

I. Caractéristiques générales des pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élevation de niveau (Z), une augmentation de pression (p) et toujours des pertes de charges.

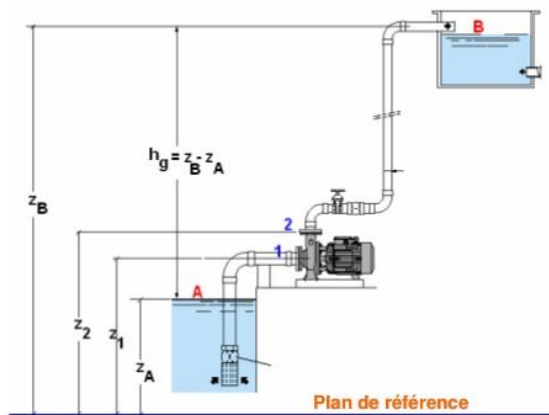
1. Débit :

Le débit Q fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en (m^3/h).

2. La hauteur manométrique

Considérons une pompe A refoulant un liquide de poids volumique ϖ avec un débit Q à une hauteur H_g à l'aide d'une canalisation de longueur L et de diamètre D .

L'écoulement considéré va provoquer le long de la canalisation une perte de charge ΔH_T résultant des frottements le long de la canalisation et des pertes de charge locales (coudes, robinets-vannes, crépine, clapets, etc ..).



On applique le théorème de Bernoulli entre B et A :

$$Z_B + \frac{p_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + H_{MT} = Z_A + \frac{p_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + \Delta H_{total}$$

Or $p_A = p_B = p_{atm}$, $V_A \approx V_B \approx 0$ et

$$Z_A - Z_B = H_g$$

On trouve : $H_m = H_g + \Delta H_{total}$

Soit : $\Delta H_{total} = \Delta H_L + \Delta H_s$

Avec : $\Delta H_L = \lambda \frac{1}{D} \frac{Q^2}{2gA^2} L$ et $\Delta H_s = K \frac{Q^2}{2gA^2}$

H_g : s'appelle la hauteur géométrique d'élevation.

$H_g + \Delta H_T$: s'appelle la hauteur manométrique d'élevation (H_m).

3. Rendement de la pompe :

Le rendement (η) d'une pompe se calcule comme le rapport de la puissance utile P (puissance hydraulique) et la puissance absorbée Pa (Puissance fournie sur l'axe de la pompe).

➤ **Puissance utile de la pompe (Puissance hydraulique fournie) P_u :**

Elle correspond au travail à effectuer pour élever, par unité de temps, un volume de liquide de masse volumique ρ à la hauteur H_{mt} :

$$P_u = \rho g Q H_{mt} \text{ (en W)}$$

Donc le Rendement η d'une pompe est :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{\rho g Q H_{mt}}{P_a}$$

II. Courbes caractéristiques d'une pompe

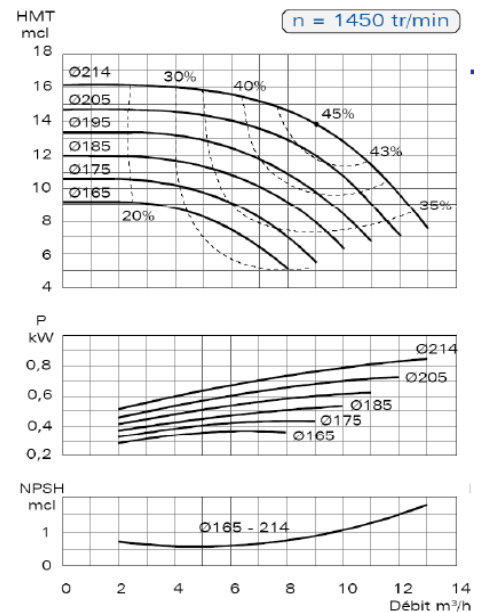
Les courbes principales qui caractérisent une pompe sont au nombre de trois. Elles sont établies par le constructeur pour un type de pompe et une vitesse de rotation donnée.

➤ **Courbe débit-hauteur**

Elle présente les variations de la hauteur manométrique totale d'élévation susceptible d'être fournie par la pompe en fonction du débit Q. Ces courbes sont sensiblement des paraboles. Pour les pompes centrifuges (écoulement radial) les paraboles sont plus ou moins plongeantes.

