

Tous documents de cours et TD autorisés. Toutes les questions sont indépendantes

I - ETUDE GLOBALE du CIRCUIT (figure 1)

Sachant que la force maxi à la tige du vérin peut être évaluée à 20 000 daN, que les dimensions du vérin sont précisées sur le schéma, que la vitesse maxi de travail $v = 0,2$ m/s et que les rendements estimés sont les suivants ; rendement du vérin $\eta_v = 0,95$, rendement du circuit $\eta_c = 0,9$, rendement volumétrique de la pompe $\eta_{vp} = 0,93$, rendement mécanique de la pompe $\eta_{mp} = 0,92$;
 $N = 1500$ tr/min.

En déduire :

1-1 : Le débit utile de la pompe (débit réel) et sa cylindrée

1-2 : la pression de tarage p_0 de la valve de surpression

1-3 : La puissance utile du moteur d'entraînement.

2 - CHOIX du DIAMETRE des TUYAUX (figure 1)

Pour un déplacement du vérin à la vitesse de travail $v = 0,2$ m/s et pour satisfaire la condition de rendement on s'impose que la perte de charge totale ait une valeur < 30 bars. Sachant que l'on a $AB = CD = 4$ m, que les tuyaux sont des flexibles de même diamètre et de coefficient $\lambda = 0,025$, que chaque portion comporte seulement 4 raccords de $\xi = 0,5$ et un distributeur de $\xi = 3$, que le fluide a une viscosité cinématique $\nu_{20^\circ} = 20$ cst et une masse volumique $\rho = 840$ Kg/m³

2-1 : En déduire le diamètre des tuyaux.

2-2 : Pour la dimension choisie, quelle serait la perte de charge à -25° C pour une viscosité $\nu_{-25} = 200$ cst ?

3 - ETUDE DU VERIN (figure 2)

Ce vérin utilisé en sidérurgie devra fonctionner sous des pressions qui pourront atteindre 350 bars. Le corps est réalisé par un tube en XC 35 et l'assemblage par 4 tirants. Les joints de tige et de piston sont représentés avec leurs principales dimensions.

3-1 : Définir l'état de contraintes dans le tube

3-2 : Choix de l'épaisseur de l'enveloppe pour qu'elle vérifie les deux conditions :

- de résistance ; contrainte admissible $\sigma_a \leq 15$ daN/mm²
- de non extrusion du joint à lèvres ; jeu maximal $\leq 0,2$;

On précisera le modèle et les hypothèses du calcul.

3-3 : On néglige la précontrainte des joints ainsi que la pression sur le retour due à la perte de charge. Si on admet que le coefficient de frottement au contact des joints $f = 0,1$,

- Calculer le rendement du vérin en poussée (sens v) et en traction.
- Comparer avec l'hypothèse faite en 1 ;

4 - ETUDE DU VERIN ASSERVI (figure 3)

Le dispositif constitue un ensemble indépendant comprenant un moteur pas à pas (16) de faible couple qui entraîne en rotation le tiroir d'une valve à 4 voies dont l'extrémité filetée (7) se visse dans l'écrou de la vis réversible (6) entraînant ainsi l'ouverture de la valve et l'alimentation du vérin. L'écrou (3) lié par la pièce (5) à la tige du vérin est entraîné en translation jusqu'à ce que la rotation de la vis (6) ait ramené le tiroir de la valve en position fermée. On obtient donc ainsi un déplacement du vérin proportionnel au nombre de pas dont a tourné le moteur.

4-1 : Etude cinématique

a) Faire le schéma cinématique minimal, c'est-à-dire en ne représentant que les liaisons nécessaires au fonctionnement. (Des degrés de liberté supplémentaires seraient nécessaires pour rendre le système isostatique ou du moins sans contrainte géométrique trop rigoureuse). Quel est l'avantage de cette disposition comparée à celle étudiée en projet ?

b) Soit ω la vitesse de rotation de l'arbre (15), u la vitesse de translation du tiroir de la valve, v la vitesse de translation de la tige de vérin.

Déterminer la relation entre ω , u et v en fonction des pas p_1 de la vis (7) et p_2 de la vis (6) ;

c) Compte tenu du branchement du distributeur et du vérin réalisé figure 3, quelle est la condition que doivent satisfaire les deux vis ?

d) Le moteur pas à pas est un moteur Polymotor PD 20 à 200 pas par tour. La vis (6) a un pas $p_2 = 5$ et la vis (7) un pas $p_1 = 1$.

Quelle doit être la fréquence des impulsions d'alimentation du moteur pour obtenir la vitesse $v = 0,1$ m/s ;

4-2 : Etude hydraulique

a) Etablir le schéma fonctionnel de ce dispositif asservi en précisant les organes qui réalisent les différentes fonctions.

b) Pour une position d'ouverture e du distributeur entraînant des sections de passage $s = k e$ et une alimentation à $p_0 = \text{cte}$, le système peut être représenté par la figure 4.

Ecrire la relation du mouvement du piston du vérin entraînant une masse m et chargé de vaincre un effort F . On néglige toutes les pertes autres que celles existant au passage dans le distributeur de coefficient ξ .

Donner l'allure des courbes $v = f(t)$ pour différentes valeurs d'ouverture e . Calculer l'accélération maxi et la vitesse maxi.

c) Application numérique :

On donne $p_0 = 300 \text{ bars}$ $F = 4\,000 \text{ daN}$ $m = 5400 \text{ Kg}$ $V_{\text{max}} = 0,1 \text{ m/s}$

Calculer l'accélération maxi. Qu'en déduisez-vous en ce qui concerne le fonctionnement de ce mécanisme ?

Calculer la section de passage maxi au distributeur. Compte-tenu de la rapidité désirée la section maxi est obtenue pour un déplacement $e_{\text{max}} = 3 \text{ mm}$.

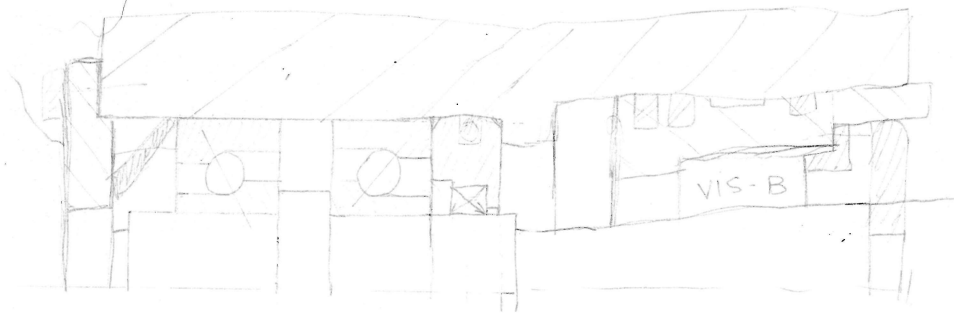
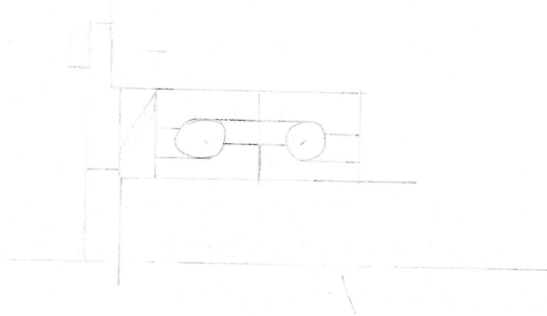
Donner une ou deux solutions constructives.

