

UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES D'ALGER

10/80

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

2/26

الدراسة الوطنية للعلوم الهندسية

PROJET DE FIN D'ETUDES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHEQUE

VERIN
HYDRAULIQUE

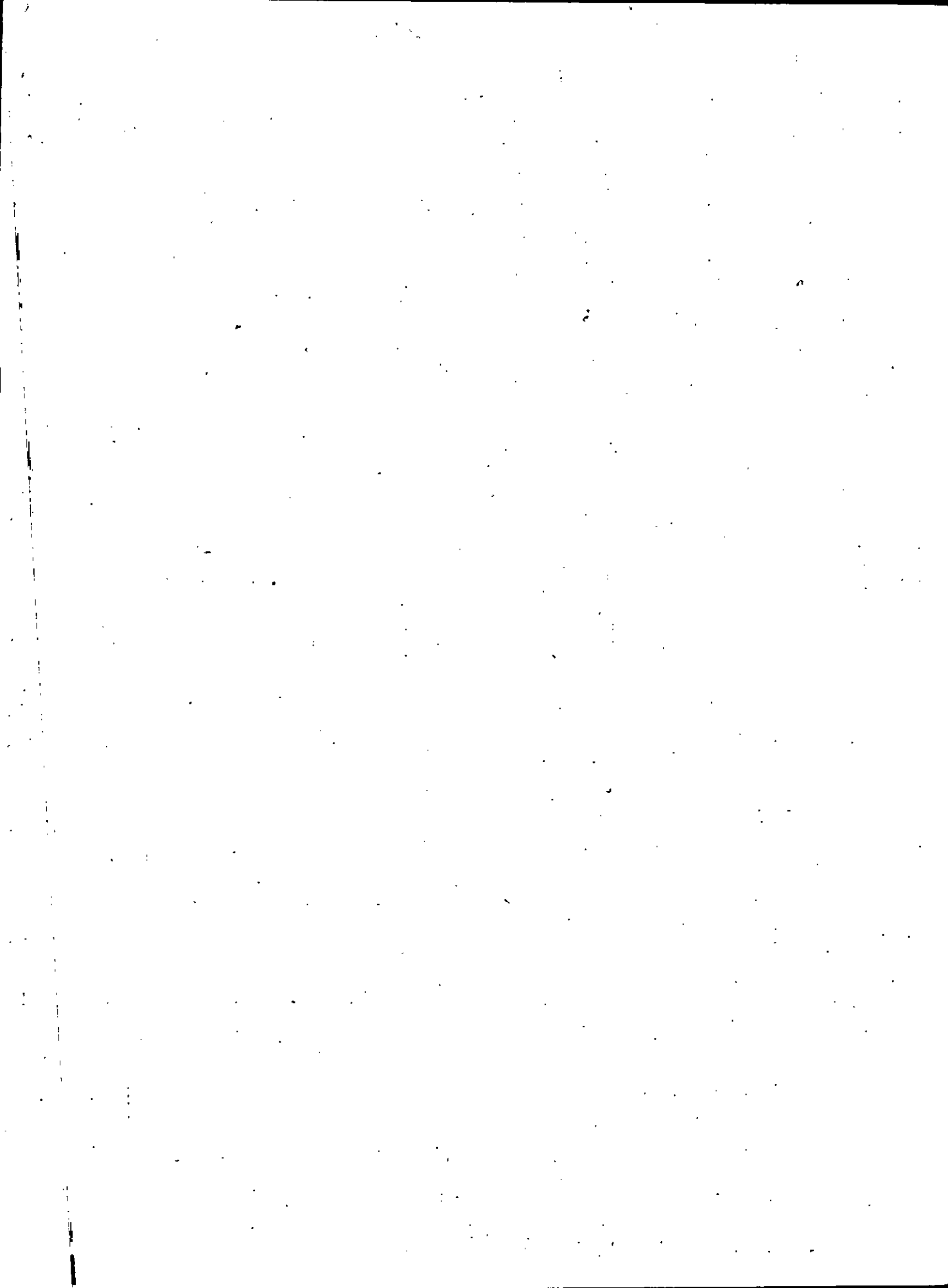
PROMOTEUR:

-J.P. PIEROZAK

ETUDIANT:

-F. LEBBAD

PROMOTION JANVIER 1980



A mes parents, qui ont consenti tant d'efforts
et de sacrifices.

A mes amis, à tous ceux qui me sont chers.

A mon ami Amor NAIT-MESSIANE, ensemble nous
avons traversé une période très difficile.

Je dédie cet humble projet de fin d'études.

Je remercie vivement tous les professeurs qui ont contribué à ma formation, et toutes les personnes qui ont participé à la réalisation pratique de ce travail.

Ma gratitude va à : Monsieur PIEROZAK pour son aide, ses critiques constructives, et le suivi l'étude.

S O M M A I R E

<u>CHAPITRE I : GENERALITES</u>	page
<u>I.1 - Fonction des vérins :</u>	I
<u>I.2 - Principe de construction :</u>	I
<u>I.3 - Agents moteurs :</u>	I
<u>I.3.1 - Fluides sous pression</u>	I
<u>I.3.2 - Forces musculaires</u>	I
<u>I.3.3 - Moteurs à combustion interne ou électrique</u>	2
<u>I.4 - Différents types de vérins :</u>	2
<u>I.4.1 - Vérin à pompe séparée</u>	2
<u>I.4.2 - La pompe incorporée (monobloc)</u>	4
 <u>CHAPITRE 2 : ETUDE</u>	
<u>2.1 - Introduction :</u>	5
<u>2.2 - Données de l'étude :</u>	5
<u>2.2.1 - Caractéristiques:</u>	5
<u>2.2.2 - Détermination de la pression limite :</u>	5
<u>2.3 - Schéma de principe :</u>	7
<u>2.4 - Fonctionnement de l'appareil :</u>	8
 <u>CHAPITRE 3 : ETUDE ET DIMENSIONNEMENT</u>	
<u>3.1 - Ensemble piston cylindres</u>	9
<u>3.1.1 - Le cylindre :</u>	9
<u>3.1.2 - Le piston :</u>	I2

3.1.2.a - Caractéristiques de la vis et l'écrou.	I3
3.1.2.b - Condition d'auto-freinage.	I4
3.1.2.c - Condition de résistance et choix du matériau.	I5
<u>3.1.3 - Etanchéité.</u>	I7
<u>3.1.4 - Tête du piston.</u>	I7
<u>3.2 - Pompe à pression :</u>	I9
<u>3.2.1 - Pompe haute pression.</u>	I9
3.2.1.a - Détermination du diamètre et de la force nécessaire à appliquer sur le piston.	I9
3.2.1.b - Détermination de l'épaisseur limite du corps de pompe.	21
3.2.1.c - Détermination de la course du piston	22
3.2.1.d - Choix du matériau du piston haute pression	23
3.2.1.e - Etanchéité entre le corps de pompe et le piston.	23
3.2.1.f - Calcul du ressort de rappel :	24
<u>3.2.2 - Pompe basse pression :</u>	25
3.2.2.1 - Diamètre du piston.	25
3.2.2.2 - Détermination de la force à appliquer sur le piston.	
3.2.2.2.a - Force manuelle à exercer sur le volant de l'excentrique.	-
3.2.2.2.b - Choix du matériau de tige de l'excen - trique.	29
3.2.2.2.c - Calcul du ressort de rappel.	31
3.2.2.3 - Etanchéité du piston basse pression.	32
<u>3.3 - Système de commande manuel de la pompe haute pression</u>	33
<u>3.3.1 - Choix du système et détermination des forces</u>	33

<u>3.3.2 - Dimensionnement des leviers I et 2 :</u>	36
<u>3.3.2.I - Leviers I</u>	36
3.3.2.I.a - Section dangereuse.	37
3.3.2.I.b - Dimensionnement de l'axe A.	38
3.3.2.I.c - Vérification de la pression de contact entre le levier I et le poussoir.	39
<u>3.3.2.2 - Dimensionnement du levier 2</u>	41
3.3.2.2.a - Dimensionnement de l'axe B.	42
3.3.2.2.b - Vérification section dangereuse.	43
3.3.2.2.c - Vérification de la pression de contact entre le levier I et levier 2	45
<u>3.4 - Dimensionnement du système de maintien des leviers</u>	
<u>3.4.I - La chape tournante :</u>	47
3.4.I.a - Détermination de la section la plus sollicitée.	48
3.4.I.b - Calcul des paliers	50
3.4.I.c - Vérification des paliers à la traction et au cisaillement.	51
<u>3.4.2 - Le couvercle</u>	52
<u>3.5 - Dimensionnement du réservoir :</u>	53
<u>3.6 - Étanchéité entre la pompe à pression et le vérin</u>	54
<u>3.6.I - Choix des joints :</u>	54
<u>3.6.2 - Effort à exercer sur les vis pour assurer l'étanchéité:</u>	55

CHAPITRE 4 - HUILE, NOMBRE D'IMPULSIONS CONCLUSION

4.1 - Choix du fluide	59
4.2 - Nombre d'impulsions	59
4.3 - Conclusion.	61

BIBLIOGRAPHIE

I.1. Fonction des Verins :

Les verins constituent une classe particulière ~~pour~~ les appareils de levage. Ils agissent par poussée sur la charge, alors qu'en général le déplacement d'une charge est obtenu par traction sur un lien.

Les vérins n'assurent de ce fait qu'une faible course de la charge soulevée : (10 - 300 mm).

Les masses à déplacer varient de (10 à 500 t).

Leurs rôles principaux sont le calage et le réglage de charges importantes. (Poutres d'un pont, navires, travaux publics aciéries etc...).

I.2. Principe de construction :

Les vérins doivent être maniables, donc légers et de faible encombrement, malgré l'importance de la masse à déplacer, plusieurs milliers de Kilogrammes.

Les contraintes, les pressions de contacts donc l'usure sont élevées, on conçoit alors l'importance des matériaux à utiliser :

I.3. Agents moteurs :

I.3.1. Fluides sous pression :

Dans un vérin hydraulique, le fluide moteur est de l'eau ou de l'huile, mais l'eau n'est presque plus employée dans les Appareils de levage.

Notons enfin, que le fluide n'est ici qu'un intermédiaire, la pompe est actionnée à la main ou bien par un moteur.

I.3.2. Forces musculaires :

Nous avons vu que l'huile sous pression n'était qu'un organe intermédiaire, alors nous aurons à utiliser une pompe manuelle.

Les appareils à bras se justifient dans les suivants.

1.3.2.a : Service discontinue, emploi peu fréquent et coût de l'appareil moindre du fait de l'absence de moteur.

1.3.2.b : Défaut total de force motrice ou difficulté d'installation.

1.3.2.c : Maniabilité de l'appareil, or c'est la condition essentielle d'un verin hydraulique.

1.2.3.d : Exemples sur la force musculaire comme agent moteur.

Un homme tirant sur une chaîne pendante exerce un effort de 120 à 150 N avec une vitesse de 0,3 à 0,4 m/s; temporairement 300 à 400 N.

Un homme agissant sur une manivelle, peut exercer un effort de 80 à 100 N, à la vitesse de 20 Tr à 30 Tr/mm, s'il s'agit d'un travail continu. La valeur de ce travail peut être portée à 200 N, s'il s'agit d'un travail de faible durée.

1.3.3. Moteurs à combustion interne ou électriques :

1.3.3.a : Moteurs à combustion interne, utilisés surtout en chantier, à condition que l'approvisionnement en combustible soit aisé.

1.3.3.b : Moteurs électriques : ces derniers sont les plus fréquemment utilisés.

1.4. Différents types de verins :

Il existe deux sortes de type de verins que l'on peut classer de la façon suivante :

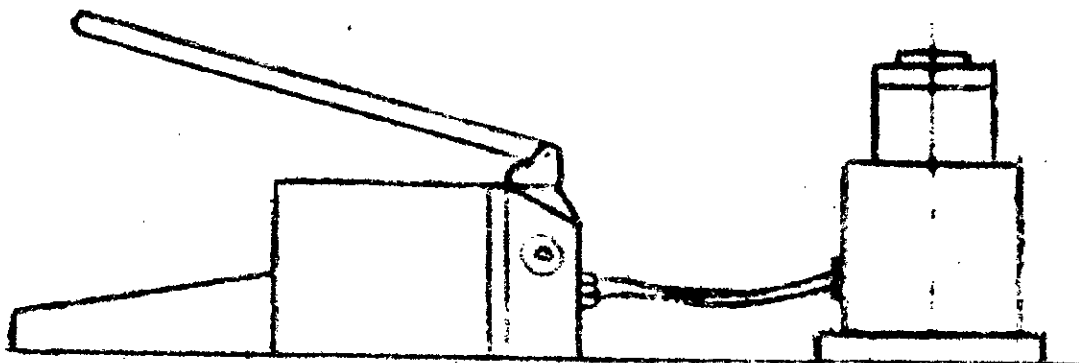
1.4.1. Verins à pompe séparée :

Ces verins sont utilisés pour les poussées en toutes positions, ils sont actionnés par pompes à main, à moteur électrique ou à combustion interne.

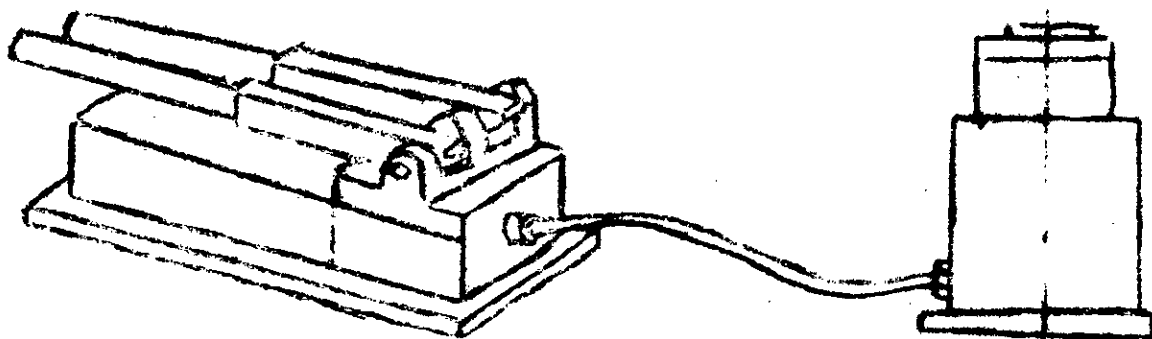
I.4.I.a - Commande manuelle.

Il existe deux sortes :

I seul levier pompage.



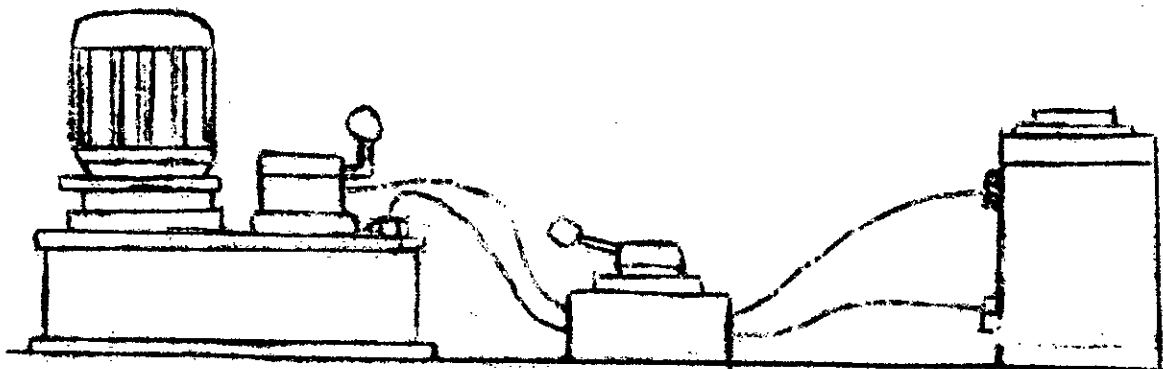
Deux leviers : deux débits parallèles.



Un débit pour moyenne pression pour l'approche rapide de la charge de 0 à 300 bars environ.

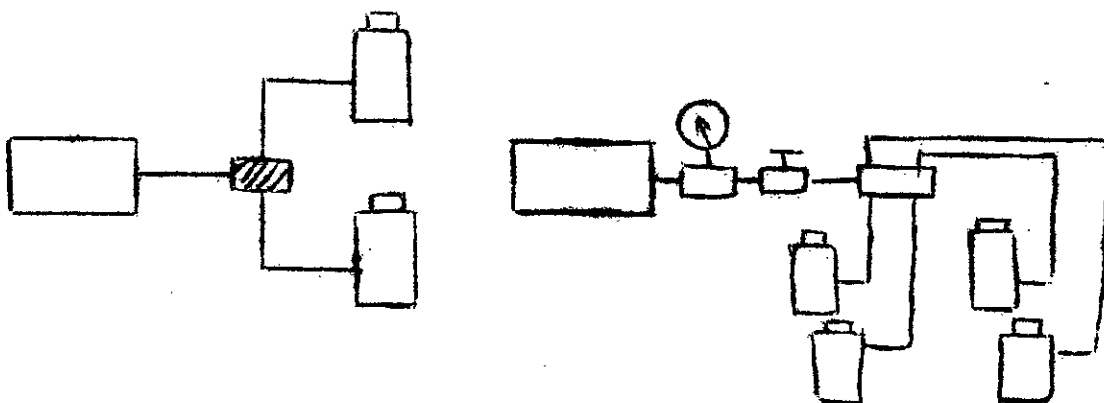
Un débit de haute pression jusqu'à 1 000 bars.

