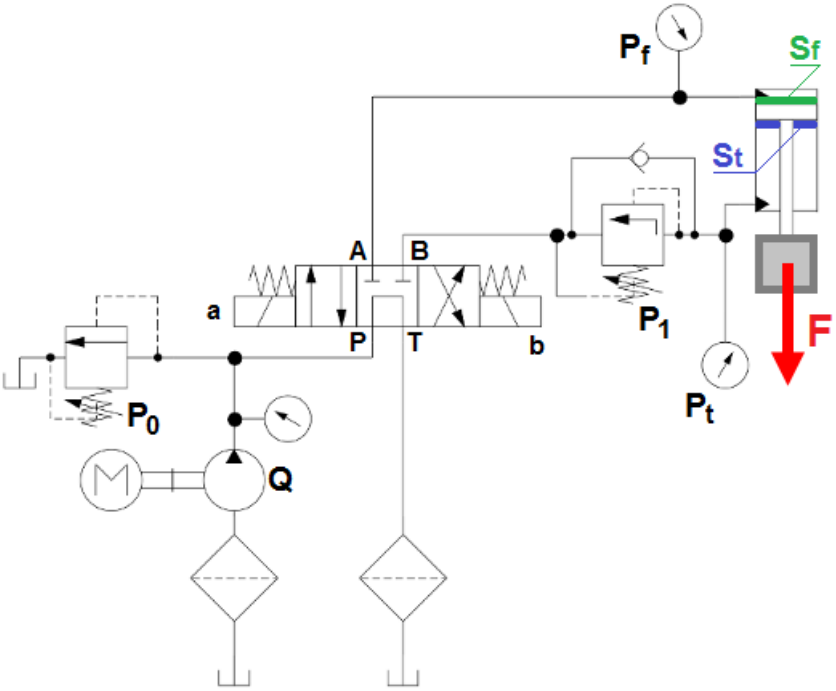
Hydraulique industrielle
Correction TD 2

1 Réglage d'une valve d'équilibrage

1.1 Partie A : Pilotage interne



1.1.1 Pression nécessaire coté tige du vérin

La pression nécessaire dans le vérin coté tige pour compenser la charge de $1000daN$ est, compte tenu du facteur de sécurité f, égale à :

$$P_{t_{(Pa)}} = f\,\frac{F_{(N)}}{S_{t_{(m^2)}}} = 2 \times \frac{10000}{10.10^{-4}} = 200.10^5\ Pa = 200\ bars$$

La pression de tarage P_1 de la valve d'équilibrage est alors $P_1 = P_t = 200\ bars$.

1.1.2 Pression nécessaire coté fond du vérin

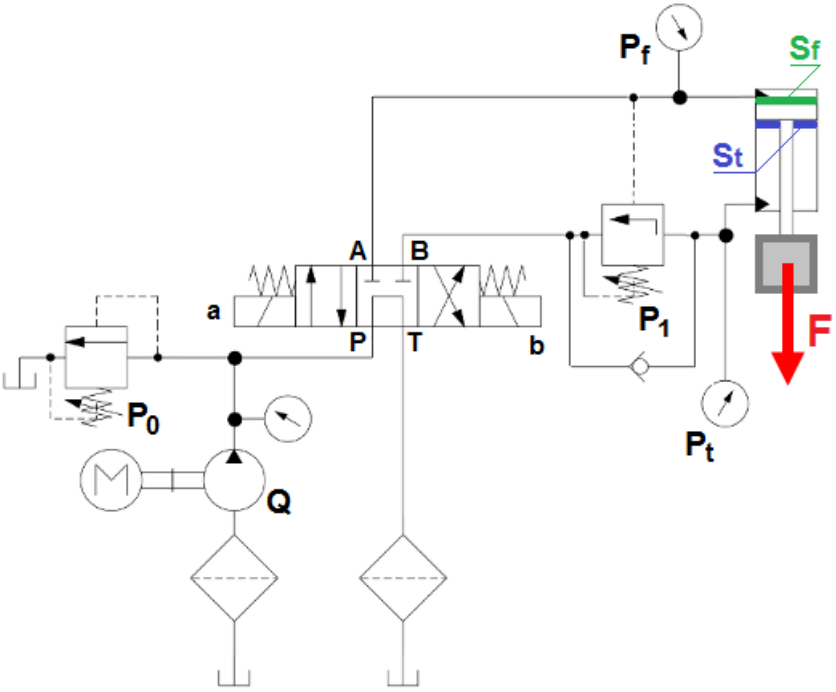
En se plaçant à l'équilibre, en limite de mouvement du piston, nous obtenons que la somme des forces qui s'exercent sur le piston (induites par la charge F, la pression sur la face inférieure piston P_t et la pression sur la face supérieure du piston P_f) doit être égale à zéro.

