3,3^2 = 7,26 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{fB} = \frac{4714,8}{7,26} = 649,4 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_f] = 1000 \text{ daN/cm}^2$$



choix du volant de manœuvre

le couple à transmettre par le volant est de M_t .

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3 = 993,42 + 112,89 + 70,9 = 1177,21 \text{ daN.cm}$$

On a choisit un volant avec un diamètre $D = 280 \text{ mm}$ et 5 bras les dimensions caractéristiques sont relevées du livre (Auteur \odot)

effort exercé par chaque main lors du serrage.

$$F = \frac{M_t}{D} = \frac{1177,21}{28} = 42 \text{ daN}$$

l'effort, F étant assez important si l'ouverture et la fermeture du robinet est assez fréquente on a prévu un réducteur à engrenages cylindriques pour diminuer l'effort F de manœuvre. c'est l'objet de la deuxième réalisation.

— • —

- 51 -

DEUXIEME REALISATION
AVEC
ENGRENAGE CYLINDRIQUE

on garde :

- le même corps du robinet avec toutes ses dimensions caractéristiques
- le même diamètre de la tige de manoeuvre en la vérifiant toute fois au flambage
- la même soupape et le même presse garniture

ceci est valable aussi pour la troisième réalisation avec un piston hydraulique

B: DEUXIEME REALISATION AVEC UN ENGRENAGE CYLINDRIQUE

on a choisit un engrenage avec un rapport de reduction $i = \frac{1}{3}$

le couple à transmettre est $M = M_1 + M_2$
 $M_3 = 0$, car la tige ne tourne pas dans la soupape
 c'est l'écrou qui tourne

$$M = M_1 + M_2 = 993,42 + 112,89 = 1106,31 \text{ daN.cm}$$

1 Calcul du module

$$m \geq \sqrt{\frac{2 \cdot M_1 \cdot SF \cdot YF \cdot KI \cdot KV}{\lambda \cdot Z \cdot \sigma_{flim}}}$$

YF: facteur de forme de la denture, il dépend du nombre de dents Z et du coefficient de déport x
 on a choisi pour le pignon $Z = 20$ dents sans coefficient de déport ($x=0$). on retire de la fig: 5.37 page 283 auteur ⑤ la valeur $YF = 2,85$

SF = $\frac{\sigma_{flim}}{\sigma_{fmax}}$: coefficient de sécurité pour les engrenages à régime temporaire SF = 1,4 à 2
SF = 1,6

KI: facteur d'application de la charge il est fonction des machines motrices et receptrices utilisées.
 dans notre cas (manœuvre manuelle) on prend KI = 1.

KV: facteur de charge dynamique, il provient des erreurs géométriques inevitables, les masses en mouvement non uniforme produisent des forces supplémentaires.
 on choisit la classe 10 de la qualité ISO (page 281)
KV = 1,3

$\lambda = \frac{b}{m}$ b: largeur de la denture, m: module
 pour une denture taillée $\lambda = 10$

σ_{flim} : limite de fatigue pour la contrainte de flexion
 $\sigma_{flim} = 16 \text{ daN/mm}^2$ Acier Ac42

M': couple à transmettre par le pignon à la roue

$$\frac{M'}{M} = i = \frac{1}{3} \Rightarrow M' = \frac{M}{3} \quad \text{si le rendement de}$$

l'engrenage et des parties frottantes est $\mu = 0,9 \Rightarrow M' = \frac{M}{3 \cdot \mu}$
 $M' = \frac{1106,31}{3 \cdot 0,9} = 409,7$
 $M' = 409,7 \text{ daN.cm}$

$$m \geq \sqrt{\frac{2.4097.1,6.2,85.1,3}{10.20.16}} = 2,47$$

on choisit un module normalisé $m = 2,5 \text{ mm}$

2. caractéristiques géométriques

Pignon:

diamètre primitif $dp_1 = z_1 \cdot m = 20 \cdot 2,5 = 50 \text{ mm}$

diamètre de tête $da_1 = dp_1 + 2 \cdot m = 50 + 2 \cdot 2,5 = 55 \text{ mm}$

diamètre de pied $df_1 = dp_1 - 2,5 \cdot m = 50 - 2,5 \cdot 2,5 = 43,75 \text{ mm}$

pas sur le cercle primitif $P = \pi \cdot m = \pi \cdot 2,5 = 7,85 \text{ mm}$

angle de pression d'usinage $\alpha = 20^\circ$

Roue: ($z_2 = \frac{z_1}{i} = z_1 \cdot 3 = 20 \cdot 3 = 60$ dents)

diamètre primitif $dp_2 = z_2 \cdot m = 60 \cdot 2,5 = 150 \text{ mm}$

" de tête $da_2 = dp_2 + 2 \cdot m = 150 + 2 \cdot 2,5 = 155 \text{ mm}$

" de pied $df_2 = dp_2 - 2,5 \cdot m = 150 - 2,5 \cdot 2,5 = 143,75$

largeur de la denture $b = d \cdot m = 10 \cdot 2,5 = 25 \text{ mm}$

3. choix du volant: on a choisit un volant normalisé (avec poignée) de diamètre $D = 200 \text{ mm}$

l'effort périphérique à exercer pour fermer est de:

$$F = \frac{M_1}{D} = \frac{409,7}{20} \approx 20 \text{ daN}$$

3 Choix de la butée

la charge axiale supportée par la butée est: $Q_0^* = 2305,84 \text{ dan}$

charge équivalente $P = \gamma \cdot Q_0 = 1 \cdot 2305,84 = 2305,84 \text{ dan}$

charge dynamique C:

D'après le graphe page 100 (LENORMAND)

Pour $n = 40 \text{ Tr/mn}$ (manuel)

$Lh = 300$ heures de fonctionnement

on tire $\frac{C}{P} = 0,9 \Rightarrow C = P \cdot 0,9 = 2305,84 \cdot 0,9 = 2075 \text{ dan}$

$$C = 20,75 \text{ KN}$$

On a choisit une butée à bille SKF. 51110
avec une charge dynamique $C = 22 \text{ KN}$
" " " " statique $C_0 = 61 \text{ KN}$

4 Calcul de la clavette

on a choisit une clavette parallèle A.

le couple transmis par la clavette est $M_t = 1106,31 \text{ dan.cm}$

4.1 Contrôle de la pression spécifique entre clavette et arbre:

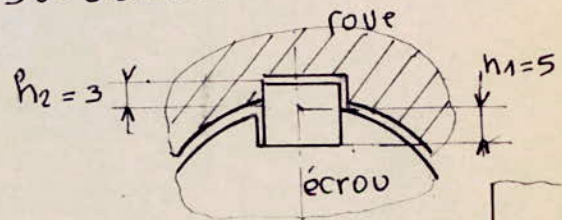
$$P_1 = \frac{2 \cdot M_t}{L_u \cdot h_1 \cdot d}$$

L_u : longueur utile de la clavette
 $L_u = L - 2 \cdot r = 30 - 2 \cdot 5 = 20 \text{ mm}$

h_1, h_2 : hauteurs de contact dans l'écrou et la roue

$$P_1 = \frac{2 \cdot 1106,31}{2 \cdot 0,5 \cdot 4} = 553 \text{ dan/cm}^2$$

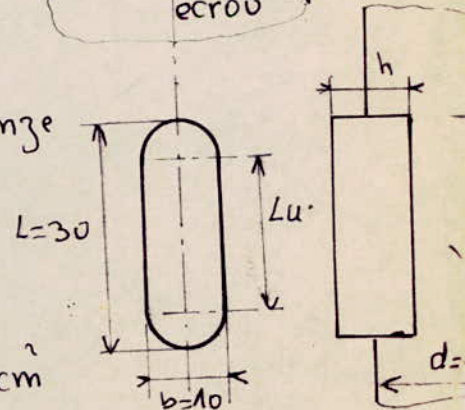
$[P_1] = 700 \text{ dan/cm}^2$ pour écrou en Bronze



4.2 Contrôle au cisaillement

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l_u} = \frac{2 M_t}{b \cdot l_u \cdot d} = \frac{2 \cdot 1106,31}{1 \cdot 2 \cdot 4} = 276$$

$\tau = 276 \text{ dan/cm}^2 < [\tau] = 700 \text{ dan/cm}^2$
clavette en acier A33



4.3 Pression spécifique entre la clavette et la roue

$$P_2 = \frac{2 M_t}{L_u \cdot h_2 \cdot d} = \frac{2 \cdot 1106,31}{2 \cdot 0,3 \cdot 4} = 921 \text{ dan/cm}^2 \leq [\sigma_e]$$

Pour la clavette: $[\sigma_e] = 1750 \text{ dan/cm}^2 \Rightarrow$ acier A33
la roue est choisie en Ac 42. $[\sigma_e] = 4300 \text{ dan/cm}^2$

5- verification de l'écrou à la torsion

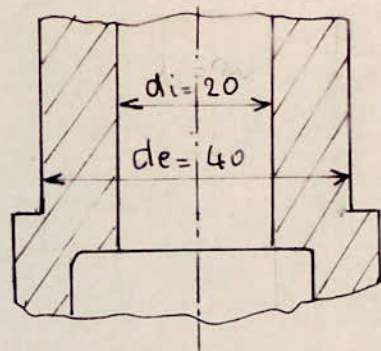
$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} (d_e^3 - d_i^3)$$

$$M_t = 1106,31 \text{ daN}\cdot\text{cm}$$

$$\tau_t = \frac{1106,31}{\frac{\pi}{16} (4^3 - 2^3)}$$

$$\tau_t = 100,61 \text{ daN/cm}^2 < [\tau] = 600 \text{ daN/cm}^2$$



6- verification de la tige à la torsion au niveau de la rainure de guidage :

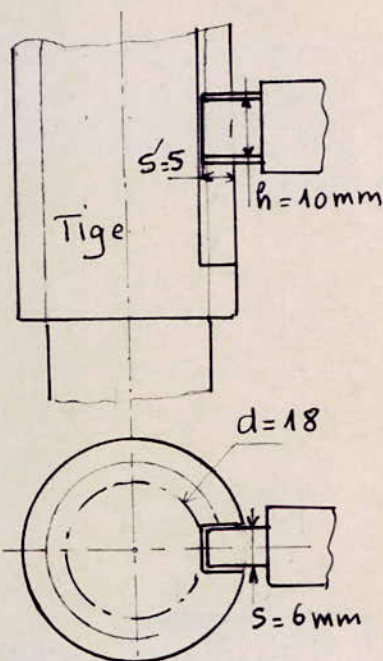
$$\tau = \frac{M_t}{W_o}$$

$$W_o = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 1,8^3}{16} = 1,145$$

le calcul de W_o est fait avec un diamètre fictif $d = 1,8$

$$\tau = \frac{1106,31}{1,145} = 966 \text{ daN/cm}^2 < [\tau]$$

pour le matériau de la tige
42 C2: $[\tau] = 1800 \text{ daN/cm}^2$



7- verification de la section du parallépipède de guidage :

cisaillement :

$$\tau_c = \frac{2 \cdot M_t}{h \cdot s \cdot d} = \frac{1106,31 \cdot 2}{1,06 \cdot 2,8} = 1317 \text{ daN/cm}^2 < 1850 \text{ daN/cm}^2$$

Acier XC 45

écrasement :

$$\sigma_e = \frac{2 \cdot M_t}{R \cdot s \cdot d} = \frac{1106,31 \cdot 2}{1,05 \cdot 2,8} = 1580 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_e] = 4500 \text{ daN/cm}^2$$

8 vis de fixation du couvercle

effort supporté par les vis : $Q_0 = 2305,84 \text{ daN}$

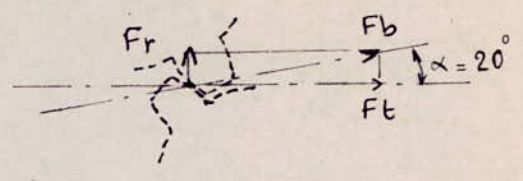
on choisit : $n = 4$ vis M12 diamètre intérieur du filetage $d_i \approx 10,1 \text{ mm}$

$$G_t = \frac{Q_0}{n \cdot S} = \frac{Q_0}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}} = \frac{2305,84}{\pi \cdot 1,01^2} = 719,5 \text{ daN/cm}^2 < [\sigma_T] = 1150 \text{ daN/cm}^2$$

A33

9. vérification des coussinets pour le pignon

P: pression spécifique de contact elle se détermine à partir de la force radiale F_r et de la surface projetée du coussinet $A = b \cdot d$



$$P = \frac{F_r}{2 \cdot A} = \frac{F_r}{2 \cdot b \cdot d}$$

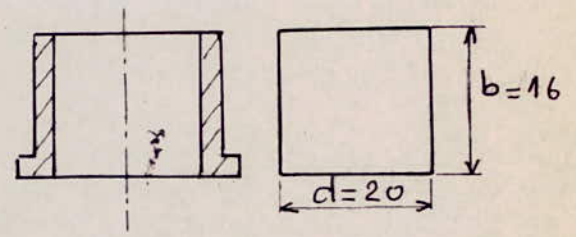
$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$ $\alpha = 20^\circ$: angle de pression

$F_t = \frac{M' \cdot 2}{d_{p1}}$ F_t : effort tangentiel transmettant le couple $M' = 409,7 \text{ daN} \cdot \text{cm}$
 d_{p1} = diamètre primitif du pignon

$F_t = \frac{409,7 \cdot 2}{5} = 163,88 \text{ daN}$

$F_r = 163,88 \cdot \tan 20 = 59,64 \text{ daN}$

$P = \frac{59,64}{2 \cdot 16 \cdot 2} = 9,31 \text{ daN/cm}^2 \leq [P]$



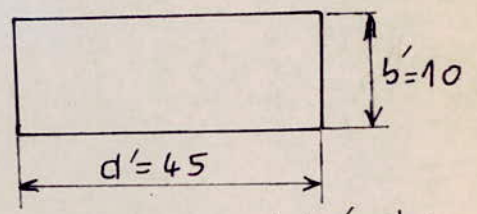
Pour le contact acier sur Bronze \Rightarrow la pression de contact est $[P] = 20 \text{ daN/cm}^2$ (tiré de l'auteur ⑤ page 153)

10. vérification des coussinets pour la roue

$F_t = 163,88 \text{ daN}$
 $F_r = 59,64 \text{ daN}$

$P = \frac{F_r}{2 \cdot b' \cdot d'} = \frac{59,64}{2 \cdot 11 \cdot 4,5} = 6,62 \text{ daN/cm}^2$

$P < [P] = 20 \text{ daN/cm}^2$



surface projetée du coussinet

11. hauteur de l'écrou de manœuvre

l'écrou est animé d'un mouvement de rotation.
 $[q_e] = 350 \text{ daN/cm}^2$: contrainte d'écrasement tige en acier, écrou en Bronze mobile.
 le calcul de z nous donne

$$z = \frac{4}{\pi} \frac{Q_0}{(D_e^2 - D_i^2) \cdot k \cdot q_e} = \frac{4}{\pi} \frac{2305,89}{(2,8^2 - 2,2^2) \cdot 0,65 \cdot 350} = 4,29$$

en position fermée du robinet la hauteur de la tige qui reste engagé dans l'écrou est de $H = 30 \text{ mm}$ la même que la première réalisation avec écrou fixe

la contrainte effective est: $q_e = \frac{4}{\pi} \frac{Q_0}{(D_e^2 - D_i^2) \cdot k \cdot z} = \frac{4}{\pi} \frac{2305,89}{(2,8^2 - 2,2^2) \cdot 0,65 \cdot 4,29}$
 $q_e = 250 \text{ daN/cm}^2 < [q_e] = 350 \text{ daN/cm}^2$

C: TROISIEME REALISATION AVEC UN PISTON HYDRAULIQUE

Le piston sera alimenté par la pression du fluide dans la conduite.

