



Ministère d'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf
Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Maritime

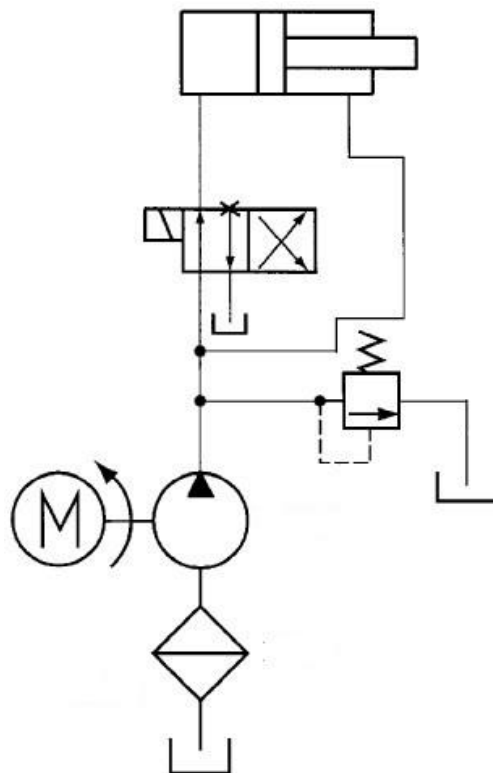


Installation Hydraulique

(Compréhension et exploitation)

Polycopié d'installation hydraulique est consacré aux étudiants de 3^{ème} année de Licence.

Science et Technologie (ST)



Préparé par Dr. LAIDOUDI Houssem

Maitre de conférences classe B

Département de Génie Maritime

2018/2019

Avant-propos

Ce manuel de compréhension et d'exploitation des installations hydrauliques est représenté comme un cours de base consacré aux étudiants des différentes filières notamment celle de Génie Maritime, de Génie Mécanique, d'Aéronautique et d'Electromécanique. Il est également utile pour les étudiants des autres filières de ST. Ce polycopié répond aux exigences nécessaires d'un programme suffisant pour former des étudiants en licence dans les filières mentionnées précédemment.

Dans ce document, l'étudiant va être confronté au flux des notions et aux applications de base des systèmes hydrauliques qui vont lui élaborer une plateforme solide des connaissances fondamentales sur les aspects hydrauliques des machines et leurs commandes.

Le polycopié d'installation hydraulique est achevé à l'aide des lois de la mécanique, en spécifiant la mécanique des fluides. Les puissances des appareils ainsi les autres organes composant le circuit hydraulique sont définis quantitativement à partir des calculs simples, effectués en unité de SI. Le document est formé en quatre chapitres qui s'enchainent comme suit :

Dans le premier chapitre une série de rappel sur la mécanique du fluide ainsi la physique de puissance. Dans le second, une présentation détaillée sur les soupapes de commande et de régulation de débit et de pression avec des exercices corrigés sur la régulation du débit du récepteur par étranglement du flux. Le troisième chapitre est consacré à l'étude des pompes et des récepteurs (moteur et vérin) accompagnée d'un calcul hydraulique de ces composants ainsi que des exercices résolus et non résolus avec réponses. Le dernier chapitre représente une étude sur les différents circuits hydraulique concernant le type et le mode de fonctionnement.

Ce document a été réalisé après une longue recherche dans le domaine de l'hydraulique industrielle, domaine qui n'est pas vraiment disponible après avoir consulter les bibliothèques ainsi que les sites internet. Mon intervention en travaux dirigés du module d'hydraulique et de pneumatique de la licence en Génie Maritime, m'a servi à élaborer ce modeste polycopié.

Index

Chapitre I: Généralités

1. Généralité	1
1.1. Les fluides.....	1
1.2. Les caractéristiques physiques des fluides.....	2
1.2.1. La pression	2
1.2.2. La viscosité	3
1.2.2.1. Mesure de la viscosité	4
1.2.3. Régime d'écoulement dans une conduite rectiligne.....	5
1.2.4. L'équation de Bernoulli.....	7
1.2.5. Les pertes de charges	8
1.3. Les fluides hydrauliques	9
1.3.1. Les huiles minérales	10
1.3.2. Les huiles difficilement inflammables.....	10
1.3.3. Les avantages et inconvénients des circuits hydrauliques	11
1.4. La force et la puissance hydraulique	12
1.4.1. Principe de Pascal.....	12
1.4.2. Le débit.....	13
1.4.3. Les énergie et les puissances hydrauliques.....	13
1.5. Généralités sur les composants d'un circuit hydraulique.....	14
1.5.1. Les circuits hydrauliques de transmission de puissance.....	14
1.5.2. Centrale hydraulique.....	15

Chapitre II

2. Soupapes de commande et de régulation de débit et de pression	19
2.1. Les soupapes de commande et de régulation de débit	19
2.1.1. Les soupapes de commande du débit	20
2.1.2. Les régulateur de débit à deux orifices	21
2.1.3. Les régulateur de débit à trois orifices	23
2.2. Les soupapes de commande de pression.....	32
2.2.1. Les limiteurs de pression	32
2.2.1.1. Le limiteur de pression à action directe.....	33
2.2.1.2. Le limiteur de pression à commande indirecte.....	34
2.2.1.3. Le limiteur de pression à commande indirecte avec décharge de la pompe.....	35
2.2.1.4. Le limiteur de pression avec pilotage externe.....	36
2.3. Schémas de commande avec différentes pressions.....	37
2.3.1. Commande par tout ou rien	37
2.3.2. Commande par tout ou rien avec électro-vanne de décharge.....	38
2.3.3. Commande à deux pressions sans décharge de la pompe	38
2.3.4. Commande à deux pressions avec décharge de la pompe	39
2.3.5. Commande à trois pressions avec décharge de la pompe.....	39
2.4. La soupape de réduction de pression.....	40
2.4.1. Soupape de réduction à action directe.....	41
2.4.2. Soupape de réduction de pression pilotée.....	42
2.4.3. Montage du réducteur de pression.....	43
2.5. Soupape de séquence.....	44

2.6. Clapets anti –retour.....	45
2.6.1. Clapet anti-retour simple.....	45
2.6.2. Clapet anti-retour piloté.....	45
2.7. Les distributeurs.....	48
2.7.1. Les distributeurs 4/3.....	48
2.7.2. Le choix efficace d'un distributeur à tiroirs coulissants.....	49
2.7.3. Les types de centres (distributeurs 4/3).....	50
2.7.4. Distributeur à montage différentiel.....	51
2.7.5. Le recouvrement.....	52
2.7.5.1. Recouvrement et types de centre des distributeurs 3/3.....	53
2.7.6. Les distributeurs pilotés.....	54

Chapitre III

3. Les pompes et les récepteurs.....	57
3.1. Les différentes catégories des pompes.....	57
3.1.1. Les pompes non volumétriques.....	57
3.1.1.1. Les pompes centrifuges.....	59
3.1.2. Les pompes volumétriques.....	62
3.1.2.1. Les pompes à engrenages.....	63
3.1.2.2. Les pompes à vis.....	65
3.1.2.3. Les pompes à palettes.....	66
3.1.2.4. Les pompes à piston.....	67
3.2. Les récepteurs.....	70
3.2.1. Les vérins hydrauliques.....	70
3.2.1.1. Le vérin hydraulique à simple effet.....	71
3.2.1.2. Le vérin hydraulique à double effet.....	72
3.2.1.3. Le vérin hydraulique rotatif.....	73
3.2.1.4. Les caractéristique d'un vérin hydraulique.....	74
3.2.2. Les moteurs hydrauliques.....	74
3.2.2.1. Les moteurs à engrenage.....	74
3.2.2.2. Les moteurs à palettes.....	75
3.2.2.3. Les moteurs à piston radiaux.....	75
3.2.2.4. Les moteurs à pistons axiaux.....	76
3.3. Calcul hydraulique des pompes, des moteurs et des vérins.....	77
3.3.1. Pompes volumétriques.....	77
3.3.2. Moteur hydraulique.....	80
3.3.3. Vérin hydraulique.....	81
3.3.3.1. Calculs du vérin hydraulique.....	81
3.4.1.2.2. Les pompes à vis.....	57
3.4.1.2.3. Les pompes à palette.....	58
3.4.1.2.4. Les pompes à piston.....	59
3.4.1.2.5. Calcul des pompes.....	61
3.4.1.2.6 Le montage des pompes.....	63
3.5. Les soupapes.....	63
3.5.1. Le limiteur de pression.....	64
3.5.1.1. Le limiteur de pression à action directe.....	64
3.5.1.2. le limiteur de pression à commande indirecte.....	65

3.5.1.3. Décharge de la pompe par pilotage du limiteur de pression.....	67
3.5.1.4. Le limiteur de pression à pilotage externe.....	67
3.5.2. La soupape du réducteur de pression.....	68
3.5.2.1. Caractéristique d'un réducteur de pression.....	68
3.5.2.2. Montage du réducteur de pression.....	69
3.5.3. Soupape anti-retour.....	70
3.5.3.1. Les différentes applications d'un clapet.....	72
3.5.4. Soupape de régulation du débit.....	72
3.5.4.1. Principe de fonctionnement d'un régulateur de débit.....	73
3.5.5. Les distributeur.....	74
3.5.5.1. distributeur à tiroirs coulissants.....	75
3.5.5.1.1. Caractéristique d'un distributeur à tiroirs coulissants.....	76
3.5.5.1.2. Le choix efficace d'un distributeur à tiroirs coulissants.....	76
3.5.5.2. Distributeur à boisseau.....	76
3.5.5.2.1. Les caractéristique d'un distributeur à boisseau.....	76
3.6. Les actionneurs.....	77
3.6.1. Le vérin hydraulique.....	77
3.6.1.1. Le vérin hydraulique à simple effet.....	78
3.6.1.2. Le vérin hydraulique à double effet.....	79
3.6.1.3. Le vérin hydraulique rotatif.....	80
3.6.1.4. Les caractéristiques d'un vérin hydraulique.....	81
3.6.1.4. Calculs sur un vérin hydraulique.....	81

Chapitre IV

4. Les circuits hydrauliques.....	93
4.1. Circuit hydraulique ouvert.....	93
4.2. Circuit hydraulique fermé.....	95
4.3. Exemples de circuits hydrauliques simulés.....	98
4.3.1. Circuit hydraulique ouvert d'entraînement d'un vérin.....	98
4.3.2. Circuit hydraulique ouvert d'entraînement d'un vérin et d'un moteur hydraulique.....	100
4.3.3. Fonctionnement des circuits hydrauliques.....	103

Chapitre I: Généralités

1.1. Les fluides

La matière dans l'univers se trouve sous trois formes : solide, liquide et gaz. Ces formes se traduisent principalement par la force intérieure entre les molécules formant le corps. Au sein des solides les molécules sont bien liées les unes aux autres. Par contre, elles sont mobiles les unes par rapport aux autres dans les liquides et deviennent de plus en plus libres dans les gazes où la distance intermoléculaire est importante, ce qui favorise l'utilisation des liquides en hydraulique car ils maintiennent la valeur élevée de pression exercée.

Comme les autres disciplines de la physique classique, les fluides connaissent aussi la notion d'idéal et de réel. Un fluide idéal ou parfait est un fluide dont les couches se déplacent l'une sur l'autre sans aucun frottement, donc sans perte d'énergie. En revanche, un fluide réel est un fluide dont les couches glissent l'une sur l'autre avec un certain frottement, donc il y a une perte d'énergie. La perte de l'énergie est due à la force de cohésion des molécules en mouvement, cette force diffère les fluides sous une nouvelle propriété appelée la viscosité. Le tableau 1.1 donne les valeurs de viscosité de quelques fluides sous une température précise. D'après ce tableau, la viscosité des liquides est plus importante que celle des gazes. La viscosité des liquides diminue continuellement lorsque la température augmente progressivement. Par contre la viscosité des gazes augmente graduellement avec l'augmentation de température.

Tableau 1.1 la viscosité dynamique de quelques fluides en fonction de la température.

Corps		Air	Dihydrogène	Eau
Viscosité (Pa.s)	0°	$1,71 \times 10^{-5}$	$8,4 \times 10^{-6}$	$1,793 \times 10^{-3}$
	20°	-	-	$1,002 \times 10^{-3}$
	50°	$1,94 \times 10^{-5}$	$9,3 \times 10^{-6}$	$0,547 \times 10^{-3}$
	100°	$2,20 \times 10^{-5}$	$10,3 \times 10^{-6}$	$0,281 \times 10^{-3}$

1.2. Les caractéristiques physiques des fluides

1.2.1. La pression

Dans les fluides, la pression est une notion classique, elle indique la force qu'exerce un fluide sur une unité surfacique normale. Son unité en SI est le pascal.

$$1 \text{ pascal (Pa)} = 1 \text{ newton / m}^2.$$

L'unité de pression en pascal est tellement petite, en pratique elle est substituée par le bar qui signifie la pression exercée par une force de 1 daN par cm^2 .

$$1 \text{ bar} = 1 \text{ daN / cm}^2 = 10^5 \text{ pascals.}$$

Les pressions s'appliquent perpendiculairement aux parois des récipients qui les contiennent fig. 1.1. La pression est définie quantitativement par son intensité sans mettre l'indicateur de direction.

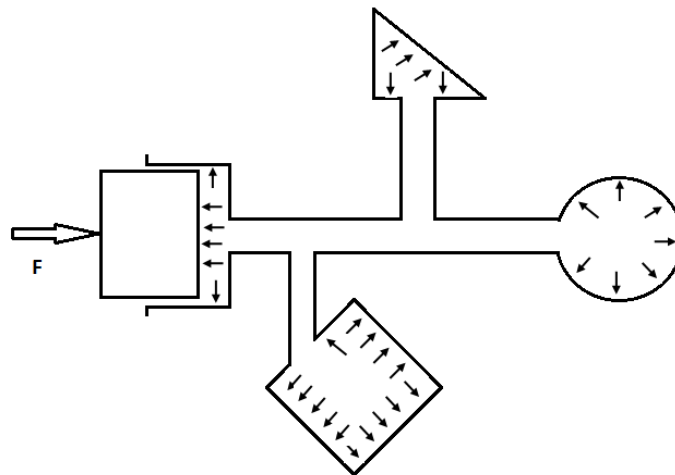


Figure 1.1 la pression s'exerce perpendiculairement aux parois avec lesquelles elle est en contact.

En hydraulique, la pression se manifeste sous trois formes ; la pression statique, la pression hydrostatique ($p = \rho gh$) et la pression dynamique ($p = 0.5\rho v^2$)

Exemple 1.1 : trouver en bar la pression d'une colonne d'huile au repos de 2 mètres d'hauteur, de masse volumique 2500 kg/m^3 . Calculer la force générée par cette pression sachant que le liquide repose sur une base de 2 m^2 .

Solution: $P = \rho gh = 2500 * 10 * 2 = 50000 \text{ pascals} = 0.5 \text{ bar}$.

$P = F/S$ implique que $F = P * S = 50000 * 2 = 100000 \text{ N}$.

Exemple 1.2 : calculer la pression dynamique d'un écoulement d'air à une vitesse de 5 m/s . l'écoulement frappe une paroi de superficie de 2 m^2 , trouver donc la force de choque de cet écoulement.

Solution: $P = 0.5 \rho v^2 = 0.5 * 1033 * (5^2) = 12912.5 \text{ pascals} = 0.13 \text{ bar}$.

$P = F/S$ implique que $F = P * S = 12912.5 * 2 = 25825 \text{ N}$.

1.2.2. La viscosité

C'est une propriété sélective interne d'un fluide. Elle est l'ensemble des propriétés physiques et chimiques de résistance à l'écoulement se manifestant dans la masse d'une matière. Prenons l'exemple d'un écoulement uniforme et laminaire, quand la viscosité diminue, la capacité de fluide à s'écouler augmente. L'unité de la viscosité en système international (SI) est le Poiseuille.

L'unité d'un 1 Poiseuille = unité (Force) * unité (Temps) / unité (Surface) = $\text{MLT}^{-2} * \text{T/L}^2$

Donc : 1 Poiseuille = $1 \text{ ML}^{-1}\text{T}^{-1}$.

Les différentes formes de la viscosité :

A. La viscosité dynamique μ : est une grandeur physique qui quantifie précisément la résistance à l'écoulement laminaire d'un fluide newtonien et incompressible.

Note : le fluide newtonien a une viscosité dynamique indépendante du gradient de vitesse figure 1.2.

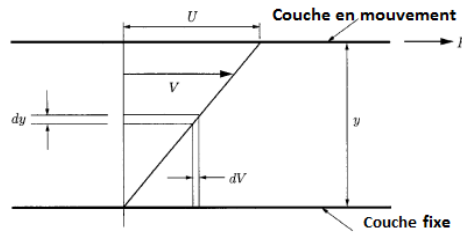


Figure 1.2 la variation du profil de vitesse entre deux couches limites.

$\mu = \tau / (dv/dy)$. Ce qui donne $ML^{-1}T^{-1}$ comme unité.

τ : Contrainte de cisaillement.

dv/dy : Gradient de cisaillement.

B. La viscosité cinématique ν : c'est une grandeur qui lie la viscosité dynamique et la masse volumique du fluide.

$\nu = \mu / \rho$. M^2T^{-1} c'est l'unité correspondante.

Comme il est mentionné précédemment, tous les fluides réels ont une valeur précise de viscosité. Dans certains cas théoriques on considère que le fluide est parfait ce qui veut dire que les molécules de ce fluide se déplacent sans aucun frottement les unes par rapport aux autres ; d'où $\mu = 0$.

1.2.2.1. Mesure de la viscosité

La viscosité d'un fluide (généralement liquide) peut être mesurée de plusieurs façons à l'aide d'un dispositif qui s'appelle viscosimètre. En effet, la technique adoptée par le viscosimètre pour mesurer la viscosité est nombreuse. On prend par exemple le viscosimètre à chute de bille. Ceci permet de mesurer la viscosité caractérisant d'un liquide selon la loi de Stokes (figure 1.3).

$$v = \frac{2r^2 g \Delta(\rho)}{9\mu}$$

v : vitesse de chute de sphère (m/s).

r : rayon de sphère (m).

g : accélération gravitationnelle (m/s^2).

$\Delta\rho$: différence de masse volumique entre la sphère et le fluide (kg/m^3).

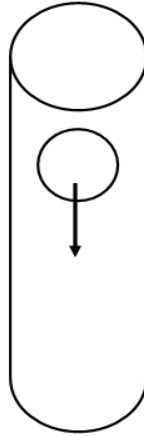


Figure 1.3 Chute d'une sphère dans un fluide.

Exemple 1.3: dans une expérience de chute à bille, une sphère de rayon $r = 0.02m$ chute dans un fluide visqueux à une vitesse de $2 m/s$. sachant que $\Delta\rho = 20 Kg/m^3$. Déterminer la viscosité de ce fluide en utilisant la loi de Stokes.

Solution: $\mu = 2 * r^2 * g * \Delta\rho / 9 * v = 2 * (0.02)^2 * 10 * 20 / 9 * 2 = 0.0088 Pa. S.$

1.2.3. Régime d'écoulement dans une conduite rectiligne

Selon la vitesse d'écoulement et les paramètres physiques et géométriques caractérisant le fluide et la conduite rectiligne. Il existe six régimes d'écoulement d'un fluide incompressible.

Les régimes sont représentés dans la figure 1.4. Le nombre de Reynolds est un nombre adimensionnel donné par :

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu}$$

V : vitesse d'écoulement (m/s).

L : dimension caractéristique de la section de conduite (m).

μ : viscosité dynamique (Pa s).

ρ : masse volumique de fluide (kg/m^3).

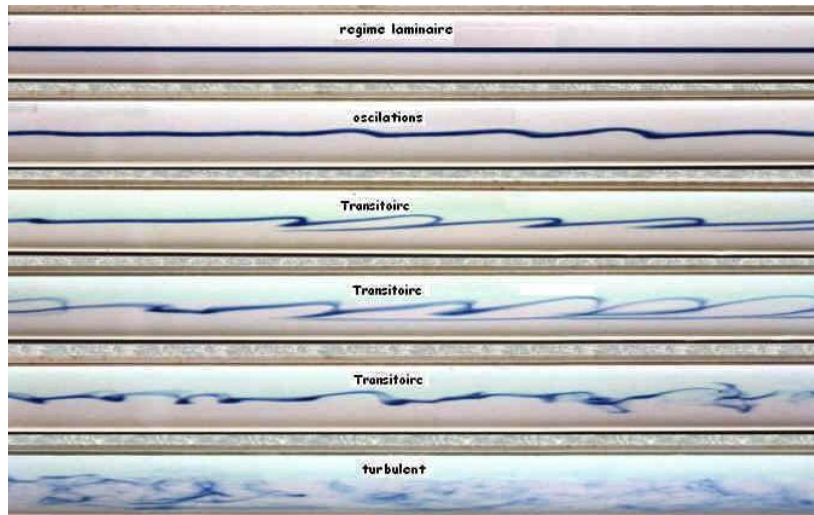


Figure 1.4 Les régimes d'écoulement dans une conduite rectiligne.

La présentation graphique du diagramme de Moody (Figure 1.5) donne précisément le régime d'écoulement avec la variation du facteur de frottement.

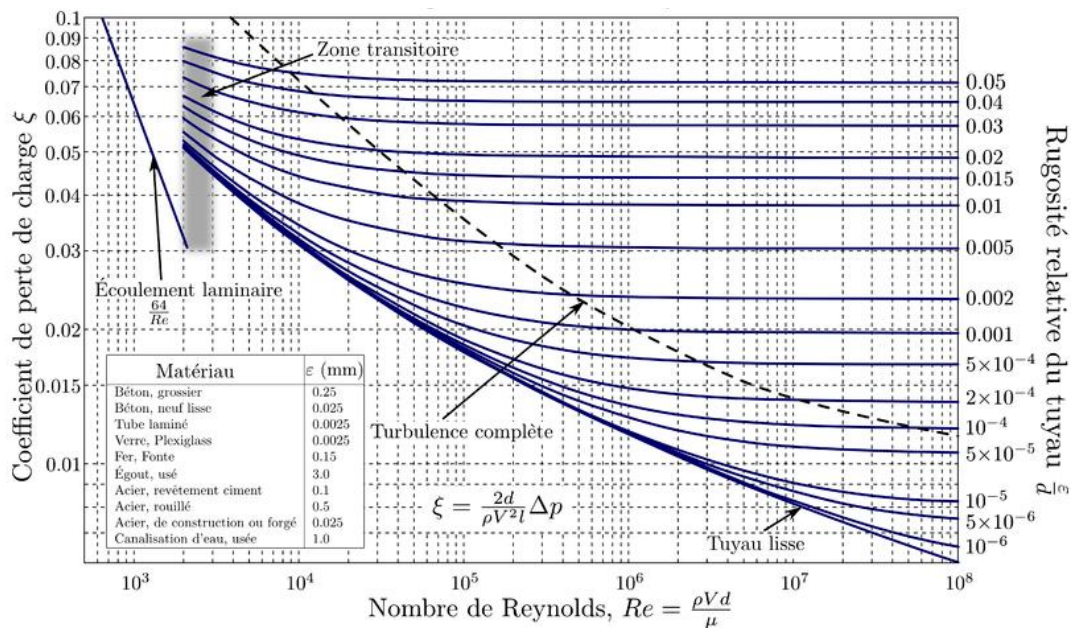


Figure 1.5 Diagramme de Moody.

1.2.4. L'équation de Bernoulli

L'équation de Bernoulli (somme d'énergie cinétique, potentielle et de pression par unité de volume) applique l'aspect de la conservation d'énergie aux fluides en mouvement et en négligeant l'effet de frottement du à la viscosité. Elle se présente sous la forme suivante :

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot z + p = \text{constante}$$

v : vitesse d'écoulement (m/s).

p : pression statique en un point (N/m^2).

z : l'altitude du fluide (m).

ρ : masse volumique de fluide (kg/m^3).

Exercice 1.4 :

Un réservoir a une hauteur de 90 cm rempli d'eau (Figure 1.5). A la base du réservoir se trouve une vanne ouverte. En appliquant l'équation de Bernoulli, calculer la vitesse d'écoulement d'eau à la sortie de la vanne.

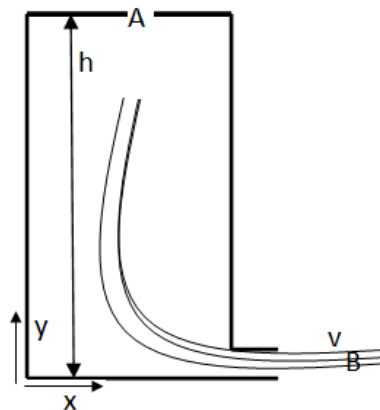


Figure 1.5 Réservoir plein d'eau avec une vanne ouverte (application de Bernoulli).

Solution : on applique la loi de Bernoulli entre le point A et B, on trouve que la vitesse à la sortie du réservoir est donnée par l'expression suivante :

$$V = (2hg)^{1/2}. V = (2*0,9*9,81)^{1/2} = 2,97 \text{ m/s.}$$

1.2.5. Les pertes de charges

Lorsqu'un fluide s'écoule à l'intérieur d'une canalisation, une dissipation d'énergie mécanique se produit à cause des frottements des couches du fluide entre elles (l'effet de viscosité). En mécanique des fluides, ce phénomène s'appelle la perte de charge. On distingue deux sortes des pertes de charges : Les pertes de charges linéaires et singulières. Quantitativement, la valeur exacte de cette dissipation mécanique est définie comme une variation de pression entre les extrémités de canalisation (Δp). Etant donné que l'équation de Bernoulli s'applique uniquement pour les fluides parfaits, cette variation de pression s'ajoute à l'équation de Bernoulli sous forme équivalant d'une hauteur de colonne du fluide.

En appliquant le théorème de Bernoulli entre deux points dont les hauteurs sont différentes. On trouve donc :

$$\frac{v_1^2}{2g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\Delta P}{\rho g}$$

Où

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta h$$

L'équation de Darcy-Weisbach est utilisée le plus souvent pour calculer la valeur de pertes de charges régulière.

$$\Delta h = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{v^2}{2g}$$

Sachant que :

λ : coefficient de perte de charge

V : la vitesse moyenne d'écoulement à l'intérieur du canal.

L : la longueur du canal.

D_h : le diamètre hydraulique.

Le coefficient de perte de charge dépend fortement du régime d'écoulement :

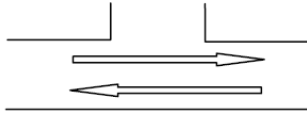

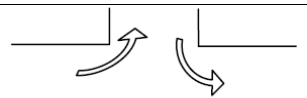

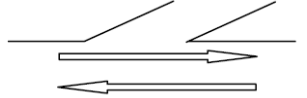
- pour un écoulement laminaire : $\lambda = 64/Re$.
- Pour un régime turbulent : $\lambda = 0.316\mu * Re^{-1/4}$ si $Re \leq 10^5$.

Par contre, la perte de charge singulière (Δh_s) s'exprime par l'expression suivante :

$$\Delta h_s = k v^2 / 2g$$

Avec : k est le coefficient de perte de charge singulière, il dépend fortement à la configuration géométrique de canalisation.

On donne quelques exemples du coefficient de perte de charge singulière de certaines géométries :

Configuration	Valeur de k
	0.1
	0.5
	1.2
	2.5 à 3
	← 0.06, et 0.15 →

1.3. Les fluides hydrauliques

Dans les circuits hydrauliques les fluides sont utilisés principalement pour la transmission d'énergie, la commande des organes hydrauliques comme le vérin et le moteur hydrauliques etc. et d'autres opérations secondaires. Comme la plus part des installations

mécaniques, la rentabilité du circuit hydraulique, la durée de vie des organes et le bon fonctionnement du circuit sont les points principalement visionnés par l'ingénieur. Effectivement, le choix des fluides utilisés pour le circuit hydraulique a un grand effet sur les points mentionnés précédemment. Généralement, Les fluides (des huiles) hydrauliques utilisés pour les circuits sont classés principalement en deux grandes familles :

- Les huiles minérales
- Les fluides difficilement inflammables.

1.3.1. les huiles minérales

Dans le terrain d'application hydraulique on trouve également que les huiles minérales sont les plus répandues, elles sont issues du raffinage du pétrole brut. Ces huiles sont caractérisées par une large gamme de viscosité et on peut modifier ces caractéristiques en ajoutant des additifs.

- ✓ **les huiles de type HH** : Ce sont des huiles minérales sans additifs, elles sont caractérisées par un pouvoir lubrifiant très important.
- ✓ **Les huiles de type HL** : Ce sont des fluides minérales avec des additifs qui font augmenter les propriétés des huiles contre l'oxydation et la corrosion notamment.
- ✓ **Les huiles de type HM** : Ce sont des fluides qui font partie de type HL et qui ont particulièrement la propriété anti-usure.
- ✓ **Les huiles de type HV** : Ce sont des fluides qui font partie de type HM. Ils sont caractérisés principalement par la dépendance positive de leur viscosité avec la température.

Remarque : les huiles minérales les plus utilisés dernièrement sont celles de type HM et HV.

1.3.2. Les fluides difficilement inflammables

Les fluides difficilement inflammables pour les circuits hydrauliques sont regroupés en deux groupes selon la composition :

- A- **Les fluides aqueux** : l'effet de l'inflammabilité des fluides provient de l'eau.
- B- **Les fluides non aqueux** : pour ces fluides l'inflammabilité est une caractéristique purement naturelle.

Il existe quatre catégories des fluides difficilement inflammables :

- ✓ **Catégorie A** : ce sont des fluides qui font partie de fluide aqueux. En fait, c'est une émulsion huile dans l'eau. Où l'huile prend un pourcentage de 10 à 20 dans l'eau. Cette catégorie est caractérisée par un pouvoir lubrifiant limité, la température de fonctionnement est limitée entre 5 à 50 C°.
- ✓ **Catégorie B** : ce sont également des fluides aqueux. Cette fois, ils représentent une émulsion eau dans l'huile. Sachant que l'huile atteint une proportion de 50 à 60% du volume total.
- ✓ **Catégorie C** : ce sont aussi des fluides aqueux. Cette catégorie est réalisée à partir d'une solution de polyglycols dans l'eau. La proportion d'eau utilisée varie entre 35 à 65%. Ces solutions sont connues par une bonne qualité lubrifiante et un bon indice de viscosité. Le bon fonctionnement de cette catégorie stipule une plage de température limitée entre -20 à 50 C°. Les fluides de cette catégorie ne sont pas compatibles avec les métaux non ferreux.
- ✓ **Catégorie D** : Ce sont des fluides appartiennent aux fluides non aqueux. En fait, ce sont des fluides synthétiques à base d'hydrocarbures halogénés. Ils sont caractérisés par une large plage de température utilisée de -20 à 150C°.

1.3.3 Les avantages et les inconvénients transmissions hydrauliques

A- Les avantages

- Une force importante et couple élevés ;
- Une grande souplesse d'exploitation ;
- Une puissance massique élevée ;
- Une bonne précision et régulation ;
- Un pouvoir lubrifiant très bon.

B- Les inconvénients

- Une perturbation sensible par la présence d'air ;
- Les fuites d'huile ;
- Vaporisation d'huile sous le frottement ;
- Le risque d'explosion et d'inflammation ;

- Les pertes de charges ;
- Une dégradation continue de qualité d'huile hydraulique.

1.4. La force et la puissance hydraulique

1.4.1. Principe de Pascal

Quand on applique sur un liquide au repos une pression (fig. 1.6). La valeur de cette pression se transmet intégralement en tous points du fluide, et elle garde toujours la direction normale à la surface en contact . Dans les applications hydrauliques cette propriété physique est exploitée pour faire transmettre et amplifier les forces.

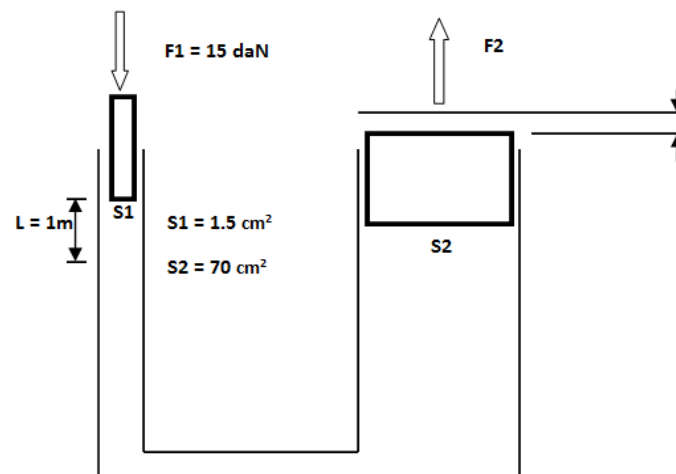


Figure 1.6 le principe d'une presse hydraulique.

- La force exercée sur le petit piston permet de créer une pression p :
 $p = F1/S1 = 15/1.5 = 10 \text{ bars}$;
- La force à la sortie du grand piston $F2$:
 $F2 = P \cdot S2 = 10 \cdot 70 = 700 \text{ daN}$.
- Le déplacement du petit piston sous l'application de la force $F1$ engendre un volume V :
 $V = S1 \cdot L = 1.5 \cdot 100 = 150 \text{ cm}^3$.
- Donc, on peut déterminer le déplacement du grand piston l :
 $l = V/S2 = 150/70 = 2.14 \text{ cm}$.
- Finalement, on calcule le travail moteur et le travail résistant :

Travail moteur $W_1 = F_1 * L = 150 * 1 = 150 \text{ J}$.

Travail résistant $W_2 = F_2 * l = 7000 * 0.0214 = 150 \text{ J}$.

Remarque : la valeur du travail moteur = la valeur du travail résistant (système idéal).

1.4.2. Le débit

C'est la quantité volumétrique d'eau qui franchit une section droite durant l'unité de temps. Son unité s'exprime par m^3/s (unité de volume /unité de temps).

$$Q_{\text{vol}} = S * V$$

Il existe une autre formule pour quantifier le débit volumétrique par le débit massique.

$$Q_{\text{mas}} = Q_{\text{vol}} * \rho.$$

Durant le déplacement d'une quantité de fluide au travers d'un canal à des sections différentes. Le débit reste toujours le même, par contre, la vitesse varie en fonction de la section. La vitesse augmente quand la section diminue Figure 1.7.

$$Q_{\text{vol}} = S_1 * V_1 = S_2 * V_2 = S_3 * V_3.$$

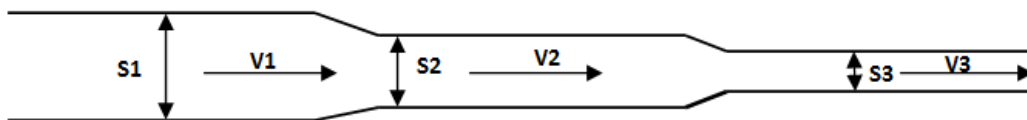


Figure 1.7 Principe de conservation du débit.

1.4.3. Les énergies et la puissance hydraulique

Durant le déplacement d'une quantité de liquide, il y a trois formes d'énergie qui se manifeste.

