

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA DE JIJEL

جامعة محمد الصديق بن يحيى

Faculté des Sciences et de la Technologie
Département Génie Mécanique

Cours

Turbomachines

Chapitre 2 : Pompes centrifuges
(Niveau :M 2 Construction Mécanique)

Par

S.DJIMLI

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

1. Introduction

On appelle turbomachine un appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un débit permanent de fluide et un rotor tournant à vitesse constante autour d'un axe.

Une turbomachine dite génératrice lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide et, réceptrice lorsqu'elle en reçoit de celui-ci.

Toutes les machines de détente portent le nom de turbines, alors que celle de compression se subdivisent en pompes ; ventilateurs, compresseur ou soufflantes selon la nature du fluide véhiculé et sa compressibilité.

2. Notions fondamentales

Nous appelons pompes, toutes les machines qui servent à élever les liquides ou les mélanges de liquide avec des corps solides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression.

2.1. Fondement de la classification des pompes

- **Pompes volumétrique**

Le principe de fonctionnement d'une pompe volumétrique consiste à déplacer une part déterminée de liquide de la région d'aspiration vers la région de refoulement au moyen d'un mouvement approprié.

- **Turbopompes**

Le principe de fonctionnement d'une turbopompe consiste à augmenter le moment cinétique ou la circulation du liquide au moyen d'une roue fixée sur un arbre tournant, mais d'une manière invariable avec le déplacement du rotor ; d'autre part elle n'est pas distribuée uniformément dans tout le liquide.

On peut résumer la classification de toutes les pompes de façon suivante :

- **Turbo pompe**

- ⇒ Centrifuge : simple étage, multi étages
- ⇒ Hélice
- ⇒ Hélico-centrifuge
- ⇒ Turbine

- **Pompes volumétriques**

- ⇒ Rotatives : à engrenage, à vis, à palettes, à cames et pistons.
- ⇒ Alternatives : à pistons, à membranes

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

2.2. Avantages et inconvénients des turbopompes

Pour les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques
- leur rendement est souvent meilleur que celui des volumétriques
- elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
- en cas de colmatage partiel ou d'obturation de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...

Du côté des inconvénients :

- impossibilité de pomper des liquides trop visqueux
- production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar)
- elles ne sont pas auto-amorçant

3. Pompes centrifuges

Le mouvement du liquide est parfaitement normal à l'axe, car il pénètre au centre de la roue et il est projeté vers l'extérieur par l'action combinée de la force centrifuge et des aubes du rotor. La volute du corps transforme la vitesse acquise par le liquide en pression, c'est le type le plus courant des pompes à cause de sa versatilité et des innombrables variations possibles qui portent sur :

- Le mode de conversion de la vitesse en pression.
- Volute : spirale, concentrique, etc.
- Diffuseur à aubes.
- Changement de section de la tubulure de refoulement.

3.1. Le type de la roue

- Ouvert, semi-ouvert, fermé.
- Roue simple ou roue double.
- Le nombre d'étages.
- Le type de corps.
- Simple ou double.
- L'orientation de l'axe.
- Horizontal.
- Vertical.
- Incliné.

