

Cours de :

Systèmes hydrauliques et pneumatiques

Pr . J. Elhaini

Partie I : Systèmes hydrauliques

Chapitre I : Principes généraux sur l'hydraulique

I. Introduction :

L'énergie hydraulique utilise un fluide pour la transmission de puissance. C'est l'une des plus anciennes formes de transmission de puissance. L'utilisation de cette énergie a connu un grand essor du fait de ses avantages par rapport aux autres formes d'énergie.

Certains de ses avantages sont :

- ✓ Une grande souplesse d'utilisation dans de nombreux domaines.
- ✓ Une très bonne régulation de la vitesse sur les appareils moteurs.
- ✓ Une grande durée de vie des composants, du fait de la présence de l'huile.
- ✓ La possibilité de démarrer les installations en charge.
- ✓ La transmission de force et de couples élevés.

II. Généralités sur les fluides

1. Définition

Un fluide est un milieu matériel continu, sans rigidité, et qui peut subir des grandes déformations, même sous l'effet des petites forces, il a la propriété d'épouser la forme du récipient qui le contient.

Les fluides se divisent en deux groupes :

- ✓ Liquides : Corps peu compressibles et dont la masse volumique est importante (eau, huile,...).
- ✓ Gaz : corps très compressibles et même extensibles (dioxyde de carbone, Air,...)

Avec les fluides, un phénomène nouveau apparaît lorsque l'on veut les déplacer, c'est la viscosité qui introduit alors la notion de fluide parfait et de fluide réel.

Un fluide parfait est un fluide dont les molécules se déplacent sans aucun frottement les unes par rapport aux autres (viscosité nulle).

Un fluide réel est un fluide dont les molécules glissent les unes sur les autres avec un certain frottement (viscosité prise en compte).

2. Propriétés physiques d'un fluide

2.1. Masse volumique

La masse volumique est le rapport entre une masse de matière homogène M et le volume V occupé par cette masse :

On écrit :

$$\rho = \frac{M}{V} \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

Pour les liquides, la masse volumique varie très peu avec la pression, mais plus sensiblement avec la température. Contrairement à celle des liquides, la masse volumique des gaz varie beaucoup avec la pression et la température.

2.2. Densité

La densité d'un corps est le rapport entre la masse d'un certain volume de ce corps et la masse du même volume d'un corps de référence, ce volume étant pris dans les mêmes conditions de température et de pression.

Cette définition se traduit par la relation suivante :

$$d = \frac{m}{m_0} = \frac{\rho}{\rho_0}$$

Avec :

d: densité du corps

m : masse du corps

m₀ : masse du corps de référence

ρ : masse volumique du corps

ρ₀ : masse volumique du corps de référence

Les fluides de référence sont l'eau pour les liquides et l'air pour le gaz

2.3. Compressibilité d'un fluide

Considérons une petite masse m de fluide à la pression P et à un volume V à la température T, lorsque la pression passe de P à P+dP, le volume passe de V à V+dV.

La compressibilité isotherme est alors caractérisée par :

$$\chi = - \frac{1}{dP} \left(\frac{dV}{V} \right) (Pa^{-1})$$

En toute rigueur, il n'existe pas de fluide incompressible ($\chi = 0$). cependant pour les liquides, la compressibilité est extrêmement faible (pour l'eau $\chi = 5.04.10^{-10} \text{ Pa}^{-1}$ à 0°C).

En générale, les liquides sont incompressibles et les gaz sont compressibles. La compressibilité ou non d'un fluide peut être caractérisée par la variation ou non de la masse volumique.

2.4. Viscosité

On appelle viscosité la propriété qui traduit la résistance d'un fluide à l'écoulement.

La viscosité est caractérisée par :

- **la viscosité cinématique**, notée ν . Son unité dans le S.I. est le (m^2/s). On utilise souvent le Stokes (St) ou le centiStokes (cSt).

$1\text{St} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ correspondant approximativement à la viscosité cinématique de l'eau à 20°C .

- **La viscosité dynamique**, notée μ . Son unité dans le S.I. est le Poiseuille (PI) ou (Pa.s).

$$\mu = \rho \cdot \nu$$

La viscosité des liquides diminue si la température augmente. Au contraire, la viscosité des gaz augmente avec la température.

III. Régimes d'écoulement (Fluide réel)

1. Définitions

- ✓ **Écoulement permanent** : un écoulement est dit permanent si la vitesse des particules de fluide qui se succèdent en un même point, et quel que soit ce point, reste la même (constante) au cours du temps.
- ✓ **Écoulement uniforme** : un écoulement est dit uniforme si la vitesse des particules de fluide est la même en tout point de l'écoulement (même direction, même intensité et même sens en chaque point).
- ✓ **Lignes de courant** : les lignes de courant sont des lignes imaginaires de l'écoulement indiquant la direction du mouvement du fluide. C'est la courbe suivant laquelle se déplace un élément de fluide. Une ligne de courant est tangente en chaque point aux vecteurs vitesses des particules.
- ✓ **Tube de courant** : C'est l'ensemble formé à partir d'un faisceau de lignes (sorte de canalisation). Il n'y a pas d'écoulement de fluide latéralement ou transversalement au tube. L'écoulement s'effectue par les sections d'entrée (S_1) et de sortie (S_2).
- ✓ **Filet de courant** : C'est un tube de courant s'appuyant sur un petit élément de surface ΔS .

2. Débit

Le débit est le quotient de la quantité de fluide qui traverse une section droite de la conduite par la durée de cet écoulement. On distingue deux types de débit à savoir :

✓ Débit volumique

Soit ΔV le volume de fluide qui a traversé une section droite de la conduite pendant le temps Δt . Par définition le débit volumique est :

$$q_v = \frac{\Delta V}{\Delta t}$$

✓ Débit massique

Soit Δm la masse de fluide qui a traversé une section droite de la conduite pendant le temps Δt . Par définition le débit massique est :

$$q_m = \frac{\Delta m}{\Delta t}$$

On déduit la relation :

$$q_m = \rho q_v$$

2.1. Equation de conservation de la masse ou équation de continuité

Considérons un tube de courant entre deux sections S_1 et S_2 . Pendant l'intervalle de temps Δt , infiniment petit, la masse Δm_1 de fluide ayant traversé la section S_1 est la même que la masse Δm_2 ayant traversé la section S_2 .

$$q_{m1} = q_{m2}$$

En régime stationnaire, le débit masse est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

Dans le cas d'un écoulement isovolume ($\rho = \text{Cte}$) :

$$q_{v1} = q_{v2}$$

2.2. Expression du débit en fonction de la vitesse v

Le débit volumique est aussi la quantité de liquide occupant un volume cylindrique de base S et de longueur égale à x , correspondant à la longueur du trajet effectué pendant l'unité de temps, par une particule de fluide traversant S .

Il en résulte la relation importante :

$$q_v = v \cdot S$$

En général la vitesse v n'est pas constante sur la section S d'un tube de courant ; on dit qu'il existe un profil de vitesse (à cause des forces de frottement).

Dans une section droite S de la canalisation, v est la vitesse moyenne **v_m** .

Si l'écoulement est isovolume, cette vitesse moyenne est inversement proportionnelle à l'aire de la section droite.

$$q_V = v_{1\text{moy}} \cdot S_1 = v_{2\text{moy}} \cdot S_2 = Cte$$

C'est l'équation de continuité.

3. Pertes de charge

3.1. Pertes de charge systématiques (linéaires ou régulières)

Les pertes de charge régulières (chute de pression $\Delta p = p_1 - p_2$) résultent du frottement exercé entre le fluide et la surface intérieure de la canalisation. Elles sont proportionnelles à la longueur L de la conduite et au carré de la vitesse moyenne V du fluide, inversement proportionnelle au diamètre d et fonction de la rugosité moyenne R de la canalisation.

Entre deux points séparés par une longueur L , dans un tuyau de diamètre D apparaît une perte de pression Δp . Exprimée sous la forme suivante :

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

Avec λ est un coefficient sans dimension appelé coefficient de perte de charge linéaire. Le calcul des pertes de charge linéaires repose entièrement sur la détermination de ce coefficient. La valeur de λ dépend du régime d'écoulement.

✓ Cas de l'écoulement laminaire : $Re < 2000$

Dans ce cas, λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds et ne dépend pas de la rugosité R ni de la nature de la tuyauterie.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad ((\text{Formule de Poiseuille}))$$

✓ Cas de l'écoulement turbulent : $Re > 3000$

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent, l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité.

La formule de Colebrook est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent. Elle est présentée sous la forme suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{k}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right)$$

Pour l'utilisation de cette formule, on emploie des approximations par des formules ou des représentations graphiques (abaques).

Les formules utilisées sont :

-Formule de Blasius pour $3000 < Re < 10^5$

$$\lambda = 0.316 Re^{-1/4}$$

-Formule de Blench pour $Re > 10^5$

$$\lambda = 0.79 \sqrt{\varepsilon/d}$$

Pour $2000 < Re < 3000$, le régime est transitoire, on utilise en général la formule de Blasius.

Avec Re est le nombre de Reynolds qui est égale à :

$$R_e = \frac{D \cdot u \cdot \rho}{\mu} = \frac{D \cdot u}{\nu}$$

Avec :

D : diamètre de la conduite (en m)

u : vitesse moyenne d'écoulement (en m/s)

ρ : masse volumique du fluide (en kg/m³)

μ : coefficient de viscosité dynamique (en Pa.s)

ν : coefficient de viscosité cinématique (en m²/s)

3.2. Pertes de charge singulières

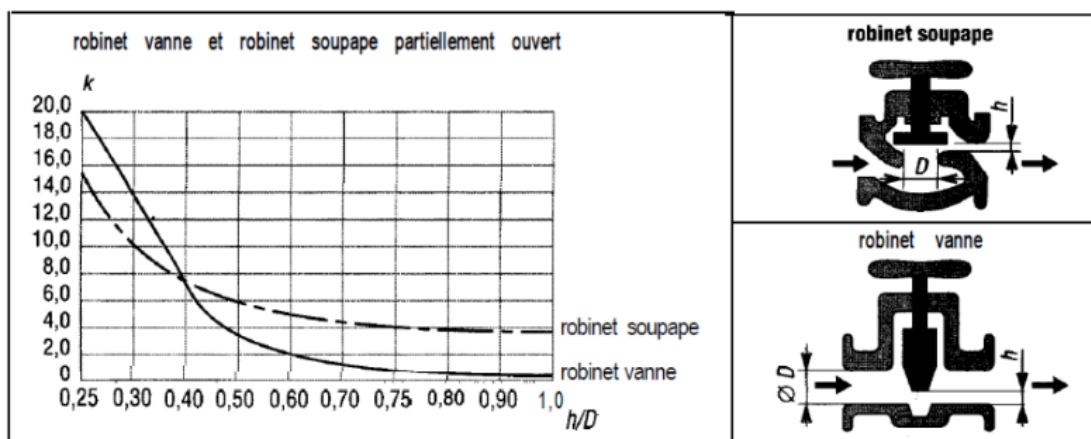
Les pertes de charges singulières résultent de la présence de coudes, raccords, branchements, robinets, etc. Tous ces éléments (singularités), installés le long des canalisations, constituent des obstacles qui freinent le passage du fluide et amènent des pertes de charge.

