I. N. S. A. - Département de Génie Mécanique
4ième ANNEE - option PRODUCTIQUE

1er Semestre 1987

DUrée : 3h

CONTROLE DES CONNAISSANCES
Epreuve de TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION
1ère Epreuve : Technologie

Cette épreuve comporte deux parties indépendantes. Pour chacune des parties, chaque question est indépendante. On prendra soin de noter avec précision la question traitée, les hypothèses de calcul, les résultats.
Cours et TD autorisés.

PREMIERE PARTIE

Un système destiné à élever un ensemble de masse importante est schématisé (fig. 1). Il comprend : une génération hydraulique (pompe, valve de surpression, filtre, réservoir) ; un distributeur à 3 positions ; un ensemble de réglage de la vitesse de descente (résistance R + clapet anti-retour) ; un clapet anti-retour à déblocage assurant l'arrêt en position sous charge et une valve de freinage évitant les chocs à la fermeture du clapet. La masse à déplacer M = 12 000 Kgs et le diamètre utile du vérin d = 100 mm.

1-1 : Etude globale du circuit

On désire atteindre la vitesse de levée v_1 = 25 cm/s en 0,5 secondes ($g = 9{,}81\ m/s^2$). Le rendement estimé du vérin $\eta_v = 0{,}96$; le rendement global souhaité du circuit AB $\eta_{AB} = 0{,}92$ et la pompe dans les conditions de fonctionnement à un rendement volumétrique $\eta_{vp} = 0{,}90$ et un rendement mécanique $\eta_{mp} = 0{,}98$ et elle est entraînée par un moteur électrique asynchrone dont la vitesse en charge est de 1470 t/mn.

En déduire :

a) le débit minimum nécessaire à la pompe et sa cylindrée par tour

b) la pression de tarage p_o de la valve de surpression

c) la puissance du moteur d'entrainement

d) Que peut-on dire de la valeur p_1 de la pression de tarage de la valve de freinage.

1-2 : Calcul de la perte de charge

Le circuit d'alimentation AB se compose d'un tuyau de 12 mm de diamètre et de 9 m de long. Il comprend : deux raccords droits de $\xi = 0{,}5$; 4 coudes brusques de $\xi = 1$, deux clapets anti-retour de $\xi = 1{,}5$ et un distributeur de $\xi = 3$
Le fluide hydraulique est du FHS de masse volumique $\rho = 860\ kg/m^3$ et de viscosité cinématique à 20°C, $\nu(20°) = 20$ cst.

.../...

a) Nature de l'écoulement dans le cas de la montée à 25 cm/s

b) Calcul de la perte de charge entre A et B

c) Le rendement estimé en 1-1 semble-t-il correct ?

1-3 : Etude de la descente

On obtient la descente par mise au bac du vérin (circuit BC) en plaçant le distributeur en position 3, la masse est motrice et le clapet anti-retour est ouvert par l'action de la pression de pilotage (po régnant en A). Le fluide passe alors à travers la résistance de réglage de la vitesse (R).

Le circuit de retour BC de 9 m de long et de 12 mm de diamètre comprend 4 raccords droits de $\xi = 0{,}5$, 6 coudes de $\xi = 1$, 1 clapet anti-retour de $\xi = 2{,}5$, un distributeur de $\xi = 3$, un filtre de $\xi = 4{,}5$. La résistance de réglage est du type à pointeau et se comporte sensiblement comme un trou en mince paroi de section s et de $\xi = 1{,}8$.

a) Quelle section de passage s doit-on installer dans la résistance pour obtenir une vitesse de descente de 10 cm/s dans le cas d'un fonctionnement à 20°C où la viscosité du fluide vaut $\nu_{20°} = 20$ cst.

b) Pour le même réglage qu'elle vitesse de descente peut-on espérer dans le cas d'un fonctionnement à -15°C ou $\nu_{(-15°C)} = 200$ cst.

1-4 - Etude de l'arrêt pendant la descente

L'arrêt en position sous charge est obtenu par le clapet anti-retour à déblocage, système qui a la particularité de se fermer brutalement et de permettre l'arrêt en position sans fuites.

a) On fait l'hypothèse qu'au moment de l'arrêt on a dans le cylindre du vérin une hauteur de 10 cm de fluide et que du clapet au point B on a 2 m de tuyauterie de 12 mm, que le module de compressibilité du fluide B = 15 000 bars, que les tuyauteries et l'enveloppe du vérin sont indéformables et qu'il n'y a pas de valve de freinage.

Dans le cas de la descente à 10 cm/s, déterminer la pression qui va s'intaller dans la canalisation au moment de l'arrêt.

b) Dans le cas où le circuit comprend une valve de freinage, qu'elle valeur de la pression p_1 doit-on installer pour obtenir l'arrêt en 0,1 seconde.

DEUXIEME PARTIE

Pour réaliser des opérations de rivetage on a imaginé le dispositif schématisé (fig. 2). L'admission d'air à basse pression p_a se fait en A et la course d'approche est obtenue par action de l'air sur P_2. Lorsque la tige du vérin arrive au contact du rivet et rencontre une résistance suffisante, la pression monte dans la chambre jusqu'à ouverture de la valve relais à seuil qui alimente alors le piston P_1. Celui-ci se déplace alors en comprimant l'huile. Il y a simultanément action de multiplication de pression et de multiplication d'effort.

2-1 : Analyse du fonctionnement

a) Dans le cas d'une alimentation en air à p_a = 10 bars et en négligeant tous les frottements, calculer l'effort maxi obtenu à l'extrémité de la tige du vérin en fin de course (dimensions fig. 2).

b) Préciser le rôle du piston P_3, du ressort R_3 et de l'étanchéïté J_3.

c) Montrer que pour une course d'approche de 50 mm et une course de travail de 20 mm, cette disposition permet d'économiser de l'énergie par rapport à une solution classique à vérin simple (tout pneumatique ou tout hydraulique). On pourra représenter sur un cycle le diagramme force déplacement et calculer le gain en %.

2-2 : Vérification de l'épaisseur du piston P_2

a) Etude de l'étanchéïté (figure 2)

L'étanchéïté est réalisée par un joint torique J_2 dont la condition de non extrusion pour une pression de calcul P = 250 bars est $J_{MAX} \leqslant 0,06$ mm. En considérant les positions les plus contraignantes et en admettant que les enveloppes se déforment librement (pas d'effet de fond), déterminer les jeux qu'on doit installer à vide. Vérifier que l'usinage des pièces est facilement réalisable et si cela semble nécessaire proposer une modification des dimensions.

b) Pour les dimensions retenues, choisir le matériau dans le cas où on admet un nombre de sollicitations $\gg 10^7$.

