



# HYDRAULIQUE INDUSTRIELLE

Cours Magistral : 10 heures  
Travaux Dirigés : 10 heures  
Travaux Pratiques : 16 heures

Niveau : Licence Génie des Systèmes Industriels

Objectifs :

- Permettre aux étudiants d'appréhender un système hydraulique pour en modifier le cahier des charges et lui donner une fonctionnalité supplémentaire.
- Permettre aux étudiants d'appréhender un système hydraulique pour lui redonner la fonctionnalité pour lequel il avait été prévu, en changeant, modifiant des éléments n'assurant plus leur fonction ou ayant un mode de fonctionnement dégradé.

Bibliographie :

- Mannesmann Rexroth : Le cours d'hydraulique Tome 1 à 3
- Industries et Techniques : Mécanismes Hydrauliques et Pneumatiques chez DUNOD par J. Faisandier
- L'Usine Nouvelle : Aide Mémoire Hydraulique Industrielle chez DUNOD par J. Roldan Vilorio
- Etapes : Génie Mécanique Automatismes Industriels chez NATHAN par J.M. Bleux et J.L. Fanchon
- Sciences Industrielles : Hydrostatique 1 chez ELLIPSES par F. Esnault et P. Bénéteau
- Sciences Industrielles : Hydrostatique 2 chez ELLIPSES par F. Esnault et P. Bénéteau
- Hydraulique : Machines et composants chez EYROLLES par G. FAYET
- Documentation Bosh

Auteur : Thierry Boulay Professeur Agrégé de génie Mécanique

<b>SOMMAIRE</b>
-----------------

1. Principes généraux -----	5
1A. Relations entre énergie mécanique et énergie hydraulique -----	5
1A1. La pression -----	5
1A2. Théorème du travail -----	5
1A3. Théorème des puissances -----	5
1A4. Comportement des fluides en mouvement -----	6
1A5. Les unités fondamentales -----	6
1A6. Relations importantes -----	7
1B. Viscosité -----	7
1B1. Viscosité dynamique $\mu$ (Mu) -----	7
1B2. Viscosité cinématique $\nu$ (Nu) -----	8
1B3. Autres viscosités -----	8
1C. Régimes d'écoulements -----	8
1C1. Nombre de Reynolds $Re$ -----	8
1C2. Régime laminaire -----	8
1C3. Régime turbulent -----	8
1C4. Régime transitoire -----	9
1D. Compressibilité et dilatation -----	9
1D1. Coefficient de compressibilité -----	9
1D2. Coefficient volumique de dilatation thermique -----	9
1E. Pertes de charge -----	9
1E1. Introduction -----	9
1E2. Pertes de charge systématiques en régime laminaire -----	10
1E3. Pertes de charge systématiques en régime turbulent lisse -----	10
1E4. Pertes de charge systématiques en régime turbulent rugueux -----	10
1E5. Pertes de charge singulières -----	11
2. Le fluide hydraulique -----	12
2A. Produits aqueux -----	12
2B. Huiles minérales -----	12
2C. Huiles de synthèse -----	13
2D. Caractéristiques -----	13
2D1. Indice de viscosité $V_i$ -----	13
2D2. Point d'aniline -----	14
2D3. Onctuosité -----	14
2D4. Point éclair ou d'inflammabilité -----	14
2D5. Point de feu ou point de combustion -----	14
2D6. Point d'auto inflammation -----	14
2D7. Points de congélation -----	14
2D8. Propriétés anti-corrosives ou indice d'acide -----	15
2D9. Carbone résiduel -----	15
2D10. Comportement vis-à-vis de l'air ou désémulsion -----	15
2D11. Conductibilité thermique -----	15
2D12. Non conductibilité électrique -----	15
2D13. Autres caractéristiques -----	15
2E. Désignation des huiles minérales -----	16
2F. Contrôles -----	16
2F1. Qualitatif -----	16
2F2. Quantitatif -----	16

3. La symbolique hydraulique -----	17
3A. Autour du réservoir -----	17
3B. Autour du groupe de pompage -----	17
3C. Autour de la distribution-----	18
3D. Autour des actionneurs -----	18
4. La technologie -----	19
4A. Le réservoir (voir page suivante)-----	19
4B. Le filtre -----	19
4B1. Techniques de filtration -----	19
4B2. Filtre à tamisage-----	21
4C. Les canalisations -----	21
4C1. Canalisation rigide-----	21
4C2. Canalisation souple -----	21
4C3. Les raccords -----	22
4C4. Dimensionnement-----	24
4C5. Abaque de pertes de charge pour tubes rigides de la série millimétrique -----	25
4C6. Détermination de la dimension nominale de passage -----	25
4D. Les accumulateurs -----	26
4D1. Leur rôle -----	26
4D2. Détermination d'un accumulateur -----	27
4E. Le clapet anti-retour-----	29
4E1. Standard -----	29
4E2. Piloté-----	30
4F. Le limiteur de pression réglable -----	30
4G. Le réducteur de pression -----	32
4H. Le limiteur de débit -----	33
4I. Le régulateur de débit-----	34
4J. Le diviseur de débit -----	36
4K. Le distributeur -----	36
4K1. A tiroir -----	38
4K2. A clapet -----	38
4K3. Synthèse sur les distributeurs -----	40
4L. La pompe -----	40
4L1. A engrenages -----	40
4L1.1 A dentures extérieures,-----	40
4L1.2 A dentures intérieures, -----	41
4L2. A palettes-----	44
4L2.1 A stator cylindrique -----	45
4L2.2 A stator en forme de came-----	46
4L3. A pistons axiaux-----	47
4L3.1 Glace fixe, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement brisé, cylindrée fixe, --	49
4L3.2 Plateau tournant, bloc cylindre fixe, axe d'entraînement aligné, cylindrée fixe,	50
4L3.3 Glace fixe, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement aligné, cylindrée	
variable,-----	51
4L3.4 Plateau fixe mais inclinable, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement aligné,	
cylindrée variable,-----	52
4L4. A pistons radiaux-----	53
4L4.1 A système bielle manivelle-----	53
4L4.2 A excentrique -----	55
4L4.3 A bloc cylindres excentrés -----	56

4L5. A pistons en lignes	57
4L6. Synthèse sur les pompes	58
4M. Le vérin	59
4M1. Le vérin simple effet	62
4M2. Le vérin double effet	62
4M2.1 Simple	62
4M2.2 Différentiel	62
4M2.3 Double tige	62
4M3. Le vérin télescopique	62
4M4. Le vérin rotatif	62
4M4.1 A pignon crémaillère	62
4M4.2 A palettes	62
4M5. Etude dynamique	63
4M6. Raideur du vérin	63
4M7. Flambage	64
4M8. Amortissement	64
4N. Les moteurs	64
4O. Synthèse sur la technologie des composants	64
5. Les solutions technologiques	65
5A. Le circuit ouvert	65
5B. Le circuit fermé	65
5C. Différentes applications	65
6. Les servo – mécanismes	65
7. Risques et Prévention en intervention	66
7A. Les risques	66
7A1. Définition du risque et utilisation des systèmes	66
7A2. Le système normatif	66
7A3. Liste des risques	67
7A4. Pour fixer les idées	68
7B. La prévention	68
7B1. Principales causes d'accidents	68
7B2. Mesures préventives	69
7C. La maintenance corrective	69
7D. L'habilitation	70
7D1. Petite mise au point	70
7D2. La formation	70
7D3. Les niveaux d'habilitation	71
7E. Logigramme de sécurité	72

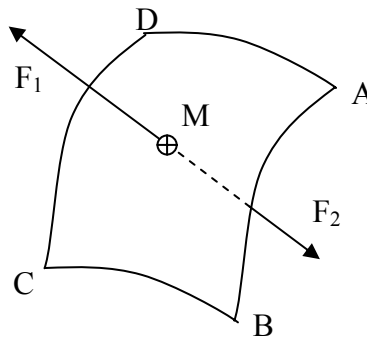
**HYDRAULIQUE**

## 1. Principes généraux

### 1A. Relations entre énergie mécanique et énergie hydraulique

#### 1A1. La pression

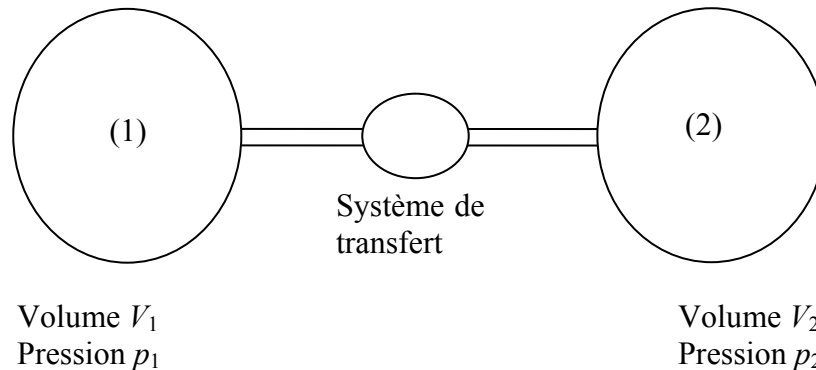
Soit une surface quelconque, ABCD (S) de centre M, le liquide exerce de chaque coté de la surface une force. Les forces sont égales et opposées.



$$F_1 = F_2 = F$$

Si on fait tendre ABCD vers O le rapport  $\frac{dF}{dS}$  tend vers une valeur finie  $p$  que l'on appelle la pression.

#### 1A2. Théorème du travail



- Pour faire passer un volume  $V$  de (1) vers (2) si  $p_1 < p_2$  il faut exercer sur le système de transfert un travail mécanique  $W$ .

$$W = V \cdot (p_2 - p_1)$$

- Pour faire passer un volume  $V$  de (2) vers (1) si  $p_1 < p_2$  on récupère sur le système de transfert un travail mécanique (récupérable sur un moteur)  $W$  identique au précédent.

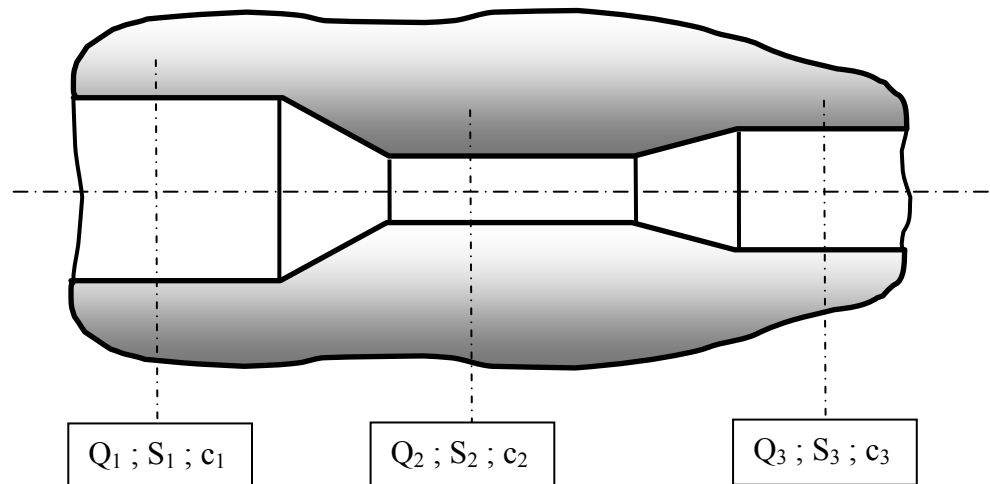
#### 1A3. Théorème des puissances

$$P = \frac{W}{t} = \frac{V}{t} \cdot (p_2 - p_1) = q_v \cdot (p_2 - p_1) = q_v \cdot p$$

$q_v$  est le débit volumique par seconde et  $p$  la pression relative

## 1A4. Comportement des fluides en mouvement

- Principe



- Equation de continuité  
Dans le cas d'un fluide qui s'écoule dans un tube de section variable, le volume ou débit qui passe par une section en un temps déterminé est le même quelle que soit la section considérée.

$$Q_1 = S_1 \cdot c_1 = Q_2 = S_2 \cdot c_2 = Q_3 = S_3 \cdot c_3$$

On obtient alors :

- $c_1 < c_2$  puisque  $S_1 > S_2$
- $c_3 < c_2$  puisque  $S_3 > S_2$

- Equation de l'énergie selon Bernoulli  
L'énergie contenue dans un fluide qui passe dans un tube se décompose en :
  - énergie potentielle : elle dépend de la hauteur de la colonne de fluide et de la pression statique ;
  - énergie cinématique : elle dépend de la vitesse du fluide et de la pression dynamique.

De la loi de conservation de l'énergie découle l'équation de Bernoulli :

$$p + \rho g z + \frac{1}{2} \rho c^2 = cste$$

## 1A5. Les unités fondamentales

Par décret du 03/05/61 modifié le 04/12/75 le système légal est le S.I. soit :

- Le mètre (m) → longueur
- Le kilogramme (kg) → masse
- La seconde (s) → temps
- L'ampère (A) → intensité
- Le kelvin (K) → température
- La mole (mol) → matière
- Le candela (cd) → intensité lumineuse

A retenir :

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa}$$

$$T \text{ (K)} = T \text{ (}^\circ\text{)} + 273,18$$

$$1 \text{ N/mm}^2 = 1 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ ch.} = 736 \text{ W}$$

En hydraulique :L'unité est le bar. 1 bar = 1 daN/cm<sup>2</sup>

Les unités retenues sont alors :

le cm	→	longueur
la tonne	→	masse
le déca newton	→	force

En hydraulique aéronautique :

L'unité est le psi (Pound per Square Inch). 1000 psi = 68,944 bar

Pour fixer les idées :

200 bars sont équivalents à 20 000 volts

**1A6. Relations importantes**

- Travaux ou énergies

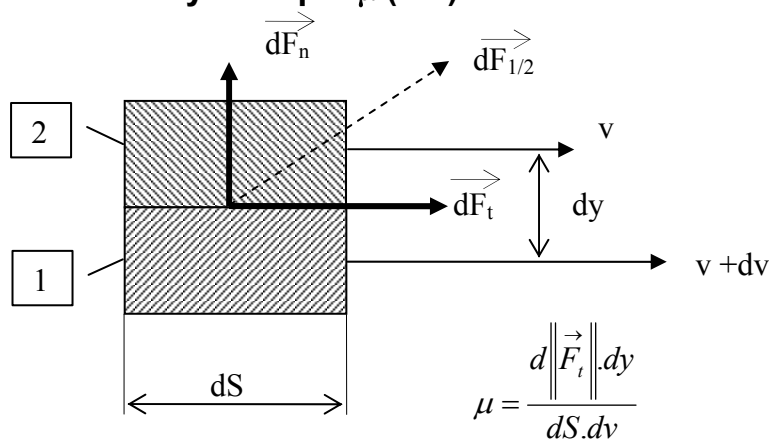
$W = F \cdot \ell$	système en translation
$W = C \cdot \theta$	système en rotation
$W = p \cdot V$	système hydraulique
$W = U \cdot I \cdot t$	système électrique

F : force	$\ell$ : longueur
C : couple	$\theta$ : angle
p : pression	V : volume
U : tension	I : intensité
t : temps	

- Puissances

$P = F \cdot c$	système en translation
$P = C \cdot \omega$	système en rotation
$P = p \cdot q$	système hydraulique
$P = U \cdot I$	système électrique

c : vitesse linéaire
$\omega$ : vitesse angulaire
q : débit volumique

**1B. Viscosité****1B1. Viscosité dynamique  $\mu$  (Mu)**

L'unité est le Pa.s ou le Poiseuille.

fluide	Température (°C)	Viscosité dynamique $\mu$ (Pa.s)	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
Eau	20	$10^{-3}$	998
Eau	50	$0,55 \cdot 10^{-3}$	
Pétrole	15	$1,85 \cdot 10^{-3}$	800
Huile	20	$10^{-2}$ à $4 \cdot 10^{-2}$	880 à 950
Glycérine	20	1,49	1260

## 1B2. Viscosité cinématique $\nu$ (Nu)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$\rho$  est la masse volumique du fluide considéré.

L'unité est le  $\text{m}^2/\text{s}$  ou le St (Stoke). Le plus souvent on utilise le centi-Stoke.

$$1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$$

## 1B3. Autres viscosités

Il existe d'autres viscosités utilisées mais non conformes au système international.

En Europe	→	le degré Engler	→	°E
En Angleterre	→	la seconde de Redwood	→	" R
Au USA	→	la seconde de Saybolt	→	" S

Il existe une numérotation SAE mais elle n'est utilisée que pour le graissage des moteurs thermiques.

## 1C. Régimes d'écoulements

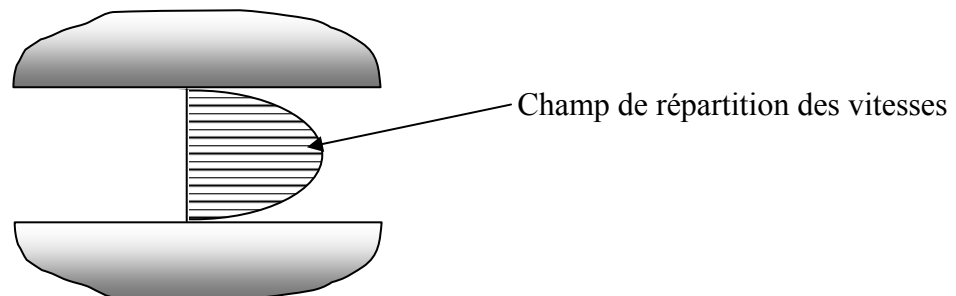
### 1C1. Nombre de Reynolds $R_e$

$$R_e = \frac{c \cdot d}{\nu}$$

$R_e$  est sans unité.

$\nu$  : viscosité cinématique ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) ou (St)  
 $d$  : diamètre intérieur de la conduite (m)  
 $c$  : vitesse d'écoulement (m/s)

### 1C2. Régime laminaire



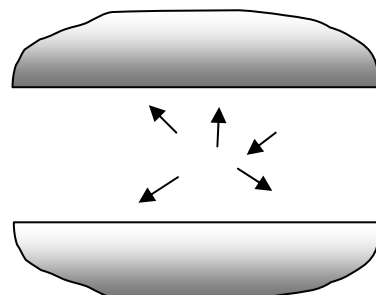
Les filets fluides restent // entre eux. Dans les conduites hydrauliques de sections circulaires et lisses, on obtient un régime laminaire tant que :

$$R_e < 2000$$

A retenir :

Un système en régime laminaire peut devenir turbulent sous l'action des vibrations induites par un moteur ou pompe.

### 1C3. Régime turbulent



Les filets fluides s'orientent de façon aléatoire. Dans les conduites hydrauliques de sections circulaires et lisses, on obtient un régime turbulent si :

$$R_e > 3000$$



Remarque :

Si  $Re > 10^5$ , on qualifie l'écoulement de turbulent rugueux et entre 3000 et  $10^5$  de turbulent lisse.

**1C4. Régime transitoire**

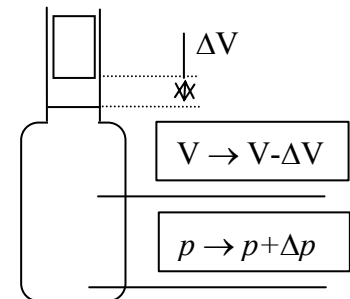
Entre 2000 et 3000 il existe une plage d'écoulement dont le régime est dit incertain.

**1D. Compressibilité et dilatation****1D1. Coefficient de compressibilité**

Pour les calculs de puissance et de travail dans le domaine hydrostatique le fluide utilisé est considéré comme incompressible mais cette notion reste essentielle pour le calcul des servomécanismes.

Soit un fluide, sous une pression  $p$  dans un récipient de volume  $V$  et obturé par un piston mobile.

On fait varier le volume  $V$  d'une quantité  $\Delta V$  négative, alors la pression augmente d'une quantité  $\Delta p$  positive.



Le coefficient de compressibilité est noté  $\beta$  et est défini par :

$$\beta = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp}$$

On parle également de module de compressibilité du fluide  $E_F$  il est défini par :

$$E_F = \frac{1}{\beta}$$

A retenir : Pour les huiles minérales on a  $\beta \in [60.10^{-11} ; 80.10^{-11}]$  exprimé en  $\text{Pa}^{-1}$ .

$E_F \in [1250 ; 1700]$  exprimé en MPa.

**1D2. Coefficient volumique de dilatation thermique**

Ce coefficient est défini, à pression constante, par :

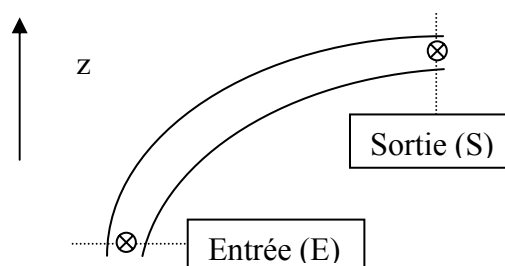
$$\alpha = \frac{\Delta V/V}{\Delta T}$$

<p><math>V</math> : volume initial  <math>\Delta V</math> : variation de volume  <math>\Delta T</math> : variation de température (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</p>
---

A retenir : Pour les huiles minérales on a  $\alpha = 0,7.10^{-3} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$

**1E. Pertes de charge****1E1. Introduction**

Dès qu'il y a une chute de pression  $\Delta p$  entre la sortie et l'entrée d'un système, on dit qu'il y a une perte de charge.



L'équation de Bernoulli s'écrit donc pour une canalisation correspondant au schéma précédent :

$$\frac{(p_S - p_E)}{\rho} + \frac{(c_S^2 - c_E^2)}{2} + g \cdot (z_S - z_E) = J_{SE} \quad \text{avec}$$

$p$  : pression (Pa)  
 $c$  : vitesse d'écoulement (m/s)  
 $\rho$  : masse volumique (kg/m<sup>3</sup>)  
 $z$  : cote (m)  
 $g$  : accélération de la pesanteur (m/s<sup>2</sup>)

$J_{SE}$  est l'énergie correspondant aux pertes de charge ( $\leq 0$ ) en J/kg.

Dans le cas d'une conduite hydraulique, la variation de cote ( $z$ ) est négligeable ainsi que la variation d'énergie cinétique ( $c_S^2 - c_E^2$ ). On obtient alors :

$$\Delta p = (p_E - p_S) = -\rho \cdot J_{SE}$$

Il existe 2 types de pertes de charges :

- Les systématiques ;
  - En régime laminaire ;
  - En régime turbulent lisse ;
  - En régime turbulent rugueux.
- Les singulières.

On retrouve les pertes de charges systématiques dans les canalisations simples et les pertes de charges singulières pour toutes les anomalies dans les circuits (étranglements, coude,...).

### 1E2. Pertes de charge systématiques en régime laminaire

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot \ell \cdot c^2}{2d}$$

avec  $\lambda = \frac{64}{R_e}$  et  $R_e = \frac{c \cdot d}{\nu}$

$\ell$  : longueur de la conduite (m)  
 $c$  : vitesse d'écoulement (m/s)  
 $\rho$  : masse volumique (kg/m<sup>3</sup>)  
 $d$  : diamètre intérieur de l'écoulement (m)  
 $\nu$  : viscosité cinématique (m<sup>2</sup>/s)

A noter : La température influence la viscosité, elle influence donc aussi les pertes de charges.

### 1E3. Pertes de charge systématiques en régime turbulent lisse

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot \ell \cdot c^2}{2d}$$

avec  $\lambda = 0,316 \cdot R_e^{-0,25}$  et  $R_e = \frac{c \cdot d}{\nu}$

### 1E4. Pertes de charge systématiques en régime turbulent rugueux

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot \ell \cdot c^2}{2d}$$

avec  $\lambda = 0,79 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon}{d}}$

$\varepsilon$  : hauteur moyenne des aspérités (mm)

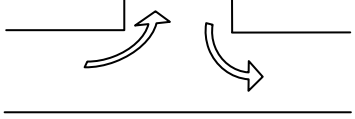
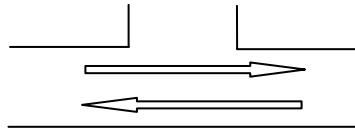
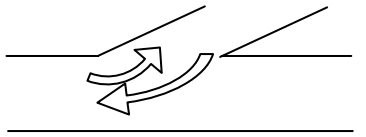
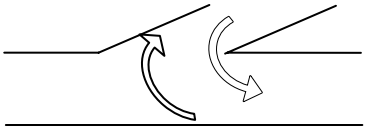
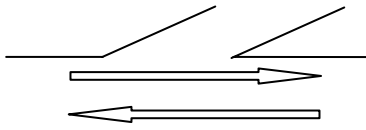
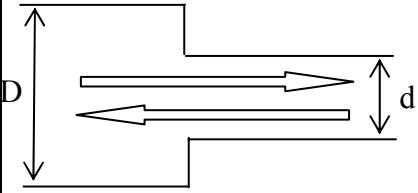
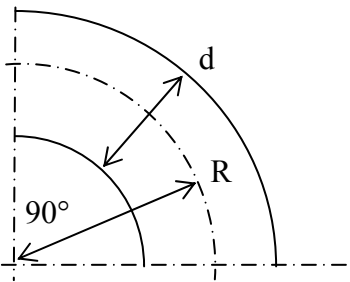
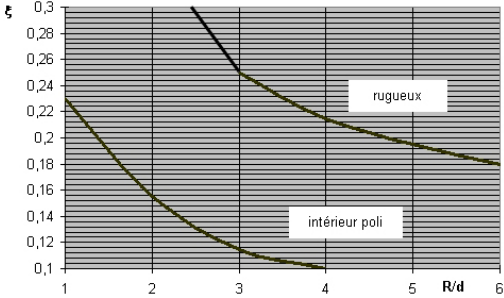
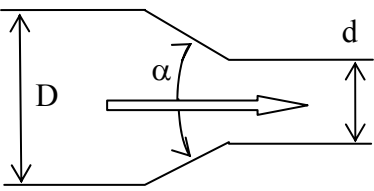
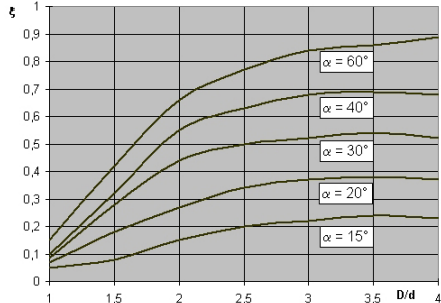
En pratique pour les tubes en acier soudés  $\varepsilon \in [0,15 ; 0,25]$

A noter : Pour atteindre le régime turbulent rugueux, il faut des vitesses d'écoulement très rapides donc inutilisées en transmission de puissance hydrostatique.

**1E5. Pertes de charge singulières**

$$\Delta p = \xi \frac{\rho \cdot c^2}{2}$$

avec  $\xi$  ( $X_i$ ) une constante fonction de la singularité.

	Configuration	Valeur de la constante $\xi$		
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	$\xi \rightarrow$	$\xi \leftarrow$
		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				

## 2. Le fluide hydraulique

Il existe 3 types de fluide :

- les produits aqueux (à base d'eau)
- les huiles minérales
- les huiles de synthèse

Les huiles minérales sont de loin les plus utilisées dans les transmissions de puissances hydrauliques. Pour des cas spécifiques, on peut utiliser les 2 autres.

Les produits aqueux sont des liquides à base d'eau. L'huile de synthèse est composée d'une structure moléculaire unique.

### 2A. Produits aqueux

L'eau est le fluide qui remplit le mieux la caractéristique d'inflammabilité. On y rajoutait souvent de la glycérine pour abaisser sa température de congélation ainsi qu'améliorer son pouvoir graissant. Aujourd'hui c'est le glycol qui remplace la glycérine.

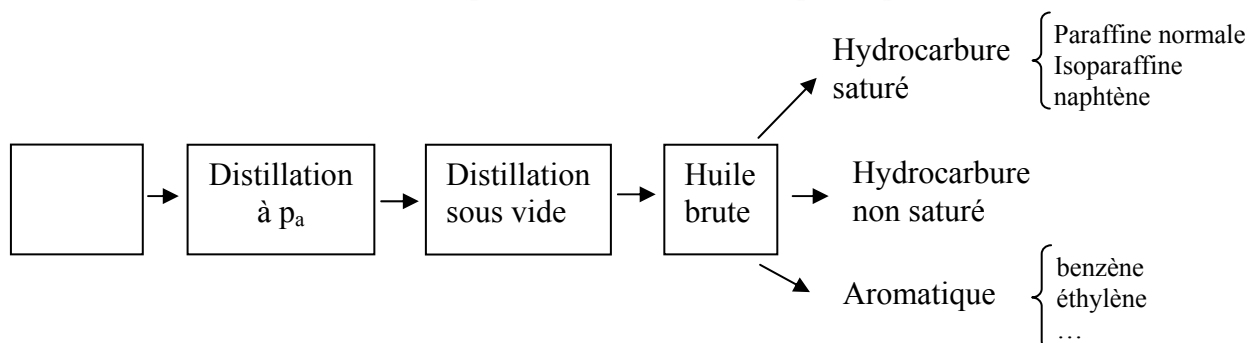
A noter : Le principal problème est l'évaporation de l'eau. Cela change les propriétés initiales du fluide, il faut donc vérifier régulièrement les proportions du mélange et rajouter de l'eau.

Les produits eau + glycol sont utilisés dans les systèmes agroalimentaires. Ils retrouvent aujourd'hui aussi un intérêt dans les systèmes "écologiques".

	Eau + glycol	Eau + huile
Plage de température	-20 à + 60 °C	+5 à +60 °C
Masse volumique (kg/dm <sup>3</sup> )	1,1	1
Prix	De 2 à 4 fois plus cher que l'huile minérale	
Applications	Fonderie, sidérurgie, mines, aéronautique	
Caractéristiques	Faible pouvoir lubrifiant Très faible viscosité Faible durée de vie	
Précautions d'emploi	Gonflement des organes en polyuréthane Utilisation de cartouches filtrantes adaptées Agressivité envers le cadmium, le zinc, le magnésium	

### 2B. Huiles minérales

L'huile minérale est obtenue par transformation chimique du pétrole.



La composition de l'huile minérale est une chaîne complexe comportant généralement :

- Une huile aromatique
- Un hydrocarbure saturé de type naphtène
- Un hydrocarbure saturé de type paraffine normale

A noter: On ajoute très souvent des additifs pour répondre à des fonctions spécifiques à assurer par le fluide.

Pour éviter une usure prématurée du fluide hydraulique, on limite sa température en tout point du circuit à 60°C.

A retenir: Le fluide hydraulique est cancérigène ; si une blessure s'infecte à la suite d'un contact avec un fluide hydraulique, consulter un médecin.

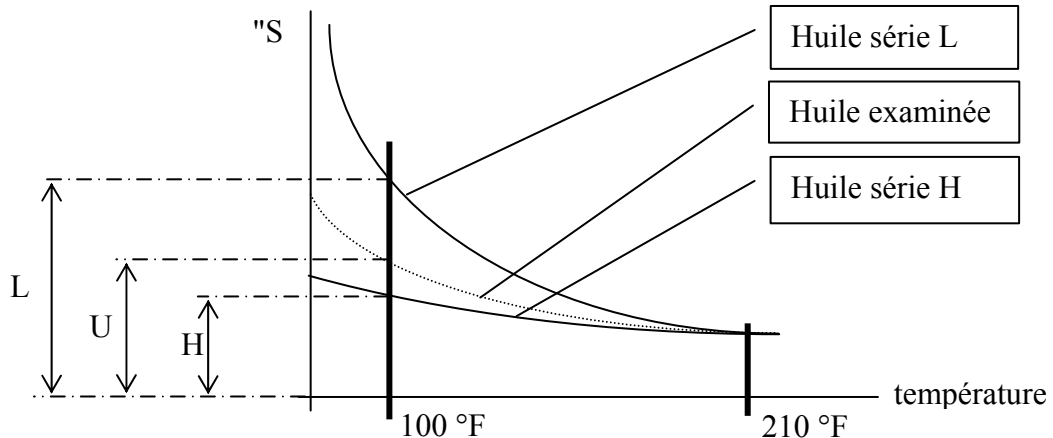
## 2C. Huiles de synthèse

	Esther phosphatique	Hydrocarbure chloré
Plage de température	-20 à + 150 °C	-20 à + 150 °C
Masse volumique (kg/dm <sup>3</sup> )	1,2	1,4
Prix	De 2 à 4 fois plus cher que l'huile minérale	
Applications	Mines	
Caractéristiques	Masse volumique importante Agressivité envers les matériaux non ferreux (téflon)	
Précautions d'emploi	Utilisation de joint en viton Filtration lente Utiliser des tuyaux de grosses sections	

## 2D. Caractéristiques

### 2D1. Indice de viscosité $V_i$

Cet indice est fondamental dans le domaine de l'hydraulique industrielle. Il s'agit en effet d'un indice qui prend en compte la variation de la viscosité en fonction de la température.