I.4.1.b - Actionnés par moteur électrique :



I.4.1.c - Mode d'application :

- Alimentation d'un seul ou plusieurs verins.
- Distribution en T, croix etc...



I.4.2. A pompe incorporée (monobloc).:

Ce genre de verin est essentiellement utilisé pour le levage. Appareil très maniable, léger (≈ 70 kg) et surtout peut couteux. Il est surtout utilisé en service discontinu, emploi peu fréquent pas de préparation ou de montage à faire donc pas d'attente inutile pas d'organe intermédiaire (canalisation etc). Les verins monoblocs sont munis de levier orientable, donc la manœuvre est possible quels que soient les formes et l'encombrement de la charge à soulever.

CHAPITRE II - ETUDE

2.1. Introduction.:

Le sujet de ce projet, sera l'étude d'un vérin hydraulique "monobloc", c'est à dire à pompe incorporée, et à levier orientable.

L'étude portera sur l'établissement du plan d'ensemble avec mémoire justificatif des solutions, dimensions, matériaux adaptés et des plans de définition :

2.2. Données de l'étude :

2.2.1. Caractéristiques :

Le vérin que l'on aura à étudier aura les caractéristiques suivantes.

- Course du vérin $H = 160$ mm

- Puissance = 75000 kilogrammes (75 t)

Nous aurons donc une charge à soulever de :

$Q = Mg$ avec $M =$ Masse à soulever

$Q = 75000 \times 9,81 = 735750$ N

Nous ferons notre étude avec charge de :

$Q = 750000 = 750$ KN (75t).

2.2.2 - Détermination de la pression limite on a la pression :

$P = \frac{Q}{S}$ avec $Q =$ charge (d a N)

$S =$ aire du piston du vérin (cm^2)

$P =$ Pression ($\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$) (bars)

On a $S = \frac{\pi D^2}{4}$ avec $D = \varnothing$ du piston (CM) ou mm suivant les calculs.

Pour notre verin on adoptera un diamètre tel que :

$$D = 12 \text{ cm.}$$

Pour avoir une pression admissible et une petite course du piston de la pompe à pression.

$$P = \frac{Q}{S} = \frac{75000}{\frac{M \cdot (12)^2}{4}} = 663,14 \quad \begin{matrix} (\text{daN}) \\ (\text{cm}^2) \end{matrix}$$

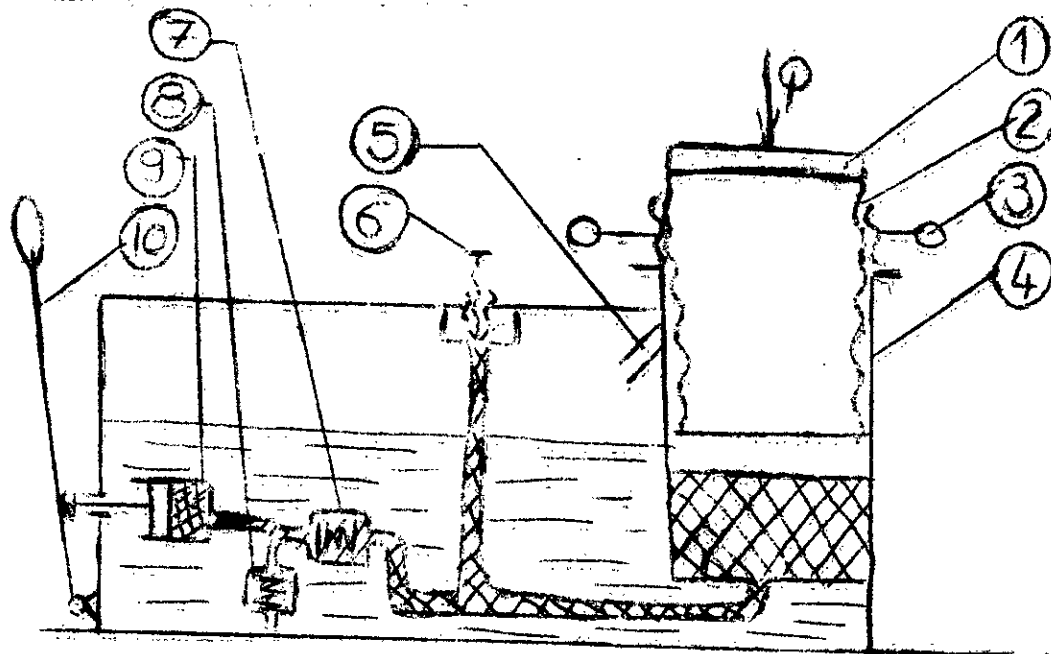
Nous adopterons pour nos calculs :

$$P = 664 \quad \begin{matrix} (\text{da N}) \\ (\text{cm}^2) \end{matrix}, \quad (P = 664 \text{ bars })$$

Du bien :

$$P = 6,64 \quad \begin{matrix} (\text{daN}) \\ (\text{mm}^2) \end{matrix}$$

2.3. - Schema de Principe :



- (1) - Tête du piston du verin.
- (2) - Filetage de la vis de sécurité.
- (3) - Erou de sécurité.
- (4) - Cyclindre du verin.
- (5) - Orifice de limitation de la course du verin.
- (6) - Pointeau de descente.
- (7) - Clapet d'aspiration.
- (8) - Clapet de refoulement.
- (9) - Pompe à pression.
- (10) - Levier de commande manuel.

2.4 - Fonctionnement de l'appareil.:

2.4.a - Le Levage :

Sous l'action du levier un petit volume est comprimé par le piston de la pompe de pression, comme l'huile est un liquide pratiquement incompressible, il s'échappe par le clapet de refoulement vers le pot de presse, où il aboutit sous le piston.

Sous l'effet de la pression, le piston se soulève et agit sur la charge par poussées successives suivant le nombre d'impulsions du levier.

L'aspiration du volume d'huile est produite par la différence de pression ($P_a - P_o$).

avec P_a = pression atmosphérique = 1,013 bar {da $\frac{N}{cm^2}$ }

et P_o : pression sous le Piston ($P_o = 0$).

2.4.b - Le limiteur de course :

En fin de course du piston du verin, un orifice est démasqué dans la parois du Pot de Presse, pour le retour à la bache.

2.5.c - Sécurité :

La charge doit être maintenue en place, malgré le cas éventuel de rupture d'un organe de la pompe ou simplement en cas de fuite de liquide. Ce sera le rôle de l'écrou de sécurité.

2.5.d - Descente de la charge :

Un pointeau de retour commandé à la main supprime la pression intérieure.

CHAPITRE III - ETUDE ET DIMENSIONNEMENT

3.1. Ensemble Piston-Cylindre:

Les données du problème sont :

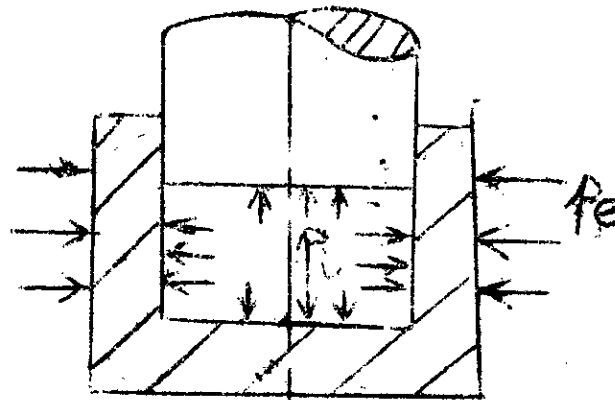
$$Q = 750000 \text{ N} = 75000 \text{ daN.}$$

$$D \text{ (Q du Piston)} = 12 \text{ cm} = 120 \text{ mm}$$

$$P = 664 \text{ daN/cm}^2 = 6,64 \text{ daN/mm}^2$$

3.1.1. - Le cylindre :

Nous avons à traiter le cas suivant pour nos calculs.



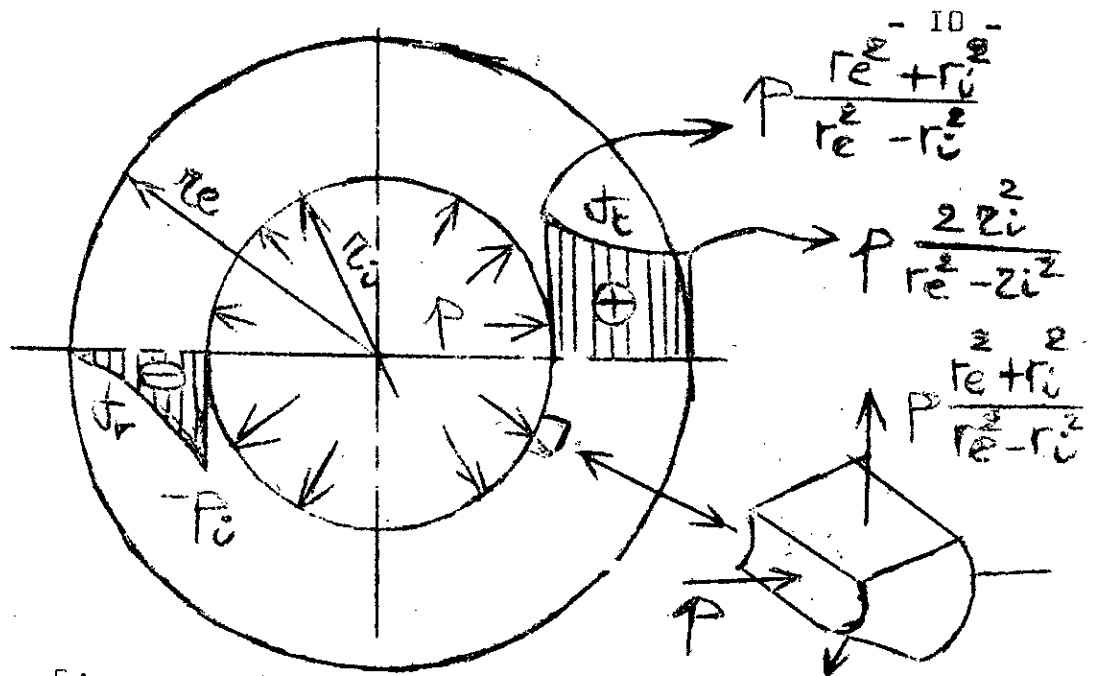
$$\sigma_z = 0 \quad (\sigma_z = \text{contrainte axiale})$$

La pression intérieure est de $p_i = 664 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$

La pression extérieure $p_e =$ pression atmosphérique que l'on peut négliger $= p_e = 0$

on a donc un problème de cylindre à parois épaisses soumis à une pression intérieure $p_i = 664 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$ résolvable par les formules de Lamé.

Si l'on représente les épures de variation des contraintes radiale et circonferentielle, dans l'épaisseur du cylindre soumis à une pression intérieure.



Si on prend un élément du cylindre où les contraintes présentent un maximum, c'est-à-dire à l'intérieur du cylindre.

La contrainte circonférentielle (σ_t) est extensive et la contrainte radiale est compressive. Les formules de Lamé nous donne :

$$\sigma_t (r=r_i) = p \times \frac{r_e^2 + r_i^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_r (r=r_i) = -p$$

La contrainte équivalente :

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = p \times \frac{r_e^2 + r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} - (-p)$$

$$\sigma_{eq} = p \frac{2 r_e^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

$$(r_e^2 - r_i^2) \sigma_{eq} = p \times 2 r_e^2$$

$$r_e^2 (\sigma_{eq} - 2 p) = r_i^2 \sigma_{eq}$$

$$r_e = r_i \sqrt{\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{eq} - 2p}}$$

avec $p = 6,64 \text{ daN/mm}^2$

On a pas de choc ou d'action dynamique, si on choisit un acier de construction non allié d'usage recommandé en mécanique (E01.000) et peut être forgé.

XC25 T.E (trempe à l'eau) = 850°

R_u (revenu) = 550°

avec $R =$ (charge de rupture), $R = 61a78 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

et $R_e = 44 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$ (charge limite elastique)

Si on prend un coefficient de sécurité de $S = 2$

Ce qui nous donnera une résistance pratique de :

$$R_p = \frac{R_e}{S} = \frac{44}{2} = 22 \text{ daN/mm}^2$$

d'où: $r_e = r_i \sqrt{\frac{R_p}{R_p - 2 p}}$

$$r_e = 60 \sqrt{\frac{22}{22 - (2 \times 6,64)}} = 95 \text{ mm}$$

et une épaisseur de $C =$

$e = r_e - r_i$

$e = 95 - 60 = 35 \text{ mm}$

$e = 35 \text{ mm}$

Verification de la contrainte circonferentielle maximum (σ_t)

$$\sigma_t = p \frac{r_e^2 + r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} = 6,64 \frac{(95)^2 + (60)^2}{(95)^2 - (60)^2} = 15,48 \text{ daN}$$

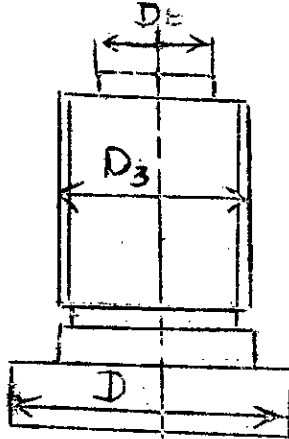
$\sigma_t < R_p.$

3.1.2 . Le piston :

On avait adapté un diamètre du cylindre de :

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

Comme on aura à utiliser un écrou de sécurité, notre piston aura cette forme :



D = diamètre de la section de poussée

D_t = diamètre de tête du piston

D_3 = filetage trapézoïdal

Avec $D = 120 \text{ mm} = 12 \text{ cm}$

Ce qui nous donnera une section de poussée de $S = 113 \text{ cm}^2$

Nous avons affaire à un assemblage vis-écrou fortement sollicité, nous aurons donc à vérifier en plus des contraintes dans le noyau de la vis, les contraintes dans le profil.

Pour notre diamètre $D_3 = 110 \text{ mm}$, nous avons adopté un pas de $p = 6$, qui nous donnera un petit angle d'inclinaison du filet, et aussi un grand nombre de filets utiles (nu).

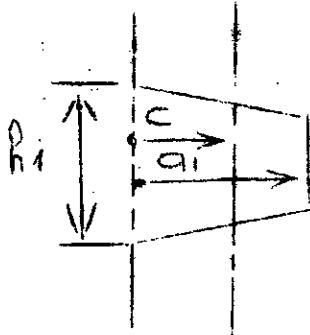
Nous avons choisi un filet trapézoïdal pour sa grande résistance et facilité d'exécution, l'usinage et le centrage dans l'écrou plus facile à réaliser.

La contrainte de comparaison serait de :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_c^2} = \sqrt{(11)^2 + 3 \times (3,1)^2}$$

d'où $\sigma_i = 12,2 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$

- Contrainte dans le profil :



$a_1 = 3,5 \text{ mm}$
 $R_1 = 4 \text{ mm}$
 $C = 2 \text{ mm}$
 $n_u = 12 \text{ filets utiles}$

Le profil travaille comme une poutre encastree de longueur a 1, de hauteur h1 à l'encastrement et de largeur nu πd_1

Les efforts dans la section intérieure du profil seront :

- Effort tranchant $T = \int p \, dA \approx Pa$ avec $Pa = Q = 75000 \text{ daN}$
- Moment fléchissant $M = C \times Pa = C \times Q$

Les contraintes seront donc

- au cisaillement :

$$\tau_c = \frac{Q}{n u h_1 \pi d_1}$$

$$\tau_c = \frac{75000}{12 \times 4 \times \pi \times 93}$$

$$\tau_c = 5,35 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

- A la flexion :

$$\sigma_{fl} = \frac{6 M_f}{n u h_1^2 \pi d_1} = \frac{6 \times C \times Q}{n u h_1^2 \pi d_1} = \frac{6 \times 2 \times 75000}{12 \times (4)^2 \times \pi \times 93}$$

$$\sigma_{fl} = 16 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

Les contraintes agissant sur la vis seront donc :

$$\sigma_i = 12,2 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$\sigma_c = 5,35 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$\sigma_{r1} = 16 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)$$

On choisira donc un acier de

$R_p > f_1$. Soit XC48 recuit 840-870°

Re = (résistance limite élastique) $Re = 37 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)$

3.1.3. Étanchéité :

L'étanchéité entre le piston et le cylindre se fera par un joint en (U), le matériau sera de l'hydrofit, matière qui résiste à des pressions de $10 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)$ (1000 bar).

Le joint sera fixé sur le piston à l'aide d'un écraou et d'une bagu perforée sur sa périphérie pour permettre à la pression d'appuyer les lèvres sur la pièce frottante et le joint sur son appui.