1 Effort exercé par le piston

$$F = Q_0 + 2T_1 + 2T_2$$

avec : $Q_0 = 2305,84 \text{ daN}$

$$T_1 = \psi \cdot d \cdot s \cdot P \quad \text{avec : } \psi = 1,8$$

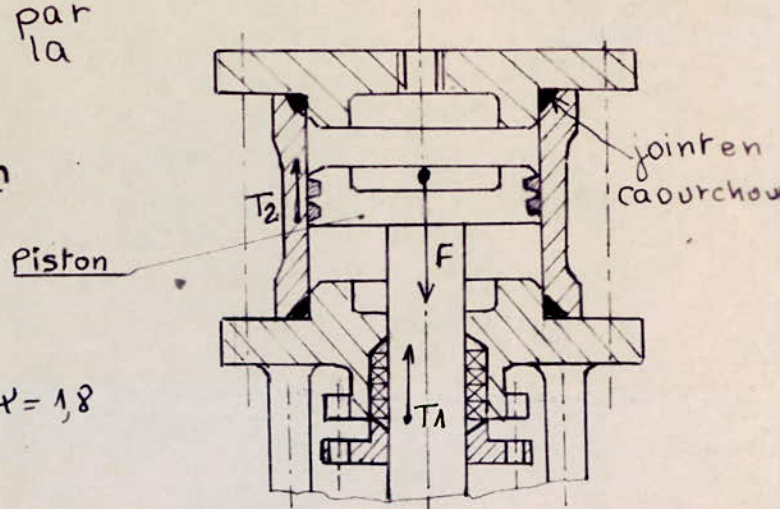
T_1 : effort du au presse étoupe
se referer à la page

$T_2 = \pi \cdot D \cdot B \cdot \mu \cdot P$: effort dû au frottement du joint au niveau du piston et du cylindre
avec D: diamètre du piston

B: largeur d'étanchéité (joints/cylindre)

μ : coefficient de frottement (caoutchoux/acier le fluide étant l'eau $\mu = 0,1$)

P: pression du fluide $P = 40 \text{ daN/cm}^2$



2 Calcul du diamètre du piston

comme on ne connaît pas à priori le diamètre du cylindre et le diamètre de la tige on ne peut pas déterminer T_1 et T_2 donc F_p .

on calculera le diamètre du cylindre avec un effort Q_0 majoré. on prend $F_p = Q_0' = 2500 \text{ daN}$

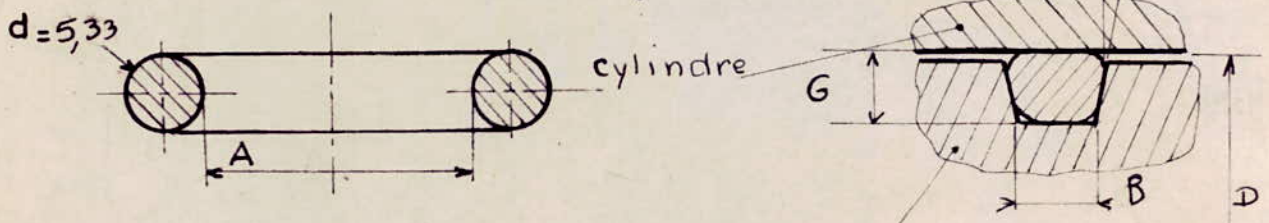
on prend aussi 80% de la valeur nominale de la pression. P

$$\text{on a alors : } F = (P \cdot 0,8) \cdot S \Rightarrow S = \frac{F}{0,8 \cdot P} = \frac{2500}{0,8 \cdot 40} = 78,12 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = 99,7 \text{ cm}$$

choix $\Rightarrow D = 100 \text{ mm}$

3 Choix du joint on utilisera 2 joints toriques ils assurent une excellente étanchéité pour des pressions allant du vide jusqu'à 500 daN/cm^2 $\rightarrow 5^\circ$



$$A = D - 2G = 100 - 2 \cdot 6,1$$

$$A = 87,8 \text{ mm} \quad \text{normalisé : L.J.F.R44}$$

matière du joint: c'est un mélange de caoutchoux et d'un elastomère de base: nitrile

4 Verification de la tige au flambage:

4.1 effort exercé par le piston

La tige doit être vérifiée au flambage avec l'effort maximum exercé par le piston; ceci a lieu lorsque la pression dans la conduite est égale à la pression nominale $P = 40 \text{ dan/cm}^2$

$$F_M = P \cdot S = P \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

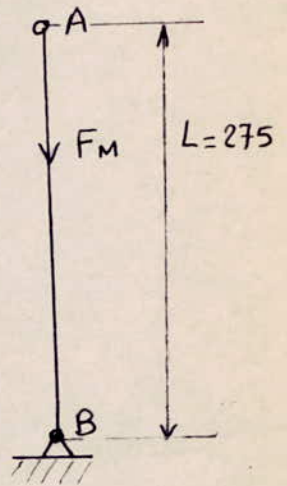
D: diamètre intérieur du cylindre $D = 100 \text{ mm}$

$$F_M = 40 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 3141 \text{ dan}$$

4.2 longueur libre de flambage

point A: la liaison entre la tige et le piston est assimilée à une articulation dont le centre est au milieu de la hauteur de centrage entre la tige et le piston

point B: la liaison entre la tige et la soupape est assimilée à une articulation dont le centre est l'extrémité de la tige



ces deux points A et B déterminent une longueur $L = 275 \text{ mm}$ dans ce cas c'est la longueur libre de flambage

4.3 coefficient d'élancement de la tige: λ

$$\lambda = \frac{L}{k}$$

$$L = 275 \text{ mm}$$

$k = \frac{D_t}{4}$: rayon de giration (calculé plus haut)

$$\lambda = \frac{275}{5,5}$$

D_t : diamètre minimal de la tige

$D_t = 22 \text{ mm}$ (on garde le même diamètre que précédemment)

$$\lambda = 50 < \lambda_{\text{critique}} = 53 \text{ (calculé)}$$

On appliquera la formule empirique de TETMAJER valable quand $30 < \lambda < 120$

4.4 effort admissible sur la tige F_A

$$\sigma = 11,2 - 0,049 \cdot \frac{L}{k} = [\text{hectobars}]$$

$$1 \text{ bar} = 1 \text{ dan/cm}^2$$

$$\sigma = 11,2 - 0,049 \cdot 50 = 8,75 \text{ h.bars} = 875 \text{ dan/cm}^2$$

$$F_A = \sigma \cdot S = \sigma \cdot \frac{\pi D_t^2}{4} = 875 \cdot \frac{\pi \cdot 2,2^2}{4} = 3326,16 \text{ dan}$$

$F_M = 3141 \text{ dan} < F_A = 3326,16 \text{ dan}$ la tige travaille en sécurité

5 effort réel que doit vaincre le piston

$$F = Q + 2T_1 + 2T_2$$

T_1 : effort dû au presse garniture

$T_1 = \psi \cdot d \cdot s \cdot P$ $\psi = 2,5$ coef de proportionnalité entre la pression du fluide $P = 40 \text{ daN/cm}^2$ et la pression dans la garniture $p_g = 102$ (calculé page 16)

$T_1 = 2,5 \cdot 28 \cdot 0,4 \cdot 40$ d : diamètre lisse de la tige $d = 28 \text{ mm}$
 $P = 40 \text{ daN/cm}^2$

$T_1 = 112 \text{ daN}$ $s = 0,4 \text{ cm}$: épaisseur de la garniture

T_2 : effort dû au joint torique (frottement sur le cylindre)

$T_2 = \pi \cdot D \cdot B \cdot \mu \cdot P$ D : diamètre intérieur du cylindre
 $D = 100 \text{ mm}$
 B : largeur de contact joint/cylindre
 $B = 6,5 \text{ mm}$
 μ : coefficient de frottement

fluide: eau $\Rightarrow \mu = 0,1$ pour joint en caoutchouc
 fluide: air $\Rightarrow \mu = 0,15 \div 0,25$ "
 $\mu = 0,15$ cuivre graissé
 $\mu = 0,2 \div 0,4$ pour joint en Cu non graissé

$T_2 = \pi \cdot 100 \cdot 0,65 \cdot 0,1 \cdot 40$

$T_2 = 81,68 \text{ daN}$

$F = Q + 2T_1 + 2T_2$ $Q = 2225,2 \text{ daN}$ (calculé plus haut)

$F = 2225,2 + 2 \cdot 112 + 2 \cdot 81,68$

$F = 2612,56 \text{ daN}$

à la pression nominal $P = 40 \text{ daN/cm}^2$ le piston assure un effort $F_M = 3141 \text{ daN}$

$F = 2612,56 < F_M = 3141 \text{ daN}$

le piston assure donc une étanchéité parfaite avec un effort supplémentaire de $F_M - F_p$

8 Vérification des bagues d'étanchéité

on vérifiera la pression de contact des bagues d'étanchéité lorsque la pression est à sa valeur nominale $P = 40 \text{ daN/cm}^2$.

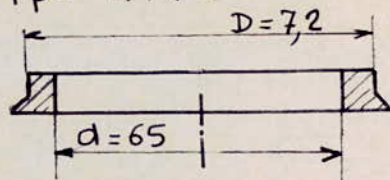
effort supporté par les bagues F_b

$$F_b = F_M - F_p - 2T_1 - 2T_2 \quad \text{avec} \quad \begin{array}{l} F_M = 3141 \text{ daN} \\ T_1 = 112 \text{ daN} \\ T_2 = 81,68 \text{ daN} \\ F_p = 1474 \text{ daN} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{valeurs déjà} \\ \text{calculées} \end{array}$$

$$F_b = 3141 - 1474 - 2(112 + 81,68)$$

$$F_b = 1279,64 \text{ daN}$$

$$\sigma_e = \frac{F_b}{S} = \frac{F_b}{\pi(D^2 - d^2)/4}$$



$$\sigma_e = \frac{1279,64 \cdot 4}{\pi(72^2 - 65^2)} = 169,9 \text{ daN} < [\sigma_e] = 1000 \text{ daN} \quad \text{Bronze}$$

9 calcul des goujons

Le cylindre sera fermé d'un côté par le couvercle du corps et de l'autre par un autre couvercle. les goujons utilisés doivent supporter l'effort F_M

$$s_t = \frac{F_M}{[\sigma_t]} \quad \text{on choisit un acier A33 avec } [\sigma_t] = 1150 \text{ daN/cm}^2$$

$$s_t = \frac{3141}{1150} = 2,73 \text{ cm}^2 \quad (s_t: \text{section totale minimal des goujons utilisés})$$

si on choisit de mettre $n = 4$ goujons

$$\text{section minimal d'un goujon } s = \frac{s_t}{n} = \frac{2,73}{4} = 0,6825 \text{ cm}^2$$

$$\text{diamètre mini d'un goujon } d = \sqrt{\frac{s \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,6825 \cdot 4}{\pi}} = 0,932 \text{ cm}$$

on choisit un diamètre normalisé M12 avec un diamètre intérieur $d_i = 10,1$

10 Calcul de l'épaisseur du cylindre

$$s_c = \frac{P \cdot D}{230[\sigma] - P} + C$$

$[\sigma]$ en $[\text{dan}/\text{mm}^2]$

$$s_c = \frac{40 \cdot 100}{230 \cdot 6 - 40} + 3$$

$$s_c = 5,98 \text{ mm}$$

on choisit $s_c = 6 \text{ mm}$

le cylindre sera obtenu donc par moulage en A48M avec un diamètre intérieur de 96 mm et une épaisseur $e = 8 \text{ mm}$. après usinage du diamètre intérieur à $D = 100 \text{ mm}$ on aura un cylindre d'épaisseur 6 mm et de diamètre extérieur D_e
 $D_e = D + 2e = 100 + 2 \cdot 6 = 112 \text{ mm}$

$$P = 40 \text{ dan}/\text{cm}^2$$

$$D = 100 \text{ mm: diamètre intérieur du cylindre}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{k} = \frac{4800}{8} = 600 \text{ dan}/\text{cm}^2$$

pour l'acier A48M

$C = 3 \div 5 \text{ mm}$ (irrégularité des pièces moulées)

11 Epaisseur des couvercles du piston

$$s \geq 0,55 D \sqrt{\frac{P}{[\sigma_f]}} + C \text{ [cm]}$$

$$P = 40 \text{ dan}/\text{cm}^2$$

$$[\sigma_f] = 1000 \text{ dan}/\text{cm}^2$$

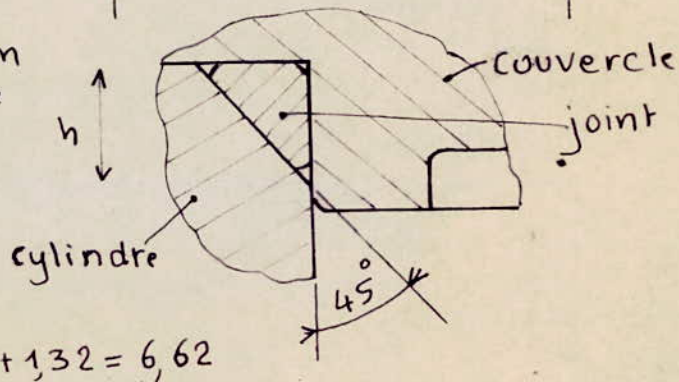
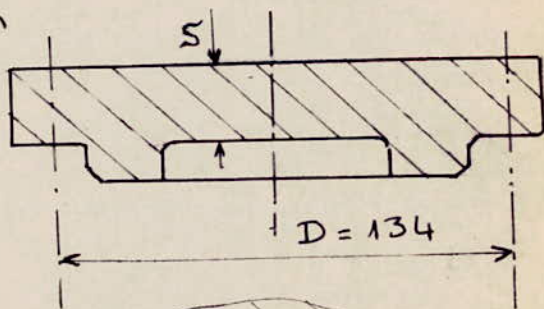
acier A48M

$$D = 134$$

$$s \geq 0,55 \cdot 13,4 \sqrt{\frac{40}{1000}} + 0,3$$

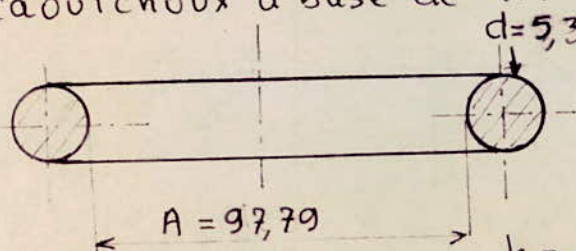
$$s \geq 1,069 + 0,3 = 1,369 \text{ cm}$$

on choisit $s = 14 \text{ mm}$



12 Choix du joint statique

on choisit un joint torique en caoutchouc à base de Nitrile



$$h = d + 1,32 = 6,62$$

Normalisé L.J.F R47

Commande du robinet

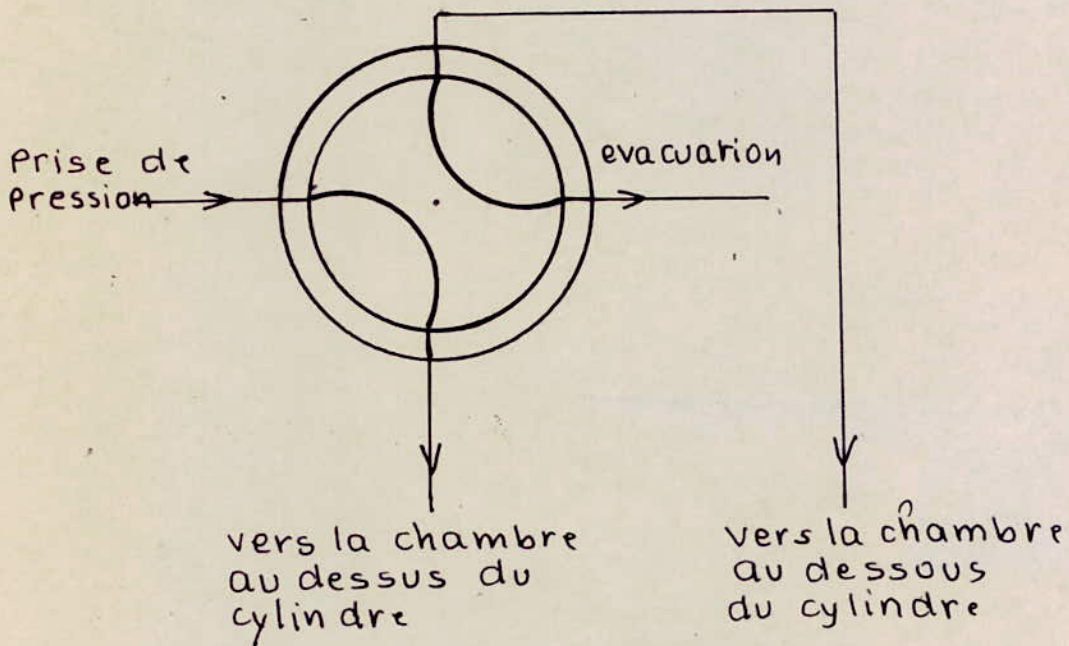
la tige du robinet est relié à un piston qui se déplace à l'intérieur d'un cylindre.

la commande du piston se fait à l'aide de la pression du fluide transporté, dans notre cas ce sera de l'eau à une pression nominale $P = 40 \text{ daN/cm}^2$ et à une température $T = 80^\circ\text{C}$.

on prévoit une prise de pression en amont du robinet, ce sera un trou avec filetage gaz percé sur la bride Corps-tube.

un petit robinet auxiliaire à quatre voies assure l'ouverture et la fermeture du robinet par l'intermédiaire du piston

schéma du robinet auxiliaire



remarque : le fluide de commande peut être indépendant du fluide transporté exemple cas d'eaux chargées ...