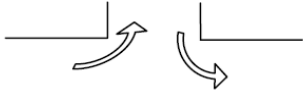
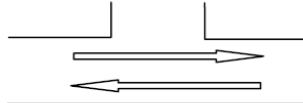
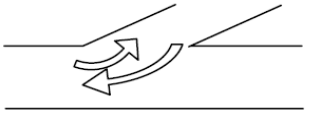
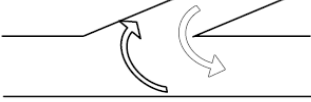
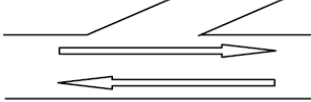
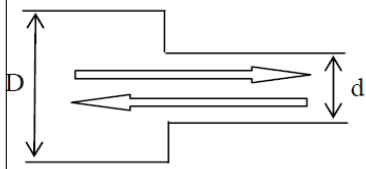
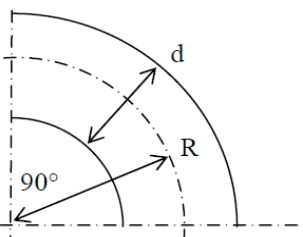
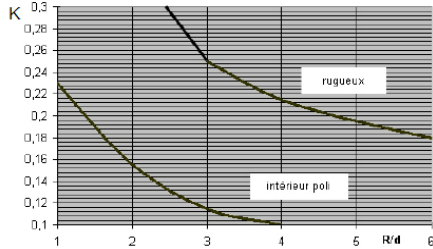
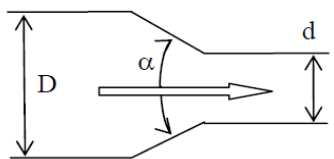
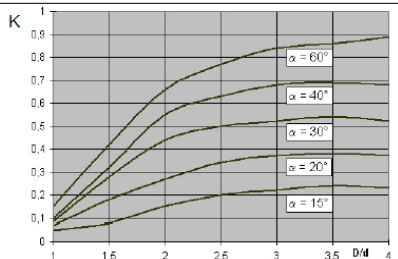
Les pertes de charge singulières sont proportionnelles au carré de la vitesse, elles sont exprimées sous la forme suivante :

$$\Delta h = K \frac{v^2}{2g}$$

Où **K** est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

Le coefficient k est déterminé empiriquement à partir des abaques ou des tableaux.



	Configuration	Valeur de la constante K		
Forme en "T"		1,2		
		0,1		
Forme en "Y"		0,5		
		2,5 à 3		
		0,06 ← 0,15 →		
Rétrécissement : sens de l'écoulement → Elargissement : sens de l'écoulement ←		d/D	K →	K ←
		0,1	0,4	0,81
		0,2	0,38	0,64
		0,4	0,3	0,36
		0,6	0,18	0,16
		0,8	0,05	0,04
		0,9	0,015	0,01
Coude				
Rétrécissement				

3.3. Pertes de charge totales

Lors d'un écoulement dans une conduite hydraulique, les pertes de charge totales sont l'addition de deux types de pertes de charge (régulières et singulières)

Chapitre II : Système hydraulique

I. Circuit hydraulique

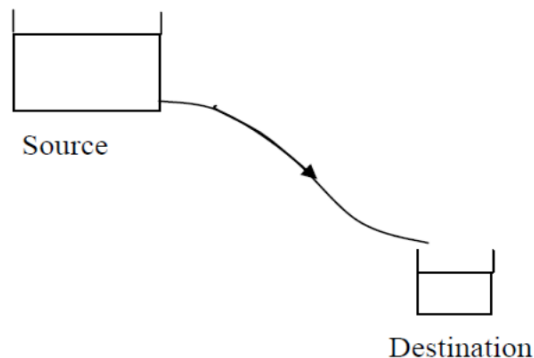
Dans les systèmes hydrauliques, on distingue deux types de circuits :

- Les circuits de transport des liquides ou l'hydraulique urbaine.
- Les circuits de transmission de puissance ou l'hydraulique industrielle.

1. Circuit de transport de liquide

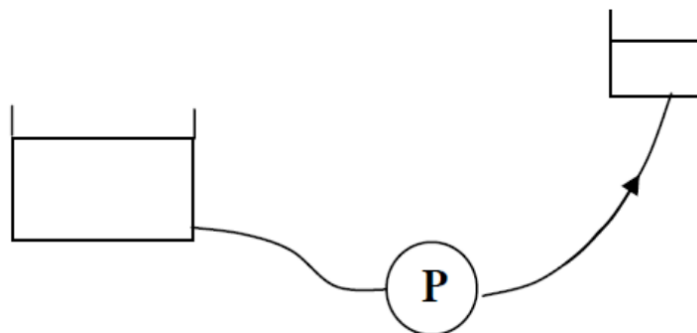
Pour transporter un liquide d'un lieu à un autre, on a deux possibilités :

- Soit par gravité :



Le niveau dans la source est supérieur au niveau de destination.

- Ou par pompage :



Un circuit de transport de liquide se compose essentiellement :

- D'un réservoir source de liquide
- D'une pompe qui assure le transport du liquide (les pompes les plus utilisées sont de types centrifuges qui sont caractérisées par des débits importants et des pressions faibles (quelques dizaines de bar)).
- D'un réservoir de stockage (citerne)

- D'une tuyauterie qui relie les différents constituants

2. Circuit de transmission de puissance ou l'hydraulique industrielle:

Pour ses qualités physico-chimiques (incompressibilité, viscosité, résistance thermique...), l'huile est le fluide le plus utilisé industriellement.

Dans ce type de circuit, une pompe de type volumétrique entraînée par un moteur (électrique si l'installation est fixe, thermique si l'installation est mobile) génère une puissance hydraulique (un débit d'huile sous pression). Cette puissance est transmise à un récepteur hydraulique (vérin ou moteur hydraulique) pour le transformer en puissance mécanique.

Ce type de circuit est caractérisé par des pressions importantes (suivant le besoin) et des débits faibles à moyens.

II. Circuit hydraulique industrielle

1. Description générale

Un circuit d'hydraulique industrielle est constitué de trois zones :

- **1^{ère} zone** : Source d'énergie : c'est un générateur de débit (centrale hydraulique).
- **2^{ème} zone** : Récepteur hydraulique : transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique (vérin, moteur hydraulique).
- **3^{ème} zone** : liaison entre les deux zones précédentes.

On peut trouver dans cette zone :

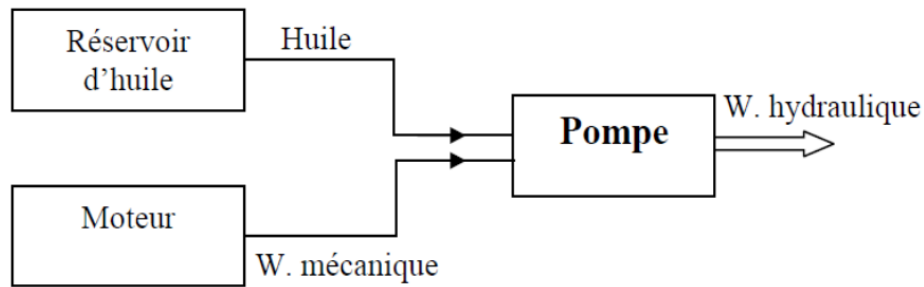
- des éléments de distribution (distributeur)
- des éléments de liaison (tuyaux)
- des accessoires (appareils de mesure, de protection et de régulation)

La transmission de puissance par les circuits hydrauliques est très utilisée dans l'industrie. Parmi les avantages et les inconvénients de ce type de transmission, on cite :

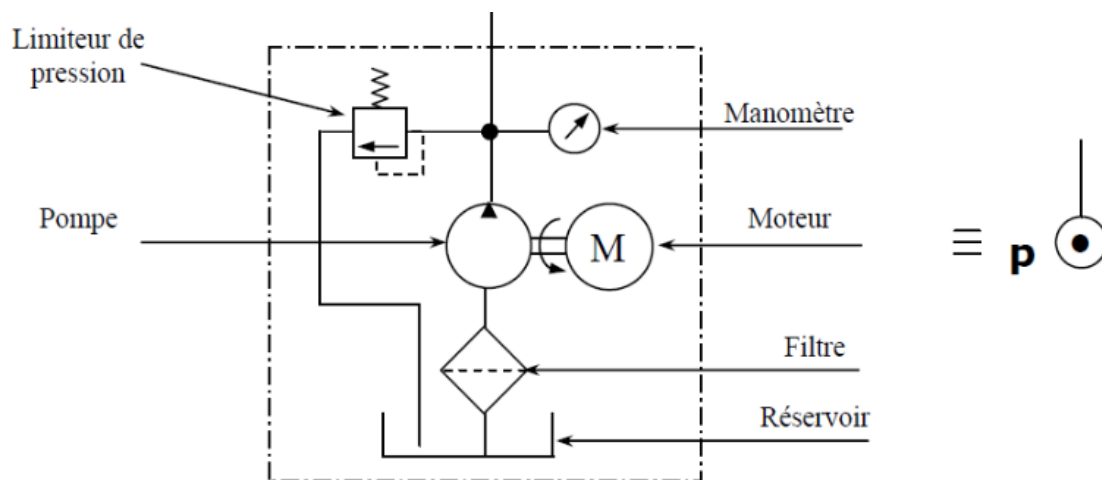
- Encombrement réduit
- Durée de vie élevée
- Facilité de réglage (ex : réglage de vitesse par action sur le débit)
- Possibilité de transmettre des puissances très élevées
- Prix élevé
- Rendement faible

2. Centrale hydraulique :

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



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. Une centrale hydraulique doit contenir aussi d'autres composants (filtre, limiteur de pression, manomètre, ...).



