

**INSTITUT SUPERIEUR DES ETUDES  
TECHNOLOGIQUES DE NABEUL**

**DEPARTEMENT DE  
MAINTENANCE INDUSTRIELLE**

**COURS :  
TRANSMISSION DES PUISSANCES  
HYDRAULIQUE ET PNEUMATIQUE**

**ELABORE PAR : BOUAJILA SOFIANE**

# Mise en œuvre et maintenance des équipements hydrauliques et électro-hydrauliques conventionnels

## Objectifs :

*Mettre en service des équipements hydrauliques industriels et d'en assurer le réglage et la maintenance Lire et de réaliser des schémas hydrauliques Intervenir en recherche de panne sur des circuits hydrauliques*

## Objectifs opérationnels

Acquérir une polyvalence et une autonomie pour toute intervention sur des circuits hydrauliques conventionnels

## Public

Agents et techniciens de maintenance

## Contenu

Les bases de la mécanique des fluides

Les pertes de charge

La centrale hydraulique et ses accessoires

Les pompes à débit fixe

Les pompes à débit variable

Les actionneurs hydrauliques, vérins, moteurs

Les distributeurs 2 et 3 positions à cde directe et pilotés

Le réglage de la vitesse, limiteurs de débit, régulateurs de débit

Le réglage de la force, limiteurs de pression simples et pilotés, valves d'équilibrage ou de séquence et réducteurs de pression 2 et 3 orifices

Les accumulateurs

La filtration

Les huiles, caractéristiques et choix

Etude et réalisation de schémas

Notion d'hydraulique proportionnelle

# SOMMAIRE

## *Chapitre 1:*

Rappel sur les écoulements des fluides

## *Chapitre 2 :*

Les circuits de transport des liquides

## *Chapitre 3 :*

Les circuits de transmission de puissance :  
(Les circuits hydrauliques Industriels)

## *Chapitre 4 :*

Les huiles

## *Chapitre 5 :*

Maintenance des systèmes hydrauliques

## PLAN DE LA LECON

### **Temps alloué :**

Un semestre à base de 3 h / semaine.

### **Pré -requis :**

Mécanique des fluides

### **Objectif général:**

Ce cours vise à donner au technicien de maintenance industrielle une bonne connaissance de tous les organes nécessaires à l'utilisation des fluides et aux spécificités de leur emploi.

### **Contenu:**

- Les écoulements des fluides
- Introduction aux systèmes hydrauliques
- Les circuits de transport des liquides
- Les circuits de puissance : Hydraulique industrielle

### **Evaluation:**

Un Examen de fin de semestre.

# **CHAPITRE 1 :        LES ECOULEMENTS DES FLUIDES**

---

## **Pré -requis :**

Mécanique des fluides : l'hydrostatique et la dynamique des fluides parfaits et réels incompressibles.

## **Objectifs spécifiques :**

A la fin de ce chapitre, l'étudiant doit être capable de :

- déterminer le régime d'écoulement d'un fluide.
- déterminer les pertes de charge dans les conduites.
- dimensionner une pompe

## **Contenu:**

- Généralités sur les fluides
- Les régimes d'écoulement
- Théorème de Bernoulli pour un fluide réel
- Les pertes de charge

## **CHAPITRE 1 :**

# **LES ECOULEMENTS DES FLUIDES**

## **I – Généralités :**

### **1. Définition d'un fluide :**

Les fluides sont des corps dont les molécules sont très mobiles les unes par rapport aux autres.

Un fluide prend automatiquement la forme du récipient qui le contient.

On peut classer les fluides en deux groupes : des liquides et des gaz.

Les liquides ont un volume propre tant dis que les gaz occupent tout le volume qui lui sont offert.

### **2. Compressibilité des fluides :**

Soit  $\rho$  la masse volumique d'un fluide.

D'une façon générale,  $\rho$  varie avec la pression et la température.

On appelle un fluide incompressible lorsque  $\rho$  est indépendante de  $p$  et  $T$ .

Les liquides sont très peu compressibles.

Pratiquement : on considère que les liquides sont incompressibles et les gaz sont compressibles.

### **3. Viscosité :**

Les forces de cohésion intermoléculaire ont tendance à freiner l'écoulement d'un fluide.

Cette propriété est appelée viscosité : c'est la capacité d'écoulement d'un fluide.

- Coefficient de viscosité dynamique «  $\mu$  » : exprimé dans le système international en Poiseuille (Pl) ou en Pascal seconde (Pa.s)
- Coefficient de viscosité cinématique «  $\nu$  » : exprimé dans le système international en mètre carré par seconde ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

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

### **4. Fluide parfait – fluide réel :**

Un fluide parfait est un fluide dont les molécules se déplacent sans aucun frottement les uns par rapport aux autres ; donc sans viscosité  $\mu = 0$ . (C'est théorique)

Un fluide est réel lorsque  $\mu \neq 0$

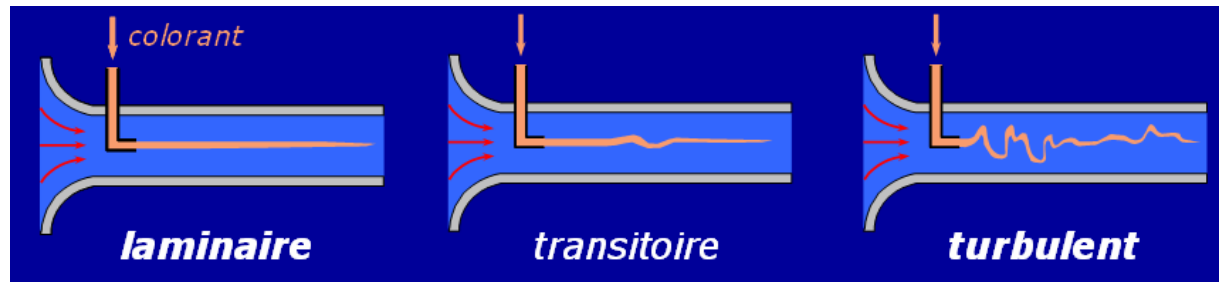
## II– Les régimes d'écoulement :

### Expérience :

Soit un courant d'eau qui circule dans une conduite à section circulaire.

On introduit un filet de colorant dans l'axe de cette conduite.

Suivant la vitesse d'écoulement de l'eau, on peut observer les phénomènes suivants :



a) Vitesse faible

b) Vitesse plus élevée

c) Vitesse très élevée

- Pour des vitesses faibles, le filet colorant traverse le long de la conduite en position centrale.
- Pour des vitesses plus élevées, le filet colorant se mélange brusquement dans l'eau après avoir parcouru une distance.
- Pour des vitesses très élevées, le colorant se mélange immédiatement dans l'eau.

1. **Régime laminaire** : (cas a) le fluide s'écoule en couches cylindriques coaxiales ayant pour axe le centre de la conduite.
2. **Régime transitoire** : (cas b) c'est une transition entre le régime laminaire et ce lui turbulent.
3. **Régime turbulent** : (cas c) formation de mouvement tourbillonnant dans le fluide.

Cette expérience est faite par Reynolds en faisant varier le diamètre de la conduite, la température, le débit, etc..., pour des divers fluides.

La détermination du régime d'écoulement est par le calcul d'un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds (Re).

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

Avec : D : diamètre de la conduite (en m)

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

$\rho$  : masse volumique du fluide ( en  $\text{kg/m}^3$  )

$\mu$  : coefficient de viscosité dynamique ( en  $\text{Pa.s}$  )

$\nu$  : coefficient de viscosité cinématique ( en  $\text{m}^2/\text{s}$  )

Si  $Re < 2000$  le régime est laminaire

Si  $Re > 3000$  le régime est turbulent

Si  $2000 < Re < 3000$  le régime est transitoire

Remarque : si la section n'est pas circulaire, on définit le diamètre équivalent ( $De$ ) par :

$$De = \frac{4 * \text{la section de la conduite}}{\text{le périmètre mouillé par le fluide}}$$

### III – Théorème de BERNOULLI pour un fluide réel :

Lorsque le fluide est réel, la viscosité est non nulle, alors au cours du déplacement du fluide, les différentes couches frottent les unes contre les autres et contre la paroi qui n'est pas parfaitement lisse d'où il y a une perte sous forme de dégagement d'énergie ; cette perte appelée **perte de charge**.

La relation de Bernoulli peut s'écrire sous la forme :

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta H_{1,2}$$

$\Delta H_{1,2}$  : c'est l'ensemble des pertes de charge entre (1) et (2) exprimé en hauteur.

Les pertes de charge peuvent être exprimées en pression /  $\Delta p_{1,2} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{1,2}$

### IV – Pertes de charge :

Les pertes de charge sont à l'origine :

- Des frottements entre les différentes couches de liquide et des frottement entre le liquide et la paroi interne de la conduite le long de l'écoulement : ce sont les **pertes de charge régulières**.
- De la résistance à l'écoulement provoqués par les accidents de parcours ( vannes, coudes, etc...) ; ce sont les **pertes de charge singulières ou localisés** .

#### 1. Pertes de charge régulières : $\Delta H_r$



Soit un écoulement permanent d'un liquide dans une conduite de diamètre D. La perte de charge entre deux points séparés d'une longueur L est de la forme :

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

Avec  $v$  : vitesse moyenne du fluide

$\lambda$  : coefficient de perte de charge régulière.

Pour déterminer le coefficient de perte de charge régulière  $\lambda$ , on fait souvent appel à des formules empiriques tel que :

- Si l'écoulement est laminaire, nous avons la **loi de Poiseuille**

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

- Si l'écoulement est turbulent, on a deux cas :

Turbulent lisse  $Re < 10^5$  : on a la **loi de Blasius** :  $\lambda = 0.316 Re^{-1/4} = (100 Re)^{-1/4}$

Turbulent rugueux  $Re > 10^5$  : il y a d'autres lois tel que de Blench.

## 2. **Pertes de charge singulières** : $\Delta H_s$

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

Avec  $k$  : coefficient de perte de charge singulière qui dépend de la forme géométrique de la conduite (rétrécissement de section, coude, vanne, etc...).

***Remarque : Longueur équivalente de conduite ( $L_e$ ):***

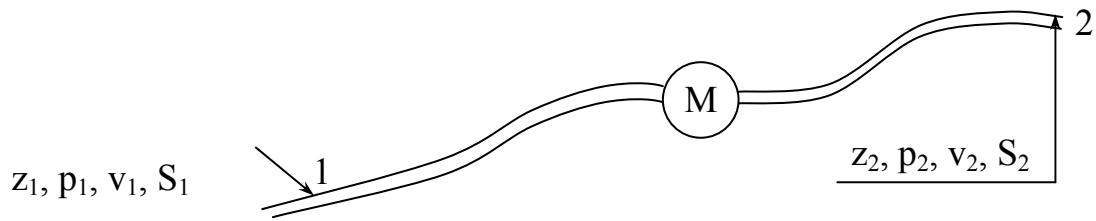
La perte de charge singulière est parfois caractérisée par une longueur équivalente ( $L_e$ )

telle que  $k = \lambda \frac{L_e}{D}$

L'avantage est de relativiser directement l'importance des pertes de charge singulières par rapport aux pertes de charge régulières et de faciliter le calcul du circuit lorsque les conduites sont toutes de même diamètre :

$$\Delta H = \Delta H_r + \Delta H_s = \lambda \frac{L + L_e}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

## V – Fluide réel traversant une machine :



Lorsque le fluide traverse une machine hydraulique, alors il y a un échange d'énergie entre le fluide et la machine.

Soit  $E$  l'énergie par unité de masse échangée entre le fluide et la machine.

On pose  $E > 0$  si la machine est motrice (pompe)

$E < 0$  si la machine est réceptrice (turbine)

Le bilan énergétique appliqué entre (1) et (2) :  $E(1) + E = E(2) + E_{\text{perdu}}$

Le théorème de Bernoulli s'écrit alors :

$$\frac{1}{2}v_1^2 + g.z_1 + \frac{p_1}{\rho} + E = \frac{1}{2}v_2^2 + g.z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \Delta H_{1,2}$$

La puissance échangée est une puissance hydraulique :

$$P_{\text{hyd}} = \frac{dW}{dt} = \frac{E.dm}{dt} = E.q_m \quad \Leftrightarrow \quad \boxed{P_{\text{hyd}} = \rho.E.q_V}$$

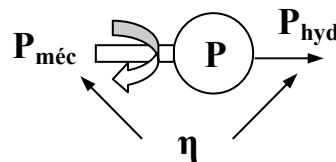
Les pertes d'énergie dans les machines sont traduites par un rendement. Ce dernier est le

rapport de la puissance utile par la puissance absorbée :  $\eta = \frac{P_u}{P_{\text{abs}}}$

Donc, la puissance mécanique est :

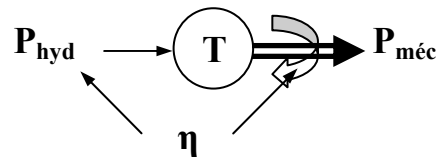
- Dans le cas d'une pompe :

$$\eta = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_{\text{méc}}} \quad \text{d'où : } P_{\text{méc}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{\eta}$$



- Dans le cas d'une turbine :

$$\eta = \frac{P_{\text{méc}}}{P_{\text{hyd}}} \quad \text{d'où : } P_{\text{méc}} = \eta.P_{\text{hyd}}$$



## **CHAPITRE 2 :** **INTRODUCTION AUX SYSTEMES HYDRAULIQUES**

---

### **Pré -requis :**

Les écoulements des fluides.

### **Objectifs spécifiques :**

A la fin de ce chapitre, l'étudiant doit être capable de différencier entre les circuits de transport des liquides et les circuits de transmission de puissance.

### **Contenu:**

- Circuit de transport des liquides
- Circuit d'hydraulique industrielle

## **CHAPITRE 2 :**

### **GENERALITES SUR LES CIRCUITS DANS UN SYSTEME HYDRAULIQUE**

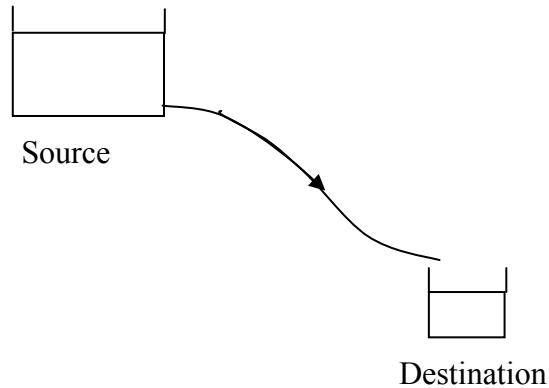
Dans les systèmes hydrauliques, on distingue deux types de circuits :

- Les circuits de transport des liquides
- Les circuits de transmission de puissance.

#### **1. Circuit de transport de liquide :**

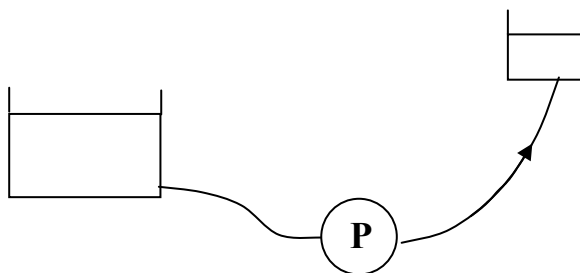
Pour transporter un liquide d'un lieu à un autre, on a deux possibilités :

- Soit par gravité :



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

- Ou par pompage :



Une pompe assure le transport du liquide.

Pour le transport des liquides, les pompes les plus utilisées sont de type centrifuges qui sont caractérisées par des débits importants et des pressions faibles ( quelques dizaines de bar).

## 2. Circuit de transmission de puissance :

On l'appelle aussi circuit d'hydraulique industrielle.

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

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

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

$$Puissance = Pression * Débit$$

$$(w) \quad (Pa) \quad (m^3/s)$$

Pour varier la puissance transmise, on peut agir sur la pression ou sur le débit.

## **CHAPITRE 3 :        LES CIRCUITS DE TRANSPORT DES LIQUIDES**

---

### **Pré-requis :**

- Les écoulements des fluides.
- Généralités sur les circuits hydrauliques

### **Objectifs spécifiques :**

A la fin de ce chapitre, l'étudiant doit être capable de :

- comprendre le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge
- connaître les caractéristiques d'une pompe centrifuge
- déterminer le point de fonctionnement d'une pompe centrifuge dans un circuit
- calculer les données nécessaires à la conception d'un circuit de transport des liquides

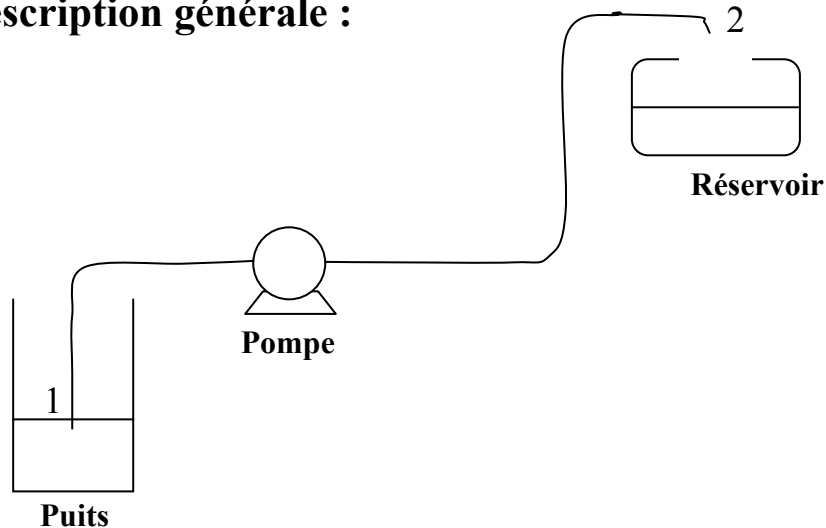
### **Contenu:**

- Description générale
- Les pompes centrifuges
- Problèmes de fonctionnement et d'installation des pompes centrifuges
- Point de fonctionnement

## CHAPITRE 3 :

### LES CIRCUITS DE TRANSPORT DES LIQUIDES

#### I – Description générale :



Un circuit de transport de liquide se compose essentiellement :

- D'un réservoir source de liquide (puits)
- D'une pompe
- D'un réservoir de stockage (citerne)
- D'une tuyauterie qui relie les différents constituants.

La hauteur géométrique  $H_G$  est la différence verticale entre le niveau d'aspiration et le niveau supérieur où l'on propose de refouler le fluide.  $H_G = H_{\text{aspiration}} + H_{\text{refoulement}}$

La longueur du tuyauterie et ses changements de direction (coudes, tés,...) provoquent des pertes de charge  $\Delta H$ .

La pompe doit vaincre dans le circuit :

- La variation de hauteur  $z_2 - z_1 = H_G$
- La variation de pression  $p_2 - p_1 = \Delta p$
- Les pertes de charge dans la tuyauterie  $\Delta H$

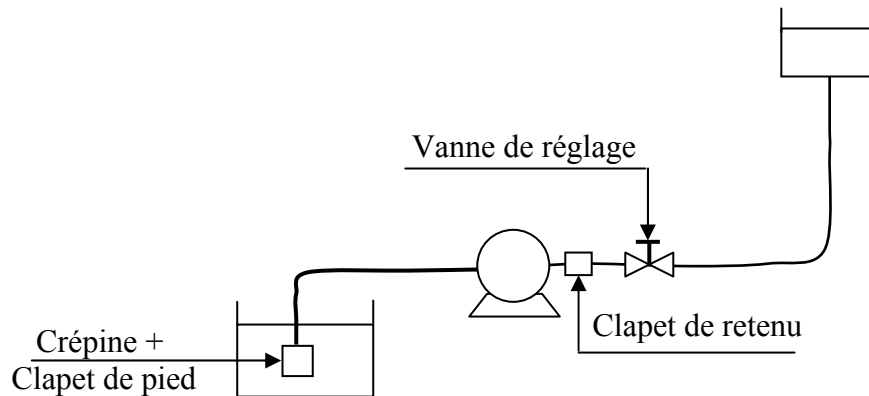
Les deux premiers facteurs sont généralement constants. Si  $p_1 = p_2 = p_{\text{atm}}$  alors la pompe doit vaincre la hauteur géométrique et les pertes de charge.

On définit la Hauteur manométrique  $H_m$  par :

$$H_m = H_G + \Delta H$$

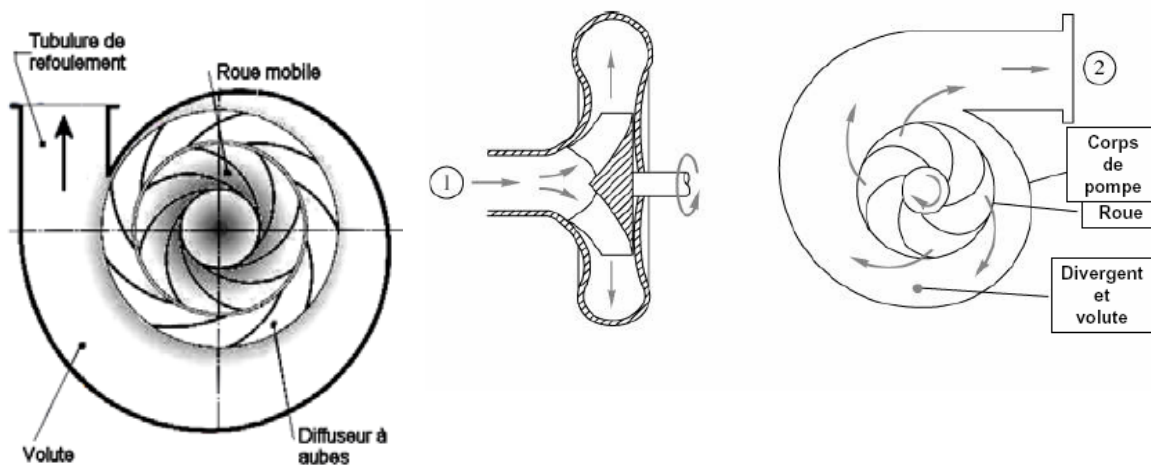
Un circuit de transport de liquide peut comprendre aussi :

- Une vanne de réglage de débit placée sur la conduite de refoulement
- Une crépine + un clapet de pied placés à l'extrémité basse de la conduite d'aspiration.
- Un clapet de retenue placé à la sortie de la pompe pour empêcher le retour du liquide, il est utilisé pour des grandes hauteurs de refoulement.



## **II – Pompe centrifuge :**

### **1) Principe de fonctionnement :**

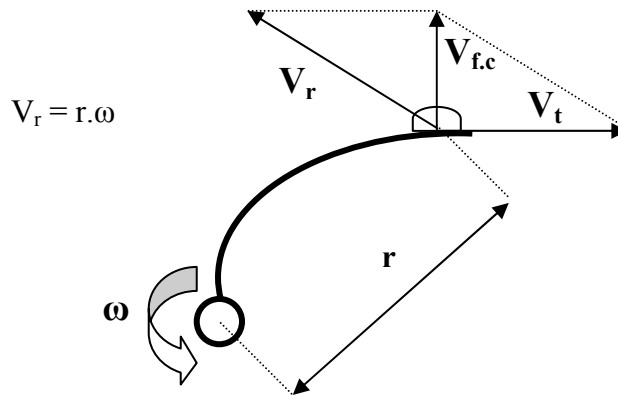


Une pompe centrifuge est constituée par:

- une roue à aubes tournante autour de son axe, appelée impulseur
- un distributeur dans l'axe de la roue
- un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.



Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la roue. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante. L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixes) au périphérique de l'impulseur permet une diminution des pertes d'énergie.



La particule de liquide qui pénètre par l'orifice d'aspiration se trouve sur l'un des aubes de l'impulseur qui est animé en rotation. Elle sera soumise à un effort centrifuge qui provoquera son déplacement à une vitesse centrifuge :  $V_{f.c} = V_{tangentielle} + V_{radiale}$

La vitesse est maximale lorsque la particule arrive à l'extrémité de l'aube de l'impulseur.

En quittant les aubes de l'impulseur, les particules du liquide sont canalisées par les aubes du diffuseur qui sont orientées dans le sens de l'écoulement à fin de minimiser les frottements (pertes de charge) vers le refoulement à travers la volute qui a une section croissante pour diminuer la vitesse de fluide à fin de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression.

Les pompes centrifuges ne peuvent pas fonctionner lorsqu'il y a de l'air à l'orifice d'aspiration. L'air contenu nécessite d'être préalablement chassé : c'est l'amorçage de la pompe.

Entre le liquide qui se trouve à l'intérieur de la pompe sous pression et l'atmosphère, une étanchéité doit être réalisée. On utilise pour cela soit des tresses, soit des garnitures mécaniques. Ces garnitures (à tresse ou mécanique) sont lubrifiées et refroidies par le liquide transporté.

