

3- Notions sur les turbomachines

3.1- Généralités

De nombreuses machines sont le siège de transferts d'énergie mécanique entre un fluide et un dispositif comportant des parois solides mobiles. Le mouvement de ces parois dérive généralement, soit d'une translation alternative, soit d'une rotation. Les transferts d'énergie peuvent s'effectuer, soit du fluide vers les parois, soit des parois vers le fluide. Dans le premier cas ces turbomachines sont dites *motrices* (turbines hydrauliques, turbines à vapeur, turbines à gaz, moulins à vent, etc...); dans le second elles sont dites *réceptrices* (pompes, ventilateurs, compresseurs, soufflantes, hélices aériennes et marines, etc...).

Les turbomachines ont très généralement un mouvement de rotation uniforme, et leurs pièces (aubes) fixes et mobiles présentent une périodicité autour de l'axe de rotation. Que ce soit les turbomachines motrices ou réceptrices, ces machines sont généralement constituées d'un rotor (partie mobile) et d'un stator (partie fixe) et peuvent être classées en trois types:

- Les machines *centrifuges* qui sont utilisées pour de grandes hauteurs d'élévation, pour de faibles débits et pour des vitesses de rotation élevées. L'écoulement du fluide à l'intérieure de la machine s'effectue perpendiculairement à l'axe de la machine. Les machines dont les particules s'éloignent de l'axe sont dites *centrifuges*, celles dans lesquelles les particules se rapprochent de l'axe sont dites *centripètes*.
- Les machines *axiales* (ou à hélices) qui sont utilisées pour véhiculer de gros débits et pour des hauteurs d'élévation et des vitesses de rotation faibles. L'écoulement du fluide à l'intérieure de la machine s'effectue parallèlement à l'axe de la machine c'est-à-dire sur des cylindres coaxiaux à cet axe.
- Les machines *hélico-centrifuges* qui sont des machines dans lesquelles les particules de fluide ont une composante axiale et une composante radiale de la vitesse non nulles (elles sont appelées: machine à passage tangentiel).

Afin de rendre ce cours plus pratique et comme le principe de calcul est presque le même dans ces turbomachines, nous allons prendre comme exemple une pompe centrifuge qui est l'appareil le plus utilisé dans les différents domaines.

3.2- Etude des pompes centrifuges

3.2.1- Notions générales

Comme nous le savons, on appelle pompe une machine destinée à faire circuler un liquide. Physiquement, son fonctionnement consiste en ce qu'elle transforme de l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique, c'est-à-dire qu'elle transmet au courant liquide qui la traverse une certaine puissance. La réserve d'énergie reçue par le liquide à l'intérieur de la pompe permet au courant de surmonter les pertes de charge et de s'élever jusqu'à une certaine hauteur.

L'énergie qu'acquiert à l'intérieur de la pompe chaque kilogramme de liquide est la hauteur H_p créée par la pompe et qui se compose, en général, de la hauteur statique (ou piézométrique) et de la hauteur dynamique (due à l'augmentation de l'énergie cinétique spécifique).

On appelle *puissance utile* ou bien puissance fournie par une pompe, l'énergie transmise en une seconde au liquide par cette pompe. Elle est donnée par:

$$P_u = \rho g H_p q_v \quad [\text{W}] \quad (3.1)$$

q_v étant le débit volumique de liquide refoulé par la pompe dans une conduite.

Comme toute machine entraînée, une pompe consomme une puissance supérieure à celle qu'elle fournit. Le rapport des puissances fournie et consommée (ou absorbée) est appelé rendement de la pompe:

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \quad (3.2)$$

Il en résulte que la puissance absorbée par la pompe est:

$$P_a = \frac{\rho g H_p q_v}{\eta} \quad (3.3)$$

On se sert de cette formule pour choisir les moteur d'entraînement des pompes.

Le rendement global d'une pompe tient compte de trois genres de pertes: Les pertes hydrauliques dû aux frottements et à la formation de tourbillons, les pertes volumétriques qui sont causées par les fuites du liquide à travers les jeux et les pertes mécanique dues au frottement mécanique dans les paliers, les presse-étoupe, ...etc.

3.2.2- Equations fondamentales

Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le suivant. L'élément actif de la pompe, le rotor ou la roue à aubes (Fig.3.1) qui tourne à grande vitesse, transmet au liquide un surplus de pression et le rejette à une vitesse supérieure à sa vitesse initiale dans une bêche spirale. Entre les aubes de la roue et le courant liquide se produit une interaction qui a pour résultat de provoquer la transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique. La bêche spirale est destinée à recevoir le liquide qui sort du rotor et à transformer en partie l'énergie cinétique du courant en énergie de pression.