$$P_f\ S_f - P_t\ S_t + F = 0 \quad \Leftrightarrow \quad P_f = P_t\frac{S_t}{S_f} - \frac{F}{S_f} = \frac{1}{S_f}\left(P_t\ S_t - F\right) = \frac{1}{S_f}\left(f\ \frac{F}{S_t}\ S_t - F\right) = \frac{F}{S_f}\left(f - 1\right)$$

L'application numérique nous donne :

$$P_f = \frac{10000}{20.10^{-4}}\left(2 - 1\right) = 5.10^6\ Pa = 50\ bars$$

1.2 Partie B : Pilotage externe



1.2.1 Relation entre les pressions des deux chambres du vérin

On étudie à nouveau l'équilibre du piston : Pour que la descente commence il faut que la valve de séquence s'ouvre. Il faut donc $P_f = P_1$.
L'équilibre du piston s'écrie alors (comme dans la partie A) :

$$P_f\ S_f + F = P_t\ S_t \quad \Leftrightarrow \quad P_t = \frac{P_f\ S_f + F}{S_t} = \frac{P_1\ S_f + F}{S_t}$$

1.2.2 Applications numériques

Pour une pression $P_1 = 50\ bars$:

$$P_t = \frac{50.10^5 \times 20.10^{-4} + 10000}{10.10^{-4}} = 2.10^7\ Pa = 200\ bars$$

Pour une pression $P_1 = 300\ bars$:

$$P_t = \frac{300.10^5 \times 20.10^{-4} + 10000}{10.10^{-4}} = 7.10^7\ Pa = 700\ bars$$

1.2.3 Pression de tarage du limiteur de pression

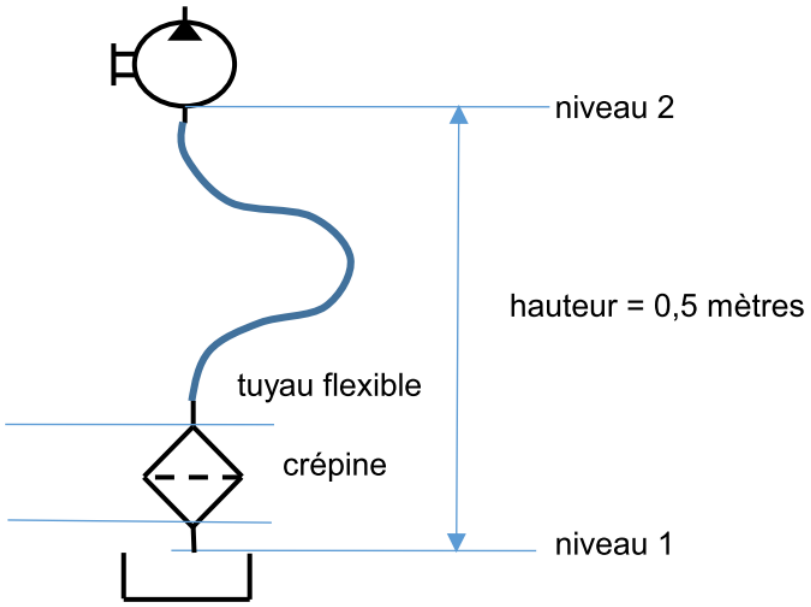
Il est nécessaire de régler la pression du tarage du limiteur de pression à la valeur $P_0 = \max$(pression nécessaire dans le circuit)+10 $bars$ (les 10 $bars$ de compléments servant de sécurité pour compenser l'ensemble des pertes de charges dans le circuit).
Il faut donc déterminer la pression maximale nécessaire dans le circuit P_R, au refoulement de la pompe. Cette dernière n'est pas la même lors de la sortie et de la rentrée de la tige.