Utilisation : à cause de la large gamme d'utilisation, de leur simplicité et de leur faible coût, les pompes centrifuges sont très utilisées dans l'industrie. Néanmoins, il existe des

Applications pour lesquelles elles ne conviennent pas tel que :

- ✓ le transport des liquides très visqueux: la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- ✓ Le transport des liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tels que le vin, le lait et la bière).
- ✓ utilisation comme pompe doseuse (le dosage nécessite une précision instantanée)

## **2) Caractéristiques d'une pompe centrifuge :**

Les constructeurs fournissent les caractéristiques des pompes en fonction du débit (souvent en  $\text{m}^3/\text{h}$ ) pour des conditions données (nature du liquide, vitesse du moteur pour une pompe centrifuge ou fréquence et course du piston pour une pompe à membrane). Une caractéristique de pompe dépend uniquement de la construction de la pompe.

Les caractéristiques fournies sont la hauteur manométrique totale, la puissance consommée par le moteur (kW), le rendement et le N.P.S.H.<sub>req.</sub>

La Hmt permet le choix de la pompe pour une courbe de réseau imposée

Le N.P.S.H.<sub>req.</sub> permet en fonction des caractéristiques du circuit d'aspiration de connaître la valeur limite de débit avec laquelle la pompe peut fonctionner sans risque de cavitation.

Le rendement renseigne sur la zone de débit où le rendement est plus élevé: ainsi, il peut être économiquement avantageux de se placer à un débit plus faible (si bien sûr celui-ci n'est pas imposé par le procédé) en augmentant artificiellement la perte de charge sur le circuit de refoulement (utilisation d'une vanne de réglage).

La puissance consommée pour un débit donné permet de connaître le coût de fonctionnement de la pompe.

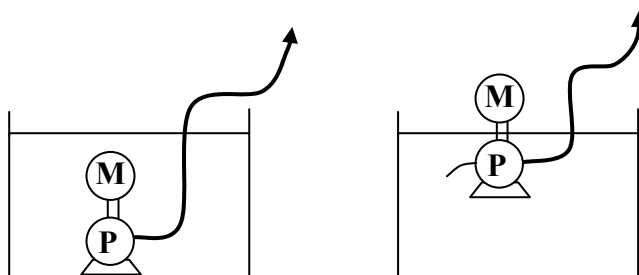
## **3) Problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge :**

Les problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge sont généralement à l'aspiration.

Dans les installations, on peut trouver les montages suivants :

### **✓ Pompe immergée :**

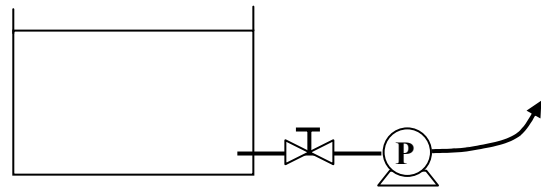
Dans ce cas, il n'y a pas de problème mécanique mais on rencontre le problème de corrosion et si le moteur est aussi immergé, on a le problème d'étanchéité.



✓ **Pompe en charge :**

Pompe au dessous du niveau du liquide.

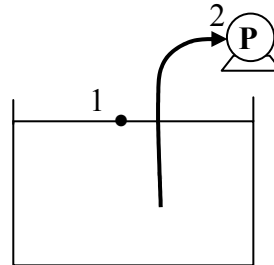
Ce circuit doit comprendre une vanne pour empêcher la vidange du réservoir lors de l'entretien de la pompe.



✓ **Pompe en dépression :**

Pompe au dessus du niveau du liquide.

Ce type de circuit nécessite un amorçage (chasser l'air qui se trouve dans la conduite d'aspiration) à la première mise en marche ou après un long temps d'arrêt.



Appliquons le théorème de Bernoulli entre (1) et (2) pour déterminer la hauteur maximale d'aspiration.

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta H_{1,2}$$

On a :  $z_2 - z_1 = h_a$  ,  $v_1 = 0$  et  $p_1 = p_{atm}$

$$\Rightarrow h_a = \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} - \left( \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_a}{2g} + \Delta H_{asp} \right)$$

La hauteur d'aspiration est maximale lorsque  $\left( \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_a}{2g} + \Delta H_{asp} \right) \rightarrow 0$

$$\Rightarrow h_{\max} = \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} ;$$

Exemple : pour l'eau on a ;  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  et on a  $g \approx 10 \text{ m/s}^2$  et  $p_{atm} = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$

$$\Rightarrow h_{\max} = 10 \text{ m}$$

Pratiquement, lorsque la pression d'aspiration se rapproche de la pression du vide absolu  $\left( \frac{p_2}{\rho \cdot g} \rightarrow 0 \right)$ , il se produit un phénomène appelé CAVITATION.

**a) Phénomène de cavitation :**

La cavitation est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges) : elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur recondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars)

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences:

- érosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine des pompes centrifuges
- augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe
- chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement

Le phénomène de cavitation peut se produire avant que la pression à l'aspiration arrive à la pression de vapeur du liquide. Pour cela le fabricant des pompes propose une autre caractéristique appelée NPSH exprimée en mètre et qui est donnée aussi en fonction de débit.

NPSH : Net Positive Suction Head ; (charge nette à l'aspiration)

$(NPSH)_{requis}$  : fournit par le fabricant

$$(NPSH)_{disp} = \frac{P_{entrée} - P_v}{\rho \cdot g}$$

Pour un bon fonctionnement d'une pompe à l'aspiration, il faut que :

$$(NPSH)_{disp} > (NPSH)_{requis}$$

**Il est fondamental de remarquer que** le circuit de refoulement n'intervient pas dans les problèmes de cavitation; une conséquence importante est qu'il ne faut jamais placer de vannes de réglage sur le circuit d'aspiration (elles sont susceptibles en fonction de la régulation de se fermer pratiquement ce qui crée une forte augmentation de la perte de charge sur l'aspiration) mais préférer dans le même but un positionnement sur le circuit de refoulement.

En conclusion, on peut dresser une liste de conseils à respecter, si le procédé le permet, pour éviter la cavitation:

préférer si possible les montages de pompes en charge.  
éviter de transporter des liquides à des températures trop élevées.  
éviter une alimentation à partir d'un réservoir sous pression réduite.  
diminuer les pertes de charge du circuit d'aspiration.

Si ces conseils ne peuvent être appliqués en raison des exigences du procédé, il ne reste plus qu'à trouver une pompe dont les caractéristiques montrent des valeurs de N.P.S.H.req suffisamment faibles.

**remarque 1:** dans les calculs visant à rechercher la Hmt d'une pompe nécessaire on suppose toujours que la perte de charge est nulle dans la pompe ce qui est physiquement faux. En fait la valeur de la Hmt trouvée (comme la Hmt de la caractéristique donnée par le constructeur) prend en compte les pertes de charge à l'intérieur de la pompe qui sont ainsi déjà déduites d'une "Hmt théorique" supérieure qui existerait en l'absence de pertes de charge. La Hmt calculée est donc égale à la "Hmt théorique" moins la perte de charge à l'intérieur de la pompe, les deux termes de la différence étant impossible à connaître pour l'utilisateur.

**remarque 2:** le calcul de la condition de non cavitation peut être aussi utilisé pour rechercher la profondeur maximale  $h_{\max}$  à laquelle une pompe peut aspirer un liquide d'un puits. Cela revient en effet à rechercher à quelle condition seulement le liquide est présent à l'aspiration sans bulle de gaz. La condition s'écrit aussi  $P_{\text{asp}} > P^{\circ}(q)$ . Si on néglige le risque de cavitation de la pompe, le terme cinétique et les pertes de charge, on peut déterminer  $h_{\max}$ :

Donc l'aspiration de l'eau par une pompe ne sera possible à 20 °C qu'à une profondeur maximale de 10,1 m et encore dans les conditions les plus favorables... Il est important de noter que cette profondeur ne dépend absolument pas de la qualité de la pompe car il s'agit d'une limite physique. Les solutions technologiques adoptées pour s'affranchir de cette limite sont d'utiliser des pompes étagées le long de la descente ou de placer une pompe immergée au fond du puits.

#### **b) Coups de bélier :**

C'est un choc hydraulique. Il est dû à une ouverture ou fermeture brutale d'une vanne (accélération ou décélération importante de l'écoulement du liquide). Il provoque des vibrations et il peut détériorer des composants du circuit.

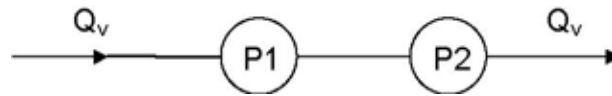
Lorsqu'un liquide circule dans une canalisation à une vitesse de quelques mètres par seconde (vitesse habituelle dans une canalisation), il se produit dans certaines circonstances le phénomène du coup de bélier. C'est le cas notamment de la fermeture brusque d'une vanne ou de l'arrêt d'une pompe. Ces événements peuvent correspondre à des manœuvres normales sur la canalisation ou à des incidents (panne d'une pompe, erreur de manipulation des vannes). L'interruption rapide d'un écoulement nécessite l'intervention de forces de pression très importantes. Des ondes mécaniques apparaissent dans les canalisations avec des phénomènes de réflexion sur les accidents de la canalisation. Les effets sont particulièrement néfastes pour les tuyaux qui ne peuvent supporter des variations de pressions trop importantes. Pour remédier aux coups de bélier, on peut utiliser des vannes à fermeture lente (on remédie à la cause du coup de bélier) ou des réservoirs antibéliers qui permettent une diminution de leurs effets. Ceux-ci communiquent avec un point de la canalisation et sont placés au-dessus d'elle. Ils sont constitués par une capacité remplie partiellement de liquide et dont la partie haute est sous pression d'air. Les variations de pression dans le tuyau sont donc amorties par les variations de volume de la partie remplie d'air.

#### **4) Couplage des pompes :**

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle.

On considère deux pompes  $P_1$  et  $P_2$  ayant des caractéristiques différentes.

### a/ Couplage en série



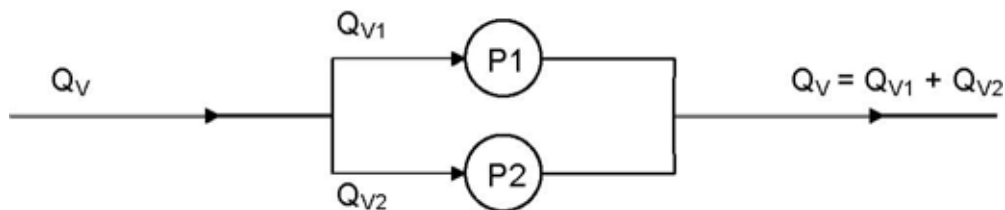
Les pompes P<sub>1</sub> et P<sub>2</sub> montées en série sont traversées par le même débit de liquide Q<sub>v</sub>. A un débit donné, la hauteur manométrique totale de ce couplage Hmt<sub>série</sub> est la somme des hauteurs manométriques totales Hmt<sub>1</sub> et Hmt<sub>2</sub> des deux pompes fonctionnant séparément à ce même débit:

$$Hmt_{série} = Hmt_1 + Hmt_2$$

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les caractéristiques de chaque pompe pour un même débit.

Le couplage en série permet d'augmenter fortement la hauteur manométrique totale: il convient donc bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes.

### b/ Couplage en parallèle



Les pompes P<sub>1</sub> et P<sub>2</sub> montées en parallèle montrent la même hauteur manométrique totale Hmt.

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les débits des deux pompes pour une même hauteur manométrique totale.

En réalité ceci n'est pas tout à fait juste. Les deux pompes n'étant jamais totalement équivalentes, la somme des débits des pompes utilisées séparément pour une Hmt fixée est inférieure au débit total Q<sub>v</sub> obtenu par couplage à cette même Hmt. Une des pompes a toujours tendance à "freiner" le liquide au refoulement de l'autre pompe; cette tendance peut aller jusqu'à entraîner la rotation de la pompe en sens contraire. Les pompes sont souvent équipées d'un clapet anti-retour sur la canalisation de refoulement pour éviter le retour de liquide au refoulement d'une des pompes.

Le couplage en parallèle permet d'augmenter le débit dans le réseau: il convient bien pour un réseau présentant des pertes de charge assez faibles.

Les pompes sont parfois montées en parallèle (by-pass) avec une seule des deux fonctionnant. En cas de panne ou pour une action de maintenance le montage permet alors de continuer à fonctionner en démarrant la deuxième pompe.

### **c/ Intérêt des couplages :**

Le couplage de pompe n'est pas forcément avantageux pour le coût de fonctionnement de l'installation: autrement dit, une "grosse" pompe est souvent plus économique que l'association en série de deux "petites" pompes. Il faut donc examiner chaque cas particulier avant de trancher. Il faut de plus éviter la généralisation: on peut montrer parfois que pour un réseau présentant de fortes pertes de charge le couplage en série permet un débit plus important que celui en parallèle. Concernant les pompes centrifuges, l'utilisation de pompes centrifuges multicellulaires est préférée à l'utilisation en série de plusieurs pompes centrifuges.

### **5) Choix d'une canalisation et d'une pompe :**

Le choix du diamètre et du matériau d'une canalisation doit être adapté au liquide ou à la suspension qui doit le parcourir. Un liquide corrosif ne pourra être véhiculé par une canalisation en acier ordinaire. On devra choisir le diamètre pour l'écoulement d'une suspension de telle manière que la vitesse d'écoulement ne soit pas inférieure à  $0,3 - 0,6 \text{ m.s}^{-1}$  pour éviter le dépôt de particules. De même la vitesse ne pourra être supérieure à  $4 - 5 \text{ m.s}^{-1}$  afin d'éviter une usure trop rapide de la conduite. Dans l'industrie, la vitesse des liquides dans les canalisations est pratiquement toujours comprise entre  $0,5$  et  $5 \text{ m.s}^{-1}$ . Connaissant le débit qu'on souhaite utiliser, le choix de la vitesse d'écoulement et par suite du diamètre découle de la recherche d'un optimum économique. Un diamètre plus grand entraîne un investissement plus important mais se traduit par une perte de charge plus faible et donc des frais de fonctionnement plus bas. Le choix d'une pompe va résulter en premier lieu d'une analyse des éléments du circuit (différence d'altitude, pressions des réservoirs, nature et température du liquide, présence d'accidents, matériau et caractéristiques géométriques de la canalisation). Cette analyse va permettre de déterminer la hauteur manométrique totale nécessaire pour le débit souhaité ainsi que le N.P.S.H. disp. L'utilisation des caractéristiques des pompes fournies par le constructeur intervient alors pour choisir une pompe remplissant toutes les exigences.

**6) Analogie électrique :** Entre deux points d'un circuit électrique ou hydraulique on peut faire l'analogie entre une différence de potentiel et une différence de pression. Le débit de liquide a son équivalent avec l'intensité qui est un débit de charges électriques. La détermination du point de fonctionnement à l'aide des caractéristiques de la pompe et du réseau a son équivalent en électricité. Si on considère un générateur (producteur d'énergie) avec une résistance interne, sa caractéristique tension - intensité est l'équivalent de celle de la pompe en fonction du débit. La caractéristique d'une résistance électrique (la résistance provoque une perte d'énergie) est l'équivalent de la caractéristique du réseau avec les pertes de charge. Le point de fonctionnement du circuit électrique est l'intersection des caractéristiques du générateur et de la résistance.

### **APPLICATION :**

Dans une station d'irrigation agricole, l'eau extraite d'un puits doit arriver à une altitude de 45 mètres à un débit de 3.5 litres/seconde. Une pompe centrifuge doit être installée pour obtenir un tel débit. D'ailleurs les pertes de charges sont estimées 10 %,  $\rho_{\text{eau}}=1000 \text{ kg/m}^3$  et  $g=9.8 \text{ m/s}^2$ .

- 1- Déterminer le débit horaire en  $\text{m}^3$ .
- 2- Déterminer HMT en mCE et déduire la pression différentielle de la pompe en bars.
- 3- Calculer l'énergie fournie par la pompe au fluide par unité de masse.
- 4- Calculer cette énergie durant 24 heures en kWh.
- 5- La pompe a un rendement «  $\eta$  » de 55%, déterminer ainsi la puissance mécanique du moteur à adopter en kW.

### **REPONSES :**

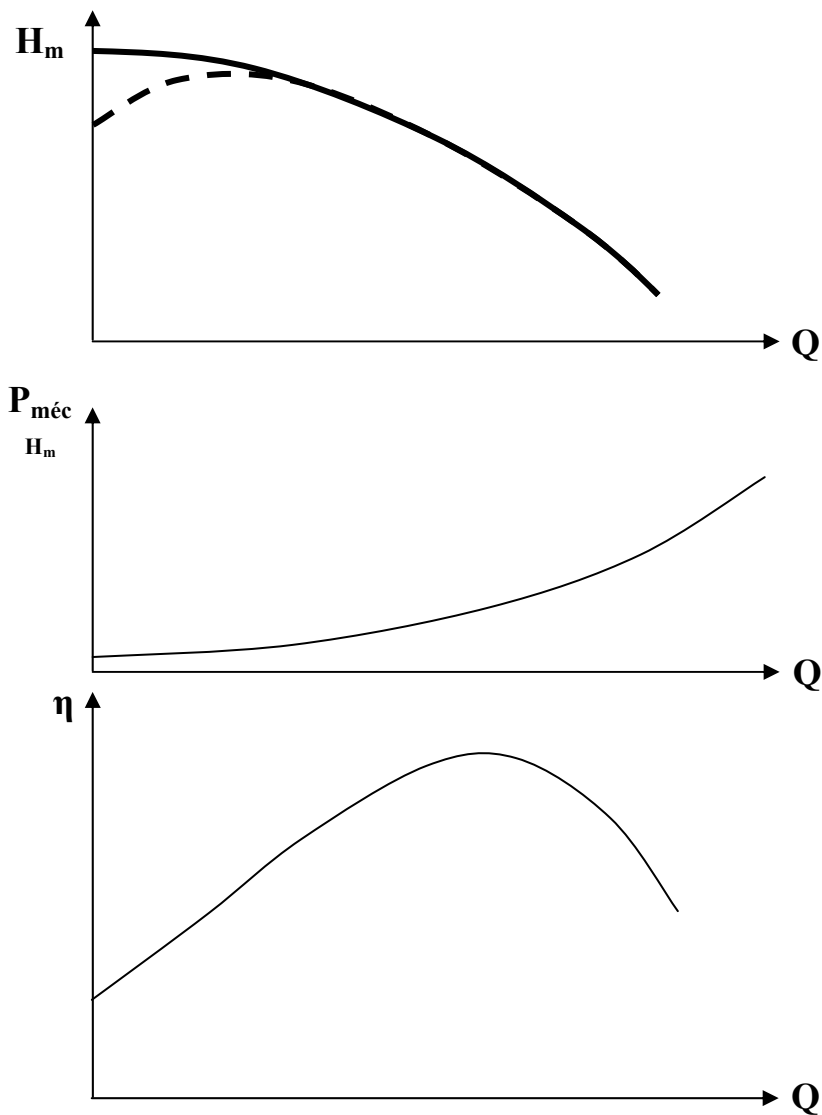
- 1-  $q_v = \frac{3,5 \times 3600}{1000} = 12,6 \text{ m}^3 / \text{h}$   
 $\Delta H_{\text{pompe}} = \Delta \text{ altitude} \times 1,10 = 45 \times 1,1 = 49,5 \text{ m}$
- 2-  $\Delta p_{\text{pompe}} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{\text{pompe}} = (1000 \times 9,8 \times 49,5) \cdot 10^{-5}$   
 $\Delta p_{\text{pompe}} = 4,85 \text{ bars}$
- 3-  $W = g \cdot \Delta H_{\text{pompe}} = 9,8 \times 49,5 = 485,1 \text{ J / kg}$   
 $1 \text{ kWh} = 1000 \text{ Wh} = 3600 \text{ 000 J}$   
 $W_{[\text{kWh}]} = (W_{[\text{J/kg}]} \times \underbrace{\rho \cdot q_v}_{q_m} \times T) \div 3,6 \cdot 10^6$
- 4-  $= (485,1 \times 1000 \times 12,6 \times 24) \div 3,6 \cdot 10^6$   
 $= 40,74 \text{ kWh}$   
 $p_m = \frac{\rho \cdot g \cdot HMT \times q_v}{h} = \frac{1000 \times 9,8 \times 49,5 \times 3,5 \cdot 10^{-3}}{0,55}$   
 $p_m = 3,773 \text{ kW soit } \square 3,8 \text{ kW.}$

### **7) Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge :**

Les caractéristiques d'une pompe centrifuge sont présentées pour une vitesse de rotation constante et en fonction du débit Q (en  $\text{m}^3/\text{h}$  ou  $\text{l/s}$ ) et qui sont :

- ✓ Hauteur manométrique  $H_m$  en m
- ✓ Puissance absorbée en kw
- ✓ Rendement  $\eta$  en %





Le rendement est de l'ordre de 60 à 70 %: il est inférieur à celui des pompes volumétriques.

Les pompes centrifuges vérifient les lois de similitude qui, à partir d'une courbe caractéristique établie pour une vitesse de rotation  $N$  de la pompe, permettent d'obtenir les caractéristiques pour une vitesse de rotation  $N'$  quelconque.

Soient, pour une vitesse  $N$ , on a le débit  $Q$ , la hauteur manométrique  $H_m$ , la puissance absorbée  $P_{méc}$  et le rendement  $\eta$  et pour une la vitesse  $N'$ , on a le débit  $Q'$ , la hauteur manométrique  $H_m$ , la puissance absorbée  $P'_{méc}$  et le rendement  $\rho'$ ;

$$\frac{\eta'}{\eta} = \left( \frac{N'}{N} \right)^0 \Rightarrow \eta' = \eta$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{N'}{N}$$

$$\frac{H_m'}{H_m} = \left( \frac{N'}{N} \right)^2$$

$$\frac{P'_{méc}}{P_{méc}} = \left( \frac{N'}{N} \right)^3$$

### 8) Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Pour un circuit donné, la hauteur manométrique est :  $H_m = H_G + \Delta H$

Avec  $\Delta H$  ; la somme des pertes de charge régulières et singulières dans le circuit (aspiration et

refoulement): 
$$\Delta H = \left[ \left( \lambda \frac{L}{D} + k \right) \cdot \frac{v^2}{2g} \right]_{asp} + \left[ \left( \lambda \frac{L}{D} + k \right) \cdot \frac{v^2}{2g} \right]_{ref}$$

$$\Delta H = \left( \lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \cdot \frac{v_a^2}{2g} + \left( \lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \cdot \frac{v_r^2}{2g}$$

Or :  $Q = v_a \cdot S_a = v_r \cdot S_r$  et  $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

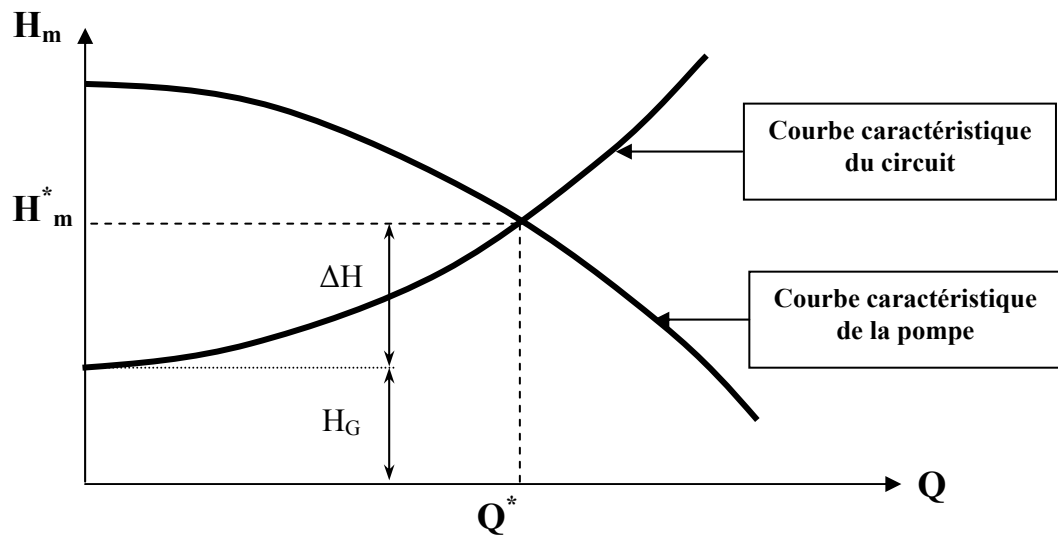
Donc : 
$$\Delta H = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \left[ \left( \lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \cdot \frac{1}{D_a^4} + \left( \lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \cdot \frac{1}{D_r^4} \right] \cdot Q^2$$

On pose : 
$$A = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \left[ \left( \lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \cdot \frac{1}{D_a^4} + \left( \lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \cdot \frac{1}{D_r^4} \right]$$

Donc  $H_m = H_G + A \cdot Q^2$  avec A est une constante pour un circuit donné (caractéristique d'un circuit).

