

II.1. Introduction

L'hydraulique est définie comme la science du transport des liquides à travers les tuyaux. La pompe est souvent utilisée pour élever l'eau d'un niveau bas à un niveau élevé où elle peut être stockée dans un réservoir. La plus grande partie de la théorie applicable aux pompes hydrauliques a été dérivée en utilisant de l'eau comme fluide de travail, mais d'autres liquides peuvent également être utilisés. Dans ce chapitre, nous supposerons que les liquides sont totalement incompressibles, sauf indication contraire. Cela signifie que la densité des liquides sera considérée comme constante quelle que soit la pression appliquée. À moins que le changement de pression dans une situation particulière ne soit très important, cette hypothèse ne causera pas d'erreur significative dans les calculs. Les pompes à flux centrifuge et axial sont des pompes hydrauliques très courantes. Les deux fonctionnent sur le principe que l'énergie du liquide est augmentée en lui communiquant de l'énergie cinétique lors de son passage dans la pompe. Cette énergie est alimentée par la roue qui est entraînée par un moteur électrique ou un autre entraînement.

Les pompes à flux centrifuge et axial seront traitées séparément dans les sections suivantes.

II.2. Pompes Centrifuges

II.2.1. Description

La pompe centrifuge la plus simple est la pompe monocellulaire à roue comme représentée sur la figure II.1. Les trois parties importantes des pompes centrifuges sont (1) la roue, (2) la volute, et (3) le diffuseur. (Figure II.2)

La pompe centrifuge est utilisée pour élever les liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur en créant la pression requise à l'aide de l'action centrifuge. Le mouvement tourbillonnaire est communiqué au liquide au moyen de d'aubes courbées vers l'arrière montées sur une roue connue sous le nom de roue à aubes. Lorsque la roue tourne, le fluide qui est aspiré dans les passages de l'aube à l'entrée ou à l'œil de la roue est accéléré lorsqu'il est forcé radialement vers l'extérieur. De cette façon, la pression statique au rayon externe est beaucoup plus élevée qu'au rayon d'entrée de l'œil. L'eau sortant de la roue est ensuite conduite à travers le corps de pompe sous haute pression. Le fluide a une très grande vitesse au rayon extérieur de la roue et, pour récupérer cette énergie cinétique en la transformant en énergie de pression, on peut utiliser des ailettes de diffuseur montées sur une bague de diffuseur. Les passages d'aube stationnaires ont une section transversale de plus en plus grande. Lorsque le fluide les traverse, une action de diffusion se produit et, par conséquent, l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression. Le fluide se déplace à travers des lames du diffuseur dans le boîtier de la volute.

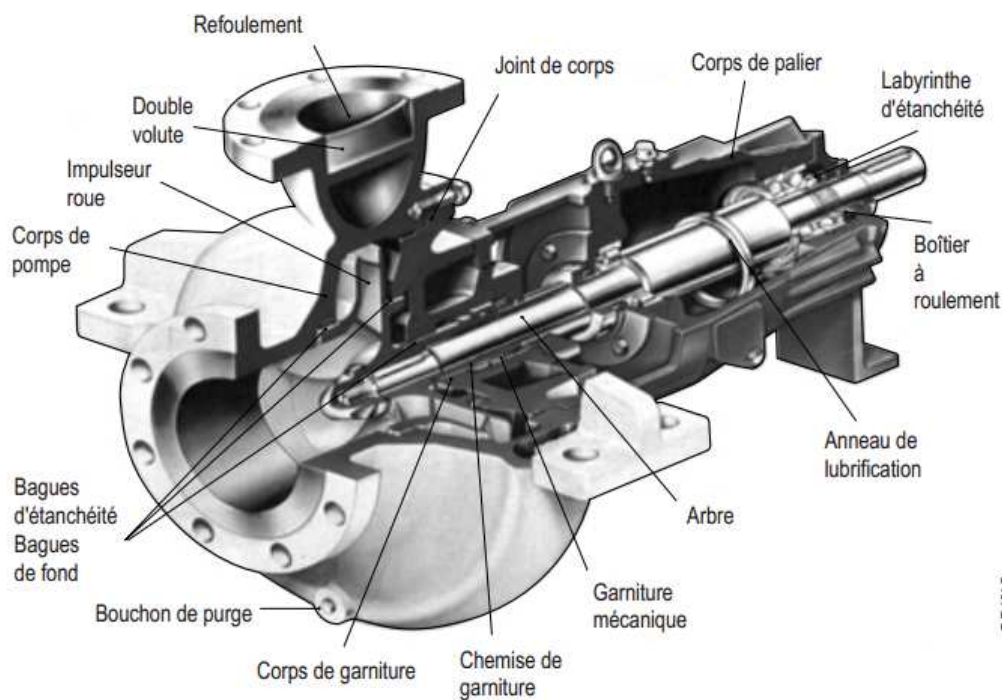


Figure 1I.1. *Pompe centrifuge monocellulaire.*

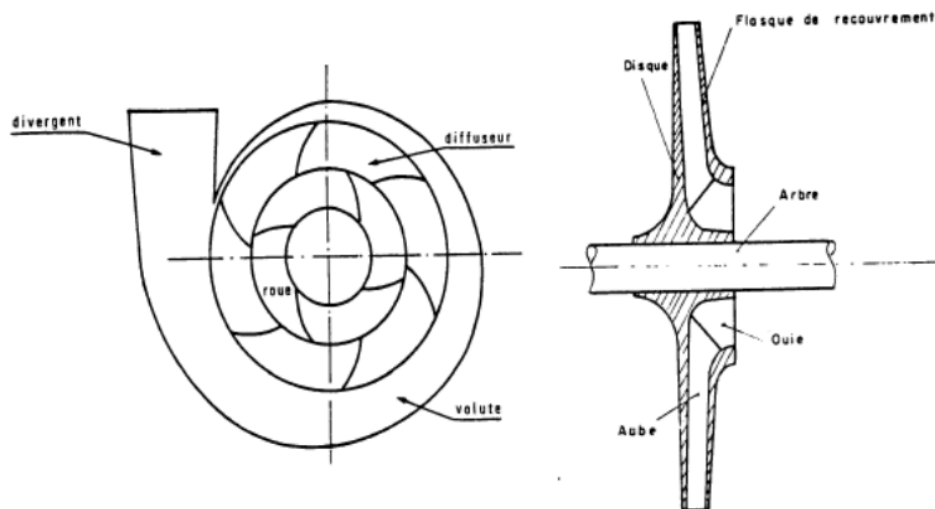


Figure II.2. *Schéma d'une pompe centrifuge*

Les fonctions de la volute peuvent être résumées comme suit : Elle recueille l'eau et la transporte vers la sortie de la pompe. La forme de la volute est telle que sa section transversale augmente progressivement vers la sortie de la pompe. Comme l'eau qui coule progresse vers le tuyau de distribution, de plus en plus d'eau est ajoutée à partir de la périphérie de sortie de la roue.

