

Chapitre 3

Pompes roto dynamiques

3.1 Buts

- Comprendre le fonctionnement d'une pompe centrifuge
- Comprendre la geometrie d'une pompe centrifuge et l'influence sur le fonctionnement
- Comprendre cavitation et NPSH
- Définir le point de travail d'une pompe centrifuge
- Influence de certains parametres sur le fonctionnement d'une pompe centrifuge
- Connaître les problèmes les plus commun en travaux et revision d'une pompe centrifuge

3.2 Introduction

Les pompes le plus utilisé dans l'industrie sont les pompes centrifuges. Pour cette raison nous allons étudier ce type très approfondi. Le fonctionnement est simple. Une roue qui tourne dans un limaçon. Cette espace est rempli de fluide. Par conséquence de la rotation la vitesse augmente. La loi de Bernouilli nous dit que la pression diminuera et le fluide sera aspiré dans le limaçon et quand le fluide sort du limaçon la vitesse diminuera et la pression augmentera.¹

Quand nous voyons le diagramme vecteur des vitesses nous voyons un mouvement relatif. Il y a trois vitesses

1. vitesse de remorquage u : fluide est entraîné par la lisse dans la rotation
2. vitesse relative w : fluide se déplace le long de la lisse d'entrée jusqu'à la sortie
3. vitesse absolue c : c'est la somme vectorielle des deux vitesses précédentes
 $\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w}$

1. Entree : subscript 0, sortie : subscript 1

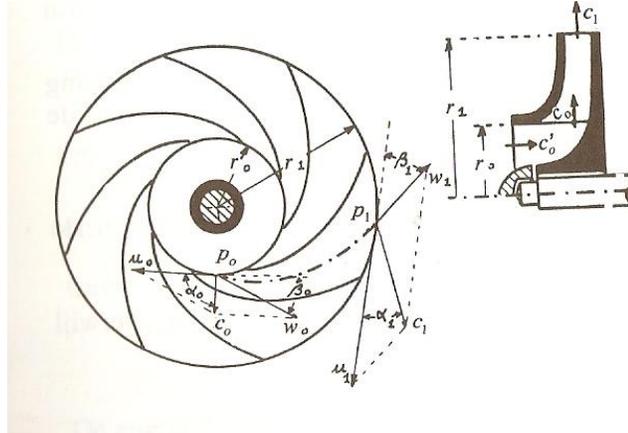


FIGURE 3.1 – diagramme vecteur du fonctionnement d'une pompe centrifuge

Nous prenons la formule de l'augmentation de la pression dans addendum paragraphe 2

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho g} = \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g} + \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g} - \frac{p_w}{\rho g}$$

1. L'augmentation est plus haute quand la rotation (u_1) est plus haute parce que $u = \omega r$. La vitesse de rotation est limitée pour des raisons de construction.
2. La vitesse relative w_1 est petite. Ceci du à une petite ouverture de la sortie.

3.3 Hauteur de levage d'Euler

Le travail fourni par la roue est calculé dans l' addendum paragraphe 3

$$W = u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_0 c_0 \cos \alpha_0$$

Cette formule vous donne la hauteur de levage d'Euler

$$h_E = \frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_0 c_0 \cos \alpha_0}{g}$$

Si le fluide entre axialement et suit léventail de façon centrifugale on a $\alpha_0 = 90^\circ$

La formule se simplifie

$$h_E = \frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}$$

A la sortie nous pouvons écrire

$$c_1 \cos \alpha_1 = u_1 - w_1 \cos \beta_1$$

et obtenons

$$h_E = \frac{u_2}{g} - \frac{u_1 w_1 \cos \beta_1}{g}$$

Nous avons pour la hauteur de levage d'Euler un rapport linéaire en w_1 .

$$h_E = a w_1 + b$$

avec $b = \frac{u_2}{g}$ et $a = -\frac{u_1 \cos \beta_1}{g}$

Nous voyons que le rico de cette droite est spécifié par l'angle de sortie β_1 . Ceci nous donne le graphe suivant pour l'hauteur de levage d'Euler β_1

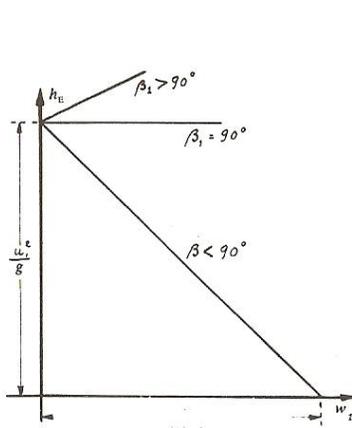


FIGURE 3.2 – Hauteur de levage d'Euler

L'angle de sortie est toujours plus petit que 90° sinon la pompe a une fonctionnement instable.