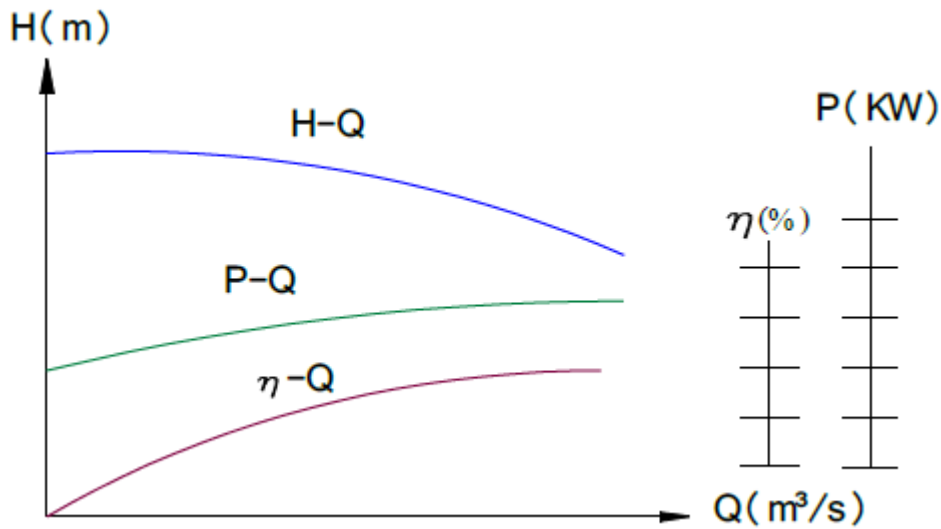
➤ **Courbe de puissance. Puissance absorbée par une pompe**

La courbe de puissance absorbée en fonction du débit est d'allure parabolique. Pour les pompes centrifuges la concavité de la parabole est tournée vers le bas, ce qui permet d'éviter une surcharge du moteur si les conditions d'utilisation sont appelées à varier.



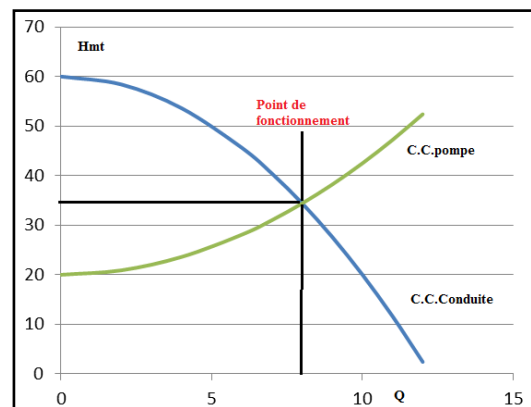
➤ Courbe et rendement. Rendement optimum

Cette courbe pour chaque type de pompe présente un maximum au voisinage duquel il faudra s'efforcer d'utiliser la pompe. A titre indicatif, nous donnons sur le tableau ci-après l'ordre de grandeur du rendement optimal des pompes centrifuges.



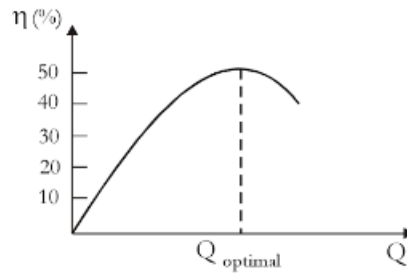
III. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement de la pompe est déterminé par le point d'intersection de la courbe caractéristique de la pompe $Q-H$ et la courbe caractéristique du circuit Hydraulique.



Chapitre 1 :Pompes (suite)

La courbe de rendement d'une pompe se présente généralement telle que montrée sur la figure suivante :



Courbe de rendement d'une pompe.

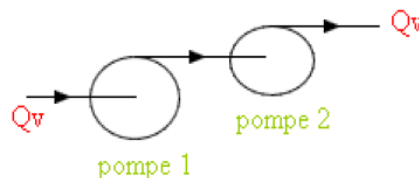
IV. Couplage des pompes

Le couplage des pompes peut s'effectuer en série ou en parallèle.

a) Couplage en série.

Le couplage en série est mis en application sur les pompes centrifuges multicellulaires. Tout se passe comme si le refoulement d'une pompe arrivait à l'ouïe d'aspiration de la pompe suivante. Pour un débit donné, la hauteur d'élévation est égale à la somme des hauteurs d'élévation produites par chaque groupe ou chaque cellule.