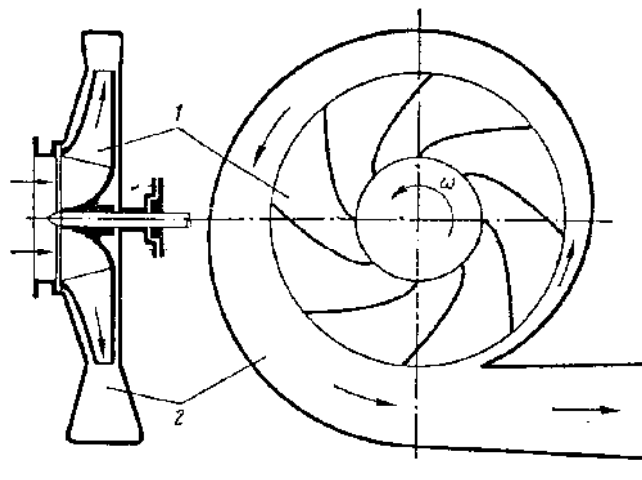


Figure 3.1- Schéma d'une pompe centrifuge.

1- Rotor. 2- Bêche spirale.

Le rotor d'une pompe centrifuge (Fig.3.2) se compose de deux disques dont l'un est calé sur un arbre par l'intermédiaire d'un moyeu et l'autre est fixé au premier par l'intermédiaire des aubes. Ce dernier possède un orifice central (ouïe) destiné à laisser entrer le liquide. La forme des aubes peut être simplement cylindrique ou bien plus complexe.

Le liquide arrive au rotor de la pompe parallèlement à son axe de rotation et, ensuite, se dirige vers les canaux formés par les aubes. Il sort ensuite de la roue par les fentes formées par les disques du rotor.

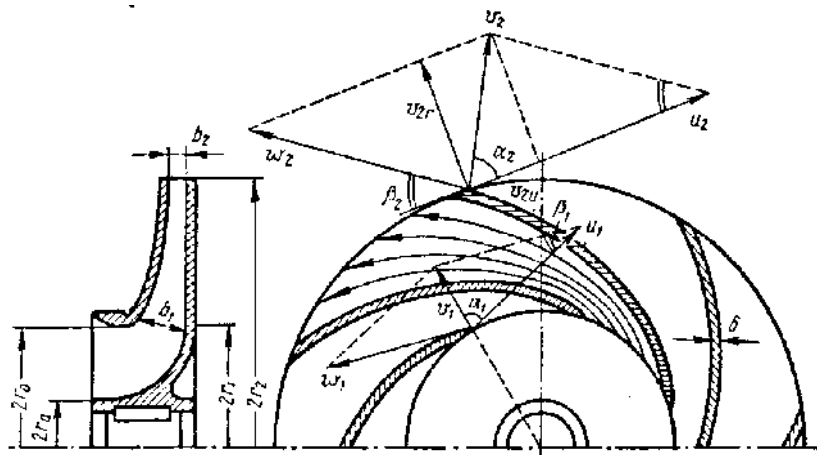


Figure 3.2- Ecoulement du liquide dans le rotor.

Le mouvement du liquide à l'intérieur des canaux d'un rotor qui tourne peut être considéré comme le résultat de l'addition de deux mouvements distinct: d'entraînement (rotation du rotor) et relatif (déplacement du liquide par rapport au rotor). De ce fait, le vecteur vitesse \vec{V} absolue d'une particule de fluide à l'intérieur du rotor est la somme vectorielle des vecteurs vitesse d'entraînement et relative:

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (3.4)$$

En considérant une particule de liquide qui glisse le long de la surface d'une aube, on peut construire le triangle des vitesses de cette particule à l'entrée et à la sortie du rotor. La vitesse relative étant tangente à l'aube tandis que la vitesse d'entraînement est tangente à la circonférence correspondante (Fig.3.2).

Dans le but d'établir l'équation générale des pompes centrifuges, nous admettons que, d'une part, la pompe possède un nombre infini d'aubes identiques d'épaisseur nulle ($\delta=0$) et, d'autre part, le rendement de la pompe est égal à l'unité, c'est-à-dire qu'il ne se produit aucune perte d'énergie et, par conséquent, toute l'énergie qui est dépensée à faire tourner le rotor est transmise intégralement au liquide.

Ces simplifications sont relatives aux pompes idéales que nous allons étudier et, par la suite, nous passerons à l'étude des pompes réelles.

Etablissons deux équations: l'équation des puissances et celle des moments. La première équation exprime le fait que la puissance appliquée à l'arbre du rotor est égale à l'énergie reçue en une seconde par le courant liquide qui traverse la pompe:

$$M \omega = \rho g H_{th} q_v \quad (3.5)$$

où: M : couple de torsion sur l'arbre de la pompe;

ω : vitesse angulaire du rotor;

H_{th} : hauteur créée par la pompe idéale appelée *hauteur effective d'élévation*.

La seconde équation exprime le fait que le couple de torsion sur l'arbre de la pompe est égal à l'augmentation par seconde du moment de quantités de mouvement du liquide dans le rotor:

$$M = \rho q_v (v_2 r_2 \cos\alpha_2 - v_1 r_1 \cos\alpha_1) \quad (3.6)$$

où:

r_1 : rayon d'entrée des aubes;

r_2 : rayon de la circonférence extérieure du rotor.