Le point de fonctionnement est l'intersection de la courbe caractéristique du circuit

$H_m = H_G + A \cdot Q^2$  avec la courbe caractéristique de la pompe  $H_m = f(Q)$

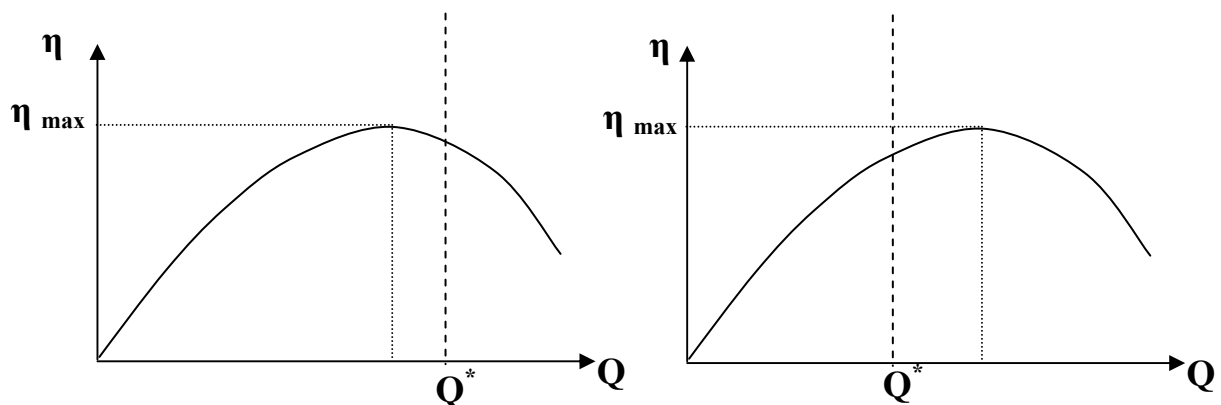


Si le débit souhaité est inférieur à celui qui est déterminé, on doit choisir un diamètre de conduite plus grand pour diminuer les pertes de charge ou une pompe plus puissante.

Si le débit souhaité est supérieur à celui qui est déterminé, on peut choisir un diamètre de conduite plus petit ou une pompe moins puissante ou bien on utilise une vanne de réglage de débit (augmenter les pertes de charge dans le circuit).

Une fois on a déterminé le débit de fonctionnement, les autres caractéristiques seront déduites par projection.

Le point de fonctionnement doit être au voisinage et à droite du rendement maximale. Dans ce cas on peut améliorer le rendement en agissant sur la vanne de réglage du débit.



## **CHAPITRE 4 :**

### **Les circuits de transmission de puissance (Circuits hydraulique industriel)**

---

#### **Pré-requis :**

- Les écoulements des fluides.
- Généralités sur les circuits hydrauliques
- Circuits de transport des liquides

#### **Objectifs spécifiques :**

A la fin de ce chapitre, l'étudiant doit être capable de :

- Distinguer les différents types de pompes volumétriques et comprendre leurs principes de fonctionnement.
- Connaître les récepteurs hydrauliques et déterminer les paramètres qui leurs sont associés.
- Identifier les organes de réglage, de mesure et de protection utilisés dans les circuits d'hydraulique industrielle.

#### **Contenu:**

- Description générale
- Schématisation de circuit hydraulique
- Centrale hydraulique
- Les pompes volumétriques
- Les récepteurs hydrauliques
- Les distributeurs
- Les appareils de protection et de régulation

## CHAPITRE 2 :

# LES CIRCUITS D'HYDRAULIQUE INDUSTRIELLE

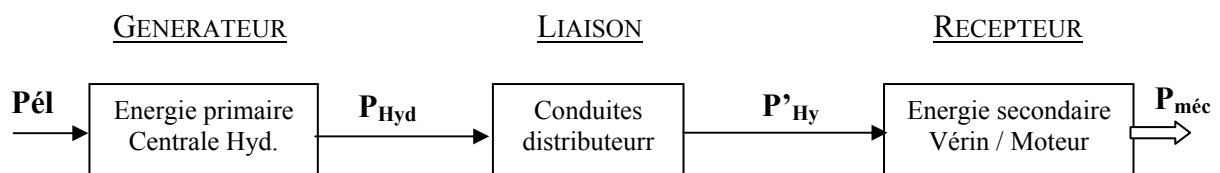
## I – Description générale :

Un circuit d'hydraulique industrielle est constitué de 3 zones :

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

On peut trouver dans cette zone :

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



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

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

## II – Schématisation du circuit hydraulique :

Un circuit d'hydraulique industrielle est représenté schématiquement par des symboles conventionnels normalisés. Le rôle d'un schéma hydraulique est de donner un moyen pratique et simple de représentation d'une installation hydraulique.

Ce schéma donne aux techniciens des services d'entretien, un outil de travail très utile dans la recherche des causes de panne.

Un schéma hydraulique représente toujours l'équipement en position repos ou initiale, c.à.d dans la position prise par les différents appareils après la mise en service de la pompe.

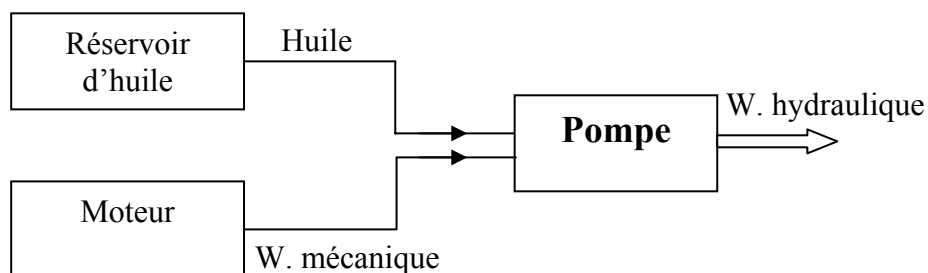
Sur un schéma, on peut trouver un certain nombre de caractéristiques tel que :

- la puissance du moteur en kW.
- La vitesse de rotation en tr/mn
- La nature du courant des moteurs électriques
- Le débit d'une pompe en l/mn
- La capacité du réservoir et de la référence de l'huile utilisée
- Le degré de filtration des filtres en  $\mu$
- La capacité des accumulateurs et la pression de gonflage
- Le tarage des ressorts de tous les appareils de commande
- Les dimensions des vérins ( $\varnothing$  de la tige,  $\varnothing$  du cylindre et la course) en mm
- Le  $\varnothing$  extérieur et l'épaisseur des canalisations

➤ Dans les circuits d'hydraulique industrielle, on utilise toujours les valeurs des pressions effectives sauf indication.

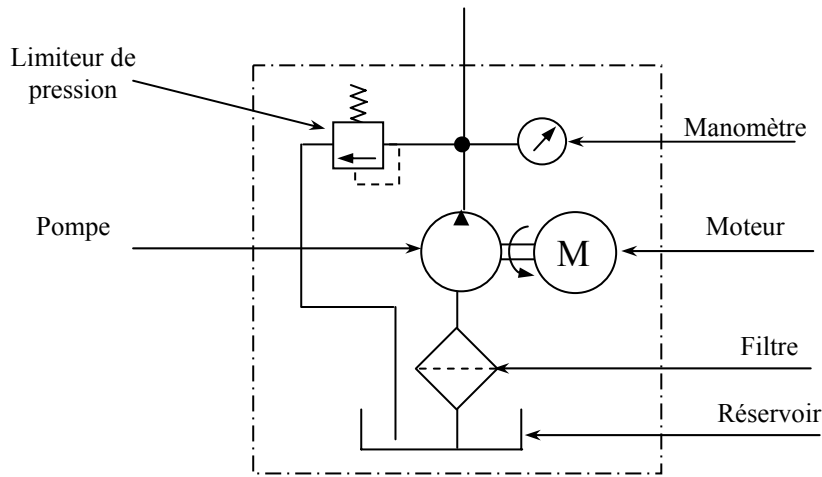
### III– Centrale hydraulique :

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



La centrale hydraulique (appelé aussi groupe hydraulique) est un générateur de débit et pas de pression. La pression augmente lorsqu'il y a résistance à l'écoulement.

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



**Moteur** : entraîne l'arbre de la pompe en rotation.

Il est électrique pour les installations fixes et il est thermique pour les installations mobiles.

**Réservoir** :

Le réservoir a pour rôle principalement de stocker l'huile et d'assurer l'alimentation de la pompe. Il permet aussi le refroidissement, la décantation (séparation des liquides et des solides) et la désémulsion de l'huile (séparation de gaz).

**Filtre** :

La plupart des pannes qui surviennent dans un système hydraulique proviennent du mauvais état de l'huile. La présence des impuretés dans l'huile entraîne une usure excessive des composants du circuit. Le filtre élimine ces impuretés.

Un filtre peut être placé soit à l'aspiration de la pompe (protège la pompe mais augmente la perte de charge) ou dans la canalisation de retour au réservoir (nécessité d'avoir un clapet by-pass pour éviter les surpressions dans les circuit en cas de colmatage) ou bien au refoulement (pour assurer la protection particulière d'un organe sensible)

**Limiteur de pression** : Il est appelé aussi soupape de sûreté.

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

**Manomètre** :

Il permet la visualisation de la valeur de pression à fin d'assurer le réglage.

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

## **IV – Les pompes volumétriques :**

### **1. Principe de fonctionnement :**

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Ce déplacement est cyclique. Pendant un cycle, un volume de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé.

On distingue : \* les pompes volumétriques alternatives (à piston)

\* les pompes volumétriques rotatives (Ex : à engrenages, à palettes, à lobes,..)

#### **A) Description :**

Une pompe volumétrique est constituée :

\* D'un corps fixe ou Stator,

\* D'un ou de plusieurs éléments mobiles participant au déplacement du fluide à l'intérieur de la pompe, d'autres éléments mobiles destinés à mettre en mouvement les éléments précédents. Pour ce type de pompes, l'entrée et la sortie sont non communicantes grâce à une étanchéité interne, ainsi les fuites seront minimales et les pressions importantes.

#### **B) Fonctionnement :**

Un volume de fluide  $V_0$  (équivalent à la cylindrée) est emprisonné dans un espace donné et contraint à se déplacer, de l'entrée vers la sortie de la pompe à chaque cycle. Le volume  $V_0$  est prélevé sur le fluide contenu dans la conduite d'aspiration, d'où une dépression qui fait avancer le fluide vers la pompe, assurant ainsi son amorçage (*auto-amorçage*). La pression ne doit pas s'abaisser en dessous de la *pression de vapeur saturante* du liquide, pour éviter son ébullition et l'apparition du phénomène de cavitation.

#### **C) Les réalisations des pompes volumétriques :**

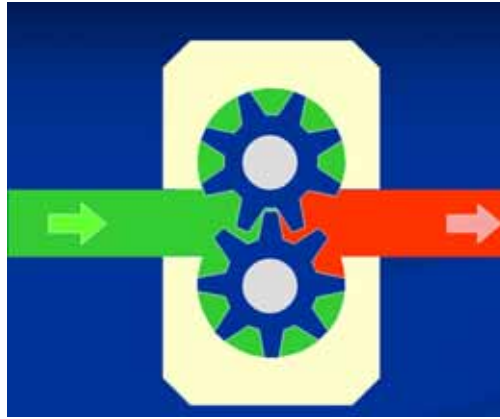
Plusieurs principes mécaniques sont mis en oeuvre dans la réalisation des pompes volumétriques, dans ce qui suit quelques réalisations simples seront étudiées.

##### **a- Les pompes à engrenages :**

\* **Pompes à engrenage extérieur (fig -1-)**

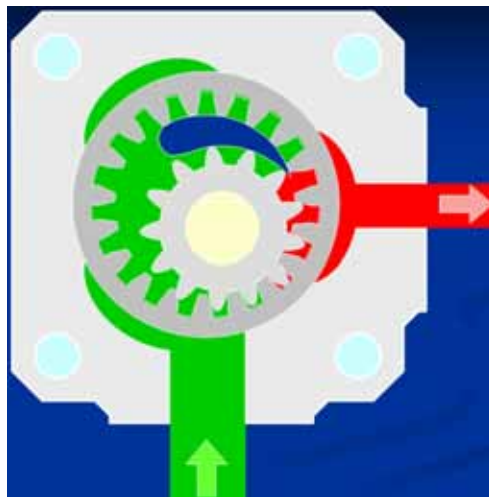
La rotation d'un pignon entraîne la rotation en sens inverse de l'autre, ainsi une chambre se trouve à l'aspiration, l'autre au refoulement.





\* **Pompes à engrenage intérieur** : (fig. -2-)

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



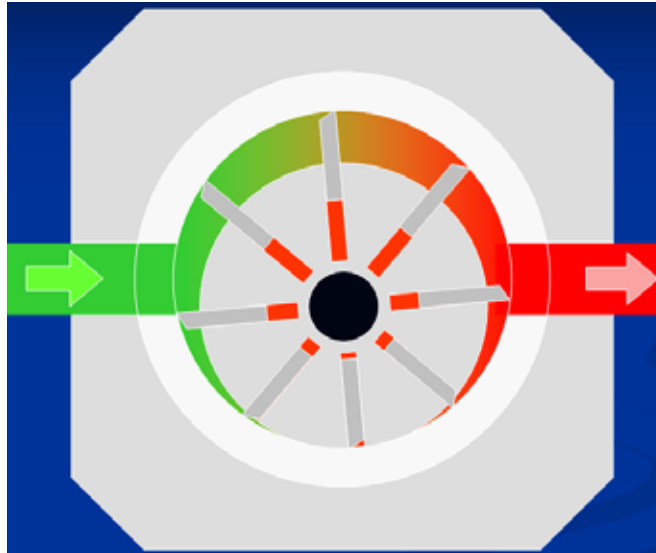
**b) Les pompes à pistons :**

Tous les types de pompes à pistons reposent sur le même principe de fonctionnement mouvement alternatif des pistons dans un alésage doté de deux orifices destinés à l'aspiration et au refoulement. Selon la disposition des axes des pistons, plusieurs configurations de pompes peuvent exister :

\* **Pompes à pistons axiaux** (fig - 3 -)

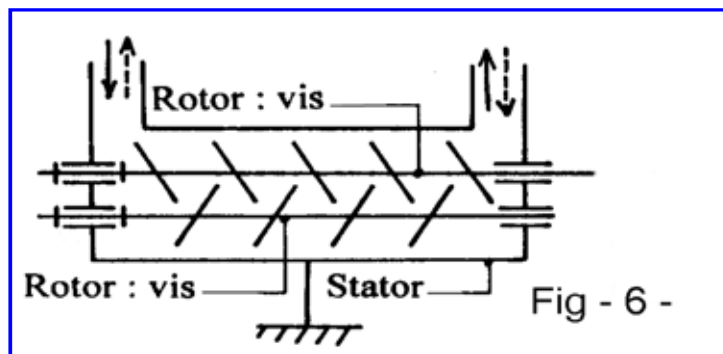
Les axes des pistons sont parallèles entre eux et l'axe principal de la pompe. Les bielles sont en liaisons rotules avec le plateau incliné d'un angle  $\alpha$  (fixe ou variable) qui est à l'origine des mouvements alternatifs des pistons.





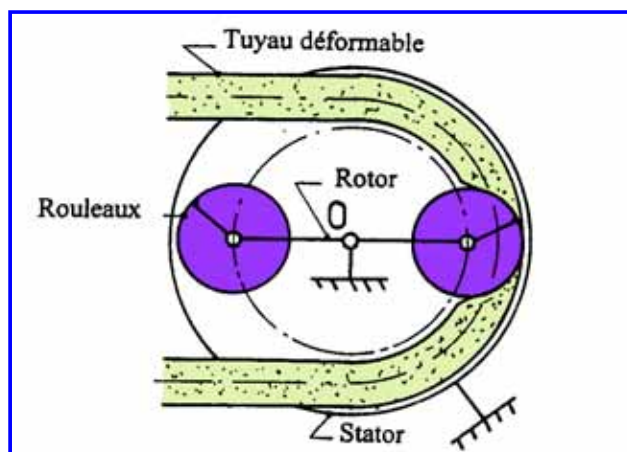
**d) Pompes à vis : (fig- 6 -)**

Deux vis dont l'une est motrice, tournent en sens inverse, créant ainsi d'un côté une zone d'aspiration et de l'autre une zone de refoulement. Cette pompe existe aussi avec trois vis dont une est centrale.



**e) Pompes péristaltiques : (fig -7-)**

La rotation du rotor entraîne le roulement sans glissement des rouleaux sur le tuyau déformable solide du stator. Cette pompe existe aussi avec trois rouleaux à  $120^\circ$



## **D) Grandeurs associées aux pompes :**

### **1- La cylindrée (Cv) :**

Le volume de fluide refoulé ou aspiré par une pompe en l'absence des fuites, pendant une révolution de l'arbre principal.

- Unités : [m<sup>3</sup>/tr] ; [l/min] ou [l/tr].

### **2- Les débits :**

#### **a- Le débit moyen théorique : (q<sub>v moy</sub>)**

Le volume moyen refoulé par unité de temps, connaissant la cylindrée ce débit est déterminé par :

$$q_{vmoy} = Cy.N$$

Avec  $N$  : Fréquence de rotation en [tr/s]

$Cy$  : Cylindrée en [m<sup>3</sup>/ tr]

#### **b- Le débit moyen réel: (q<sub>v moy r</sub>)**

*Le volume refoulé par la pompe en pratique, mesuré en une unité de temps.*

### **3- Les puissances :**

#### **a- La puissance mécanique : (P<sub>m</sub>)**

Puissance fournie à l'arbre d'entraînement de la pompe par le moteur et peut être donnée par les deux relations suivantes :

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

Avec :

- $C$  : Couple d'entraînement de pompe en [Nm]
- $\omega$  : vitesse angulaire en [rad / s]
- $p_{sth}$  : Pression de sortie théorique en [ pa ]
- $p_e$  : Pression d'entrée en [pa]

#### **b- La puissance hydraulique : (P<sub>hyd</sub>)**

Puissance fournie par le fluide à la sortie de la pompe donnée par :

$$P_h = q_{vmoyr}(p_s - p_e) \quad \text{Avec } p_s \text{ est la pression mesurée réellement à la sortie en [pa]}$$

### **4- Les rendements :**

#### **a- Le rendement volumétrique :**

Compte tenu des fuites et de la compressibilité du fluide, le débit réel et toujours différent du débit théorique, on définit ainsi un rapport :

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

On a  $\eta_v = \frac{q_{vmoyr}}{(q_{vmoyr} + q_{vf})} = \frac{1}{(1 + \frac{q_{vf}}{q_{vmoyr}})} < 1$  avec  $q_{vf}$  : Débit moyen de fuites.

### b - Le rendement mécanique :

Le fluide à la pression d'entrée refoulé à la pression de sortie  $p_s = p_e$ .

Une chute de pression due à des effets mécaniques et hydrauliques fait passer  $p_{sth}$  à  $p_s$ , ainsi on détermine :

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

si  $\Delta p = p_s - p_e$  et  $\Delta p_{th} = p_{sth} - p_e$

Ou  $\eta_m = \frac{\Delta p}{\Delta p_{th}} = \frac{\Delta p}{(\Delta p + \Delta p_f)} = \frac{1}{(1 + \Delta p_f / \Delta p)} < 1$

Avec  $\Delta p_f$  : Chute de pression due aux pertes de charges.

### c-Le rendement hydromécanique ( $\eta_{hm}$ ) :

A cause des frottements mécaniques entre les différentes pièces et du frottement de liquide contre les parois, le couple reçu par la pompe ne sera pas entièrement transformé en pression :

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

avec : Cyl : Cylindrée en  $m^3/tr$

$\Delta p$  : différence de pression aux bornes de la pompe en Pa.

C : couple en N.m

### d - Le rendement global:

C'est le rapport de la puissance à la sortie et celle à l'entrée :

$$\eta_t = \frac{P_{hyd}}{P_{mec}} \text{ or } P_{hyd} = \Delta p \cdot Q_{réel} \text{ et } P_{mec} = C \cdot \omega$$

avec  $\omega = \frac{2\pi \cdot N}{60}$  donc :  $\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}$

Le rendement global d'une pompe, traduit en terme de performance le rapport en la puissance hydraulique fournie par la pompe et la puissance mécanique reçue par le moteur.

$$P_h = q_{vmoyr} (p_s - p_e) = \eta_v \cdot q_{vmoy} (p_s - p_e) \text{ et } P_m = q_{vmoy} (p_{sth} - p_e)$$

$$\eta_g = \left[ \frac{q_{vmoyr}}{q_{vmoy}} \right] \times \left[ \frac{(p_s - p_e)}{(p_{sth} - p_e)} \right] = \eta_v \times \eta_m$$

### **5- Le couple d'entraînement ( C )**

Le couple à appliquer à l'arbre d'entraînement de la pompe : Unité : [ Nm ]

$$P_h = \eta_g \times P_m \Leftrightarrow (p_s - p_e) \times q_{vmoyr} = \eta_g \times C \times \omega \text{ or } q_{vmoyr} = C y \times N \times \eta_v$$

$$\text{et } \omega = 2\pi N \text{ on aura donc } C y \times N \times \eta_v \cdot (p_s - p_e) = \eta_g \times C \times 2\pi N$$

$$\text{D'où } C = \frac{C y (p_s - p_e)}{2\pi \eta_m}$$

### **APPLICATION :**

Dans une installation de transmission de puissance hydrostatique d'une presse hydraulique, une pompe à palettes débite réellement 100 l / min pour un expression de sortie de 141 bars et celle d'entrée de -0,9 bar.

Cette pompe est entraînée par un moteur électrique tournant à la fréquence de 2500 trs.min<sup>-1</sup> donnant un moment de couple à l'arbre d'entraînement de 105 Nm.

Les caractéristiques de la pompe sont :

- \* Diamètre du stator, D = 120 mm.
- \* Nombre de palettes, n = 5.
- \* Largeur d'une palette, b = 20 mm.
- \* Excentricité, e = 3 mm.

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

$$C y = 2b.n.e.D.\sin \left[ \frac{\pi}{n} \right]$$

Déterminer:

- 1 Le débit moyen théorique,
- 2 Le débit des fuites, en déduire le rendement volumétrique,
- 3 La puissance hydraulique,
- 4 La puissance mécanique,
- 5 Le rendement mécanique, en déduire la puissance de sortie théorique et la chute de pression due aux pertes de charges,
- 6 Le rendement global en utilisant deux méthodes.

### **Réponses:**

$$1 \text{ } q_{vmoy} = 105,8 \text{ l / min.}$$

$$2 \text{ } q_{vf} = 5,8 \text{ l / min , } \eta_v = 94,5 \text{ \% .}$$

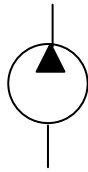
$$3 P_h = 23,65 \text{ kW.}$$

$$4 P_m = 27,49 \text{ kW}$$

$$5 \eta_m = 91 \% , p_{sth} = 154,98 \text{ bar} , \Delta p_f = 13,98 \text{ bar.}$$

$$6 \eta_g = 86 \%.$$

#### E) Symboles :



Pompe à  
cylindrée fixe



Pompe à  
cylindrée  
variable



Pompe à deux  
sens de flux

### **v– Les récepteurs hydrauliques :**

Les récepteurs hydrauliques transforment l'énergie hydraulique en énergie mécanique.

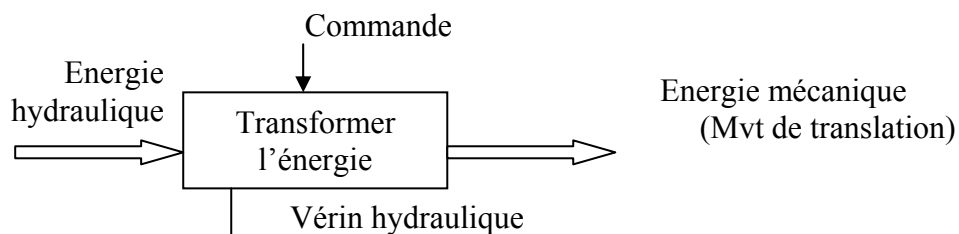
On distingue :

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

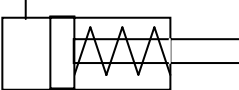
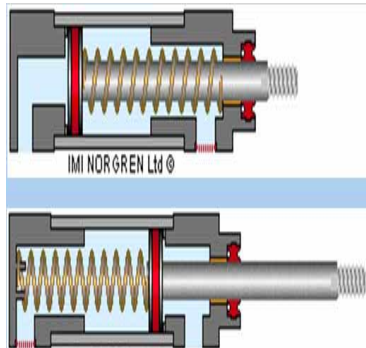
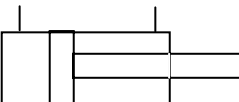
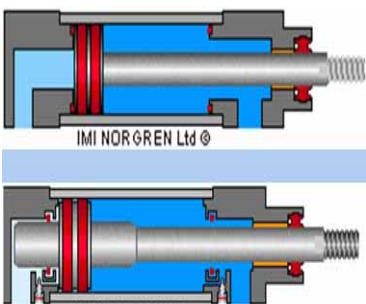
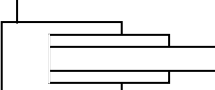
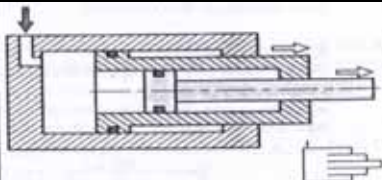
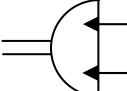
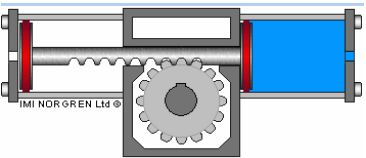
#### 1) Les vérins :

##### **a) Definition :**

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



## b) Principaux types de vérins

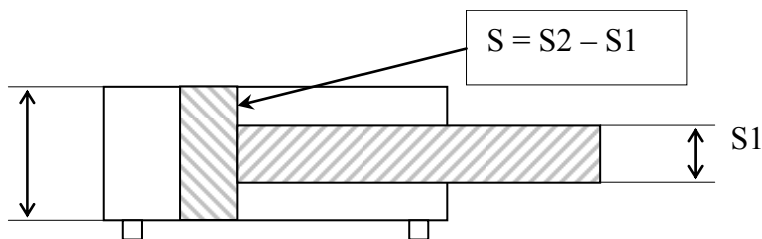
	symboles	schémas
<p><b>Vérin simple effet</b> L'ensemble tige piston se déplace dans un seul sens sous l'action du fluide sous pression. Le retour est effectué par un ressort ou charge.</p> <p><b>Avantages :</b> économique et consommation de fluide réduite.</p> <p><b>Inconvénients :</b> encombrant, course limitée.</p> <p><b>Utilisation :</b> travaux simples (serrage, éjection, levage...)</p>		
<p><b>Vérin double effet</b> L'ensemble tige piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide. L'effort en poussant est légèrement plus grand que l'effort en tirant.</p> <p><b>Avantages :</b> plus souple, réglage plus facile de la vitesse, amortissement de fin de course réglable.</p> <p><b>Inconvénients :</b> plus coûteux.</p> <p><b>Utilisation :</b> grand nombre d'applications industriels</p>		
<p><b>Vérins spéciaux</b></p> <p>1- <i>Vérin à tige télescopique</i> : simple effet permet des courses importantes tout en conservant une longueur repliée raisonnable.</p>		
<p>2- <i>Vérin rotatif</i> : l'énergie du fluide est transformée en mouvement de rotation. L'angle de rotation peut varier de 90° à 360°. Les amortissements sont possibles.</p>		

## c) -DIMENSIONNEMENT DES VERINS :

### c-1 Pour déterminer la pression (p) d'utilisation d'un vérin, il faut connaître :

- ❑ La force F nécessaire à développer.
- ❑ La section annulaire S.