4-3 : Couple de frottement au tiroir du distributeur

On suppose que le tiroir du distributeur dans sa chemise est conforme au modèle figure 5. Si l'on admet qu'au fonctionnement celui-ci est parfaitement centré, que la viscosité du fluide est $0,02 \text{ Pl}$:

- Calculer le couple de frottement visqueux pour une vitesse du moteur de 1200 tr/mn
 - Evaluer le couple moteur au démarrage permettant une accélération linéaire de 20 m/s^2 en considérant que le tiroir a un moment d'inertie équivalent à celui d'un cylindre de $\emptyset 16$ et de longueur 70 mm en acier (masse volumique 7800 Kg/m^3) et que le coefficient de frottement aux filets de la vis est $f = 0,15$;
 - Que peut-on en conclure concernant le choix du moteur ?
-

X



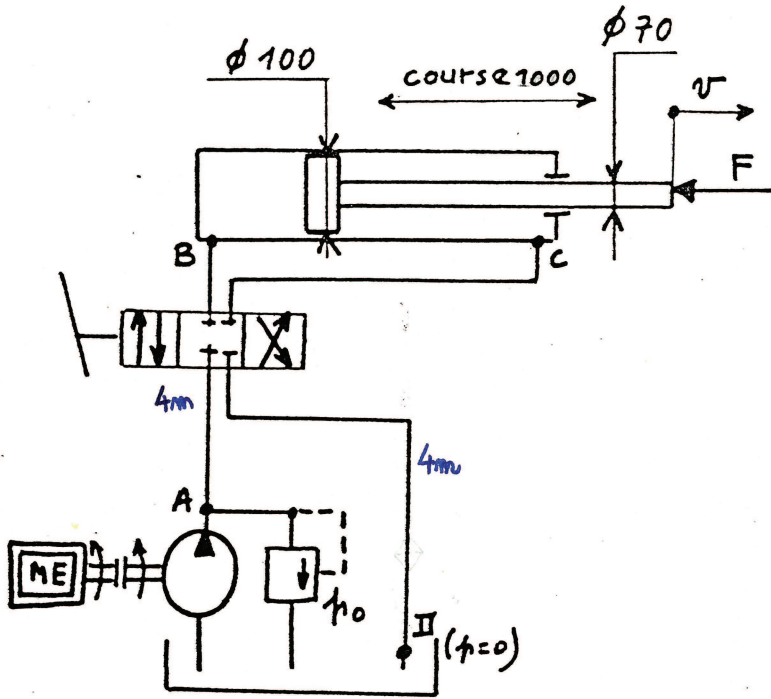


FIGURE 1

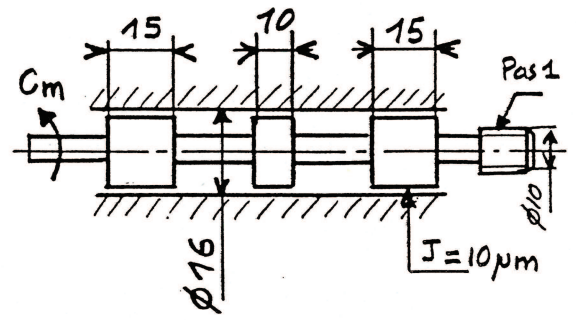


FIGURE 5

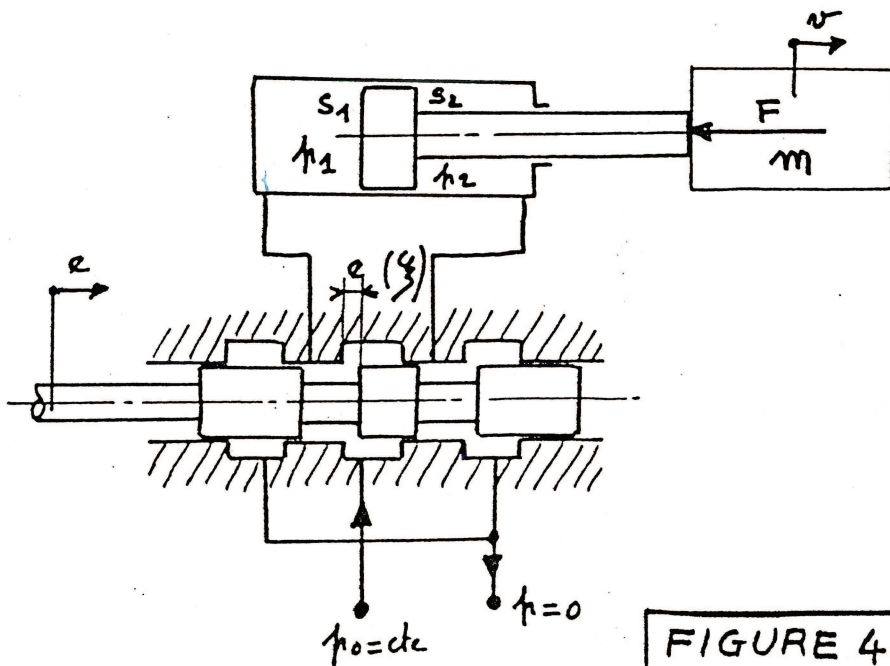
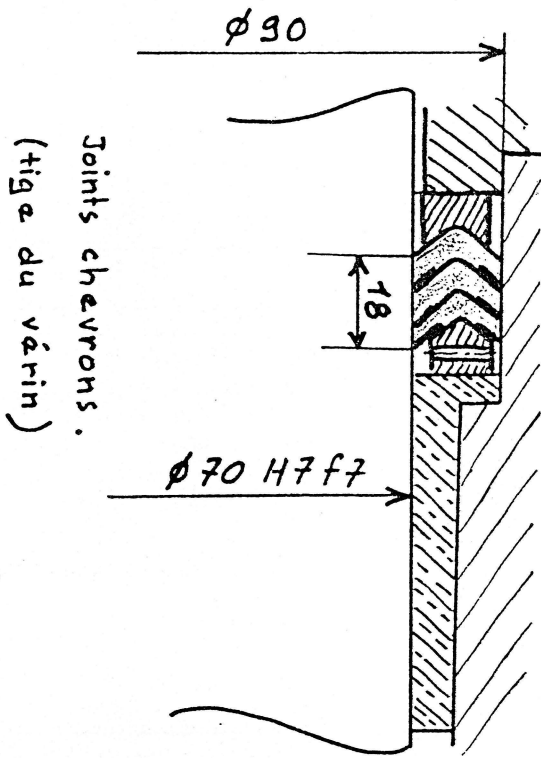
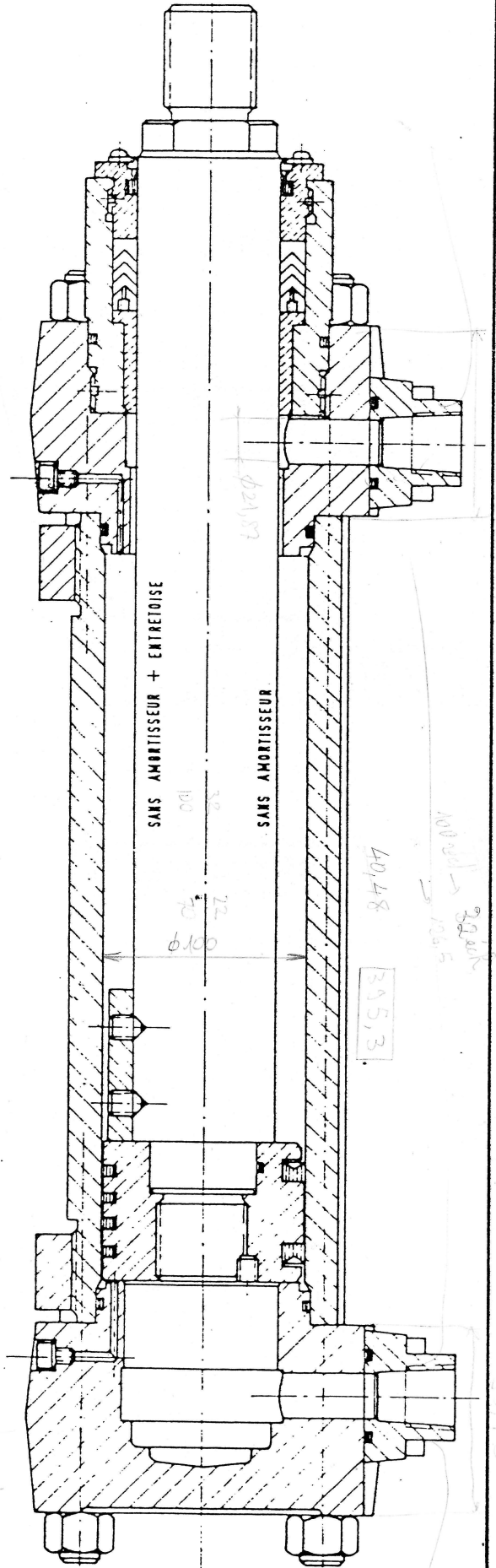
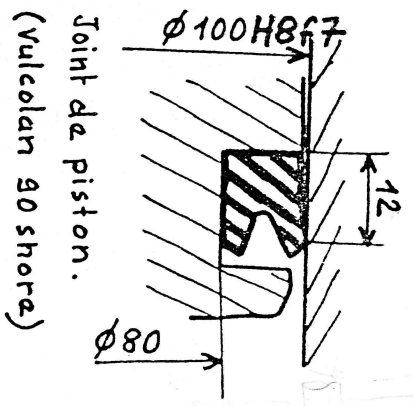