Les ajustements pour le cylindre et le piston, seraient pour un assemblage glissant (H6 - g 5)

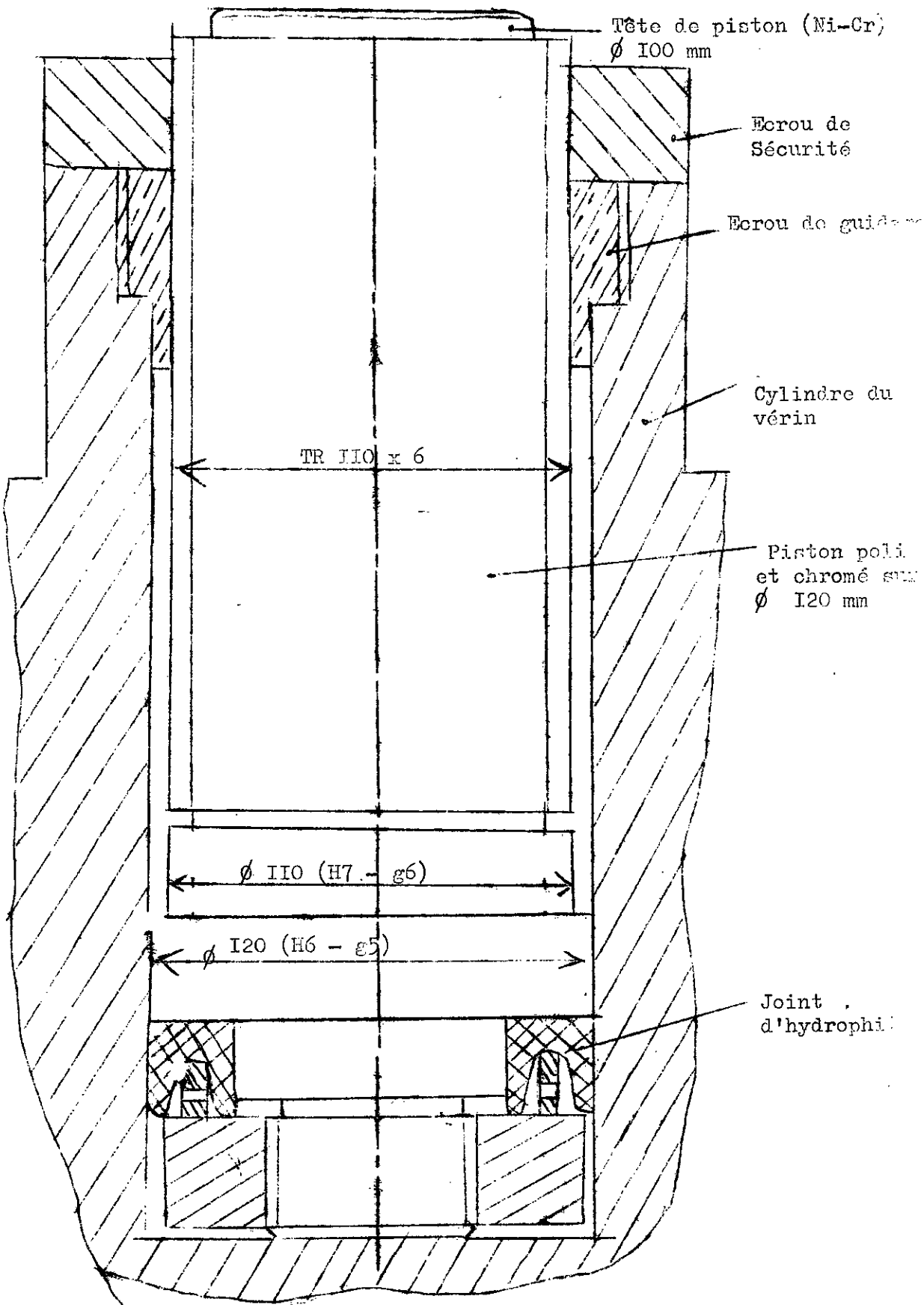
La parois intérieure du cylindre serait polie ainsi que le piston sur le diamètre de 120 mm.

Pour augmenter la dureté superficielle du piston on fera une chromisation sur le diamètre 120 mm.

3.1.4. Tête du Piston :

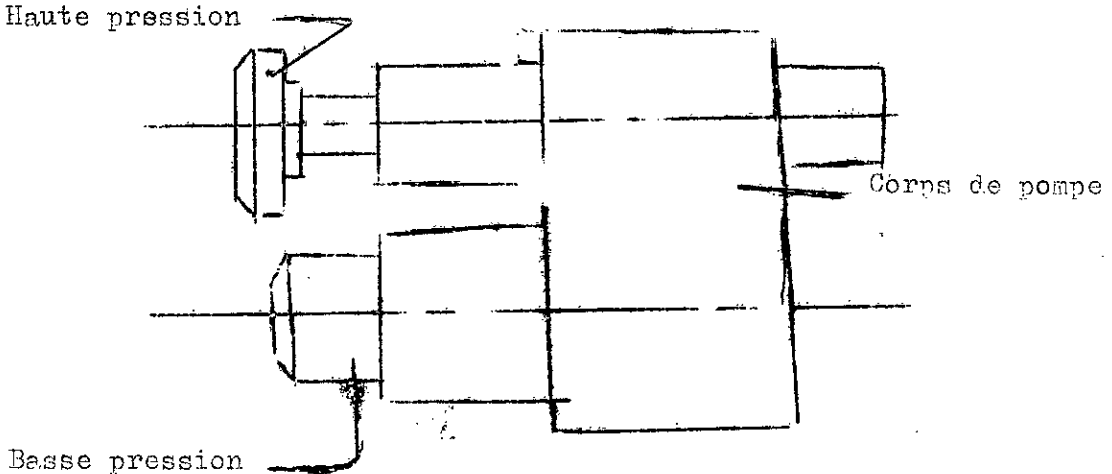
Comme la tête sera en contact avec la charge, l'usure sera élevée. alors on choisira comme matériau, un acier au (Ni - Cr) qui sera cémenté.

Pour éviter le glissement de la charge, la tête du piston sera Str



3.2. Pompe à pression :

La pompe d'alimentation d'huile, sera à double débit. Pour cela, nous aurons à utiliser deux piston dans un seul corps de pompe, un pour la "basse pression" (avance rapide), l'autre pour la "haute pression" (avance de tra



3.2.1. Pompe à haute pression :

3.2.1.a. Détermination du diamètre et de la force nécessaire à appliquer sur le piston :

A la limite la pression sera de :

$$p = 664 \text{ bars} = 6640 \left(\frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \right)$$

Comme la pression sera identique dans tous les ponts :

$$\text{-- Dans le pot de presse : } p_1 = \frac{Q}{S}$$

$$\text{-- Dans la pompe : } p_2 = \frac{F}{s}$$

avec Q = charge

S = aire du Piston du vérin

F = Force à appliquer sur le piston haute pression

s = Aire du piston Haute pression

On a donc :

$$p_1 = p_2$$

$$\frac{Q}{S} = \frac{F}{s} \quad \frac{Q}{F} = \frac{S}{s} = R$$

Si on veut une réduction de la force telle que :

$$R = \frac{Q}{F} = \frac{S}{s} = 80$$

Ce qui nous donnera une force de :

$$R = \frac{Q}{80} = \frac{750000}{80} = 9375 \text{ N}$$

Du rapport des aires on peut déduire le diamètre du piston de la pression :

$$\frac{S}{s} = 80 \quad s = \frac{S}{80}$$

$$\text{Avec } s = \frac{S}{80} = \frac{\pi D^2}{4 \times 80} = \frac{\pi (120)^2}{4 \times 80} = 141,4 \text{ mm}^2$$

$$\text{Comme } s = \frac{\pi d^2}{4} \text{ ou tire } d = \sqrt{\frac{4s}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 141,4}{\pi}} = 13,41 \text{ mm}$$

On adoptera un diamètre de la pompe de pression de :

$$\underline{\underline{d = 14 \text{ mm}}}$$

Avec ce diamètre la force que l'on aura réellement à exercer pour obtenir la pression limitée $p = 6640 \text{ (N/cm}^2\text{)}$ sera de :

$$F = p \times s$$

$$F = 6640 \times \frac{\pi (1,4)^2}{4} = 10221,4 \text{ N}$$

On prendra pour la suite de nos calculs $\underline{\underline{F = 10222 \text{ N}}}$

A cette force si l'on ajoute une petite force F_{fr} , qui serait utilisé pour vaincre les frottements et la poussée des ressorts, force que l'on adoptera à $F_{fr} = 210 \text{ N}$ soit 200 N pour les frottements et le ressort.

de rappel, et 10 N pour la bille du clapet.

Donc la force à appliquer sur le piston sera de :

$$F = 10222 + 210$$

$$F = 10432 \text{ N}$$

3.2.1. b - Détermination de l'épaisseur limite du corps de pompe:

L'épaisseur du corps de pompe sera calculée avec la formule " LAMÉ " pour les cylindres à parois épaisses.

On a vu que :

$$re = ri \sqrt{\frac{\sigma_e}{\sigma_e - 2p}} = ri \sqrt{\frac{Rp}{Rp - 2p}}$$

Avec :

re = rayon extérieur du cylindre

ri = rayon intérieur du cylindre

Rp = résistance pratique

p = pression limite

Si l'on adopte un acier du même type que celui du cylindre du vérin, qu'il sera matricé et foré parce que l'on a de petites dimensions et une haute pression.

X C 25 avec :

R = charge de rupture : R = 61 à 78 $\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

Re = charge limite élastique : Re = 44 $\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

Avec un coefficient de sécurité de 2

$$Rp = \frac{Re}{2} = \frac{44}{2}, \quad Rp = 22 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$d'où re = ri \sqrt{\frac{Rp}{Rp - (2p)}}$$

$$r_i = 7 \text{ mm}$$

$$R_p = 120 \text{ mm}$$

$$p = 66,4 \frac{(N)}{(mm^2)}$$

$$r_e = 7 \sqrt{\frac{220}{220 - (2 \times 66,4)}}$$

$$r_e = 11,11 \text{ mm}$$

$$r_e = 12 \text{ mm}$$

Ce qui nous donnera une épaisseur de :

$$e = r_e - r_i$$

$$e = 12 - 7 \text{ soit } e = 5 \text{ mm}$$

On adoptera pour la réalisation de la pompe une épaisseur supérieure à celle-ci.

3.2.1.c - Détermination de la course du piston

Comme le vérin, pendant la course de travail doit déplacer la charge de 0,2 mm à chaque impulsion, vu que le vérin est surtout utilisé pour le réglage des charges

Donc à chaque coup on doit introduire un certain volume v tel que :

$$v = S \times h = s \times C \text{ où}$$

S = Aire de poussée du vérin

s = Aire du piston de la pompe

h = déplacement / coup du piston du vérin.

C = course du piston de la pompe .

Ce qui nous donne :

$$C = \frac{S \times h}{s} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} \times 0,2}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{D^2}{d^2} \times 0,2$$

$$C = \frac{(120)^2}{(14)^2} \times 0,2 \quad C = 14,69$$

On prendra. $C = 15 \text{ mm}$

3.2.I.d - Choix du matériau du piston haute pression =

Le piston sera en acier au nickelchrome, matériau qui présente une grande dureté, bonne trempabilité, aptitude à la cémentation, et surtout une limite d'endurance élevée ainsi qu'à la déformation à froid.

IO NC6

T. H (trempe à l'huile) : 875° C

Ru (Revenu) : 200° C

$$Re = 61,5 \left(\frac{daN}{mm^2} \right)$$

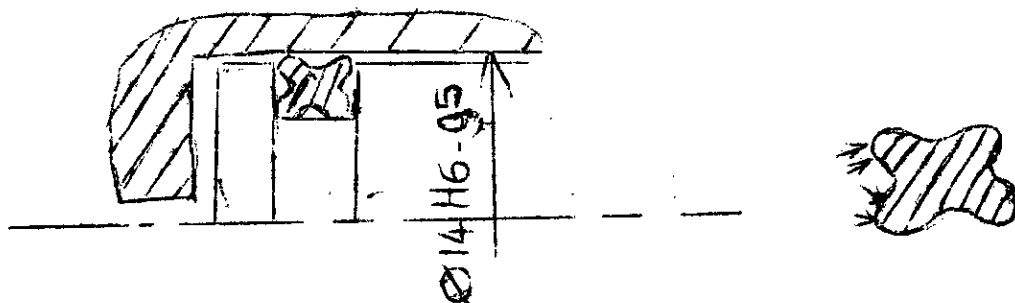
3.2.I.e - Etanchéité entre le corps de pompe et le piston :

On adoptera pour le piston de la pompe, un joint " d'hydrofit ", matériau qui résiste à des pressions jusqu'à 10 daN /mm² pour les huiles minérales.

On adoptera la forme " quadring ", qui présente une usure réduite, absence de torsion, pour éviter l'extrusion du joint.

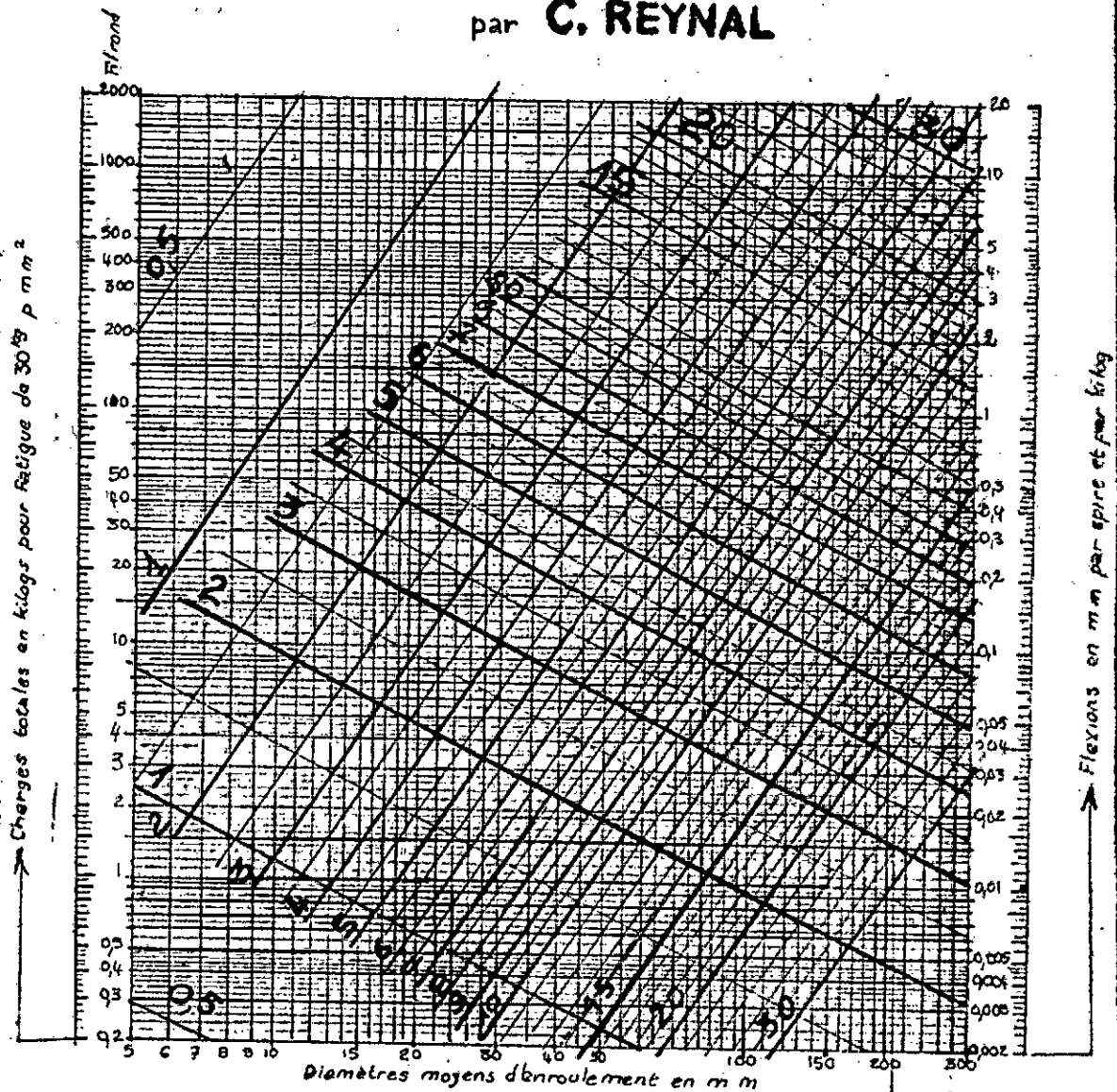
Ce sera la pression du fluide lui même qui appliquera les lèvres du joint sur les parois du cylindre et du piston.

On fera un montage cinétique, et les parois du cylindre et du piston seront polies, les ajustements seront (H 6 - g 5)



Ressorts en hélice cylindrique ou ressorts à boudin

par C. REYNAL



GRAPHIQUE N° 5. — Charge totale et flexibilité par spire pour ressorts d. fil rond

Les charges sont déterminées par le point de rencontre de l'oblique inclinée à gauche marquée du diamètre du fil et de la verticale marquée du diamètre moyen d'enroulement

Les flexions sont déterminées par le point de rencontre de l'oblique inclinée à droite marquée du diamètre du fil et de la verticale marquée du diamètre moyen d'enroulement

3.2.I.f. Calcul du ressort de rappel :

Pour dimensionner le ressort de rappel de la pompe haute pression on se basera sur la méthode de calcul par (C. REYNAL).