A la sortie de la tige, nous avons : $P_R = P_f = P_1$.

A la rentrée de la tige, nous avons : $P_R = P_t = \frac{F}{S_t}$.

$P_1 = 50\ bars$	
Sortie de tige	$P_R = P_f = P_1 = 50\ bars$
rentrée de tige	$P_R = P_t = \frac{F}{S_t} = 100\ bars$
$P_0 = 110\ bars$	
$P_1 = 200\ bars$	
Sortie de tige	$P_R = P_f = P_1 = 200\ bars$
rentrée de tige	$P_R = P_t = \frac{F}{S_t} = 100\ bars$
$P_0 = 210\ bars$	

2 Dépression à l'entrée d'une pompe



2.1 Pression en entrée de pompe

Le théorème de Bernouilli pour un fluide parfait s'écrit :

$$P + \rho\,\frac{V^2}{2} + \rho\,g\,z = C_{ste}$$

En tenant compte des pertes de charges dues à la viscosité du fluide newtonien, on peut écrire :

$$P_2 + \rho\,\frac{V_2^2}{2} + \rho\,g\,z_2 = P_1 + \rho\,\frac{V_1^2}{2} + \rho\,g\,z_1 - \Delta_{P_c} - \Delta_{P_t}$$

Comme $V_1 = 0$ car nous somme dans le réservoir au niveau 1 :

$$P_2 = P_1 - \Delta_{P_c} - \Delta_{P_t} + \rho\,g\,\left(z_1 - z_2\right) - \rho\,\frac{V_2^2}{2}$$

2.2 Perte de charge dans le tuyau flexible

Déterminons d'abord le régime d'écoulement. Le diamètre intérieur de la conduite est de 27.3 mm. La vitesse d'écoulement du fluide dans la tuyauterie est alors :

$$V_{(m/s)} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{S_{(m^2)}} = \frac{\frac{40.10^{-3}}{60}}{\frac{\pi \quad 0.0273^2}{4}} = 1.14\ m/s$$

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

$$Re = \frac{V_{(m/s)} \quad D_{(m)}}{\nu_{(myriastocke)}} = \frac{1.14 \times 0.0273}{30.10^{-6}} = 1037$$

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

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1037} = 0.062$$

La perte de charge entraînée par l'écoulement de l'huile dans le tuyau d'aspiration est donc :

$$\Delta_{P_t} = \lambda \frac{L_{(m)}}{D_{(m)}} \frac{\rho_{(kg/m^3)} \; V^2_{(m/s)}}{2} = 0.062 \frac{3}{0.0273} \frac{900 \times 1.14^2}{2} = 3966 \; Pa = 0.04 \; bar$$

2.3 Perte de charge totale

On en déduit la perte de charge totale

$$\Delta_P = \Delta_{P_t} + \Delta_{P_c} = 0.04 + 0.05 = 0.09 \; bar$$

2.4 Application numérique de la pression en entrée de pompe

En reprenant le résultat de la question 1, nous obtenons :

$$P_2 = P_1 - \Delta_{P_c} - \Delta_{P_t} + \rho \; g \; (z_1 - z_2) - \rho \; \frac{V_2^2}{2} = 1.10^5 - 0.09.10^5 + (900 \times 9.81 \times (0 - 0.5)) - 900 \times \frac{1.14^2}{2}$$

$P_2 = 8.6.10^4 \; Pa = 0.86 \; bar$

2.5 Évaluation de la dépression

Attention la pression P_2 est une pression absolue. En la retranchant à la pression atmosphérique (qui vaut $1bar$) on obtient une dépression en entrée de pompe qui vaut $-0.14 \; bar$.