A- **L'énergie potentielle** : elle dépend de la hauteur de la colonne de liquide.

$$W_{\text{pot}} = m * g * h.$$

W_{pot} donnée en Joules ; m [Kg] ; h [m]

B- **L'énergie cinématique** : elle représente l'énergie d'inertie emmagasinée durant le déplacement du liquide.

$$W_{\text{cin}} = 1/2 * m * V^2.$$

C- **L'énergie de pression** : c'est l'énergie provoquée par la pression sur un fluide.

$$W_{\text{pres}} = p \cdot S \cdot L = p \cdot V.$$

Dans une installation hydraulique la puissance mécanique de la pompe se transforme en puissance hydraulique (puissance du liquide en mouvement sous pression), qui se transforme de nouveau dans le moteur en puissance mécanique. Cette puissance hydraulique est exprimée par :

$$P = \Delta p \cdot Q_{\text{vol}}$$

Avec : P : en Watt, Δp [Pas], Q_{vol} [m^3/s].

1.5. Généralités sur les composants d'un circuit hydraulique

1.5.1. Les circuits hydrauliques de transmission de puissance (Fig.1.8)

Un circuit hydraulique de transmission de puissance est constitué principalement de :

- Source d'énergie: c'est un générateur de débit. (centrale hydraulique) ;
- Récepteur hydraulique: transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique (vérin, moteur hydraulique) ;
- Liaison entre les deux zones précédentes.

On peut trouver dans cette zone :

- Des éléments de distribution (distributeur).
- Des éléments de liaison (tuyaux).
- Des accessoires (appareils de mesure, de protection, de stockage d'énergie et de régulation).

La transmission de puissance par les circuits hydrauliques est très utilisée dans l'industrie.

Parmi les avantages de ce type de transmission, on cite:

- Une puissance massique élevée ;
- Encombrement réduit ;
- Durée de vie élevée ;
- Facilité de réglage (ex : réglage de vitesse en continu) ;

- Bonne durée de vie des composants ;
- Grande souplesse d'utilisation ;
- Possibilité de démarrer les installations en charge ;
- Peu d'entretien.

Parmi les inconvénients de ce type de transmission, on cite:

- Prix élevé (ex : pompes et moteurs à cylindrée variable) ;
- Rendement faible pour les systèmes utilisant la commande par étranglement (circuit à cylindrée constante) ;
- Risques d'accident dus à la présence des pressions élevées ainsi que la pollution de l'huile de transmission.

La désignation des principaux composants constituant le circuit hydraulique de transmission de puissance est la suivante :

- Réservoir : stocker le fluide ;
- Pompe hydraulique : fournir le débit nécessaire et générer la puissance (transformer la puissance mécanique en puissance hydraulique) ;
- Moteur électrique : Entraîner la pompe ;
- Moteur hydraulique (vérin) : transformer la puissance hydraulique en puissance mécanique ;
- Distributeur : Changer le sens de mouvement du récepteur ;
- Régulateur de débit : Régler un débit moteur constant (vitesse constante) ;
- Limiteur de débit : régler un débit moteur dépendant des fluctuations de la pression de charge ;
- Limiteur de pression : Protéger l'installation contre les surpressions.

1.5.2. Centrale hydraulique (Fig. 1.9, 1.10)

La centrale hydraulique (appelé aussi groupe hydraulique) est un générateur de débit et pas de pression. La pression augmente lorsqu'il y a résistance à l'écoulement. La pression du fluide refoulé par la pompe emprisonné dans un volume fermé qui ne peut être évacué vers le

réservoir à travers le limiteur de pression qui est fermé (la pression de tarage du limiteur de pression est supérieur à la charge maximale du récepteur augmenté des pertes de charge, calculées à partir de la pompe jusqu'au moteur hydraulique et de ce dernier jusqu'au réservoir), augmente.

Elle est constituée essentiellement d'un réservoir d'huile, d'un moteur et d'une pompe et d'un système de filtration.

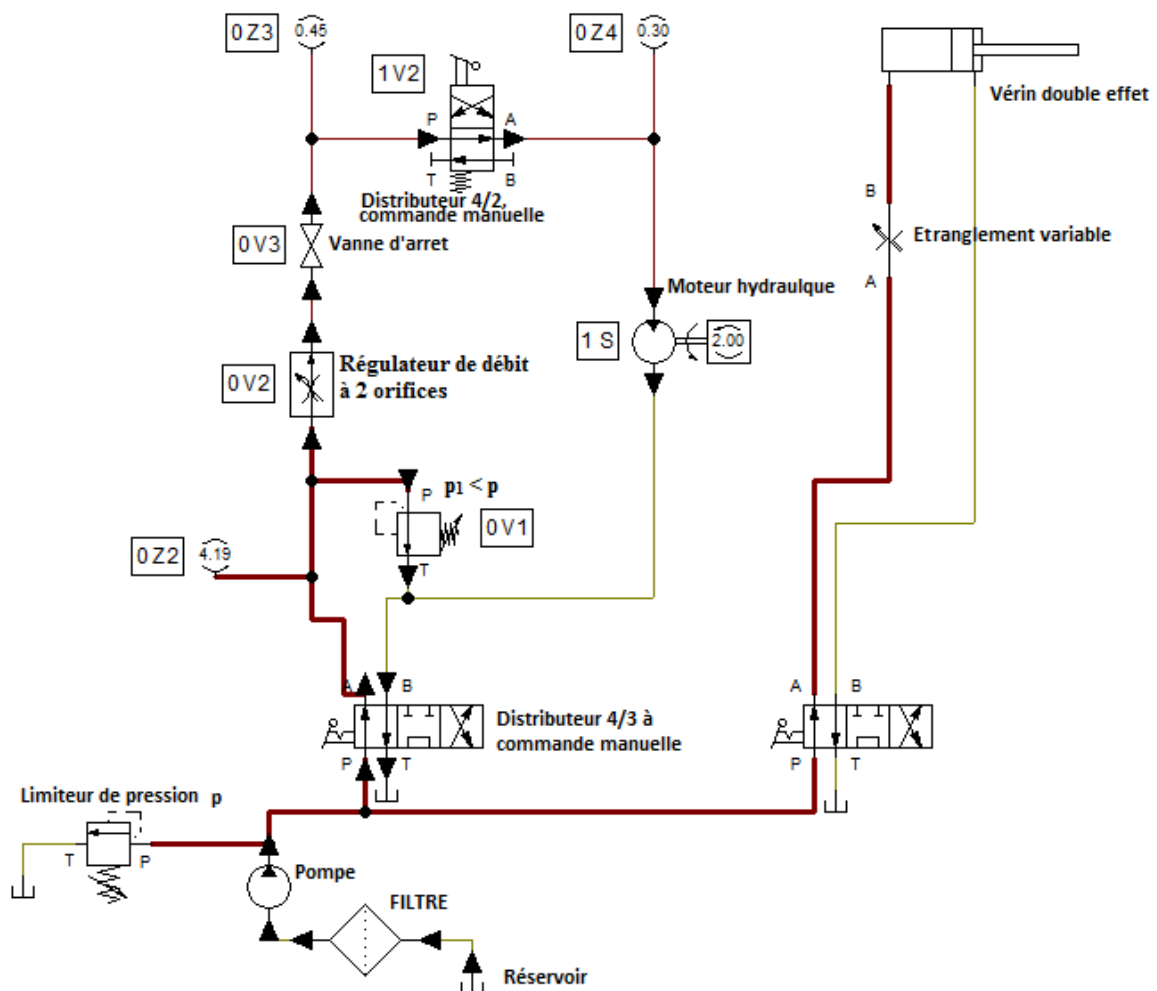


Figure 1.8 Différents composants d'un circuit hydraulique.

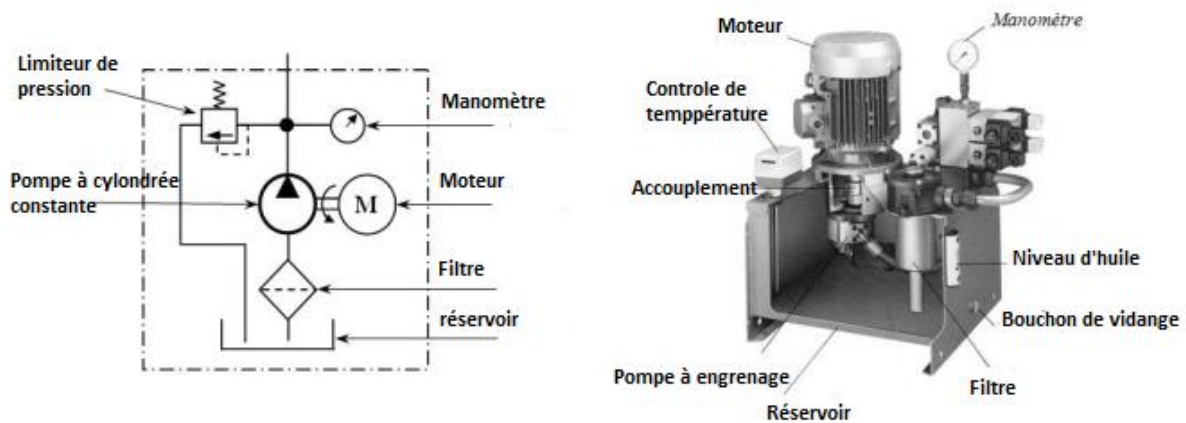


Figure 1.9 Composition d'une centrale hydraulique.

La centrale hydraulique se compose de :

- Le réservoir : Le réservoir est utilisé pour le stockage des fluides. Il est constitué de :
 - ✓ Une cuve en acier séparée en deux chambres par une cloison de stabilisation : Une chambre d'aspiration (où se trouve le filtre d'aspiration) et une chambre de retour (pour isoler les polluantes).
 - ✓ Un couvercle assurant l'étanchéité et supportant l'ensemble motopompe.
 - ✓ Un bouchon de vidange et éventuellement un autre de remplissage.
 - ✓ Une porte de visite utilisée pour le changement du filtre, la réparation et le nettoyage.
 - ✓ Deux voyants pour indiquer le niveau de fluide.
 - ✓ Un filtre monté sur la tuyauterie d'aspiration.

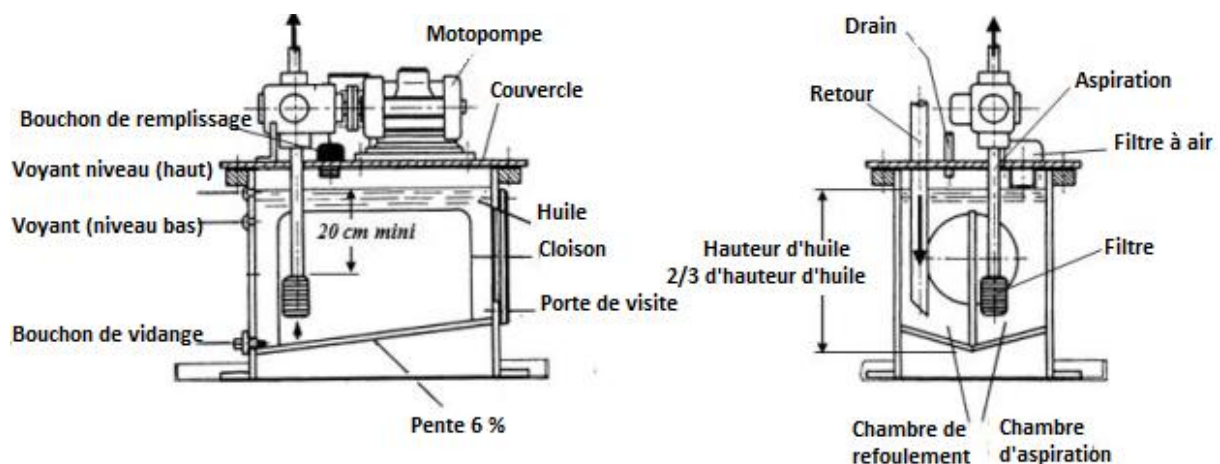


Figure 1.10 Composition d'un réservoir.

Les filtres : Les polluants présents dans un circuit occasionnent des dommages et/ou une usure prématurée des composants. Ces polluants peuvent être de deux types :

- ✓ Solides : les particules d'usure venant des composants et les particules venant de l'extérieur.
- ✓ Solubles (non solubles) : Eau, Gommages, boues

Chapitre II : Soupapes de commande et de régulation de débit et de pression

2. Les soupapes de commande et de régulation de débit et de pression.

Selon leurs rôles dans le circuit hydraulique, on peut regrouper ces composants de commande et de régulation de débit et de pression comme suit :

Les composants de commande et de régulation de débit :

- Les soupapes d'étranglement de débit à section constante et variable ;
- Les régulateurs de débit à deux et à trois orifices.

Les composants de commande et de régulation de pression :

- Les limiteurs de pressions à action directe et à action indirecte (pilotés).
- Les réducteurs de pression à commande directe et à commande pilotée.
- Les soupapes de séquences.
- Les soupapes d'équilibrage.

En plus de ces deux types de composants, le circuit comprend une pompe hydraulique et un récepteur (moteur ou vérin) et d'autres composants nécessaires au fonctionnement tels que les distributeurs, les clapets anti-retour simples et pilotés, les filtres, les accumulateurs, le réservoir etc.

- Les éléments de mesure et de capture.

2.1. Les soupapes de commande et de régulation de débit (Fig 2.1 a,b, Fig 2.2 a,b,c, Fig.3)

Dans les circuits hydrauliques avec pompe à cylindrée constante, on recourt à la commande volumétrique en utilisant soit un étrangleur à section variable pour limiter le débit

moteur, soit un régulateur à deux ou trois orifices pour réguler le débit donc la vitesse du récepteur.

2.1.1. Les soupapes de commande du débit

La commande du débit donc de la vitesse de rotation des moteur hydraulique ou du vérin est effectuée à l'aide de la commande volumétrique (pompes ou moteurs à cylindrée variable) ou à l'aide de la commande par étranglement utilisant des soupapes d'étranglement (à section constante ou variable) ou des régulateurs de débit qui compensent automatiquement les variations de pression dans des circuits hydrauliques à cylindrée constante. La soupape d'étranglement peut être placée en amont ou en aval du récepteur, soit en dérivation.

Le débit à travers un orifice de type à paroi mince, type diaphragme (pratiquement insensible aux variations de viscosité) est donné par la relation :

$$Q = C \cdot S \left(\frac{2\Delta p}{\rho} \right)^{1/2}$$

- C : coefficient constant (qu'on peut déterminer expérimentalement) pour un profil déterminé.
- S : section de l'orifice fixe ou variable.
- Δp : chute de pression à travers l'orifice.

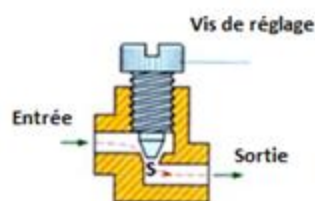


Figure 2.1 a
Limiteur de débit variable. Section d'étranglement S variable suivant la vis de réglage.

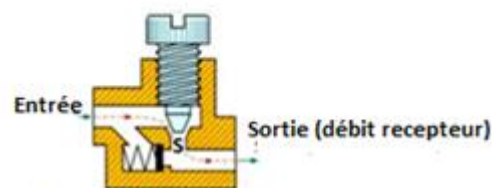


Figure 2.1 b
Limiteur de débit variable (S variable) avec clapet anti retour

Figure 2.1 *Limiteur de débit à section variable.*

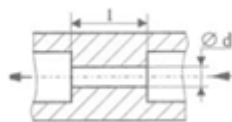


Figure 2.2 a
Limiteur de débit fixe: type capillaire. Sensible à la viscosité

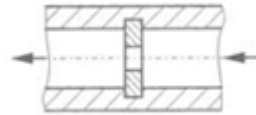


Figure 2.2 b
Limiteur de débit: type diaphragme. Insensible à la viscosité

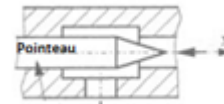


Figure 2.2 c
Limiteur de débit réglable par déplacement du pointeau. Peu sensible à la viscosité

Figure 2.2 Les mécanismes d'un limiteur de débit.

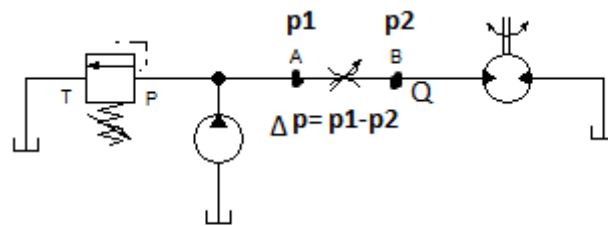


Figure 2.3 Commande du débit par un étranglement à section variable.

On remarque suivant l'équation précédente que le débit est plus sensible à la variation de la section qu'à la variation de la pression. La pression p_2 appelée pression de charge, dépend de la charge extérieure qui est variable. Elle n'est jamais constante tout au long du cycle, ce qui fait que le débit est donc modulé par la variation de cette pression.

2.1.2. Les régulateur de débit à deux orifices (Fig 2.4 a,b)

La pression dans un vérin peut évoluer continuellement tout au long de la course. Avec un limiteur de débit (soupape d'étranglement à section variable), le débit du vérin sera variable, donc sa vitesse le sera également.

Afin d'avoir un débit indépendant des fluctuations de pression, donc de la pression de charge, on utilise un régulateur de débit à deux ou trois orifices. D'après l'équation (1), on peut avoir un débit constant si on arrive à stabiliser le $\Delta p = p_2 - p_3$ (Fig.4 a,b)

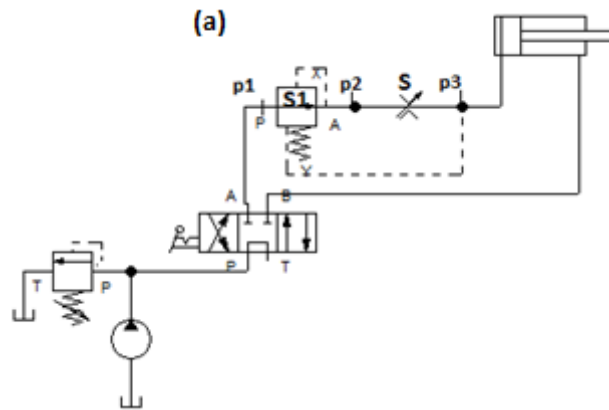


Figure 2.4 (a) Utilisation d'un régulateur de débit à deux orifices en amont du vérin.

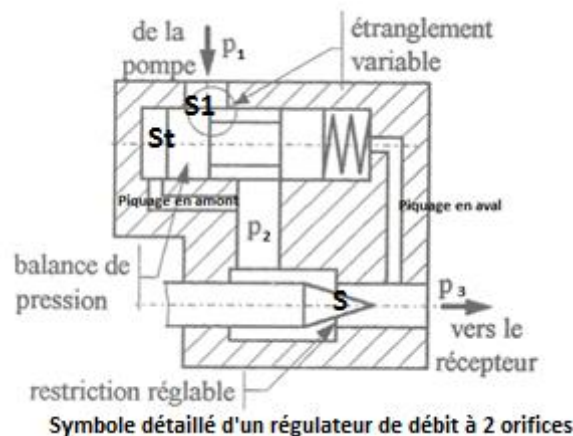


Figure 2.4(b) Régulateur de débit à deux orifices.

Ce composant hydraulique est composé d'une soupape de réduction de pression à correction différentielle, appelé également soupape différentielle et une restriction réglable. Les sections S_1 et S (Fig.4b) sont variables. Le tiroir est soumis d'un côté à la pression p_2 régnant en aval de la soupape de réduction et de l'autre côté à la pression p_3 en aval de la restriction augmentée de la force du ressort. L'équilibre du tiroir se traduit par l'équation :

$$p_3 \cdot s_t + F_r = p_2 \cdot s_t$$

$$\Delta p = (p_2 - p_3) = F_r / S_t ; \text{ théoriquement } \Delta p \text{ est constant}$$

$$F_r = \Delta p \cdot s_t ; \text{ la force du ressort est donc équilibrée par le } \Delta p$$

Si la pression de charge p_3 augmente, la force coté ressort augmente également, ce qui provoque le déplacement du tiroir vers la gauche et augmente la section s_1 et par conséquent augmentation de p_2 .

Si la pression de charge p_3 diminue, la force communiquée par p_2 devient prépondérante et déplace le tiroir vers la droite réduisant la section de passage S_1 , ce qui réduit p_3 par laminage du fluide. Il y a donc une recherche en continu de l'équilibre du tiroir, donc un Δp constant.

Les régulateurs à deux orifices peuvent être montés en amont (réglage sur l'entrée) ou en aval du récepteur (réglage en sortie), ou en dérivation (par soustraction de débit).

En réalité ce n'est pas aussi simple d'avoir un débit moteur constant donc une vitesse du récepteur constante en fixant la section de passage à travers l'étranglement et un Δp stabilisé par le régulateur de débit. Ce débit est aussi fonction de la forme géométrique du tiroir de la soupape de réduction de pression (effet des forces hydrodynamiques sur le tiroir) et de l'ordre de grandeur des valeurs de débit et de pression utilisées.

2.1.3. Les régulateur de débit à trois orifices (Fig 2.5 a,b)

Le régulateur de débit à trois orifices se compose également d'une soupape différentielle comprenant une balance de pression, branchée en parallèle avec une restriction réglable. Le débit excédentaire est évacué vers le réservoir à travers la soupape différentielle. Le principe de fonctionnement est le même (recherche en continu de l'équilibre du tiroir, donc un Δp constant) que celui d'un régulateur de débit à deux orifices.

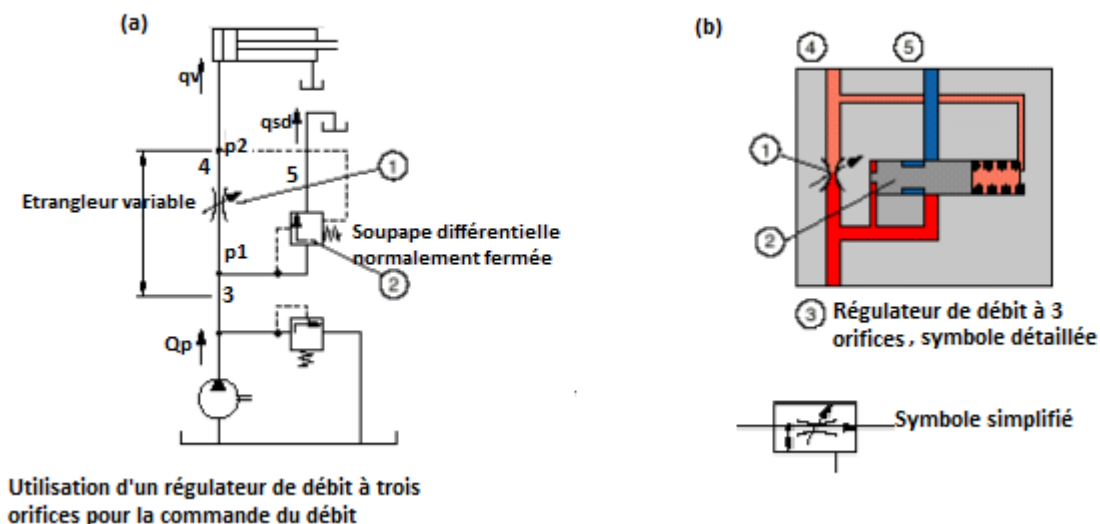


Figure 2.5 (a, b) Régulateur de débit à trois orifices.

Exemple 2.1 : Soit le circuit hydraulique (Fig.2.6 a, b, c). Un régulateur de débit est placé en amont, en aval et en soustraction de débit. Le débit du vérin est égal à 60 l/mn, celui de la pompe est 80 l/mn. Calculer les pertes de puissance dans les trois cas. Les pertes de charge dans les conduites sont négligeables, $S_2/S_1 = 2$.

Solution :

1. a : Réglage sur l'entrée (Fig.2.6 a).

- Le limiteur de pression (LP) est réglé à $p_{LP} = 80 + 10 = 90$ bars
- Le débit dérivé par le LP : $Q_{LP} = 80 - 60 = 20$ l/mn
- La puissance perdue dans le LP : $\Delta P_{LP} = Q_{LP} \cdot p_{LP} = (20 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^5)/60 = 3 \cdot 10^3$ W
- La puissance perdue dans le régulateur de débit : $\Delta P_{rég} = Q_{rég} \cdot \Delta p_{rég} = 60 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^5$

$$\Delta P_{rég} = 10^3 \text{ W}$$

- La puissance totale perdue : $\Delta P_T = 4 \cdot 10^3$ W soit 4 kW.

2. 1.b : Réglage en sortie (fig 2.6 b)

Le régulateur de débit crée une contre pression coté tige de 10 bars. Ce qui donne coté fond du vérin une pression de.

$$p_1 = p_2 \cdot S_2/S_1 = 10 \cdot 1/2 = 5 \text{ bars}$$

Sur le coté fond du vérin s'exerce donc une pression de $80 + 5 = 85$ bars. Le LP est donc réglé à 85 bars.

- Puissance perdue dans le LP : $\Delta P_{LP} = Q_{LP} \cdot p_{LP} = (20 \cdot 10^{-3} \cdot 85 \cdot 10^5)/60 = 2,8 \cdot 10^3$ W
- Puissance perdue dans le régulateur de débit : $\Delta P_{rég} = Q_{rég} \cdot \Delta p_{rég} = (Q_V \cdot S_2/S_1) \cdot \Delta p_{rég}$

$$\Delta P_{rég} = (60 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 10 \cdot 10^5)/60 = 0,5 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$\text{La puissance totale perdue : } \Delta P_T = 3,3 \cdot 10^3 \text{ W soit } 3,3 \text{ kW.}$$

3. 1.c réglage par soustraction (fig 2.6 c)

Dans ce cas l'huile est évacuée par le régulateur de débit en parallèle avec la pompe. Le Lp ne fonctionne pas autant que limiteur de pression, il intervient par exemple en de blocage du vérin. il est donc taré à 80 bars, avec $\Delta p_{rég} = (80 - 0) = 80$ bars, $Q_{rég} = 20 \cdot 10^{-3}/60$ [m³/s]

$$\Delta P_T = \Delta P_{rég} = (20 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^5)/60 = 2,6 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Donc c'est la troisième utilisation qui représente le moins de pertes

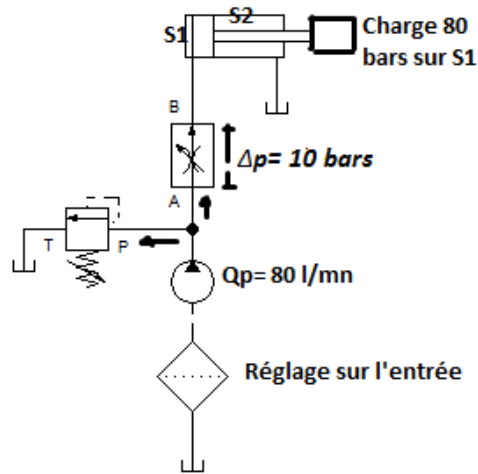


Figure 2.6 (a) *Réglage à l'entrée avec régulateur de débit à 2 orifices.*

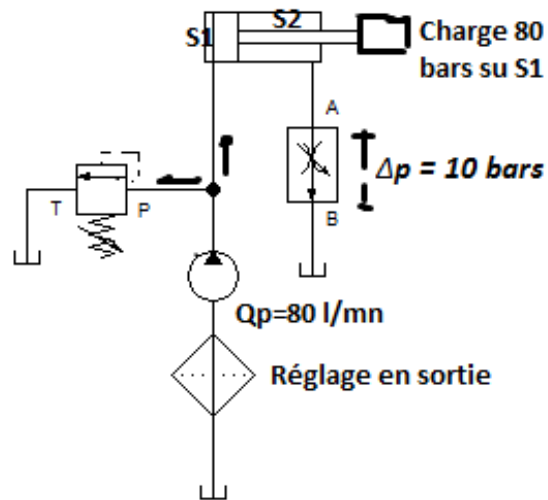


Figure 2.6 (b) *Réglage en sortie avec régulateur de débit à 2 orifices.*

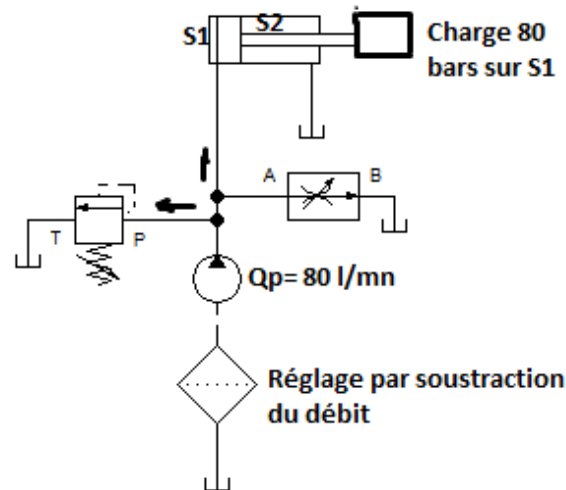


Figure 2.6 (c) *Réglage par soustraction de débit.*

Exercice 2.2 : Soit un circuit hydraulique relatif à une presse à trois vitesses (fig. 2.6.1), comprenant un vérin pour emboutir des tôles d'acier minces, dont la sortie de la tige se produit suivant trois phases suivantes :

1-sortie de la tige avec une vitesse v_1 correspondant au débit $Q_p = 50$ l/min

2-avance à une vitesse $v_2 = 3,0$ m/s correspondant au passage du fluide de retour à travers le régulateur de débit RD_1 .

3-fin de course avec $v_2 = 1.2$ m/s correspondant au passage du débit de retour à travers le régulateur de débit RD_2 .

Pendant la dernière phase, la force exercée par la tige pour emboutir la pièce $F = 78,5 \cdot 10^3$ N. la vitesse de rentrée de la tige correspond au débit $Q_p = 50$ l/min.

Données nécessaires : $d_{pis} = 100$ mm, $l_{ver} = 900$ mm, $d_{tige} = 40$ mm, poids mobile $G = 2$ kN.

Le passage de la tige pendant sa descente pour l'emboutissage, permet d'actionner deux interrupteurs électriques non représentés sur la figure, de telle sorte que le débit de retour traverse RD_1 , ensuite RD_2 .

1-Expliquer le fonctionnement du circuit hydraulique.

2-calculer les valeurs de réglage de la valve d'équilibrage, du limiteur de pression, du régulateur de débit RD_1 et RD_2 .

Solution

1-Le rôle de la valve d'équilibrage est d'empêcher que la vitesse de descente de la tige ne soit supérieure à celle correspondant au débit de la pompe à cylindrée constante. Elle crée une contre pression coté tige du vérin, ce qui freine le mouvement de sortie de la tige donc déduit la vitesse d'avance rapide.

Les régulateurs de débit RD1 et RD2 sont réglés (section d'étranglement ajustée) de telle sorte qu'ils ne permettent de passer que les débits correspondant respectivement aux vitesses v_2 et v_3 . Ils créent une contre pression coté tige du vérin, servant à freiner la descente de la charge.

La soupape d'équilibrage a pour fonction d'équilibrer une charge et de ne permettre son déplacement que lorsque l'on a dépassé la valeur de tarage.

Le contacte de la tige avec l'interrupteur I1 a pour effet d'exciter le solénoïde c du distributeur 2 (distributeur 4/3 en position gauche, soit flèches parallèles). Le fluide traverse donc le régulateur de débit RD1 et les deux distributeurs pour être évacué vers le réservoir. Le contacte de la tige pendant la troisième phase avec l'interrupteur I2 a pour effet de désexciter le solénoïde c ; le distributeur 2 prend ainsi sa position centrale grâce aux deux ressorts.

L'excitation du solénoïde a correspondant à la position gauche du distributeur 1 (distributeur 4/3), permet d'acheminer tout le débit de la pompe vers le coté fond du vérin et la descente de sa tige.

La vitesse de descente est contrôlée respectivement par la valve d'équilibrage (première phase), le régulateur de débit RD1 (deuxième phase) et le régulateur de débit RD2 (troisième phase) ; cela se passe suivant le position du distributeur 2 (position droite avec flèches croisées, position gauche, et position centrale respectivement de la première phase jusqu'à la dernière).

2- Réglage du limiteur de pression :

Le réglage du limiteur de pression est déterminé suivant la troisième phase et est réglé à la pression qui règne coté fond du vérin :

$$p.S_1 = F \quad \text{d'où} \quad p = (F/S) = (78,5 \cdot 10^3 / 78,5 \cdot 10^{-4}) = 10 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

On devrait ajouter à cette valeur de 10 MPa la perte de charges totale dans le circuit causée essentiellement par, les distributeurs, la soupape d'équilibrage et les régulateurs de débit et cela afin de définir le tarage du limiteur de pression.

Cette valeur de la pression représentant la pression de fonctionnement et le tarage du limiteur de pression, en négligeant les pertes de charges pourrait une influence sur la valeur maximale de la force exercée par le vérin durant la troisième phase.

Réglages des régulateurs de débit :

✓ Régulateur RD1:

$$Q_1 = v_2(S - S_T) = (3/60) (\pi/4) (10^2 - 4^2) 10^{-4} = 0,33. 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$(S - S_T) = 66. 10^{-4} \text{ m}^2$$

✓ Régulateur RD2:

$$Q_2 = v_3(S - S_T) = (1,2/60) (\pi/4) (10^2 - 4^2) 10^{-4} = 0,13. 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Réglage de la soupape d'équilibrage :

La pression (pression coté tige) engendrée par le poids des parties mobiles comprenant le piston et la matrice à emboutir est :

$$p_2 (S - S_T) = G$$

$$p_2 = G / (S - S_T) = (2. 10^{-3} / 66. 10^{-4}) = 0,3. 10^6 \text{ Pa}$$

Le tarage de la soupape d'équilibrage doit être supérieur à la pression engendrée par la charge G. On règle la soupape d'équilibrage à une valeur supérieure de 20 %, ce qui donne une valeur de 0,36 MPa.

La pression coté fond p1, déterminée à partir de l'équilibre des forces agissant sur le piston est :

$$p_1.S - p_2.(S - S_T) + G = 0 ; S = 78,5 10^{-4} \text{ m}^2, S - S_T = 66 \text{ m}^2, G = 2. 10^{-3} \text{ N}, p_2 = 0,36 \text{ MPa}$$

$$p_1 = [p_2.(S - S_T) - G] / S = 0,048 106 \text{ Pa}$$

On constate que la valeur de p_1 est faible mais suffisante pour empêcher toute cavitation coté fond du vérin pendant l'approche rapide. Au cours de la descente (distributeur 1 en position gauche), si la conduite de retour était reliée directement avec le réservoir, on aurait obtenu une valeur négative, ce qui aurait provoqué le phénomène de cavitation coté fond du vérin. C'est la conséquence de la contre pression créée par la soupape d'équilibrage qui a fait en sorte qu'une valeur négative de la pression coté fond soit évitée.