0-0-0-0-0

0-0-0

0

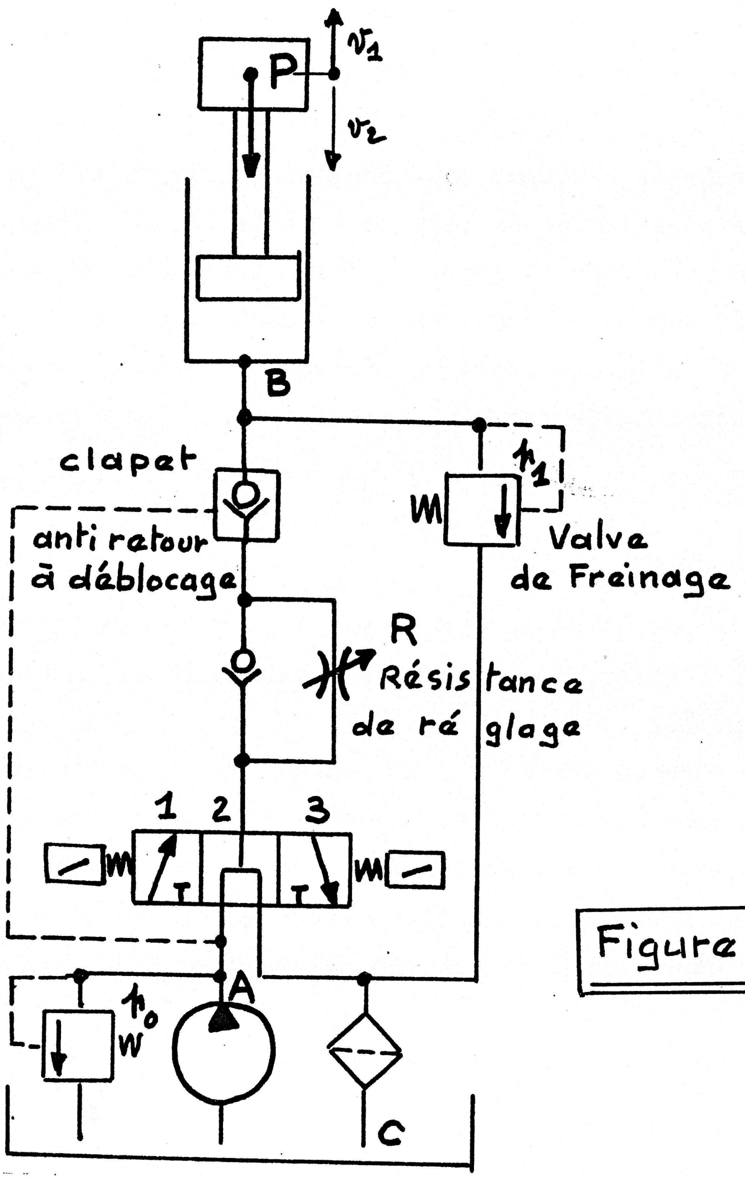


Figure 1

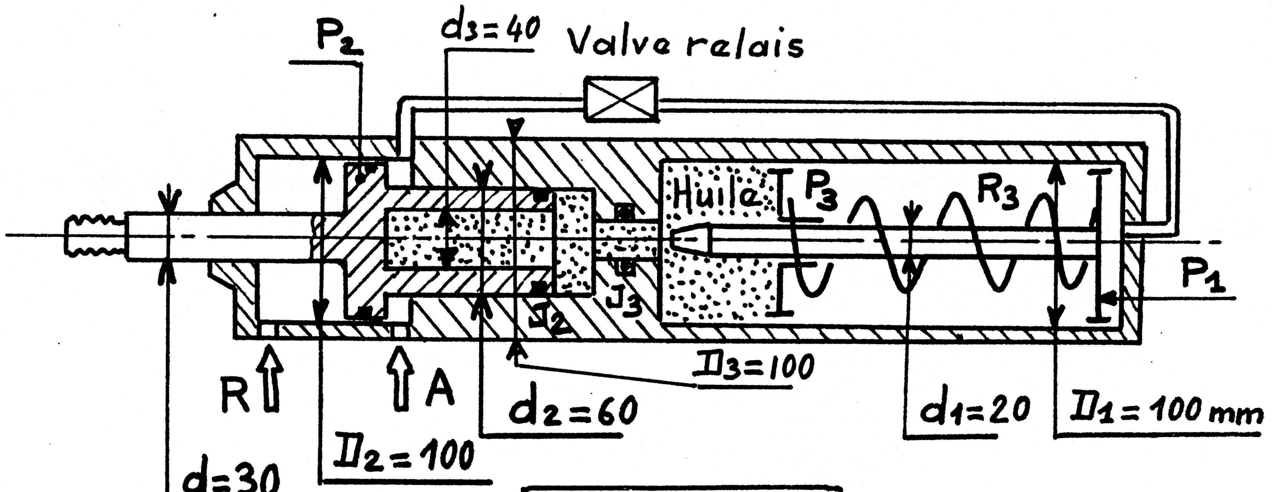


Figure 2

I. N. S. A. - Département Génie Mécanique

4ième année option PRODUCTIQUE

1er semestre 87

durée : 5h

CONTROLE DES CONNAISSANCES

Epreuve de CONSTRUCTION MECANIQUE

2ième Epreuve : Projet

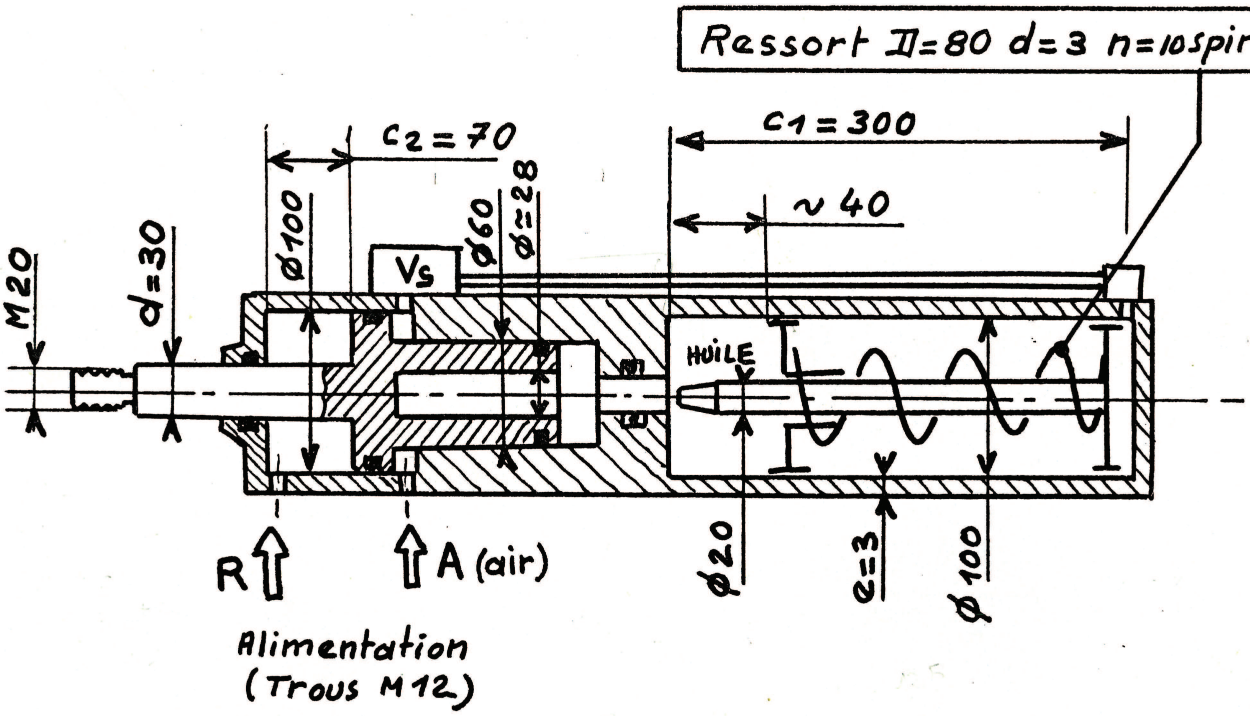
On demande de réaliser le dessin d'avant projet du système amplificateur d'effort dont on donne le schéma et les principales dimensions.

Choisir les joints les mieux appropriés pour chaque étanchéité.

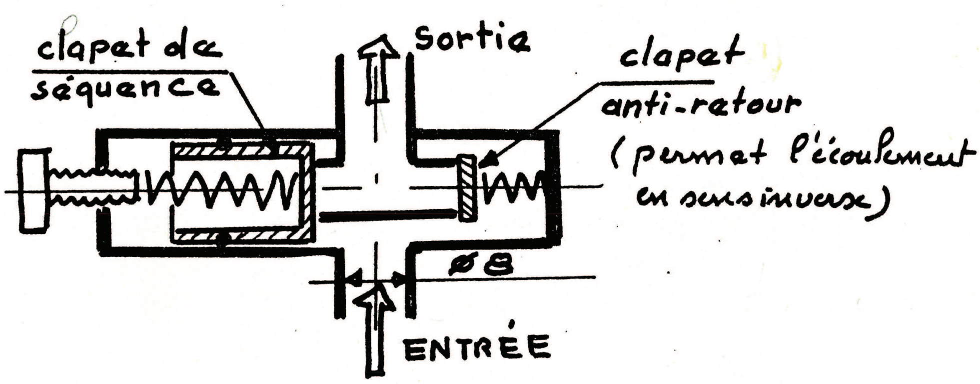
Indiquer les jeux et les matériaux choisis.

