

CHAPITRE VI

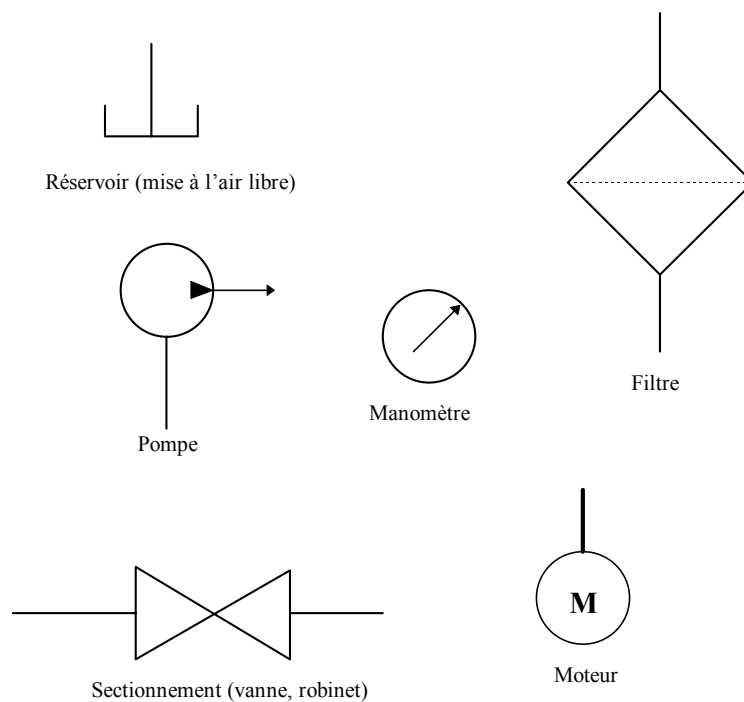
MACHINES ET CIRCUITS HYDRAULIQUES

1. Circuits hydrauliques

Les circuits sont caractérisés par de faibles variations d'altitude du fluide, par de faibles variations de vitesse de l'écoulement, mais par de fortes variations de pression.

Exemple : étude d'un vérin à simple effet.

Extrait de normalisation des schémas hydromécaniques



2. Machines tournantes

Les machines tournantes (pompes, turbines) sont constitués d'aubes fixées sur une roue.

Les principaux paramètres de conception sont :

- la vitesse de rotation de la roue (ω),
- le débit volumique (q_v),
- la hauteur de charge (H),
- le diamètre de la roue (D),
- la puissance (P).

Le fluide attaque l'aube au point A_1 (r_1) et s'en échappe en A_2 (r_2). La particule fluide de masse dm se déplace du point A_1 au point A_2 en dt .

Vitesse du point A_i : $u_i = \omega r_i$

Vitesse du fluide en A_i par rapport à l'aube : v_i

Vitesse absolue du fluide : V_i

La variation du moment cinétique est égal au couple exercé par la roue sur le fluide.

$$\frac{d\vec{\sigma}}{dt} = \frac{dm \cdot \vec{OA}_2 \wedge \vec{V}_2 - dm \cdot \vec{OA}_1 \wedge \vec{V}_1}{dt}$$
$$\frac{dm(V_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2 - V_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1)}{dt} = -C$$

$$\frac{dm}{dt} = q_m = \rho \cdot q_v$$

$$C = \rho \cdot q_v (V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

$$u_i = \omega \cdot r_i$$

$$P = C \cdot \omega = \rho \cdot q_v (u_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

Rappel

1 = point à l'amont (entrée du fluide)

2 = point à l'aval (sortie du fluide)

Exemple : étude d'une roue à aubes circulaires (turbine Pelton)

3. Pompes

Les pompes sont des appareils qui fournissent de l'énergie au fluide, sous la forme d'énergie potentielle (augmentation de la pression) ou d'énergie cinétique (mise en mouvement, augmentation du débit).

Si W note l'énergie fournie au fluide par unité de masse, on a :

$$\frac{W}{g} = H_{\text{sortie}} - H_{\text{entrée}} = \Delta H_{\text{pompe}} = \frac{\Delta p_{\text{pompe}}}{\rho g}$$

Δp_{pompe} représente la pression différentielle, caractéristique de la pompe.

