

Toutes les questions sont indépendantes. On précisera pour chacune d'elles le modèle de calcul et les hypothèses et on mettra en évidence les résultats.

On se propose d'étudier une partie du circuit hydraulique d'un matériel agricole comprenant le système de relevage et de retournement de la charrue. L'ensemble est alimenté par une pompe volumétrique à deux débits constants. Cet élément se comporte comme deux pompes volumétriques entraînées par le même arbre. Il permet d'alimenter de façon simple et indépendante deux circuits qui travaillent simultanément avec des débits et des pressions différents tout en conservant un rendement acceptable pour chacun.

1) ETUDE DU CIRCUIT DE RELEVAGE (fig.1)

Le circuit principal de relevage comprend deux vérins alimentés en parallèle par le premier débit. La synchronisation du mouvement est réalisée par la liaison rigide des tiges.

1-1 : Etude globale :

L'effort maximum nécessaire aux vérins $F = 22\ 000$ daN et la vitesse maximum de déplacement des tiges $v_M = 15$ cm/s.

Compte tenu des efforts transversaux importants et du frottement des joints le rendement estimé du vérin $\eta_v = 0,83$, le rendement estimé du circuit $\eta_c = 0,87$; chaque élément de pompe (à puissance maxi) peut être affecté d'un rendement volumétrique $\eta_{vp} = 0,9$ et d'un rendement mécanique $\eta_{mp} = 0,94$. La pompe est entraînée par le moteur du tracteur à une vitesse de 2000 tr/mn

En déduire :

- a) Le débit réel et la cylindrée du 1er élément de pompe.
- b) La pression de tarage de la valve de surpression.
- c) Sachant que le circuit de commande de la charrue (2ème élément de la pompe) est prévu pour fonctionner à 220 bars MAXI et que la cylindrée par tour du 2ème élément est $V_{T2} = 12$ cm³/tr

Calculer la puissance moyenne maximale nécessaire sur l'arbre de pompe quand on utilise les deux circuits simultanément.

1-2 : Evaluation des pertes de charge dans le circuit :

Le circuit est parfaitement symétrique et il comporte deux tuyaux rigides en acier de $\phi = 10$ mm et de longueur $AB = EF = 2,7$ m.

Ils comportent chacun deux raccords d'extrémité, deux coudes à 90°, et un distributeur de $S = 3$. Les parties de longueur $BC_1 = BC_2 = 1,5$ m sont composées de deux tuyaux flexibles de $\phi = 6$ mm et comportent chacune en B un coude brusque à 90° et deux raccords normaux d'extrémité. Les parties de longueur $ED_1 = ED_2 = 2,1$ m ont un ϕ de 6 mm et comportent chacune en E un coude brusque à 90°, 1 raccord normal et en (D₁, D₂) un raccord banjo. Le fluide est du fluide hydraulique standard (FHS) de masse volumique $\rho = 840$ Kg/m³ et les vérins se déplacent à $v_M = 15$ cm/s.

- a) Nature de l'écoulement pour un travail dans des conditions normales ($t^\circ \geq 25^\circ$ C)
- b) Calcul des pertes de charges dans les différentes portions du circuit.
- c) En déduire le rendement de l'ensemble du circuit de relevage hydraulique. L'hypothèse faite en 1) est-elle correcte ?

2) ETUDE DU SYSTEME DE RETOURNEMENT DE LA CHARRUE :

Le mécanisme représenté fig. 2 appartient à une charrue avant portée par un tracteur comme l'indique la fig. 21. Il correspond à la partie A ; c'est-à-dire au système de retournement, de repliage et de verrouillage du bâti de la charrue par rapport au tracteur.

La liaison charrue-tracteur se fait en 3 points : 2 points B et B' au moyen de la barre de couplage 9 et un point C au moyen d'une goupille.