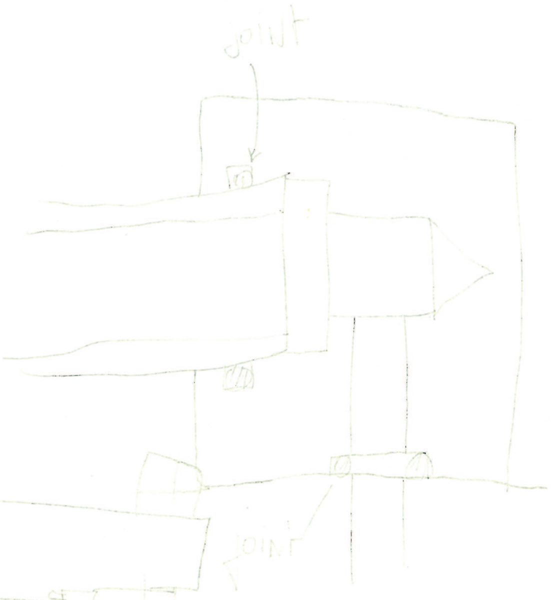
Prévoir la fixation sur le bâti de la riveteuse.

La construction de moyenne série est réalisée par un spécialiste de l'hydraulique.

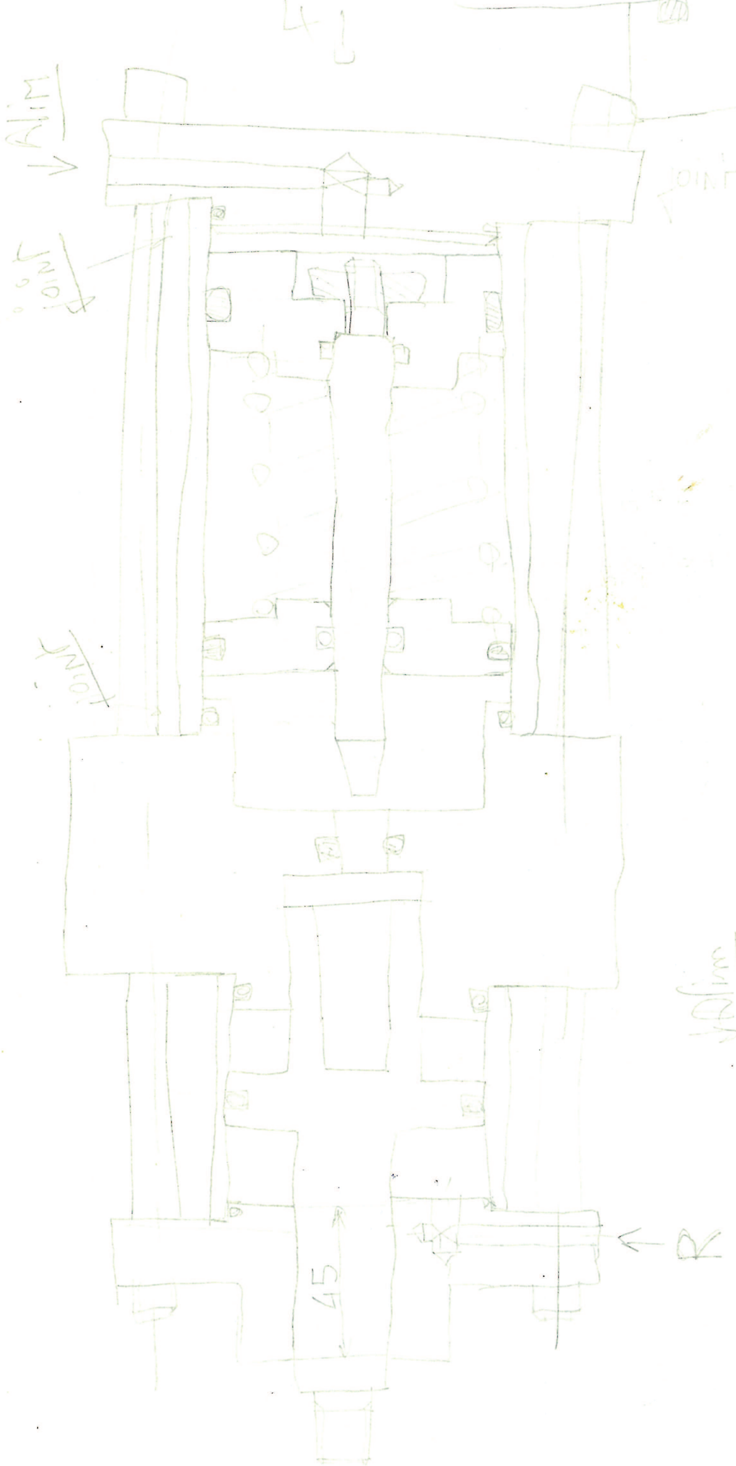


Valve de séquence Vs. (Schéma)



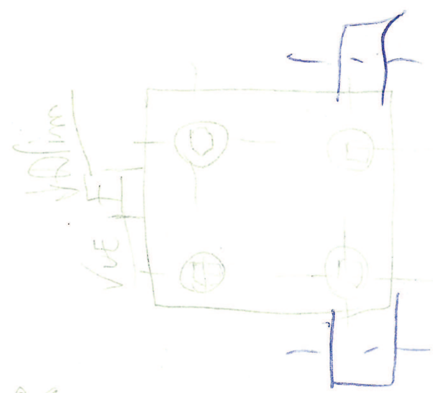

joint
joint


le plus court possible
⊥ cond de ⊥


Alim
joint
joint
45
R

e = 11,5 mm

60


Alim
VUE

vu

Projet n°1 (1)

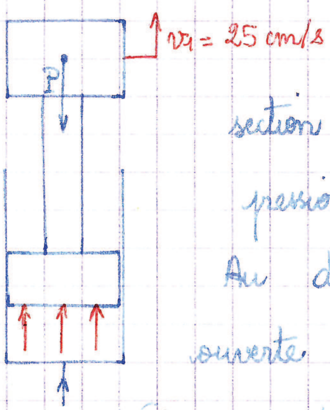
En descente position 2 pompe débite au bac
la masse descend avec une vitesse c^te, fermeture anti retour à déblocage vu plus de pression en A : en B ↗ pression
d'où action de la valve de freinage.

$v_1 = 25$ cm/s en 0,5 s

Pression utile sous le vérin pour que la masse atteigne v_1 en 0,5 s
Calcul de la pression théorique :

11- Etude globale du circuit

Préliminaire :



section utile du vérin $S = \pi 5^2 = 78,54$ cm²

pression nécessaire à la mise en vitesse :

Au démarrage la valve de surpression est ouverte et on travaille à pression constante

Si on néglige la perte de charge et les frottements

$PS - mg = m\gamma$ avec $\gamma = \frac{v}{t} = \frac{25}{0,5} = 50$ cm/s² $= 0,5$ m/s²

$$P = \frac{m(\gamma + g)}{S} = \frac{12000\,(9,81 + 0,5)}{78,54} = 1575,25 \text{ N/cm}^2$$

P théorique nécessaire au vérin = $\boxed{P_u = 157,5 \text{ bar}}$

question à se poser : que se passe t-il au démarrage ?

a) Débit minimum à la pompe = Débit nécessaire au vérin

(pas de fuites)

$Q_u = S \times v_1 = 78,54 \times 25 = 1963,5$ cm³/s $= 1,96$ l/s

$\boxed{Q_u = 117,8 \text{ l/mn}}$

b) cylindrée par tour de la pompe

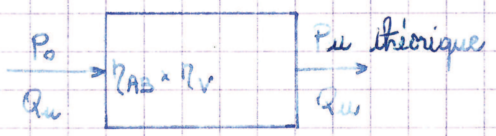
$$Q_{th} = \frac{Q_u}{\eta_{vp}} = \frac{1963,5}{0,9} = 2181,7 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\Rightarrow V_t = \frac{Q_{th}}{N_t} = \frac{2181,7 \times 60}{1470} = 89,05 \ cm^3$$

$$\boxed{V_t = 89 \ cm^3}$$

c) Pression de tarage P_0 de la valve de surpression.

(si pas de fuites $\Rightarrow$ pas de rendement volumétrique.)

