



Département d'Hydraulique.

Polycopié pédagogique

Dossier numéro :

Titre

POMPES ET STATIONS DE POMPAGES

Cours destiné aux étudiants de

3^{ème} Année Licence Hydraulique

Année : 2023

SOMMAIRE

Liste des figures.....	5
Introduction	6
Chapitre I : Pompes.....	7
I.1. Définition	7
I.2. Classification des pompes	7
I.2.1. Les pompes volumétriques	7
I.2.2. Les pompes rotodynamiques	8
I.2.3. Les pompes centrifuges	8
I.2.3.1. Composants d'une pompe centrifuge.....	8
I.3. Equation fondamentale des machines hydrauliques	9
I.3.1. Fonctionnement en régime optimal. Rendement manométrique.....	12
I.3.2. Fonctionnement en dehors du régime optimal -courbes caractéristiques	13
I.3.2.1. Caractéristique de la hauteur nette à vitesse constante : $H_n = f(Q)$	13
I.3.2.2. Caractéristique de la puissance fournie à l'arbre de la pompe (puissance absorbée) à vitesse constante : $P = f(Q)$	15
I.3.2.3. Caractéristique du rendement à vitesse constante : $\eta = f(Q)$	16
I.4. Lois de similitudes des pompes à fluides incompressibles.....	16
I.4.1. Lois de similitude des pompes centrifuges	17
I.4.1.1. Lois de similitude des plusieurs pompes semblables	17
I.4.1.2. Formules de similitude pour une pompe donnée	19
I.4.2. Vitesse spécifique	19
I.4.3. Utilisation pratique des lois de similitude et des courbes caractéristiques des pompes centrifuges	21
I.4.3.1. Cas d'une pompe considérée isolement	21
I.4.3.2. Cas des pompes semblables	22
I.4.4. Réseau de caractéristiques d'une pompe à différentes vitesses de rotation. Courbes équi-rendement global	23

I.4.5.	Classification des pompes à aubes suivant leur vitesse spécifique	24
I.4.5.1.	Pompes radiales (centrifuges pure)	24
I.4.5.2.	Pompes axiales	25
I.4.5.3.	Pompes hélico-centrifuges	25
I.4.5.4.	Pompes multicellulaires	25
I.5.	Couplage des pompes en série et en parallèle	26
I.5.1.	Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge en service sur un réseau de canalisations donné	26
I.5.1.1.	Hauteur manométrique d'élévation	26
I.5.1.2.	Courbe caractéristique d'une canalisation de refoulement	28
I.5.1.3.	Point de fonctionnement d'une pompe débitant sur une conduite unique	29
I.5.2.	Recherche de la réalisation du point de fonctionnement désiré	29
I.5.2.1.	Accepter la courbe $H(Q)$ telle quelle	29
I.5.2.2.	Accepter la courbe $H(Q)$ et vanner sur le refoulement	30
I.5.2.3.	Rognage de la roue	31
I.5.3.	Etude des différentes variantes du point de fonctionnement	31
I.5.3.1.	Une pompe débitant sur un réseau comportant plusieurs conduites	31
I.5.3.2.	Une pompe débitant sur une conduite de refoulement assurant, en un de ses points K un débit q	32
I.5.4.	Couplage des pompes centrifuges en parallèle	32
I.5.4.1.	Couplage en parallèle des pompes à caractéristiques inégales	33
I.5.4.2.	Couplage en parallèle des pompes à caractéristiques identiques	34
I.5.5.	Couplage des pompes fonctionnant en série sur un réseau	34
I.6.	Cavitation dans les pompes	35
I.6.1.	Phénomène de la cavitation	35
	Causes et conséquences de la cavitation	35
I.6.2.	Notion de N.P.S.H.	37
I.6.2.1.	N.P.S.H. disponible	37

I.6.2.2. N.P.S.H requis (NPSHr).....	39
I.6.3. Condition de non cavitation	40
I.7. Applications.....	41
Chapitre II : Stations de pompage	44
II.1. Equipements en amont et en aval des pompes	44
II.1.1. Equipement en amont : Aspiration.....	44
II.1.1.1. Aspiration en bache.....	44
II.1.1.2. Grilles.....	44
II.1.1.3. Vannes	45
II.1.1.4. Tulipe.....	46
II.1.1.5. Crépine	46
II.1.1.6. Clapet d'aspiration, clapet à crépine.....	46
II.1.1.7. Puisard pour pompe hélice	46
II.1.1.8. Aspiration sur conduite	47
II.1.1.9. Conduite ou collecteur d'aspiration	47
II.1.1.10. Joints.....	47
II.1.1.11. Organes communs aux deux types d'aspiration	47
II.1.2. Equipements en aval : Refoulement	47
II.1.2.1. Joints de raccordement	47
II.1.2.2. Clapet de refoulement	48
II.1.2.3. Vanne de refoulement.....	48
II.1.2.4. Divergent et collecteur de refoulement	49
II.2. Disposition d'ensemble – conception architecturale de la station et ses annexes....	49
II.2.1. Le bâtiment.....	49
II.2.2. Eclairage	50
II.2.3. Ventilation	50
II.3. Schémas et règles d'installation.....	50

II.4.	Stations de pompage types	52
II.5.	Dispositions générales des groupes	52
II.6.	Groupes électropompes immergés ou submersibles	52
II.7.	Application	54
Chapitre 3 : Etude du coup de bélier.....		56
III.1.	Introduction.....	56
III.2.	Suppression maximale.....	56
III.3.	Méthodes de protection.....	58
III.4.	Principe de calcul précis.....	60
Conclusion		62
Références bibliographiques		63

Liste des figures

Figure 01 : Classification des pompes hydrauliques.....	7
Figure 02 : Composants d'une pompe centrifuge.....	8
Figure 03 : Types de roues.....	9
Figure 04 : Composantes des vitesses de l'écoulement à l'intérieur de la roue et du diffuseur.....	10
Figure 05 : Caractéristique théorique et réel d'une pompe centrifuge.....	12
Figure 06 : Fonctionnement en régime optimal d'une pompe centrifuge.....	13
Figure 07 : Caractéristiques de la hauteur effective ($H_{eff}=H_{th}$), de la hauteur nette ($H_n=H$) et de la puissance (P) en fonction du débit à vitesse de rotation constante pour différents β_2	15
Figure 08 : Similitude des pompes.....	17
Figure 09 : Problème I.....	21
Figure 10 : Pompes semblables.....	22
Figure 11 : Réseau de caractéristiques d'une pompe centrifuge à différentes vitesses de rotation. Courbes équi-rendement- « courbes en colline ».....	23
Figure 12 : Pompes à écoulement radial.....	25
Figure 13 : pompe multicellulaire a axe horizontal.....	26
Figure 14 : Hauteur manométrique d'élévation.....	27
Figure 15 : Courbe Caractéristique du réseau de conduites.....	28
Figure 16 : Point de fonctionnement d'une pompe.....	29
Figure 17 : point de fonctionnement d'une pompe.....	30
Figure 18 : Rognage des roues.....	31
Figure 19 : Caractéristique résultante d'une pompe débitant dans un réseau comportant plusieurs conduites.....	31
Figure 20 : Courbe résultante d'une conduite de refoulement comportant un piquage.....	32
Figure 21 : Courbe résultante de deux pompes à caractéristiques inégales.....	33
Figure 22 : Courbe résultante de deux pompes identiques.....	34
Figure 23 : Couplage des pompes fonctionnant en série sur un réseau.....	35
Figure 24 : Conséquences de la cavitation.....	36
Figure 25 : Caractéristique de cavitation d'une pompe.....	37
Figure 26 : Aspiration d'une pompe centrifuge.....	38
Figure 27 : Définition de NPSH.....	39
Figure 28 : Equipements en amont et en aval des pompes.....	45
Figure 29 : Schéma d'installation.....	51
Figure 30 : Schéma classique d'anti-bélier à réservoir d'air.....	59
Figure 31 : Schéma classique par cheminée d'équilibre.....	60

Introduction

Introduction

Les turbomachines, sous leurs différentes formes (pompes, ventilateurs, compresseurs, turbines, ...etc.) sont partout présentes. En effet, on les trouve dans plusieurs activités et secteurs industriels : aéronautique, automobile, énergie, ...etc.

Pour pouvoir véhiculer ou déplacer un liquide jusqu'à une hauteur bien définie, il faut lui communiquer de l'énergie. Cette tâche peut être réalisée par des pompes centrifuges. Ces dernières sont des machines rotatives qui assurent le pompage du liquide. Sous l'action de la rotation de la roue, le liquide est donc aspiré, accéléré puis refoulé vers une volute-conduite de refoulement ou diffuseur-volute-conduite de refoulement.

Chapitre I : Pompes

Chapitre 1 : Pompes

I.1. Définition

Une pompe est une machine permettant de faire circuler un fluide sous pression. Grâce à un moteur, la pompe transforme l'énergie dite mécanique (couple et vitesse de rotation) en une énergie hydraulique (débit et pression).

I.2. Classification des pompes

Selon le mode de mouvement rotatif ou alternatif, on distingue deux grandes catégories :

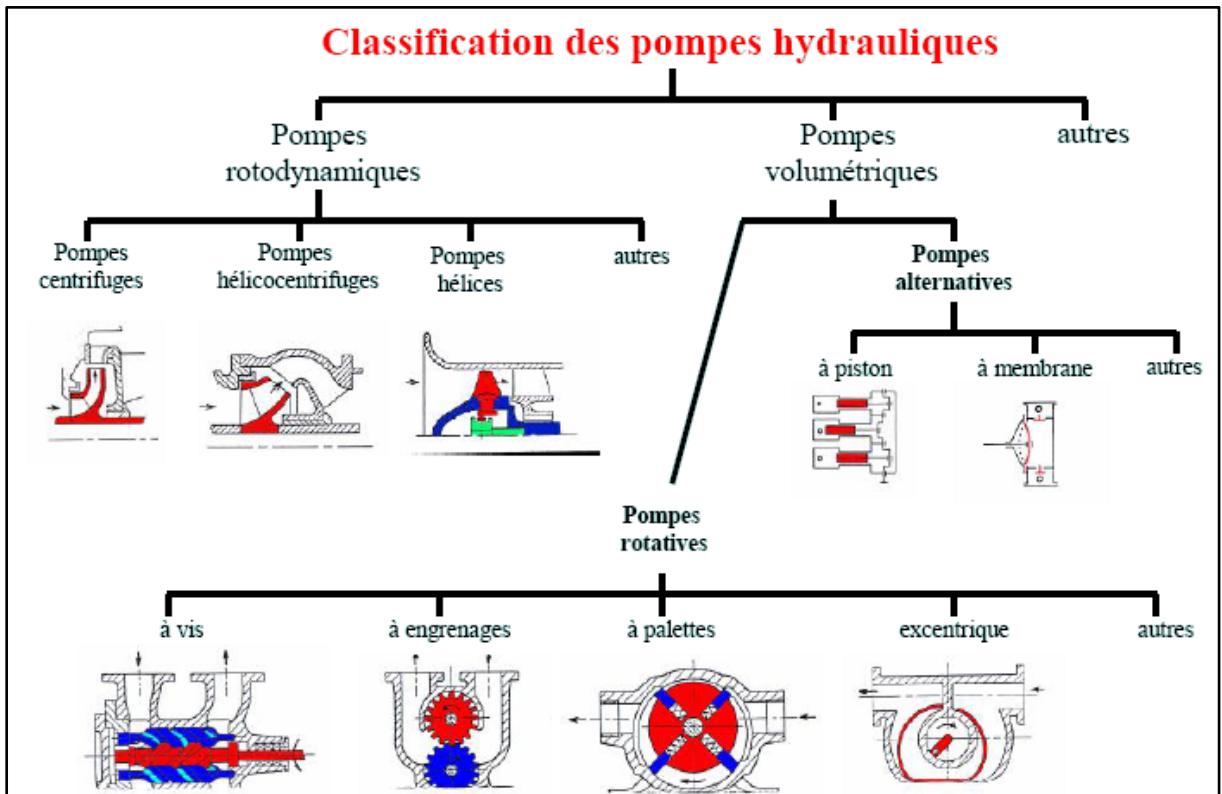


Figure 01 : Classification des pompes hydrauliques

I.2.2. Les pompes volumétriques

Elles sont surtout destinées au pompage des fluides visqueux. Elles élèvent de faibles débits à des pressions élevées.

Ce type de pompes permet d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges. La pression au refoulement est ainsi plus importante et le débit est, par contre, est généralement plus faible, mais il ne dépend pratiquement pas des caractéristiques du réseau. Le rendement est souvent voisin de 90 %.

I.2.2. Les pompes rotodynamiques

Les pompes rotodynamiques sont équipées d'une turbine (impulseur, roue) placée à l'intérieur d'un corps excentrique (volute) qui grâce à la force centrifuge, provoque le déplacement du liquide du centre de l'impulseur vers la périphérie, tout en augmentant sa vitesse, et le diriger ensuite vers le refoulement.

On distingue trois types :

- Les pompes centrifuge (à basse et à haute pression)
- Les pompes hélico-centrifuge.
- Les pompes hélices.

I.2.3. Les pompes centrifuges

Ce type de pompe est le plus utilisé dans notre domaine. Ce sont des machines rotatives qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aubes ou d'une hélice appelée impulseur. Par l'effet de la rotation de l'impulseur, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement par la force centrifuge, et enfin refoulé tangentielllement.

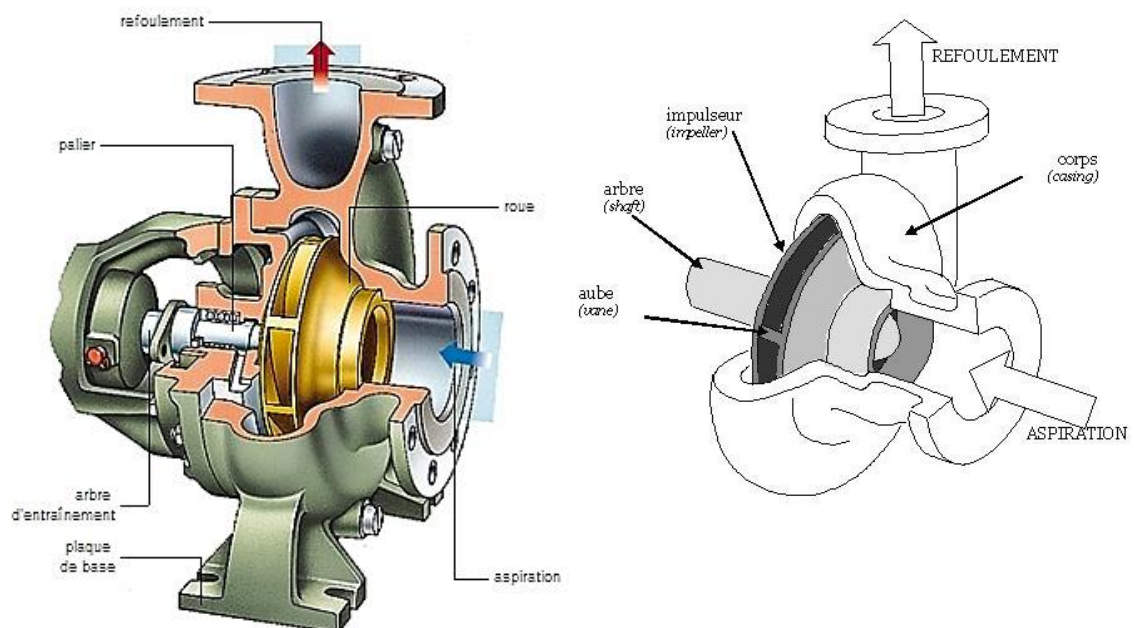


Figure 02 : Composants d'une pompe centrifuge.

I.2.3.1. Composants d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est constituée essentiellement d'une roue, d'un diffuseur et d'une volute.

➤ La roue

La roue se compose de deux disques (flasques) qui sont reliés entre eux par intermédiaire d'un certain nombre d'aubes. L'un des deux disques est calé sur l'arbre d'entraînement et l'autre possède en son centre un orifice (dit aussi ouïe), qui doit permettre le passage du liquide dans la roue.

L'énergie transmise à l'eau, grâce à la rotation de la roue, a pour effet d'augmenter, à la fois, la pression et la vitesse absolue de l'eau.

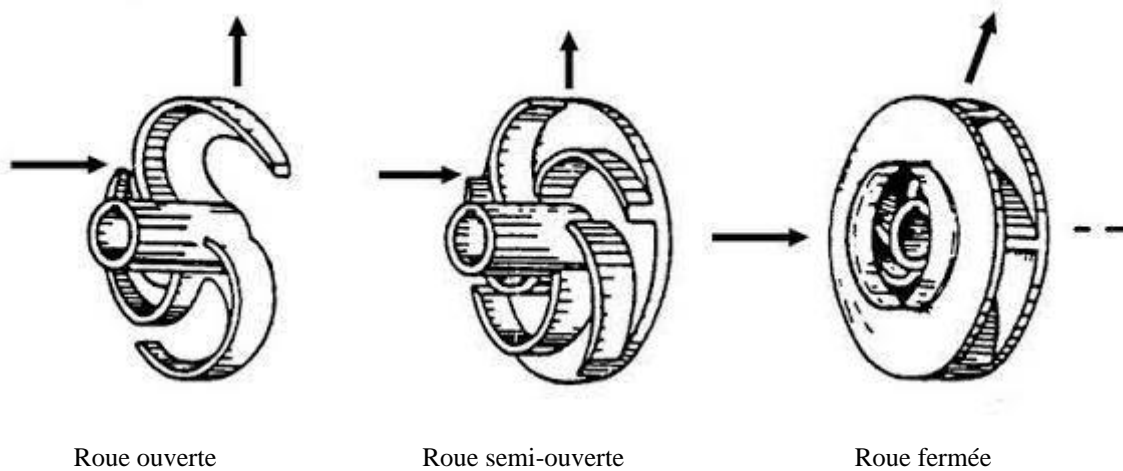


Figure 03 : Types de roues.

➤ Diffuseur

Le diffuseur est formé d'aubages offrant à l'eau un passage à section croissante du corps de la pompe et aura pour rôle de transformer en pression une partie de la grande vitesse de l'eau sortant de la roue. Il est utilisé généralement dans les pompes multicellulaires.

➤ Volute ou corps de pompe

La volute conduit l'eau vers le divergent raccordé à la conduite de refoulement. Sa section est croissante et elle est maximale à la sortie où elle reçoit le débit global refoulé par la roue. En conséquence, la vitesse à l'intérieur de la volute reste constante.