II.2.2. Hauteur théorique de la pompe centrifuge

La figure II.3 montre les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie.
Pour le meilleur rendement de la pompe, on suppose que l'eau pénètre radialement dans la roue, c.-à-d. $\alpha_1 = 90^\circ$ et $C_{u1} = 0$. En utilisant l'équation d'Euler, le travail effectué par unité de masse de fluide

$$W = C_{u2}U_2 - C_{u1}U_1 = gH_{th\infty} \Leftrightarrow H_{th\infty} = \frac{C_{u2}U_2 - C_{u1}U_1}{g} \quad (\text{II} - 1)$$

Où $H_{th\infty}$ est dénommé la hauteur d'Euler et représente la hauteur idéale ou théorique développée par la roue seule. Le débit est

$$Q = 2\pi r_1 C_{r1} b_1 = 2\pi r_2 C_{r2} b_2 \quad (\text{II} - 2)$$

Où C_r est la composante radiale de la vitesse absolue et est perpendiculaire à la tangente à l'entrée et à la sortie et b est la largeur de l'aube. Pour une entrée et une sortie sans choc vers les ailettes, l'eau pénètre et quitte les pointes des ailettes dans une direction parallèle à leurs vitesses relatives aux deux points.

On remplace l'équation (II-1) dans l'équation (I-67) nous aurons

$$H_{th\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \quad (\text{II} - 3)$$

1. La partie $\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$ représente la variation de l'énergie cinétique du liquide.
2. La partie $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$ représente l'effet de la hauteur centrifuge ou l'énergie produite par la roue.
3. La partie représente $\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$ l'évolution de la pression statique du liquide, si les pertes dans la roue sont négligées.

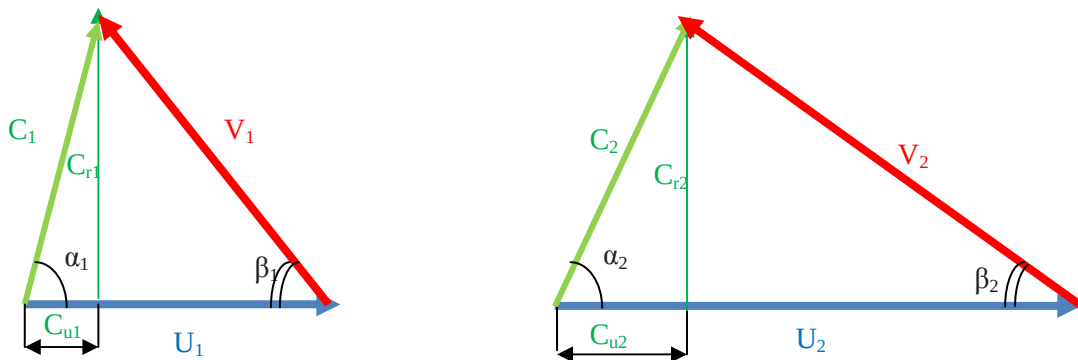


Figure II.3. Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie.

II.2.3. Effet de la forme de l'aube de la roue sur la performance

D'après l'équation (II – 1) on remarque que le terme $C_{u1}U_1$ influe d'une manière négative sur la valeur de H . on pratique afin d'annulé cet inconvénient, le liquide pénètre radialement dans cette roue et on aura donc C_1 qui sera perpendiculaire à U_1 c-à-d. $\alpha_1 = 90^\circ$ et $C_{u1} = 0$ (figure II.4)

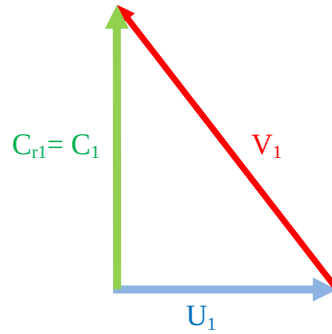


Figure II.4. Triangles de vitesse à l'entrée (entrée radiale)

L'équation (II – 1) devient

$$H_{th\infty} = \frac{C_{u2}U_2}{g} \quad (\text{II} - 4)$$

On peut montrer que l'équation d'EULER pour entrée radiale est celle d'une droite inclinée

D'après la figure II.3.

$$\cot \beta_2 = \frac{U_2 - C_{u2}}{C_{r2}} \Rightarrow C_{r2} = \frac{U_2 - C_{u2}}{\cot \beta_2}$$

$$\Rightarrow C_{u2} = U_2 - C_{r2} \cot \beta_2 \quad (\text{II} - 5)$$

On remplace C_{u2} dans l'équation (II – 4) :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2(U_2 - C_{r2} \cot \beta_2)}{g}$$

$$H_{th\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{r2} \cot \beta_2}{g} \quad (\text{II} - 6)$$

De l'équation (II-2) on peut tirer

$$C_{r2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \quad (\text{II} - 7)$$

On remplace (II – 7) dans l'équation (II – 6) on obtient :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{g 2\pi r_2 b_2} Q \quad (\text{II} - 8)$$

Pour une pompe donnée (donc r_2, b_2, β_2 constants) et une vitesse de rotation N donnée (U_2 est donc constante), la caractéristique $H=f(Q)$ est une droite dans le plan OQH (figure II.5).

Pour un angle $\beta_2 = 90^\circ$ cette droite est horizontale

Pour un angle $\beta_2 > 90^\circ$ cette droite possède une pente positive

Pour un angle $\beta_2 < 90^\circ$ cette droite possède une pente négative

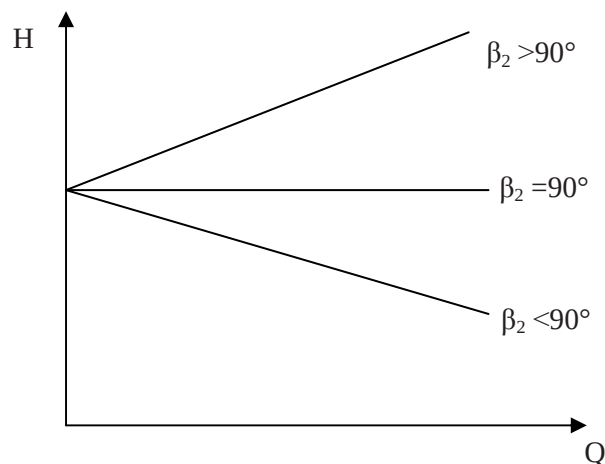


Figure II.5 Caractéristiques théoriques d'une pompe centrifuge parfaite

Les différentes formes des aubes utilisées dans les roues des pompes / compresseurs centrifuges

sont représentés sur la Figure II.6. Les formes des aubes peuvent être classées comme :