UTILISATION et FONCTIONNEMENT

Durant les travaux, l'écamoussure 1 et la potence 2 demeurent liés au tracteur. En bout de champ, la charrue est levée pour être retournée afin de reprendre le travail dans l'autre sens. L'opération de retournement se commande depuis la cabine du tracteur où le conducteur agit sur un distributeur qui alimente simultanément les trois vérins du mécanisme pour donner les phases suivantes :

- repliage du bâti 5 autour de l'axe Z'Z par le vérin 17
- déverrouillage par le vérin 11
- retournement de l'ensemble 4, 5 autour de l'axe X'X par le vérin 10
- verrouillage
- dépliage du bâti 5 par le vérin 17.

Remarque

Bien qu'alimentés simultanément les vérins ne fonctionnent qu'à tour de rôle. Ainsi, le vérin de déverrouillage ne peut reculer le verrou que si l'action de contact sur le verrou est suffisamment faible. De même, le vérin de retournement fera tourner la charrue autour de X'X si le moment résultant de son action est suffisant pour vaincre le moment dû au poids par rapport à l'axe X'X. Toutes ces actions sont liées à l'importance du déport Y du centre de gravité G par rapport à X'X. C'est donc le vérin de repliage 17 qui agit en premier pour réduire le déport Y (figure 22)

2-1 : Analyse du fonctionnement du circuit hydraulique :

Le circuit hydraulique est représenté de façon non conventionnelle sur la fig.3. Le conducteur lorsqu'il actionne le distributeur de commande alimente le circuit en A le retour du fluide se faisant en R. Le vérin de retournement doit travailler en tirant pendant le 1er quart de tour et en poussant pendant le second. Pour cela on utilise le dispositif inverseur inclu au vérin schématisé fig. 3 et pour assurer le fonctionnement en séquences et le freinage du deuxième quart de tour on utilise un clapet piloté schématisé fig. 31 et un clapet avec étranglement schématisé fig.32.

Directement sur la figure 3 (ne pas oublier de mettre son nom);

Compléter les croquis en installant, le piston du vérin, l'inverseur et les clapets dans leur position pour les trois états suivants :

- a) 1er quart de tour
- b) Point mort haut (début du 2ème quart de tour)
- c) Fin du mouvement (Rotation, verrouillage, dépliage réalisés)

Répondre aux 2 questions suivantes :

- 1) Que se passe-t-il quand le conducteur relâche le distributeur ?
- 2) Quel est le rôle de l'orifice O pratiqué sur la partie haute de l'inverseur ?

2-2:Etat de contraintes dans l'enveloppe du vérin et déformations

Le vérin de retournement a un diamètre de piston $\phi_p = 63$ mm et un diamètre de tige $\phi_t = 45$ mm. Son enveloppe est en acier de module d'élasticité $E = 20000$ daN/mm² et de coefficient de poisson $\nu = 0,3$; son épaisseur $e = 8$ mm . La pression de calcul $P = 300$ bars.

- a) Etat de contraintes au point le plus chargé et choix de l'acier (on néglige l'influence du couple de frottement aux liaisons d'extrémité)
- b) Les joints choisis pour le piston imposent pour éviter les risques d'extrusion un jeu maxi sous pression de 0,2 mm. En déduire l'ajustement piston-cylindre.

2-3 : Etude du principe de freinage (phase de retournement).

On considère le modèle simplifié équivalent schématisé figure 4 (masse m, de poids P et au début du freinage l'ensemble se déplace à $V_1 = \text{cte}$) ;

- a) Ecrire la relation définissant la vitesse v en fonction du temps t. On néglige toutes les pertes autres que celles au passage dans la résistance R de coefficient de perte de charge ξ et de section de passage s.
- b) Montrer que v tend vers une limite constante v_ℓ et donner l'allure des courbes $v = f(t)$ suivant la valeur de V_1 .
- c) Expliquer ce que cela implique du point de vue technologique ;
- d) Calculer s pour que $v_\ell \leq 2$ cm/s pour

$$m = 800 \text{ Kg} , g = 10 \text{ m/s}^2 , P_1 = 300 \text{ bars} , \phi_p = 63 , \phi_t = 45$$
$$\xi = 1,8 , \rho = 840 \text{ Kg/m}^3$$