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

3.2. Description :

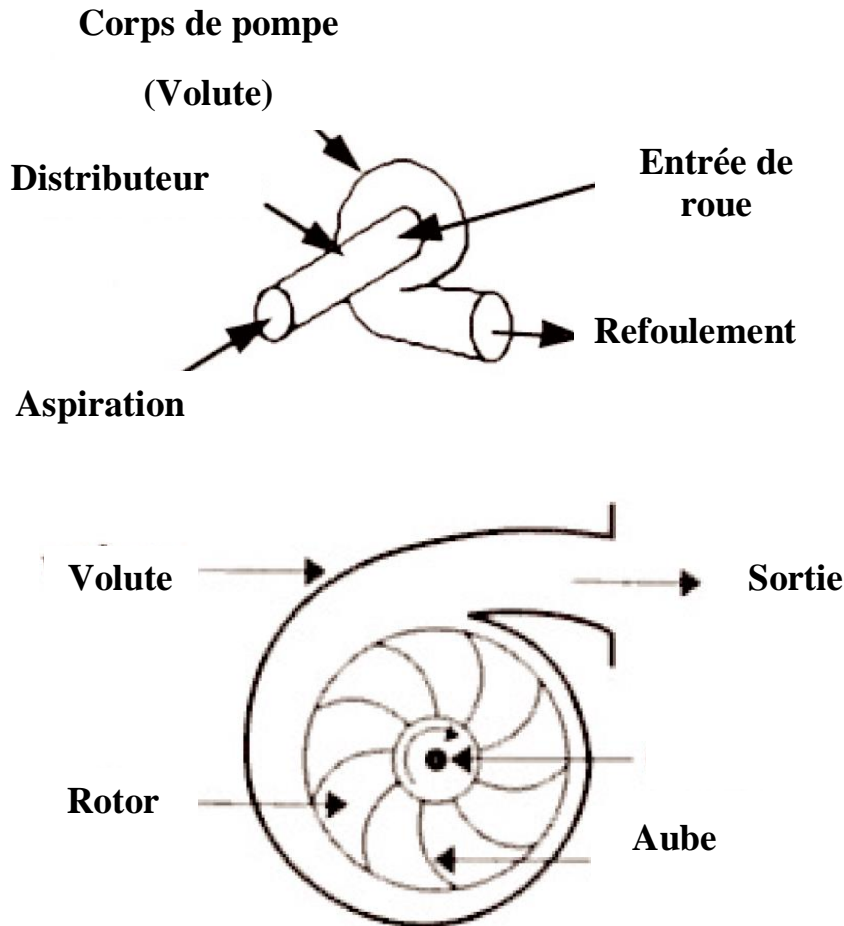


Figure 1 : Constitution d'une pompe-centrifuge

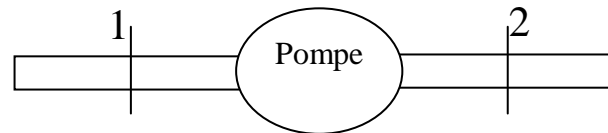
- **Aspiration** : la pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.
- **Accélération**: la rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation. Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.
- **Refoulement**: dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression (l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression).

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

3.3. Problème générale de l'installation d'une pompe

a. Hauteur utile (manométrique)

Soit une pompe qui fonctionne entre deux points 1 et 2:



La relation du travail de la pompe est définie par:

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{\Delta P'_{12}}{\rho}$$

En divisant cette relation par g , chacun de termes représente des [m] de hauteur de fluide, on obtient:

$$\frac{W_{12}}{g} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \frac{\Delta P'_{12}}{\rho g}$$

$\frac{W_{12}}{g}$: représente le travail spécifique à l'unité de masse (travail spécifique interne)

Posant : $\frac{\Delta P'_{12}}{\rho g} = h'_{12}$ sont les pertes se produisant dans l'organe transformateur d'énergie (pompe)

Donc on peut écrire:

$$H_i = \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \right) + h'_{12}$$

Où : $h'_{12} = h'_f + h'_h$,

On définit la hauteur théorique par:

$$H_{th} = H_i - h'_f, \text{ avec } h'_f \text{ sont les pertes par frottement}$$

Et la hauteur manométrique (utile):

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

$$H_u = H_{th} - h'_h, \text{ avec } h'_h \text{ sont les pertes hydrauliques}$$

Donc :

$$H_u = \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \right) \text{ [m]}$$

Le travail utile est donné par :

$$W_{12} = g \times H_u = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad [J / Kg]$$

Considérons maintenant l'installation suivante:

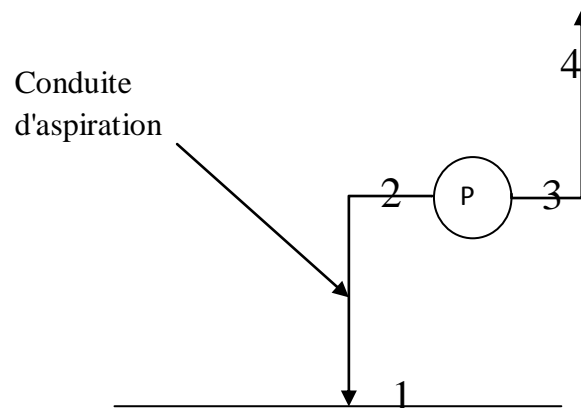


Figure 2: Installation d'une pompe centrifuge

L'ensemble de la pompe et des conduites d'aspiration et de refoulement est défini comme l'installation de la pompe.

Appliquons l'équation de Bernoulli

- Entre les points 1 et 2 (conduite) pas de travail $W_{12}=0$

$$W_{12} = 0 = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + f_a$$

Avec f_a les pertes de charge dans la conduite d'aspiration.

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

- Entre les points 2 et 3 (pompe)

$$W_{23} = \frac{P_3 - P_2}{\rho} + \frac{u_3^2 - u_2^2}{2} + g(z_3 - z_2) + \frac{\Delta P'_{23}}{\phi}$$

- Entre les points 3 et 4 (conduite) pas de travail $W_{34} = 0$

$$W_{34} = 0 = \frac{P_4 - P_3}{\rho} + \frac{u_4^2 - u_3^2}{2} + g(z_4 - z_3) + f_r$$

Avec f_r les pertes de charge dans la conduite de refoulement.