FIGURE 4



Joints chevrons.
(tige du vérin)



Joint de piston.
(Vulcolan 90 shore)

FIGURE 2

SERVOCOMMANDE

REPRESENTATION SCHEMATIQUE
VARIANTE AVEC VALVE INTEGRALE

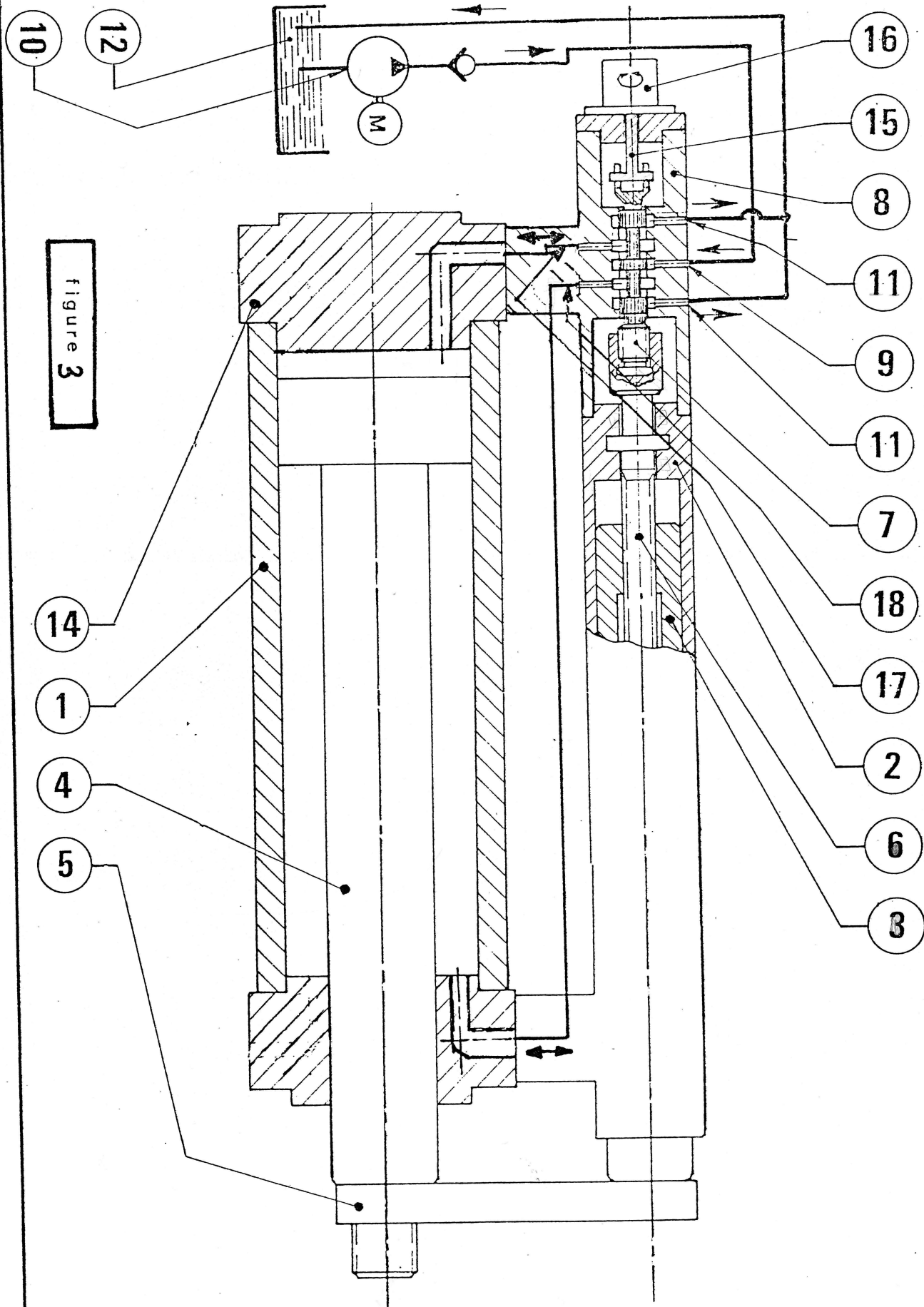
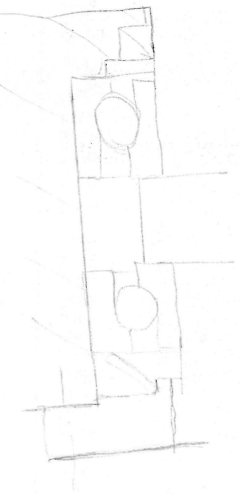
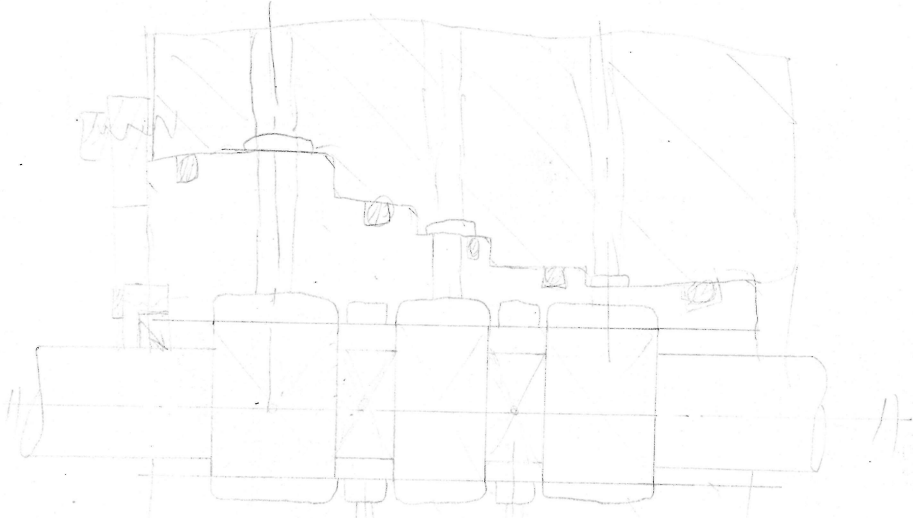
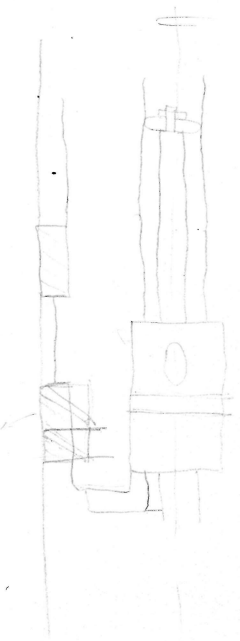
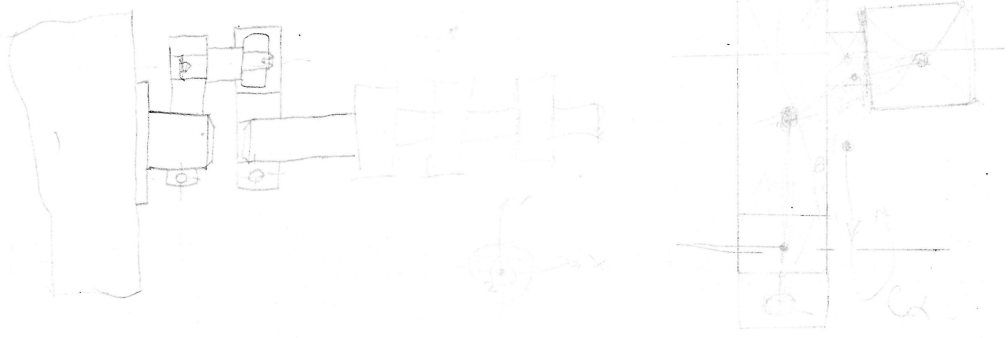


figure 3

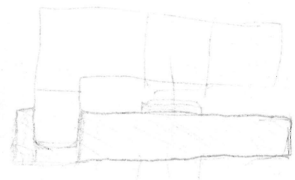
FHS



$$m_{dyn} = \sum m_i r_{ci}^2$$

$$CF = m \dot{\alpha} + C \ddot{\alpha}$$

$\sum m_i$



$$m_{dyn} = \sum m_i E_i r_i^2$$



$$m \ddot{T} = \sum M_i E_i r_i$$

$$m \ddot{T} + m_1 r_1 \ddot{\alpha}_1 + m_2 r_2 \ddot{\alpha}_2 + m_3 r_3 \ddot{\alpha}_3 + m_4 r_4 \ddot{\alpha}_4 + m_5 r_5 \ddot{\alpha}_5 = P_{FC}$$

$\sum m_i$

WZ

Projet n° 2

1

Etude globale du circuit

11 - Débit utile de la pompe = débit nécessaire au vérin (pas de fuite)

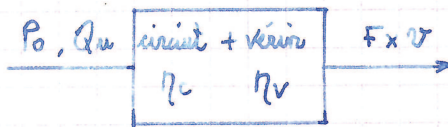
$$Q_u = S V = 1,57 \cdot 10^3 \text{ cm}^3/\text{s} = \boxed{94,25 \text{ l/min}}$$

cylindrée sachant que l'entraînement est à $N = 1500 \text{ tr/min}$.

$$Q_{th} = \frac{Q_u}{\eta_{VP}} = \frac{94,25 \cdot 10^3}{0,93} = \boxed{101,34 \cdot 10^3 \text{ cm}^3/\text{min}}$$