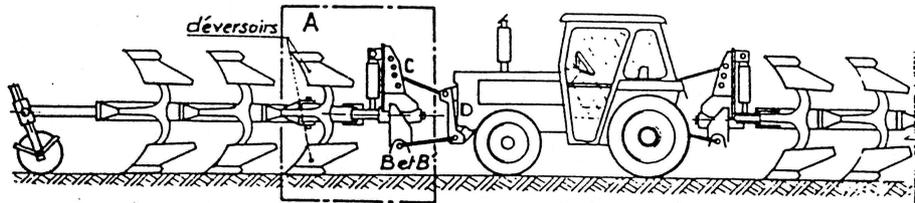


Figure 2.1

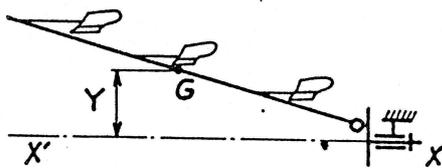


Fig. 2.2— Vue de dessus de la charrue montrant le déport Y

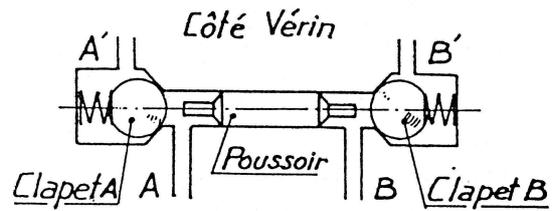


Fig. 3.1— Croquis d'un clapet piloté

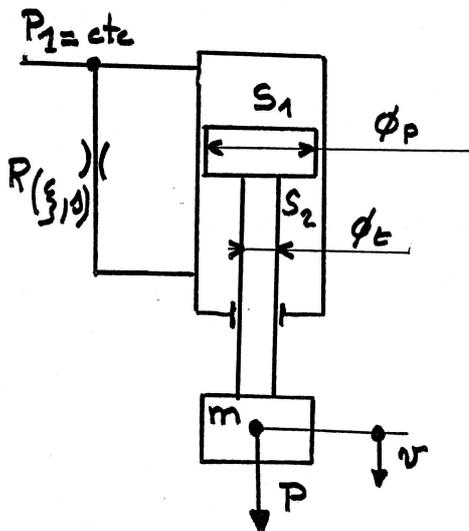