- Entre les points 1 et 4 (la somme des trois équations)

$$W_{23} = \frac{P_4 - P_1}{\rho} + \frac{u_4^2 - u_1^2}{2} + g(z_4 - z_1) + \frac{\Delta P'_{23}}{\phi} + f_a + f_r$$

Divisons cette relation par g :

$$\frac{W_{23}}{g} - \frac{\Delta P'_{23}}{\phi g} = \frac{P_4 - P_1}{\rho g} + \frac{u_4^2 - u_1^2}{2g} + (z_4 - z_1) + \frac{f_a + f_r}{g}$$

$$H_u = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \frac{f_a + f_r}{g}$$

$(z_4 - z_1)$ est appelé hauteur géométrique

En fin, on peut écrire:

$$H_i = H_{th} + h'_h = H_u + h_f + h'_h$$

b. Puissance utile

$$P_u = q_m W_u = \rho q_v W_u = \rho g q_v H_u \text{ (Watt)}$$

q_v : le débit volumique

$$q_v = 2 \pi r_1 b_1 u_{1r} = 2 \pi r_2 b_2 u_{2r}$$

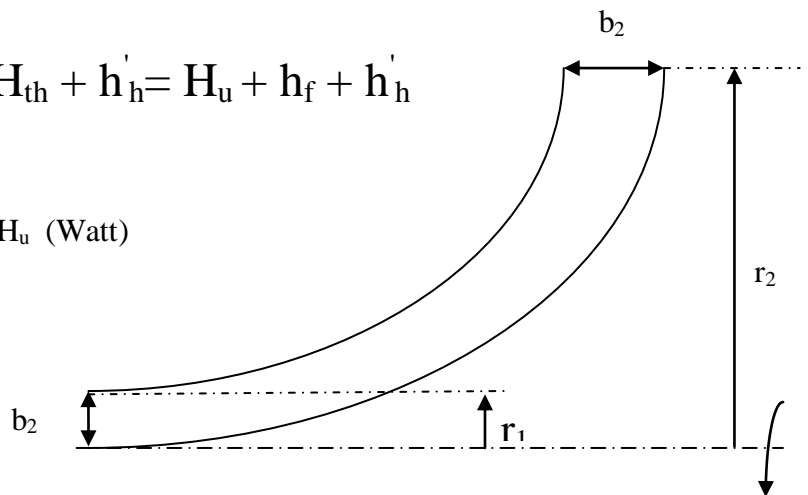


Figure 3: Les largeurs de la roue d'une pompe centrifuge

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

b_1 et b_2 sont les largeurs de la roue à l'entrée et la sortie de l'aubage.

c. Triangle des vitesses

D'après la relation d'Euler, le travail utile est exprimé par:

$$W_u = v_2 u_{2V} - v_1 u_{1V} \Rightarrow H_u = 1/g [v_2 u_{2V} - v_1 u_{1V}]$$

On peut augmenter H_u en diminuant u_{1V}

$$u_{1V} = 0 \text{ quand } \alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow u = u_{1r}$$

Dans ce cas on dit que la roue à une entrée radiale (direction de la vitesse absolue coïncide avec la direction du rayon)

$$\text{Et } H_{\max} = v_2 u_{2V} / g$$

d. Influence de la forme des aubes sur les performances de la pompe

Pour une pompe à entrée radiale :

$$H_u = v_2 u_{2V} / g$$

Du triangle des vitesses à la sortie, on peut écrire

$$u_{2V} = v_2 - x$$

$$x = v_2 - u_{2V}$$

$$\cot g(180 - \beta_2) = \frac{v_2 - u_{2V}}{u_{2r}}$$

$$\Rightarrow u_{2V} = v_2 - u_{2r} \cot g(180 - \beta_2)$$

D'autre part on a : $q_v = 2 \pi r_2 b_2 u_{2r}$

$$u_{2r} = \frac{q_v}{2 \pi r_2 b_2}$$

$$\text{Donc: } u_{2V} = v_2 - \frac{q_v \cot g(180 - \beta_2)}{2 \pi r_2 b_2}$$

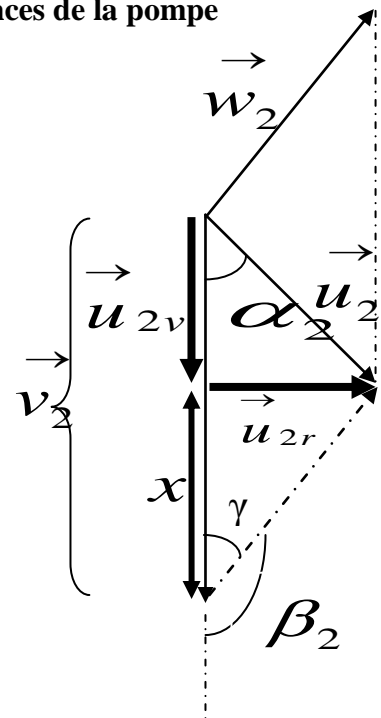


Figure 4: Triangle des vitesses à la sortie

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

La hauteur utile:

$$H_u = \frac{v_2^2}{g} - \frac{v_2 q_v \cot g (180 - \beta_2)}{2\pi r_2 b_2 g}$$