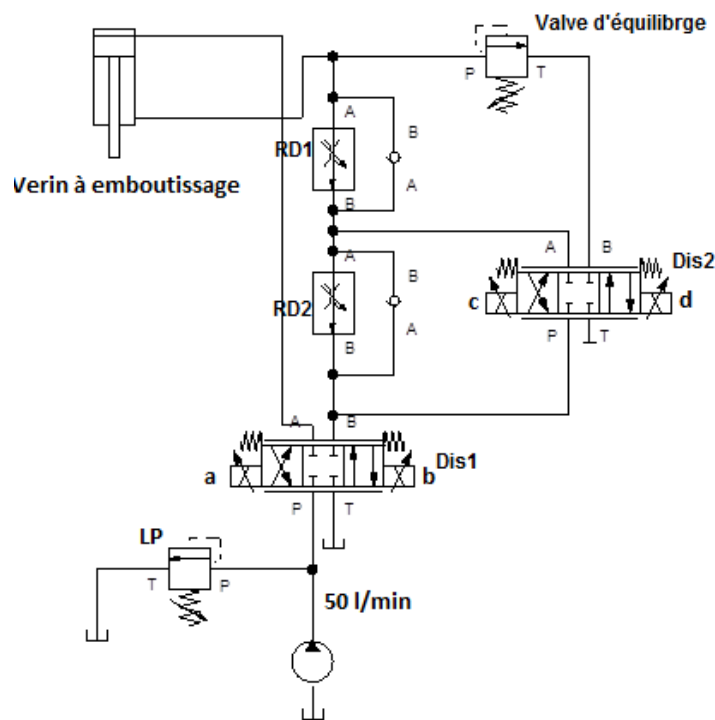


Figure 2.6.1 Schéma de l'exercice 2.2.

Exercice 2.3 Soit le circuit hydraulique représenté par la figure 2.6.2, comprenant une pompe à cylindrée constante qui alimente un moteur hydraulique à travers une soupape d'étranglement à section variable permettant ainsi de varier sa vitesse de rotation en variant la section de passage. Le débit de la pompe est $Q_p=130$ l/min et celui du moteur hydraulique est $Q_m=125$ l/min correspondant à une certaine valeur de la section de l'étranglement.

Calculer :

1-la vitesse de rotation du moteur hydraulique si $q_{mt}=75\text{cm}^3/\text{tr}$ et $\eta_{mv}=0,9$

2-la puissance hydraulique nécessaire au fonctionnement du moteur hydraulique.

3-le couple et la puissance mécanique du moteur hydraulique

4-le rendement global de la pompe sachant que sa puissance mécanique $P_{pm} = 34,15 \text{ kW}$ et que le limiteur de pression est réglé à une pression $p_0 = 145 \text{ bar}$.

5-le rendement global de l'installation η_t si le rendement du moteur électrique $\eta_{elec} = 0,85$.

6-la perte de charge Δp_1 de la conduite de longueur $L = 21,8 \text{ m}$ et de diamètre $d = 2,73 \text{ cm}$, qui relie le limiteur de pression avec la soupape d'étranglement, la viscosité cinématique $\nu = 35 \text{ cSt}$.

7-le diamètre de l'étranglement si le coefficient de perte de charge $c = 0,72$ et la perte de charge $\Delta p_2 = 0,5 \text{ bar}$ entre l'étranglement et le moteur hydraulique.

Rép : $n_m = 1500 \text{ tr/min}$, $P_{mh} = 29.17 \text{ kW}$, $M_m = 150.5 \text{ N.m}$, $P_{pm} = 23.64 \text{ kW}$, $\eta_p = 0.92$, $\eta_{inst} = 0.59$, $\Delta p_1 = 2 \text{ bars}$, $d_{étr} = 12.5 \text{ mm}$.

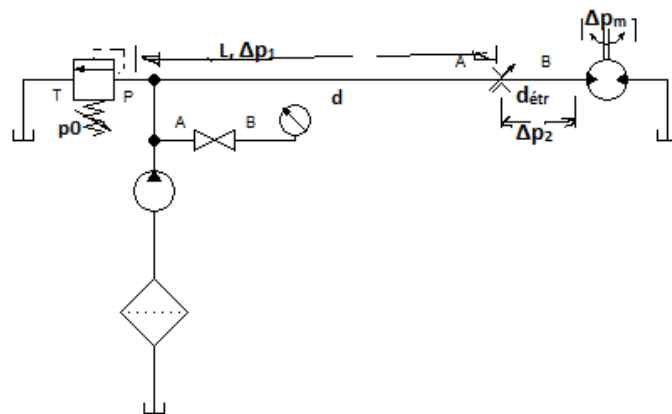


Figure 2.6.2 Schéma d'exercice 2.3.

Exercice 2.4 On désire calculer la puissance perdue par laminage au travers d'un étrangleur de débit compensé en température (type diaphragme). On dispose du circuit hydraulique de la figure 2.6.3.

On donne : $Q_p = 30 \text{ l/min}$, $p_0 = 120 \text{ bar}$, $q = 20 \text{ l/min}$, $F = 2 \cdot 10^4 \text{ N}$, $S = 20 \text{ cm}^2$.

Calculer la puissance perdue par laminage lors du mouvement de sortie tige du vérin.

Rép : $\Delta P_{étr} = (120 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^4 / 20 \cdot 10^{-4}) \cdot 20 \cdot 10^{-3} / 60$ puissance perdue au niveau de l'étrangleur

$$\Delta PLP = 120.105(30 - 20) 10^{-3}/60 = \text{puissance perdue au niveau du limiteur de pression}$$

$$\Delta PT = \Delta PLP + \Delta P_{\text{étr}} = 2,67 \text{ 103 W.}$$

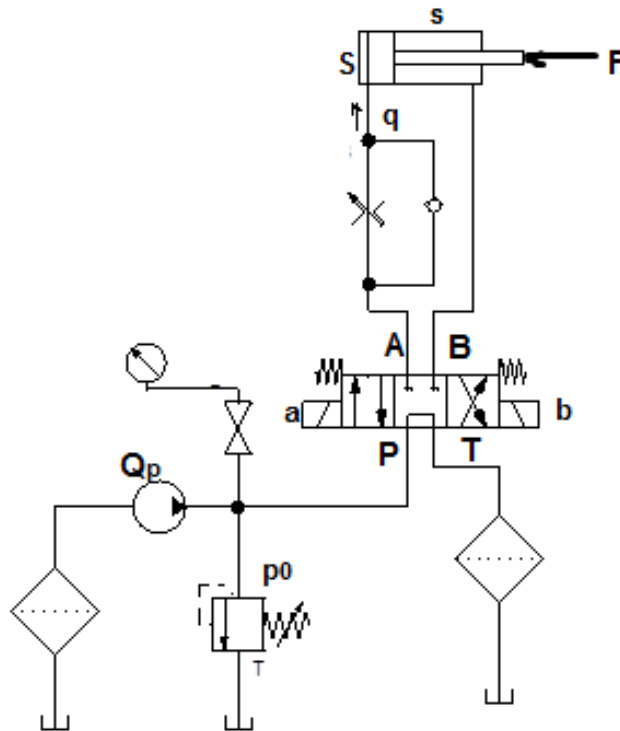


Figure 2.6.3 Schéma de l'exercice 2.4.

Exercice 2.5 Soit le circuit hydraulique de la figure 2.6.3. Lors de la sortie de la tige du vérin :

1-Calculer le débit évacué par le limiteur de pression du circuit.

2 calculer la pression p dans la chambre annulaire du vérin (aux pertes de charge près), dans quel cas cette pression est-elle maximale. On donne :

$$Q_p = 30 \text{ l/min}, q = 10 \text{ l/min}, p_0 = 150 \text{ bar}, S = 2 s = 20 \text{ cm}^2, F = 10^4 \text{ N.}$$

Solution : $q' = 10 \text{ l/min}$; $p = 200 \text{ bar}$; La contre pression créée dans la chambre annulaire est maximale lorsque la charge est nulle, $p_{\text{max}} = 300 \text{ bar}$; on doit donc surveiller les augmentations de pression dans la chambre annulaire.

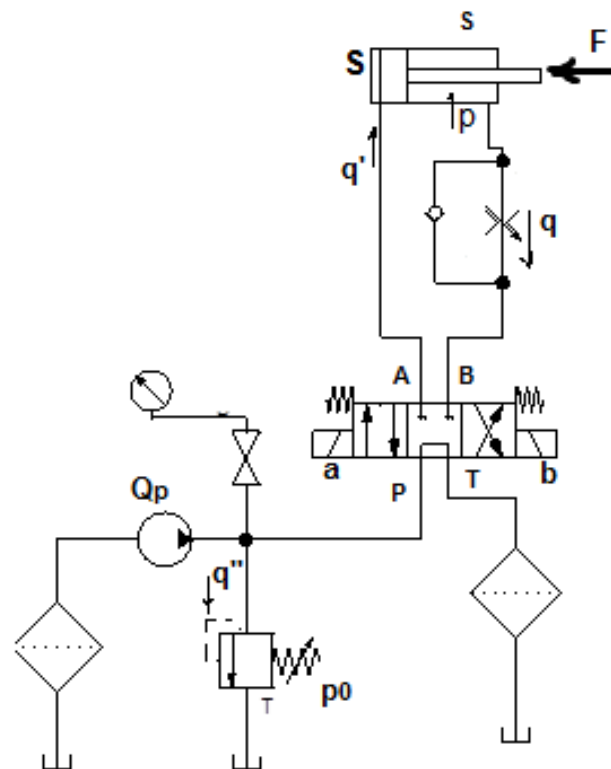


Figure 2.6.3 Schéma d'exercice 2.6.3.

2.2. Les soupapes de commande de pression

Les soupapes de commande de pression peuvent avoir comme fonction de limiter la pression dans un circuit et de faire retourner au bac le débit excédentaire, ou de réduire la pression du réseau principal ou d'alimenter un circuit secondaire etc. Suivant la fonction et le but de ces soupapes, on les classe comme suit :

2.2.1. Les limiteurs de pression

Le limiteur de pression ou soupape de sûreté (fig 2.7) a pour limiter la valeur de pression dans un circuit hydraulique et de faire retourner le débit excédentaire au réservoir. Imaginons la situation suivante : un actionneur (vérin ou moteur) est en panne, il ne fonctionne plus !

Cela va provoquer un blocage de débit, la pression dans le circuit va monter aussitôt jusqu'à l'explosion de la conduite ou l'éclatement de l'un des appareils du circuit. Dans ce cas, la soupape de sûreté intervient et protège le circuit tout entièrement.



Figure 2.7 Image réel d'un limiteur de pression.

Il existe trois formes de limiteur de pression :

- A action directe
- A commande indirecte
- A commande piloté

2.2.1.1 Le limiteur de pression à action directe

La valeur de la pression de travail est déterminée à l'aide d'une vis de réglage (1) qui comprime un ressort (2) puis le ressort pousse un clapet (3), la fermeture de la vis fait augmenter la compression du ressort ce qui engendre une force supplémentaire exercée sur le clapet.

Si la pression d'huile sous le clapet crée une force hydraulique égale ou supérieure à celle du ressort, le clapet s'ouvre et l'huile passe.

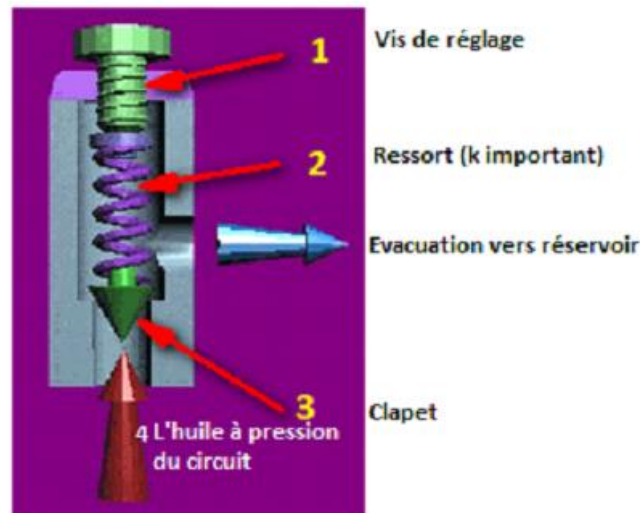


Figure 2.8 *limiteur de pression à action directe.*

Remarque

Ce type de limiteur est utilisé pour les circuits de 10 l/mn et de 140 à 210 bars sinon leur fonctionnement devient saccadé et bruyant. Il génère aussi des vibrations et coups de bélier, c'est-à-dire, lorsque le clapet s'ouvre sous l'action de pression, il s'ouvre brusquement ce qui provoque immédiatement une chute de pression dans le circuit, puis il se ferme de nouveau provoquant une augmentation de pression et le processus d'évacuation se répète. Donc le clapet fonctionne continuellement de façon saccadée en rafale. Ce qui crée des vibrations et des bruits.

2.2.1.2. Le limiteur de pression à commande indirecte

Il se compose d'un limiteur à commande direct, de petite dimension puisqu'il n'agit que sur le débit pilote de l'appareil à commander, et d'un clapet équilibré (Fig.2.9). Sur ce clapet agit la pression de fonctionnement sur sa face inférieure, tandis que sur sa face supérieure agit la pression de l'huile à travers une restriction logée dans le clapet (qui apporte une légère temporisation aux déséquilibre des forces agissant sur le clapet, provoquant son déplacement), et un ressort de faible raideur, suffisante à vaincre les frottements et assurer la fermeture du clapet, c'est la partie puissance. La partie pilote, se compose d'une soupape à

action directe de petites voir de très petites dimensions, qui permet de tarer avec une assez bonne précision la pression admissible dans la conduite. Pendant le fonctionnement du récepteur, l'excès de débit est évacué au réservoir, mais pendant les temps d'arrêt (fin de chaque cycle de travail), c'est tout le débit de la pompe qui est déchargé vers le réservoir avec la pression de tarage de ce type de limiteur de pression. On a donc une perte de puissance au niveau de ce dernier de :

$$\Delta P_{LP} = Q_{LP} \cdot p_{LP} \quad \text{avec } Q_{LP} : \text{débit du limiteur de pression (LP),}$$

$$p_{LP} : \text{pression de tarage du LP}$$

Donc faire subir à l'huile un $\Delta p_{LP} = p_{LP} - p_R$ ou $p_R \approx 0$ (pression réservoir), se traduit par un échauffement (laminage) de l'huile.

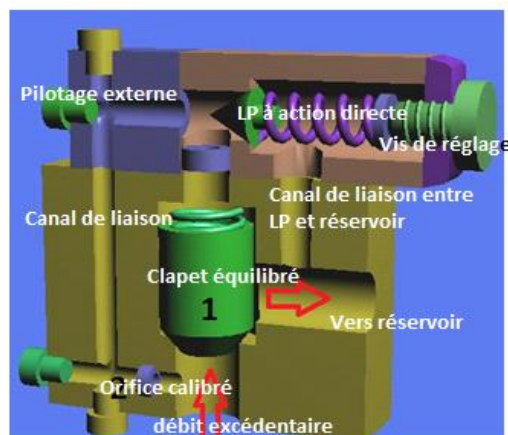


Figure 2.9 limiteur de pression à commande indirecte.

2.2.1.3. Le limiteur de pression à commande indirecte avec décharge de la pompe.

Avec un limiteur de pression à action indirecte sans décharge de la pompe, pendant le temps d'arrêt de récepteur, il y a montée en pression, laminage de l'huile qui s'échauffe, et dépense d'énergie en pure perte à comprimer l'huile que l'on retourne ensuite au bac. Pour éviter ce genre de situation, on utilise un limiteur de pression avec une soupape de décharge (fig 2.10), qui pendant les temps d'arrêt, elle met en communication la face supérieure du

clapet équilibré avec le réservoir, réduisant ainsi la valeur de cette pression à une valeur proche de zéro, augmentée de la force du ressort de faible raideur. Dans ce cas, le clapet équilibré se déplace vers le haut sous l'effet d'une petite pression dans le circuit, ce qui met en communication la conduite de refoulement de la pompe avec le réservoir. La totalité du débit est donc transférée vers le réservoir avec une pression presque nulle, on a donc moins de pertes de puissance pendant les temps d'arrêt de récepteur. Pour que le récepteur puisse fonctionner, il faudrait exciter l'électro-vanne (fig 2.10), coupant ainsi le contact entre la partie puissance et le réservoir pour que la pression puisse monter jusqu'à la valeur de travail du moteur hydraulique ou du vérin.

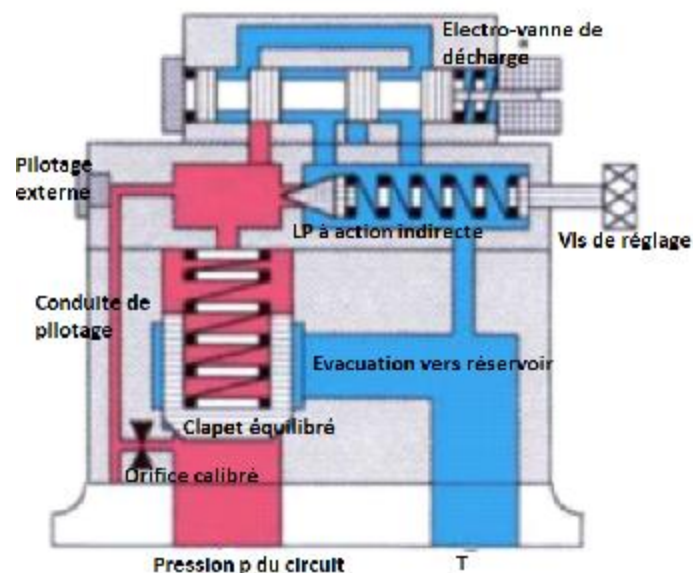


Figure 2.10 Limiteur de pression à action indirecte avec décharge de la pompe.

2.2.1.4. Le limiteur de pression avec pilotage externe

Généralement, ce type de limiteur est formé lorsqu'on ajoute au limiteur à commande indirecte une soupape à action directe en tarage. La figure 2.11 montre un cas où la soupape à action directe est contrôlée par une bobine.

Le limiteur contient trois étages :

1^{er} étage : commande électronique de la soupape à action directe, c'est pour mettre sous pression ou pas.

2^{ème} étage : tarage de pression et pilotage du clapet principal sous un faible débit.

3^{ème} étage : c'est pour l'évacuation primordiale du débit quand le clapet principal s'ouvre.

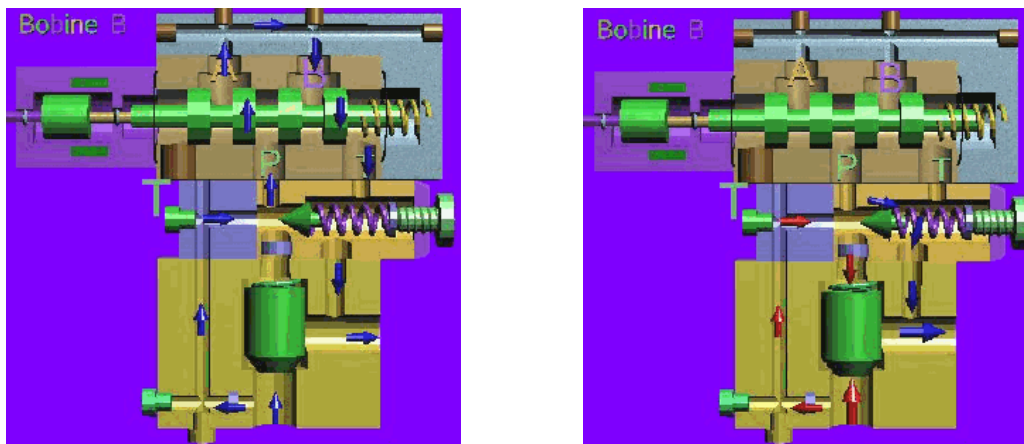


Figure 2.11 limiteur de pression avec pilotage externe et commande électromécanique.

2.3. Schémas de commande avec différentes pressions

2.3.1. Commande par tout ou rien (Fig. 2.12)

Le fonctionnement ne commence que lorsque la pression dans le circuit atteint la valeur du tarage. Au repos le débit de la pompe à cylindrée constante doit être évacué vers le réservoir, à travers un distributeur à centre ouvert ou tandem. Sinon il est retourné au réservoir avec la pression de fonctionnement à travers ce limiteur (si la pompe n'est pas déchargée), ce qui provoque le laminage de l'huile, son échauffement et une perte d'énergie importante.

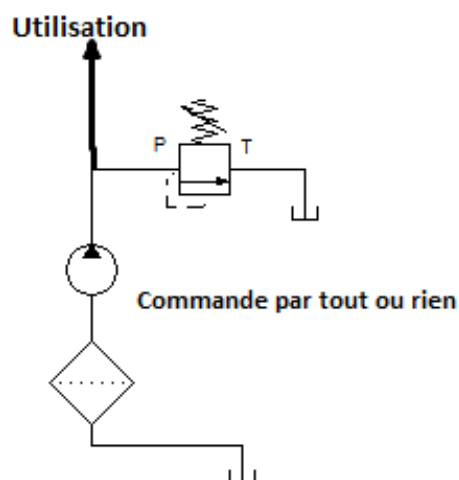


Figure 2.12 Commande par tout ou rien.

2.3.2. Commande par tout ou rien avec électro-vanne de décharge

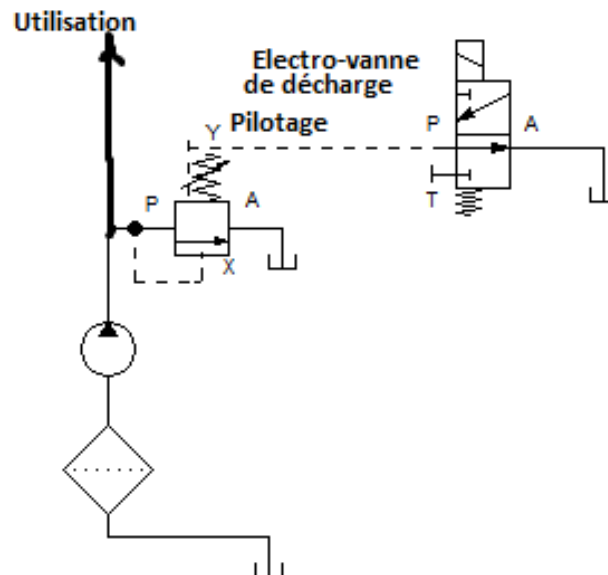


Figure 2.13 Commande avec décharge de la pompe.

2.3.3. Commande à deux pressions sans décharge de la pompe (Fig. 2.14)

L'excitation de l'électro-vanne en position flèches croisées permet au limiteur de pression LP1 d'imposer son tarage p_1 . La commande de l'électro-vanne en position flèches en parallèles coupe le contact entre le LP (tarage p) et le LP1 (tarage p_1), le circuit fonctionne donc avec la pression p supérieure à la pression p_1 . La pompe n'est pas déchargée, donc pendant les temps d'arrêt du récepteur, la totalité du débit est évacué vers le réservoir avec la pression p_1 . On fait subir à l'huile un Δp égale à $\Delta p = p_1$, elle est donc laminée, se qui provoque son échauffement en plus de la perte de puissance importante gaspillée $\Delta PLP = QLP \cdot \Delta p_{LP}$ soit $\Delta PLP_1 = QLP \cdot \Delta p_{LP_1}$ suivant la position de l'électro-vanne.

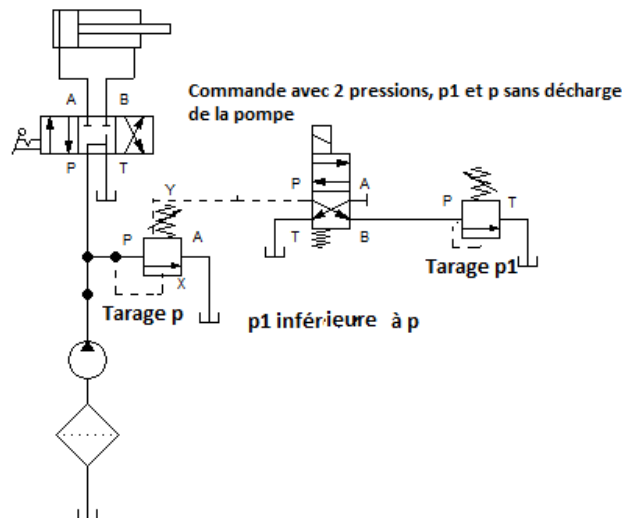


Figure 2.14 Circuit fonctionnant avec deux pression p et p_1 , sans décharge de la pompe.

2.3.4. Commande à deux pressions avec décharge de la pompe

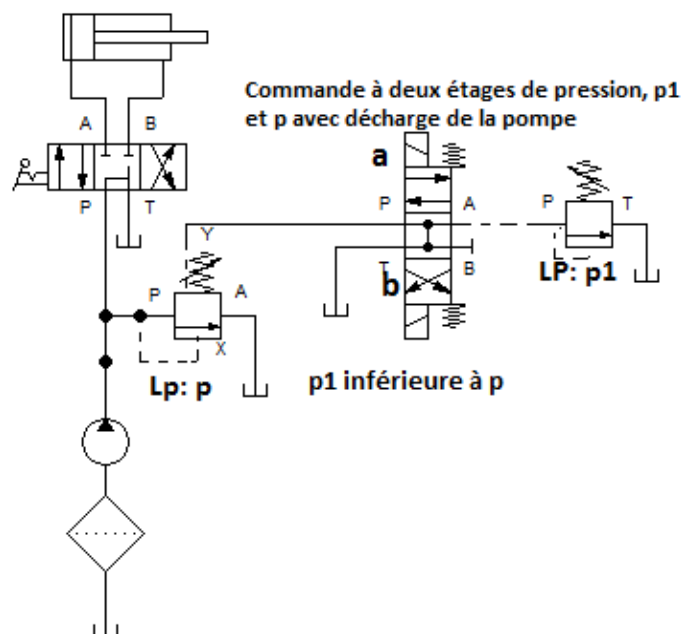


Figure 2.15 Commande à deux pressions avec décharge de la pompe.

2.3.5. Commande à trois pressions avec décharge de la pompe

Lorsque les trois électro-vannes sont désexcitées (valeurs 0,0,0 tab 2.1), la pression dans le circuit est nulle. L'explication du fonctionnement avec les trois pressions p_1 , p_2 et p_3 est illustrée dans le tableau.2.1 et la figure 2.16.

Tableau 2.1 Fonctionnement du circuit avec trois pressions.

Ev1	Ev2	EV3	Pression dans le circuit
(0) : pilotage LP1 en contact avec réservoir	(0) : pilotage LP2 isolé (position centrale)	(0) : pilotage LP3 isolé (position centrale)	0
(1) : pilotage LP1 coupé du réservoir	(0) : pilotage LP2 isolé (position centrale)	(0) : pilotage LP3 isolé (position centrale)	P1
(1) : pilotage LP1 coupé du réservoir	(1) : pilotage LP2 en contact avec LP1 : $p2 < p1$	(0) : pilotage LP3 isolé (position centrale)	P2
(1) : pilotage LP1 coupé du réservoir	(0) : pilotage LP2 isolé (position centrale)	(1) : pilotage LP3 en contact avec LP1 : $p3 < p1$	P3

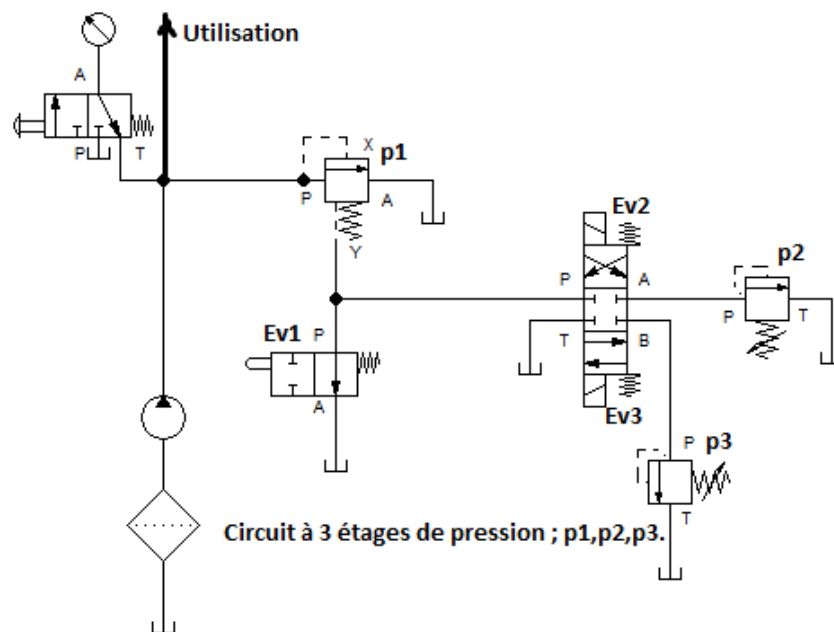


Figure 2.16 Commande à trois pressions avec décharge de la pompe.

2.4. La soupape de réduction de pression

Le but de la soupape de réduction de pression est de réduire la pression du circuit principal en la maintenant sensiblement constante dans une partie de ce circuit. C'est une soupape normalement ouverte à pilotage aval (Fig. 3.24 ,3.25 et 3.26). Elle n'assure la régulation qu'entre la valeur du tarage réglable et la pression principale. On distingue :

- la soupape de réduction de pression à action directe,

- la soupape de réduction de pression pilotée.



Figure 2.17 Image réel d'un réducteur de pression.

2.4.1. Soupape de réduction à action directe (2.18)

La soupape est pleinement ouverte au repos grâce au ressort appliqué sur la face supérieure du tiroir. Un piquage aval permet à l'huile d'exercer sa pression sous le tiroir. Dès que la force de cette pression est supérieure ou égale à celle du ressort, le tiroir remonte, réduisant la section de circulation, laminant ainsi le fluide en fonction de la pression aval. Il y a donc, une fois le tarage est dépassé, déplacement du tiroir et recherche d'équilibre entre la force du ressort et celle de la pression aval. Le drain permet d'évacuer une petite quantité d'huile ne dépassant pas 0,5 l/mn, sans aune contre pression vers le réservoir. Ce qui assure le fonctionnement en dynamique même lorsque cette soupape alimente un volume fermé.

L'inconvénient dans ce type de soupape c'est que si la pression ou le débit sont élevés, il faudra un fort ressort, difficile à écraser avec la commande manuelle et peu sensible pour le réglage de pression.

La soupape de réduction de pression n'est parcourue que dans un seul sens, cependant elle peut l'être dans les deux sens si la pression de fonctionnement dans le circuit est inférieure à son tarage, sinon on l'utilise avec un clapet anti-retour.

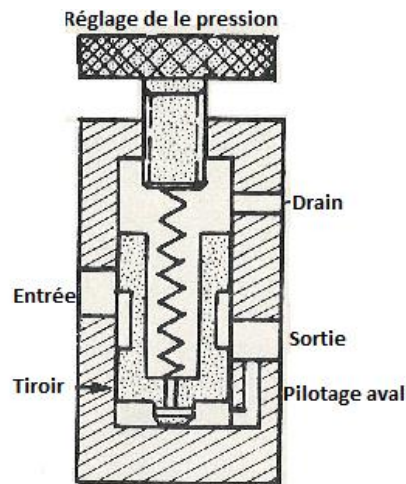


Figure 2.18 Réducteur de pression à commande directe.

2.4.2. Soupape de réduction de pression pilotée (Fig.2.19)

Le tiroir de commande est équilibré car il est soumis à peu près à la même pression sur ses deux faces, donc on utilise un petit ressort pour maintenir le tiroir en position. Grâce une restriction assurant une légère temporisation à l'action, les deux faces du tiroir sont en communication. C'est la soupape de sureté à commande directe (son tarage) qui définit la pression régnant sur la face supérieure du tiroir, donc sur le déplacement de ce dernier.

Un petit débit de à 1,5 l/mn traverse traversant la soupape, est évacué au réservoir à travers le drain.

Pour permettre le travail du tiroir en phase régulation un certain Δp (nécessaire au fonctionnement c'est le cas des régulateurs de débit qui imposent également un certain Δp) entre l'amont et l'aval doit exister et qui varie selon le type de soupape, le débit et le constructeur.

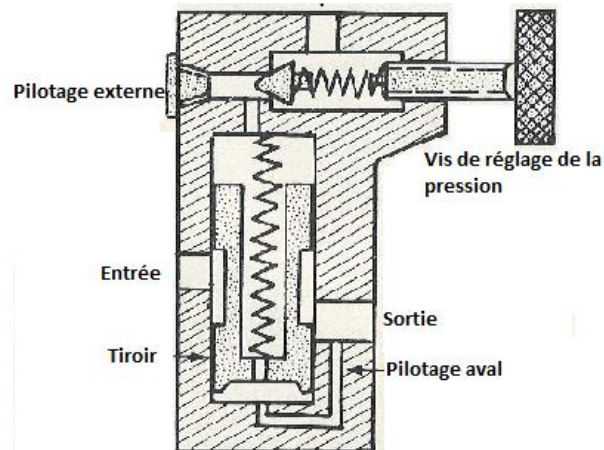


Figure 2.19 Réducteur de pression à action indirecte.

2.4.3. Montage du réducteur de pression

- le montage à seul sens : le réducteur est monté avant le distributeur figure 2.20
- Le montage à deux sens : le réducteur se monte après le distributeur Figure 2.21.

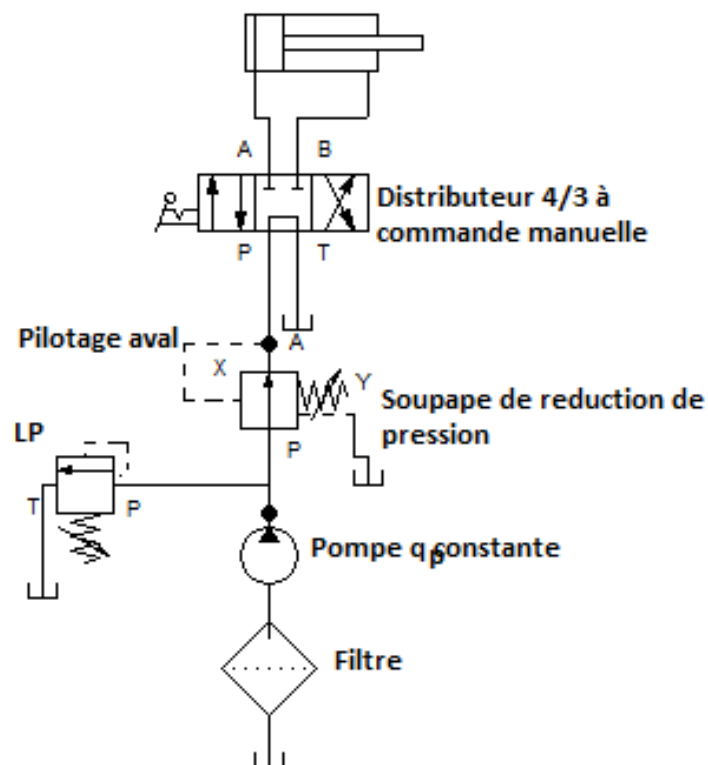


Figure 2.20 Montage à un seul sens de circulation.

