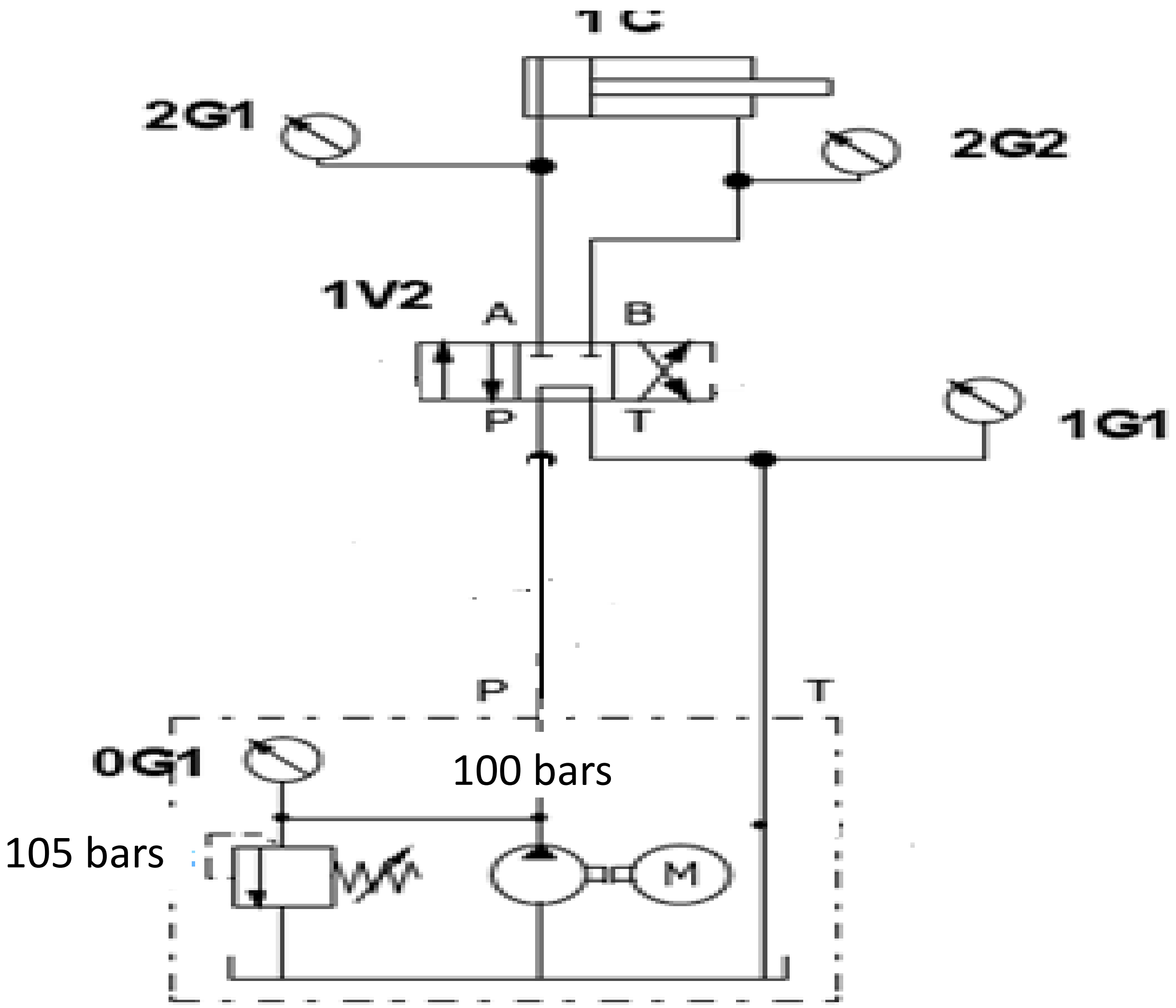
Actionneurs Chapitre 9 introduction à l’hydraulique

Exercices corrigés

Application de cours



En analysant la figure, compléter dans le tableau ci-dessous les valeurs des pressions indiquées par les manomètres pour chacun des 3 états du distributeur, si on néglige les pertes de charge dans les canalisations. On rappelle que la pression atmosphérique (à l'air libre) est de 1 bar environ.

Etat du distributeur (+vérin)	Mesure sur le manomètre (en bar)			
	0G1	1G1	2G1	2G2
Le distributeur est en position centrale. Le vérin est entièrement rentré (moteur+pompe à l'arrêt)	1	1	?	?
Le distributeur est dans la position gauche. Le vérin est en train de sortir (moteur+pompe en marche)	100	1	100	1
Le distributeur est dans la position droite. Le vérin est en train de rentrer (moteur+pompe en marche)	100	1	1	100

Commentaires

On néglige les pertes et on suppose que la pression de 100 bars est suffisante pour actionner le vérin.

1°Quelle que soit la position du distributeur, le manomètre 1G1 est relié à la pression atmosphérique, car la cuve d'huile est ouverte à l'air libre.

2° Quand le distributeur est commandé par la gauche, le point A est relié à la sortie de la pompe et le point B à la pression atmosphérique. Par conséquent 2G1 indique 100 bars et 2G2 indique 1 bar.