En plaçant 2 pompes en série, la **HMT** du point de fonctionnement sera égale à la somme des HMT des 2 pompes :



$$H_{mt}(\text{ensemble}) = H_{mt}(\text{pompe1}) + H_{mt}(\text{pompe2})$$

- Tracé pratique du couplage de 2 pompes en série

Soient deux pompes de caractéristiques $H_m 1 = f_1(Q)$ et $H_m 2 = f_2(Q)$.

La caractéristique du couplage en série de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

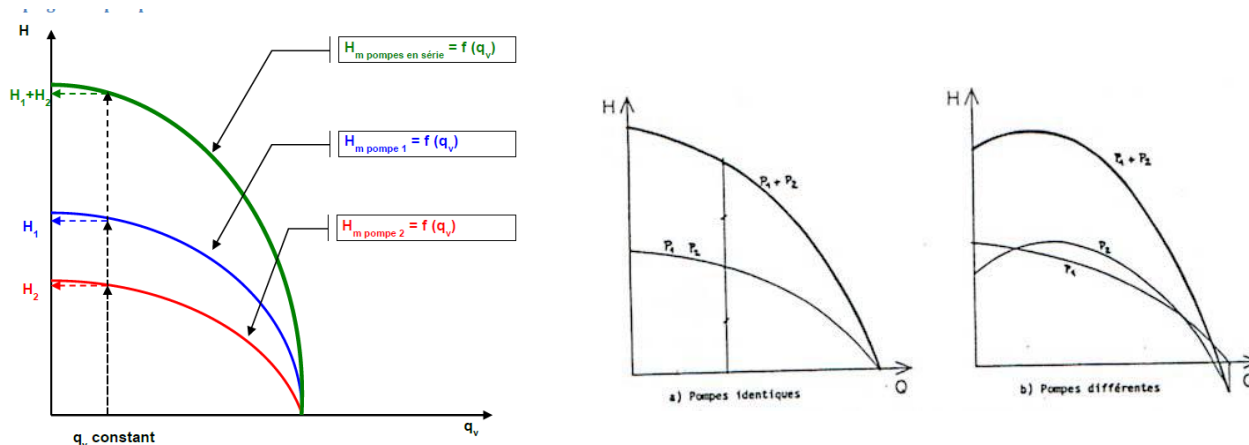
- Le débit circulant dans les deux pompes est identique ($Q_v = Q_{v1} = Q_{v2}$)
- La hauteur manométrique totale est la somme hauteurs manométriques de chaque pompe ($H_{mt\ total} = H_{mt1} + H_{mt2}$).

- **Théoriquement :**

Tracé théorique du couplage de 2 pompes en série Construction :

Chapitre 1 : Pompes (suite)

- pour un débit donné, on relève la hauteur manométrique de la 1ère pompe, que l'on rajoute à la hauteur manométrique de la 2ème pompe (cela pour le même débit),
- ainsi, et pour plusieurs débits fixés, on construit cette courbe d'évolution.



Caractéristiques de deux pompes fonctionnant en série

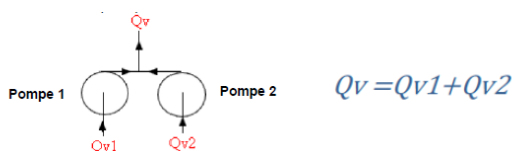
Utilisation :

On utilisera deux pompes en série, ou plus, lorsque l'on cherchera à augmenter la hauteur manométrique. Ce couplage est adapté au circuit ouvert ou fortement résistant.

b) Couplage en parallèle.

Lorsque l'on met deux pompes en parallèle, les débits s'ajoutent. Ainsi, on peut reconstruire la caractéristique de l'ensemble des deux pompes en sommant le débit pour une hauteur manométrique donnée.

En les plaçant en parallèle c'est le débit du point de fonctionnement qui sera égale à la somme des débits des 2 pompes.