On a pour données :

P = charge normal pour une fatigue de $30 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right)$ P = 20 Kg.

Dm = diamètre moyen d'enroulement

Dm = 40 mm.

de ces 2 données, on tire du graphe n°5 le diamètre du fil à utiliser, so
d = 4 mm et une flexion par spire et par Kg de f = 0,24 mm.

Comme on veut une flexion totale sous la charge de 20 Kg de
F = 15 mm, ce qui nous donnera une flexibilité totale % de Kg de ft =

$$ft = \frac{100 \times 15}{20} = 75 \text{ mm}$$

d'où le nombre de spires utiles :

$$n = \frac{75}{0,24 \times 100} = 3,125$$

On prendra : 4 spires utiles

La flexion par spire sous la charge normale sera :

$$0,24 \times 20 = 4,8 \text{ mm}$$

Pour permettre une charge à bloc que nous fixerons au double de celle ci dessus et correspondant à une fatigue de 60 Kg/mm² la flexion par spire sera doublée.

La flexion sous cette charge donnant la compression à bloc sera

$$2 \times 4,8 \times 4 = 38,4 \text{ mm}$$

On a la hauteur théorique

$$H_t = d \times n = 4 \times 4 = 16 \text{ mm}$$

Hauteur libre théorique :

$$H = 38,4 + 16 = 54,4 \quad 54 \text{ mm.}$$

$$\text{Pas de fabrication : } p = \frac{H}{n} = \frac{54}{4} = 13,5 \text{ mm}$$

Hauteur réelle pratique :

$$H = H + I \text{ à } 1,5 d$$

$$H = 54 + (1,5 \times 4) = 60 \text{ mm}$$

3.2.2. Pompe basse pression :

La basse pression sera obtenue par un piston qui sera logé dans le même corps de pompe que celui de la haute pression .

Ce piston servira à l'obtention de l'avance rapide.

3.2.2.I. Diamètre du piston :

Si nous adoptons la même course que celui du piston de la haute pression et que nous voulons une avance rapide de l'ordre de $h_I = 1 \text{ mm/coup}$ nous aurons un diamètre du piston tel que :

$$S_I \times C = S \times h_I$$

Avec :

S_I = Aire du piston basse pression

S = Aire du piston du vérin

C = Course du piston

h_I = avance rapide

Avec :

$$C = 15 \text{ mm}, h_I = 1 \text{ mm}, D = 120 \text{ mm}$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (120)^2}{4}$$

d'où :

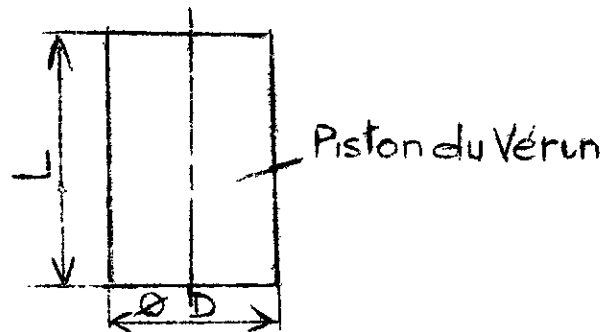
$$S_I = \frac{S h_I}{C} = \frac{\pi (120)^2 \times 1}{4 \times 15} = 754 \text{ mm}^2$$

$$\text{Comme : } S_I = \frac{\pi d_I^2}{4}$$

$$\text{On tire } d_I = \sqrt{\frac{4 S_I}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 754}{\pi}}$$

$d_I = 30 \text{ mm}$

Avance rapide : $h_I = 1 \text{ mm/coup}$



3.2.2.2. Détermination de la force à appliquer sur le piston :

Pendant l'avance rapide, l'effort que l'on aura à exercer sera celui nécessaire pour soulever la masse du piston du vérin.

Si nous faisons une estimation rapide de cet effort :

La masse du piston est telle que :

$$M = \rho V$$

ρ = masse volumique du fer

$$\rho = 7,84 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

V = volume du piston du vérin

$$V = S \times L \quad \text{avec} \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$$

$$L = 380 \text{ cm} = 0,38 \text{ m}$$

$$V = \frac{\pi(0,12)^2}{4} \times 0,38 = 4,310^3 \text{ m}^3$$

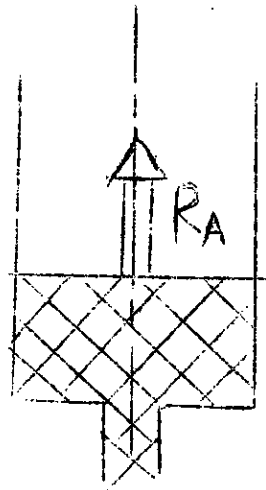
$$\text{d'où } M = 7,8410^3 \times 4,310^3 = 33 \text{ Kg}$$

Soit un poids de $P = 330 \text{ N}$

Ce qui nous donnera une pression de

$$P = \frac{P}{S} = \frac{330}{\frac{\pi(12)^2}{4}} = 2,91 \text{ N/cm}^2$$

$$\text{Soit } p = 3 / \text{ cm}^2$$



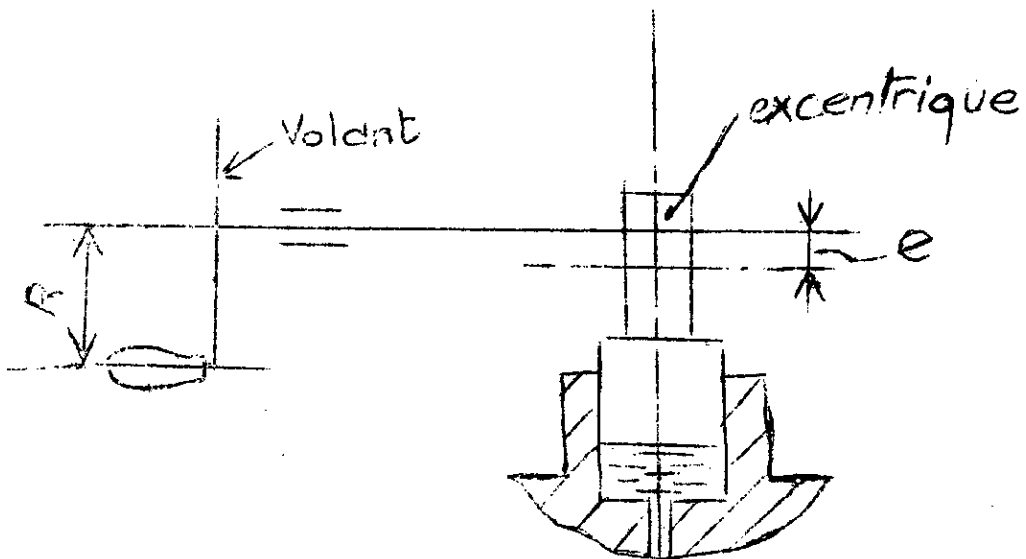
L'effort de réaction sur le piston de basse pression serait de
 $R_A = p \times S_I$ avec $S_I = 7 \text{ cm}^2$
d'où $R_A = B \times 7 = 21 \text{ N}$

Si l'on ajoute à cette force celle du ressort de rappel $F_r = 100 \text{ N}$ et 5 N pour le ressort du clapet.

La force de 100 N pour le ressort de rappel a été choisie en fonction de la course (15 mm) et pour avoir un nombre de spires utiles entre (5) pour éviter le flambement du ressort.

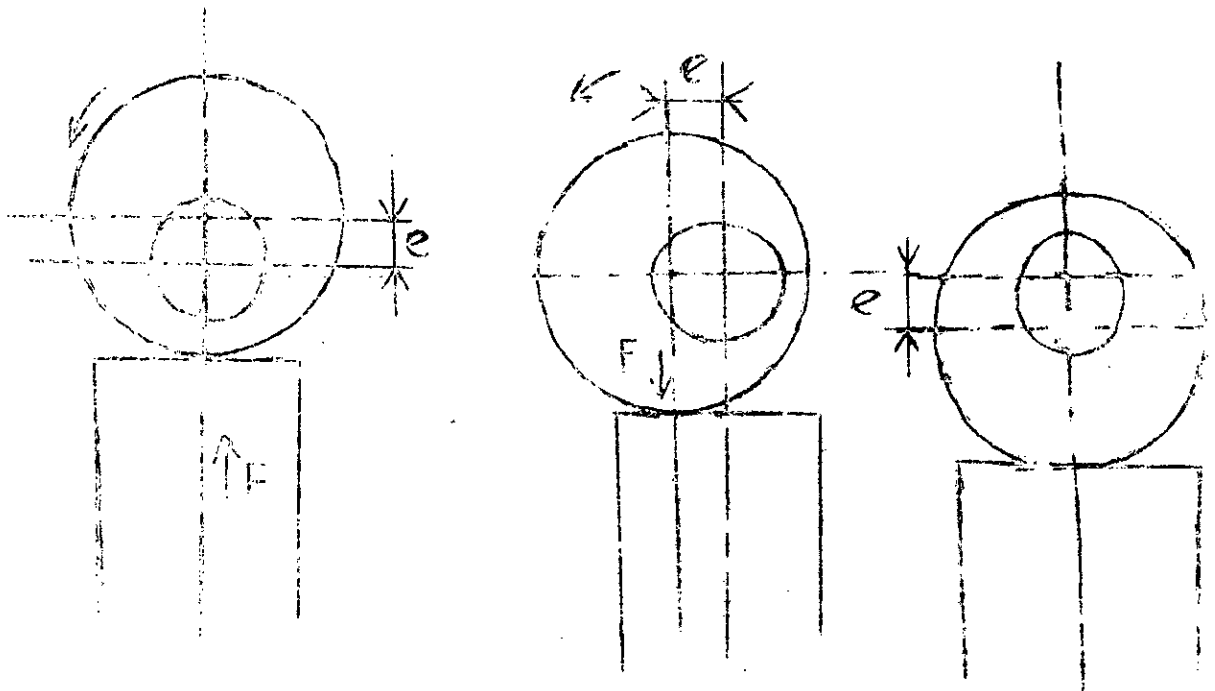
Pour actionner cette pompe on aura à utiliser un système d'excentrique.

3.2.2.2.a. Détermination de la force manuelle à appliquer sur le volant qui actionnera l'excentrique :



La force à appliquer sur volant sera déduite du moment maximum

Détermination du moment maximum :



$M_{max} = F \times e$ avec F = Force à appliquer sur le piston

$F = 126 \text{ N}$

e = excentricité

$e = 7,5 \text{ mm}$

d'où $M_{max} = F \times e = 126 \times 7,5 = 945 \text{ mmN}$

Si on adopte un rayon de manivelle de $R = 80 \text{ mm}$, la Force maximale que l'on aurait à appliquer serait de :

$F_m \times R = M_{max}$

d'où l'on tire $F_m = \frac{M_{max}}{R}$

Soit $F_m = 1,2 \text{ daN}$

Au contact avec la charge, si l'on veut assurer un plaquage de charge, soit une pression de 200 N/cm^2 (20 bar)

Pour un levage d'une charge équivalente à $Q = p \times S$ avec $S = \frac{\pi (I_2)^2}{4}$

$$Q = 200 \times \frac{\pi (12)^2}{4} = 22,6 \text{ KN} \approx 2,5 \text{ tonnes}$$

La force que l'on aurait à exercer sur le piston serait de :

$$F = p \times s + Fr$$

Avec :

$$s = 7 \text{ cm}^2, \text{ Aire du piston basse pression}$$

Fr = Force du ressort le rappel

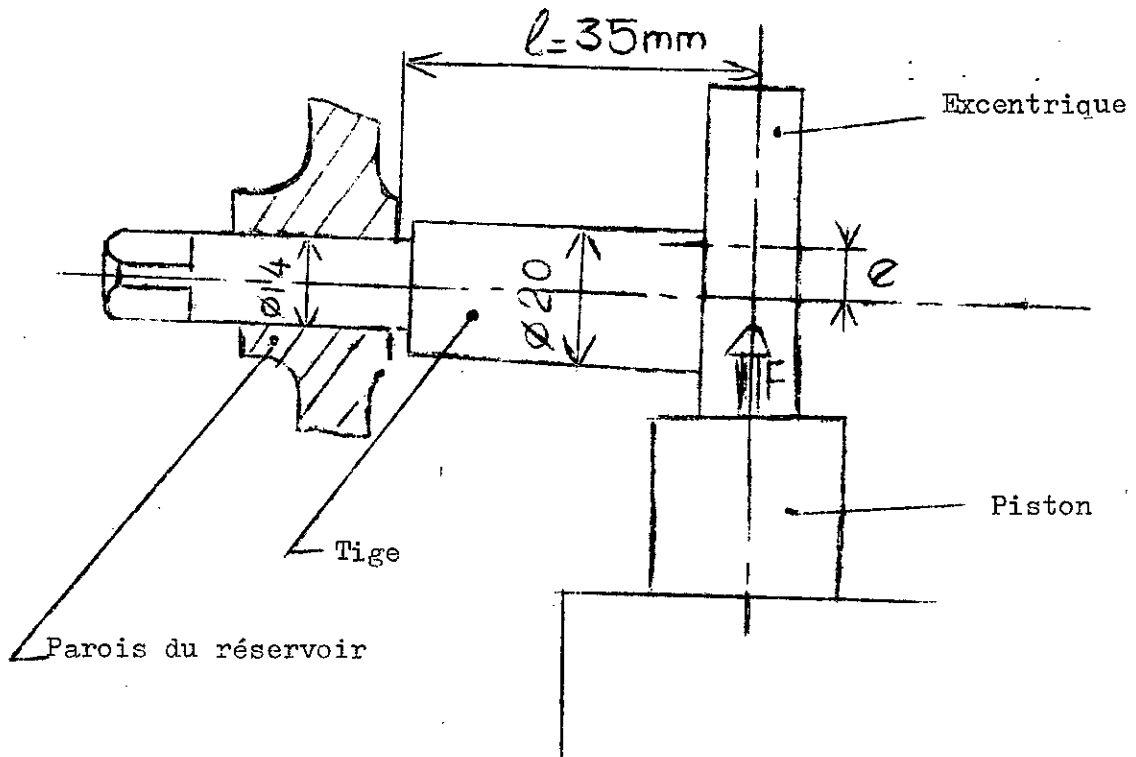
$$F = 200 \times 7 + 105 = 1505 \text{ N}$$

L'effort limite manuel que l'on aurait à appliquer sur la manivelle serait de :

$$F_m = \frac{F_{xe}}{R} \times \frac{1505 \times 7,5}{80}$$

$F_m = 14 \text{ daN}$

3.2.2.2.b. Choix du matériau de la tige de l'excentrique :



On fera nos calculs de résistance sur la partie la plus faible de la tige soit pour, $d = 14 \text{ mm}$ on doit choisir notre matériau de façon

$$R_p \geq \frac{M_i}{\frac{\pi d^3}{32}} \approx \frac{10 M_i}{d^3}$$

Avec :

R_p = Résistance pratique (N/mm^2)

M_i = Moment idéal ou couple de flexion équivalent pour la section dangereuse.

$$M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Avec :

M_f = Moment fléchissant maximal

M_t = Moment de torsion.

On a :

$M_t = F \times e$ avec $F = 1505 \text{ N}$

$e = 7,5 \text{ mm}$

$M_t = 1505 \times 7,5 = 11287,5 \text{ mmN}$

Et $M_f = F \times l = 1505 \times 35 = 52675 \text{ mmN}$

Le moment idéal serait de :

$$M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$M_i = 0,35 \times 52675 + 0,65 \sqrt{(52675)^2 + (11287,5)^2}$$

$M_i = 53452,27 \text{ mmN}$

On prendra :

$M_i = 53453 \text{ mmN}$

$$\text{d'où } R_p \geq \frac{10 M_i}{d^3} = \frac{53453 \times 10}{(14)^2} = 194,79 \text{ N/mm}^2$$

Si on choisit un acier de construction d'usage général : A70

$$\text{de } R_e = 36 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

On aura une sécurité de $s = 1,8$

3.2.2.C. Calcul du Ressort de rappel :

On a comme données :

- La force à appliquer $F = 100 \text{ N}$ qui correspond à une charge de $P = 10$ Kilogrammes pour une fatigue relative à la torsion du métal du res de 30 Kg/mm^2 .

- Le diamètre moyen d'enroulement $D_m = 18 \text{ mm}$

De ces données on tire du graphe n° 5, le diamètre du fil $d = 2,5$ et la flexion en mm par spire et par $\text{Kg f} = 0,15 \text{ mm}$.

On veut une flexion totale de $F = 15 \text{ mm}$

Soit une flexibilité totale en $\% \text{ Kg}$:

$$ft (\% \text{ Kg}) = \frac{100 \times 15}{10} = 150 \text{ mm}$$

D'où le nombre des spires utiles d'après la flexibilité totale

$$n = \frac{150}{0,15 \times 100} = 10 \text{ spires}$$

La flexion par spire sous la charge normale sera de $0,15 \times 10$

Pour permettre une charge à bloc que nous fixerons au double de celle ci dessus et correspondant à une fatigue de 60 Kg/mm^2 la flexion par spire sera doublée.