On distingue les pompes volumétriques et les pompes hydrodynamiques (ou turbo-pompes).

pression différentielle Δp_p (bars)

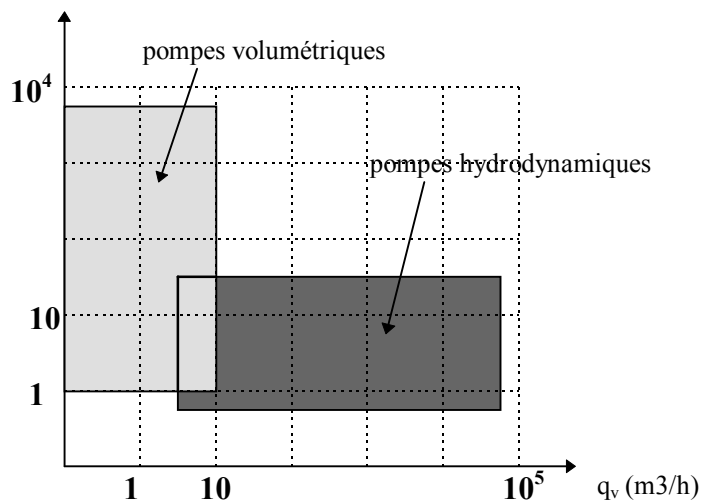


Schéma des domaines d'utilisation des pompes

Pompes volumétriques

Un volume de fluide V_0 est emprisonné dans un espace donné et contraint de 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**.

A l'aval, il y a un apport permanent de matière : la pression peut augmenter indéfiniment si l'enceinte est à capacité limitée (une soupape de sécurité doit alors être installée à la sortie de la pompe).

Rappel : la cavitation

A une pression inférieure à la pression de vapeur saturante, le liquide entre en ébullition. On a donc une vaporisation partielle du liquide à l'intérieur de la pompe, d'où une chute de pression et l'apparition de micro-bulles qui se résorbent sur les pièces mobiles (les aubes, par exemple). Au cours de l'implosion des bulles, les variations de pression sont considérables (plusieurs milliers de bars !), d'où une érosion intense des surfaces métalliques.

Le débit théorique est égal au volume emprisonné V_0 , multiplié par la vitesse de rotation de la pompe Ω :

$$q_v \text{ théorique} = V_0 \cdot \Omega$$

En pratique, plus la charge de la pompe $\Delta H_p = H_{\text{sortie}} - H_{\text{entrée}}$ est élevée, plus le liquide a tendance à s'échapper à travers les défauts d'étanchéité des pièces mobiles. Le débit réel q_v est donc inférieur au débit théorique. On définit un rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{q_v}{V_0 \cdot \Omega}$$

Il existe différents types de pompes volumétriques :

- alternatives (à piston, à diaphragme, à piston plongeur),
- rotatives (à engrenages, à lobes, circonferentielle, à vis, à rotor hélicoïdal excentré, à palettes, péristaltique).

Pompes hydrodynamiques (turbo-pompes)