- Tracé pratique du couplage de 2 pompes en parallèle

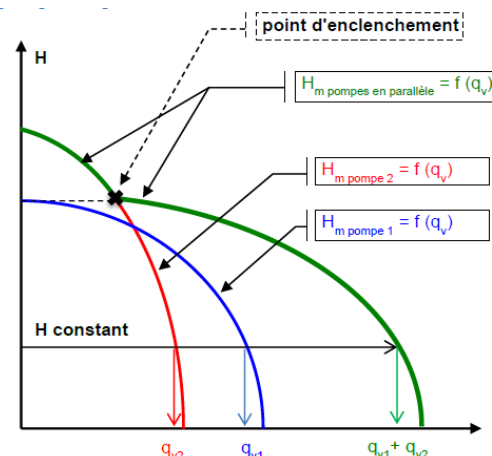
Soient deux pompes de caractéristiques $H_m 1 = f_1(q_v)$ et $H_m 2 = f_2(q_v)$. La caractéristique du couplage en parallèle de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

Chapitre 1 : Pompes (suite)

- le débit total est la somme des débits circulants dans chaque pompe $Q_v \text{ total} = Q_{v1} + Q_{v2}$
- la hauteur manométrique est la même pour chaque pompe $H_{mt} = H_{mt 1} = H_{mt 2}$

- Tracé théorique du couplage de 2 pompes en parallèle

- pour une hauteur manométrique donnée, on relève le débit de la 1ère pompe, que l'on rajoute au débit de la 2nde (cela pour la même hauteur manométrique),
- on fait de même pour plusieurs hauteurs manométriques, pour construire la courbe.



Utilisation : On utilisera deux pompes en parallèle lorsque l'on cherchera à augmenter le débit dans les réseaux fermés faiblement résistifs.

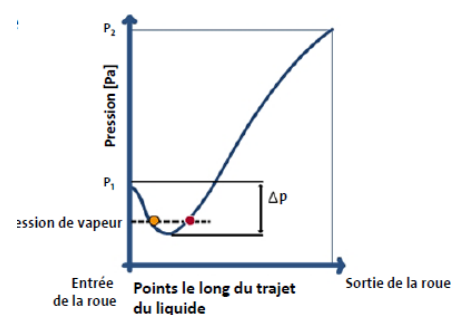
V. Cavitation

V.1. Définition et causes

La cavitation est la formation et l'implosion rapides de bulles d'air dans l'eau lorsque celle-ci circule à travers la pompe. La cavitation est un phénomène causé par l'eau bouillante. L'eau peut bouillir car la pression diminue localement. Cependant, ce n'est pas l'ébullition qui endommage la pompe. C'est quand l'eau passe de l'état de vapeur à celui de liquide que les dégâts surviennent. La cavitation est un problème important qui doit être surveillé lorsque l'on travaille avec des pompes. Cela peut être dévastateur pour les pompes.

Le phénomène de cavitation se produit préférentiellement à l'aspiration des pompes. La baisse de pression qui le produit peut être due :

- A l'augmentation de la hauteur géométrique d'aspiration de la pompe ;
- Aux pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration ;



Chapitre 1 :Pompes (suite)

- A l'énergie cinétique de l'eau mise en mouvement, particulièrement importante dans la roue de la pompe ;
- A l'augmentation de la température du liquide pompé ;

L'eau peut bouillir à la suite d'une chute de pression locale. Cette chute de pression est liée à la conception de la roue de la pompe. L'eau bout à 100 °C lorsque la pression atmosphérique est normale. Lorsque la pression descend en dessous de la pression atmosphérique normale, l'eau commence à bouillir à une température inférieure. Par exemple, si la pression chute à 0.1 bar, l'eau commence à bouillir à 45 °C.

V.2. Effets de la cavitation sur les pompes

On reconnaît la cavitation par un bruit fort et des vibrations. Les bulles de vapeur dans l'eau implosent bruyamment et cela est suivi par un impact mécanique lourd qui peut détruire la pompe si le phénomène persiste. La cavitation provoque des piqûres de corrosion sur la roue et le corps de pompe. Cela peut fortement dégrader la performance de la pompe.



V.3. Eviter la cavitation

Pour éviter la cavitation, vous devez d'abord comprendre la Hauteur d'aspiration nette positive (NPSH). Elle est utilisée comme limite de sécurité de pression d'aspiration, afin d'empêcher la cavitation. La valeur de la NPSH doit être ajoutée à la hauteur d'aspiration et à la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration. Leur somme doit être inférieure à la pression vapeur.

En cas de risque de cavitation, il existe plusieurs approches pratiques pour l'éviter :

- Réduire l'aspiration de la pompe et augmenter la pression d'aspiration.
- Réduire la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration.
- Réduire le débit de la pompe.

Chapitre 1 : Pompes (suite)

- Augmenter la hauteur d'aspiration.
- Si le phénomène persiste, choisissez une autre pompe.