3.4 Hauteur de levage réelle

La hauteur de levage d'Euler est idéal. En réalité on doit tenir compte d'un nombre de lames fini car avec la hauteur de levage d'Euler on a tenu compte d'un nombre de lames infini. Cette hypothèse nous donne déjà la hauteur de levage théorique.

Deuxièmement il faut tenir compte avec des pertes dans la machine. On distingue trois types de pertes

1. Pertes à l'entrée p_e : transition de l'entrée de la pompe à la roue
2. Pertes à la sortie p_s : transition de la roue à la sortie
3. A l'entrée de la roue il y a une transition brusquement de mouvement axial à radial ce qui crée une nouvelle perte appelée perte de collision.

Dans le diffuseur il y a aussi de petites pertes mais elles sont très petites vis à vis les autres pertes.

En plus la pompe est scellée autour de l'arbre mais il y a toujours des (petites) fuites. Ceci est de nouveau une perte, perte de fuite. Si on tient compte de toutes ces pertes on obtient la caractéristique réelle comme on voit dans la figure ci-dessous.

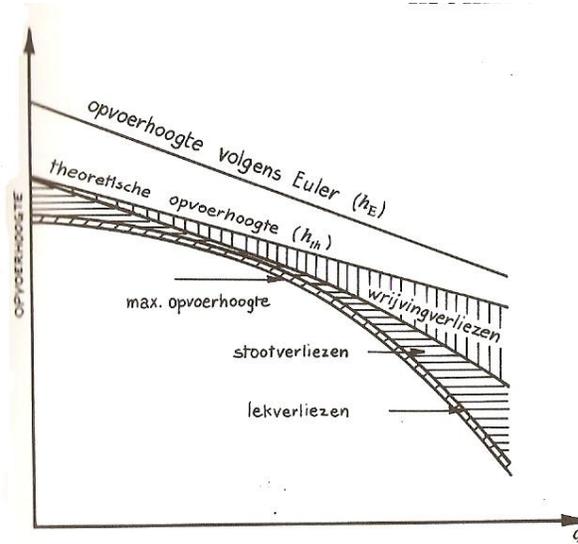


FIGURE 3.3 – caractéristique réelle

3.5 Equation caractéristique d'une pompe centrifuge

3.5.1 Dédudition de l'équation

Nous allons déduire l'équation pour la hauteur de levage en tenant compte de toutes les pertes.

Idéal

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} = h_m$$

perte de friction sur les lames

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} - \frac{p_w}{\rho g} = h_m$$

3.5. EQUATION CARACTÉRISTIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE 3.5

pertes à l'entrée et la sortie

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} - \frac{p_w}{\rho g} - \frac{p_e}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} = h_m$$

Nous remplaçons $\frac{p_1 - p_0}{\rho g}$ par

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho g} = \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g} + \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g}$$

et parce que

$$w_0^2 = c_0^2 + u_0^2$$

et $\cos \alpha_0 = 0$ nous obtenons

$$\frac{u_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_w}{\rho g} - \frac{p_e}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} = h_m$$

Pour être complet nous devons encore prendre compte des pertes de collision. Pour ces pertes qui prennent place à l'entrée nous devons voir le changement de vitesse et plus spécifiquement le composant qui doit suivre la lame parce que la collision prend place sur la lame autrement dit la vitesse relative. Dans des conditions idéales w_0 sera tangentielle à la lame mais ceci n'est que pour des rapports spécifiques de $\frac{c_0}{u_0}$.²

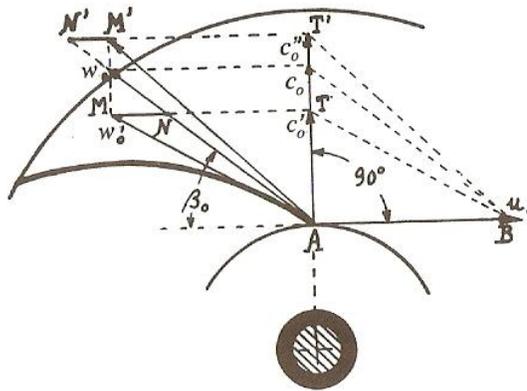


FIGURE 3.4 – schema des pertes de collision

Pour formuler les pertes de collision on voit à la figure 3.4.