L'huile de série L est une huile asphaltique ayant une variation de viscosité importante avec la température et à laquelle on attribue un indice 0.

L'huile de série H est une huile paraffinique ayant une faible variation de viscosité avec la température et à laquelle on attribue un indice 100.

L'indice de viscosité  $V_i$  est calculé à la température de 100°F (38 °C) tandis que les deux huiles de référence ont une viscosité à 210 °F (99 °C) identique.

$$V_i = \frac{L - U}{L - H} \cdot 100$$

A retenir : Pour les fluides hydrauliques, on exige un indice de viscosité proche de 100. Plus l'indice est élevé moins il y a de risque que le fluide subisse un changement de viscosité avec une variation de la température.

A froid on observe souvent des phénomènes de cavitation.

La viscosité double au-delà de 350 bars.

## 2D2. Point d'aniline

Le point d'aniline est la température correspondant au changement d'aspect d'un mélange d'aniline et d'huile (en parties volumétriques égales) pendant son refroidissement. A haute température, le mélange est limpide et lors de son refroidissement il se trouble, c'est ce changement d'aspect qui donne le point d'aniline.

Hydrauliquement, cette notion est très importante car 2 huiles de caractéristiques voisines (acidité, viscosité, pureté,...) auront des comportements différents envers le caoutchouc, élément largement utilisé dans la fabrication des joints d'étanchéité. Ce point d'aniline permet dans la plupart des cas d'utilisation de caoutchouc synthétique, de déterminer si celui-ci gonflera ou rétrécira. L'objectif est que la variation de volume du joint soit la plus faible possible. En général, plus le point d'aniline est élevé et plus le joint se contracte, devient donc dur et cassant, et inversement plus le point d'aniline est bas (en dessous de 80) et plus le joint gonfle et devient donc mou. Une bonne valeur de PA est aux environs de 100.

A retenir : Attention aux nettoyages aux hautes pressions avec des agents solvants, ils agressent les joints.

## 2D3. Onctuosité

L'onctuosité est l'aptitude à réduire les frottements entre deux surfaces. Plus la pellicule fluide interposée entre les surfaces est permanente et plus le glissement est facile et plus l'onctuosité est importante.

## 2D4. Point éclair ou d'inflammabilité

C'est la température à laquelle il faut chauffer le fluide pour que les vapeurs produites s'enflamment au contact d'une flamme ET **s'éteignent aussitôt**.

A retenir : Pour les huiles minérales il est aux environs de 120 °C.

## 2D5. Point de feu ou point de combustion

C'est la température à laquelle il faut chauffer le fluide pour que les vapeurs produites s'enflamment au contact d'une flamme ET **demeurent allumées au moins 5 secondes**.

## 2D6. Point d'auto inflammation

C'est la température à laquelle il faut chauffer le fluide pour qu'il s'enflamme spontanément au contact de l'air.

## 2D7. Points de congélation

Il y a 3 moments :

Point de trouble : C'est la température où apparaît une opacité due à la cristallisation de la paraffine lorsque la température s'abaisse.

Point de figeage ou d'écoulement : C'est la température où l'huile ne peut plus s'écouler.

Pour les huiles minérales il est de  $-30^{\circ}\text{C}$ .

Point de fluage : C'est le point inverse du figeage mais en partant d'une huile congelée. Lorsque deux pièces congelées, avec l'huile qui les entoure, redeviennent mobiles par un réchauffement lent on obtient le point de fluage.

## 2D8. Propriétés anti-corrosives ou indice d'acide

En hydraulique de nombreuses pièces sont en cuivre et en acier. Il est important que le fluide n'agresse pas ces matériaux. En plongeant une lame de cuivre dans le fluide pendant 3 heures à 100°C on apprécie ou non la présence d'acide dans celui-ci si il y a un changement d'aspect de la lame.

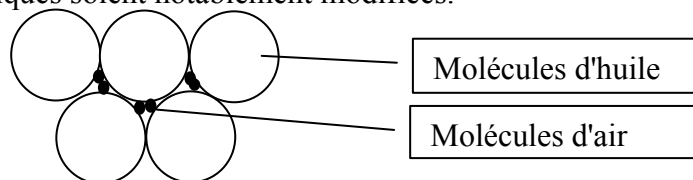
L'indice d'acide est le nombre de milligramme de potasse nécessaire à neutraliser 1 gramme du fluide.

## 2D9. Carbone résiduel

Après chauffage sous certaines conditions du fluide étudié il ne reste plus que du coke. L'importance et l'aspect de celui-ci renseigne sur l'aptitude du fluide à ne pas trop se déposer sur les parois lors d'utilisation à des températures très élevées.

## 2D10. Comportement vis-à-vis de l'air ou désémulsion

Tout fluide est capable d'absorber une certaine quantité d'air sans pour autant que ses caractéristiques soient notablement modifiées.



Au delà d'une certaine quantité d'air le fluide est "diminué" car les molécules d'air se juxtaposent. On définit donc un coefficient de solubilité appelé coefficient de Bunsen ou d'Oswald.

La quantité d'air est proportionnelle à la pression. Il est donc très important dans les systèmes hydrauliques d'en tenir compte. Plus la pression est élevée et moins il y a d'air.

A retenir : Pour l'air dans l'huile le coefficient vaut 0,09 soit environ 10 %  
Pour l'air dans l'eau le coefficient vaut 0,02

A noter : Pour des températures, du fluide, supérieures à 60°C, chaque tranche de 10°C supplémentaire, double l'oxydation à l'air ; il faut penser alors à le refroidir.

## 2D11. Conductibilité thermique

Elle caractérise l'aptitude du fluide à évacuer la chaleur produite par les divers frottements mécanique ou hydraulique. Un mauvais refroidissement par conduction du fluide peut obliger l'adjonction d'un échangeur huile air.

## 2D12. Non conductibilité électrique

Elle caractérise l'aptitude du fluide à ne pas conduire l'électricité en cas de court-circuit. Il est important pour le bon fonctionnement des organes électriques que la continuité électrique ne soit pas remise en cause par une fuite de courant par le fluide hydraulique.

## 2D13. Autres caractéristiques

Un certain nombre d'autres caractéristiques permet d'améliorer le fluide, il s'agit :

- Du pouvoir détergent :  
Caractérise l'aptitude du fluide à nettoyer en permanence les surfaces contaminées dans lequel il circule.
- Du pouvoir de désaération :  
Caractérise l'aptitude du fluide à permettre aux bulles d'air de remonter à la surface, au niveau de la bêche.

- Du pouvoir anti-usure :  
Caractérise l'aptitude du fluide à limiter l'usure des pièces métalliques en mouvement à son contact.
- Du pouvoir anti-mousse :  
Caractérise l'aptitude du fluide à s'opposer à la formation de mousse en surface lors des remontées de bulles d'air.

## 2E. Désignation des huiles minérales

Elle est établie à partir de la norme ISO ASTM. International Standard Organisation American Society for Testing and Materials.

ISO VG 100

100 : viscosité cinématique  $\nu$  en  $\text{mm}^2/\text{s}$  à  $40\text{ }^\circ\text{C}$

Il s'agit d'une classe de viscosité, on aura donc une valeur mini et une valeur maxi autour de la valeur nominale. Il existe 7 classes : 15 ; 22 ; 32 ; 46 ; 68 ; 100 et 150.

Classe	15	22	32	46	68	100	150
Mini	13.5	19.8	28.8	41.4	61.2	90	135
Maxi	16.5	24.2	35.2	50.6	74.8	110	165

Viscosité exprimée en  $\text{mm}^2/\text{s}$

Pour chaque classe il existe 5 catégories HH ; HL ; HM ; HV et HG allant de la plus simple à la plus élaborée.

- HH : huile minérale brute
- HL : HH + pouvoir anti-rouille + pouvoir anti-oxydation
- HM : HL + pouvoir anti-usure
- HV : HM + viscosité élevée
- HG : HM + anti-stick-lip (broutement)

## 2F. Contrôles

### 2F1. Qualitatif

	Effets	Causes
Visuel	Mousse ; couleur ; particules	Eau, air ; Oxydation par l'air ; métaux
Auditif	Bruits anormaux	Air dans le circuit
Olfactif	Odeurs anormales	Fluide en décomposition du à $\theta$ élevée

### 2F2. Quantitatif

Il est effectué sur un échantillon prélevé ( $\approx 1\text{ } \ell$ ). C'est le fabricant d'huile qui fournit le flacon et effectue le contrôle, il vérifie :

- La couleur ;
- La viscosité ;
- La teneur en eau ;
- La présence de composées ;
- La présence d'additifs ;
- La présence de sédiments ;
- Le nombre de particules et leur taille ;
- ...



Il existe 14 classes de pollution. On fait passer sur un filtre de 1µm 100cm<sup>3</sup> de fluide, on dénombre alors les particules en fonction de leur taille. Norme AFNOR E 48-651 de novembre 1973.

Taille des particules (µm)	Classe													
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5-15	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	521000	1024000
15-25	22	44	89	178	356	712	1425	2850	5700	11400	22800	45600	91200	182400
25-50	4	8	16	32	63	126	253	506	1012	2025	4050	8100	16200	32400
50-100	1	2	3	6	11	22	45	90	180	360	720	1440	2880	5760
>100	0	0	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024
	Bon circuit hydraulique							Critique à médiocre			Liquide à l'état de réception		A ne pas utiliser	

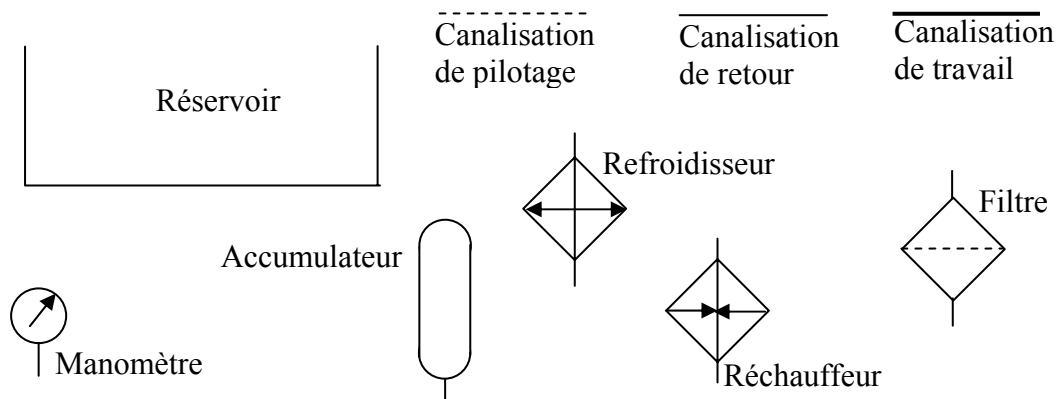
A noter : L'huile se retraite, avec 3 litres d'huile usagée, on en refait 2 litres. Attention toutefois à ce qu'elle ne soit pas chlorée car l'opération est alors impossible. Si elle est trop polluée, elle est incinérée.

### 3. La symbolique hydraulique

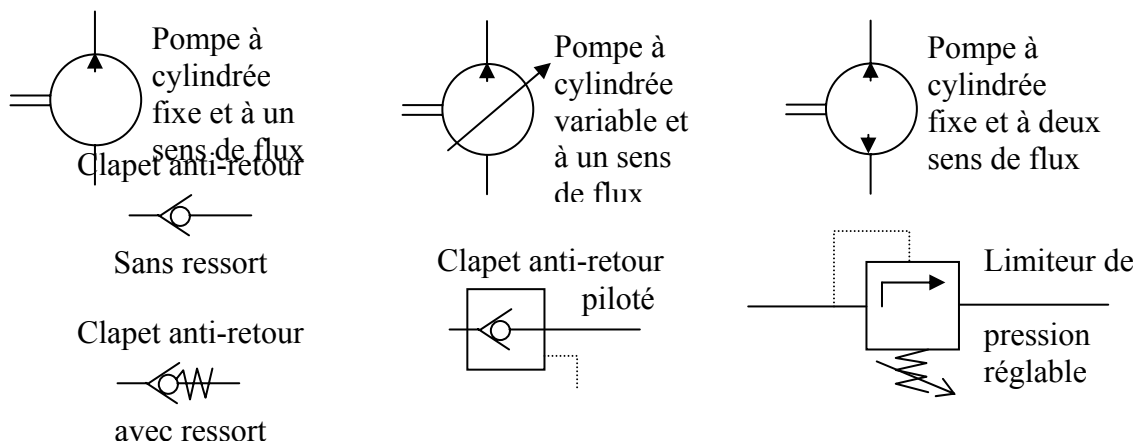
On peut décomposer la constitution d'un système hydraulique en 4 zones.

- Le réservoir ;
- Le groupe de pompage et sa protection : c'est lui qui délivre le débit ;
- Le système de distribution ;
- Les actionneurs : ce sont eux qui demandent la pression en fonction de la charge.

#### 3A. Autour du réservoir

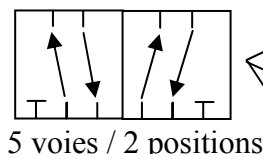


#### 3B. Autour du groupe de pompage



### 3C. Autour de la distribution

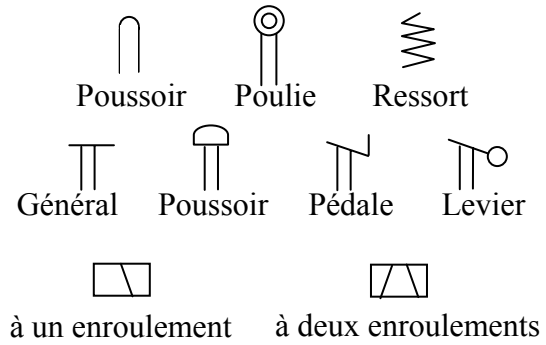
Distributeur



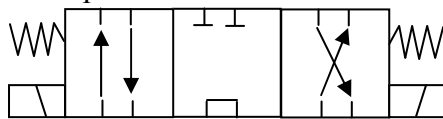
Commande mécanique

Commande manuelle

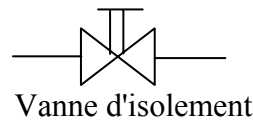
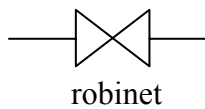
Commande électrique



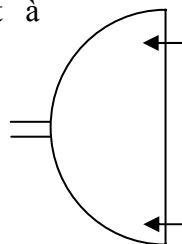
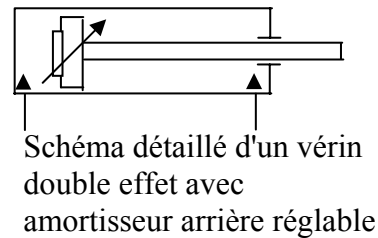
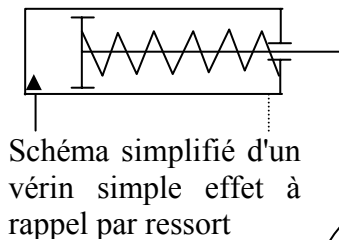
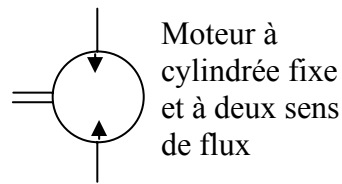
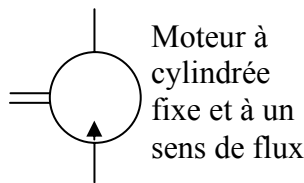
Exemple :



Distributeur 4 voies / 3 positions à commandes électriques et position normale au centre



### 3D. Autour des actionneurs



## 4. La technologie

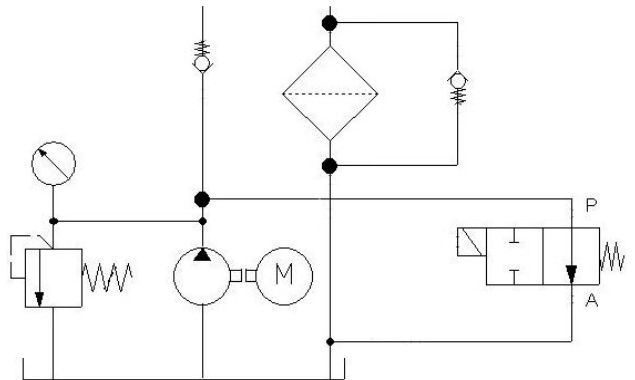
### 4A. Le réservoir (voir page suivante)

Il sert à stocker le fluide, une grande capacité est nécessaire pour assurer le refroidissement et sa désaération. En outre il doit permettre la vidange et la visualisation du niveau.

Sur le couvercle est fixé le groupe moto-pompe avec un manomètre et clapet by-pass.

A retenir :

- La cloison sert de refroidisseur par conduction avec le milieu extérieur. Cette cloison de stabilisation permet aussi de séparer la chambre d'aspiration de la chambre de retour.
- En circuit ouvert la quantité convenable estimée est de 3 fois le volume refoulé par la pompe pendant 1 minute.
- Le filtre à l'admission est en général une crépine de 150  $\mu\text{m}$ .
- La vidange s'effectue généralement toutes les 2000 à 3000 heures ou au moins une fois par an. Au niveau du remplissage un filtre de 10 à 20  $\mu\text{m}$  est installé, le filtre doit en fait avoir un pouvoir supérieur au besoin.
- Les tuyauteries de refoulement et d'aspiration seront coupées en biseau et tournées vers l'extérieur de la paroi.
- Sur l'un des bouchons de vidange, placer un robinet qui permettra d'évacuer l'eau du fond du bac. Pour les systèmes qui fonctionnent souvent, il y a condensation régulière et il faut prévoir une purge toute les semaines.
- Pour respecter les nouvelles directives environnementales, il doit y avoir autour du réservoir un bac de récupération du fluide hydraulique, ce bac doit être capable d'accueillir la quantité de fluide qu'il y a dans le circuit.
- Le clapet by-pass est ouvert au repos et permet au démarrage d'éviter le pic de pression. Quand la pompe est en régime établie, on actionne le by-pass.



### 4B. Le filtre

Élément indispensable, il retient les particules solides et évite les grippages, les rayures et donc participe à l'augmentation de la MTBF.

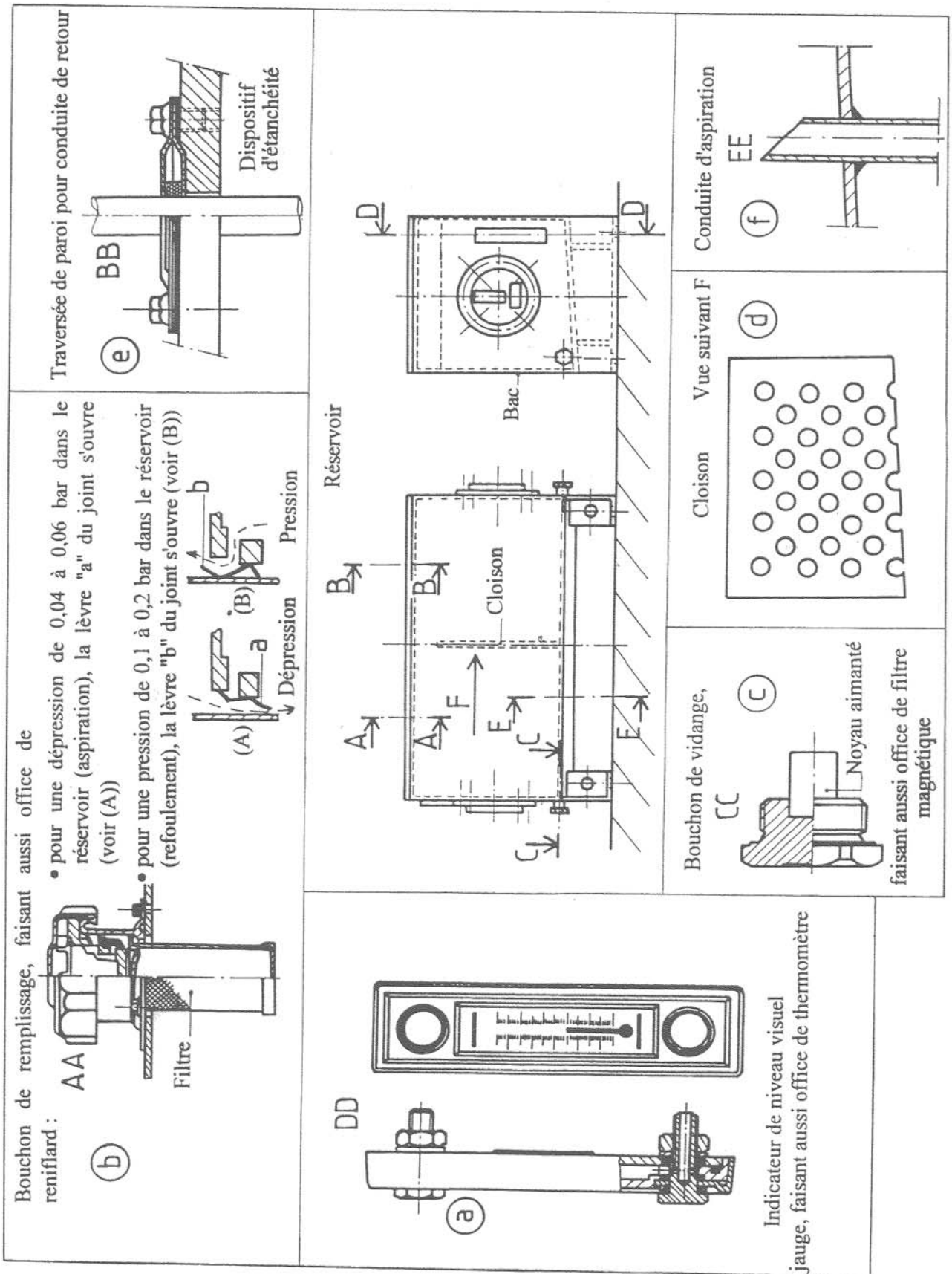
Si les jeux d'un mécanisme hydraulique sont de l'ordre de 5  $\mu\text{m}$ , il est nécessaire de filtrer le fluide avec un tamis de 3 à 4  $\mu\text{m}$ .

#### 4B1. Techniques de filtration

Il existe 3 techniques.

- Par tamisage : le fluide passe dans un filtre (papier, toile, fibres,...)  
Inconvénient : occasionne des pertes de charge singulières élevées ;
- Par effet magnétique : les particules magnétiques sont attirées  
Inconvénient : ne retient que les particules magnétiques ;
- Par décantation : les particules tombent dans la réserve  
Inconvénient : la masse volumique de la particule doit être supérieure à celle du fluide.

LE RESERVOIR



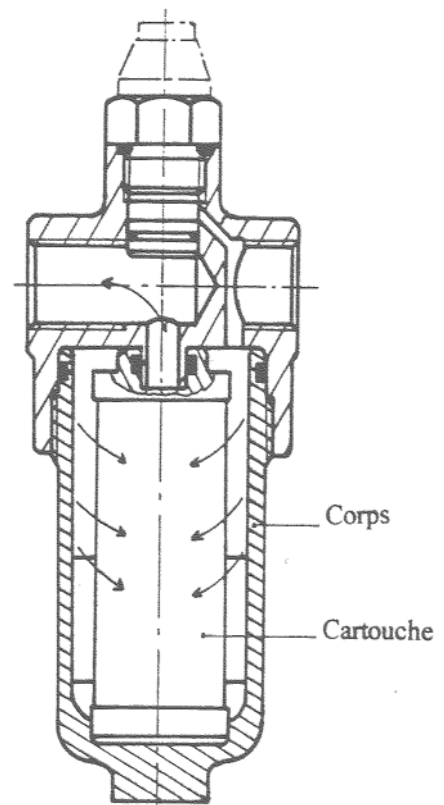
## 4B2. Filtre à tamisage

C'est le filtre le plus utilisé. On le trouvait au niveau de l'aspiration mais il crée des cavitations et est donc maintenant installé sur la boucle de retour. Il est également installé sur les éléments eux mêmes pour les protéger.

Les toiles métalliques ont un pouvoir de filtration jusqu'à 20  $\mu\text{m}$ . Les toiles de papier imprégné ont elles un pouvoir de rétention des particules jusqu'à 5  $\mu\text{m}$ .

Pour le nettoyage des toiles métalliques on utilise des bains à ultrasons. Les toiles de papier sont jetables.

Pour les systèmes pollués rapidement (systèmes avec beaucoup de vérens), on peut dialyser le système pendant les périodes de repos.



## 4C. Les canalisations

Elles doivent résister à la pression et aux agressions intérieures et extérieures. Elles ne doivent pas engendrer de grandes pertes de charge. Leur dimensionnement est normalisé.

Il existe deux types de canalisations :

- Les rigides ;
- Les souples.

A retenir : Au niveau des raccordements, le diamètre de passage du fluide est souvent plus petit que le diamètre intérieur de la canalisation. Il faut donc limiter les raccords inutiles qui engendrent de nombreuses pertes de charge.

Les nouvelles directives européennes imposent pour les canalisations flexibles un anti-fouettement et une anti-aspersion. Elle est principalement réalisée par un câble qui empêche le tuyau de fouetter et donc aussi d'asperger.

### 4C1. Canalisation rigide

Il s'agit le plus souvent de tube sans soudure (étirage à froid) évitant ainsi, lors du cintrage, de faire apparaître des particules.

Matériau : - Tu 37 b (type standard)  $\Leftrightarrow$  E235 électro-zingué à l'extérieur  
- 35 Cr Ni Ti 72 – 40 (si risque d'oxydation important)

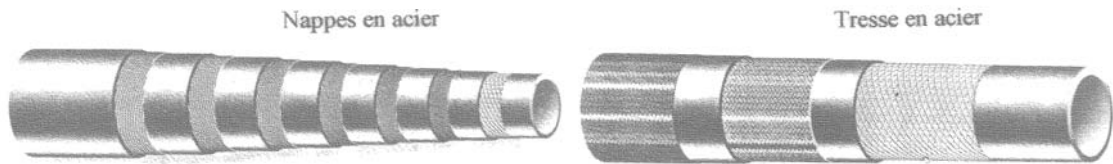
A noter : Les tubes doivent être livrés bouchés aux extrémités et remplis de gaz neutre. S'il n'en est pas ainsi il faut les nettoyer énergiquement avec de la soude pour enlever les particules organiques puis les rincer puis les nettoyer une nouvelle fois au tri chlore pour enlever les graisses.

### 4C2. Canalisation souple

Il s'agit d'élastomère renforcé de fibres métalliques soit en nappes soit en tresses, sur plusieurs couches. La température d'utilisation doit être comprise entre  $-40^{\circ}\text{C}$  et  $+120^{\circ}\text{C}$ .

A retenir : Si l'on peut maintenir la main sur une canalisation flexible alors le fluide à l'intérieur est en dessous de 70°C.

A noter : Les pertes de charge dans les canalisations flexibles sont très importantes, il convient donc de limiter leur utilisation aux systèmes ayant des mouvements de translations.



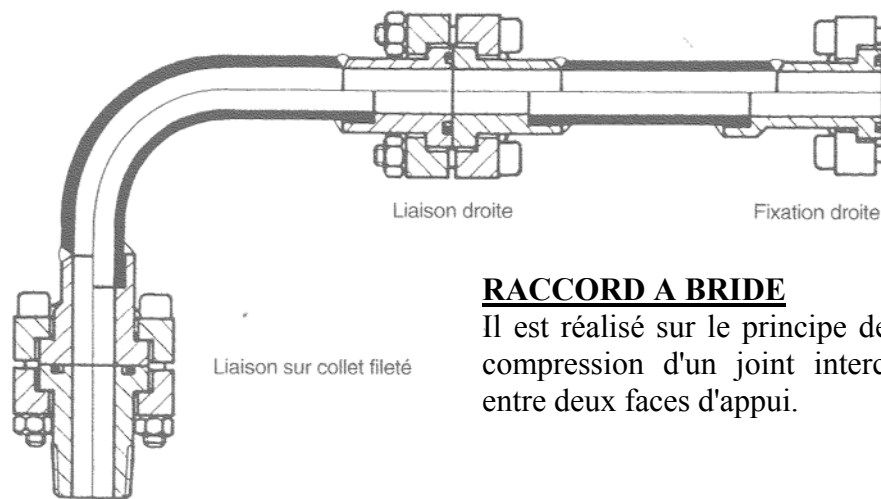
Règles de montage des tuyauteries souples :

Montage incorrect	Solution	Montage correct
mauvais	amélioration par adjonction d'un adaptateur	correct
mauvais	amélioration par adaptateur mais le tuyau reste trop sous tension	correct
mauvais effort de torsion	vue de profil correct	vue de face correct
mauvais B.	B. effort de flexion accru avec vibrations	correct A. longueur minimum égale au double du rayon
mauvais, effort de torsion et trop court		correct
mauvais		correct

### 4C3. Les raccords

Il s'agit des éléments de jonction entre les conduits ou appareils. Ils sont réalisés selon différentes techniques :

- Raccord à bride ;
- Raccord vissé ;
- Raccord à épanouissement ;
- Raccord à olive ;
- Raccord de flexible ;
- Raccord démontable étanche.

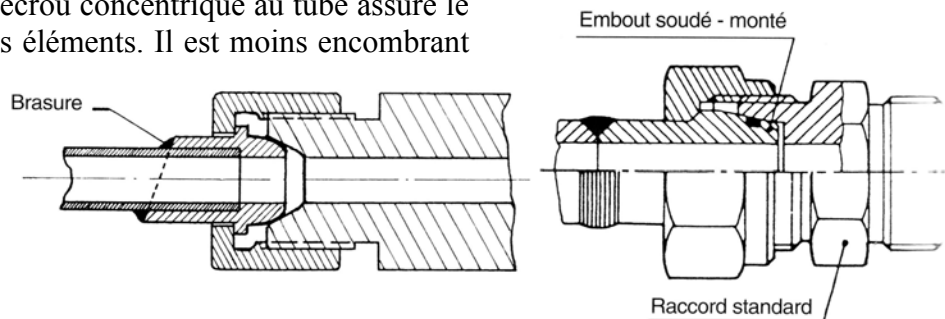


### RACCORD A BRIDE

Il est réalisé sur le principe de la compression d'un joint intercalé entre deux faces d'appui.

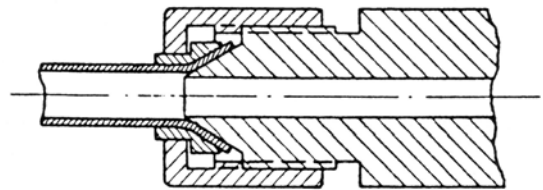
### RACCORD VISSE

Une zone sphérique est rapportée à la canalisation par soudage. Un écrou concentrique au tube assure le maintien entre les éléments. Il est moins encombrant que le précédent.



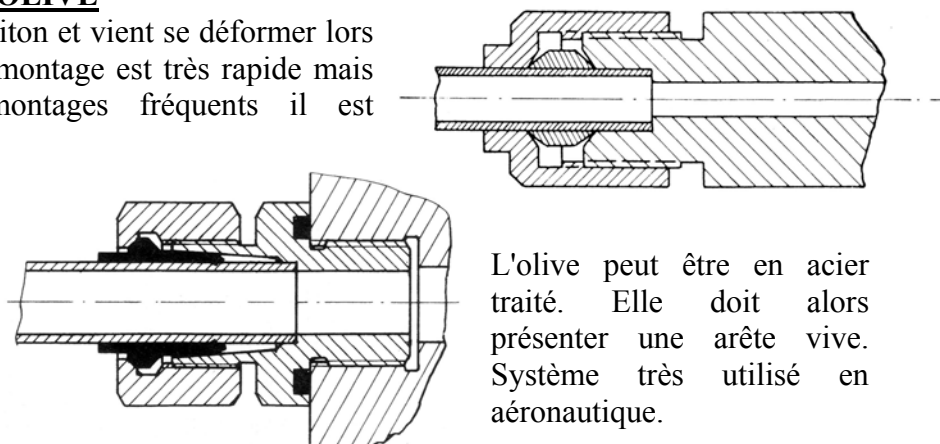
### RACCORD A EPANOUISSEMENT

Ce raccord est plus simple que le précédent mais moins résistant aux vibrations et donc moins endurant.