1. Aubes courbées vers l'arrière ($\beta_2 < 90^\circ$)
2. Aubes radiales ($\beta_2 = 90^\circ$)
3. Aubes courbées vers l'avant ($\beta_2 > 90^\circ$)

Comme le montre la Figure II.6, pour aubes inclinées vers l'arrière, la valeur de C_{u2} est très réduite, et donc, ces rotors ont un faible transfert d'énergie pour une vitesse de pointe du rotor donné, tandis que des aubes vers l'avant incurvées ont une valeur élevée du transfert d'énergie. Par conséquent, il est souhaitable de concevoir pour des valeurs élevées de β_2 (plus de 90°), mais les diagrammes de vitesse montrent que cela conduit également à une valeur très élevée de C_2 . Une énergie cinétique élevée est rarement nécessaire, et sa réduction à la pression statique par diffusion dans le corps fixe est difficile à réaliser.

Cependant, les aubes radiales ($\beta_2 = 90^\circ$) présentent des avantages particuliers pour les compresseurs à très grande vitesse où la pression la plus élevée possible est requise. Les aubes radiales sont relativement faciles à fabriquer et n'introduisent aucune contrainte de flexion complexe (figure 2.6).

En pratique les angles de sortie β_2 varient entre 15° et 30° pour les pompes puisque les aubes pour lesquelles $\beta_2 < 90^\circ$ sont plus économiques : elles possèdent un plus grand rendement.

Les aubes aux angles $\beta_2 \geq 90^\circ$ s'utilisent pur les compresseurs et les ventilateurs

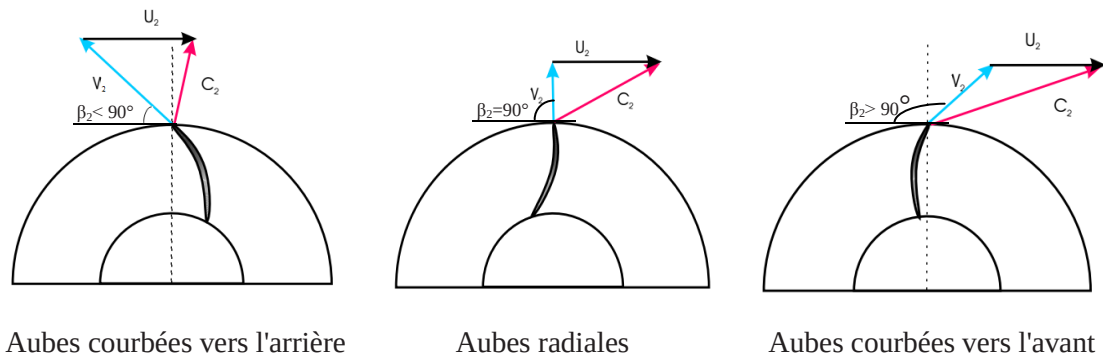


Figure II.6. Effet de l'angle des aubes.

II.2.4. Hauteur réelle de la pompe centrifuge

II.2.4.1. Facteur de glissement

De la section précédente, on peut voir qu'il n'y a aucune assurance que le fluide réel suivra la forme de l'aube et laissera la roue dans une direction radiale. Il y a habituellement un léger glissement du fluide par rapport à la rotation de l'aube. La figure II.7 montre les triangles de vitesse à l'extrémité de la roue.

Dans la Figure II.7, β'_2 est l'angle sous lequel le fluide quitte la turbine, et β_2 est l'angle réel de l'aube, et C_{u2} et C_{u2}' sont les composantes tangentielles de la vitesse absolue correspondant aux angles β_2 et β'_2 , respectivement. Ainsi, C_{u2} est réduit à C_{u2}' et la différence ΔC_{u2} est définie comme le glissement. Le facteur de glissement est défini comme

$$\sigma = \frac{C_{u2}'}{C_{u2}} \quad (\text{II} - 9)$$

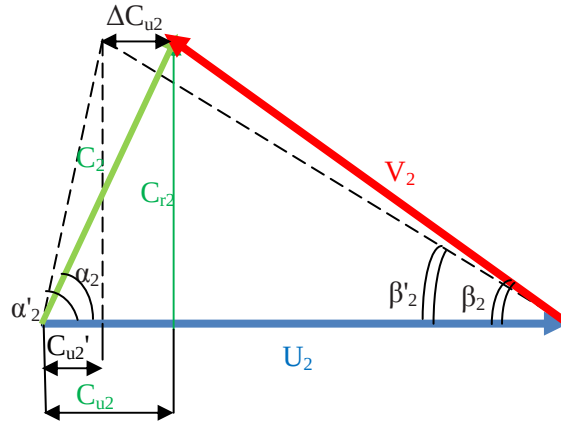


Figure II.7. Triangle de vitesse à la sortie de la roue avec glissement

Selon la théorie de Stodola, le glissement dans les pompes centrifuges et les compresseurs est dû à la rotation relative du fluide dans une direction opposée à celle de l'impulseur (le rotor) avec la même vitesse angulaire que celle d'une turbine. La figure II.8 montre le côté avant de l'aube, là où se trouve une zone de haute pression, tandis que sur le côté arrière de l'aube se trouve une zone de basse pression.

En raison de la pression plus faible sur la face arrière, il y aura une vitesse plus élevée et un gradient de vitesse à travers le passage. Cette distribution de pression est associée à l'existence d'une circulation autour de l'aube, de sorte qu'une faible vitesse sur le côté haute pression et une grande vitesse sur le côté basse pression et la distribution de la vitesse ne sont pas uniformes à aucun rayon. De ce fait, le flux peut se séparer de la surface d'aspiration de l'aube.

Ainsi, C_{u2} est inférieur à C_{u2}' et la différence est définie comme le glissement. Une autre façon de considérer cet effet, comme indiqué par Stodola, est représenté sur la figure II.9, la roue elle-même a une vitesse angulaire ω de sorte que, par rapport à la roue à aubes, le liquide doit avoir une vitesse angulaire de $-\omega$. le résultat de ceci étant un mouvement circulaire par rapport au canal ou au tourbillon relatif. Le résultat net de la discussion précédente est que le fluide est refoulé de la turbine sous un angle par rapport à la roue, qui est inférieur à l'angle de l'aube comme mentionné précédemment.