On peut constater que la hauteur utile varie linéairement avec le débit volumique:

- Si $\beta_2 < 90^\circ \Rightarrow \cotg (180 - \beta_2) < 0 \Rightarrow H_u$
- Si $\beta_2 > 90^\circ \Rightarrow \cotg (180 - \beta_2) > 0 \Rightarrow H_u$
- Si $\beta_2 = 90^\circ \Rightarrow \cotg (180 - \beta_2) = 0 \Rightarrow H_u = v_2^2/g$

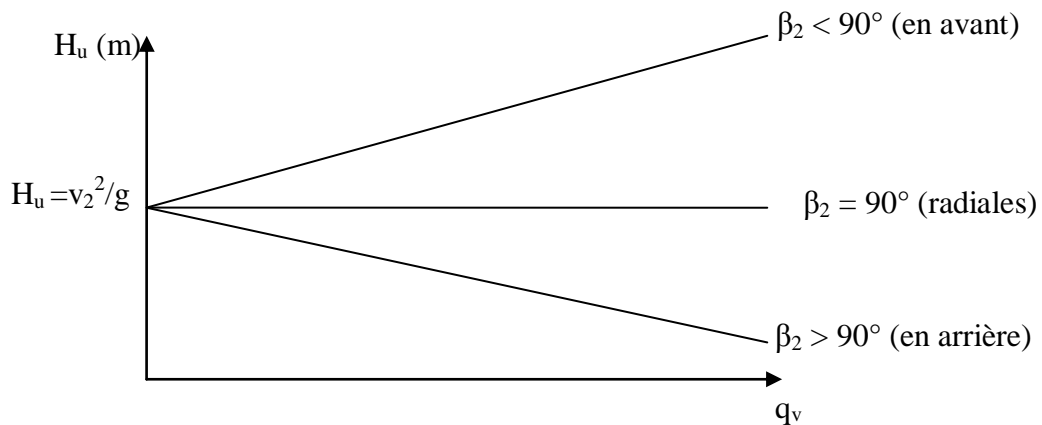
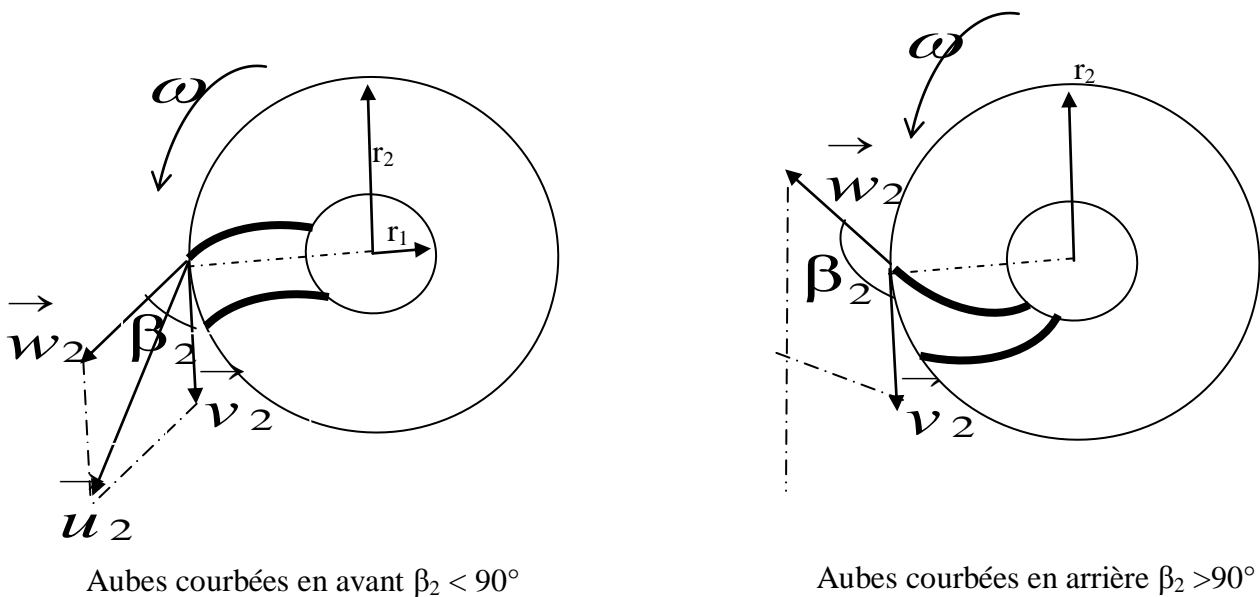
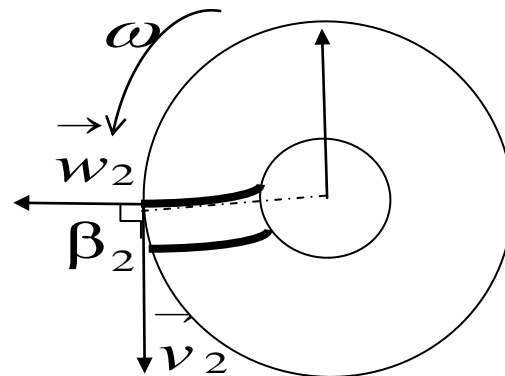