- ✓ **Moteur** : Entraîne l'arbre de la pompe en rotation.
- ✓ **Réservoir** : Le réservoir a pour rôle principalement de stocker l'huile et d'assurer l'alimentation de la pompe. Il permet aussi le refroidissement, la décantation (séparation des liquides et des solides) et la désémulsion de l'huile (séparation de gaz).
- ✓ **Filtre** : La plupart des pannes qui surviennent dans un système hydraulique proviennent du mauvais état de l'huile. La présence des impuretés dans l'huile entraîne une usure excessive des composants du circuit. Le filtre élimine ces impuretés. Un filtre peut être placé soit à l'aspiration de la pompe (protège la pompe mais augmente la perte de charge) ou dans la canalisation de retour au réservoir (nécessité d'avoir un clapet by-pass pour éviter les surpressions dans les circuits en cas de colmatage) ou bien au refoulement (pour assurer la protection particulière d'un organe sensible).
- ✓ **Limiteur de pression** : Il est appelé aussi soupape de sûreté. Son rôle est de protéger la pompe et les composants de circuit contre les surcharges. Il doit être toujours monté en dérivation avec le circuit. Il est fermé au repos et lorsqu'il y a surcharge (la pression à la sortie de la pompe est supérieure à celle de réglage), il s'ouvre et laisse passer l'huile au réservoir.
- ✓ **Manomètre** : Il permet la visualisation de la valeur de pression à fin d'assurer le réglage.

Les pompes utilisées dans les circuits d'hydraulique industrielle sont de types volumétriques.

3. Les pompes volumétriques

3.1. Principe de fonctionnement

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur du quel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Ce déplacement est cyclique.

Pendant un cycle, un volume de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé.

On distingue :

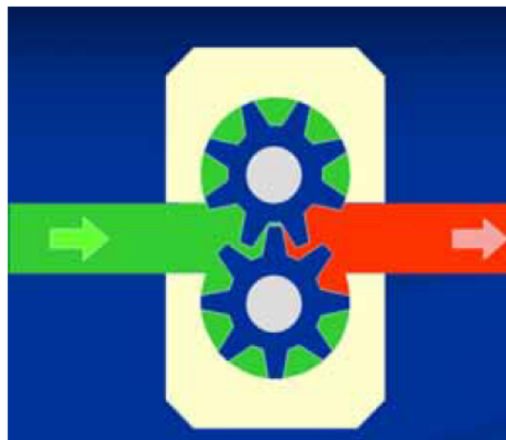
- ✓ les pompes volumétriques alternatives (à piston)
- ✓ les pompes volumétriques rotatives (Ex : à engrenages, à palettes, à lobes,...)

a. Les pompes à engrenages

✓ *Pompes à engrenage extérieur*

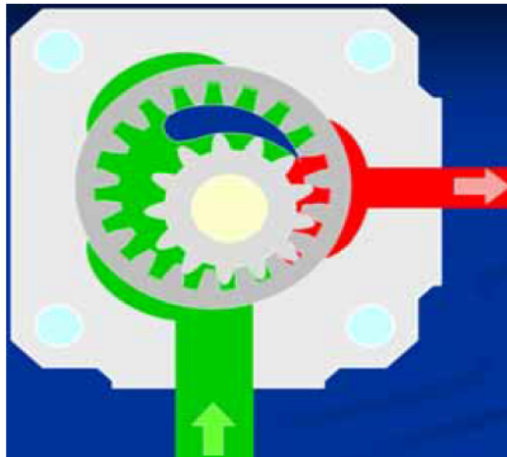
Les pompes à engrenage extérieur sont bruyantes donc utilisées dans le monde agricole, industriel lourd,... Elles peuvent fonctionner jusqu'à 170 bar. Elles ont un rendement d'environ 0,8. L'un des engrenages est moteur tandis que l'autre est mené.

La rotation d'un pignon entraîne la rotation en sens inverse de l'autre, ainsi une chambre se trouve à l'aspiration, l'autre au refoulement.



✓ *Pompes à engrenage intérieur*

Les pompes à engrenage intérieur existent aussi avec une roue à denture intérieure (Couronne dentée) engrenée à un pignon. Dans ce cas la pompe peut disposer d'une pièce intermédiaire en forme de croissant pour séparer entre l'entrée et la sortie pour ainsi diminuer les fuites internes et augmenter la pression de service.



Elles sont compactes et silencieuses, car leur débit est beaucoup plus régulier. Leur limite d'utilisation est autour de 250 bars. Elles ont un rendement d'environ 0,9. Il en existe deux types, avec ou sans croissant.

b. les pompes à pistons axiaux

Le principe est celui de la pompe à vélo mais pour améliorer le débit il y a plusieurs pistons sur la couronne circulaire. On obtient un coefficient d'irrégularité en mettant un nombre impair de pistons.

On les utilise pour des pressions de 250 à 350 bars. Elles sont relativement bruyantes. Elles ont un rendement d'environ 0,9. En fonction de la technologie utilisée elles sont à cylindrée fixe ou variable.

c. pompes à pistons radiaux

On les utilise pour des pressions supérieures à 350 bars. Elles sont très silencieuses. Elles sont utilisées dans les cas de forts débits. Elles ont un rendement d'environ 0,9. Il en existe trois types :

- A système bielle manivelle,
- A excentrique,
- A blocs cylindres excentrés.

Dans les deux premiers systèmes on a des cylindrées constantes. Dans le dernier cas l'excentration peut être modifiée on aura alors une pompe à cylindrée variable.

d. Grandeurs associées aux pompes

✓ La cylindrée (C_y) :

La cylindrée est le volume de fluide refoulé ou aspiré par une pompe en l'absence des fuites, pendant une révolution de l'arbre principal (pendant un tour). Les unités utilisées sont : $[m^3/tr]$; $[l/min]$ ou $[l/tr]$.

✓ Les débits :

On distingue :

- **Le débit moyen théorique : (q_{vmoy})** c'est le volume moyen refoulé par unité de temps, connaissant la cylindrée ce débit est déterminé par : $q_{vmoy} = C_y * N$ (avec N est la vitesse de rotation (tr/s)).
- **Le débit moyen réel: (q_{vmoyr})** c'est le volume refoulé par la pompe en pratique, mesuré en une unité de temps.

✓ Les puissances :

- **La puissance mécanique : (P_m)** c'est la puissance fournie à l'arbre d'entraînement de la pompe par le moteur et peut être donnée par les deux relations suivantes :

$$P_m = C \cdot \omega \quad \text{ou} \quad P_m = q_{vmoy} (p_{sth} - p_e)$$

Avec :

C : Couple d'entraînement de pompe en [Nm]

ω : vitesse angulaire en [rad / s]

p_{sth} : Pression de sortie théorique en [pa]

p_e : Pression d'entrée en [pa].

- **La puissance hydraulique : (P_{hyd})** c'est la puissance fournie par le fluide à la sortie de la pompe. Elle est donnée par :

$$P_{hyd} = q_{vmoyr} (p_s - p_e)$$

Avec p_s est la pression mesurée réellement à la sortie en [pa]

✓ Les rendements:

- **Le rendement volumétrique :** Compte tenu des fuites et de la compressibilité du fluide, le débit réel est toujours différent du débit théorique, on définit ainsi un rapport :

$$\eta_v = \frac{q_{vmoyr}}{q_{vmoy}}$$

$$\eta_v = \frac{q_{vmoyr}}{(q_{vmoyr} + q_{vf})}$$

Avec q_{vf} : Débit moyen de fuites.

- **Le rendement mécanique :** Une chute de pression due à des effets mécaniques et hydrauliques fait passer la pression de sortie théorique p_{sth} à p_s , ainsi on détermine :

$$\eta_m = \frac{(p_s - p_e)}{(p_{sth} - p_e)}$$

- **Le rendement hydromécanique (η_{hm})** : A cause des frottements mécaniques entre les différentes pièces et du frottement de liquide contre les parois, le couple reçu par la pompe ne sera pas entièrement transformé en pression :

$$\eta_{hm} = \frac{C_y \cdot \Delta p}{2\pi C}$$

Avec : C_y : Cylindrée en m^3/tr ,

Δp : différence de pression aux bornes de la pompe en Pa.

C : couple en N.m

- **Le rendement global**: C'est le rapport de la puissance à la sortie et celle à l'entrée :

$$\eta_t = \frac{P_{hyd}}{P_{mec}} = \eta_v \cdot \eta_m$$

- ✓ **Le couple d'entraînement (C)** : C'est le couple à appliquer à l'arbre d'entraînement de la pompe : Unité : [Nm]

On a

$$P_h = \eta_t \cdot P_m \text{ donc } (p_s - p_e) \times q_{vmoyr} = \eta_t \times C \times \omega$$

Or

$$q_{vmoyr} = C_y \times N \times \eta_v$$

D'où,

$$C = \frac{C_y (p_s - p_e)}{2\pi \eta_m}$$

- ✓ **Symboles :**



Pompe à cylindrée fixe



Pompe à cylindrée variable



Pompe à deux sens de flux

4.

Les récepteurs hydrauliques transforment l'énergie hydraulique

On distingue :

- Les récepteurs pour mouvement de translation : les vérins.
- Les récepteurs pour mouvement de rotation : les moteurs hydrauliques.

4.1. Les vérins

a. Présentation

Un vérin est l'élément récepteur de l'énergie dans un circuit hydraulique. Il permet de développer un effort très important avec une vitesse très précise.

Il existe plusieurs types de vérins, on distingue :

✓ **Vérin simple effet :**

L'ensemble tige piston se déplace dans un seul sens sous l'action du fluide sous pression. Le retour est effectué par ressort. Il a l'avantage d'être économique en consommant moins d'huile mais il est encombrant et donne une course limitée. Il est utilisé dans les travaux simples (serrage, éjection, levage...).

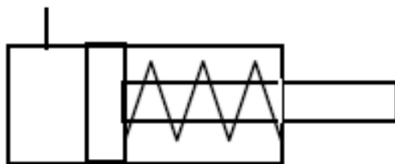
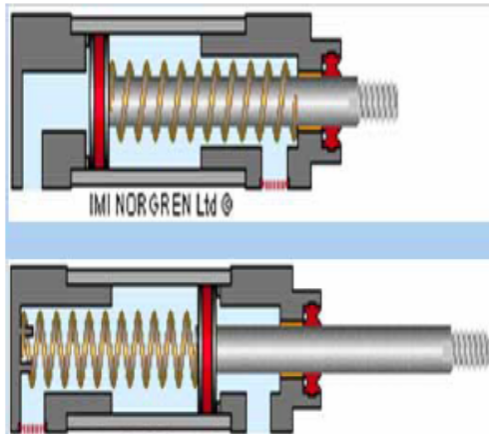
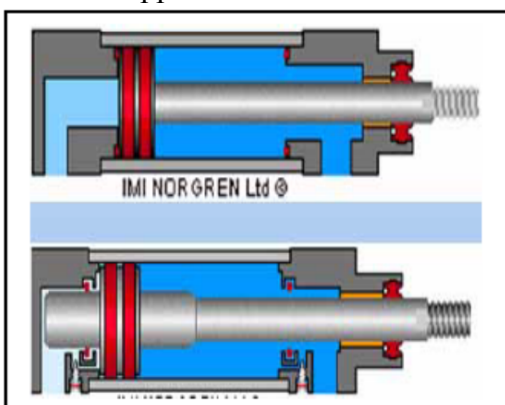


Schéma vérin simple effet

✓ **Vérin double effet :**

L'ensemble tige piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide. L'effort en poussant est légèrement plus grand que l'effort en tirant. Il permet un réglage plus facile de la vitesse mais il est plus coûteux. Il est utilisé dans de grand nombre d'applications industriels.