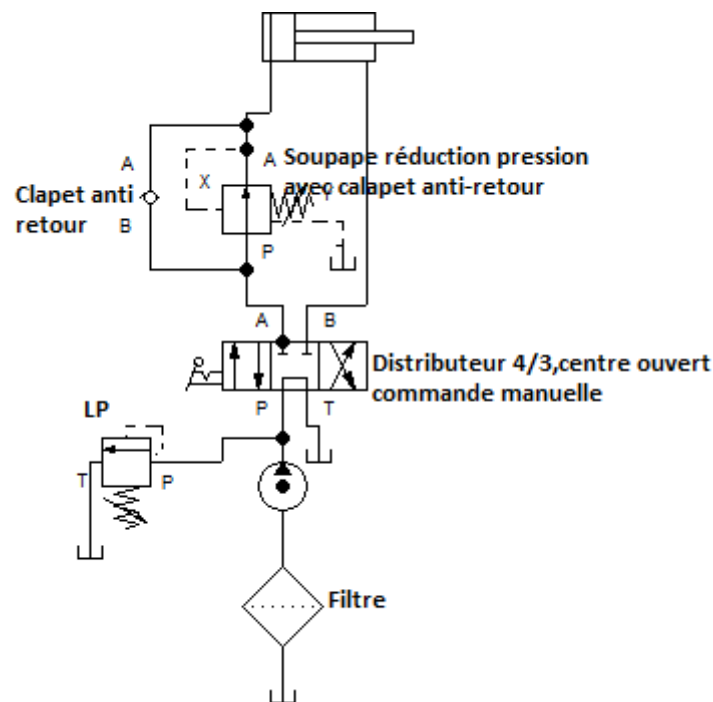


Figure 2.21 Montage à deux sens de circulation.

2.5. Soupape de séquence

Elle permet l'alimentation du circuit secondaire lorsque la pression dans le circuit principal a atteint la valeur de tarage de la soupape. Elle peut être à pilotage interne représentant l'utilisation normale de la soupape ou externe.

C'est une soupape normalement fermée (fig 2.23). Un ressort maintient le tiroir en position basse. Ce dernier est soumis à la force du ressort et à la pression régnant sur sa face inférieure à travers un piquage amont. Le déséquilibre de ces deux forces ($p.S \geq F_{res}$), provoque le soulèvement du tiroir et l'ouverture de la soupape.

La soupape de séquence s'ouvre à partir d'une certaine valeur de pression réglable.

Les fuites internes, afin qu'ils ne s'accumulent pas et finissent par bloquer le tiroir en position basse, sont évacuées par une petite conduite séparé appelé le drain qui est forcément extérieure, donc sans aucune contre pression sur le tiroir, par conte lorsqu'il s'agit d'une soupape de décharge ou d'équilibre, il peut être collecté par la conduite retour si cette dernière est à pression négligeable .Lorsque la charge est motrice, il faut la freiner , donc une certaine pression qui peut être importante doit régner dans la conduite retour.

La partie inférieure comme supérieure de la soupape de séquence peut pivoter de 90 à 180 (fig. 2.23), Cela permet d'avoir un drain interne ou externe.

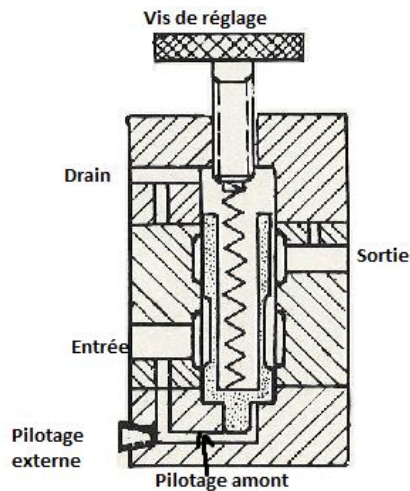


Figure 2.23 *Soupape de séquence.*

2.6. Clapets anti-retour

2.6.1. Clapet anti-retour simple

Le clapet anti-retour est une technique opérationnelle effectuée sur une installation hydraulique pour contrôler la direction de circulation d'huile. Il permet l'écoulement de l'huile que dans un seul sens (circulation de A vers B, fig. 2.24). Il est inséré dans un circuit lorsqu'on veut empêcher le retour ou la vidange de la colonne d'huile. Le clapet sous forme de bille est poussé par un ressort de faible tarage en général sur son siège



Figure 2.24 *Clapet anti-retour.*

2.6.2. Clapet anti-retour piloté

On distingue trois types de clapet anti-retour piloté ; le clapet anti-retour piloté sans drain, avec drain et avec clapet de décompression.

On traite le clapet anti-retour pilote avec drain (Fig. 2.25) et son utilisation dans un circuit hydraulique dans le but d'arrêter un vérin en position (Fig.2.26). Au court de la descente de la charge (rentrée de la tige), cette dernière est considérée comme étant une charge motrice qu'il faut freiner, soit qu'il en faut maintenir en position avec distributeur 4/3 en position neutre. Dans ce cas la pression de pilotage p_x est nulle, le clapet est donc fermé.

Soit :

p_x la pression de pilotage

S_x la section du piston pilote

S_1 la section du clapet principal

S_2 la section de tige du clapet pilote

p_1 la pression engendrée par la charge

p_2 la contre-pression engendrée par le limiteur de débit

Pour ouvrir le clapet principal il faut :

$$p_x \cdot S_x + (S_1 - S_2) p_2 = p_1 \cdot S_1 + F_{\text{res}}$$

$$p_x = [p_1 \cdot S_1 + F_{\text{res}} + (S_2 - S_1) p_2] / S_x$$

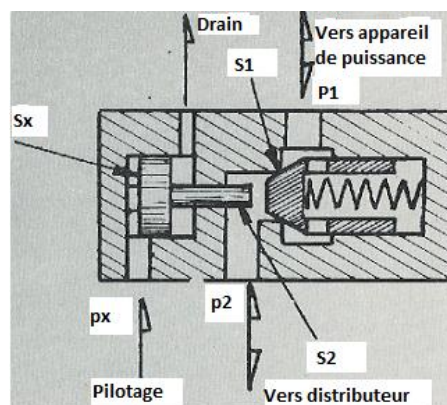


Figure 2.25 Clapet anti-retour piloté.

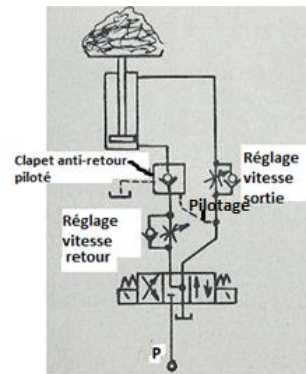


Figure 2.26 Circuit hydraulique utilisant un clapet anti-retour piloté.

Comme la plupart des appareils hydrauliques, il existe plusieurs types de clapet anti-retour tels que :

- Le clapet anti-retour à battant (fig 2.27)

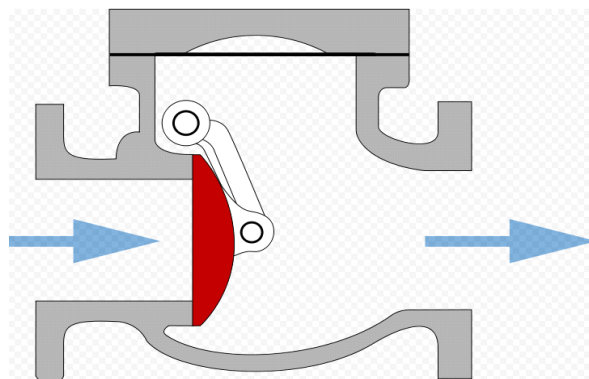


Figure 2.27 Clapet anti-retour à battant.

- Le clapet anti-retour à clapet guidé (fig 2.28)

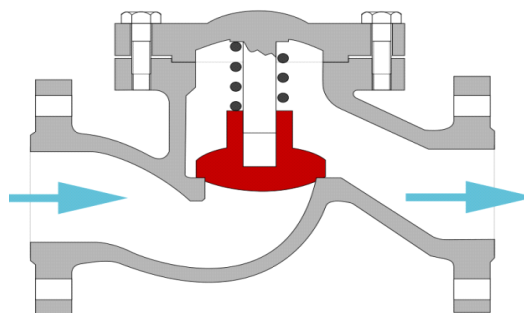


Figure 2.28 Clapet anti-retour à clapet guidé.

- Le clapet anti-retour à bille (fig 2.29)

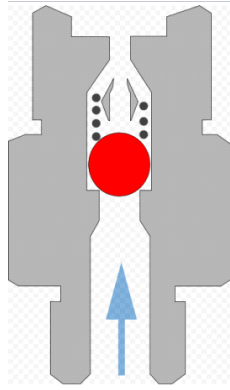


Figure 2.29 *Clapet anti-retour à bille.*

Le clapet anti-retour peut être utilisé en série avec la pompe pour la protéger contre la surpression, on peut le monter en dérivation avec le filtre de protection pour le protéger en cas de blocage, comme il peut être utilisé pour freiner la charge quand le récepteur ne fonctionne pas.

2.7. Les distributeurs

Le choix d'un distributeur se fait en fonction du débit à laisser passer et les valeurs de pression dans le circuit. Les fonctions et commandes du tiroir sont également déterminantes. Le débit traversant le tiroir génère des pertes de charges. C'est le débit avec sa perte de charge qui va être déterminant pour la taille du composant hydraulique et c'est au-delà de 80 L/min qu'on rencontre davantage des distributeurs dits à action indirecte (à action pilotée).

La pression à laquelle devra travailler le distributeur doit être contrôlée sur tous les orifices y compris l'orifice T (ou R). Concernant les autres critères de choix du distributeur, il faudrait veiller à la compatibilité du fluide, aux températures de fonctionnement et à la pollution du fluide.

2.7.1. Les distributeurs 4/3

Les distributeurs classiques (conventionnels, commande tout ou rien) sont utilisés dans les circuits hydrauliques ouverts pour inverser le sens de rotation du moteur hydrauliques ou le sens de translation du piston du vérin (entrée ou sortie tige, fig. 2.30). Par contre les distributeurs proportionnels, en plus de la tâche accomplie par le distributeur classique, ils accomplissent le rôle de deux soupapes d'étranglement à section variable. Le distributeur proportionnel est donc assimilé à deux étranglements variables, dont l'un est placé en amont et l'autre en aval du récepteur. La commande du distributeur 4/3 (4 : nombre d'orifices, 3 : nombre de positions) selon ses trois positions est représentée par la figure 5.

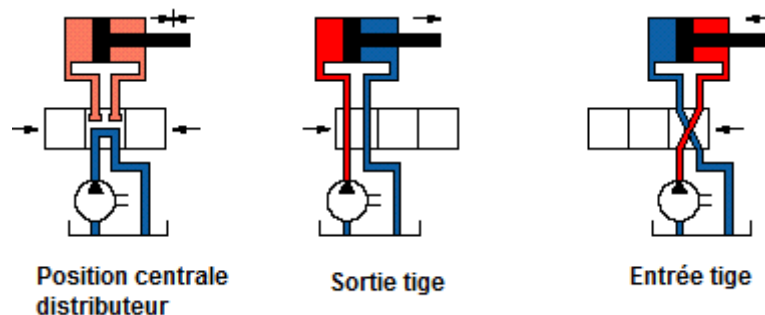


Figure 2.30 *Commande du distributeur 4/3 classique dans ses trois positions.*

Ce type est constitué d'un tiroir contenant des gorges qui peut coulisser à l'intérieur d'un corps muni de chambres annulaire en communication avec les différents orifices de raccordement. Le tiroir peut être contrôlé avec un ressort de rappel, un levier, une bobine ou un piston. Essentiellement, chaque position du tiroir donne un service sélectif du distributeur. En effet, elle permet la liaison entre les différents orifices. Généralement, on trouve sur un distributeur les orifices suivants 5 figure 3. 31):

- P : l'orifice de pression ;
- A et B : les orifices d'utilisation ;
- R et T : les orifices de retour au réservoir ;
- X et Y : ce sont pour le pilotage.

2.7.2. Le choix efficace d'un distributeur à tiroirs coulissants

Le sélectionnèrent du distributeur a une relation directe à son environnement, il faut prendre en considération les points suivants :

- La nature d'huile (viscosité, densité..) ;
- La puissance de fonctionnement des actionneurs ;
- Le type de commande et son énergie ;
- Le type d'actionneur monté sur le circuit.

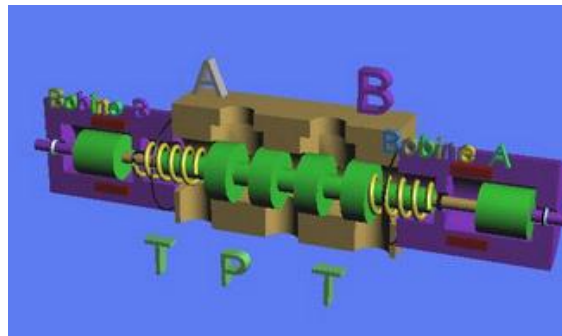


Figure 3.31 Distributeur 4/3, à centre fermé, commande électrique directe, rappel par ressort.

2.7.3. Les types de centres (distributeurs 4/3)

Il existe une variété de type de centres dont on cite que quatre. Le corps du distributeur possède une série de gorges qui, pour une dimension quelconque donnée, ont la même largeur et sont au même positionnement, quel que soit le type de centre. C'est le tiroir, et seulement le tiroir, qui différencie chacun des types de centres en fonction des communications qu'il autorise. Le corps porte généralement cinq gorges, pression P, utilisation A et B et deux gorges retour R (ou T) au réservoir, qui sont reliées entre elles. Cette liaison est réalisée soit par un canal existant dans la fonderie du corps, soit par un canal percé au travers du tiroir.

On distingue le centre ouvert (fig. 2.32), le centre fermé (fig. 2.32), le centre tandem (fig. 2.34) et le centre partiellement ouvert sur le réservoir (fig. 2.35).

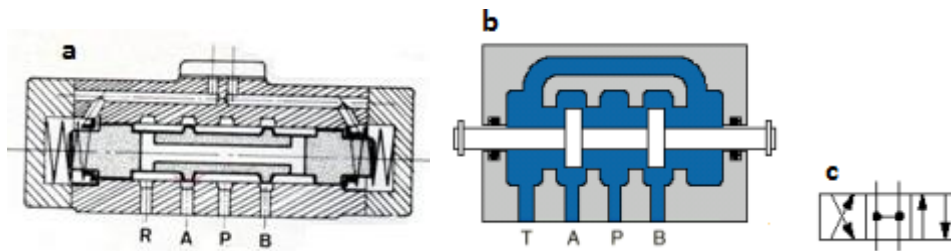


Figure 2.32 (a,b,c) Distributeur à centre ouvert.

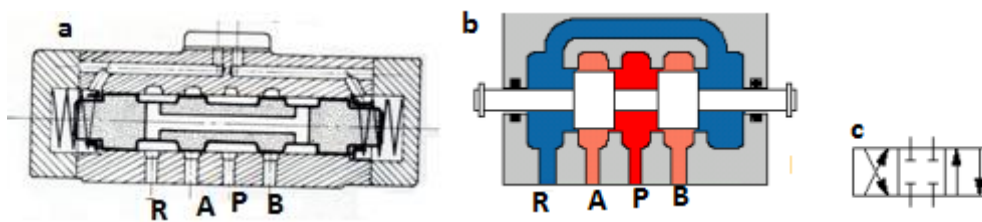


Figure 2.33 (a,b,c) Distributeur à centre fermé.

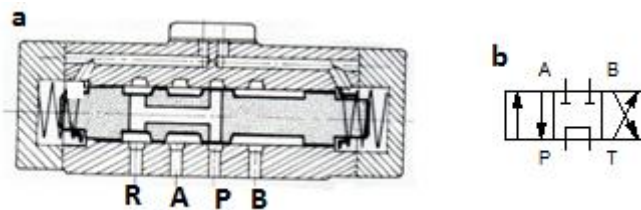


Figure 2.34 (a,b) Distributeur à centre tandem.

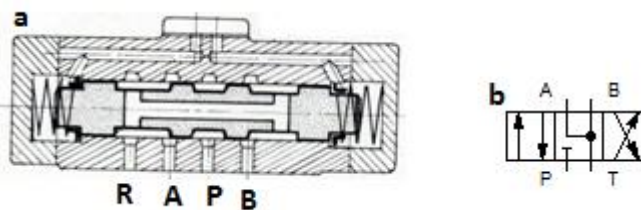


Figure 2.35 (a,b) Distributeur à centre partiellement ouvert sur le réservoir.

Les distributeurs à centre ouvert sont utilisés dans les circuits hydrauliques à cylindrée constante et à centre fermé dans les circuits à cylindrée variable.

2.7.4. Distributeur à montage différentiel (Figure 2.36, 2.37)

On recourt au montage différentiel lorsqu'on veut augmenter la vitesse de sortie de la tige.

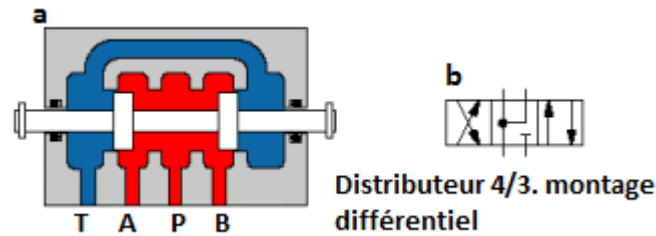


Figure 2.36 Distributeur 4/3 à montage différentiel.

$$S_2 < S_1$$

$$p. s_1 = p. s_2 + F$$

$$Q_p + Q_2 = Q_1 ; Q_2 = v_p.(S_1 - S_2) ; Q_1 = v_p. S_1 = v_p.(S_1 - S_2) + Q_p$$

$$v_p = (Q_p) / S_2,$$

Ce qui augmente la vitesse de sortie tige.

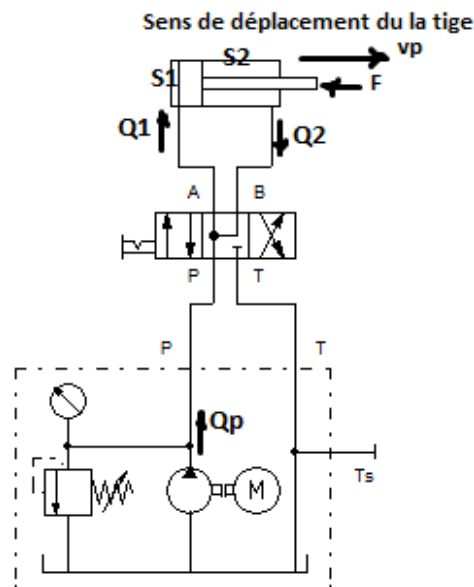


Figure 2.37 Circuit hydraulique (distributeur à montage différentiel).

2.7.5. Le recouvrement

Dans un distributeur à tiroir on désigne par recouvrement la longueur de recouvrement des portées du tiroir assurant l'étanchéité entre les différents circuits. Il peut être positif, négatif ou nul. Il faut distinguer le recouvrement au repos et en service.

- Recouvrement au repos : le débit de fuite entre le tiroir et son alésage dont le jeu existant entre les pièces et la longueur du recouvrement. Cela est important lorsque l'on recherche une étanchéité poussée au repos (freinage d'une charge motrice).
- Recouvrement en service : Durant le déplacement du tiroir les différents circuits entrent en communication par des positions intermédiaires qui ne figurent (généralement) pas sur les symboles. Si l'utilisation est d'abord mise en communication avec l'orifice pression, ou si elle est mise d'abord en communication avec le réservoir, le comportement du circuit et des récepteurs sera très différent, surtout si ces derniers sont en charge.
- Le recouvrement positif : Durant la commutation, tous les orifices se trouvent fermés un très court instant. Il n'y a alors aucune circulation du fluide. Puis la communication entre la pression et l'utilisation s'établit, il en résulte un fonctionnement instantanément brusque. S'ils sont en charge les récepteurs restent sous pression durant la commutation.

Avec un centre tandem la communication de P et T est coupée avant que ne s'établisse celle avec l'utilisation A ou B. Il en résulte, à l'instant de la commutation, l'excès de débit dans le volume fermé (conduite reliant la pompe et le distributeur) peut provoquer des coups de bélier, dus aux points de pression. Ceux-ci peuvent être atténués par des chanfreins ou des encoches sur le tiroir (généralement les chanfreins ou les encoches concernent les distributeurs proportionnels), ou par un petit accumulateur monté en amont du distributeur.

- b- recouvrement négatif : Tous les orifices sont en communication pendant la commutation, ce qui donne un fonctionnement plus doux sans coup de bélier mais avec un risque de chute de pression momentanée si les récepteurs sont en charge.

2.7.5.1. Recouvrement et types de centre des distributeurs 3/3

1. Recouvrement positif, centre fermé (fig. 2.37 a,b)

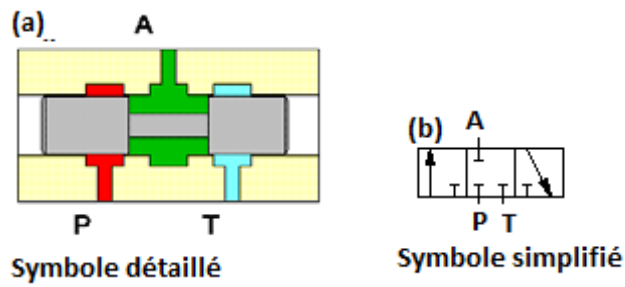


Figure 2.37 (a,b) Distributeur 3/3 à recouvrement positif (centre fermé).

2. Recouvrement négatif, centre ouvert (fig. 2.38 a,b)

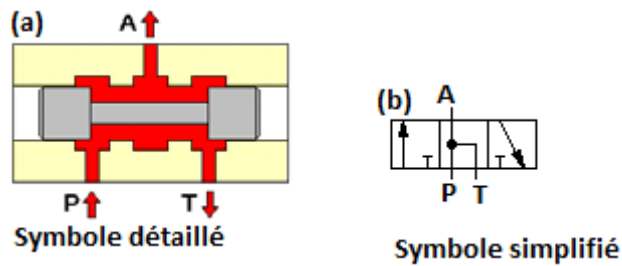


Figure 2.38 (a,b) Distributeur 3/3 à recouvrement négatif (centre ouvert).

2.7.6. Les distributeurs pilotés

Les distributeurs à commande directe ne sont plus utilisés, quand les débits de passage sont importants. On recourt donc aux distributeurs pilotés (fig. 2.39 a,b)

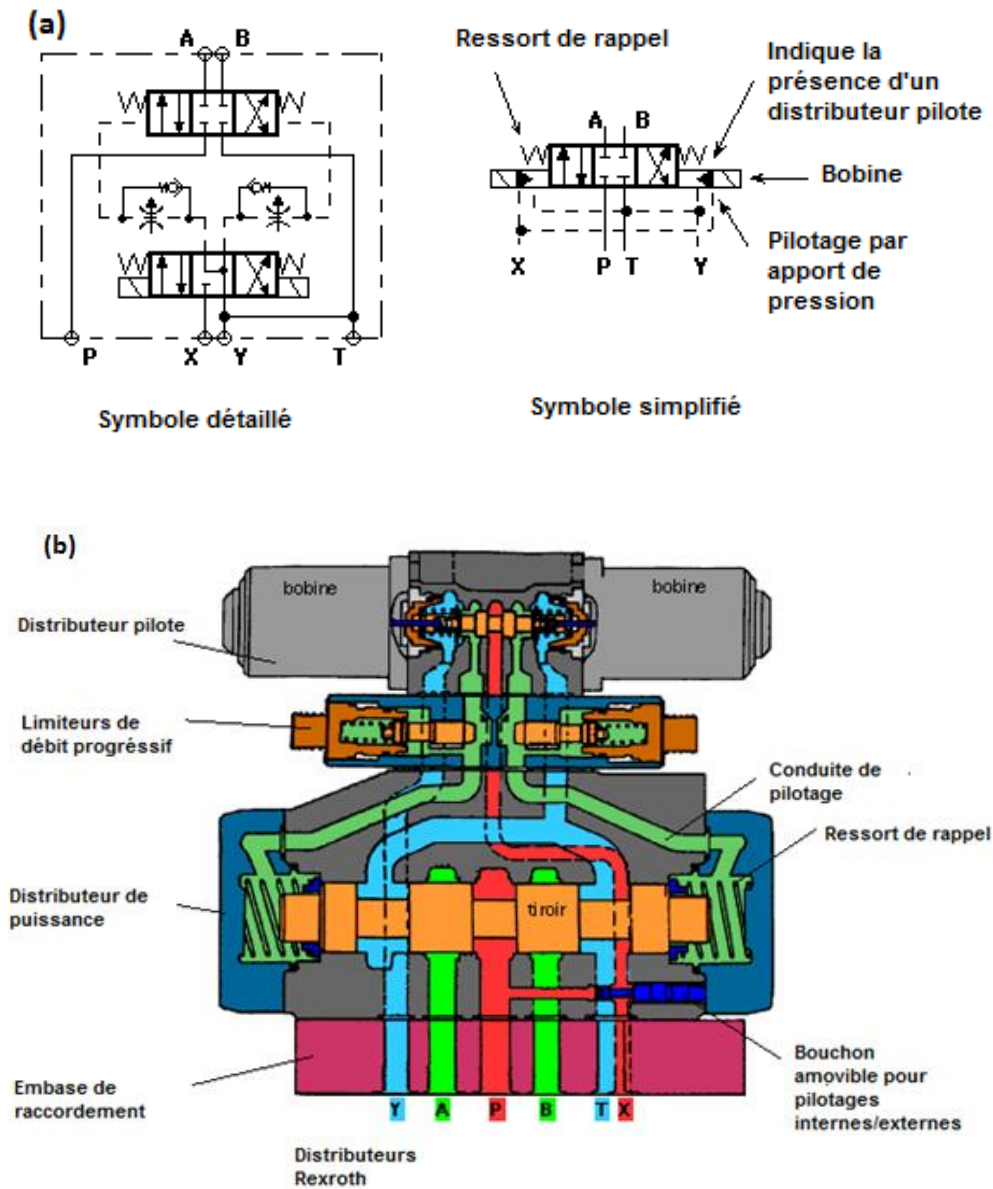
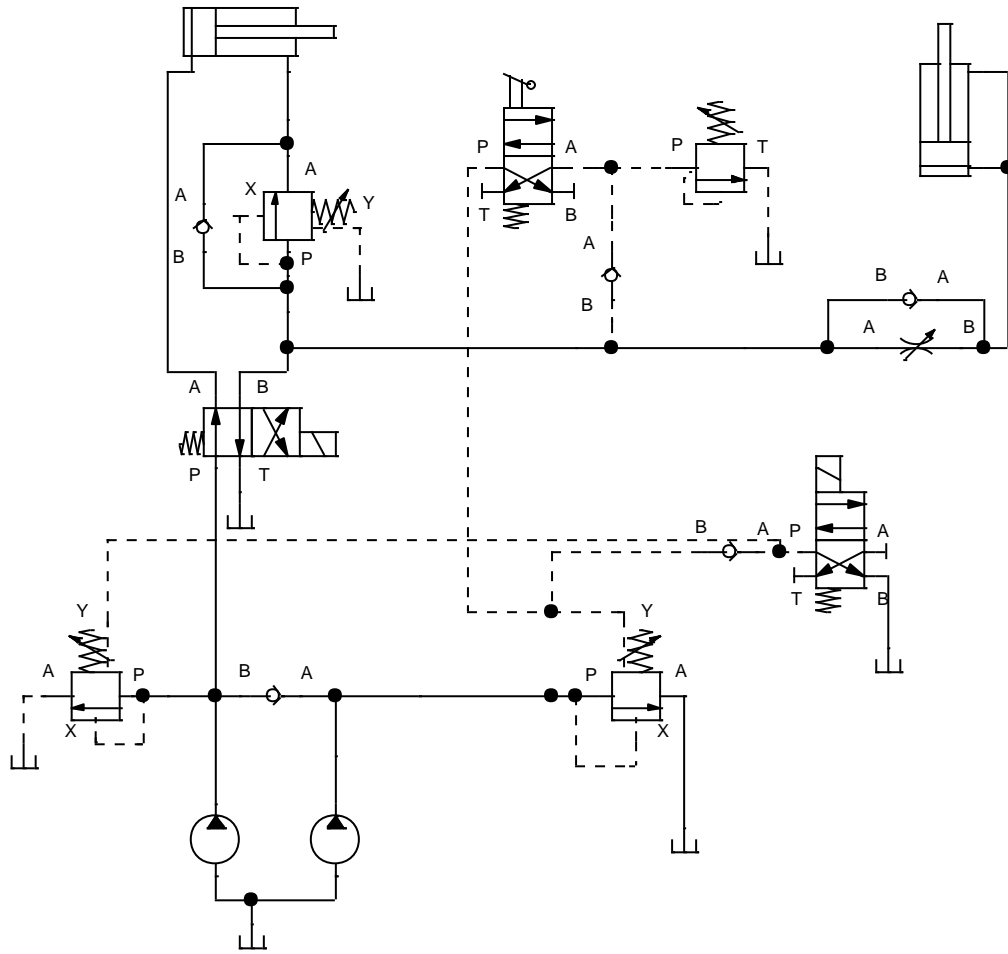


Figure 2.39 (a,b) Distributeur piloté.

Exemple.



Chapitre III Les pompes et les récepteurs

3. Les pompes et les récepteurs

La pompe c'est le cœur du circuit hydraulique. Elle transforme l'énergie mécanique reçue du moteur électrique ou thermique en énergie hydraulique. Elle aspire l'huile du réservoir dont la pression est atmosphérique puis elle la refoule dans le circuit. Puisque le circuit est généralement fermé, la pression monte jusqu'à une valeur maximale. Donc la pompe est un générateur de débit dont sa puissance liée à sa valeur de pression générée.

Le bilan énergétique est représenté dans la figure 3.1.

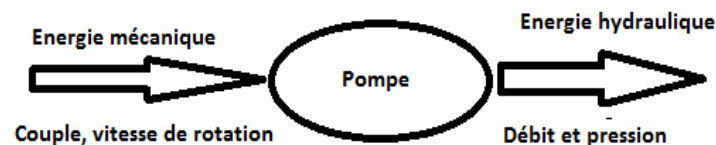


Figure 3.1 *Plan énergétique d'une pompe.*

3.1. Les différentes catégories des pompes

En effet, il y a plusieurs modèles de pompes mais on peut les différencier en deux grandes familles :

- Les pompes non volumétriques
- Les pompes volumétriques

3.1.1. Les pompes non volumétriques

Leur principe de fonctionnement est de transformer l'énergie cinétique d'un fluide en pression (figure 3.2). Elles se divisent en deux types : pompe centrifuge (figure 3.3) et pompe à hélice (3.4)

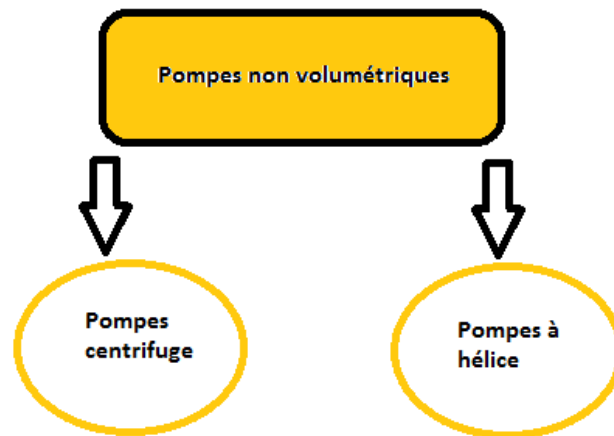


Figure 3.2 Les pompes non volumétriques.

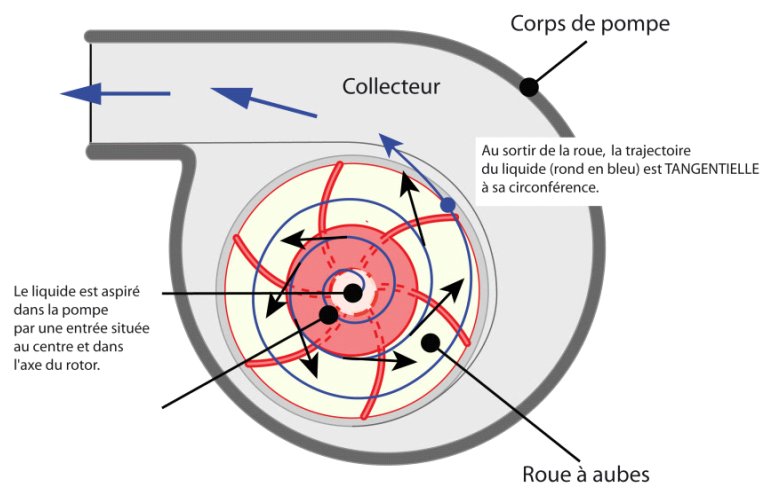


Figure 3.3 Vue de face d'une pompe centrifuge.



Figure 3.4 Pompe à hélice.

Les pompes non volumétriques ont les caractéristiques suivantes :

- Elles ne possèdent pas d'étanchéité interne ;
- Leur pression générée n'est pas important ;
- Elles ont des fuites internes trop élevées ;

Généralement, les pompes non volumétriques génèrent un débit très important avec une pression faible.

3.1.1.1. Les pompes centrifuges

Donc comme il est mentionné précédemment, la pompe centrifuge transforme l'énergie cinétique d'un fluide en énergie hydraulique. Cette pompe se compose essentiellement d'une roue à aube et d'un axe de rotation.

La puissance hydraulique générée par la pompe est donnée par l'expression suivante :

$$P_{\text{hydraulique}} = \rho \cdot Q \cdot g \cdot h \text{ avec :}$$

$P_{\text{hydraulique}}$: la puissance en Watt ;

ρ : la masse volumique du fluide (Kg/m^3) ;

Q : le débit volumique du fluide (m^3/s) ;

g : l'accélération gravitationnelle (m/s^2) ;

h : la hauteur manométrique [m], c'est la hauteur de refoulement de la pompe, sa pression hydrostatique correspond à la pression générée par la pompe.

La pompe centrifuge transforme l'énergie mécanique de l'arbre de rotation en énergie hydraulique. Il existe aussi des pertes mécaniques. Donc les deux puissances sont liées par rendement global de la pompe :

$$\text{La puissance hydraulique} = \eta \cdot \text{la puissance à l'arbre.}$$

Le rendement η dépend de la charge de la machine et la vitesse de rotation. Les machines usuelles ont une valeur limitée entre 70 et 80%.

On peut utiliser le théorème d'Euler pour déterminer la hauteur manométrique de la pompe centrifuge.

En utilisant le bilan énergétique (figure 3.5), le couple fournit par la pompe peut être écrit comme :

$$C = Q_{\text{mass-sortie}} \cdot r_2 \cdot v_{\alpha 2} - Q_{\text{mass-entrée}} \cdot r_1 \cdot v_{\alpha 1}$$

$Q_{\text{mass-entrée}}$: le débit massique entrant dans la roue ;

$Q_{\text{mass-sortie}}$: le débit massique sortant de la roue ;

$v_{\alpha 1}$: la vitesse périphérique (tangentielle) à l'entrée de la roue = $v_1 \cos \alpha_1$;

$v_{\alpha 2}$: la vitesse périphérique (tangentielle) à la sortie de la roue = $v_2 \cos \alpha_2$;

r_1 et r_2 : le rayon interne et externe de la roue.