$$V_t = \frac{Q_{th}}{N} = \frac{101,34 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 10^3} = \boxed{67,56 \text{ cm}^3}$$

12 - Pression de tarage P_0 de la valve de surpression



$$\Rightarrow P_0 Q_u \eta_c \times \eta_v = F \times v = P_0 \underbrace{S V}_{Q_u} \eta_c \eta_v$$

$$\Rightarrow P_0 = \frac{F}{S \eta_c \eta_v} = \frac{20 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4} \times 0,9 \times 0,95} = 297,83 \text{ bars}$$

$$\boxed{P_0 = 297,83 \text{ bars.}}$$

13 - Puissance utile au moteur d'entraînement

$$P = \frac{P_0 Q_u}{\eta_{gP}} = \frac{P_0 Q_u}{\eta_{VP} \times \eta_{mp}} = \frac{298 \cdot 10^5 \times 1,57 \cdot 10^{-3}}{0,93 \times 0,92} = 54,65 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$P = 54,65 \text{ kW.}$$

2 - choix du diamètre des tuyaux

débit alimentation \neq débit retour (ou sections \neq).

perte de charge de la forme

$$\left(\sum \xi + \frac{\lambda}{D} \right) \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{S^2}$$

calcul du débit entrant dans le vérin

(2)

$$Q = S \cdot v = 94,25 \text{ l/min.}$$

21 - Diamètre mini des tuyaux pour que $\Delta P_{\text{totale}} < 30$ bars.