CONCLUSION

Les progrès récents en robinetterie sont dus aux exigences accrues de l'industrie dans divers secteurs tels l'hydraulique, les centrales thermiques, les raffineries, l'industrie chimique.

Les températures et les pressions très élevées ou très basses, la nature du fluide transporté ont conduit les constructeurs à prévoir une gamme variée de robinets et de vannes convenable pour chaque cas.

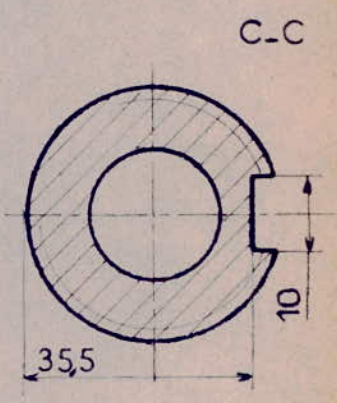
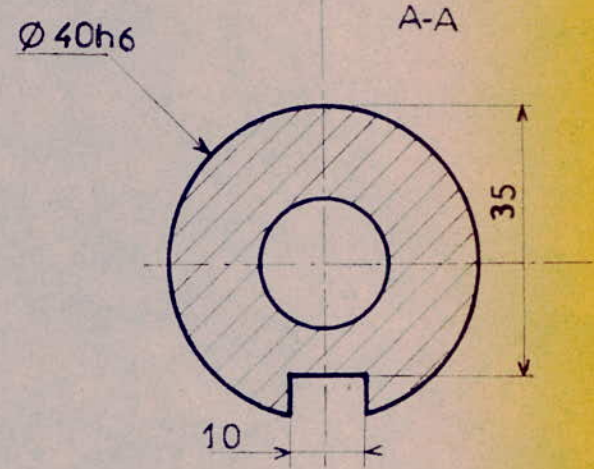
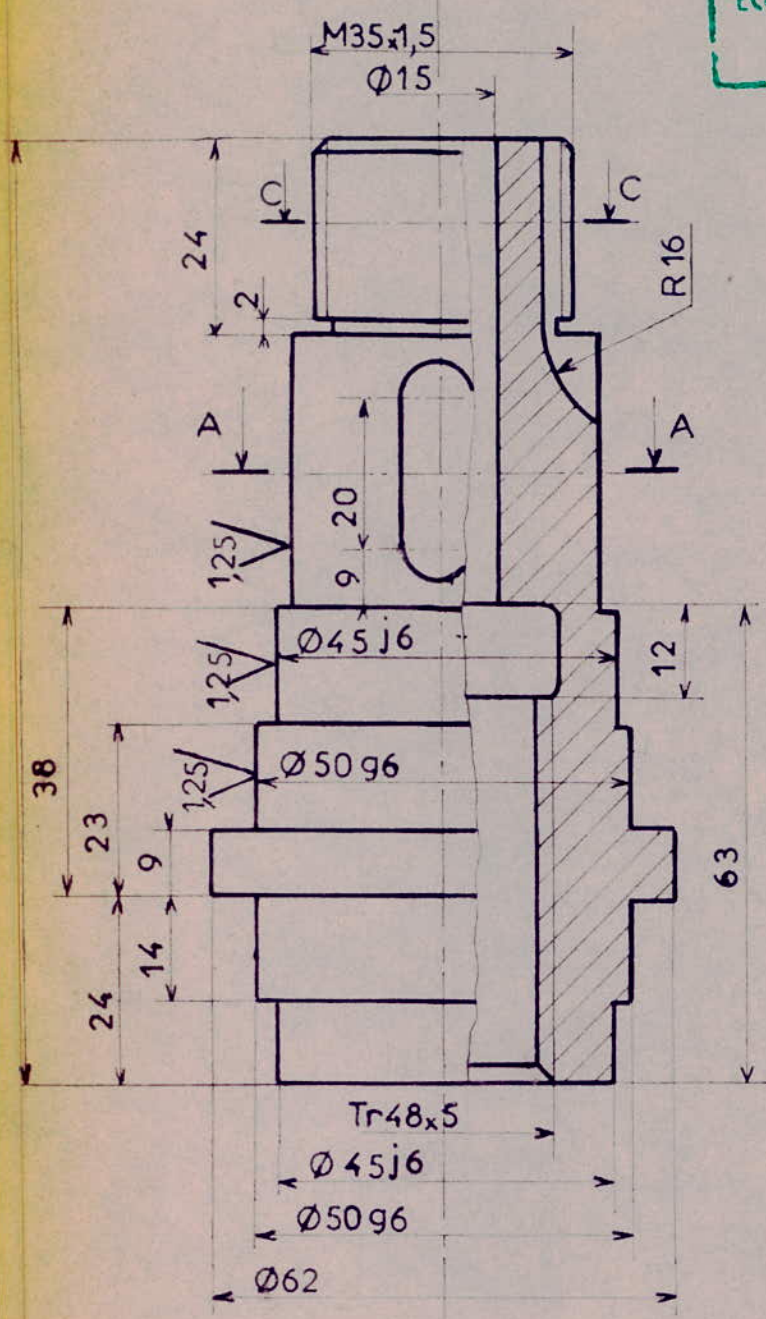
L'étude faite dans ce projet est une approche de solution constructive. Le premier souci dans le lancement d'un produit étant sa bonne qualité, sa fiabilité et son prix de revient le plus faible possible, on doit chercher des solutions technologiques faciles et utiliser des matières premières disponibles sur le marché national.

Je termine dans l'espoir que les responsables des complexes algériens dans tous les domaines de l'industrie encouragent les jeunes algériens à étudier des projets en fonction des besoins nationaux pour essayer de mettre fin à la dépendance technologique.

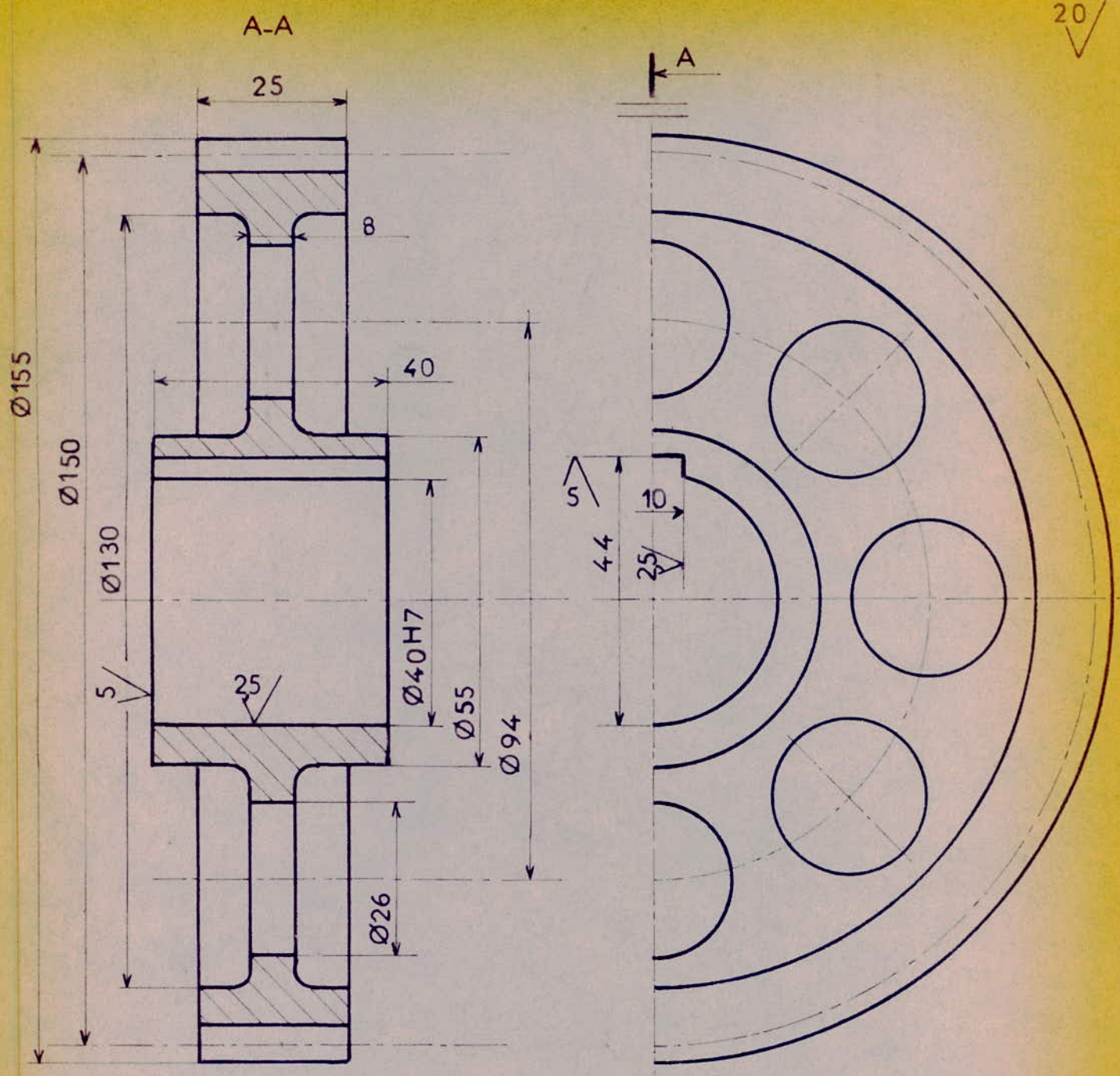
BIBLIOGRAPHIE

- 1- D^r. D.F Gourevitch: Calcul et Construction des Robinets
Edition: Machinostroenie Moscou 1964
- 2- D^r. NS Atcherkan: Elements des machines
Edition : Machinostroenie Moscou 1968
- 3- D^r. Cristov: Calcul et construction des elements de machines
Edition technica sofia 1972
- 4- D^r. G Dymtchev Guide d'éléments de machines
Edition VMEI Lenine Sofia 1977
- 5- G. Nicolet et É Trotter Eléments de machines
Edition : S.P.E.S. SA David Perret, Lausanne 1971
- 6- G. Lenormand Construction Mecanique Tome 4
Edition Foucher 1969

مدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكنسة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1	Masse		ECROU
Etudiant Bilek Prof: Spiridou nov			ENPA Département de Mécanique
			CuSn
			RE105

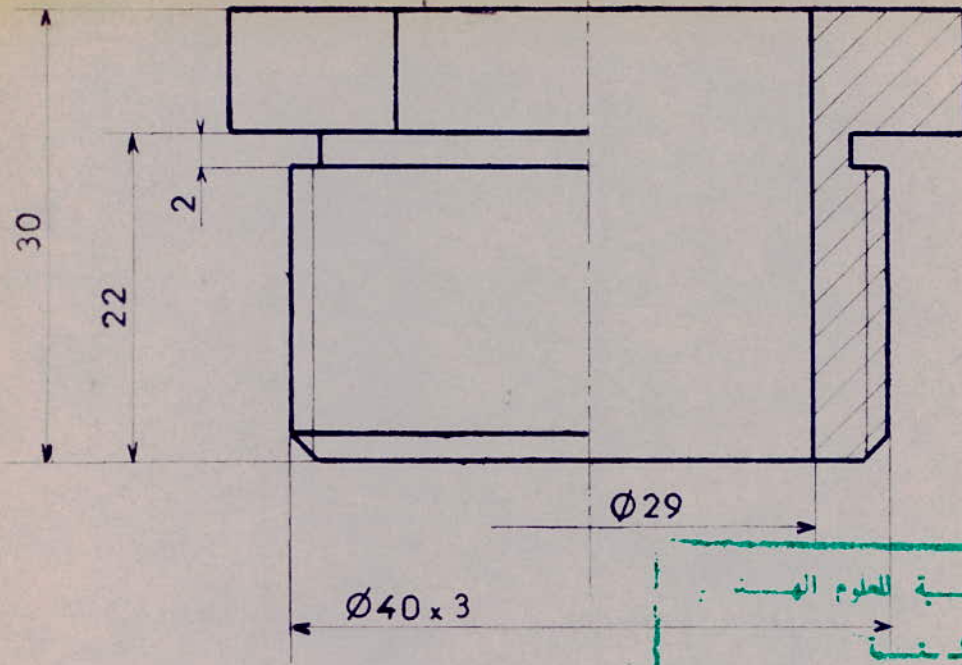


Caractéristiques de la denture	
Classe de précision	
Nb. de dents: 60	Diamètre primitif: 150
Module: 25	Rugosité des flancs $\sqrt{0,8}$

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكننة

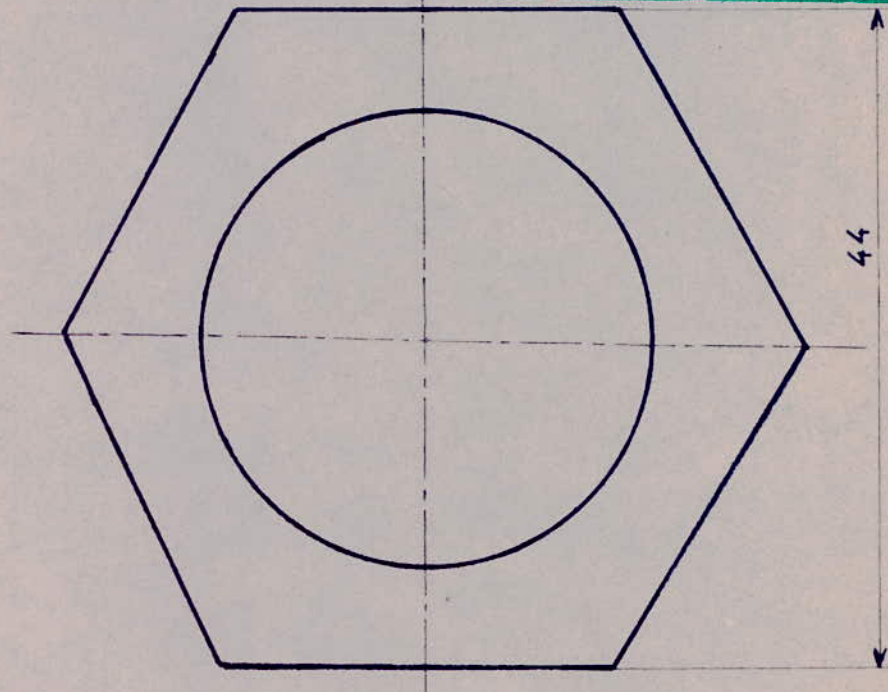
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1	Masse		ROUE
Etudiant BILEK	Prof: Spiridounov		
			E.N.P.A. Département de Mécanique
			Ac42 RE104