3° Quand le distributeur est commandé par la droite, les sorties et les indications des manomètres s'inversent par rapport au 2°. Ainsi 2G1 indique 1 bar et 2G2 indique 100 bars

4° Quand le distributeur est à la position centrale de repos,

- 1G1 se retrouve relié à 0G1. Par conséquent 0G1 est aussi à la pression atmosphérique de 1 bar.
- Les sorties A et B du distributeur sont bouchées. Par conséquent les 2 chambres des vérins ne sont soumises à aucun flux de liquide donc aucune force.

\- si le distributeur n'était pas alimenté avant, les chambres sont vides et ne contiennent pas d'huile. Elles sont à la pression atmosphérique. Les manomètres affichent tous les deux 1 bar ;

\- si le vérin est complètement sorti ou complètement rentré ou au milieu, cela n'a aucune importance. La pression naît d'une résistance à la force exercée par le flux d'huile.

\- P= F/S. Comme il n'y a aucune force exercée, donc P = 0 (en fait c'est la pression atmosphérique = 1 bar).

Exercice 1 : Moteur en courant alternatif monophasé

Sur la fiche signalétique d'un moteur fonctionnant sur le secteur, on lit les caractéristiques suivantes : ~ 50Hz, 220 V, P_a = 600 W, P_S = 704 VA, 2850 tr/min

1. Calculer la valeur efficace I de l'intensité qui circule dans le moteur à 2850 tr/min.
2. Définir le facteur de puissance. Calculer sa valeur
3. Le moteur, de rendement 70%, actionne une pompe.
   Calculer la puissance utile fournie à la pompe.
4. Calculer l'énergie consommée annuellement, ce moteur fonctionnant 12h par jour en moyenne.

---

1. $P_S = 704$ VA puissance apparente du moteur : $P_S = U\,I$ en VA

$I = \frac{P_S}{U}$ $\quad I = \frac{704}{220}$ $\quad$ **$I = 3{,}2$ A**

2. Le facteur de puissance est le rapport entre la puissance électrique consommée par le moteur et sa puissance apparente $\cos\varphi = \frac{P_a}{P_S}$ $\quad \cos\varphi = \frac{600}{704}$ $\quad$ **$\cos\varphi = 0{,}85$**

Pa: puissance active absorbée du réseau électrique

3. rendement du moteur : $\eta = \frac{P_u}{P_a}$ $\quad$ Pu: puissance utile disponible sur l'arbre du moteur

$P_u = \eta\,P_a$ $\quad P_u = 0{,}70 \times 600$ $\quad$ **$P_u = 420$ W**

4. Energie électrique consommée annuellement : $W = P_a\,\Delta t$ $\quad \Delta t$ durée de fonctionnement pendant 1 an, 12 heures par jour : $\Delta t = (365 \times 12)$ heures

W en Wh, P_a en W et Δt en h $\quad W = 600 \times 365 \times 12 = 2{,}63.10^6$ Wh $\quad$ **W = 2,63 MWh**

Exercice 2: Vérin différentiel

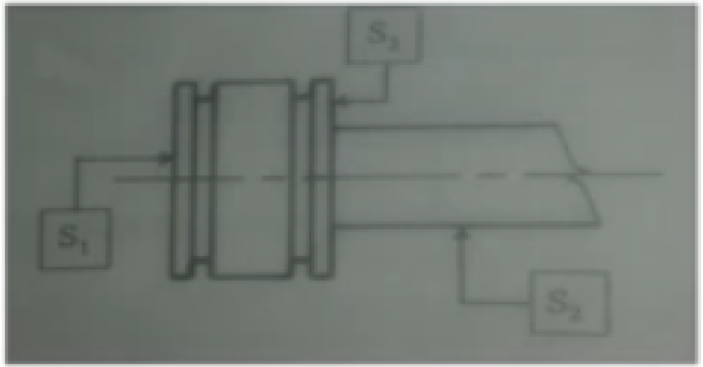
a- En « montage normal »

Soit un vérin possédant possédant les caractéristiques suivantes :

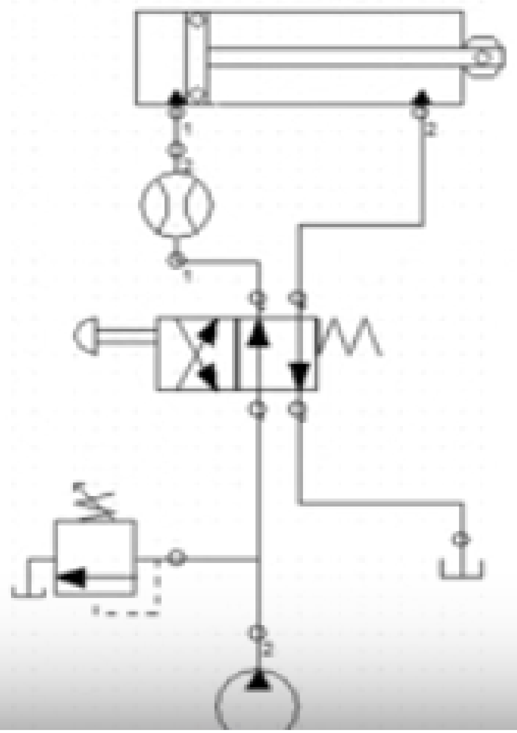
- Alésage : diamètre 100 mm;