a) calcul des débits

$$Q_{AB} = \text{débit entrant au vérin} = S_1 \cdot v = 94,25 \text{ l/min} = 1,57 \cdot 10^3 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q_{CD} = \text{débit sortant au vérin} = S_2 \cdot v = 48,06 \text{ l/min} = 801 \text{ cm}^3/\text{s}$$

b) expression de la perte totale en fonction du diamètre des tuyaux.

$$\Delta P_{AB} = \left(\sum \xi + \lambda \frac{L}{D} \right) \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{\left(\frac{\pi D^2}{4} \right)^2} = \frac{8\rho}{\pi^2} \left(\sum \xi + \frac{\lambda L}{D} \right) \frac{Q_1^2}{D^4}$$

$$\Delta P_{CD} = \left(\frac{8\rho}{\pi^2} \left(\sum \xi + \frac{\lambda L}{D} \right) \frac{Q_2^2}{D^4} \right)$$

comme les 2 portions sont identiques.

$$\Delta P_T = \Delta P_{AB} + \Delta P_{CD} = \frac{8\rho}{\pi^2} \left(\sum \xi + \frac{\lambda L}{D} \right) \frac{1}{D^4} (Q_1^2 + Q_2^2) \leq 30 \text{ bars}$$

hypothèse : écoulement turbulent

$$\sum \xi = 5$$

$$\lambda \frac{L}{D} = \frac{0,025 \times 4 \cdot 10^3}{D} = \frac{100}{D(\text{mm})}$$

$$\Rightarrow \frac{8\rho}{\pi^2} (Q_1^2 + Q_2^2) = \frac{8 \times 840}{\pi^2} \cdot (1570^2 + 801^2) \cdot 10^{-12} = 21,15 \cdot 10^{-4}$$

$$\Delta P_T = \left(5 + \frac{100}{D} \right) \times 21,15 \cdot 10^{-4} \times \frac{1}{D^4 \cdot 10^{-12}} \quad (\Delta P \text{ Pascal, } D \text{ mm})$$

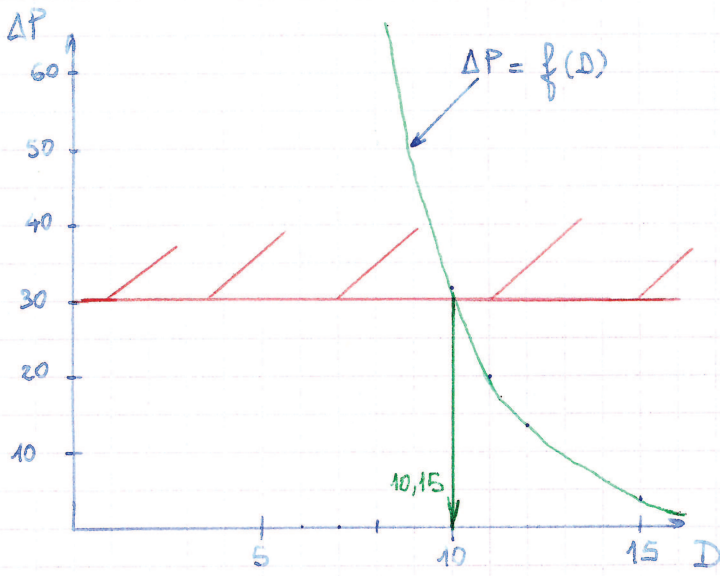
$$\Delta P_T = \left(5 + \frac{100}{D} \right) \times 21,15 \times \frac{1}{D^4} \cdot 10^{-4} \cdot 10^{12} \cdot 10^{-5} = (\Delta P \text{ bar, } D \text{ mm})$$

$$\Delta P_T = \left(5 + \frac{100}{D} \right) \times 21,15 \cdot 10^3 \times \frac{1}{D^4} \quad (\Delta P \text{ bar, } D \text{ mm})$$

Résolution de l'équation

$$\Delta P_T = \left(5 + \frac{100}{D} \right) \times 21,15 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{D^4} = 30$$

on peut tracer la caractéristique : $\begin{cases} \Delta P_T = f(D) \\ \Delta P_T = 30 \end{cases}$



D = 8	ΔP = 90,36 bars
D = 9	ΔP = 51,94 bars
D = 10	ΔP = 31,73 bars
D = 11	ΔP = 20,36 bars
D = 12	ΔP = 13,6 bars
D = 13	ΔP = 9,4
D = 15	ΔP = 4,87

$D \geq 10,15 \text{ mm}$

Rqne : cette question est théorique car en réalité pour des conditions de résistance on a intérêt à ↓ le diamètre des tuyaux HP et à ↑ celui des tuyaux basse pression (retour depuis le distributeur jusqu'au bac) on pourrait prendre

- { ϕ alim = 10 mm
- { ϕ retour = 12 mm

2) vérification de l'hypothèse turbulent (sur le plus gros tuyau et le plus petit débit) : à vérifier sur le retour BP.

$Q_2 = 801 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $D = 12 \text{ mm}$ (on suppose) $\Rightarrow V_2 = \frac{801}{\pi 0,6^2} = 708,24 \text{ cm/s}$

$Re = \frac{708,24 \cdot 10^{-3} \cdot 12}{20} = 4249 \gg Re_c = 2500$

on est donc bien en turbulent.

22- perte de charge à -25°C avec $\gamma_{-25} = 200$ est

si on a choisi $D = 12 \text{ mm}$ on doit être en laminaire (calculer Re sur AB)

$Re = \frac{13,88 \cdot 10^{-3} \cdot 12}{200}$

$V_1 = \frac{1570}{\pi 0,6^2} = 1388 \text{ cm/s}$

$Re = 830$

(calcul sur tuyau le plus ↑ débit.)

on est en laminaire

(4)

On peut alors encadrer le résultat

$$\Delta P = \frac{128 \eta L}{\pi D^4} (Q_1 + Q_2)$$

a) On néglige les pertes localisées $L = 4m$

$$\Delta P_{\text{mini}} = \frac{128 \times 200}{\pi \times 12^4} \times \frac{840 \times 4}{(12 \cdot 10^{-3})^2} (1,57 \cdot 10^3 + 801) 10^{-6} \cdot 10^{-5}$$

$$\Delta P_{\text{mini}} = 31,3 \text{ bars}$$

$$v_{\text{est}} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$$

b) On estime les pertes localisées proportionnellement à leur valeur en turbulent.

$$\sum \xi = 5 \text{ et } \frac{\lambda L}{D} = 8,33 \Rightarrow \Sigma = 13,33$$

$$\Delta P_{\text{maxi}} = 31,3 \times \frac{13,33}{8,33} = 50,07 \text{ bars}$$

$$\Delta P_{\text{maxi}} = 50,07 \text{ bars}$$

$$31,3 \leq \Delta P \leq 50,07$$

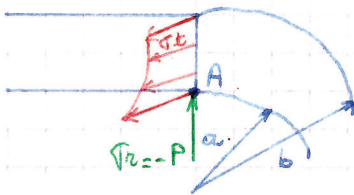
3 - Etude de vérin

tirants \rightarrow pas de contrainte axiale sur le tube.