I.3. Equation fondamentale des machines hydrauliques

La roue est animée d'un mouvement de rotation entretenu par le moteur. Pour que la roue communique son mouvement, des aubages sensiblement parallèles à l'axe de rotation, sont fixés à cette roue. La concavité des aubages est à l'opposé du sens de rotation et les angles qu'ils forment à l'entrée et à la sortie dépendent des conditions H et Q de travail de la pompe.

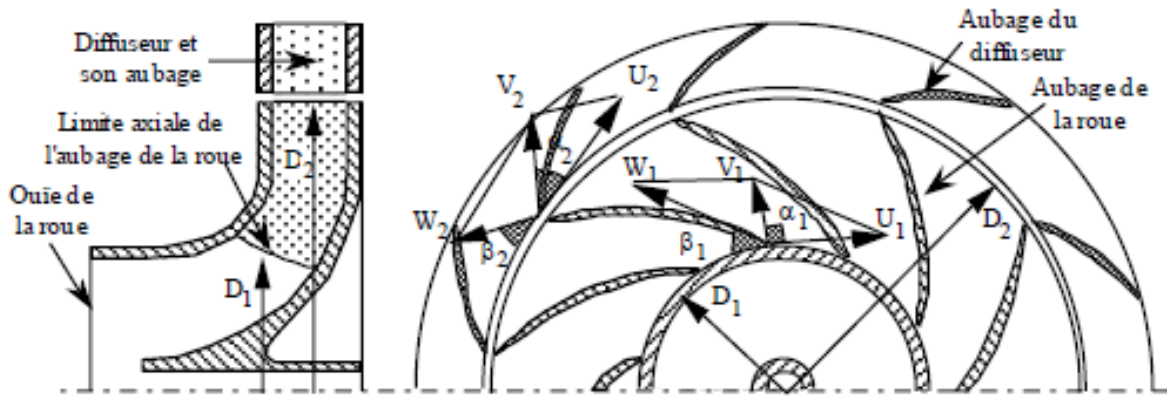


Figure 04 : Composantes des vitesses de l'écoulement à l'intérieur de la roue et du diffuseur.

- U : vitesse tangentielle d'entraînement due à la rotation de la roue,
- W : vitesse relative par rapport à la roue,
- V : vitesse absolue.

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

A l'entrée de la roue on peut admettre que la vitesse est radiale donc UI est perpendiculaire à VI ($\alpha I = 90^\circ$). On obtiendra WI par une construction des parallélogrammes. Pour que l'écoulement s'effectue sans choc il faut que l'aubage soit tangent à WI , et par conséquent, qu'il fasse un angle βI avec UI . Il en est de même à la sortie de la roue où l'angle $\alpha 2$ de $V2$ avec $U2$ doit être égal à l'angle de l'aubage du diffuseur. Cet angle $\alpha 2$ dépend de Q et de H . Les angles αI et $\alpha 2$ sont des angles de construction dont la valeur est de l'ordre de 15° à 30° . La roue a pour effet d'augmenter la pression de l'eau mais surtout d'augmenter son énergie cinétique.

A la sortie de la roue l'eau pénètre dans le diffuseur dont le rôle est de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression et ramener la vitesse de l'eau à sa valeur VI qu'elle avait à l'entrée. Pour ce faire, la section offerte à l'écoulement doit aller en augmentant, mais pour éviter de trop grandes pertes d'énergie, l'eau est dirigée par des aubages aux tracés divergents. A la sortie du diffuseur, il faut ramener l'eau avec cette faible vitesse jusqu'à l'entrée de la roue suivante. Ceci est le rôle des canaux de retour dont la section est généralement constante. Parfois, la diffusion se poursuit dans les canaux de retour dont la section n'est, alors, plus constante.

Le théorème d'Euler permet d'évaluer l'énergie fournie par la pompe au fluide. On peut construire les triangles des vitesses à l'entrée (notée 1) et à la sortie (notée 2) de la pompe

:



Le théorème d'Euler exprime que la résultante des forces extérieures qui s'exercent sur un domaine de fluide, est égale au débit de quantité de mouvement qui sort de ce domaine. On peut montrer aisément que ce théorème s'applique également aux moments par rapport à un axe quelconque.

Soient R_1 et R_2 les rayons de la roue à l'entrée et à la sortie, C le couple exercé sur l'axe de rotation de la pompe ; on aura :

$$C = \rho Q (R_2 \cdot V_{u2} - R_1 \cdot V_{u1})$$

Où V_{u1} et V_{u2} sont les composantes tangentielles des vitesses absolues.

La puissance fournie par la pompe est donc $P = C \omega$, ω étant la vitesse de rotation (en radian par seconde):

$$P = \rho Q \omega (R_2 \cdot V_{u2} - R_1 \cdot V_{u1})$$

Soient S_{n1} et S_{n2} les sections offertes à l'écoulement à l'entrée et à la sortie de la roue. On aura:

$$Q = S_{n1} \cdot V_{n1} = S_{n2} \cdot V_{n2}$$

Mais :

$$V_{u1} = \frac{V_{n1}}{\tan \alpha_1} = \frac{Q}{S_{n1} \cdot \tan \alpha_1}$$

$$V_{u2} - U_2 = -\frac{V_{n2}}{\tan \beta_2} \rightarrow V_{u2} = U_2 - \frac{V_{n2}}{\tan \beta_2}$$

$$V_{u2} = \omega R_2 - \frac{Q}{S_{n2} \tan \beta_2}$$

La puissance fournie à l'eau est donc :

$$P = \rho Q \omega R_2 V_{u2} - \rho Q \omega R_1 V_{u1}$$

$$P = \rho Q \omega R_2 \left[\omega R_2 - \frac{Q}{S_{n2} \tan \beta_2} \right] - \rho Q \omega R_1 \left[\frac{Q}{S_{n1} \cdot \tan \alpha_1} \right]$$

$$P = \rho Q \omega^2 R_2^2 - \rho Q^2 \omega \left[\frac{R_2}{S_{n2} \tan \beta_2} + \frac{R_1}{S_{n1} \cdot \tan \alpha_1} \right]$$

Mais la puissance fournie à l'eau est aussi égale à : $P = \rho g Q H$, d'où la relation théorique entre H et Q :

$$H_{eff} = \frac{\omega^2 R_2^2}{g} - \frac{Q \omega}{g} \left[\frac{R_2}{S_{n2} \tan \beta_2} + \frac{R_1}{S_{n1} \cdot \tan \alpha_1} \right]$$

Souvent, les vitesses V_1 sont purement radiales, donc $V_{u1}=0$ et l'on tire de :

$$P = \rho Q \omega R_2 V_{u2}$$

$$H_{eff} = \frac{\omega R_2 V_{u2}}{g} \quad \text{avec } U_2 = \omega R_2$$

$$H_{eff} = \frac{V_{u2}^2 \cos \alpha_2}{g} \quad \text{et } Q = \pi D L V_{n2}$$

La relation théorique $H(Q)$ montre une variation linéaire. Selon le signe de l'expression $\left[\frac{R_2}{s_{n2} \tan \beta_2} + \frac{R_1}{s_{n1} \tan \alpha_1} \right]$. La caractéristique sera montante ou descendante. Dans la pratique, on réalise des pompes à caractéristique descendante de façon à limiter la puissance en cas d'incident et à faciliter les couplages stables.

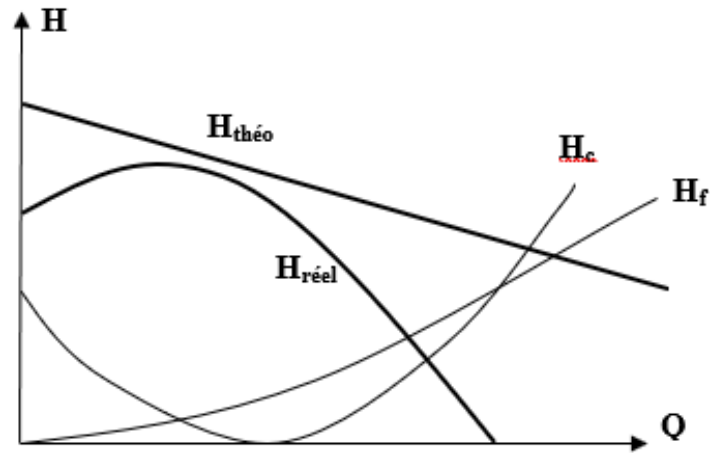


Figure 05 : Caractéristique théorique et réel d'une pompe centrifuge

Une partie de la puissance fournie à l'axe de la pompe sert à vaincre les frottements $H_f \cong kQ^2$ et à compenser les pertes par choc lorsque le débit Q s'éloigne du débit Q_0 pour lequel la pompe a été dessinée $H_c \cong K(Q - Q_0)^2$.

A partir d'une caractéristique théorique $H_t(Q)$ linéaire, on obtient une caractéristique réelle $H(Q)$ à allure parabolique : $H(Q) = H_t(Q) - H_f(Q) - H_c(Q)$

I.3.1. Fonctionnement en régime optimal. Rendement manométrique

Le régime optimal de la pompe est caractérisé par le fait que la vitesse W_1 à l'entrée de la roue est tangente à l'aube et la vitesse absolue V_2 à la sortie de la roue est tangente à l'aube fixe du diffuseur.

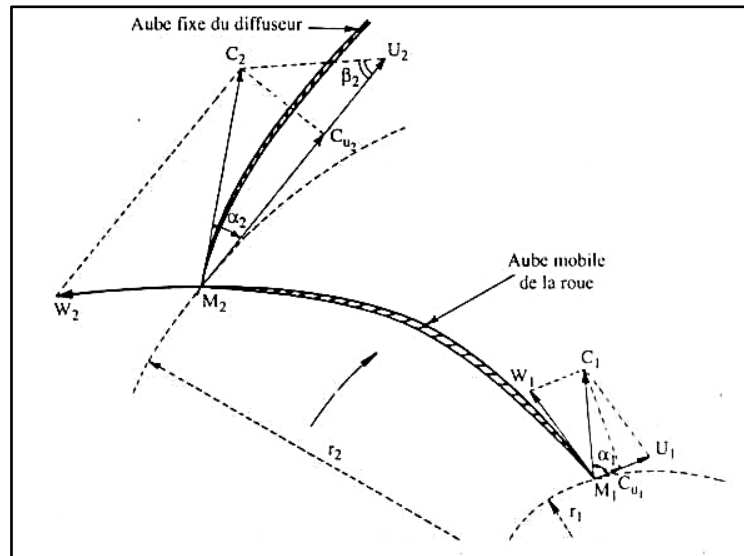


Figure 06 : Fonctionnement en régime optimal d'une pompe centrifuge

A l'intérieure de la pompe, les pertes de charge sont dues aux frottements des filets liquides entre eux et contre les aubages fixes et mobiles.

Désignons par ξ_d l'ensemble de ces pertes de charge se produisant dans les aubages fixes du diffuseur et par ξ_r l'ensemble des pertes de charge se produisant dans la roue.

En fournissant sur l'arbre de la pompe une énergie représentée par la hauteur H_{eff} , on ne recueille, en fait, que la hauteur nette H_n telle que :

$$H_n = H_{eff} - \xi_d - \xi_r$$

Le rendement manométrique optimal de la pompe est :

$$\eta = \frac{H_n}{H_{eff}}$$

I.3.2. Fonctionnement en dehors du régime optimal -courbes caractéristiques

Une pompe centrifuge fonctionne rarement à régime constant correspondant au régime optimal, il se produit généralement des variations de régime dues aux nécessités de l'exploitation.

Le fonctionnement d'une pompe centrifuge aux différents régimes possibles est caractérisé par une surface ayant pour équation :

$$F(H, Q, N) = 0$$

N : nombre de tours par minute.

A chaque point de cette surface correspond, un point de fonctionnement de la pompe.

Si on joint, sur la surface $F(H, Q, N) = 0$, les points pour lesquels la pompe possède le même rendement, on obtient des réseaux de courbes équi-rendement.

Cette représentation à trois dimensions est assez compliquée, on adopte un système plus simple, à deux dimensions.

En supposant que la N est constante, on peut étudier pour une pompe centrifuge :

- ✓ La caractéristique $H_{eff} = f(Q)$ à vitesse constante ;
- ✓ La caractéristique $H_n = f(Q)$ à vitesse constante ;
- ✓ La caractéristique $P = f(Q)$ la puissance fournie à l'arbre de la pompe en fonction du débit ;
- ✓ La caractéristique $\eta = f(Q)$ à vitesse constante.

I.3.2.1. Caractéristique de la hauteur nette à vitesse constante : $H_n = f(Q)$

La hauteur nette est égale à la hauteur effective diminuée :

- des pertes de charges ξ_d et ξ_r dues aux frottements des filets liquides entre eux et contre les parois de la pompe dans la roue ξ_r et dans le diffuseur ξ_d ;
- des pertes de charge dues aux chocs à l'entrée et à la sortie de la roue, ces pertes supplémentaires ξ_c proviennent de la non concordance des directions des filets liquides avec les aubes de la roue (à l'entrée) et les aubes du diffuseur (à la sortie) lorsqu'on s'éloigne du régime de fonctionnement optimal.

En définitive, en régime quelconque, on a :

$$H_n = H = H_{eff} - (h_r + h_d + h_{ch})$$

Compte tenu de la variation de ces différentes pertes de charge en fonction du débit, la hauteur nette a pour expression en fonction du débit Q et de la vitesse de rotation N :

$$H_n = \mu N^2 + \lambda NQ + kQ^2$$

Les coefficients μ , λ et k étant fonction des caractéristiques de la pompe (forme et dimensions des aubes de la roue et du diffuseur).

La caractéristique $H_n = f(Q)$ à vitesse constante est donc représentée par une parabole qui coupe l'axe des hauteurs en un point P dont l'ordonnée OP correspond à la hauteur à débit nul ou « hauteur de barbotage » (Fig. 7).

La forme de la caractéristique H_n est intimement liée à la valeur de l'angle β_2 , « l'angle de sortie des aubes ».

- si l'angle $\beta_2 < 90^\circ$ ($\tan \beta_2 > 0$), la caractéristique H_n située entièrement au-dessous de la droite H_{eff} a une allure générale tombante pouvant ou non présenter un maximum (courbe I') ;
- si $\beta_2 = 90^\circ$ ($\tan \beta_2 = \infty$), la caractéristique H_n a l'allure indiquée en II' ;

- si $\beta_2 > 90^\circ$ ($\tan \beta_2 < 0$), la caractéristique Hn a l'allure présentée en III'.

En pratique, la caractéristique $Hn=f(Q)$ se relève expérimentalement lors des essais de la pompe et elle est fournie par le constructeur de la pompe. Pour chaque variation de débit Q , en manœuvrant la vanne sur refoulement, on mesure les pressions à l'entrée et à la sortie de la pompe et on calcule les hauteurs correspondantes.

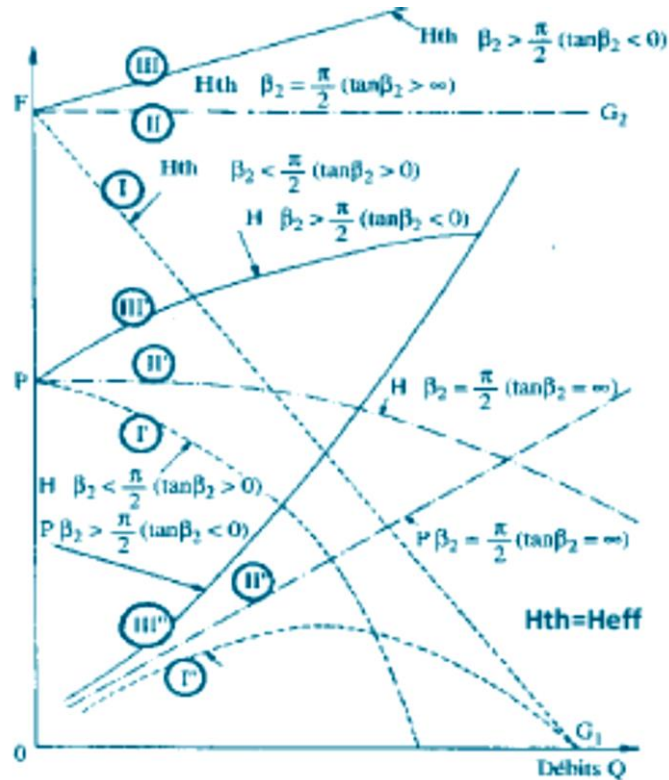


Figure 07 : Caractéristiques de la hauteur effective ($H_{eff}=H_{th}$), de la hauteur nette ($H_n=H$) et de la puissance (P) en fonction du débit à vitesse de rotation constante pour différents β_2 .

I.3.2.2. Caractéristique de la puissance fournie à l'arbre de la pompe (puissance absorbée) à vitesse constante : $P=f(Q)$

La théorie des turbomachines montre que la puissance absorbée par la pompe est donnée par la formule suivante, en fonction du débit Q et de la vitesse de rotation N :

$$P = \frac{\gamma Q H_{eff}}{102} \quad \text{Où } P \text{ en } kW ; \gamma \text{ en } kgf/m^3 ; Q \text{ en } m^3 / s ; H_{eff} \text{ en } m.$$

$$P = \frac{\gamma Q}{102} \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 \tan \beta_2} \right)$$

Pour une vitesse de rotation constante, la courbe $P=f(Q)$ est une parabole qui présente les formes suivantes selon l'angle β_2 (voir Fig.7) :

- Si l'angle $\beta_2 < 90^\circ$ ($\text{tg } \beta_2 > 0$), la caractéristique P est une parabole dont la concavité est toujours tournée vers le bas et qui présente un maximum (courbe I'').
- Si $\beta_2 = 90^\circ$ ($\text{tg } \beta_2 = \infty$), la caractéristique P est une droite (droite II''),
- Si $\beta_2 > 90^\circ$ ($\text{tg } \beta_2 < 0$), la caractéristique P est une parabole à concavité tournée vers le haut (courbe III'').

REMARQUE

La caractéristique $P(Q)$ se relève expérimentalement en faisant tourner la pompe à vitesse constante et en réglant le débit par la vanne installée sur le refoulement.

Pour chaque réglage de la vanne, on mesure :

- La puissance transmise par le moteur à la pompe
- Le débit refoulé.

On trace ainsi, point par point, la caractéristique $P = f(Q)$. Cette caractéristique est fournie par le constructeur de la pompe.

I.3.2.3. Caractéristique du rendement à vitesse constante : $\eta = f(Q)$

Nous nous limiterons à la caractéristique du rendement global qui tient compte de toutes les pertes (frottements, chocs, fuites).