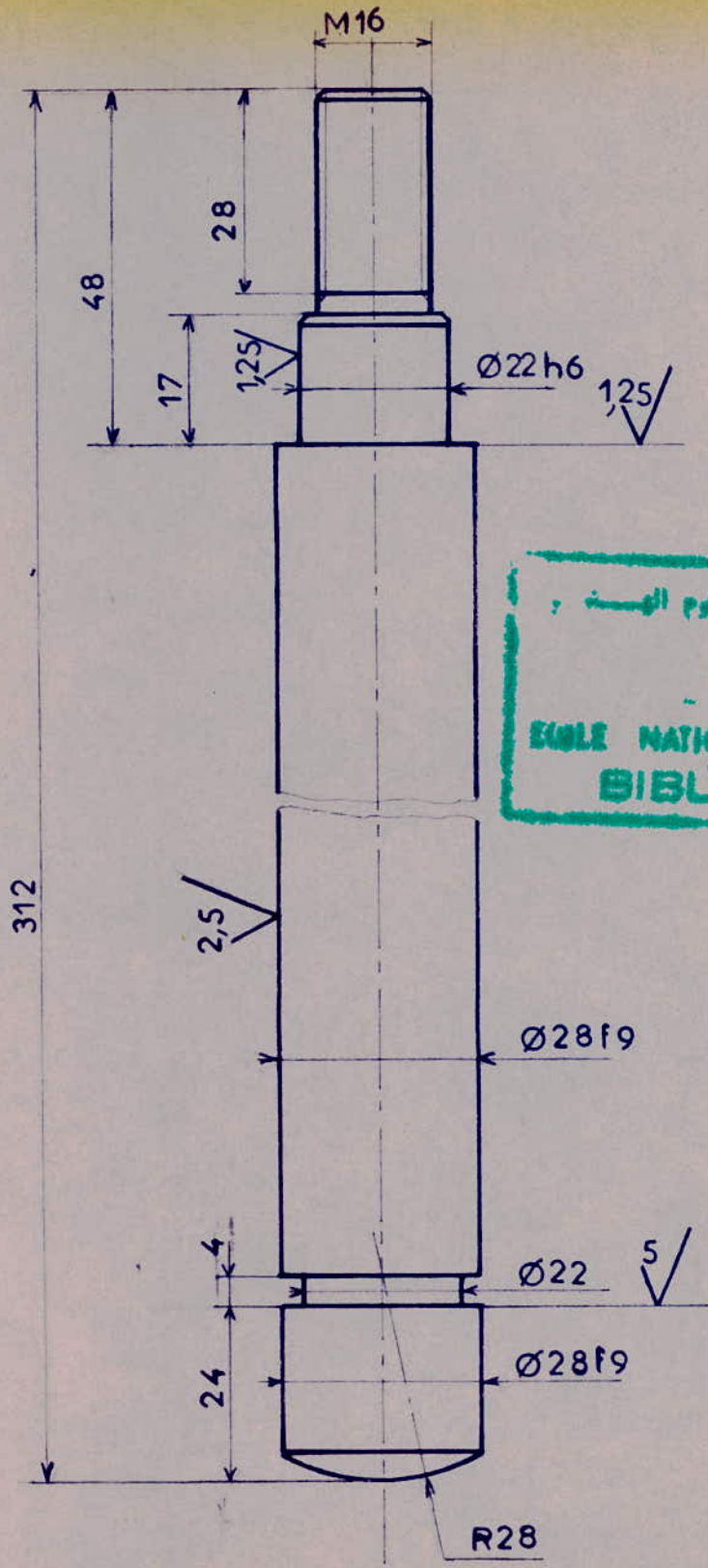
المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكننة

 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE



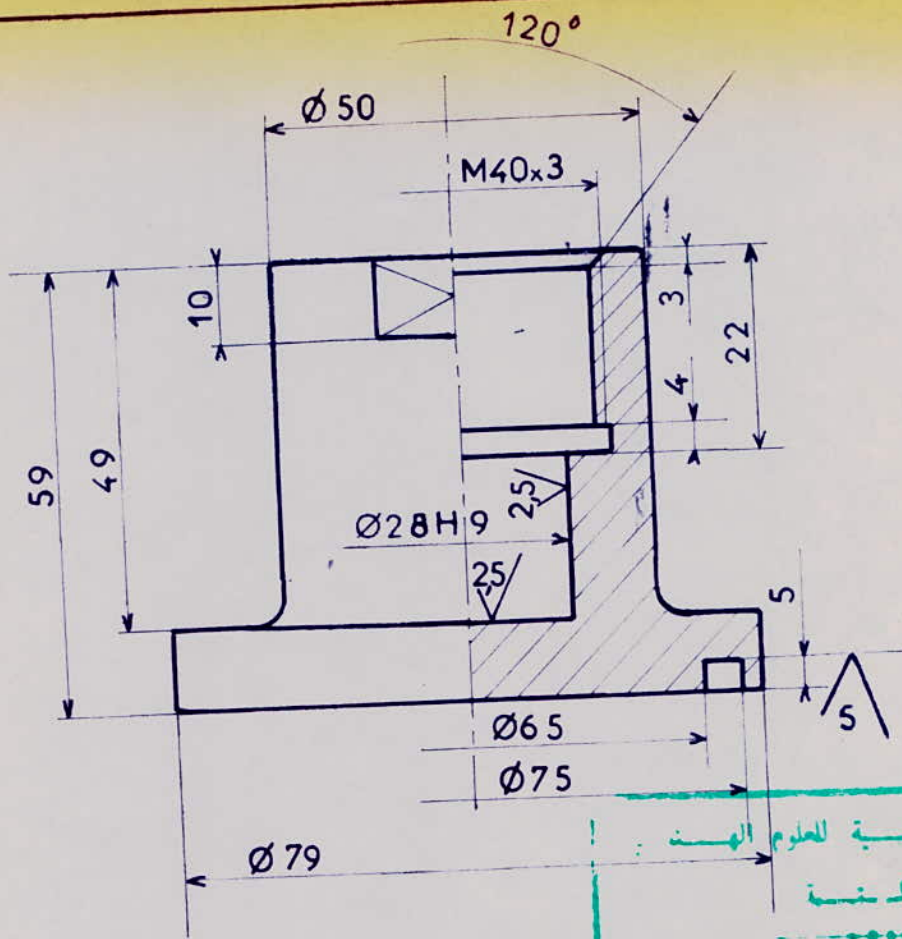
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 2	Masse		ECROU	ENPA Département de Mécanique
Etudiant Bilek Prof: Spiridounov				A33

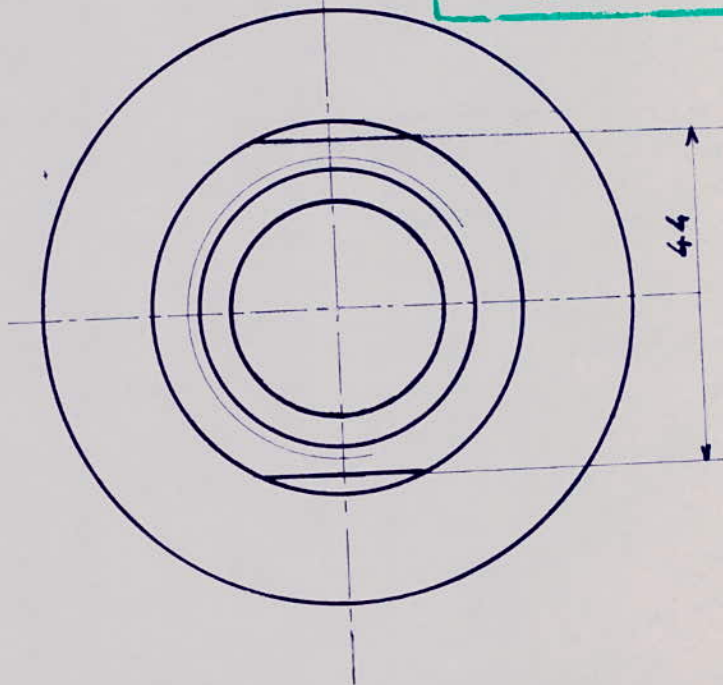


المعهد الوطني للعلوم الهندسية
 المكتبة
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

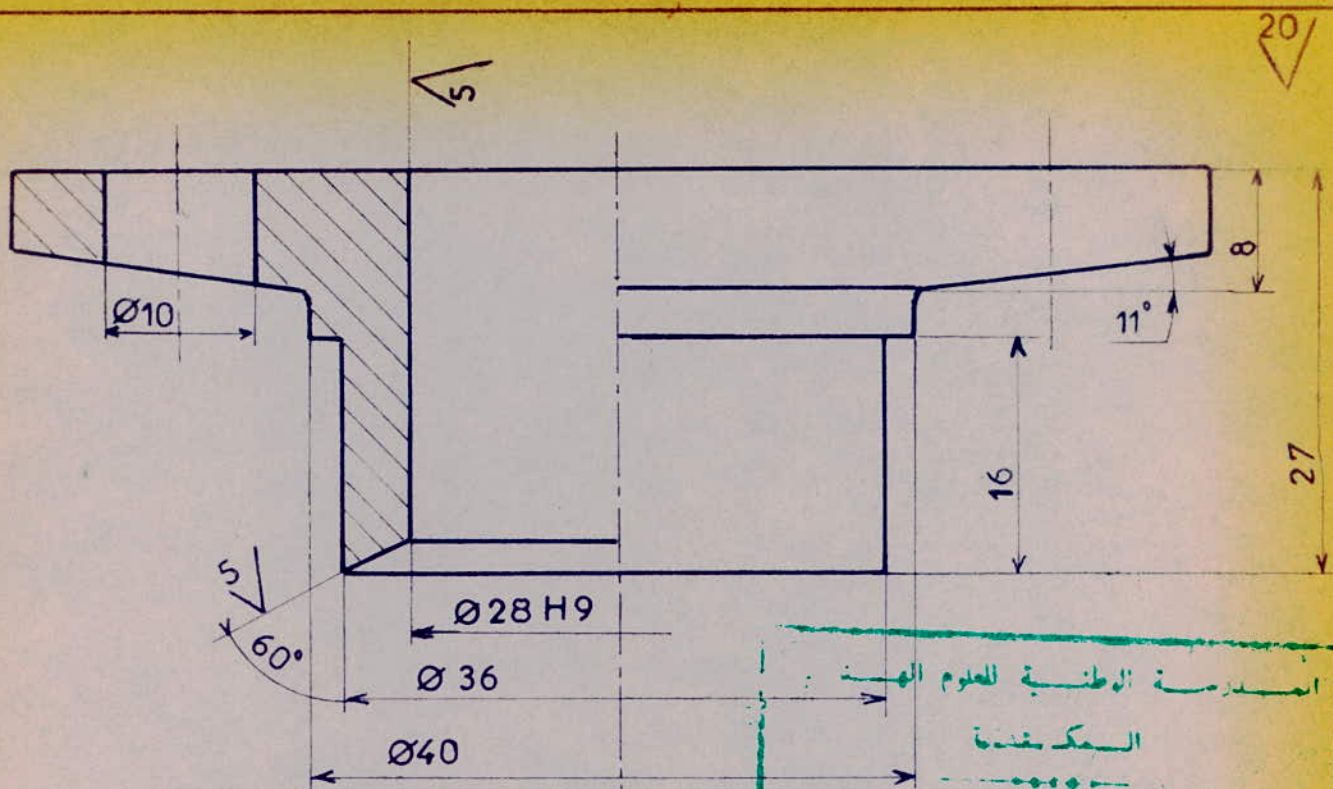
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1	Masse		E.N.P.A Département de Mécanique
Etudiant Bilek Prof Spiridounov		TIGE	
		42C2	RP1 02



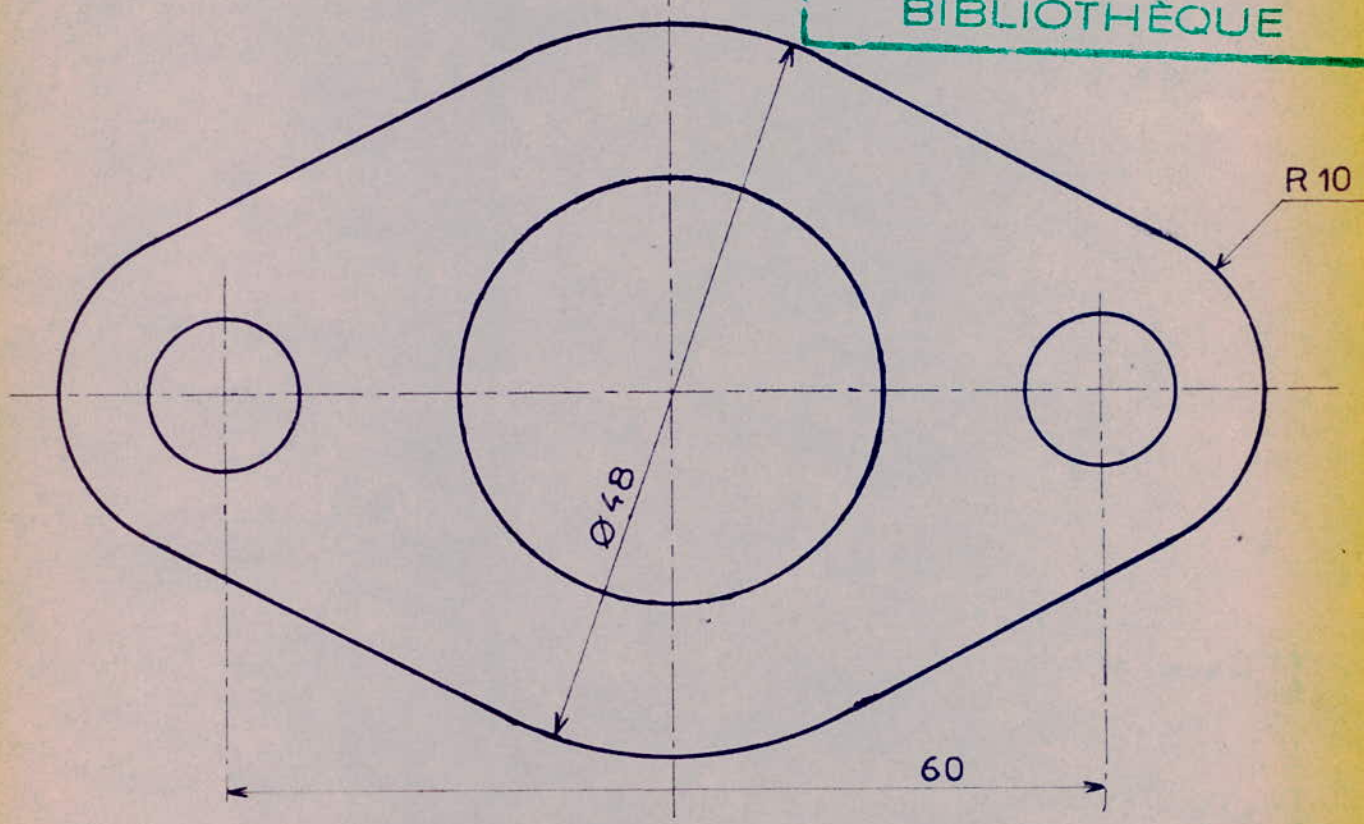
المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
الميكانيكية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE



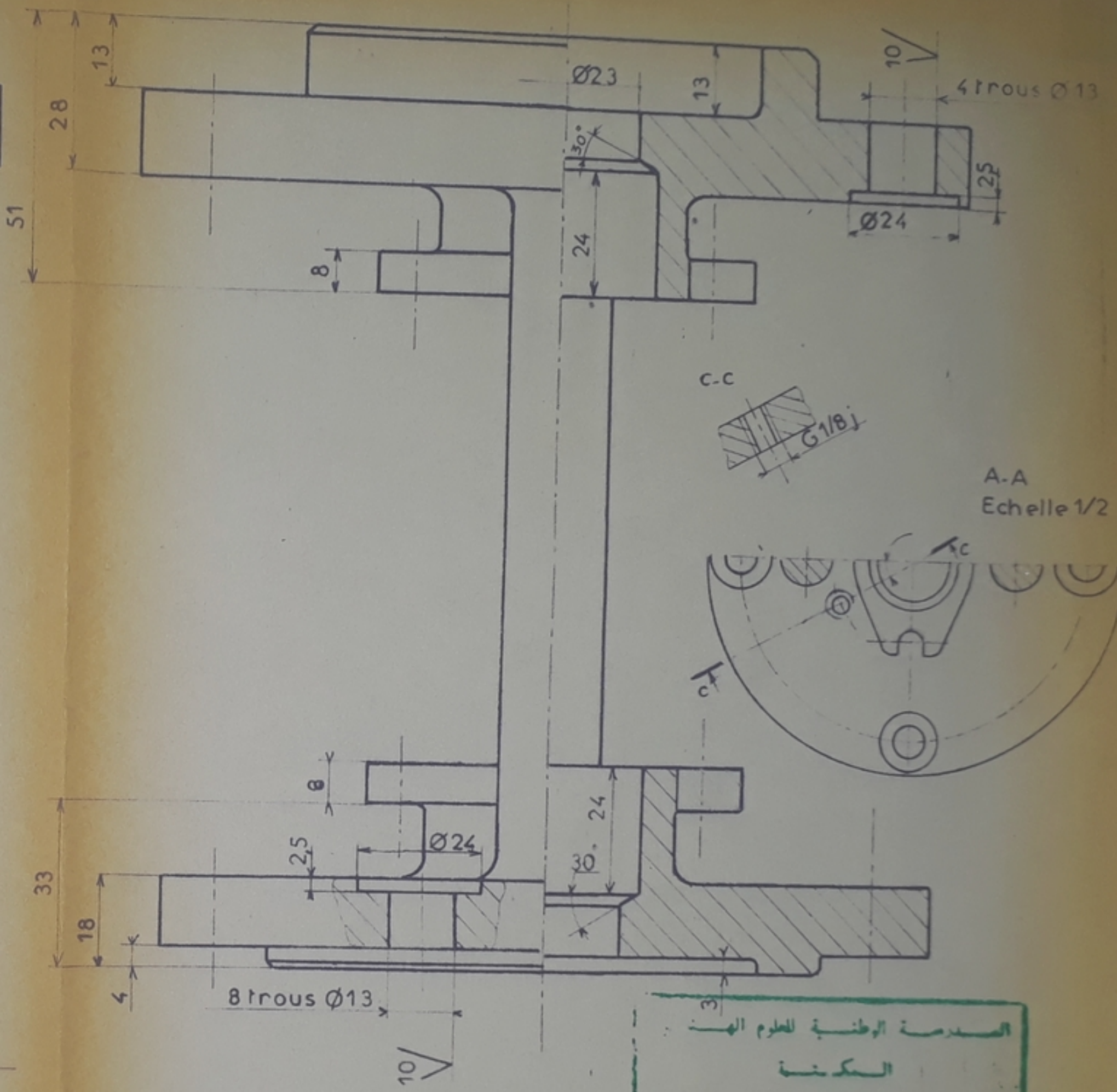
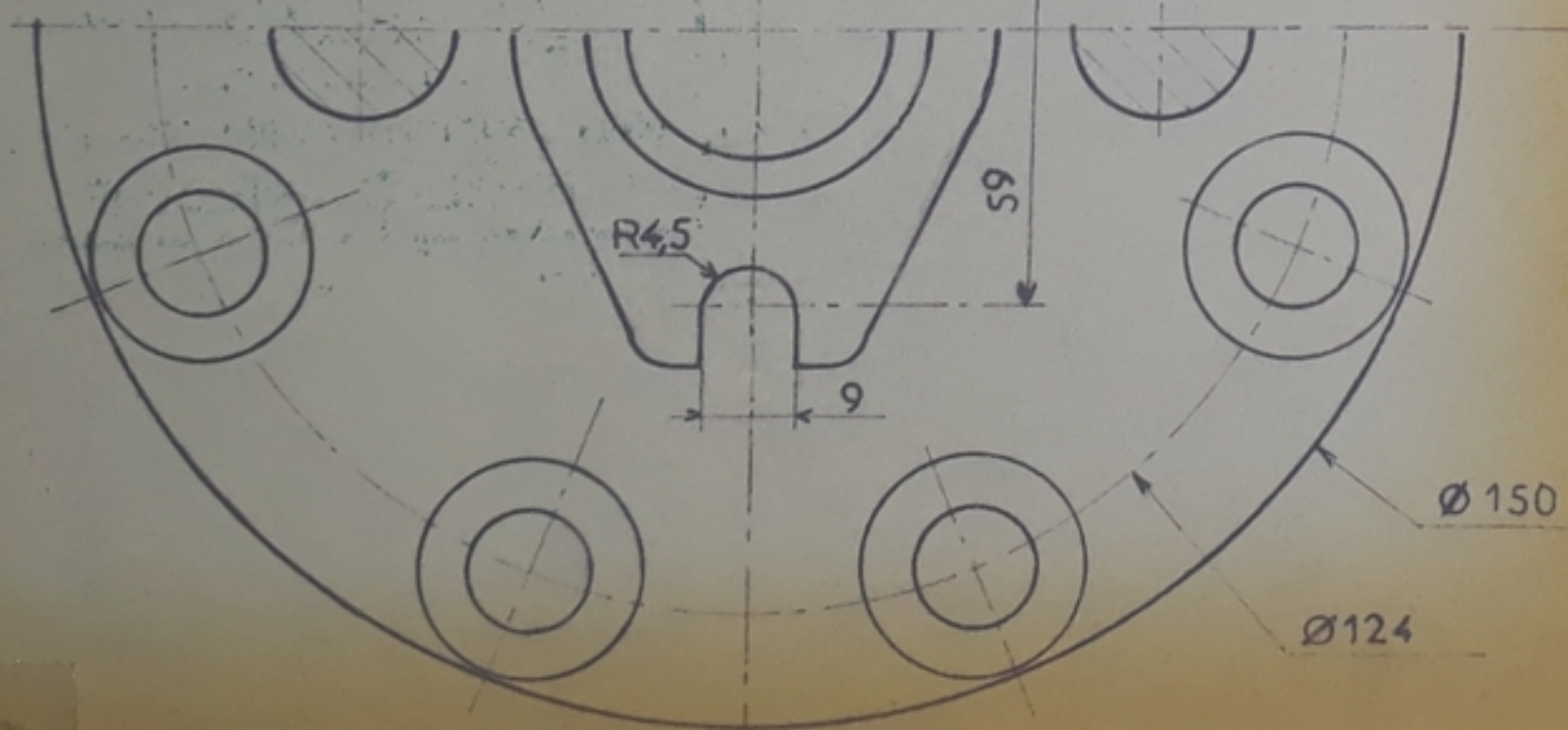
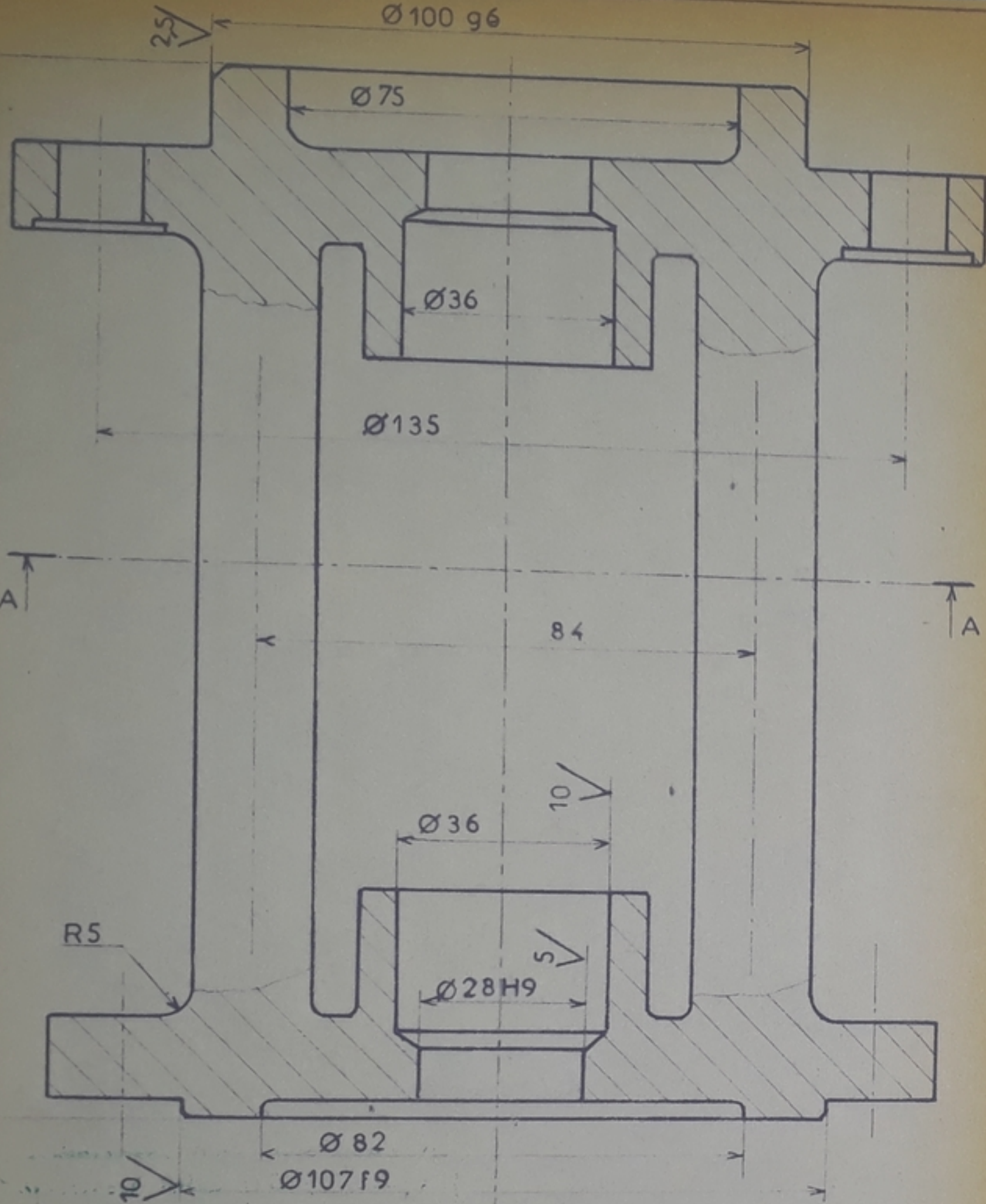
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1	Masse		SOUPAPE
Etudiant: Bilek Prof: Spiridounov			
			E.N.P.A. Département de Mécanique
			A48M
			RS103



المكتبة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكننة
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE



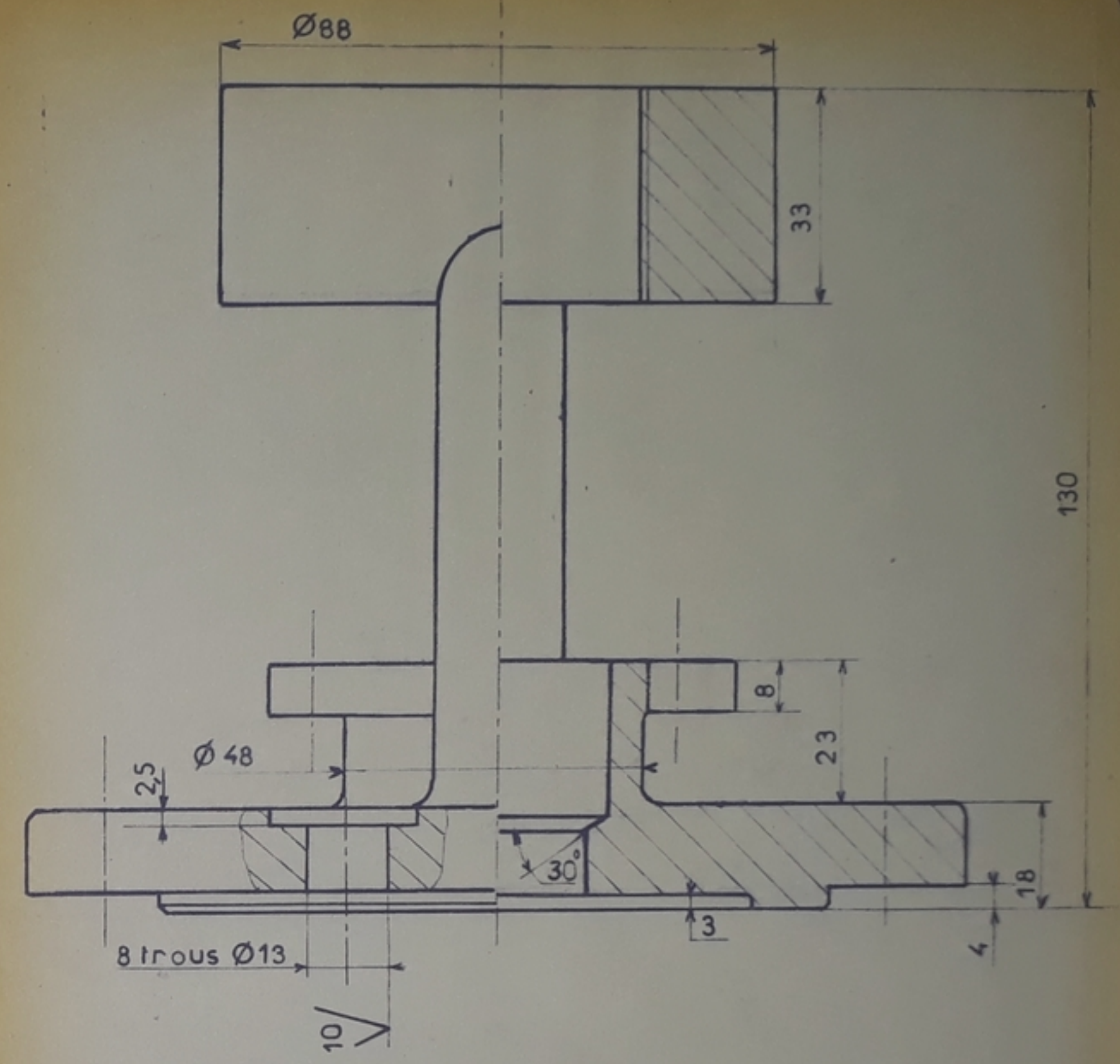
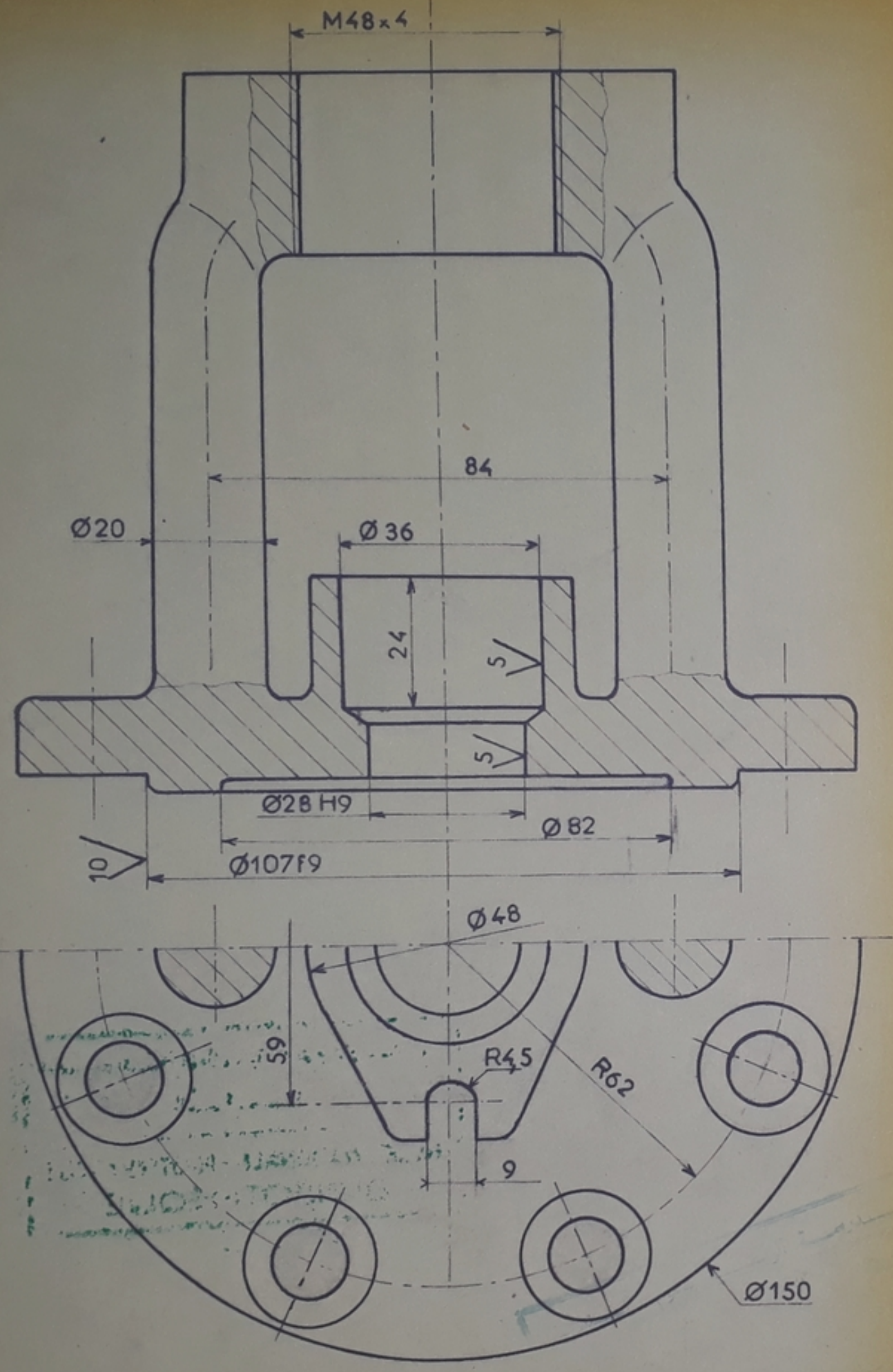
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 2	Masse		PRESSE GARNITURE
Etudiant Bilek Prof: M. Spiridounov			ENPA Département de Mécanique
		A48M	RS1 11