L'expression de la $P_{\text{hydraulique}}$ en fonction du couple (C) et la vitesse angulaire (ω) est donnée par :

$$P_{\text{hydraulique}} = \eta \cdot C \cdot \omega = Q_{\text{mass-sortie}} \cdot U_2 \cdot v_{\alpha 2} - Q_{\text{mass-entrée}} \cdot U_1 \cdot v_{\alpha 1} \dots \dots \dots (3.1)$$

$$P_{\text{hydraulique}} = \rho \cdot Q \cdot g \cdot h \dots \dots \dots (3.2)$$

Des équations (3.1) et (3.2), on peut trouver

$$h = U_2 \cdot v_{\alpha 2} - U_1 \cdot v_{\alpha 1} / g.$$

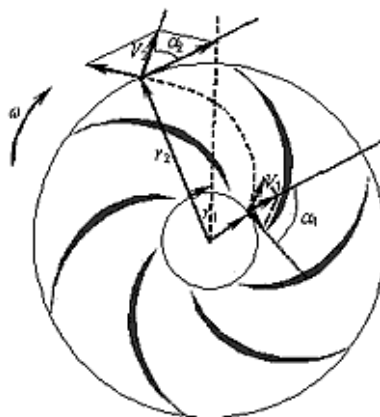


Figure 3.5 *Bilan énergétique d'une pompe centrifuge.*

Exercice 3.1 : soit une pompe centrifuge (fig.3.6) véhiculant de l'eau avec une roue de diamètres $r_2 = 300$ mm, $r_1 = 100$ mm, $\beta_1 = 20^\circ$, $\beta_2 = 10^\circ$, la largeur de la roue $b = 50$ mm et est la même pour r_1 et r_2 . Pour $n_p = 1800$ tr/mn (on néglige les pertes) déterminer : (a) le débit pour $\alpha_1 = 90^\circ$, (b) α_2 et la charge théorique H , (c) la puissance de la pompe, l'augmentation de la pression à travers la roue.

Solution:

(a) La vitesse tangentielle $u_1 = \omega r_1$: $u_1 = (1800/60)(2\pi)(0.1) = 18.85$ m/s, $u_2 = 3u_1 = 56.66$ m/s

Suivant le diagramme de vitesse (fig. 3.6), avec u_1 , α_1 , β_1 , connus, on a $V_1 = u_1 \cdot \tan 20^\circ = 6.862$ m/s.

$$Q_p = 2\pi \cdot r_1 \cdot b \cdot V_1 = 6.861 \cdot (\pi)(0.2)(0.05) = 215.5 \text{ m}^3/\text{s} = 215.5 \text{ l/s}$$

$$Q_p = 2\pi \cdot r_2 \cdot b \cdot V_2; \quad V_2 = (Q_p / 2\pi \cdot r_2 \cdot b) = (0.2155 / (2\pi) (0.2) (0.05)) = 5.716 \text{ m/s}$$

$$v_{u2} = V_2 \cot \beta_2 = 32.42 \text{ m/s}, \quad V_{u2} = u_2 - v_{u2} = 24.13 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}(V_2 / v_{u2}) = 13^\circ 23' \quad , \quad V_2 = (V_2 / \sin \alpha_2) = 24.7 \text{ m/s}$$

$$\text{La charge } H \text{ est : } H = (u_2 V_{u2} - u_1 V_{u1}) / g = (u_2 V_{u2} / g) = 139.15 \text{ m}$$

$$\text{La puissance } P = Q_p \cdot \rho \cdot g \cdot H = 294 \text{ kW.}$$

L'augmentation de la pression .Equation d'énergie entre les points 1 (r_1) et 2 (r_2) :

$$H + (v_1^2 / 2 \cdot g) + (p_1 / \rho \cdot g) = (v_2^2 / 2 \cdot g) + (p_2 / \rho \cdot g) \text{ d'où } \Delta p / \rho \cdot g = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g = 110.4 \text{ m}$$

$$\Delta p = 1.083 \text{ MPa.}$$

Exercice 3.2 : Soit une pompe centrifuge à eau avec une roue de dimensions : $r_1 = 51$ mm, $r_2 = 127$ mm, $b_1 = 76$ mm (largeur de la palette à r_1), $b_2 = 38$ mm (largeur de la palette à r_2), $\beta_2 = 60^\circ$, pompe 142 l/s pour une hauteur $H = 9.5$ m. Déterminer :

(a) β_1 , (b) la vitesse de rotation, (c) la puissance, (d) l'augmentation de pression ($p_2 - p_1$). On néglige les pertes et l'effet de choc à l'entrée de la pompe. $\alpha_1 = 90^\circ$.

Réponse : (a) : 43.6° , (b) : 1146 tr/mn, (c) : 27.15 kW, (d) : 118.6 kPa.

Exercice 3.3 Soit une pompe centrifuge avec palette dont $\beta_1 = \beta_2$, $b_1 = 2b_2 = 25 \text{ mm}$, $r_1 = r_2 / 3 = 50 \text{ mm}$. Pour une charge théorique $H_{th} = 30 \text{ m}$ au point de meilleur rendement de débit $Q_p = 30 \text{ l/mn}$, calculer les angles de la palette β_1 , β_2 ainsi que la vitesse de rotation de la pompe. On néglige l'épaisseur des palettes ainsi que le choc à l'entrée ($\alpha_1 = 90^\circ$).

Réponse : Pour résoudre l'exercice écrire toutes les équations reliant $\beta_1 = \beta_2$, $b_1 = b_2$, $r_1 = r_2$, H_{th} , Q_p , V_{r1} , V_{r2} , ω_p , et n_p . $\beta_1 = \beta_2 = 30.51^\circ$, $n_p = 1238 \text{ tr/mn}$

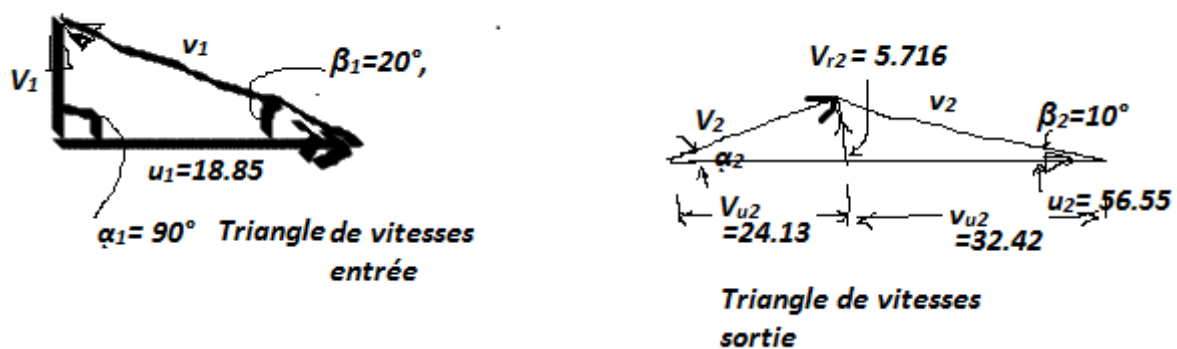


Figure 3.6 Triangle de vitesse pour exercice 3.6.

3.1.2. Les pompes volumétriques

Ces des pompes qui refoulent un débit fluïdique par réduction cyclique du volume, comme la pompe à piston. Les pompes volumétriques ont des caractéristiques suivantes :

- Le débit a généralement un caractère pulsatoire (cyclique) ;
- La pompe possède une étanchéité interne entre les pièces en mouvement ;
- Les fuites internes sont faibles
- Les pompes volumétriques se divisent également en deux groupes figure 3.7 : les pompes à cylindrée constante (à engrenage ; à vis ; à palette ; à piston en ligne, radiaux et à plateau incliné) et les pompes à cylindrée variable (à palettes à annulation de débit ; à piston radiaux ; à piston axiaux).

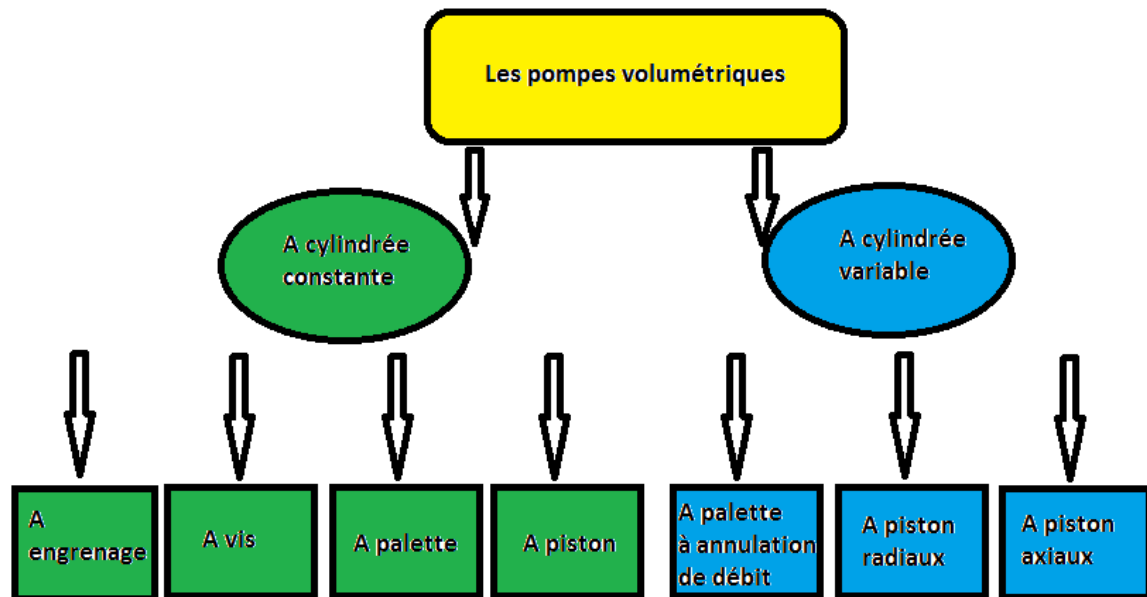


Figure 3.7 Les types des pompes volumétriques.

3.1.2.1. Les pompes à engrenages (figure 3.8)

La pompe à engrenage se compose principalement de deux pignons intercalés dans un même boîtier. L'un des deux pignons est entraîné par le moteur électrique. Par contre le deuxième pignon est mené par le premier. Une simple rotation des pignons crée un petit volume entre les dents, puis ce volume se déplace progressivement d'une extrémité à l'autre. L'huile est donc aspirée par une extrémité et refoulé par l'autre sous l'action des dents des pignons.

Il y a deux types de pompes à engrenages : interne et externe. Elles ont le plus souvent les caractéristiques suivantes :

- Une vitesse de rotation jusqu'à 2000 tr/min et une pression de refoulement 250 bar pour un engrenage externe et de 250 à 300 pour un engrenage interne ;
- Elles sont souvent de type à cylindrée fixe ;
- Elles produisent assez de bruit ;
- Elles peuvent se coupler sur un même arbre jusqu'au nombre de quatre.

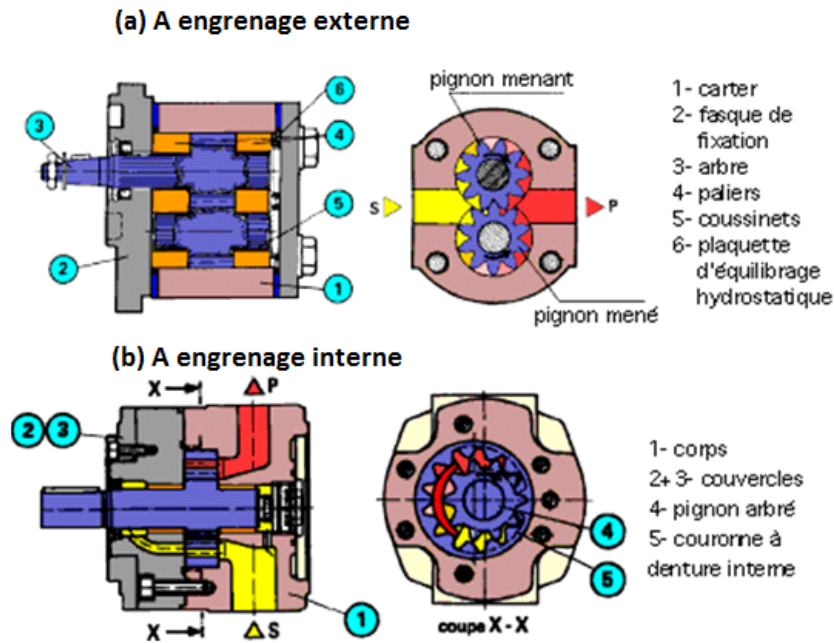


Figure 3.8 Pompe à engrenage interne et externe.

La figure 3.9 montre tous les composants mécaniques d'une pompe à engrenage externe.

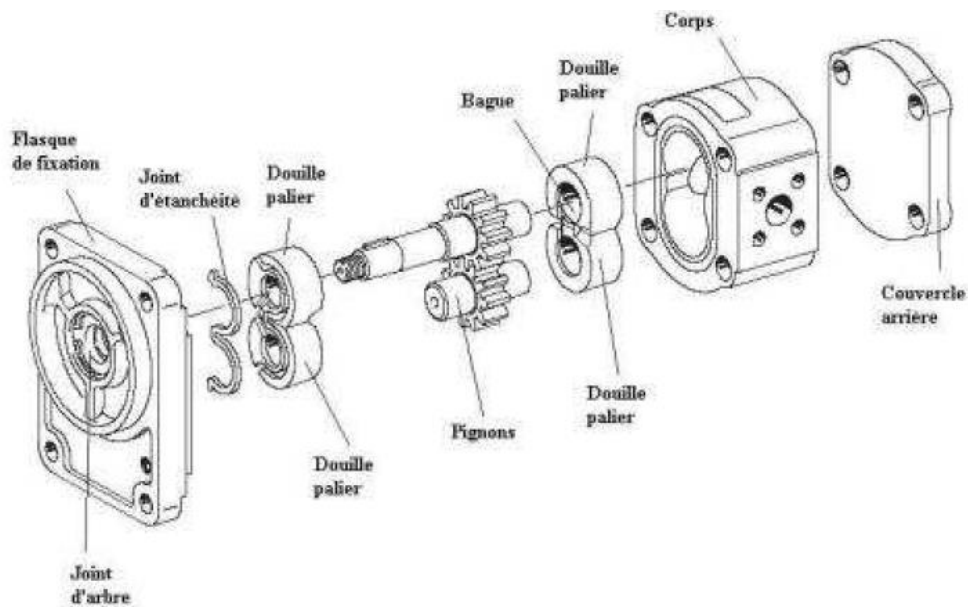


Figure 3.9 Schéma d'une pompe à engrenage externe.

Le débit de la pompe à engrenage est déterminé par l'expression suivante :

$$Q \text{ (l/mn)} = Cyl \text{ (l)} * N \text{ (tr/mn)}.$$

Avec :

- Cyl : la cylindrée en litre,
- N : la vitesse de rotation en tr/min.

Généralement, le débit de la pompe dépend de la vitesse de rotation et des fuites internes.

La pompe à engrenage a des caractéristiques fonctionnelles suivantes :

L'augmentation de la vitesse de rotation de pompe cause les changements suivants

- L'augmentation de débit ;
- L'augmentation du rendement volumétrique donc une amélioration du rendement global ;
- Mais la diminution de la durée de vie de la pompe.

3.1.2.2. Les pompes à vis

Le principe de fonctionnement de cette pompe est inspiré d'une vis d'Archimède. Elle se constitue principalement par trois vis engrènent latéralement dans un boîtier figure (3.10). La vis centrale à deux filets est entraînée par contre les deux autres sont menées. Une simple rotation de la vis centrale fait transporter l'huile dans les filets vers l'orifice de refoulement.

La pompe à vis est connue par un débit régulier et un mode très silencieux au cours du fonctionnement.

Cette pompe est utilisée en basse et moyenne pression jusqu'à la valeur 120 bars, elle peut engendrer un débit de 1000 l/mn, et elle peut tourner à une vitesse de 3000 tr/mn.

Le rendement global de pompe est excellent, il est au voisinage de 0.9.

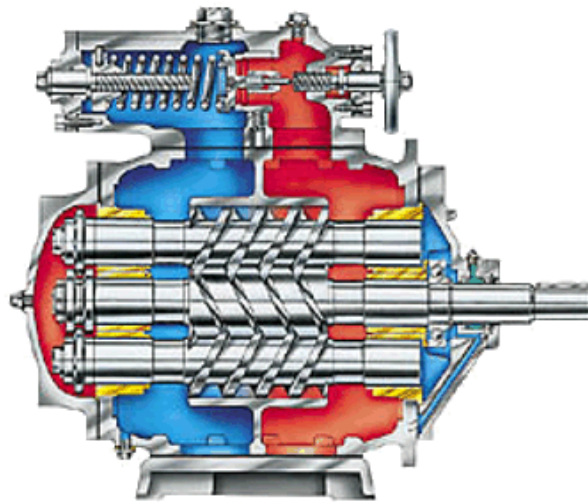


Figure 3.10 *Pompe à vis.*

3.1.2.3. Les pompes à palettes

La pompe à palette est de type volumétrique, elle est constituée d'un rotor en acier qui tourne excentriquement autour d'un stator en fonte. Le rotor de la pompe contient des lames (des palettes) qui peuvent coulisser radialement tout en restant en contact avec la paroi du stator pour assurer le transfert du fluide au cours de rotation du rotor qui les porte figure (3.11).

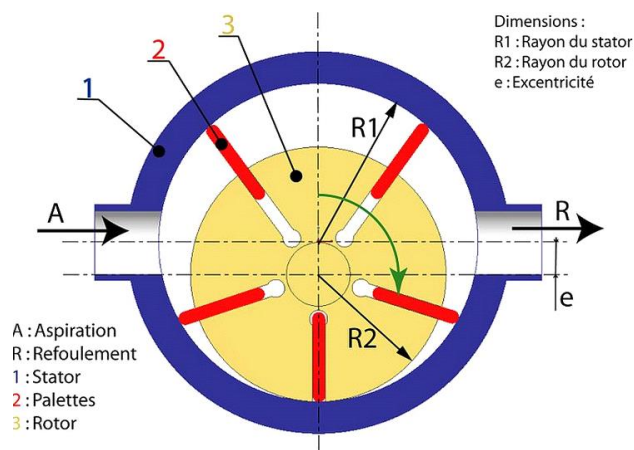


Figure 3.11 *Pompe à palettes (à lames).*

Si la pression mise en joue est importante, la configuration géométrique de la pompe figure 3.12 devient insuffisante, car la pression du fluide exercée sur le rotor rend le système en état déséquilibré. Pour régler ce problème, les constructeurs modifient la pompe de la sorte que

les pressions d'orifices d'aspiration et de refoulement sont en parallèle, cette action élimine les forces exercées sur le rotor et rend le système plus stable (c'est l'équilibrage hydraulique). La figure 3.12 montre la nouvelle forme de la pompe.

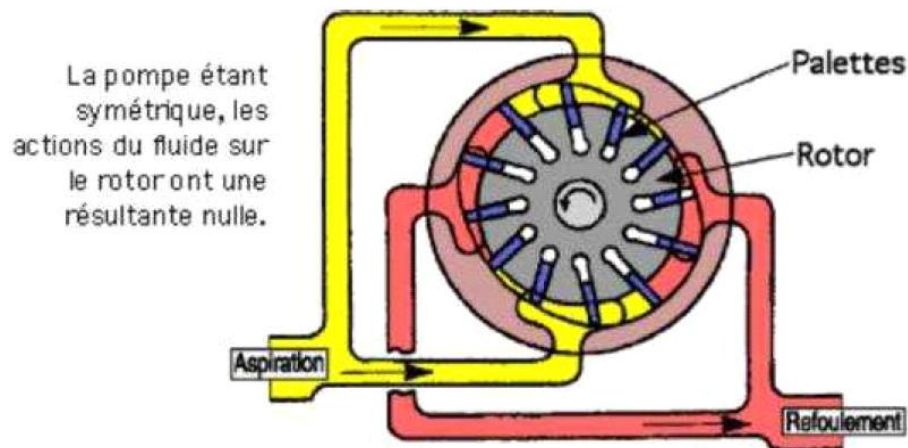


Figure 3.12 Principe d'une pompe à palettes après la modification.

Les caractéristiques générales des pompes à palettes sont :

- La pression de fonctionnement est limitée entre 100 et 350 bar pour les rotors équilibrés ;
- La température de fonctionnement est de -18 à 100 C° ;
- Le rendement global de la pompe est entre 0.7 et 0.8 ;
- Elle peut transporter les fluides suivant : huile minérale, eau glycol, esters organique et esters phosphate.

3.1.2.4. Les pompes à piston

Elles sont connues par leur performance, elles peuvent générer un débit de (500 l/mn) avec une valeur très élevée de pression, de l'ordre 350 à 500 bars parfois jusqu'à 1000 bars. Le rendement des pompes à piston est très excellent (90 à 95%). Les fuites internes sont négligeables. Le principe de fonctionnement des pompes à piston est basé sur la transformation du mouvement de rotation de l'arbre d'entraînement en mouvement alternatif

des pistons. On distingue deux types des pompes à piston selon la position des pistons : les pompes à piston axiaux et les pompes à piston radiaux.

- **Les pompes à piston axiaux :**

Ce sont des pompes dont les pistons sont disposés en ligne. Le mouvement alternatif des pistons est généré à l'aide de l'inclinaison du plateau par rapport au barillet contenant les pistons figure 3.13. Quand l'inclinaison de la pompe est fixe, la cylindrée de la pompe est également fixe (course des pistons est constante). La variation de l'inclinaison du barillet porte pistons par exemple, entraîne la variation de la course des pistons, donc la variation de la cylindrée. Le débit de la pompe est déterminé en fonction de cette cylindrée et du nombre de pistons.

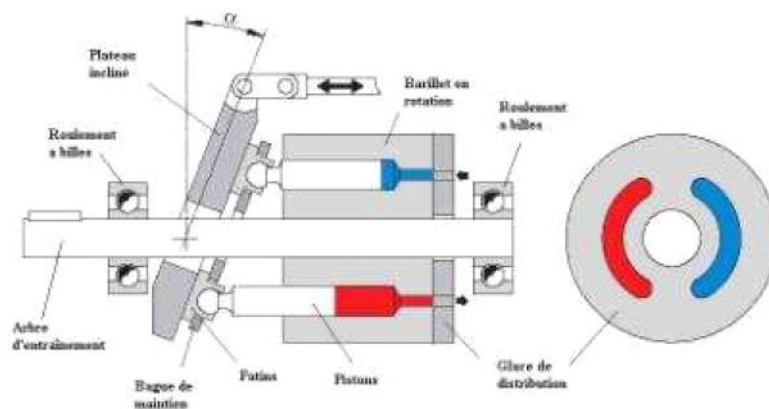


Figure 3.13 Pompe à pistons axiaux à axe droit, plateau inclinable.

B- Les pompes à piston radiaux

Dans ces types de pompes, les pistons sont disposés radialement comme les rayons d'une roue figure 3.14.

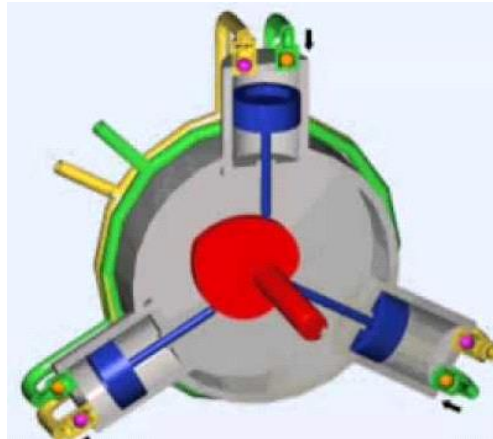


Figure 3.14 *Pompe à pistons radiaux.*

La pompe à pistons radiaux a les caractéristiques suivantes :

- Pression de fonction : de 350 à 450 bars, pour certains modèles, elle atteint jusqu'à 700 bars ;
- Débit de refoulement : 150 l/mn ;
- La vitesse de rotation : de 30 à 2000 tr/mn.

La pompe à pistons radiaux a un inconvénient très apparent, il s'agit d'irrégularité du débit. Le taux d'irrégularité dépend principalement du nombre des pistons, il diminue quand le nombre des pistons augmente Figure 3.15.

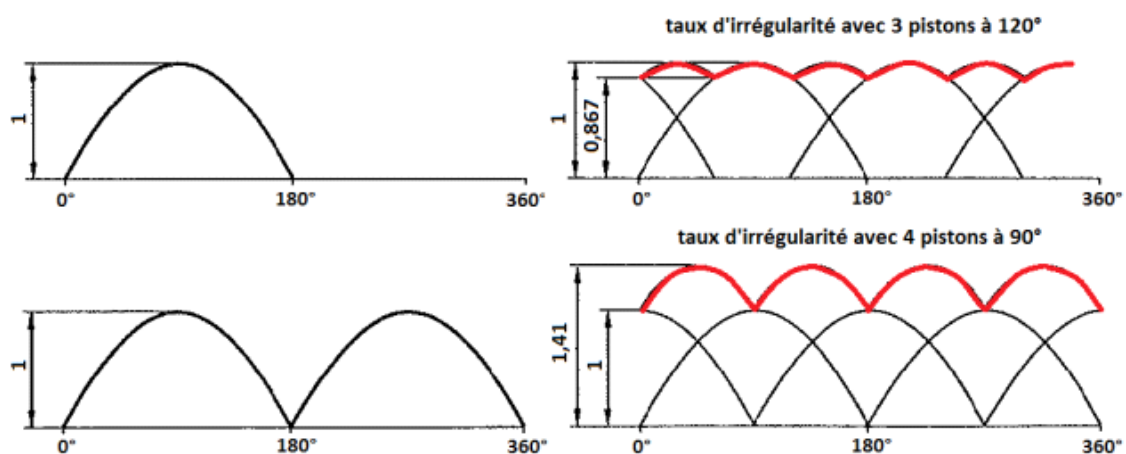


Figure 3.15 *L'irrégularité du débit pour une pompe à pistons radiaux à 1, 2, 3 ou 4 éléments*

3.2. Les récepteurs

Les récepteurs sont des éléments moteurs des installations hydrauliques. Leur rôle est de transformer l'énergie hydraulique reçue par la pompe en énergie mécanique selon le bilan énergétique suivant :



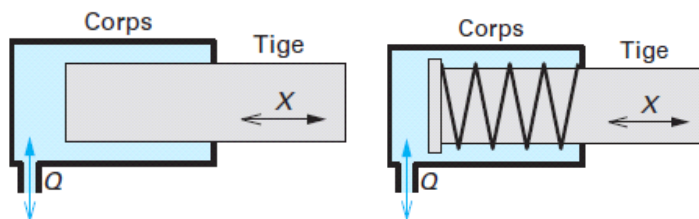
On distingue deux types de récepteurs hydrauliques :

- Les vérins
- Les moteurs hydrauliques

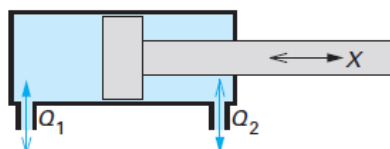
3.2.1. Les vérins hydrauliques

Le vérin est un moteur hydraulique qui transforme l'énergie hydraulique de la pompe en énergie mécanique sous une force animée d'un déplacement rectiligne. Il existe différents types de vérin:

- Vérin simple effet : il produit une force dans un seul sens.



- Vérin double effet : il produit une force dans deux sens.



- Vérin rotatif

3.2.1.1. Le vérin hydraulique à simple effet

Il génère une force dans un seul sens. Soit il pousse une charge ou soit il la tire. Le vérin revient au repos grâce au ressort ou sous la force gravitationnelle de la charge. Ce type de vérin est également divisé en trois types :

- **Le vérin simple effet à piston et tige** (Figure 3.16)

Il est constitué par un piston qui coulisse dans un cylindre, ce vérin a deux chambres, la première est soumise à l'action d'huile sous pression et la deuxième est en contact avec l'atmosphère.



Figure 3.16 *Vérin simple effet à piston.*

- **Vérin simple effet à piston longeur** (figure 3.17)

Ce type de vérin est caractérisé par le fait que le diamètre du piston et de la tige est la même.



Figure 3.17 *Vérin simple effet à piston longeur.*

- **Le vérin télescopique** (figure 3.18)

On recourt au vérin télescopique quand on a besoin d'une course importante. Il est constitué par des pistons qui s'emboîtent les uns dans les autres de façon à réduire l'encombrement tout en ayant une course importante. Le nombre des pistons est de 3 à 5, appelés expansions. On dit par exemple que c'est un vérin télescopique à 4 expansions.



Figure 3.18 *Vérin télescopique à 4 expansions.*

3.2.1.2. Le vérin hydraulique à double effet

Il crée une force qui peut agir dans les deux sens. On distingue :

- **Un vérin double effet à piston et tige normale** (figure 3. 19)

Il est constitué d'un piston qui se déplace dans cylindre. Le cylindre est muni de deux orifices qui permettent l'alimentation en huile. Ce dernier provoque le déplacement de la tige dans le sens choisi.



Figure 3.19 *Vérin double effet à piston et tige normale.*

- **Vérin différentiel**

C'est un vérin double effet dont la tige de piston a une section égale à la moitié de la section du piston.. Donc pour la même valeur de pression d'alimentation la force en poussé (sortie tige) du vérin est deux fois la force de traction du vérin (rentrée tige). Pour un même débit de la pompe, on trouve que la vitesse de rentrée de la tige est deux fois la vitesse de sortie.

La relation géométrique des diamètres du vérin est donnée par l'expression suivante :

$$d = D/2^{(1/2)} = 0.707 * D.$$

- **Vérin à double sortie de tige** (figure 3.20)

Ce type de vérins possède une longue tige qui sort par les deux extrémités du vérin, ce qui donne un très bon guidage de la tige.

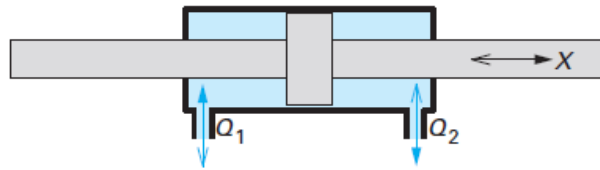
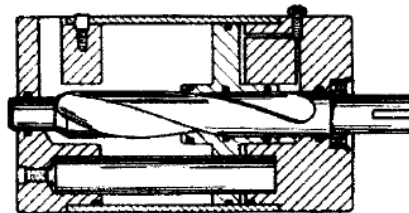


Figure 3.20 Vérin double effet à piston et à double sortie de tige.

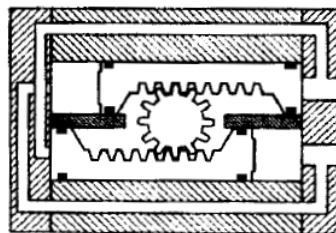
3.2.1.3. Le vérin hydraulique rotatif

Le principe de fonctionnement de ce type est basé sur le fait que le flux d'huile fait tourner un mécanisme rotatif puis ce mouvement est transformé en mouvement linéaire. On distingue donc :

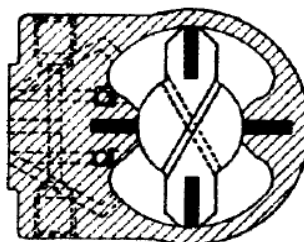
- Le vérin à vis ;



- Le vérin à crémaillère ;



- Le vérin à palette.



3.2.1.4. Les caractéristique d'un vérin hydraulique

Chaque vérin hydraulique est caractérisé par:

- L'alésage du vérin ;
- La course ;
- Le diamètre de sa tige ;
- S'il est nécessaire d'amortisseur ou pas ;
- La pression de service ;
- Le mode de fixation ;
- La nature d'huile utilisée.

3.2.2. Les moteurs hydrauliques

Comme les vérins, les moteurs sont installés dans un circuit hydraulique pour convertir l'énergie hydraulique en énergie mécanique sous forme d'un mouvement rotatif continu. Le contrôle du couple du moteur se fait par la différence de pression en amont et en aval du moteur. Par contre la vitesse est contrôlée par le débit. On peut classer les moteurs en trois types fondamentaux :

- Les moteurs rapides ;
- Les moteurs semi-rapides ;
- Les moteurs lents.

Chaque catégorie peut avoir ces moteurs: (moteurs à engrenage, les moteurs à palettes, les moteurs à pistons radiaux, les moteurs à piston axiaux et les moteurs à cylindrée variable.

3.2.2.1. Les moteurs à engrenage (figure 3.21)

Son mode de fonctionnement ressemble fortement à celui d'une pompe à engrenage. Le moteur est constitué de deux roues qui sont entraînées par la pression du fluide. Ce type peut générer une vitesse de rotation de 500 à 3000 tr/mn, une pression de service entre 150 et 175 bars, un rendement globale de 0.65 à 0.80 et un couple de démarrage de 65% à 80% du couple théorique.

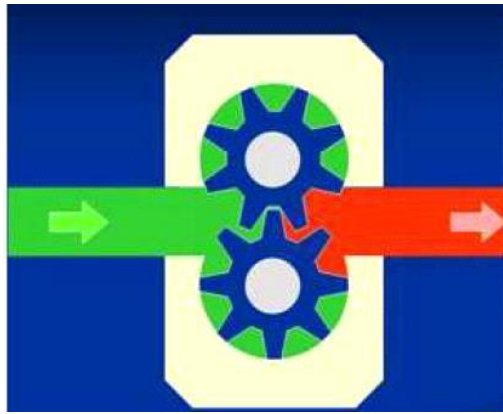


Figure 3.21 *Moteur à engrenage externe.*

3.2.2.2. Les moteurs à palettes (Figure 3.22)

L'huile sous pression qui est refoulée par la pompe exerce une pression sur les palettes provoquant une rotation continue de la roue qui porte ces palettes. Ce type des moteurs peut créer une vitesse de rotation de 100 à 500 tr/mn, une pression de 150 à 175 bars, un rendement global de 0.75 à 0.85 et un couple de démarrage entre 65 et 80. Les moteurs à palettes coûtent plus cher que les moteurs à engrenage mais ils ont des caractéristiques peu similaires.