FIGURE 4

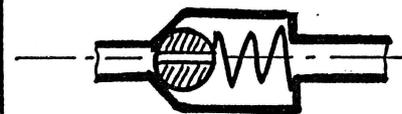


Fig 3.2. Clapet avec étranglement

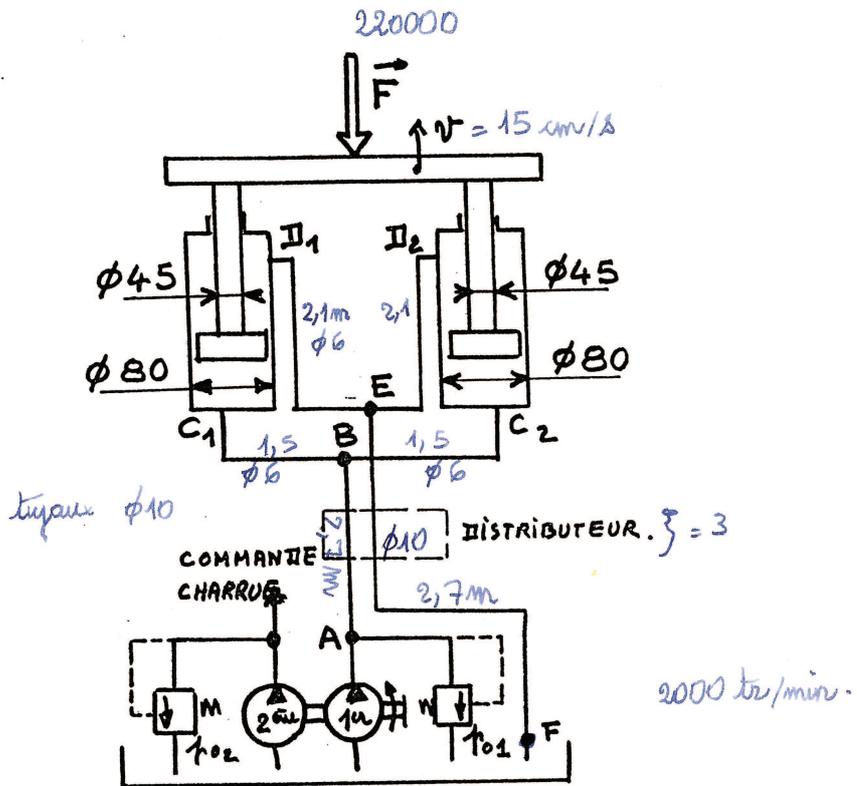


FIGURE 1

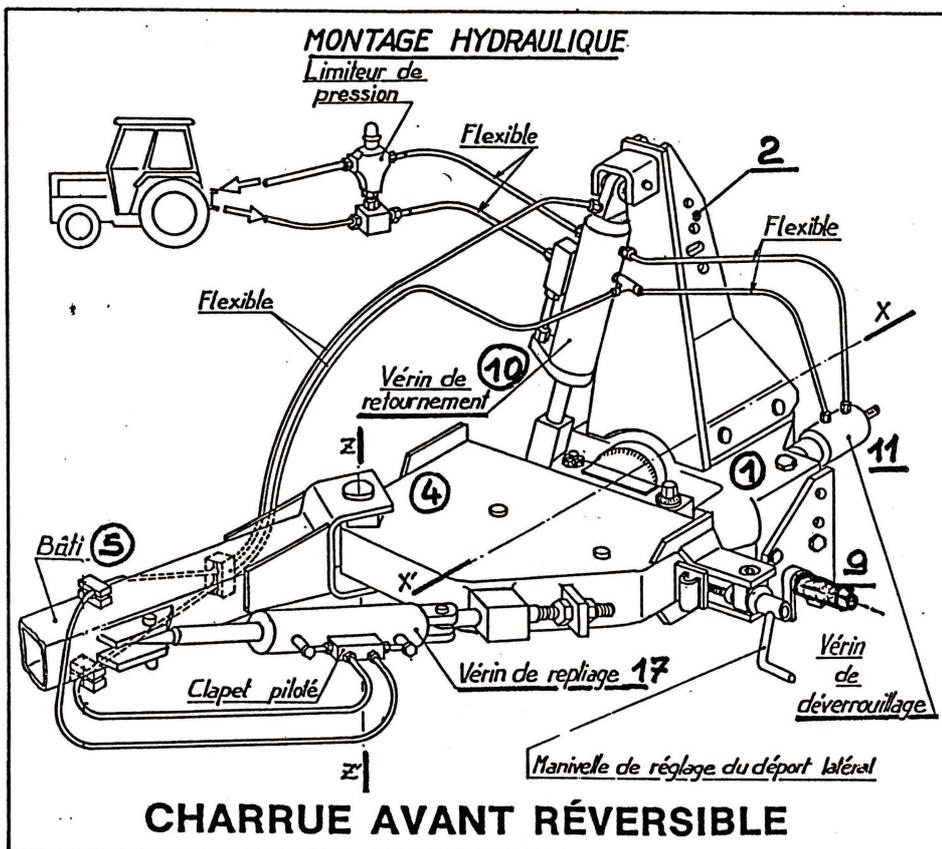


FIGURE 2

Correction :

1.1. Etude globale :

a) Débit réel à la pompe = débit au vérin.