الخدمة الوطنية للعلوم الهندسية
المكننة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PM00982 -1-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		COUVERCLE ENPA Département de Mécanique
1			
Etudiant: Bilek		A48M	RP101
Prof: Spiridounov			

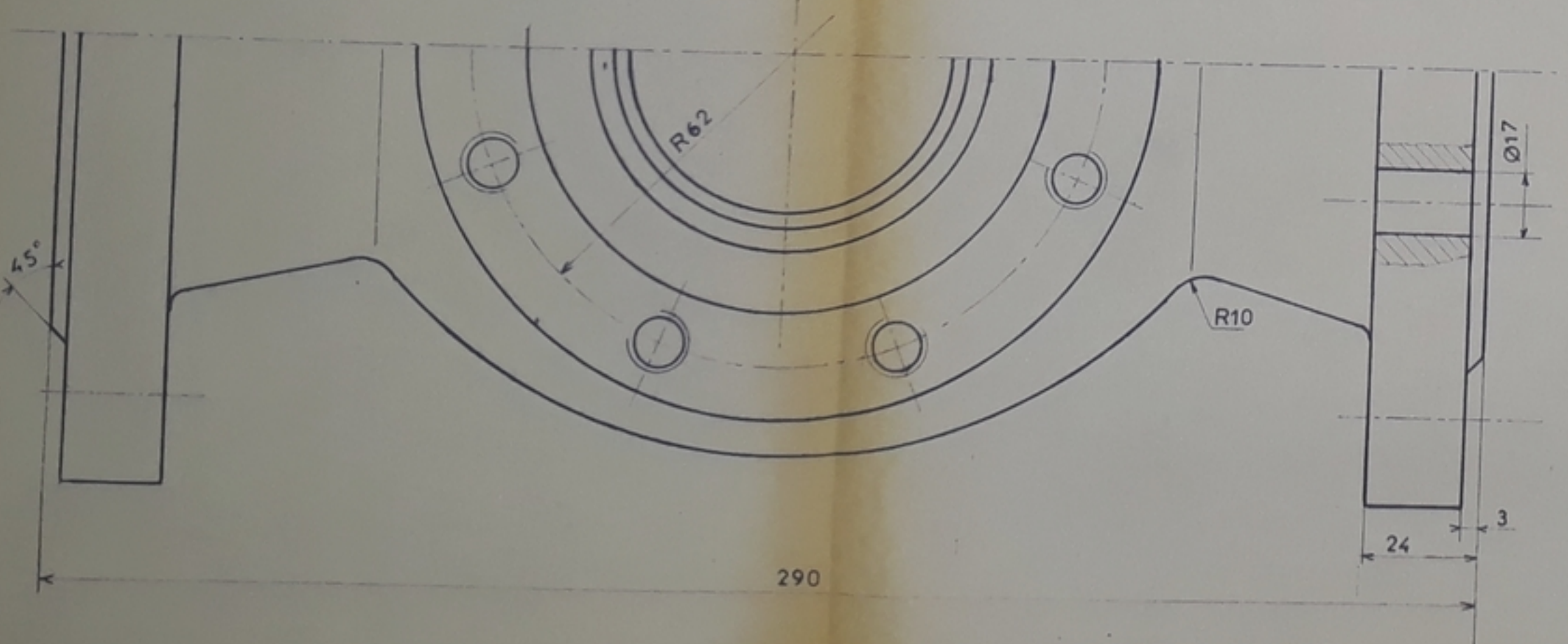
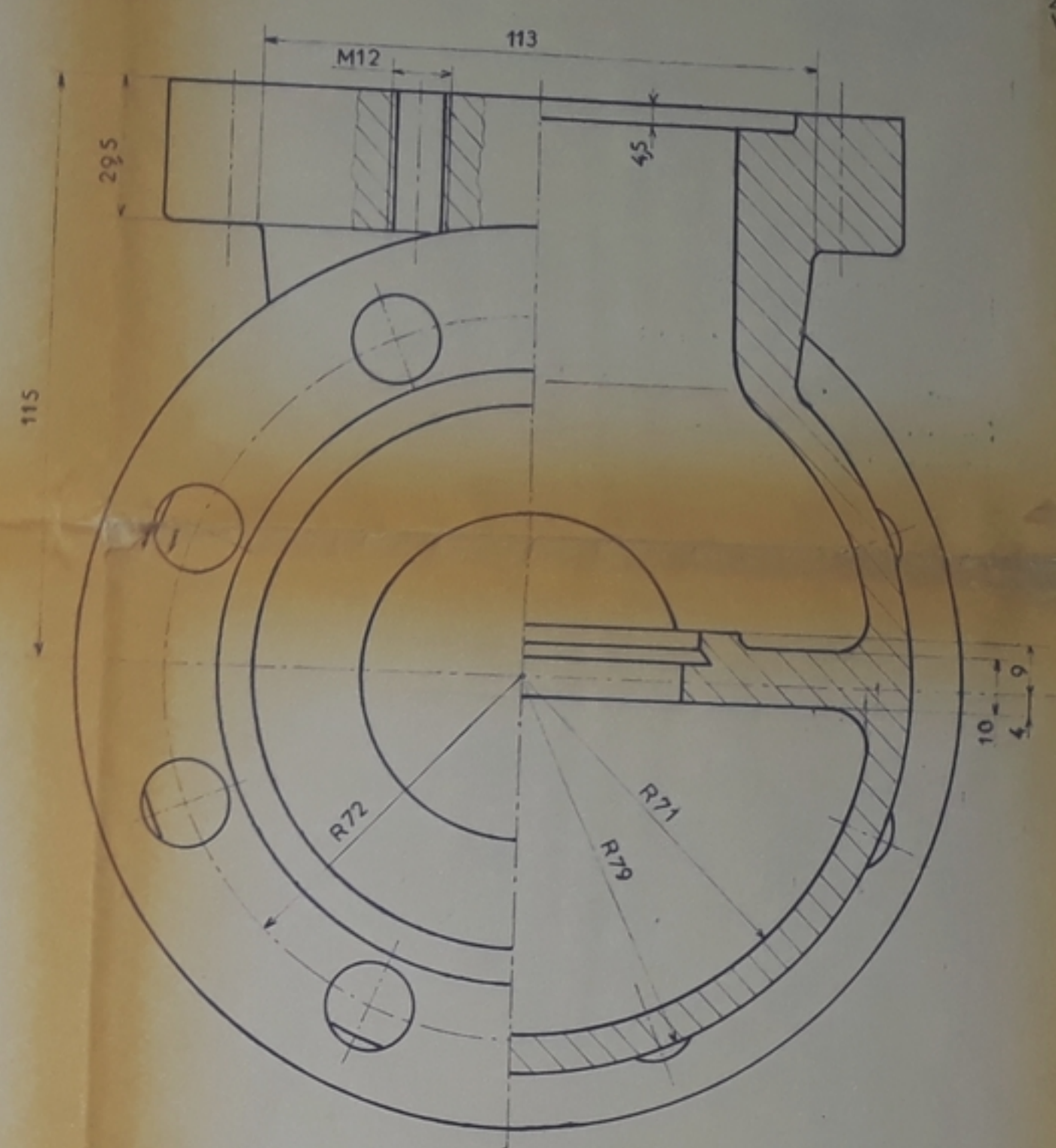
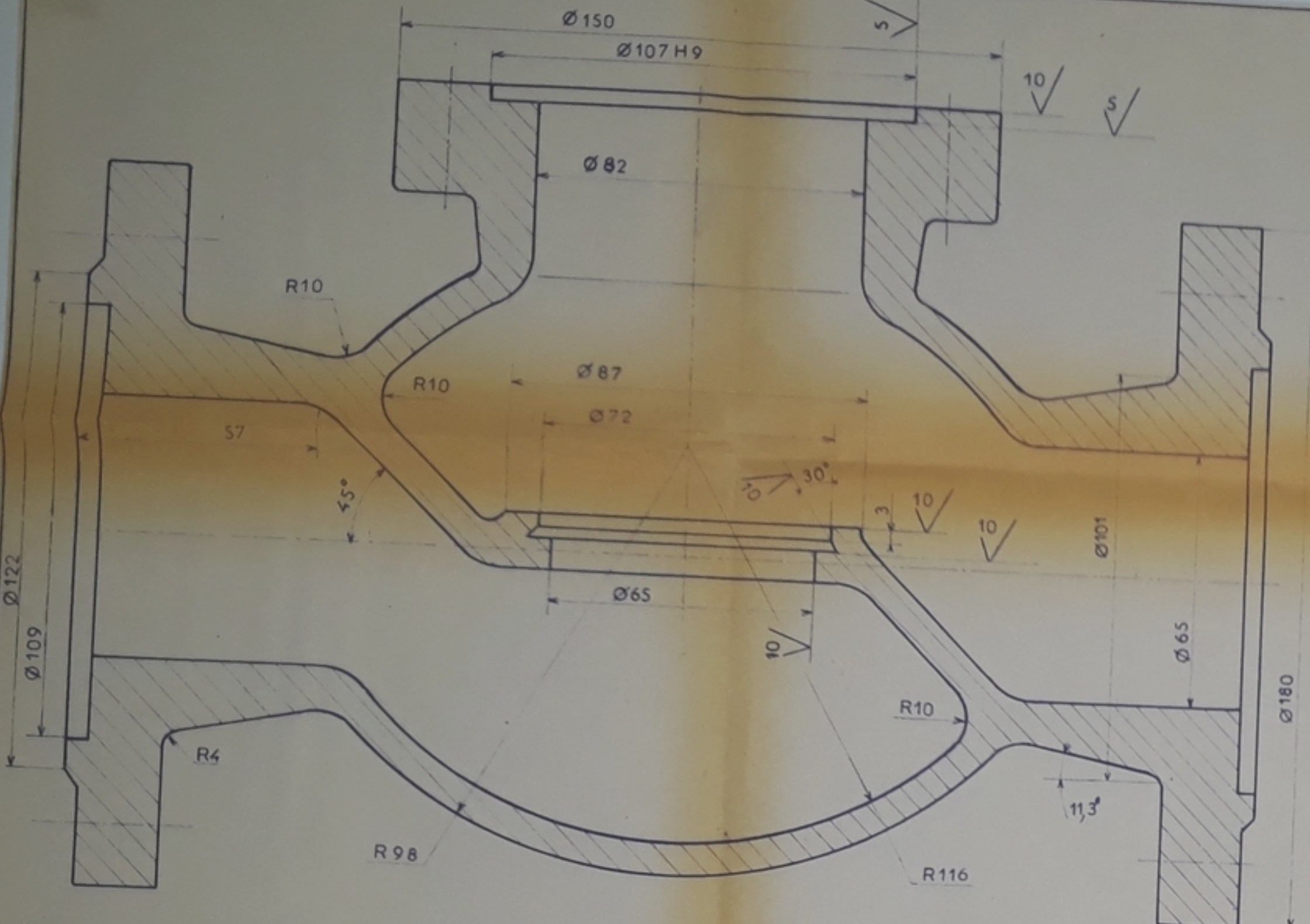