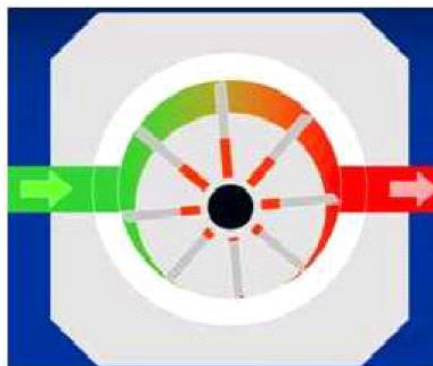


Figure 3.22 *Moteur à palettes.*

3.2.2.2. Les moteurs à piston radiaux (figure 3.23)

L'huile qui arrive de la pompe sous pression peut tourner les pistons radiaux sur un stator permettant d'avoir plusieurs courses pour chaque rotation. Le bon fonctionnement de ce moteur stipule que le nombre des pistons soit impair. Le moteur a un couple très élevé mais la vitesse de rotation est très faible par rapport aux autres types. Généralement, on distingue :

- Les moteurs à une seule course par tour :

- Les moteurs à plusieurs courses par tour :

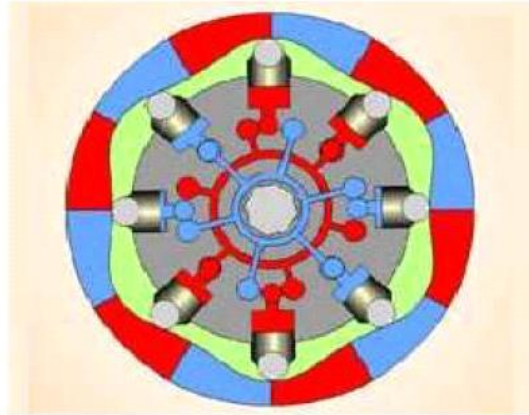


Figure 3.23 Moteurs à piston radiaux.

3.2.2.4. Les moteurs à pistons axiaux (figure 3.24)

Les pistons sont montés axialement avec l'arbre de rotation. Le piston a haute pression provoque la rotation de l'arbre par une liaison rotule. Le cylindre tourne par l'expression suivante : $Cy = 2r \cdot \tan \alpha \cdot n \cdot s$.

Ce type de moteurs doit toujours avoir un orifice de drain qui se retrouve dans la partie supérieure du moteur. Il est connu par un couple très élevé, une vitesse de rotation très importante et une possibilité de changer la cylindrée. Le seul inconvénient de ce type est le coût de construction.

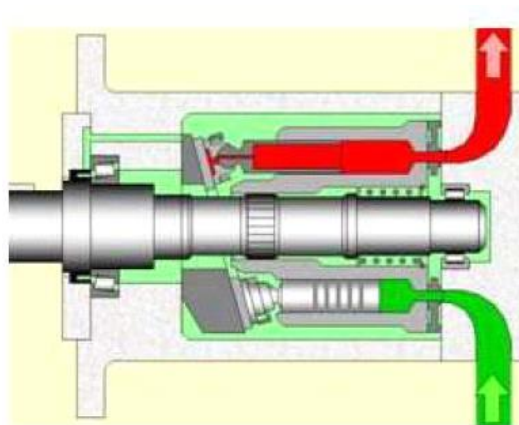


Figure 3.24 Moteur à pistons axiaux.

Exemple 3.4 :

Il s'agit d'un moteur hydraulique qui a les caractéristiques suivantes : la cylindrée $q_m = 300 \text{ cm}^3$, différence de pression $\Delta p_m = 250 \text{ bars}$, $n_m = 120 \text{ tr/mn}$. Le couple réel mesuré sur son arbre est de $M_m = 1000 \text{ mN}$. Les fuites ont une valeur $\Delta Q_m = 1.4 \text{ l/mn}$.

Calculer le rendement mécanique, volumétrique et global de ce moteur ?

Solution:

- Le rendement mécanique :

$$M_{mh} [\text{mN}] = 15.9 \cdot \text{Cyl} \cdot \Delta p = 15.9 \cdot 0.3 \cdot 250 = 1192.5 \text{ mN}$$

$$\Delta M_m = M_{mh} - M_m = 1192.5 - 1000 = 192.5 \text{ mN}$$

$$\eta_{mm} = M_m / M_{mh} = 1000 / 1192.5 = 0.83$$

- Le rendement volumétrique :

$$\text{Le débit théorique : } Q (\text{l/mn}) = q_m \cdot n_m = 0.35 \cdot 120 = 42 \text{ l/mn}$$

Le débit d'entrée (réel) = le débit théorique + les fuites

$$\text{Le débit d'entrée} = 42 + 1.4 = 43.4 \text{ l/mn}$$

$$\eta_{mv} = \text{débit réel} / \text{débit d'entrée} = 42 / 43.4 = 0.96$$

- Le rendement global :

$$\eta_m = \eta_{mv} \cdot \eta_{mm} = 0.83 \cdot 0.97 = 0.81$$

3.3. Calcul hydraulique des pompes, des moteurs et des vérins**3.3.1. Pompes volumétriques**

Débit théorique (débit aspiré). Il est exprimé par :

$$Q_{pt} = q_{pt} \cdot n_p \quad \text{avec :}$$

q_{pt} : la cylindrée représentant le volume engendré pour une rotation d'un tour de la pompe.

Pour une pompe à pistons, $q_{pt} = V \cdot n$ avec V : le volume du cylindre qui est fonction de la course et n : le nombre de cylindres dans la pompe.

-Débit réel:

$$Q_p = Q_{pt} \cdot \eta_{pv} = q_{pt} \cdot n_p \cdot \eta_{pv} \quad \text{ou } \eta_{pv} \text{ est le rendement volumétrique de la pompe.}$$

$$Q_{pt} = Q_p + \Delta Q_p \quad ; \quad \Delta Q_p = k_p \cdot \Delta p_p \quad ; \quad k_p : \text{coefficient des fuites}$$

ΔQ_p est le débit des fuites dans la pompe, qui est proportionnelle à la pression de fonctionnement dans le circuit hydraulique. Il représente les fuites du côté haute pression vers le côté basse pression (coté aspiration).

-Rendement volumétrique de la pompe η_{pv} . Il représente les pertes volumétriques dans la pompe (les fuites). C'est le rapport entre le débit réel (débit sortant) et le débit théorique (débit entrant) :

$$\eta_{pv} = Q_p / Q_{pt}$$

-Rendement mécanique η_{pm} : Il représente les pertes mécaniques par frottement des pièces en mouvement. C'est le rapport entre le couple hydraulique indiqué et le couple mécanique appliqué sur son arbre de rotation.

$$\eta_{pm} = (M_{hi} / M_p) = (q_p \cdot \Delta p_{pi} / 2\pi) / M_p \quad (3.9)$$

$M_p = (q_p \cdot \Delta p_{pi} / 2\pi) / \eta_{pm}$; en multipliant cette expression par $(\Delta p_p / \Delta p_p)$, on obtient :

$$M_p = (q_p \cdot \Delta p_p / 2\pi) / \eta_{pm} \eta_{pp} = (q_p \cdot \Delta p_p / 2\pi) / \eta_{pmp} \quad (3.10)$$

Où η_{pmp} est le rendement mécanique et de pression de la pompe.

$$M_p = (q_p \cdot \Delta p_p / 2\pi) / \eta_{pmp} = (q_p \cdot \Delta p_p / 2\pi) + \Delta M_p \quad (3.11)$$

$$\text{D'où} \quad M_p = M_p + \Delta M_p$$

M_p est le couple mécanique appliqué sur l'arbre de la pompe nécessaire à son entraînement, M_{hi} est le couple hydraulique indiqué.

ΔM_p représente les pertes mécaniques par frottement

-Rendement de pression η_{pp}

C'est le rapport entre l'augmentation de pression Δp_p et Δp_{pi} ;

$$\eta_{pp} = \Delta p_p / \Delta p_{pi}$$

-Le couple hydraulique M_h est égale à cylindrée. pression / 2π . A l'intérieure de la pompe se développe deux augmentation de pression, Δp_{pi} (indiquée) et Δp_p , liées par :

$$\Delta p_{pi} = \Delta p_p + \Delta p_c \quad ; \quad \Delta p_c : \text{pertes de pression à l'entrée et à la sortie de la pompe.}$$

On a donc deux couples hydrauliques $M_{phi} = (q_p \cdot \Delta p_{pi} / 2\pi)$ et $M_{ph} = (q_p \cdot \Delta p_p / 2\pi)$

-Rendement global de la pompe η_p

Le rendement global peut être exprimé sous deux formes, soit le c'est produit des trois rendements, volumétrique, mécanique et de pression soit c'est le rapport entre la puissance hydraulique réelle à la sortie de la pompe et la puissance mécanique consommée.

$$\eta_p = \eta_{pv} \cdot \eta_{pm} \cdot \eta_{pp} = \eta_{pv} \cdot \eta_{pmp} \quad (3.11)$$

En remplaçant dans l'expression (3.11) chaque rendement par son expression on obtient le rendement global de la pompe (rapport entre la puissance hydraulique et mécanique).

$$\eta_p = (Q_p \cdot \Delta p_p) / (2\pi n_p \cdot M_p)$$

Le rendement global d'une pompe est exprimé sous les deux formes suivantes :

$$\eta_p = \eta_{pv} \cdot \eta_{pmp}$$

$\eta_p = \eta_{pv} \cdot \eta_{pm}$; dans cette expression on ne tient pas compte du rendement de pression de la pompe (le rendement de pression est très élevé).

Exemple sur l'effet de la vitesse de rotation et de la pression sur les performances d'une pompe.

Une pompe débite 40 l/min à pression nulle et à une vitesse de rotation $n_p = 1000$ tr/min. Si on augmente sa pression à 100 bars le débit est de 32 l/min. On a donc un débit de fuite interne $\Delta Q = 8$ l. Le rendement volumétrique est:

On fait tourner cette pompe à 2000 tr/min (sous réserve que ce soit possible, selon le constructeur) .A pression nulle le débit est pratiquement doublé, soit 80 l/min. On monte la pression à 100 bar .Le débit est de 70 l/min, soit $\Delta Q = 10$ l/min de fuites internes. Elles sont légèrement supérieures à l'essai précédent, mais le débit à vide a doublé. Le rendement volumétrique est :

L'augmentant de la vitesse de rotation a pour effet :

- d'augmenter le débit,
- d'augmenter le rendement volumétrique (donc le rendement global),
- de diminuer la durée de vie de la pompe.

La durée de vie d'une pompe déterminée pour une vitesse de rotation et une pression est:

- inversement proportionnelle aux vitesses de rotation (si l'on double la vitesse de rotation, la durée de vie est divisée par deux) ;
- proportionnelle à l'inverse du cube des pressions (si l'on double la pression de référence, la durée de vie est le $(1/2)^3$, soit 1/8 de la durée estimée).

3.3.2. Moteur hydraulique

Le débit réel d'un moteur hydraulique est égal au débit théorique augmenté du débit des fuites, soit :

$$Q_m = Q_{mt} + \Delta Q_m = Q_{mt} / \eta_{mv} \quad ; \quad \Delta Q_m = k_m \cdot \Delta p_m$$

Où η_{mv} est le rendement volumétrique du moteur, Q_{mt} son débit théorique égale à :

$$Q_{mt} = q_{mt} \cdot n_m, \text{ ou } q_{mt} \text{ est la cylindrée du moteur et } n_m \text{ sa vitesse de rotation}$$

-Le rendement volumétrique η_{mv} .

$$\eta_{mv} = (Q_m / Q_{mt}) = (Q_m - \Delta Q_m) / Q_m = 1 - (\Delta Q_m / Q_m)$$

-Le rendement mécanique η_{mm} :

Le rendement mécanique d'un moteur hydraulique est le rapport entre le couple mécanique M_m et le couple hydraulique indiqué M_{mhi} .

$$\eta_{mm} = (M_m / M_{mhi}) = (2\pi \cdot M_m / q_{pt} \cdot \Delta p_{mi})$$

En multipliant cette expression par $\Delta p_m / \Delta p_m$, on obtient le couple mécanique du moteur

$$M_m = (q_{mt} \cdot \Delta p_m / 2\pi) \cdot \eta_{mmp}$$

η_{mmp} : rendement mécanique et de pression

$$M_m = M_{mh} - \Delta M_m \quad ; \quad \Delta M_m : \text{pertes mécaniques par frottement}$$

Comme dans la pompe, à l'intérieur du moteur on dispose de deux chute de pression, on a donc deux couples hydrauliques:

$$M_{mhi} = (q_{mt} \cdot \Delta p_{mi} / 2\pi) \quad ; \quad M_{mh} = (q_{mt} \cdot \Delta p_m / 2\pi).$$

- Le rendement de pression η_{mp} .

Le rendement de pression du moteur hydraulique représente le rapport entre la chute de pression indiquée Δp_{mi} et la chute de pression Δp_m , soit :

$$\Delta p_m = \Delta p_{mi} + \Delta p_c \quad ;$$

Δp_{mi} : chute de pression indiquée dans le moteur

Δp_m : chute de pression dans le moteur

Δp_c : perte de pression dans les canaux à l'entrée et à la sortie du moteur.

-Le rendement global du moteur hydraulique η_m .

Ce rendement est représenté par le rapport entre la puissance mécanique appliquée sur son arbre de rotation P_m et la puissance hydraulique consommée P_{mh} . On l'exprime également en fonction des trois rendements, volumétrique, mécanique et de pression.

$$\eta_m = \eta_{mv} \cdot \eta_{mm} \cdot \eta_{mp} = \eta_{mv} \cdot \eta_{mmp} \quad ; \quad \eta_{mmp} : \text{rendement mécanique et de pression}$$

$\eta_m = P_m / P_{mh} = (2\pi \cdot n_m \cdot M_m) / (Q_m \cdot \Delta p_m)$; cette formule peut être obtenue également en remplaçant chacun de ces trois rendements par son expression. Le rendement global dans certains livres ne tient pas compte du rendement de pression et est donné par:

$$\eta_m = \eta_{mv} \cdot \eta_{mm}$$

3.3.3. Vérin hydraulique

3.3.3.1. Calculs du vérin hydraulique

Dans cette partie on s'intéresse à calculer les points suivants :

- La force motrice théorique ;
- La section nécessaire ;
- La vitesse de la tige et le débit ;
- La résistance des matériaux de la tige au flambage

- **La force motrice théorique du vérin :**

$F_{\text{théorique}} = F_{\text{réel}}/\eta_v$ avec η_v : le rendement global du vérin.

- **La section nécessaire :**

$$S \text{ (cm}^2\text{)} = F \text{ (daN)}/P \text{ (bar)}.$$

Donc à partir de la valeur de la section on peut trouver la valeur exacte de la pression :

$$p \text{ (bar)} = F \text{ (daN)}/S \text{ (cm}^2\text{)}.$$

Le rendement global d'un vérin hydraulique est exprimé par :

$$\eta_v = (F \cdot v) / Q_m \cdot \Delta p_m$$

Où : F représente la charge extérieure.

v, la vitesse de sortie de la tige, Q_m , le débit réel du vérin

Δp_m : la chute de pression à travers le vérin.

Le rendement volumétrique η_{vv} du vérin est :

η_{vv} c'est le rapport entre le débit théorique ($Q_{mt} = s \cdot v$) et le débit réel Q_m .

$$\eta_{vv} = (Q_{mt} / Q_m) = (v \cdot s / Q_m)$$

Exemple 3.5:

Un vérin hydraulique génère une force de 8000 daN sous une pression de 120 bars avec une course de 400 mm passée en 4 secondes. Le rendement de du vérin est de 0.9. Calculer la force théorique ;

- La section du vérin ;

- Pression nécessaire pour avoir 8888.90 daN .

Solution :

- *La force théorique :*

$$F_{\text{théorique}} = 8000 / 0.9 = 8888.90 \text{ daN}.$$

- *Séction du vérin :*

$$S = F_{\text{théorique}}/p = 8888.90/120 = 74.1 \text{ cm}^2.$$

$$S = \pi \cdot D^2 / 4 \text{ implique que } D = (4 \cdot S / \pi)^{(1/2)}.$$

$$D = (4 \cdot 74.1 / 3.14)^{(1/2)} = 9.71 \text{ cm} = 97.1 \text{ mm}.$$

- *Pression nécessaire pour avoir 8888.90 daN :*

$$P = F/S = 8888.90 / 74.1 = 119.95 \text{ bars soit } 120 \text{ bars}.$$

- **La vitesse de la tige et le débit :**

Si la tige du vérin se déplace 500 mm en quatre secondes. Donc la vitesse est :

$$v = \text{distance de déplacement} / \text{temps de déplacement} = 500 / 4 = 125 \text{ mm/s} = 0.125 \text{ m/s}.$$

$$\text{Le calcul du débit : } Q \text{ (cm}^3/\text{s)} = S \text{ (cm}^2) \cdot v \text{ (cm/s)}$$

$$\text{Si } S = 78 \text{ mm et } v = 125 \text{ mm/s le débit } Q = 78 \cdot 125 = 9750 \text{ mm}^3/\text{s}.$$

- **La résistance des matériaux de la tige au flambage :**

La présence des deux forces aux extrémités de la tige du vérin peut fléchir la tige même si la charge est bien dans l'axe. La charge maximale qui peut être supporté par la tige dans la plage de déformation élastique est exprimée par la loi d'Euler :

$$P_c = K \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I / l^2.$$

P_c : la charge critique en daN ;

E : module de Yong ;

I : moment d'inertie ;

l : longueur libre de flambage ;

K : facteur de course figure 3. 26.

Code	Mode de fixation	Guidage de la masse	Correction K
18 21 40			2
			1.5
			4
25			1.5
			3
22			1
			2
14 16 43			0.7
			0.5
			2
19 32			0.5
			0.7
11 29			1
			1.5
			4

Figure 3.26 Détermination du facteur K.

Exercice 3.6 : Soit une pompe avec les caractéristiques suivantes : cylindrée $q_p = 50 \text{ cm}^3/\text{tr}$, $Q_p = 90 \text{ l/mn}$ à $n_p = 2000 \text{ tr/mn}$, la pression de refoulement est égale $p_p = 100 \text{ bars}$. Si on veut faire fonctionner cette pompe à une vitesse de $n_p = 1200 \text{ tr/mn}$, calculer :

- Le rendement volumétrique de la pompe pour cette vitesse de rotation ;

- Le débit de la pompe ;

- La puissance du moteur électrique nécessaire à l'entraînement de la pompe sachant que le rendement global de la pompe est 0.85.

Solution :

- Le débit théorique de la pompe à 2000 tr/mn est :

$$Q_{pt} = q_p n_p$$

$$Q_{pt} = 0.05 * 2000 = 100 \text{ l/mn.}$$

- Le rendement volumétrique :

$$\eta_{pv} = \text{débit réel} / \text{débit théorique}$$

$$\eta_{pv} = 90/100 = 0.9.$$

- Le débit réel à 1200 tr/mn :

$$Q_p = q_p n_p \cdot \eta_{pv}$$

$$Q_p = 0.05 * 1200 * 0.9 = 54 \text{ l/mn.}$$

- Puissance nécessaire à l'entraînement (puissance mécanique):

$$P_{pm} = Q_p / 600 * \eta_p$$

$$P_{pm} = 54 * 100 / 600 * 0.85 = 510 \text{ watt.}$$

Donc cette pompe doit être entraînée par un moteur électrique ayant une énergie supérieure à 510 watt.

Exercice 3.7 : Calculer le rendement mécanique et de pression η_{mmp} d'un vérin à simple tige, alimenté par un débit $Q_m = 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ chargé par la force $F = 105 \text{ N}$. La pression amont du vérin $p_1 = 8,5 \text{ MPa}$ et la pression aval $p_2 = 0,1 \text{ MPa}$, le diamètre du vérin $D = 0,125 \text{ m}$ et la vitesse de déplacement sortie de la tige $v = 0,08 \text{ m/s}$.

Solution:

La puissance effective du vérin est définie par :

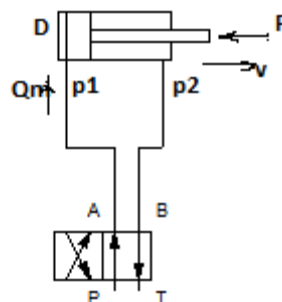
$$P_m = F \cdot v = 10^5 \cdot 0,08 = 8,0 \text{ kW}$$

La puissance hydraulique du vérin est :

$$P_{mh} = Q_m \cdot (p_1 - p_2) = 0,001 \cdot (8,5 - 0,1) \cdot 10^6 = 8,4 \text{ kW}$$

Le rendement global du vérin est :

$$\eta_m = \frac{P_m}{P_{mh}} = \frac{8}{8,4} = 0,952$$



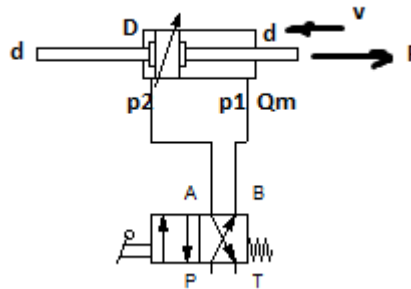
Le rendement volumétrique est :

$$\eta_{mv} = \frac{v\pi}{4 \cdot Q_m} D^2 = \frac{0,08\pi}{4 \cdot 0,001} (0,125)^2 = 0,982$$

$$\eta_{mmp} = \frac{\eta_m}{\eta_{mv}} = \frac{0,952}{0,982} = 0,969$$

Exercice 3.8 : Soit un vérin à double tige de diamètre de piston $D = 0,16 \text{ m}$ et de diamètre de tige $d = 0,11 \text{ m}$. Si son rendement global $\eta_m = 0,93$, son débit réel $Q_m = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, la vitesse de déplacement de la tige $v = 0,185 \text{ m/s}$, la pression dans la conduite de retour $p_2 = 0,2$

Mpa, déterminer la pression d'alimentation du vérin p_1 afin de vaincre la charge $F = 2.10^5$ N ainsi que la force de frottement F_t au niveau de l'étanchéité entre le piston et le cylindre.



Solution :

Le rendement global du vérin est exprimé comme suit :

$$\eta_m = F \cdot \frac{v}{Q_m(p_1 - p_2)}$$

$$p_2 = F \cdot \frac{v}{Q_m \cdot \eta_m} + p_2 = \frac{200000 \cdot 0,185}{0,002 \cdot 0,93} + 0,2 \cdot 10^6 = 20,09 \text{ MPa}$$

L'équation des forces appliquées sur le piston est exprimée par :

$$F + F_t = (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4$$

$$F_t = (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4 - F = (\pi/4) [(0,16)^2 - (0,11)^2] (20,09 - 0,2) \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^5 = 10,9 \text{ kN.}$$

Exercice 3.9 : *Soit la figure représentant un circuit hydraulique d'entraînement de deux vérins montés en en série. En négligeant les pertes de charge, on donne :*

$$F_1 = 105 \text{ N}, F_2 = 1,55 \cdot 10^5 \text{ N}, S_1 = 90 \text{ cm}^2, S_1^* = 65 \text{ cm}^2, S_2 = 190 \text{ cm}^2.$$

Calculer la pression de refoulement de la pompe p_P lors de la sortie de tige des deux vérins.

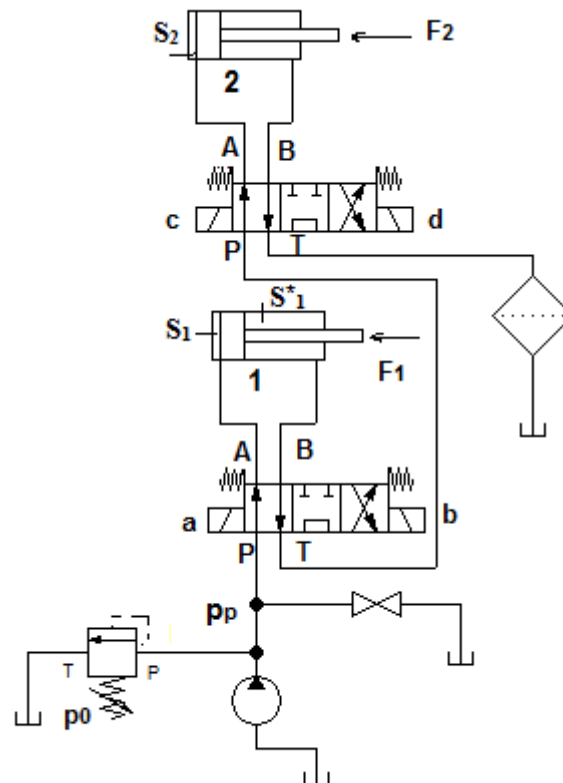


Figure 3.27 (a) Circuit d'entraînement de deux vérins en série.

Solution :

La pression de fonctionnement du vérin 2 (Fig. 3.27a) est :

$$p_2 = F_2 / S_2$$

La pression p_2 règne également dans la chambre du côté tige du vérin 1, créant ainsi une contre pression utile quand il s'agit de freiner une charge motrice. Le bilan des forces agissant sur le piston du vérin 1 est sous forme de l'équation suivante :

$$P_p \cdot S_1 = P_2 \cdot S_1^* + F_1$$

$$P_p = (P_2 \cdot S_1^* + F_1) / S_1 = [(F_2 / S_2) \cdot S_1^* + F_1] / S_1 = F_1 / S_1 + (F_2 / S_2) \cdot S_1^* / S_1$$

$$P_p = (10^5 / 90 \cdot 10^{-4}) + (1,55 \cdot 10^5 / 190 \cdot 10^{-4}) (65 \cdot 10^{-4} / 90 \cdot 10^{-4}) = 170 \cdot 10^5 \text{ Pa soit } 170 \text{ bar}$$

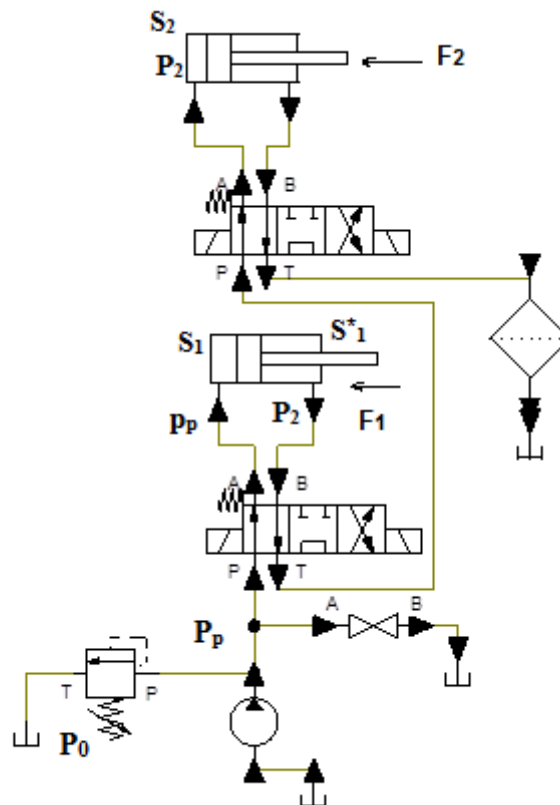


Figure 3. 28 (b) mouvement de sortie des deux vérins.

Exercice 3.10 : Dans une installation de transmission de puissance hydrostatique d'une presse hydraulique, une pompe à palettes débite réellement 100 l / min pour une pression de sortie de 141 bars et celle d'entrée de $-0,9 \text{ bar}$.

Cette pompe est entraînée par un moteur électrique tournant à la fréquence de $2500 \text{ trs.min}^{-1}$ donnant un moment de couple à l'arbre d'entraînement de 105 Nm .

Les caractéristiques de la pompe sont :

Diamètre du stator, $D = 120 \text{ mm}$.

Nombre de palettes, $n = 5$.

Largeur d'une palette, $b = 20 \text{ mm}$.

Excentricité, $e = 3 \text{ mm}$.

Sachant que la cylindrée d'une pompe à palettes est donnée par la relation :

$$q_p = 2 b. e. n. D. \sin\left(\frac{\pi}{n}\right)$$

On demande de déterminer :

1/- Le débit moyen théorique.

2/- Le débit des fuites, en déduire le rendement volumétrique.

3/- La puissance hydraulique.

4/- La puissance mécanique.

5/- Le rendement mécanique

6/- Le rendement global.

Solution:

La cylindrée de la pompe q_p est :

$$\begin{aligned} q_p &= 2 b. e. n. D. \sin\left(\frac{\pi}{n}\right) = 2.20.10^{-3}.3. 10^{-3}.5.120. 10^{-3}.\sin(\pi/5) \\ &= 0,072. 10^{-3}.0, 588 = 0,04233. 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min} = 0,04233 \text{ l/min} \end{aligned}$$

Le débit théorique de la pompe est

$$Q_{pt} = q_p. n_p = 0,04233. 2500 = 105,825 \text{ l/min}$$

Le débit des fuites est égale au débit théorique diminué du débit réel :

$$\Delta Q_p = Q_{pt} - Q_p = 105,825 - 100 = 5,825$$

Le rendement volumétrique η_{pv} est

$$\eta_{pv} = \frac{Q_p}{Q_{pt}} = \frac{100}{105,825} = 0,945$$

La puissance hydraulique P_{ph}

$$P_{ph} = Q_p. \Delta p_p = 100.10^{-3}.(141 - 0,9) 10^5 = 233,5 10^2 \text{ W} = 23,35 \text{ kW}$$

La puissance mécanique de la pompe P_m

$$P_m = 2\pi \cdot n_p \cdot M_p = 2\pi \cdot (2500/60) \cdot 105 = 27,488 \text{ kW}$$

Le rendement mécanique η_{pm} est

$$\eta_{pm} = \text{Couple hydraulique} / \text{couple mécanique}$$

$$\begin{aligned} \eta_{pm} &= q_p \cdot \frac{\Delta p_p}{2\pi \cdot M_p} = 0,04233 \cdot 10^{-3} \cdot (141 - 0,9) \cdot 10^5 / 2\pi \\ &= 0,9 \end{aligned}$$

Le rendement global de la pompe η_p est

$$\eta_p = \frac{P_{ph}}{P_m} = \frac{23,35}{27,488} = 0,85$$

Le rendement global est calculé également par l'expression :

$$\eta_p = \eta_{pv} \cdot \eta_{pm} = 0,9 \cdot 0,945 = 0,85$$

Le rendement mécanique η_{pm} est calculé également par :

$$\eta_{pm} = \frac{\eta_p}{\eta_{pv}} = \frac{0,85}{0,945} = 0,90$$

Exercice 3.11 : Calculer la vitesse de rotation de l'arbre de rotation d'un moteur hydraulique, pour lequel il fonctionnera avec un rendement maximal. Les pertes de charge supposées proportionnelles au carré de la vitesse de rotation ont une valeur $\Delta p = 0,4 \text{ MPa}$ pour une vitesse de rotation de l'arbre moteur $n_{m1} = 1000 \text{ tr/min}$. Les pertes volumétriques sont constantes, indépendantes de la vitesse de rotation de l'arbre moteur, et sont caractérisées par un rendement volumétrique $\eta_{mv} = 0,909$ pour la vitesse de rotation $n_{m1} = 1000 \text{ tr/min}$ et une chute de pression $\Delta p_{m1} = 20 \text{ MPa}$. Le rendement mécanique est constant et est égale à $\eta_{mm} = 0,9$.

Solution:

Le rendement global du moteur hydraulique est exprimé par l'équation

$$\eta_m = \omega_m \cdot \frac{M_m}{Q_m \cdot \Delta p_m}$$

Le couple mécanique du moteur est exprimé par :

$$M_m = \Delta p_m \cdot \frac{q_{mt}}{2\pi} \cdot \eta_{mm} \cdot \eta_{mp}$$

Le rendement de pression du moteur hydraulique est :

$$\eta_{mp} = \frac{\Delta p_{mi}}{\Delta p_m} = \frac{\Delta p_m - \Delta p_c}{\Delta p_m} = 1 - \frac{\Delta p_c}{\Delta p_m}$$

Puisque le débit des fuites est proportionnel au carré de la vitesse de rotation, on a :

$$\Delta p_{cl} = k \cdot n_{m1}^2$$

$$K = \Delta p_{cl} / n_{m1}^2$$

Le débit réel du moteur hydraulique est exprimé par :

$$Q_m = q_{mt} \cdot n_m + \Delta Q_m$$

Où : ΔQ_m est le débit des fuites intérieures et extérieures du moteur hydraulique.

Le rendement volumétrique du moteur hydraulique est exprimé par :

$$\eta_{mv} = q_{mt} \cdot \frac{n_{m1}}{q_{mt} \cdot n_{m1} + \Delta Q_m}$$

$$D'où : \quad \Delta Q_m = q_{mt} \cdot n_{m1} \left(\frac{1}{\eta_{mv}} - 1 \right)$$

$$Q_m = q_{mt} \left[n_m + n_{m1} \left(\frac{1}{\eta_{mv}} - 1 \right) \right]$$

A l'aide des équations ci-dessus le rendement global du moteur hydraulique est exprimé par l'équation suivante :

$$\eta_m = n_m \cdot \frac{1 - \Delta p_c \cdot \frac{n_{m2}}{\Delta p_m \cdot n_{m2}}}{n_m + n_{m1} \left(\frac{1}{\eta_{mv}} - 1 \right)} \cdot \eta_{mm}$$

Le rendement maximal du moteur hydraulique pour la vitesse de rotation n_{1m} est déterminée en posant $\partial\eta_m/\partial n = 0$ et en remplaçant les paramètres (η_{mv} , η_{mm} , Δp_c , n_{1m}), on obtient :

$$n_m^3 + 150 n_m^2 - 2,5 \cdot 10^9 = 0$$

$$n_m = 1309 \text{ tr/min}$$

$$D'où : \quad \eta_m = n_m \cdot \frac{1 - \Delta p_c \cdot \frac{n_m^2}{\Delta p_m \cdot n_{1m}^2}}{n_m + n_{1m} \left(\frac{1}{\eta_{mv}} - 1 \right)} \cdot \eta_{mm} = 0,897$$

Exercice 3.12 : Déterminer l'augmentation de la vitesse de rotation Δn_m d'un moteur hydraulique en supposant que si on l'alimente avec le même débit, le couple appliqué sur l'arbre varie de $M_{m1} = 2000 \text{ Nm}$ à $M_{m2} = 100 \text{ Nm}$. Sa cylindrée théorique $q_{mt} = 0,63 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{tr}$, son rendement volumétrique $\eta_{mv} = 0,94$ pour une chute de pression $\Delta p_m = 25 \text{ MPa}$ et une vitesse de rotation $n_m = 100 \text{ tr/min}$. On suppose que le débit des fuites dans le moteur est proportionnel à la chute de pression et le rendement mécanique et de pression η_{mmp} est indépendant de la vitesse de rotation et prend la valeur de 0,88 pour Δp_{m1} et la valeur de 0,72 pour Δp_{m2} .

Réponse : $\Delta n_m = 5,428 \text{ tr/min}$

Exercice 3.13: Soit le circuit de la figure 3.29. Le vérin doit fournir une force de 75000 daN sur une course de 50 cm parcourue en 2,5 s. La pression de refoulement de la pompe $p_p = 111 \text{ bar}$ et le rendement global du vérin $\eta = 0,96$. Déterminer la section du vérin, le débit de la pompe Q_p et la puissance absorbée par la pompe si son rendement global $\eta_p = 0,85$, en négligeant les pertes de charge.