Pratiquement le rendement global se détermine expérimentalement. Pour un régime donné, on peut déterminer expérimentalement la hauteur nette et la puissance absorbée, par conséquent, il suffit, pour chaque régime, calculer le rendement :

$$\eta_P = \frac{\gamma Q H_n}{102 P}$$

Où P en kW ; Q en m^3/s ; H_n en m et γ en kgf/m^3 .

I.4. Lois de similitudes des pompes à fluides incompressibles

Les pompes sont fournies avec les caractéristiques $(H=fQ)$, $(P=fQ)$, $(\eta=fQ)$ pour un diamètre de roue donné ($D=C^{te}$) et une vitesse de rotation donnée ($N=C^{te}$). Le problème qui se pose est de déterminer les nouvelles caractéristiques quand :

- On modifie la vitesse de rotation ;
- On réduit le diamètre de la roue.

Pour ce faire, on a recours aux lois de similitudes qui sont issues de l'analyse dimensionnelle.

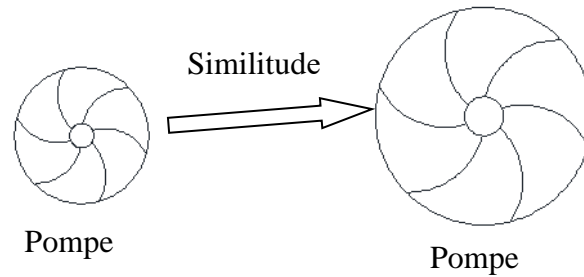


Figure 08 : Similitude des pompes

La similitude permet de déterminer des paramètres sans dimension qui caractérisent le fonctionnement d'une pompe, sachant que ces paramètres restent constants lorsqu'on modifie N ou D

- **Similitude géométrique**

C'est une simulation concerne la géométrie de la pompe modèle et la pompe réelle, c'est une proportionnalité de toutes les dimensions homologues d'une roue réelle et d'une roue modèle (diamètre extérieur de la roue D_2 , diamètre de l'œillard D_0 , D_1 , b_2 , b_1 , δ , etc...).

- **Similitude cinématique**

Elle signifie la similitude de triangle de vitesse construit pour les points homologues de la roue réelle et la roue modèle, comme vitesses : V_2 , V_1 , V_{2u} , V_{2r} , W_2 , W_1 , U_2 , U_1 ... :

- **Similitude dynamique**

Pour assurer la similitude dynamique il faut que les nombres de REYNOLDS des courants liquides qui passe à travers les deux roues considérées soient égaux.

- **Similitude complète**

Pour la similitude complète il faut que les trois similitudes citées au-dessus doivent assurées

I.4.1. Lois de similitude des pompes centrifuges

I.4.1.1. Lois de similitude des plusieurs pompes semblables

Définitions :

Deux roues de pompe sont semblables si tous les angles de construction de la roue, du diffuseur sont les mêmes et si les dimensions linéaires sont proportionnelles.

Deux pompes semblables fonctionnent en similitude mécanique si les triangles des vitesses aux points homologues sont semblables.

Considérons deux pompes :

Posons l'indice **I** aux paramètres de la roue de la 1^{ère} pompe et l'indice **II** aux paramètres de la roue de la 2^{ème} pompe.

La similitude géométrique des deux pompes permet d'écrire le rapport des dimensions linéaires suivant :

- Soit λ (constante) le rapport des dimensions linéaires homologues de deux pompes semblables, par exemple le rapport des diamètres des roues :

$$\lambda = \frac{(D_1)_I}{(D_1)_{II}} = \frac{(D_2)_I}{(D_2)_{II}} = \frac{(b_2)_I}{(b_2)_{II}} = \frac{(b_1)_I}{(b_1)_{II}}$$

La similitude cinématique des deux pompes permet d'écrire le rapport des vitesses de rotation suivante :

- Soit k (constante) le rapport des vitesses de rotation (ω ou N tr/min).

$$k = \frac{(\omega)_I}{(\omega)_{II}} = \frac{(N)_I}{(N)_{II}}$$

Pour des régimes de fonctionnement homologues, on aura la conservation de tous les angles, donc :

- Les vitesses sont dans le rapport : λk

$$\frac{v_I}{v_{II}} = \frac{w_I}{w_{II}} = \frac{u_I}{u_{II}} = \lambda k \quad \left[u = r\omega \Rightarrow \frac{u_I}{u_{II}} = \frac{r_1\omega_I}{r_2\omega_{II}} = \lambda k \right] \Leftrightarrow \frac{u_I}{u_{II}} = \frac{D_I N_I}{D_{II} N_{II}}$$

- Les débits ($Q=VS$) sont dans le rapport : $\lambda^3 k$

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{N_I(D_2)_I^3}{N_{II}(D_2)_{II}^3} = \lambda^3 k \quad \Leftrightarrow \quad Q = 2\pi r_2 b_2 V_{r2}$$

- Les hauteurs (H et H_{eff}) sont dans le rapport : $\lambda^2 k^2$

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{N_I^2(D_2)_I^2}{N_{II}^2(D_2)_{II}^2} = \lambda^2 k^2 ; \quad \frac{H_{eff_I}}{H_{eff_{II}}} = \lambda^2 k^2 \quad \Leftrightarrow \quad H_{eff} = \frac{U_2 V_{u2}}{g}$$

- Les puissances absorbées sur l'arbre sont dans le rapport : $\lambda^5 k^3$

$$P = \gamma QH ; \quad \frac{Pa_I}{Pa_{II}} = \frac{N_I^3(D_2)_I^5}{N_{II}^3(D_2)_{II}^5} ; \quad \frac{Pu_I}{Pu_{II}} = \frac{N_I^3(D_2)_I^5}{N_{II}^3(D_2)_{II}^5}$$

- Les rendements sont indépendants de λ et k (ceci est valable pour le rendement hydraulique, mais n'est qu'approximatif pour le rendement global).

Coefficients de Rateau

Les coefficients de Rateau sont des nombres sans dimension qui caractérisent une machine hydraulique. Ils se construisent à partir des caractéristiques géométrique et mécanique de la machine.

- Coefficient de débit : $K_q = \frac{Q}{ND^3}$
- Coefficient manométrique : $K_H = \frac{H}{N^2 D^2}$
- Coefficient de puissance : $K_P = \frac{P}{N^3 D^5}$

Les coefficients de Rateau exprimés autrement :

- Coefficient de débit : $K_q = \frac{Q}{\omega R^3}$
- Coefficient manométrique : $K_H = \frac{gH}{\omega^2 R^2}$
- Coefficient de puissance : $K_P = \frac{gP_u}{\rho \omega^3 R^5}$

Où ω : vitesse de rotation (rad/s) ; R : rayon de la roue(m) ; P_u : puissance utile (W) ; ρ : masse volumique (Kg/m³) ; Q- débit de la pompe (m³/s).

I.4.1.2. Formules de similitude pour une pompe donnée

Pour une pompe donnée ($D=c^{te}$) tournant à différentes vitesses en des points de fonctionnement homologues (le rendement reste constant) :

- Le débit est proportionnel à la vitesse de rotation $\left(\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}\right)$
- Les hauteurs H_{eff} et H_n sont proportionnelles au carré de la vitesse de rotation $\left(\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2}\right)$
- La puissance absorbée sur l'arbre de la pompe est proportionnelle au cube de la vitesse $\left(\frac{Pa_1}{Pa_2} = \frac{N_1^3}{N_2^3}\right)$
- Le rendement hydraulique est indépendant de la vitesse et comme le rendement global diffère très peu du rendement hydraulique, on peut dire que η est indépendant de la vitesse.

I.4.2. Vitesse spécifique

Les relations entre les débits et les hauteurs de deux pompes semblables sont :

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \lambda^3 k \quad \left(\frac{Q_I}{Q_{II}}\right)^2 = \lambda^6 k^2$$
$$\frac{H_I}{H_{II}} = \lambda^2 k^2 \quad \left(\frac{H_I}{H_{II}}\right)^3 = \lambda^6 k^6$$

En éliminant λ entre les deux dernières équations, on obtient le rapport suivant :

$$\left(\frac{H_I}{H_{II}}\right)^3 \left(\frac{Q_I}{Q_{II}}\right)^2 = k^4 \Rightarrow k = \frac{N_I}{N_{II}} = \frac{H_I^{\frac{3}{4}} Q_{II}^{\frac{1}{2}}}{H_{II}^{\frac{3}{4}} Q_I^{\frac{1}{2}}}$$

En regroupant les membres avec les indices identiques, on obtient l'équation suivante :

$$\frac{N_I Q_I^{\frac{1}{2}}}{H_I^{\frac{3}{4}}} = \frac{N_{II} Q_{II}^{\frac{1}{2}}}{H_{II}^{\frac{3}{4}}} = N_s = C^{te}$$

N_s : vitesse spécifique avec Q [m^3/s], H [m] et N [tr/min].

La vitesse spécifique est calculée pour le rendement maximal de la pompe, donc pour un point correspondant à des valeurs Q et H bien définies et les mieux adoptées pour la pompe.

Pour le constructeur qui doit projeter une pompe qui doit refouler un débit Q à une hauteur H , tournant à une vitesse N , il suffit :

- De calculer la vitesse spécifique de la pompe demandée par le client ;
- De rechercher, dans la gamme des pompes fabriquées, celle dont la vitesse spécifique est la plus proche.

La vitesse spécifique N_s n'est pas adimensionnelle $N_s \sim [L^{3/4} T^{-3/2}]$, sa valeur dépend des unités utilisées pour exprimer N , Q et H . Habituellement on exprime N en (tr/mn) et Q en (m^3/s). La puissance recueillie serait exprimée en kg.m/s.

Parfois, on remplace la vitesse spécifique N_s par le coefficient de vitesse angulaire :

$$\omega_s = \frac{\omega Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}$$

Où ω (rad/s) ; Q (m^3/s) ; H (m).

La relation entre ω_s et N_s est la suivante : $\omega_s = 0.069 N_s$.

La vitesse spécifique N_s des roues des pompes centrifuges varie de 20 à 300. Elle caractérise un type de pompe (ou un type de roue). La forme des aubes, leur l'angle de sortie β_2 , le triangle des vitesses et les courbes caractéristiques subissent une évolution graduelle lorsque la vitesse spécifique varie.

I.4.3. Utilisation pratique des lois de similitude et des courbes caractéristiques des pompes centrifuges

I.4.3.1. Cas d'une pompe considérée isolement

Problème 1. On connaît les caractéristiques $H(Q)$ et $\eta(Q)$ d'une pompe pour une vitesse N (voir Fig. 9). Calculer la vitesse N_1 à laquelle doit tourner cette pompe pour fournir un débit Q_1 sous une charge H_1 , le point $M(Q_1; H_1)$ n'étant pas sur la caractéristique $H(Q)$. Quel sera le rendement de la pompe dans ces conditions ?

Soit le point $M(Q_1; H_1)$ par lequel passera la nouvelle caractéristique $H_1(Q)$. Le point $M(Q_1; H_1) \notin H(Q)$. Il faut chercher le point homologue de M à la vitesse N .

D'après les lois de similitude pour des points homologues du fonctionnement de la pompe (η est le même), on a :

$$\frac{Q}{N} = cte = a \dots \dots; \quad \frac{H}{N^2} = cte = b$$

En éliminant N on obtient l'équation suivante : $H = \frac{b}{a^2} Q^2$; C'est l'équation d'un ensemble de parabole.

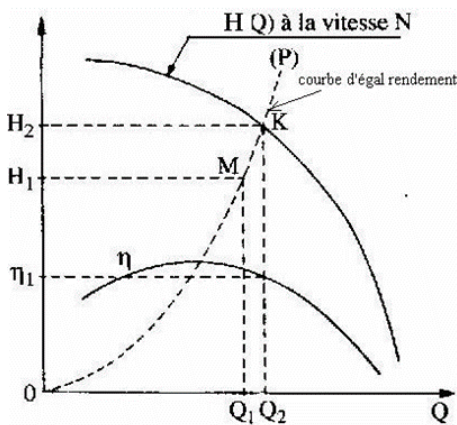


Figure 09 : Problème I

Celle qui passera par le point M aura l'équation suivante

$$H = \frac{H_1}{Q_1^2} Q^2$$

Cette parabole, (parabole P sur la figure 7), coupera la courbe $H(Q)$ au point $K(Q_2; H_2)$ homologue de M .

D'après les lois de similitude appliquées à une pompe donnée :

$$\frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N} \Rightarrow N_1 = \frac{Q_1}{Q_2} N$$

On aura de même : $\frac{H_1}{N_1^2} = \frac{H_2}{N^2} \Rightarrow N_1 = N \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}$

Problème 2. On connaît la caractéristique $H(Q)$ pour une vitesse N , construire la caractéristique $H_1(Q)$ pour une vitesse N_1 . (Voir Fig. 9). Soit $M(q; h)$ un point de la caractéristique $H(Q); N$.

On cherche le point homologue M_1 sur la courbe $H_1(Q)$. Soient q_1, h_1 —les coordonnées du point M_1 , donc :

$$\frac{N}{N_1} = \frac{q}{q_1} = \sqrt{\frac{h}{h_1}} \quad \text{d'où} \quad q_1 = q \frac{N_1}{N} \quad \text{et} \quad h_1 = h \left(\frac{N_1}{N}\right)^2$$

Le point $M_1 (q_1 ; h_1)$ est homologue de $M (q ; h)$.

I.4.3.2. Cas des pompes semblables

Problème 3. On connaît la courbe caractéristique $H(Q)$ d'une pompe à la vitesse N . Calculer le rapport de similitude de cette pompe et d'une pompe semblable devant fournir un débit Q' sous une charge H' en tournant à une vitesse N' . (Fig. 10)

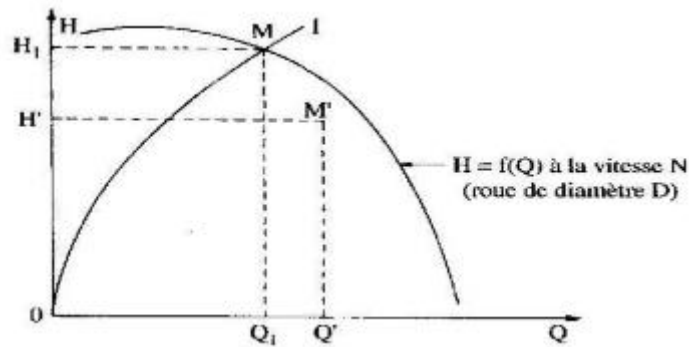


Figure 10 : Pompes semblables

Soit $M' (Q' ; H')$ le point de caractéristique $H'(Q)$ de la 2^{ème} pompe tournant à la vitesse N'

Soit D' la dimension linéaire homologue de D pour la pompe cherchée. Le rapport de similitude cherché est :

$$\lambda = \frac{D}{D'} \quad , \quad \text{Alors que : } k = \frac{N}{N'} \text{ est connu.}$$

$$\text{La vitesse spécifique de la 2^{ème} pompe : } N_s = \frac{N' Q'^{1/2}}{H'^{3/4}}$$

Au point homologue de M' pour la 1^{ère} pompe N_s sera la même :

$$N_s = \frac{N' Q'^{1/2}}{H'^{3/4}} = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$\text{D'où : } Q^{\frac{1}{2}} = Q'^{\frac{1}{2}} \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/4} \frac{N'}{N} \Rightarrow Q = \left[Q' \frac{N'^2}{N^2} \frac{1}{H'^{3/2}} \right] H^{3/2} \Rightarrow Q = A H^{3/2}$$

- Traçons la courbe $Q = A H^{3/2}$, elle coupe la caractéristique $H(Q)$ au point $M(Q_1 ; H_1)$ homologue de M' .
- D'après les lois de similitude, on a :

$$\frac{H}{H'} = \lambda^2 k^2 \text{ avec } k = \frac{N}{N'}$$

$$\text{Donc } \frac{H}{H'} = \lambda^2 \left(\frac{N}{N'}\right)^2 \text{ d'où } \lambda = \frac{N}{N'} \sqrt{\frac{H}{H'}}$$

$$\text{On aurait aussi : } \frac{Q}{Q'} = \lambda^3 k = \lambda^3 \frac{N}{N'} \text{ d'où } \lambda = \sqrt[3]{\frac{N' Q}{N Q'}}$$

I.4.4. Réseau de caractéristiques d'une pompe à différentes vitesses de rotation. Courbes équi-rendement global

Généralement les constructeurs fournissent pour une pompe donnée, le réseau des caractéristiques $H(Q)$ et $P(Q)$ pour les différentes vitesses de rotation $N_1, N_2, N_3, \dots, N_n$.

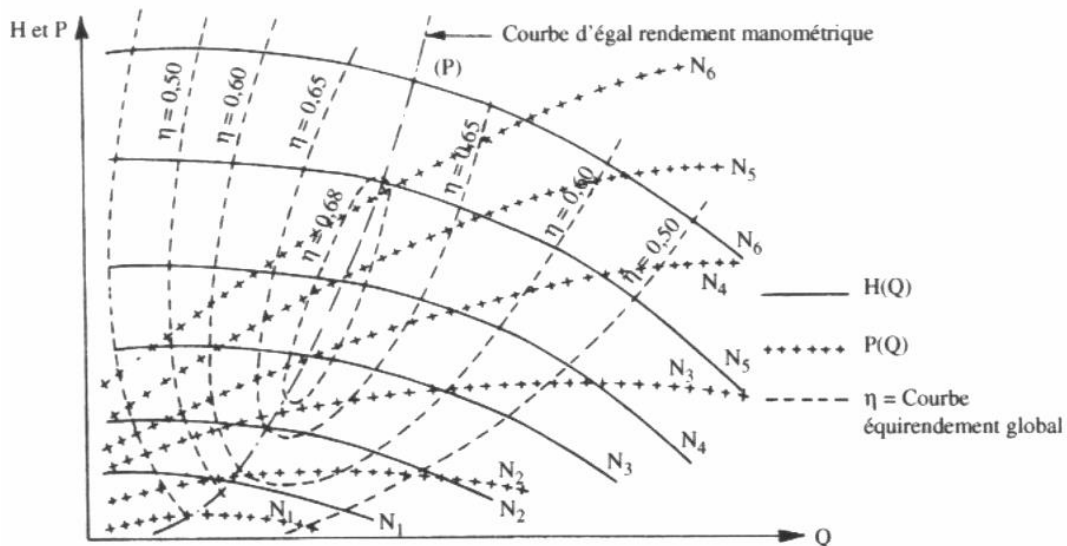


Figure 11 : Réseau de caractéristiques d'une pompe centrifuge à différentes vitesses de rotation. Courbes équi-rendement- « courbes en colline »

Le réseau des courbes de la figure 9 permet, pour une pompe donnée, de connaître immédiatement en chaque point de fonctionnement possible, la vitesse, le débit, la hauteur, la puissance absorbée et le rendement.