- tige : diamètre 70 mm

Ce vérin est alimenté sous une pression de 120 bar pour une pompe débitant 80 l/min

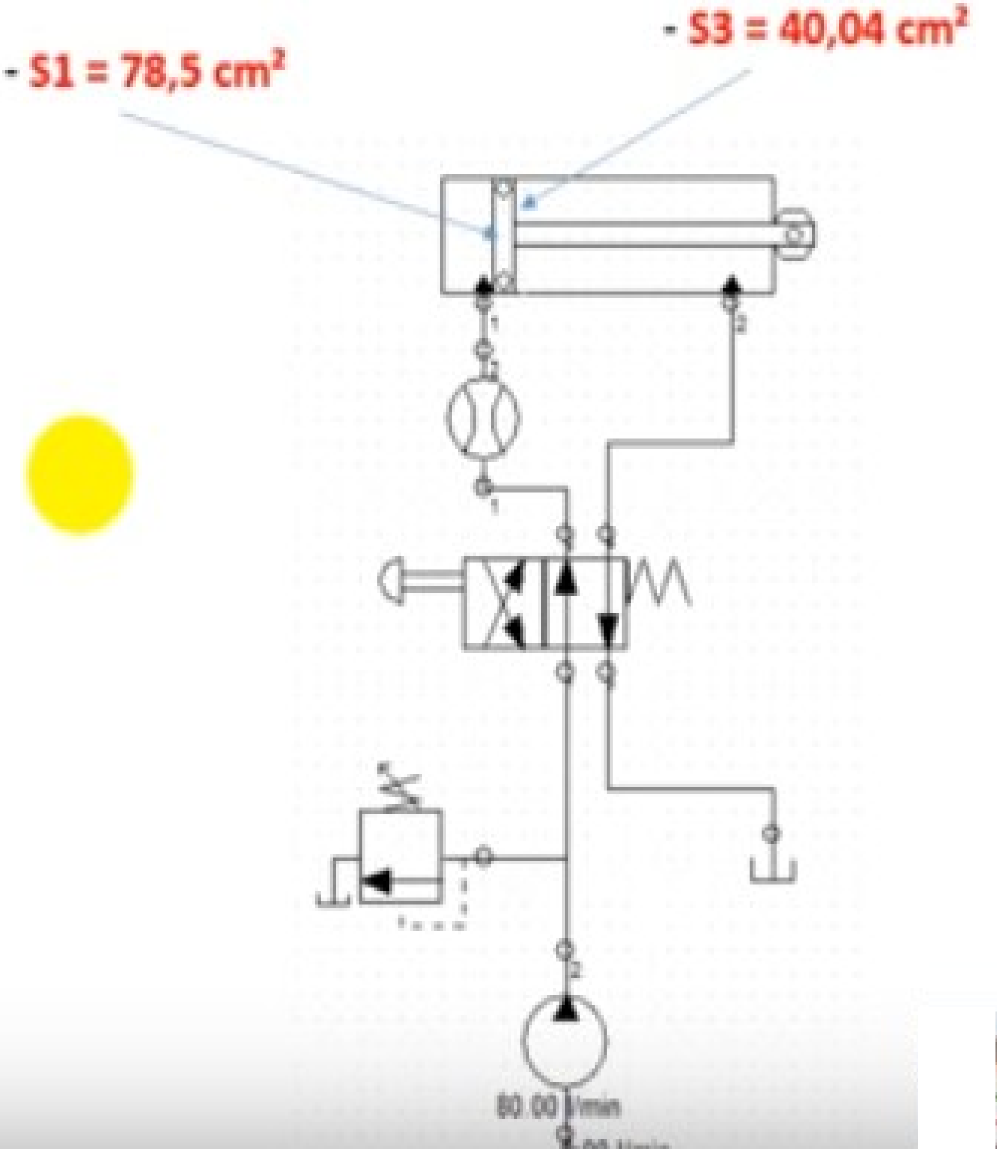


Vérin différentiel en « Montage normal »



- Section S1 = $\pi \times R^2 = \pi \times 50^2 = 7850 mm^2 = 78,5 cm^2$ (Piston)
- Section S2 = $\pi \times r^2 = \pi \times 35^2 = 3846 mm^2 = 38,46 cm^2$ (tige)
- Section S3 = S1 – S2 = 78,5 – 38,46 = 40,04 cm^2 (section annulaire)

$$Vitesse = \frac{Q}{6 \times S} \; Avec\ Q\ en\ L/\min et\ Q\ en\ cm^2$$



$$\textbf{Vitesse de sortie} = \frac{80}{6 \times 78{,}5} = 0{,}16\ m/s$$

$$\textbf{Vitesse de rentrée} = \frac{80}{6 \times 40} = 0{,}33\ m/s$$

Conclusion : La vitesse de rentrée est 2 fois plus élevée que la vitesse de sortie .

Exercice 2: Vérin différentiel

b- En « montage différentiel »

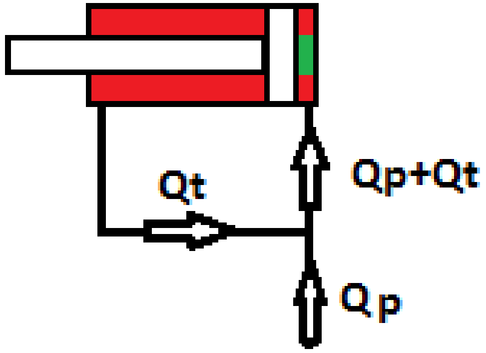
Sur certaines applications, il peut être intéressant de vouloir **faire sortir et rentrer la tige d'un vérin à la même vitesse**.