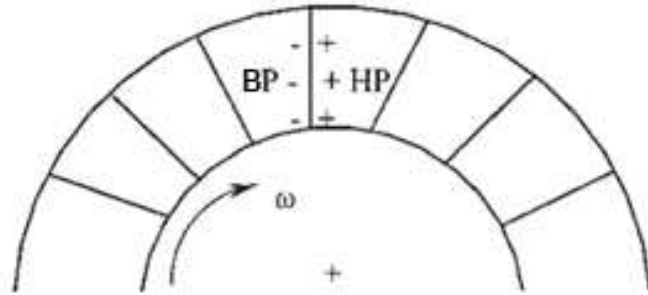


Figure II.8. Répartition de la pression sur l'aube de la roue. BP : basse pression, HP: haute pression.

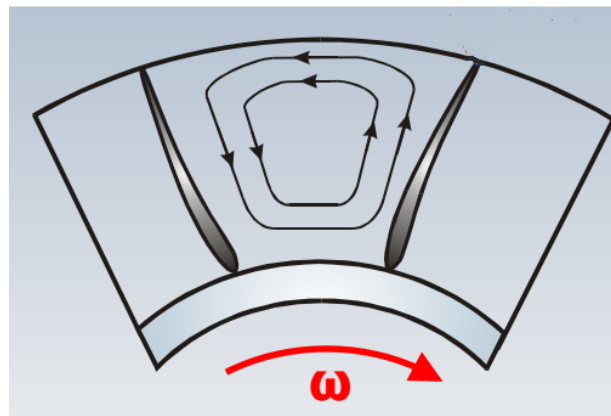


Figure II.9. Tourbillon relatif dans le canal de la roue.

Lors de l'application d'un facteur de glissement, l'équation d'Euler de la pompe devient

$$H_{thZ} = \frac{\sigma C_{u2} U_2}{g} \quad (\text{II} - 10)$$

Les études théoriques montrent que le facteur de glissement ne dépend pas du régime de fonctionnement de la pompe, mais seulement de la forme géométrique de la roue, il peut être déterminé par la formule de Proscura.

$$\sigma = \frac{1}{1 + \frac{1.6}{Z} \frac{\sin \beta_2}{1 + (r_1/r_2)^2}} \quad (\text{II} - 11)$$

Où Z est le nombre d'aubes. habituellement, on prend $Z=6$ à 12 et $\sigma = 0.75$ à 0.9 .

Étant donné que σ reste constant pour une pompe donnée, on peut dire que la courbe caractéristique $H_{thZ} = f'(Q)$ pour une vitesse de rotation N est une droite.

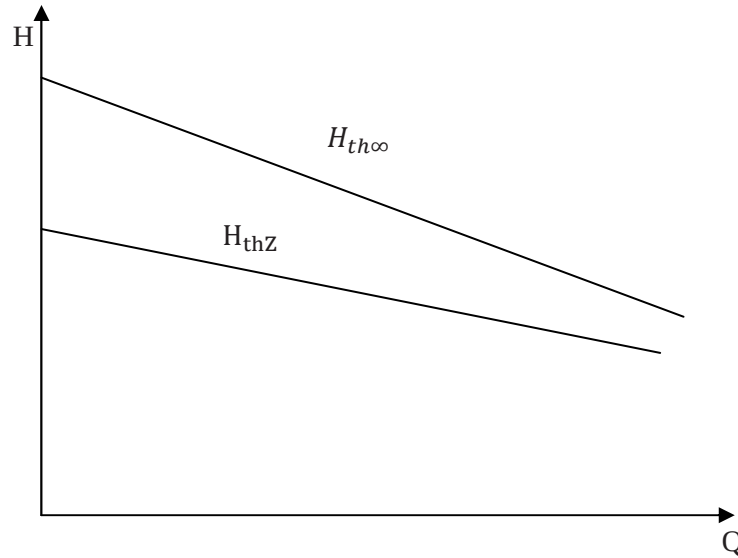


Figure II.10. Courbe caractéristique $H_{thZ} = f'(Q)$ pour une vitesse de rotation N

II.2.4.2. Hauteur réelle produite par la pompe

la hauteur réelle H est inférieure à la valeur H_{thZ} d'une valeur égale à la perte de charge totale $\sum h_p$ qui se traduit :

$$H = H_{thZ} - \sum h_p \quad (\text{II} - 12)$$

On décompose les pertes de charge en deux types de perte

1. pertes de charges dues au frottement h_1 : ces pertes ont lieu dans le rotor et dans les parties fixes
2. pertes de charges dues au choc à l'entrée h_2 : ces pertes de charge ont lieu à l'entrée de la roue (au contact des aubes et du fluide) et à l'entrée du diffuseur.

Donc

$$\sum h_p = h_1 + h_2$$

Le rapport des hauteurs réelles et théorique pour un nombre d'aubes fini est appelé rendement hydrauliques

$$\eta_h = \frac{H}{H_{thZ}} = \frac{H}{H + \sum h_p} \quad (\text{II} - 13)$$

Les formules (II – 12) et (II – 13) donnent

$$H = \sigma H_{th\infty} \eta \quad (\text{II} - 14)$$

La courbe ainsi obtenue est la courbe caractéristique réelle d'une pompe tournant à une vitesse de rotation constante N

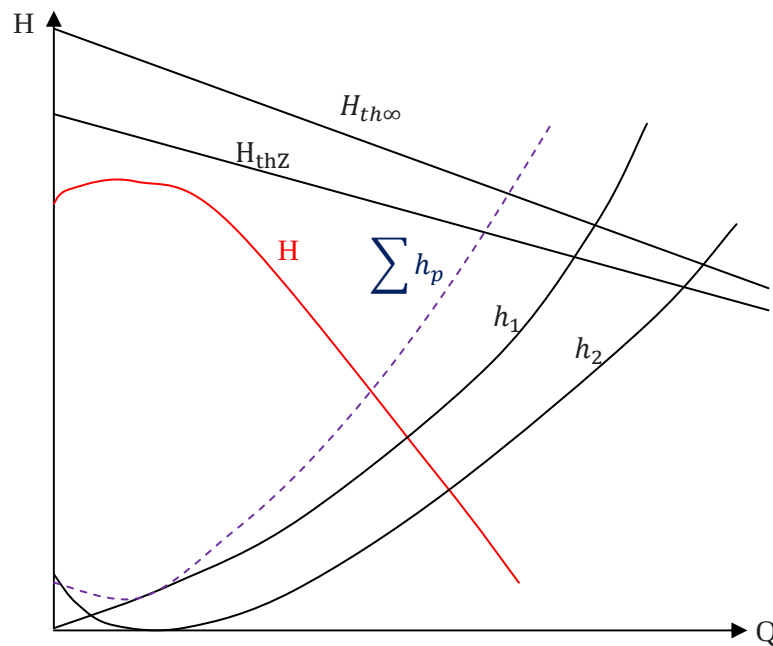


Figure II.11. Caractéristique réelle d'une pompe tournant à une vitesse de rotation constante N