### RACCORD A OLIVE

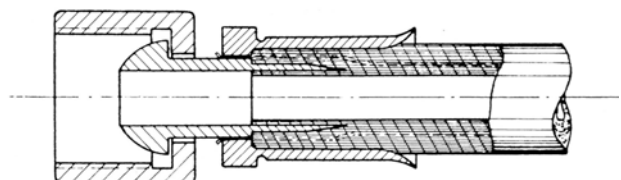
L'olive est en laiton et vient se déformer lors du serrage. Le montage est très rapide mais pour des démontages fréquents il est déconseillé.



L'olive peut être en acier traité. Elle doit alors présenter une arête vive. Système très utilisé en aéronautique.

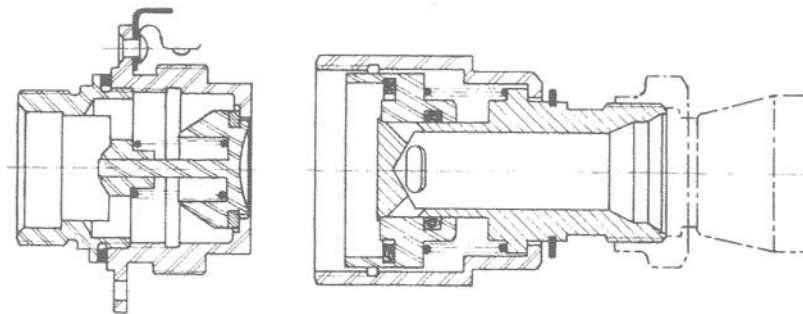
### RACCORD DE FLEXIBLE

Ils sont livrés montés par le fabricant et par conséquent non réparables.



**RACCORD DEMONTABLE ETANCHE**

Ils doivent être exclusivement utilisés pour les essais des équipements hydrauliques. Les deux jonctions s'obturent automatiquement. L'accouplement peut s'effectuer soit par vissage soit par clips à billes.

**4C4. Dimensionnement**

Il faut y faire particulièrement attention. En effet il en existe deux séries, soit en millimètres soit au pas du gaz ; les deux étant bien sûr non compatibles.

A noter : il existe une pression d'épreuve pour les canalisations, elle est 1.5 fois supérieure à la pression de service.

- Série millimétrique pour les tubes rigides :

Désignation (mm)	D extérieur (mm)	d intérieur (mm)	Epaisseur (mm)	Pression de service (bar)	Pression de rupture (bar)	Masse linéique (kg/m)
4 x 6	6	4	1	508	1385	0,123
6 x 8	8	6	1	367	1000	0,173
8 x 10	10	8	1	287	783	0,222
10 x 12	12	10	1	236	643	0,271
12 x 14	14	12	1	200	545	0,321
14 x 16	16	14	1	174	474	0,370
15 x 18	18	15	1,5	238	643	0,610
17 x 20	20	17	1,5	211	575	0,684
19 x 22	22	19	1,5	191	519	0,758
19 x 25	25	19	3	351	956	1,630
22 x 28	28	22	3	309	867	1,850
24 x 30	30	24	3	287	783	2,000
30 x 38	38	30	4	303	828	3,354
40 x 50	50	40	5	287	873	5,548

- Série gaz pour les tubes rigides :

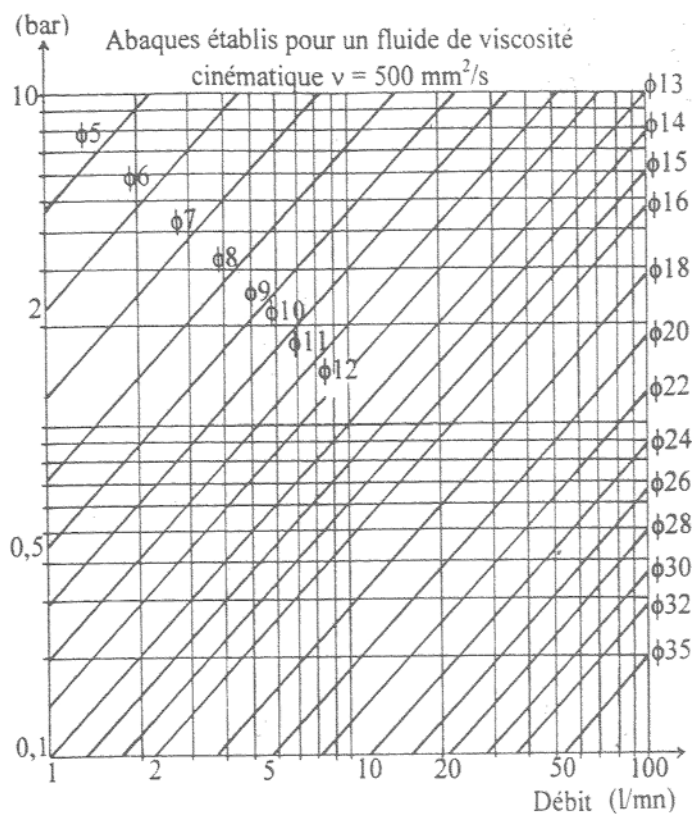
Désignation (pouce)	D extérieur (mm)	d intérieur (mm)	Epaisseur (mm)	Pression de service (bar)	Pression de rupture (bar)	Masse linéique (kg/m)
¼	13,25	8,75	2,25	528	1440	0,610
3/8	16,75	12,25	2,25	397	1084	0,805
½	21,25	15,75	2,75	382	1043	1,250
¾	26,75	21,25	2,75	296	800	1,630
1	33,50	27,00	3,25	278	758	2,420
1 ¼	42,25	33,75	3,25	216	590	3,130
1 ½	48,25	40,15	4,04	238	648	4,404



- Série gaz pour les tubes souples à 6 nappes d'acier :

Désignation (pouce)	D extérieur (mm)	d intérieur (mm)	Pression de service (bar)	Pression de rupture (bar)	Masse linéique (kg/m)
½	27,5	≈ 22	200	2068	1,37
¾	32,5	≈ 29	240	1379	1,70
1	39,7	≈ 36	300	1379	2,28
1 ¼	50,6	≈ 47	419	1379	3,71
1 ½	58,1	≈ 54	508	1379	4,91
2	73	≈ 68	635	1379	7,36

#### 4C5. Abaque de pertes de charge pour tubes rigides de la série millimétrique



Dans une même installation hydraulique, les dimensions des canalisations sont différentes selon leur destination et donc les vitesses d'écoulement aussi :

Aspiration : 0,6 m/s si  $\nu=150 \text{ mm}^2/\text{s}$   
 0,75 m/s si  $\nu=100 \text{ mm}^2/\text{s}$   
 1,2 m/s si  $\nu=50 \text{ mm}^2/\text{s}$   
 1,3 m/s si  $\nu=30 \text{ mm}^2/\text{s}$

Travail sur machines fixes :  
 avec  $\nu$  entre 30 et 150

2,8 m/s si  $p=25 \text{ bar}$   
 3,8 m/s si  $p=50 \text{ bar}$   
 4,8 m/s si  $p=100 \text{ bar}$   
 5,5 m/s si  $p=200 \text{ bar}$   
 6 m/s si  $p>200 \text{ bar}$

Sur les machines mobiles les vitesses sont à multiplier par 1,2 à 2

Retour : 2 à 3 m/s

Drainage : 1 à 1,5 m/s

#### 4C6. Détermination de la dimension nominale de passage

Le diamètre intérieur  $d_i$  est fonction du débit et des caractéristiques du fluide hydraulique. On obtient à partir de l'équation de continuité :

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot q}{\pi \cdot c}}$$

$c$  : vitesse d'écoulement (m/s)  
 $q$  : débit ( $\text{m}^3/\text{s}$ )  
 $d_i$  : diamètre intérieur de l'écoulement (m)

## 4D. Les accumulateurs

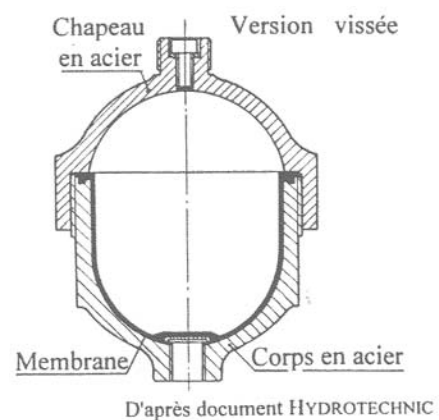
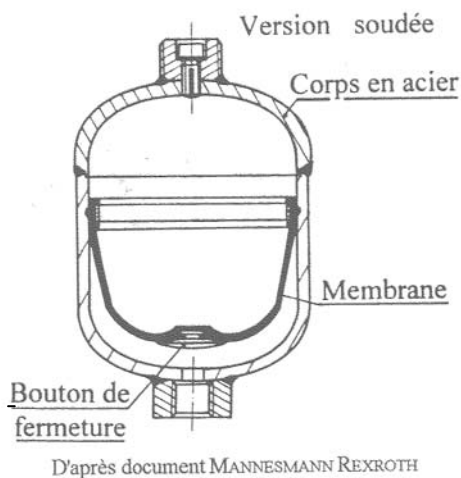
### 4D1. Leur rôle

Leur rôle est de stocker un certain volume de fluide sous pression pour le restituer en fonction des besoins. Ils sont aussi utilisés pour les commandes d'urgence (terminer un mouvement, actionner un frein,...) ou pour amortir les chocs dans les démarrages des installations.

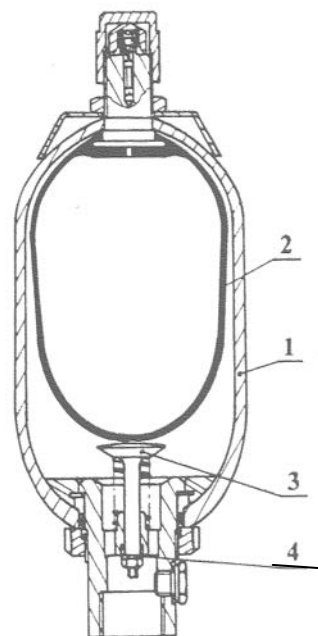
Le principe est simple : une chambre à deux orifices séparés par un élément étanche. L'un des orifices est relié au système et l'autre permet le remplissage avant utilisation d'un gaz générant un contre effort. Le gaz utilisé est l'azote (gaz inerte).

Il en existe 3 principaux types :

- A membrane (soudée ou vissée).
- A piston ;
- A vessie ;



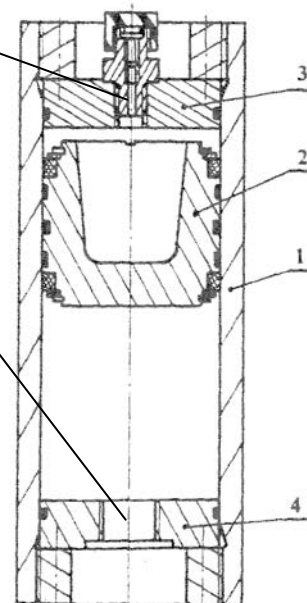
Pour éviter l'extrusion de la membrane



Orifice de remplissage de l'azote

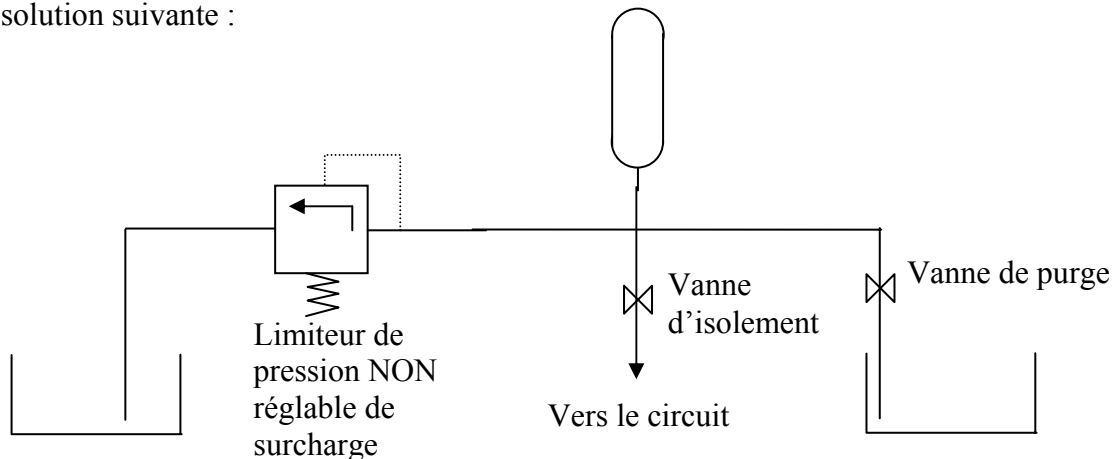
Orifice de la tuyauterie de service

Clapet d'ouverture automatique



A noter : La vérification des accumulateurs est réglementée. Le premier contrôle est à effectuer au bout de 10 ans et ensuite tous les 5 ans.

**A retenir :** Lors des arrêts des systèmes pour les maintenir, faire attention aux accumulateurs qui conservent la pression sauf si celle-ci est évacuée. Mettre si cela est possible le système de protection de l'accumulateur et de l'agent conformément à la solution suivante :



**A penser :** mettre un clapet anti-retour entre la pompe et l'accumulateur pour protéger celle-ci d'une décharge imprévue. Dans ce cas faire attention à la charge restante dans le circuit.

#### 4D2. Détermination d'un accumulateur

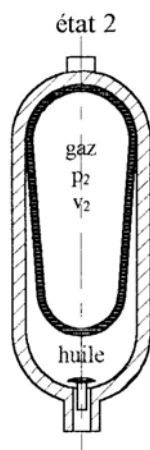
L'objectif habituel est de fournir un volume  $\Delta v$  de fluide.

L'accumulateur est caractérisé par le volume d'azote  $V_1$  et la pression de gonflage de l'azote  $p_1$ .

En fonctionnement simple quand le système est au repos l'accumulateur est dans la configuration de l'état 1.

Il n'y a alors pas de fluide hydraulique dans l'accumulateur.

Quand le système fonctionne, si la pression dans le circuit hydraulique est supérieure à  $p_1$  alors le fluide hydraulique pénètre dans l'accumulateur.



Pour éviter de décharger complètement l'accumulateur de son huile et donc de mettre le clapet de protection en contact avec la vessie, on conserve dans la phase d'utilisation un petit volume d'huile dans l'accumulateur. On obtient alors la configuration de l'état 2.

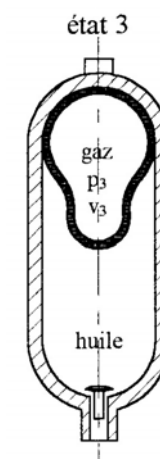
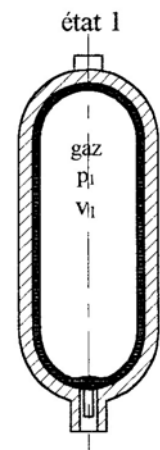
On bloque la pression de gonflage < à la pression d'utilisation soit :

$$p_1 = 0.9 \times p_2$$

Quand l'accumulateur est complètement chargé on obtient l'état 3. La pression du fluide hydraulique est au maximum et le débit excédentaire retourne au réservoir par le LdP.

Dans les accumulateurs à vessie pour éviter de trop déformer la membrane

on limite :  $\frac{P_3}{P_2} \leq 3$



En conclusion il faut, pour déterminer un accumulateur, connaître :

$v_1$  : volume d'azote

$p_1$  : pression de gonflage de l'azote

$\Delta v = v_2 - v_3$  : volume de fluide restituable par l'accumulateur

Remarque : Dans les calculs de thermodynamique, on utilise toujours les pressions absolues  $p_a$ .

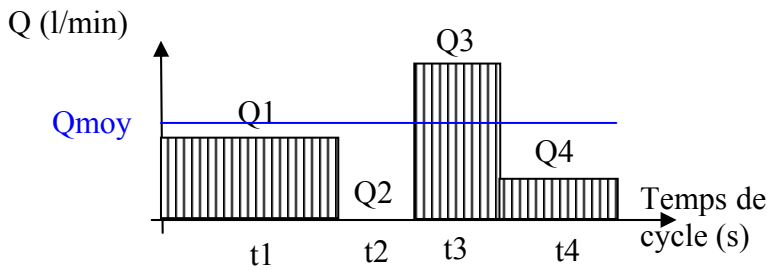
En hydraulique en revanche on utilise les pressions relatives (indication des manomètres).

$$p_a = p_r + p_{atmos.}$$

Pour l'azote on utilise les pressions absolues.

1 bar

Détermination du volume restituable par l'accumulateur  $\Delta v$  :



Sans accumulateur la pompe doit débiter au débit maximum soit  $Q_3$ .

Avec accumulateur la pompe doit débiter au débit moyen soit  $Q_{moy}$ .

$$Q_{moy} = \frac{\sum Q_i \cdot t_i}{\sum t_i}$$

le volume  $\Delta v$  est :

$$\Delta v = \frac{(Q_{max} - Q_{moy}) \cdot (temps\ du\ besoin)}{60}$$

$\Delta v$  est en litre,  $Q$  en l/min et le temps en seconde.

Le temps du besoin serait pour le schéma proposé  $t_3$ .

Détermination du volume d'azote

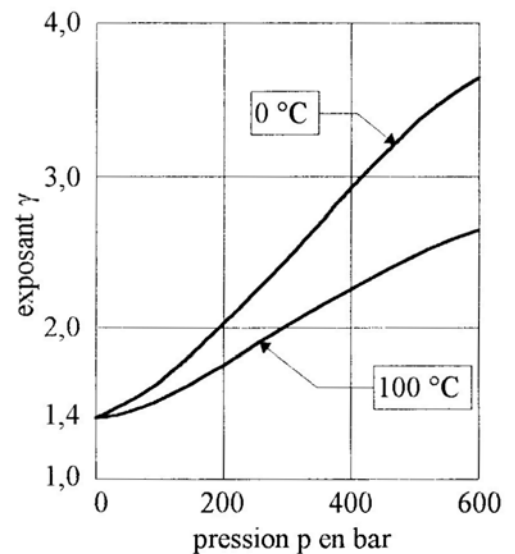
Si la charge/décharge est rapide (cycle d'utilisation de l'accumulateur  $< 1min$ ) la transformation est adiabatique (température constante ou pas d'échange de chaleur entre le milieu extérieur et le système).

L'équation des gaz parfaits  $p \cdot v = m \cdot R \cdot T$

Devient :  $pV^\gamma = cste$

L'exposant  $\gamma$  est une fonction de la température et de la pression.

$p$  : pression (Pa)       $m$  : masse (kg)  
 $v$  : volume (m<sup>3</sup>)       $T$  : température (K)  
 $R=297$  J/kg.K pour l'azote



On a donc 6 inconnues :  $p_1 ; p_2 ; p_3 ; v_1 ; v_2 ; v_3$ .

Il faudra 6 équations.

Pour la charge de 1 vers 3 :  $p_1 \cdot v_1^\gamma = p_3 \cdot v_3^\gamma$

Pour la décharge de 3 vers 2 :  $p_3 \cdot v_3^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma$

$\Delta v = v_2 - v_3$

$p_3$  : pression maximum du circuit (LdP ouvert)

$p_2$  : pression du récepteur qui aura besoin de l'accumulateur

$p_1 = 0.9 \times p_2$

On obtient alors un calcul théorique du volume d'azote dont on a besoin :

$$v_1 = \frac{\Delta v}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/\gamma} - \left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{1/\gamma}}$$

On détermine par la lecture dans un catalogue fournisseur l'accumulateur approprié. On aura sur celui-ci le volume d'azote nominal et le volume d'azote réel. C'est ce dernier qui permettra de calculer la pression de gonflage réel.

Détermination de la pression de l'azote :

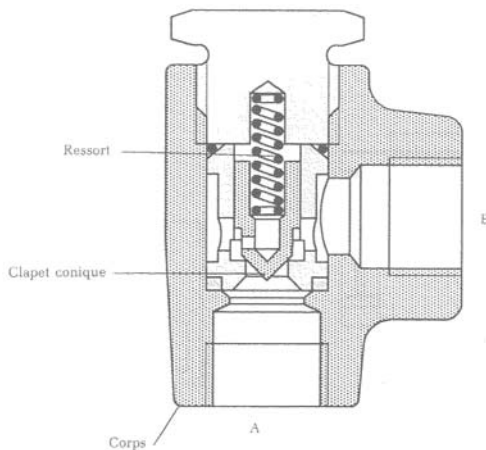
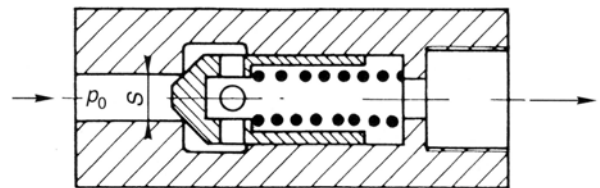
En utilisant les mêmes équations on obtient :

$$p_1 = \frac{p_2 \cdot p_3 \cdot \Delta v^\gamma}{v_1^\gamma \cdot (p_3^{1/\gamma} - p_2^{1/\gamma})^\gamma}$$

## 4E. Le clapet anti-retour

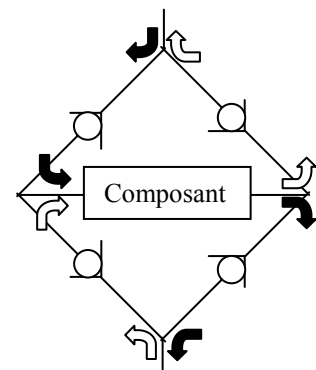
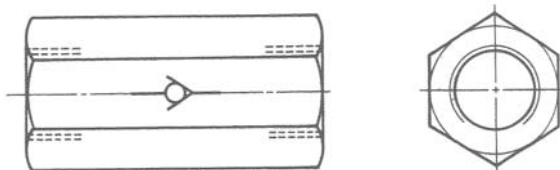
### 4E1. Standard

Comme son nom l'indique il permet le passage du fluide dans un sens et l'interdit dans l'autre.



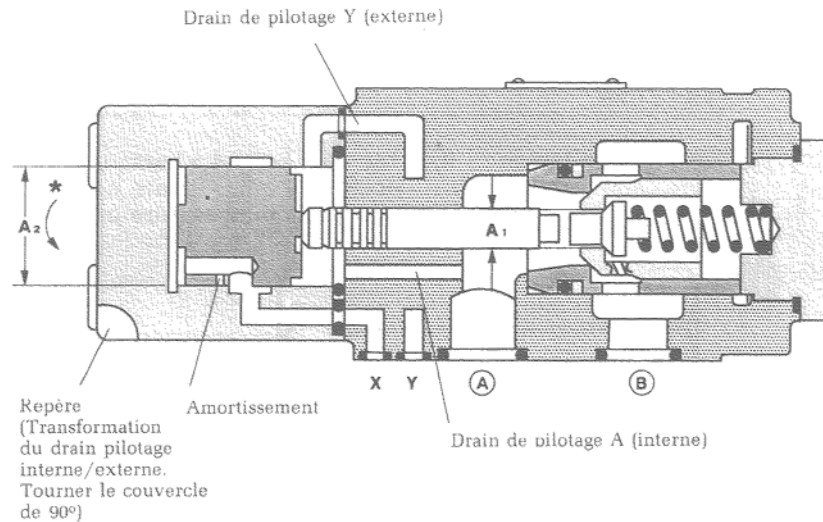
Le fluide passe de A vers B après avoir vaincu la force développée par le ressort sur le clapet conique. Dans le sens inverse le fluide maintient en

plus du ressort le clapet conique sur son siège.



L'utilisation en pont de Graetz de 4 CAR peut permettre l'utilisation de composant dans les mêmes conditions quelque soit le sens de circulation du fluide.

## 4E2. Piloté



Le principe de base reste le même mais dans certaines utilisations on peut avoir besoin d'annuler le blocage du fluide. Il suffit pour cela d'alimenter hydrauliquement l'orifice X forçant ainsi le clapet conique à s'ouvrir. Pour annuler la commande on alimente l'orifice Y ou on laisse le ressort de rappel agir ; attention toutefois au retard de fermeture dans ce cas.

## 4F. Le limiteur de pression réglable

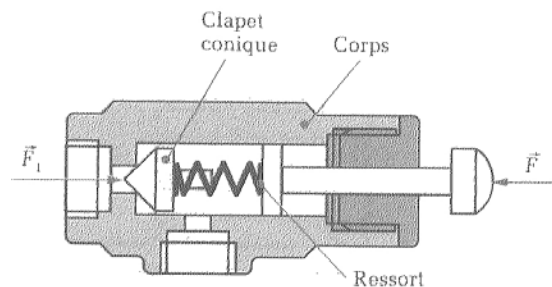
C'est un appareil indispensable dans toute installation hydraulique, il sert à protéger les différents organes d'une élévation de pression importante.

Il est élaboré sur le même principe que le CAR mais le ressort exerce une action fondamentale et la valeur de l'effort est parfaitement déterminée.

Il en existe trois principaux types : à clapet, avec dash-pot et à tiroir.

Dans le cas d'utilisation de système à clapet :

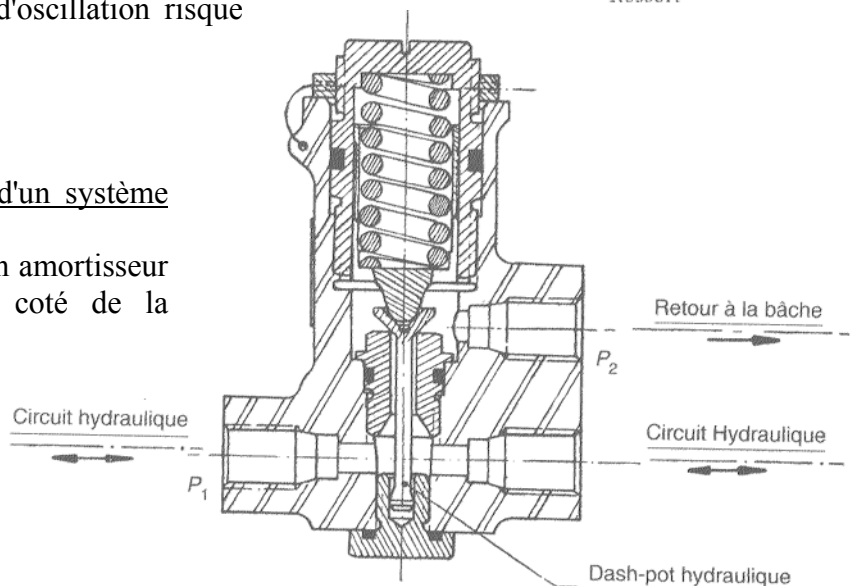
La force d'ouverture est modifiée par la valeur de pression régnant dans la canalisation de retour. Plus le débit est important et plus la pression sera importante et moins le limiteur de pression réagira au moment opportun. Par ailleurs, s'il y a également des variations importantes de la pression, un phénomène d'oscillation risque d'apparaître.



Dans le cas d'utilisation d'un système dash-pot :

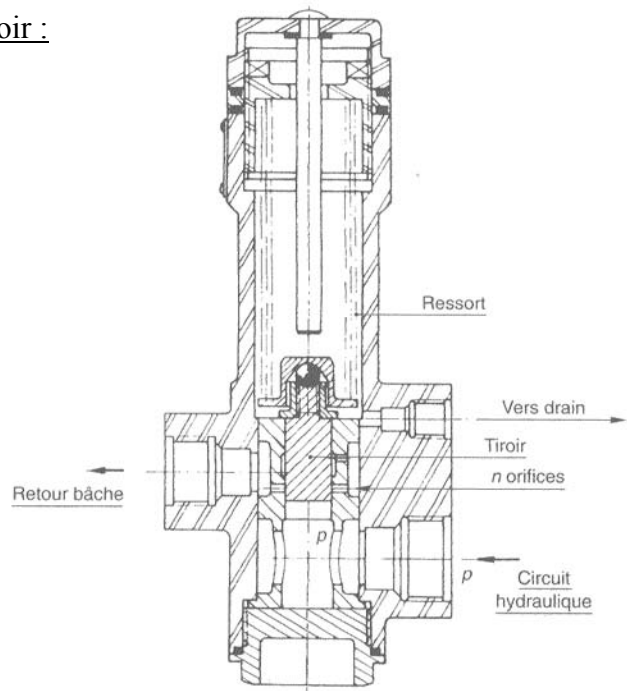
Le système dash-pot est un amortisseur attelé sur le clapet du côté de la pression.

L'objectif de ce système est d'atténuer les oscillations. Plus le fluide est visqueux et plus le système est efficace.



Dans le cas d'utilisation d'un système à tiroir :

C'est la pression dans la canalisation de drain qui modifie l'ouverture. Il en résulte que ce deuxième limiteur est plus précis que celui à clapet.



A noter : Le limiteur de pression principal doit être plombé, empêchant ainsi le dérèglement.

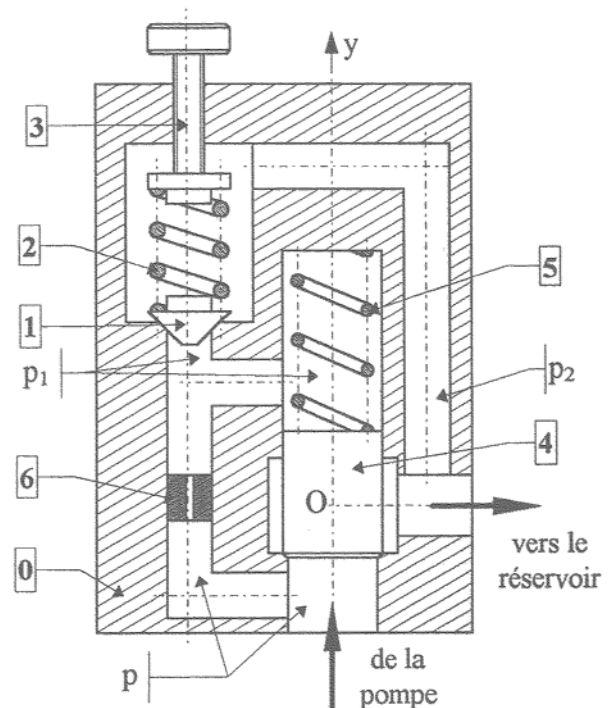
A retenir : Sur les cycles courts, sur les débits importants ou sur les cycles rapides, le limiteur de pression est souvent le point chaud du système ; 20° C de plus que dans le réservoir.

Le limiteur de pression à commande directe a des limites d'utilisation qui se situent aux environs de 200 bars et aux faibles débits. Au delà on utilise des limiteurs de pression à commande indirecte.