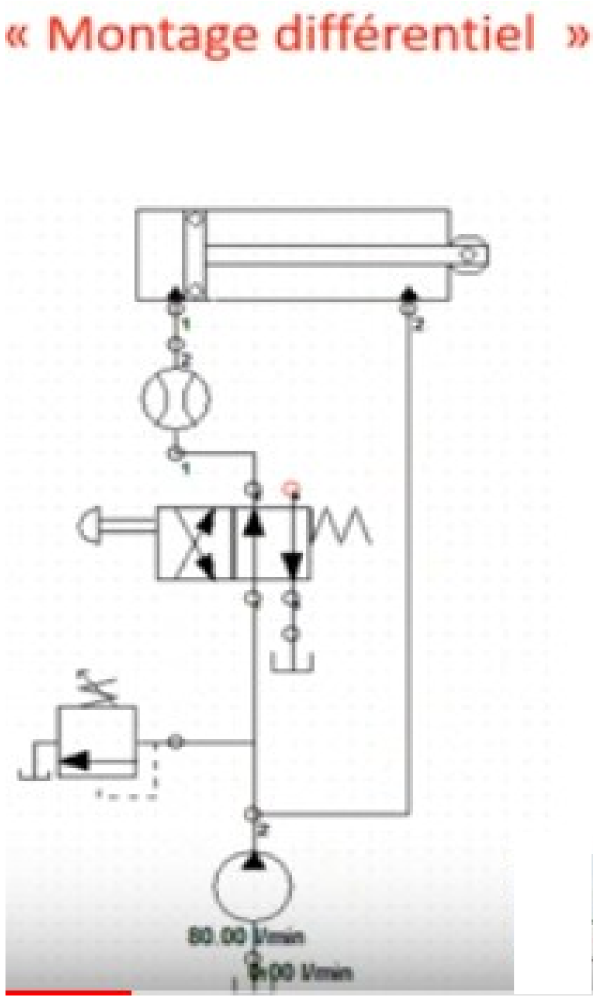
Pour cela il existe plusieurs solutions (compensateur de débit, vérin double tige) dont la plus simple est le montage différentiel.

Dans ce type de circuit, **le débit de la chambre avant** (ou chambre annulaire**) est envoyé sur la chambre arrière**.

Pour une sortie de tige, on va cumuler le débit Qt refoulé par la chambre annulaire avec le débit principal Qp. Ainsi, le débit Qf reçu côté fond sera égal à : **Qf=Qp+Qt**

Le volume d'huile expulsé côté tige Qt étant réinjecté côté fond, la vitesse de sortie de tige sera donc égale au débit principal Qp appliqué sur la seule surface de tige (en vert sur le schéma), car le reste de la surface (égal à la surface annulaire) est pris en charge par le débit réinjecté.





Nous avons donc les équations de vitesses suivantes :

Vrentrée = Qp / S2

Vsortie = Qp / (S1 – S2)

avec S1-S2 égale à la surface de la section de la tige . Dans cette configuration, si notre vérin est choisi tel que : **S2/S1 = 1/2 (soit S1=2xS2),** nous obtenons donc les vitesses suivantes :

Vrentrée = Qp / S2

Vsortie = Qp / ((2*S2)-S2) = Qp / S2

Soit **Vsortie = Vrentrée**.

Remarque 1: variante de construction

A l'aide d'un distributeur 4/3 possédant directement une position différentielle sur la position de sortie (cf. figure ci-contre)

Rappel des formules

S1 : Surface côté fond

S2 : Surface côté tige ou annulaire

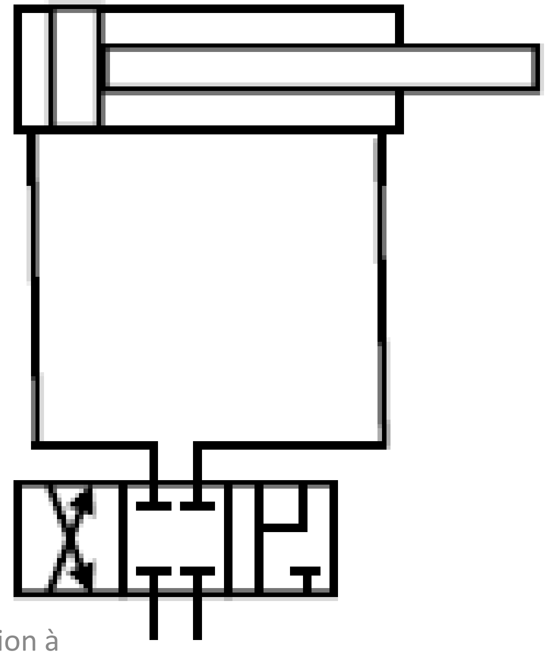
Surface fond : $S1= \pi D^2/4 = \pi r^2$

Surface annulaire : $S2= (D^2-d^2)\pi/4$

Vitesse de rentrée ou de sortie d'un vérin :