Des relations (3.5) et (3.6) nous obtenons l'expression de la hauteur créée par la pompe idéale:

$$H_{th} = \frac{\omega}{g} (v_2 r_2 \cos\alpha_2 - v_1 r_1 \cos\alpha_1) \quad (3.7)$$

Cette équation (dite d'Euler) est l'équation fondamentale non seulement des pompes centrifuges, mais encore de toutes les autres machines à aubes: ventilateurs, compresseurs, turbines. Dans ce dernier cas, il se produit non pas une augmentation, mais une diminution du moment de quantité

de mouvement du liquide au cours de son passage à travers le rotor, c'est-à-dire une consommation d'énergie du liquide.

En général, le liquide arrive à la pompe sans rotation préliminaire et, à l'entrée du rotor, son mouvement est radial. Cela signifie que le vecteur vitesse est dirigé suivant le rayon et que l'angle $\alpha_1 = 90^\circ$. Par conséquent, l'équation d'Euler devient:

$$H_{th} = \frac{\omega}{g} v_2 r_2 \cos\alpha_2 = \frac{u_2 v_{2u}}{g} \quad (3.8)$$

où:

$u_2 = \omega r_2$ est la vitesse circonférentielle à la sortie du rotor;

v_{2u} est la composante tangentielle de v_2 .

La formule (3.8) montre que pour obtenir des hauteurs élevées à l'aide d'une pompe centrifuge, il faut créer une vitesse circonférentielle élevée du rotor et une valeur assez élevée de v_{2u} , c'est-à-dire qu'il faut que la rotation du courant dans le rotor soit assez importante. La première condition peut être réalisée par création d'une vitesse angulaire et d'un diamètre du rotor suffisamment élevés et la seconde, par installation d'un assez grand nombre d'aubes convenablement profilées.

3.2.3- Caractéristique d'une pompe idéale

Il est plus pratique de faire apparaître le débit volumique dans la relation (3.8). Pour cela, utilisons l'équation qui donne le débit de liquide qui traverse le rotor:

$$q_v = 2 \pi r_2 b_2 v_{2r} \quad (3.9)$$

où v_{2r} est la composante radiale de la vitesse;

et la relation géométrique donnée par le triangle des vitesses:

$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \cot g \beta_2 \quad (3.10)$$

La combinaison de ces deux équations avec la relation (3.8) nous donne l'équation fondamentale des pompes idéales:

$$H_{th} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{q_v \cot \beta_2}{2 \pi r_2 b_2} \right) \quad (3.11)$$

Cette équation permet de tracer la caractéristique d'une pompe centrifuge idéale, c'est-à-dire la courbe de variation de la hauteur créée par la pompe en fonction du débit pour une vitesse de rotation constante du rotor.

D'après la relation (3.11), la caractéristique d'une telle pompe est une droite dont la pente dépend de la valeur de l'angle β_2 (Fig.3.3). Les schémas des triangles de vitesses correspondant à chaque cas sont représentés sur la figure (Fig.3.4) ci-dessous:

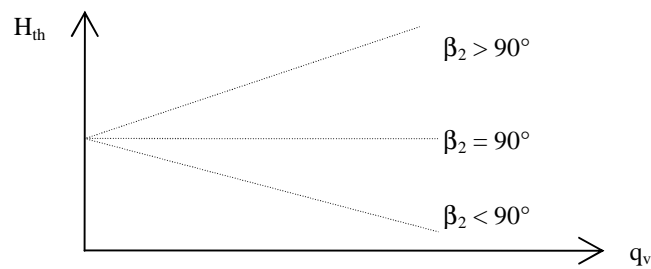


Figure 3.3- Caractéristiques des pompes centrifuges idéales.

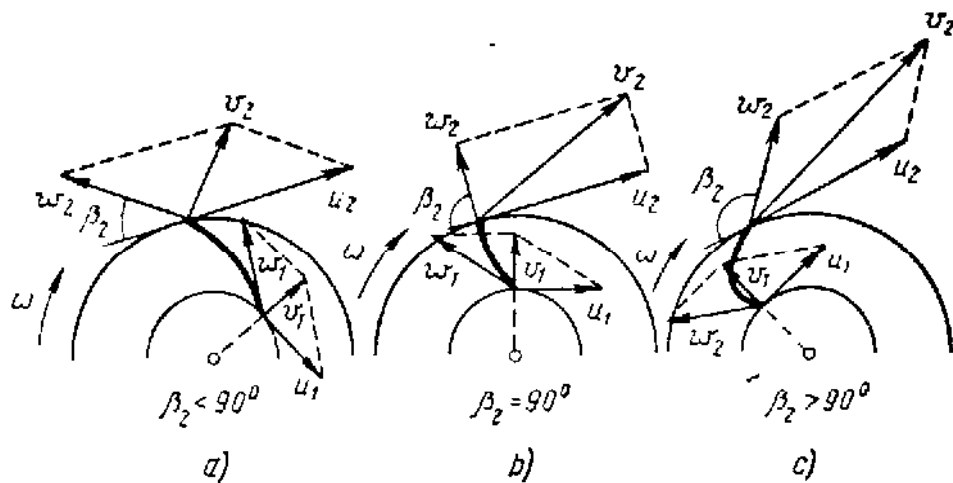


Figure 3.4- Formes des aubes et triangles des vitesses.