La flexion totale sous cette charge donnant la compression à bloc sera donc :

$$2 \times 1,5 \times 10 = 30 \text{ mm}$$

La hauteur théorique à bloc

$$H = D \times n = 2,5 \times 10 = 25 \text{ mm}$$

D'où la hauteur libre théorique:

$$H = 25 + 30 = 55 \text{ mm}$$

Le pas de fabrication

$$p = \frac{H}{n} = \frac{55}{10} = 5,5$$

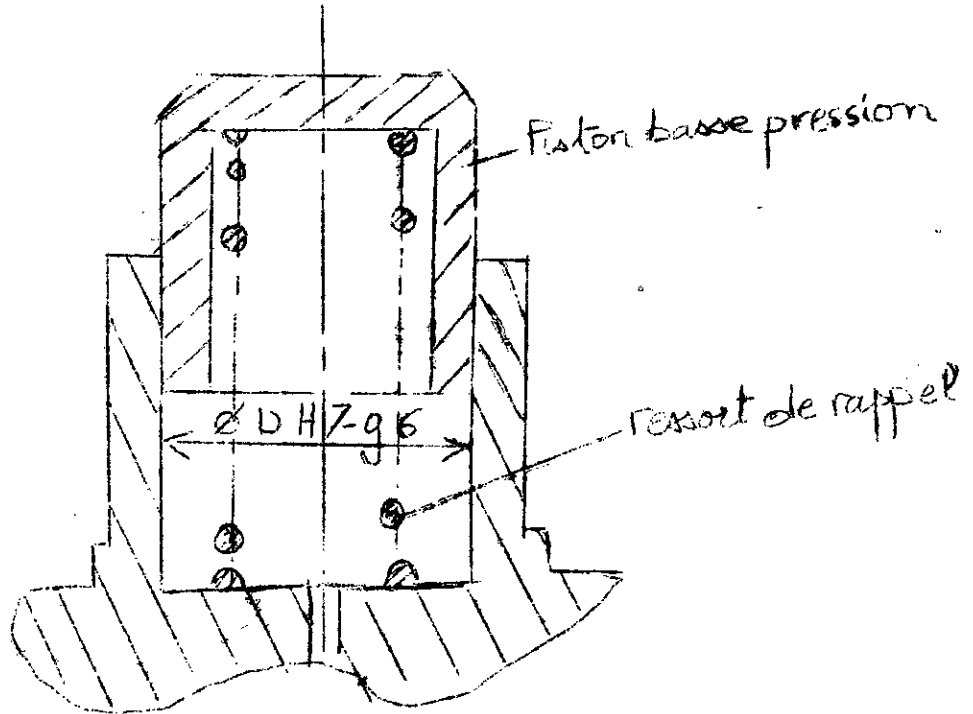
Si l'on tient compte des dernières spires fermées et meulées, hauteur pratique ou distance entre les faces d'appuis serait de :

$$H' = H + d = 55 + 2,5$$

$$\underline{\underline{H' = 57,5 \text{ mm}}}$$

3.2.2.3. Etanchéité du piston basse pression :

- L'étanchéité sera réalisée par un joint torique logé dans la paroi du cylindre, les ajustements seront H 7 - g6.



3.3. Système de commande manuel de la pompe haute pression :

On aura à penser à un système, qui nous permettra de réduire l'effort manuel à appliquer sur le levier, pour obtenir la force nécessaire sur le piston haute pression.

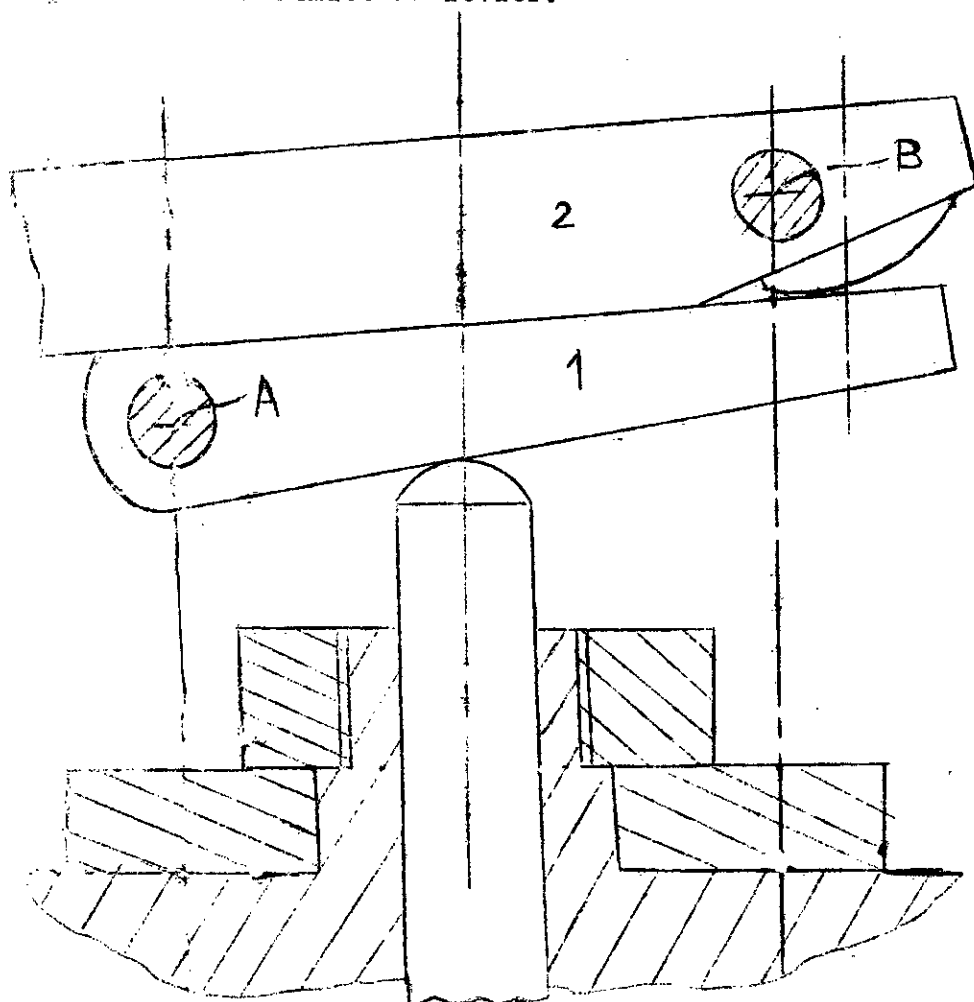
3.3.I. Choix du système, et détermination des forces :

3.3.I. Nous avons adopté le système suivant, avec deux leviers

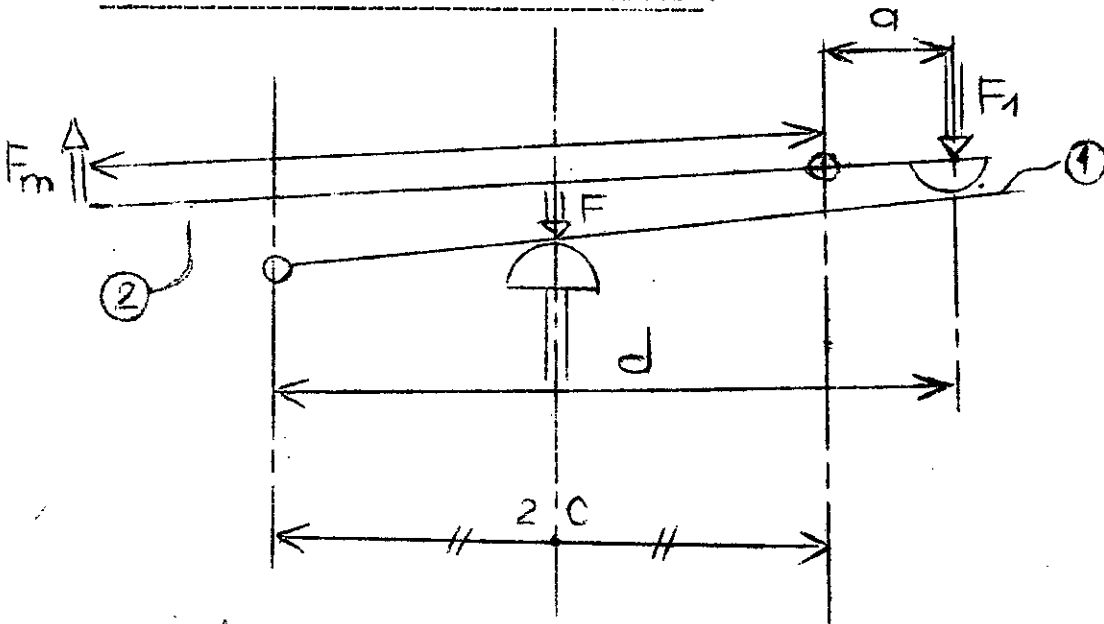
① et ② :

- Le levier ① réduira la force "F", à appliquer sur le piston à une force "F₁".

- Le levier ② réduira la force "F₁" à la force manuelle "F_m" à appliquer sur l'extrémité du levier.



3.3.I.b. - Détermination des forces :



- Avec :

$$a = 2 \text{ cm}$$

$$c = 2c + a = 14 \text{ cm}$$

- Pour le levier (I), l'équation d'équilibre nous donne :

$$F \times c = F_I \times d \quad (1)$$

- Pour le levier (2) :

$$F_m \times b = F_I \times a \quad (2)$$

De l'équation (1) on tire :

$$F_I = \frac{F \times c}{d}$$

Comme $d = 2c + a$

$$F_I = \frac{F \times c}{2c + a}$$

Avec $F =$ force à appliquer sur le poussoir

$$F = 10432 \text{ N}$$

$$\text{d'où } F_I = \frac{10432 \times 6}{14} = 4470,85 \text{ N}$$

On prendra :

$$F_I = 4471 \text{ N}$$

- Détermination du bras de levier "b" pour une force manuelle
de $F_m = 80 \text{ N} = 8 \text{ daN}$:

De l'expression (2) :

$$F_m \times b = F_I \times a$$

On tire :

$$b = \frac{F_I \times a}{F_m}$$

Avec :

F_m force manuelle, $F_m = 80 \text{ N}$

$$F_I = 4471 \text{ N}$$

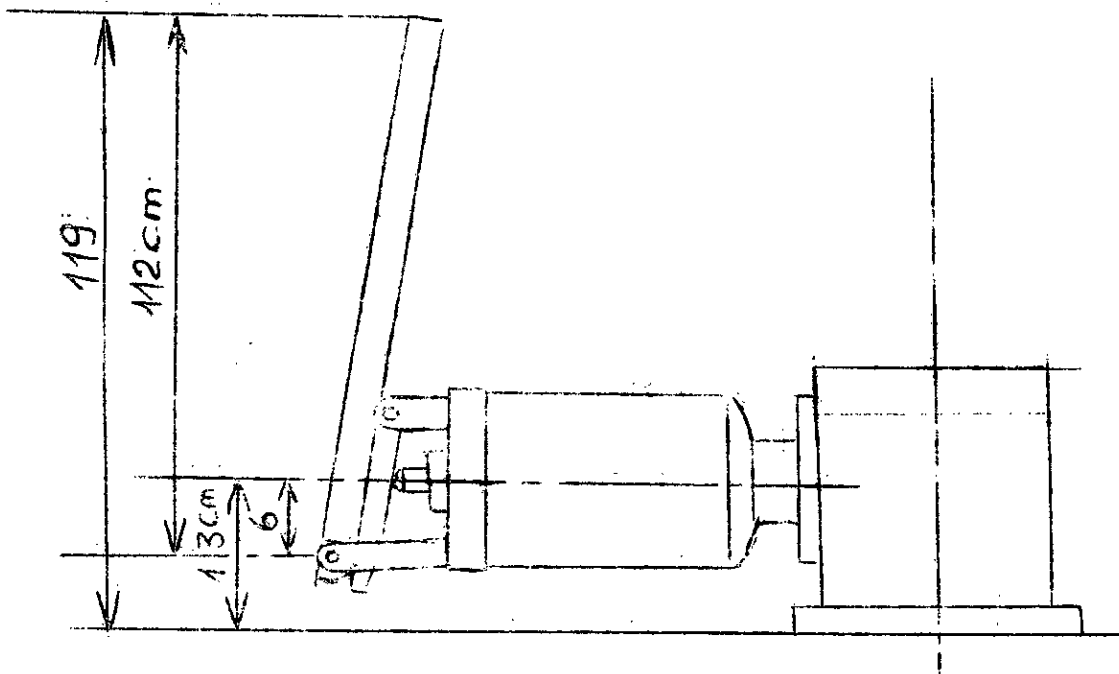
$$a = 2 \text{ cm}$$

Ce qui nous donnera :

$$b = \frac{F_I \times a}{F_m} = \frac{4471 \times 2}{80} = 111,72 \text{ cm}$$

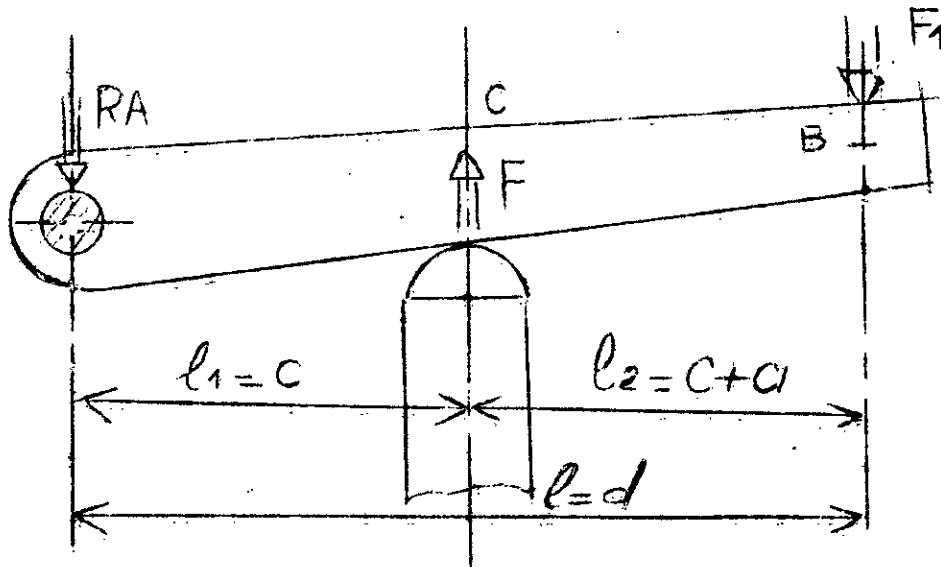
$b = 112 \text{ cm}$

Ce qui nous donnera un encombrement de la sorte:

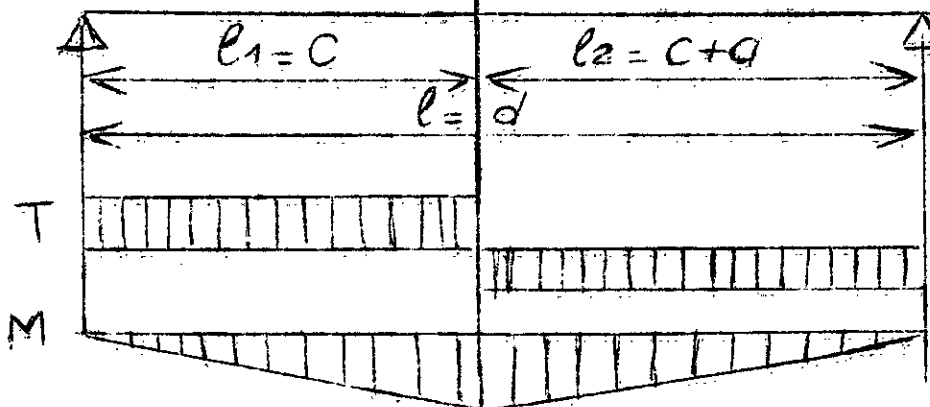


3.3.2. Dimensionnement des leviers (1) et (2) :

3.3.2.I. Levier (1) :



Nous pourrions assimiler ce système de forces au mode d'application des charges suivant :



= Calcul des réactions :

Nous avons : $R_B = F_I = 4471 \text{ N}$

La réaction en A sera :

$$R_A = F \frac{l_2}{l} = F - R_B = F - F_I$$

$$R_A = 10432 - 4471 = 5961 \text{ N}$$

$$R_A = 5961 \text{ N}$$

- Le moment fléchissant maximal est en C :

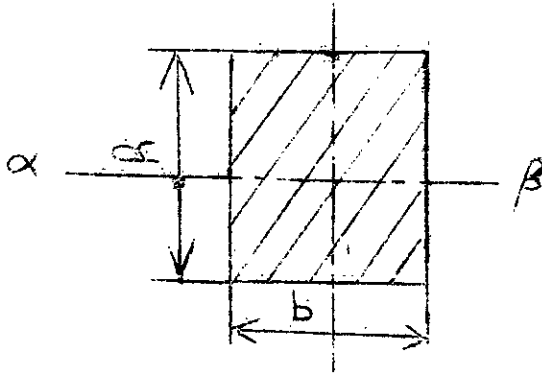
$$Mf_{max} = l R_A = l R_B$$

$$Mf_{max} = l R_A = G \times R_A$$

$$Mf_{max} = 596l \times 6 = 35766 \text{ cm N}$$

$$Mf_{max} = 357660 \text{ mm N}$$

3.3.2.1.a. Dimensionnement de la section dangereuse :