$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \quad \text{ou} \quad S = \pi \times r^2$$

### c-2 Détermination de la section :

#### ✓ Application :

On doit déplacer une charge de 10 T à l'aide d'un vérin. Sachant que le diamètre de la tige du vérin est de 20 mm et que son alésage est de 100 mm. Calculer la pression  $p_1$  nécessaire pour pousser la charge et la pression  $p_2$ . On donne  $g = 9,81$ . Vous exprimerez vos résultats en unité légale puis en unité pratique.

.....

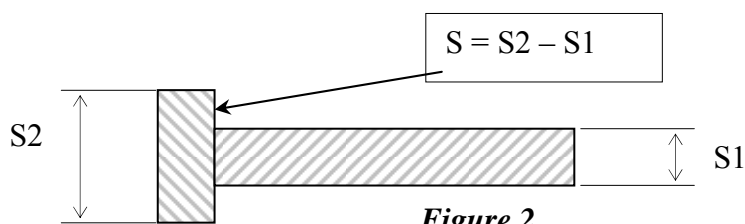
.....

.....

.....

### c-3 Détermination des vitesses de sortie

#### et de rentrée des tiges de vérins hydrauliques :



**Figure 2**

#### ✓ Formule classique :

$$V = \frac{Q}{S_2} \quad \text{Avec: } V \text{ est en [m/s] ; } Q \text{ est en [m}^3\text{/s] et } S_2 \text{ et en [m}^2\text{]}$$

#### ✓ Formule pratique:

$$V = \frac{Q}{0.06 \times S_2} \quad \text{Avec: } V \text{ est en [cm/ s] ; } Q \text{ est en [l/mn] et } S_2 \text{ et en [cm}^2\text{]}$$

✓ **Application :**

Le piston d'un vérin a une surface de 40 cm<sup>2</sup>. Ce vérin reçoit un débit de 24 L/min.

Quelle est.:

- La vitesse v de déplacement en sortie de tige.
- La durée de la course si celle-ci fait 20 cm.

.....

.....

.....

.....

.....

**c-4 TRAVAIL ET RENDEMENT D'UN VERIN :**

\* **Unité de calcul :**

L'unité de travail est le Joule. Le symbole est J

$W = F \times d$

✓ **Formule :**

✓ **Application :**

Pour élever une charge de 6 000 N de 1,5 m il faut fournir un travail de :

W = .....

✓ **Se rappeler :**

Travail et énergie sont synonymes.

\* **Rendement :**

✓ Symbole :  $\eta$

On appelle rendement ( $\eta$ ) le rapport :

$$\frac{\text{Energie utile}}{\text{Energie dépensée}} = \frac{W \text{ utile}}{W \text{ dépensée}} = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance dépensée}}$$

**c-5 PUISSANCE D'UN VERIN :**



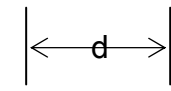


Figure 3



F = force utile du vérin

Travail utile effectué par le vérin

$$W = F \times d$$

**\* Puissance utile :**

$$P = \frac{W}{t} \text{ (J)} \quad \text{or } W = F \times d \quad \text{d'où } P = \frac{F \times d}{t} \text{ mais comme } d \text{ (course) égale la vitesse } v$$

t (s)  t (temps)

$P = F \cdot V$ <div style="display: flex; justify-content: space-around; font-size: small;"> <span>(Watt)</span> <span>(N)</span> <span>(m/s)</span> </div>
--

✓ **Application :**

Un vérin D.E. a pour section côté piston 40 cm<sup>2</sup>. Il reçoit un débit de 36 L/min. La pression de service est de 80 bar. Calculer :

- a) La puissance fournie par le vérin.
- b) La puissance nécessaire au récepteur sachant que le rendement global de l'installation est de 60 %.

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

**\* Puissance hydraulique :**

Pour transporter de la puissance, le fluide hydraulique doit se déplacer sous pression.  
 On sait qu'une force = ( $F = p \times S$ ).  
 Que la vitesse  $V = (d/t)$  or la puissance mécanique  $P = F \cdot V$

$$\text{D'où } P = p \times S \times \frac{d}{t} \longrightarrow p \times \frac{S \times d}{t}$$

$S \times d =$  surface x déplacement  
 Volume

Or le débit =  $\frac{\text{Volume}}{\text{Temps}}$  d'où  $Q = \frac{S \times d}{t}$

***Donc  $P = p \times Q$***

**\* Synthèse :**

En fait, la puissance hydraulique ( $P_{hy}$ ) correspond à la \_\_\_\_\_ ( $P_a$ ) par le vérin. Alors que la puissance \_\_\_\_\_ du vérin ( $P_m$ ) correspond à la \_\_\_\_\_ ( $P_u$ ).

✓ **Application :**

Un vérin hydraulique, dont le but est de soulever une charge, a un rendement de 90 %, le débit du circuit est de 12 L/min pour une pression de service de 150 bar. Calculer :

- La puissance hydraulique  $P_{hy}$  du vérin en utilisant les 2 formules vues dans la leçon.
- Déterminer la puissance mécanique utilisée en bout de tige du vérin.
- Sachant que la vitesse de sortie du vérin est de 30 m/min, que sa course est de 300 mm et que  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ , déterminer la valeur de la masse à soulever ainsi que la quantité d'énergie utilisée.

.....

.....

.....

.....

.....

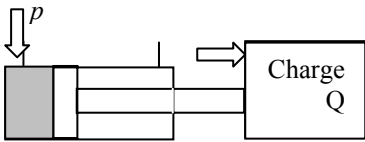
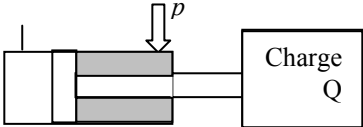
.....

.....

- **Données nécessaires** : Efforts exercés dans les deux sens, en poussant et en tirant, cadence ou vitesse de la tige, conditions de service : amortissement et énergie cinétique à dissiper...
- **Diamètre et course** : une fois le type choisi, à partir des données, il faut déterminer le diamètre  $D$  de l'alésage et la course  $C$  de la tige. Le diamètre de tige  $d$  dépend de  $D$  (normalisé).

Normalisation ISO et AFNOR	
Diamètre $D$ (mm)	8-10-12-16-20-25-32-40-50-63-80-100-125-160-200-250
Courses recommandées (mm)	50-100-150/160-200-250-300/320-400-500-600-700-800-900-1000

- **Effort théorique** :

En poussant	En tirant
 $F = p.S = p.\pi.R^2$	 $F = p.S' = p.\pi.(R^2 - r^2)$

- **Rendement** : les frottement internes au vérin (joint d'étanchéité et bague de guidage) amènent une perte d'énergie et abaissent le rendement.

#### Application :

Calculer la pression de service pour alimenter un vérin tirant une charge de 10.000daN à la vitesse de 5 cm/s ayant un rendement de 88% sachant que le débit de la pompe est  $Q_v=400 \text{ cm}^3/\text{s}$ . Déterminer le diamètre  $D$  du piston si celui de la tige est  $d=30\text{mm}$ .

.....

.....

.....  $p = 142 \text{ bar}$  .....

.....

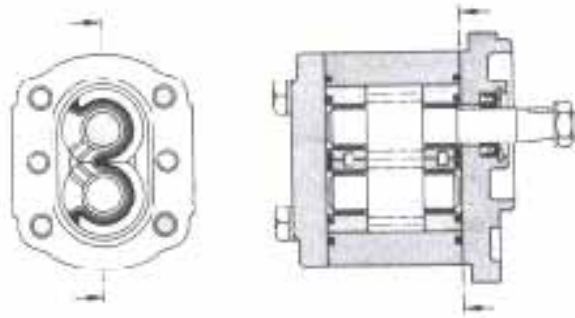
.....  $D = 10,5\text{cm} = 105\text{mm}$  .....

## **2) Les moteurs hydrauliques :**

### **a) Définition :**

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

Les moteurs hydrauliques présentent deux caractéristiques : le couple moteur et la vitesse de rotation.



### **Remarque :**

Ces moteurs entraînent des systèmes mécaniques. Si le couple résistant devient trop important, la pression monte. Quand elle atteint la valeur de réglage du limiteur de pression, le débit retourne au réservoir.

Leur avantage c'est qu'ils développent une grande puissance pour un encombrement réduit

### **b) Principaux types de moteurs hydrauliques :**

Les moteurs sont classés en deux familles :

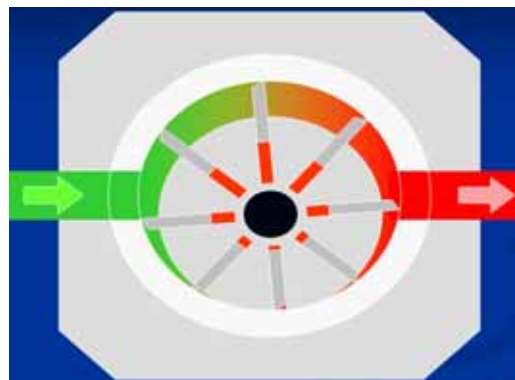
- Les moteurs rapides (les moteurs à palettes, les moteurs à engrenages, les moteurs à pistons axiaux, et les moteurs à pistons radiaux)
- Les moteurs lents (cylindrée élevée)

#### **Moteur à palettes:**

L'huile sous pression provoque la rotation des palettes implantées sur le rotor.

*Avantages :* réalisation simple

*Inconvénients :* puissance transmise relativement faible.



**Moteur à pistons axiaux :**

Les pistons en communication avec la haute pression se déplacent en tournant et par une liaison rotule avec le tourillon obligent ce dernier à tourner.  $Cy =$

$$2r.tan \alpha.n.s$$

*Avantages :* couple très important, possibilité de varier la cylindrée, vitesse importante.

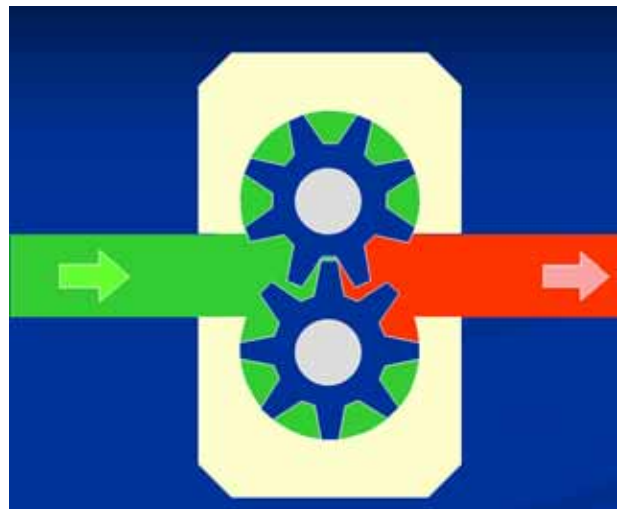
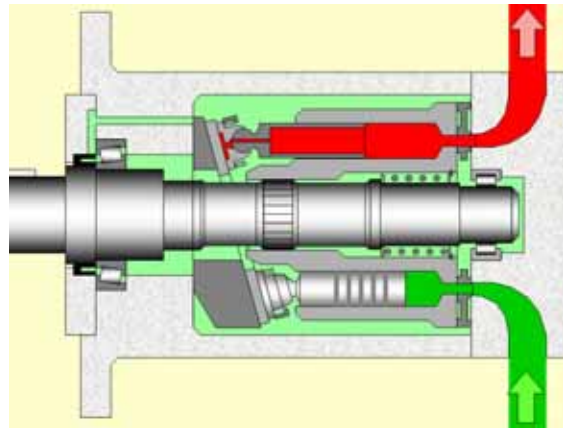
*Inconvénient:* coûteux.

**Moteur à engrenage :**

Même conception que la pompe à engrenage, la pression du fluide entraîne en rotation les roues dont l'une est motrice.

*Avantages :* encombrement très réduit, économique.

*Inconvénients:* rendement limité.

**Moteur à pistons radiaux :**

Contrairement aux pompes à pistons radiaux, les pistons peuvent tourner sur une came (stator) permettant d'avoir plusieurs courses par tour. Le nombre des pistons est impair pour la continuité de débit et l'équilibrage. Possibilité d'avoir une distribution cylindrique ou plane du fluide

*Avantages :* couple très important.

*Inconvénients :* vitesse faible, encombrant, coûteux, problèmes d'étanchéité pour la distribution

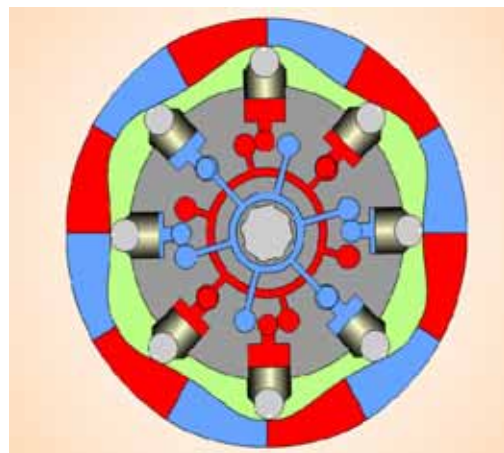
$$Cy = n.n'.c.s.$$

$n$ : nombre des pistons

$n'$ : nombre de courses par tour.

$c$ : course.

$s$ : surface du piston.



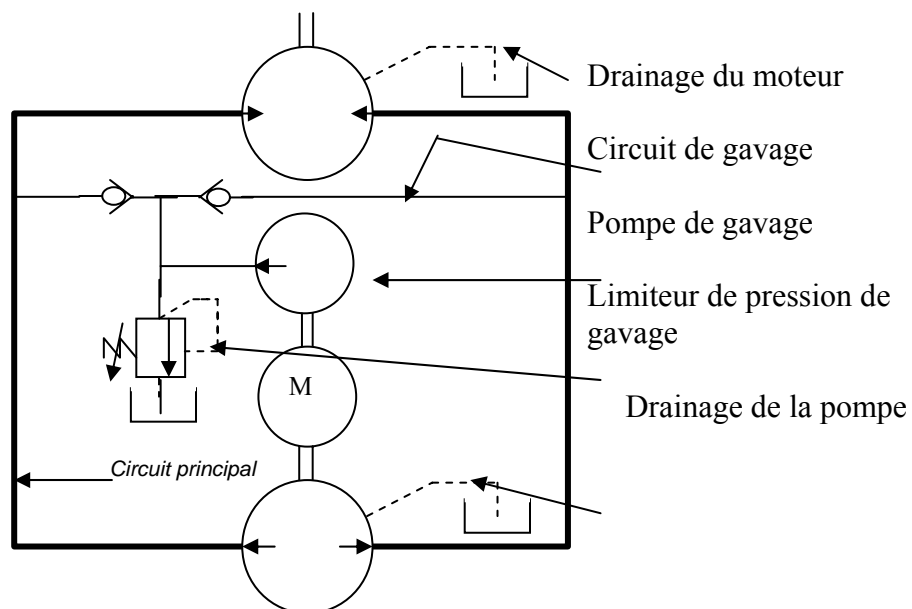
### **c) Problèmes rencontrés:**

#### **\* gavage des moteurs hydrauliques:**

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

#### **\* Drainage des moteurs hydrauliques:**

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



#### **\* Réglage de la vitesse :**

Le réglage de la vitesse de rotation d'un moteur hydraulique se fait en agissant sur le débit d'huile utilisé.

Pour régler ce débit, il est possible d'utiliser :

- Une pompe à débit variable : dans ce cas, le moteur seul doit être alimenté par la Pompe
- Un limiteur de débit : dans ce cas, le montage peut s'effectuer de deux façon différentes.

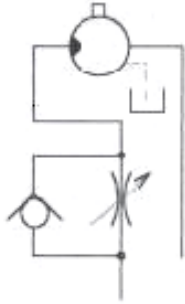
#### **Remarque :**

La plupart des moteurs sont prévus pour tourner dans les deux sens. Pour inverser le sens de rotation, il suffit d'inverser l'alimentation et le retour au réservoir



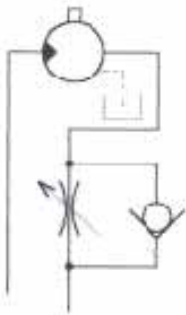
### 1<sup>er</sup> Cas : Réglage sur l'entrée du moteur :

Ce dispositif ne peut être utilisé seul, si le couple résistant risque de devenir moteur.



### 2<sup>ème</sup> Cas : Réglage en sortie du moteur :

Ce dispositif quant à lui, peut être utilisé dans tous les cas, même si le couple devient moteur.



### d) Caractéristiques associées aux moteurs hydrauliques :

Grandeurs	Vitesse de rotation (tr/min)		Pression maxi	Rendement	
	mini	maxi	En bars		
Moteurs à palettes	100	500	170	0.85	
Moteurs à engrenages	400	2500	170	0.8	
Moteurs à pistons radiaux	Quelques tours	500	20	0.9	1 course / tour
	5	800	200	0.85	Plusieurs courses / tour
Moteurs à pistons axiaux	50	3500	400	0.95	Plateau incliné
	50	3500	250	0.9	Barillet incliné

### \* Puissance hydraulique:

C'est la puissance d'entrée pour le moteur.

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

$\Delta p$  en [Pa],  $Q_v$  en [ $m^3/s$ ]  $P_h$  en [W].

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

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_e} = \frac{C_y.N}{Q_e} \quad (N \text{ en } [tr/s])$$

#### **\* Puissance mécanique:**

C'est la puissance de sortie développée par le moteur :

$$P_m = C.\omega$$

$C$  en [mN],  $\omega$  en [rad/s]  $P_m$  en [W]

#### **\* Rendement:**

Le rendement global du moteur est :

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

Où  $\eta_m$  est le rendement mécanique du moteur.

En remplaçant dans l'expression précédente  $Q_e$  par  $C_y.N/\eta_v$  et  $\omega$  par  $2\pi N$ , on trouve :

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

### **APPLICATIONS :**

#### **Exercice 1:**

Un moteur hydraulique consomme  $75 \text{ cm}^3$  par tour et fait 720 tr/min. La pression est de 200 bars. Calculer la puissance et le moment de son couple :

.....

.....

.....

.....

.....

#### **Exercice 2:**

Un moteur hydraulique a une cylindrée de  $13,4 \text{ cm}^3/\text{tr}$ . Il reçoit un débit de 16 L/min. Le débit de fuite est de 1 L/min. Quel est le couple du moteur et sa fréquence de rotation ?

.....

.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

**Exercice 3:**

Une pompe débite réellement 100L/mn à une pression de 90 bar, alimente un moteur hydraulique à pistons radiaux à quatre alvéoles, les cylindres sont au nombre sept de diamètre 20mm chacun et la course d'un piston est 16mm.

- 1) Calculer la cylindrée du moteur.
- 2) Déterminer la fréquence de rotation en tr/mn sachant que le rendement volumétrique est  $\eta_v = 0,85$ .
- 3) Calculer le couple moteur si le rendement mécanique est  $\eta_m = 0,9$ .

La pression de sortie du moteur étant fixé à 15bar

.....  
.....  $Cy = 140,7cm^3$   
.....  
.....  $N = 604tr/mn$

**Exercice4 :**

Le moteur hydraulique d'une machine doit fournir un couple de 70 mdaN. La pression dans le système est de 80 bars et la vitesse de rotation de 200 tr / min. Le rendement est de 0.9

**Calculer la cylindrée**

$$Cyl = \frac{\text{Couple}}{15.9 \times p \times \eta} = \frac{700}{15.9 \times 80 \times 0.9} = 0.52 \text{ L}$$

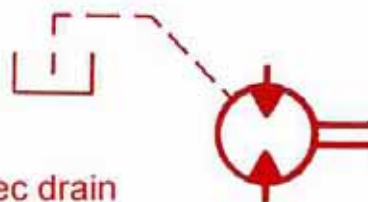
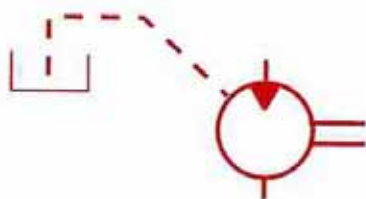
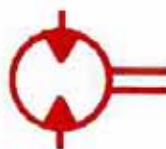
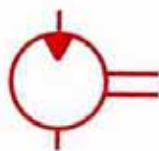
Sur le catalogue constructeur, un moteur de cylindrée 0.5 litres pourrait convenir à ce type de travail. Sa cylindrée réelle est 0.492 et son rendement volumique de 0.95.  
Calculer le débit absorbé par ce moteur en utilisant la formule suivante

$$Q = \frac{Cyl \times N}{\eta_{vol}} = \frac{0.492 \times 200}{0.95} = 0.95 \text{ l / min}$$

d) symbolisation :

Moteur à 1 sens de rotation

moteur à 2 sens de rotation



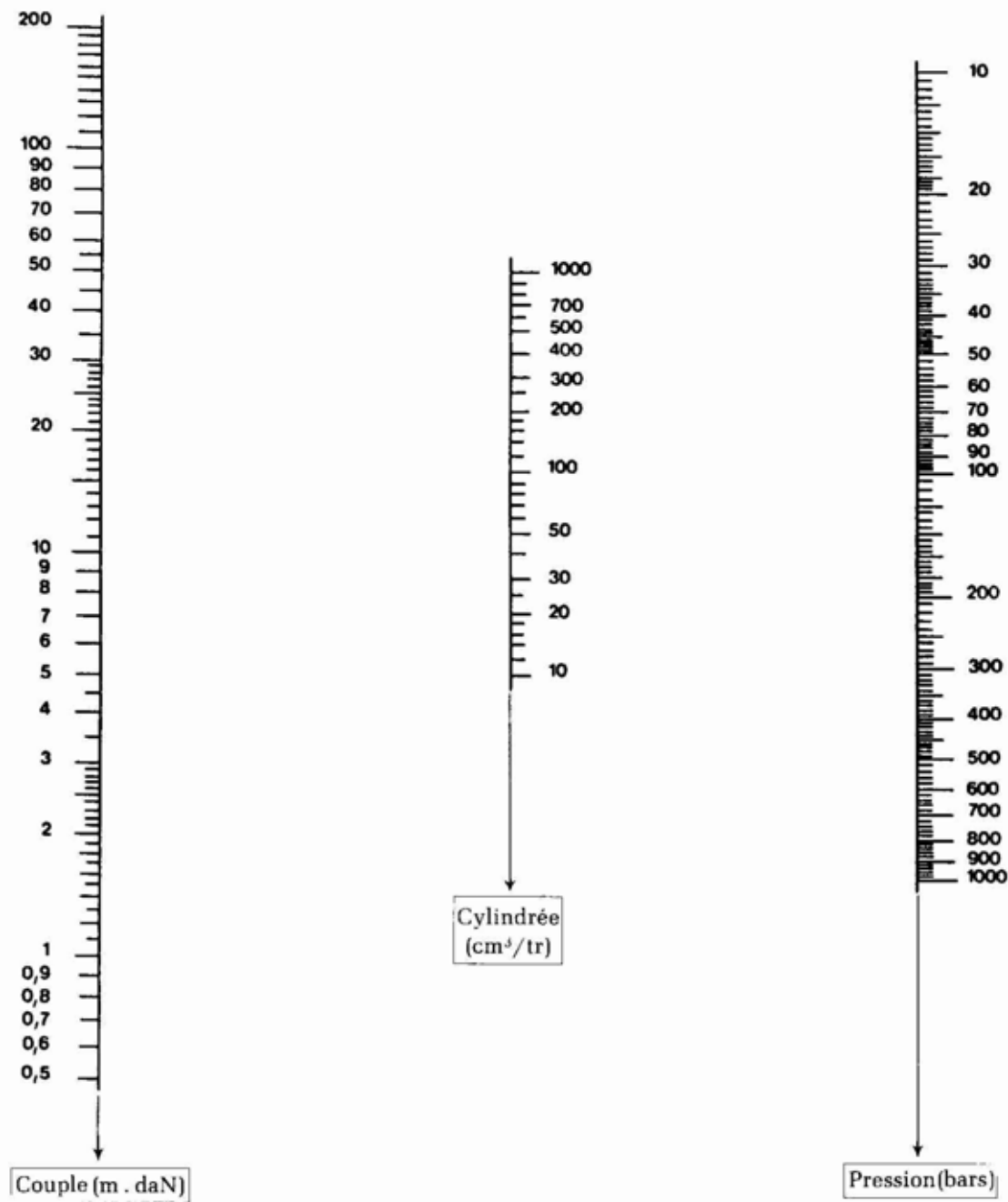
avec drain



à cylindrée variable

### f) Utilisation de l'abaque :

L'abaque ci dessous permet de vérifier ou de déterminer les caractéristiques d'un moteur hydraulique. Connaissant deux paramètres, il permet de déterminer le troisième élément.