Réponse: $S = 78,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$; $Q = 15,4 \cdot 10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$; $P_{pm} \cong 20 \text{ kW}$

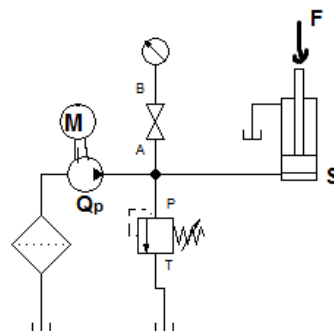


Figure 3.29 schéma hydraulique de l'exercice 3.13.

Chapitre IV Les circuits hydrauliques

4. Les circuits hydrauliques

La transmission hydraulique symbolisée par un circuit hydraulique, comprend principalement une pompe, un récepteur, un réservoir d'huile, un ou plusieurs distributeurs, des soupapes de commande de débit et de pression ainsi que des conduites de liaison. C'est un mécanisme à puissance massique élevée. Il convertit l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Le fluide utilisé est un liquide, le plus souvent une huile d'origine pétrolière peu compressible, d'où une petite diminution du volume provoque une élévation importante de pression qui se propage vers tous les composants du circuit.

Le circuit hydraulique peut être individuel (s'il comprend n récepteurs par exemple, le nombre de pompes d'entraînement doit être égale à n), il peut être groupé (une seule pompe peut entraîner plusieurs récepteur mais leur fonctionnement ne peut être simultané et il peut être central ou tous les récepteurs peuvent être entraînés simultanément).

On a deux types de circuits hydrauliques, ouvert et fermé.

4.1. Circuit hydraulique ouvert (fig. 4.1)

La figure 4.1 représente un circuit ouvert, se composant essentiellement d'une pompe à cylindrée constante, d'un vérin à double effet, de limiteurs de pression de différents tarages, d'un régulateur de débit à deux orifices, d'un filtre, de conduites de liaison et d'un distributeur 4/3 (4 orifices et 3 positions).

L'huile refoulée par la pompe parvient au vérin coté fond en passant par le distributeur en voie flèches en parallèles et le régulateur de débit qui permet de régler le débit (vitesse désirée). L'huile est retournée au bac en passant par le LP de pression nominale 2 bars et le distributeur. Le distributeur en position droite (flèches croisées), permet l'alimentation coté tige du vérin et sa sortie. L'huile passe donc par le distributeur et le clapet anti-retour 2. Elle est retournée au bac en passant par le clapet anti-retour 1 et le distributeur.

Les valeurs des pressions pendant les trois phases de fonctionnement calculées à partir du logiciel de calcul hydraulique FluidSIM, sont illustrées par le figure 4.1 (a,b,c) pour les trois positions du distributeur 4/3.

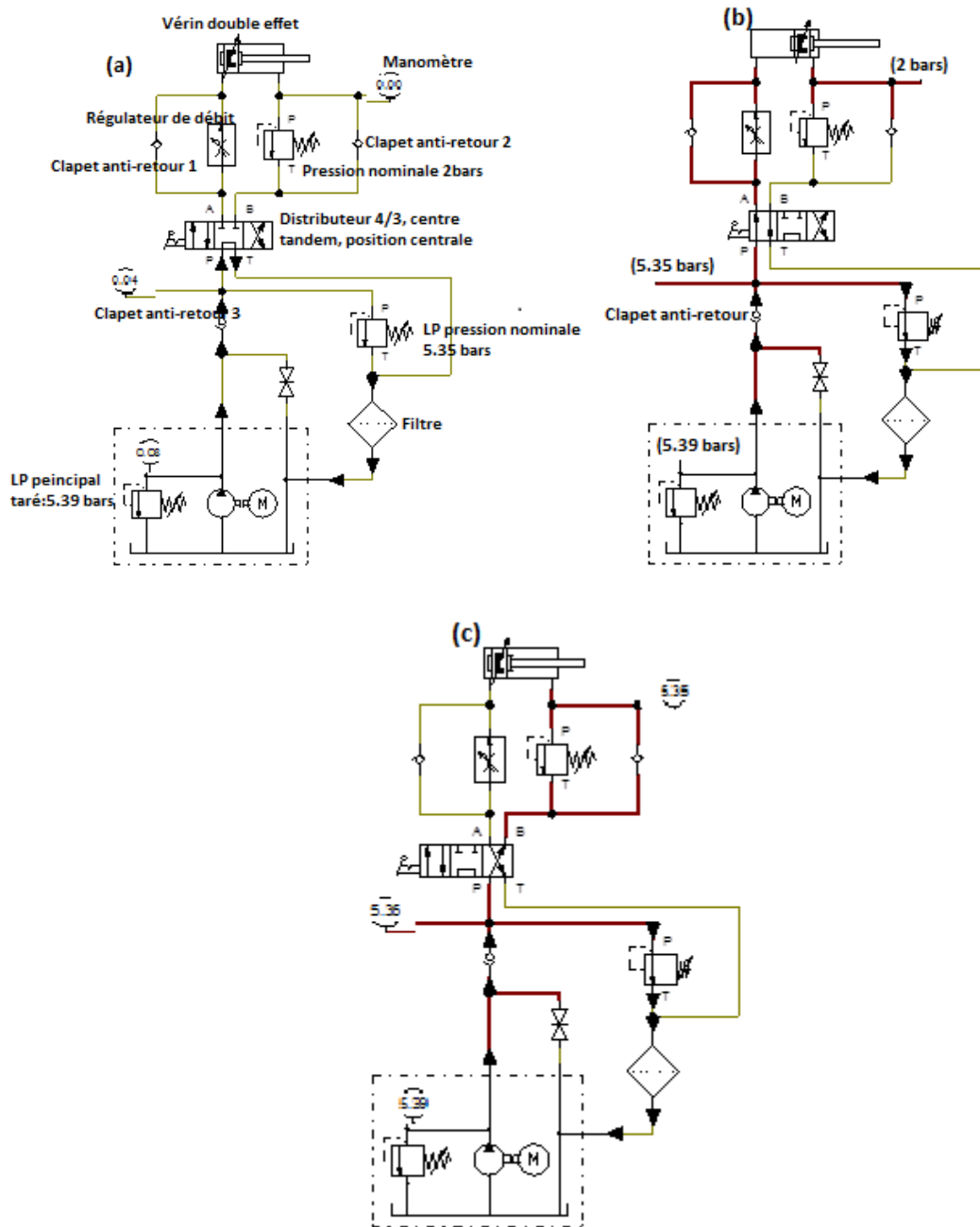


Figure 4.1 (a,b,c) Circuit hydraulique ouvert avec distributeur 4/3 dans ses trois positions.

Le réglage de la vitesse du moteur ou du vérin s'effectue :

- -soit par un limiteur ou régulateur de débit ; c'est la commande volumétrique,
- -soit par une pompe à débit variable.

La limitation du couple s'obtient par un limiteur de pression, et l'inversion du sens de rotation est réalisée par un distributeur.

4.2. Circuit hydraulique fermé (fig. 4.2)

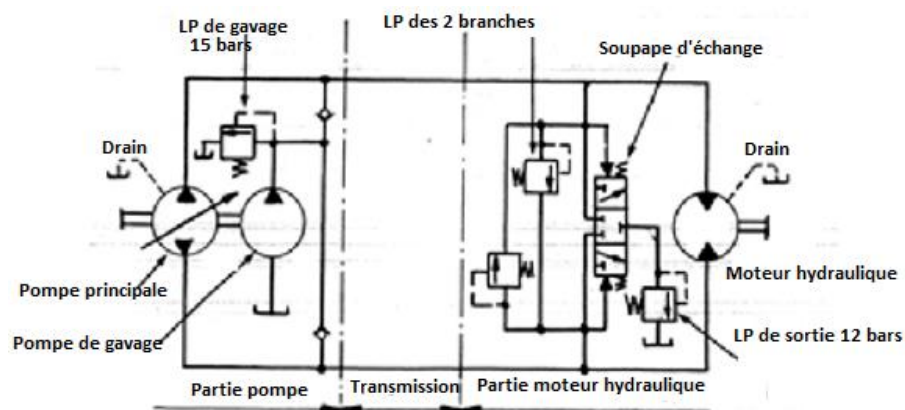


Figure 4.2 *Circuit hydraulique fermé.*

Un circuit hydraulique fermé sans pompe de gavage ne peut fonctionner que peu de temps, car les fuites de la pompe et du moteur ne sont pas compensées. La pompe de gavage compense donc les fuites en débitant dans la branche la moins chargée, c'est conduite basse pression (fig. 4.2).

Le circuit fermé de la figure représente une transmission hydrostatique qui est surtout liée à la transmission de mouvement circulaire, car le couple et la vitesse peuvent être très différente entre l'entrée et la sortie du système.

Le circuit fermé se compose essentiellement d'une pompe principale à cylindrée fixe ou variable et d'une pompe de gavage, entraînées par un moteur électrique ou thermique, d'un moteur hydraulique à cylindrée fixe ou variable et de deux limiteurs de pression de protection des conduites de liaison. La pompe de gavage, souvent une pompe à engrenage ou à palettes (entraînée directement par la pompe principale) de petit débit supérieur aux besoins, est

protégée par un limiteur de pression tarée à 15 bars. Le circuit comprend également une soupape d'échange et un limiteur de sortie taré à 12 bars.

La pompe de gavage avec a pour fonctions:

- la compensation des fuites de la pompe principale et du moteur;
- le gavage de la pompe principale (c'est le limiteur de pression sortie qui maintient la basse pression nécessaire au gavage de la pompe principale) et la suralimentation du circuit principal qui permet d'éviter le risque de cavitation. La pompe principale tourne donc plus vite ;
- l'injection en continu de l'huile fraîche, permettent ainsi le renouvellement partiel de l'huile dans le circuit ;
- l'alimentation de la servo-commande de changement de la cylindrée de la pompe principale ;
- La pompe principale et le moteur sont très étanches avec des rendements volumétriques ($\eta_v \geq 0.94$).

Le fonctionnement du circuit fermé est le suivant :

La pompe de gavage alimente le circuit principal avec un débit supérieur aux besoins dirigé vers la branche basse pression à travers un clapet anti-retour. Supposant que la branche supérieure représente le coté haute pression et la branche inférieure c'est le coté basse pression. Le débit de gavage alimente donc le coté inférieur qui est en liaison avec le LP de sortie par la soupape d'échange se trouvant en position supérieur sous l'effet de la haute pression coté branche supérieure. Pendant le fonctionnement du moteur, tout débit de gavage excédentaire est évacué à travers le LP de sortie, tandis que pendant l'arrêt du moteur (pompe principale à débit nul), le débit total de la pompe de gavage est évacué à travers la pompe de gavage.

En résumé :

- Si le moteur hydraulique est marche, le débit de gavage disponible est dirigée vers le coté basse pression du circuit. L'excédent de débit est évacué vers le réservoir à travers le LP de sortie taré à 12 bars.
- Si le moteur est à l'arrêt donc la pompe à cylindrée variable est à débit presque nul, la soupape d'échange se trouve en position centrale fermée. Dans ce cas la totalité du débit de la pompe de gavage est évacué au réservoir à une pression de 15 bars.

Pour un circuit fermé idéal on :

- Egalité du débit pompe et du débit moteur : $Q_p = Q_m$; $q_p \cdot n_p = q_m \cdot n_m$; $(q_p/q_m) = (n_m/n_p)$.
- Les vitesses de rotation sont en rapport inverse des cylindrées de la pompe et du moteur.
- Egalité entre les quatre puissances, mécanique et hydraulique de la pompe et mécanique et hydraulique du moteur : $P_p = P_{ph} = P_m = P_{mh}$; $\omega_p \cdot M_p = Q_p \cdot \Delta p_p = \omega_m \cdot M_m = Q_m \cdot \Delta p_m$. $(M_p/M_m) = (\omega_m/\omega_p) = (n_m/n_p)$.

Les couples sont également en rapport inverse des vitesses de rotation.

On distingue quatre associations :

- 1- Pompe et moteur à cylindrée fixe.
- 2- Pompe à cylindrée variable et moteur à cylindrée fixe.
- 3- Pompe à cylindrée fixe et moteur à cylindrée variable.
- 4- Pompe et moteur à cylindrée variable.

La deuxième association est la plus utilisée.

Pour un circuit fermé idéal (fig. 4.2), et pour une pression constante, le couple du moteur hydraulique est constant en fonction sa vitesse angulaire ω_m , sa puissance varie linéairement (de $P_m : 0 \rightarrow P_{mmax}$). Le débit moteur augmente linéairement avec ω_m .

Dans de nombreuses applications industrielles, on dispose dans la transmission hydrostatique d'une large gamme de vitesse en utilisant la puissance maximale installée. Les paramètres donc du moteur tels que son couple, sa puissance et son débit sont déterminés pour deux zones de fonctionnement, la première est à couple constant et la seconde est à puissance constante. Dans la première zone, le couple est constant (pression constante), tandis que la puissance augment linéairement avec la vitesse angulaire jusqu'à une valeur maximale. Dans la deuxième zone, le circuit fonctionne avec cette puissance maximale constante, le couple et la pression diminuent donc hyperboliquement ($P_m = \omega_m \cdot M_m = cte \rightarrow M_m = cte/\omega_m$), c'est du type : $y = c/x$.

4.3. Exemples de circuits hydrauliques simulés

4.3.1. Circuit hydraulique ouvert d'entraînement d'un vérin

Le circuit hydraulique représenté par la figure 4.3 (a,b,c) est un circuit ouvert d'entraînement d'un vérin double effet, utilisant un distributeur 4/3 à commande manuelle. Les valeurs des différentes pressions avec des graphes nécessaires pour expliquer le fonctionnement (logiciel de simulation hydraulique FluidSIM) sont représentées pour les trois positions du distributeur ; en position centrale ou la pression est nulle pendant l'arrêt du vérin, en position gauche et droite.

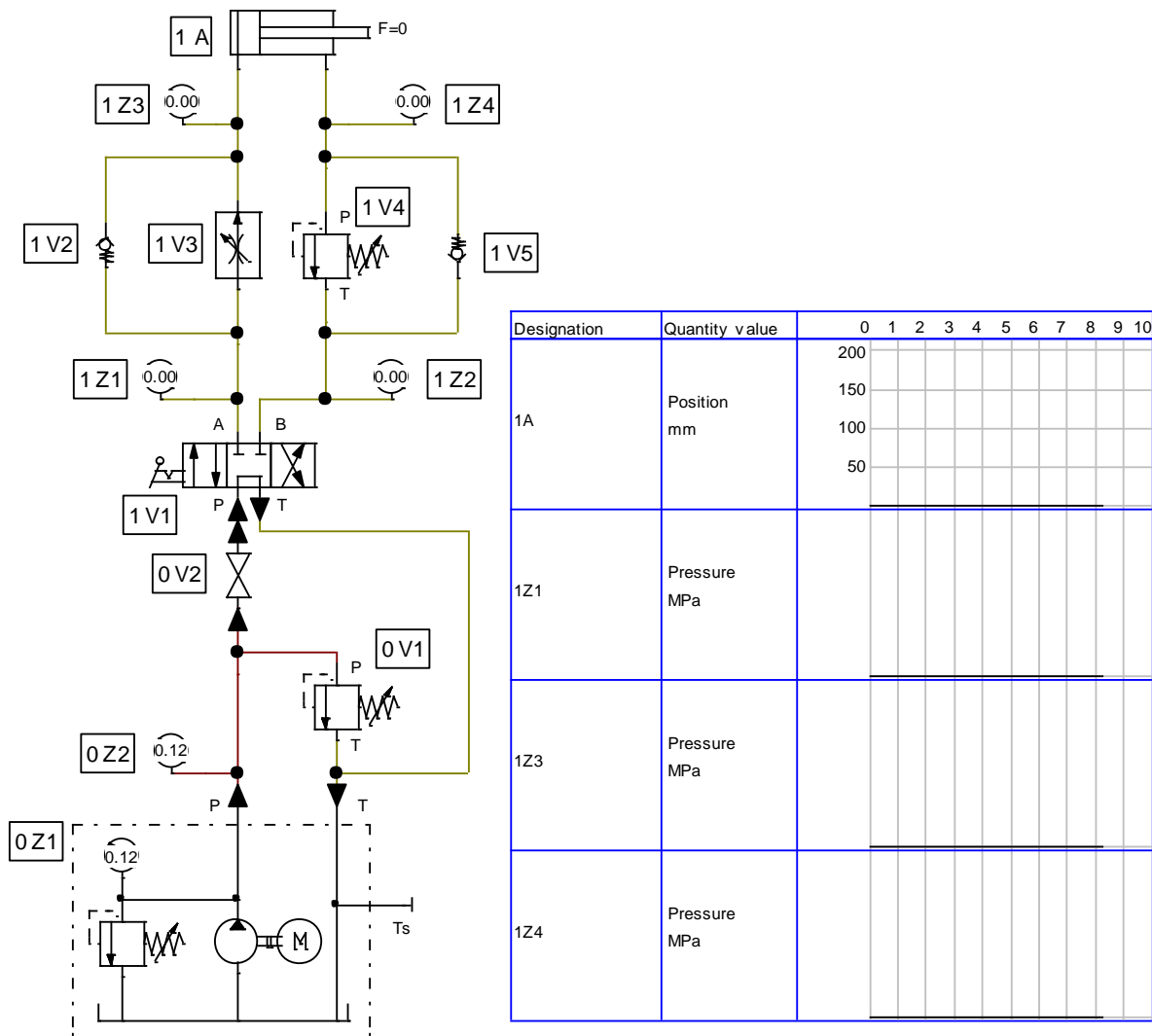


Figure 4.3 (a) Fonctionnement avec distributeur en position centrale.

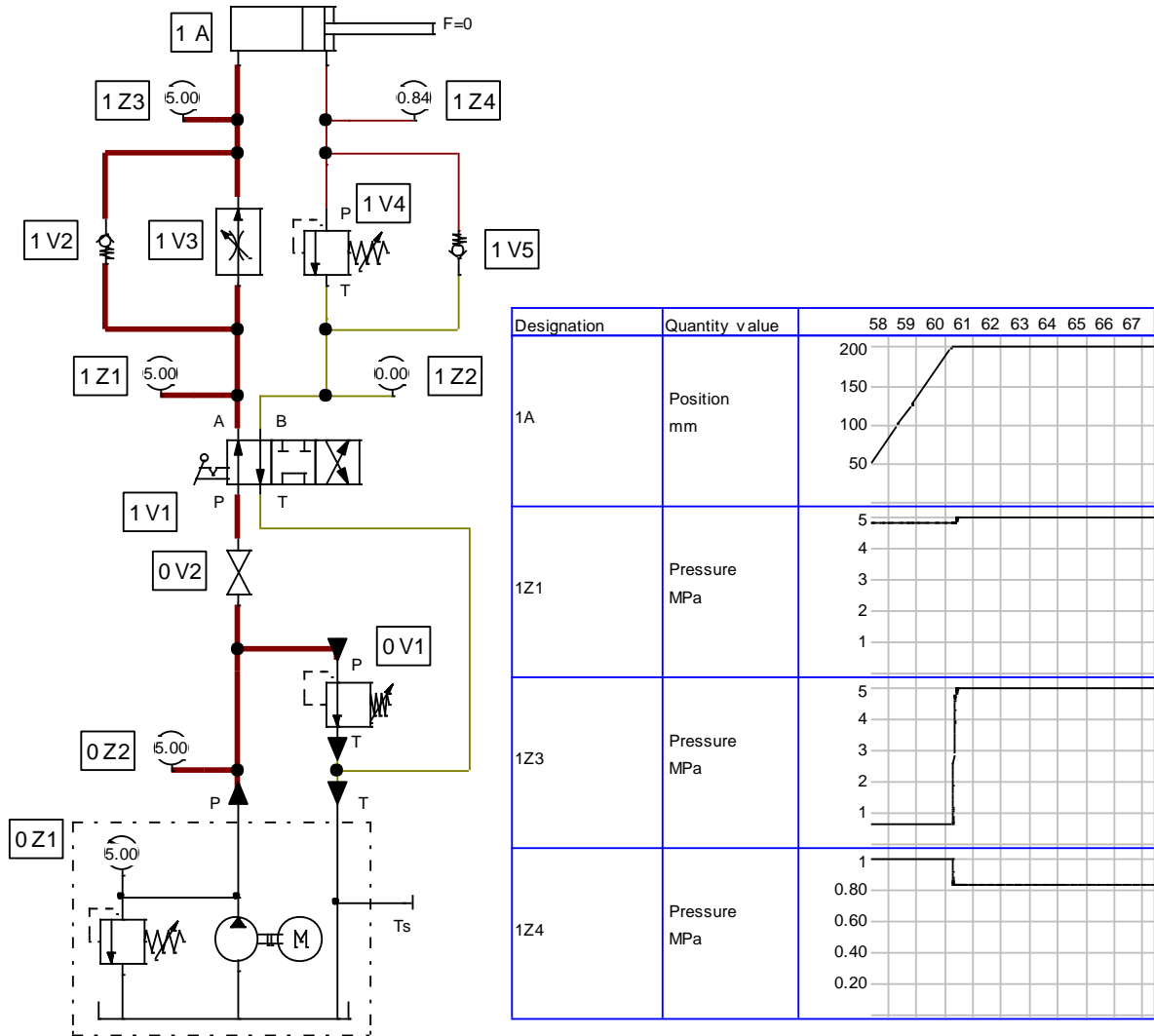


Figure 4.3 (b) *Fonctionnement avec distributeur en position gauche (sortie tige).*

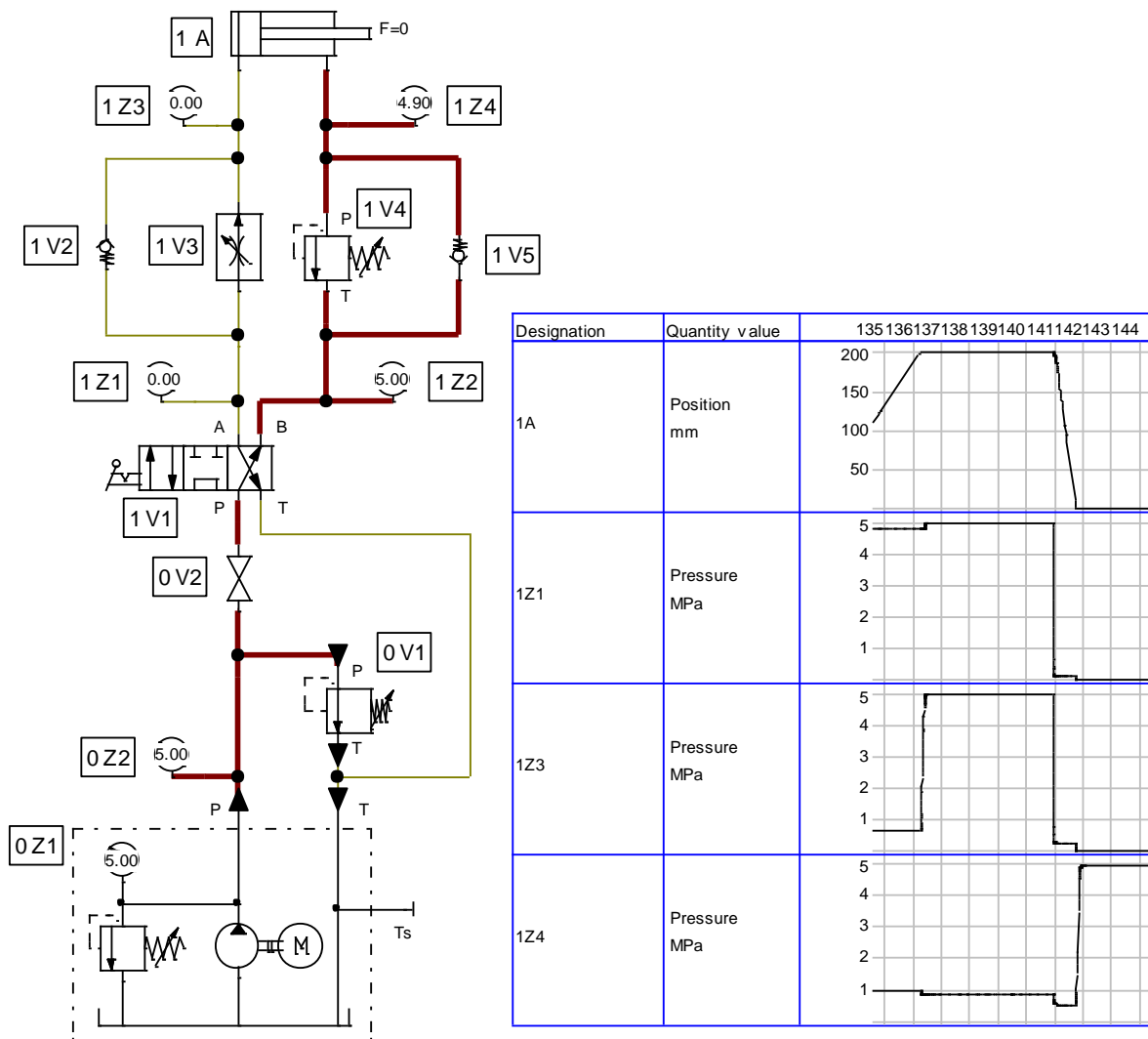


Figure 4.3 (c) Fonctionnement avec distributeur en position droite (rentrée tige).

4.3.2. Circuit hydraulique ouvert d'entraînement d'un vérin et d'un moteur hydraulique

Le circuit hydraulique ouvert représenté par la figure 4.4 (a,b,c) est un circuit d'entraînement d'un vérin double effet et d'un moteur hydraulique. Ce circuit comprend différents composants hydrauliques tels que le distributeur 4/3 (1V1), le régulateur de débit 2 orifices (0V2), limiteurs de pression (1V2, 1V4), clapets anti-retour etc. Les valeurs des pression amont et aval des deux récepteurs ainsi que la vitesse de rotation du moteur sont représentées sur les circuits et par les graphes de la figure 4.4 (a,b,c).

On laisse le soin aux étudiants d'expliquer le fonctionnement du circuit de la figure 4.3 et 4.4, en fonction des résultats disponibles mentionnées sur ces figures suivant les trois positions du distributeur 4/3 ainsi qu'en fonction de l'allure des courbes données.

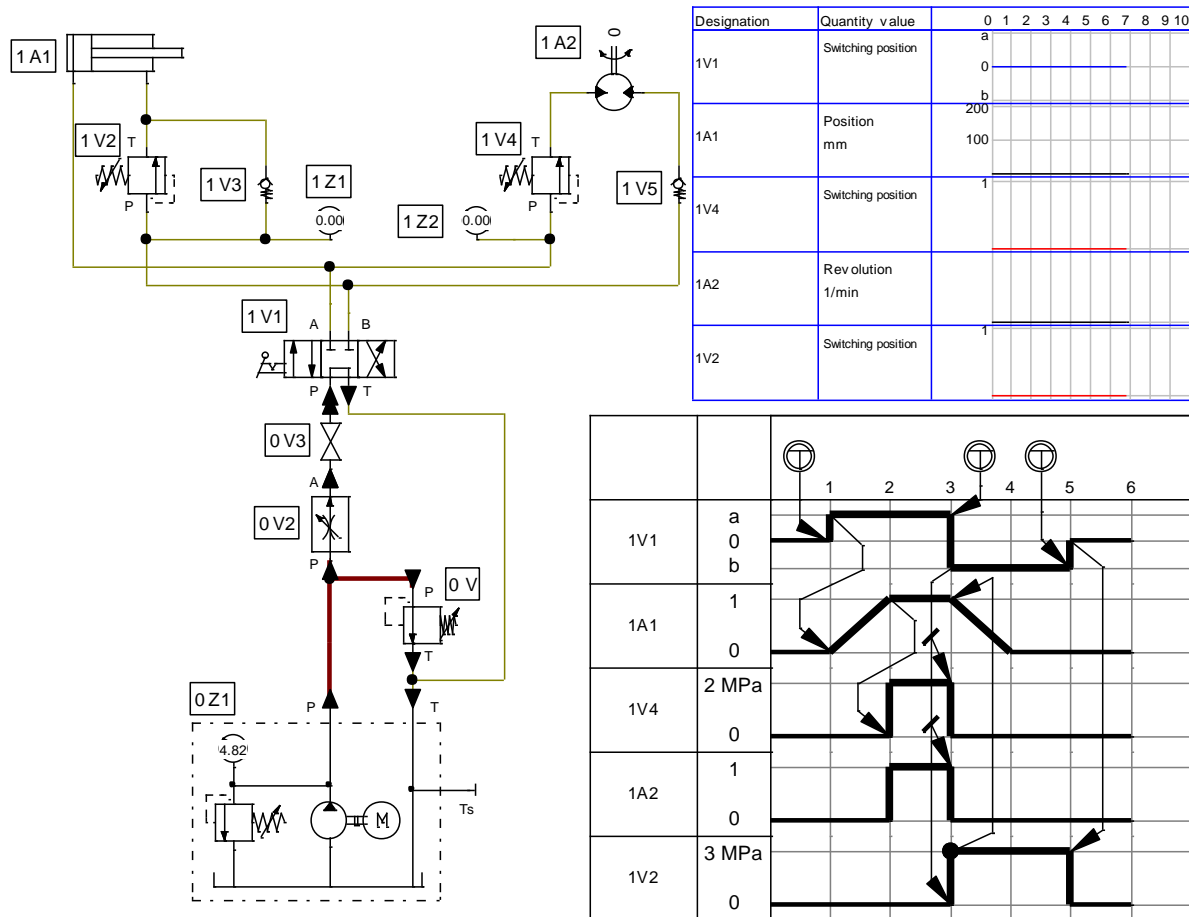


Figure 4.4 (a) *Fonctionnement avec distributeur en position centrale.*

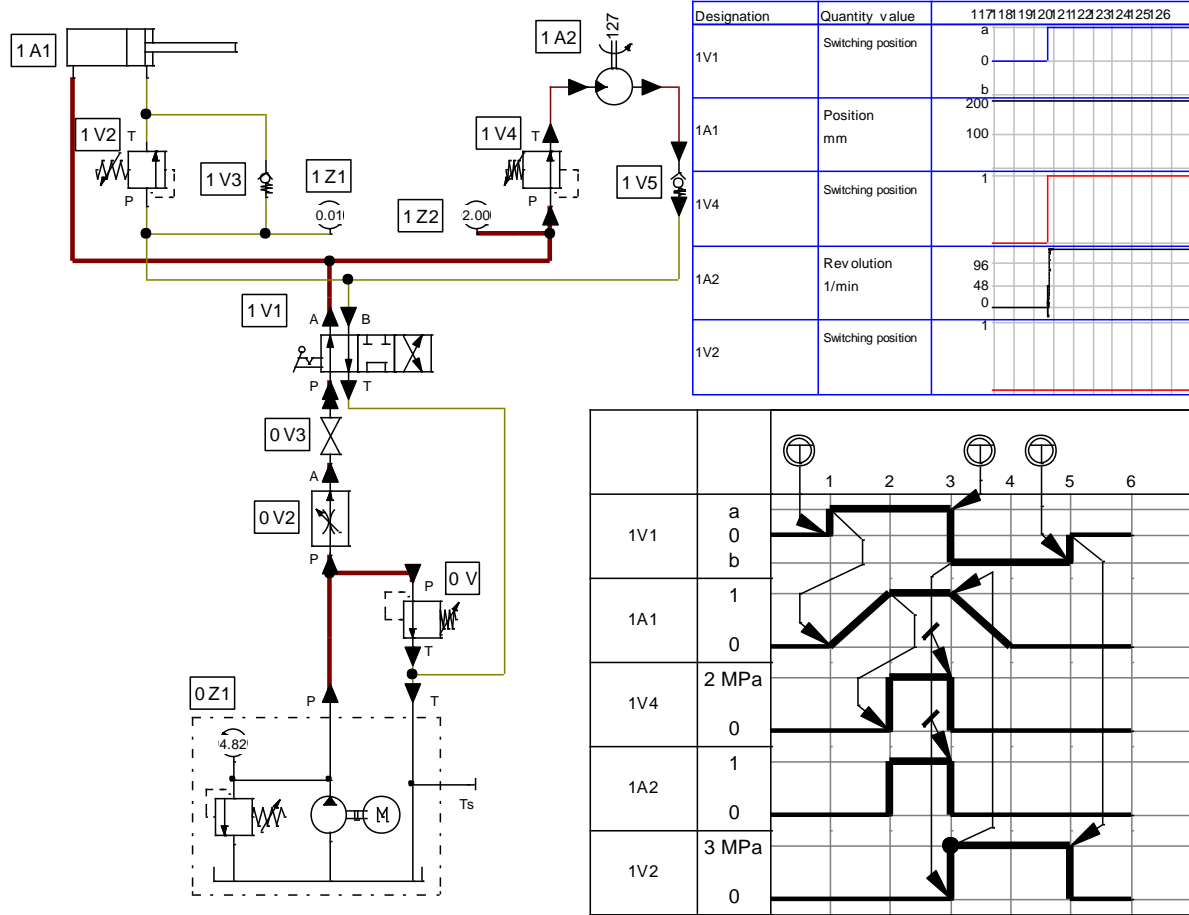


Figure 4.4 (b) *Fonctionnement avec distributeur en position gauche (sortie tige).*

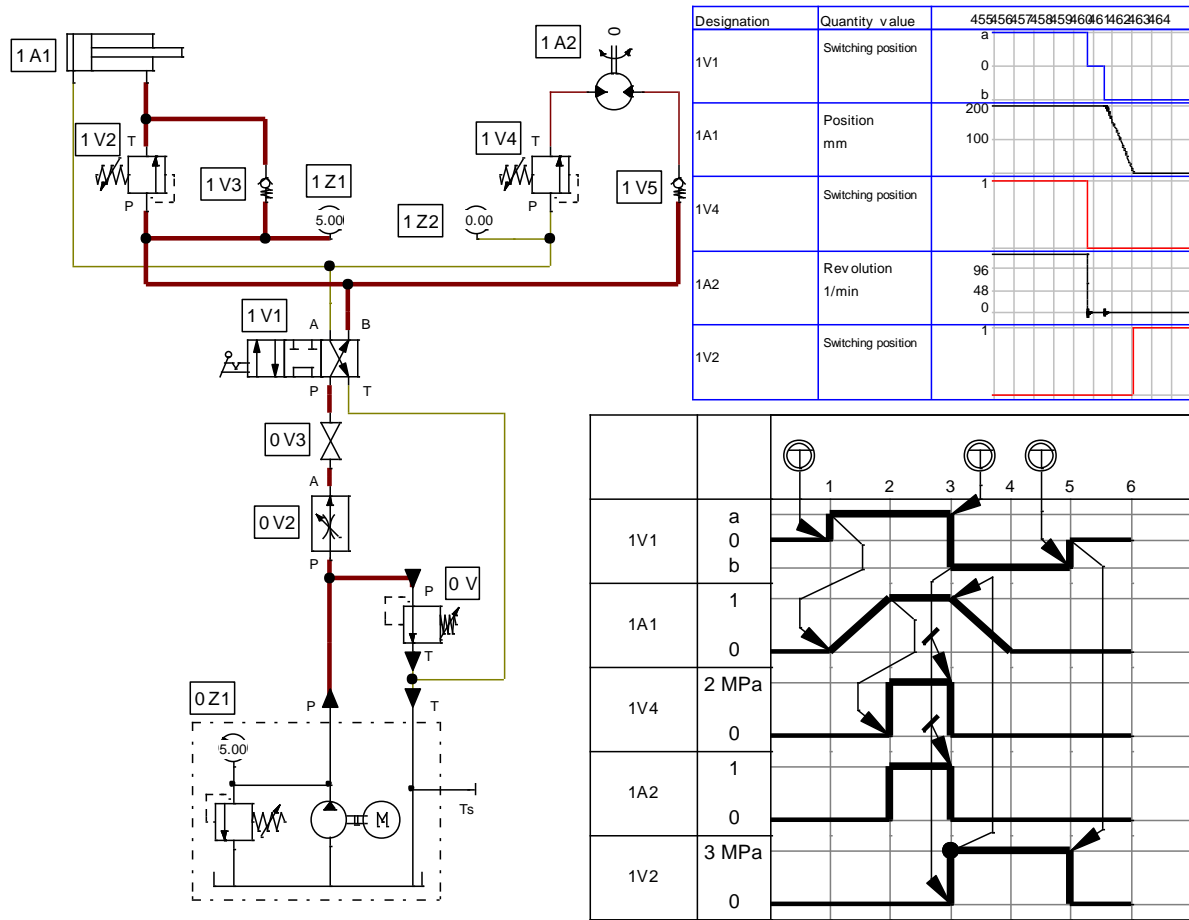


Figure 4.4 (c) *Fonctionnement avec distributeur en position droite (rentrée tige).*

4.3.3. Fonctionnement des circuits hydrauliques

Problème 1: Equilibrage hydraulique d'une charge

Soit le circuit hydraulique représenté par la figure 4.5 (a,b) comportant une pompe à cylindrée constante, un vérin à double effet, un distributeur 4/3 commandé électriquement, d'un limiteur de pression taré à p_0 et d'une soupape d'équilibrage taré à $p_1 < p_0$.