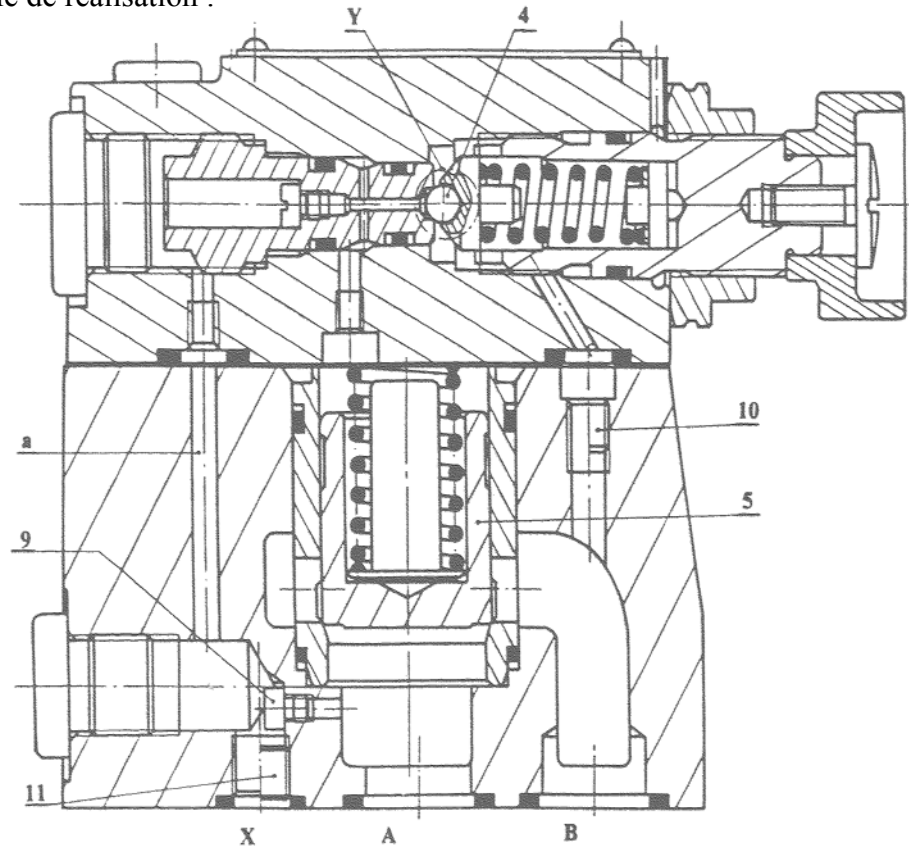
Le clapet (1) existe toujours mais ne reçoit qu'un faible débit dû à l'étranglement (6). Il assure toujours le pilotage mais un tiroir (4) permet l'essentiel du passage du fluide en cas de surpression. Le maintien en position du tiroir (4) est assuré par un ressort de faible raideur (5).

Dès qu'il y a une surpression le clapet s'ouvre créant une forte dépression du côté du ressort (5) permettant au tiroir de se déplacer pour laisser le fluide s'écouler.

Il faut juste faire attention aux temps de commutations qui sont plus longs que pour les limiteurs de pression directs.



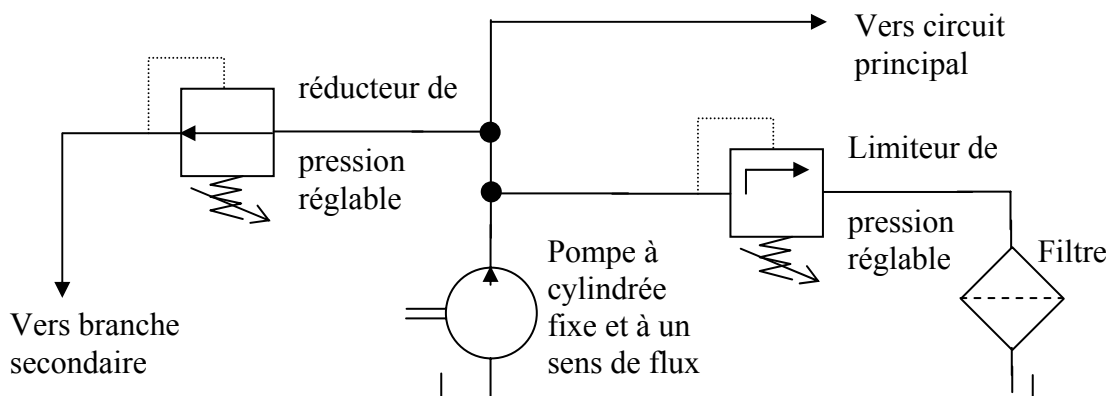
Exemple de réalisation :



Le clapet est réalisé par une bille (4).

#### 4G. Le réducteur de pression

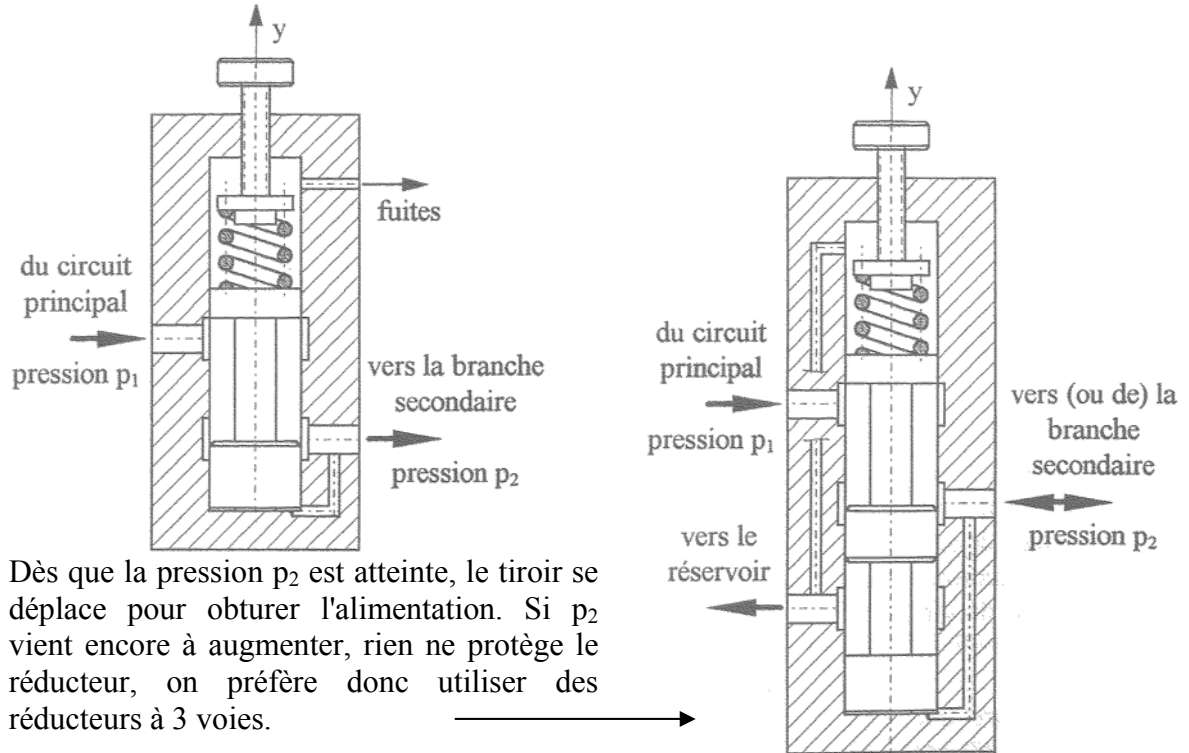
Le rôle du réducteur de pression est différent, il permet de limiter la pression dans toute une branche d'une installation, cette pression étant bien sûr inférieure à la pression délivrée par la pompe. Le schéma est donc différent.



Il peut être à commande directe ou à commande indirecte.

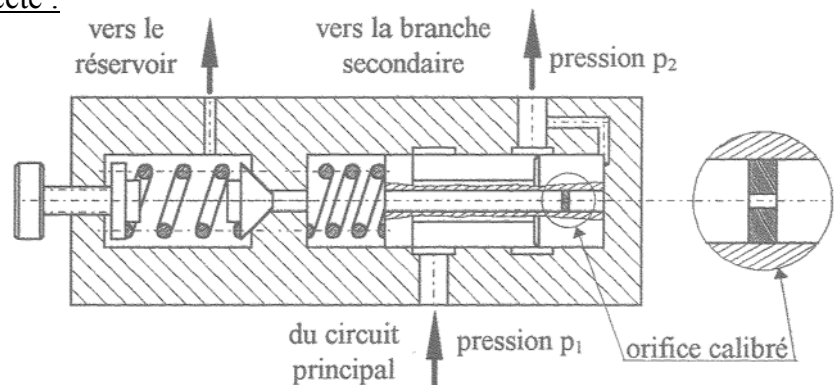


RdP à commande directe :



Dès que la pression  $p_2$  est atteinte, le tiroir se déplace pour obturer l'alimentation. Si  $p_2$  vient encore à augmenter, rien ne protège le réducteur, on préfère donc utiliser des réducteurs à 3 voies.

RdP à commande indirecte :

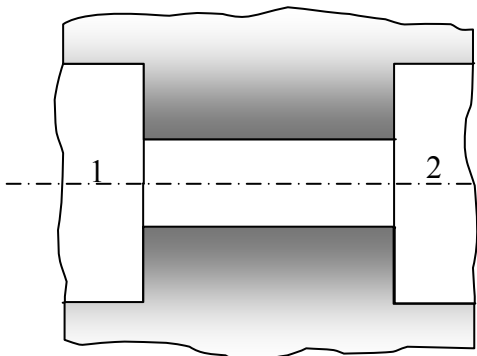


Les commandes indirectes sont utilisées pour les grands débits. L'étage de pilotage est réalisé par un limiteur de pression à action directe.

A noter : Il faut prendre en compte dans les calculs de débit, le débit de fuite dû à la commande de ce réducteur sur le circuit secondaire.

**4H. Le limiteur de débit**

On vient de voir comment limiter ou réduire la pression il reste maintenant à travailler sur le débit. Le principe est simple. Il suffit d'étrangler la canalisation pour diminuer le débit.



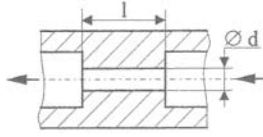
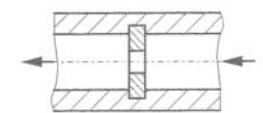
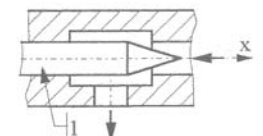
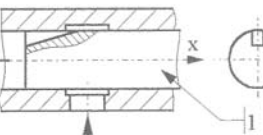
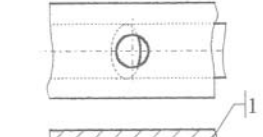
En appliquant Bernoulli entre les points 1 et 2 ainsi que les pertes de charges singulières pour le rétrécissement entre les deux zones, on obtient :

$$q = s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \xi}}$$

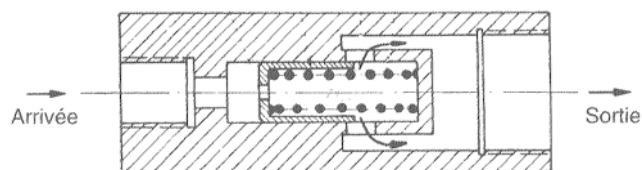
s est la section de la zone étranglée.

On voit que cette fonction n'est pas simple et qu'elle présente un certain nombre d'inconvénients d'utilisation dans les limiteurs de débits.

Néanmoins en regardant de plus près, on voit que l'influence de la section rétrécie est plus importante que les autres valeurs. Si le régime est turbulent,  $\xi$  est pratiquement une fonction exclusive de la forme de la restriction (aire de la surface mouillée sur la section de la restriction) ;  $\xi$  grandit avec le rapport précédent. Avec toutes ces remarques, on obtient quand même un limiteur de débit utilisable.

Désignation	Représentation	Remarques
Gicleur		Limiteur de débit fixe. La surface mouillée étant importante (étranglement de grande longueur), ce limiteur de débit est relativement sensible aux variations de viscosité.
Orifice calibré		Limiteur de débit fixe. La surface mouillée est pratiquement nulle, ce limiteur de débit est indépendant de la viscosité.
à pointeau		Limiteur de débit réglable. Le réglage du débit est réalisé par le déplacement en translation selon l'axe $\bar{x}$ du pointeau 1. La surface mouillée est faible et par conséquent la sensibilité à la viscosité aussi.
à encoche rectangulaire		Limiteur de débit réglable. Le réglage du débit est réalisé par le déplacement en translation selon $\bar{x}$ de l'axe 1. La surface mouillée est relativement faible et, par conséquent, la sensibilité à la viscosité aussi. Convient bien pour les faibles débits.
à sifflet		Limiteur de débit réglable. Le réglage du débit est réalisé par le déplacement en rotation autour de l'axe $\bar{x}$ de l'axe 1.  La surface mouillée est grande, cependant l'influence de la viscosité (donc de la température) reste limitée. Ce limiteur est peu adapté aux faibles débits (risque d'"engorgement").

Exemple de réalisation :

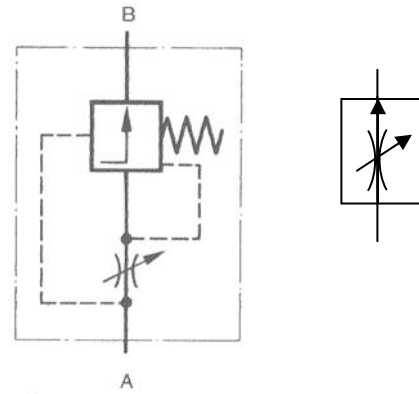
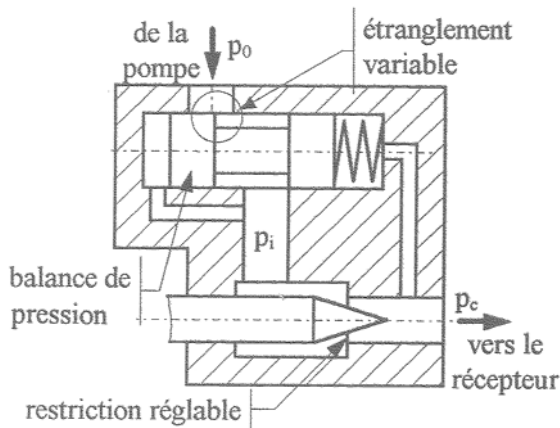


A retenir : Plus la surface mouillée est grande et plus le frottement est important. On aura donc une élévation de la température qu'il conviendra de surveiller et donc une viscosité variable.

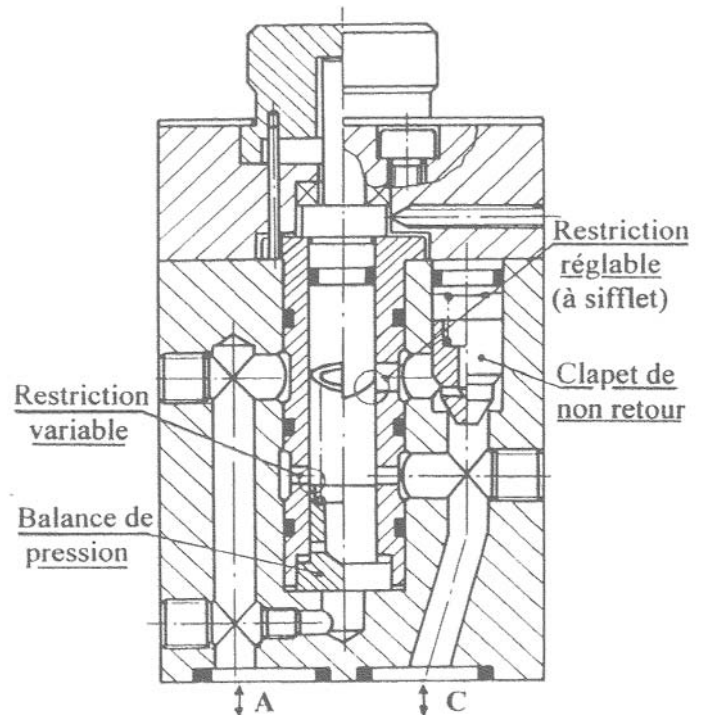
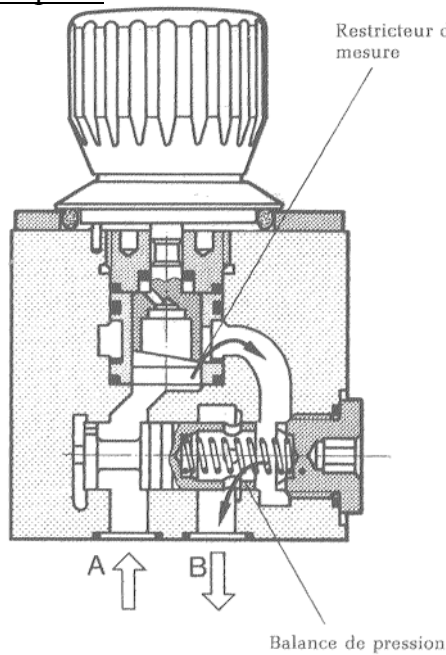
#### 4l. Le régulateur de débit

Pour les cas où la différence de pression doit être maîtrisée, on préfère le régulateur de débit.

La balance de pression est soumise à chaque extrémité à  $p_c$  et à  $p_i$ . Ces deux pressions sont prises en amont et en aval de la régulation de débit et permettent d'asservir l'étranglement variable pour conserver le débit, quelque soit la variation de pression.



Exemples :

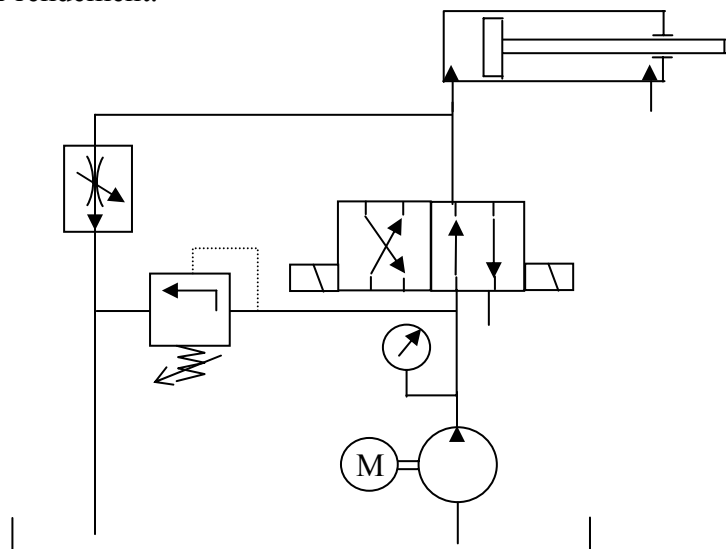


A noter :

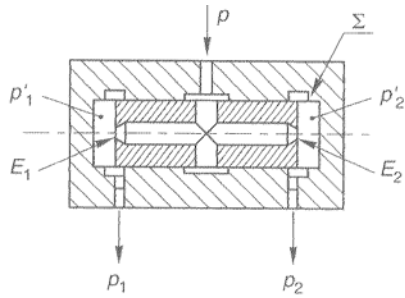
Les régulateurs de débit sont utilisés selon trois types de montage :  
 En alimentation du récepteur : montage traditionnel,  
 En retour au réservoir : pour les vérins verticaux,  
 En dérivation : pour un meilleur rendement.

Montage en dérivation :

L'intérêt réside dans le fait que le débit excédentaire retourne au réservoir par le régulateur de débit et non par le limiteur de pression.



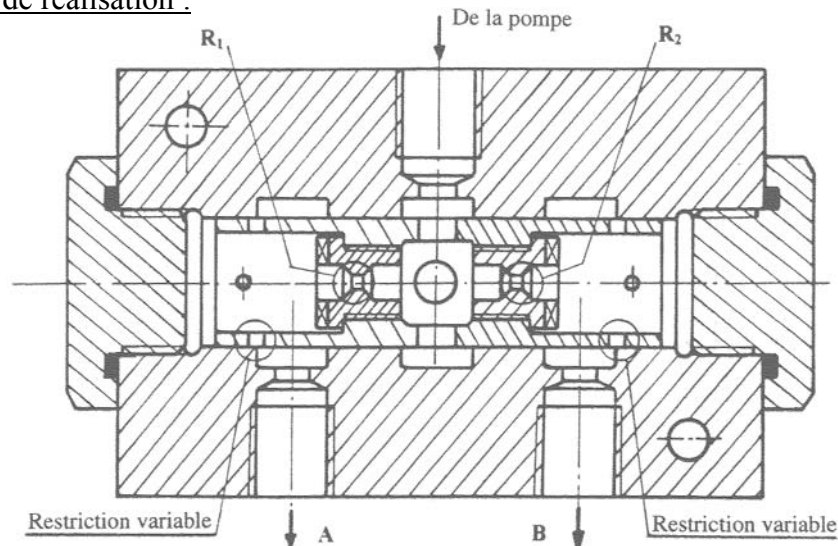
#### 4J. Le diviseur de débit



Son rôle est simple, il doit diviser le débit entrant en deux parties toujours proportionnelles.

Si on souhaite une division en parties inégales il suffit de modifier les caractéristiques de l'un des deux diaphragmes.

Exemple de réalisation :

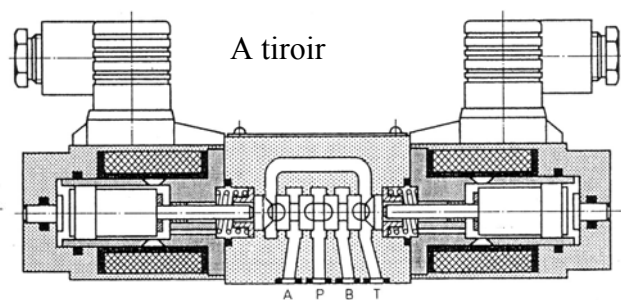
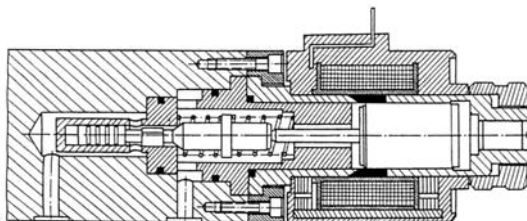


#### 4K. Le distributeur

Il en existe 3 principaux.

- A tiroir,
- A robinet,
- A clapet.

A clapet



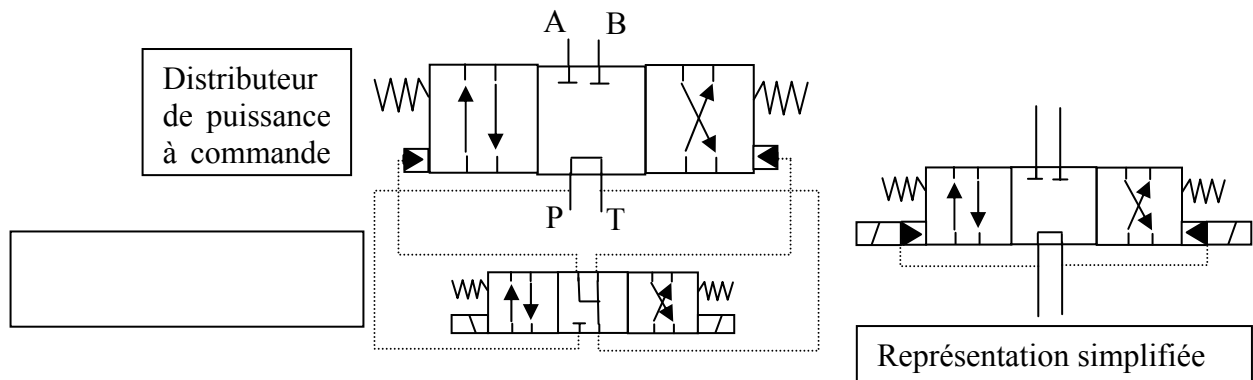
Nous n'étudierons pas le deuxième, il n'est pas utilisé en hydraulique industrielle car il demanderait des efforts trop importants pour le manœuvrer.

S'ils sont utilisés en basse pression le corps sera en fonte sinon on aura un corps en acier mi-dur. Le système mobile sera lui toujours en acier traité rectifié.

Les principales commandes sont :

- Mécanique,
- Manuelle,
- Hydraulique, la pression de pilotage est de l'ordre de 10 bars ;
- Electrique.

Dans le cas de débit très important (supérieur à 30 l/min) les efforts sont trop importants pour une commande directe (manuelle ou électrique). On utilisera alors un distributeur de commande en 1/4" donc sur ce principe :



Les distributeurs sont montés sur des embases. Il existe plusieurs principes :

Embase	Empilage		
	aucun	Vertical	Horizontal
Individuelle	Système simple à un récepteur	Tous les composants servant à la régulation du récepteur sont montés à la suite	
Multiple Type bloc foret		Tous les composants servant à la régulation des récepteurs sont montés à la suite	Tous les distributeurs reçoivent la même énergie à partir d'un même bloc.

Pour le raccordement hydraulique il existe des normes (DIN 24-340 ; CETOP R35 H ; ISO 4401 ; NF E48-422) pour les plans de pose.

Diamètre interne des canalisations (mm)	Référence	Raccord filetage gaz A ; B ; P ; T	Débit maxi conseillé (l/min)
5	NG4	1/4"	15
7.5	NG6 ou CETOP 3	1/4" ou 3/8" ou 1/2"	25
9.2	NG8 ou CETOP 4	1/4" ou 3/8"	35
10.5	NG10 ou CETOP 5	3/8" ou 1/2"	50
14.5	CETOP 6	1/2" ou 3/4"	100
19	NG16 ou CETOP 7	3/4" ou 1"	150
24.5	NG25 ou CETOP 8	1" ou 1" 1/4	200
38	NG32	1" 1/4 ou 1" 1/2	300

Les références NG 6 correspondent à des calibres 6 avec un filetage gaz.

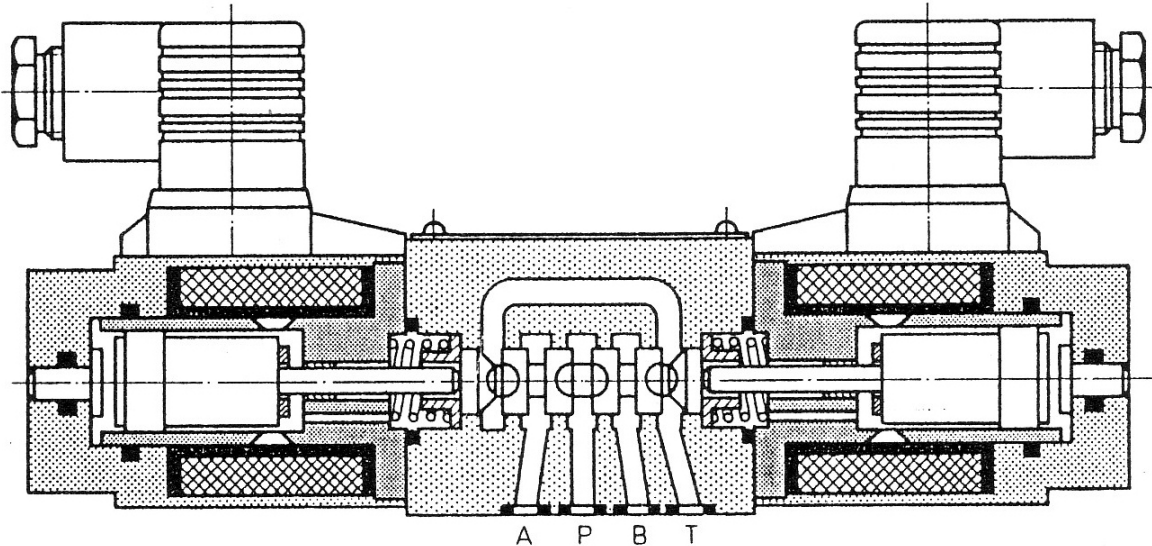
Dans le cas des commandes électriques on doit réaliser le raccordement avec des connecteurs respectant les normes NF E48-411 ; DIN 43650 ; ISO 4400.

On utilise soit le courant alternatif soit le courant continu.

En courant continu, le temps de commutation est 30 à 60 ms, il faut donc en tenir compte. Par contre le solénoïde est très fiable et particulièrement souple. On l'utilisera pour des systèmes en ambiance difficile et pour des commutations élevées.

En courant alternatif, le temps de commutation est lui très souvent 3 fois plus court. Par contre si le solénoïde est bloqué en position intermédiaire il « grille » très rapidement. Les solénoïdes peuvent être soit sec (pour les ambiances non humides) soit à bain d'huile ; dans ce cas s'assurer que le remplacement de la bobine est prévu facilement sans perte d'huile et que le pourcentage d'eau dans l'huile soit minimal.

#### 4K1. A tiroir



Il est utilisé pour les faibles et moyennes pressions. Les jeux internes provoquent des fuites, il est donc déconseillé de les utiliser dans les systèmes asservis.

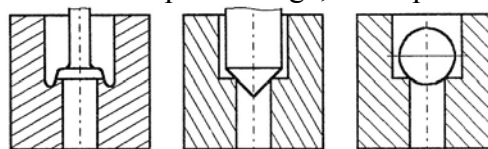
A noter : Les jeux internes entre le piston et la chambre sont de l'ordre de  $15\mu\text{m}$ . Il convient donc lors du montage sur une semelle d'utiliser une clef dynamométrique et de suivre une logique de serrage (celles des culasses) pour ne pas déformer les éléments.

A noter : Lors du changement d'état il peut y avoir deux solutions constructives. On parle de recouvrement de transfert. Il est soit négatif soit positif.

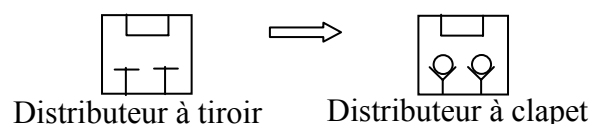
- Recouvrement négatif (underlap) : Pendant un court instant les orifices communiquent il en résulte une absence de choc lors de l'inversion mais le récepteur peut se déplacer ou l'accumulateur se vider partiellement.
- Recouvrement positif (overlap) : Les différents orifices ne sont jamais en communication mais des pointes de pressions risquent de perturber le système en générant du broutement au démarrage.

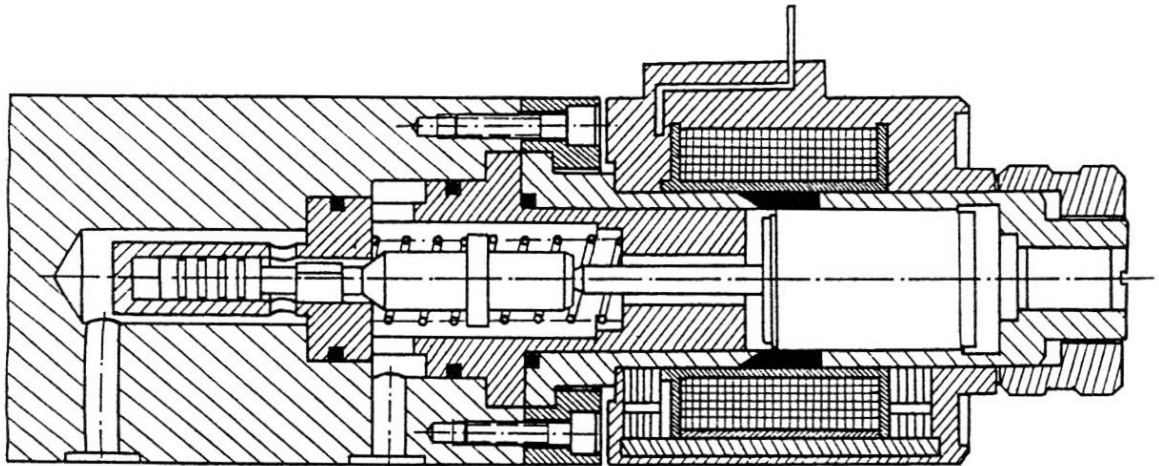
#### 4K2. A clapet

Le siège de l'étanchéité est soit réalisé par un siège, un clapet ou une bille.