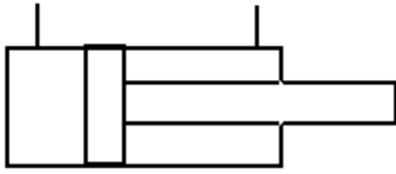
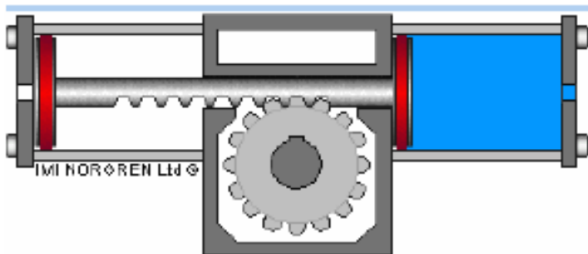
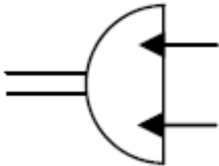


Schéma vérin double effet

✓ Vérin rotatif :

Ce vérin permet de transformer l'énergie du fluide en mouvement de rotation

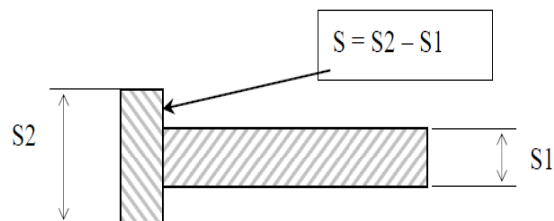


b. dimensionnement

Pour dimensionner les vérins, on détermine la section S_2 du piston à partir de la relation suivante :

$$F = P * S_2$$

Avec F la force de la charge à déplacer et p la pression du système



De même, on détermine la vitesse de sortie du vérin par la relation :

$$v = \frac{q_v}{S_2}$$

Avec v en m/s, q_v en m^3/s et S_2 en m^2

La puissance hydraulique qui correspond à la puissance absorbée par le vérin est :

$$P = F * v = p * S * v = p * q_v$$

4.2. Les moteurs hydrauliques

a. Définition

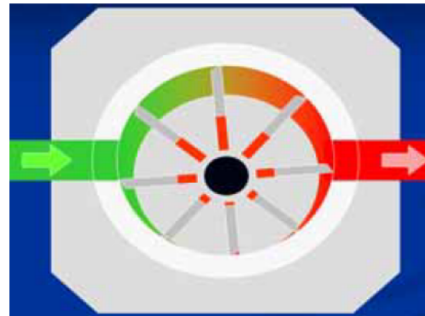
Dans ce type d'actionneur, l'énergie hydraulique fournie par un fluide sous pression est transformée en énergie mécanique. Il en résulte un mouvement de rotation sur l'arbre de sortie.

Les moteurs hydrauliques présentent deux caractéristiques : le couple moteur et la vitesse de rotation. Leur avantage c'est qu'ils développent une grande puissance pour un encombrement réduit.

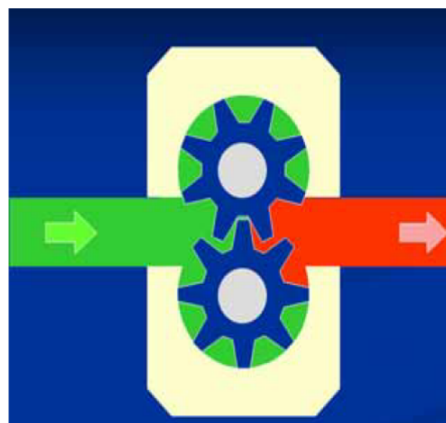
b. Principaux types de moteurs hydrauliques

Les moteurs sont classés en deux familles : Les moteurs rapides (les moteurs à palettes, les moteurs à engrenages, les moteurs à pistons axiaux, et les moteurs à pistons radiaux) et les moteurs lents (cylindrée élevée)

- ✓ **Moteur à palettes** : L'huile sous pression provoque la rotation des palettes implantées sur le rotor. Sa réalisation est simple mais il transmet une puissance relativement faible.

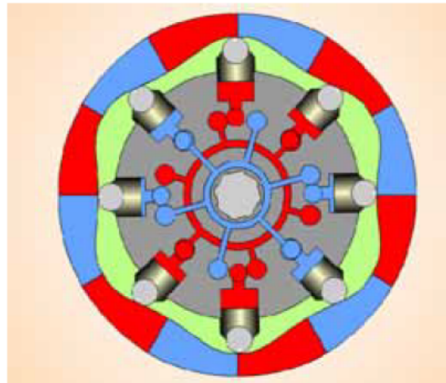


- ✓ **Moteur à pistons axiaux** : Les pistons en communication avec la haute pression se déplacent en tournant et par une liaison rotule avec le tourillon obligent ce dernier à tourner. Le couple développé et la vitesse sont très importants avec une possibilité de varier la cylindrée, mais il est coûteux.
- ✓ **Moteur à engrenage** : Même conception que la pompe à engrenage, la pression du fluide entraîne en rotation les roues dont l'une est motrice. Il présente un encombrement très réduit et il est économique. mais il présente un rendement limité.



- ✓ **Moteur à pistons radiaux :** Contrairement aux pompes à pistons radiaux, les pistons peuvent tourner sur une came (stator) permettant d'avoir plusieurs courses par tour. Le nombre des pistons est impair pour la continuité de débit et l'équilibrage. Possibilité d'avoir une distribution cylindrique ou plane du fluide. Le couple développé est très important mais la vitesse est faible et ce moteur est encombrant et coûteux.

Cy = n.n'.c.s (*n*: nombre des pistons, *n'* : nombre de courses par tour, *c*: course et *s*: surface du piston).



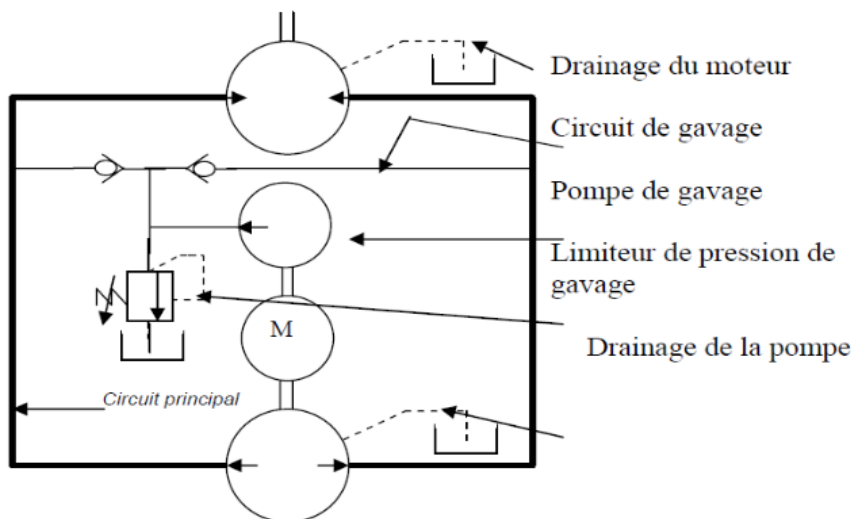
c. Problèmes rencontrés

- ✓ **Gavage des moteurs hydrauliques:**

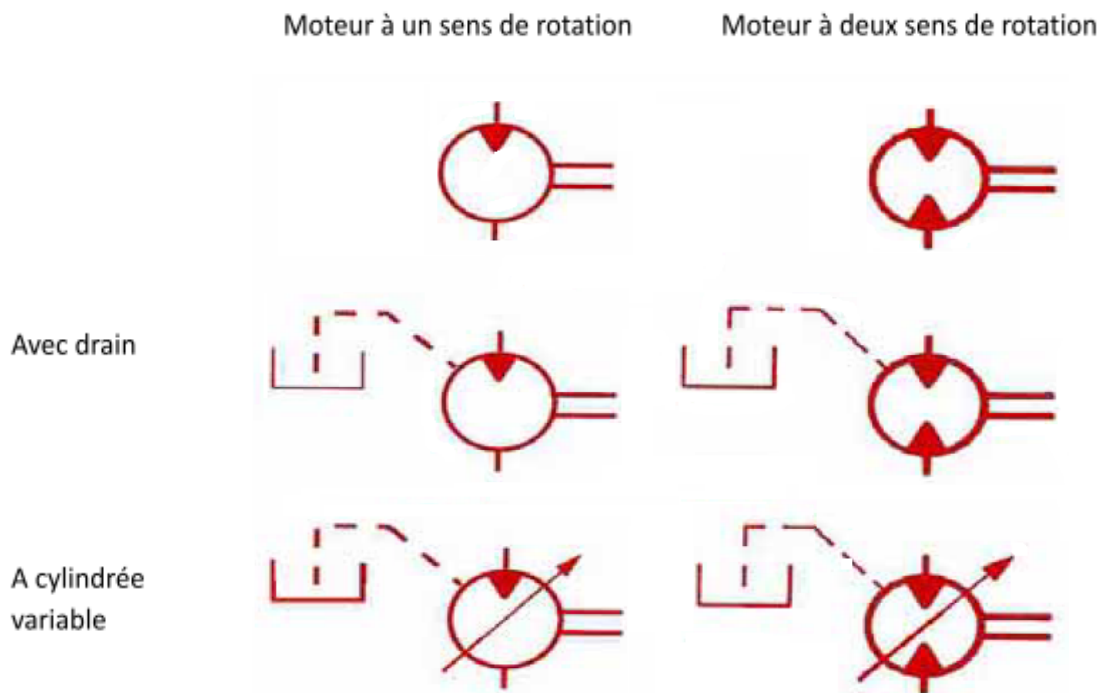
Lorsque la pression est coupée, le moteur continue à tourner sous l'effet de l'inertie créant ainsi une dépression dans le circuit et fonctionne comme une pompe, risque d'un phénomène de cavitation (formation de bulles de vapeurs en atteignant la pression de vapeur saturante), d'où la nécessité d'un circuit secondaire appelé *circuit de gavage* permettant d'alimenter le moteur quand la pression dans le circuit principale s'annule, le moteur s'arrête alors progressivement.