Conformément aux lois de similitude les points d'égal rendement manométrique sont tels que :

$$\frac{Q}{N} = a \dots \dots \dots ; \frac{H}{N^2} = b \text{ ou, en éliminant } N, H = \frac{b}{a^2} Q^2$$

Les courbes d'égal rendement global s'écartent un peu des courbes (P) et présentent la forme d'ellipses très voisines, sauf au voisinage de l'origine des axes où les lois de similitude ne s'appliquent plus en raison de l'importance relative que prennent, dans cette zone de fonctionnement, les pertes volumétriques et mécaniques qui ne suivent pas les lois de similitude.

Ces courbes équi-rendement sont appelées souvent « courbes en colline » et, pour cette raison, le réseau des courbes de la figure 11 est parfois appelé « diagramme topographique » ou « colline de rendement ».

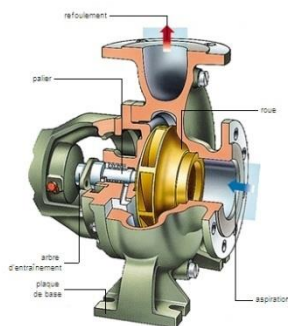
I.4.5. Classification des pompes à aubes suivant leur vitesse spécifique

I.4.5.1. Pompes radiales (centrifuges pure)

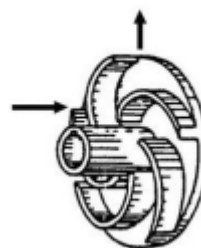
Les pompes dans lesquelles l'écoulement de l'eau à la sortie des aubes s'effectue radialement sont les pompes centrifuges pures. Ces pompes sont utilisées pour de grande hauteur d'élévation. Elles auront une vitesse spécifique d'autant plus faible que Q sera petit, d'après la formule $N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$: N : donnée.

Comme D_2 est grand avec H ($D_2 = \frac{84.5K_u\sqrt{H}}{N}$) et que Q est relativement faible, la section d'entrée dans les aubages aura un diamètre D_1 petit devant D_2 . De plus la relation $Q = \pi D_2 b_2 V_{r2}$ montre la faible largeur b_2 . Donc la roue de la pompe centrifuge pure (radiale) sera étroite et conviendra au relèvement de débits faibles et moyens à des hauteurs relativement grandes.

Le N_s de ces pompes est approximativement compris entre 20 et 100. En dessous de 20, on utilise les pompes multicellulaires.



Pompe radiale (centrifuge pure)



Écoulement radial

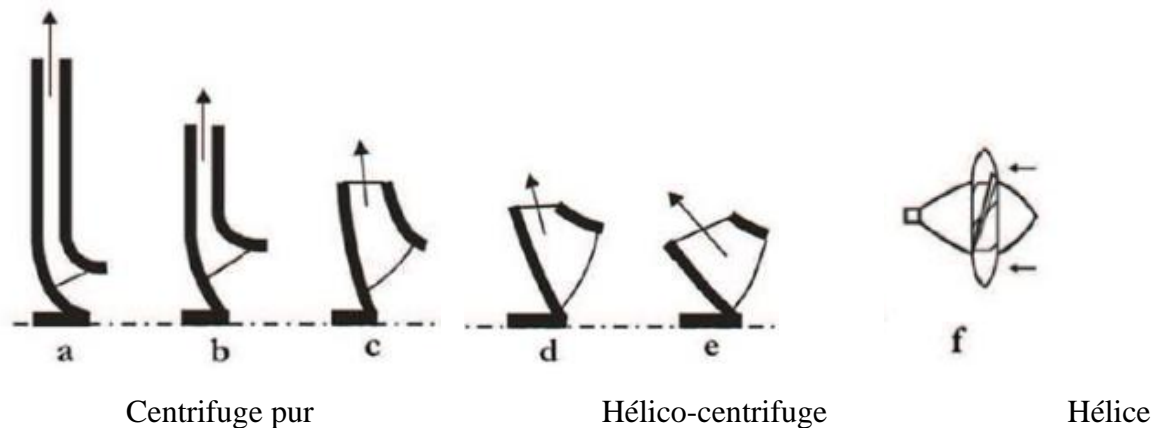


Figure 12 : Pompes à écoulement radial

I.4.5.2. Pompes axiales

Les pompes hélice ou axiales sont les pompes dans lesquelles, à la sortie des aubes mobiles, la vitesse de l'eau devient parallèle à l'axe. Ces pompes conviendront pour le relèvement de gros débit à de faibles hauteurs.

Puisque H est faible, le diamètre D_2 sera faible également et puisque Q est grand, il faut que la section d'entrée soit aussi grande, donc les diamètres D_1 et D_0 importants, voisin de D_2 et la valeur de la largeur b_2 grande devant D_2 . Ces pompes auront le N_s compris entre 160 et 350.

I.4.5.3. Pompes hélico-centrifuges

Entre les pompes centrifuges et les pompes hélice il existe les pompes hélico-centrifuge dans lesquelles l'écoulement est semi-axial. Le N_s de ces pompes est approximativement compris entre 90 et 180.

I.4.5.4. Pompes multicellulaires

Une pompe multicellulaire est l'ensemble de plusieurs roues groupées en série, contenues dans un seul corps (Figure 13).

L'eau qui sort de la première roue est ramenée par un canal de retour à l'entrée de la roue suivante et ainsi de suite.

Les pompes multicellulaires sont utilisées pour réaliser les hauteurs d'élévation très importantes. Pour atteindre la hauteur H désirée, il suffit de disposer en série le nombre voulu de roues. Le débit Q à relever est égal à celui qui passe dans une roue.

Si p est le nombre de roues en série, chacune fonctionnera avec un débit Q et une hauteur H/p .

La vitesse spécifique N_s' de la pompe multicellulaire sera $P^{3/4}$ fois plus petites que celle d'une roue isolée.

$$N'_s = \frac{N_s}{P^{3/4}}$$

Où : N_s : vitesse spécifique d'une seule roue.

N'_s : vitesse spécifique de la pompe multicellulaire comportant P roues.

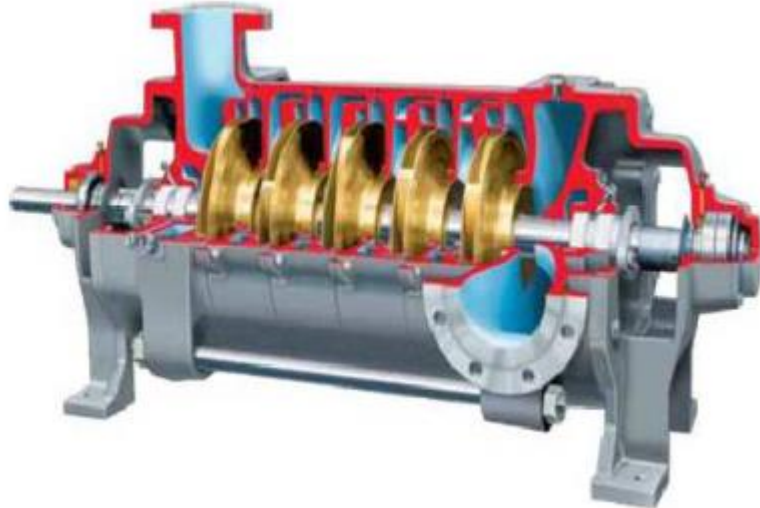


Figure 13 : pompe multicellulaire a axe horizontal.

La figure ci-dessous donne, à titre d'exemple, l'allure approximative de l'évolution, en fonction de la vitesse spécifique N_s , des formes des roues, du rapport des vitesses des triangles de sortie V_{u2}/U_2 et de la forme des caractéristiques hauteur et puissance en fonction de Q .

I.5. Couplage des pompes en série et en parallèle

I.5.1. Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge en service sur un réseau de canalisations donné

I.5.1.1. Hauteur manométrique d'élévation

Soit une pompe qui élève l'eau entre deux plans situés aux altitudes Z_0 et Z_2 (Fig. 14).

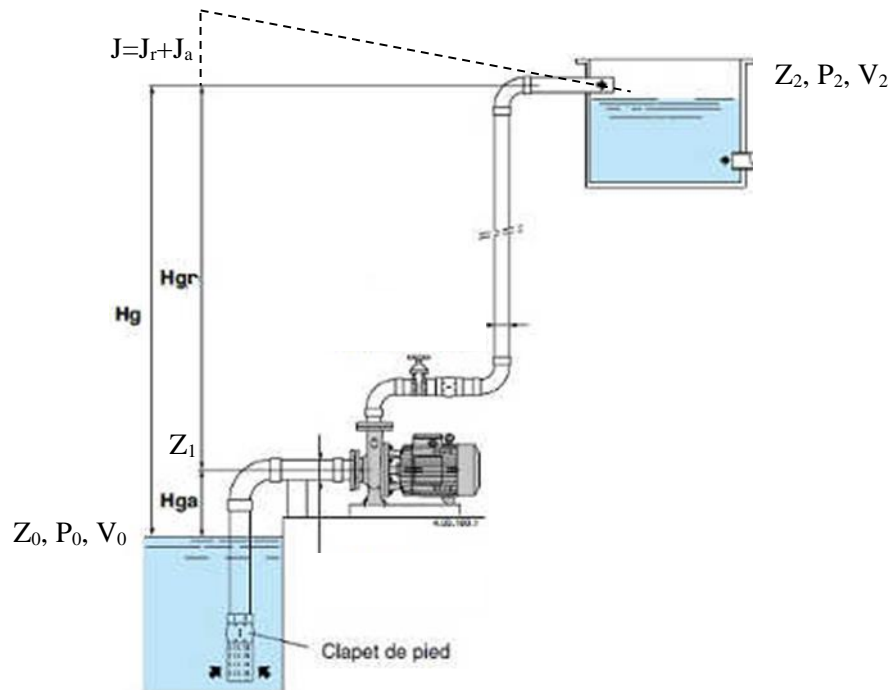


Figure 14 : Hauteur manométrique d'élévation

Valeur de l'énergie à communiquer à l'eau :

$$H = (Z_2 - Z_0) + \frac{P_2 - P_0}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_0^2}{2g} + J_a + J_r$$

Où : $P_2 = P_0 = P_{atm}$; $V_0 = 0$; V_2 : négligeable

J_a : perte de charge à l'aspiration ;

J_r : perte de charge au refoulement ;

$(Z_2 - Z_0)$: H_g : Hauteur géométrique.

Hauteur manométrique totale d'élévation : $H = H_g + J_a + J_r$

1. **Hauteur géométrique d'élévation ($H_g = Z_2 - Z_0$)** : C'est la distance entre le point le plus haut à atteindre et le plan de pompage. On peut encore l'écrire : $H_g = (Z_2 - Z_1) - (Z_0 - Z_1)$.

Donc H_g se décompose en deux :

- Hauteur géométrique de refoulement $H_r = (Z_2 - Z_1)$, toujours positive. C'est la distance entre le point le plus haut à atteindre et l'axe horizontal de la pompe et, pour un groupe vertical, la distance entre le point le plus haut et le plan de la première roue.

- Hauteur géométrique d'aspiration $H_a = (Z_0 - Z_1)$, qui sera négative pour une aspiration en dépression, et positive pour une aspiration en charge. La H_a c'est la distance entre l'axe de la pompe et le plan de pompage pour un groupe horizontal et pour le groupe vertical, c'est la distance séparant le plan de la première roue et le plan de pompage.

On aura donc :

$$H_g = H_r + H_a, \text{ pour une aspiration en dépression}$$

$$H_g = H_r - H_a, \text{ pour une pompe en charge.}$$

Les pertes de charge totales :

$$J = J_r + J_a$$

On les calcule en fonction des données des conduites respectives, en utilisant les formules de calcul des conduites en charge.

I.5.1.2. Courbe caractéristique d'une canalisation de refoulement

Une courbe caractéristique d'une conduite représente la variation de pertes de charge à l'extrémité de cette conduite en fonction de débit : $J = f(Q)$.

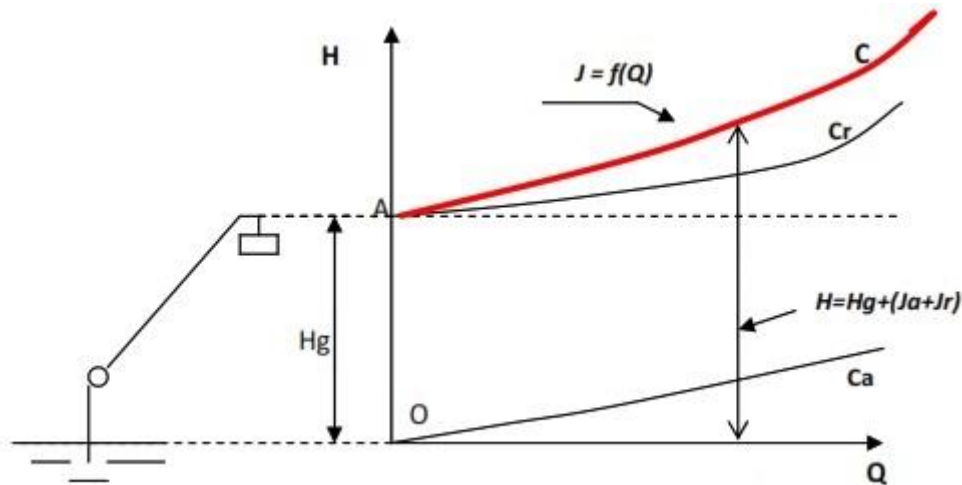


Figure 15 : Courbe Caractéristique du réseau de conduites

- L'ordonnée à l'origine OA représente la hauteur géométrique d'élévation.
- Ca : la caractéristique de la conduite d'aspiration ;
- Cr : la caractéristique de la conduite de refoulement ;
- $C = C_a + C_r$: la caractéristique résultante de l'ensemble des conduites d'aspiration et de refoulement.
- L'ordonnée de la caractéristique résultante (C) en chaque point est la somme de H_g et des pertes de charge de refoulement et d'aspiration.

I.5.1.3. Point de fonctionnement d'une pompe débitant sur une conduite unique

La hauteur géométrique d'élévation ne varie pas en fonction de débit.

Soient dans le système d'axe (Q, H) :

- $OA = H_g$ – hauteur géométrique d'élévation, supposée constante ;
- C – la caractéristique de l'ensemble des conduites d'aspiration et de refoulement ;
- $H(Q)$ – la caractéristique de la pompe à la vitesse N donnée.

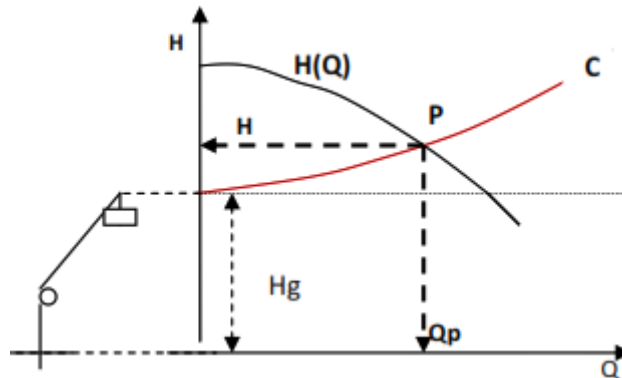


Figure 16 : Point de fonctionnement d'une pompe.

La courbe caractéristique du réseau (C) coupe la caractéristique de la pompe $H(Q)$ en point P qui est le point de fonctionnement de la pompe.

I.5.2. Recherche de la réalisation du point de fonctionnement désiré

Il est rare que la caractéristique $H(Q)$ d'une pompe choisie passe par le point de fonctionnement désiré. Pour adopter la pompe aux conditions de fonctionnement désirées, il faut effectuer les modifications dans le fonctionnement ou dans le dimensionnement de la pompe. En vue d'obtenir le débit désiré, plusieurs solutions sont possibles.

I.5.2.1. Accepter la courbe $H(Q)$ telle quelle

Point de fonctionnement P' (Fig. 17)

Le débit relevé q' est supérieur au débit désiré q désiré.

Donc la durée du pompage sera déterminée par la formule suivante : $t_p = 24q/q'$, le débit est exprimé en m^3/h .

Il faut vérifier qu'il n'y a pas cavitation (Fig. 17).

Le rendement donné par le point P' devra rester satisfaisant.

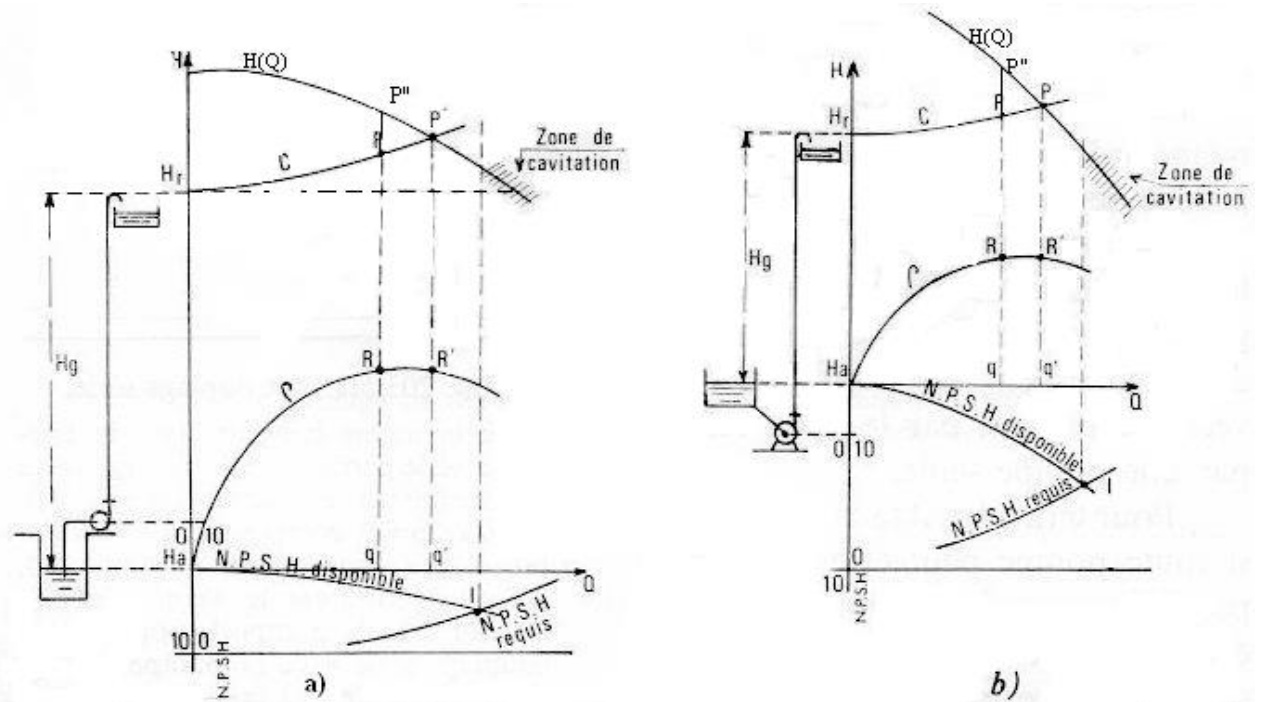


Figure 17 : point de fonctionnement d'une pompe ; a) pour l'aspiration en dépression ; b) pour l'aspiration en charge

I.5.2.2. Accepter la courbe $H(Q)$ et vanner sur le refoulement

On ouvre partiellement la vanne de refoulement.