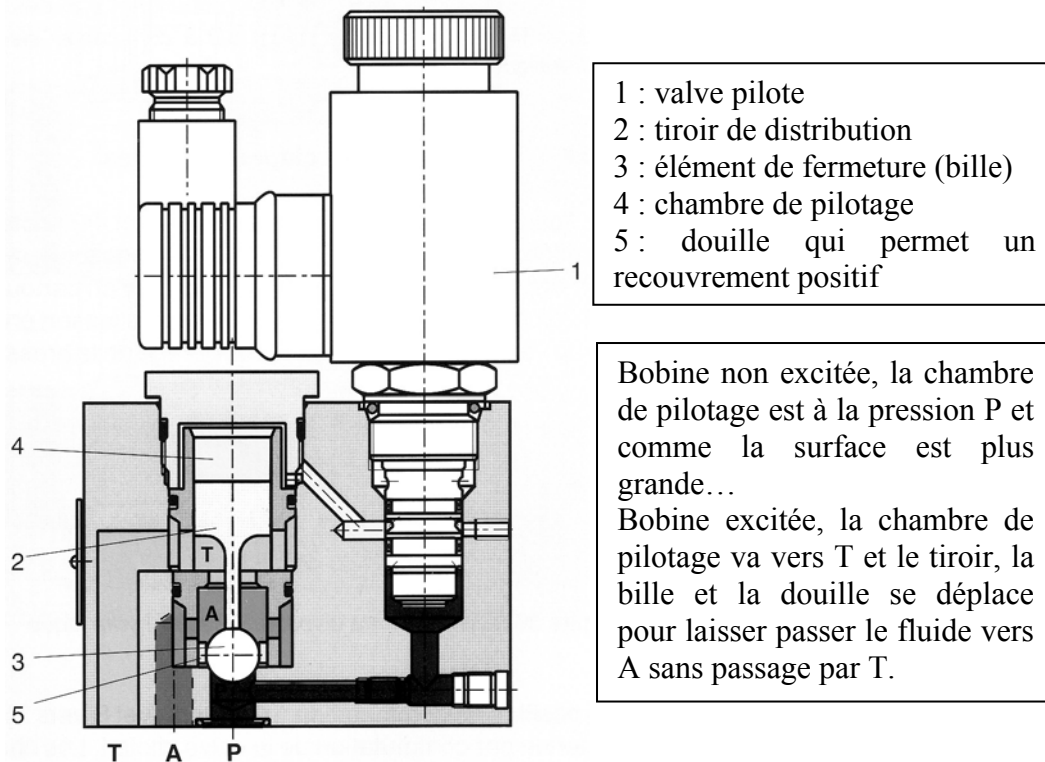
L'étanchéité est parfaitement assurée. On peut donc les utiliser pour de fortes pressions. Le schéma du distributeur à clapet est identique sur le fond mais la symbolique des obturateurs de voies est remplacée par le schéma d'un CAR :





On utilise ces distributeurs pour des systèmes en 3/2 et pour des faibles pressions car sinon les efforts de commutation sont trop important.

Dans le cas de fortes pressions on utilise le principe des distributeurs de pilotage.



Le schéma associé est :

A noter : L'utilisation des distributeurs à clapet est à éviter si le circuit génère des coups de bélier.

### 4K3. Synthèse sur les distributeurs

A noter : Préférer toujours un distributeur 4/3 avec centre ouvert pour limiter le couple au démarrage et ainsi limiter la casse de l'accouplement moteur électrique / pompe. On peut utiliser un distributeur à 2 positions si un seul actionneur est prévu dans le système.

La position centrale permet le plus souvent de bloquer (préférer un CAR piloté ou non) ou délester les actionneurs et surtout de permettre à la pompe de débiter vers le réservoir sans difficulté (pas de passage par le LdP principal).

Les normes utilisées sont :

- ISO, (International Organisation for Standardisation)
- CNOMO,
- CETOP, (Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques)
- JIC, (Joint Industry Conference)
- DIN

Même si elles sont différentes, elles permettent l'association des éléments entre eux.

A retenir :

On peut approximer les pertes de charges dans les distributeurs à 2 bars quelques soit leur taille, et ce dans une première étude. Il convient dans l'étude terminale de suivre les données constructeurs.

## 4L. La pompe

Il existe deux sortes de pompes :

- Les non volumétriques qui possèdent un débit élevé mais irrégulier,
- Les volumétriques qui sont génératrices d'un débit. Celui-ci peut être fixe ou variable.

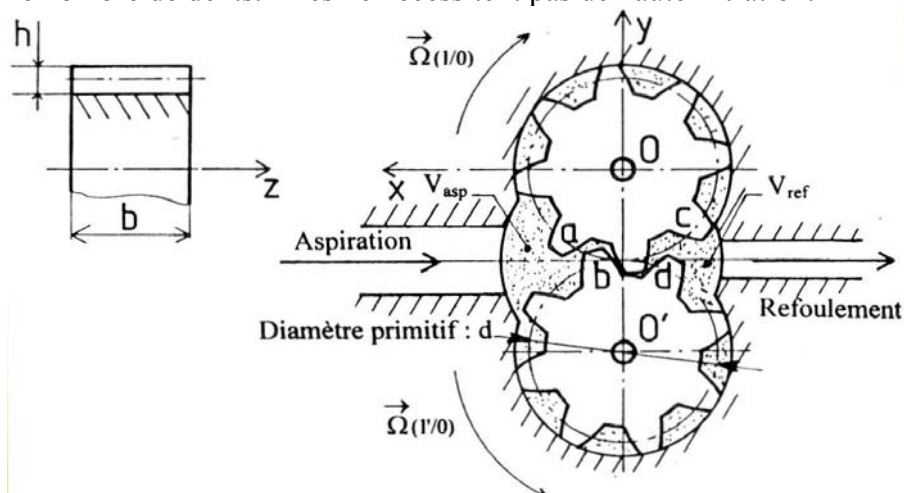
Nous n'étudierons ici que les pompes volumétriques qui sont utilisées en hydraulique industrielle.

### 4L1. A engrenages

C'est la pompe standard, elle a une cylindrée fixe et fonctionne entre 10 et 170 bars. Il en existe deux types, à dentures extérieures et à dentures intérieures.

#### 4L1.1 A dentures extérieures,

Elles sont bruyantes donc utilisées dans le monde agricole, industriel lourd,.... Elles peuvent fonctionner jusqu'à 170 b. Elles ont un rendement d'environ 0,8. L'un des engrenages est moteur tandis que l'autre est mené. Pour diminuer le bruit on peut augmenter le nombre de dents. Elles ne nécessitent pas de haute filtration.





Calcul du débit moyen :

En première approximation en assimilant une dent à un rectangle de volume  $\frac{pas}{2} \cdot h \cdot b$  on peut prendre  $q_v = b \cdot \omega \cdot m^2 \cdot z$  avec

$q_v$  : Débit moyen théorique (m<sup>3</sup>/s)  
 $b$  : largeur de denture (m)  
 $\omega$  : vitesse angulaire du moteur d'entraînement (rad/s)  
 $m$  : module de la denture (m)  
 $z$  : nombre de dents d'un pignon

Un calcul plus précis peut être donné par :

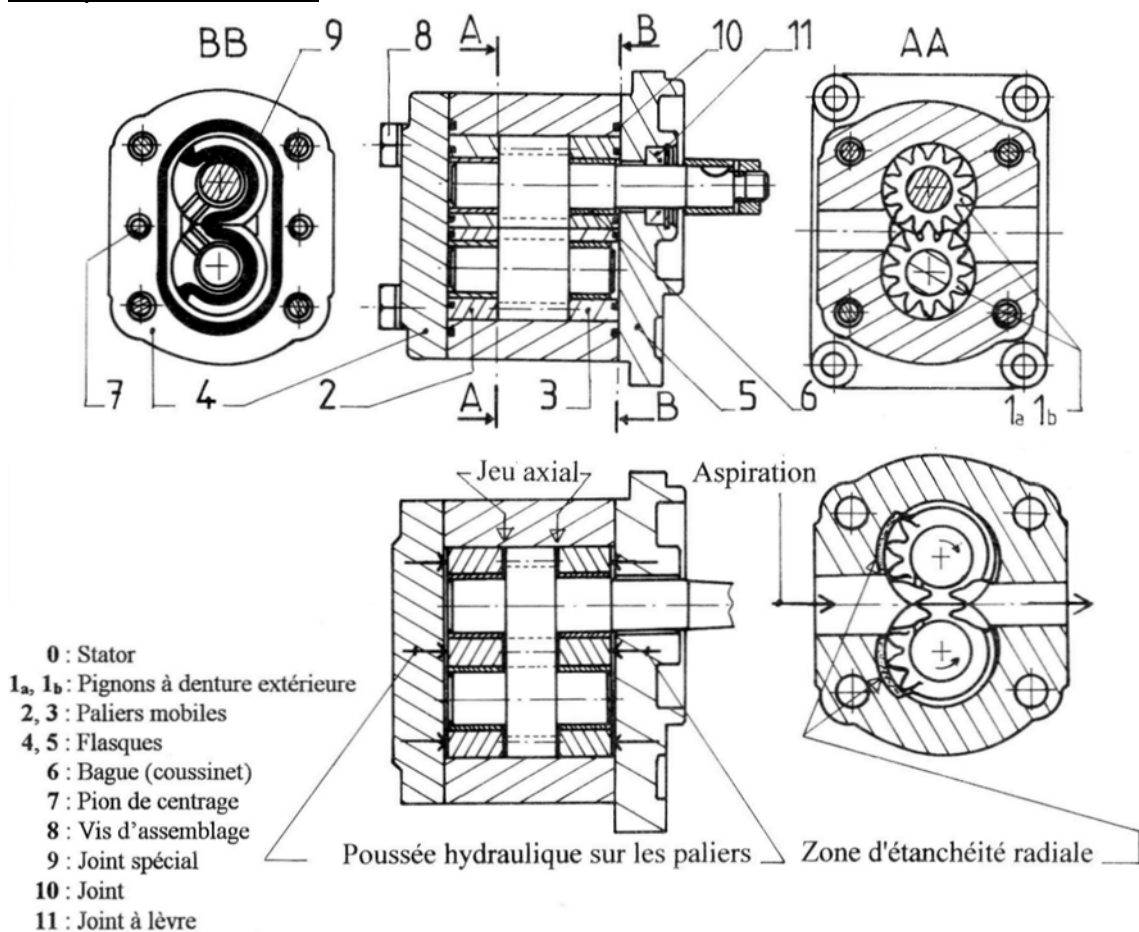
$q_v = b \cdot \omega \cdot m^2 \cdot z \cdot \left(1 + \frac{1}{z} - \frac{\cos^2 \alpha}{12 \cdot z}\right)$  avec

$\alpha$  : angle de pression de la denture

Coefficient d'irrégularité sur le débit :

$$C_i = 100 \cdot \frac{q_{ins}^{Maxi} \tan \tan \epsilon - q_{ins}^{min i} \tan \tan \epsilon}{q^{moyen}}$$

$$C_i = \frac{\cos^2 \alpha}{z}$$

Exemple de réalisation :Remarques constructives :

Les coussinets sont en matériau composite et frettés dans les paliers mobiles. Sous l'action des efforts dus à la pression dans la zone de refoulement, ils se déforment radialement favorisant l'étanchéité radiale dans la zone d'aspiration.

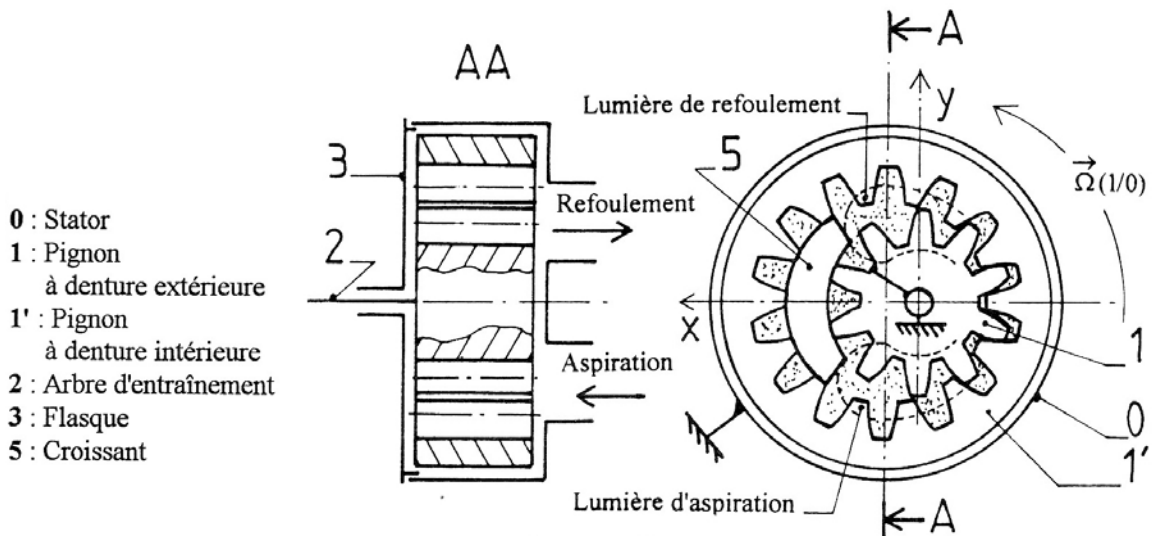
Le joint spécial permet d'assurer par sa forme spécifique une pression axiale sur les paliers et ainsi assurer une meilleure étanchéité et donc limiter les fuites et donc améliorer le rendement volumétrique.

**4L1.2 A dentures intérieures,**

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

**Systeme à dentures intérieures avec croissant**

Le croissant est lié à la forme des dents en développante de cercle. Sans croissant il y aurait communication entre refoulement et aspiration.



Calcul du débit moyen :

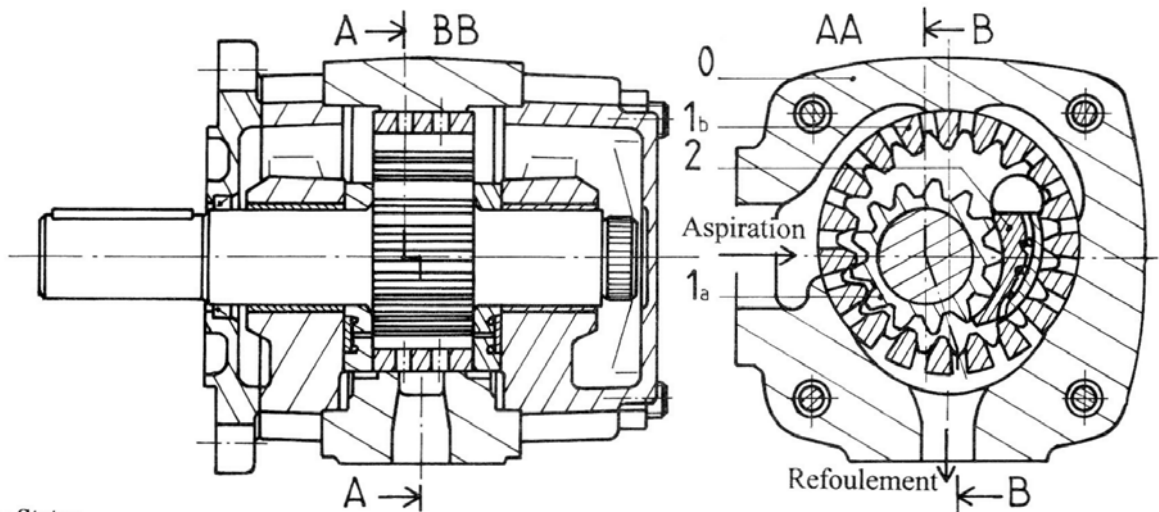
Le calcul du débit est identique au cas des pompes à engrenages extérieurs et le nombre de dents est celui du pignon à dentures extérieures.

$$q_v = b \cdot \omega \cdot m^2 \cdot z \cdot \left( 1 + \frac{1}{z} - \frac{\cos^2 \alpha}{12 \cdot z} \right)$$

Coefficient d'irrégularité sur le débit :

$$C_i = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{z_{ext}} - \frac{1}{z_{int}} \right) \cdot \cos^2 \alpha$$

Exemple de réalisation :



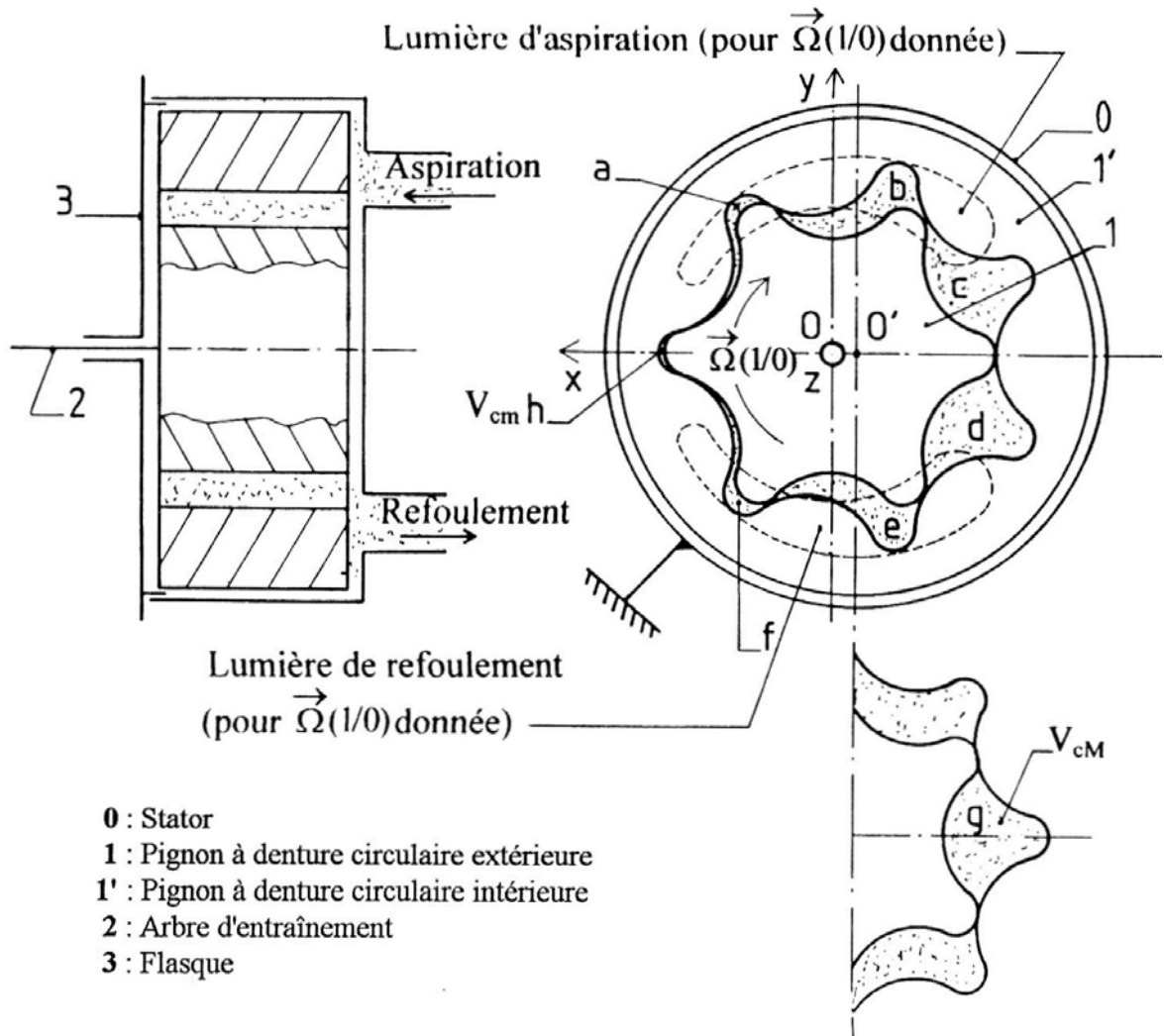
- 0 : Stator
- 1<sub>a</sub> : Roue à denture intérieure
- 1<sub>b</sub> : Roue à denture intérieure
- 2 : Croissant

Remarques constructives :

Le nombre de pièces réduit et l'absence d'étanchéité complexe en font une pompe d'un prix attractif (par rapport aux pompes à palettes) pour un rendement aussi bon.

**Systeme à dentures intérieures sans croissant.**

Les dents ont des profils circulaires.



Les deux lumières en forme d'haricot (aspiration et refoulement) sont réalisées dans le stator. Le pignon à dentures intérieures en liaison pivot avec le carter à une dent de plus que le pignon à dentures extérieures entraîné par le moteur.

Calcul du débit moyen :

Les volumes cellulaires a, b et c sont en phase d'augmentation tandis que les volumes d, e et f sont réduction donc au refoulement ; les fonctions d'aspiration et de refoulement sont donc symétriques par rapport à l'axe horizontal x. Quand une dent du pignon 1 fait un tour elle chasse z+1 volumes cellulaires.

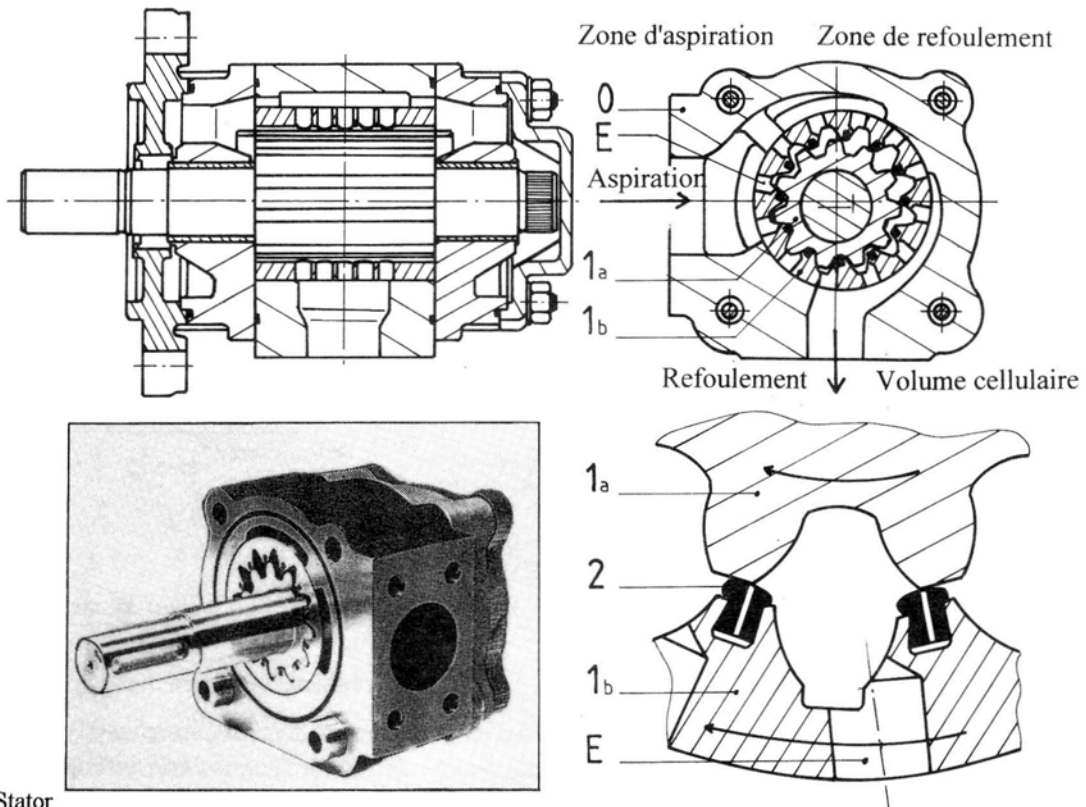
$$q_v = \frac{\omega \cdot z}{2\pi} \cdot (z + 1) \cdot (V_{cmM} - V_{cm})$$

avec

- $q_v$  : Débit moyen théorique ( $m^3/s$ )
- $\omega$  : vitesse angulaire du moteur d'entraînement (rad/s)
- $z$  : nombre de dents du pignon 1
- $V_{cm}$  : volume cellulaire mini
- $V_{cmM}$  : volume cellulaire maxi

Coefficient d'irrégularité sur le débit :

$$C_i = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{z_{ext}} - \frac{1}{z_{ext} + 1} \right) \cdot \cos^2 \alpha$$

Exemple de réalisation :

0 : Stator

1<sub>a</sub> : Roue à denture extérieure

1<sub>b</sub> : Roue à denture intérieure

2 : Coussinet

Remarques constructives :

Les zones d'aspiration et de refoulement ne sont pas réalisées sur le coté comme dans l'étude théorique mais radialement. Cela est rendu possible grâce aux évidements E réalisé dans la couronne.

Des coussinets 2 sont placés aux extrémités des dents de la couronne pour assurer une meilleure étanchéité. La vitesse de glissement à cet endroit est faible donc l'usure est limitée.

**4L2. A palettes**

Elle est aussi standard, fonctionne sur la même plage de pression que les pompes à engrenages. Elles sont en revanche très silencieuses. Pour accepter les 200 b elles doivent être équilibrées, en effet le déséquilibre pression d'aspiration d'un coté et pression de refoulement de l'autre coté crée des efforts sur les paliers, en revanche si on arrive à doubler le refoulement et l'aspiration de façon symétrique les efforts s'équilibrent. Elles ont un rendement d'environ 0,9.

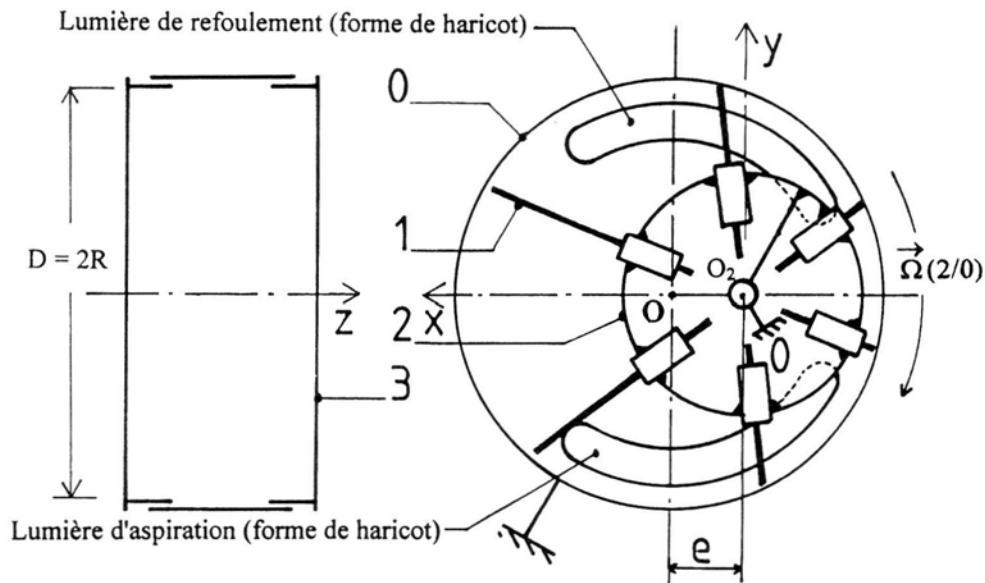
L'unité d'entraînement est accouplée au rotor. Celui est constitué de palette libre radialement. Par la force centrifuge elles viennent frotter sur la surface interne du stator et dans la partie d'agrandissement des volumes aspirer le fluide et dans la partie de rétrécissement des volumes refouler le fluide sous pression.

Il en existe deux types :

- A stator cylindrique, rarement équilibrée
- A stator en forme de came, très souvent équilibrée.

Elles sont aussi bien à cylindrée fixe qu'à cylindrée variable. La variabilité consiste juste à faire varier l'excentricité entre le stator et le rotor.

## 4L2.1 A stator cylindrique

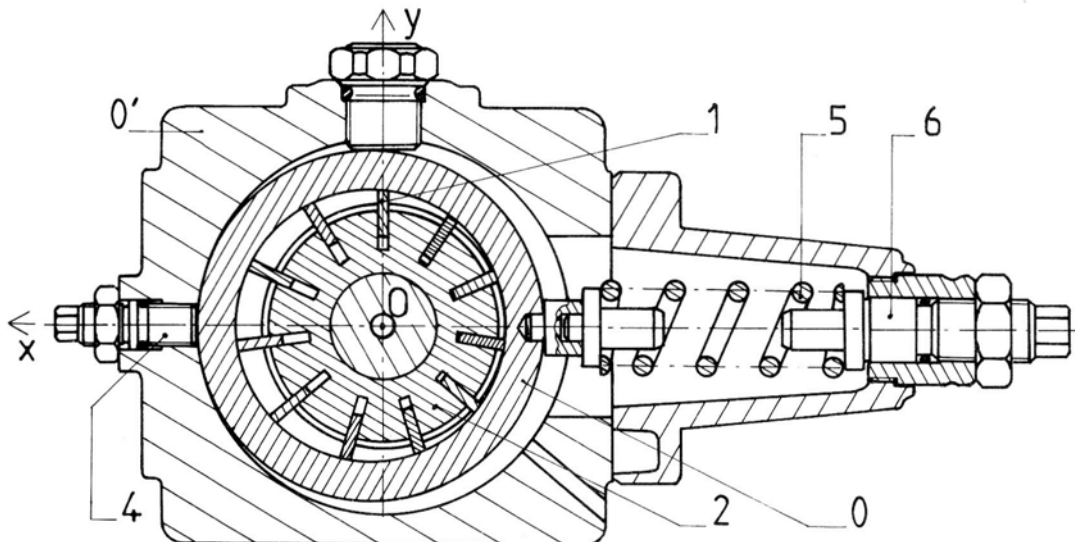


Calcul du débit moyen :

$$q_v = \frac{4 \cdot n \cdot e \cdot R \cdot N \cdot i}{60} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n}\right)$$

$q_v$  : Débit moyen théorique ( $\text{m}^3/\text{s}$ )  
 $i$  : profondeur des palettes (m)  
 $N$  : vitesse du moteur d'entraînement (tr/min)  
 $e$  : distance d'excentration (m)  
 $R$  : rayon du stator (m)  
 $n$  : nombre de palettes

Exemple de réalisation à cylindrée variable :



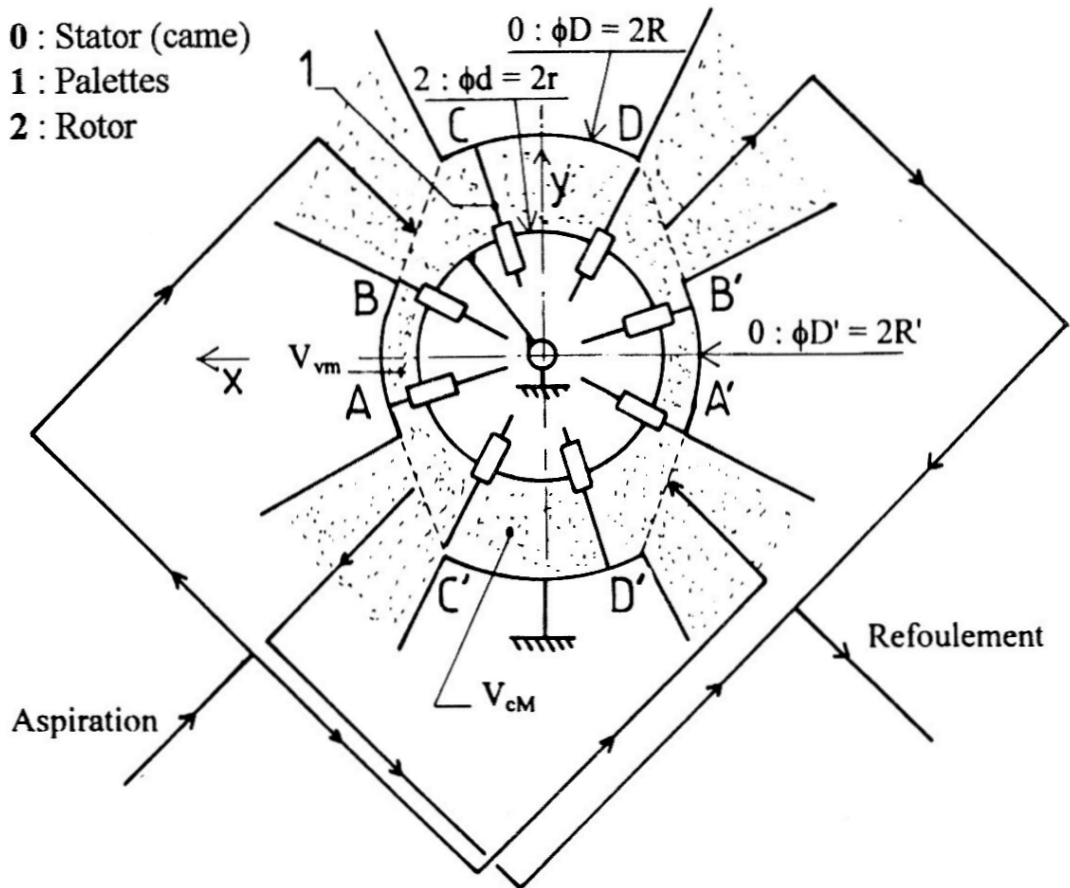
- 0' : Carter principal
- 0 : Stator, mobile suivant l'axe  $(O, \vec{x})$
- 1 : Palette
- 2 : Rotor
- 4 : Vis de réglage de la cylindrée maximale de la pompe
- 5 : Ressort de compression, maintenant le contact (0 → 4) pour une faible pression de refoulement
- 6 : Vis de réglage de la compression du ressort, donc aussi de la pression maximale de refoulement

Remarques constructives :

Cette pompe est également dite à annulation de débit, en effet sous une pression de refoulement importante le ressort de compression fléchit et annule l'excentration.

