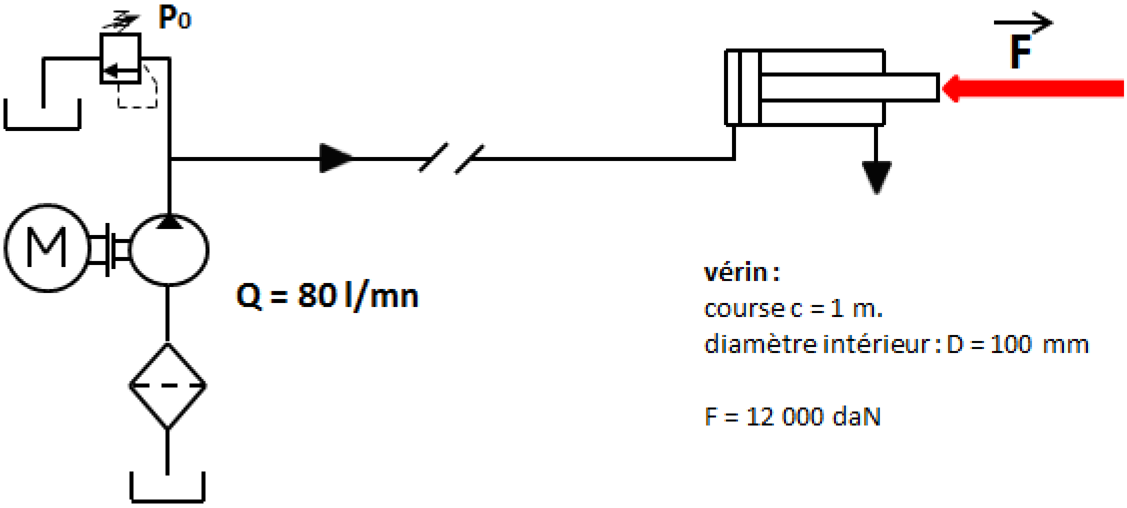
Hydraulique industrielle
Correction TD 1

1 Exercice 1 : Tarage du limiteur de pression d'une pompe alimentant un vérin



1.1 Pression nécessaire dans le vérin

La pression nécessaire dans le vérin pour vaincre la charge de $12000 daN$ est, compte tenu du rendement η du vérin, égale à :

$$P_{(Pa)} = \frac{F_{(N)}}{S_{(m^2)} \quad \eta} = \frac{120000}{\frac{\pi \quad 0.1^2}{4} \quad 0.9} = 170.10^5 \ Pa = 170 \ bars$$

1.2 Vitesse de déplacement de la tige

La vitesse de déplacement de la tige du vérin est :

$$V_{(m/s)} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{S_{(m^2)}} = \frac{\frac{80.10^{-3}}{60}}{\frac{\pi \quad 0.1^2}{4}} = 0.17 \ m/s$$

1.3 Temps de sortie de la tige

Le temps t mis par la tige pour parcourir la course c est :

$$t_{(s)} = \frac{c_{(m)}}{V_{(m/s)}} = \frac{1}{0.17} = 5.9 \ s$$

1.4 Pression de tarage du limiteur de pression

La pression de tarage du limiteur de pression est donnée par la pression nécessaire dans le vérin additionnée à la perte de charge dans la tuyauterie entre le limiteur et le vérin.

Calculons la perte de charge dans la tuyauterie. Le diamètre intérieur de cette dernière est donné par $\Phi_{int} = \Phi_{ext} - 2e = 28 - 2 \times 3.2 = 21.6mm$. La vitesse d'écoulement du fluide dans la tuyauterie est alors :

$$V_{(m/s)} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{S_{(m^2)}} = \frac{\frac{80.10^{-3}}{60}}{\frac{\pi \quad 0.0216^2}{4}} = 3.64\ m/s$$

Le régime d'écoulement régnant dans la conduite est donné par le nombre de Reynolds, soit :

$$Re = \frac{V_{(m/s)} \quad D_{(m)}}{\nu_{(myriastocke)}} = \frac{3.64 \times 0.0216}{34.10^{-6}} = 2312$$

En considérant le régime d'écoulement comme turbulent ($Re > 2000$) on peut calculer le coefficient de perte de charges comme suit :