Tout ceci nous montre que, pour ce qui est de la hauteur, les meilleurs résultats sont obtenus avec des aubes incurvées vers l'avant ($\beta_2 > 90^\circ$). La hauteur créée par la pompe est alors maximum.

Cependant, la pratique montre que dans ce cas, le rendement est faible. Les aubes incurvées vers l'arrière ($\beta_2 < 90^\circ$) sont plus économiques et, par conséquent, sont plus largement utilisées.

3.2.4- Caractéristique d'une pompe réelle

Dans le cas où on tiens compte du nombre d'aubes ainsi que des pertes de charge à l'intérieure de la pompe (dues au frottement et aux chocs), sa caractéristique réelle (Fig.3.5) pour une vitesse de rotation constante est en général de la forme:

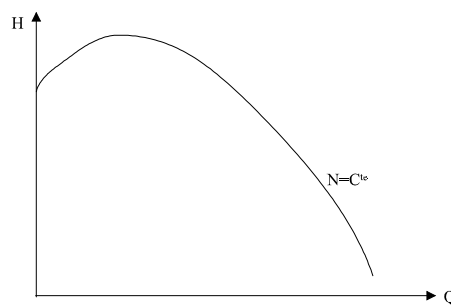


Figure 3.5- Caractéristique réelle d'une pompe centrifuge.

Cette caractéristique est obtenue par voie expérimentale à cause de la difficulté d'évaluation de certains coefficients. Elle est généralement fournie par le constructeur.

* **Cas d'une pompe axiale** : En général, la courbe de fonctionnement $H(Q)$ (hauteur-débit) d'une pompe axiale à l'allure présentée sur la figure (3.6). Cette courbe peut représenter à gauche du point nominal A (point de meilleur rendement) un point P à partir duquel la hauteur diminue en même temps que le débit.

A ce point P correspond une zone NP dite d'instabilité ou "creux", caractérisée par un fonctionnement de la pompe bruyant et vibratoire, mécaniquement dangereux. Cependant, dans certains cas la zone NP peut ne pas exister, alors la caractéristique de la pompe peut être entièrement descendante et donc stable (Fig.3.7).

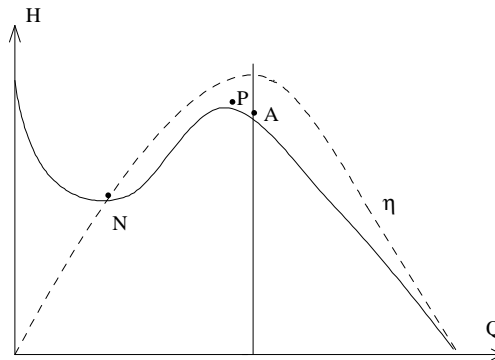


Figure 3.6- Allure de la courbe $H(Q)$ de la pompe axiale.

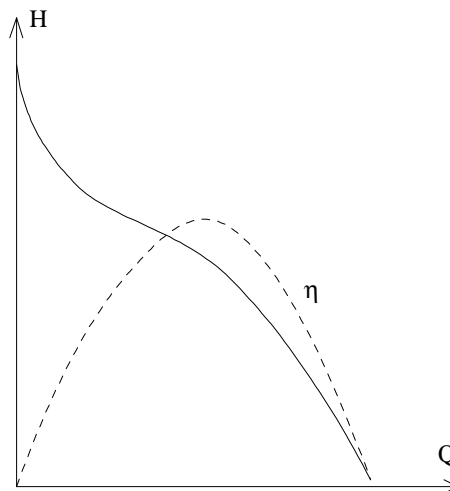


Figure 3.7- Courbe $H(Q)$ sans zone d'instabilité.

3.2.5- Rendement d'une pompe

Les pertes d'énergie qui se produisent dans une pompe et dont tient compte le rendement total de la pompe η peuvent être divisées en trois catégories:

- Les pertes hydrauliques, qui sont évaluées par le rendement hydraulique:

$$\eta_h = \frac{H_p}{H_{thz}} = \frac{H_{thz} - \sum h_p}{H_{thz}} \quad (3.12)$$

où:

H_p : hauteur réelle produite par la pompe;

H_{thz} : hauteur créée sans les pertes de charge à l'intérieur de la pompe;

$\sum h_p$: pertes de charge totales dans la pompe (entrée rotor et bête spirale).

Le rendement hydraulique d'une pompe est toujours supérieur à son rendement total.

- Les pertes volumétriques, qui sont dues à l'existence des fuites du liquide à travers les jeux (joints d'étanchéité) entre le rotor qui tourne et le corps immobile de la pompe (Fig.3.8). Le rotor refoule le liquide du tuyau d'aspiration dans la conduite de refoulement, mais en raison de l'élévation de la pression créée par le rotor, une partie du liquide revient en arrière en passant à travers les jeux.