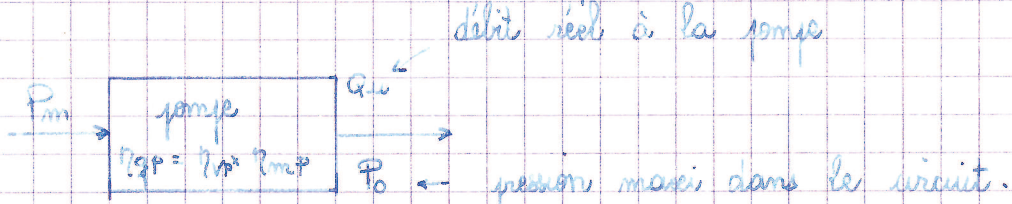


$$\Rightarrow P_0 = \frac{P_u}{\eta_{AB} \times \eta_v}$$

$$P_0 = \frac{157,5}{0,92 \times 0,96} = 178,33 \text{ bars}$$

$$\boxed{P_0 = 178 \text{ bars.}}$$ ($P_0 = P_{maxi}$ du circuit)

d) Puissance du moteur d'entraînement de la pompe.



$$P_m = \frac{Q_u \cdot P_0}{\eta_{vP} \times \eta_{mP}} = \frac{1963,5 \times 10^{-6} \times 178 \cdot 10^5}{0,9 \times 0,98} = 39\,699 \ W$$

puissance moteur

$$\boxed{P_{mini \ moteur} = 39,7 \ kW}$$

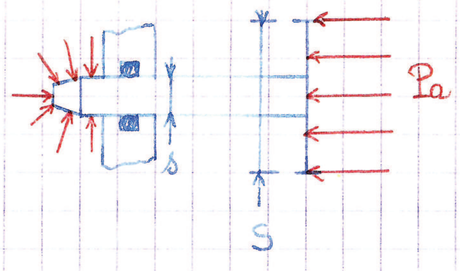
e) Valeur de la pression p_1 de la valve de freinage

Dans le sens de la montée il ne faut pas que la valve de freinage s'ouvre $\Rightarrow$ $p_1 > p_0$

21 - Analyse du fonctionnement : on néglige tous les frottements

a) Calcul de f_{MAX}

Multiplication de la pression

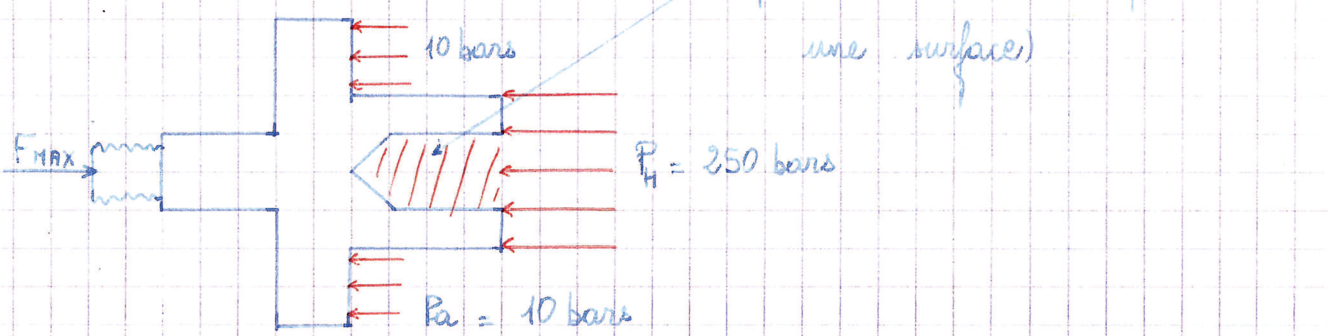


$P_n \, s = P_a \, S$

$$\Rightarrow P_n = P_a \times \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 = 10 \times \left(\frac{100}{20}\right)^2 = 250 \text{ bars}$$

$$\boxed{P_n = 250 \text{ bars}}$$

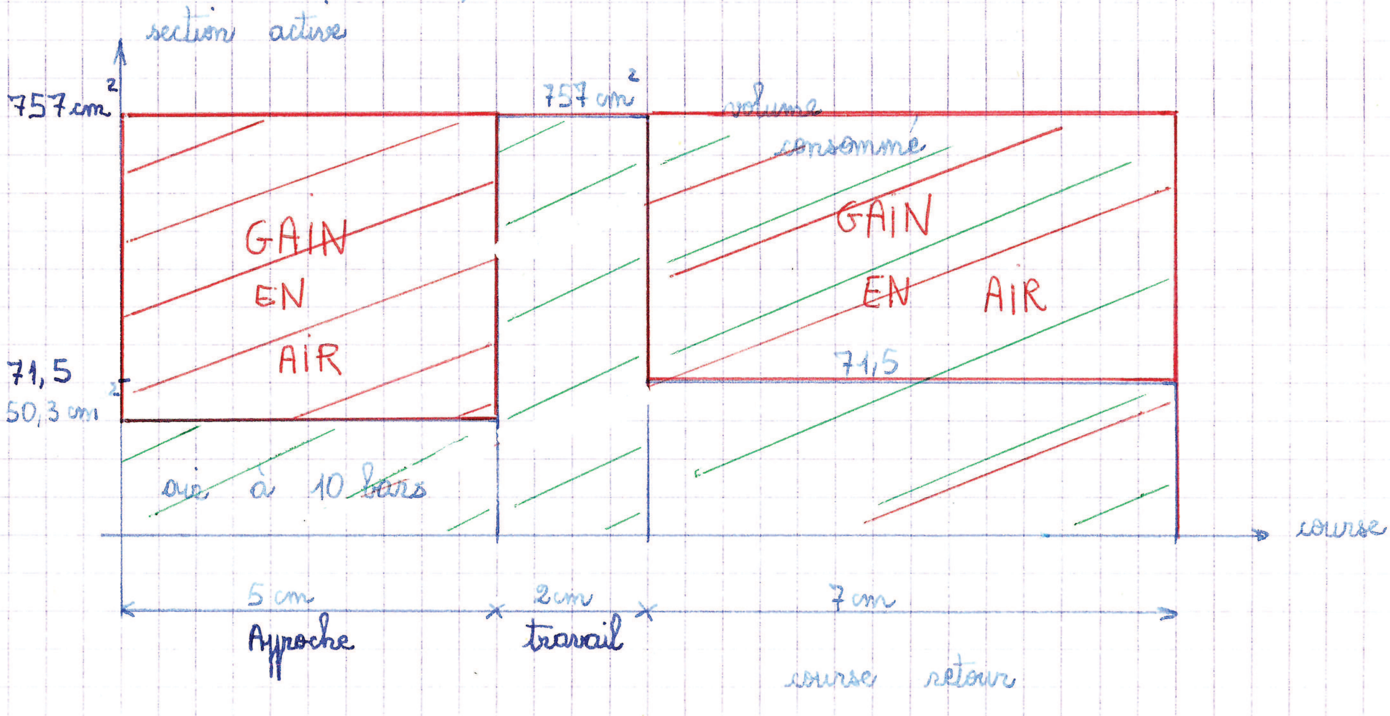
multiplicateur d'effort



$F_m = (250 \, \pi \, 3^2) + 10 \left[\pi (5^2 - 3^2)\right] = 7571$ daN

$$\boxed{F_m = 7571 \text{ daN}}$$

P3 sert au remplissage d'huile, le ressort "envoie" l'huile dans la chambre. J3 partage les 2 parties et permet la mise en pression.



$$Gain = \frac{(757-50,3)\times 5+(757-71,5)\times 7}{757\times \underbrace{14}_{(5+2+7)}} = 0,786 = 79\,\%$$

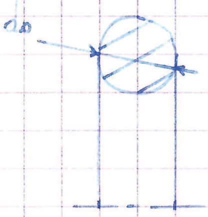
$$\boxed{Gain = 79\,\%}$$

Rque : Joint torique

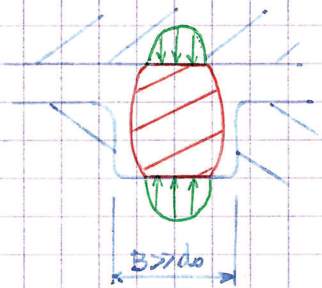
En utilisation statique :

difficulté de réalisation de la gorge + encombrant mais très grande efficacité

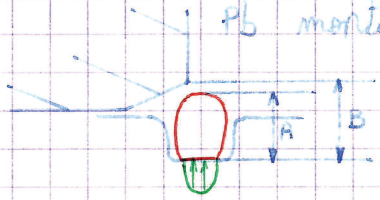
usinage facile : nécessite un chanfrein de montage → sous HP risque d'extrusion ;



libre



sans pression

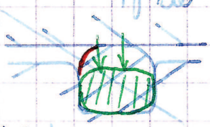


Pb montage

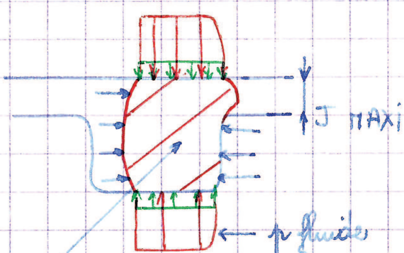
B doit être > A

après montage dans la gorge → chanfrein

direction des efforts de pression

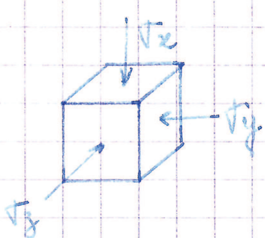


si joint sans jeu



risque d'extrusion du joint.