- ✓ **Drainage des moteurs hydrauliques:**

Pour les moteurs à pistons les fuites peuvent causer des perturbations de fonctionnement (accumulation d'huile derrière les pistons) pour cette raison il faut prévoir un circuit de retour de ces fuites vers le réservoir appelé circuit de drainage.



d. Symbolisation



e. Caractéristiques associées aux moteurs hydrauliques

✓ **Puissance hydraulique:** C'est la puissance d'entrée pour le moteur

$$P_h = Q_e \cdot \Delta p \quad \text{avec } \Delta p = (p_e - p_s)$$

✓ **Rendement volumétrique :** Le fluide entre dans le moteur avec un débit Q_e débité réellement par la pompe, mais le moteur ne peut refouler que le débit $Q_s = C_y \cdot N$ le débit excédentaire constitue les fuites. on peut écrire alors : $Q_e = Q_s + q_{\text{fuites}}$

Donc le rendement volumétrique est :

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_e} = \frac{C_y.N}{Q_e}$$

N en ras/s

✓ **Puissance mécanique:** C'est la puissance de sortie développée par le moteur :

$$P_m = C.\omega$$

✓ **Rendement :** Le rendement global du moteur est :

$$\eta_g = \frac{P_m}{P_h} = \frac{C.\omega}{Q_e.\Delta p} = \eta_m.\eta_v$$

Avec : η_m est le rendement mécanique du moteur:

$$\eta_m = \frac{2\pi.C}{C_y.\Delta p}$$

5. Les distributeurs

5.1. Missions

Le rôle d'un distributeur est de diriger le fluide dans une ou plusieurs directions.

Un distributeur est caractérisé par un nombre d'orifices et un nombre de positions. Le nombre d'orifice indique les chemins du fluide et le nombre de position indique le nombre de commutation.

Chaque position est symbolisée par une case. A l'intérieur de chaque case, on indique les chemins que peut emprunter le fluide, ainsi que le sens d'écoulement.

En se déplaçant dans l'alésage du corps, le tiroir vient mettre en communication les différents orifices du distributeur. Ces orifices dont le nombre varie ont une désignation normalisée :

- Arrivée de la pression : P
- Retour au réservoir : R et T
- Utilisation (branchement des actionneurs) : A et B
- Pilotages : X et Y

Un distributeur peut être à commande manuelle, mécanique, électrique (électromagnétique), hydraulique ou pneumatique. Dans le cas d'une commande électrique, on parle d'électro-distributeurs.

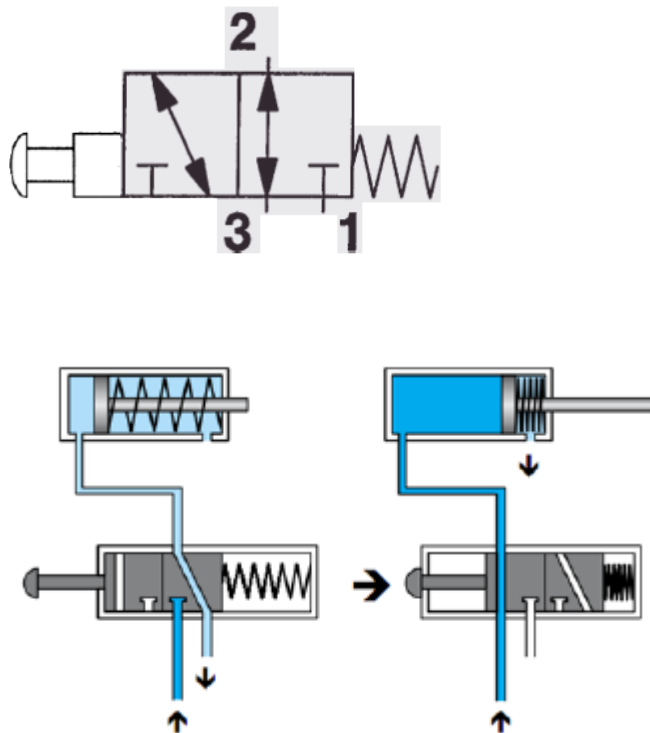
5.2. Distributeur 3/2

Le distributeur 3/2 permet d'activer et de désactiver des signaux. Il a trois orifices de raccordement et deux positions de commutation.

La commande peut être manuelle, mécanique, électrique ou pneumatique. Le mode de commande dépend des exigences de la commande.

Il permet la commande des vérins simple effet.

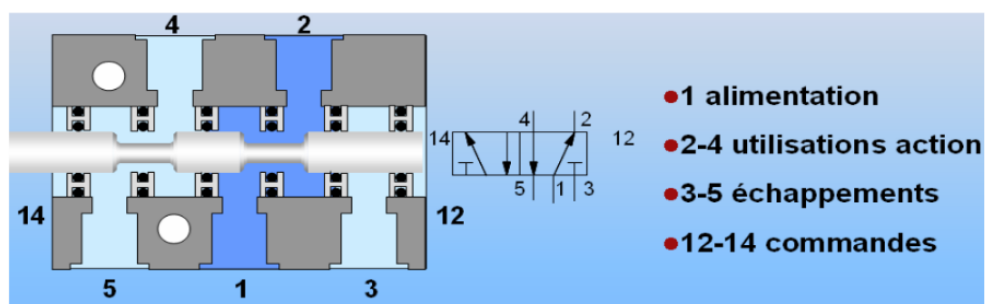
L'exemple du schéma ci-dessous, est d'un distributeur 3/2 avec une commande manuelle à bouton poussoir.



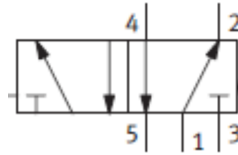
5.3. Distributeur 5/2

Le distributeur 5/2 autorise l'écoulement du fluide dans deux sens. Il permet la commande des vérins à double effet. Il a cinq orifices de travail et deux positions de commutation.

Un exemple de distributeur 5/2 est le distributeur à tiroir coulissant (figure ci-dessous). Son organe de commande est un piston reliant ou obturant les orifices considérés par mouvements longitudinaux.



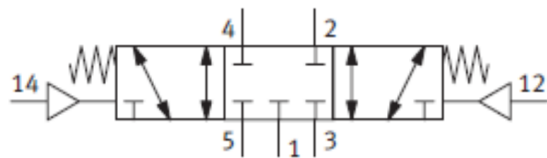
Le schéma général d'un distributeur 5/2 est comme suit :



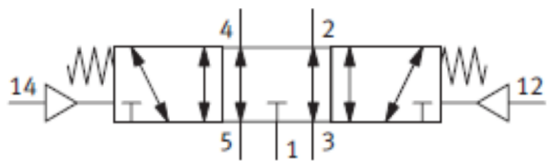
5.4. Distributeur 5/3

Le distributeur 5/3 a cinq orifices de travail et trois positions de commutation. Ces distributeurs permettent d'immobiliser des vérins à double effet sur leur course. En l'absence de signal sur les deux orifices de commande, le distributeur est maintenu en position centrée par des ressorts.

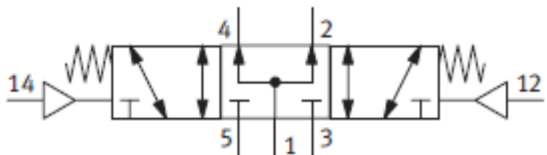
Les trois figures ci-dessous représentent les trois positions de commutation d'un distributeur pneumatique 5/3 à commande pneumatique.



Centre fermé



Centre à l'échappement



Centre ouvert

5.5. Types de commandes

Commande manuelle	Par levier	Par bouton poussoir	Par pédale	Générale
Commande mécanique	Par palpeur ou poussoir	Par ressort	Par galet	Par galet escamotable
Commande par pression	Par augmentation de pression hydraulique	Par augmentation de pression pneumatique	Par diminution de pression hydraulique	Par diminution de pression pneumatique
Commande électrique	Electro-aimant à simple enroulement	Moteur électrique	Electropneumatique	Electro-aimant à double enroulement

6. Les appareils de protection et de régulation

6.1. Clapet anti-retour

Un clapet anti-retour permet la circulation du fluide dans un seul sens, c'est de A vers B. Alors que la circulation de B vers A est bloquée par la présence de la bille.



6.2. Réglage du débit

La vitesse d'un récepteur hydraulique (vérin ou moteur) est fonction du débit.

Le réglage du débit est obtenu par un étranglement.

On trouve les limiteurs de débit, les régulateurs de débit et les diviseurs de débit.



Limiteur de débit bidirectionnel



Limiteur de débit unidirectionnel

6.3. Accumulateurs

Les accumulateurs sont des appareils entrant dans la constitution des systèmes hydrauliques. Ils servent à emmagasiner une réserve d'énergie.

Ils se montent en dérivation avec le circuit principal permettant de stocker une quantité de fluide sous pression et la restituer (donner) en cas de besoin, par exemple en cas de chute de pression accidentelle, compensation des fuites, équilibrage des forces... Dans certains cas l'utilisation d'un accumulateur est indispensable pour la sécurité, ex élévateur des charges.

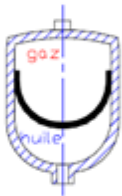
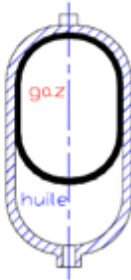
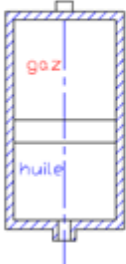
Les accumulateurs utilisés sont des accumulateurs hydropneumatiques qui sont des accumulateurs à gaz avec élément de séparation (paroi plastique) entre le gaz et le fluide. Le gaz le plus souvent utilisé est l'azote (inerte et de bonne compressibilité).

Dans les circuits hydrauliques, le fluide ne peut pas être comprimé. Afin de sauvegarder une réserve d'énergie sous pression, on se sert d'un gaz : l'azote.

Ce gaz est comprimé dans un réservoir par le fluide hydraulique. En cas de besoin, le gaz se détend pour restituer le fluide sous pression dans le circuit.

Le gaz et le fluide ne sont pas en contact.

On distingue les accumulateurs à membrane, à vessie ou à piston.

à membrane	à vessie	à piston
		

6.4. Les filtres

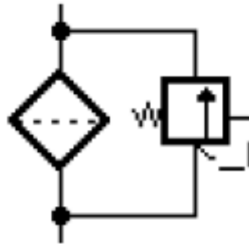
Les filtres sont destinés à éliminer les particules solides présentes dans l'huile

Les filtres les plus courants sont constitués d'une grille dont la maille est appropriée à la taille des particules à retenir, on parle de porosité des filtres.

A force d'arrêter des particules, le filtre finit par se boucher (se colmater) et il est nécessaire de le remplacer ou de le maintenir.

Pour la protection de ce filtre contre le déchirement de ses parois en cas de colmatage, nous utilisons :

- ✓ Les limiteurs de pression bypasses: dès que la perte de charge provoquée par le colmatage devient inacceptable, le débit d'huile passe à côté du filtre. L'huile n'est plus filtrée mais le déchirement du filtre est évité.