- La contrainte maximale serait en "C", elle est exprimé ainsi :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{c \text{ max}}}{\frac{I \alpha \beta}{V}}$$

- La condition de résistance serait :

$$\sigma_{max} \leq R_p$$

$$\frac{Mf_{max}}{\frac{I \alpha \beta}{V}} \leq R_p$$

$$\frac{I \alpha \beta}{V} \geq \frac{Mf_{max}}{R_p}$$

Avec :

$\frac{I \alpha \beta}{V}$: Module de flexion de la section

$I \alpha \beta$: Moment d'inertie de la section

Nous avons :

$$I \propto \beta = \frac{b h^3}{12} \text{ et } V = \frac{h}{2}$$

D'où le module de flexion :

$$\frac{I \times B}{V} = \frac{b h^3 \times 2}{h \times 12} = \frac{b h^2}{6}$$

Donc si nous adoptons un acier forgeable qui présente une bonne aptitude à la trempe superficielle X C 25.

$$\text{de } R_e = 44 \left(\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right)$$

Si nous adoptons un coefficient de sécurité de 2, d'où une résistance pratique de $R_p = 220 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$

Nous avons adoptés, $b = 30 \text{ mm}$, d'où :

$$h^2 \geq \frac{6 M_f \text{ max}}{b R_p}$$

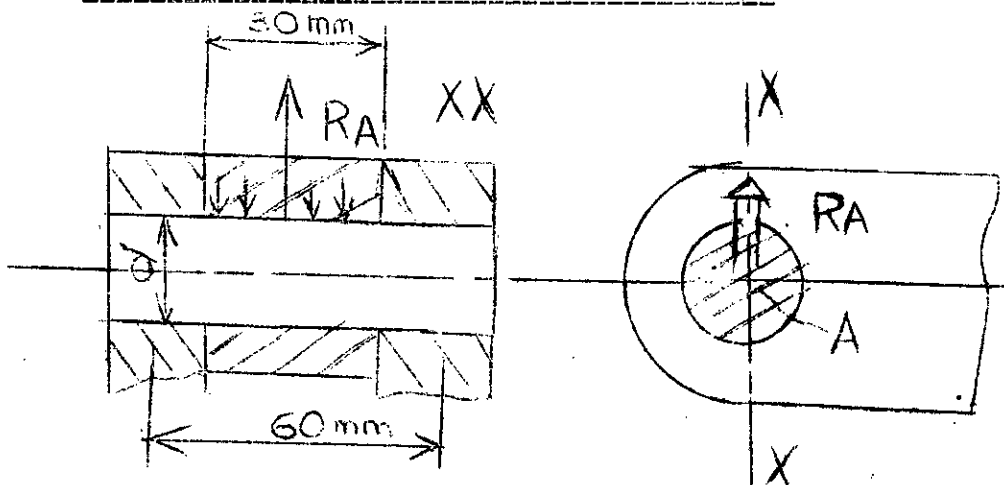
$$h \geq \sqrt{\frac{6 \times M_f \text{ max}}{b \times R_p}}, \text{ avec } M_f = 357660 \text{ mm.N}$$

$$\text{Soit : } h \geq \sqrt{\frac{6 \times 357660}{30 \times 220}}$$

$$h \geq 18 \text{ mm}$$

Nous prendrons : $h = 30 \text{ mm}$

3.3.2.I.b. Dimensionnement de l'axe A:



Nous avons $R_A = 5961 \text{ N}$, sous l'action de la R_A l'axe tend à fléchir, nous supposons qu'il repose sur 2 appuis distants de $l = 60 \text{ mm}$ et que la charge est uniformément répartie.

Le moment fléchissant a donc pour valeur :

$$M_f \text{ max} = \frac{R_A l}{8} = \frac{5961 \times 60}{8} = 44707,5 \text{ mm N}$$

L'axe étant soumis au frottement, donc à l'usure nous le réaliseront en acier XC 12, l'assie sera cimentée.

$$R_c = 240 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Si nous adoptons un coefficient de sécurité de 2, ce qui nous donnera une résistance pratique de :

$$R_p = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Le module de flexion de la section doit vérifier la relation suivante :

$$C, T \ d^3 \geq \frac{M_f \text{ max}}{R_p}$$

$$d^3 \geq \frac{10 M_f \text{ max}}{R_p}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_f \text{ max}}{R_p}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 44707,5}{120}}$$

$$d \geq 15,5 \text{ mm.}$$

On prendra donc un axe lisse normalisé, de diamètre $d = 16 \text{ mm}$.

- Vérification de la contrainte de cisaillement

$$\text{L'effort tranchant sera : } T = \frac{R_A}{2} = \frac{5961}{2} = 2980,5 \text{ N}$$

La section de l'axe est :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (16)^2}{4} = 201 \text{ mm}^2$$

La contrainte tangentielle est donc :

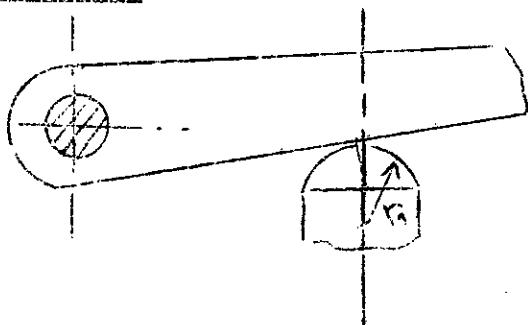
$$\tau = \frac{T}{S} = \frac{2980,5}{20I} = 14,82 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

Valeur acceptable puisque l'on a :

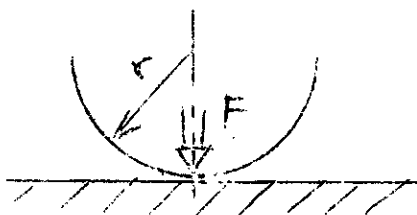
R_{pg} : (Résistance pratique au glissement) tel que :

$$R_{pg} = \frac{R_p}{2} = 60 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

3.3.2.I.c. Vérification de la pression de contact entre le levier I et le poussoir :



On a un contact d'une sphère sur un plan :



La relation de HERTZ nous donne, la pression spécifique maximale :

$$P_{max} = 0,388 \sqrt[3]{N \times (E / r_r)^2}$$

Avec :

F = Force sur le poussoir, F = 1043,2 daN

E = Module d'élasticité du fer = $21 \times 10^3 \left(\frac{daN}{mm^2} \right)$

r_r = rayon réduit = r, vu que l'une des pièces est plane, r = 15mm

La pression spécifique maximale sera donc :

$$P_{\max} = 0,388 \sqrt[3]{1043,2 \left(\frac{21 \cdot 10^3}{15} \right)^2}$$

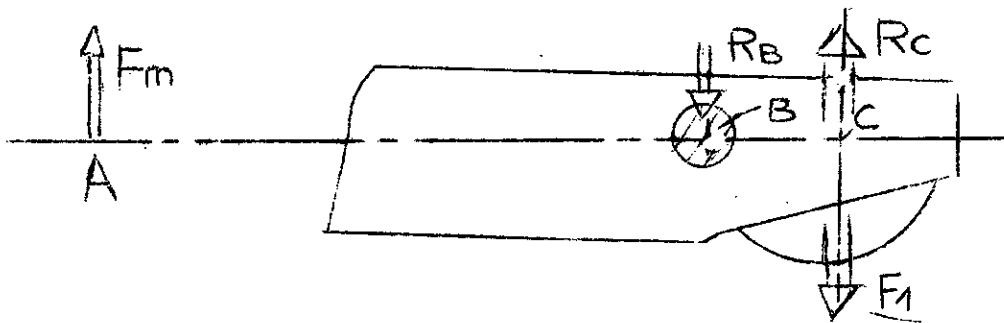
$$P_{\max} = 492,4 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

On a une pression spécifique élevée, alors on doit choisir un matériau pour le levier qui présente une grande dureté, soit un acier au chrome :

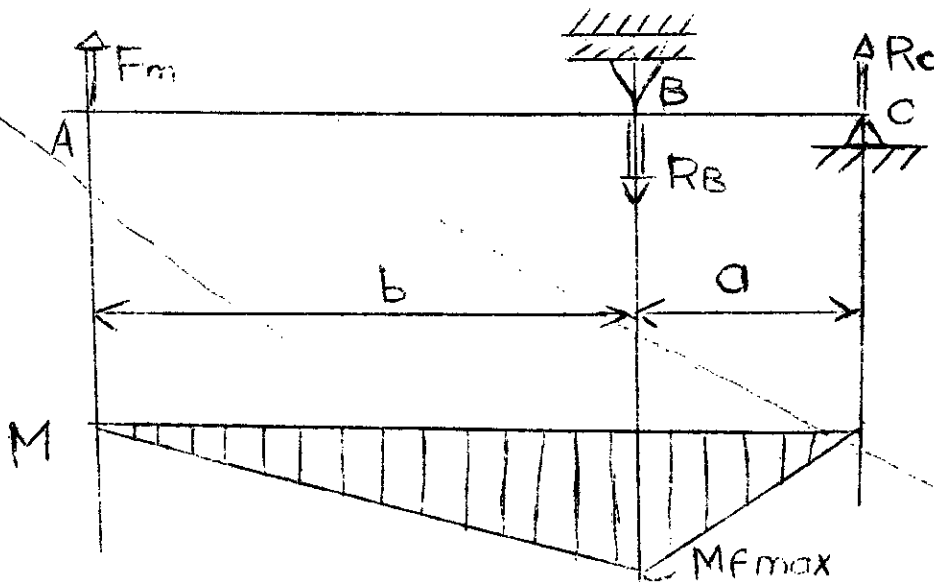
100 C6 trempé et revenu, de dureté BRINELL $HB \approx 700$

Note : Sur la planche à dessin, le levier I , à été dimensionné pour un acier non allié x C 25.

3.3.2.2. Dimensionnement du levier (2) :



On pourra assimiler ce système de forces appliquées au levier, au mode d'application des charges suivant :



On a :

$$R_B = R_c + F_m$$

Avec :

$$R_c = F_I = 4471 \text{ N}$$

$$F_m = 80 \text{ N}$$

$$\text{d'où } R_B = R_c + F_m = 4471 + 80$$

$$\underline{R_B = 4551 \text{ N}}$$

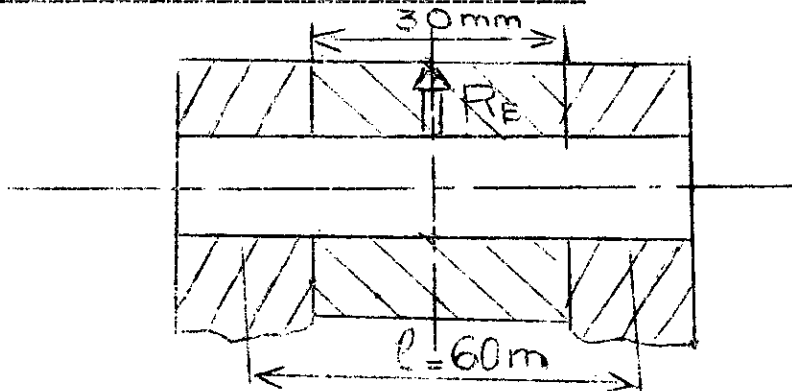
Le moment de flexion maximal sera :

$$M_{f \max} = R_c \times a = 4471 \times 20$$

$$\underline{M_{f \max} = 89420 \text{ mm.N}}$$

Nous devons dimensionner l'axe B, avant de vérifier la section dangereuse du levier qui se trouve au point "B"

3.3.2.2.a. Dimensionnement de l'axe B =



Sous l'action de l'effort de réaction R_B , l'axe tend à fléchir les appuis sur lesquels il repose sont distant de $e = 60 \text{ mm}$, le moment fléchissant maximum aura pour valeur :

$$M_{f \max} = \frac{R_B l}{8}$$

Avec :

$$R_B = 4551 \text{ N}$$

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

$$M_{f \max} = \frac{4551 \times 60}{8}$$

$$\underline{M_{f \max} = 34132,5 \text{ mm.N}}$$

Si nous adoptons le même acier que pour celui de l'axe A, soit un XC 12 qui présente une bonne aptitude à la cémentation, la charge limite élastique de ce matériau est de :

$$R_e = 240 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Si nous adoptons un coefficient de sécurité de $s = 2$, ce qui nous donnera une résistance pratique de $R_p = \frac{R_e}{s} = \frac{240}{2}$, $R_p = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

Le module de flexion de la section de l'axe B doit vérifier la relation suivante :

$$0,1 d^3 \geq \frac{M_f \text{ max}}{R_p}$$

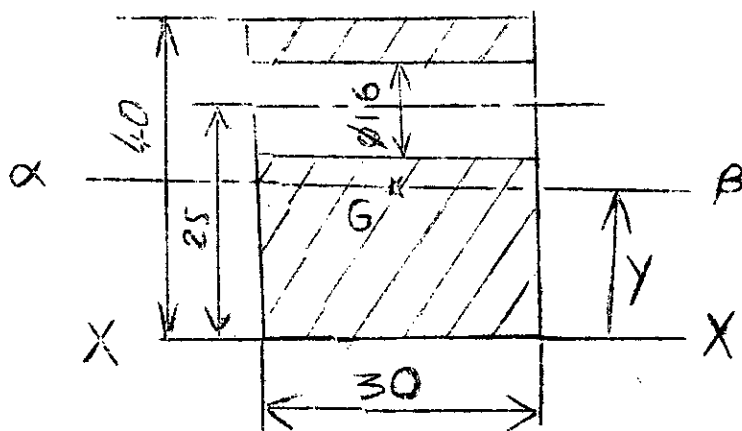
$$d^3 \geq \frac{10 M_f \text{ max}}{R_p}, \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times M_f \text{ max}}{R_p}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 34132,5}{120}}$$

$$d \geq 14,16 \text{ mm}$$

Nous adopterons un axe lisse normalisé, de même dimension que l'axe A, soit $d = 16 \text{ mm}$.

3.3.2.2.b) Vérification de la section dangereuse :



- La section dangereuse (section AA) se trouve en B.

Pour trouver la distance y du centroïde G (axe neutre), on fait l'équilibre des moments des surfaces.

$$(40 \times 30) y - (16 \times 30) y = (40 \times 30) \times 20 - (16 \times 30) \times 25$$
$$y = \frac{40 \times 20 - 16 \times 25}{40 - 16}$$

$$y = 16,66 \text{ mm}$$

On adoptera pour nos calcul $y = 17 \text{ mm}$.

- Le module de flexion de la section sera :

I_{xB} , le moment d'inertie I_{xB} sera calculé d'après le théorème de Huygens :

$$I_{xB} = \frac{30 \times (40)^3}{12} + (30 \times 40) \times 3^2 - \frac{30 \times (16)^3}{12} - (30 \times 16) \times 8$$

$$I_{xB} = 160000 + 3600 - 10240 - 3840$$

$$I_{xB} = 149520 \text{ mm}^4$$

$$\text{on a } v = y = 17 \text{ mm}$$

D'où le module de flexion :

$$\frac{I_{xB}}{v} = \frac{149520}{17} = 8795,29 \text{ mm}^3$$

$$\frac{I_{xB}}{v} = 8796 \text{ mm}^3$$

- Le module de flexion de la section doit vérifier la relation suivante :

$$\frac{I_{xB}}{v} \geq \frac{M \text{ max}}{R_p}$$

Avec :

$$\frac{I_{xB}}{v} = 8796 \text{ mm}^3$$

$$\text{et } M \text{ max} = 34132,5 \text{ mm N}$$

Si on adopte un acier non allié, XC25 de charge limite élastique $R_e = 44 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$, avec un coefficient de sécurité de $s = 2$, d'où une résistance pratique de :

$$R_p = \frac{R_e}{s} = \frac{R_e}{2} = \frac{440}{2} = 220 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Avec $M_f \text{ max} = 34132,5 \text{ mm N}$

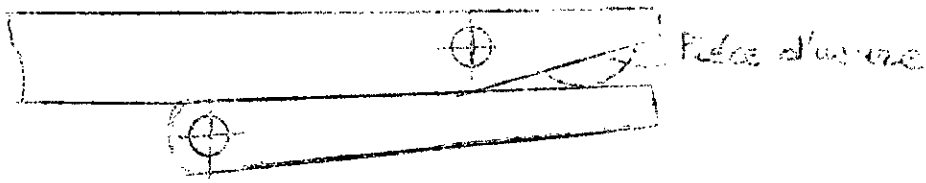
Ce qui nous donne :

$$\frac{I_{xp}}{v} \geq \frac{M_f \text{ max} \quad 34132,5}{R_p \quad 220} = 155,1$$

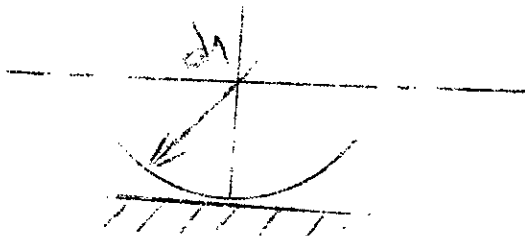
$$\frac{I_{xp}}{v} \geq 155,1$$

La section est vérifiée.