V(m/s) = Q(m³/s) / S(m²)

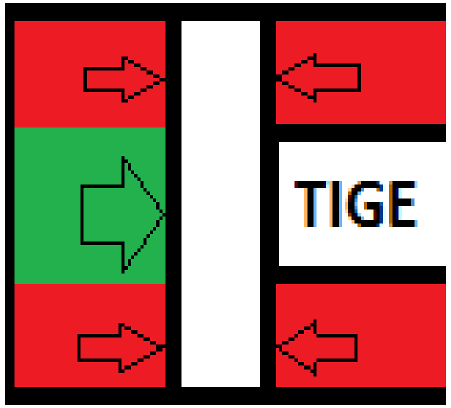
V(m/s) = Q(l/min) / 6 x S(cm²)



Remarque 2

Il y a quand même le revers de la médaille.

De même que la vitesse de sortie de tige est égale au débit principal Qp appliqué sur la seule surface de tige, l'effort F développé en sortie de tige sera donc uniquement le produit de la pression appliquée sur la surface égale à celle de la section de tige.



Les pressions appliquées sur les surfaces annulaires s'équilibrant, comme sur le schéma ci-contre, la force F ≡ Fut à l'extrémité de la tige devient égale à :

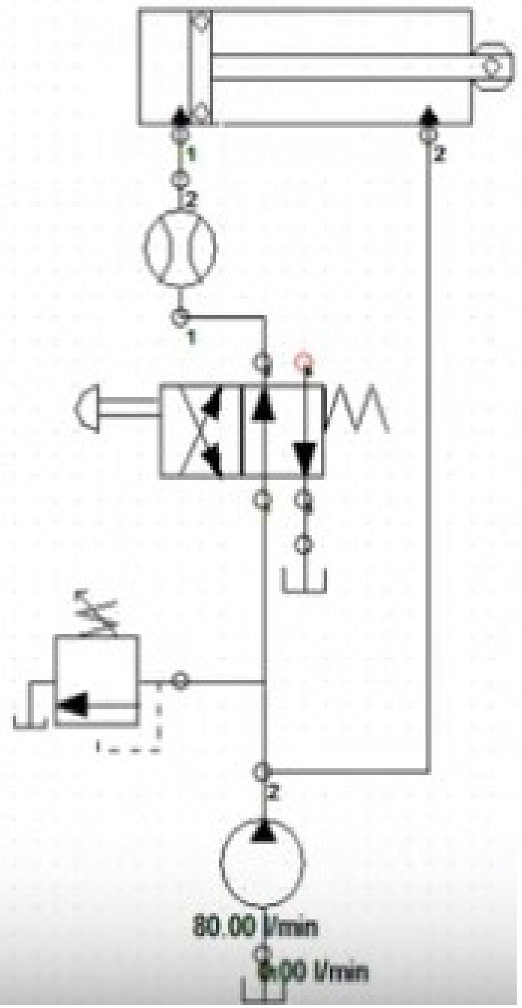
$$\mathbf{Fut = P / (S1\text{-}S2) = P / (S1 - S1/2) = \tfrac{1}{2} P / S1}$$

Dans le **montage différentiel la vitesse de sortie est doublée mais l'effort utile développé par le vérin est divisé par deux** (si la pression reste constante par rapport au montage normal).

Reprenons le même vérin que dans l'exemple précédent :

- **S1 = 78,5 cm²**
- **S3 = 40,04 cm²**
- **S2 = 38,46 cm²** (section de tige)
- Débit de la pompe :80 l/min

- Pression tarage LDP :120 bar



Vitesse de sortie :

Débit Q = Qp = 80 l/min

S2 = 38,46 cm² (section de tige)