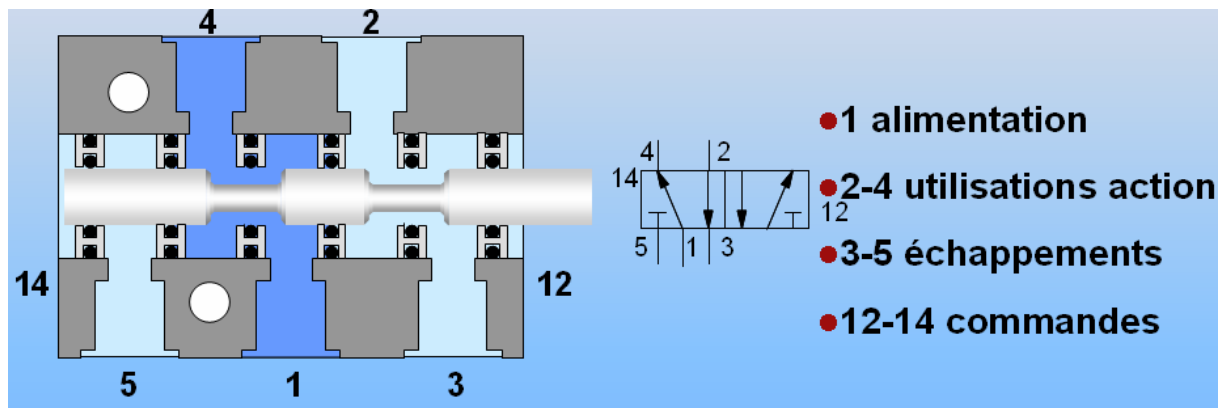
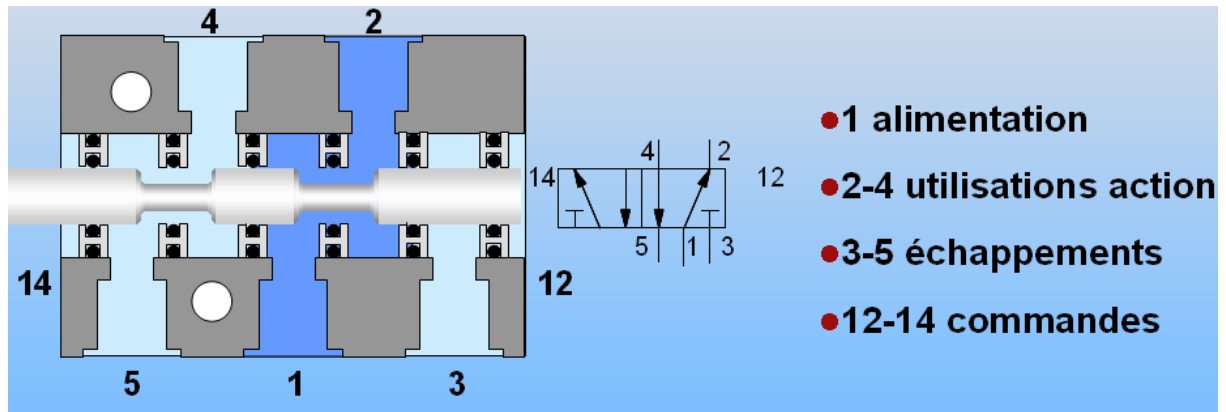


### 3) Les distributeurs :

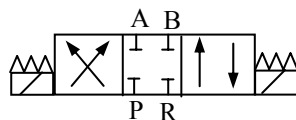
Le rôle d'un distributeur est de diriger le fluide dans une ou plusieurs directions.

Un distributeur est caractérisé par un nombre d'orifices et un nombre de positions.

Un distributeur peut être à commande manuelle, mécanique, électrique (électromagnétique), hydraulique ou pneumatique.



Exemple :



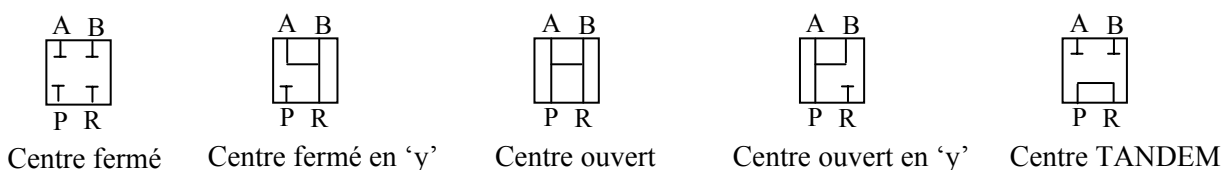
P : arrivée de pression

R : retour au réservoir

A et B : utilisations

Distributeur 4/3 (4 orifices et 3 position) à centre fermé et à commande électromagnétique par 2 bobines et retour au repos par ressorts.

La position de centre d'un distributeur 4/3 peut être :



#### 4) Les appareils de protection et de régulation :

##### **\* Clapet anti-retour :**

Il permet la circulation du fluide dans un seul sens.



##### **\* Réglage du débit :**

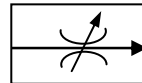
La vitesse d'un récepteur hydraulique (vérin ou moteur) est fonction du débit.

Le réglage du débit est obtenu par un étranglement.

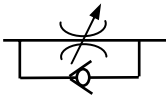
On trouve les limiteurs de débit, les régulateurs de débit et les diviseurs de débit.



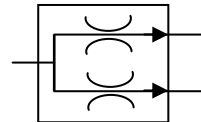
Limiteur de débit  
bidirectionnel



Limiteur de débit  
bidirectionnel



Limiteur de débit  
unidirectionnel

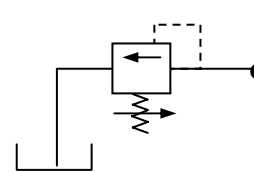


Limiteur de débit  
unidirectionnel

##### **\* Régulation de pression :**

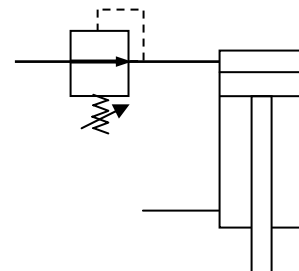
On rencontre :

**Le limiteur de pression :** (soupape de sûreté) décrit précédemment, est monté en dérivation avec le circuit et relié au réservoir.



**Le réducteur de pression à action direct :**

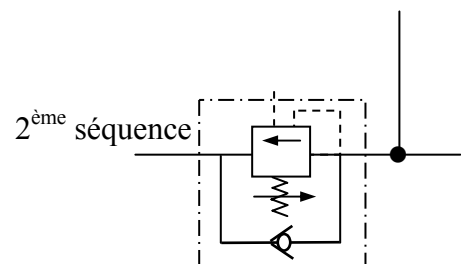
Il est normalement ouvert au repos et lorsque la pression en aval dépasse la valeur de tarage, elle coupe la communication entre l'entrée et la sortie.



1<sup>ère</sup> séquence

##### **La valve de séquence :**

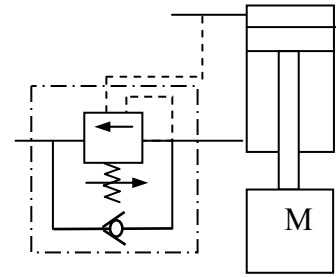
Elle permet d'alimenter un circuit secondaire lorsqu'une certaine pression est atteinte dans le circuit primaire.



2<sup>ème</sup> séquence

### La valve d'équilibre :

Son rôle est de maintenir en position un récepteur hydraulique (vérin ou moteur). Elle peut être envisagée avec deux pilotages.



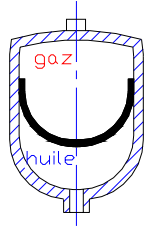
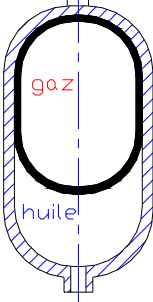
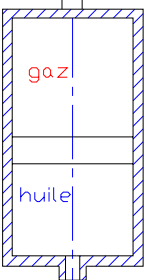
### Les accumulateurs :

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

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

#### **Accumulateurs hydropneumatique**

Ce sont des accumulateurs à gaz avec élément de séparation entre le gaz et le fluide. Le gaz le plus souvent utilisé est l'azote (inerte et de bonne compressibilité)

à membrane	à vessie	à piston
 <p>Forme approximativement sphérique, volume à restituer faible, bonne étanchéité.</p>	 <p>Volume à restituer moyen, réaction rapide, bonne étanchéité et durée de vie.</p>	 <p>Volume à restituer important, mauvaise étanchéité qui cause la variation de la pression du gaz à long terme. Temps de réponse important à cause de l'inertie du piston.</p>

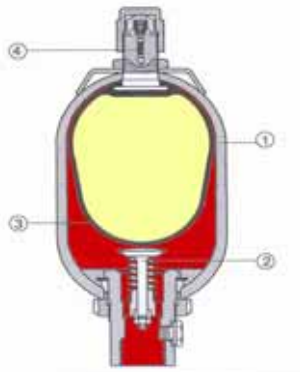
### Domaine d'utilisation:

Les accumulateurs hydrauliques peuvent assurer des fonctions variées et en particulier :

- \* Le stockage d'énergie permettant d'économiser la puissance des pompes dans les installations à fonctionnement intermittent.
- \* Une réserve d'énergie (en secours) pouvant intervenir lors d'une panne de la pompe ou d'une baisse de pression dans le circuit, ainsi que la compensation des fuites.



### Constitution d'un accumulateur:



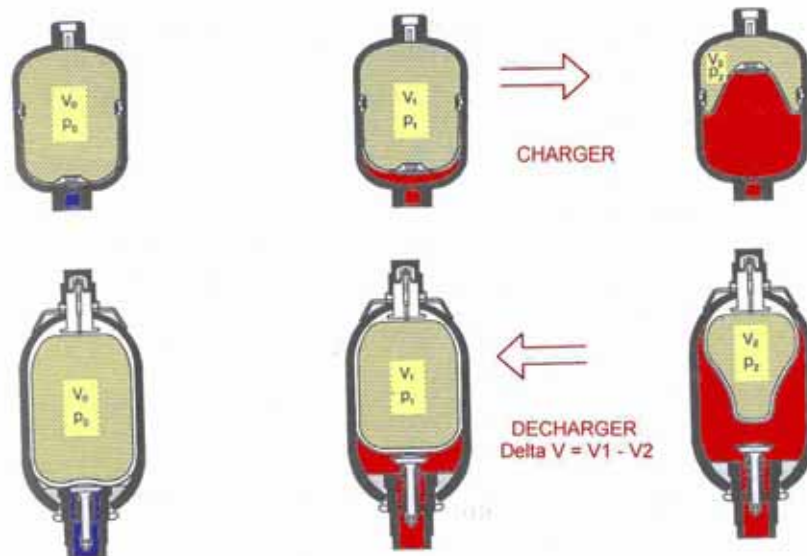
- 1 : corps
- 2 : soupape
- 3 : vessie
- 4 : valve de gonflage

### Fonctionnement:

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

Ce gaz est comprimé dans un réservoir par le fluide hydraulique.

En cas de besoin, le gaz se détend pour restituer le fluide sous pression dans le circuit.



Le gaz et le fluide ne sont pas en contact. Ces deux éléments sont séparés dans deux chambres par une paroi élastique. Selon la paroi, il existe trois catégories d'accumulateurs :

- à piston
- à vessie
- à membrane

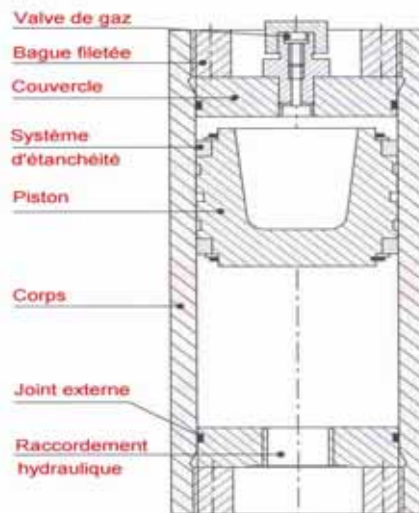
## TYPES D'ACCUMULATEURS

### 1. L'accumulateur à piston:

Les deux parties de l'accumulateur sont isolées l'une et l'autre par un piston qui assure l'étanchéité.

Le piston est généralement muni d'un système de compensation d'usure des garnitures.

L'accumulateur à piston ne nécessite aucun entretien, ni regonflage. Il peut fonctionner dans n'importe quelle position, mais il est préférable de le monter verticalement (valve de gaz en haut), afin d'éviter le dépôt de particules polluantes véhiculées par l'huile sur les joints du piston.



### 2. L'accumulateur à vessie

L'azote sous pression est contenu dans une enveloppe appelée : vessie, qui isole l'huile de l'azote.

Le clapet installé vers l'arrivée d'huile empêche la vessie de se déformer jusque dans l'orifice d'arrivée d'huile ; il empêche un phénomène d'extrusion. Ce clapet se ferme aussi si le débit maximum, pour lequel l'appareil est conçu, venait à être dépassé.

Cet accumulateur peut fonctionner dans n'importe quelle position comprise entre :

- la verticale (valve de gaz en haut)
- l'horizontale

Il permet des cycles à fréquence élevée pouvant atteindre les 120 hertz.



### 3. L'accumulateur à membrane :

L'azote et l'huile sont séparés par une membrane élastique mais étanche. La pastille située en bas de la membrane empêche l'extrusion de celle-ci en cas de décharge brusque.

Cet accumulateur s'installe comme un accumulateur à vessie.

#### 1. MONTAGE:

Les accumulateurs à vessie sont montés en principe verticalement (valve à huile vers le bas).



Les accumulateurs à membrane sont montés indifféremment. Toutefois, la fixation doit être robuste et l'emplacement facile d'accès.

#### TRAVAUX SUR LES INSTALLATIONS :

Les installations équipées d'accumulateurs permettent l'exécution de mouvements, pendant un temps déterminé, lorsque la pompe est arrêtée, grâce au fluide sous pression emmagasiné dans la capacité.

Lors d'une intervention, il convient de décharger hydrauliquement l'accumulateur. A cet effet, il est impératif de prévoir des blocs de sécurité avec valve de décharge à commande électromagnétique.

Avant toute intervention sur une installation hydraulique possédant un accumulateur, il faut obligatoirement décharger hydrauliquement l'installation.

En aucun cas il ne faut effectuer des travaux de soudure ou des travaux mécaniques sur des accumulateurs. Il est donc recommandé de s'adresser à des ateliers spécialisés ou des agents agréés de la marque en cas de réparation.

#### 2. LE GROUPE DE SECURITE

Chaque accumulateur doit être accompagné d'un groupe de sécurité. Ce groupe ou bloc de sécurité est monté sur l'accumulateur, du côté de l'orifice hydraulique.

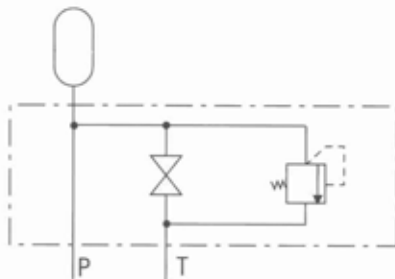
Il doit obligatoirement comporter :

- un dispositif de limitation de pression qui limite la pression de l'huile dans l'accumulateur
- un dispositif de vidange qui permet la mise au bac de l'huile contenue dans l'accumulateur

Deux dispositifs de vidange sont possibles :

- A. Si le volume de l'accumulateur ne dépasse pas 2,5 litres et si l'accumulateur est utilisé pour un maintien en pression ; le dispositif peut être un robinet du type « quart de tour », à commande manuelle.

Dans ce cas, un panneau d'avertissement doit être apposé visiblement et durablement à



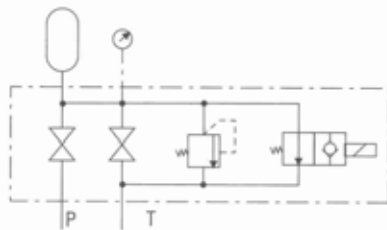
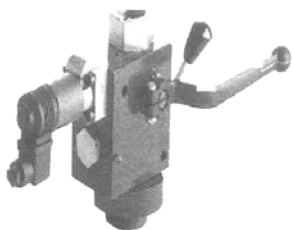
proximité du robinet de vidange. Il doit comporter les indications suivantes :

**DANGER ACCUMULATEUR SOUS  
PRESSION VIDANGE MANUELLE**

- B. Dans les autres cas, le système de vidange sera un électro-distributeur, ouvert au repos, qui assurera la vidange de l'accumulateur lors de l'arrêt du groupe générateur de pression.

Il peut également comporter:

- une prise de pression permettant le raccordement d'un manomètre
- une commande manuelle pour le limiteur de pression, permettant la décompression progressive de l'accumulateur
- un robinet permettant d'isoler l'accumulateur du circuit de pression



### **3.REGLEMENTATION:**

Si le produit de la pression maximum (en bar) par la contenance (en litre) est supérieur à 80, les accumulateurs sont soumis à la réglementation concernant les appareils sous pression de gaz, définie par les arrêtés et décrets ministériels du 18/01/1943, du 23/07/1943, du 15/01/1978 et du 24/11/1982.

#### **3.1. LA MISE EN SERVICE**

La mise en service d'un accumulateur neuf est subordonné à une première épreuve dans les conditions soumises à la réglementation. Ils sont éprouvés à une pression égale à 4 fois la pression d'utilisation, sous la responsabilité du fabricant.

#### **3.2. MAINTENANCE**

- Le propriétaire est tenu d'assurer les nettoyages, réparations et remplacements nécessaires. Ces appareils doivent être visités périodiquement à la demande de l'utilisateur.
- Une nouvelle épreuve est obligatoire tous les 10 ans.
- Une nouvelle épreuve est obligatoire tous les 5 ans, dans les cas où la face interne est en contact avec :
  - un gaz autre que l'azote
  - un autre fluide autre qu'une huile minérale spécialement destinée aux transmissions hydrauliques
  - avant une nouvelle épreuve, une visite intérieure est obligatoire.

#### **3.3. SECURITE**

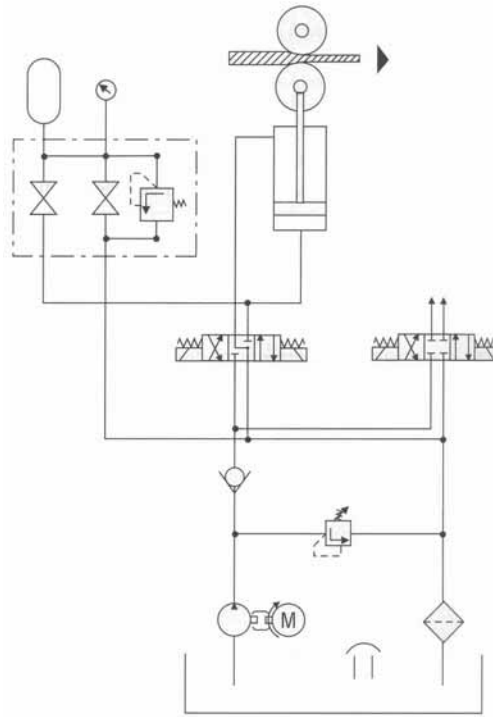
- La pression de remplissage en gaz doit être portée sur chaque accumulateur, sous la responsabilité de l'utilisateur.
- Le gaz de gonflage de l'accumulateur est de l'azote. En aucun cas de l'air ou un autre gaz ne doivent être utilisés
- (risque d'explosion).

### **4. LES DIFFERENTES FONCTION D'UN ACCUMULATEUR**

#### **4.1. EN MAINTIEN DE PRESSION**

L'accumulateur compense les fuites d'un circuit sous pression et assure le maintien des efforts sur les récepteurs.

- Quand le distributeur est piloté du côté **X** : le vérin sort et l'accumulateur se décharge.
- Quand le distributeur revient au centre : l'accumulateur maintient la pression au vérin.
- Quand le distributeur est piloté du côté **//** : le vérin rentre et l'accumulateur se décharge.



#### 4.2. EN RESERVE D'ENERGIE

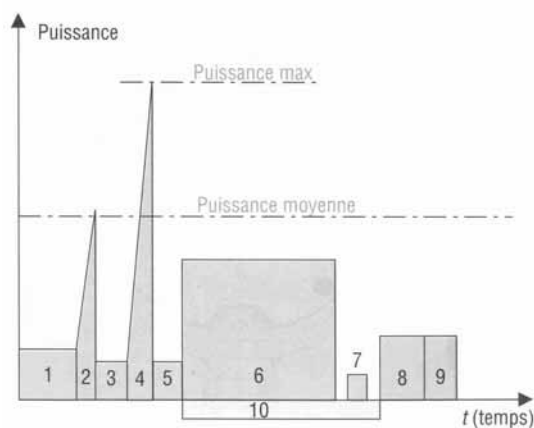
On stocke une quantité d'huile dans l'accumulateur et on restitue la totalité de cette huile sous pression.

Deux cas peuvent se présenter :

- A un moment donné, on a besoin d'une pointe de puissance

**Exemple :** cycle de presse à injecter.

Au lieu de dimensionner la pompe pour le débit maximum, on la dimensionne pour un débit moyen que l'on complète par celui d'un accumulateur, que la pompe a préalablement chargé.



1. Fermeture du moule
2. Montée en pression après fermeture
3. Avance du système d'injection
4. Injection
5. Maintien en pression
6. Plastification
7. Recul du système d'injection
8. Ouverture du moule
9. Éjection
10. Temps de refroidissement

- L'huile stockée dans l'accumulateur permet d'alimenter des actionneurs pour initialiser le système dans le cas d'une défaillance du groupe hydraulique.

### 4.3. EN AMORTISSEMENT DE CHOCS

Deux cas peuvent se présenter :

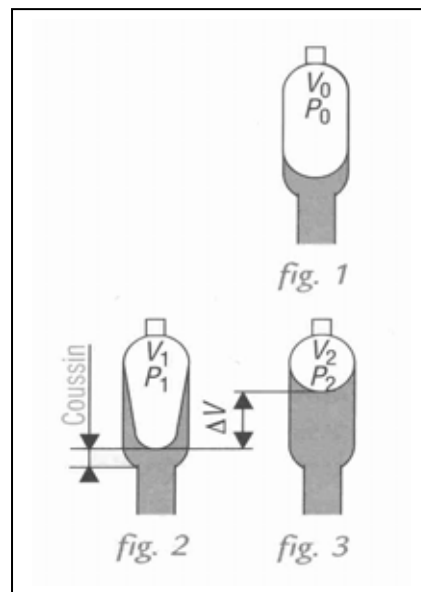
➤ **anti-coups de bélier :**

Lorsque l'on coupe brutalement une circulation d'huile sous pression, on provoque un choc dans le circuit. Plus la puissance transmise est importante, plus le choc dû à la décélération instantanée est important.

L'accumulateur est placé à l'endroit de la coupure, se remplit. Le « coups de bélier » est absorbé par l'accumulateur qui joue ainsi le rôle d'accumulateur de choc.

➤ **Antichoc mécanique :**

Lorsque des chocs mécaniques, externes au circuit hydraulique, viennent perturber ce dernier, on installe un accumulateur. Il absorbera l'énergie due au choc en se remplissant d'huile qu'il restituera dans le circuit, après le choc.



### 5. LES COURBES DE CALCUL

Bien que cette tâche n'incombe pas, généralement à un agent de maintenance, nous allons traiter deux exemples de calcul.

Le problème consiste à calculer  $V_0$  : C'est le volume d'un accumulateur qui gonflé à la pression  $P_0$  (fig. 1), est chargé à la pression  $P_2$  (le volume d'azote étant alors égale à  $V_2$  – fig. 3), pourra restituer une quantité d'huile  $\Delta V$ , en assurant en fin de décharge une pression égale ou supérieure à  $P_1$  alors que le volume d'azote est égal à  $V_1$  (fig. 2).