Figure 5: La hauteur utile en fonction de l'angle d'inclinaison des aubes



Chapitre 2 : Pompes centrifuges



Aubes courbées en avant $\beta_2 = 90^\circ$

Figure 6 : Les différents types des aubes de la roue d'une pompe centrifuge

Les pompes à aubes courbées en avant sont travail est instable à cause des fortes turbulences qui peuvent causer la vibration de la pompe. Les pompes les plus utilisés sont les pompes à aubes inclinés en arrière.

4. Rendements d'une pompe centrifuge

Le transfert d'énergie dans le cas réel s'accompagne de pertes d'énergie qui dépend de la construction de la pompe, ces pertes sont :

4.1. Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique caractérise la perte de charge créés dans l'impulseur et qui s'exprime par l'expression suivante :

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_{th}} = \frac{H_u}{H_u + h'_h}$$

$$h'_h = Kq_v^2$$

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges varie entre 0.7 à 0.9.

4.2. Rendement volumétrique

Les rendements volumétriques sont dus à l'existence des fuites à l'extérieur de la pompe à travers les jeux entre le rotor et le corps de la pompe. La formule pour calculer le rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{q_v}{q_i} = \frac{q_v}{q_v + q_f}$$

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

q_i : est le débit aspiré (débit à l'entrée)

q_f : est le débit de fuites volumétriques

Le rendement volumétrique des pompes centrifuges varie entre 0.9 à 0.98.

4.3. Rendement mécanique

Les pertes mécaniques sont des pertes d'énergie dues au frottement mécanique dans les garnitures mécaniques, paliers . On les calcule de la manière suivante :

$$\eta_m = \frac{P_r}{P_a} = \frac{P_a - \Delta P}{P_a}$$

P_a : Puissance absorbée par l'arbre de la pompe

P_r : Puissance reçue par le rotor

ΔP : Puissance mécanique perdue

4.4. Rendement global

Il caractérise le rendement total de la pompe, il est calculé par la formule suivante :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} = \frac{P_u}{P_r} \frac{P_r}{P_a} = \frac{\varphi g q_v H_u}{\varphi g q_i H_{th}} \times \frac{P_r}{P_a}$$
$$\eta_g = \frac{q_v}{q_i} \frac{H_u}{H_{th}} \times \frac{P_r}{P_a} = \eta_v \eta_h \eta_m$$

5. Courbes caractéristiques de la pompe centrifuge

5.1. Hauteur - Débit

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- ✓ de l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- ✓ de l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

"Hauteur d'élévation" $H(Q)$ de la pompe. Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai.

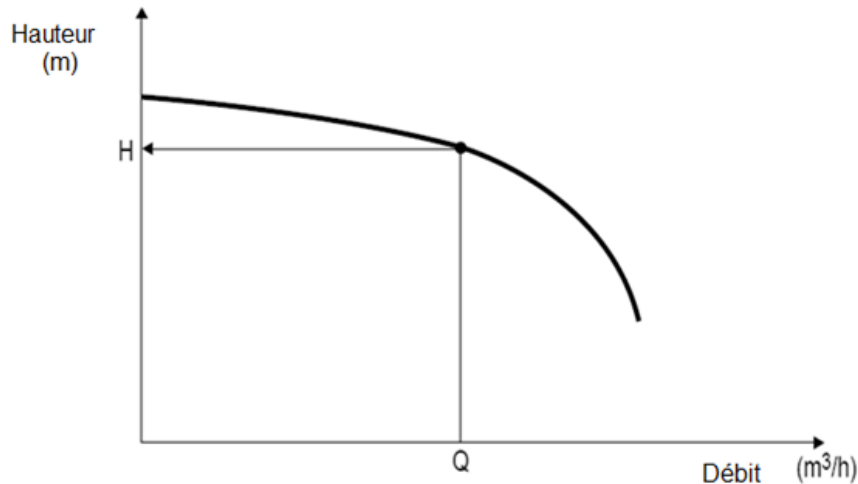


Figure 7 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit

5.2. Rendement, Puissance - Débit

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de déterminer la puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement.

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.