Le point de fonctionnement est en P'' (Fig. 14). On augmente de ce fait la consommation d'énergie.

I.5.2.3. Rognage de la roue

Dans ce cas le point de fonctionnement présenté (P') doit être assai voisin du point désiré (P). Application des $\frac{Q}{q} = \frac{H}{h} = \frac{D}{d}$. En posant $d=m^2D$, où m est le coefficient de rognage, on aura donc $\frac{Q}{q} = \frac{H}{h} = \frac{1}{m^2}$, si q et h sont les coordonnées du point P , Q et H doivent être les coordonnées du point situé sur la droite OP qui coupe $H(Q)$ au point P'' .

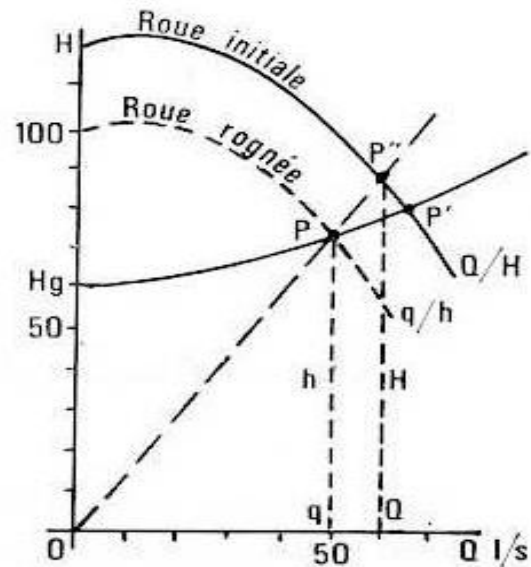
D'après les triangles semblables :

$$\frac{Q}{q} = \frac{H}{h} = \frac{1}{m^2} \quad \text{donc} \quad m = \sqrt{\frac{q}{Q}}$$

Le pourcentage de rognage sera donc : $(1 - m)$

100%. La nouvelle courbe $H'(Q)$ (roue rognée) pourra être tracée point par point puisque $OP = m^2 OP''$.

Le rognage maximal possible ne doit pas dépasser 20%. Mais il est spécifique à chaque pompe.



$$\frac{OP''}{OP} = \frac{Q}{q} = \frac{1}{m^2} = \frac{1}{0.91^2} = 1.2$$

Figure 18 : Rognage des roues

I.5.3. Etude des différentes variantes du point de fonctionnement

I.5.3.1. Une pompe débitant sur un réseau comportant plusieurs conduites

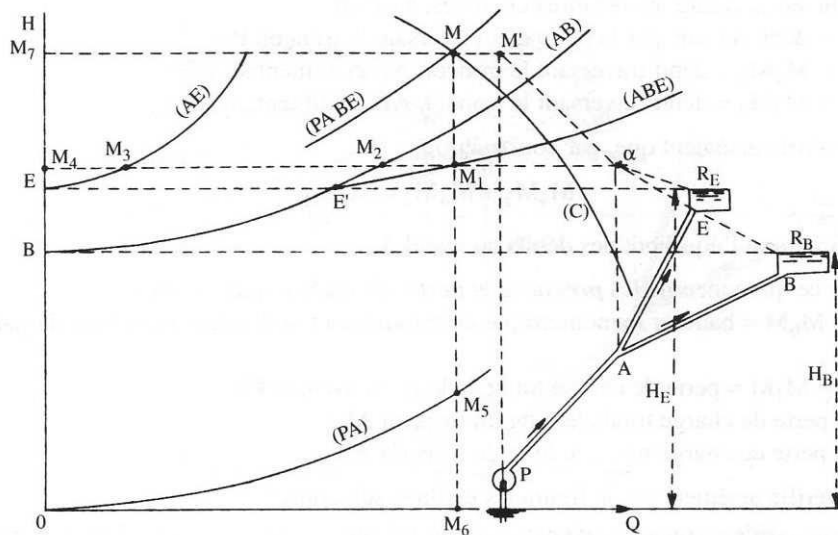


Figure 19 : Caractéristique résultante d'une pompe débitant dans un réseau comportant plusieurs conduites.

Soit une pompe centrifuge P débitant dans un réseau composé d'un tronçon commun PA alimentant deux tronçons AE et AB .

HB et HE sont les hauteurs géométriques des réservoirs B et E par rapport un plan d'aspiration.

1. Traçage de la courbe caractéristique résultante du réseau

- On trace les courbes des tronçons PA , AB et AE .
- On trace la courbe résultante (AEB) de deux tronçons AE et AB branchés en parallèle. Pour tracer cette courbe AEB on additionne les abscisses pour la même ordonnée.
- On trace la courbe résultante du réseau ($PABE$). Le tronçon PA fonctionne en série, avec l'ensemble des tronçons AB et AE . Donc $\{(PABE) = (PA) + (AEB)\}$. Pour tracer cette courbe ($PAEB$) on additionne les ordonnées pour la même abscisse.

Le point de fonctionnement de la pompe (M) est le point d'intersection de la caractéristique $H(Q)$ de la pompe et de la courbe résultante de l'ensemble du réseau.

I.5.3.2. Une pompe débitant sur une conduite de refoulement assurant, en un de ses points K un débit q

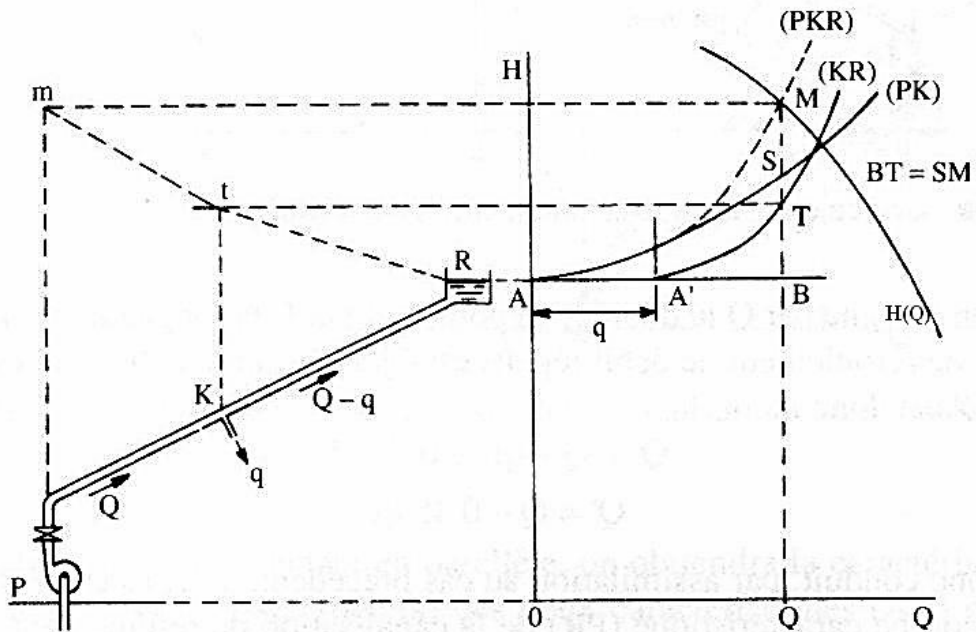


Figure 20 : Courbe résultante d'une conduite de refoulement comportant un piquage

1. On trace les caractéristiques des tronçons PK et KR . La courbe PK est tracé à partir de la hauteur géométrique OA . La courbe KR est tracée à partir de l'origine A' décalée de $AA'=q$.
2. On trace la courbe résultante de l'ensemble (PKR). Pour tracer cette courbe on additionne les ordonnées pour la même abscisse.
3. L'intersection de la courbe résultante (PKR) avec la caractéristique de la pompe $H(Q)$ donne le point de fonctionnement cherché de la pompe M à partir duquel il est facile de tracer la ligne des niveaux *piézométriques* mtR .

La pompe refoule le débit Q à la hauteur d'élevation H . Le débit qui arrive au réservoir est égal à $(Q-q)$.

I.5.4. Couplage des pompes centrifuges en parallèle

Plusieurs pompes fonctionnant en parallèle sur un réseau

Dans ce cas, chaque refoulement individuel aboutit sur un collecteur commun et pour une hauteur d'élevation donnée, le débit de l'ensemble est égal à la somme des débits de chaque groupe. Le couplage des pompes en parallèle est utilisé pour le grand débit.

I.5.4.1. Couplage en parallèle des pompes à caractéristiques inégales

Soient I et II les caractéristiques $H(Q)$ des pompes fonctionnant sur une conduite de caractéristique (AB) . Soient également (η) et (η') , (P) et (P') les caractéristiques des rendements et des puissances absorbées de chacune de ces pompes pour leur vitesse de rotation donnée.

Pour tracer la caractéristique résultante ($I + II$) (courbe en pointille), il faut additionner les abscisses (débits) de (I) et (II) pour la même ordonnée (hauteur) (voir la figure ci-dessous).

Le point M est le point de fonctionnement de l'ensemble des deux pompes.

- La parallèle à l'axe des abscisses passant par M , coupe les courbes (I) et (II) en M_1 et M_2 (points de fonctionnement de chaque pompe).
- Les rendements se lisent sur les verticales respectives M_1Q_1 et M_2Q_2 .
- La puissance totale absorbée est égale à :

$$P_{ab}^T = \gamma H^T \left(\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} \right)$$

- Il faut vérifier s'il n'y a pas cavitation pour chaque pompe.

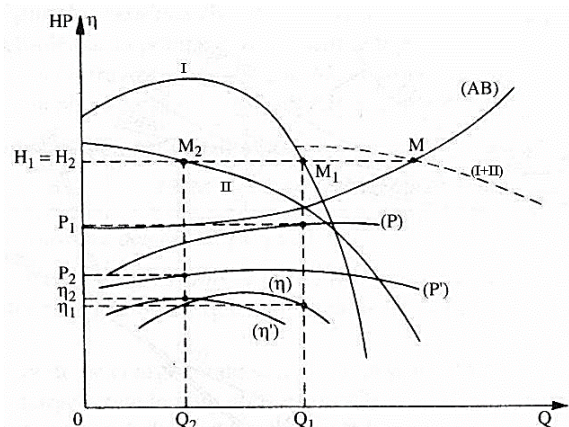


Figure 21 : Courbe résultante de deux pompes à caractéristiques inégales

I.5.4.2. Couplage en parallèle des pompes à caractéristiques identiques

Soit (I) la caractéristique $H(Q)$ commune à chacune des pompes.

(II) : la caractéristique résultante $H^T(Q)$ des deux pompes identiques.

P : le point de fonctionnement de l'ensemble des pompes

P' : le point de fonctionnement d'une seule pompe fonctionnant sur la conduite de refoulement (C), le débit refoulé dans ce cas est égal à Q' .

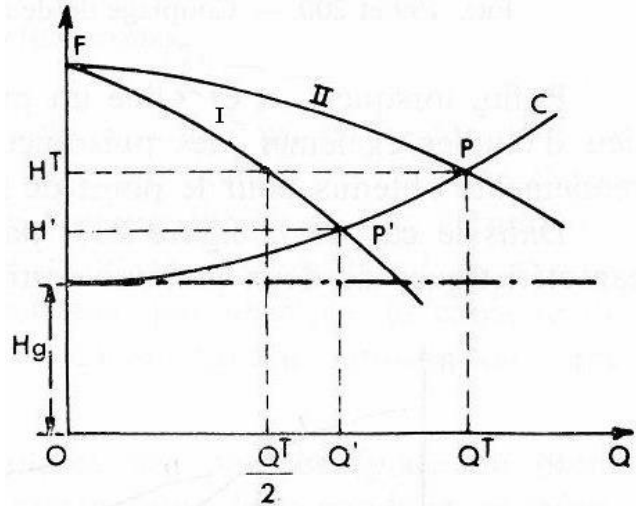


Figure 22 : Courbe résultante de deux pompes identiques

$$Q' > \frac{Q^T}{2}$$

La puissance totale absorbée par l'ensemble des pompes est :

$$P_{ab}^T = \gamma \frac{Q^T H^T}{\eta'}$$

I.5.5. Couplage des pompes fonctionnant en série sur un réseau

Dans ce cas, le refoulement d'une pompe est raccordé à l'aspiration de la pompe suivante. Pour un débit donné, la hauteur d'élévation totale est égale à la somme des hauteurs d'élévation de chaque pompe. Le couplage sera utilisé pour refouler un débit constant à des hauteurs différentes.

Pour tracer la caractéristique résultante ($I + II$) de deux pompes de caractéristiques QH_I et QH_{II} , il faut additionner les ordonnées (hauteurs) des courbes I et II pour la même abscisse (débit).

La verticale passant par le point de fonctionnement P des pompes coupe les courbes I et II en points respectifs P_I et P_{II} , qui sont les points de fonctionnement de chaque pompe refoulante chacune le débit Q .

La puissance absorbée totale est :

$$P_{ab}^T = \gamma Q \left(\frac{H_I}{\eta_I} + \frac{H_{II}}{\eta_{II}} \right)$$

- 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 ;
- A la formation des tourbillons et le décollage du courant liquide des parois de la roue ;

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 (voir figure ci-dessous) ; Quand les poches de vapeur se déforment, il se produit des « coups d'eau » qui peuvent heurter avec une force considérable et une fréquence élevée la paroi contre laquelle se trouve la bulle en produisant une érosion mécanique très importante.
- ✚ 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. Les courbes caractéristique $H(Q)$; $P(Q)$ et $\eta(Q)$ subissent une chute brutale à partir du moment où se produit la cavitation, c-à-d pour un débit d'autant plus faible que la hauteur d'aspiration est plus grande.



Figure 24 : Conséquences de la cavitation.

Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes

Le choix du développement de la cavitation acceptable dans les pompes, pour leur assurer une marche faible sans les inconvénients mentionnés ci-dessus, réside dans l'économie d'un projet d'installation de pompe. Les données de départ à considérer sont :

- ✚ La définition des conditions d'exploitation et la plage hauteur / débit dans laquelle la pompe doit fonctionner.
- ✚ Les conditions du fluide à véhiculer : température, masse volumique, viscosité, tension de vapeur.

I.6.2. Notion de N.P.S.H.

Les essais de cavitation effectués par les constructeurs se traduisent par une pression ou charge nette absolue à l'aspiration qu'il faut assurer à l'entrée de la pompe pour éviter la cavitation ; cette quantité varie avec le débit pompé ; elle peut figurer sur la caractéristique débit -hauteur de la pompe (fig.25).

Elle est souvent désignée par l'abréviation anglo-saxonne N.P.S.H. (Net positive section head), c'est à dire la charge totale nette à l'aspiration au-dessus de la tension de vapeur et a les dimensions d'une hauteur. L'abréviation N.P.S.H. étant pratiquement la seule utilisée, nous garderons également cette dénomination universelle.

Par définition, le N.P.S.H. est donc égal à la pression totale régnant à la bride d'aspiration, diminuée de la tension de vapeur dans les conditions correspondantes (voir figure 20):

$$N.P.S.H = \frac{P_A}{\gamma} - h_v$$

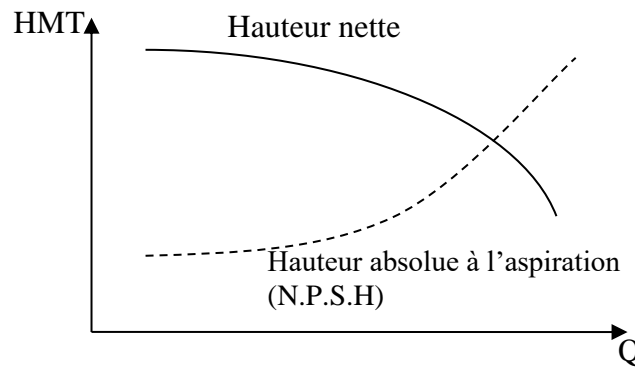


Figure 25 : Caractéristique de cavitation d'une pompe

On mettra en évidence deux façons d'exprimer le N.P.S.H. disponible et le N.P.S.H. requis.

I.6.2.1. N.P.S.H. disponible

Soit $h_v = \frac{P_v}{\gamma}$ la hauteur représentative de la tension de vapeur du liquide pompé. La tension de vapeur dépend de la température $P_v = f(t^\circ)$.

Considérons une pompe centrifuge fonctionnant à une hauteur d'aspiration. h_a (Fig. 26).

J_a - la perte de charge entre C et A.

Equation de Bernoulli appliquée entre les points C et A donne :

$$h_a + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + J_a = \frac{P_{at}}{\gamma}$$

Où

A : le point à l'entrée de la pompe ;

h_a : la hauteur géométrique d'aspiration ;

P_{at} : la pression atmosphérique ou la pression dans la bache d'aspiration ;

J_a ; la perte de charge entre C et A.