PM00982
- 2 -

مكتبة الوطنية للعلوم الهندسية
المكنية

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

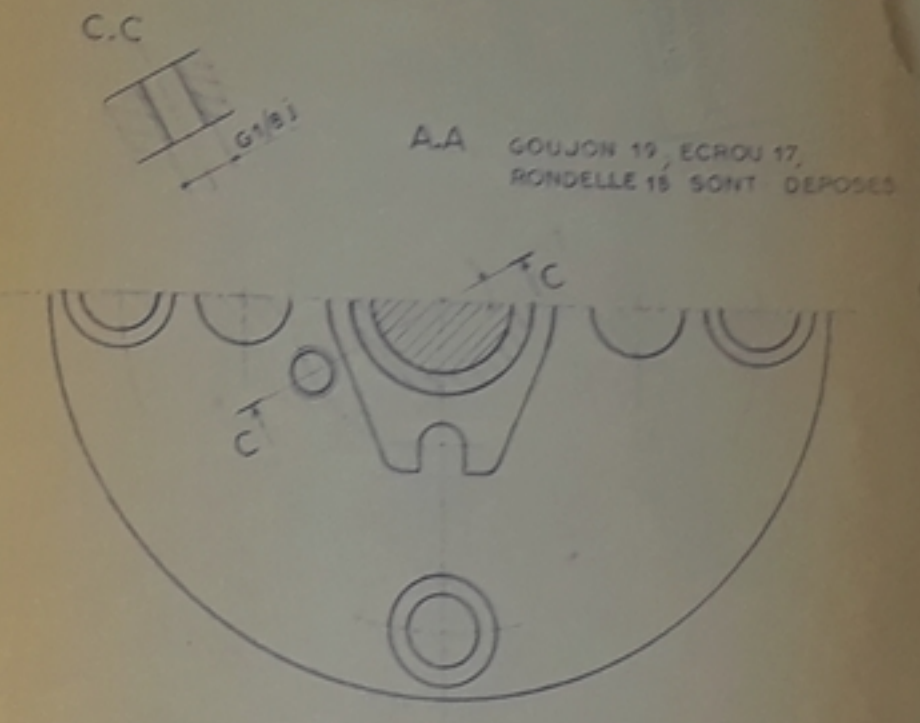
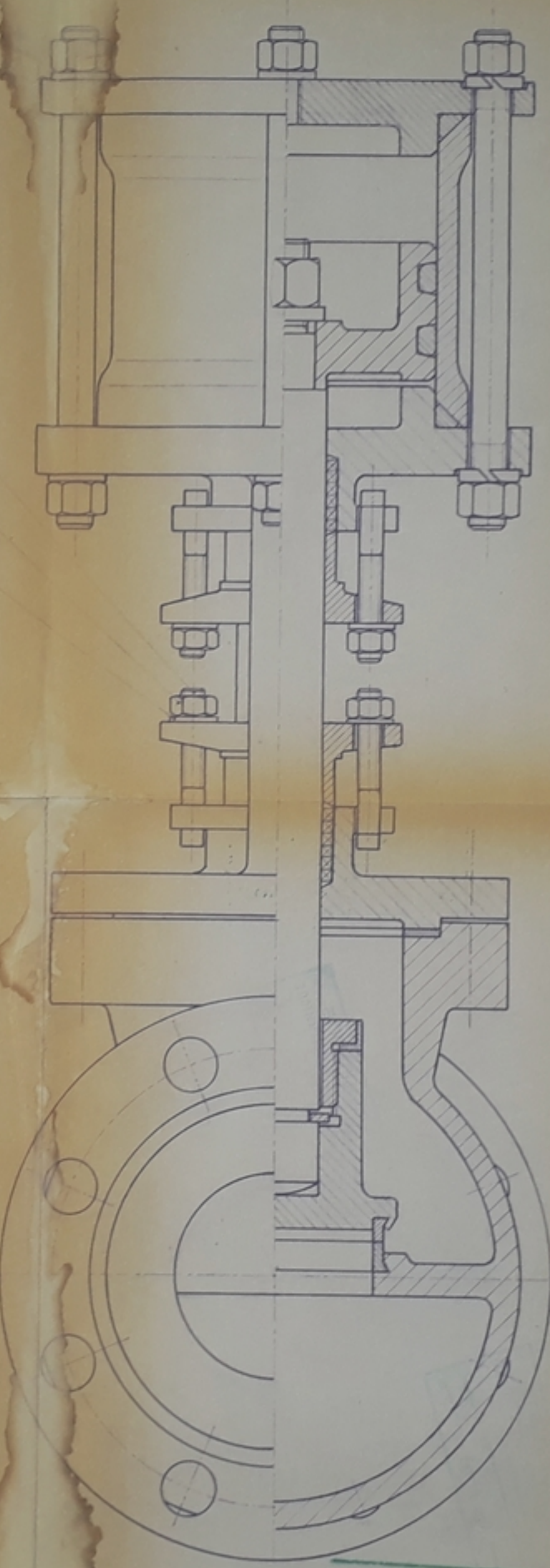
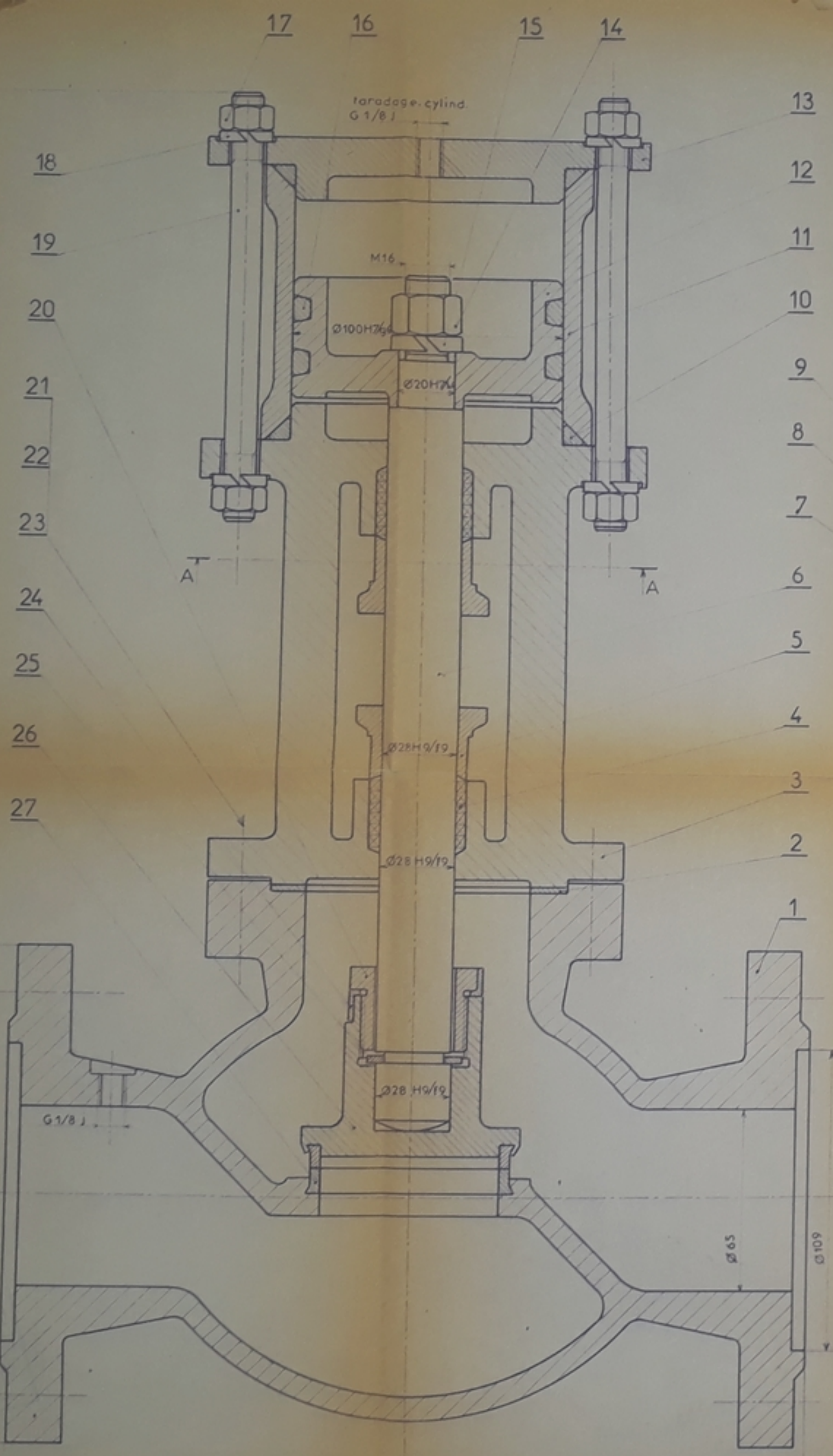
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1	Masse		COUVERCLE
Etudiant: Bilek Prof: Spiridounov			ENPA Département de Mécanique
		A48M	RS1 09



PM00982
-3-

اسمدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	1		ENPA Département de Mécanique
Etudiant:	Bilek Spiridounov		CORPS
Prof:			A48M
			RS101



f.m. 82
-4-

27	RS102	Bague d'étanchéité	2	Cu3Pb
26	RS103	Soupape	1	A48M
25	RS105	Demi bague	2	A48
24	RS107	Plaque arrêtoire	1	Adx
23	—	Ecrou Hu	8	XC45
22	—	Rondelle	8	Adx
21	—	Goujon M12.5x24N	8	XC45
20	—	Ecrou	1	A33
19	—	Goujon M12.5x24N	4	XC45
18	—	Rondelle w12	8	XC45
17	—	Ecrou	4	XC45
16	—	Joint torique	2	
15	—	Rondelle w16	1	XC45
14	—	Ecrou	1	A33
13	RP105	Couvercle	1	A48M
12	RP104	Piston	1	A48M
11	RP103	Cylindre	1	A48M
10	—	Joint torique	2	caoutchouc
9	RS112	Boulon	4	A33
8	—	Ecrou	4	A33
7	—	Rondelle	4	Adx
6	RP102	Tige	1	42C2
5	RS111	Presse garniture	2	A48M
4	RS110	Garniture 4x4	2	tr. inox formant
3	RP101	Couvercle	1	A48M
2	RS108	Joint d'étanchéité	1	Carton d'inson
1	RS101	Corps	1	A48M
Rp	N dessin	Désignation	Nb	Mat

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

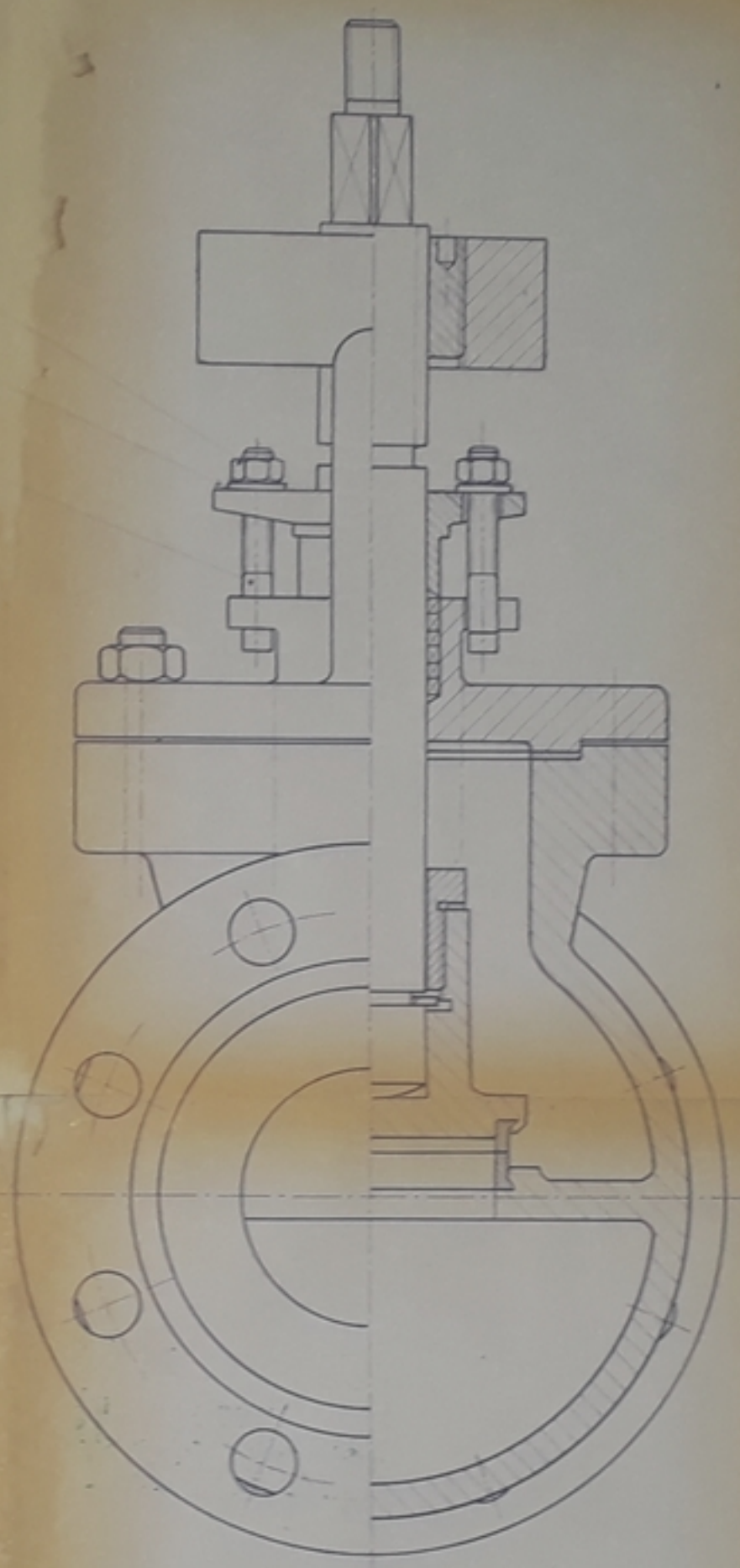
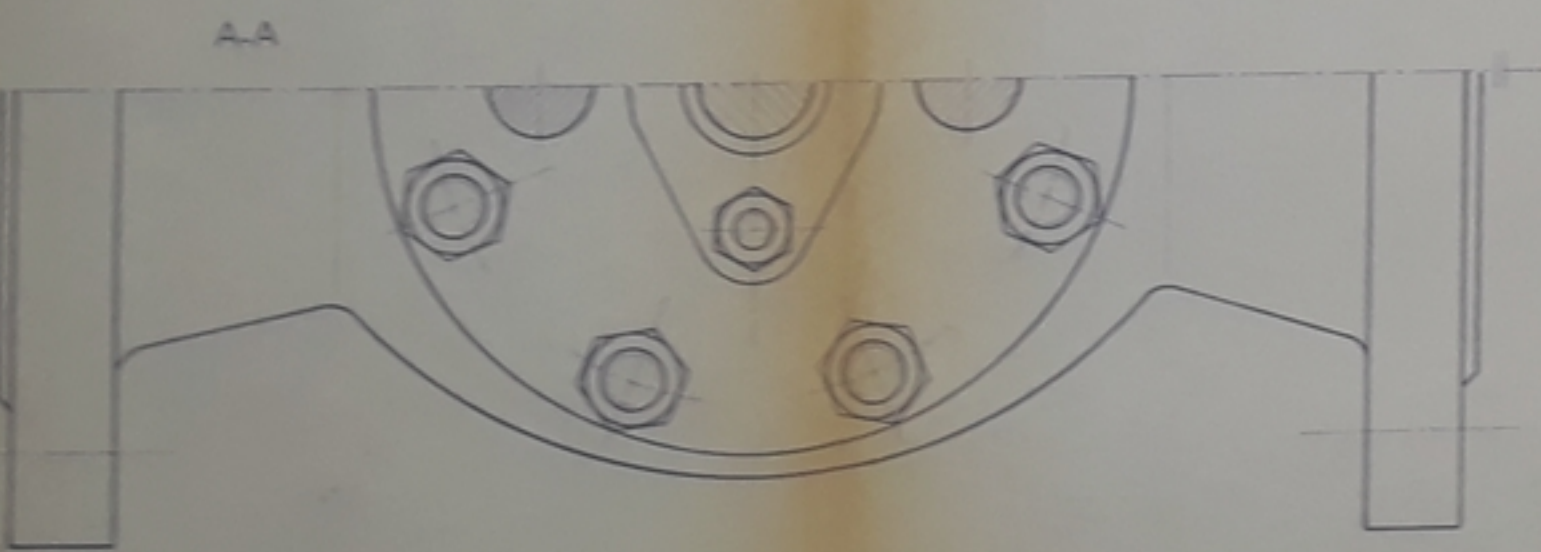
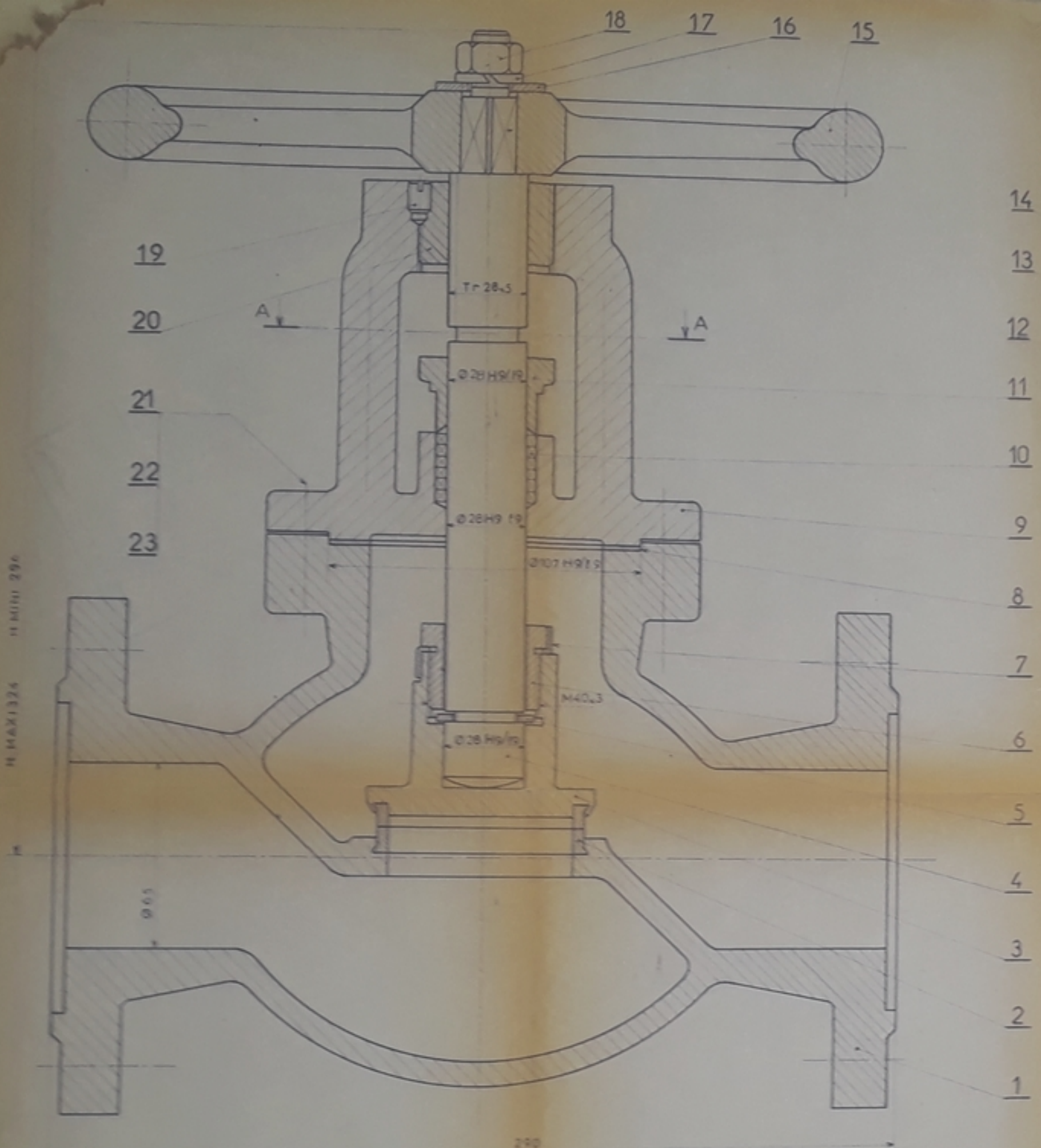
Echelle: Masse: ROBINET A SOUPE A COMMANDE HYDRAULIQUE