contrainte la plus \nearrow sur le cylindre (à l'intérieur.)

le tube ne subit pas de contrainte axiale et est libre radialement.

le point le plus chargé est sur le ϕ intérieur.



a et b : rayons

enveloppe épaisse (pression intérieure)

$$\frac{\sigma_r}{a} = \frac{Pa^3}{b^3 - a^3} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right)$$

soit en A :

$$\begin{cases} \sigma_x = P \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} \\ \sigma_r = -P \end{cases}$$

3-2 Choix de l'épaisseur de l'enveloppe

a) condition de résistance $\tau_{\max} \leq 15 \text{ daN/mm}^2$

si on applique le critère de cisaillement maxi

$$\tau_e = |\sigma_x \cdot \sigma_r| = P \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \leq \tau_a$$

$$\left. \begin{aligned} P &= 350 \text{ bars} \\ a &= 50 \text{ mm} \end{aligned} \right\}$$

$$b_{\text{mini}} = \left(\frac{\tau_a a^2}{\tau_a - 2P} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{15 \cdot 50^2}{15 - 2 \times 3,5} \right)^{\frac{1}{2}} = b = 68,47 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow e_{\text{mini}} = 18,5 \text{ mm}$$

b) condition de déformation non extrusion $e_{\text{st}} \leq 0,2 \text{ mm}$.

$$(1) \quad e_{\text{st}} = J_{\text{maxi à vide}} + \Delta D \leq 0,2$$

$$\text{avec } \phi 100 \text{ H8 } \left\{ \begin{array}{l} \text{H8 }^{+0,04} \\ \text{f7 }^{-0,071} \end{array} \right.$$

$$J_{\text{maxi}} = 54 + 71 = 125 \mu\text{m}$$

$$(1) \Rightarrow \Delta D < 0,075 \text{ mm}$$

loi de Hooke :

$$\frac{\Delta D}{D} = \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu \sigma_r) \Leftrightarrow \Delta D = \frac{D}{E} (\sigma_x - \nu \sigma_r)$$

avec $E = 20000 \text{ daN/mm}^2$ et $\nu = 0,3$

$$\text{si } e = 18 \text{ mm} \Rightarrow \sigma_x \rightarrow \Delta D = 0,06 \text{ mm}$$

la condition d'extrusion est bien vérifiée.

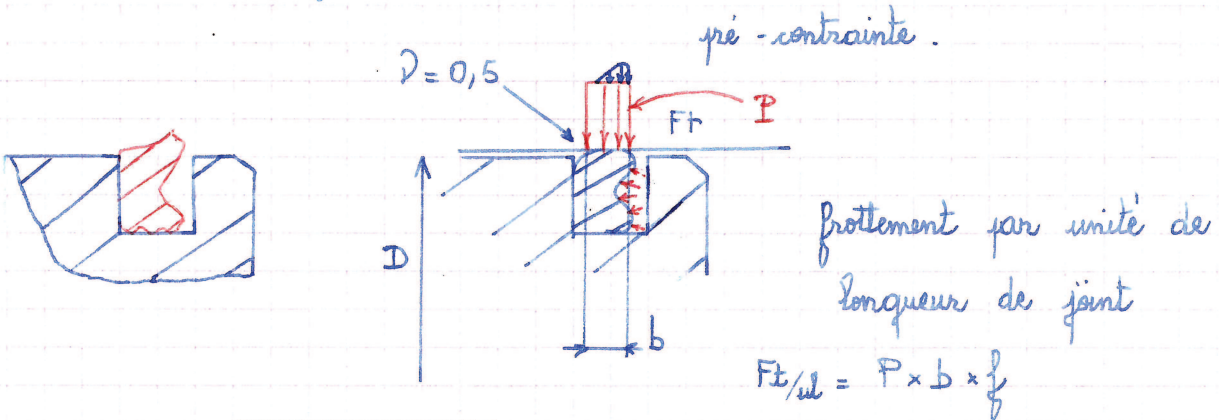
si on voulait la bonne dimension on ferait.

$e = 17$	$\Delta D = 0,0667$	$e = 14$	$\Delta D = 0,0775$
$e = 16$	$\Delta D = 0,0697$		
$e = 15$	$\Delta D = 0,0734$		

$$\Rightarrow e_{\min} = 15 \text{ mm}$$

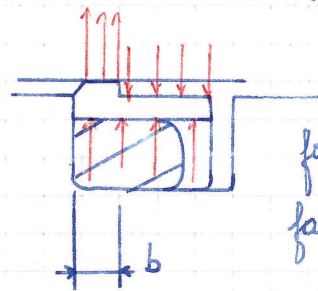
(6)

33- Frottement des joints : calcul du rendement du vérin



$$F_{t/ul} = P \times b \times f$$

$$\Rightarrow F_f = \pi D P b f$$



a) travail du vérin en poussée sens 1.

Comme on néglige la pression sur le retour, 1 seul joint à lèvre est soumis à P .

$$\text{force de frottement} = \pi D P b f = F_t$$

$$\text{force utile au vérin} = F_u = P \times \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\eta_{\text{vérin}} = \frac{F_u - F_t}{F_u} = 1 - \frac{4bf}{D} = 1 - \frac{4 \times 12 \times 0,1}{100} = 0,952 = 95\%$$

conforme à l'hypothèse en 1.

b) travail du vérin en tirant

Il y a alors un joint à lèvre (piston) + 1 joint de type soumis à la pression. section utile $S = \frac{\pi}{4} (100^2 - 70^2)$

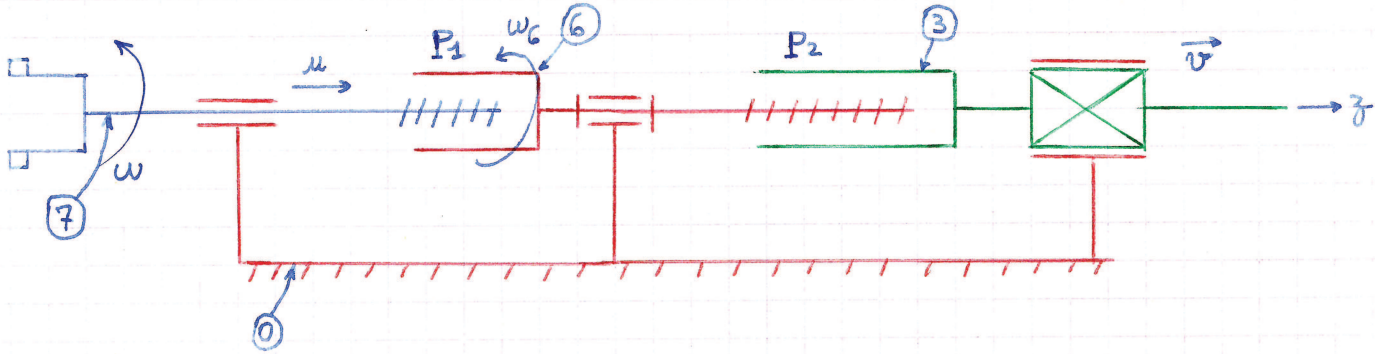
$$S_{\text{joint}} = (\pi \times 100 \times 12 + \pi \times 70 \times 18) = 24,6 \pi \cdot 10^3$$

$$\eta_v = 1 - \frac{f S_f}{S} = 1 - \frac{0,1 \times 24,6}{12,75} = 0,81 = 81\%$$