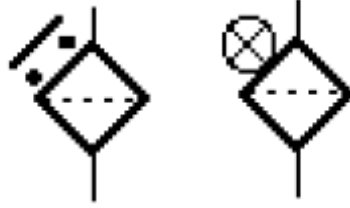
- ✓ Les clapets anti-retour : ils évitent un débit à contresens, ce qui provoquerait un retour des impuretés accumulées dans le circuit.



L'efficacité d'un filtre s'exprime par la taille des particules arrêtées par celui-ci, exprimée en μm (10^{-3} mm). C'est la porosité.

Pour la protection des filtres contre le colmatage, on utilise des indicateurs qui donnent une information lorsque la perte de charge provoquée par le colmatage devient inacceptable. Cette information peut être un voyant, un contact géré par la partie commande.

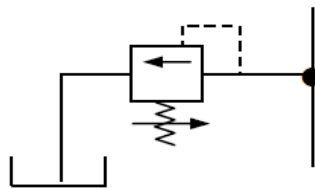
Filtre avec indicateur
de colmatage à contact



Filtre avec indicateur de
colmatage à voyant

6.5. Limiteur de pression

Il est appelé aussi soupape de sûreté. Son rôle est de protéger la pompe et les composants de circuit contre les surcharges. Il doit être toujours monté en dérivation avec le circuit. Il est fermé au repos et lorsqu'il y a surcharge (la pression à la sortie de la pompe est supérieure à celle de réglage), il s'ouvre et laisse passer l'huile au réservoir.



Partie II: Systèmes pneumatiques

I. Terminologie de base de la pneumatique

1. Bases physiques

L'air est un mélange gazeux dont la composition est la suivante :

- Environ 78 % d'azote en volume
- Environ 21 % d'oxygène en volume.

Il contient en outre des traces de gaz carbonique, d'argon, d'hydrogène, de néon, d'hélium, de krypton et de xénon.

2. Pression

1 Pa équivaut à la pression exercée par une force de 1 N agissant perpendiculairement sur une surface de 1 m².

La pression régnant à la surface de la Terre est appelée pression atmosphérique ambiante (p_{amb}). Cette pression est aussi appelée pression de référence. Cette pression délimite la plage de surpression ($p_e > 0$) et la plage de dépression ou de vide ($p_e < 0$). La différence par rapport à la pression atmosphérique p_e se calcule par la formule suivante :

$$p_e = p_{abs} - p_{amb}$$

La pression atmosphérique n'est pas constante. Elle varie avec la position géographique et les conditions météorologiques.

La pression absolue p_{abs} est la valeur rapportée à la pression nulle (vide absolu). Elle est égale à la somme de la pression atmosphérique et de la surpression ou de la dépression (vide). Dans la pratique, on utilise surtout des appareils de mesure de pression ou « manomètres » indiquant uniquement la surpression p_e . La valeur de la pression absolue p_{abs} est d'environ 100 kPa (1 bar) supérieure.

En pneumatique, il est usuel de rapporter les indications de débit aux conditions dites « normales ». Les conditions normales selon la norme DIN 1343 sont celles d'un solide, d'un liquide ou d'un gaz soumis à une température et à une pression normales.

- Température normale $T_n = 273,15$ K, $t_n = 0$ °C

- Pression normale $p_n = 101325 \text{ Pa} = 1,01325 \text{ bar}$

3. Propriétés de l'air

L'air se caractérise par sa très faible cohésion ; les forces qui s'exercent entre les molécules d'air sont donc négligeables dans les conditions de service usuelles en pneumatique. L'air, tout comme l'ensemble des gaz, n'a pas de forme bien définie. Sa forme varie sous l'effet du moindre effort et s'adapte à l'espace maximal disponible.

3.1. Loi de Boyle-Mariotte

L'air peut se comprimer (compression) et tend naturellement à se dilater (expansion). Ce sont ces propriétés que décrit la loi de Boyle-Mariotte : à température constante, le volume d'une quantité de gaz enfermée dans une enceinte est inversement proportionnel à la pression absolue. En d'autres termes, le produit du volume par la pression absolue est constant pour une quantité de gaz donnée.

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 = p_3 \cdot V_3 = \text{constante}$$

3.2. Loi de Gay-Lussac

À pression constante, à une température de 273 K et pour un échauffement de 1 K, l'air se dilate de 1/273 de son volume. La loi de Gay-Lussac énonce le principe suivant : le volume d'une quantité de gaz enfermée dans une enceinte est proportionnel à la température absolue tant que la pression ne varie pas.

$$\frac{V}{T} = \text{constante}$$

3.3. Équation générale des gaz

L'équation générale des gaz reprend toutes les lois des gaz :

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} = \text{constante}$$

Cette équation générale des gaz permet d'obtenir les lois précitées en maintenant constant l'un des trois facteurs p , V ou T .

- Pression p constante : variations isobares
- Volume V constant : variations isochores
- Température T constante : variations isothermes

III. Production en air comprimé et alimentation en air comprimé

1. Conditionnement de l'air comprimé

Pour pouvoir assurer la fiabilité d'une commande pneumatique, il faut l'alimenter en air comprimé de qualité suffisante. Les facteurs sont à cet égard les suivants :

- pression correcte ;

- air sec ;
- air épuré.

Si ces exigences ne sont pas satisfaites, les défaillances des machines peuvent se multiplier et entraîner des coûts d'exploitation supérieurs.

La production de l'air comprimé commence par la compression. L'air comprimé traverse toute une série de composants avant d'atteindre le récepteur. Le type de compresseur et son implantation influencent plus ou moins la quantité d'impuretés, d'huile et d'eau pénétrant dans un système pneumatique. Les composants suivants doivent être de préférence utilisés pour le conditionnement de l'air comprimé :

- filtre d'aspiration ;
- compresseur ;
- accumulateur ;
- déshydrateur ;
- filtre à purgeur de condensats ;
- manodétendeur (régulateur de pression) ;
- lubrificateur (au besoin) ;
- points de purge des condensats.

1.1 Conséquences d'un mauvais conditionnement de l'air comprimé

De l'air mal conditionné augmente le nombre de pannes et diminue la durée de vie des systèmes pneumatiques. Ceci se remarque aux constats suivants :

- usure accrue des joints et pièces mobiles dans les distributeurs et vérins ;
- distributeurs huileux ;
- silencieux encrassés ;
- corrosion dans les tuyaux, distributeurs, vérins et autres composants ;
- lessivage de la lubrification des composants mobiles.

En cas de défauts d'étanchéité, les fuites d'air comprimé peuvent affecter les produits à traiter (produits alimentaires, par exemple).

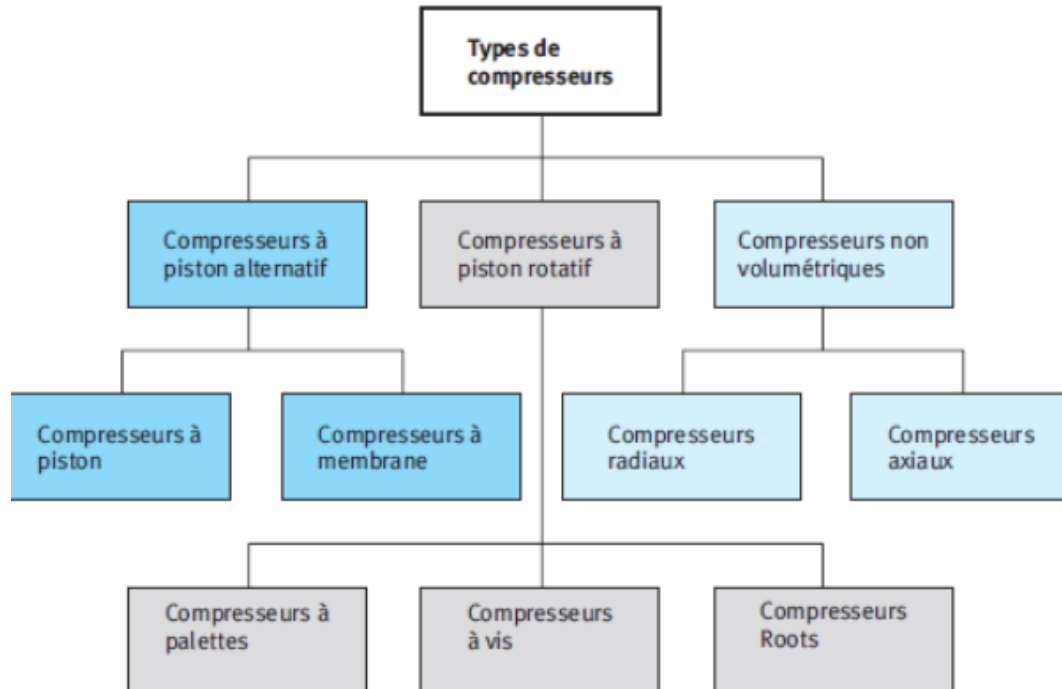
1.2 Niveau de pression

En règle générale, les composants pneumatiques sont conçus pour une pression de service maximale de 800 à 1000 kPa (8 à 10 bar). Une pression de 600 kPa (6 bar) est toutefois suffisante pour une exploitation économique. Les résistances à l'écoulement dans les différents composants (tels que limiteurs de débit) et dans les tuyauteries imposent de tenir compte d'une perte de charge comprise entre 10 et 50 kPa (0,1 et 0,5 bar). Le compresseur devrait donc délivrer une pression de 650 à 700 kPa (6,5 à 7 bar) pour assurer la pression de service désirée de 600 kPa (6 bar).

2. Compresseurs

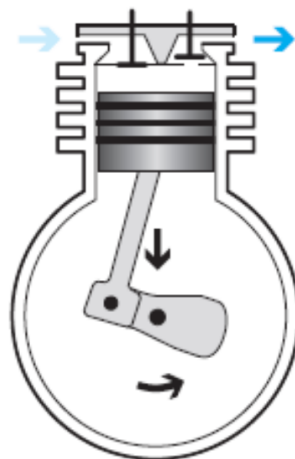
2.1. Présentation

Le choix d'un compresseur dépend de la pression de travail et de la quantité d'air nécessaire. Les compresseurs se distinguent par leur type.



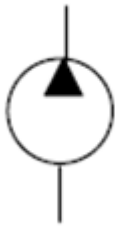
Le compresseur le plus utilisé est le **Compresseur à piston alternatif** car il est disponibles pour de grandes plages de pression.

Pour ce compresseur, un piston à mouvement alternatif comprime l'air aspiré par une soupape d'entrée. L'air comprimé est délivré par une soupape de sortie.