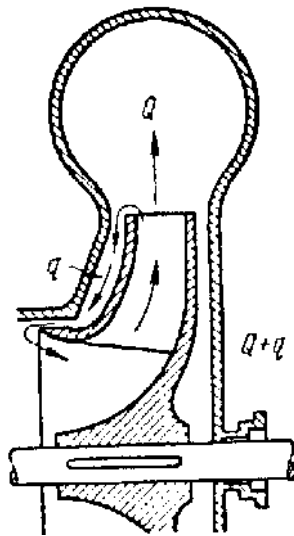


Figure 3.8- Fuites dans une pompe centrifuge.

Dans ce cas, les pertes volumétriques sont évaluées par le rendement volumétrique de la pompe:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'} = \frac{Q}{Q+q} \quad (3.13)$$

Q' étant le débit de liquide qui traverse le rotor et q le débit de fuite.

- Les pertes mécaniques, qui comprennent les pertes d'énergie dues au frottement mécanique dans les presse-étoupe (ou boîtes étanches) et les paliers de la pompe ainsi que le frottement qui se produit entre la surface externe du rotor (disques) et le liquide.

Le rendement mécanique de la pompe est exprimé par:

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_0} = \frac{P_0 - P_{méc}}{P_0} \quad (3.14)$$

où:

$$P_h : \text{puissance hydraulique donnée par : } P_h = \rho g H_{thz} (Q + q)$$

P_0 : puissance totale dépensée par la pompe;

$P_{méc}$: puissance perdue par frottements.

En combinant entre les relations ci-dessus, nous obtenons l'expression du rendement global de la pompe défini par le rapport de la puissance fournie à la puissance dépensée:

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m = \frac{H_p}{H_{th}} \cdot \frac{Q}{Q + q} \cdot \frac{P_h}{P_0} \quad (3.15)$$

Ce rendement varie généralement entre 0.7 et 0.85; les petites pompes auxiliaires peuvent avoir un rendement plus faible. L'allure de la courbe de la variation du rendement en fonction du débit, pour une vitesse de rotation constante, est donnée par la figure (Fig.3.9) ci-dessous:

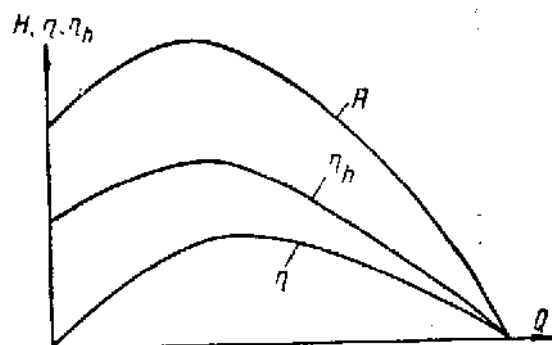


Figure 3.9- Courbes caractéristiques.

3.2.6- Similitude des pompes

- Théorème π :

Une équation physique $f(x_1, x_2, \dots, x_p) = 0$ peut s'écrire $F(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{p-q}) = 0$.

Les π sont des produits sans dimension, indépendants qui seront construits à partir des variables x_1, x_2, \dots, x_p . Le nombre de ces produits π est inférieur au nombre de variables x , il est égal à $(p - q)$; p étant le nombre de variables et q le nombre d'unités fondamentales intervenant dans ces p grandeurs physiques. En mécanique des fluides, les unités fondamentales sont la masse M , la longueur L et le temps T .

- Utilisation pratique:

Quant deux systèmes sont semblables, les termes sans dimension π ont même valeur numérique et la loi F qui les relie a la même expression mathématique pour les deux systèmes.

- Application aux pompes:

Les fonctions f et F seront définies par:

$$f(H, D_2, Q, N, g, \mu, \rho) = 0 \quad \text{et} \quad F(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4) = 0.$$

Rateau a montré que les produits π suivants restent constants pour toutes les pompes considérées et pour toutes les vitesses de rotation:

$$\mu = \frac{gH}{u_2^2} \quad \delta = \frac{Q}{u_2 D_2^2} \quad \tau = \frac{P_h}{\rho u_2^3 D_2^2} \quad \text{et} \quad \eta \quad (3.16)$$

μ : coefficient manométrique;

δ : coefficient de débit;

τ : coefficient de puissance

η : rendement de la pompe défini par la relation (3.15).

Les lois de similitude peuvent alors s'énoncer ainsi:

- pour une même pompe centrifuge tournant à une vitesse quelconque ainsi que pour des pompes semblables (mêmes triangles des vitesses aux points homologues) tournant à des vitesses quelconques, si on se trouve en des points de fonctionnement homologues, les coefficients de Rateau sont communs à tous les régimes de fonctionnement.
- ces coefficients présentent un grand intérêt pour la représentation des courbes caractéristiques. En effet, si on dispose d'un réseau de courbes hauteur, rendement et puissance en fonction du débit pour une pompe et une vitesse données et si on substitue à ces grandeurs les coefficients adimensionnels de Rateau correspondants: μ , τ , η et δ , on obtient, pour toutes les pompes semblables à la pompe considérée et pour toutes les vitesses de rotation, trois courbes qui sont les courbes caractéristiques de la pompe centrifuge considérée et de toutes les autres pompes semblables.