* $S = 50,27 \text{ cm}^2$ $Q_r = 2S \cdot v = 2 \times 50,27 \times 15 = 1508,10 \text{ cm}^3/\text{s}$

$$Q_r = 1508 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$= 30,48 \text{ l/min}$$

* Débit théorique :

$$Q_{th} = \frac{Q_r}{\eta_{VP}} = \frac{1508}{0,9} = 1675,67 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Soit $V_t = \frac{1675,67 \times 60}{2000} = 50,27 \text{ cm}^3/\text{tr}$

$$V_t = 50,27 \text{ cm}^3$$

b) Pression de tarage de la valve de surpression.

* Pression utile aux vérins.

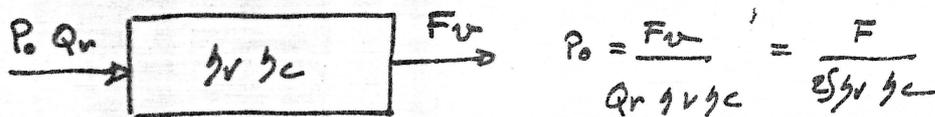
$$P_u = \frac{F}{2S} = \frac{22000}{2 \times 50,27} = 218,82 \text{ bars}$$

* Pression de la valve de tarage.

$$P_0 = \frac{P_u}{\eta_{VGC}} = \frac{218,82}{0,87 \times 0,83} = 303,03 \text{ bars}$$

$$P_{01} = 303 \text{ bars}$$

En effet on a :



c) Puissance maxi sur l'arbre.

* Pour le 2^{ème} élément : ($P_{02} = 220 \text{ bars}$)

$$Q_{th} = \frac{12 \times 2000}{60} = 400 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$P_e \text{ nécessaire sur l'arbre} = \frac{Q_{th} \cdot P_{02}}{\eta_{mP}} = \frac{220 \cdot 10^5 \times 400 \cdot 10^{-6}}{0,94} = 9361,7 \text{ W}$$

$$P_1 = \frac{Q_r \cdot P_{01}}{g_{mp} \times g_{VP}} = \frac{1508 \times 303^{10^{-1}}}{0,9 \times 0,94} = 54.015 \text{ W.}$$

$$P_{\text{Totale}} : 54015 + 9361,7 = 63.377 \text{ W}$$

$$P_T = 63,4 \text{ W}$$

1.2. Évaluation des pertes de charges dans le circuit :

* Recherche des coefficients ξ en écoulement turbulent :

Raccord droit : $\xi = 0,5$ Courbe brusque à 90° : $\xi = 1$

Tuyau coudé à 90° $\xi = 0,17$ Banjo normal $\xi = 2,5$

Distributeur $\xi = 3$

a) Nature de l'écoulement : pour $t > 25^\circ\text{C}$ $\nu_{\text{mini}} = \nu_{25^\circ\text{C}} = 20 \text{ cot.}$

Les vitesses d'écoulement les plus faibles sont sur D₁E et EF

Partie D₁E $d = 6 \text{ mm.}$

$$V = \frac{v S_1}{S_c} = 15 \frac{\pi(4^2 - 2,25^2)}{\pi \times 0,3^2} = 1822,95 \text{ cm/s} = 18,23 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{18,23 \times 10^3 \times 6}{20} = 5469 > Re_c = 2500$$

Partie EF

$$V = 15 \frac{(4^2 - 2,25^2)}{0,15^2} \times 2 = 1312,5 \text{ cm/s} = 13,12 \text{ m/s}$$

$$Re = 13,12 \times 10^3 \times \frac{10}{20} = 6562 \gg Re_c$$

Donc on est bien dans tout le circuit en écoulement turbulent.

b) Calcul des pertes de charge.

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

* Portion AB.