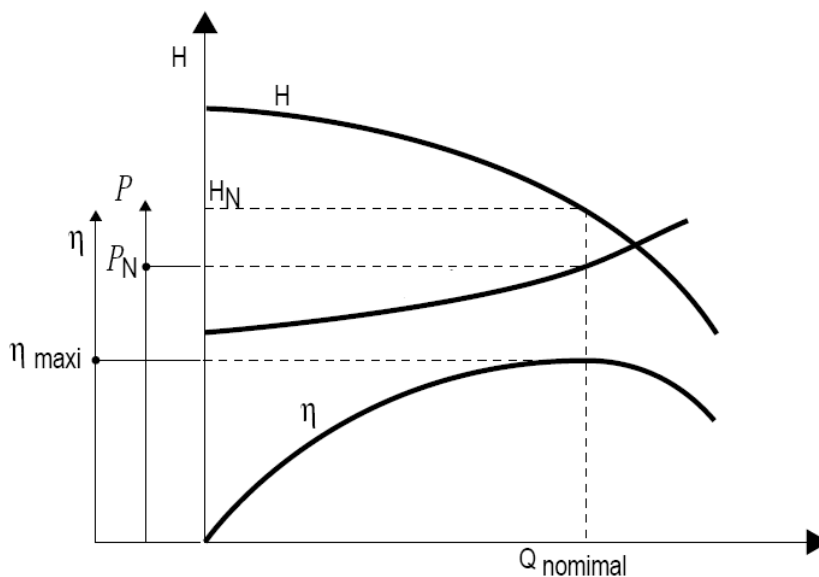


Figure 8 : Courbes caractéristique, rendement et puissance en fonction de débit

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

6. Les pertes de charges de l'installation (conduite aspiration et refoulement)

a. Pertes de charges linéaires

Elles sont données par la relation suivante:

$$\Delta h_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

f: coefficient de frottement dans la conduite

L : la longueur de conduite (m)

D: Diamètre de la conduite (m)

V: vitesse d'écoulement dans la conduite (m/s)

b. Pertes de charges singulières (coude, filtre .etc.)

Elles sont données par la relation suivante:

$$\Delta h_s = K \times \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

K: coefficient de pertes de charge

7. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement d'une pompe indique le débit qu'elle est capable de fournir pour une hauteur donnée. La hauteur est égale aux pertes de charge du circuit (réseau) sur lequel elle est installée.

- La courbe caractéristique de la pompe représente ses possibilités de fonctionnement. Elle est fournie par le fabricant.

- La courbe caractéristique du réseau représente l'évolution de ses pertes de charge en fonction du débit.

Pour tracer la courbe caractéristique du réseau, il suffit de connaître ses pertes de charge pour un débit quelconque. On sera en effet capable de calculer les pertes de charge du

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

circuit pour n'importe quel autre débit. On pourra donc calculer point par point la courbe (évolution des pertes de charge du circuit en fonction du débit).

Le point de fonctionnement de la pompe est à l'intersection entre la courbe caractéristique de la pompe et de celle du réseau.