Il résulte de cette propriété deux avantages pratiques:

- pour l'exécution des essais d'une pompe, il suffira d'essayer une pompe semblable (modèle réduit moins coûteux) à une vitesse quelconque pour en déduire les caractéristiques de la pompe donnée à n'importe quelle vitesse de rotation;
- dans l'établissement du projet de construction d'une pompe, on part d'une pompe existante dont on connaît les caractéristiques et grâce aux lois de similitude on en déduit les dimensions de la pompe cherchée et sa vitesse de rotation.

Pour une même pompe tournant à des vitesses de rotation différentes N_1 et N_2 , les formules de similitude (3.16) nous permettent d'écrire:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad \eta_1 = \eta_2 \quad (3.17)$$

Avec ces relations, nous pouvons tracer la caractéristique d'une pompe à une vitesse de rotation désirée à partir d'une autre caractéristique correspondant à une autre vitesse de rotation. Pour cela,

on fait varier le débit proportionnellement au rapport des vitesses de rotation et la hauteur proportionnellement au carré de ce rapport (Fig.3.10).

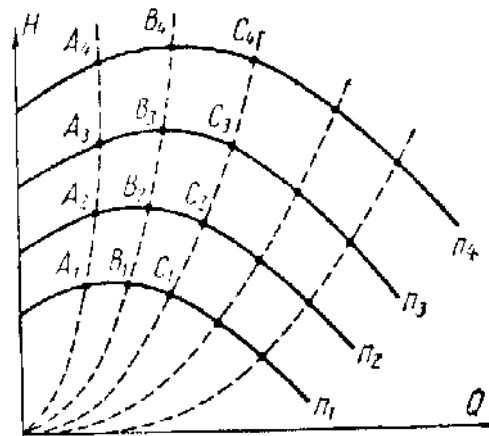


Figure 3.10- Caractéristiques d'une pompe à des vitesses de rotations différentes.

Les points A_i correspondent à des régimes de fonctionnement semblables. Les points B_i correspondent à une seconde série de régimes de fonctionnement semblables ...etc.

3.2.7- Vitesse spécifique

L'un des produits de la similitude les plus importants est celui de la *vitesse spécifique* car il est directement lié à la forme du rotor de la pompe. Il est donné par :

$$n_s = 3,65 \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.18)$$

Avec: Q en m³/s, H en m et N en tr/mn.

- | | | |
|------------------------------------------------|----------------------|-------------------------|
| 1- Pompes à faible vitesse (à haute pression): | $n_s \leq 80$; | $D_2/D_1 = 2,2 - 3,5$. |
| 2- Pompes normales: | $n_s = 80 - 150$; | $D_2/D_1 = 2,2 - 1,8$. |
| 3- Pompes rapides: | $n_s = 150 - 300$; | $D_2/D_1 = 1,8 - 1,3$. |
| 4- Pompes semi-hélicoïdales: | $n_s = 300 - 600$; | $D_2/D_1 = 1,3 - 1,1$. |
| 5- Pompes axiales (ou hélices): | $n_s = 600 - 1200$; | $D_2/D_1 = 1$. |

Les schémas de rotors illustrant ces différentes classes de pompes sont représentés sur la figure (Fig.3.11) ci-dessous:

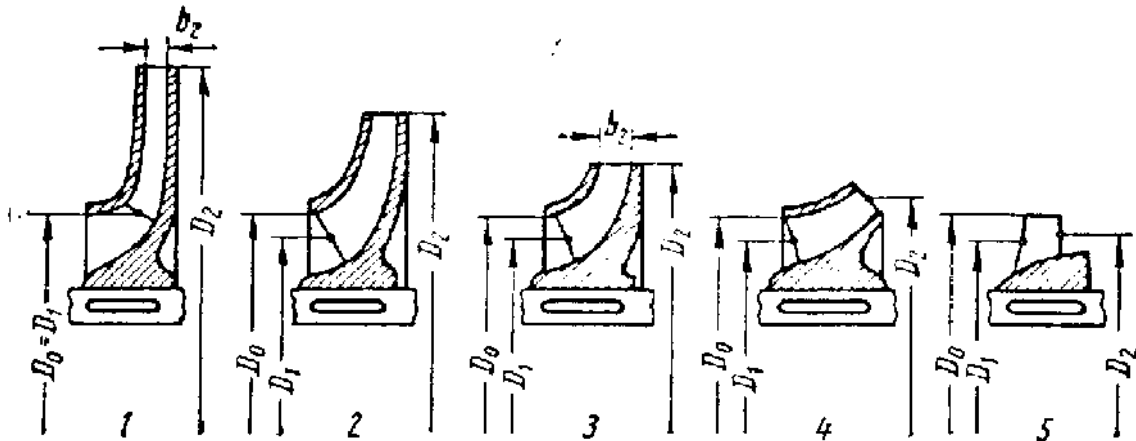


Figure 3.11- Différentes formes de rotors de pompes.

Exemple:

Théoriquement, on pourrait utiliser pour tous les régimes (hauteur-débit) le même type de machine en jouant uniquement sur la vitesse de rotation N .