4) Etude du vérin asservi

4.1 - Etude cinématique

a) schéma :



Avantage : l'élément entraîné par le moteur pas à pas (faible couple) est de petite dimension (longueur et ϕ) \rightarrow faible inertie
pas de pb d'équilibrage des pressions.

b) on peut considérer les 2 chaînes indépendantes

1) [0-7-6-0]

on a : $\mathcal{C}_{c7/0} = \mathcal{C}_{7/6} + \mathcal{C}_{6/0}$

$$\begin{cases} \omega \vec{z} \\ \mu \vec{z} \\ 0 \end{cases} = \underbrace{\begin{cases} \omega_{76} \vec{z} \\ \frac{P_1}{2\pi} \omega_{76} \vec{z} \\ 0 \end{cases}}_{\text{vis écrou}} + \underbrace{\begin{cases} \omega_6 \vec{z} \\ \vec{0} \\ 0 \end{cases}}_{\text{pivot}}$$

$$\rightarrow \begin{cases} \omega = \omega_{76} + \omega_6 \\ \mu = \frac{P_1}{2\pi} \omega_{76} \end{cases} \quad \begin{matrix} \leftarrow \omega > 0 & \mu > 0 \\ & \rightarrow \end{matrix}$$

$P_1 > 0$ à droite

$$\rightarrow \omega = \frac{2\pi\mu}{P_1} + \omega_6 \quad (1)$$

2) [0-6-3-0]

$\mathcal{C}_{c6/0} = \mathcal{C}_{6/3} + \mathcal{C}_{3/0}$

$$\begin{cases} \omega_6 \vec{z} \\ \vec{0} \end{cases} = \begin{cases} \omega_{63} \vec{z} \\ \frac{P_2}{2\pi} \omega_{63} \vec{z} \end{cases} + \begin{cases} \vec{0} \\ \omega_3 \vec{z} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \omega_6 = \omega_{63} \\ 0 = \frac{P_2}{2\pi} \omega_{63} + v \end{cases}$$

$$\Rightarrow \omega_6 = -\frac{2\pi}{P_2} v \quad (2)$$

$$\Rightarrow (1) \text{ et } (2) : \omega - \frac{2\pi}{P_1} u + \frac{2\pi}{P_2} v = 0$$

(relation cinématique de l'ensemble.)

c) branchement hydraulique. \Rightarrow axes v^+ - $v > 0$; $v < 0$ (referme le distributeur)

P_1 et P_2 sens contraire.

(si on inverse les branchements : P_1 et P_2 même sens)

on considère u comme la vitesse de fermeture du distributeur.

Rq: Si on inverse le branchement hydraulique on pourra utiliser deux vis de même sens (par exemple à droite.)

d) fréquence de commande du moteur pas à pas.

à vitesse établie $u = 0$

$$v = 0,1 \text{ m/s} \rightarrow \omega = -\frac{2\pi}{P_2} v = \frac{2\pi \times 100}{5} = 40\pi \text{ rad/s.}$$

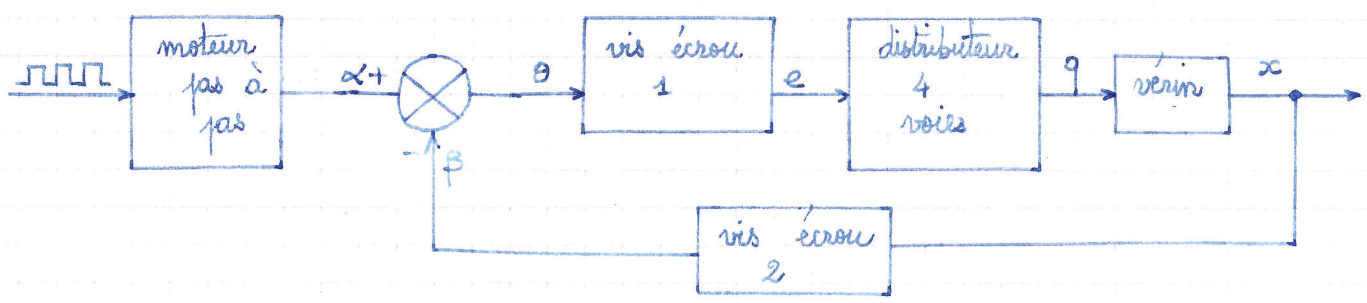
$$\omega = 20 \text{ tr/s}$$

pour un moteur à 200 pas/tr :

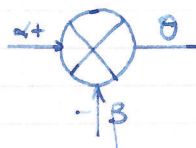
$$f_{Hz} = 200 \times 20 = 4000 \text{ impulsions/s} = 4000 \text{ Hz.}$$

42 - Etude hydraulique.

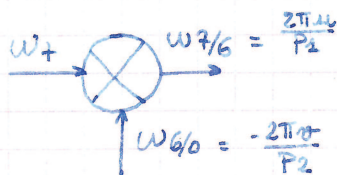
a) schéma fonctionnel :



Rque:



en angles



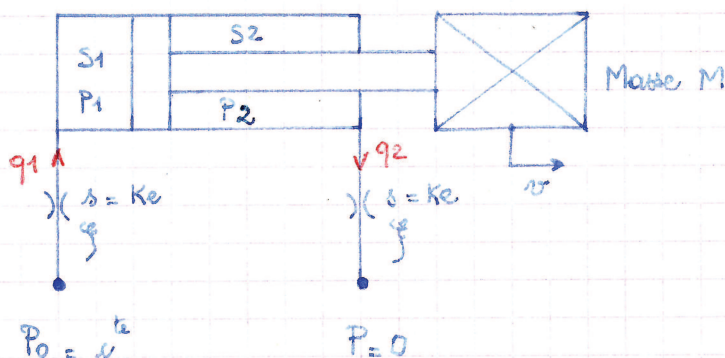
$$w - w_{6/0} = w_{7/6}$$

$$\Rightarrow w + \frac{2\pi r}{P_2} = \frac{2\pi r}{P_1}$$

en intenses.

on retrouve le résultat précédent.