Vitesse du fluide $V = v \frac{\Pi^2}{d^2} \times 2 = 15 \times \left(\frac{8}{10}\right)^2 \times 2 = 1920 \text{ cm/s}$ $V_{AB} = 19,2 \text{ m/s}$

$$\left. \begin{aligned} \sum \xi &= (2 \times 0,5) + (2 \times 1) + 3 = 6 \\ \frac{\lambda L}{d} &= \frac{0,025 \times 2,7 \times 10^3}{10} = 6,75 \end{aligned} \right\} \rightarrow \Delta P = 12,75 \times \frac{840}{2} \times (19,2)^2 = 19,73 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$\Delta P_{AB} = 19,73 \text{ bars}$

Autre solution: tuyau conde $\xi = 0,17$

$$\sum \xi = (2 \times 0,5) + (2 \times 0,17) + 3 = 3,84 \quad \Delta P = 10,59 \times \frac{840}{2} (19,2)^2 = 16,38 \times 10^5 \text{ Pa} = 16,38 \text{ bars}$$

* Portion BC₁ et BC₂

Vitesse du fluide $V = v \left(\frac{\Pi}{d}\right)^2 = 15 \times \left(\frac{8}{0,16}\right)^2 = 2667 \text{ cm/s}$ $V_{BC} = 26,67 \text{ m/s}$

$$\left. \begin{aligned} \sum \xi &= (2 \times 0,5) + 1 = 2 \\ \frac{\lambda L}{d} &= \frac{0,025 \times 1,5 \times 10^3}{6} = 6,25 \end{aligned} \right\} \rightarrow 8,25 \quad \Delta P = 8,25 \times \frac{840}{2} \times (26,67)^2 = 24,53 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$\Delta P_{BC_1} = \Delta P_{BC_2} = 24,53 \text{ bars}$

* Portion II₁E, II₂E. $V = 18,23 \text{ m/s}$ (dijà calculée)

$$\left. \begin{aligned} \frac{\lambda L}{d} &= \frac{0,025 \times 2,1 \times 10^3}{6} = 8,75 \\ \sum \xi &= (1 + 0,5 + 2,5) = 4 \end{aligned} \right\} \rightarrow 12,75 \quad \Delta P_{DE} = 12,75 \times \frac{840}{2} \cdot (18,23)^2 = 17,8 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$\Delta P_{EII_1} = \Delta P_{EII_2} = 17,8 \text{ bars}$

* Portion EF $V = 13,12 \text{ m/s}$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\lambda L}{d} &= 6,75 \\ \sum \xi &= 6 \end{aligned} \right\} \rightarrow \Delta P = 12,75 \times \frac{840}{2} \times (13,12)^2 = 9,23 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$\Delta P_{EF} = 9,23 \text{ bars}$

Autre solution:

$$\sum \xi = 3,84 \rightarrow \Delta P = 10,59 \times \frac{840}{2} \times 13,12^2 = 7,65 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$\Delta P_{EF} = 7,65 \text{ bars}$

c) Rendement de l'ensemble du circuit :

(40)

Puissance perdue :

$$T_P = (\Delta P_{AB} \cdot Q_{AB}) + 2(\Delta P_{BC} \cdot Q_{BC}) + 2(\Delta P_{DE} \cdot Q_{DE}) + (\Delta P_{EF} \cdot Q_{EF})$$

$$Q_{AB} = 1508 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta P_{AB} = 19,73 \text{ bars}$$

$$\Delta P_{AB} \cdot Q_{AB} = 19,73 \cdot 10^5 \times 1508 \cdot 10^{-6} = 19,73 \times 150,8 = \underline{\underline{2975 \text{ W}}}$$

$$\text{ou } \Delta P_{AB} = 16,38 \text{ b.}$$

$$\underline{\quad\quad\quad} = 16,38 \times 150,8 = \underline{\underline{2470 \text{ W}}}$$

$$Q_{BC} = \frac{1508}{2} = 754 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\Delta P_{BC} \cdot Q_{BC} = 24,53 \cdot 10^5 \times 754 \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{1849,6 \text{ W}}}$$

$$\Delta P_{DE} \cdot Q_{DE} = 17,8 \cdot 10^5 \times 18,23 (\pi \times 3^2) \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{917 \text{ W}}}$$

$$\Delta P_{EF} \cdot Q_{EF} = 9,23 \cdot 10^5 \times 13,12 \cdot \pi \times 5^2 \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{951 \text{ W}}}$$

$$\text{ou } = 7165 \underline{\quad\quad\quad} = \underline{\underline{788,3 \text{ W}}}$$

• soit la puissance perdue.