4L2.2 A stator en forme de came

- 0 : Stator (came)
- 1 : Palettes
- 2 : Rotor

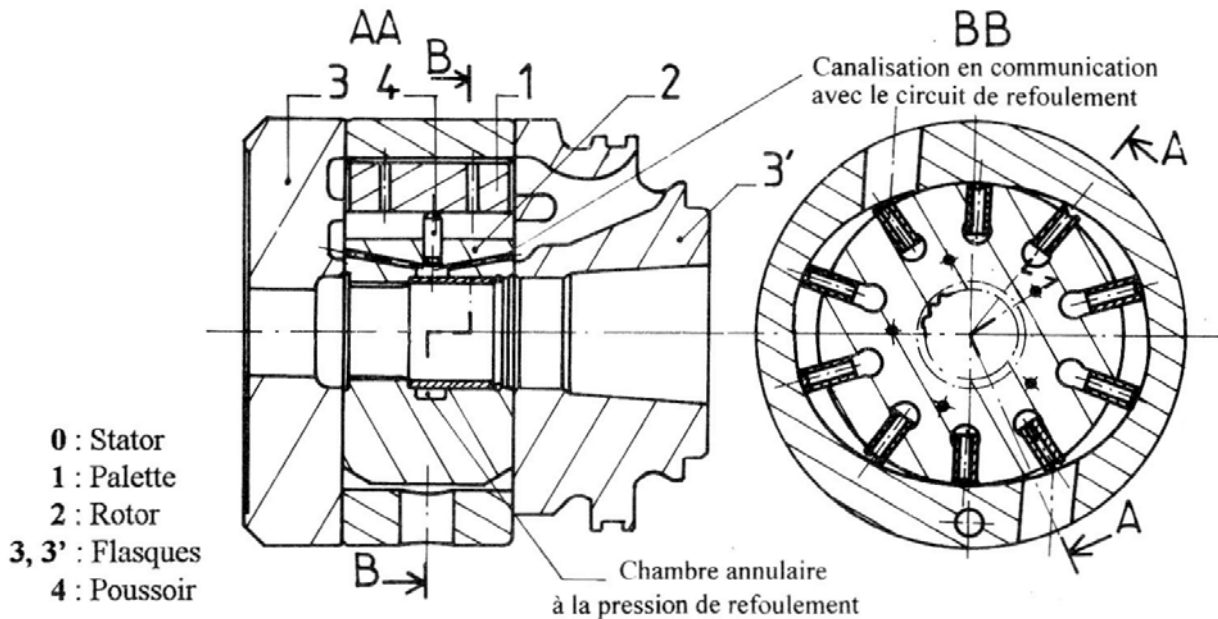


Calcul du débit moyen :

$$q_v = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot i}{60} \cdot (R^2 - R'^2)$$

- $q_v$  : Débit moyen théorique ( $m^3/s$ )
- $i$  : profondeur des palettes (m)
- $N$  : vitesse du moteur d'entraînement (tr/min)
- $R$  : rayon du stator dans la zone CD (m)
- $R'$  : rayon du stator dans la zone AB (m)

Exemple de réalisation à cylindrée fixe non équilibrée :



- 0 : Stator
- 1 : Palette
- 2 : Rotor
- 3, 3' : Flasques
- 4 : Poussoir

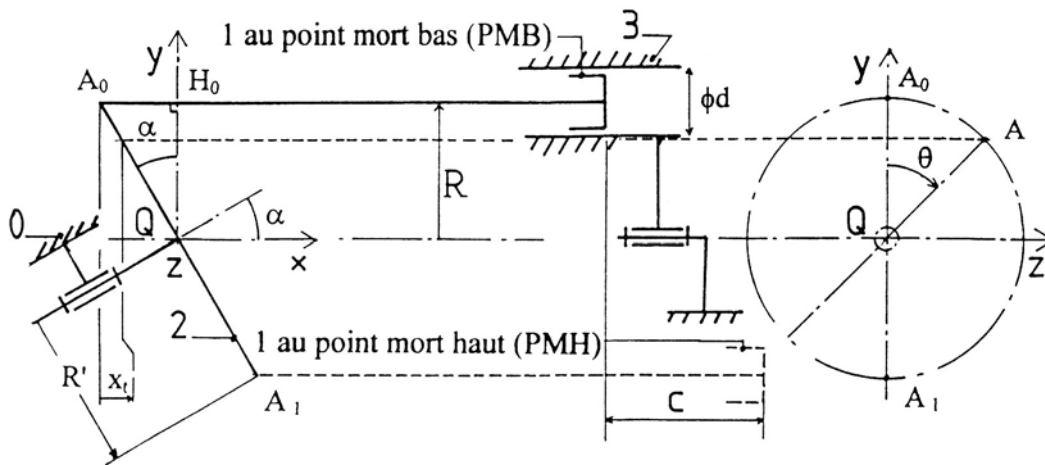
### 4L3. A pistons axiaux

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. On peut en définir 4 configurations :

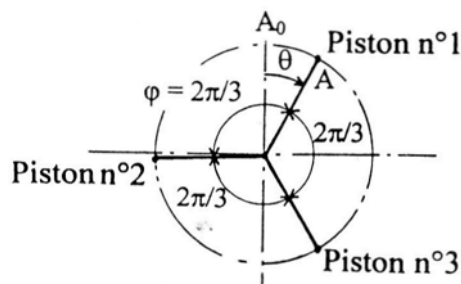
- Glace fixe, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement brisé, cylindrée fixe,
- Plateau tournant, bloc cylindre fixe, axe d'entraînement aligné, cylindrée fixe,
- Glace fixe, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement aligné, cylindrée variable,
- Plateau fixe mais inclinable, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement aligné, cylindrée variable,

Calcul du débit moyen :



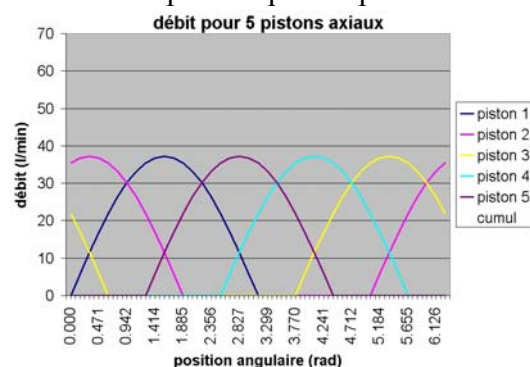
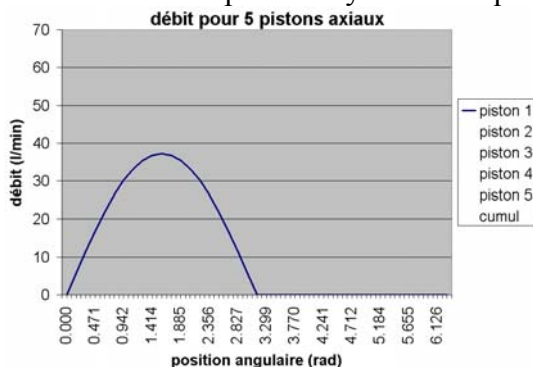
Chaque piston passe du PMB au PMH

$$q_{ins \tan \tan \acute{e}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R \cdot \omega \cdot \tan \alpha \cdot \sum_{i=0}^{i=n-1} \left[ \sin \left( \theta + i \frac{2\pi}{n} \right) + \left| \sin \left( \theta + i \frac{2\pi}{n} \right) \right| \right]$$

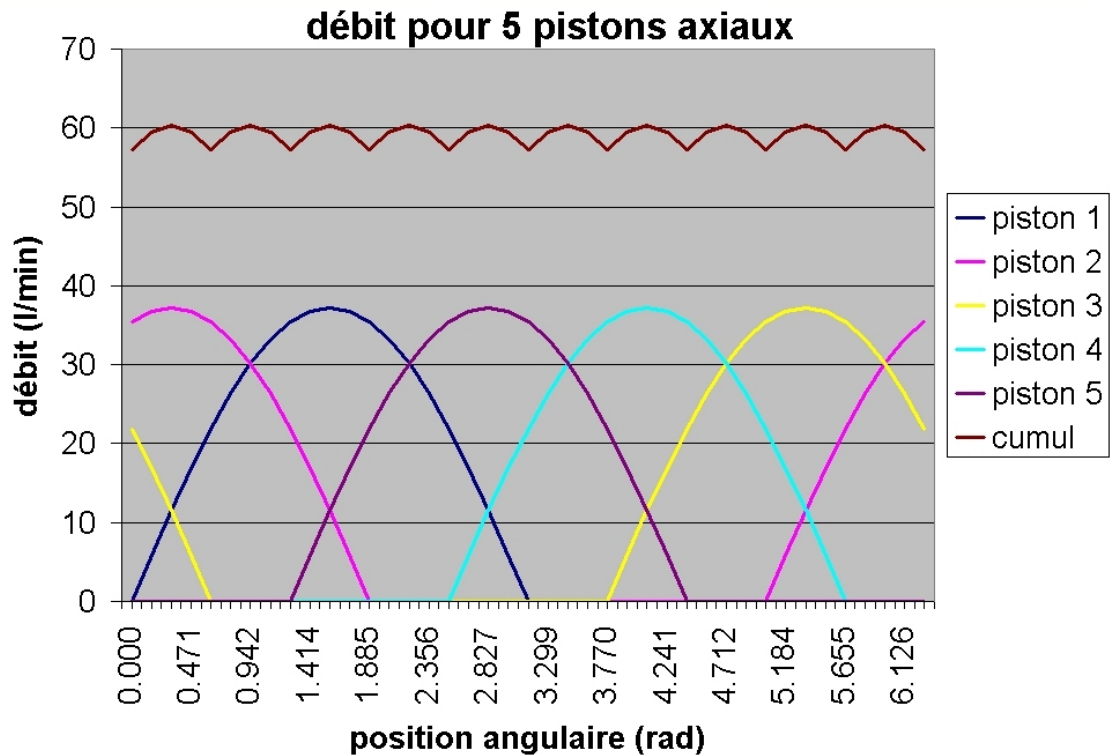


$q_{instantané}$  : Débit instantané théorique ( $m^3/s$ )  
 $d$  : diamètre du piston (m)  
 $R$  : rayon des blocs cylindres (m)  
 $\omega$  : vitesse angulaire des blocs cylindres (rad/s)  
 $\alpha$  : angle de brisure  
 $\theta$  : abscisse angulaire positionnant le piston n°1  
 $n$  : nombre de pistons

On obtient pour un cylindre unique pour une rotation complète et pour 5 pistons :

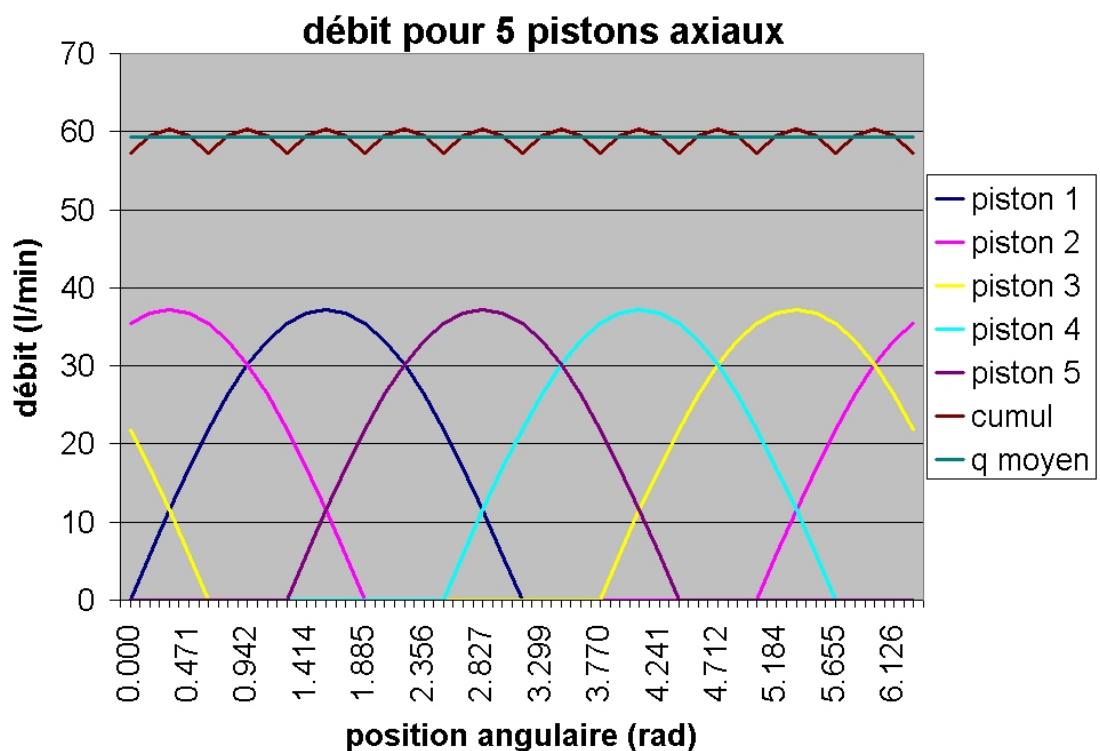


En sommant pour chaque position on obtient le débit instantané :



Le débit moyen vaut :

$$q_v = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\pi}$$

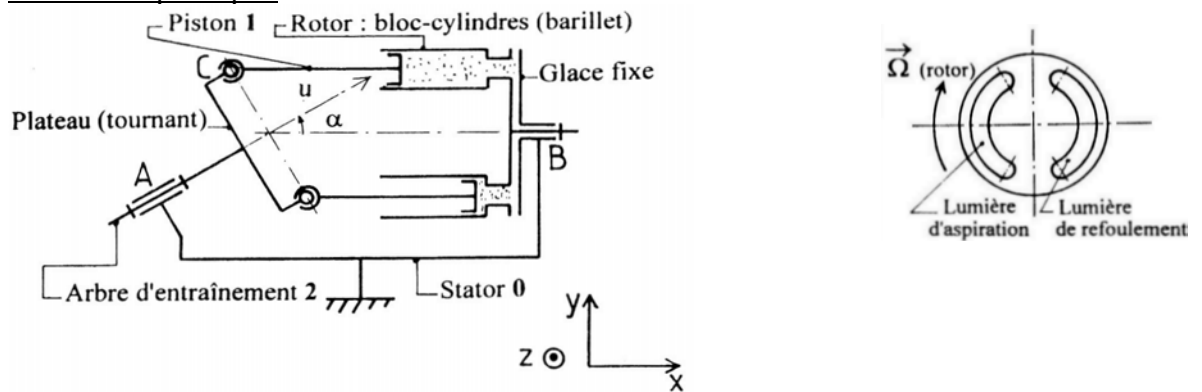


Coefficient d'irrégularité sur le débit :

$$C_i = \pi \cdot \frac{\left(1 - \cos \frac{\pi}{2 \cdot n}\right)}{2 \cdot n \cdot \sin \frac{\pi}{2 \cdot n}}$$

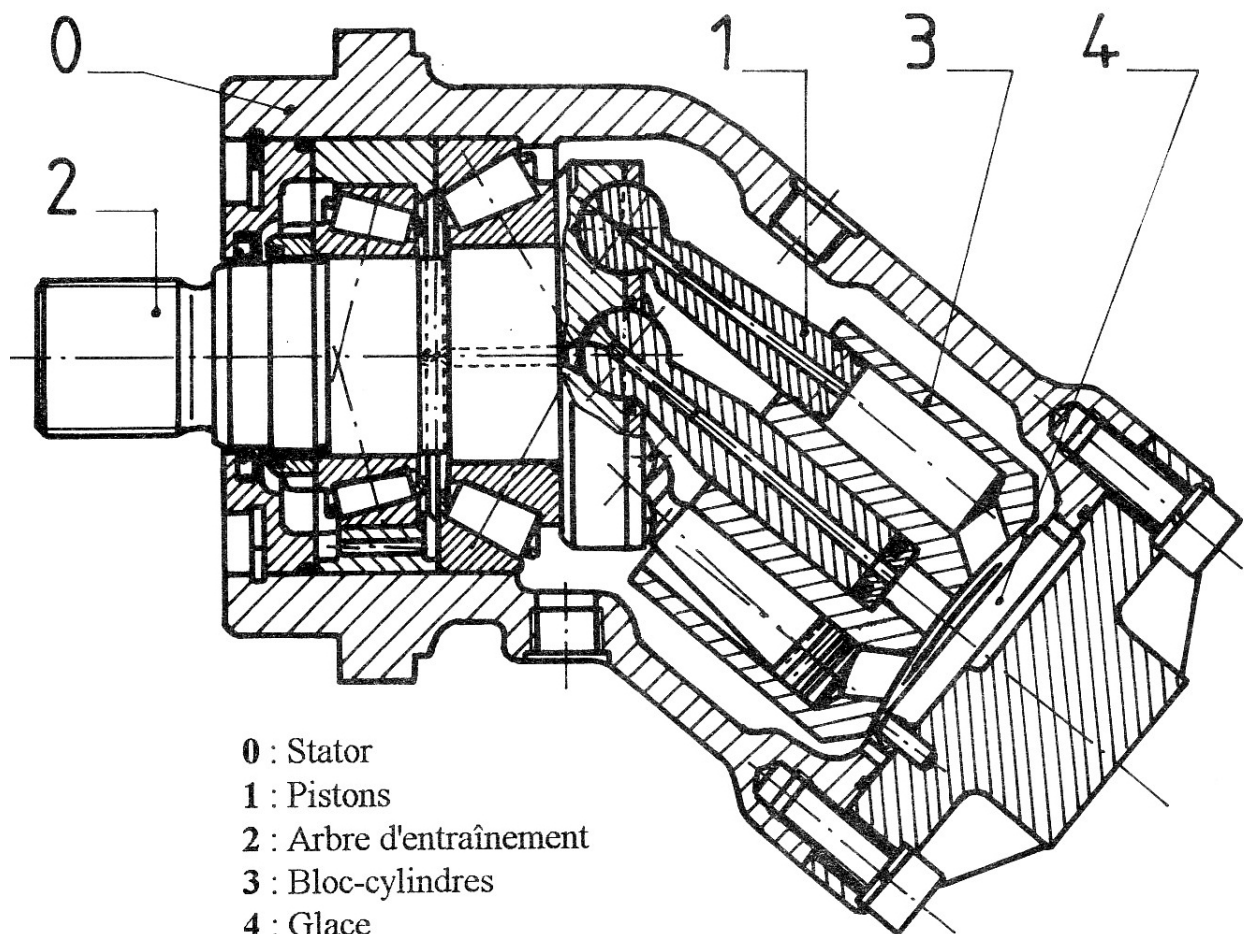


4L3.1 Glace fixe, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement brisé, cylindrée fixe,  
Schéma de principe :



La glace de distribution fixe possède deux lumières oblongues (en forme de haricot)

Exemple de réalisation :

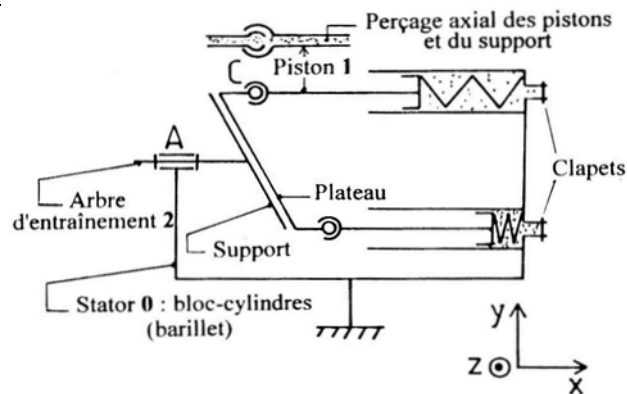


Remarque constructive :

Ce système peut aussi fonctionner en moteur.

### 4L3.2 Plateau tournant, bloc cylindre fixe, axe d'entraînement aligné, cylindrée fixe,

Schéma de principe :

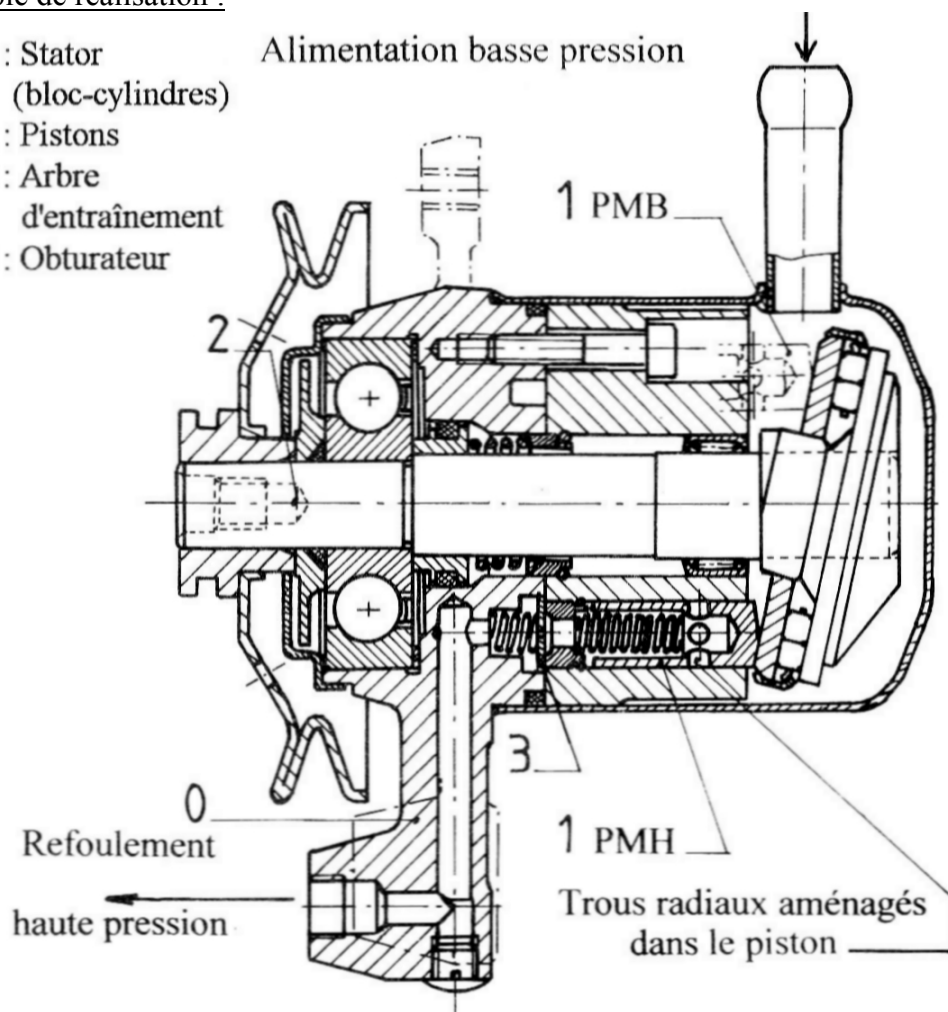


Une partie de la distribution (aspiration) s'effectue entre le support tournant et le plateau fixe en rotation. Pour assurer cette liaison et l'étanchéité, on place des ressorts de compression dans les cylindres. Une lumière oblongue est réalisée sur le support et le passage du fluide axialement est assuré par un perçage des pistons.

Le refoulement est réalisé par les clapets en bout de chambres des pistons.

Exemple de réalisation :

- 0 : Stator (bloc-cylindres)
- 1 : Pistons
- 2 : Arbre d'entraînement
- 3 : Obturateur

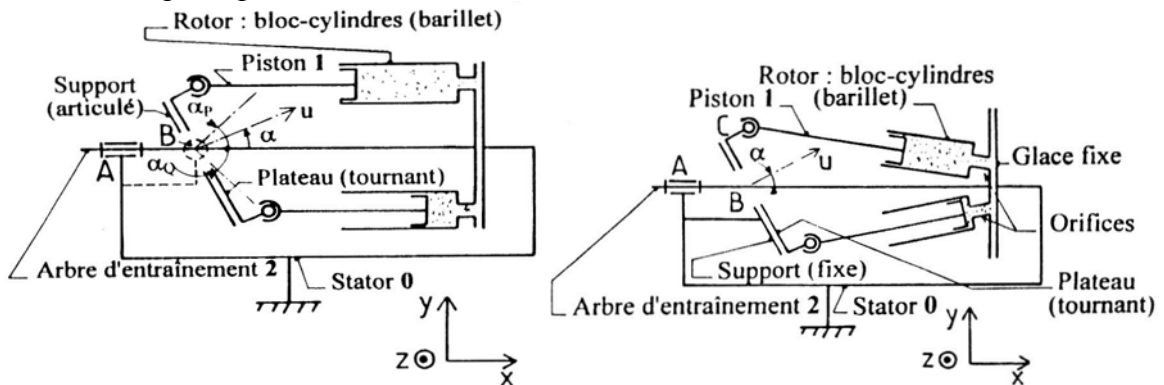


Remarque constructive :

Pompe utilisée dans le monde automobile. Les trous radiaux permettent l'admission du fluide et l'obturateur 3 empêche le retour en arrière du fluide. La pression peut atteindre 150 bars pour une fréquence de rotation de 3000 tr/min.

### 4L3.3 Glace fixe, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement aligné, cylindrée variable,

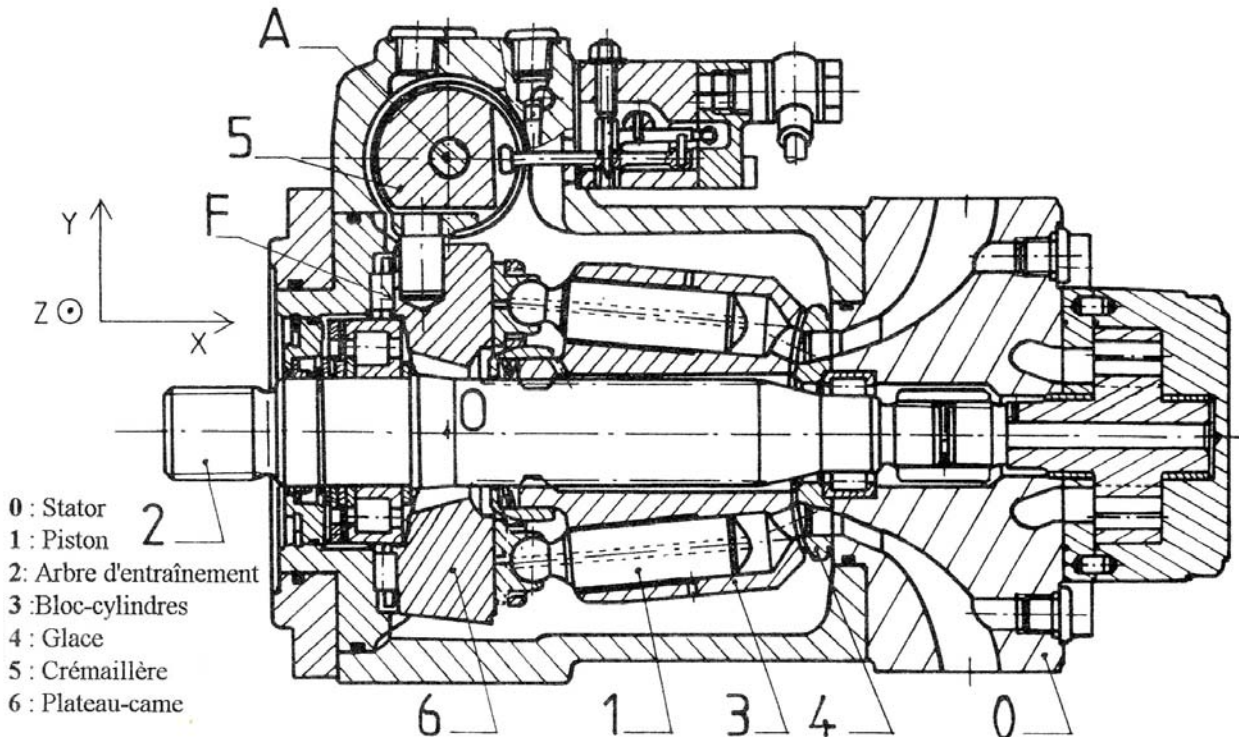
Schémas de principe :



Les blocs cylindres sont entraînés en rotation par l'arbre d'entraînement moteur. Le support est non tournant mais inclinable, on peut passer donc d'un sens de flux à l'autre par une annulation de celui-ci. La distribution aspiration, refoulement est assuré comme dans la première configuration.

Entre le premier schéma et le second la seule différence est l'inclinaison des blocs cylindres.

Exemple de réalisation :



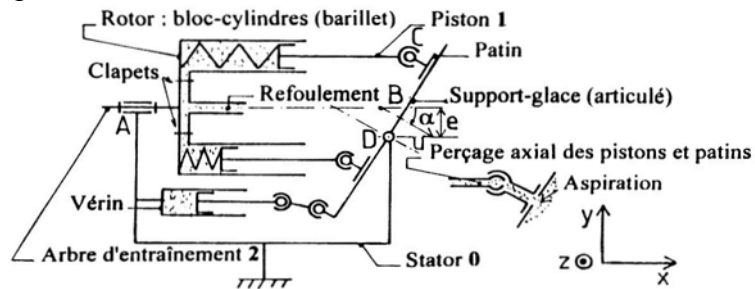
Remarque constructive :

La variation de cylindrée est réalisée par la translation de l'axe 5 suivant z. La came axiale au niveau de F sur le plateau génère alors une rotation d'axe z.

A l'extrémité droite une petite pompe de gavage est directement connectée à l'arbre d'entraînement.

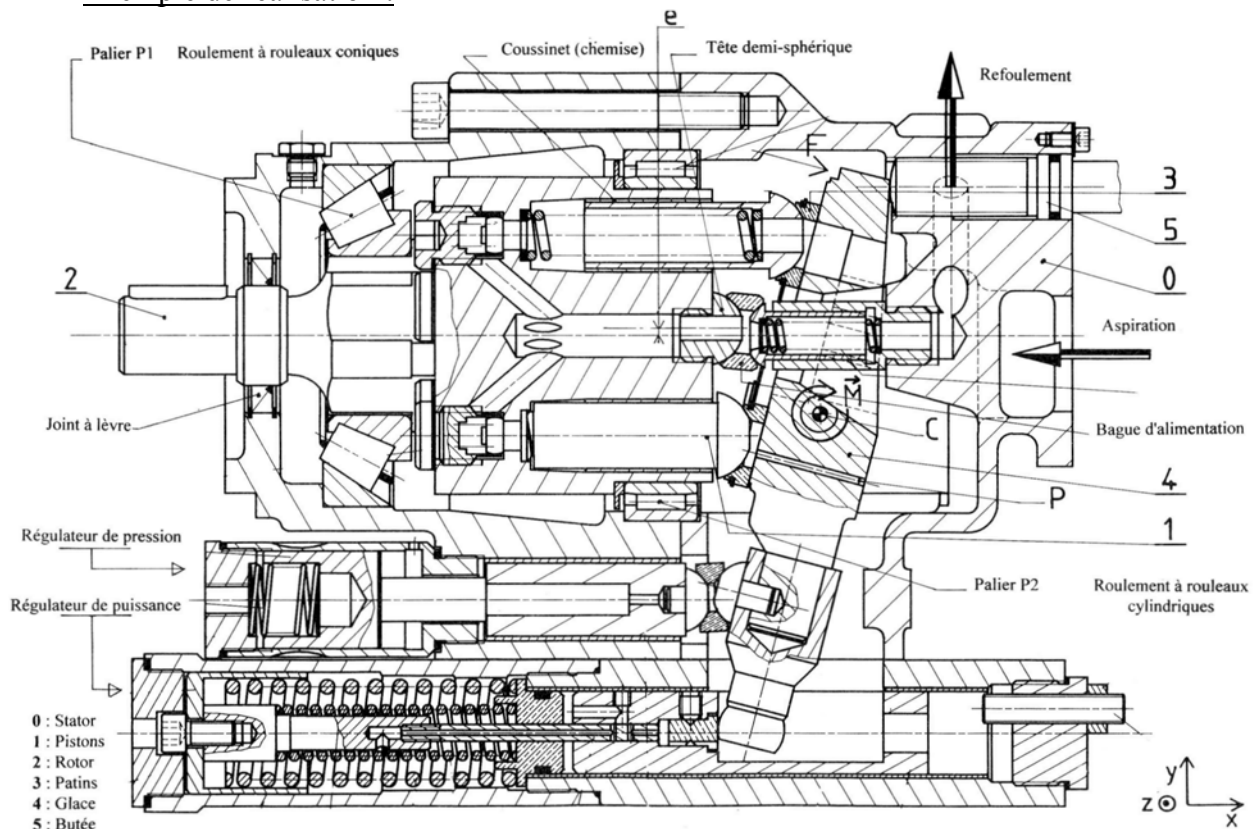
### 4L3.4 Plateau fixe mais inclinable, bloc cylindre tournant, axe d'entraînement aligné, cylindrée variable,

Schéma de principe :



Les blocs cylindres sont entraînés par l'arbre d'entraînement. Le support est fixe mais inclinable par l'intermédiaire du vérin. La liaison patin-glace est assurée par les ressorts de compression placés dans les cylindres. L'aspiration est assurée dans la glace par une lumière oblongue et un perçage des patins tandis que le refoulement et non-retour est assuré par les clapets.