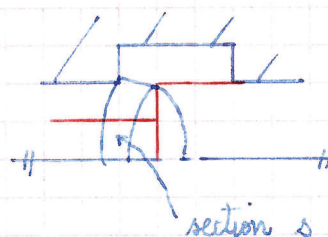
b) Equation du mouvement : commande par distributeur à 4 voies.



hyp : On néglige ttes les pertes de charge autres que celles au distributeur
écoulement turbulent $q = v^2$.

a) écoulement dans le distributeur

$$\begin{cases} P_0 - P_1 = \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_1}{s} \right)^2 & (1) \\ P_2 - 0 = \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_2}{s} \right)^2 & (2) \end{cases}$$



b) continuité des débits

$$q_1 = S_1 v \quad (3)$$

$$q_2 = S_2 v \quad (4)$$

c) mise en intenses du vérin

$$\sum \vec{F} = m \vec{\ddot{x}} \Rightarrow P_1 S_1 - P_2 S_2 - F = m \frac{dv}{dt} \quad (5)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} m \frac{dv}{dt} + \frac{\rho}{2} (S_1^3 + S_2^3) \left(\frac{v}{s} \right)^2 + [F - P_0 S_1] = 0 \\ s = Ke \end{cases}$$

Allure des courbes $v = f(t, e)$

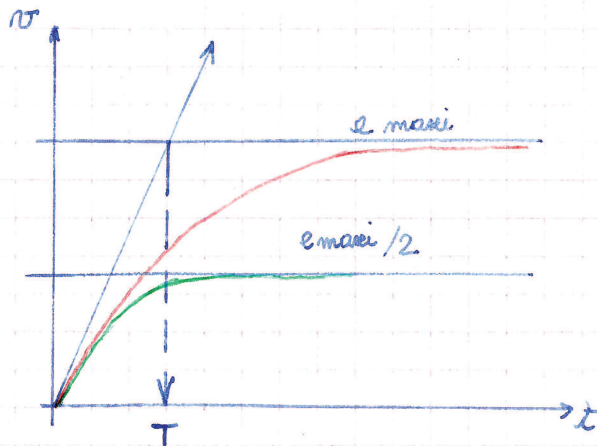
(10)

pour $t=0$ $v=0$ $\frac{dv}{dt} = \frac{P_0 S_1 - F}{m}$ donne la pente à l'origine.

si $t \rightarrow \infty$ $v \rightarrow v_{\text{maxi}}$: même chose que si $m=0$

$$\Rightarrow v_{\text{maxi}} = s \left[\frac{P_0 S_1 - F}{\frac{\rho}{2} (S_1^2 + S_2^2)} \right]^{\frac{1}{2}} \text{ avec } s = Ke$$

(pour e donné)



AN

$$P_0 = 300 \text{ bars} ; F = 4000 \text{ daN} ; m = 5400 \text{ kg}$$

$$v_{it} = 0,1 \text{ m/s} ; S_1 = 25\pi \text{ cm}^2$$

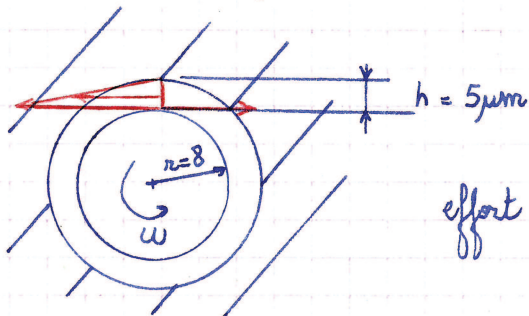
$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_0 S_1 - F}{m} = \frac{300 \cdot 10^5 \cdot (25\pi) \cdot 10^{-4} - 40000}{5400} = 36,22 \text{ m/s}^2$$

$$T = 2,76 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

$$\text{section de passage maxi} = 4,6 \text{ mm}^2$$

43- Couple au tiroir du distributeur.

a) couple de frottement visqueuse :



Rappel: $dT = \mu \frac{dv}{dz} ds$

effort t par unité de longueur d'arc.

$$t = \mu \frac{v}{h} dl$$

$$dc = \mu \frac{v}{h} r dl \times 2\pi r$$

$$\Rightarrow C = \mu \frac{v}{h} 2\pi r^2 l \text{ avec } v = r\omega$$

$$\Rightarrow C = \mu \frac{2\pi \omega}{h} r^3 l$$

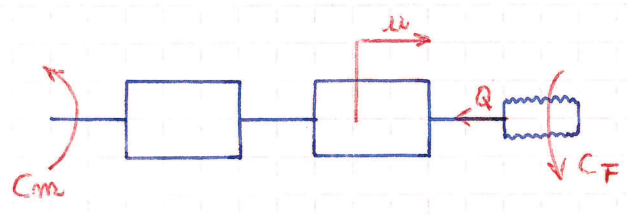
a) 1200 tr/min (4000 Hz) $\rightarrow \omega = \frac{\pi N}{30} = 125,66 \text{ rad/s}$

$$C = 0,02 \times 2\pi \times 125,66 \times \frac{8^3 \cdot 10^{-9} \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-6}}$$

(longueur des portées = 15 + 10 + 15)

$$C = 0,0647 \text{ mN}$$

b) couple moteur au démarrage:



pas de frottements visqueux (vitesse nulle.) ($t=0 \quad \omega=0 \quad u=0$)

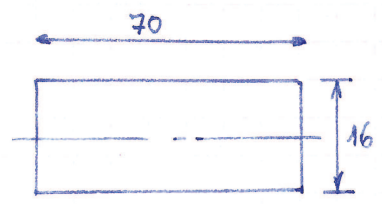
th moment dynamique:

liaison hélicoïdale:

$$\begin{cases} (C_m - C_f) = I \frac{d\omega}{dt} \\ Q - m \frac{du}{dt} = 0 \end{cases} \quad \text{or} \quad C_f = Q r_v \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

et $u = \frac{P_1}{2\pi} \omega \Rightarrow \frac{du}{dt} = \frac{P_1}{2\pi} \frac{d\omega}{dt}$

masse $m = \pi \cdot 8^2 \times 70 \cdot 10^{-3} \times 7800 = 0,11 \text{ kg}$



$$I = m \frac{r^2}{2} = \frac{0,11 \times 8^2}{2} \cdot 10^{-6} = 3,52 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$$

$$\frac{du}{dt} = 20 \text{ m/s}^2 \text{ (énoncé)}$$

$$\Rightarrow \frac{d\omega}{dt} = \frac{2\pi}{P_1} \frac{du}{dt} = \frac{2\pi \cdot 20}{10^{-3}} = 125,6 \cdot 10^3 \text{ rad/s}^2$$

$$Q = m \frac{du}{dt} = 0,11 \times 20 = 2,2 \text{ N}$$

$$C_f = 2,2 \times 5 \cdot 10^{-3} (0,03 + 0,15) = 2 \cdot 10^{-3} \text{ mN. (petit)}$$

$$\Rightarrow C_m = I \frac{d\omega}{dt} + C_f = (3,52 \cdot 10^{-6} \times 125,6 \cdot 10^3) + 2 \cdot 10^{-3}$$

$$C_m = 0,4423 + 2 \cdot 10^{-3} = 0,445 \text{ mN}$$

c) conclusions

le choix du moteur