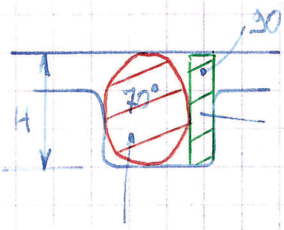
matériaux incompressible (déforme à volume cst)



$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1}{E}\left(\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)\right) \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E}\left(\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)\right) \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E}\left(\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)\right) \end{cases}$$

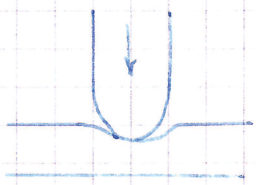
$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 0 \Longrightarrow \boxed{\nu = 0,5}$$

(A)



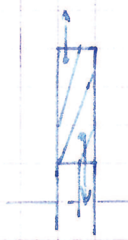
bague anti extrusion

dureté SHORE
(70°, 80°, 90°)



on mesure la pénétration : caractéristique du module d'élasticité

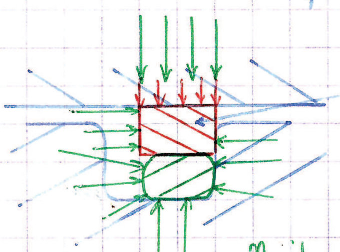
haute pression : dureté shore ↗



la pression écarte les 2 parties (très cher)

$$15\% < \frac{\Delta d_0}{d_0} < 25\% \quad \text{avec} \quad \Delta d_0 = d_0 - H \ (\text{vu A})$$

(en dynamique de 7 à 15%)



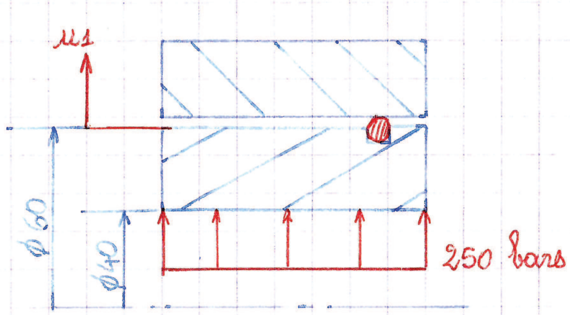
composite

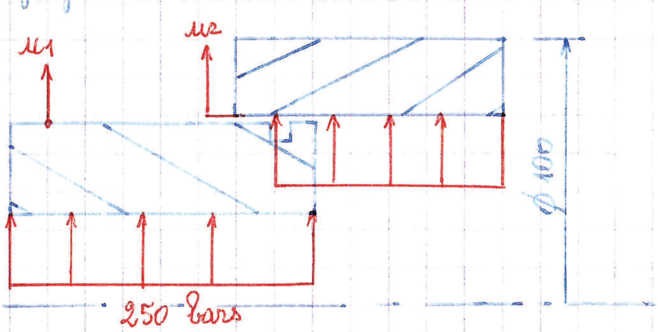
le segment fait l'étanchéité "dynamique".
le joint " " statique.

p fluide

22- Vérification du piston P2

a) étude de l'étanchéité : (on néglige la pression de l'air / huile)



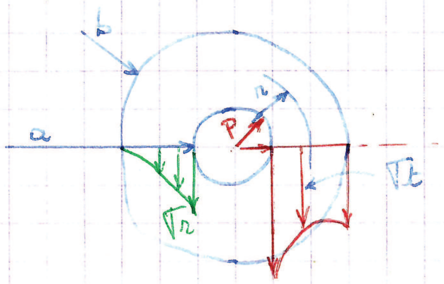


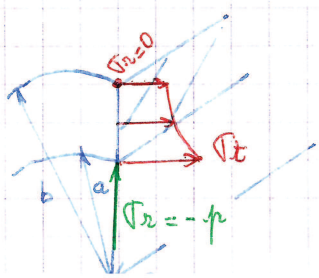
Risque de coincement :

J_{mini} (à vide) $\geq 2u_1 + J_m$ (fonctionnement)

Risque d'extrusion :

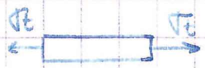
J_{maxi} à vide $+ 2(u_1 + u_2) \leq 0,06$

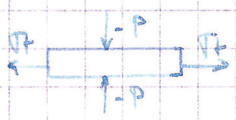




(6)

$$\sigma_{\substack{r\\t}} = P\,\frac{a^2}{b^2-a^2}\left(1 \mp \frac{b^2}{r^2}\right)$$

pour u_1 :  $\varepsilon_t = \frac{1}{E}\,\sigma_t = \frac{\Delta D}{D}$ ($\Delta D \to 2u_1$, $D \to (2b)$)

pour u_2 : 

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}\left(\sigma_t - \nu\,\sigma_r\right).$$

Pour u_1 : pour $r = b$ (rayon extérieur où l'on mesure u_1)

$$\begin{cases} \sigma_t = \dfrac{2Pa^2}{b^2-a^2} \\ \sigma_r = 0 \end{cases} \qquad \begin{cases} a = 20 \\ b = 30 \end{cases}$$

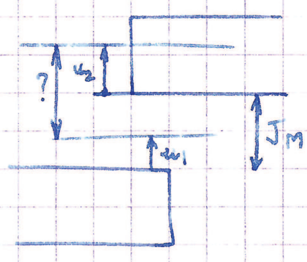
loi de Hooke : $\varepsilon_t = \frac{\Delta D}{D} = \frac{\Delta b}{b} = \frac{1}{E}\,\sigma_t$

$$\Delta b = u_1 = \frac{2Pa^2 b}{E(b^2-a^2)} = 0{,}006 \text{ mm} = 6\,\mu m$$

Pour u_2

pour $r = a$

$$\begin{cases} \sigma_t = P\,\dfrac{a^2+b^2}{b^2-a^2} \\ \sigma_r = -P \end{cases}$$



loi de hooke $\frac{\Delta a}{a} = \frac{1}{E}\left(\sigma_t - \nu\,\sigma_r\right)$

or $u_2 = \Delta a = \frac{P}{E}\left[\frac{a^2+b^2}{b^2-a^2} + \nu\right] a$

$u_2 = 0{,}009$ mm

condition de fonctionnement

extrusion : $\underset{\text{(à vide)}}{J_M} + 2(u_2 - u_1) \leq 0{,}06$ mm (cond extrusion joint.)

$J_M \leq 0{,}06 - 2(0{,}009 - 0{,}006)$

$\underset{\text{à vide}}{J_M} \leq 54\,\mu m$

coincement

$$\underbrace{J_m}_{\text{fonctionnement possible à } p = 0 \text{ bars}} > \underbrace{2u_1 + J_m}_{\text{fonctionnement possible à } p = 250 \text{ bars}}$$

sous 250 bars

$\Downarrow$

ϕ du type H9 sur ϕ 60 $\rightarrow$ 10 µm

ex : $H6^{+19}_{0}$ $g6^{-10}_{-29}$

J mini à vide > 22 µm

fabrication possible ?