Donc :

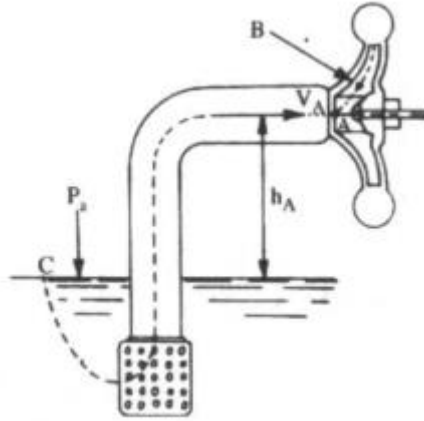


Figure 26 : Aspiration d'une pompe centrifuge.

$$\frac{P_A}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} - h_a - \frac{V_A^2}{2g} - J_a \quad (1)$$

Les membres de l'expression $\left(\frac{V_A^2}{2g} - J_a\right)$ varient comme Q^2 , on peut donc poser :

$$\left(\frac{V_A^2}{2g} - J_a\right) = kQ^2$$

L'équation (1) devient :

$$\frac{P_A}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} - h_a - kQ^2 \quad (2)$$

Pour une installation donnée (P_{at} et h_a sont donnés), la courbe $\frac{P_A}{\gamma} = f(Q)$ est une parabole

PI (Fig.27)

La $NPSH$ est la cote de la ligne piézométrique à la bride d'aspiration de la pompe rapportée à l'axe de celle-ci, exprimée en mètre et diminuée de la hauteur de tension de vapeur du liquide, soit :

$$NPSH = \frac{P_A}{\gamma} - h_v$$

An remplace dans cette équation P_A/γ par l'équation (2). On obtient :

$$(NPSH)_d = \left(\frac{P_{at}}{\gamma} - h_v\right) - (h_a + J_a) \quad (3)$$

Cette expression est indépendante de la pompe utilisée et ne dépend que de l'installation (longueur et diamètre de la conduite d'aspiration, J_a et hauteur géométrique d'aspiration (h_a). On l'appelle le *NPSH disponible*.

Il est présenté par la distance verticale CD de la parabole PI à l'horizontale d'ordonnée h_v (Fig. 27).

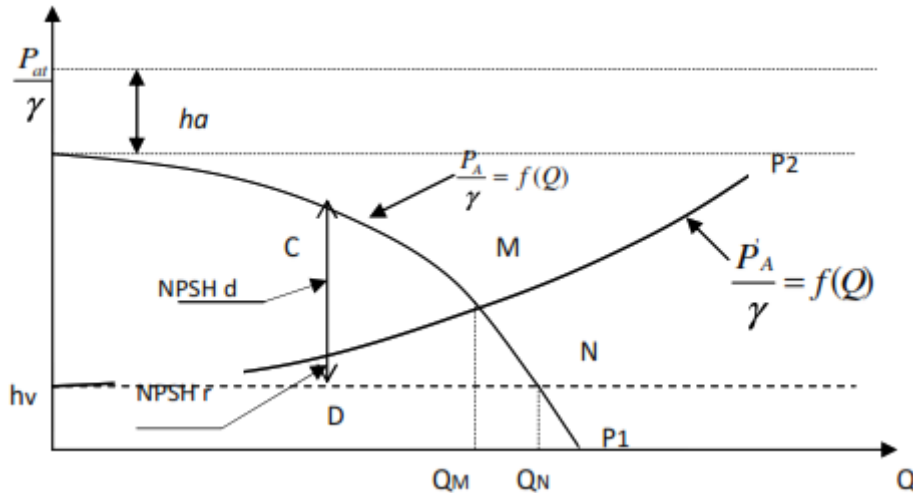


Figure 27 : Définition de NPSH

- $\frac{P_{at}}{\gamma} = f(\text{altitude})$, diminue avec l'altitude ; $\frac{P_{at}}{\gamma} = 10.33 - 0.0012(\Delta)$ où (Δ) : altitude exprimée en mètre.
- $h_v = f(t^\circ)$, augmente avec la température.

Pour les altitudes inférieures à 100 m et pour une eau ne dépassant pas 20°C, on peut poser

$$\frac{P_{at}}{\gamma} - h_v = 10m$$

$$NPSH_d = 10 - (h_a + J_a)$$

Pour une pompe en charge :

$$NPSH_d = \left(\frac{P_{at}}{\gamma} - h_v\right) + (h_a - J_a) = 10 - (h_a - J_a)$$

Pour une pompe en dépression :

$$(NPSH)_d = \left(\frac{P_{at}}{\gamma} - h_v\right) - (h_a + J_a) = 10 - (h_a + J_a)$$

I.6.2.2. N.P.S.H requis (NPSHr)

Le point A n'est pas le point où la pression est la plus faible le long du filet liquide (voir Fig. 20). Le minimum de pression sera normalement atteint en un point B à l'intérieur de la roue.

Le théorème de Bernoulli entre les points A et B :

$$h_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} = h_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + J_{AB}$$

Supposons que $h_A \cong h_B$; $V_B > V_A$ et $P_B/\gamma = h_v$, la pression en A prend la valeur particulière P_A' :

$$\frac{P_A'}{\gamma} = h_v + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + J_{AB}$$

On peut poser :

$$V_B^2 = k_1 Q^2; V_A^2 = k_2 Q^2 \text{ et } J_{AB} = k_3 Q^2$$

Donc l'équation précédente devient :

$$\frac{P_A'}{\gamma} = h_v + k' Q^2$$

$$NPSH_r = \frac{P_A'}{\gamma} - h_v$$

Il est donc représenté par la distance verticale de la parabole P_2 à l'horizontale d'ordonnée h_v .

Le $NPSH_r$ ne dépend que de ce qui se passe entre A et B c-à-d de la pompe elle-même, c'est une donnée fournie par le constructeur de la pompe.

Soit N le point d'intersection de P_1 avec l'horizontale h_v .

- **Si $Q < Q_M$** $\leftrightarrow NPSH_d > NPSH_r \leftrightarrow P_A > P_A'$, la pression absolue à l'intérieur de la pompe n'atteint nulle part P_v ; aucune cavitation n'est à craindre.
- **Si $Q = Q_M$** $\leftrightarrow NPSH_d = NPSH_r \leftrightarrow P_A = P_A'$. La pression absolue en B atteint P_v , la cavitation apparaît en B.
- **Si $Q_M < Q < Q_N$** $\leftrightarrow NPSH_d < NPSH_r \leftrightarrow$ la cavitation se développe autour du point B.
- **Si $Q = Q_N$** c-a-d si $NPSH_d = 0 < NPSH_r$, où $\frac{P_A}{\gamma} = h_v$, la cavitation commence en A et s'étend jusqu'au-delà de B.

I.6.3. Condition de non cavitation

Pour éviter la cavitation dans une pompe il faut que le $N.P.S.H$ disponible soit supérieur à $N.P.S.H$ requis : $N.P.S.H_d > N.P.S.H_r$

Parfois, on préfère utiliser le critère de cavitation appelé coefficient de cavitation ou coefficient de THOMA et qui se définit par le rapport :

$$\sigma = \frac{N.P.S.H_d}{H_n} \quad (\text{coefficient de Thoma})$$

La formule de STEPANOFF donne la loi approximative de variation de la constante au point de rendement maximal :

$$\sigma = 1.21 \cdot 10^{-3} N_s^{4/3} \quad (\text{pompe à une entrée})$$

La cavitation au point de rendement max, n'apparaîtra donc pas si :

$$10 - (h_A + J_a) > 1.21 \cdot 10^{-3} N_s^{4/3} H_n$$

I.7. Applications

Exercice 01 :

Un réservoir se trouvant sur une hauteur géométrique de 70m est alimenté par une pompe centrifuge avec un débit de 99m³/h, la conduite de refoulement est d'un diamètre de 200mm, d'une longueur de 2950m et d'une rugosité de 0,15mm.

La pompe est caractérisée par : $D_2=30\text{cm}$, $S_{n2}=0.025D_2^{1.7}$ et $\eta=69\%$.

On admet que la vitesse tangentielle $V_{u2} = \frac{2}{3} U_2$, $g=9,81\text{m/s}^2$.

Déterminer l'angle constructif α_2 .

Déterminer la vitesse relative W_2 .

Déterminer la vitesse de rotation N.

Déterminer la puissance fournie à l'arbre de la pompe.

Solution

1- Hauteur manométrique

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 55 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0.25^2} = 1.12 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V D}{\nu} = \frac{1.12 \times 0.25}{10^{-6}} = 280000$$

$$\lambda = 0.02$$

$$J = \frac{\lambda L V^2}{2g D} = 13.81 \text{ m}$$

$$h_l = 2.8 \frac{V^2}{2g} = 0.179 \text{ m}$$

$$J_{tot} = 13.81 + 0.179 = 13.989 \text{ m}$$

$$H_{mt} = H_g + J_{tot} = 45 + 13.989 \Rightarrow H_{mt} = 58.989 \text{ m}$$

2- Rendement de la pompe

$$H_{eff} = \frac{\omega R_2}{g} \left(\omega R_2 - \frac{Q}{S_{n2} \text{tg} \beta_2} \right)$$

$$H_{eff} = \frac{\omega R_2}{g} \left(\omega R_2 - \frac{Q}{S_{n2} \text{tg} \beta_2} \right)$$

$$R_2 = 0.17 \text{ m}$$

$$S_{n_2} = 0.2 (0.34)^2 = 0.02312 \text{ m}^2$$

$$\beta_2 = 21^\circ$$

$$\omega = \frac{N \cdot 2\pi}{60} = \frac{1650 \cdot 2\pi}{60} \Rightarrow \omega = 172.79 \text{ rad/s}$$

$$H_{eff} = \frac{172.79 \cdot 0.17}{9.81} \left(172.79 \cdot 0.17 - \frac{0.055}{0.02312 \cdot \tan(21)} \right) \Rightarrow H_{eff} = 69.4 \text{ m}$$

$$\eta = \frac{H_{mt}}{H_{eff}} = \frac{58.989}{69.4} = 85\%$$

3- Vitesse V2 à la sortie de la roue

$$V_{n2} = \frac{Q}{S_{n2}} = \frac{0.055}{0.02312} \Rightarrow V_{n2} = 2.38 \text{ m/s}$$

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{n2}}{\tan(\beta_2)}$$

$$U_2 = \omega R_2 = 172.79 \cdot 0.17 \Rightarrow U_2 = 29.37 \text{ m/s}$$

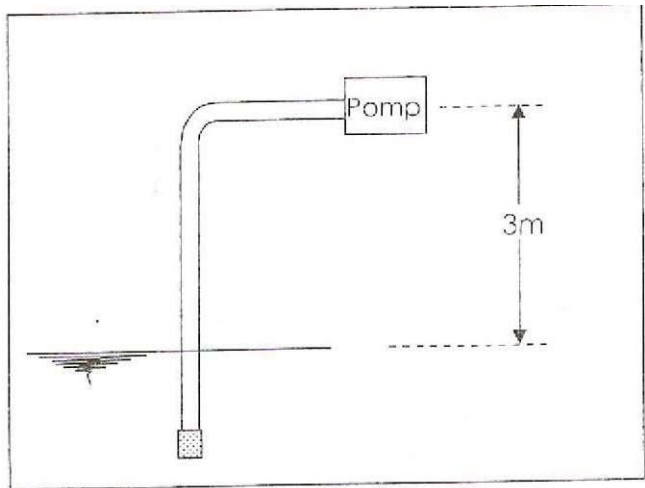
$$V_{u2} = 29.37 - \frac{2.38}{\tan(21)} \Rightarrow V_{u2} = 23.18 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \sqrt{V_{u2}^2 + V_{n2}^2} \Rightarrow V_2 = 23.3 \text{ m/s}$$

Exercice 02 :

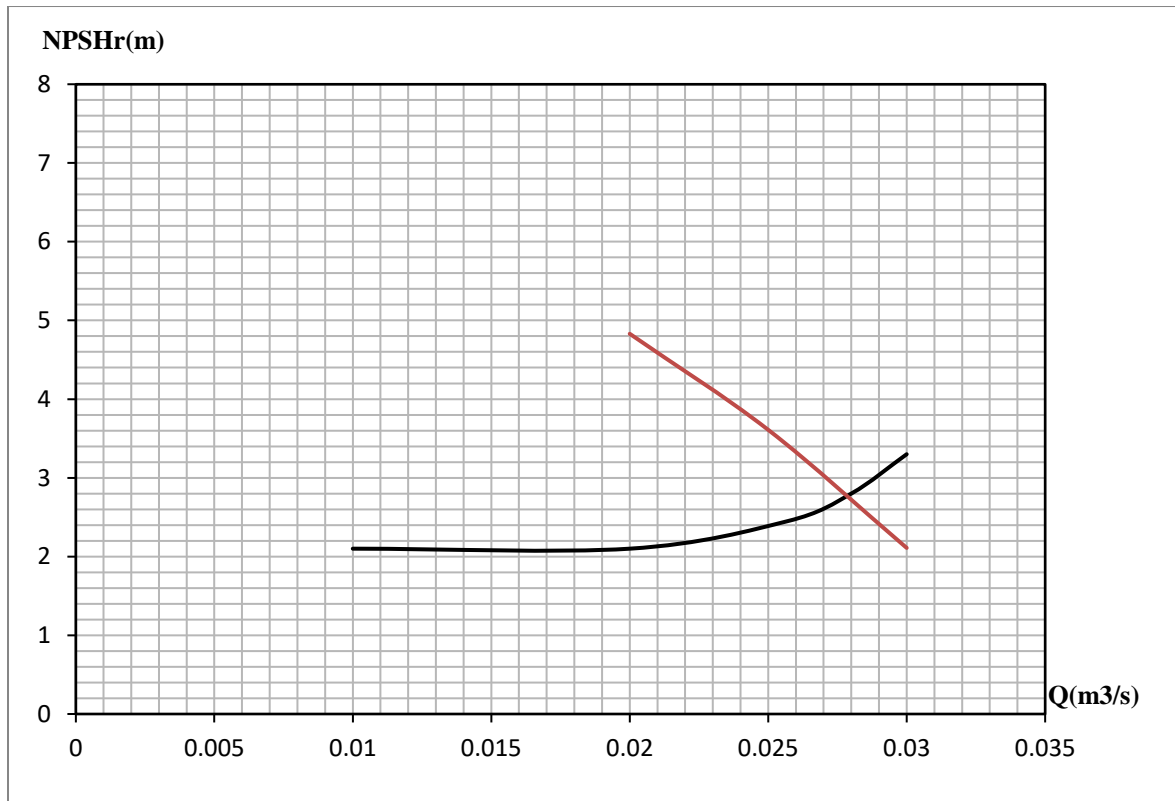
Pour l'installation suivante d'une pompe centrifuge : La conduite d'aspiration comporte une crépine, un clapet anti-retour, un coude et un convergent. Elle est d'une longueur $L=10,5\text{m}$, d'un diamètre $D=110\text{mm}$ et d'une rugosité $s \ \varepsilon=0,15\text{mm}$. Le coefficient de perte de charge des différentes singularités est $\xi=7,5$.

En utilisant la figure 02 donnant le NPSH requis, déterminer le débit à partir duquel se produit une cavitation.



Solution

L=10,5m D=110mm $\varepsilon=0,15\text{mm}$ $\xi=7,5$								
Q	V	Re	λ	Δh_{lin}	Δh_{sin}	Δh_{asp}	ha	NPSH
l/s	m/s			m	m	m	m	m
0,02	2,10	231000	0,0224	0,48	1,69	2,17	3	4,83
0,025	2,63	289300	0,0222	0,75	2,64	3,39	3	3,61
0,03	3,16	347600	0,0221	1,07	3,82	4,89	3	2,11



Chapitre II : Stations de pompage

Chapitre 2 : Stations de pompage

II.1. Equipements en amont et en aval des pompes

Ils comprennent :

- Les équipements à l'aspiration : Grilles, tulipe d'aspiration, crépine, clapets, joints, vannes, convergents, dispositifs anti-vortex, vacuomètre, dispositif d'amorçage de la conduite et de la pompe... ;
- Les équipements au refoulement : joints, divergents, clapets anti-retour, vannes, débitmètres, manomètres.... ;
- Les circuits auxiliaires.

II.1.1. Equipement en amont : Aspiration

L'aspiration des pompes d'une station peut se faire soit dans une bêche d'aspiration, soit dans une conduite.

II.1.1.1. Aspiration en bêche

L'eau à aspirer est stockée dans une bêche ou réservoir d'aspiration, réservoir en communication avec l'atmosphère. Cette bêche est reliée plus ou moins directement à la rivière ou à la retenue alimentant la station de pompage. L'aspiration des pompes se fait alors directement, soit par une courte conduite plongeant dans la bêche, soit en immergeant la pompe elle-même ou le groupe électropompe submersible.

II.1.1.2. Grilles

Elles sont disposées à l'amont de la bêche afin d'éviter l'entrée des corps flottants ou en suspension ainsi que des poissons.

Il existe deux types principaux de grilles qui peuvent être placées en série

Les grilles fixes à barreaux dont le nettoyage est assuré soit manuellement par des râteliers mécaniques, soit hydrauliquement (lavage à contre-courant)

Les filtres tournants à toiles métalliques disposés en bande (filtre à chaîne) ou en tambour ; le nettoyage s'effectue par lavage des toiles par des rampes d'eau sous pression.

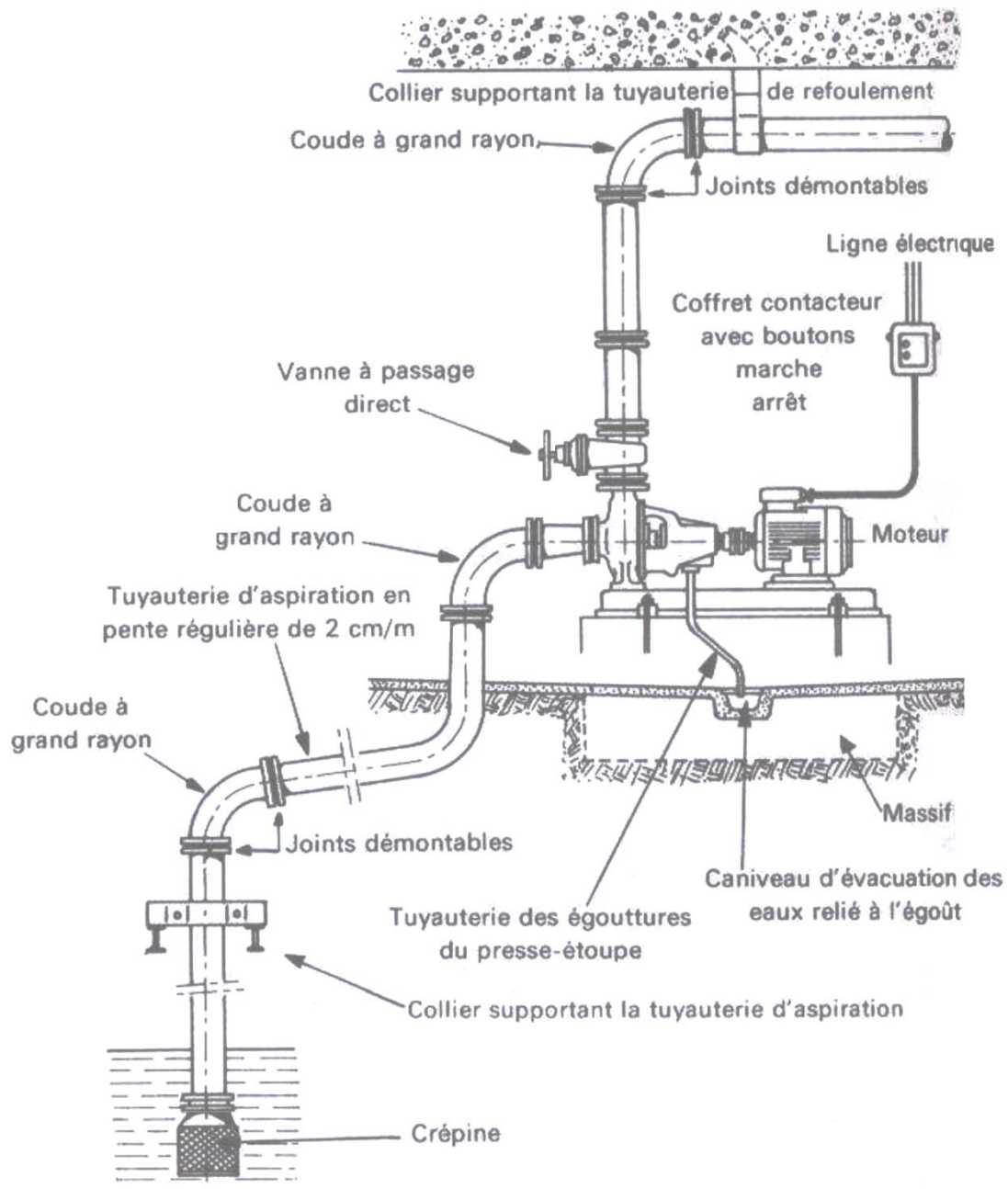


Figure 28 : Equipements en amont et en aval des pompes

II.1.1.3. Vannes

La bache d'aspiration doit pouvoir être isolée de la rivière (ou du réservoir) le long de laquelle est implantée la station de pompage par des vannes murales mises en place derrière les gilles. On utilise des vannes plates à glissement dont la commande est assurée par des vis ou crémaillère. Ces vannes sont généralement placées en amont des murs constituant le cuvelage de la bache.