V.4. NPSH

La hauteur générée par la pompe chute alors, ainsi que la puissance absorbée, les vibrations et le bruit augmentent, et on peut constater une érosion, principalement dans la roue, sous forme de cratères caractéristiques. Un maintien de la pompe dans ces conditions de fonctionnement peut entraîner sa destruction.

a) $NPSH_{requis}$ ou $NPSH_r$:

Pour éviter ce phénomène de cavitation, il faut que la pression totale du liquide à l'entrée de la pompe soit telle qu'aucune vaporisation ne puisse se produire. Cette valeur minimum, dépendante de la conception de la pompe, est appelée $NPSH_r$.

$NPSH$ est l'abréviation de l'expression anglaise «Net-Positive-Suction-Head», encore appelée «hauteur d'aspiration nette positive».

Pour chaque type de pompe et pour une vitesse de rotation déterminée, une courbe donnant la valeur du $NPSH_{requis}$ en fonction du débit de la pompe considérée. De plus il est toujours positif.

b) $NPSH_{disponible}$:

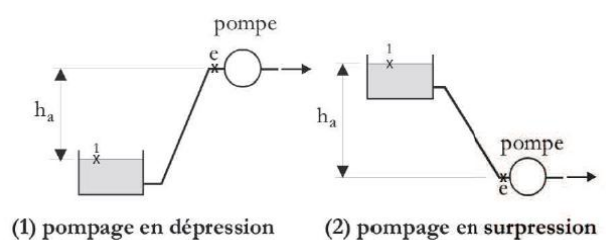
Le $NPSH_{disponible}$ (le $NPSH$ de l'installation) est, par définition, la valeur de la pression absolue mesurée sur l'axe de la bride d'aspiration de la pompe, compte tenu des dispositions prises à l'aspiration (diamètre du conduit, présence coudes...). Afin que les conditions d'aspiration définies par l'utilisateur ($NPSH_{disponible}$) soient toujours satisfaites par la pompe, il faudra que le $NPSH_{disponible}$ soit toujours supérieur au $NPSH_{requis}$ (de quelques décimètres).

c) Calcul du $NPSH_{disponible}$:

1. Cas d'une pompe en aspiration, située au dessus du niveau du liquide pompé, on dit alors que le pompage se fait en dépression. L'équation du $NPSH_{disponible}$ s'écrit :

$$NPSH_{disponible} = 10 - h_a - \Delta H_{ta}$$

2. Fonctionnement en charge, pompe située en dessous du niveau du liquide pompé, on dit dans ce cas que le pompage se fait en surpression. L'équation du $NPSH_{disponible}$ s'écrit :



Chapitre 1 : Pompes (suite)

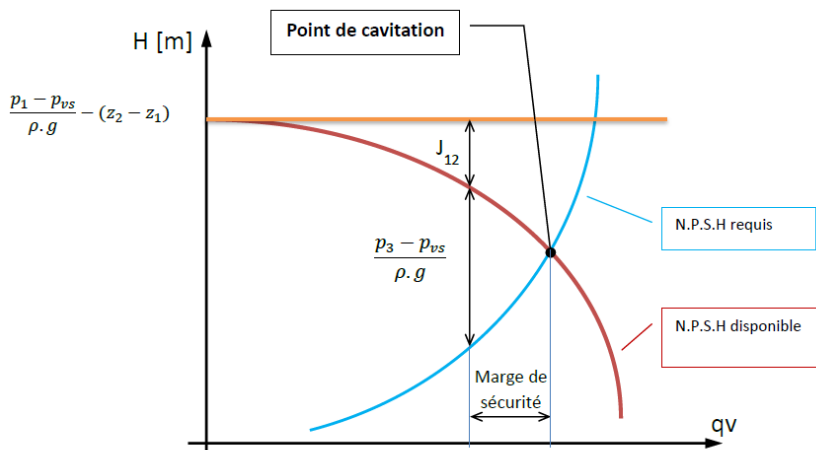
$$NPSH_{disponible} = 10 + h_a - \Delta H_{ta}$$

En pratique, pour qu'une pompe fonctionne sans cavitation, il faut vérifier que le $NPSH_{disp}$ est supérieure du $NPSH_{req}$.

Alors :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req} \longrightarrow \text{Sans cavitation}$$

$$NPSH_{disp} < NPSH_{req} \longrightarrow \text{avec cavitation}$$



VI. La similitude des machines hydrauliques

Loi hydraulique pour le fonctionnement des pompes centrifuges à vitesse variable

Contrairement aux régulations de débits décrites précédemment, la variation de vitesse permet d'adapter en permanence la puissance de la pompe aux besoins de l'installation.