3.3.2.2.C. Vérification de la pression de contact entre le levier (1) et le levier (2)



- Nous fixerons une pièce d'usure de forme cylindrique sur l'extrémité du levier (2) - On aura un contact cylindre sur plan :



Le diamètre réduit sera :

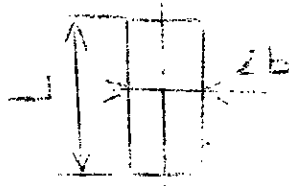
$$\frac{1}{d_r} = \frac{1}{2r_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}, \text{ le rapport } \frac{1}{d_r}$$

sera nul puisque la pièce est plane, on a donc :

$$d_r = d_1 = 55 \text{ mm}$$

Les relations de Hertz nous donne :

- Demi largeur de contact :



$$b = 1,52 \sqrt{\frac{N \times r_r}{E \times L}}$$

Avec :

$$N = 447,1 \text{ daN}$$

$$E = 21.10^3 \text{ (daN/mm}^2 \text{)}$$

$$L = 30 \text{ mm}$$

$$r_r = rI = \frac{dI}{2} = 28 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } b = 1,52 \sqrt{\frac{447,1 \times 28}{21.10^3 \times 30}} = 0,2 \text{ mm}$$

Le pression spécifique maximale serait :

$$P_{\max} = 0,418 \times \sqrt{\frac{N \times E}{r_r \times L}}$$

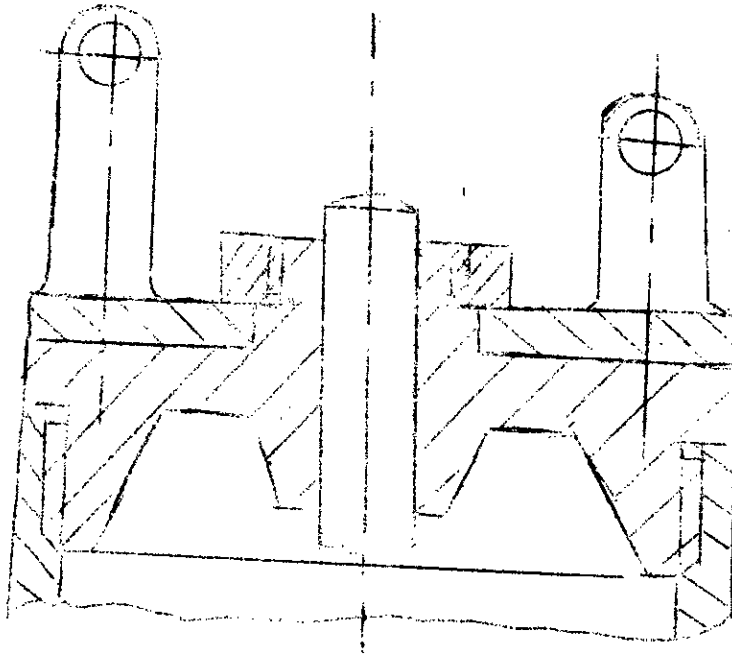
$$P_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{447,1 \times 21.10^3}{28 \times 30}}$$

$$P_{\max} = 44,2 \text{ (daN/mm}^2 \text{)}$$

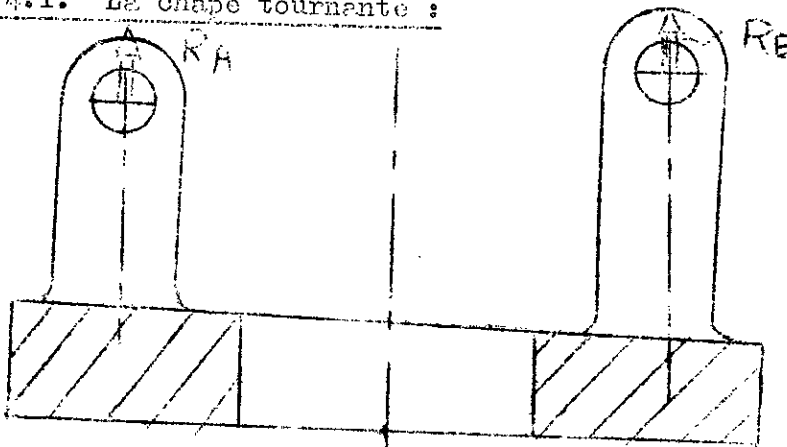
Nous adopterons un acier non allié x c I8 pour la pièce d'usure, elle sera cementée, il y aura aussi un système de graissage nous emploierons comme graisseur un Stauffer.

3.4. Dimensionnement du système de maintien des leviers :

Notre système sera composé d'un couvercle, d'une chape tournante et d'un écrou de fixation



3.4.I. La chape tournante :

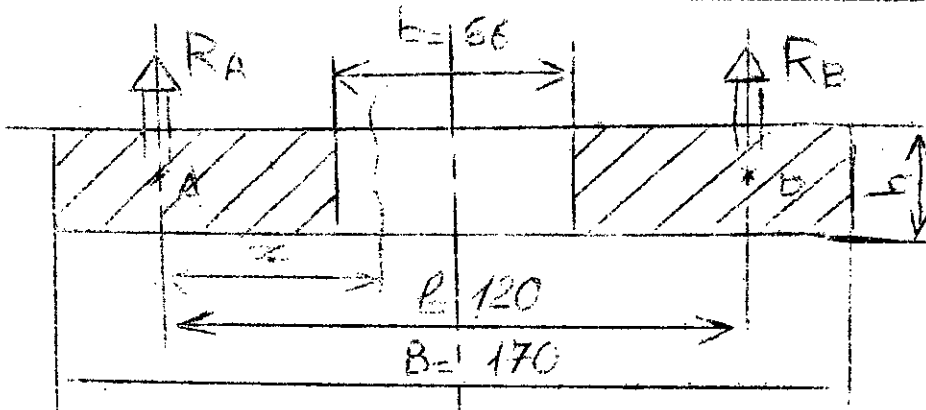


- Les forces qui agiront sur la chape tournante seront les efforts de réaction RA et RB .

- Avec :

$$RA = 5961 \text{ N et } RB = 4551 \text{ N.}$$

3.4.1.a;- Détermination de la section la plus sollicitée.



La section dangereuse se trouvera, où le moment de flexion est maximal :

$$R_A \cdot x = R_B (1 - x)$$

$$R_A \cdot x + R_B \cdot x = R \cdot 1$$

$$d'où \quad x = \frac{R_B \cdot L}{R_B + R_A} = \frac{455I \times 120}{455I + 596I}$$

$$x = 51,95 \text{ mm}, \quad x' = 52 \text{ mm.}$$

Le moment maximal se trouve à $x = 52 \text{ mm}$ de A :

$$M_f \text{ max} = R_A \cdot x = 596I \times 52 = 309972 \text{ (mm.N)}$$

$$M_f \text{ max} = 309972 \text{ (mm.N)}$$

Comme section dangereuse nous prendrons la section de la chape à son centre, cela représentera une plus grande sécurité :

Le module de flexion sera : $\frac{I_{xB}}{v}$

Avec :

$$I_{xB} = \frac{Bh^3}{12} - \frac{bh^3}{12}$$

$$I_{xB} = \frac{(B-b)}{12} h^3$$

$$\text{et } v = \frac{h}{2}$$

Le module de flexion serait de :

$$\frac{I_{xB}}{v} = \frac{(B-b)}{6} h^2 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Nous choisirons comme matériau pour la chape tournante, une fonte malleable, se moule bien et qui présente une bonne résistance mécanique, soit :

" MP 70 - 2 avec :

A % (Allongement pour cent), A% = 2

R : (charge de rupture), R mini = 70 (daN/mm²)

Re : (charge limite élastique), Re = 50 (daN/mm²)

Avec un coefficient de sécurité de 2, nous aurons une résistance pratique de :

$$R_p = \frac{R_e}{2}, R_p = 25 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

- La condition de résistance serait :

$$\frac{I_z B}{v} \geq \frac{M_f \text{ max}}{R_p}$$
$$\frac{(B-b)h^2}{6} \geq \frac{M_f \text{ max}}{R_p}$$

$$h^2 \geq \frac{6 M_f \text{ max}}{(B-b) R_p} \text{ et } h \geq \sqrt{\frac{6 M_f \text{ max}}{(B-b) R_p}}$$

Avec :

$$B = 170 \text{ mm}$$

$$b = 66 \text{ mm}$$

$$R_p = 250 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$M_{\text{max}} = 309972 \text{ (mm.N)}$$

$$\text{d'où } h \geq \sqrt{\frac{6 \times 309972}{(170-66)250}}$$

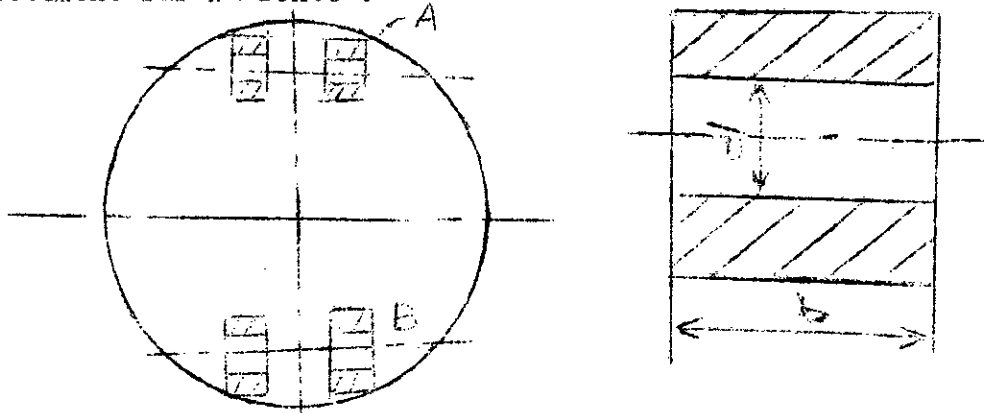
$$h \geq 8,45 \text{ mm}$$

Nous adopterons h = 20 mm

3.4.I.b. Calcul des Paliers :

Nous ferons les calculs pour les paliers en A, l'effort de réaction étant le plus grand.

Nous avons des paliers ordinaires, l'usinage se faisant directement sur la fonte :



La pression spécifique serait

$$\bar{p} = \frac{Fr}{A}$$

Avec :

$A = b \times d$, A: surface projetée du palier

$b = 30 \text{ mm}$, $d = 16 \text{ mm}$.

$$Fr : \text{Force radiale, } Fr = \frac{RA}{2} = \frac{5961}{2} = 2980,5 \text{ N}$$

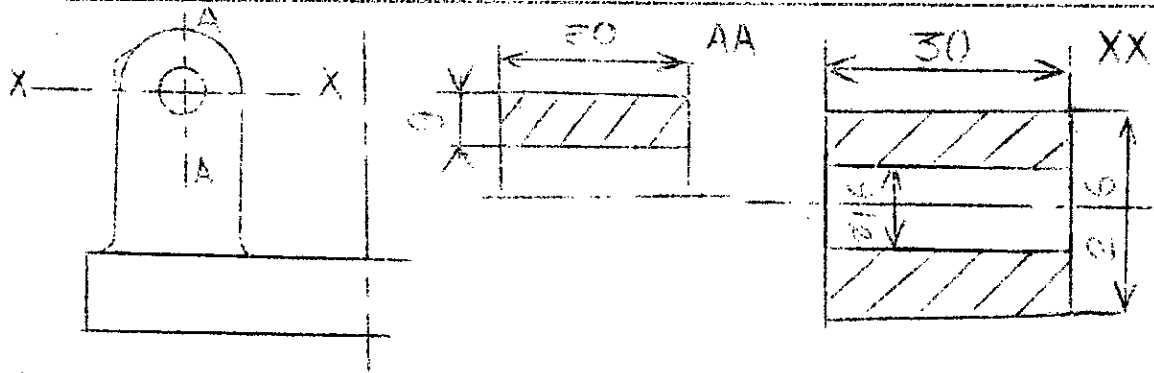
$$Fr = 2980,5 \text{ da N}$$

d'où

$$\bar{p} = \frac{Fr}{b \times d} = \frac{298,05}{30 \times 16} = 0,62 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

Comme l'axe est en acier XC I2 cémentée, et bien usiné, et qu'il n'y a pas de rotation de ce dernier dans le palier, la pression est admissible.

3.4.I.c. Vérification du paliers à la traction et du cisaillement



- Vérification à la traction :

$$\sigma_t = \frac{Fr}{S} \leq R_p$$

Avec :

$$Fr = \frac{RA}{2} = 298 \text{ daN}$$

$$S = (26 - 16) \times 30 = 300 \text{ mm}^2$$

d'où :

$$\sigma_t = \frac{298}{300} = 0,99 \text{ daN/mm}^2$$

Or la résistance pratique R_p avec un coefficient de sécurité de 2, est : $R_p = 25 \text{ daN/mm}^2$

- Vérification au cisaillement :

$$\tau_c = \frac{T}{A} \leq R_{pg}$$

Avec :

T = effort tranchant, $T = 298 \text{ da N}$

$$A = 30 \times 9 = 270 \text{ mm}^2$$

Comme le matériau est de la fonte on a :

$$R_{pg} = R_p$$

Avec :

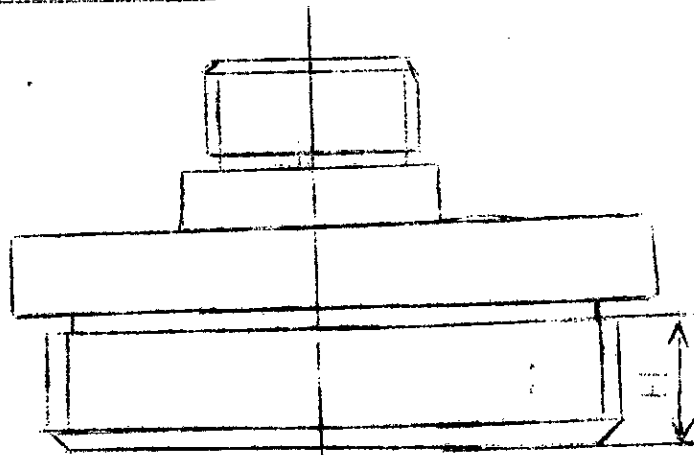
R_{pg} Résistance pratique au glissement :

$$R_{pg} = 25 \text{ (daN/mm}^2\text{)}.$$

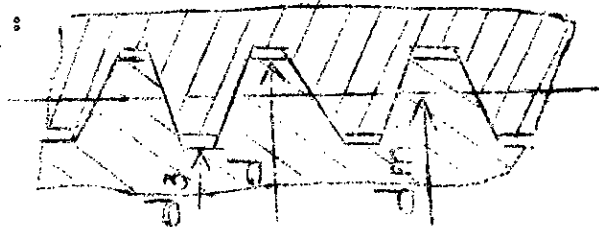
$$\text{d'où : } \tau_c = \frac{298}{270} = 1,1 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

$\tau_c < R_{pg}$, la section est vérifiée.

3.4.2. Le couvercle :



- Pour le couvercle nous déterminerons la hauteur de filetage H :



Nous avons un diamètre nominal de $d = 186$ mm, nous adopterons un filetage métrique de pas $p = 6$, d_m : diamètre moyen,
 $d_m = d - 0,65 p = 186 - 0,65 \times 6 \quad d_m = 182$ mm
 $d_3 =$ diamètre du noyau, $d_3 = d - 1,226 p = 186 - 1,226 \times 6 \quad d_3 = 178,5$ mm.

On a un contact acier sur fonte, les pressions admissibles sont :

$$\bar{p} \leq 20 \text{ à } 60 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

$$\text{Si nous adoptons } \bar{p} = 20 \text{ (daN/cm}^2\text{)} = 2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

La pression spécifique s'écrit :

$$\bar{p} = \frac{F_a}{n_u \times \pi \times d_m \times a}$$

Avec :

F_a : Force axiale , $F_a = 10432$ N.

$$a = \frac{d - d_3}{2} = \frac{186 - 178,5}{2} = 3,75 \text{ mm}$$

d_m = diamètre moyen, $d_m = 182$ mm.
 n_u = nombre de spires utiles

De la pression spécifique ou tire nu :

$$\text{nu} = \frac{F_a}{p \times \pi \times d \times n}$$

$$\text{nu} = \frac{10432}{2 \times \pi \times 182 \times 3,75} = 2,43$$

On adoptera $\text{nu} = 3$ filets utiles

$$\text{or nu} = \frac{H}{P} - I \text{ avec } H = \text{hauteur de filetage.}$$

$$\text{d'où } H = p \times (\text{nu} + I) = 6 \times (3+1) = 24 \text{ mm}$$

Nous adopterons $H = 30 \text{ mm}$.