Etudiant: Bilek Spiridouov

Prof.:

Département de Mécanique

BIBLIOTHEQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



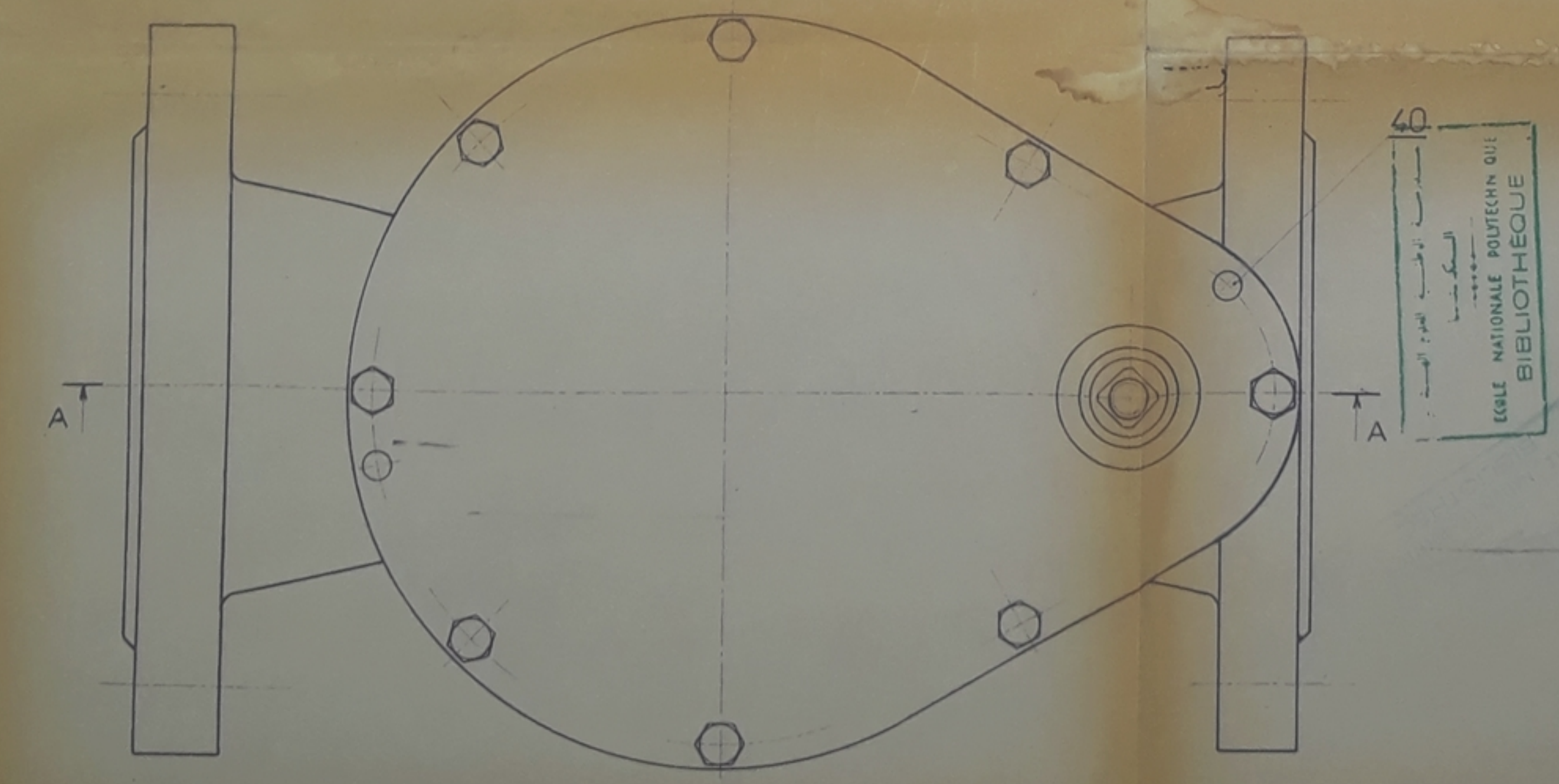
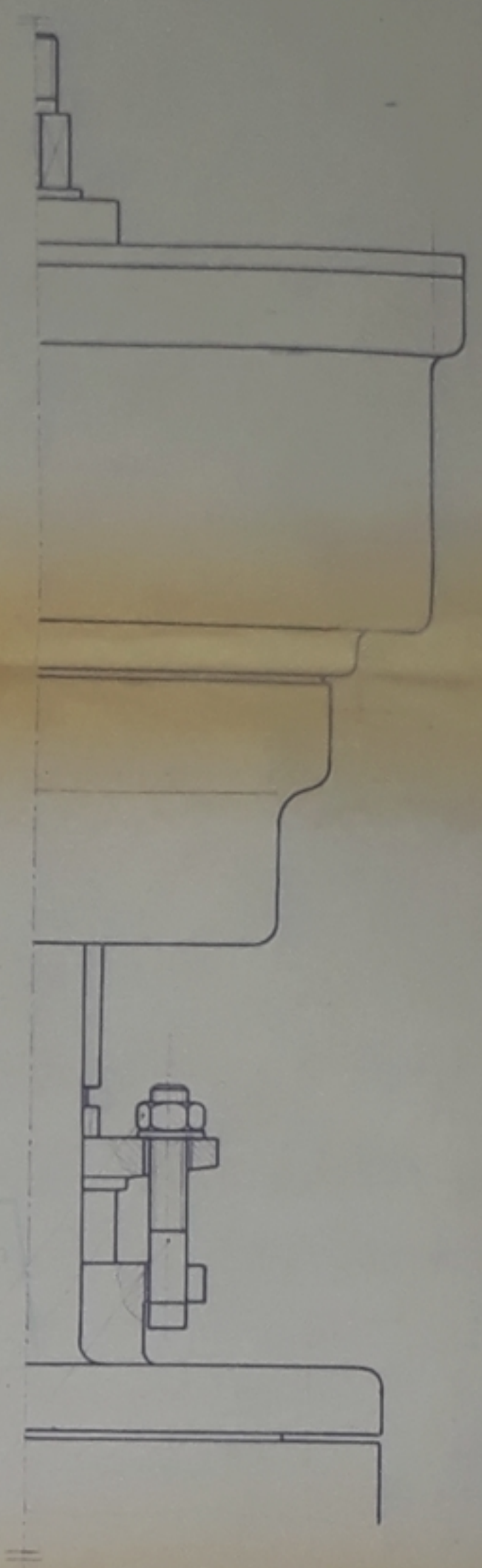
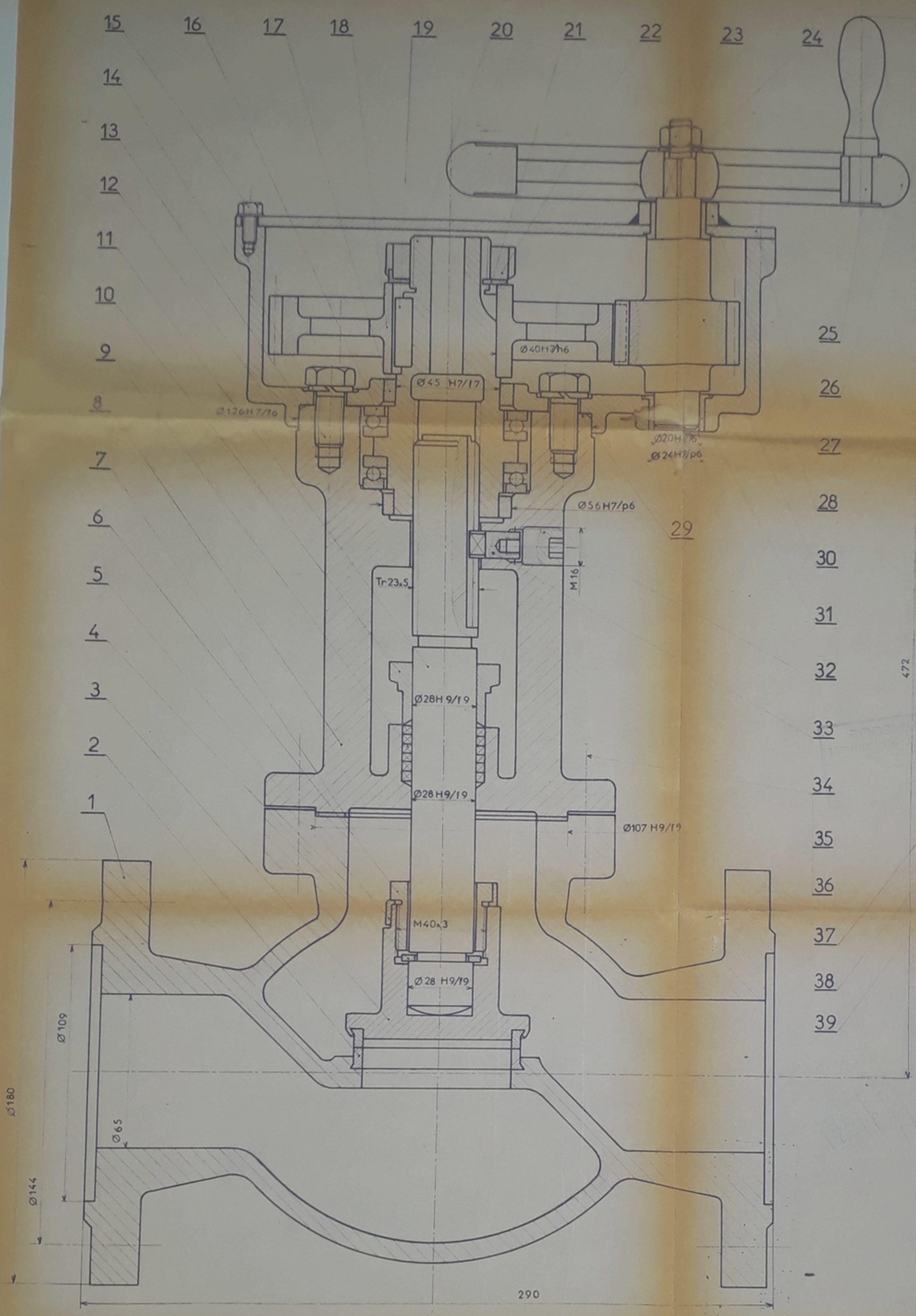
PM00382
-5-

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

23	—	Rondelle wt2	8	XC45	NFE2701
22	—	Ecrou	8	XC45	NFE2701
21	—	Goujon M12.5x24 N	8	XC45	NFE2701
20	RS113	Ecrou	1	CuSn	
19	—	Vis de blocage	1	Adx	NFE2701
18	—	Ecrou	1	A33	NFE2701
17	—	Rondelle wt4	1	XC45	NFE2701
16	—	Rondelle	1	Adx	NFE2701
15	—	Volant	1	FGS	GOS
14	—	Ecrou	2	A33	NFE2701
13	—	Rondelle	2	Adx	NFE2701
12	RS112	Boulon M8	2	A33	
11	RS111	Presse garniture	1	A48M	
10	RS110	Garniture	1	Presse garniture	
9	RS109	Couvercle	1	A48M	
8	RS108	Joint d'étanchéité	1	Coussin	
7	RS107	Plaque arrêtoire	1	Adx	
6	RS106	Ecrou	1	A33	
5	RS105	Demi bague	2	A48	
4	RS104	Tige	1	4201	
3	RS103	Soupape	1	A48M	
2	RS102	Bague d'étanchéité	2	CuSn	
1	RS101	Corps	1	A48M	

APRES MONTAGE PAR MATAGE DE LA BAGUE 2 SUR LE CORPS 1 ON ALESE AU DIAMETRE $\varnothing 65$

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		ROBINET A SOUPE		ENP	
Échelle	1	ROBINET A		ENP	Départ
Étudiant	Bilek	SOUPE			
Prof.	Spindounov				



PM00382
-6-

40	RE112	Goupille		Adx	
39	RS112	Boulon M 8	2	A33	
		Rondelle	2	Adx	NFE27611
37		Ecrou Hu M 8	2	A33	NFE27411
36		Ecrou	8	XC45	NFE27411
35		Rondelle	8	Adx	NFE27611
34		Gou Jon. M12-55/24 N	8	XC45	NFE27241
33	RE111	Guide	1	A33	
32	RE110	Bouchon	1	Adx	
31		Coussinet CT 20.24.28	2	CuSn16	
30	RE109	Pignon	1	AC42	
29	RE108	Cale de réglage		Adx	
28	RE107	Palier	1	A33	
27	RE106	Couvre boîtié	1	A48M	
26		Volant C de 200	1	FGS	NFE211
25		Poignée fixe de 10	1	Adx	NFE211
24		Rondelle U serie Z	1	Adx	NFE211
23		Ecrou Hh M10	1	A33	NFE211
22		Ecrou SKF	1		NFE211
21		Rondelle	1	Adx	NFE211
20	RE105	Ecrou	1	Cu Sn	
19		Clavette // A 10.8 30	1	A33	NFE211
18	RE104			A42	
17		Coussinet CT 4556.10	2		
16		50 T11XE			
15		Vis	8	Adx	NFE211
14		Rondelle w12		XC65	NFE211
13		Vis H M12x1,75		A33	NFE211
12	RE103	Boîtié	1	A48M	
11	RE102	Tige	1	42c2	
10	RS111	Presse garniture	1	A48M	
9	RS110	Garniture d'étanchéité	1	Tresses d'amiante	section
8	RE101	Couvercle	1	A48M	
7	RS108	Joint d'étanchéité	1	Carton damiant	Epaisseur 2
6	RS106	Ecrou	1	A33	
5	RS107	Plaque arrêtoire	1	Adx	
4	RS105	Demi bague	2	A48	
3	RS103	Soupape	1	A48M	
2	RS102	Bague d'étanchéité	2	Cu.Sn	
1	RS101	Corps	1	A48M	

40
 المكتبة الوطنية
 POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

Handwritten text in blue ink, possibly a list or index, with some illegible characters and symbols.

Handwritten text in blue ink, appearing to be a list or index with vertical lines and symbols.

Handwritten text in blue ink, possibly a list or index, with some illegible characters and symbols.