2.2. Symbolisation

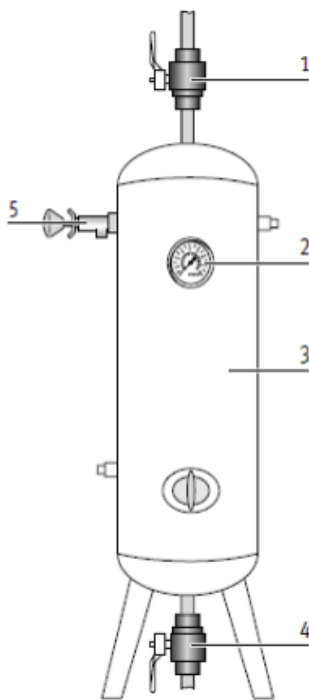
Le compresseur est symbolisé comme suit :



3. Accumulateur

Afin de stabiliser l'air comprimé, on monte un accumulateur en aval du compresseur. L'accumulateur compense les variations de pression au prélèvement d'air comprimé par le système. Quand la pression dans l'accumulateur tombe au-dessous d'une certaine valeur, le compresseur refait l'appoint jusqu'à ce que la pression supérieure réglée soit de nouveau atteinte. Ceci présente l'avantage de ne pas avoir à faire fonctionner le compresseur en régime permanent.

En raison de la surface relativement grande de l'accumulateur, l'air comprimé se refroidit. Il y a alors condensation d'eau, qu'il faut purger régulièrement par l'intermédiaire d'un robinet.



1 : robinet d'arrêt ; 2 : manomètre ; 3 : accumulateur ; 4 : robinet de purge ; 5 : limiteur de pression

La taille de l'accumulateur dépend des critères suivants :

- débit du compresseur.
- besoins en air du système ;
- réseau de tuyauteries (volume additionnel éventuel) ;
- régulation du compresseur ;
- variations de pression admissibles dans le réseau.

4. Distribution de l'air

Pour assurer une distribution fiable et sans panne de l'air comprimé, plusieurs points sont à prendre en compte. Le bon dimensionnement du système de tuyauteries est à cet égard important, tout comme le matériau utilisé pour les tuyaux, la perte de charge, la disposition des tuyaux et la maintenance.

Dans le cas d'installations neuves, il convient de toujours tenir compte d'une extension ultérieure du réseau d'air comprimé. Il faut donc que la conduite principale soit quelque peu surdimensionnée par rapport aux besoins momentanés du système. Dans l'optique d'extensions ultérieures, il est recommandé de monter des obturateurs et robinets d'arrêt additionnels.

Concernant le matériau des conduites, un système d'air comprimé moderne impose des exigences particulières à la nature des tuyaux. Ces derniers doivent assurer de faibles pertes de charge, une parfaite étanchéité, une bonne résistance à la corrosion et des possibilités d'extension. Le prix du matériau n'est pas le seul critère, il faut aussi tenir compte du coût d'installation, qui est le plus faible dans le cas du plastique. Les tuyaux en plastique peuvent se raccorder avec une étanchéité parfaite à l'air par collage et se prêtent en outre à des extensions plus faciles. Les tuyaux en cuivre ou en acier, en revanche, ont un prix d'achat inférieur, mais doivent se raccorder par brasage, soudage ou raccords filetés. Si ce travail n'est pas exécuté avec soin, il peut arriver que des copeaux, des résidus de soudure, des dépôts ou des produits d'étanchéité pénètrent dans le système. Il peut alors en résulter de sérieuses pannes.

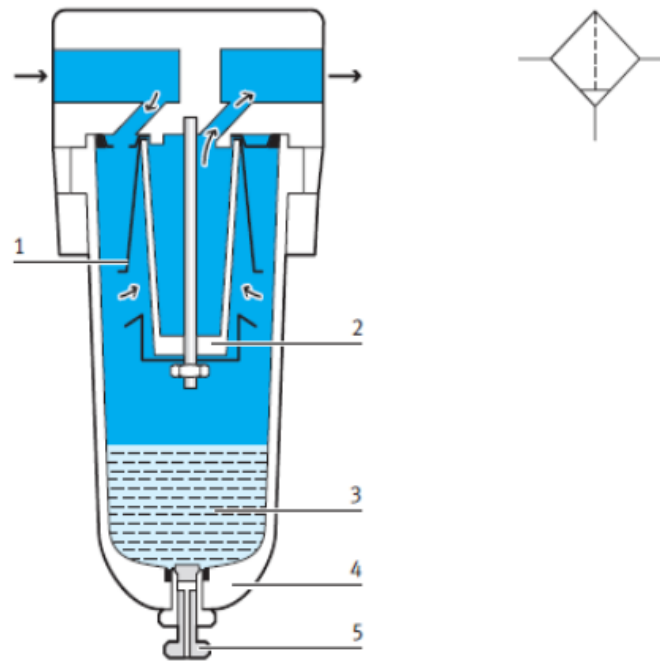
5. Unité de conditionnement

Les différentes fonctions du conditionnement de l'air comprimé – filtration, régulation et lubrification – peuvent se réaliser à l'aide de composants discrets. Cependant, ces fonctions sont souvent regroupées en une seule et même unité, appelée unité de conditionnement. Une unité de conditionnement se monte en amont de toute installation pneumatique.

L'utilisation d'un lubrificateur n'est plus systématique dans les installations modernes. Il ne s'utilise qu'en cas de besoin, notamment dans la partie puissance d'une installation. L'air comprimé n'a pas besoin d'être lubrifié dans la partie commande.

5.1. *Filtre à air comprimé*

L'eau de condensation, les impuretés et l'excès d'huile peuvent entraîner l'usure des pièces mobiles et joints des composants pneumatiques. Des fuites de ces substances peuvent se produire par suite de défauts d'étanchéité. Sans l'utilisation de filtres à air comprimé, les produits à transformer dans l'industrie agroalimentaire, pharmaceutique ou chimique, par exemple, pourraient être pollués et rendus ainsi inutilisables.



1 : tourbillonneur ; 2 : filtre fritté ; 3 : condensats ; 4 : cuvette ; 5 : vis de purge

Les condensats recueillis doivent être purgés avant d'avoir atteint un repère de limite supérieure car ils seraient sinon de nouveau entraînés par le flux d'air.

En cas de production constante d'eau de condensation, il est recommandé d'utiliser un purgeur automatique au lieu d'un robinet de purge manuelle.

La périodicité de remplacement de l'élément filtrant dépend de l'état de l'air comprimé, des besoins en air des composants pneumatiques raccordés et de la taille du filtre. La maintenance du filtre englobe les points suivants :

- remplacement ou nettoyage de l'élément filtrant ;
- purge des condensats.

Pour les opérations de nettoyage, il convient de respecter les indications du fabricant concernant le produit de nettoyage.

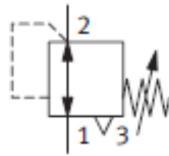
5.2. Manodétendeur

L'air comprimé produit par le compresseur est sujet à des variations de pression. L'existence de variations de pression dans le système de tuyauteries peut avoir un effet négatif sur les propriétés de commutation des distributeurs, sur les durées de sortie et de rentrée de la tige des vérins et sur les temps de réaction des limiteurs de débit et composants temporisés.

Une pression de travail constante est la condition nécessaire au fonctionnement sans problème d'une installation pneumatique. Pour maintenir un niveau de pression constant, on raccorde en un point central du réseau d'air comprimé un régulateur de pression, qui assure une pression constante dans le système (pression secondaire). Ce régulateur de pression ou manodétendeur se monte en amont du filtre à air comprimé et maintient la pression de travail constante. Le niveau de la pression doit toujours être adapté aux exigences de la partie considérée de l'installation.

Dans la pratique, une pression de travail de 600 kPa (6 bar) qui s'est avérée être le meilleur compromis technique et économique entre production de l'air comprimé et performances des composants.

Une pression de service supérieure conduirait à une exploitation défavorable de l'énergie et à une plus grande usure, une pression inférieure à un mauvais rendement, surtout dans la partie puissance.



5.3. Lubrificateur

Le lubrificateur permet d'enrichir d'huile l'air comprimé si des pièces mobiles de distributeurs et vérins ont besoin d'une lubrification externe.

La lubrification doit toujours se limiter aux parties d'une installation ayant besoin d'air lubrifié

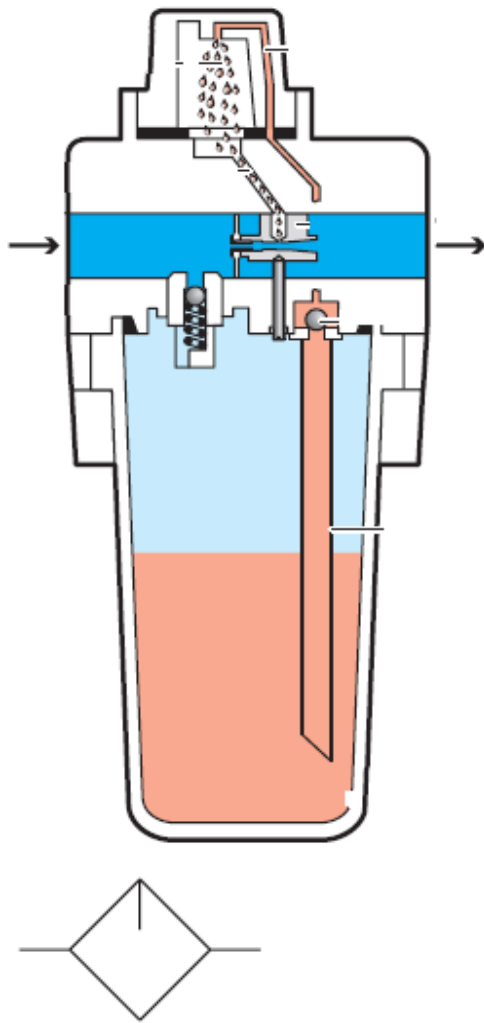
Un excès de lubrification peut causer les problèmes suivants :

- dysfonctionnements de composants ;
- pollution de l'environnement ;
- blocage (collage) de composants à l'issue d'une immobilisation prolongée.

En général, l'air comprimé ne doit être lubrifié que si :

- des mouvements extrêmement rapides sont exigés
- on utilise des vérins de grand diamètre d'alésage

Le principe de fonctionnement d'un lubrificateur est : L'air comprimé traverse le lubrificateur et engendre une dépression au passage d'un étranglement. Cette dépression aspire de l'huile dans le réservoir par un tube plongeur. L'huile parvient à une chambre de goutte-à-goutte, est nébulisée par le flux d'air et entraînée par ce dernier.