3.5. Détermination des dimensions du réservoir :

Nous ferons un dimensionnement approximatif :

- Le volume nécessaire pour avoir un course du piston du vérin de $H = 16 \text{ cm}$ est :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \times H$$

Avec :

$$D = 12 \text{ cm}$$

$$H = 16 \text{ cm}$$

$$V = \frac{\pi (12)^2}{4} \times 16$$

$$V = 1810 \text{ cm}^3$$

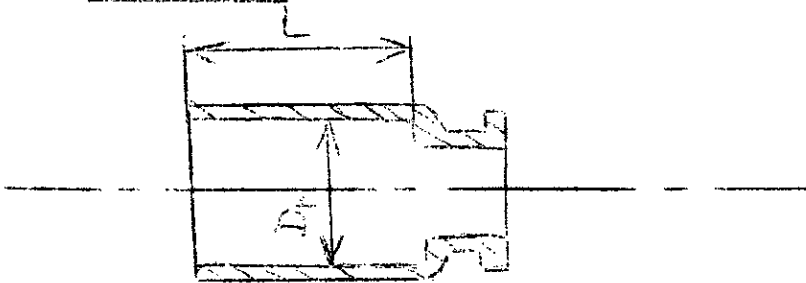
En tenant compte du volume de bloc pompe, tige, canalisation etc... Nous prendrons pour nos calculs, deux fois le volume nécessaires, soit :

$$V_h = 2 \times V = 2 \times 1810 = 3620 \text{ cm}^3$$

Comme le réservoir doit être au $\frac{2}{3}$ plein, donc son volume serait de :

$$V_r = 1,5 V_h = 1,5 \times 3620$$

$$V = 5430 \text{ cm}^3$$



Nous avons le diamètre $D_r = 16 \text{ cm}$, nous aurons donc une longueur du réservoir de :

$$V_r = S_r \times L = \frac{\pi D^2}{4} \times L$$

$$L = \frac{4 V_r}{\pi D_r^2} = \frac{4 \times 5430}{\pi (16)^2} = 27 \text{ cm}$$

Le matériau que l'on choisira pour le réservoir sera une fonte grise de moulage, s'usinage bien, Ft de $R = 30 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$ et $R_e = 0,8 \text{ à } 0,9 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$

3.6. Etanchéité entre la pompe à pression et le vérin :

La pompe étant fixée sur le réservoir, nous penserons donc à une étanchéité entre le réservoir et le vérin ainsi qu'entre la pompe et le vérin.

3.6.1. Choix des joints :

- L'étanchéité entre le réservoir et le vérin se fera par un joint plat en caoutchouc synthétique (Neoprène par exemple), vu que l'on a pas de pression à l'intérieur du réservoir. Le neoprène résiste au vieillissement et aux huiles.

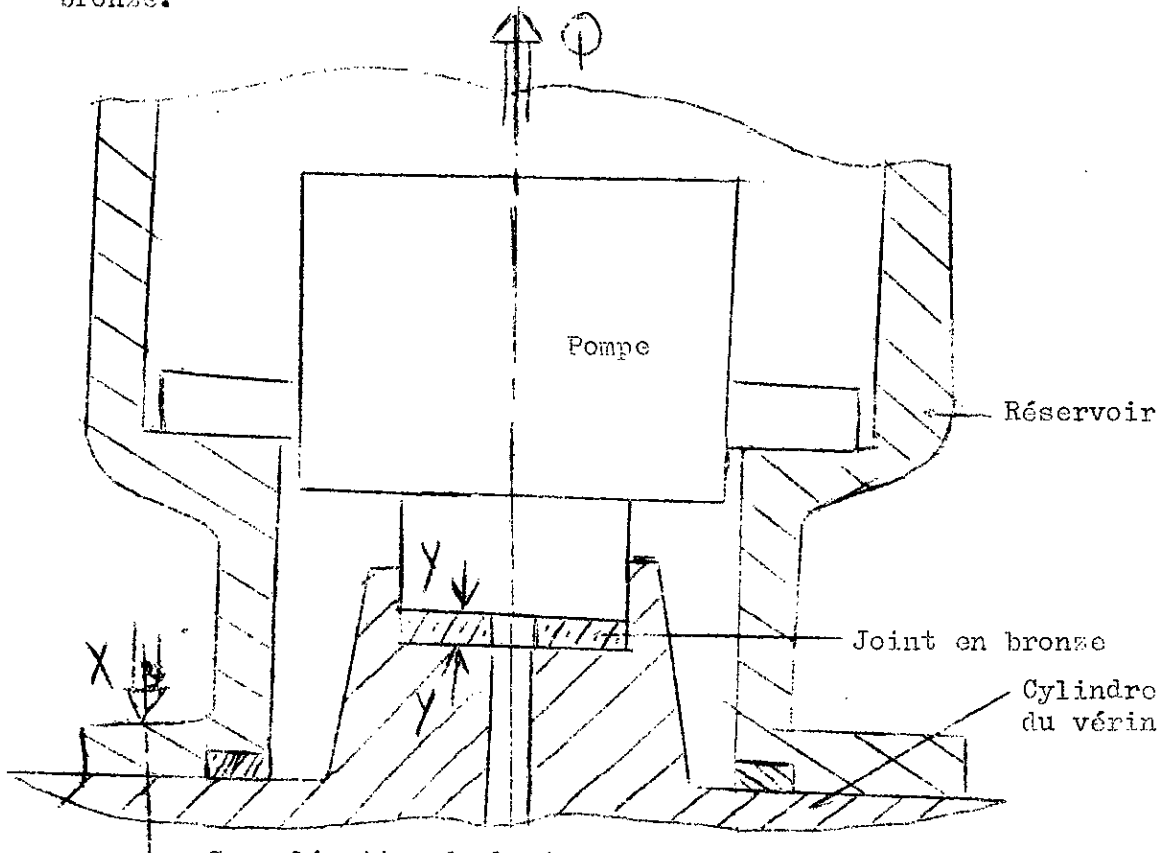
- L'étanchéité entre la pompe de pression et le cylindre du vérin, se fera par un joint en bronze (Cu Sn 16), pour éviter le fluage vu que l'on a une forte pression.

3.6.2. Détermination des effort à exercer sur les vis pour

assurer l'étanchéité :

Dans nos calculs on négligera l'effet du joint en caoutchouc synthétique.

Nous ne tiendrons compte que de la déformation du joint en bronze.



Sous l'action du levier on a une force $Q = 10432 \text{ N}$, qui tend à séparer la pompe du vérin. On doit donc trouver la valeur de l'effort de serrage F des vis pour que le joint reste comprimé.

Si les vis se déplacent de " n " mm, avec (n = nombre de tours, a = pas du filet), le joint a un écrasement élastique " δ_{sj} " et les vis ont un allongement élastique " δ_{Lb} ". L'effort total de traction des vis est F , le même que celui de compression du joint, avec $na = -\delta_{Lb} + \delta_{sj}$.

Si on applique la loi de HOOKE :

$$\delta_{sj} = \frac{F}{E_{jx}S_j} \quad \text{et} \quad \delta_{Lb} = \frac{F \times L_b}{E_b \times S_b}$$

Avec :

E_j = module d'élasticité longitudinale du bronze

S_j = Surface du joint

c = épaisseur du joint

L_b = longueur des vis susceptible de s'allonger

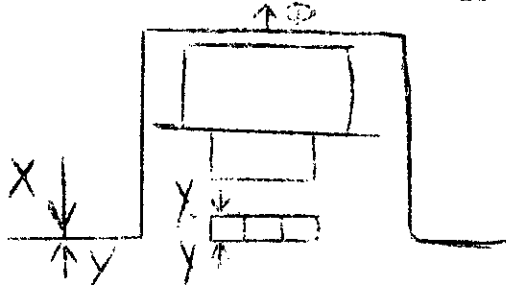
E_b = module d'élasticité du métal des vis

S_b = section totale des vis.

Des deux expressions ci-dessus on tire :

$$F = \frac{na}{\frac{c}{E_j \times S_j} + \frac{L_b}{E_b \times S_b}} \quad (1)$$

Si on isole le réservoir donc la pompe du vérin on aurait :



La Pompe solidaire du réservoir est soumise à Q . On aurait le réservoir qui serait soumis à :

X = action des vis

Y = action des joints

A l'équilibre nous devons avoir :

$$X = Y + Q$$

Le joint sera donc comprimé par Y et sa nouvelle déformation

sera :

$\epsilon_j - \epsilon_I$, (ϵ_I inconnue) donc :

$$\frac{Y}{S_j} = E_j \times \frac{\epsilon_j - \epsilon_I}{c} \quad (2)$$

Les vis se seront allongées de $\epsilon L_b + \epsilon_I$ donc :

$$\frac{X}{S_b} = E_b \times \frac{\epsilon L_b + \epsilon_I}{L_b} \quad (3)$$

Des trois relation on tire :

$$\left\{ \begin{array}{l} X = F + Q \times \frac{e, Sb, Eb}{e, Sb, eE + Lb, Ej, Sj} \\ Y = F - Q \times \frac{Lb, Ej, Sj}{Lb, Ej, Sj + e, Sb, Eb} \end{array} \right.$$

Pour que le joint reste toujours comprimé il faut que $Y > 0$:

$$d'où \quad F > Q \times \frac{Lb, Ej, Sj}{Lb, Ej, Sj + e, Sb, Eb}$$

On a :

$$Q = 10432 \text{ N}$$

Avec quatre vis de diamètre nominal $d = 8 \text{ mm}$ la surface totale des noyaux des vis est :

$$Sb = 4 \times \frac{\pi(d_3)^2}{4} = \pi d_3^2$$

Avec : $d_3 = d - 1,226 p$, pas $p = 1,25$

$$d_3 = 8 - 1 \times 226 \times 1,25, \quad d_3 = 6,47 \text{ mm}$$

$$d'où : Sb = 131,5 \text{ mm}^2$$

$$Lb = 10 \text{ mm}, \quad Eb = 2 \cdot 10^5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Pour le joint :

épaisseur $e = 5 \text{ mm}$

$$Sj = \frac{\pi}{4} [(30)^2 - (5)^2]$$

$$Sj = 687 \text{ mm}^2$$

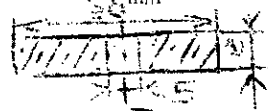
Ej : module d'élasticité longitudinal du bronze

$$Ej = 10^5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$d'où : \quad 10 \times 10^5 \times 687$$

$$F > 10432 \times \frac{10 \times 10^5 \times 687 + 5 \times 131,5 \times 2 \times 10^5}{10 \times 10^5 \times 687 + 5 \times 131,5 \times 2 \times 10^5}$$

$$F > 8755,9 \text{ N}$$



Si on serre avec : $F = 12000$ N, soit 3000 N pour chacune des vis, la contrainte sur les vis serait de :

$$\sigma = \frac{F}{S_b} = \frac{12000}{131,5} = 92,3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Contrainte admissible si on prend des vis de qualité 3 - 6.

$$R = 33 \text{ daN/mm}^2$$

$$R_e = 19,6 \text{ daN/mm}^2$$

Cela nous donnerait une sécurité de 2

- Pour les vis qui maintiendrons la pompe sur le réservoir, ils seront soumis à la même force de serrage, soit $F = 12000$ N.

On aura 3 vis de diamètre nominal $d = 10$ mm :

La surface totale des noyaux des trois vis sera :

$$S_b = 3 \times S$$

Avec S : section du noyau d'une vis

$$S = 52,3 \text{ mm}^2$$

$$\text{d'où } S_b = 3 \times 52,3 = 156,9 \text{ mm}^2$$

La contrainte serait de =

$$\sigma = \frac{F}{S_b} = \frac{12000}{156,9} = 76,48 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Nous prendrons donc des vis de diamètre nominal $d = 10$ mm, et de qualité 3 - 6.

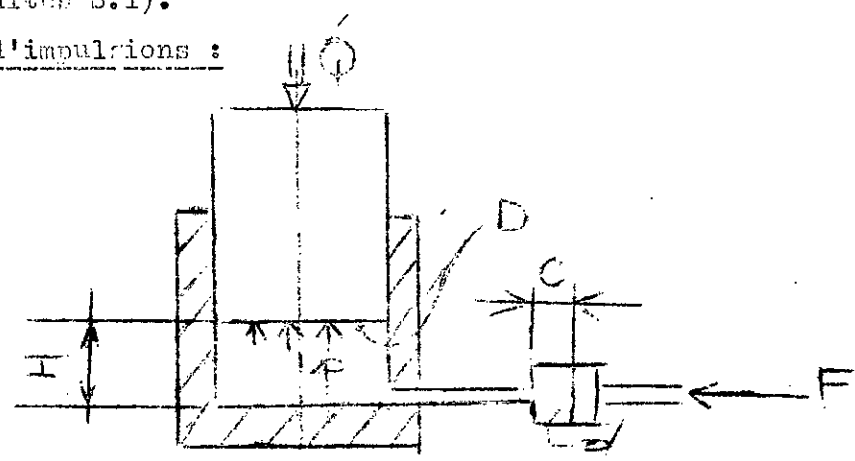
CHAPITRE 4 : HUILE, NOMBRE D'IMPULSIONS, CONCLUSION.

4.1. Choix du fluide :

- Les volumes étant faibles, nous choisirons comme fluide de l'huile. L'huile étant un fluide pratiquement incompressible, donc la compression est économique. Les pertes de charges sont importantes et les vitesses ne dépassent guère 5 à 8 m/s; les échappements sont silencieux.

- Pour notre cas, notre choix sera porté sur une huile " mouvement ordinaire ", de viscosité 4° Engler à 50°0, (0,3 stokes, $0,3 \times 10^{-4}$ unités S.I.).

4.2. Nombre d'impulsions :



- Pour déterminer le nombre d'impulsions, nous devons tenir compte des travaux effectués par la pompe à pression et le piston du vérin.

- Le travail du vérin sera :

$$W_1 = Q \times H$$

Avec:

Q = charge, Q = 750000 N.

H = course du piston du vérin

- Le travail du piston de la pompe à pression sera :

$$W_2 = F \times n \times C.$$

Avec :

F : force à exercer sur le piston de la pompe,

$$F = 10432 \text{ N}$$

C = Course du piston de la pompe.

$$C = 15 \text{ mm}$$

n = nombre de déplacement du piston de la pompe, ou bien nombre d'impulsions à donné au levier.

- on a les travaux W1 et W2 qui sont identiques,

$$W1 = W2$$

$$Q \times H = F \times n \times c$$

d'où :

$$n = \frac{Q}{F} \times \frac{H}{C}$$

- En général, le levage avec la course de travail (pression limite), ne se fait que pour les derniers 50 mm, de la course totale du piston du vérin. Dans ce cas, le nombre d'impulsions serait de :

$$n = \frac{Q}{F} \times \frac{H}{C}$$

$$n = \frac{750\ 000 \times 50}{10432 \times 15}$$

$$n = 240 \text{ impulsions.}$$

A raison de 30 coups / Mn, l'ouvrier devra déployer un effort de 80 N (8 Kg f) pendant :

$$T = \frac{N}{30} = 8 \text{ minutes.}$$

- Ce qui est admissible vu que nous avons un travail discontinu et de faible durée.

- Si le levage devait se faire en condition de travail, c'est à dire pression maximale et pour la course totale du vérin, soit $H = 160$ mm, le nombre d'impulsions serait de :

$$n = \frac{Q}{F} \times \frac{H}{C}$$

$$n = \frac{750000}{10432} \times \frac{160}{15} = 766,8$$

$n = 767$ impulsions.

A raison de 30 coup : mn, l'ouvrier devrait travailler pendant $t = \frac{n}{30} = \frac{767}{30}$

$t = 26$ minutes

A la limite, ce travail est acceptable car il n'est pas continu et que l'ouvrier pourrait assurer ce travail en plusieurs étape.

4.3. Conclusion :

- Dans notre travail, une grande importance a été donnée au principe de construction.

Nous avons tenu compte du fait que le vérin à construire doit être très maniable donc léger et de faible encombrement malgré la charge à déplacer.

- La pression maximale, ou pression de travail a été déterminée en tenant compte des contraintes imposées par la construction et les dimensions du vérin et surtout de la course minimale du piston de la pompe à pression :

- Les contraintes, les pressions de contact donc l'usure étant élevées, nous avons attaché une grande importance aux matériaux à utiliser.

- Le nombre d'impulsions peut paraître assez élevé, il faut tenir compte que les vérins hydrauliques sont conçus pour le réglage de charges importantes, alors nous n'avons que de faible déplacement par coup du piston, soit un déplacement de la charge de 0,2 mm par impulsions, il s'agit aussi d'un travail discontinu et de faible durée.

BIBLIOGRAPHIE

- G. LEMASSON, A.L. TOURANCHEAU
" Eléments de Construction à l'usage de l'ingénieur "
TOME : 8 (Appareils de levage) DUNOD
- F. BERNARD, A.L. TOURANCHEAU, L. - VIVIER
" Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur "
Tome : 6 (organes pour fluide) DUNOD
- G. NICOLET, E - TROTTEY
" Eléments de Machines "
Bibliothèque de l'ingénieur.
- G. LEMASSON et L. BLAIN
" Matériaux de construction, mécanique et Elec -
triques "
DUNOD
- Mémento de dessin industriel
G. NORMAND - J. TIBEL
FOUCHER.
- M. NORBERT, R. PHILIPPE
" Aide mémoire de l'élève dessinateur et du
dessinateur industriel "
- PIEROZAK.
" Polycopié Etanchéité "
- Documentation Techniques
" VERINS A HUILES "
SOCIÉTÉ SAVOISIENNE DE VERINS HYDRAULIQUES.