V = 80/6 x 38,46 = 0,35 m/s

$$\textit{Vitesse de rentrée} = \frac{80}{6 \times 40} = 0{,}33\ m/s$$

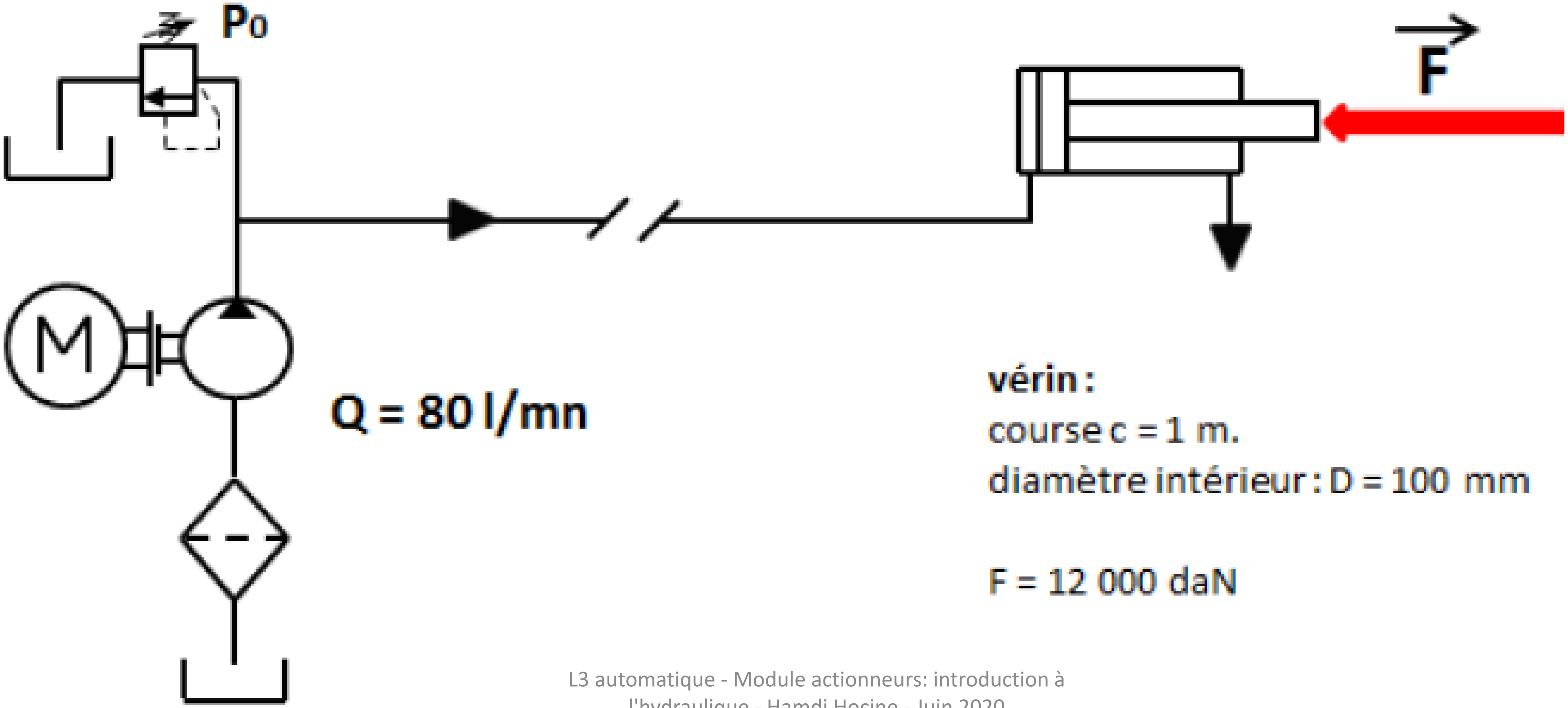
Conclusion: Dans ce type de montage, on constate que les vitesse de sortie et de rentrée du vérin sont pratiquement identiques

Exercice 3

TD n°1 hydraulique industrielle (Thierry Cortier – Vincent Pateloup)

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

Une pompe alimente un vérin suivant le schéma ci-dessous :



1) Quelle est la pression dans le vérin en supposant un rendement de cet organe récepteur égal à **$\eta = 0{,}9$** ?

2) Quelle est la vitesse **v** de déplacement de la tige du vérin ?

3) Quel est le temps **t** nécessaire pour réaliser un déplacement égal à la course **c** ?

4) A quel pression **P0** doit être réglé le limiteur de pression si la longueur de conduite de la pompe au vérin est de **L = 10 mètres** avec :

- une tuyauterie de **Φext d = 28 mm** – épaisseur **e = 3,2 mm**
- une huile de viscosité **ν = 34 cst**, de masse volumique **ρ = 0,87 gr/cm3**

1.1 Pression nécessaire dans le vérin

La pression nécessaire dans le vérin pour vaincre la charge de $12000daN$ 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 :

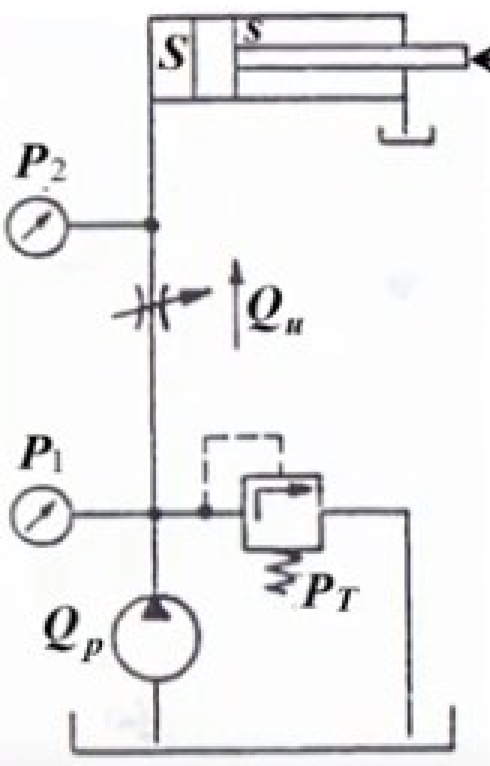
$$\lambda = 0.316\ Re^{-0.25} = 0.316 \times 2312^{-0.25} = 0.046$$