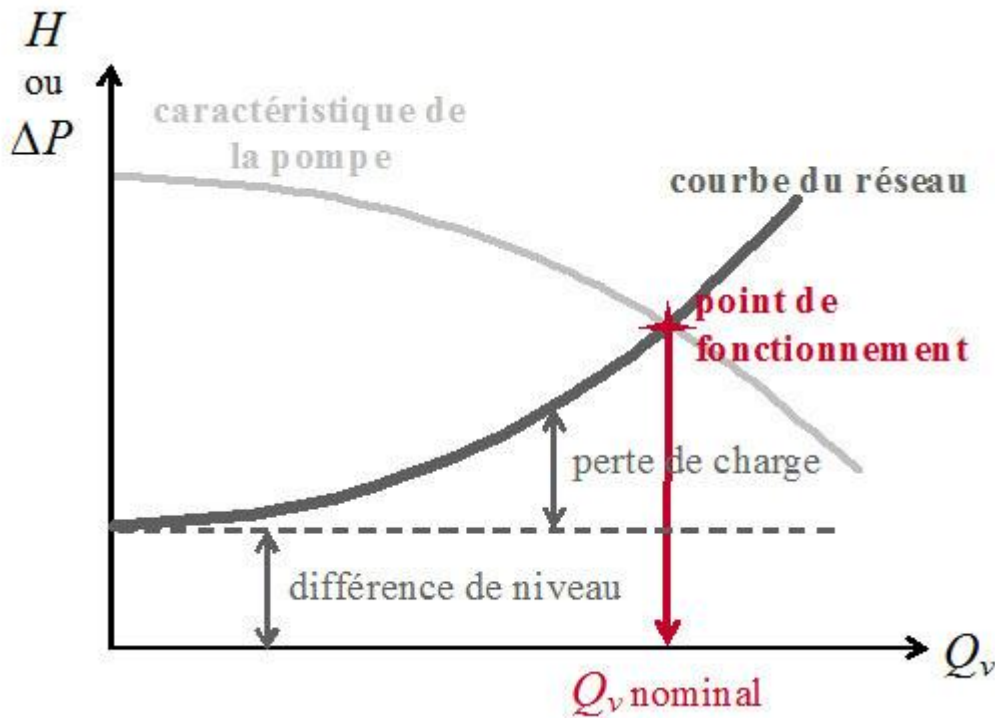


Figure 9 : Point de fonctionnement

8. Couplage des pompes

a. Couplage en série

On considère deux pompes P1 et P2. Le couplage en série est obtenu en branchant la conduite d'aspiration de P2 sur la conduite de refoulement de la pompe P1. Pour le même débit, la pompe P1 fournit la charge H_1 et la pompe P2 fournit la charge H_2 . Il en résulte que la caractéristique globale de ce couplage s'obtient en sommant pour un débit donné, les hauteurs fournies par chacune des deux pompes. Ce mode de couplage permet un gain important en hauteur (pompes multicellulaire).

b. Couplage en parallèle

Les deux pompes aspirent isolement de l'eau, les deux Conduites de refoulement aboutissent sur une conduite de refoulement commune. Si on néglige les pertes de charge entre les sorties des pompes et le point de jonction A, les débits Q_1 et Q_2 s'établissent de

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

telle sorte qu'on ait l'égalité des charges au point de branchement .Donc le caractéristique globe du couplage s'obtient en sommant pour une charge H_a donnée ($H_1=H_2=H_a$). Ce mode de couplage est le même que pour une pompe à doubles entrée d'aspiration.