II.2.5. Rendement de la pompe

Les pertes d'énergie qui se produisent dans une pompe et dont tient compte le rendement total de la pompe η_0 peuvent être divisées en 3 catégories :

1. les pertes hydrauliques : qui ont été considérées au paragraphe précédent, elles sont évaluées par le rendement hydraulique de la pompe

$$\eta_h = \frac{H}{H_{thZ}} = \frac{H}{H + \sum h_p}$$

Ce sont les pertes de charge à l'intérieur de la pompe.

Habituellement le rendement $\eta_h = 0.8 \div 0.95$ pour les pompes centrifuges.

2. les pertes hydrauliques (perte du débit) : qui sont dues à l'existence des fuites du liquide à l'intérieur de la pompe : à travers les joints, les bagues d'étanchéité entre la roue et le corps.

Alors, le débit traversant la pompe (débit utile) est égal à.

$$Q = Q' - \Delta Q$$

Où ΔQ la quantité d'eau qui fuit (perdu)

Alors le rendement volumique η_v peut être évalué comme :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (\text{II} - 15)$$

On pratique, pour les pompes centrifuges on a

$$\eta_v = 0.85 \div 0.98$$

3. les pertes mécaniques (perte de la puissance mécanique du moteur d'entraînement) ; elles comprennent les pertes d'énergie dues au frottement mécanique dans les paliers lisses et dans les garnitures ainsi qu'au frottement hydraulique qui se produit entre la surface externe du rotor et le liquide. Si P_m représente la perte de puissance due au frottement mécanique au palier, la puissance disponible au niveau de l'arbre est donnée par

$$P_s = P_h + P_m \quad (\text{II} - 16)$$

le rendement mécanique η_m est donnée par :

η_m = Puissance du fluide fournie à la roue / la puissance absorbée sur l'arbre de la roue

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_s} = \frac{P_s - P_m}{P_s} \quad (\text{II} - 17)$$

$$\eta_m = \frac{\rho g Q' (H + \sum h_p)}{P_s} = \frac{\rho g (Q + \Delta Q) (H + \sum h_p)}{P_s} \quad (\text{II} - 18)$$

Ainsi le rendement global de la pompe η_p

$$\eta_p = \eta_m \eta_v \eta_h = \frac{\rho g (Q + \Delta Q) (H + \sum h_p)}{P_s} \frac{H}{H + \sum h_p} \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{\rho g Q H}{P_s} \quad (\text{II} - 19)$$

II.3. Pompe axiale

Dans une pompe à débit axial, la pression est développée par l'écoulement du liquide sur les aubes de la section du profil aérodynamique. Il se compose d'une hélice de type turbine fonctionnant dans une coque. L'avantage d'une pompe à flux axial est sa construction compacte ainsi que sa capacité à fonctionner à des vitesses extrêmement élevées. La zone d'écoulement est la même à l'entrée et à la sortie et la hauteur minimale pour ce type de pompe est de l'ordre de 20 m.

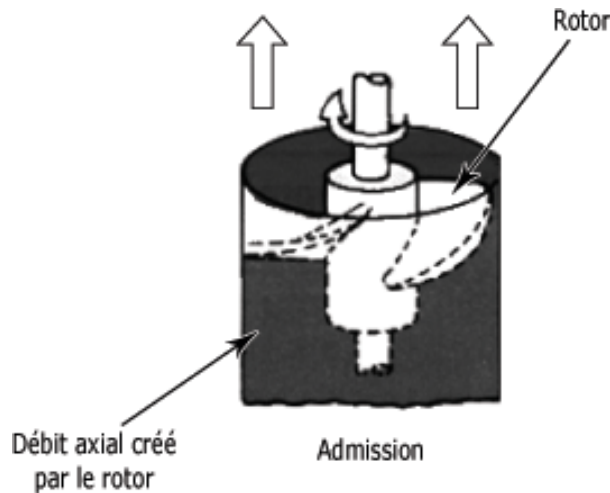


Figure II.12. Schéma de l'intérieur d'une pompe axiale

II.4. Point de fonctionnement d'une pompe

Le point de fonctionnement réel sur la courbe caractéristique du système de pompage est défini par son interaction avec les caractéristiques de fonctionnement du système de réseau installé. Les caractéristiques du système comprendront :

1. La hauteur réelle de la pompe H : la courbe caractéristique $H(Q)$ (fournie par le concepteur de la pompe).
2. Les pertes de charge dans le réseau (généralement le frottement des tuyaux), qui sont normalement exprimées par $\Delta H = K \frac{V^2}{2g}$. Donc la caractéristique du réseau est une parabole.

$$\Delta H_{\text{réseau}} = H_{\text{géo}} + \alpha Q^2 \quad (\text{II} - 20)$$

avec $H_{\text{géo}}$: est la hauteur géométrique d'élévation entre les deux surfaces d'eau au niveau des réservoirs..

Le point de fonctionnement se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau $H_{\text{pompe}} = \Delta H_{\text{réseau}}(Q)$. Le rendement de la pompe dans ces conditions sera également défini (figure II.13)

Notez que la vitesse spécifique $N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$ est le paramètre critique dans la sélection de la pompe et son adaptation à un réseau particulier (figure II.14).