Prenons par exemple les deux pompes suivantes:

Pompe A: $Q = 47 \text{ l/s}$ et $H = 13 \text{ m}$;

Pompe B: $Q = 9500 \text{ l/s}$ et $H = 148 \text{ m}$.

Quelle devrait être la vitesse de chaque pompe pour que leur $n_s = 200$ (pompes rapides)?

L'application de la formule (3.18) nous donne:

$$N_A = \frac{n_s H^{0.75}}{3,65 \sqrt{Q}} = \frac{200 (13)^{0.75}}{3,65 \sqrt{0,047}} \approx 1730 \text{ tr / mn}$$

$$N_B = \frac{n_s H^{0.75}}{3,65 \sqrt{Q}} = \frac{200 (148)^{0.75}}{3,65 \sqrt{9,5}} \approx 754 \text{ tr / mn}$$

Les vitesses obtenues ne correspondent pas aux vitesses de synchronisme des moteurs asynchrones, il serait donc nécessaire d'employer des réducteurs ou multiplicateurs de vitesse d'un prix de revient très élevé.

La vitesse de rotation la plus économique est de 3000 tr/mn car elle correspond au moteur de plus petite dimension pour une puissance donnée.

Calculons alors le n_s économique pour ces deux pompes:

$$\text{Pompe A: } n_s = 3,65 \frac{3000 \sqrt{0,047}}{(14)^{0,75}} \approx 347 \quad \text{c'est une pompe semi-hélicoïdale.}$$

$$\text{Pompe B: } n_s = 3,65 \frac{3000 \sqrt{9,5}}{(148)^{0,75}} \approx 795 \quad \text{c'est une pompe axiale.}$$

3.2.8- Point de fonctionnement d'une pompe

Soit une pompe centrifuge débitant sur une conduite unique. Dans la pratique, la caractéristique de la conduite est donnée par:

$$H_{ex} = \beta \frac{\nu^m L}{D^{5-m}} Q^{2-m} + \Delta z \quad (3.19)$$

où:

H_{ex} : hauteur exigée [m];

L : longueur de la conduite [m];

D : diamètre intérieur de la conduite [m];

ν : viscosité cinématique [m^2/s]; $\nu = \mu / \rho$ (μ : viscosité dynamique)

Δz : différence des hauteurs totales;

m et β : coefficients donnés en Annexe A3.

La caractéristique de la pompe est donnée, quant à elle, par l'équation:

$$H = a - b Q^{2-m} \quad (3.20)$$

où a et b sont des coefficients fonctions des caractéristiques de la pompe (formes et dimensions de la roue, des aubes et du diffuseur).

Pour aboutir à un fonctionnement normal du couple pompe-conduite, les pertes de charge totales dans la conduite pour un débit donné ajoutées aux différences de hauteurs géodésiques doivent être égales à la charge créée par la pompe pour le même débit. Ceci nous permet d'écrire:

$$H_{ex} = H \quad (3.21)$$

La solution de cette égalité nous fournit les coordonnées du *point de fonctionnement* du système pompe-conduite.

Du fait que la caractéristique de la pompe n'est connue que graphiquement, la solution de l'équation (3.21) se fait d'une manière graphique: On trace la caractéristique de la conduite sur le même graphique que celui de la pompe et à la même échelle, on cherche ensuite le point d'intersection (Fig.3.12).

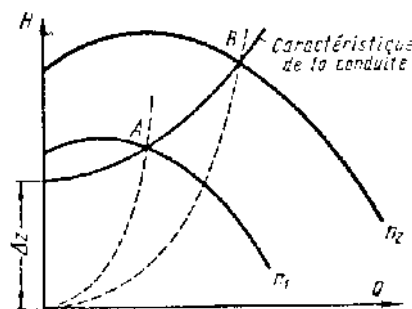


Figure 3.12- Détermination du point de fonctionnement.

La variation de la vitesse de rotation de N_1 jusqu'à N_2 entraîne le déplacement du point de fonctionnement de A en B. Puisque ces points appartiennent à des paraboles de similitude différentes, la similitude des régimes n'est pas conservée.

3.2.9- Cavitation d'une pompe - Notion de NPSH

La cavitation est un phénomène qui apparaît dans la pompe au moment de la rotation lorsqu'en un point de l'écoulement la pression statique est si faible qu'elle atteint la pression de vapeur saturante (P_v) du liquide. Cette pression est celle permettant la vaporisation du liquide en mouvement.

La cavitation apparaît sous forme de microbulles de vapeur d'un diamètre inférieur au millimètre en général, nées le plus souvent autour d'impuretés transportées par le liquide (particules microscopiques en suspension). Ces bulles de vapeur seront ensuite résorbées (implosion) pour reformer du liquide lorsque la pression sera suffisante. C'est le cas des machines de compression où la pression la plus faible règne à l'entrée, puis augmente par le passage dans le rotor.