Un dispositif de signalisation de la position des vannes alimentant la bêche d'aspiration doit être prévu dans la salle de commande des pompes pour interdire leur mise en route quand ces vannes sont fermées.

II.1.1.4. Tulipe

La nécessité de la tulipe dépend essentiellement de la vitesse d'entrée de l'eau dans la conduite d'aspiration. Pour des vitesses ne dépassant pas 0,8 m/s, il est possible de ne pas prévoir de tulipe. Cependant son utilisation permet de diminuer les pertes de charge. Aussi est-il recommandé d'en prévoir dès que la vitesse dépasse 0,5 m/s. L'utilisation des tulipes prend toute son importance pour l'installation des pompes hélices.

II.1.1.5. Crépine

Tout comme la grille, la crépine évite l'entrée accidentelle dans la pompe de corps solides qui peuvent s'introduire dans la bêche d'aspiration. Elle est constituée par un cylindre perforé qui refuse le passage à des objets nettement plus petits que la grille.

L'obturation de la crépine engendre une perte de charge additionnelle à l'aspiration de la pompe, ce qui peut engendrer une cavitation dangereuse de la pompe.

Une crépine doit toujours être largement immergée pour éviter les entrées d'air et éloignée d'environ 0,3m du fond du puisard et, si possible, d'au moins deux diamètres des parois éventuelles.

II.1.1.6. Clapet d'aspiration, clapet à crépine

Lorsque la pompe n'est pas immergée, un clapet anti-retour placé sur la canalisation d'aspiration évite à l'arrêt de la pompe un retour d'eau si le clapet anti-retour normalement placé au refoulement ferme mal ; de cette façon, il n'y a pas de risque de dévirage de la pompe.

Ce clapet placé à l'aspiration permet, d'autre part, de maintenir la colonne d'eau dans la conduite d'aspiration et le corps de pompe. Ce clapet peut être combiné avec la crépine d'aspiration pour former un clapet à crépine.

II.1.1.7. Puisard pour pompe hélice

En raison des grandes vitesses d'entrée dans les pompes hélices placées en puisard, les caractéristiques de fonctionnement de ces machines sont sensibles aux conditions d'écoulement dans le puisard.

II.1.1.8. Aspiration sur conduite

L'eau à élever arrive à la station par une conduite que l'on relie directement au collecteur d'aspiration des pompes.

II.1.1.9. Conduite ou collecteur d'aspiration

Sur une conduite d'aspiration, on évitera toute formation de poches d'air. Les parties horizontales comportent une légère pente (2%) montant en direction de la pompe afin de permettre l'évacuation permanente des bulles d'air qui pourraient être libérées dans l'eau.

La vitesse de circulation de l'eau dans la conduite d'aspiration sera de l'ordre de 0,8 à 1,2 m/s, afin de limiter les pertes de charge, notamment au droit des piquages vers les pompes. Ces piquages seront effectués de préférence en Y.

L'équipement du collecteur devra comporter tous les dispositifs nécessaires à son ventousage, à sa vidange et à sa visite (diamètre supérieur à 600 mm).

II.1.1.10. Joints

Si la conduite d'aspiration est en dépression, une attention particulière sera donnée à l'étanchéité des joints afin de supprimer toute possibilité d'entrée d'air.

Des joints à brides permettant la décomposition des caoutchoucs sont généralement utilisés en vue du démontage pour entretien ou réparation des appareils tels que vannes, pompes, clapets.

II.1.1.11. Organes communs aux deux types d'aspiration

De façon générale, on cherchera à limiter les pertes de charge d'une part et à éliminer tout dispositif risquant d'engendrer les entrées d'air d'autre part. Dans les types d'aspiration on utilise les organes suivants : coudes, dispositifs de guidage, vannes d'aspiration, convergent d'aspiration, et une petite centrale de vide comprenant un ballon de vide, des éjecteurs ou des pompes à vide, pour assurer l'amorçage de la pompe.

II.1.2. Equipements en aval : Refoulement

II.1.2.1. Joints de raccordement

La conduite de refoulement raccordée à la pompe ne doit pas lui transmettre d'effort parasite. Si des tassements différentiels entre le sol extérieur et la station sont à craindre, il est nécessaire de prévoir des joints donnant une certaine souplesse, du type joint Gibault, Perflex, ou similaires.

Ces joints ne sont toujours du type auto-buté ; il faudra donc, dans ce cas, prévoir des massifs de butée. Si la conduite est auto-butée, il y aura lieu de prévoir un dispositif rétablissant la continuité mécanique de la conduite. Des tirants placés autour du point reprennent les efforts hydrauliques. On profitera souvent de la présence de ce joint pour le combiner avec une fonction de joint d'ajustage permettant la compensation des tolérances de longueurs et d'écrasement des joints caoutchoucs. Ce joint facilitera le démontage de la pompe ou des appareillages aval.

II.1.2.2. Clapet de refoulement

Le rôle de ce clapet placé à la sortie de la pompe est d'empêcher l'inversion du débit d'eau lors de l'arrêt de la pompe. Il permet de ne pas soumettre la conduite d'aspiration à la pression de refoulement et de la protéger contre les surpressions en provenance du réseau aval. Les clapets les plus utilisés sont des clapets à battant ; ils sont montés sur les conduites horizontales ; la figure suivante montre les différents types de clapets.

II.1.2.3. Vanne de refoulement

Placée éventuellement après la pompe et le clapet anti-retour, la vanne de refoulement joue plusieurs rôles. Elle permet tout d'abord d'isoler la pompe lors des entretiens et démontages. Elle intervient aussi lors de la mise en marche dans le cas des pompes centrifuges. Pour celle-ci, la puissance absorbée est minimale à débit nul. Il est donc intéressant, dans le cas où des grosses puissances sont en jeu, de démarrer la pompe, vanne fermée pour limiter la durée du démarrage.

Dans le cas des pompes à hélices, la fermeture de la vanne de refoulement au démarrage de la pompe risque de provoquer un accident sur le moteur, en raison de la puissance absorbée en barbotage qui est très supérieure à la puissance absorbée en marche normale. C'est pourquoi ce type de (vanne) pompe n'est généralement pas équipé de vanne au refoulement, mais seulement d'un clapet anti-retour, ce qui nécessite toutefois la vidange de la conduite pour toute intervention sur la pompe ou le clapet.

Enfin, la vanne de refoulement peut avoir éventuellement un rôle de réglage. Compte tenu de la perte d'énergie qui en résulte, cette méthode de réglage du débit ne doit être appliquée qu'exceptionnellement.

II.1.2.4. Divergent et collecteur de refoulement

La vitesse de l'eau à la sortie du diffuseur de certaines pompes peut être de 3 à 7 m/s. Les vitesses couramment admises dans les conduites de refoulement sont comprises entre 1 et 1,5 m/s. D'où la nécessité de prévoir à la sortie de la pompe un divergent constitué d'un cône d'angle au sommet de 8 à 10. Pour diminuer la longueur du divergent, il est possible d'utiliser un cône évasé dit cône trompette, constitué d'une succession de cônes de longueur 0,20m à 0,30m, d'angles au sommet croissants. Si plusieurs pompes sont raccordées sur le même collecteur, les piquages se feront en oblique (en Y).

Le collecteur est équipé des dispositifs classiques pour le ventousage et la vidange. Pour des conduites de diamètre supérieur à 600mm, il peut être prévu des orifices de visite des conduites pour leur nettoyage et, éventuellement, le resserrage des joints des vannes papillon.

II.2. Disposition d'ensemble – conception architecturale de la station et ses annexes

II.2.1. Le bâtiment

Pour les installations de faible puissance, la notion de station de pompage elle-même disparaît : c'est le cas par exemple des groupes motopompes transportables, installés au bord des rivières, pour des petites installations d'irrigation.

Pour les stations fixes, quelle que soit leur importance, les groupes et les appareillages divers devront être protégés contre les intempéries ou contre les rigueurs du climat.

Les parois latérales peuvent être des briques, des tôles, des plaques d'amiante-ciment ; elles peuvent être ajourées ou complètement fermées afin de permettre une ventilation naturelle et l'évacuation des quantités de chaleur produites par les groupes.

Le toit est souvent construit en tôle ondulée, en plaques d'amiante-ciment, ou, pour des grosses stations, est composé d'une dalle en béton armé classique.

Il convient de noter que certains groupes électropompes spécialement protégés contre les intempéries, comme les groupes "Out-Doors" et les groupes immergés à moteur submersible peuvent être utilisés à ciel ouvert ; dans ce cas, le bâtiment de la station, construit à l'écart des groupes, a pour seul but de protéger l'équipement électrique et les divers appareillages.

Cette solution présente l'inconvénient d'avoir recours à des moyens mobiles pour la manutention des groupes (installation, réparation) ; à cet effet, un camion grue ou un trépid mobile peuvent être utilisés.

Dans le cas général, le bâtiment abrite l'ensemble des installations : pont roulant, groupes, appareillage électrique.

II.2.2. Eclairage

La superficie des fenêtres ou ouvertures doit avoir au-moins les 1/7 de la superficie couverte.

II.2.3. Ventilation

La salle des pompes est protégée de manière à ce que toute la chaleur produite par les moteurs soit évacuée à l'extérieur. La différence de température admissible entre l'air intérieur et extérieur ne doit pas dépasser :

- 5°C (présence permanente du personnel) ;
- 10°C (présence accidentelle du personnel).

La température prise en compte est la température moyenne mensuelle à 13h pour le mois le plus chaud. Pour les stations importantes, la ventilation naturelle n'est généralement pas suffisante pour empêcher l'échauffement d'un bâtiment où sont réunis les groupes de pompage et le poste de transformation.

Aussi, si l'on admet que la ventilation naturelle est suffisante pour refroidir le poste de transformation et les appareillages, on prévoit par contre pour la ventilation des moteurs des groupes, une ventilation forcée.

II.3. Schémas et règles d'installation

En vue d'éviter de graves accidents de fonctionnement tels que cavitation, désamorçage, etc...., il convient lors de la conception ou de la réalisation des installations (tuyauterie, chambres d'aspiration, disposition des groupes), d'observer un certain nombre de règles ou de principes.

La figure suivante et sa légende inventorient l'ensemble des équipements devant s'installer à l'aspiration et au refoulement des pompes centrifuges. Il a été retenu le cas d'une pompe fonctionnant en aspiration, cas qui nécessite le plus d'attention dans le choix des équipements et de leurs caractéristiques.

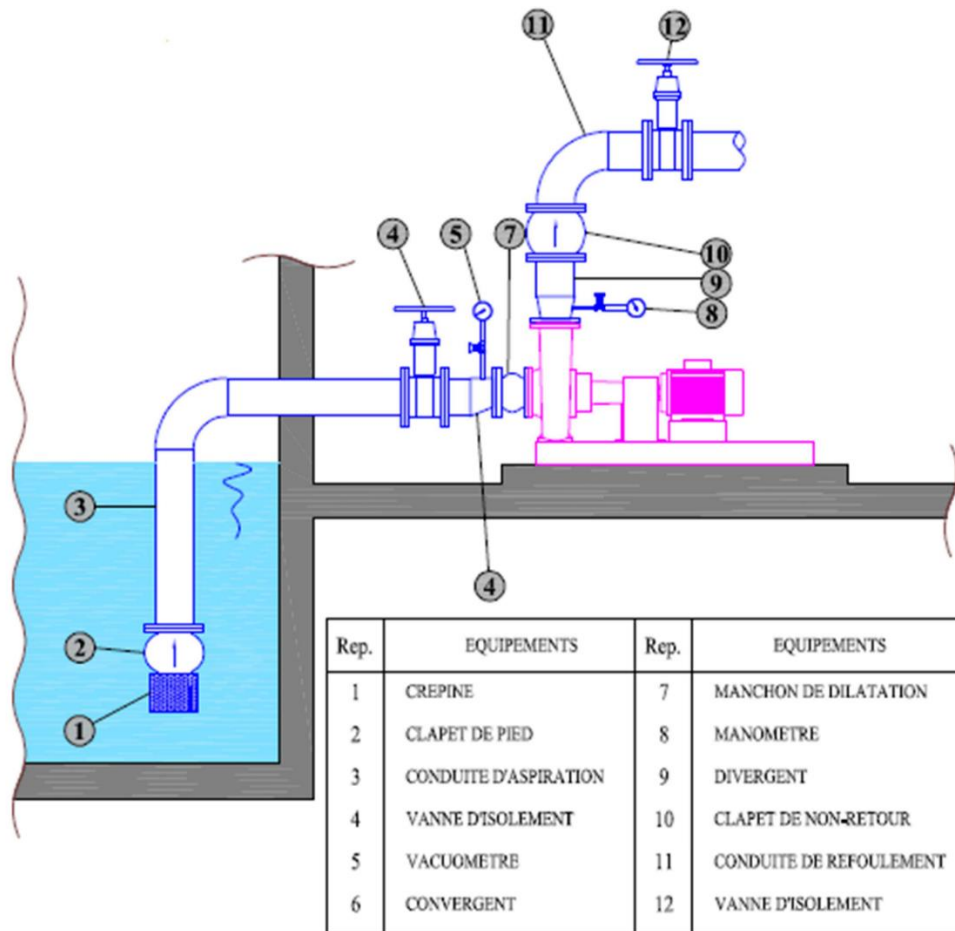


Figure 29 : Schéma d'installation

En règle générale, il faut :

Pour les pompes centrifuges

Eviter les points hauts sur la canalisation d'aspiration ; l'air qui s'y accumulerait entraînerait le désamorçage de la pompe. Raccorder la pompe à la conduite d'aspiration par des tronçons convergents à génératrice supérieure horizontale et des coudes à fort rayon. Ce dernier point est à considérer surtout pour les pompes à double entrée.

Pour les pompes hélices

Il est nécessaire que la roue et la tulipe de la pompe soient non seulement immergées mais noyées sous une hauteur d'eau suffisante dont la valeur est à obtenir du constructeur.

Vitesses admissibles dans les conduites

A titre indicatif, les vitesses couramment admissibles sont :

1. Conduites d'aspiration :

$$\varnothing \leq 250 \text{ mm}$$

$$v = 1,0 \text{ à } 1,2 \text{ m/s}$$

$$\varnothing > 250 \text{ mm} \quad v = 1,2 \text{ à } 1,6 \text{ m/s}$$

2. Conduites de refoulement :

$$\varnothing \leq 250 \text{ mm} \quad v = 1,5 \text{ à } 2,0 \text{ m/s}$$

$$\varnothing \leq 250 \text{ mm} \quad v = 2,0 \text{ à } 2,5 \text{ m/s}$$

II.4. Stations de pompage types

Les stations de pompage types sont en général classées en fonction :

- Des différents types de pompes (principalement hélices et centrifuge) ;
- De la disposition des groupes ou des pompes (verticale, horizontale, immergée, à sec).

II.5. Dispositions générales des groupes

Deux cas principaux sont à envisager :

Installation immergée

La pompe est généralement montée verticalement. Le corps de la pompe est immergé à un niveau inférieur à celui des plus basses eaux. L'emploi de groupes submersibles (à moteur immergé) permet de supprimer les lignes d'arbres et réduit le génie civil.

Installation à l'abri des eaux

La pompe étant montée verticalement ou horizontalement dans un local spécial dit chambre des pompes, le puisage se fait, soit par une tuyauterie d'aspiration si la pompe est installée au-dessus du niveau d'eau, soit par une tuyauterie d'alimentation si la pompe travaille en charge.

II.6. Groupes électropompes immergés ou submersibles

Groupes immergés

Ils ont été mis au point vers 1950 pour l'équipement de puits ou de forages profonds dans lesquels la mise en place et la maintenance d'une ligne d'arbre de grande longueur entraînant une pompe immergée posaient des problèmes techniques difficiles.

Dans ce type de groupe, le moteur et la pompe, généralement multicellulaire à axe vertical, forment un ensemble monobloc immergé dans le puits ou le forage. En général, la pompe est placée à la partie supérieure, le moteur à la partie inférieure et entre les deux se trouve l'aspiration de la pompe (voir



fig. a). A la partie supérieure se trouve l'orifice de la pompe sur lequel est fixée la tuyauterie de refoulement à laquelle est suspendu le groupe.

Groupes submersibles

Ils ont été mis au point ces dernières (années) décennies pour le pompage d'eaux de surface.

Ces groupes équipés de pompes centrifuges à roue ouverte ou à canaux sont très utilisés pour l'épuisement de fouilles de chantier et les stations de relevage d'eaux résiduaires ou usées en assainissement urbain et rural.

Les moteurs sont placés au-dessus de la pompe.