J mini + IT arbre + IT alésage = J MAXI

Σ IT = JM - Jm = 54 - 22 = 32 µm

limiter à qualité 6

pour ϕ 60 (chevalier p 43)

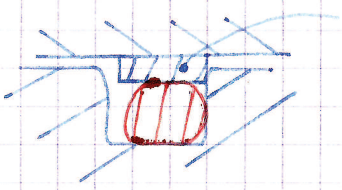
IT qualité 8 = 46 µm
IT 7 = 30 µm
IT 6 = 19 µm $\Rightarrow$ qualité 6 sur alésage. qualité 5 sur arbre.
IT 5 = 13 µm

on peut fabriquer ça $\rightarrow$ très cher

modifier les épaisseurs pour ↗ u ou ↘ u

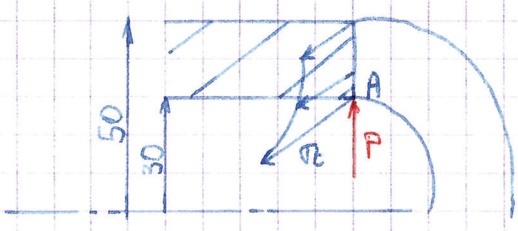
ou changer de joint

$\Rightarrow$ utiliser un joint composite.



téflon J maxi ϕ 60 extrusion de l'ordre de 0,2 mm

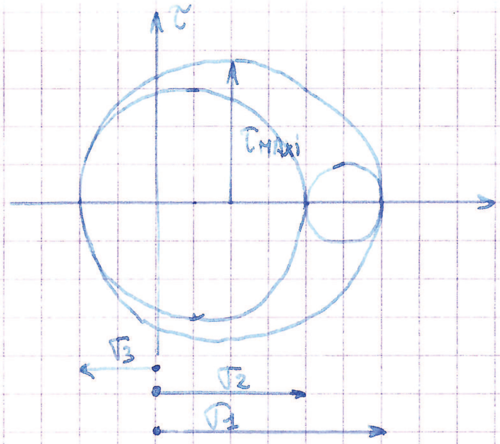
b) Résistance de l'enveloppe



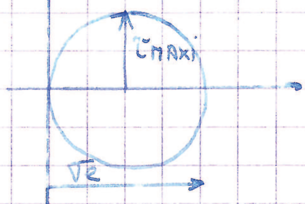
pt A $\begin{cases} \sigma_t = P \dfrac{b^2+a^2}{b^2-a^2} \\ \sigma_r = -P \end{cases}$ critère de Von mises (pour aciers traités)

ici critère cisaillement maxi

$\sigma_e = (\sigma_1 - \sigma_3)$



σ danger identique à ≡ en traction simple

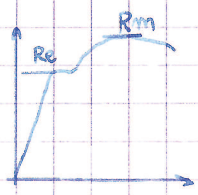


m τMAXI qu'avant

2 états également dangereux (si m τMAXI)

$$\sigma_e = \sigma_1 - \sigma_3$$

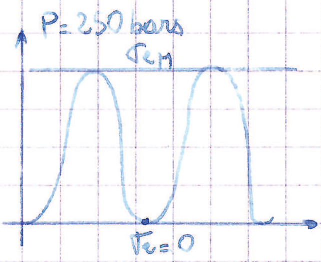
$$\sigma_e \leq \begin{cases} \dfrac{Re}{\alpha_1} \\ \dfrac{Rm}{\alpha_2} \end{cases}$$



critère contrainte normale pour matériaux fragile (verre, ...)

ici $\begin{cases} \sigma_1 = \sigma_t \\ \sigma_3 = \sigma_r \end{cases} \Rightarrow \sigma_e = P\left[\dfrac{b^2+a^2}{b^2-a^2} + 1\right]$

contrainte = f(t)

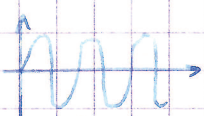


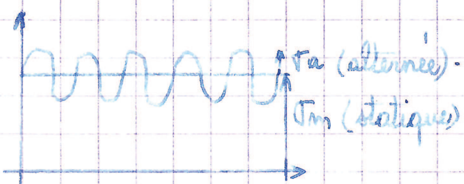
<u>Vérification statique</u> :

$$\sigma_{eM} \leq \frac{Re}{\alpha_s}$$

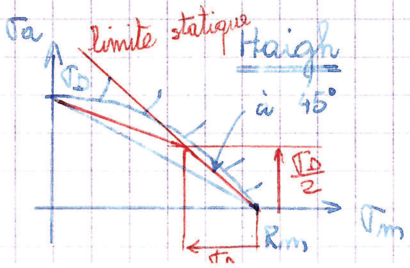
<u>Vérification en fatigue</u> : (σ_D : limite en fatigue)

essai en fatigue avec $\sigma_{moy} = 0$





$$\begin{cases} \underset{\text{moyenne}}{\sigma_m} = \dfrac{\sigma_{eM}}{2} \\ \sigma_a = \dfrac{\sigma_{eM}}{2} \end{cases}$$



on porte σ_{moy} σ_a → pt dans le domaine

si intérieur → bon

On se limitera à comparer à σ_D. XC18s $Re \geq 260\ N/mm^2$ (9)

$\sigma_{EM} = 78,1\ N/mm^2 \longrightarrow \begin{cases} \alpha = 3 \rightarrow Re = 234\ N/mm^2 \rightarrow XC18 \\ \alpha = 5 \rightarrow Re = 390\ N/mm^2 \rightarrow 35MF6 \end{cases}$

Suite (fig 1)

calcul de la perte de charge (montée à 25 cm/s)

a) Nature de l'écoulement

$$V = \left(\frac{S}{s}\right) v = v \left(\frac{D}{d}\right)^2 = 0,25 \left(\frac{100}{12}\right)^2 = 17,36\ m/s$$

$\begin{cases} Q \text{ vérin} = S V \\ Q \text{ canalisation} = v s \end{cases}$

$$\text{or} \quad Re = \frac{V D}{\nu} = \frac{17,36 \cdot 10^3 \times 12}{20} = 10\,416$$

$\boxed{\begin{array}{l} \nu = 20\ cst \\ \nu = 20\ mm^2/s \end{array}}$

$\boxed{Re = 10\,416} \gg Re_c = 2500$

$\Longrightarrow$ turbulent (facilité pour les calculs)

b) perte de charge entre A et B.

$$\Delta P = \left(\Sigma \xi + \lambda \frac{L}{D}\right) \frac{\rho}{2} V^2$$

avec $\Sigma \xi = 2 \times 0,5 + 4 \times 1 + 2 \times 1,5 + 3 = 11$

$\frac{\lambda L}{D} = 0,025 \times \frac{9 \cdot 10^3}{12} = 18,75$

$\Longrightarrow \Sigma = 29,75$

on choisit $\lambda = 0,025$

donc $\Delta P = 29,75 \times \frac{860}{2} \times (17,36)^2 = 38,55 \cdot 10^5\ Pa$ (puisque on n'a pris que des unités MKS)

$$\boxed{\Delta P_{AB} = 38,5 \text{ bars}}$$

c) comparaison avec le rendement estimé en I-1

$\eta_{AB} = 0,92$ (estimé)

il n'y a pas de fuites $\Rightarrow$ rapport de pression utile sur pression

$$\eta_{AB} = \frac{P_u \text{ (au vérin)}}{P_u + \Delta P_{AB}}$$ (pas de dérivations)

$$\eta_{AB} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P_{AB}}{P_u}} = \frac{1}{1 + \frac{38,5}{157,5}} = 0,8 \ll 0,92 \text{ (estimé)}$$

(P_u calculée auparavant.)

en fait il faudrait $P_0 = P_u + \Delta P_{AB} = 196$ bars.

on trouve $P_0 > P_0$ (calculé au début)

Il faut prendre une pompe suffisamment puissante.

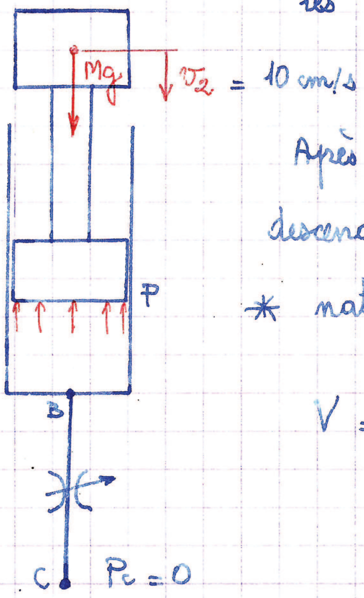
la puissance du moteur devient

$$\boxed{P = \frac{39{,}7 \times 196}{178{,}33} = 43{,}63 \text{ kW}}$$

13 - étude de la descente

la résistance de réglage fixe la vitesse de descente qui est fonction de la masse P.

les termes de hauteur sont négligeable



Après une période de mise en vitesse, la masse descend à vitesse constante

* nature de l'écoulement (tjs en 1^re)

$$V = \left(\frac{S}{s}\right) v = 0{,}1 \times \left(\frac{100}{12}\right)^2 = 6{,}94 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{VD}{\nu} = 6{,}94 \cdot 10^3 \times \frac{12}{20} = 4166 \gg Re_c = 2500$$

On est toujours en turbulent.