Lorsque le débit augmente de façon linéaire, les pertes de charges de l'installation dans le carré du débit augmentent (voir courbe de réseau). Les pompes centrifuges ont un comportement similaire : lorsque le débit et la vitesse augmentent de façon linéaire, la hauteur manométrique augmente avec le carré de la vitesse.

En raison de ces lois hydrauliques, une faible variation de vitesse permet de couvrir une plage de fonctionnement importante. Les lois de similitudes permettent de déduire les formules suivantes pour les pompes centrifuges :

A diamètre constant :

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

Pour la plus part des turbomachines, la consommation d'énergie est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation, tandis que le débit est directement proportionnel à cette vitesse.

A vitesse constante : Réduire le diamètre du rotor est un moyen efficace pour diminuer le débit, la pression et la consommation d'énergie où

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$
$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$

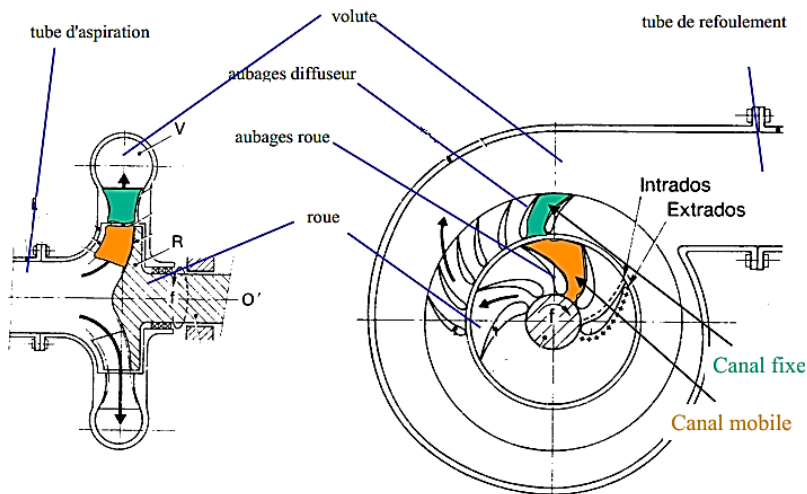
où **N** : Vitesse de rotation [tr/min], **Q** : Débit [m³/h], **H** : Hauteur manométrique [m], **P** : Puissance [kW], **D** : Diamètre du rotor. [m],

VII. Triangle des vitesses

Les principaux éléments constituant la pompe centrifuge sont :

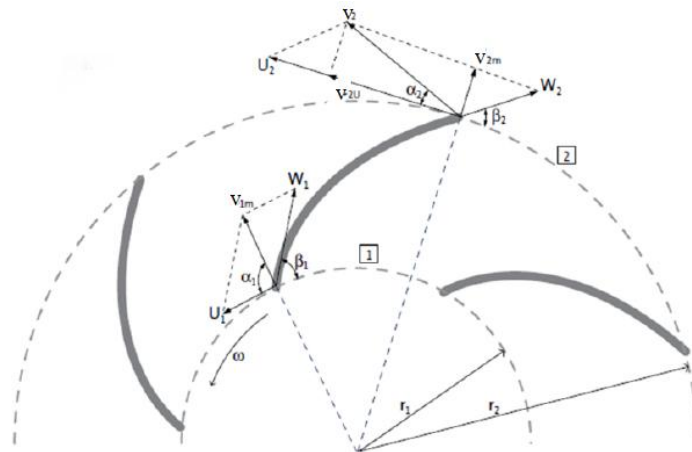
- Le distributeur (tube d'aspiration)
- La roue (R) garnie d'aubes
- Le diffuseur garni ou non d'aubes fixes
- La volute (V) comportant l'ouïe d'aspiration

Chapitre 1 : Pompes (suite)



Dans une turbomachine l'élément qui produit les changements importants dans le fluide est le rotor et un paramètre très important pour l'analyse est la variation de la vitesse dans le différent système de référence.

L'intérêt de tracer le triangle de vitesse et les différents angles est majeur, bien que la forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, peuvent être prévues à partir de ces données citées précédemment.