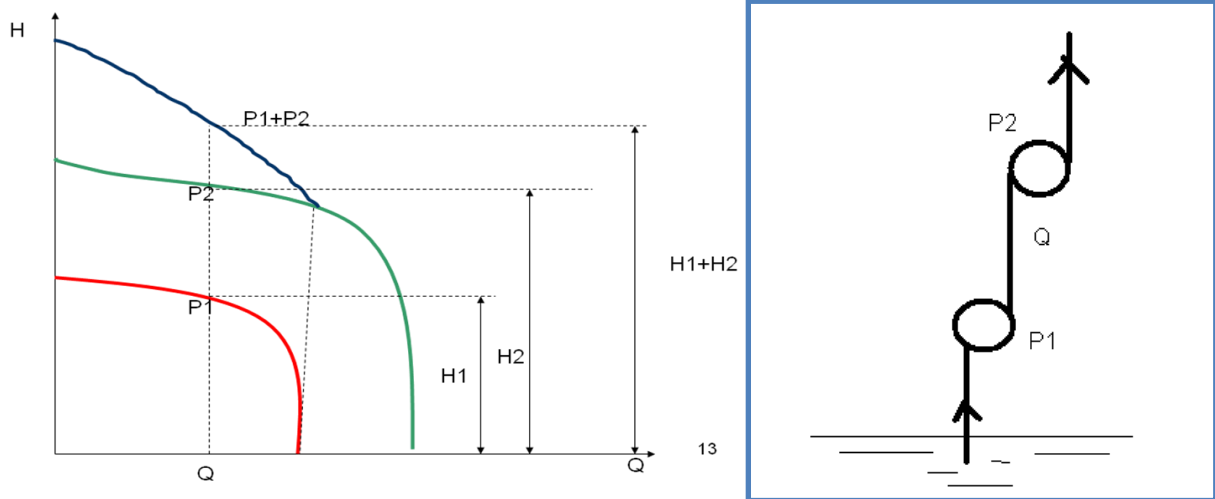


Figure 9 : Couplage en série des pompes

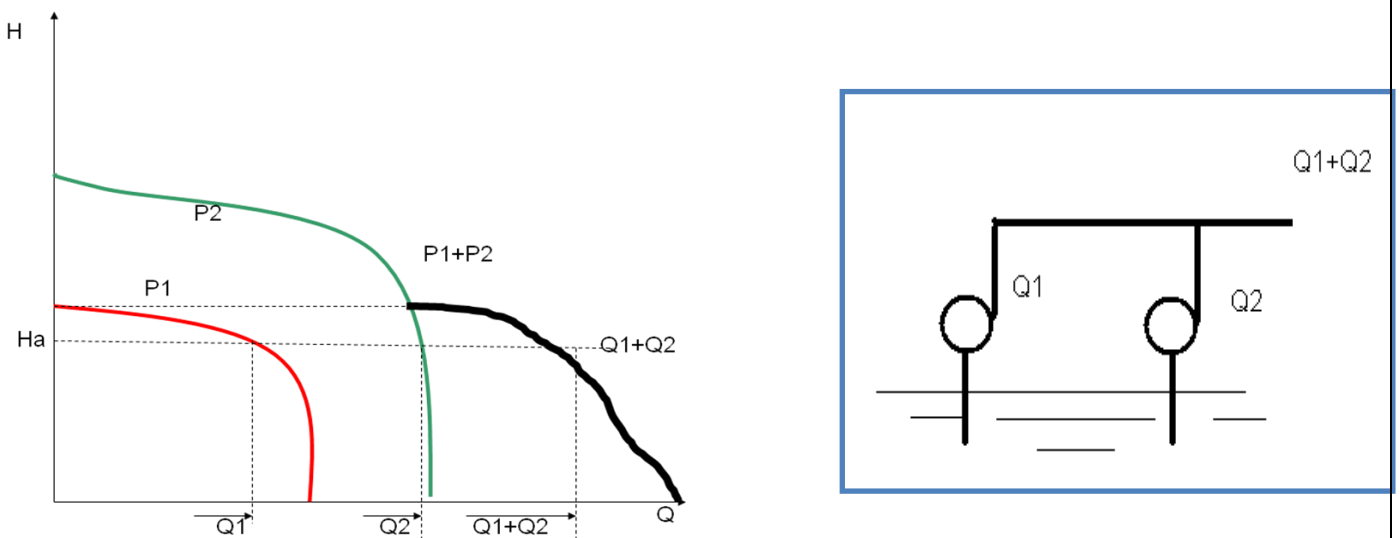


Figure 9 : Couplage en parallèle des pompes

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

9. Cavitation

On appelle cavitation d'une pompe centrifuge la vaporisation, à l'entrée de la roue, d'une partie du liquide pompé. C'est en effet en ce point que la pression est en général la plus basse. On considère en général que cette vaporisation est liée au fait que la pression statique tombe en dessous de la pression de vapeur saturante du fluide pompé. En réalité, il s'agit parfois de la création de bulles de gaz dissous dans le liquide (cas de l'eau notamment), on parle alors de cavitation apparente. Les effets de la cavitation peuvent être très néfastes pour la pompe:

- la création de bulle de vapeur à l'aspiration s'accompagnant de leur condensation brutale dans ou en sortie de roue, lorsque la pression remonte,
- implosion des bulles de vapeur au niveau de la roue,
- vibrations anormales,
- bruit anormal,
- destruction des garnitures d'étanchéité suite aux vibrations,
- arrachement de matière dans les zones d'implosion,
- chute du débit pompé lorsqu'apparaît le phénomène de cavitation.

La cavitation peut être prévue par le calcul du $NPSH_{disponible}$ (pour " Net Positive Suction Head" en anglais) disponible à l'aspiration de la pompe, et sa comparaison avec le $NPSH_{requis}$ par la pompe. La cavitation apparaît pour

$$NPSH_{dispo} = NPSH_{requis}$$

Le $NPSH_{disponible}$ pour un circuit et un débit donné correspond à la marge de pression au dessus de la pression de vapeur saturante du fluide.

$$NPSH_{disponible} = \text{la différence } (P_{t2} - P_{vs})$$

Le $NPSH_{requis}$ est une donnée de constructeur. Il est généralement donné sous forme de courbe en fonction du débit. Ses valeurs sont de quelques mètres de colonne de liquide (par ex 4 mCL). Certaines pompe ont un très faible $NPSH_{requis}$, ce afin de pouvoir limiter le risque de cavitation dans certain montages en aspiration (pompage de puits notamment). Classement des paramètres ayant une influence sur le $NPSH_{disponible}$ et la cavitation

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

Augmentation du risque de cavitation	Réduction du risque de cavitation
augmentation température d'aspiration (pression de vapeur saturante plus élevée)	baisse température d'aspiration
baisse pression d'aspiration	augmentation pression d'aspiration
pertes de charge à l'aspiration élevée (filtre encrassé, vanne partiellement fermée)	/
baisse du niveau du fluide pompé si montage en aspiration (puits, rivière,...)	augmentation du niveau du fluide pompé
augmentation du débit (augmentation des pertes de charge à l'aspiration)	réduction du débit

La pompe ne fonctionnera pas courtement que si la pression totale à l'entrée P_{t2} est supérieur à la somme $P_{vs} + NPSH_{requis}$.

$$P_{vs} + NPSH_{requis} \leq P_{t2} \Rightarrow NPSH_{requis} \leq P_{t2} - P_{vs}$$

La condition de bon fonctionnement à l'aspiration s'écrit donc :

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

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

Exemple:

En appliquant l'équation de Bernoulli à l'écoulement dans la conduite d'aspiration:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + z_2 + \frac{J_a}{g}$$

$$P_2 + \rho \frac{u_2^2}{2} = P_1 + \rho g (z_1 - z_2) - \rho J_a$$

$$P_{t2} = P_{statique} + P_{dynamique}$$

$$\text{Donc } NPSH_{disp} = P_{t2} - P_{vs} = P_1 + \rho g (z_1 - z_2) - \rho J_a - P_{vs}$$

$$NPSH_{disp} = P_{atm} - P_{vs} - \rho g (z_2 - z_1) - \rho J_a \leq NPSH_{requis}$$