* si on néglige les pertes par frottement au vérin

$$\Delta P_{Totale} = \Delta P_1 \text{ (tuyau)} + \Delta P_2 \text{ (résistance R)} = \frac{Mg}{S} = P_B - P_C$$

section vérin

$$\Delta P_{Totale} = \frac{9{,}81 \times 12000}{78{,}54} = 149{,}88 = 150 \text{ bars}$$

en fait Bernoulli entre B et C (hauteur négligée, $\rho \frac{V^2}{2}$ les mêmes)

$$\boxed{\Delta P_{Totale} = 150 \text{ bars}}$$

$$\Delta P_1 = \left(\Sigma \xi + \frac{\lambda L}{D}\right) \frac{\rho}{2} V^2$$

$$\Sigma \xi = 4 \times 0{,}5 + 6 \times 1 + 2{,}5 + 3 + 4{,}5 = 18$$

$$\frac{\lambda L}{D} = 0{,}025 \times \frac{9 \cdot 10^3}{12} = 18{,}75$$

$$\Sigma = 36{,}75$$

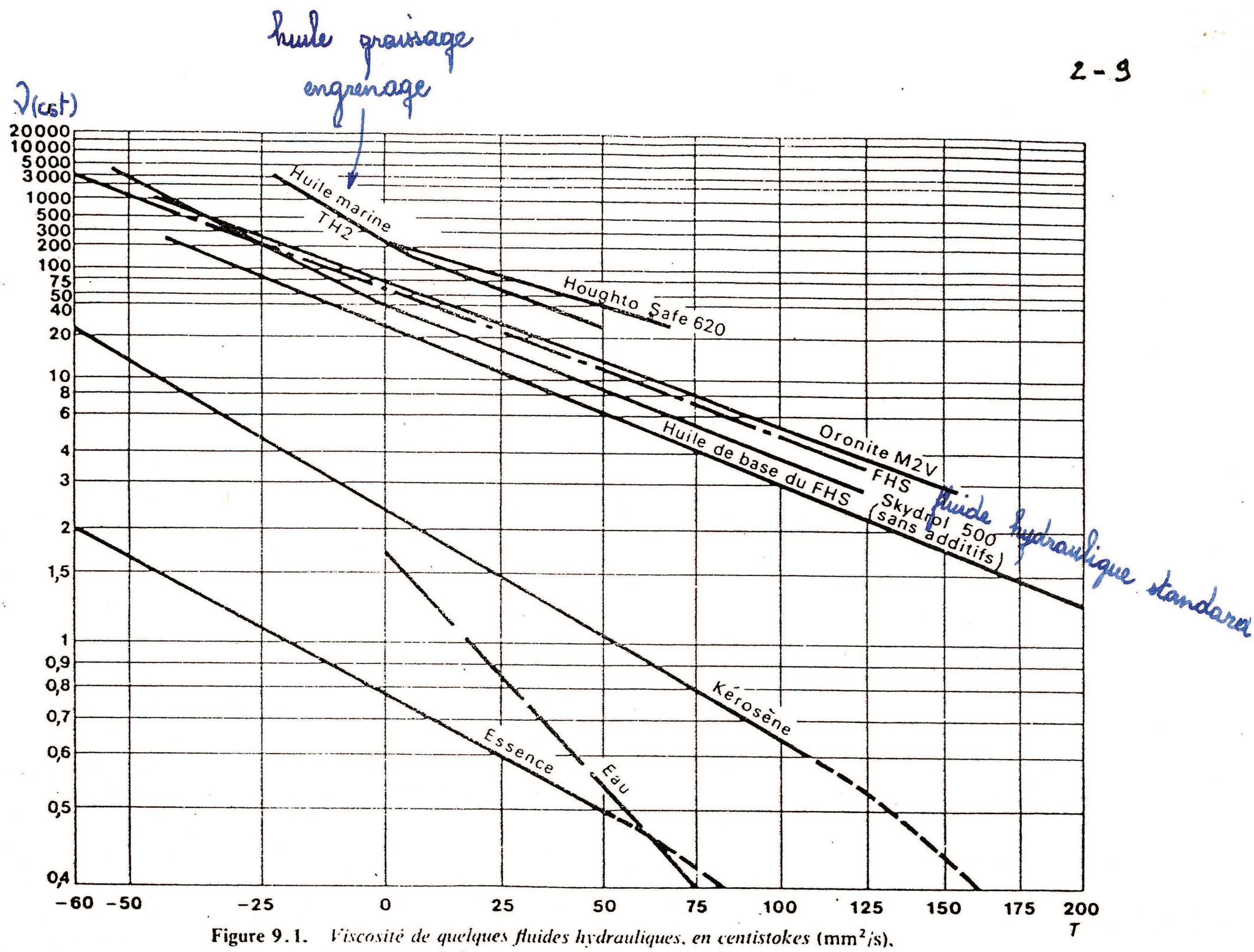


Figure 9.1. *Viscosité de quelques fluides hydrauliques, en centistokes* (mm²/s), *en fonction de la température en degrés centigrades.*

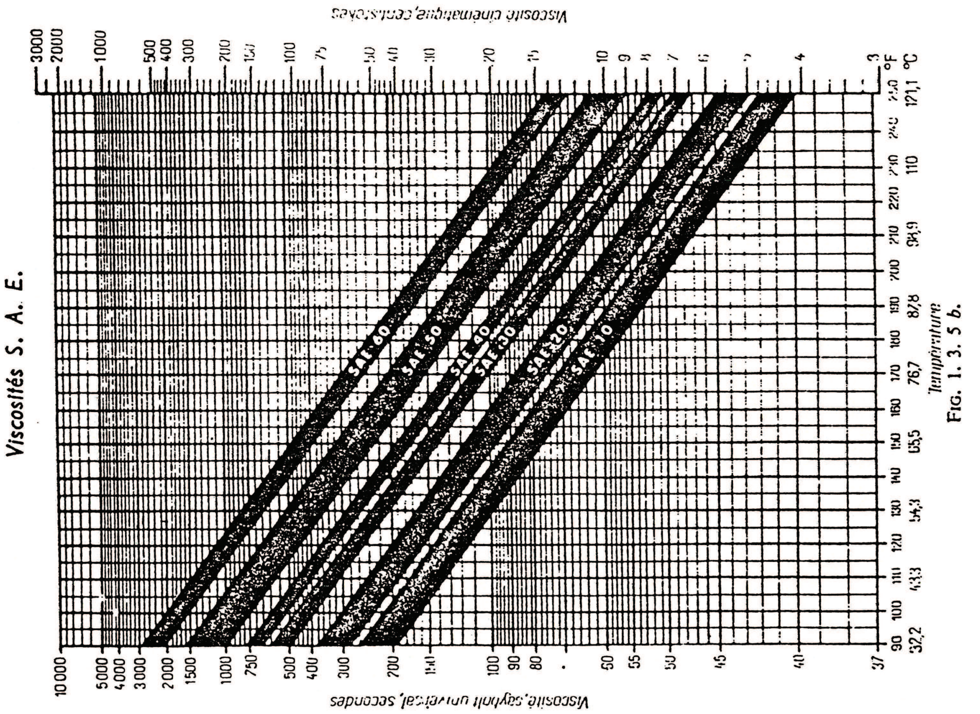


FIG. 1. 3. 5 b.

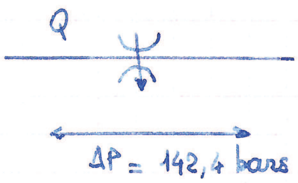
20W50

propriété 50 à 98,9°c

propriété 20W à -18°c

$\Delta P_1 = 36,75 \times \frac{860}{2} \times (6,94)^2 = 7,61 \cdot 10^5 \ Pa = 7,61$ bars.