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

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

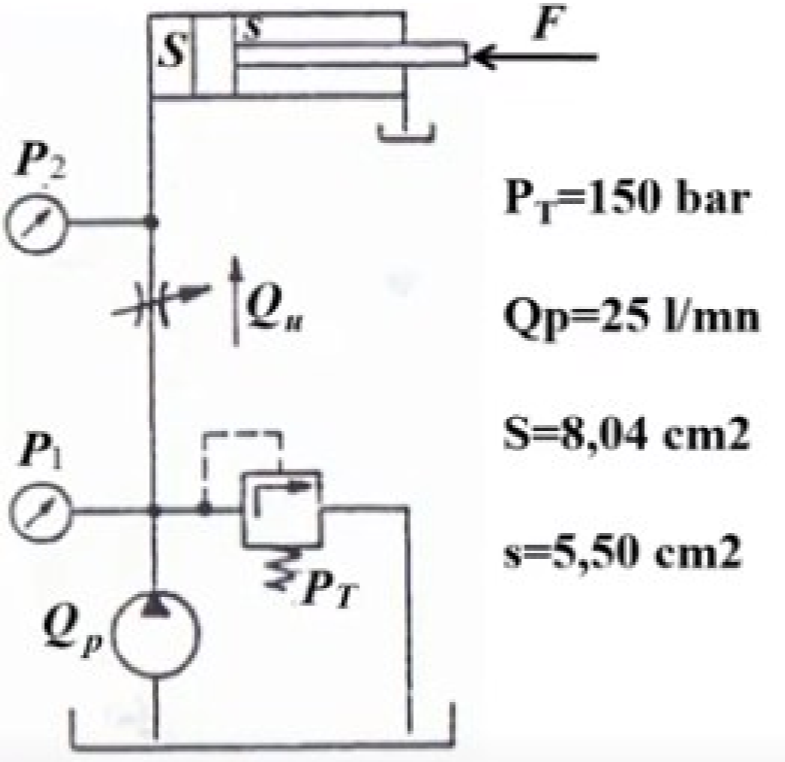
On règle donc le tarage du limiteur de pression à une pression supérieure ou égale à $P_{tarage} = 170 + 1.23 = 171.23\ bars$. Nous prendrons par exemple la valeur $P_{tarage} = 175\ bars$.

Exercice 4 : limiteur de débit, limiteur de pression et pompe



1° F= 8040 N et le limiteur de débit est réglé pour obtenir une vitesse de sortie de tige du vérin V= 0,3 m/s.
Calculer la pression P2, le débit Qu, la puissance utile Pu transmise au vérin, la puissance dissipée Pd, la puissance fournie par la pompe Pf et le rendement η.

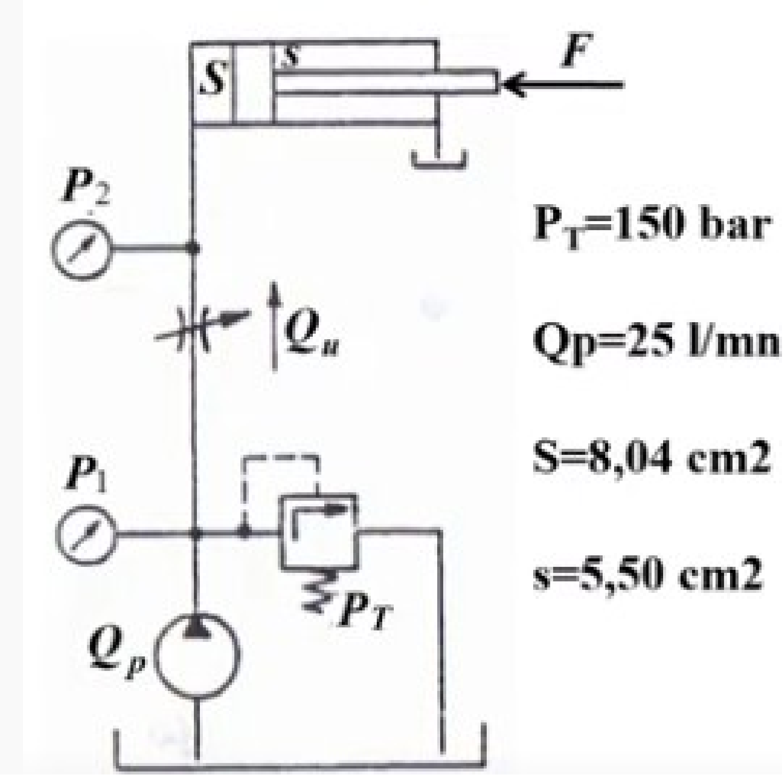
- F ≡ Fut = Fth * τ . Comme τ n'est pas donné on le prend égal à 1
  ➔Fth = Fut = F = 8040N = 804 daN
  P2 = Fth /S = 804daN / 8,04cm^2= 100 bars
- Débit utile à la sortie du réducteur:
  Qu $_{cm3/mn}$= S $_{cm2}$ * V $_{cm/mn}$ = 8,04*30*60 = 14472cm^3/mn=14,47 l/mn
- Pu délivrée transmise au vérin: Pu = P2 * Qu (≡ Pa du vérin)
  Pu kw= (P2 bars *Qu l/mn)/600 = 100*14,47/600 = 2,412 kW



- Puissance dissipée Pd
  Pd = PdLp (limiteur de pression)+ PdLd (limiteur de débit)
  PdLp = P1 (Qp - Qu) =150 (25-14,47)/600 = 2,633kW
  PdLd = Qu (P1 - P2) = 14,47 (150 – 100)/600 = 1,206 kW
  Pd = PdLp + PdLd = 2,633 + 1,206 = 3,839 kW
- Puissance max fournie par la pompe (≡ Pu de pompe)
  $Pf_{kW} = P1_{bars} * Qp_{l/mn} /600 = 150 * 25 / 600 = 6,25$ kW
  Remarque: Pf = Pu + Pd
- Rendement de l’installation
  η = Pu /Pf = 2,412 / 6,25 = 0,386