On peut écrire :  $\Delta V = V_1 - V_2$

Les relations fixes entre les paramètres d'un accumulateur sont les suivantes :

$$V_1 = V_0 * 0,9$$

$$P_0 = P_1 * 0,9 \text{ (réserve de 10 \% pour le coussin d'huile)}$$

La formule est donc :

$$V_0 = (P_2 * \Delta V) / [0,9 * (P_2 - P_1)]$$

### 5.1. EXEMPLE 1 :

Un accumulateur doit pouvoir restituer 2 litres d'huile à une pression comprise entre 100 et 150 bars.

- Si la fréquence est lente et à température constante (formule ci-dessus) :

$$V_0 = (P_2 * \Delta V) / [0,9 * (P_2 - P_1)] = (150 * 2) / [0,9 * (150 - 100)] = 6,67 \text{ l}$$

$$P_0 = P_1 * 0,9 = 100 * 0,9 = 90 \text{ bars}$$

- Si la fréquence est rapide : moins de 1 min par cycle, il faut multiplier  $V_0$  par 1,4
- Si la température extérieure est variable, les formules sont modifiées (cas de figure non traité)

### 5.2. EXEMPLE 2 :

Sur une presse d'ébénisterie, après la mise sous pression, on souhaite assurer le maintien du serrage par un accumulateur pendant 30 minutes.

La pression normale de serrage est de 150 bars, on tolère qu'elle descende à 140 bars. Le débit de fuite mesuré sur les vérins est de 0,2 pour 30 minutes.

Quel volume d'accumulateur faudrait-il installer ?

$$V_0 = (P_2 * \Delta V) / [0,9 * (P_2 - P_1)] = (150 * 0,2) / [0,9 * (150 - 140)] = 3,33 \text{ l}$$

### 5.3 APPLICATION:

Le cycle de fonctionnement d'un vérin est donné par la figure suivante :

**1<sup>ère</sup> solution :** utiliser une pompe qui débite 40 L/mn

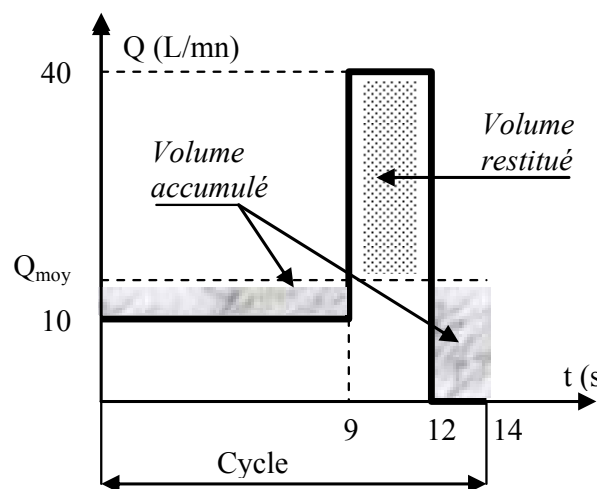
inconvenient : .....

**2<sup>ème</sup> solution :** utiliser un accumulateur avec une pompe de débit  $Q_{\text{moy.}} = 15 \text{ L/mn}$

Calculer le volume de fluide à restituer par l'accumulateur.

.....  $V = 1,25 \text{ L}$

Ce volume est un paramètre pour la détermination de l'accumulateur.





## **Les filtres :**

Les polluants présents dans un circuit occasionnent des dommages et/ou une usure prématurée des composants

Ces polluants peuvent être de deux types :

- **Solides**, par exemple :
  - Particules venant de l'extérieur (exemple : silice)
  - Particules d'usure venant des composants
- **Solubles ou non solides**, par exemple :
  - Eau (condensation, infiltration...)
  - Lubrifiant, fluide de coupe, solvant
  - Air en émulsion
  - Gommages, boues ...provoquant des dépôts

Nous ne décrivons que les filtres destinés à l'élimination des particules solides, en se rappelant qu'il existe des appareils et procédés spécifiques pour les autres polluants (l'eau en particulier).

Les filtres les plus courants sont constitués d'une grille dont la maille est appropriée à la taille des particules à retenir. Cette grille peut être constituée de différents matériaux : grillage, feutre, papiers, synthétiques...

D'autres filtres utilisent un champ magnétique pour piéger les particules magnétiques.

### **1- Position des filtres dans les circuits :**

Il y a plusieurs possibilités qui ont leurs avantages et inconvénients. Il est possible de combiner plusieurs de ces possibilités.

#### **a) A l'aspiration:**

Le filtre est installé avant la pompe.

Avantages : tout le circuit est protégé, pompe comprise.

Inconvénients : la perte de charge provoquée par le filtre devant être faible (pour éviter une cavitation de la pompe), la maille de celui-ci ne peut être très fine.

Ces filtres, appelés aussi crépines, sont presque toujours présents dans les bâches, mais ils ne suffisent généralement pas à la protection du circuit et doivent être complétés par une des solutions suivantes.

#### **b) Au refoulement:**

Le filtre est installé après la pompe (ou avant une portion de circuit).

Avantages : la perte de charge étant indifférente, la maille du filtre peut être très fine. Tout le circuit est protégé.

Inconvénients : la pompe n'est pas protégée, ce qui impose une bache confinée (c'est le cas généralement). Les parois des filtres doivent supporter la pression du circuit, ce qui donne des filtres volumineux, lourds et chers. Ils doivent être protégés contre le colmatage.

On évite cette solution lorsque c'est possible, bien que cela soit la filtration la plus efficace pour le circuit.

#### **c) Au retour:**

Le filtre est installé sur les canalisations de retour d'huile.

**Avantages :** la perte de charge étant indifférente, la maille du filtre peut être très fine. La pression étant faible, les filtres sont plus légers et moins chers. Les particules étant collectées et/ou produites dans le circuit, elles sont arrêtées avant de polluer la bêche.

**Inconvénients :** la bêche doit être confinée. Ils doivent être protégés contre le colmatage. Cette solution efficace et économique est très souvent employée. A noter qu'il peut être intéressant de filtrer les retours de drains, car c'est aux passages de tiges ou d'arbres que la pollution extérieure s'introduit.

## **2 -Sécurité des filtres :**

Il s'agit essentiellement d'une protection contre le colmatage. A force d'arrêter des particules, le filtre finit par se boucher (se colmater) et il est nécessaire de le remplacer.

Si ce remplacement n'est accidentellement pas fait, les parois du filtre colmaté vont se déchirer sous l'effet de la perte de charge ainsi occasionnée et toutes les particules accumulées vont se déverser d'un coup dans le circuit ; on imagine aisément la catastrophe que cela représente !

Les protections courantes sont:

- Les indicateurs de colmatage, fig1: ils donnent une information lorsque la perte de charge provoquée par le colmatage devient inacceptable. Cette information peut être un voyant, un contact géré par la partie commande...

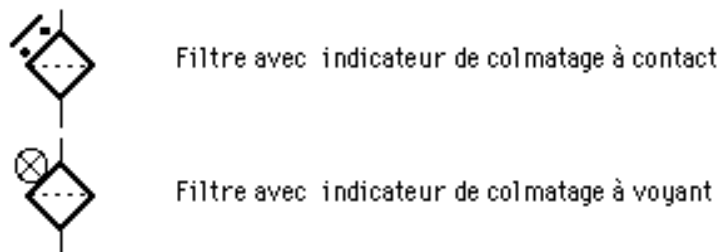


Fig 1

- Les limiteurs de pression bypasses, fig2 : dès que la perte de charge provoquée par le colmatage devient inacceptable, le débit d'huile passe à côté du filtre. Ce dispositif protège également le filtre lors des démarrages à froid, lorsque la viscosité de l'huile est trop importante.

La plupart des filtres sont équipés de ce dispositif.

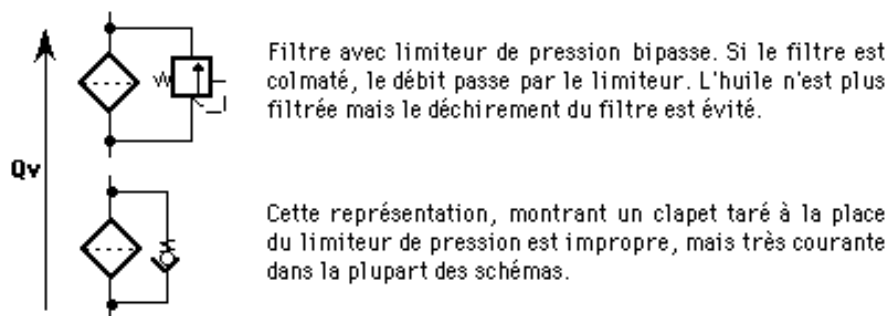


Fig 2

- Les clapets anti-retour, fig 3 : ils évitent un débit à contresens, ce qui provoquerait un retour des impuretés accumulées dans le circuit. Cette protection est nécessaire en particulier pour les filtres au retour lorsque le circuit peut (ou doit) "réaspirer" de l'huile (présence de vérins en particulier).



Fig 3

### **3- Efficacité des filtres :**

L'efficacité d'un filtre s'exprime par la taille des particules arrêtées par celui-ci, exprimée en  $\mu\text{m}$  ( $10^{-3}$  mm).

#### **a) Efficacité absolue:**

On indique alors la taille minimale des particules qui seront toutes arrêtées. Par exemple, un filtre absolu à  $10 \mu\text{m}$  ne laissera passer aucune particule de taille  $> 10 \mu\text{m}$ .

C'est une indication contraignante pour le fabricant, ce qui explique pourquoi cette garantie est peu utilisée; on parle plus souvent d'efficacité relative.

#### **b) Efficacité relative:**

On donne l'efficacité relative d'un filtre, par taille nominale de particules, en indiquant le pourcentage de particules arrêtées. Par exemple, un filtre ayant une efficacité de 95% à  $10 \mu\text{m}$  ne laissera passer que 5% de particules de  $10 \mu\text{m}$ , en un seul passage. On peut indiquer plusieurs efficacités pour des tailles de particules différentes.

Les fabricants utilisent souvent une autre façon de désigner l'efficacité, le  $\beta_x$ . Ce  $\beta_x$  est indiqué par taille de particule et calculé de la manière suivante:

$$\beta_x = \frac{\text{nombre de particules de taille } x \text{ en amont du filtre}}{\text{nombre de particules de taille } x \text{ en aval du filtre}}$$

Par exemple, un filtre ayant un  $\beta_{10} = 200$  ne laissera passer que 0,5% de particules de  $10 \mu\text{m}$  (son efficacité relative est alors de 99,5%).

### **4- Remplissage et dépollution des installations :**

#### **a) Remplissage:**

Les huiles industrielles livrées en fûts sont garanties à une classe de pollution maximale donnée, qui peut être insuffisante pour certaines installations. Il est alors nécessaire de remplir la bache avec un groupe de remplissage équipé d'un filtre adéquat. Cette méthode peut être utile lorsque les fûts sont ouverts depuis longtemps (nombreuses ouvertures et fermetures de la bonde), pour éviter un remplissage d'huile polluée.

#### **b) Dépollution:**

Lorsqu'une installation présente une huile polluée (classe de pollution non acceptable) et que la vidange représente un coût important, on peut utiliser ce même groupe pour filtrer l'huile en dérivation jusqu'à ce que celle-ci reprenne une classe de pollution acceptable. Le contrôle de la pollution en cours d'opération est bien sûr nécessaire.

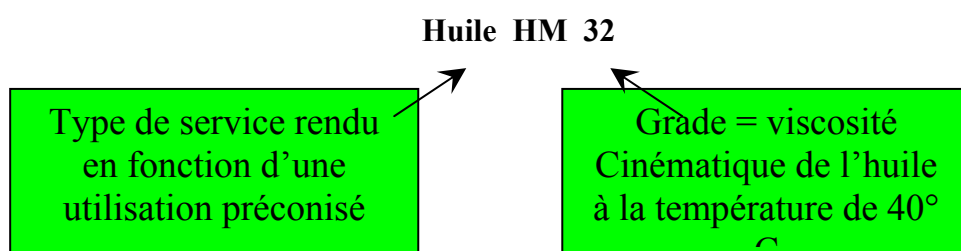
Ces groupes peuvent également recevoir des "filtres" pour l'élimination de l'eau.

## LES HUILES

### 1 - Grades normalisés et services :

#### 1.1 Normes ISO – NF :

Plus particulièrement destinées aux huiles dites “industrielles” monogrades. La norme ISO - NF désigne une huile par un grade et un service rendu par cette huile (ou domaine d’application). La désignation indiquée ci-après est succincte et ne donne pas toutes les caractéristiques d’une huile. La norme complète et les indications du fabricant sont donc souvent nécessaires.



La viscosité indiquée dans le grade est fixée à **40°C** avec une tolérance autour de cette valeur médiane (voir ci-dessous).

Grade ISO-NF	limites de $\nu$ , en $\text{mm}^2/\text{s}$ à 40°C			
10	$\geq$	9	$\leq$	11
15	$\geq$	13.5	$\leq$	16.5
22	$\geq$	19.8	$\leq$	24.2
32	$\geq$	28.8	$\leq$	35.2
46	$\geq$	41.4	$\leq$	50.6
68	$\geq$	61.2	$\leq$	74.8
100	$\geq$	90	$\leq$	110
150	$\geq$	135	$\leq$	165
220	$\geq$	198	$\leq$	242
320	$\geq$	288	$\leq$	352

Catégories courantes d’huile pour circuits hydrauliques:

HL : huiles minérales + propriétés anti-oxydantes et anti-corrosion particulières. Elles présentent un bon comportement vis-à-vis de l’eau. Elles sont préconisées dans les installations à moyenne pression lorsque des additifs anti-usure ne sont pas nécessaires.

HM : fluides HL + propriétés anti-usure particulières.

HV : fluides HM + propriétés viscosité/température améliorées.

Les fluides HM et HV sont les plus utilisés.

HG : fluides HM + propriétés anti stick-slip (pour glissières de machines outils).

HSx : fluides de synthèse.

HFxx : fluides difficilement inflammables. Les fluides HFC sont les plus utilisés.

## **1.2 Normes SAE - API - CCMC - ACEA – AGMA :**

Plus particulièrement destinées aux huiles moteurs et boîtes de vitesses (réducteurs).

Il y a deux grades **SAE**, un pour une utilisation à froid (suivi de la lettre W) et un pour une utilisation à chaud. Le nombre indiqué dans le grade SAE est relatif à la viscosité de l'huile à une certaine température mais n'est pas directement significatif, contrairement au grade ISO (voir correspondances ci-dessous).

Lorsqu'on indique ces deux grades pour une huile, on dit alors qu'elle est "multigrades".

Grade SAE	$\mu(10^{-3} \text{ poiseuille})$ à $t^{\circ}\text{C}$	Limite pompabilité à $t^{\circ}\text{C}$	$v \text{ (mm}^2/\text{s à } 100^{\circ}\text{C)}$
0 W	$\leq 3250$ à $-30^{\circ}$	$-35^{\circ}$	$\geq 3.8^{\circ}$
5W	$\sim \leq 3500$ à $-25^{\circ}$	$-30^{\circ}$	$\geq 3.8^{\circ}$
10W	$\sim \leq 3500$ à $-20^{\circ}$	$-25^{\circ}$	$\geq 4.1^{\circ}$
15W	$\sim \leq 3500$ à $-15^{\circ}$	$-20^{\circ}$	$\geq 5.6^{\circ}$
20W	$\sim \leq 4500$ à $-10^{\circ}$	$-15^{\circ}$	$\geq 5.6^{\circ}$
25W	$\leq 6000$ à $-5^{\circ}$	$-10^{\circ}$	$\geq 9.3^{\circ}$
20			$\geq 5.6^{\circ} < 9.3^{\circ}$
30			$\geq 9.3^{\circ} < 12.5^{\circ}$
40			$\geq 12.5^{\circ} < 16.3^{\circ}$
50			$\geq 16.3^{\circ} < 21.9^{\circ}$

La désignation pour ces huiles du service **API** permet de connaître les performances de l'huile ainsi désignée. Pour les huiles moteur, le service API s'indique avec deux lettres, la première indique le type de carburant utilisé dans le moteur (S = essence et C = Diesel), la deuxième indique la performance elle-même, plus la lettre est élevée dans l'alphabet et plus la performance est importante. Une même huile peut avoir deux services différents pour deux carburants possibles (voir correspondances ci-dessous). Pour les huiles destinées aux transmissions, les deux lettres GL sont suivies d'un chiffre donnant la performance. On peut trouver des indications supplémentaires, telles que EP = extrême pression ...

### **CLASSIFICATION API : S... : moteurs à essence**

**SC** Moteurs à essence US 1964-67. Additifs détergents, dispersants, anti-usure, antirouille et anticorrosion.

**SD** Moteurs à essence US 1968-71. Idem SC mais additivation renforcée.

**SE** Moteurs à essence US 1972-79. Propriétés anti-oxydante, détergente à chaud, antirouille et anti-corrosion renforcées.

**SF** Moteurs à essence US 1980-88. Stabilité à l'oxydation et pouvoir anti-usure améliorés par rapport à SE.

**SG** Stabilité à l'oxydation et dispersivité renforcées par rapport à SF.

### **CLASSIFICATION API : C... : moteurs Diesel**

**CB** Conditions d'utilisation modérément sévères pour des moteurs non suralimentés avec **GO** de plus faible qualité (à plus haute teneur en soufre). Protection requise contre la corrosion des coussinets et les dépôts à haute température. Occasionnellement pour moteurs à essence à service peu sévères.

**CC** Service modéré à sévère pour Diesel faiblement suralimentés et certains moteurs essence à service sévère. Protection contre dépôts à haute et basse température, rouille et corrosion. Détergentes et dispersantes.

**CD** Service sévère de Diesel suralimentés ou non, à vitesse élevée et forte puissance. Très bonne protection requise contre l'usure, la corrosion et les dépôts à toute température quel que soit le combustible.

**CE** Service très sévère de Diesel fortement suralimentés. Idem CD + exigences renforcées;  
□ aux huiles SHPD européennes.

#### **CLASSIFICATION API : GL... : Transmissions mécaniques**

**GL1** Concerne tous les cas où une huile minérale pure peut être employée avec satisfaction sur des engrenages opérant sous de basses pressions unitaires et à de faibles vitesses de glissement. Des inhibiteurs d'oxydation et antirouille, ainsi que des dopes anti-mousses peuvent être employés pour que les caractéristiques du lubrifiant lui permettent d'assurer ce service. Les dopes extrême pression et les modificateurs de coefficient de frottement ne peuvent pas être utilisés.

**GL2** Désigne le type de service où les conditions de charges, de température et de vitesses de glissement ne permettent pas l'emploi d'un lubrifiant répondant à l'API GL1.

**GL3** Concerne les engrenages non hypoïdes opérant sous des conditions modérément sévères de vitesses et de charge.

**GL4** Est plus particulièrement adaptée pour les engrenages hypoïdes opérant à hautes vitesses, basses vitesses couples bas et couples hauts.

**GL5** Pour engrenages hypoïdes, idem à GL4, mais dont la charge varie par à-coups. Les lubrifiants répondant à cette spécification doivent donner une protection anti-grippage importante.

**GL6** Pour engrenages fortement hypoïdes opérant à hautes vitesses dans des conditions de haute performance. Les lubrifiants répondant à cette spécification doivent donner une protection anti-grippage importante.

Le service API défini par l'industrie américaine est insuffisant pour les moteurs européens dont les rapports puissance / poids sont plus importants, et les conditions de fonctionnement plus sévères. Une désignation de service européen est donc utilisée également : ce sont les services CCMC et ACEA.

#### **CLASSIFICATION CCMC : G... : moteurs essence**

**G1** ≈ niveau API SE + essais spécifiques européens

**G2** ≈ niveau API SF + essais spécifiques européens

**G3** ≈ niveau API SF pour les huiles de faible viscosité (5W30, 5W40, 10W30, 10W40) destinées à réduire la consommation de carburant.

#### **CLASSIFICATION CCMC : moteurs Diesel**

**PD1** Pour voitures de tourisme; petits Diesel rapides à combustion indirecte, y compris les moteurs équipés de turbo.

**D1** Pour véhicules industriels ≈ API CC/SE non suralimentés en service peu sévère.

**D2** Pour véhicules industriels ≈ API CD suralimentés ou non en service sévère.

**D3** Pour véhicules industriels Huiles "SHPD" (Super Haute Performance Diesel) de niveau > API CD et correspondant à la spécification Mercedes (huiles anti-polissage) pour moteurs fortement suralimentés en service très sévère.

## CATEGORIE ACEA :

Diverses catégories ACEA sont définies pour les moteurs thermiques: elles désignent le rendement commençant par: A pour les moteurs à essence, B pour les moteurs Diesel. Les huiles à haut rendement ont une certification commençant par E.

### Grade AGMA:

L'AGMA a établi un système de numérotation des grades pour les huiles utilisées dans les réducteurs, boîtes de vitesses... Ces grades spécifient la dénomination EP (extrême pression). (Les grades de viscosité des huiles pour engrenages hypoides automobiles sont classés par la SAE, tandis que les niveaux de qualité correspondants sont établis par l'API. Ces huiles peuvent servir dans les réducteurs de vitesse, mais celles qui répondent aux exigences de l'AGMA ne peuvent être utilisées dans les différentiels et les boîtes de vitesses pour automobiles).

### 1.3 Equivalence des grades :

Ces différents grades sont parfois difficiles à comparer, car leur valeur n'est pas toujours significative de la viscosité du fluide. Le tableau ci-après (fig 2.1) permet cette comparaison (indépendamment du service du fluide).

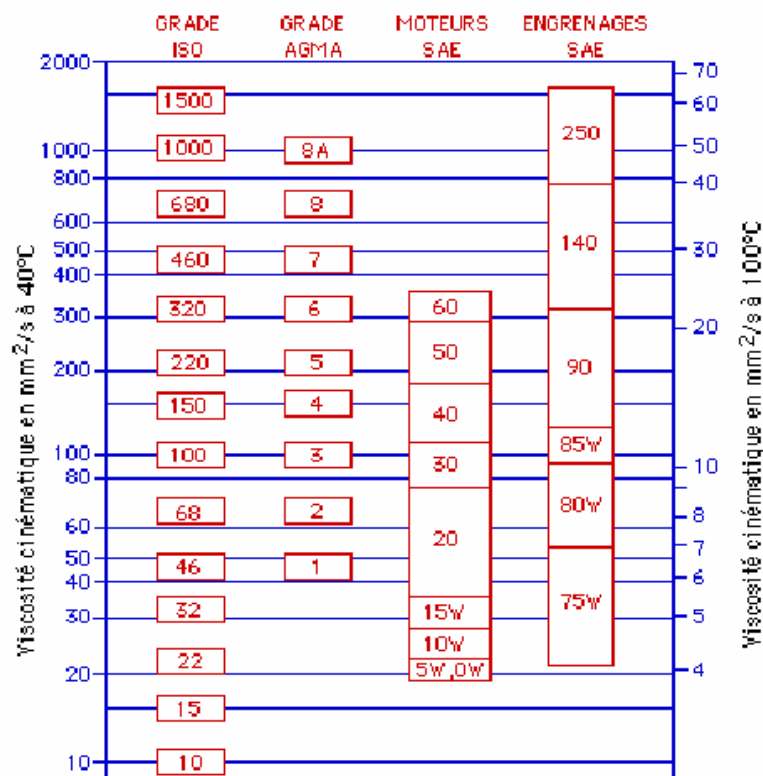


Fig. 1

#### **1.4- Indice de viscosité : (IV)**

L'indice de viscosité d'une huile caractérise sa qualité à avoir une viscosité plus ou moins stable en fonction de la température. Plus l'indice de viscosité est élevé et moins la viscosité de l'huile varie quand la température varie.

Pour les huiles industrielles, fonctionnant souvent à une température plus ou moins stable, l'utilisation d'une huile monograde à  $IV \approx 100$  est courante. Par contre, pour un moteur subissant des écarts de température dépassant  $100^{\circ}\text{C}$ , une huile multigrades à haut  $IV (> 140)$  est recherchée.

Ci-dessous un tableau (fig.2) comparant quelques huiles motrices, on remarque que les huiles multigrades ont un  $IV$  plus fort que les autres.