Exemple de réalisation :



Remarque constructive :

Pour les faibles débits, le fluide ne se régénère pas à chaque oscillation il en résulte des contractions répétées et donc une élévation de la température, pour y remédier l'orifice P permet le renouvellement du fluide vers la zone basse pression.

L'axe de rotation C du plateau 4 n'est pas placé sur l'axe d'entraînement. Cela est dû à la volonté d'assurer une liaison réelle entre 4 et 5 et entre 4 et régulateur de puissance.

#### 4L4. A 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.

Calcul du débit moyen :

$$q_{ins \tan \tan \acute{e}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R \cdot \omega \cdot \sum_{i=0}^{i=n-1} \left[ \sin\left(\theta + i \frac{2\pi}{n}\right) + \left| \sin\left(\theta + i \frac{2\pi}{n}\right) \right| \right]$$

Cette formule est applicable aux 3 types de pompes radiales si :  
 $R \ll$  longueur de la bielle  
 (ce qui est toujours le cas pour les pompes hydrauliques)

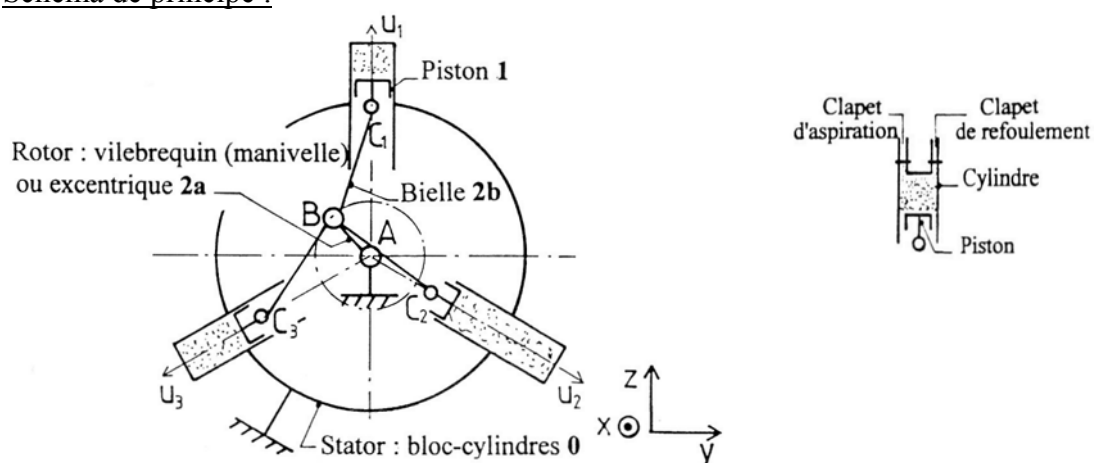
$q_{instantané}$  : Débit instantané théorique (m<sup>3</sup>/s)  
 $d$  : diamètre du piston (m)  
 $R$  : rayon de la manivelle ou distance de l'excentration (m)  
 $\omega$  : vitesse angulaire des blocs cylindres (rad/s)  
 $\theta$  : abscisse angulaire positionnant le piston n°1  
 $n$  : nombre de pistons (valeur impaire)

Le débit moyen est identique à celui des pompes à pistons axiaux ainsi que le coefficient d'irrégularité sur le débit,  $tg\alpha$  valant 1.

$$q_v = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{R \cdot \omega \cdot tg\alpha}{\pi} \quad C_i = \pi \cdot \frac{\left(1 - \cos \frac{\pi}{2 \cdot n}\right)}{2 \cdot n \cdot \sin \frac{\pi}{2 \cdot n}}$$

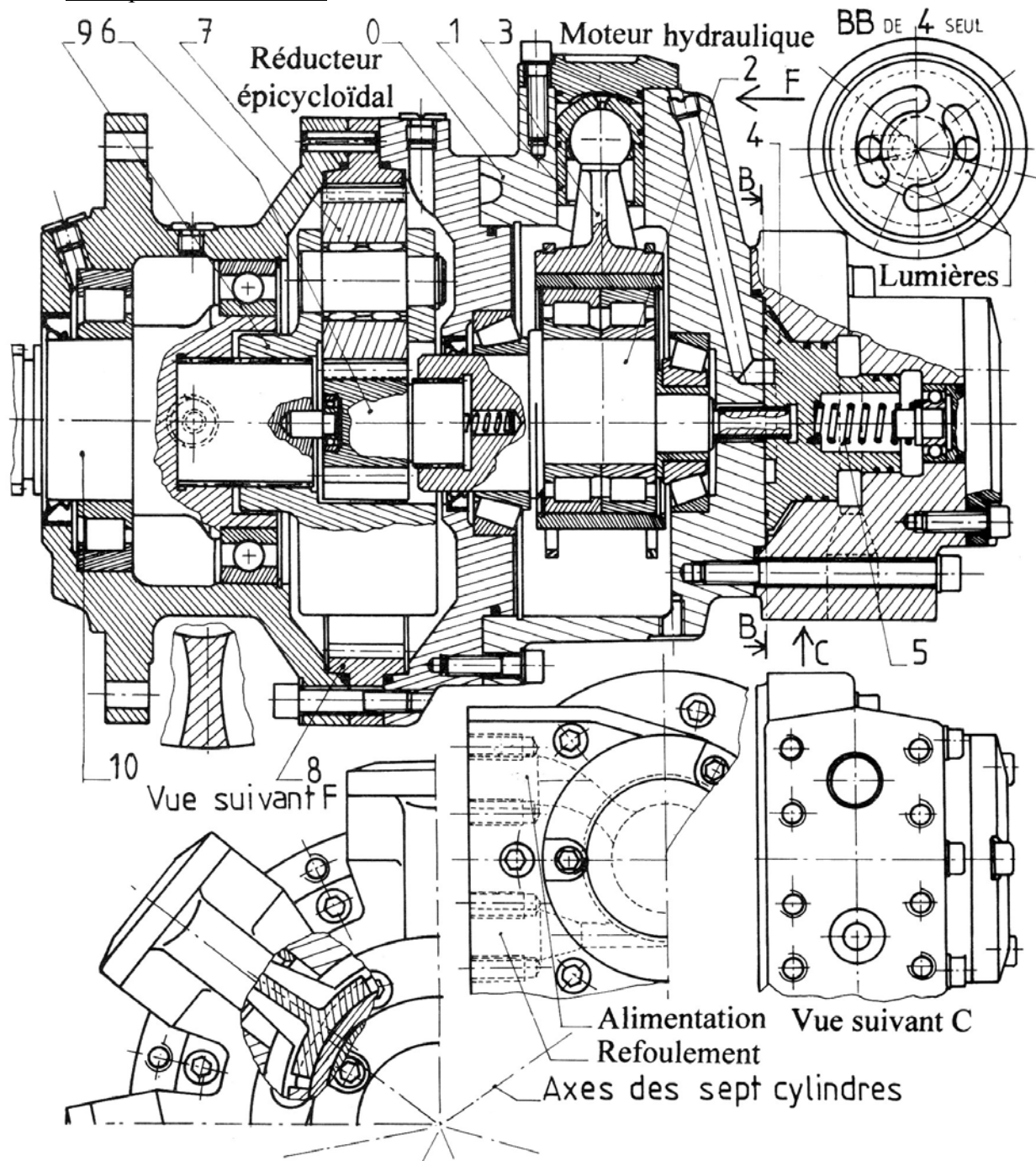
##### 4L4.1 A système bielle manivelle

Schéma de principe :



Le principe est simple et celui du moteur à piston. Les soupapes sont remplacées par des clapets.

Exemple de réalisation :



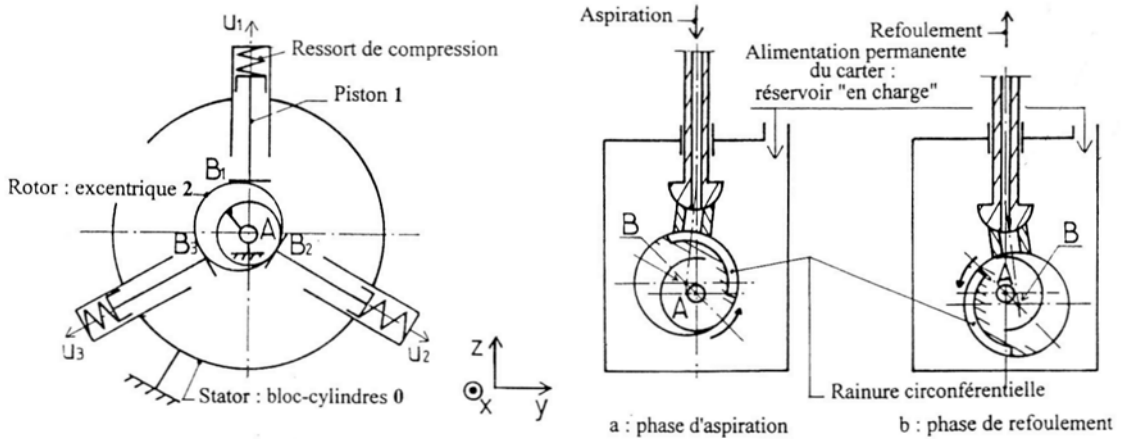
Remarque constructive :

La solution proposée est un moteur hydraulique et non une pompe mais le principe reste totalement identique. On enlèverai bien évidemment le réducteur.

La glace de distribution est repérée 4 et est entraînée par l'arbre principal d'entraînement. Dans cette solution il n'existe pas de clapet.

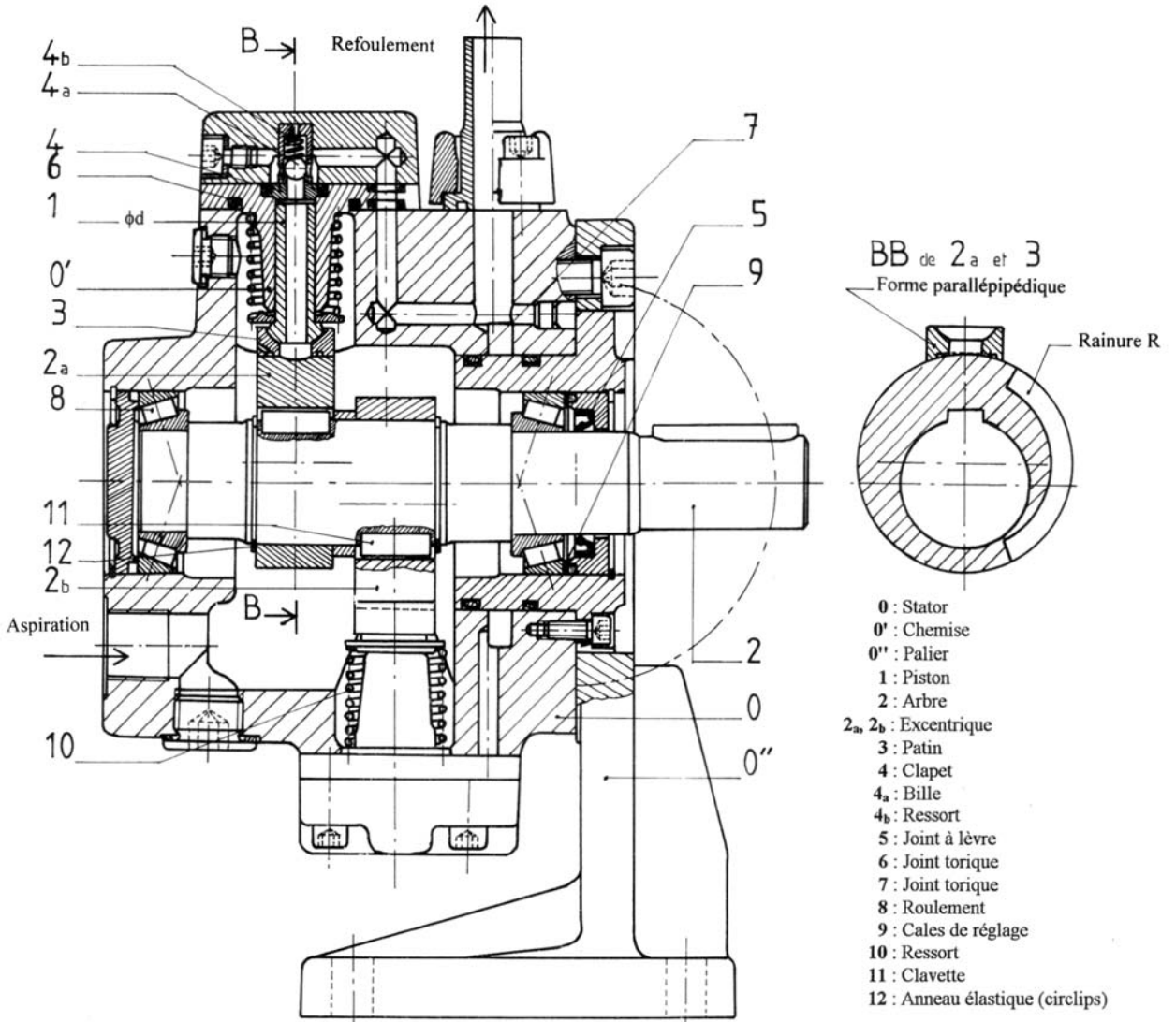
4L4.2 A excentrique

Schéma de principe :



Les ressorts assurent la liaison entre l'excentrique et les pistons. Pour l'aspiration et le refolement on peut utiliser le système des clapets comme précédemment ou comme proposé ci-dessus. On a alors un clapet unique dans chaque cylindre et l'aspiration s'effectue par la rainure sur l'excentrique et surtout un réservoir toujours en charge.

Exemple de réalisation :

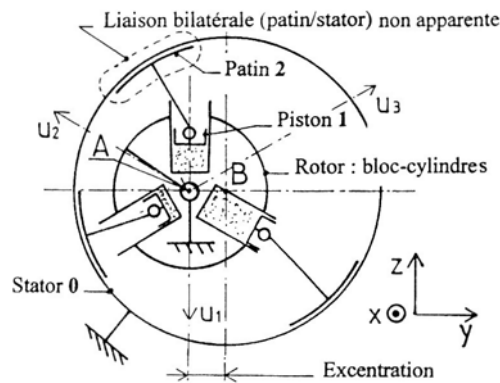


Remarque constructive :

L'étanchéité et les liaisons entre le piston, le patin et l'excentrique sont assurés par le ressort 10.

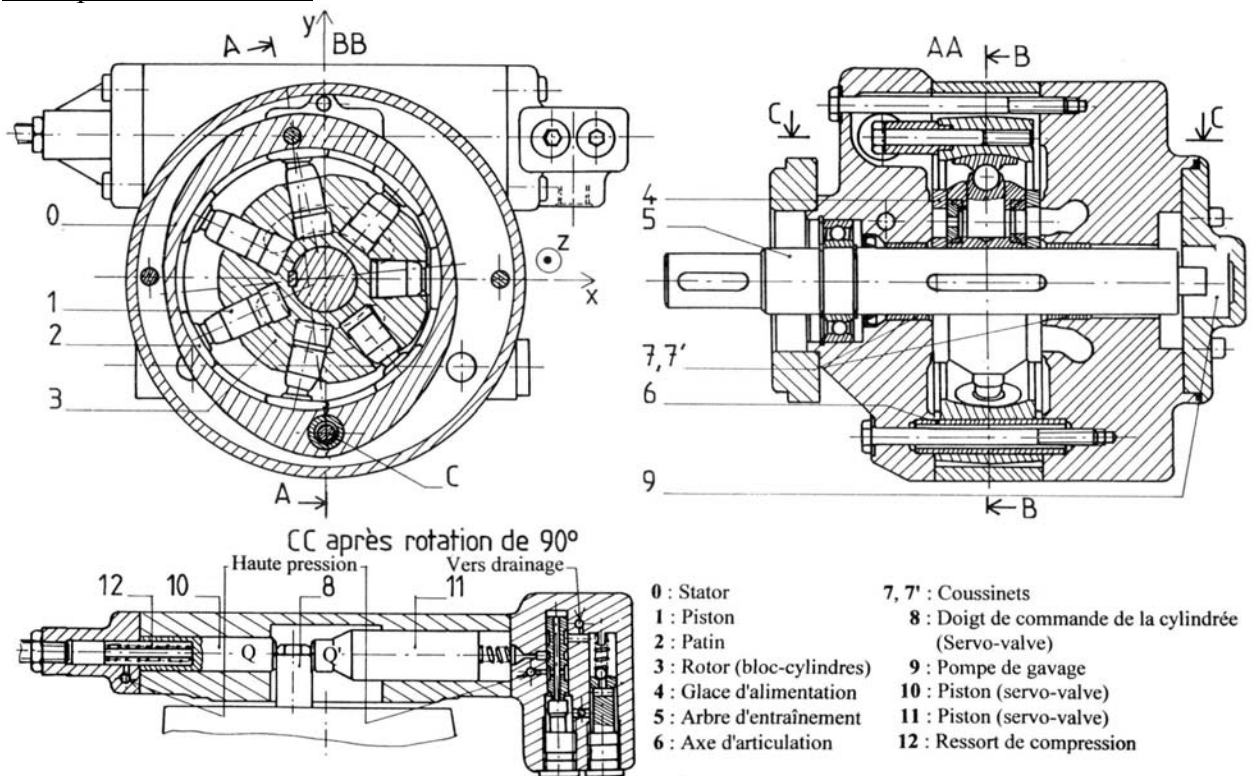
## 4L4.3 A bloc cylindres excentrés

Schéma de principe :



Le rotor est désaxé du stator et est constitué des blocs cylindres. La bielle qui relie le piston au stator est donc liée par un patin de frottement. L'aspiration et le refoulement sont réalisés dans un arbre fixe de centre A par l'intermédiaire d'orifices entrant en communication avec les parties supérieures des blocs cylindres.

Exemple de réalisation :



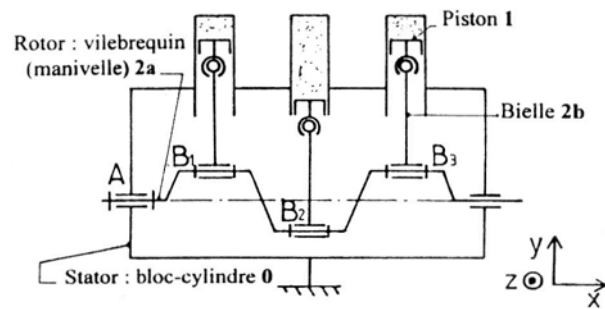
Remarque constructive :

La variation de l'excentration est obtenue par le doigt 8. Le CIR du stator est en C. La glace de distribution 4 est réalisée avec deux lumières oblongues qui permettent l'aspiration et le refoulement du fluide. Une petite pompe de gavage placée en bout d'arbre rattrape les fuites éventuelles.



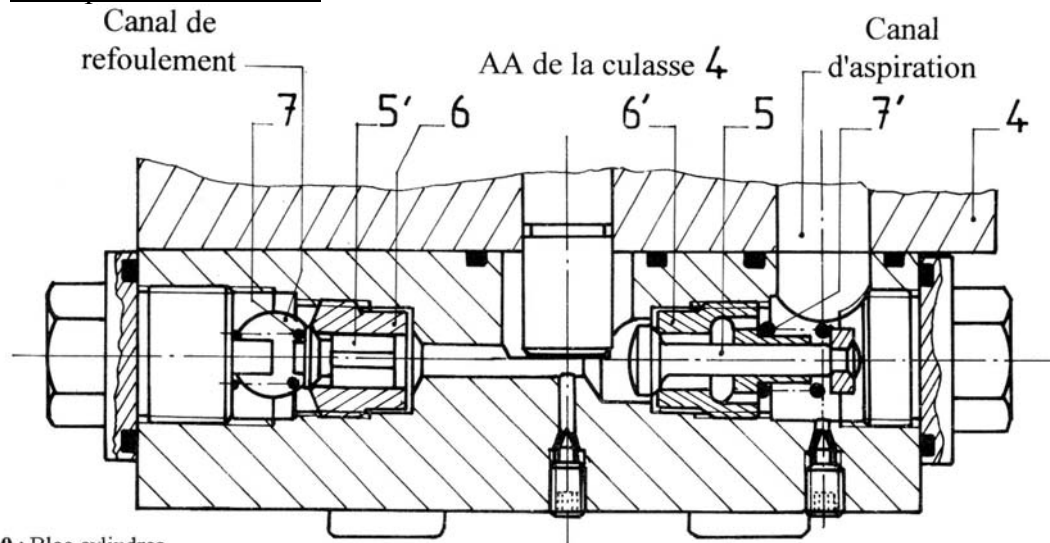
## 4L5. A pistons en lignes

Schéma de principe :

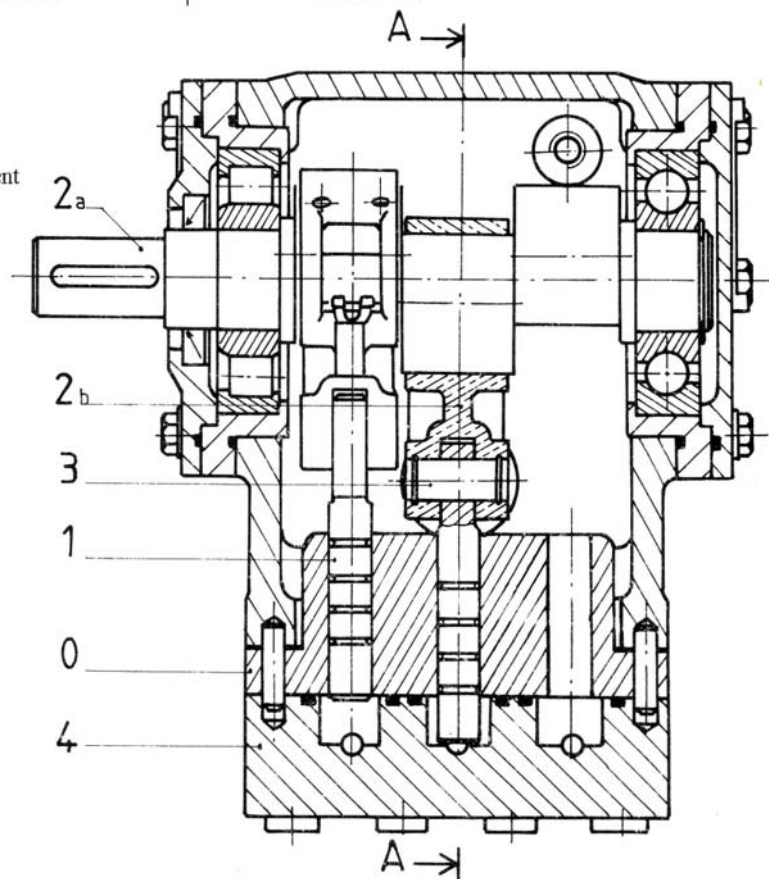


Il s'agit d'une pompe à cylindrée constante. La distribution du fluide se fait par des clapets aménagés dans la partie supérieure des cylindres.

Exemple de réalisation :



- 0 : Bloc-cylindres
- 1 : Piston
- 2a : Vilebrequin (manivelle)
- 2b : Bielle
- 3 : Axe
- 4 : Culasse
- 5, 5' : Soupapes d'aspiration et de refoulement
- 6, 6' : Sièges de soupapes
- 7, 7' : Ressorts de compression



## 4L6. Synthèse sur les pompes

### Fuites internes :

Pour les calculs sur les pompes il faudra tenir compte des fuites internes. Elles interviennent généralement entre le rotor et le stator pour les pompes à engrenages et à palettes et entre les liaisons pivots/glissants (piston/cylindre), distribution (piston/patin et patin/glace) pour les pompes à pistons radiaux et axiaux.

Ces fuites favorisent la lubrification hydrodynamique des éléments et aussi la stabilité en température des éléments.

Attention toutefois aux systèmes à basse vitesse pour lequel la disparition du film entraîne le phénomène de stick-slip.

### Rodage :

A l'achat les pompes même si elles ont été rodées ont encore des zones de frottement importantes. Il conviendra de mettre les additifs anti-usure dans le fluide autorisant des pressions de contact importantes. Les constructeurs prévoient également la filtration nécessaire, elle est souvent de l'ordre de 25  $\mu\text{m}$ .

### Cavitation :

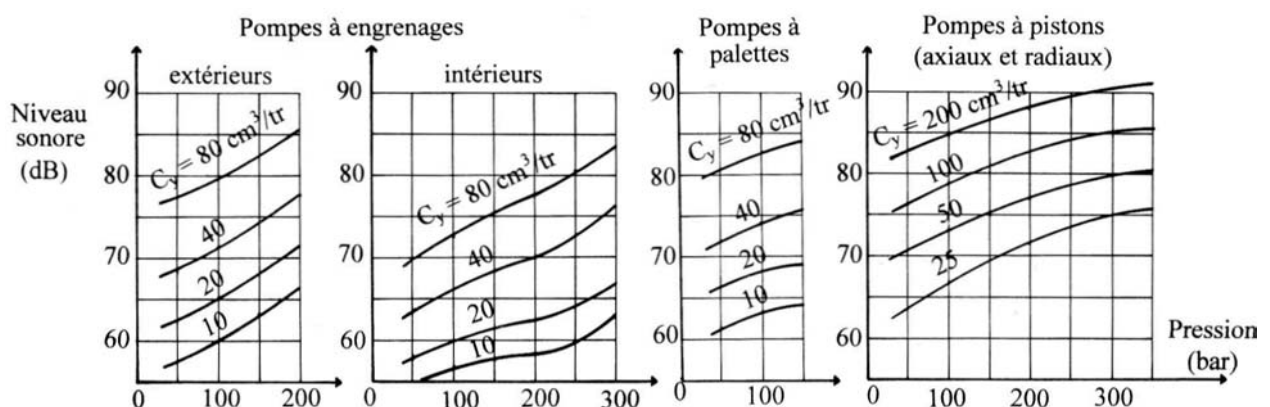
Il s'agit d'une dépression d'un volume de fluide, celui-ci se transformant localement en phase gazeuse. Il y a alors naissance d'une variation de débit et de pression. Des vibrations se propagent alors dans tout le circuit. Les raisons peuvent être :

- Fréquence de rotation trop élevée,
- Filtre d'aspiration trop exigeant en terme de création de pertes de charge,
- Viscosité du fluide trop importante,
- Dépression dans le réservoir (absence de reniflard par exemple).

Une pompe qui cavite aura une usure prématurée, en effet les pressions/dépressions peuvent amener des arrachements localisés et ainsi favoriser les fuites internes et surtout des rayures dans les zones de frottements.

### Niveau sonore :

L'irrégularité du débit des pompes, liée à la cinématique, entraîne des accélérations locales du fluide et donc des variations de pressions à certaines fréquences. Ces phénomènes sont à l'origine des bruits. Ci-dessous un tableau de synthèse des bruits enregistrés pour une fréquence de rotation de 1500 tr/min :



### Tableau de caractéristiques :

Page suivante vous est présenté un tableau de synthèse des caractéristiques déjà vues. Il relève les principales fonctions mais les caractéristiques du constructeur sont bien évidemment plus pertinentes et surtout bien plus complètes.

Types de pompes	Pression maxi (bars)	$\eta$	Débit Constant/Variable Faible/Moyen/ Important	caractéristiques	Vitesse mini/ maxi Tr/min
Engrenage ext. simple	80	0.7	C F	Bon marché, simple, robuste auto-amorçage	500 / 2500
Engrenage ext. complexe	170	0.8	C F	Bon marché, simple, robuste auto-amorçage	500 / 6000
Engrenage int.	250	0.9	C F	Prix moyen, robuste, bonne alternative aux pompes à palettes auto-amorçage	500 / 3000
Palettes fixes ou réglables	170	0.9	C ou V F ou M	Silencieuse	500 / 2000
Palettes fixes ou réglables et équilibrées	200	0.9	C ou V F ou M	Cylindrée variable	500 / 2000
Pistons axiaux à barillet incliné	350	0.9	C F ou M	L'usinage soigné impose une filtration élevée	1500 / 3500
Pistons axiaux à plateau incliné et barillet fixe	400	0.9	C F ou M	L'usinage soigné impose une filtration élevée Un seul sens de rotation	1500 / 3500
Pistons axiaux à plateau incliné et barillet tournant	250	0.9	Cou V F ou M	L'usinage soigné impose une filtration élevée	1500 / 3500
Pistons radiaux	400	0.9	C ou V M ou I	Filtration élevée. Elles sont utilisées pour les forts débits	50 / 2000
Pistons en lignes	500	0.95	C M ou I	L'usinage soigné impose une filtration élevée	100 / 1800

#### 4M. Le vérin

Le vérin est a priori un système simple connu de tous. Pourtant en hydraulique de part sa fonction, les risques de phénomènes dérangeant sont importants. Dans un cycle on peut être amené à gérer l'accélération du mouvement (étude dynamique), le positionnement statique en cours de mouvement (raideur du vérin), le flambage et enfin l'amortissement en fin de course.

Il existe 4 principaux types de vérins :

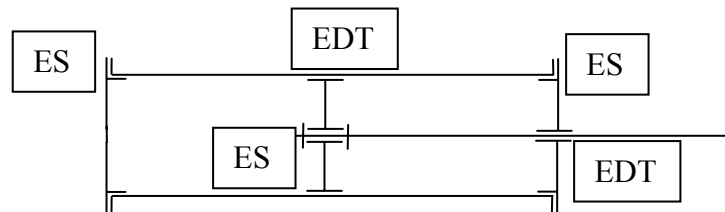
- Le vérin simple effet (VSE)
- Le vérin double effet (VDE)
  - Le vérin différentiel
  - Le vérin double tige
- Le vérin télescopique simple ou double effet (VTSE ou VTDE)
- Le vérin rotatif (VR)
  - A pignon crémaillère
  - A palettes

Avant même de parler de technologie nous allons aborder le principal problème lié aux vérins qui est l'étanchéité. En effet il s'agit de l'élément essentiel aussi bien de l'intérieur vers l'extérieur du système (risque de fuite du fluide et donc perte de contrôle) que de l'extérieur vers l'intérieur (risque de souillure du fluide).

## 4M1. Problèmes d'étanchéité

Il existe deux types d'étanchéité sur les vérins :

- L'étanchéité statique ES,
- L'étanchéité dynamique en translation EDT.