5.4. Combinaisons d'appareils

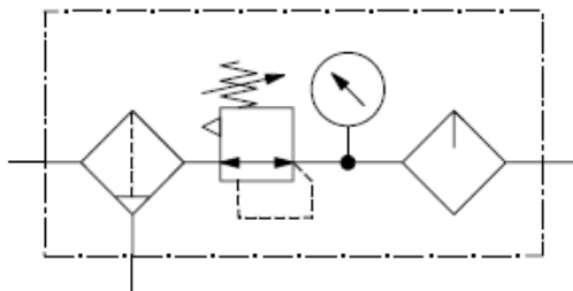
En cas de regroupement des différents appareils en une unité de conditionnement, il convient de veiller aux points suivants :

La taille des appareils combinés se détermine en fonction du débit de l'air (m^3/h). Un débit trop élevé se traduit par une forte perte de charge des appareils. Il convient donc de respecter impérativement les indications des fabricants.

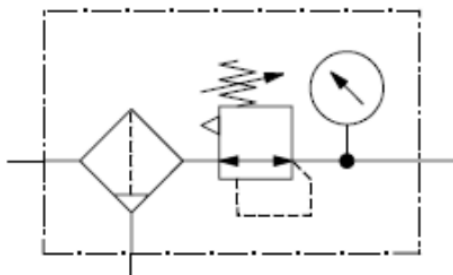
- La pression de service ne doit pas dépasser la valeur indiquée sur l'unité de conditionnement. La température ambiante ne doit pas être supérieure à $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (valeur maximale pour les cuvettes en plastique).



Unité de conditionnement



Symboles détaillé et simplifié de l'unité de conditionnement avec lubrificateur



Symboles détaillé et simplifié unité de conditionnement sans lubrificateur

IV. Actionneurs et organes de sortie

Un actionneur ou organe de travail transforme de l'énergie d'alimentation en travail.

Les organes de travail pneumatiques se divisent en deux groupes : ceux à mouvements rectilignes et ceux à mouvements rotatif :

- Mouvement rectiligne (linéaire)

- Vérin à simple effet

- Vérin à double effet

- Mouvement rotatif

- Moteur pneumatique

- Vérin rotatif

- Vérin oscillant

1. Vérins pneumatiques

1.1. Présentation

Mêmes conception et principe de fonctionnement des vérins pneumatiques que ceux des vérins hydrauliques à la différence que le fluide de travail est l'air comprimé.

On distingue les vérin simple effet et vérins double effet.

1.2. Dimensionnement

Pour déterminer le diamètre du piston, on se base sur la pression du travail et la force développée par le piston pour faire déplacer une charge.

La force exercée par le piston d'un vérin est donnée par la relation suivante:

$$F_{th} = S.p$$

Avec :

F_{th} est la force théorique du piston, S surface utile du piston, p pression de travail

En pratique, c'est la force efficace du piston qui importe suite à la résistance due au frottement. En conditions de service normales (4 à 8 bar), les forces de frottement peuvent être supposées égales à environ 10 % de la force théorique du piston.

Pour vérin à simple effet :

$$F_{eff} = (S.p) - (F_R + F_F)$$

Et pour un vérin double effet :

Sortie tige :

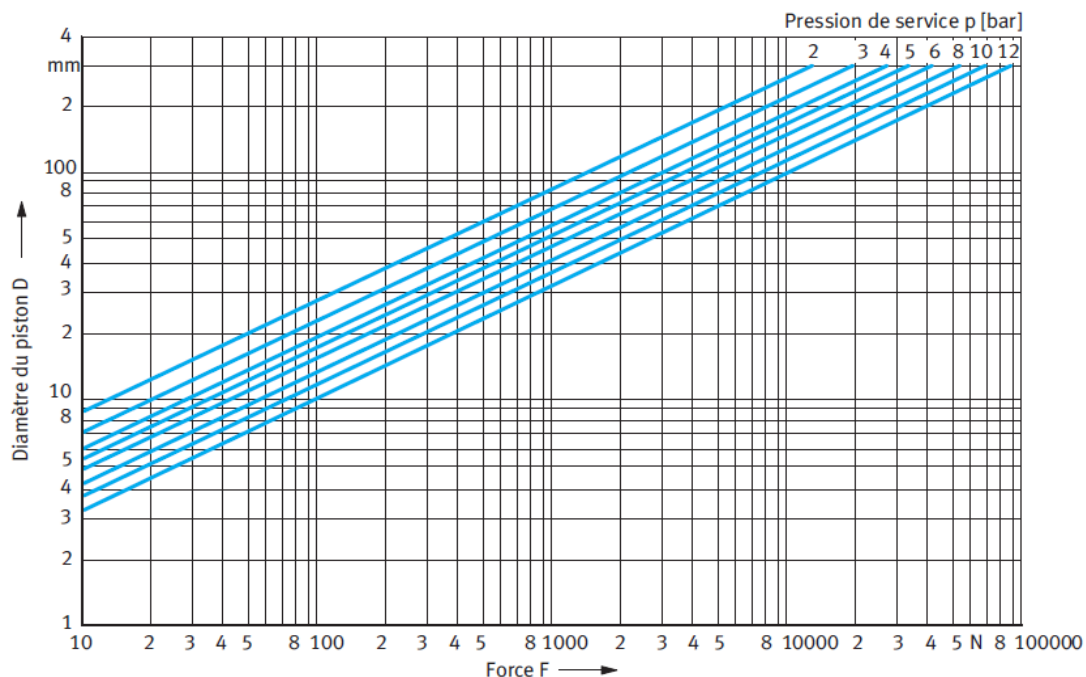
$$F_{eff} = S.p - F_R$$

Rentrée tige :

$$F_{eff} = S'.p - F_R$$

F_{eff} : force efficace du piston, S surface utile du piston, S' surface annulaire utile du piston (c'est S moins la surface occupée par la tige), p pression de travail, F_R force de frottement (environ 10 % de F_{th}), F_F force du ressort de rappel.

On peut déterminer le diamètre en connaissant la force à développer et la pression et ce en utilisant l'abaque ci-dessous :



1.3. Course du vérin

La course de vérins pneumatiques ne doit normalement pas dépasser 2 m, ou 10 m dans le cas de vérins sans tige. Une course trop grande sollicite trop la tige du piston et les paliers de guidage.

1.4. Vitesse du piston

La vitesse du piston de vérins pneumatiques dépend de la force antagoniste, de la pression de l'air, de la longueur de la conduite, de la section de la conduite reliant l'organe de réglage et l'organe de travail ainsi que du débit traversant l'organe de réglage. Elle est en outre influencée par l'amortissement en fin de course.

La vitesse moyenne du piston de vérins standard est comprise entre environ 0,1 et 1,5 m/s. Des vérins spéciaux (vérins à percussion ou à impact) permettent d'obtenir des vitesses allant jusqu'à 10 m/s. La vitesse du piston peut se réduire par un limiteur de débit unidirectionnel. Des soupapes d'échappement rapide permettent de l'augmenter.

1.5. Consommation d'air

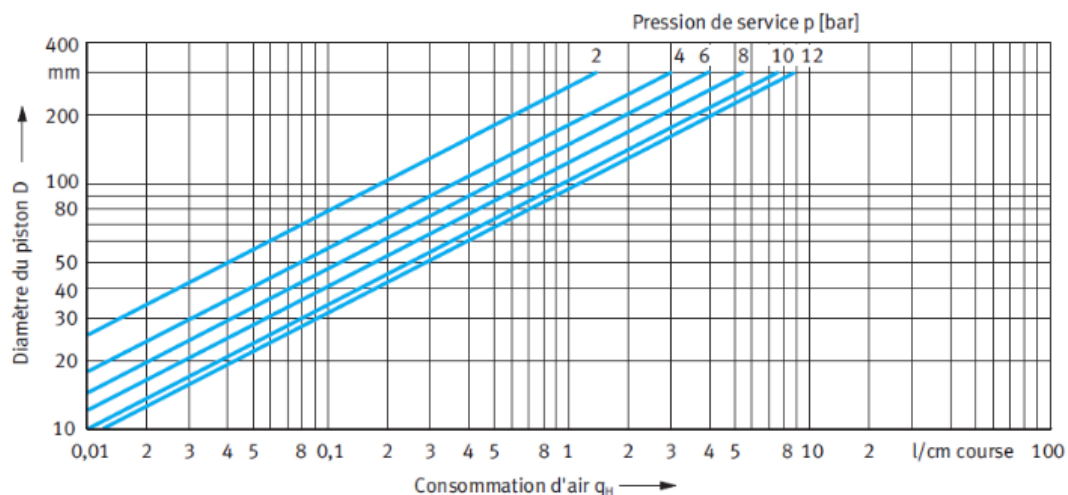
Pour la mise à disposition de l'air et l'évaluation du coût de l'énergie, il est important de connaître la consommation d'air de l'installation. Cette consommation s'indique

en litres d'air aspiré par minute. Pour des valeurs données de la pression de travail, du diamètre du piston, de sa course et du nombre de courses par minute, la consommation d'air se calcule comme suit :

Consommation d'air = Taux de compression $\times$ Surface du piston $\times$ Course $\times$ Nombre de courses par minute

Avec Taux de compression = $(101,3 + \text{pression de travail}) / 101,3$

On peut utiliser le diagramme de consommation d'air ci-dessous. Mais qui nous donne q_H



Pour calculer la consommation d'air à partir de q_H , on utilise les formules suivantes :

Pour vérins à simple effet

$$q_B = s \cdot n \cdot q_H$$

Pour vérins à double effet

$$q_B = 2 \cdot s \cdot n \cdot q_H$$

Avec

- q_B consommation d'air (l/min)
- s course (cm)
- n nombre de courses par minute (1/min)
- q_H consommation d'air par cm de course (l/cm)

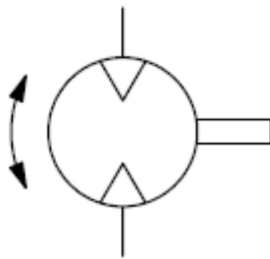
Ces formules ne tiennent pas compte de la différence de consommation d'air des vérins à double effet à la sortie et à la rentrée de la tige. L'existence d'autres tolérances dans les conduites et distributeurs permet toutefois de la négliger.

La consommation totale d'air d'un vérin inclut également le remplissage des zones mortes. La consommation d'air pour le remplissage des zones mortes peut représenter jusqu'à 20 % de la consommation d'air de travail. Les zones mortes d'un vérin sont les conduites d'air comprimé dans le vérin lui-même et les zones non utilisables pour la course aux fins de course du piston.

2. Moteur pneumatique

Les appareils transformant de l'énergie pneumatique en énergie de rotation mécanique, laquelle peut également être permanente, sont appelés moteurs pneumatiques. Le moteur pneumatique fait partie, dans le domaine du montage, des organes de travail les plus utilisés. On distingue, en fonction de leur construction, les types suivants :

- moteurs à pistons ;
- moteurs à palettes ;
- moteurs à engrenages ;
- moteurs à turbine (turbomoteurs).



Moteur à deux sens de rotation

3. Distributeurs

Les distributeurs pneumatiques fonctionnent de même manière que celle des distributeurs hydrauliques.