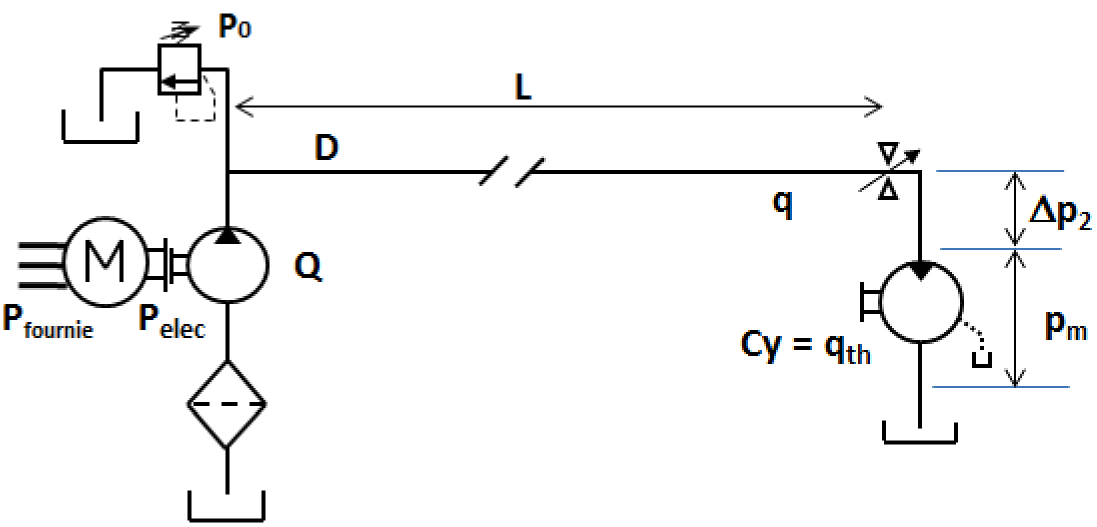
$$\lambda = 0.316\ Re^{-0.25} = 0.316 \times 2312^{-0.25} = 0.046$$

La perte de charge entraînée par l'écoulement de l'huile dans la tuyauterie est donc :

$$\Delta_p = \lambda \frac{L_{(m)}}{D_{(m)}} \frac{\rho_{(kg/m^3)}\ V^2_{(m/s)}}{2} = 0.046 \frac{10}{0.0216} \frac{870 \times 3.64^2}{2} = 123000\ Pa = 1.23\ bar$$

On règle donc le tarage du limiteur de pression à une pression supérieure ou égale à $P_{tarage} = 170 + 1.23 = 171.23\ bars$. Nous prendrons par exemple la valeur $P_{tarage} = 175\ bars$.

2 Exercice 2 : Moteur hydraulique : vitesse et couple



2.1 Fréquence de rotation du moteur hydraulique

La vitesse de rotation N du moteur hydraulique est :

$$N_{(tr/min)} = \frac{q_{(m^3/s)}\ \eta_{v,mot}}{q_{th_{(m^3)}}} = \frac{\frac{125.10^{-3}}{60} \times 0.9}{75.10^{-6}} = 1500\ tr/min$$

2.2 Puissance hydraulique nécessaire pour assurer le fonctionnement du moteur

La puissance hydraulique assurant le fonctionnement du moteur est :

$$P_{hydro,mot} = q_{(m^3/s)}\ P_{m_{(Pa)}} = \frac{125.10^{-3}}{60} \times 140.10^5 = 29170\ W = 29,2\ kW$$

2.3 Couple sur l'arbre de sortie du moteur hydraulique

En considérant le système comme parfait nous savons que la puissance hydraulique à son entrée est entièrement transformée en puissance mécanique. Si le système possède des pertes mécaniques et hydrauliques (exprimées sous forme de rendement) celles ci s'appliquent à la puissance d'entrée pour la diminuer. Nous obtenons donc la réalisation théorique :

$$P_{hydro,mot}\ \eta_{v,mot}\ \eta_{m,mot} = P_{méca,mot} \Leftrightarrow q_{(m^3/s)}\ P_{m_{(Pa)}}\ \eta_{v,mot}\ \eta_{m,mot} = C_{(Nm)}\ \omega_{(rad/s)}$$

$$\Leftrightarrow C = \frac{q\ P_m\ \eta_{v,mot}\ \eta_{m,mot}}{\omega} = \frac{q\ P_m\ \eta_{v,mot}\ \eta_{m,mot}}{2\pi \dfrac{N}{60}}$$

Or nous savons que :

$$q_{(m^3/s)} = \frac{q_{th_{(m^3)}}}{\eta_{v,mot}}\ \frac{N_{(tr/min)}}{60}$$

nous aboutissons alors à la relation :

$$C = \frac{\frac{q_{th_{(m^3)}}}{\eta_{v,mot}}\ \frac{N}{60}\ P_m\ \eta_{v,mot}\ \eta_{m,mot}}{2\pi \dfrac{N}{60}} = \frac{q_{th}\ P_m\ \eta_{m,mot}}{2\pi} = \frac{75.10^{-6} \times 140.10^5 \times 0.9}{2\pi} = 150.5\ Nm$$