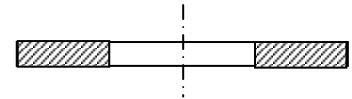
### 4M1.1 Etanchéité statique

On la retrouve entre les fonds de cylindre et le cylindre ou fût et entre le piston et la tige. Il existe trois principaux systèmes utilisés qui sont :

- Le joint plat,
- Le joint torique,
- La bague BS.

#### Le joint plat :

Il peut être en aluminium, en cuivre ou en plastique. L'écrasement est fonction du serrage des pièces et donc ne permet pas un positionnement rigoureux des pièces entre elles.



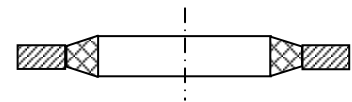
#### Le joint torique :

Il s'agit d'un élastomère. Il est toujours monté dans une gorge normalisée et donc le positionnement relatif des deux pièces est constant lors des différents montages qui peuvent être effectués pour la maintenance.



#### La bague BS :

La partie extérieure est en acier et l'intérieur en élastomère. C'est elle qui se déforme lors du serrage et qui assure l'étanchéité. La bague métallique assure un positionnement constant entre les pièces à assembler.



### 4M1.2 Etanchéité dynamique

On la retrouve entre la tige et un fond du cylindre et entre le piston et le cylindre. Il existe cinq principaux systèmes utilisés qui sont :

- Le joint torique,
- Le joint quadrilobe,
- La garniture pour presse étoupe,
- Le segment métallique,
- Le joint spécial.

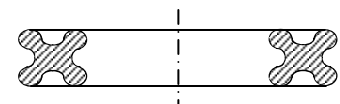
#### Le joint torique :

Il n'est utilisé que pour des vitesses de glissement  $\leq 0,5$  m/s.

#### Le joint quadrilobe :

Il est en élastomère, accepte des pressions de 400 bars et des températures comprise entre  $-20^{\circ}\text{C}$  et  $120^{\circ}\text{C}$ .

Il accepte des vitesses de glissement  $\leq 1$  m/s.



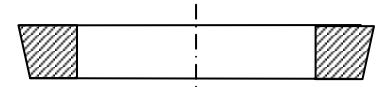
La garniture pour presse étoupe :

On les monte en série pour assurer une bonne étanchéité. Le frottement est alors très important on limite donc aux vitesses lentes.



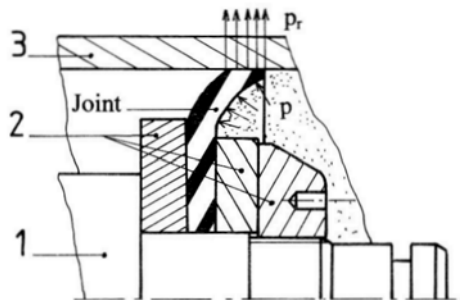
Le segment métallique :

Il est souvent en fonte bainitique (douce). On l'utilise pour des températures >100°C et pour des vitesses de glissement >1 m/s.



Le joint spécial :

Il en existe un très grand nombre de formes diverses et fonction des fabricants. Ils sont pour la plupart dur les bases du quadrilobe ou du presse étoupe.



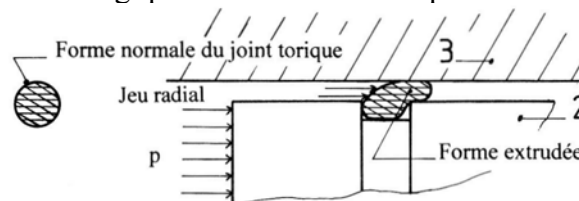
La pression de fonctionnement est actrice dans cette étanchéité. La pression  $p_r$  est fonction de  $p$ . Ce type de joint est donc exclusivement utilisé pour des vérins simple effet.

**4M1.3 Extrusion des joints**

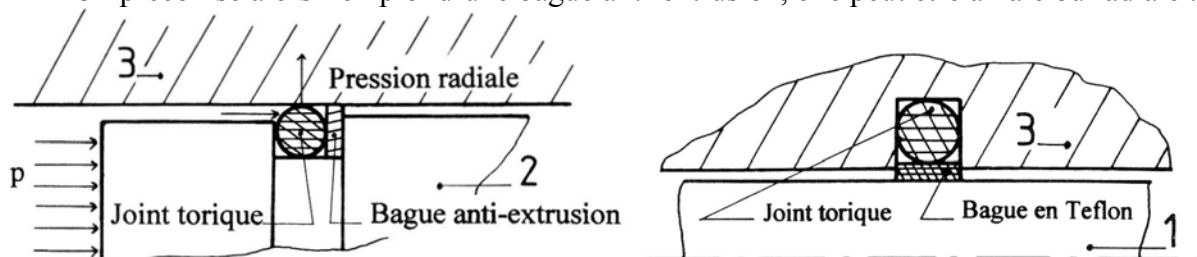
De part leur construction les vérins génèrent des frottements importants. On doit donc les réduire au maximum. La première solution consiste à réaliser entre la partie mobile (piston + tige) et la partie fixe (fût + fond de cylindre) une liaison isostatique. Il existe en deux endroits : tige/fond et piston/fût une liaison pivot-glissant donc un système très hyperstatique. En fonction de la pression d'utilisation maximale dans le vérin on va autoriser un jeu radial entre le piston et le fût pour réaliser une linéaire annulaire.

Pression (MPa)	Jeu radial maximal autorisé (mm)	
	Dureté de l'élastomère	
	70°Shore	90°Shore
$p \leq 10$	0,1	0,15
$10 \leq p \leq 15$	0,05	0,12
$15 \leq p \leq 20$	0,05	0,1
$20 \leq p \leq 30$	0,05	0,07

Au-delà cette solution technologique est entraîné un risque d'extrusion du joint.



On préconise alors l'emploi d'une bague anti-extrusion, elle peut être axiale ou radiale :

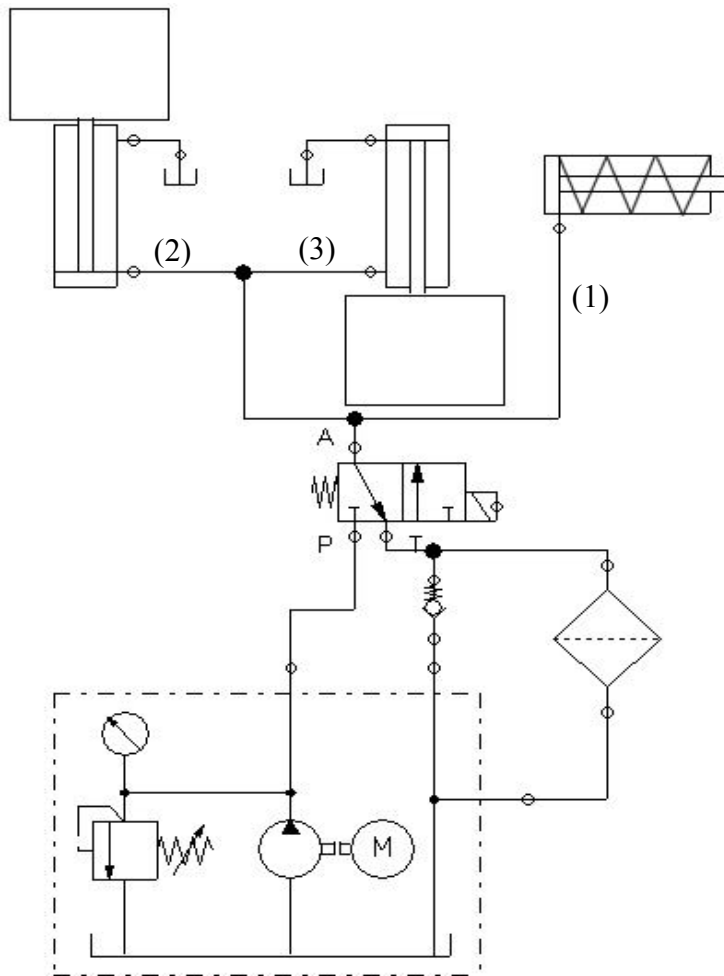


La bague axiale est métallique et la bague radiale est en téflon. La seconde solution est très utilisée entre la tige et le fond du cylindre.

#### 4M2. Le vérin simple effet

Ce vérin n'est actif que dans un sens de déplacement. Le second mouvement s'effectuant à l'aide d'un ressort de compression (1).

En hydraulique on utilise souvent le poids de l'ensemble mobile pour faire ce second mouvement (2) et (3). On évite l'utilisation d'un ressort de rappel.



#### 4M3. Le vérin double effet

4M3.1 Simple

4M3.2 Différentiel

4M3.3 Double tige

#### 4M4. Le vérin télescopique

#### 4M5. Le vérin rotatif

4M5.1 A pignon crémaillère

4M5.2 A palettes

#### 4M6. Raideur du vérin

On l'a vu dans le chapitre sur le fluide hydraulique, il est compressible. Dans les systèmes hydrauliques simple cela ne pose pas de problème. Maintenant si l'on doit tenir une position stricte cette compressibilité est pénalisante et il faut en tenir compte dans la détermination des sections.

La raideur d'un vérin (sans tenir compte des volumes de fluide mort) et de course « normale » est défini par :

$$k = \frac{E_F}{c} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left( 1 + \sqrt{1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2} \right)$$

$k$  : raideur (N/m)  
 $E_F$  : module de compressibilité (Pa)  
 $c$  : course (m)  
 $D$  : diamètre coté piston (m)  
 $d$  : diamètre coté tige (m)

Une variation de la charge dans une position supposée fixe répond à la loi :

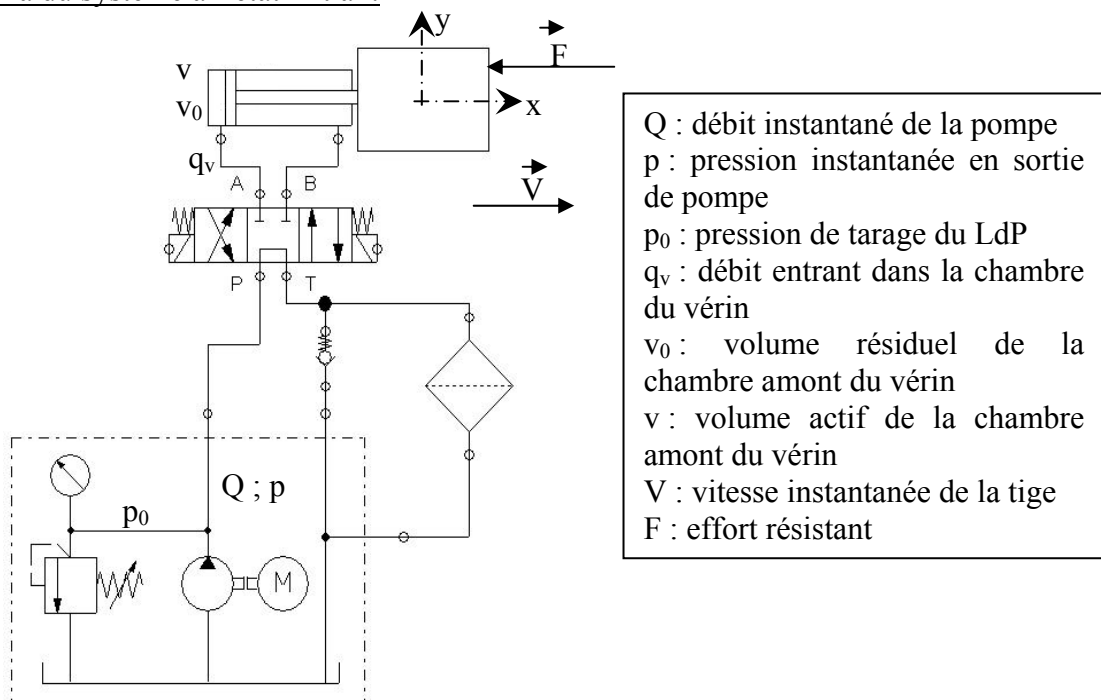
$$\Delta F = k \cdot \Delta x$$

On peut donc apprécier le changement de position  $\Delta x$  en fonction de la raideur du vérin et de la variation de charge.

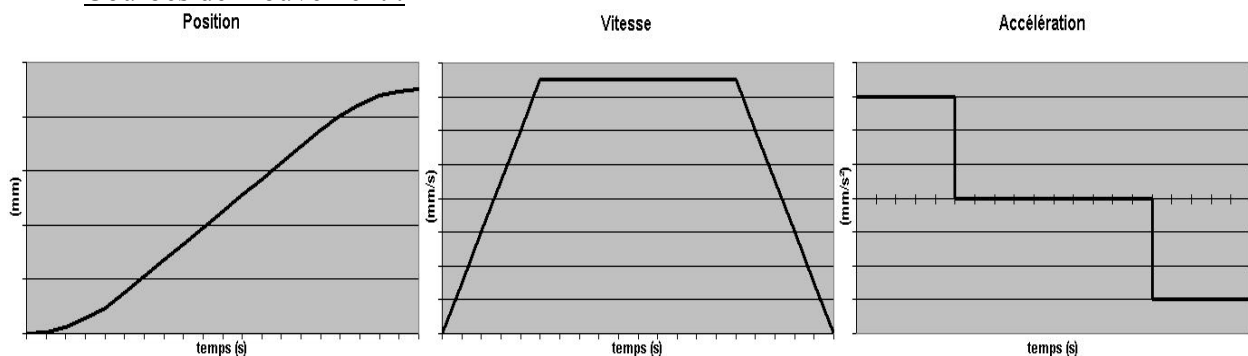
#### 4M7. Etude dynamique

L'objectif est de montrer que pour éviter un phénomène vibratoire du vérin (saccade) il faut une pression minimale ou un débit minimal.

Schéma du système à l'état initial :



Courbes de mouvement :



A retenir : Un vérin vertical qui saccade en fin de course est très souvent du à une cavitation.

#### **4M8. Flambage**

#### **4M9. Amortissement**

#### **4M10. Matériaux utilisés pour les vérins**

Les deux pièces fondamentales sont d'un côté la tige et de l'autre le fût et le fond « percé ». La tige évolue tantôt dans un milieu extérieur qui peut être corrosif tantôt dans un milieu très lubrifié. Par ailleurs la nécessité de garantir une étanchéité dynamique par frottement doit être assurée en résistant aux différents joints. Et enfin la sollicitation de flambage doit être acceptée sur les vérins de grandes courses. On utilisera des aciers types XC48, 55, 35 NC6, Z8 CND 18-12. Ils seront bien évidemment traités par trempe, chromage de 20 µm, nickelage de 15 µm et nitruration. Pour résister aux frottements on préconisera une dureté superficielle de 65 à 70 HRC.

Le fût et le fond percé seront eux en aciers de type XC35, 38, 25 CD4. Egalement traité par trempe pour les fonds (risque de matage) et cémentation pour la partie intérieure du fût (zone frottante). Sur les zones extérieures sablage et peinture. Sur le fût on préconise une rugosité maximale de 10 à 12 µm.

### **4N. Les moteurs**

#### **4O. Synthèse sur la technologie des composants**

La bonne utilisation des organes hydrauliques doit permettre une durée de vie de 25000 heures pour les systèmes fixes et de la moitié pour les systèmes mobiles. S'il en est autrement, vérifier que les opérations de maintenance sont bien réalisées et surtout mettre en place un plan d'amélioration pour atteindre ces valeurs.



## **5. Les solutions technologiques**

### ***5A. Le circuit ouvert***

### ***5B. Le circuit fermé***

### ***5C. Différentes applications***

## **6. Les servo – mécanismes**

## 7. Risques et Prévention en intervention

### 7A. Les risques

#### 7A1. Définition du risque et utilisation des systèmes

Combinaison de la Probabilité et de la Gravité d'une atteinte à :

- La santé des personnes,
- Des biens,
- De l'environnement,

pouvant survenir dans une situation DANGEREUSE.

Tout opérateur, conducteur ou intervenant, même occasionnel, sur machine DOIT connaître :

- Son principe de fonctionnement,
- Les systèmes qui l'animent,
- Les risques inhérents aux systèmes.

#### 7A2. Le système normatif

Du plus général au plus précis il y a :

- L'ISO (International System Organisation),
- L'EN (European Norme), qui édite des directives européennes ou des normes européennes,
- L'AFNOR (Association Française de NORmalisation), qui édite des décrets d'applications et des normes françaises,
- L'INRS (Institut National de Recherche et de Sécurité), qui édite des recommandations.

Un décret est un texte ayant une valeur législative tandis qu'une norme a une valeur consultative.

Une déclaration au Préfet de la DRIRE (Direction Régionale de l'Industrie, de la Recherche et de l'Environnement) est impérative pour tous les matériels sous pression, suivant l'article 15&1 de l'arrêté du 15 mars 2000.

En fonction de leur qualité, les personnels doivent connaître certaines normes, la liste n'est pas exhaustive mais relève les indispensables. Elles sont données dans le tableau récapitulatif suivant :

Référence du texte	Objet	A l'usage des concepteurs	A l'usage des agents de maîtrise	A l'usage des utilisateurs
NF X 02-006 Août 94 ⇔ ISO 100	Le système international d'unités, description et règles d'emploi, choix des multiples et de sous multiples	X	X	
NFE 48-120 De Nov. 93	Transmissions hydrauliques et pneumatiques Définition de la pression	X		
NAS 1638	Définitions des classes de pollution des fluides en fonction du nombre de particules incluses	X		
NF ISO 1219 /1 et /2 De Mars 92	Transmissions hydrauliques et pneumatiques symboles graphiques et schémas des circuits	X	X	
NF E 48-201 juin 81 ⇔ ISO 4413	Transmissions hydrauliques – Règles à usage des constructeurs et des utilisateurs	X		

Référence du texte	Objet	A l'usage des concepteurs	A l'usage des agents de maîtrise	A l'usage des utilisateurs
EN 082-983	Sécurité des machines	X	X	X
NFE 48-602 Oct. 82	Lubrifiants et huiles industrielles et produits connexes classe 1	X	X	
EN 1050	Appréciation du risque	X	X	X
NFE 48-350 Sept. 81	Recommandations pour la mise en service, l'utilisation et l'entretien des pompes, moteurs et variateurs hydrauliques	X	X	X
NF X 08-100 Fév. 86	Repérage des fluides dans les tuyauteries	X	X	X
EN 418	Equipements d'arrêt d'urgence	X	X	X

Liste des décrets applicables :

- **Décrets 92-766 et 92-767 du 29 juillet 1992 relatifs à la directive 89/392 (conception des machines)**  
Certification de conformité des équipements de travail et moyens de protection.
- **Décret 93-40 du 11 janvier 1993 relatif à la directive 89/655 (utilisation des équipements de travail)**  
Prescriptions techniques applicables pour l'utilisation des équipements de travail.
- **Décret 93-41 du 11 janvier 1993 relatif à la directive 89/655 (utilisation des équipements de travail)**
  1. Règles générales (équipements de travail et moyens de protection)
  2. Mesures d'organisation, conditions de mise en œuvre (équipements de travail)
  3. Conditions d'utilisation (équipements de protection individuelle)
- **Décret du 15 mars 2000**  
Responsabilité des propriétaires d'accumulateurs et d'appareils de gaz.

### 7A3. Liste des risques

Ils sont répertoriés et font références aux normes européennes EN 292-1 ; EN 292-2 ; EN 474-1 ; EN 982 et EN 983 ou directives européennes 89/392 et 89/655.

Réf.	Liste des risques	Normes et articles en relations avec l'hydraulique
1	Risques mécaniques causés par la machine et ses éléments	EN 292-1 art. 4.2.1, art. 4.2.2 et art.4.2.3 EN 292-2 art. 1.3, art.1.4 et art.1.3.7 EN 982 et 983
2	Risques électriques	89/392/CEE art. 3.5.1 EN 474-1 art. 4.13
3	Risques thermiques	EN 292-1 art. 4.4
4	Risques engendrés par le bruit	EN 292-1 art. 4.5 EN 292-2 art.3.6.3
5	Risques engendrés par les vibrations pouvant provoquer des troubles neurologiques ou vasculaires	EN 292-1 art. 4.6 EN 292-2 art.3.6.3
6	Risques engendrés par les matériaux et produits traités, utilisés ou rejetés par la machine	EN 292-1 art. 4.8 EN 292-2 art.3.3b) EN 982 et 983

7	Risques engendrés par le non respect des principes ergonomiques lors de la conception de la machine (machine non adaptée aux caractéristiques et aptitudes humaines)	EN 292-1 art. 5.5, art. 5.2.2, art. 3.16 EN 292-2 art.4.9, art. 3, art. 3.7
8	Combinaison de risques	EN 292-1 art. 4.10
9	Risques engendrés par la défaillance de la source d'énergie, panne de la machine et autres dysfonctionnements	EN 292-1 art. 5.3, art. 3.16 EN 292-2 art.3, art. 3.8.4, art. 3.7
10	Risques causés par une absence (temporaire) et/ou une mise en place incorrecte de moyens de protection	EN 292-1 art.3.22, art.3.23, art.3.3 art.4.10 EN 292-2 art.4.2, art. 5.2 à 5.5, art. 6.2

#### 7A4. Pour fixer les idées

On classe les systèmes en 4 grands domaines :

	Classes de pression (en bars)	Domaines d'utilisation
<b>BASSE PRESSION</b>	$30 < p < 100$	<b>Installations fixes :</b> machines outils
<b>MOYENNE PRESSION</b>	$100 < p < 300$	<b>Installations fixes :</b> presses de métallurgie ou de plasturgie
		<b>Installations mobiles :</b> équipements de travail
<b>HAUTE PRESSION</b>	$300 < p < 500$	<b>Installations fixes :</b> fonderie
		<b>Installations mobiles :</b> transmission
<b>TRES HAUTE PRESSION</b>	$500 < p$	<b>Installations fixes :</b> laminoirs, forge, bancs d'essais. <i>Découpe au jet d'eau : 3000 bars</i>

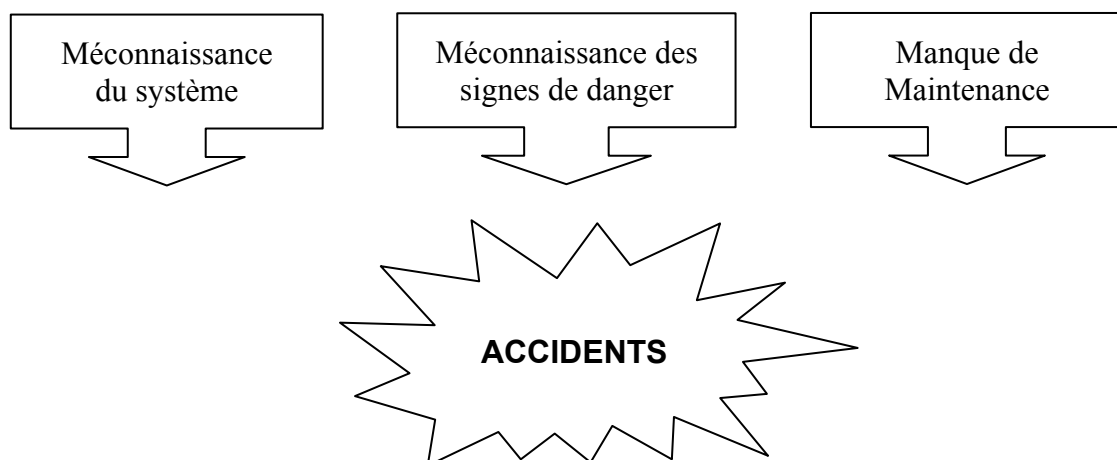
Le circuit d'eau du robinet est à 2,5 bars en moyenne.

200 bars sont équivalents à 20 000 volts.

Une femme sur ses 2 talons aiguilles exerce sur le sol une pression de 90 bars.

### 7B. La prévention

#### 7B1. Principales causes d'accidents



## 7B2. Mesures préventives

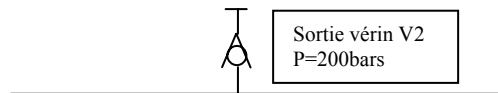
Actuellement aucun texte spécifique n'existe. Seul une fiche pratique éditée par l'INRS existe. Il s'agit de l'ED 018. Aujourd'hui elle est en pleine révision et l'ensemble des textes européens devrait y être ajouté.

Deux types de personnes sont essentiellement à prévenir :

Le candide qui ne voit pas le risque et devient dangereux par son ignorance,

Le spécialiste qui connaît parfaitement la technique et croit maîtriser son sujet.

A penser : Mettre des prises de pression dès que cela est nécessaire. Deux solutions sont envisageables. Soient les prises de pression étanches et rapides, soient les manomètres à pousser. Mettre une étiquette sur la fonction et la pression normale au niveau de la prise.

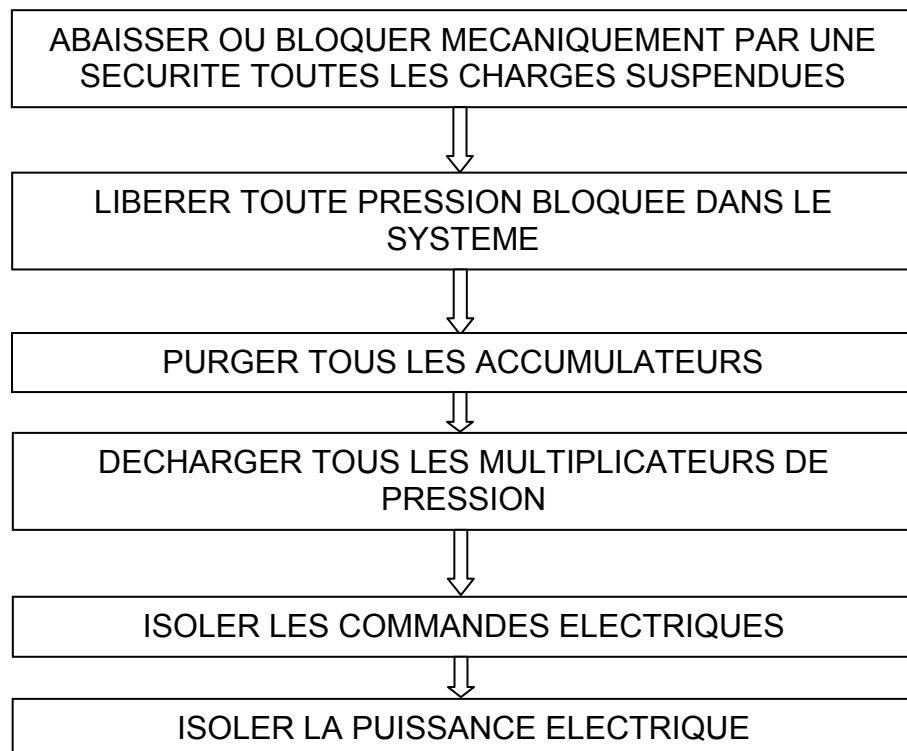


## 7C. La maintenance corrective

Ci après une liste non exhaustive des actions de maintenance corrective qui peuvent engendrer des risques et donc auxquels il faut prêter plus attention :

- **Intervention.** => Toujours avoir le schéma et repérer l'identification des composants ;
- **Démontage des liaisons.** => Faire chuter la pression interne et penser par exemple à manipuler les distributeurs plusieurs fois à la main si nécessaire pour faire chuter la pression résiduelle ;
- **Désolidarisation d'un récepteur.** => Vérifier que la charge n'est pas en prise et si oui qu'elle n'est pas menante, sinon penser à caler les charges ;
- **Dépose d'un composant sur un circuit équipé d'un accumulateur.** => Penser à purger l'accumulateur ;
- **Dépose d'un récepteur équipé d'un clapet anti-retour.** => Bien vérifier que la partie restante n'est pas encore sous pression ;
- **Branchement des manomètres.** => Eviter les bouchons et choisir la solution du paragraphe précédent ;
- **Vérification ou réglage des fonctions.** => Bien prendre en compte les déplacements, vitesses et efforts ;
- **Vérification des moteurs hydrauliques.** => Faire attention aux survitesses ;
- **Démontage des canalisations.** => Attention à la pression et à la chaleur du fluide. Faire attention également aux canalisations non ou mal repérées ;
- **Intervention à distance.** => Bien consigner la centrale pour limiter les mouvements non contrôlés ;
- **Remontage et vérification.** => Attention aux erreurs de branchements des bobines, choisir par exemple deux couleurs pour les connecteurs sur un même distributeur ;
- **Evacuation du fluide.** => Bien collecter sans polluer l'environnement ;
- **Drainage.** => Bien penser à collecter les drains pour éviter la pollution.

On peut donc synthétiser ces recommandations dans la procédure d'arrêt des machines suivante :



## 7D. L'habilitation

### 7D1. Petite mise au point

Aujourd'hui l'habilitation hydraulique n'est pas réglementaire et donc non obligatoire. Cette recommandation UNITOP (Union Nationale des Industries de Transmissions Oléo-hydrauliques et Pneumatiques) précise les prescriptions générales pour prévenir et assurer la sécurité des personnes, des biens et de l'environnement contre les phénomènes dangereux potentiels des composants et systèmes utilisés dans les transmissions d'énergies hydrauliques lors d'intervention, de travaux sur (ou à proximité) des systèmes oléo-hydrauliques en fonctionnement ou consignés, quelque soit la pression.

Elle est donc nécessaire pour :

- Accéder sans surveillance aux locaux réservés aux hydrauliciens,
- Exécuter des travaux, des interventions d'ordre hydraulique,
- Diriger des travaux ou interventions d'ordre hydraulique,
- Procéder à des consignations d'ordre hydraulique,
- Effectuer des mises au point, mesurage ou vérification d'ordre hydraulique,
- Assurer la fonction de surveillant de sécurité hydraulique.

### 7D2. La formation

Les personnes intervenant sur des machines équipées de systèmes hydrauliques ne peuvent être habilitées que par l'employeur qui doit s'assurer que celles-ci connaissent les précautions à prendre. Pour être habilité, le personnel doit avoir reçu une formation correspondante au niveau d'habilitation requis. Cette formation le rend habilitable.

Le contenu de la formation doit porter principalement sur :

- L'analyse des risques (EN 1050),
- Les phénomènes dangereux en hydraulique,
- Les règles de sécurité à appliquer pour se prémunir contre ces phénomènes dangereux,
- La conduite à tenir en cas d'accident,
- Les mesures de prévention à prendre.

### 7D3. Les niveaux d'habilitation

Ils correspondent aux niveaux de la maintenance selon la norme NFX 60-010 de décembre 94 et sont indépendants de la notion de pression. Un niveau supplémentaire est toutefois attribué « Niveau 0 » et concerne les actions de nature non hydraulique au voisinage des composants ou des systèmes.

	Classe hydraulique
Metteur au point	HY5
Responsable de consignation / déconsignation	HY4
Responsable d'intervention ou de travaux avec 2 personnes ou plus	HY3
Responsable d'intervention ou de travaux seul ou avec 1 seule personne	HY2
Exécutant	HY1
Non hydraulicien / pneumaticien	HY0

Niveaux Maintenance	1	2	3	4	5	
Habilitation	0	1	2	3	4	5
Intervenants	Opérateurs Conducteurs Professionnels non hydrauliciens	Opérateurs Régleurs Agents de maintenance	Agents de maintenance Régleurs	Agents de maintenance Techniciens qualifiés Chargés de travaux	Chargés de consignation et de déconsignation Techniciens Equipes spécialisées	Constructeur Société spécialisée
Actions	Travaux d'ordre non hydraulique	Travaux sur système hydraulique consigné	Travaux sur système hydraulique en fonctionnement	Dépannage Réparation	Travaux importants de maintenance préventive ou corrective Consignation Déconsignation	Rénovation Reconstruction Mise au point Amélioration
Documents	Fiches de maintenance de conduite	Gammes Procédures simples	Procédures détaillées Instructions	Procédures détaillées	Instructions particulières Procédures spéciales	Documentation spécifique
Exemples	Interventions : Mécanique, électrique ou pneumatique	Remplacement de filtres, reniflards Remplissage des réservoirs	Echange de canalisation et joint Réglage pression débit Contrôles Applications des mesures de sécurité	Réparation par échange de sous ensembles et de composants Consignations	Remplacements de composants Vérification des appareils de mesure	Modifications des schémas Vérification Essais

### 7E. Logigramme de sécurité