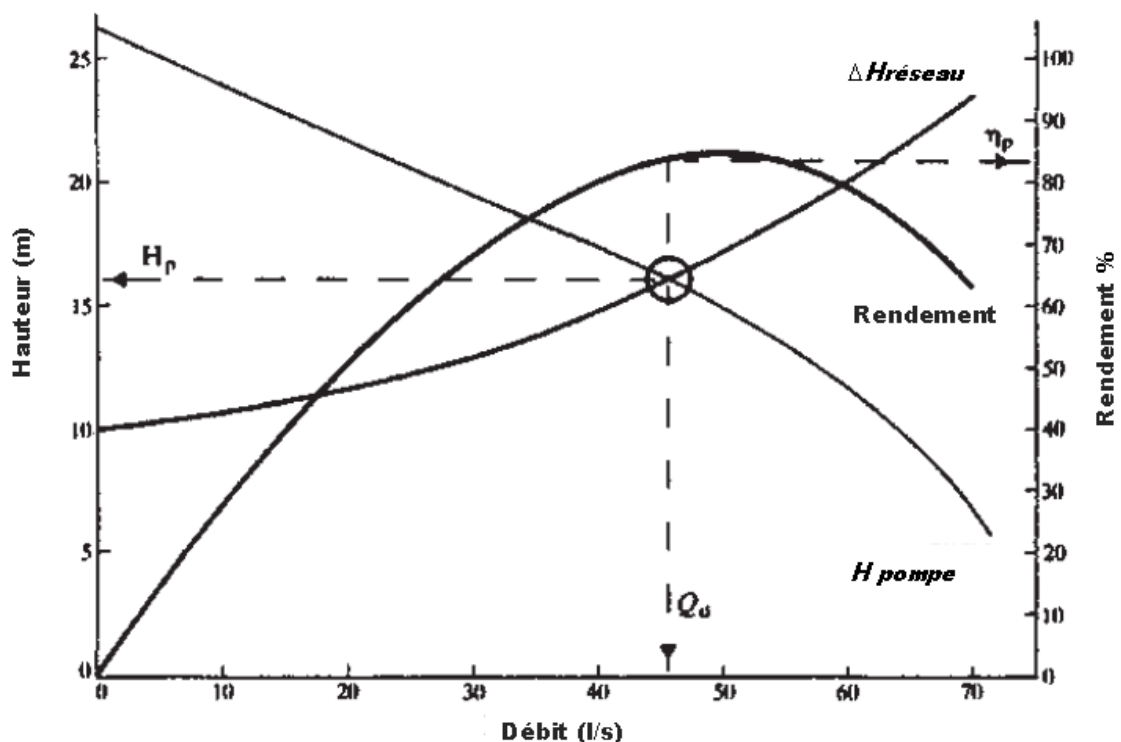


Figure II.13. Point d'interaction pompe-système et efficacité de la pompe

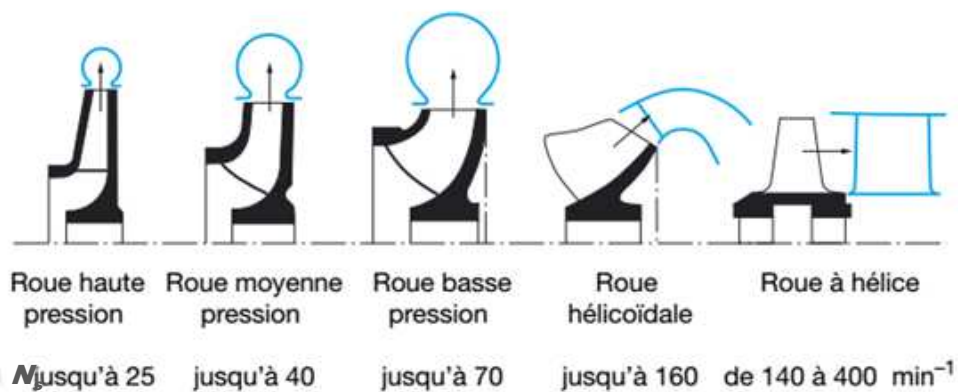


Figure II.14. Sélection de type de pompe en utilisant la vitesse spécifique N_s

II.5. Vitesse de pompage

La combinaison pompe-moteur la plus couramment utilisée dans les opérations d'alimentation en eau est un système à couplage direct alimenté par un moteur électrique. Ces unités ne peuvent fonctionner qu'à une vitesse liée à la fréquence de l'alimentation AC (50 cycles/s ou 3000 cycles/min), avec le nombre de paires de pôles dans le moteur (N) réduisant la vitesse de la pompe à 3000 / N tours par minute.

Les pompes entraînées par des entraînements par courroie ou alimentées par des moteurs à essence ou diesel sont plus flexibles, ce qui permet d'ajuster la vitesse de la pompe pour répondre aux exigences opérationnelles. L'analyse du fonctionnement du réseau nécessitera la caractéristique hauteur-débit-rendement pour la vitesse de fonctionnement particulière.

Compte tenu des caractéristiques hauteur-débit-rendement pour la vitesse N (sous forme tabulaire), les caractéristiques correspondantes pour toute vitesse N' peuvent être établies comme suit :

$$Q' = \left(\frac{N'}{N}\right) Q \quad (\text{II} - 21)$$

$$H' = \left(\frac{N'}{N}\right)^2 H \quad (\text{II} - 22)$$

$$\eta' = \eta \quad (\text{II} - 23)$$

L'ensemble de données pour la nouvelle vitesse de la pompe peut ensuite être adapté aux caractéristiques du système.

II.6. Fonctionnement de plusieurs pompes en même temps (couplage)

Le type de station de pompage le plus courant comporte deux ou plusieurs pompes fonctionnant en parallèle. Ceci offre une souplesse de fonctionnement pour faire face à une gamme de conditions d'écoulement et permet la maintenance d'unités individuelles pendant que d'autres unités fonctionnent.

Occasionnellement, il y aura des situations où les pompes fonctionneront en série pour augmenter les rendements. Ceci est généralement une mesure temporaire car toute défaillance d'une unité affectera gravement le fonctionnement du réseau.

Les caractéristiques du couplage (courbes hauteur-débit) sont obtenues en combinant les courbes individuelles. La courbe équivalente (du couplage) est utilisée de la même manière (c'est-à-dire en intersection avec la courbe du réseau) que sur une courbe individuelle.

Lorsque les pompes fonctionnent en parallèle, la courbe équivalente est obtenue en ajoutant les débits pour une hauteur donnée. (Figure II.15).

Lorsque les pompes fonctionnent en série, la courbe équivalente est obtenue en ajoutant des hauteurs pour un débit donné. (Figure II.16).