1^{ère} hypothèse :

$$P_p = 2975 + (2 \times 1849,6) + (2 \times 917) + 951 = \underline{\underline{9659,2 \text{ W}}}$$

2^{ème} hypothèse :

$$P_p = 2470 + (2 \times 1849,6) + (2 \times 917) + 788,3 = \underline{\underline{8991,5 \text{ W}}}$$

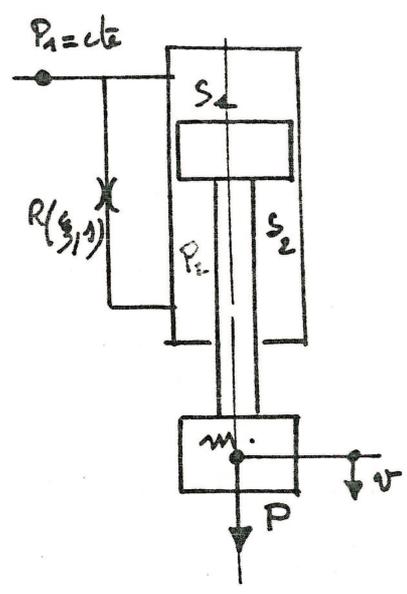
• Puissance à la sortie du circuit :

$$P_s = \frac{F \times v}{\rho v} = \frac{22 \cdot 10^9 \times 0,15}{0,83} = 39759 \text{ W}$$

$$\eta_c = \frac{P_{\text{sortie}}}{P_{\text{entrée}}} = \frac{P_s}{P_s + P_p} = \frac{39759}{39759 + 9659} = 0,80$$

$\eta_c = 0,80$ ce qui est bien inférieur au rendement estimé en 11 (0,87) \rightarrow diminuer v ($v = 10 \text{ cm/s}$)

2-3 Etude du principe de Freinage.