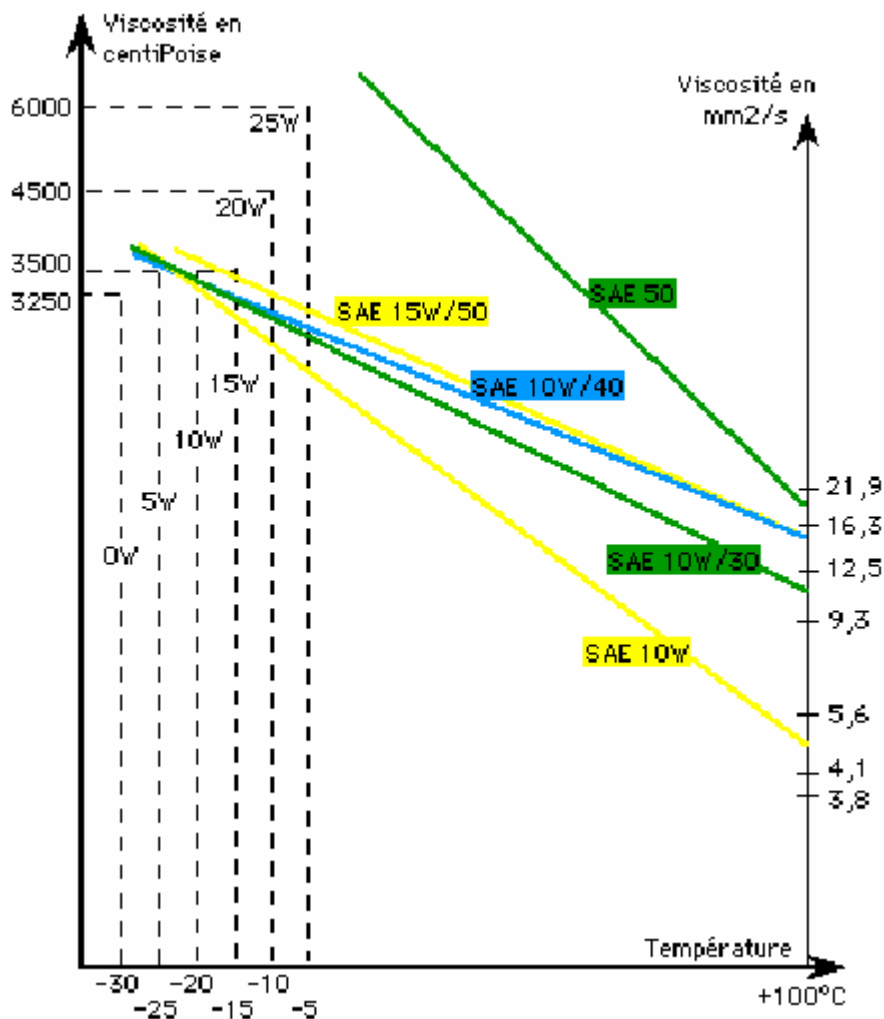


Fig .2

Plus la droite de variation de la viscosité est horizontale, plus l'  $IV$  est élevé.

#### **2 - Huiles de synthèse :**

Ces huiles sont radicalement différentes des huiles minérales : pour la production d'huile minérale on extrait du pétrole certaines catégories de molécules. Mais le procédé n'est pas parfait: les molécules obtenues sont de tailles différentes, ce qui nuit à l'homogénéité de



l'huile et limite ses possibilités d'application. Des produits indésirables restent également dans cette huile de base (paraffines, solvants légers...).

• Dans le cas de l'huile synthétique, au contraire, on fabrique la molécule dont on a précisément besoin, si bien que l'on obtient une huile de base dont le comportement est voisin de celui d'un corps pur. En créant un produit dont les propriétés physiques et chimiques sont prédéterminées, on fait mieux que la nature. On rajoute ensuite les additifs nécessaires pour répondre à un service voulu. Ces huiles ont des performances élevées, en particulier pour des objectifs et des conditions de service difficiles. Cependant, elles sont chères à produire et leur disponibilité dans le monde est limitée. De plus, le choix d'un lubrifiant synthétique dépend du problème posé. Les mélanges d'huiles de base d'origines différentes sont parfois possibles, toutefois une huile dite "synthétique" doit contenir moins de 15% d'huile minérale. Ci-dessous quelques familles d'huiles de synthèse :

**Polyglycols** : Bonnes propriétés lubrifiantes, point éclair élevé. Haut indice de viscosité : 150 à 200, faible volatilité, bonne stabilité thermique, incompatible avec les huiles minérales.

Exemples d'utilisations : Polyglycol soluble à l'eau : fluide difficilement inflammable, fluide d'usinage ... Polyglycol insoluble : fluide de frein, lubrifiant moteur, lubrifiant engrenage ...

**Esters** : Faible volatilité, bonnes propriétés à froid, bonne tenue thermique, bonne propriété solvante et bonne résistance au cisaillement. Exemples d'utilisation : graisse, turbine à gaz, aviation, utilisé comme additif (pouvoir lubrifiant élevé).

**Hydrocarbures synthétiques** (polyalphaoléfinés) : Comportement à froid performant, indice de viscosité élevé. Selon la longueur de la chaîne, bonne propriété thermique. Exemples d'utilisations : lubrifiant d'engrenages, compresseur ...

**Silicone** : Inerte chimiquement, grande résistance à la chaleur et à l'oxydation. Hydrophobe, indice de viscosité élevée, bonne propriété à froid. Incompatibilité chimique avec de nombreux additifs. Exemples d'utilisations : graisse, fluide hydraulique ...

### **3 – Additifs :**

Une huile ayant les propriétés demandées pour une utilisation donnée est constituée : d'une huile de base (minérale, synthétique ...) et d'un certain nombre d'additifs, ajoutant chacun une propriété particulière.

Voici quelques exemples de propriétés et d'additifs :

- anti oxydant : protège les parties métalliques de la corrosion.
- détergent : tensio-actif évitant les dépôts (particules, charbons ...) en maintenant en suspension dans l'huile ces dépôts.
- anti émulsion : évite le mélange de fluides étrangers avec l'huile (de l'eau par exemple) et favorise la décantation de l'ensemble.
- "désaérant" : favorise la séparation des gaz de l'huile.
- indice de viscosité : des additifs permettent d'augmenter celui-ci.
- additif extrême pression : renforce la tenue de l'huile pour des utilisations où le film d'huile a du mal à se former (engrenages en particulier).
- anti friction : diminue l'usure des surfaces lubrifiées.
- compatibilité avec les élastomères.

## 4 - Contrôle, surveillance et analyse des huiles :

La surveillance des huiles en fonctionnement a deux buts essentiels:

- surveiller l'huile pour vérifier son état conforme.
- surveiller, à travers l'huile, l'état de l'installation.

### 4.1 Contrôle des niveaux et des consommations :

Un des moyens les plus simples consiste à noter la consommation d'huile de l'installation par unités de production (temps, nombre de pièces ou de kilomètres).

L'évolution de cette courbe de consommation indiquera les dérives de fonctionnement et permettra de prévenir les défaillances (maintenance préventive conditionnelle, fig.3).

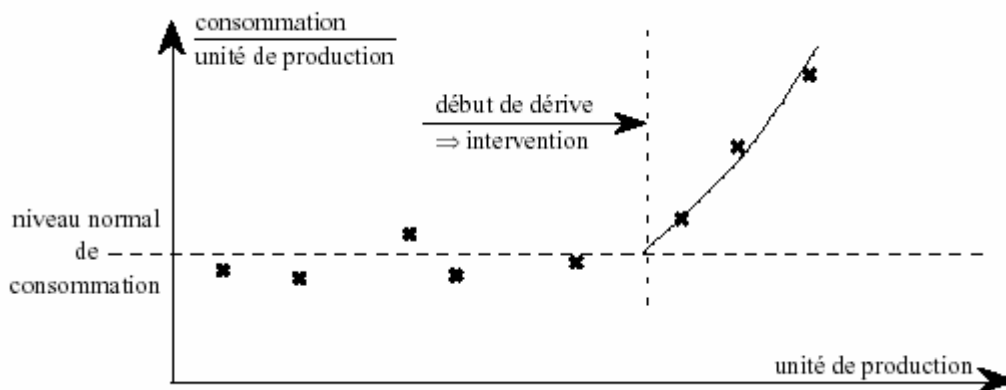


Fig.3

### 4.2 Contrôle de la viscosité :

Une modification de la viscosité au cours du temps pourra signifier une dégradation de celle-ci, en indiquant parfois la cause probable.

Une élévation de la viscosité de l'huile, par exemple dans un réducteur, indiquera que celle-ci est usagée et a perdu ses qualités lubrifiantes et EP (extrême pression).

Une diminution de la viscosité de l'huile dans un moteur thermique signifiera une dilution de celle-ci par le carburant utilisé ...

Le contrôle de cette viscosité peut se faire à l'aide de plusieurs moyens, quelques uns sont décrits ci-après :

- Viscosimètre à billes:** on compare la vitesse de descente de deux billes dans deux tubes contenant respectivement, l'un l'huile à contrôler et l'autre une huile de référence. On lit directement la viscosité cinématique en face de la bille restée en retard. L'échelle proposée permet de connaître directement la viscosité à 40°C pour en déduire le grade ISO (ou à 100°C pour le grade SAE). Deux appareils distincts sont nécessaires, un pour les huiles industrielles à IV  $\approx$  100 et un autre pour les huiles moteurs à IV  $\approx$  150. Il faut faire très attention à ce que les températures des deux tubes soient identiques. Ce type de viscosimètre est bon marché et pratique d'emploi sur le terrain, cependant les résultats lus sont peu précis et non normalisés, fig.4.

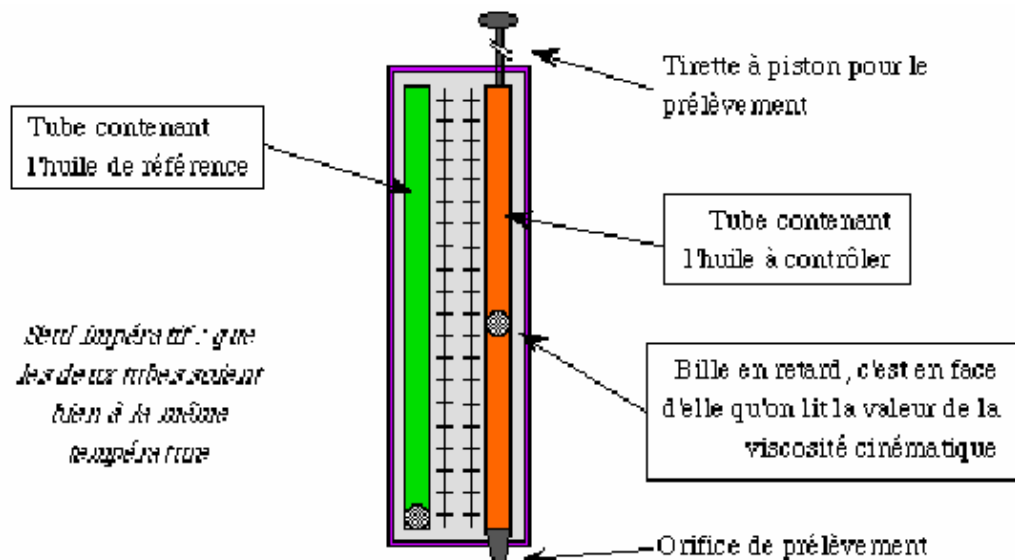


Fig.4

- b) **Viscosimètre à coupe** : on mesure le temps d'écoulement d'une certaine quantité d'huile contenue dans une coupe à travers un orifice calibré percé à sa base. Un nomogramme permet à partir de ce temps d'obtenir la viscosité cinématique. Le résultat par cette méthode est plus précis et normalisé. Les coupes peuvent être chauffées pour des mesures de viscosité à différentes températures (mesure de IV), fig.5.

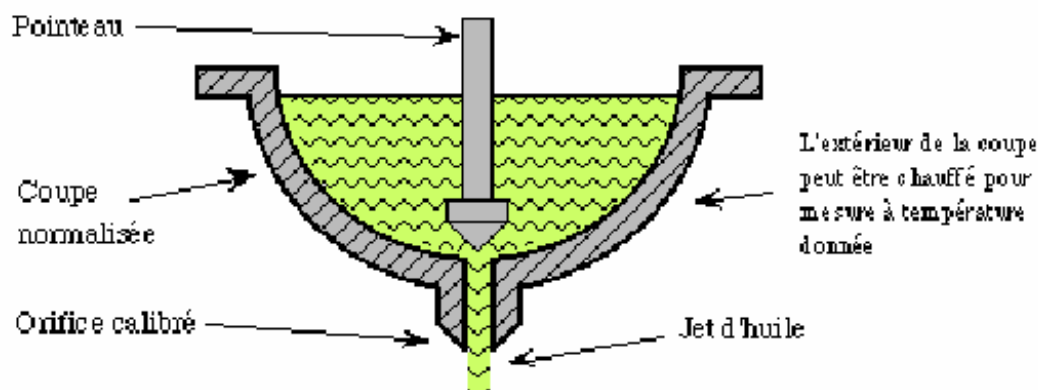


Fig.5

- c) **Rhéomètre** : Cet appareil mesure la viscosité dynamique de tous les fluides (newtoniens ou non). Cet appareil de grande précision est peu employé pour les huiles dans l'industrie, car son utilisation est plus délicate et son prix important. De la valeur du couple mesuré on déduit la viscosité dynamique  $\mu$  (fig.6). Le bol peut également être chauffé pour des essais à température.

Le schéma illustre un banc d'essai pour la mesure du couple et de la puissance. À l'extrémité supérieure, un moteur d'entraînement du plongeur (ME) est représenté. Ce moteur est connecté à un plongeur qui tourne à une vitesse angulaire  $\omega$ . Le plongeur est immergé dans un bol fixe rempli d'un fluide à contrôler. La hauteur du fluide est notée  $L$ , la distance entre l'axe de rotation et le centre du fluide est notée  $e$ , et le diamètre du fluide est noté  $d$ . À la base du plongeur, une mesure du couple  $C$  est effectuée.

**Le nombre le plus grand de ce code est la classe de pollution de l'huile** (plus le nombre de la classe est élevé et plus l'huile est polluée).

On vérifie alors si l'huile est conforme pour l'utilisation que l'on en fait. On peut également noter l'élévation de la pollution au cours du temps pour noter les dérives (maintenance préventive conditionnelle).

Dans la fig .8 et le tableau .1 sont illustrées les classes de pollution définies par la norme NF E 48-655 :

**Tableau .1**

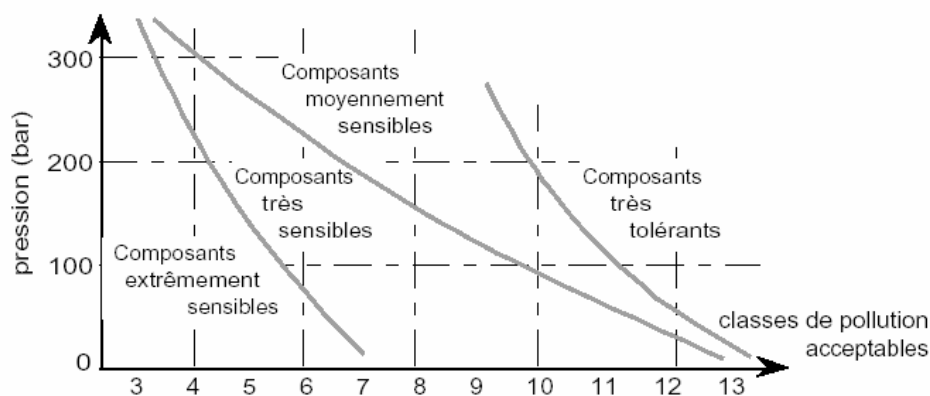
Tailles ( $\mu\text{m}$ )	Classes de pollution											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
[2-5[	25 00	50 00	100 00	20 00 0	400 00	800 00	160 000	320 000	640 000	1280 000	2560 000	5120 000
[5-15[	50 0	10 00	200 0	40 00	800 0	160 00	320 00	640 00	128 000	2560 00	5120 00	1024 000
[15 - 25 [	89	17 8	356	71 2	142 5	285 0	570 0	114 00	228 00	4560 0	9120 0	1824 00
[ 25 - 50 [	16	32	63	12 6	253	506	101 2	202 5	405 0	8100	1620 0	3240 0
[ 50 - 100 [	3	6	11	22	45	90	180	360	720	1440	2880	5760
$\geq 100$	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024
Nombres maximaux de particules, par tailles, rapportés à 100 ml de fluide analysé												

D'autres normes existent, par exemple:

- la norme NAS 1638, norme allemande compatible avec la norme NF.
- la norme SAE 749 D, norme américaine, mais les classes de pollution sont définies avec d'autres valeurs.

Classes de pollution recommandées (à titre indicatif):

- |   |                |
|---|----------------|
| • Servomécanismes de haute précision:   | classes 3 à 4  |
| • Circuits avec servovalves             | classes 5 à 6  |
| • Hydraulique haute pression (pistons)  | classes 6 à 8  |
| • Hydraulique moyenne et basse pression | classes 9 à 10 |



**Fig.8**

#### **4.4 Contrôle des particules par gravimétrie:**

On effectue la même manœuvre que précédemment, mais on mesure par pesée la différence de masse du filtre entre avant et après la filtration de l'échantillon. La masse totale des particules permet de désigner également une classe de pollution normalisée. Ce contrôle est plus délicat à réaliser que le précédent.

#### **4.5 Contrôle des particules par séparation magnétique :**

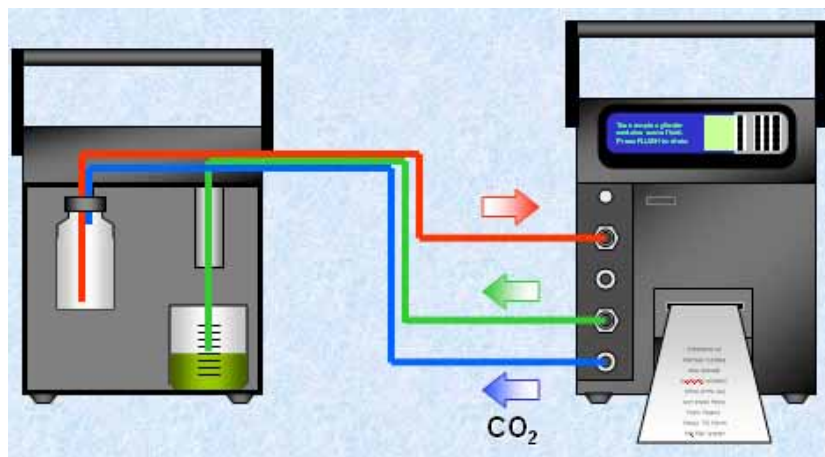
On sépare les particules ferreuses d'une huile grâce à un champ magnétique. L'observation de celles-ci au microscope permet de déterminer le taux et le type d'usure. Les particules non magnétiques échappent bien sûr au contrôle.

#### **4.6 Spectrographie infrarouge et ultraviolette :**

La décomposition d'une lumière hors du spectre visible permet de contrôler la quantité et l'état de certains additifs dans l'huile. Ces contrôles ne peuvent être réalisés que par des laboratoires spécialisés.

#### **4.7 Spectrographie de masse :**

On analyse la lumière émise par la combustion (plasma) à très haute température d'un échantillon d'huile. L'étude du spectre lumineux permet de doser chaque constituant (Fe, Na, Cu, Al, Cr, Ni, Sn, Pb ...). L'analyse de ces constituants permet de savoir ce qui se passe dans l'installation (par exemple, l'apparition d'un taux anormal d'étain ou d'aluminium indiquera une usure anormale des coussinets dans un moteur).



## *Chap5 :*

### **Maintenance des installations hydraulique**

Il est fortement recommandé d'adopter une politique de maintenance planifiée, les données seront relevées et consignées dans le fichier historique de l'installation.

Lors de la mise en route de l'installation, ainsi que pour toute intervention, prendre les mesures de sécurité et de consignation nécessaires (tant pour le personnel que pour le matériel).

#### **I- Vérifications journalières :**

- 1 - Contrôler le niveau d'huile dans le réservoir ( 3 à 4 fois le débit de la pompe. Hauteur minimale: 15 cm au-dessus de la crépine).
- 2 - Contrôler l'aspect de l'huile.
- 3 - Contrôler l'encrassement des filtres.
- 4 - Contrôler la température de l'huile ( 55°C pour un fonctionnement normal. Eviter de dépasser 60°C, afin de conserver à l'huile de bonnes qualités de fonctionnement).
- 5 - Contrôler la température du groupe hydraulique.
- 6 - Contrôler les pressions de fonctionnement.
- 7 - Contrôler l'étanchéité.
- 8 - Contrôler le niveau sonore.

#### **II- Opérations de maintenance hebdomadaires :**

- 1 - Contrôler l'étanchéité des tuyauteries non accessibles en fonctionnement.
- 2 - Réparer les fuites signalées lors des vérifications journalières.
- 3 - Nettoyer les filtres.
- 4 - Contrôler les accouplements élastiques entre pompe et moteur.
- 5 - Contrôler les éléments de serrage de la pompe et du moteur.
- 6 - Contrôler la pression de gonflage des accumulateurs.
- 7 - Contrôler périodiquement le niveau de contamination du fluide hydraulique.

### III- Diagnostics de pannes sur les pompes hydrauliques :

#### 1) Durée de vie d'une pompe :

Défauts constatés	Causes possibles
<b>Rupture de l'axe de bielle.</b>	Pression de fonctionnement, fréquence de rotation, variation de couple trop élevées. Alternances des mouvements excessives dans les pompes à débit variable et réversible.
<b>Grippage de l'arbre.</b>	Pollution extérieure. Fuites excessives avec échauffement. Diminution du pouvoir lubrifiant du fluide par vieillissement. Cavitation.
<b>Rupture de clavettes ou de cannelures sur l'arbre d'entraînement.</b>	Alternances de couple élevées et de mouvements réversibles. Mauvais alignement de la pompe et du moteur d'entraînement.
<b>Roulements défectueux.</b>	Charges radiales excessives sur l'arbre d'entraînement.
<b>Fuites au joint d'étanchéité d'arbre.</b>	Contre pression interne dans le carter trop élevée. Température de l'huile en fonctionnement trop élevée. Défauts dans le montage du joint.

#### **Pompes à engrenages**

Défauts constatés	Causes possibles
Faces latérales des flasques côtés pignons rayées.	Mauvaise filtration. Manque d'huile.
Arrachement de métal sous forme de "cratères" côte aspiration.	<u>Cavitation.</u>
Rupture des flasques paliers.	Pression de refoulement trop élevée. Chocs de pression.



### Pompes à palettes

Défauts constatés	Causes possibles
1 - Couronne ou bâti de piste ellipsoïdale rayés. 2 - Rayures sur les flasques intérieurs du bâti. 3 - Usure des rainures recevant les palettes.	Mauvaise filtration. Manque d'huile.
1 - Usure des extrémités des palettes. 2 - Arrachement de métal sur les flasques latéraux du rotor en regard des aspirations et refoulement. 3 - Apparition de facettes parallèles à l'intérieur du stator côté refoulement.	<u>Cavitation.</u>
Palettes bloquées dans les rainures ou rayures sur les faces du rotor et sur les flasques latéraux du bâti avec traces d'huile de couleur jaune brun indiquant qu'à cet endroit, l'huile a brûlé.	Température de fonctionnement trop élevée. Mauvaise lubrification. Huile trop usagée.

### Pompes à pistons avec clapets

Défauts constatés	Causes possibles
La pompe ne débite plus.	Les clapets s'appliquent mal sur les sièges: incrustations de particules étrangères à l'huile donc mauvaise filtration.

### Pompes à pistons avec bielles

Défauts constatés	Causes possibles
Rayures longitudinales dans l'alésage du bloc- cylindre.	Mauvaise filtration. Manque d'huile.
Têtes de bielles sphérique marquées, grippées voire même avec l'aspect jauni ou bleui dans leurs sertissages.	Température de fonctionnement trop élevée.

### Pompes à pistons avec patins de contact sur came excentrique

Défauts constatés	Causes possibles
Rayure de came. Matage des patins, traces de chocs.	Alimentation en charge insuffisante. Émulsion de l'huile, manque d'huile.
Mauvais contact dans l'ajustement piston-patin provoquant une diminution de l'équilibrage axial.	Mauvaise filtration. Manque d'huile.
Déformation du sertissage patin-piston créant un jeu important.	Prise d'air. Émulsion de l'huile. Mauvais gavage de la pompe (revoir les dimensions du tube d'aspiration).

## **2) Phénomène de cavitation :**

Dépression interne provoquée par la diminution de pression au-dessous de la pression des vapeurs saturées. La cohésion interne du fluide est alors rompue, il y a formation de cavités, de bulles de vapeur contenant de l'air et de l'huile évaporée.

Lorsque la pression retrouve sa valeur, les cavités se referment subitement en produisant, en ces endroits, une augmentation énorme de la pression et de la température.

Le mélange correct du carbone de l'huile et de l'oxygène de l'air favorise une combustion interne explosive. Les parties métalliques les plus proches du phénomène seront soumises à des chocs entraînant une détérioration prématurée.

De plus, la lubrification de ces cavités n'est plus assurée.

Au démontage, on constate cette détérioration sous la forme de piqûres, en forme de cratère, dans le matériau. Les particules métalliques détachées ont été entraînées dans le circuit.

La cavitation se produit généralement dans:

- les pompes lorsque les conditions d'aspiration correcte ne sont pas remplies.
- les autres appareils du circuit (vérins, soupapes) lorsque la vitesse de l'huile augmente à un tel point qu'elle crée la dépression décrite précédemment.

### **La cavitation se remarque de façon sonore:**

sur une pompe lorsque celle-ci est bruyante.

- sur un vérin lorsque, suite à un déplacement rapide, on entend un son sifflant.

Lorsqu'une pompe devient bruyante, il faut intervenir rapidement pour éviter une détérioration prématurée.