Triangle de vitesse d'une roue de pompe centrifuge

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire ω , et en vertu de la composition des vitesses (figure précédente), sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

Tel que :

Chapitre 1 :Pompes (suite)

V: La vitesse absolue de la particule fluide.

W: La vitesse relative de fluide par rapport à la roue.

U: La vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue.

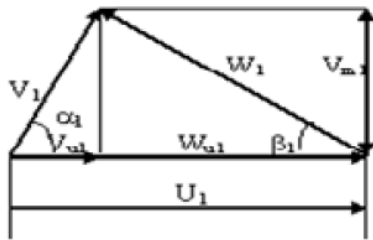
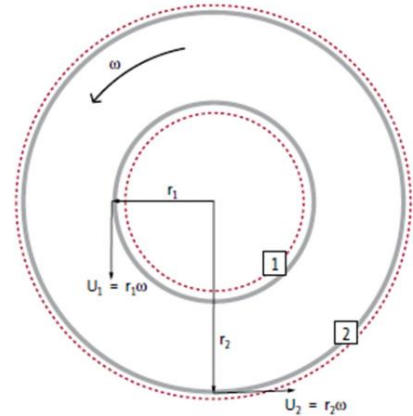
$$U = \omega \cdot r$$

AVEC :

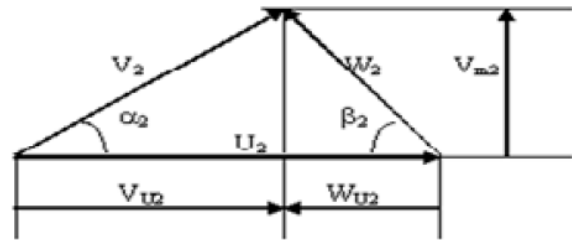
$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

N : nombre de tours (tr/minute) ;

r : Rayon de la roue (m) ;



A l'entrée de la roue



A la sortie de la roue

Vecteurs vitesses.

\vec{V}_m : vitesse radiale (projection de la vitesse absolue sur le rayon) ;

$$V_m = V \cdot \sin \alpha .$$

\vec{V}_u : vitesse circonférentielle (projection de la vitesse absolue la tangente de la roue) ;

$$V_u = V \cdot \cos \alpha .$$

α : Angle d'attaque (angle entre \vec{V} et \vec{U}) ;

β : Angle d'entrée (angle entre \vec{U} et \vec{W}) ;

A partir du triangle des vitesses, on à :

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$$

Les vitesses tangentielles :

$$U_1 = \omega \cdot r_1 \quad r_1: \text{ rayon de la roue à d'entrée}$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 \quad r_2: \text{ rayon de la roue de sortie}$$

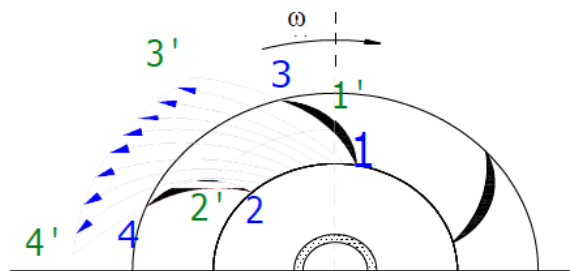
VIII. Ecoulement à l'intérieur de la roue

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue. A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements :

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe).
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieure de la roue).

La théorie d'EULER, explique le transfert d'énergie entre la roue et le fluide. Les données de base de la théorie d'EULER sont :

- les diamètres d'entrée et de sortie de la roue D_1 et D_2 ;
- la largeur de la roue à la sortie b_2 ;
- les angles d'entrée et de sortie des aubages par rapport à la tangente cercle (β_1, β_2) ;



Ecoulement de l'eau à l'intérieur de la roue.

Supposons que la pompe est pleine d'eau, c'est -à- dire amorcée, l'énergie transmise à l'eau grâce à la rotation de la turbine sous l'effet d'augmentation de : la pression et la vitesse de l'eau (énergie cinétique et potentielle), appliquée au mouvement absolu de l'eau entre les aubages. Le théorème de quantité de mouvement par rapport à l'axe de la roue :

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

C : couple dont le moteur fournit la puissance absorbée, et qui peut être égal à :

$$P_{abs} = \omega \cdot C \quad \text{donc : } C = P_{abs} / \omega ;$$

Pour :

$$\eta_g = 1 \quad \Rightarrow \quad P_{ab} = P_u$$

Donc on aura :

$$C = (P_{ab} / \omega) / \eta_g = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{th} / \omega$$