a) Relation donnant $v = f(t)$

(1) $P_1 S_1 - P_2 S_2 + P = m \frac{dv}{dt}$

(2) $(P_2 - P_1) = \xi \frac{P}{2} \frac{Q_2^2}{S_2^2}$

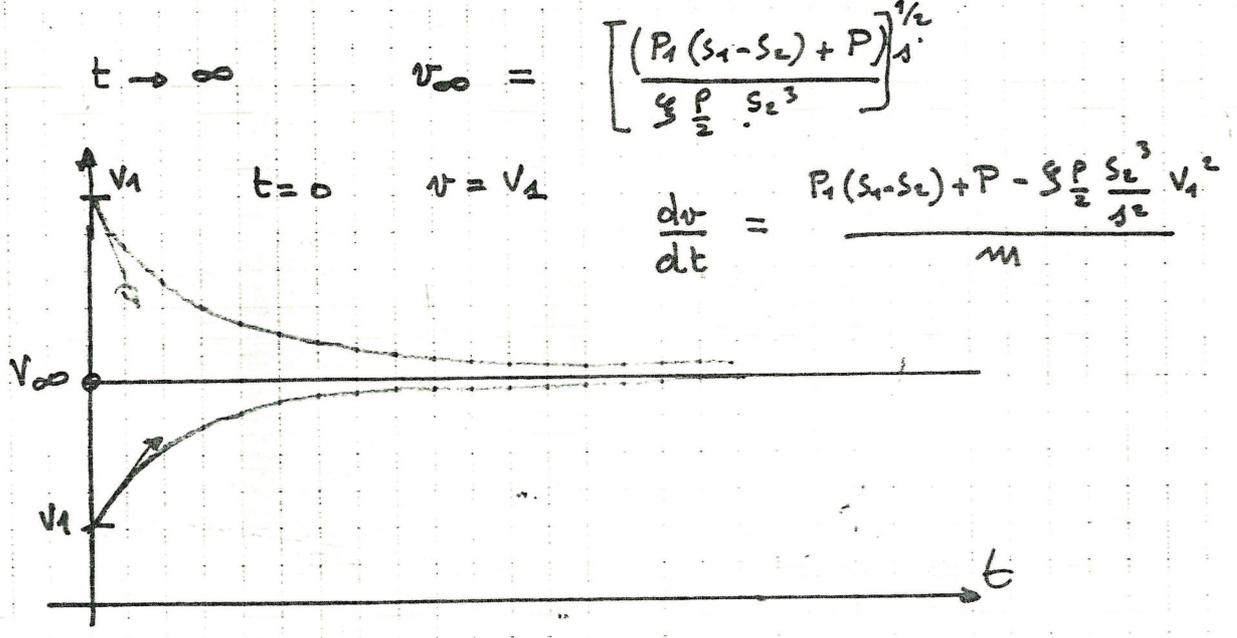
(3) $Q_2 = S_2 v$

(2) et (3) $P_2 = P_1 + \xi \frac{P}{2} \cdot \frac{S_2^2}{S_2^2} v^2$ (4)

(4) → (1) $P_1 S_1 + P - (P_1 + \xi \frac{P}{2} \frac{S_2^2}{S_2^2} v^2) S_2 = m \frac{dv}{dt}$

$$P_1 (S_1 - S_2) + P - \xi \frac{P}{2} \frac{S_2^3}{S_2^2} v^2 - m \frac{dv}{dt} = 0$$

b) Allure des courbes $v = f(t)$ suivant la valeur de V_1 .



c) Cela implique une vitesse suffisamment faible et une butée capable de recevoir le choc.

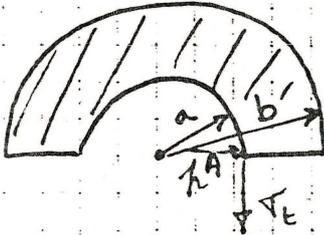
d) s pour que $V_1 \leq 2 \text{ cm/s}$.

2.2. Etat de contraintes et déformation de l'enveloppe du vérin de retour :

a) Etat de contraintes et choix de l'acier.

MODÈLE :

- * L'enveloppe n'est jamais chargée axialement.
- * Pression extérieure négligeable.



$$\begin{cases} a = 31,5 \\ b = 39,5 \end{cases} \quad p = 300 \text{ bars}$$

Point le plus chargé A.

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

Soit :

$$\sigma_t = 3 \frac{39,5^2 + 31,5^2}{39,5^2 - 31,5^2} = 13,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_r = -3 \text{ daN/mm}^2$$

En appliquant le critère du cisaillement maxi on a :

$$\sigma_c = \sigma_t - \sigma_r = 13,5 + 3 = 16,5 \text{ daN/mm}^2$$

Si on adopte un coefficient de sécurité de 2 (ce qui ici est très surabondant un acier de limite élastique $R_e = 37 \text{ daN/mm}^2$ est très suffisant (par ex: XC38 + normalisé))

b) Déformation :

Pour le bon fonctionnement du joint on devra vérifier :

$$J_m + \Delta II \leq 0,2 \text{ mm}$$

$$\text{avec } J_m = J_m + IT_A + IT_a$$

$$\text{Calcul de } \Delta II \quad \frac{\Delta II}{II} = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r) \Rightarrow \Delta II = \frac{63}{20000} (13,5 + 0,9) = 0,045 \text{ mm}$$

$$\text{Soit } \text{Max de } J_m = 200 - 45 = 155 \mu\text{m}$$

si on choisit un $IT_g = 46 \mu\text{m}$ pour glissement

et un $IT_f = 30 \mu\text{m}$ pour piston.

$$\text{Max de } J_m = 155 - (46 + 30) = 79 \mu\text{m}$$

un ajustement classique du type H8/f7 ($J_m = 30 \mu\text{m} < 79$; $J_M = 106 \mu\text{m} < 155$)

Car on sera parfaitement.

choix $\phi 63 \text{ H8/f7}$.