La pression statique diminuera à l'entrée pour les cas suivants:

- Augmentation de la hauteur géométrique d'aspiration de la pompe.
- Diminution de la pression atmosphérique par augmentation de l'altitude.
- Diminution de la pression absolue dans l'enceinte d'aspiration.
- Augmentation de la vitesse à l'entrée de la pompe.
- Augmentation de la perte de charge à l'entrée de la pompe.

Définition du NPSH:

Au lieu de s'intéresser à la pression statique à l'entrée, il est préférable, pour caractériser la cavitation, de calculer le *NPSH* (charge nette à l'aspiration au dessus de la pression de vapeur) de la pompe.

La forme et les caractéristiques de la conduite d'aspiration permettent par un calcul simple de calculer le *NPSH* disponible à l'entrée de la pompe. Cette dernière requiert, pour sa part, un certain *NPSH* pour fonctionner sans cavitation. La condition de non cavitation à vérifier est donc:

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

Le *NPSH_r* d'une machine se détermine par un essai, sa valeur dépend du type de la machine, de la vitesse de rotation et du débit. Il est généralement fourni par le constructeur de la pompe.

Le *NPSH_d* est donné par la relation suivante:

$$NPSH_d = \frac{P_e}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (3.22)$$

où l'indice "e" correspond à l'entrée de la pompe.

La charge nette à l'aspiration se calcule facilement en fonction de la hauteur d'aspiration, des pertes de charge à l'aspiration et de la pression qui règne au dessus de la surface libre du liquide.

Une forme plus pratique du $NPSH_d$ est donnée par:

$$NPSH_d = \frac{P_0 - P_v}{\rho g} - \Delta h \pm h_{asp} \quad (3.23)$$

où:

P_0 : pression qui règne au dessus de la surface du liquide.

Δh : pertes de charge à l'aspiration.

h_{asp} : hauteur géométrique d'aspiration.

+ : Si la pompe est située en dessous du niveau d'aspiration (pompe en charge).

- : Si la pompe est située au dessus du niveau d'aspiration.

Pour toutes les machines bien construites, Wislicenus a montré qu'il existe un nombre qui, au point de fonctionnement optimal, est constant, et cela quel que soit le type de machine. Ce nombre s'appelle aussi: *vitesse spécifique d'aspiration*. Il est donné par:

$$S = \frac{N \sqrt{Q_o}}{(NPSH_r)_o^{3/4}} = 180 \quad (3.24)$$

où l'indice "o" est relatif aux conditions optimales de fonctionnement.

Exemple d'application:

On désire prévoir l'installation d'une machine (Fig.3.11) destinée à pomper un liquide de $P_v = 1$ bar dans les conditions de marche normale ($\rho = 800 \text{ Kg/m}^3$).

La hauteur à fournir par la pompe est de 33 m et le débit de 40 l/s, la pression au ballon d'aspiration est de 2 bars.

Déduire à partir du nombre S la valeur de la hauteur d'aspiration, la perte de charge étant négligée et la vitesse de rotation de la pompe étant de 1450 tr/mn.

L'application directe de la relation (3.24) nous donne:

$$S = \frac{1450 \cdot \sqrt{0,04}}{(NPSH_r)^{0,75}} = 180 \quad \text{d'où} \quad NPSH_r = 1,88 \text{ m}$$

Pour éviter la cavitation, nous devons vérifier la relation

$$NPSH_d \geq NPSH_r$$

$$\frac{P_0 - P_v}{\rho g} - \Delta h - h_{asp} \geq NPSH_r$$

$$\frac{2 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^5}{800 \cdot 9,81} - h_{asp} \geq 1,88$$

$$\text{d'où:} \quad h_{asp} \leq 10,86 \text{ m}$$

Ce qui nous donne le schémas de l'installation ci-contre:

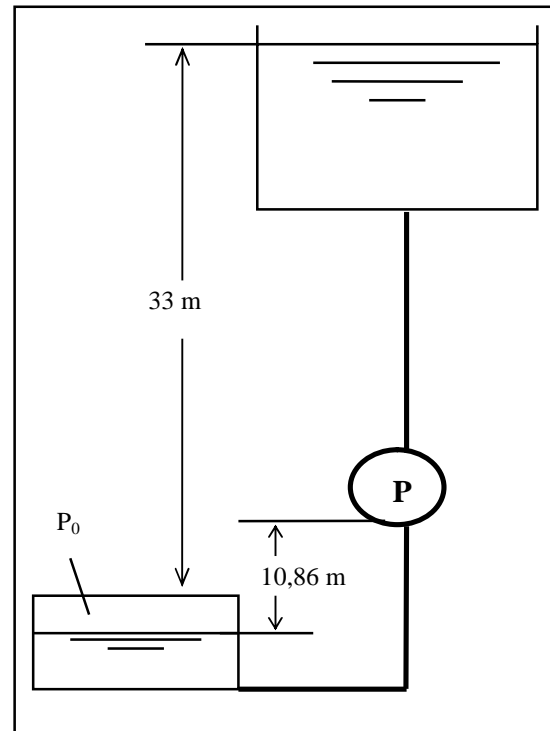


Figure 3.13- Exemple d'application.

Schéma de l'installation.