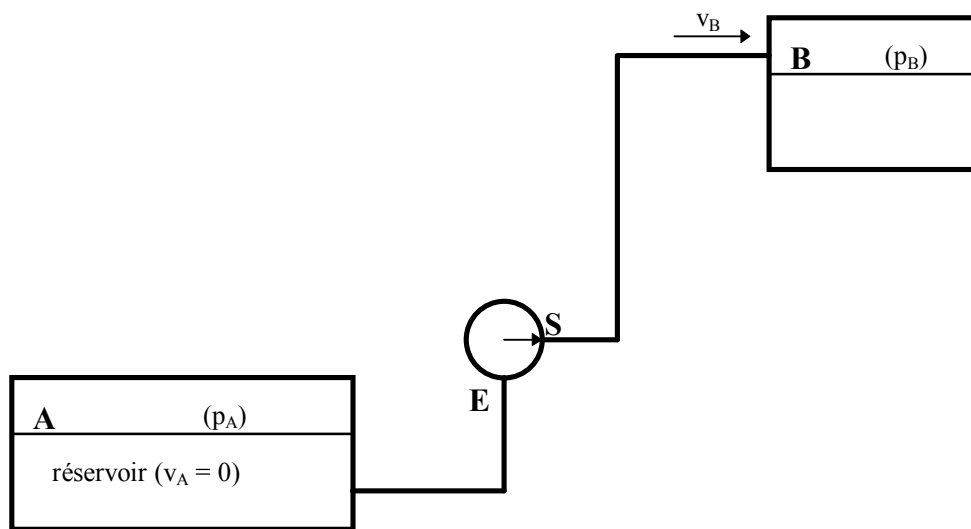
Elles sont constituées d'une pièce en rotation (rotor, roue, hélice), munie d'aubes ou de pales, qui tourne dans un carter (corps de pompe) et communique une certaine vitesse au fluide.

La pompe étant amorcée (pleine de liquide), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et la pression diminue dans la conduite d'aspiration, ce qui maintient l'amorçage. La force centrifuge comprime le fluide (la pression augmente). Dans la conduite de refoulement, le fluide perd sa vitesse au profit de la pression qui augmente encore.

Les pompes hydrodynamiques sont caractérisées par (cf. le document joint concernant une pompe centrifuge Guinard) :

- la relation pression différentielle / débit,
- la relation rendement / débit,
- la relation NPSH / débit (sécurité cavitation).

La pression différentielle d'une pompe dépend du débit. Cette relation, appelée caractéristique débitante, est déterminée expérimentalement (fournie par le constructeur). En général la pression différentielle décroît quand le débit augmente, et tend vers 0, pour une vitesse de rotation de la pompe.



$$\frac{p_A}{\rho \cdot g} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} = \frac{p_B}{\rho \cdot g} + z_B + \frac{v_B^2}{2g} - \frac{W}{g} + \Delta H$$

$$W = g \cdot (H_S - H_E) = g \cdot \Delta H_{pompe}$$

$$\Delta H_{pompe} = \frac{\Delta p_{pompe}}{\rho \cdot g} = \frac{(p_B - p_A)}{\rho \cdot g} + (z_B - z_A) + \frac{v_B^2}{2 \cdot g} + \Delta H$$

Cas particulier : $p_A = p_B$ (souvent égal à la pression atmosphérique)

Si on élève progressivement le réservoir supérieur, z_B croît, et donc Δp_{pompe} croît, et le débit de la pompe diminue. On atteint z_B max quand le débit est nul (alors $v_B = 0$ et $\Delta H = 0$).

$$\Delta H_p = z_{B \max} - z_A = H_{z \max} \text{ (hauteur maximale d'élévation)}$$

En pratique, pour mesurer $H_{z \max}$, il suffit de fermer une vanne sur la canalisation de refoulement et de mesurer la pression entre l'entrée et la sortie de la pompe.

Le rendement ($\eta = q_v \cdot \Delta H_p / P_m$), nul pour $q_v = 0$, tend vers 0 avec Δh_p quand le débit augmente.

Pour éviter le phénomène de cavitation et pour maintenir en tout point du liquide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, on définit **une condition d'aspiration**, à partir du **NPSH** de la pompe (Net Positive Suction Head) : supplément minimal de pression à ajouter à la pression de vapeur saturante pour obtenir un bon fonctionnement.

Avec p_{entr} = pression totale à l'entrée de la pompe, p_{sat} = pression de vapeur saturante du liquide, on a :

$$p_{entr} \geq p_{sat} + NPSH_{requis}$$

Rappel : pression totale = pression absolue + pression dynamique

Le NPSH disponible est égal à la pression totale d'entrée diminuée de la pression de vapeur saturante :

$$NPSH_{disponible} = p_{entr} - p_{sat}$$

La condition d'aspiration s'écrit donc :

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requis}$$

Exemple : hauteur maximale à laquelle il est possible d'élever un liquide par aspiration.

* * *