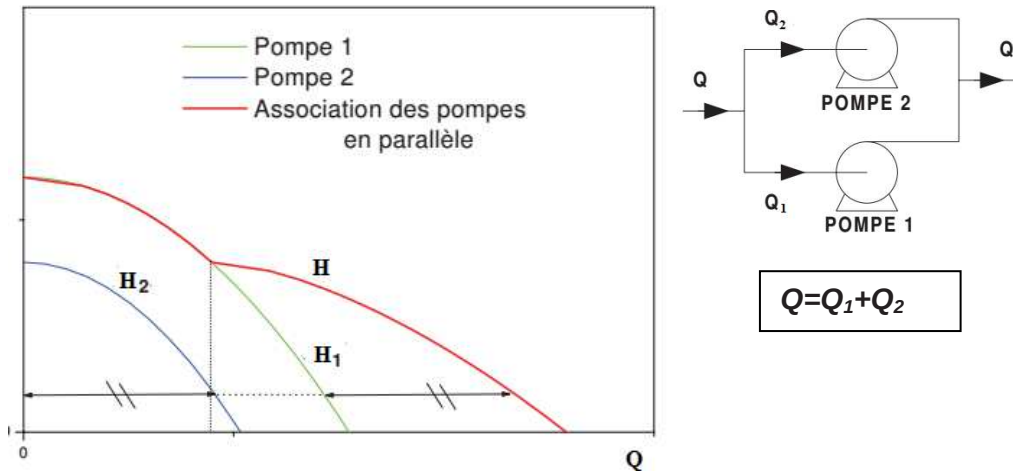


Figure II.15. Couplage de pompes en parallèle

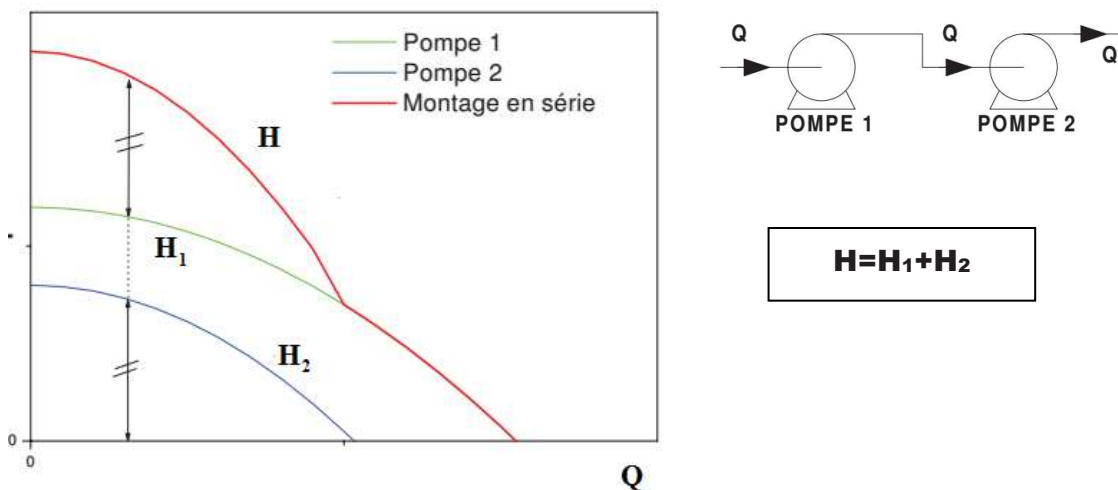


Figure II.16. Couplage de pompes en série.

II.7.Cavitation

La cavitation est provoquée par la vaporisation locale du fluide, lorsque la pression statique locale d'un liquide tombe en dessous de la pression de vapeur du liquide. De petites bulles ou cavités remplies de vapeur se forment, qui s'éclatent soudainement en avançant avec l'écoulement dans des régions de haute pression. Ces bulles se détériorent avec une force énorme, donnant lieu à une pression aussi élevée que 3500 atm. Dans une pompe centrifuge, ces zones de basse pression sont généralement à l'entrée de la roue, où le fluide est localement accéléré sur les surfaces des aubes. Dans les turbines, la cavitation est plus susceptible de se produire à l'extrémité de sortie aval d'une aube sur la face avant à basse pression.

Lorsque la cavitation se produit, elle provoque les effets indésirables suivants :

1. Piqûres locales de la roue et érosion de la surface métallique.

2. Des dommages sérieux peuvent survenir de cette érosion de cavitation prolongée.
3. La vibration de la machine et le bruit sont également générés sous la forme de bruits de craquement brusques lorsque la cavitation aura lieu.
4. Une baisse de rendement due à la formation de vapeur, qui réduit les zones d'écoulement efficaces.

L'évitement de la cavitation dans les machines conventionnelles peut être considéré comme l'une des tâches essentielles des concepteurs de pompes et de turbines. Cette cavitation impose des limitations sur la vitesse de refoulement et la vitesse de rotation de la pompe.

Afin d'éviter le phénomène de cavitation à l'intérieur de la pompe il faut calculer un paramètre appelé *NET POSITIVE SUCTION HEAD (NPSH)* de la pompe. C'est une mesure de l'énergie disponible sur le côté aspiration de la pompe. *NPSH* est la condition d'aspiration minimale (pression) requise pour empêcher la cavitation de la pompe. Conceptuellement, *NPSH* peut être imaginé comme la chute de pression entre la bride d'entrée de la pompe et le point à l'intérieur de la pompe où l'action dynamique du fluide, en quittant la roue, provoque une augmentation de la pression. Une quantité suffisante de *NPSH* permet le pompage sans vaporisation de liquide dans l'œil de turbine de premier étage de la pompe lorsque la pression du fluide chute en raison des pertes d'aspiration de la pompe.

Le *NPSH requis* est indiqué sur la hauteur de fluide (pompe) et requis à l'entrée de la pompe. En tant que tel, *NPSH requis* a des unités de longueur (hauteur). Le *NPSH disponible* (*NPSHdispo.*) diffère de *NPSH requis* (*NPSH req.*). Le *NPSH req.* Déterminé pendant l'essai du fabricant et indiqué sur la courbe de pompage du fournisseur est basé sur une perte différentielle de 3% de la hauteur de la pompe. Le *NPSHdispo.* doit être suffisamment grand pour éliminer la perte de charge. *NPSHdispo.* est l'excès de pression sur la pression de vapeur du liquide au niveau de la bride d'aspiration de la pompe. Sauf dans de rares circonstances, les pompes centrifuges n'exigent que le *NPSHdispo.* soit supérieur au *NPSH req.* pour éviter la cavitation pendant le fonctionnement. Déterminer le *NPSHdispo.* est le travail de l'ingénieur de processus. Déterminer le *NPSH req.* est le travail du vendeur de pompe.