2.4 Puissance mécanique sur l'arbre de sortie du moteur hydraulique

La puissance mécanique du moteur hydraulique est :

$$P_{méca,mot_{(W)}} = C_{(Nm)}\ \omega_{rad/s} = C\ 2\pi \frac{N}{60} = 150.5 \times 2\pi \frac{1500}{60} = 23628\ W = 23,6\ kW$$

Nous retrouvons bien la relation donnée au début de la question 3 entre la puissance hydraulique en entrée du moteur et la puissance mécanique en sortie :

$$P_{hydro,mot}\ \eta_{v,mot}\ \eta_{m,mot} = P_{méca,mot} \Leftrightarrow 29.2\ kW \times 0.9 \times 0.9 = 23.65\ kW$$

2.5 Rendement de la pompe hydraulique

La puissance en sortie du moteur électrique (P_{elec}) étant égale à la puissance mécanique en entrée de la pompe hydraulique, le rendement global de cette dernière est donné par :

$$\eta_{pompe} = \frac{P_{hydro,pompe}}{P_{méca,pompe}} = \frac{Q_{(m^3/s)}\ P_{0_{(Pa)}}}{P_{elec_{(W)}}} = \frac{\dfrac{130.10^{-3}}{60} \times 145.10^5}{34150} = 0.92$$

2.6 Rendement général de l'installation

Le rendement général de l'installation est le rapport entre la puissance disponible sur l'arbre de sortie de la pompe hydraulique et la puissance électrique fournie au moteur électrique. Nous obtenons donc

$$\eta_t = \frac{P_{méca,mot}}{\dfrac{P_{elec}}{\eta_{elec}}} = \frac{23.64}{\dfrac{34.15}{0.85}} = 0.59$$

2.7 Perte de charge dans la tuyauterie

Déterminons d'abord le régime d'écoulement. Le diamètre intérieur de la conduite est donnée par $\Phi_{int} = \Phi_{ext} - 2e = 33.7 - 2 \times 3.2 = 27.3\ mm$. La vitesse d'écoulement du fluide dans la tuyauterie est alors :

$$V_{(m/s)} = \frac{q_{(m^3/s)}}{S_{(m^2)}} = \frac{\dfrac{125.10^{-3}}{60}}{\dfrac{\pi\ \ 0.0273^2}{4}} = 3.56\ m/s$$

Le régime d'écoulement régnant dans la conduite est donné par le nombre de Reynolds, soit :

$$Re = \frac{V_{(m/s)} \quad d_{(m)}}{\nu_{(myriastocke)}} = \frac{3.56 \times 0.0273}{35.10^{-6}} = 2777$$

En considérant le régime d'écoulement comme turbulent ($Re > 2000$) on peut calculer le coefficient de perte de charges comme suit :

$$\lambda = 0.316 \; Re^{-0.25} = 0.316 \times 2777^{-0.25} = 0.044$$

La perte de charge entraînée par l'écoulement de l'huile dans la tuyauterie est donc :

$$\Delta_{p_1} = \lambda \frac{L_{(m)}}{D_{(m)}} \frac{\rho_{(kg/m^3)} \; V^2_{(m/s)}}{2} = 0.044 \frac{21.8}{0.0273} \frac{900 \times 3.56^2}{2} = 200000 \; Pa = 2 \; bars$$

2.8 Diamètre de passage du limiteur de débit

La différence de pression entre l'entrée et la sortie d'un étrangleur de débit à paroi mince est équivalent à une perte de charge singulière et est donné par :

$$\Delta_p = \xi \; \frac{\rho_{(kg/m^3)} \; V^2_{(m/s)}}{2} = \xi \; \frac{\rho}{2} \; \left(\frac{q}{S}\right)^2 \Leftrightarrow q = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \; S \; \sqrt{\frac{2 \; \Delta_p}{\rho}}$$

Or la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'étrangleur de débit doit être égale à :

$$\Delta_p = P_0 - \Delta_{p_1} - \Delta_{p_2} - P_m = 145 - 2 - 0.5 - 140 = 2.5 \; bars$$

On obtient alors la relation :

$$\frac{125.10^{-3}}{60} = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \; S \; \sqrt{\frac{2 \; \Delta_p}{\rho}} = \frac{1}{\sqrt{1.93}} \; S \; \sqrt{\frac{2 \times 2.5.10^5}{900}} \Leftrightarrow S = \frac{125.10^{-3} \times \sqrt{1.93}\sqrt{900}}{60 \times \sqrt{2 \times 2.5.10^5}} = 123.10^{-6} \; m^2 = 1.23 \; cm^2$$

$$\phi_{\acute{e}trangleur} = 1.25 \; cm$$