### **Les causes sont:**

- vitesse de rotation élevée.
- Mauvaise aspiration de l'huile.
- aspiration de l'air provoquant une émulsion de l'huile.
- viscosité de l'huile trop élevée.

Nota: La cavitation par émulsion est le résultat d'une entrée d'air dans le circuit (raccord défectueux,...). On observe alors une formation de mousse sur le niveau d'huile et le bruit de la pompe augmentant progressivement. Cette émulsion est très longue à se dissiper dans le réservoir et on sera amené à remplacer le fluide.

## **3) Durée de vie d'une pompe :**

Celle ci dépend:

### **1 - de la fréquence de rotation.**

La durée de fonctionnement est inversement proportionnelle à la fréquence de rotation.

**Exemple:** une pompe prévue pour 5 000 heures à 1 500 tr/min, est poussée à 2 000 tr/min ; voit sa durée ramenée à  $(1\,500 / 2\,000) \times 5\,000 = 3\,750$  h

### **2 - de la pression.**

La pression d'utilisation se situe de 25 à 30% en dessous de la pression de pointe.

La vie des paliers varie proportionnellement à l'inverse du cube de la pression d'utilisation.

### **3 - de la qualité du fluide.**

Le respect de la viscosité recommandée garantira la durée de vie théorique calculée.

### **4 - de l'entraînement.**

L'alignement moteur-pompe et les efforts radiaux sur les paliers.

**Exemple:** une pompe est prévue pour une durée de vie de 4 000 h avec une pression d'utilisation de 120 bar. Si la pression est poussée à 180 bar, cette durée devient:

$$4\,000 \times (120 / 180)^3 = 1\,181 \text{ h}$$

# ANNEXE

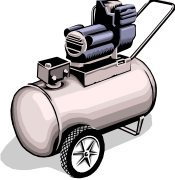


## SCHEMATISATION

### Définition – Principe

Les machines hydrauliques utilisent le principe de Pascal (1650) selon lequel les liquides étant incompressibles, ils transmettent intégralement les pressions.

On peut ainsi, par l'intermédiaire d'un fluide véhiculer une énergie.

L'hydraulique connaît une montée en puissance dans ses applications, voici un tableau comparatif qui permet de comprendre pourquoi...

Energie	Avantages	Inconvénients
Pneumatique 	<ul style="list-style-type: none"> <li>permet d'obtenir des vitesses élevées <math>V &gt; 10\text{m/s}</math> ; <math>\Omega &gt; 50\,000\text{ tr/min}</math></li> <li>facile à mettre en œuvre</li> <li>économique si l'on possède un réseau d'air comprimé</li> <li>actionneur avec peu de maintenance</li> <li>bonne fidélité en effort/couple</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>mauvais rendement de l'ensemble convertisseur réseau- actionneur</li> <li>bruyant</li> <li>asservissement position et vitesse difficiles à maîtriser</li> </ul>
Electrique 	<ul style="list-style-type: none"> <li>transport très facile</li> <li>non polluante</li> <li>très bon rendement</li> <li>très grande souplesse d'utilisation, de mise en œuvre, de commande, d'asservissement</li> <li>très grande variété de solutions</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>puissance massique relativement faible</li> <li>fragilité thermique par difficulté d'évacuation des pertes</li> </ul>
Hydraulique 	<ul style="list-style-type: none"> <li>très grande puissance massique <math>&gt;10\text{ kW/kg}</math></li> <li>excellentes performances dynamiques</li> <li>couples élevés au démarrage et à basse vitesse</li> <li>très grande souplesse d'utilisation</li> <li>lubrification et évacuation des calories par le fluide</li> <li>fonctionnement possible en environnement hostile</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Rendement global moyen (15 à 40%)</li> <li>fonctionne mal à basse température (viscosité <math>\uparrow</math>)</li> <li>actionneurs, pré-actionneurs et organes de régulation coûteux</li> <li>filtration assez importante</li> </ul>

## Schématisation :

Les schémas de circuit doivent être clairs et doivent permettre de suivre les mouvements et les commandes des différentes séquences au cours d'un cycle de travail.

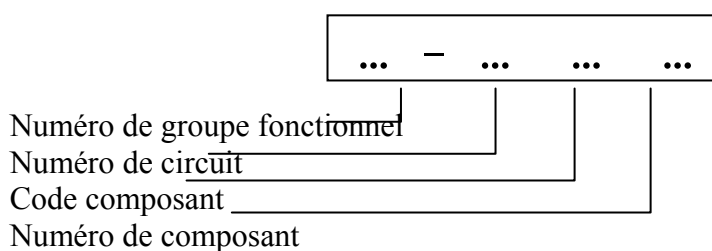
La schématisation se réfère à la norme **ISO 1219-2 de 1995**.

Les composants sont représentés (sauf indication contraire) dans leur position de départ.

## Codification :

Un code d'identification des éléments est utilisé sur l'ensemble des documents (schéma, nomenclature,...).

### ➤ pour les composants :



- Numéro de groupe fonctionnel : 1, 2, 3, ...
- Numéro de circuit : on part généralement de 0 pour les accessoires disposés sur le groupe générateur ou les sources d'alimentation, puis on incrémente pour chaque circuit.
- Code de composant : on utilise des lettres pour identifier les familles de composant, à savoir :

pompes	P
actionneurs	A
moteurs d'entraînement	M
capteurs	S
distributeurs	V
autres appareils	Z
- Numéro de composant : on commence à 1, puis l'on incrémente.

### ➤ pour les tuyauteries :

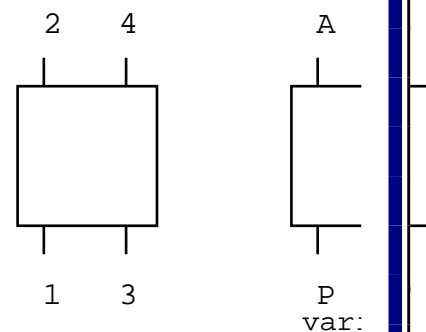
le repérage des tuyauteries se fait par la fonction, puis éventuellement par un numéro.

alimentation en pression	P
retour au réservoir	T
drainage	L

### ➤ pour les orifices :

le repérage des orifices se fait généralement avec des chiffres.  
Le chiffre 1 indique l'orifice principal d'alimentation.  
Les orifices du même côté sont repérés par des chiffres impairs.

parfois, le repérage se fait avec des lettres (variante)



### Informations techniques :

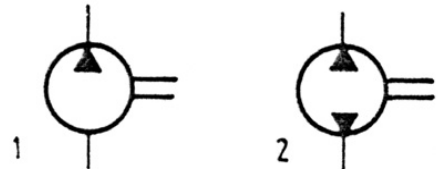
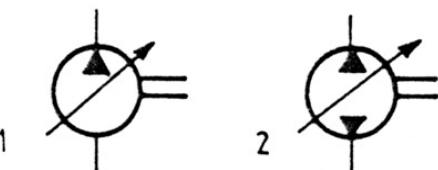
Afin de réaliser la nomenclature, on doit indiquer les principales informations techniques suivantes :

Composant	Informations
Réservoir	capacité maximale (litre) capacité minimale (litre) type, catégorie et classe de viscosité du fluide
Pompe	débit nominal (litre/minute) cylindrée (cm <sup>3</sup> ) débit minimal (cylindrée variable) débit maximal (cylindrée variable)
Moteur d'entraînement	puissance nominale (kW) fréquence de rotation (tr/min)
Appareil de réglage de la pression	pressions de réglage (MPa ou b)
Vérin	alésage diamètre tige course maximale
Moteur	cylindrée (cm <sup>3</sup> ) couple (N.m) fréquence de rotation (tr/min) sens
Accumulateur	volume total (l) pression de précharge (MPa) pression de fonctionnement maximale (MPa) pression de fonctionnement minimale (MPa) type de gaz
Filtre	rapport de filtration
Tuyauterie	diamètre nominal extérieur épaisseur de la paroi diamètre nominal intérieur (flexible)
Manomètre	plage de pressions

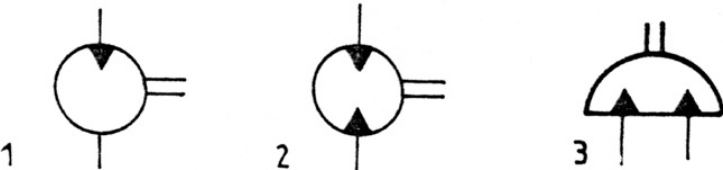
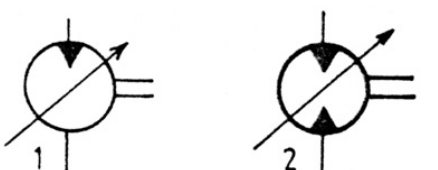
## CONDUITES & RACCORDEMENTS

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	Conduite de travail, de retour, d'alimentation Conduite de pilotage Conduite de récupération, de fuite, de purge
	Croisement de conduites
	Raccordement de conduites
	Conduite flexible
	Prise : a – bouchée b – avec conduite branchée
	Réservoir : 1 – réservoir à l'air libre 2 – réservoir à l'air libre avec conduite débouchant au-dessous du niveau du fluide 3 – réservoir à l'air libre en charge
	Raccord rapide sans clapet de non-retour <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <span>désaccouplés</span> <span>accouplés</span> </div>
	Raccord rapide avec clapet de non-retour <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <span>désaccouplés</span> <span>accouplés</span> </div>

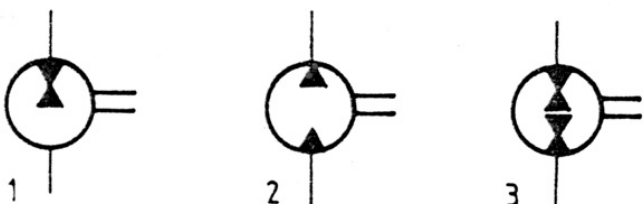
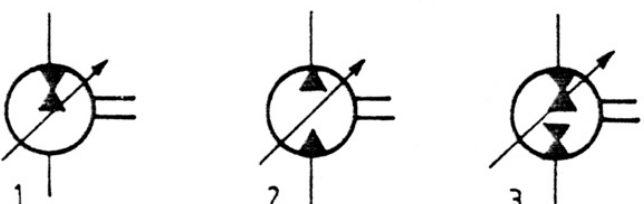
## POMPES

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Pompe hydraulique à cylindrée fixe</p> <p>1 – à un sens de flux 2 – à deux sens de flux</p>
	<p>Pompe hydraulique à cylindrée variable</p> <p>1 – à un sens de flux 2 – à deux sens de flux</p>

## MOTEURS

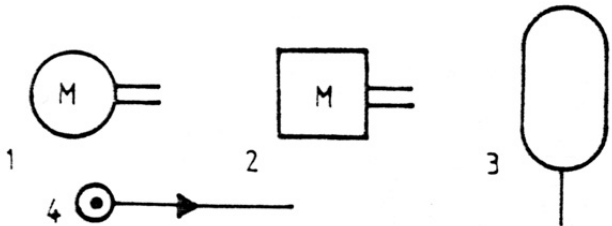
SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Moteur hydraulique à cylindrée fixe</p> <p>1 – à un sens de flux 2 – à deux sens de flux 3 - oscillant</p>
	<p>Moteur hydraulique à cylindrée variable</p> <p>1 – à un sens de flux 2 – à deux sens de flux</p>

## POMPES-MOTEURS

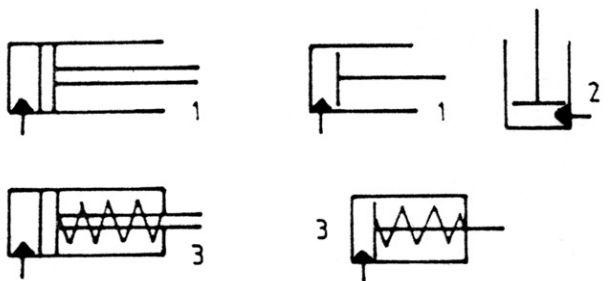
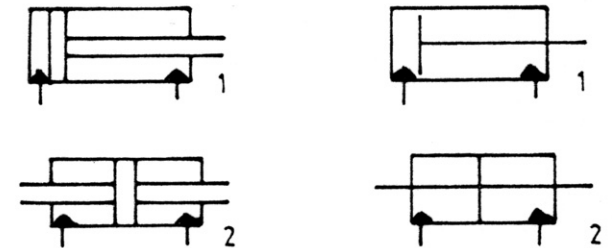

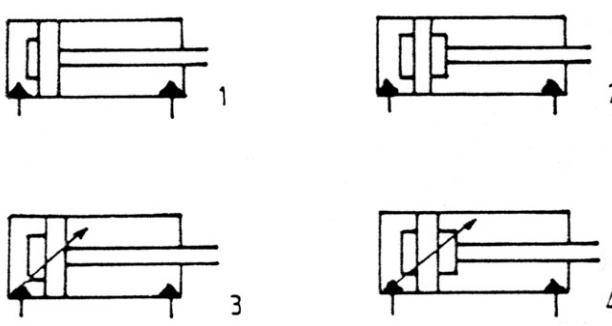
SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Appareil à 2 fonctions (Pompe-Moteur) hydraulique à cylindrée fixe</p> <p>1 – avec inversion du sens de flux 2 – sans inversion du sens de flux 3 – à deux sens de flux</p>
	<p>Appareil à 2 fonctions (Pompe-Moteur) hydraulique à cylindrée variable</p> <p>1 – avec inversion du sens de flux 2 – sans inversion du sens de flux 3 – à deux sens de flux</p>



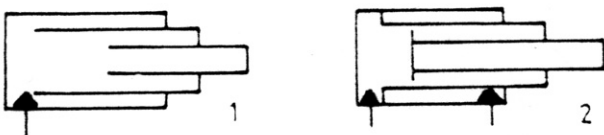
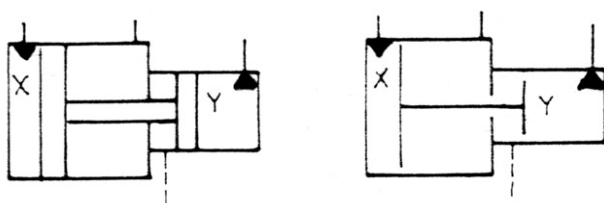
## SOURCE D'ENERGIE

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>1 – moteur électrique  2 – moteur thermique  3 – accumulateur  4 – source de pression (simplifiée)</p>

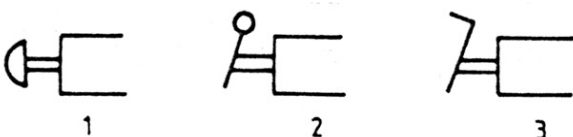
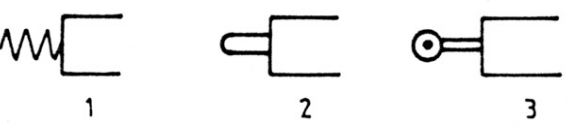
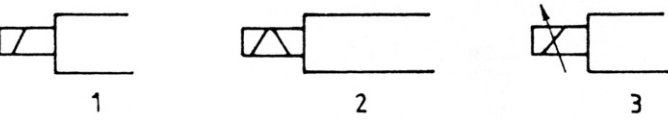

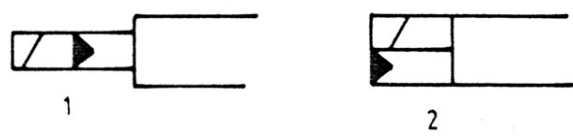
## VERINS

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Vérin à simple effet :</p> <p>1, 2 – à rappel par force non-défini  3 – à rappel par ressort</p>
	<p>Vérin à double effet :</p> <p>1 – à simple tige  3 – à double tige</p>
	<p>Vérin différentiel</p>
	<p>Vérin avec amortisseur :</p> <p>1 – amortisseur fixe agissant dans un seul sens  2 – amortisseur fixe agissant dans les deux sens  3 – amortisseur réglable agissant dans un seul sens  4 – amortisseur réglable agissant dans les deux sens</p>

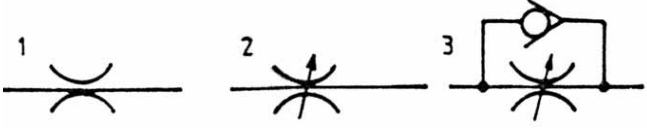
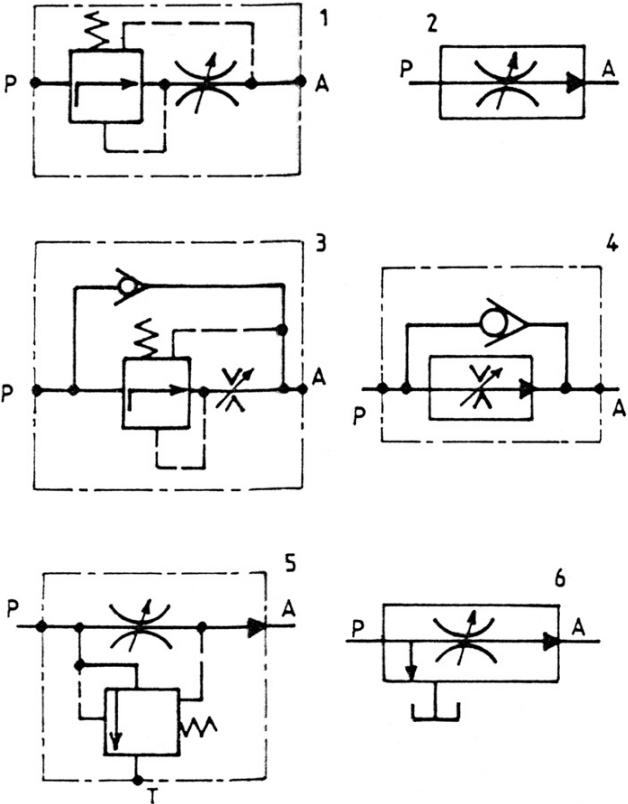

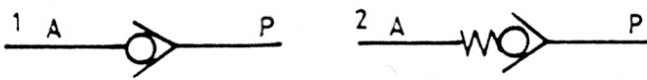
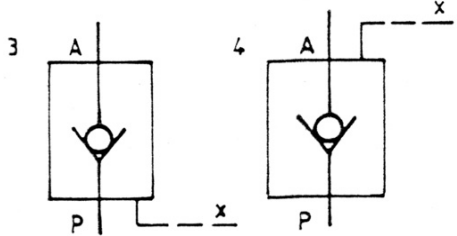
## VERINS (suite)

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Vérin télescopique :</p> <p>1 – simple effet 2 – double effet</p>
	<p>Multiplicateur de pression</p> <p>détailé                      simplifié</p>

## DISTRIBUTEURS modes de commande:

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Commande musculaire :</p> <p>1 – par bouton poussoir 2 – par levier 3 – par pédale</p>
	<p>Commande mécanique :</p> <p>1 – par ressort 2 – par poussoir ou palpeur 3 – par galet</p>
	<p>Commande électromagnétique :</p> <p>1 – à un enroulement 2 – à deux enroulements agissant en sens contraire 3 – à action variable</p>
	<p>Commande hydraulique (pression) :</p> <p>3 – voie de commande à l'intérieur de l'appareil 4 – indirecte par distributeur pilote</p>
	<p>Commande combinée :</p> <p>1 – dépendantes 2 – indépendantes (l'une ou l'autre)</p>

# ORGANE de REGLAGE du DEBIT

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Etranglement à paroi longue :</p> <p>1 – non réglable 2 – réglable 3 – réglable avec clapet anti-retour</p>
	<p>Régulateur de débit :</p> <p>1 – à débit réglable (détaillé) 2 – à débit réglable (simplifié) 3 – à débit réglable avec clapet de non-retour (détaillé) 4 – à débit réglable avec clapet de non-retour (simplifié) 5 – à débit réglable avec retour au réservoir (détaillé) 6 – à débit réglable avec retour au réservoir (simplifié)</p>
	<p>Diviseur de débit</p>
	<p>Clapet de non-retour :</p> <p>1 – simple 2 – taré</p>
	<p>Clapet de non-retour piloté :</p> <p>3 – pour ouvrir le passage de P vers A 4 – pour fermer le passage de P vers A</p>

## ORGANE de REGLAGE de la PRESSION

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>Limiteur de pression : (normalement fermé)</p> <p>1 – réglable 2 – réglable, à commande pilotée (x) 3 – proportionnel</p>
	<p>Réducteur de pression : (normalement ouvert)</p> <p>1 – réglable 2 – réglable, à distance 3 – à commande pilotée avec clapet de non-retour 4 – autorégulateur avec orifice de décharge</p>
	<p>Régulateur :</p> <p>1 – différentiel 2 – proportionnel</p>

## APPAREILS COMPLEMENTAIRES

SYMBOLE	SIGNIFICATION
	<p>1 – manomètre 2 – thermomètre 3 – débitmètre 4 – débitmètre avec compteur totalisateur</p>

## Lexique Français – Anglais - Allemand :

Afin de vous préparer à l'Europe, vous trouverez ci-dessous un lexique des principaux termes...

	Français	Anglais	Allemand
Termes physique	Alésage du vérin Contre-pression Course Cylindrée Débit Energie Force Fréquence de rotation Hydraulique Masse volumique Moment Perte de charge Pression Puissance Rendement Surface Temps Viscosité Vitesse	Cylinder bore Back Pressure Stroke Capacity Flow Rate Energy Force Rotational frequency Hydraulics Density Torque Pressure Drop Pressure Power Efficiency Aéra Time Viscosity Speed	Zylinderbohrung Gegendruck Hub Fördervolumen Volumenstrom Energie Kraft Drehzahl Hydraulisch Dichte Drehmoment Druckabfall Druck Leistung Wirkungsgrad Kolben Zeit Viskosität Geschwindigkeit
	Echangeur de chaleur Elément filtrant Fluide Filtre hydraulique Fuite Moteur électrique Pompe à engrenages Pompe à palettes Pompe à vis Pompe à pistons Pompe à pistons axiaux Pompe à pistons radiaux	Heat Exchanger Filter élément Fluid Hydraulic Filter Leakage Electric Motor Gear Pump Vane Pump Screw Pump Piston Pump Axial Piston Pump Radial Piston Pump	Wärmeaustauscher Filterelement Flüssigkeit Hydraulikfilter Leckstrom Elektromotor Zahnradpumpe Flügelzellenpumpe Schraubenpumpe Kolbenpumpe Axial kolbenpumpe Radial kolbenpumpe

	Français	Anglais	Allemand
Groupe Hyd	Purgeur (Purge d'air) Réchauffeur Réservoir Niveau visible Robinet d'isolement Vidange (d'une installation)	Air Bleed Heater Réservoir Sight Glass Shut-offvalve System Draining	Entlüfter Worwärmer Behälter Schauglas Absperrventil Entleerung

Conduites - Connexions	Bride de raccordement	Flange Connection	Verbindungsflansch
	Conduite de travail	Working Une or feed Line	Arbeitsleitung
	Conduite de retour	Return Line	Rücklaufleitung
	Conduite de pilotage	Line Pilot Control	Steuerleitung
	Conduite de fuite	Drain Line	Leckleitung
	Croisement de conduites	Crossing Line	Leitungskreuzung
	Raccordements	Connections ~	Verbindungen
	Raccord rapide	Quick Release Coupling	Schnellkupplung
	Tube	Tube	Röhr
	Tuyaux flexibles	Flexible Hoses	Schlauchleitungen

Appareils	Accumulateur hydro pneu...	Accumulator Gas Loaded	Gasdruckspeicher
	Clapet de non retour	Check Valve or non	Sperrventil
	Clapet de non retour piloté	Return...	Entsperrbares Rückschiagventil
	Clapet de non retour taré	Pilot Controlled Check Valve	Rückschiagventil mit gegendruck
	Commande manuelle	Check Valve with back Pressure	Muskelkraftbetätigung
	Commande mécanique	Manual Control	Mechanische Betätigung
	Commande électrique	Mechanical Control	Electrische Betätigung
	Commande par pression	Electrical Control	Druckmittel Betätigung
	Contact à pression (Pressostat)	Pressure Switch	Druckschalter
	Distributeur	Directional Control Valve	Wegeventil
	Electro-aimant	Solenoid	Elektromagnet
	Embase	Sub Plate	Anschlussplatte
	Joint	Seal	Dichtung
	Joint torique	Seal «O» Ring	O-Ring
	Joint à lèvre	Seal, Lip	Lippendichtung
	Limiteur de pression	Pressure Relief Valve	Druckbegrenzungsventil
	Limiteur de pression à commande pilote	Pilot controlled Pressure Relief Valve	Druckbegrenzungsventil mit Vorsteuerung
	Moteur hydraulique	Hydraulic Motor	Hydromotor
	Orifice	Port	Anschluss
	Réducteur de débit dérivation	By-pass Flow Control Valve	Verstelidrossel
	Réducteur de débit série	Séries Flow Control Valve	Wege-Stromregelventil
	Réducteur de pression	Pressure reducing Valve	Druckminderventil
	Ressort	Spring	Feder
	Servo distributeur	Servo-valve	Zuschaltventil
	Soupape de séquence	Séquence Valve	Folgeventil
	Tiroir	Slide	Schieber
	Vérin simple effet	Cylinder-Single Acting	Einfachwirkender Zylinder
	Vérin double effet	Cylinder-Double Acting	Doppeltwirkender Zylinder