$\Delta P_2 = \Delta P_{totale} - \Delta P_1 = 150 - 7,61 = 142,4$ bars (c'est la chute de pression dans R)



$Q = S \times v_2 = 78,54 \times 10 = 785,4 \ cm^3/s$

section s :

$$\begin{cases} \Delta P_2 = \xi \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{s^2} \\ \xi = 1,8 \end{cases} \Rightarrow s = \left[\frac{\xi \rho Q^2}{2 \Delta P_2}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\underset{\downarrow \ mm^4}{s^2} = \frac{1,8 \times 860 \times (785,4)^2 \cdot 10^{-12}}{2 \times 142,4 \cdot 10^5} \times 10^{12} = 33,56 \ mm^4$$

$$\Longrightarrow \boxed{s = 5,79 \ mm^2}$$

b) pour le même réglage : vitesse de descente à $-15°c$.

on est sûrement en laminaire dans le tuyaux et en turbulent dans la résistance.

perte de charge prépondérante dans la résistance → valeurs ≃ c^{tes}

la vitesse de descente sera ≃ 10 cm/s.

on suppose tjs que $s = 5,79 \ mm^2$

* nature de l'écoulement dans le tuyau

$Re = \frac{VD}{\nu} \longrightarrow$ maxi Re

si on suppose que la vitesse reste la même et que seul la viscosité passe de 20 cst à 200 cst on peut calculer

$$\boxed{max \ Re = \frac{4166}{10} = 416} \ll Rec$$

→ dans le tube on est en régime laminaire

hypothèse de calcul : on admettra que l'écoulement est turbulent dans la résistance

1er cas : on admet que les ξ interviennent en laminaire proportionnellement à leur importance en turbulent (cette hypothèse revient à maximiser la perte de charge. Soit ici à calculer une valeur mini de la vitesse.) (12)

$$L_e = L \times \frac{\Sigma \xi + \frac{\lambda L}{D}}{\frac{\lambda L}{D}} = 9 \times \frac{36{,}75}{18{,}75} = 17{,}64 \text{ m}$$

longueur équivalente

$$\boxed{L_e = 17{,}64 \text{ m}}$$

dans le tube : $\underbrace{\Delta P_1 = \frac{128 \eta \rho L_e}{\pi d^4} Q}_{\text{laminaire}}$ et dans R $\underbrace{\Delta P_2 = \xi \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{s^2}}_{\text{turbulent}}$

$$\Delta P_T = \frac{128 \eta \rho L_e}{\pi d^4} Q + \xi \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{s^2}$$ on cherche Q

Avec les coefficients (en MKS) :

$$\frac{128 \eta \rho L_e}{\pi d^4} = \frac{128 \times 200 \times 10^{-6} \times 17{,}64 \times 860}{\pi \; 12^4 \cdot 10^{-12}} = 59{,}616 \cdot 10^8$$

$$\frac{\xi \rho}{2 s^2} = \frac{1{,}8 \times 860}{2 \times 33{,}56 \cdot 10^{-12}} = 23{,}06 \cdot 10^{12}$$

Soit donc à résoudre : $23{,}06 \cdot 10^{12} Q^2 + 59{,}616 \cdot 10^8 Q - \underbrace{149{,}88 \cdot 10^5}_{\Delta P_T} = 0$

$$\Rightarrow Q = 6{,}87 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 687 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\Rightarrow v_{\text{mini vérin}} = \frac{Q}{S} = \frac{687}{78{,}54} = \boxed{8{,}75 \text{ cm}/\text{s}}$$

<u>2^e cas</u> on néglige l'influence des pertes localisées $\Rightarrow v_{maxi}$.

$$\frac{128 \eta L \rho}{\pi d^4} = 59{,}616 \times \frac{9 \cdot 10^8}{17{,}64} = 30{,}42 \cdot 10^8$$

à résoudre $23{,}06 \cdot 10^7 Q^2 + 30{,}42 \cdot 10^3 Q - 149{,}88 = 0$

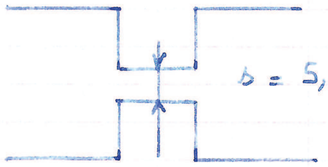
$$Q = 740 \text{ cm}^3/\text{s} \Rightarrow \boxed{v_{maxi} = 9{,}425 \text{ cm/s}}$$

donc : $\boxed{8{,}75 \text{ cm/s} < v < 9{,}4 \text{ cm/s}}$

pratiquement la vitesse diminue peu car l'influence du tuyau reste faible (intérêt à avoir une perte de réglage (fonctionnelle) prépondérante et de rester en écoulement turbulent dans la résistance R.

on aurait pu répondre sans calcul que la vitesse resterait sensiblement la même

2) Est-on bien en turbulent dans R ?



$s = 5,79 \text{ mm}^2 \rightarrow d = 2,72 \text{ mm}$

$\underbrace{V = \frac{Q}{S} = 1278 \text{ m/s}}_{\text{problème : vitesse du son.}}$

Re = 17000 très grand.

avec 1 résistance il est possible qu'on est des problèmes.

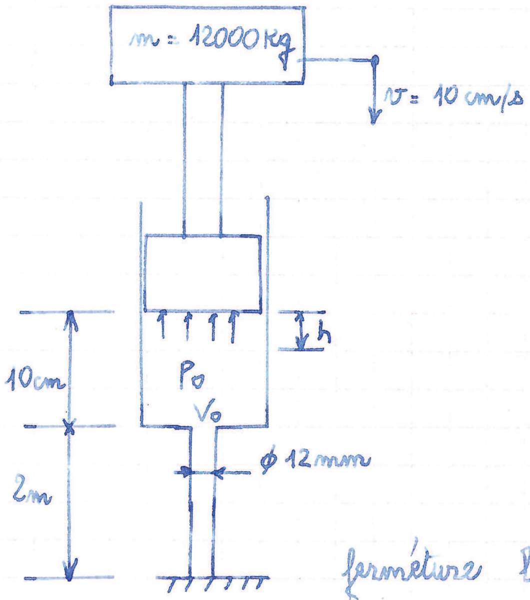
$\Rightarrow$ plusieurs résistances en série.

14- Etude de l'arrêt pendant la descente.

TSVP ↺

14- Etude de l'arrêt pendant la descente

1) arrêt brutal



fermeture brutale

A l'instant de la fermeture de la valve la masse descend à v c^{te} → équilibre $P_0 = 150$ bars (et le liquide se comporte comme un ressort préchargé

On va faire l'hypothèse (défavorable) que seul le fluide se comprime → enveloppe et tuyaux indéformables.

$$V_0 = 78,54 \times 10 + 0,6^2 \pi \times 200 = 1012 \text{ cm}^3$$

compressibilité du fluide.

$$\Delta V = \frac{V_0}{B} \Delta P = S \times h \rightarrow h = \frac{V_0}{S} \frac{\Delta P}{B} \quad (1)$$

variation énergie cinétique = travail des forces extérieures

$$\frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} S \Delta p \, h \rightarrow h = \frac{m v^2}{\Delta p \, S} \quad (2)$$

(en fait le fluide se comporte comme un ressort : $\frac{1}{2} K x^2$)

(1) et (2) → $\Delta P^2 = \frac{B m v^2}{V_0} \Rightarrow \Delta P = \left(\frac{Bm}{V_0}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot v$

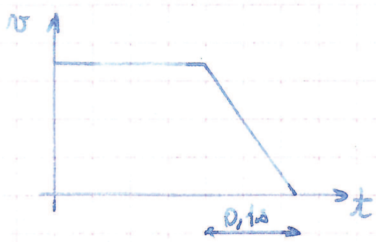
(l'effort part de 0 jusqu'à F_{max})

$$\Rightarrow \Delta P = \left(\frac{15 \cdot 10^8 \times 12 \cdot 10^3}{1012 \cdot 10^{-6}}\right)^{\frac{1}{2}} \times 0,1 = 13,34 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 133,4 \text{ bars}$$

$$P = 150 + 133,4 = 283 \text{ bars.}$$

b) arrêt en 0,1 s par valve de freinage



équilibre : $\Sigma F = m\gamma$

$\Rightarrow mg - PS = m\gamma$

avec $\gamma = -\frac{v}{t} = 1\ m/s^2$ ($\gamma < 0$ en fait)

$$\Rightarrow P = \frac{m(g+\gamma)}{S} = 165 \text{ bars}$$

en fait en 1-2 la valve est tarée à 200 bars.