On déduit donc l'expression de :

$$H_{th} = \omega / g \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1)$$

Cette équation est l'équation fondamentale des pompes centrifuges.

$$\begin{aligned} U_1 &= \omega \cdot r_1; & V_{1u} &= V_1 \cdot \cos \alpha_1; \\ U_2 &= \omega \cdot r_2; & V_{2u} &= V_2 \cdot \cos \alpha_2; \end{aligned}$$

On obtient :

$$H_t = \frac{1}{g} (U_2 \cdot V_{2u} - U_1 \cdot V_{1u})$$

Cette équation c'est « l'équation fondamentale d'Euler ».

➤ **Hauteur théorique** : D'après l'équation fondamentale d'Euler :

$$H_t = \frac{1}{g} (V_2 \cdot U_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha_1)$$

Pour une pompe centrifuge radiale $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$H_t = \frac{1}{g} (V_2 \cdot U_2 \cos \alpha_2)$$

- **Débit théorique** :

Le débit en général est donné par l'équation suivante :

$$Q = V \cdot S = V_{2m} \cdot S_2$$

$$S_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2$$

Donc :

$$Q = V_{2m} \pi \cdot D_2 \cdot b_2$$

D'après le triangle des vitesses :

Chapitre 1 : Pompes (suite)

$$\operatorname{tg} \beta_2 = V_{2m} / (U_2 - V_{2u}), \quad \cos \alpha_2 = V_{2u} / V_2$$

$$V_{2u} = \operatorname{tg} \beta_2 (U_2 - V_2 \cos \alpha_2)$$

$$Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 (U_2 - V_2 \cos \alpha_2)$$

Pour une pompe centrifuge radiale $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$H_t = \frac{1}{g} (V_2 U_2 \cos \alpha_2)$$

$$\text{Donc:} \quad Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \left(U_2 - \frac{H_{th}}{U_2} \right)$$

Du triangle de vitesses, on peut écrire :

$$\mathbf{V_{u2}} = \mathbf{u_2} - \mathbf{V_{m2}} \cdot \cos \beta_2$$

On peut écrire :

$$\mathbf{V_{m2}} = \mathbf{Q} / 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2$$

Donc :

$$\mathbf{V_{u2}} = \mathbf{u_2} - \mathbf{Q} \cdot \cos \beta_2 / 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2$$

On substituant l'expression de $\mathbf{V_{u2}}$ dans $\mathbf{H_{th}}$ on obtient :

$$\mathbf{H_{th}} = (\mathbf{u_2} / g) \cdot [\mathbf{u_2} - (\mathbf{Q} \cdot \cos \beta_2 / 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2)]$$

Du triangle des vitesses on peut écrire :

$$\mathbf{W_2^2} = \mathbf{V_2^2} + \mathbf{U_2^2} - 2 \cdot \mathbf{V_2} \cdot \mathbf{U_2} \cos \beta_2 \quad \text{d'où} \quad 2 \cdot \mathbf{V_2} \cdot \mathbf{U_2} \cos \beta_2 = (\mathbf{V_2^2} + \mathbf{U_2^2} - \mathbf{W_2^2}) / 2$$

on peut écrire :

$$\mathbf{H_{th\infty}} = (\mathbf{V_2^2} + \mathbf{U_2^2} - \mathbf{W_2^2}) / 2g = ((\mathbf{V_2^2} - \mathbf{V_1^2}) / 2g) + ((\mathbf{V_2^2} + \mathbf{U_2^2} - \mathbf{W_2^2}) / 2g)$$

AVEC LE TERME $(\mathbf{V_2^2} - \mathbf{V_1^2}) / 2g$ correspondent à l'augmentation de l'énergie cinétique par suite de l'augmentation de la vitesse absolue du liquide

Chapitre 1 :Pompes (suite)

Le terme $(V_2^2 + U_2^2 - W_2^2)/2g$ peut démontrer qu'il représente un accroissement de la pression ; de l'équation de Bernoulli nous avons :

$$(P_1/\rho g + v_1^2/2g) = (P_2/\rho g + v_2^2/2g) - H_{th\infty}$$

Donc il vient :

$$H_{th\infty} = (P_2 - P_1/\rho g) + (v_2^2 - v_1^2/2g)$$

On voit bien donc :

$$(P_2 - P_1/\rho g) = V_2^2 + U_2^2 - W_2^2/2g$$