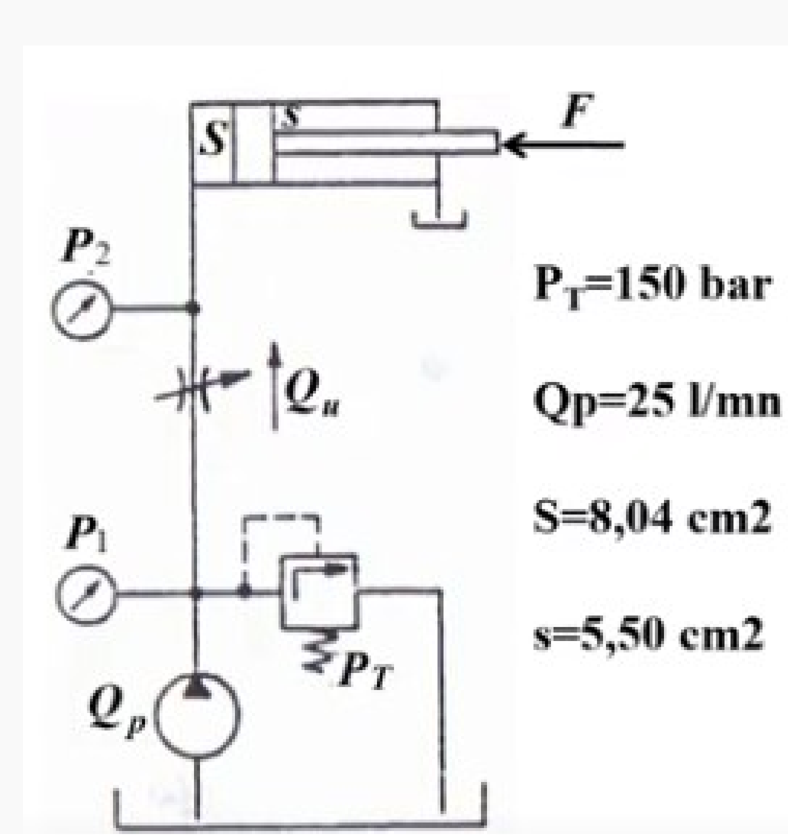
- **Remarque**
  En toute rigueur on devrait écrire:

$$\eta = \frac{Pu(\text{vérin})}{Pa(\text{moteur})} = \frac{Pu(\text{moteur})}{Pa(\text{moteur})} * \frac{Pu(\text{pompe})}{Pa(\text{pompe})} * \frac{Pu(\text{canalisation})}{Pa(\text{canalisation})} * \frac{Pu(\text{vérin})}{Pa(\text{vérin})}$$



2° On divise la masse de la charge par 2: on passe de 804 kg à 402kg, soit F = 4020 N = 402 daN.
On ne modifie pas le réglage du limiteur de débit
Calculer les nouvelles valeurs de la pression P2, vitesse de sortie V2, débit utile Qu2, puissance utile Pu2, Puissance dissipée Pd2, rendement η2. Conclure.

- F ≡ Fut = Fth * τ . Comme τ n'est pas donné on le prend égal à 1
  ➔Fth = Fut = F = 4020N = 402 daN
  P2 = Fth /S = 402daN / 8,04cm^2= 50 bars
- Nouveau débit de sortie Qu2
  Pour un limiteur de débit, la relation liant le débit en sortie sa section et la différence de pression entre l'entrée et la sortie est donnée par : Qs = k*S*√ΔP
  Qu2 =k*S*√ΔP2 ➔ Qu2 = Qu1* √(ΔP2/ ΔP1)
  Qu1 =k*S*√ΔP1 =14,47*√(150-50)/(150-100)=20,46 l/mn
- Nouvelle vitesse v2
  Qu2 = v2*S ➔ v2 = v1*(Qu2/Qu1)
  Qu1 = v1*S = 0,3*(20,46/14,47) = 0,42 m/s



- Nouvelle puissance utile Pu2
  Pu2 = Qu2*P2/600 = 20,46*50/600 = 1,705 kW
- Nouvelle puissance dissipée Pd2
  Pd2 = PdLp (limiteur de pression)+ PdLd (limiteur de débit)
  PdLp = P1*(Qp – Qu2) =150*(25-20,46)/600 = 1,135kW
  PdLd = Qu2*(P1 - P2) = 20,46*(150 – 100)/600 = 3,410 kW
  Pd2 = PdLp + PdLd = 1,135 + 3,410 = 4,545 kW
- Nouveau rendement de l'installation
  η = Pu /Pf = 1,705 / 6,25 = 0,273
- Conclusions
  En divisant la charge par 2, la force théorique et la pression nécessaires ont été divisées par2 (ce qui est normal).
  La vitesse a augmenté de 40% , et par voie de conséquence le débit utile également puisque la section est restée fixe (Q = S*V).
  La puissance utile nécessaire diminue également (ce qui est normal quand on diminue la charge). Comme la puissance fournie par la pompe n'a pas varié, par conséquent la différence sera dissipée en grande partie dans le limiteur de débit.