Les avantages des groupes submersibles sont les suivants :

- Encombrement et poids réduits facilitant transport et mise en œuvre ; Réduction de génie civil, la station étant en majeure partie souterraine ; Niveau sonore très réduit ;
- Refroidissement des groupes par l'eau pompée ;
- Pas de risque de gel ou de détérioration des groupes par les poussières ou vents de sable ;
- Facilité de maintenance.

Ces avantages ont conduit à développer l'utilisation des groupes submersibles en hydraulique agricole et urbaine pour lesquelles ont été mis au point des groupes submersibles avec pompe à canaux, semi-axiale ou axiale (hélice) susceptible d'être mise en place dans un tube (ou fourreau) comme représenté sur les schémas de figures suivantes.

Les moteurs sont conçus suivant une technique différente de celles appliquées pour les groupes immergés de puits ou forage. En effet, soit ils sont complètement remplis d'huile (pompes de faible puissance type «vide cave» afin de protéger les bobinages statoriques des atteintes de l'eau, soit pour les installations plus importantes, ils fonctionnent à sec dans les carcasses rendues absolument étanches au passage de l'arbre par deux dispositifs superposés. L'un est situé côté moteur, l'autre côté pompe. Entre ces deux systèmes, se trouve une capacité remplie d'huile chargée de lubrifier ces dispositifs et de faire barrage à toute entrée de l'eau dans le moteur. Un dispositif électronique décèle toute trace d'eau dans l'huile afin de pouvoir y remédier avant détérioration du moteur.

L'étanchéité entre le tube support constituant la conduite de refoulement et le groupe est assurée par un joint en élastomère sur lequel s'applique la poussée hydraulique de la pompe.

II.7. Application

Une pompe doit refouler dans un réservoir situé à la cote de 100m un débit de 240l/s. la conduite de refoulement de 0.6m de diamètre mesure 2200m. le niveau d'aspiration est situé à la cote de 25m. la conduite d'aspiration d'un diamètre de 0.5m mesure 550m. l'axe de la pompe se trouve à la cote de 27m.

$C_{H-W}=110$. $N=950\text{tr/min}$

- 1- Déterminer le point de fonctionnement de la pompe.
- 2- Indiquer les solutions possibles pour adapter la pompe aux conditions de refoulement demandées. En conservant la vitesse de rotation constante.
- 3- Donner le % de rognage de la roue.



Solution

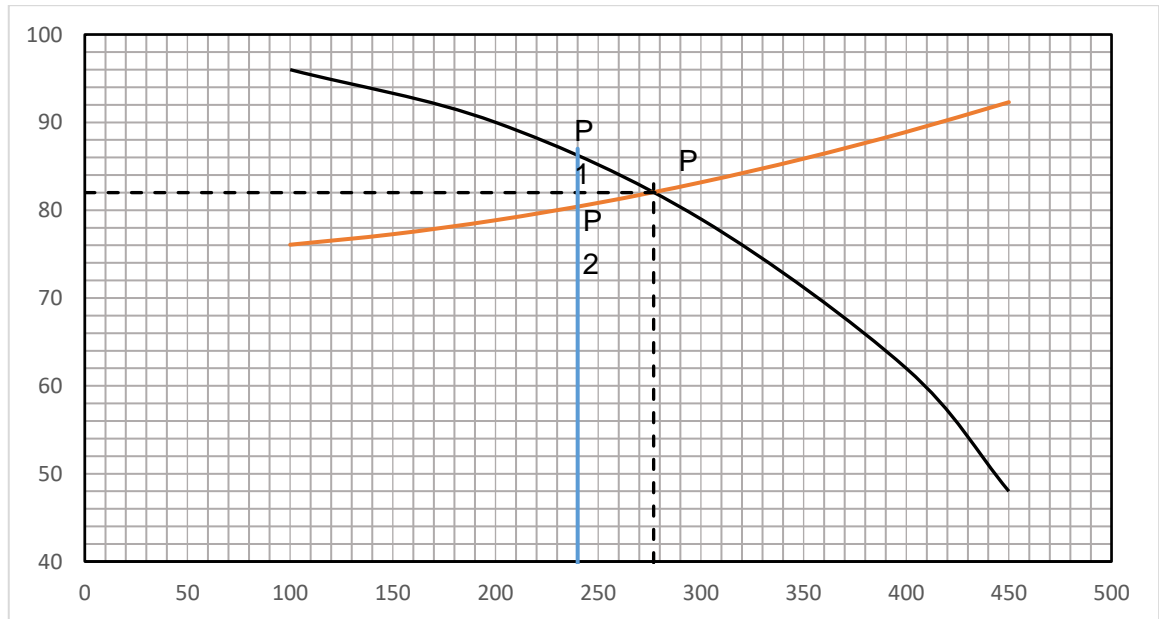
$Q=240\text{l/s}$ $HG=100-25=75\text{m}$

Conduite

Refoulement : $D=0.6\text{m}$ $L=2200\text{m}$

Aspiration : $D=0.5\text{m}$ $L=550\text{m}$

Q (l/s)	100	150	200	250	300	350	400	450
R_r	47.133							
J_r (m)	0.666	1.41	2.4	3.627	5.082	6.759	8.652	10.759
R_{as}	28.634							
J_{as} (m)	0.404	0.856	1.458	2.203	3.087	4.106	5.256	6.536
J_{tot} (m)	1.07	2.266	3.858	5.83	8.169	10.865	13.908	17.295
Hmt (m)	76.07	77.266	78.858	80.83	83.169	85.865	88.908	92.295



1- Point de fonctionnement

Q=277l/s H=82m

2- Solutions possibles pour adapter la pompe aux conditions de refoulement demandées

- a) Vannage : le point de fonctionnement P1 {Q = 240 l/s; H = 86.5m}
- b) Rognage de la roue : le point de fonctionnement P1 {Q = 240 l/s; H = 80.2m}

$$m = \sqrt{\frac{240}{277}} = 0.87$$

Chapitre 3 : Étude du coup de bélier

Chapitre 3 : Etude du coup de bélier

III.1. Introduction

Quand le régime d'écoulement dans une conduite fermée se trouve modifié il se produit une série d'ondes de pression qui se propagent sur toute la longueur de la conduite en s'amortissant progressivement en raison des pertes d'énergie dues aux forces de frottement. Les causes les plus fréquentes de création de trains d'ondes de pression (et de dépression) d'amplitude importante sont les suivantes :

- Arrêt brutal des groupes électropompes alimentant la conduite.
- Fermeture rapide d'une vanne.
- Démarrage des pompes alimentaires.

Les trains d'ondes se réfléchissent aux extrémités des conduites et le phénomène se propagerait indéfiniment dans un sens puis dans l'autre sens s'il ne s'amortissait à la longue, les trains d'ondes successifs créant dépression et des dépressions suivant leur sens de propagation et suivant les différents points considérés de la conduite. Les variations de pression s'ajoutent algébriquement à la pression régnant normalement en chaque point considéré et il peut en résulter soit des surpressions qui peuvent devenir dangereuses pour la conduite ou son équipement accessoire, soit des dépressions qui se traduisent, si elles sont suffisamment importantes, par des cavitations conduisant à la formation d'occlusions gazeuse dont la résorption peut amplifier dangereusement l'onde de surpression au moment de son retour.

Les coups de bélier en dehors des ruptures spectaculaires de conduites et de destruction d'appareils de pompage peuvent, par leur répétition, avoir pour conséquence des destructions de joints, des déboîtements des conduites, causes de pertes d'eau importantes, et de détériorations de robinetterie ou d'appareils de comptage.

III.2. Surpression maximale

Pour des conduites de faible longueur et à pression moyenne, à défaut de calcul précis, les conduites peuvent être simplement projetées pour une pression majorée de 50% par rapport à la pression maximale pour laquelle elles seront normalement prévues.

Dans les autres cas, il est indispensable d'analyser le phénomène plus en détail et de prévoir des dispositifs de protection appropriés. Lorsqu'il s'agit d'une conduite unique

ou d'un ensemble simple, le problème peut être abordé par le calcul manuel ou encore par une méthode graphique.

Quatre relations fondamentales sont essentielles dans l'étude du coup de bélier :

- La vitesse du courant dans la conduite : V .
- La longueur de la conduite : L .
- La durée de la perturbation créant le régime varié : T .
- La vitesse de l'onde de pression (ou célérité) : a .

A noter également, le paramètre important $\frac{2L}{a}$ (temps critique) qui constitue la durée du parcours aller et retour de l'onde de pression.

La surpression maximale due au coup de bélier est donnée par la formule de Joukowsky :

$$h = \frac{a V}{9.81}$$

Si H est la pression existant dans la conduite avant le coup de bélier, la pression réelle prend la valeur : $H \pm h$.

Aux extrémités des conduites la pression passe brusquement de $H+h$ à $H-h$ (ou inversement) ; c'est là qu'il peut vraiment être parlé de coup de bélier.

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{k d}{E e}}} \text{ m/s (Formule d'Allievi)}$$

k : module de compression de l'eau.

E : module d'élasticité de la matière composant la conduite.

d : diamètre de la conduite.

e : épaisseur de la conduite.

Valeur de $\frac{E}{k}$ pour les différents matériaux :

Type de conduite	Acier	Fonte	Fonte centrifugée	Amiante ciment	Plomb
$\frac{E}{k}$	1000	37	41	12	9

Dans le cas de la variation du diamètre de la conduite on utilise une vitesse équivalente

$$V = \frac{L_1 \cdot V_1 + \dots + L_n \cdot V_n}{L}$$

Et une célérité effective, telle que :

$$\frac{L}{a} = \frac{L_1}{a_1} + \dots + \frac{L_n}{a_n}$$

III.3. Méthodes de protection

Pour diminuer l'intensité du coup de bélier et amoindrir ses conséquences néfastes on peut chercher à ralentir, à étaler dans le temps, le processus perturbateur qui est à l'origine des trains d'onde de pression.

Par exemple, les fermetures et ouvertures de vannes se feront progressivement, une fermeture partielle produisant la même suite de phénomènes qu'une fermeture complète instantanée les variations de pression étant cependant limitées à la valeur :

$$h = \frac{a \Delta V}{9.81}$$

ΔV : La variation de vitesse causée par la fermeture partielle.

La valeur h peut être maintenu au-dessous de toute valeur fixée par avance, en agissant sur le degré de variation de la vitesse en fonction du temps.

Généralement, les derniers tours de vanne qui conduisent à la plus grande variation de vitesse à la fermeture (et les premiers lors de l'ouverture) d'une vanne.

Dans le cas d'une adduction par pompage, où l'arrêt de la fourniture de courant peut être inopiné et où les parties en rotation n'ont qu'une inertie faible, il est indispensable de prévoir des dispositifs de protection.

Le dispositif le plus courant est celui du réservoir d'air (figure 30). Lors de l'arrêt des groupes électriques, l'air du réservoir se détend et refoule un débit d'eau dans la conduite, débit qui se substitue à celui des pompes. Au retour de l'onde de pression (phase de sur-pression), l'air du réservoir se comprime et l'eau pénètre dans le réservoir au lieu de s'écraser sur l'extrémité de la conduite avec tous les effets néfastes qu'il s'agit d'éviter.

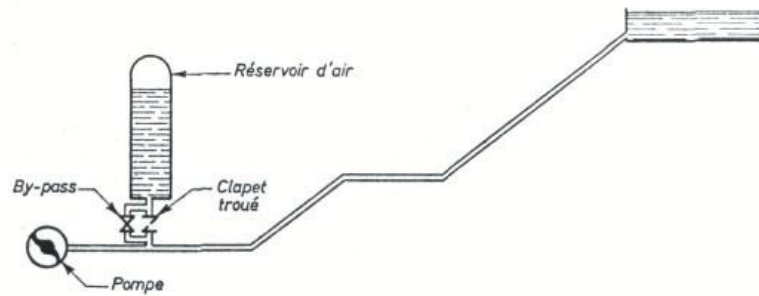


Figure 30 : Schéma classique d'anti-bélier à réservoir d'air.

L'amortissement du processus est amélioré en interposant entre le réservoir d'air anti-bélier et la conduite un clapet troué qui laisse passer librement l'eau dans le sens anti-bélier-conduite (phase de dépression) et qui ralentit, en le laminant, le courant d'eau en sens inverse (phase de compression). Il faut munir le dispositif d'un by-pass permettant d'apporter à l'usage quelques corrections de finition par manœuvre de la vanne.

Le volume du réservoir d'aire est calculé par la formule suivante :

$$1 - \frac{H}{H_0} - \frac{H_0}{H} \log \frac{H}{H_0} = \frac{V^2}{2g H_0} \frac{V_c}{V_r}$$

Où :

H_0 : pression initiale (en mètres d'eau) de l'air du réservoir.

H : pression en fin de détente.

V_c : volume de la conduite.

V_r : volume du réservoir.

Cette formule est suffisante dans le cas où l'on cherche à limiter la dépression à la station de pompage à la valeur H .

Son utilisation ne peut garantir qu'il n'y aura pas apparition de cavitation en d'autres points du profil en long, question qui ne peut obtenir de réponse qu'après calcul des pressions aux différents points de la conduite et leur comparaison aux niveaux piézométriques.

Quand les hauteurs de refoulement sont relativement faibles, le réservoir d'air anti-bélier peut être avantageusement remplacé par une cheminée d'équilibre (figure 31).

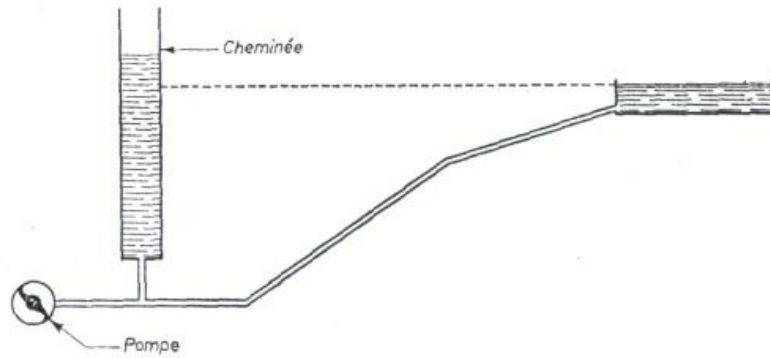


Figure 31: Schéma classique par cheminée d'équilibre.

Dans des cas simples il est utilisé des robinets d'entrée d'air qui évitent les cavitations en permettant des entrées d'air qu'ils laissent s'évacuer lors de la phase de surpression en raison de leur fermeture retardée, et des soupapes de sûreté qui s'ouvrent à des pressions légèrement supérieures à la pression de service.

A la mise en service des pompes le coup de bélier est faible si la caractéristique des pompes est plate. Dans le cas contraire, il est nécessaire de disposer d'un moyen de démarrage progressif ou de procéder au démarrage vannes fermées, ce qui est une pratique courante, l'ouverture de la vanne se faisant très progressivement, surtout pour les premiers tours.

III.4. Principe de calcul précis

Le calcul des coups de bélier procède d'une méthode proposée par Bergeron et qui a été précisée par de nombreux chercheurs pour tenir compte des pertes de charge et de l'influence des dispositifs se trouvant sur le passage de l'eau. Dans des cas simples, cette méthode se prête à des résolutions graphiques (méthode Bergeron-Schnyder) ; dans les cas complexes, elle permet la mise en œuvre de calculs avec ordinateurs.

Dans son principe la méthode consiste à tronçonner la conduite étudiée en segments de longueur $L = a dt$, où dt est un temps élémentaire. Si à l'instant t , on admet connues, aux extrémités d'un segment AB de longueur L , les pressions H_A et H_B et les vitesses V_A et V_B , les perturbations de pression et de débit sont liées par la relation :

$$H = \frac{a \Delta V}{9.81}$$

Si ce segment se déplace dans la conduite à la même vitesse a , au temps $\frac{dt}{2} = \frac{L}{2a}$ la perturbation au point situé en M , milieu de AB , sera la composante des deux perturbations et sera obtenue en résolvant le système.

$$H_M - H_A = \frac{a}{9.81}(V_M - V_A)$$

$$H_B - H_M = -\frac{a}{9.81}(V_B - V_M)$$

La méthode graphique consiste à tracer les droites correspondant à chacune des équations, le point M se trouvant à l'intersection.

La méthode conduit à des résultats discontinus, H et V n'étant obtenus qu'en un nombre fini de points équidistants. Pour que ces points coïncident avec tous les points intéressants de la conduite (ou du réseau maillé) étudiée, il est indispensable de trouver une longueur $2L$ commun diviseur de tous les tronçons découpés par ces points intéressants. On est alors amené à imaginer des conduites équivalentes présentant les mêmes caractéristiques que les conduites réelles étudiées.

Dans la réalité, les équations sont plus complexes que celles données en exemple plus haut.

S'il L'on tient compte des pertes de charges, il en découle des relations du second degré. Dans le cas d'un dispositif particulier, il faudra introduire une représentation algébrique satisfaisante de la perturbation créée. Il sera finalement obtenu un système d'équations dont la solution mathématique ne sera pas toujours possible mais qui pourra toujours être résolu numériquement par approximations successives.

Conclusion

Conclusion

L'énergie électrique a permis le développement des pompes à principe rotatif (pompe centrifuge).

Les pompes répondent toutes au même besoin, déplacer un liquide d'un point à un autre. Pour déplacer ce liquide il faut lui communiquer de l'énergie. Les pompes vont apporter cette énergie, le moteur qui alimente les pompes transforme l'énergie thermique ou électrique en énergie mécanique pour permettre le mouvement des organes des pompes ; cette énergie est transmise au fluide.

Dans ce cours, nous avons exposé les différents types de pompes, la théorie et la similitude des pompes centrifuges, les courbes caractéristiques et le phénomène de cavitation dans un premier chapitre.

Dans un deuxième chapitre, nous avons exposé les composants d'une station de pompage et la fonction de chaque composant.

Ce cours est clôturé par un troisième et dernier chapitre consacré au phénomène de coup de bélier dans les conduites de refoulement, ainsi que les remèdes à ce phénomène.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

1. Aktiengesellschaft, K., Détermination des pompes centrifuges 2005, Allemagne: KSB Aktiengesellschaft, Zentrale Kommunikation (V5), D-67225 Frankenthal (Pfalz).
2. Gülich, J.F., Centrifugal pumps 2008, Berlin Heidelberg: Springer.
3. KRYSINSKI J. Turbomachines Théorie Générale, OPU Ben AKnoun (Alger), 1986
4. Troskolański, A.T. and J. Wolff, Les turbopompes : théorie, tracé et construction 1977 : Eyrolles.
5. REGGIO M., TREPANIER J-Y. Théorie des Turbomachines, Ecole polytechnique de Montréal