La masse de l'équipage mobile constituant une charge motrice d'un vérin entraîne, une vitesse plus importante que celle qui correspond au débit d'huile de la pompe. Dans ce cas, le débit sortant du vérin du coté tige est supérieur à celui admis du coté fond, on prévoit donc un équilibrage hydraulique de la masse en mouvement.

La sortie de la tige du vérin est obtenue par une commande électrique, et sa rentrée est réalisée par un contact de fin de course.

Expliquer le fonctionnement.

En position centrale du distributeur 4/3, la charge est maintenue en position haute grâce à la soupape d'équilibrage qui empêche l'écoulement d'huile du côté tige du vérin vers le réservoir. C'est la raison pour laquelle on a placé un distributeur à centre , qui a l'avantage d'assurer des mouvements d'inversion beaucoup plus doux. La soupape d'équilibrage taré à une pression p_1 qui est légèrement supérieure à la pression qui résulte de la charge F .

La soupape d'équilibrage a pour fonction d'assurer le contrôle des charges menantes (motrices). Elle agit par laminage d'huile refoulée par le récepteur à travers un orifice variable en garantissant un fonctionnement défini par le débit disponible à l'alimentation quelque soit la charge entraînée.

L'excitation de la bobine a en voie flèches croisées permet la sortie de la tige . la chambre du côté fond est alimentée par le débit de la pompe, tandis que le côté tige est relié avec le réservoir une fois la soupape d'équilibrage est ouverte ($p_1 > F_{ressort}$). Le bilan des forces agissant au sein du vérin est :

$$p S + F = p_1 S^* ; \quad p_1 = (p S + F) / S^*$$

$$p = (p_1 S^* - F) / S ;$$

La pression p dépendant de la charge F , peut être négative et provoquer ainsi une cavitation du côté fond du vérin, et la pression p_1 doit être importante afin d'éviter ce genre de situation.

La vitesse de descente du piston est :

$$v_{pS} = Q/S = Q_1 / S^* ; \quad Q_1 : \text{débit sortant du côté tige}$$

Le contact électrique de fin de course désactive la bobine a et active la bobine b, ce qui amène l'électrodistributeur en flèches parallèles. La chambre annulaire est donc alimentée en huile de débit Q passant par le clapet anti-retour incorporé dans la soupape d'équilibrage. La vitesse de rentrée est :

$$v_{pR} = Q / S^* = Q_2 / S ; \quad Q_2 : \text{débit sortant du côté fond.}$$

En fin de course, on désactive la bobine b, ce qui ramène l'électrodistributeur en position centrale.

La soupape d'équilibrage joue le rôle d'une soupape de freinage, car la vitesse d'une charge motrice doit être contrôlée. Si la vitesse de descente est plus rapide que celle générée par le

débit fourni par la pompe, la soupape d'équilibrage se ferme plus ou moins (fermeture partielle), ce qui crée une résistance hydraulique permettant de contrôler la descente de la tige.

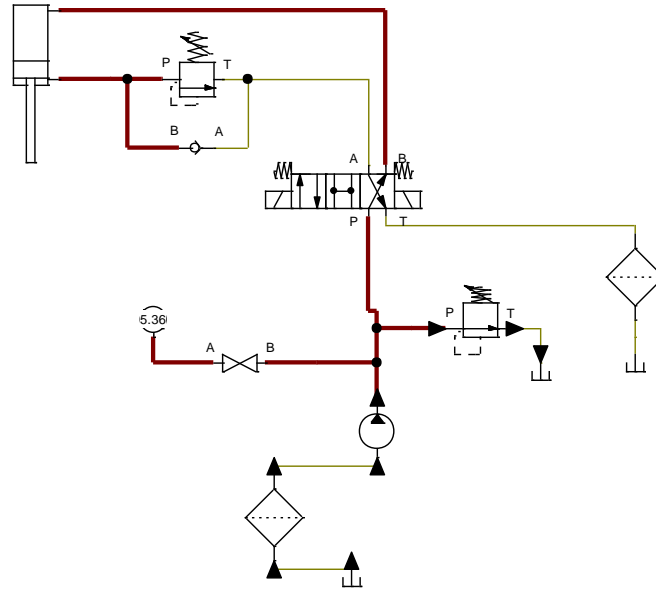


Figure 4.5 (a) *Equilibrage d'une charge. Distributeur en position voies croisées.*

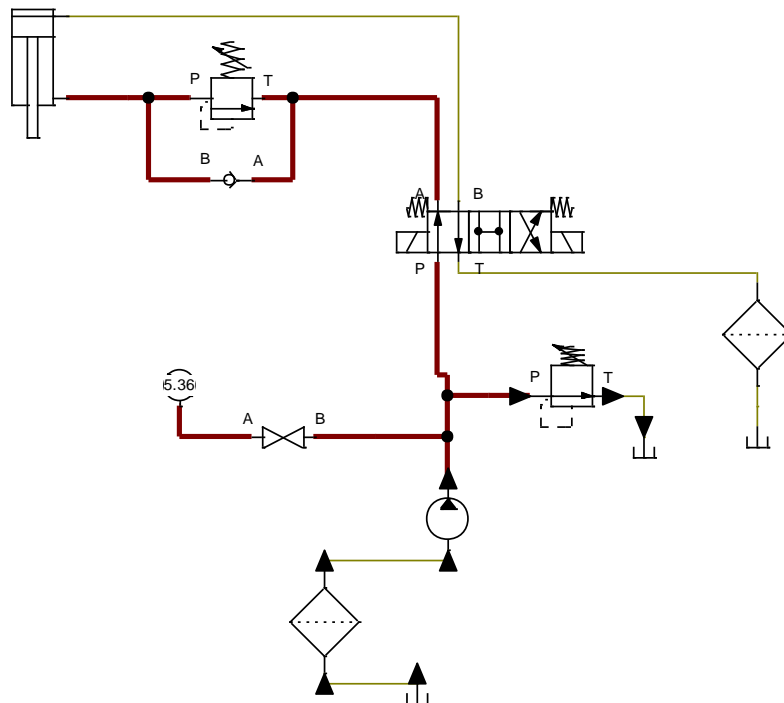


Figure 4.5 (b) *Equilibrage d'une charge. Distributeur en position voies en parallèles.*

Problème 2 : Régulation de la vitesse de déplacement de la tige d'un vérin

On désire commander électriquement la sortie rapide de la tige d'un vérin (Fig.4.6 a,b), ensuite prévoir par contacts électriques sur la course du vérin, deux avances lentes réglables différentes.

La rentrée de la tige est assurée par un contact électrique de fin de course. Un effort de travail négatif doit être possible pour les deux avances lentes. On utilise une pompe à débit constant.

Décrire le fonctionnement du circuit.

L'excitation par l'opérateur des bobines a (électrodistributeur D1 en position voies croisées) et c (électrodistributeur D2 en position voies en parallèles), permet au débit de la pompe d'alimenter le côté fond du vérin, et de relier le côté tige au réservoir. La tige du vérin sort à vitesse rapide.

A l'aide de contacts électriques, la bobine c est désexcitée et la bobine d est excitée (D2 en position voies croisées). Dans ce cas, le fluide de retour du vérin, sortant du côté tige est contraint de passer par le régulateur de débit RD1 réglé sur la valeur Q_1 .

On a la première avance lente réglable. Puis le contact électrique CE2 désexcite la bobine d. Le fluide en sortie, passe alors successivement par les régulateurs de débit RD1 et RD2 réglés sur Q_1 et Q_2 . ($Q_1 > Q_2$), ce qui donne la deuxième avance lente réglable.

La fin de course est réalisée grâce à la mise hors tension de la bobine a et à la mise sous tension de la bobine b.

Le débit de la pompe passe par les clapets anti-retour incorporés aux régulateurs de débit et alimente le côté tige, tandis que le côté fond est relié au réservoir.

La rentrée rapide du vérin se produit.

Le circuit est prêt pour un nouveau cycle en désexcitant la bobine b.

On a présenté le circuit à l'aide d'un électrodistributeur 4/3 permettant de passer de l'avance rapide aux deux avances lentes réglables selon la position de son tiroir. Cependant il est possible de réaliser la même installation à l'aide de deux électrodistributeurs 4/2. Dans les deux cas on a deux appareils de régulation de débit montés en série, et dont celui qui est réglé

plus fin qui impose son débit. On peut également réaliser les deux avances réglées, en disposant les deux régulateurs de débit en parallèles.

L'électrodistributeur 4/3 à centre ouvert avec orifice B fermé, permet de maintenir la charge en position centrale du distributeur, à condition que la pression régnant dans la chambre annulaire ne soit pas trop grande.

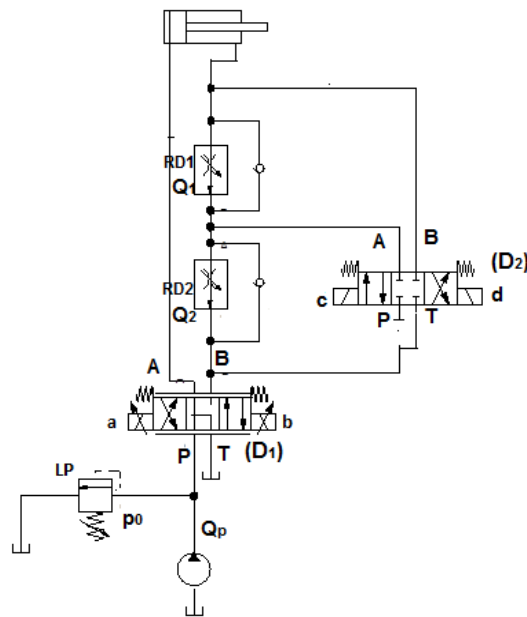


Figure 4.6 (a) *Commande de la vitesse de sortie de la tige du piston.*

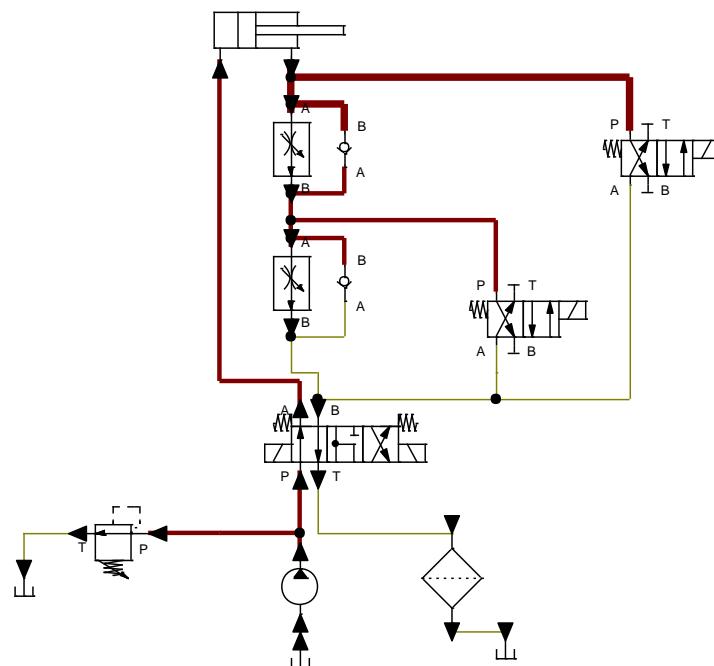


Figure 4.6 (b) *Fonctionnement avec distributeur en position gauche.*

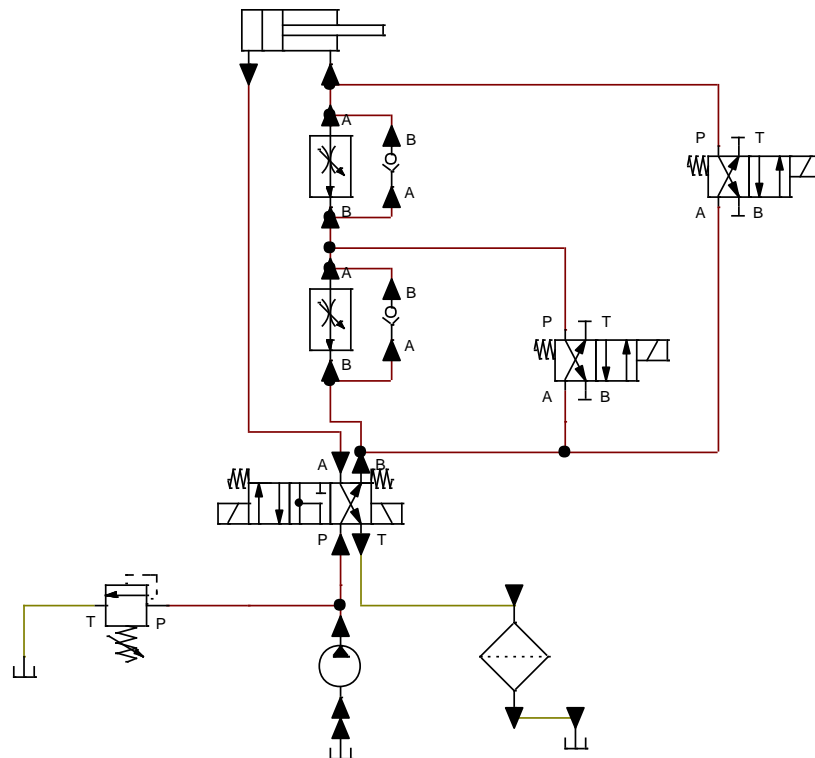


Figure 4.6 (c) *Fonctionnement avec distributeur en position droite.*

Problème 3 commande de la vitesse des récepteurs dans un circuit groupé (Fig. 4.7 a, b, c, d, e, f, g)

Le circuit hydraulique groupé d'entraînement de trois vérins avec amortisseur de fin de course, fonctionne comme suit :

La commande du distributeur 1 en voie flèches en parallèle provoque la sortie du piston du vérin 11a. L'huile est donc acheminée vers le coté fond en passant par le régulateur de débit à deux orifices qui règle le débit, donc la vitesse de sortie de la tige. L'huile coté tige avant d'être acheminée vers le réservoir, doit passer par un limiteur de pression, créant ainsi une contre pression du coté tige du vérin.

La commande du distributeur en voie flèches croisées, permet la rentrée de la tige. Dans ce cas l'huile passe par le clapet anti-retour pour alimenter le coté tige du vérin et au retour avant d'atteindre le réservoir, elle passe également par le clapet anti-retour.

La sortie de la tige du vérin 11b est réalisée en commandant le distributeur 2 en position gauche, permettant à l'huile de passer par le réducteur de pression à trois voies, tandis que la

chambre du coté tige sans aucune contre pression, est en communication avec le réservoir. Pendant la rentrée de la tige, l'huile alimente directement la chambre du coté tige, et au cours de sa sortie du coté fond, elle passe par le clapet anti retour pour atteindre le réservoir.

Les deux conduites d'alimentation du vérin 11c comprennent un clapet anti-retour piloté 7 et 8 ainsi que deux étrangleurs à section réglable 9 et 10 dans les lesquels sont incorporés un clapet anti-retour. La vitesse de sortie et de rentrée est ainsi réglée par ces étrangleurs et le retour de l'huile soit pendant la sortie de la tige soit pendant sa rentrée, l'huile passe par le clapet anti-retour piloté qui s'ouvre grâce à la pression de pilotage égale à la pression d'alimentation de la chambre du cot » fond ou du coté tige du vérin 11c.

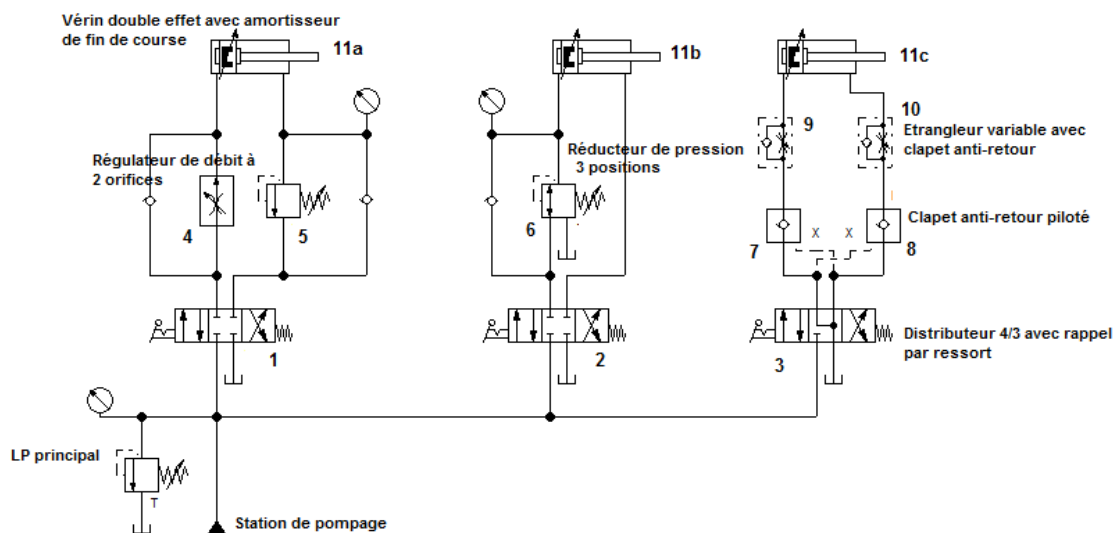


Figure 4.7 (a) Circuit hydraulique groupé.

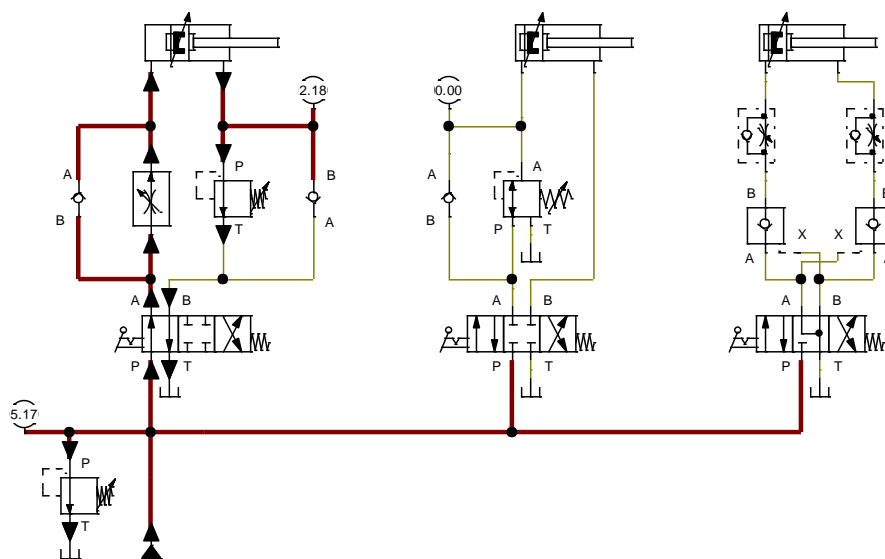


Figure 4.7 (b) Sortie de la tige du vérin 11a.

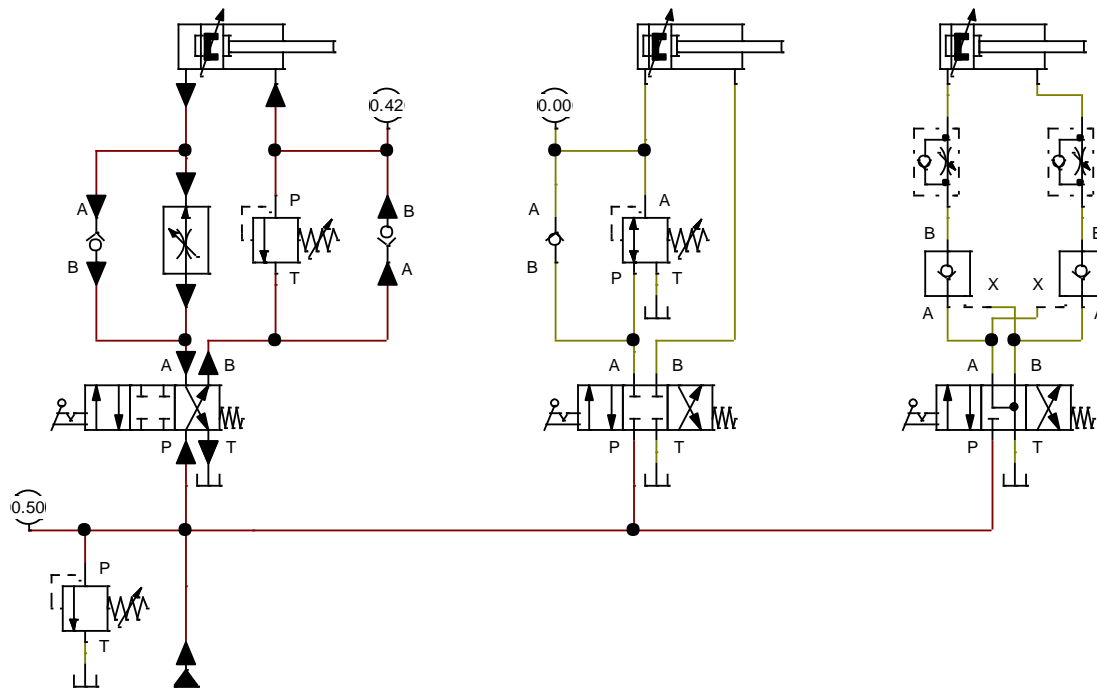


Figure 4.7 (c) Rentrée de la tige du vérin 11a.

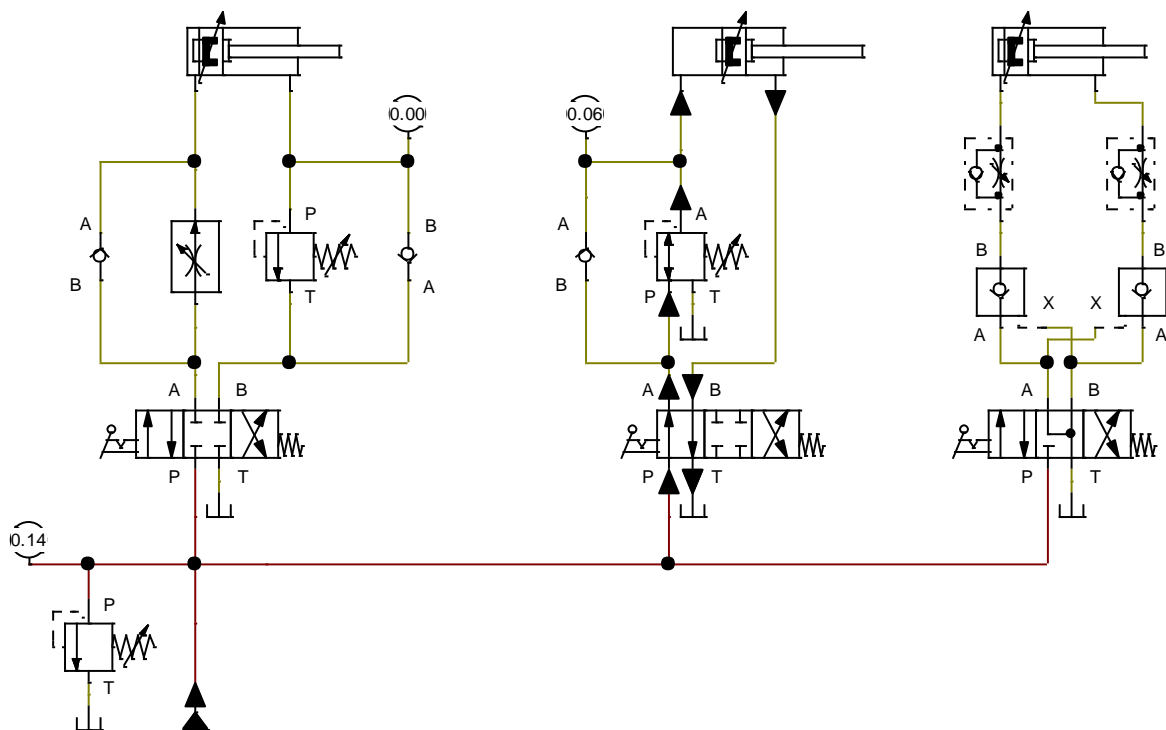


Figure 4.7 (d) Sortie de la tige du vérin 11b.

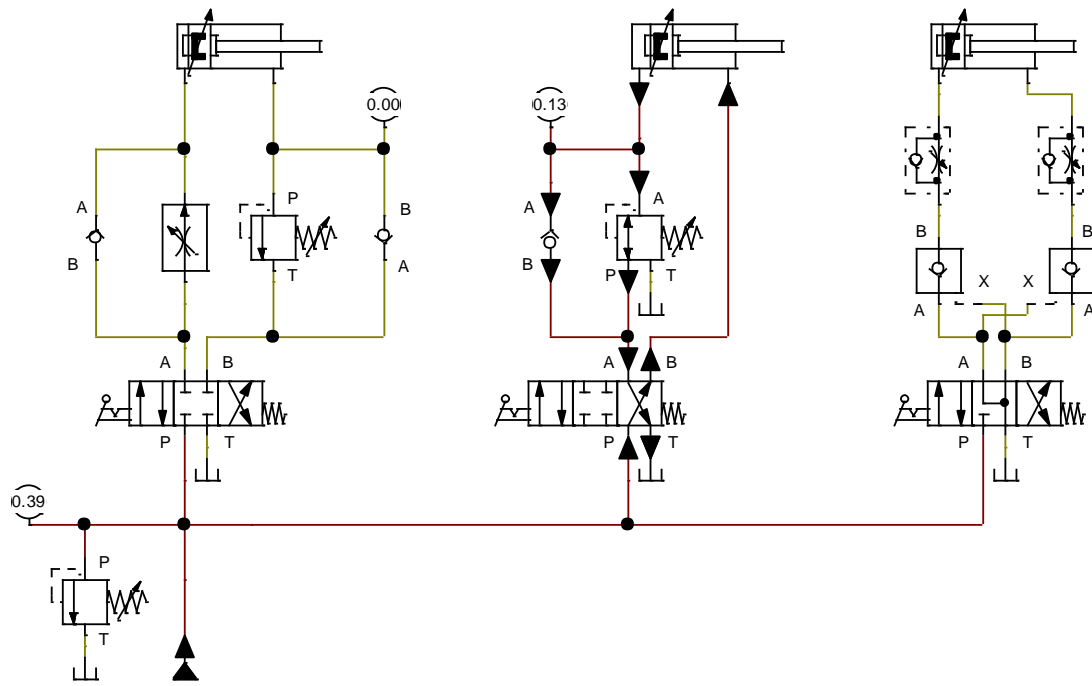


Figure 4.7 (e) Rentrée de la tige du vérin 11b.

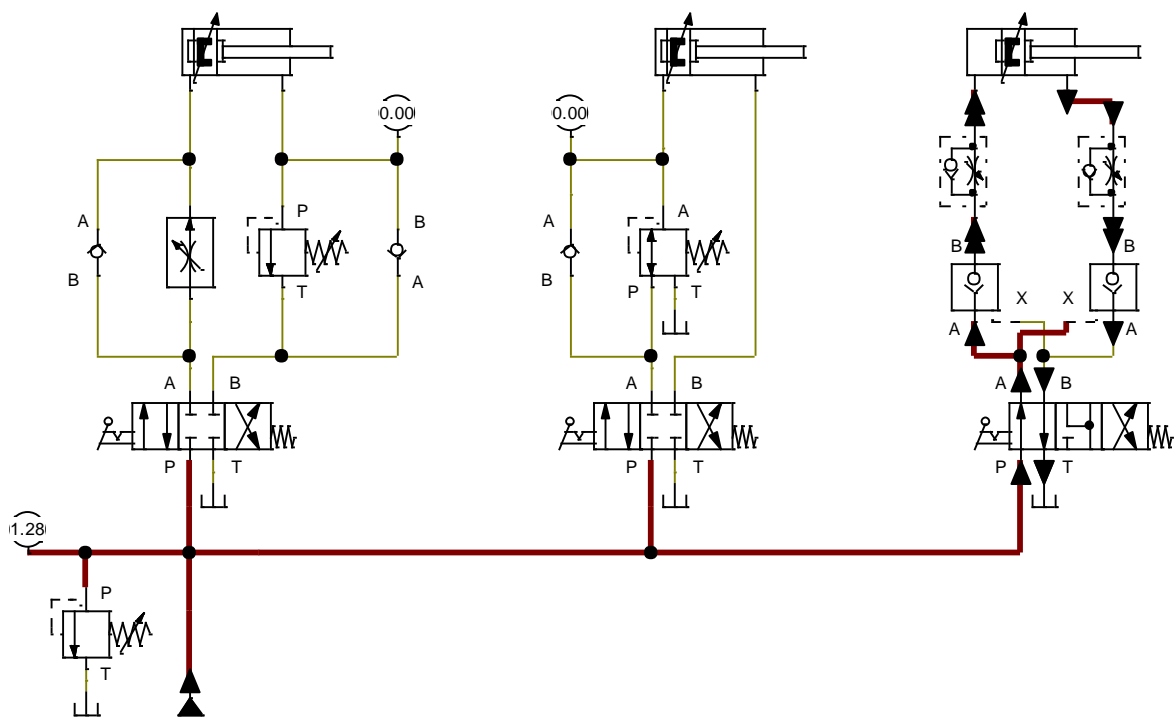


Figure 4.7 (f) Sortie de la tige du vérin 11c.

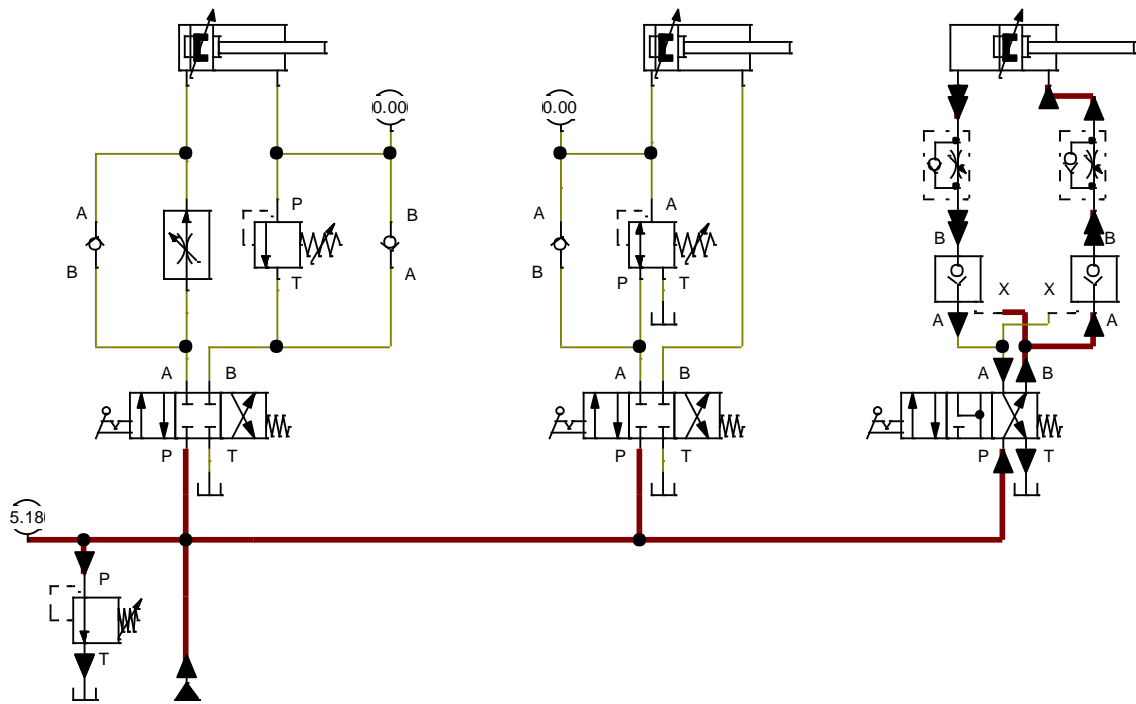


Figure 4.7 (g) Rentrée de la tige du vérin 11c.

Référence

Livres

- Jacques Diez, l'hydraulique industrielle appliquée, paris 1984.
- Michel Crouhy, la gestion informatique de la production industrielle.
- Pierre Baffert et coll, la gestion appliquée à la PME.
- Gérard Marie, l'hydraulique pratique commentée pour l'industrie et le BTP.
- Philippe Cognard, le collage industriel.
- René Pazot, Montages pour l'usinage en grandes séries.
- Fluid Mechanics, Victor L.Streeter, E.Benjamin Wylie. Mc Graw Hill 1981.
- Zbior Zadan zNapedu i Sterowania Hydraulicznego Masszyn. Andrzej Bienkowski. Gdansk 1990.
- Conception des Circuits hydrauliques. Réjean Labonville.Ecole polytechnique de Montréal 1999.
- Technique et Documentation (Lavoisier), 1988. Oléo-Hydraulique. Recueil de schémas et de problèmes.

Les sites d'internet

- <http://hydraulique-des-reseaux.engees.eu/>
- <http://hydraulique.g-eau.net/>
- <https://www.hydrauliquesimple.com/>