- Calcul du *NPSHdispo.*

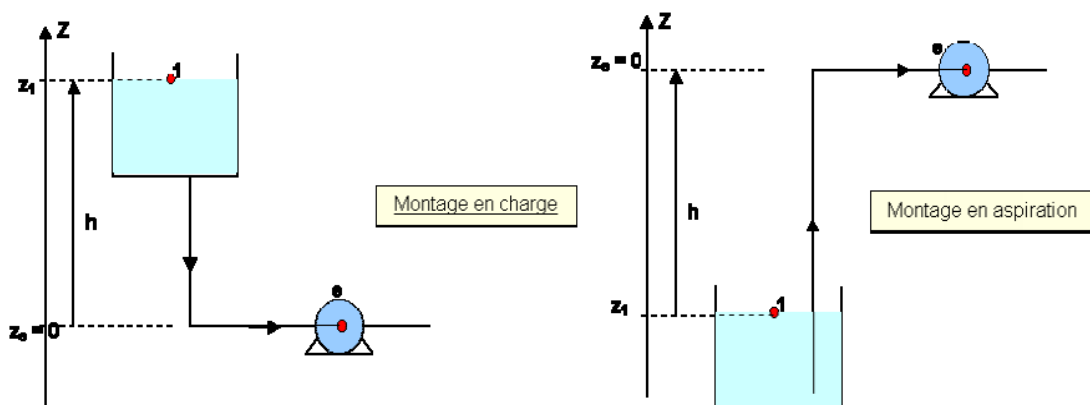


Figure II.17. Pompes montées en charge et aspiration

Pompe montée en charge :

$$NPSH_{\text{dispo}} = \frac{p_1 - p_v}{\rho g} + h - \Delta H \quad (II - 25)$$

Pompe montée en aspiration :

$$NPSH_{\text{dispo}} = \frac{p_1 - p_v}{\rho g} - h - \Delta H \quad (II - 26)$$

p_1 , pression au-dessus du liquide ; p_v , pression de vapeur du liquide dans les conditions de pompage; h , est la hauteur géométrique; ΔH : perte de charge total ;

La condition de non cavitation de la pompe s'écrit : $NPSH_{\text{disponible}} > NPSH_{\text{requis}}$

II.8. Conception du système de pompage

Une conception de système de pompage appropriée est l'élément le plus important pour minimiser le coût du cycle de vie. Tous les systèmes de pompage comprennent une pompe, une installation de tuyauterie et des commandes de fonctionnement. Une conception appropriée prend en compte l'interaction entre la pompe et le reste du réseau et le calcul du (des) point (s) de fonctionnement. Les caractéristiques du réseau de tuyauterie doivent être calculées afin de déterminer les performances requises de la pompe. Ceci s'applique aussi bien aux réseaux simples qu'aux réseaux plus complexes (branchés).

Les coûts d'approvisionnement et les coûts d'exploitation constituent le coût total d'une installation pendant sa durée de vie. Un certain nombre de coûts d'installation et d'exploitation dépendent directement du diamètre de la tuyauterie et des composants du système de tuyauterie.

Une grande partie des pertes de charge dans le réseau sont causées par des soupapes, en particulier des soupapes de commande dans les installations à étranglement. Dans les réseaux avec plusieurs pompes, la charge de travail de la pompe est répartie entre les pompes qui, conjointement avec le réseau de tuyauterie, délivrent le débit requis.

Le diamètre de la tuyauterie est sélectionné en fonction des facteurs suivants :

- Économie de l'ensemble de l'installation (pompes et réseau).
- Vitesse d'écoulement minimale requise pour l'application (par exemple, éviter la sédimentation)

- Diamètre interne minimal requis pour l'application (par exemple, manipulation solide)
- Vitesse d'écoulement maximale pour minimiser l'érosion de la tuyauterie et des raccords
- Utilisez des diamètres de tuyau standard.

Diminuer le diamètre du pipeline a les effets suivants :

- Les coûts d'approvisionnement et d'installation de la tuyauterie et des composants diminueront.
- Les coûts d'achat des installations de pompage augmenteront à la suite de l'augmentation des pertes de débit, ce qui exigera des pompes avec des hauteurs plus grandes et des moteurs plus gros. Les coûts des réseaux d'alimentation électrique vont donc augmenter.
- Les coûts d'exploitation augmenteront en raison de la consommation d'énergie plus élevée en raison des pertes de frottement accrues.

Certains coûts augmentent avec l'augmentation de la taille du pipeline et une certaine diminution.

Pour cette raison, une taille de pipeline optimale peut être trouvée, basée sur la minimisation des coûts sur la durée de vie du réseau. Une application de pompe peut devoir couvrir plusieurs points de service, dont le plus grand débit et / ou la plus grande charge déterminera le niveau de service nominal de la pompe. L'utilisateur de la pompe doit soigneusement prendre en compte la durée de fonctionnement aux différents points de service pour sélectionner correctement le nombre de pompes dans l'installation et le contrôle de sortie.

II.9. Méthodes d'analyse des systèmes de pompage existants

Les étapes suivantes fournissent une ligne directrice générale pour améliorer un système de pompage existant :

- ✓ Assemblez un inventaire complet des documents dans le réseau de pompage.
- ✓ Déterminez les débits requis pour chaque charge dans le réseau.
- ✓ Équilibrer le système pour respecter les débits requis de chaque charge.
- ✓ Réduire au minimum les pertes de système nécessaires pour équilibrer les débits.
- ✓ Affecter les changements à la pompe pour minimiser la hauteur excessive de la pompe dans le réseau équilibré.
- ✓ Identifier les pompes avec des coûts de maintenance élevés.

Une des deux méthodes peut être utilisée pour analyser les réseaux de pompage existants. L'un consiste à observer le fonctionnement du système de tuyauterie proprement dit et le second consiste

à effectuer des calculs détaillés à l'aide de techniques d'analyse des fluides. La première méthode repose sur l'observation du réseau de tuyauterie en fonctionnement (pressions, pressions différentielles et débits), la seconde sur la création d'un modèle mathématique du réseau de tuyauterie, puis le calcul de la pression et des débits avec le modèle.

- Ce qui suit est une liste de quelques moyens utiles pour réduire le coût du cycle de vie d'un système de pompage.
- Tenez compte de tous les coûts pertinents pour déterminer le coût du cycle de vie.
- Acquérir des pompes et des réseaux en tenant compte des coûts du cycle de vie.
- Optimiser le coût total en tenant compte des coûts opérationnels et des coûts d'approvisionnement.
- Tenez compte de la durée des différents points de service de la pompe.
- Faites correspondre l'équipement aux besoins du réseau pour un bénéfice maximal.
- Faites correspondre le type de pompe au devoir prévu.
- Ne pas surdimensionner la pompe.
- Faites correspondre le type de pilote au service prévu.
- Spécifiez les moteurs pour avoir un rendement élevé.
- Surveillez et maintenez la pompe et le système pour maximiser les avantages.
- Pensez à l'énergie gaspillée en utilisant des vannes de régulation.