La vitesse absolue se fixe de c'_0 à l'entrée. Le fluide est forcé de suivre la lame et se fixe sur une vitesse de c_0 . La vitesse relative est forcé de changer de direction w'_0 à w_0 . Sur la figure on remarque une longueur de vecteur w_0 de MN.

2. On appelle ceci la vitesse nominale et la pompe ne sera conçu que pour cette vitesse.

$$MN = MT - NT$$

$$MT = u_0$$

et

$$NT = \frac{c'_0}{\tan \beta_0}$$

Parce que $c'_0 \approx c_0$ nous pouvons dire que

$$MN = u_0 - \frac{c_0}{\tan \beta_0}$$

La perte de collision $h_b \approx \frac{MN^2}{2g}$

$$h_b = \frac{1}{2g} \left(u_0 - \frac{c_0}{\tan \beta_0} \right)^2$$

L'équation caractéristique complète d'une pompe centrifuge devient alors

$$\frac{u_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_w}{\rho g} - \frac{p_e}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} - \frac{1}{2g} \left(u_0 - \frac{c_0}{\tan \beta_0} \right)^2 = h_m$$

3.5.2 Ecrire l'équation en paramètres utiles

Si nous voyons de plus près l'équation caractéristique elle n'est pas utilisable dans le façon qu'elle est écrite jusqu'à maintenant. Donc il faut l'écrire dans des paramètres plus utilisables. Quelles sont ces paramètres ?

1. hauteur de levage h_m ; en faite une autre point de vue pour la pression fourni par la pompe. On le voit déjà dans l'équation
2. débit q
3. vitesse de rotation n

La vitesse de rotation est réécrite comme

$$u_1 = \omega r_1 = \frac{2\pi n r_1}{60}$$

Le débit est trouvé par géometrie de la pompe

L'ouverture de la sortie $2\pi r_1 b_1$.

Le débit est le volume de fluide qui coule au-delà la lame, donc en rapport avec la vitesse relative w_1 et est la part qui coule perpendiculairement

De ceci suit

$$q = 2\pi b_1 r_1 w_1 \sin \beta_1$$

Maintenant nous allons récrire terme par terme l'équation caractéristique en fonction de u_1 en w_1 .

3.5. EQUATION CARACTÉRISTIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE 3.7

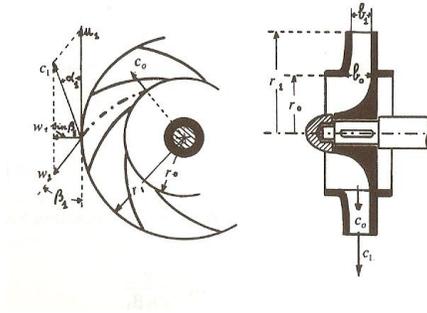


FIGURE 3.5 – geometrie de la pompe

1.

$$c_1^2 = w_1^2 + u_1^2 - 2u_1w_1 \cos \beta_1$$

ce qui suit du triangle de vitesses

2. Débit qui entre doit sortir donc

$$2\pi r_0 b_0 c_0 = 2\pi r_1 b_1 w_1 \sin \beta_1$$

de lequel suit $c_0 = \frac{B}{C} w_1$ met $\frac{B}{C} = \frac{r_0 b_0}{r_1 b_1 \sin \beta_1}$

3. La perte de levage sur la roue est due à des pertes de friction sur les lames qui sont calculées comme fonction d'une vitesse au carré donc

$$\frac{p_w}{\rho g} = \frac{k_1 w_1^2}{2g}$$

4. La perte de levage à l'entrée est fonction de la changement de direction de la vitesse dans le tuyau d'entrée donc la vitesse absolue. Nous alléguons

$$\frac{p_e}{\rho g} = \frac{k_2 c_0^2}{2g} = \frac{k_2 \frac{B^2}{C^2} w_1^2}{2g}$$

5. La perte de levage à la sortie est en raison du changement de direction de la vitesse dans le tuyau de sortie donc de nouveau la vitesse absolue. Nous alléguons

$$\frac{p_s}{\rho g} = \frac{k_3 c_1^2}{2g}$$

Il faut encore changer c_1 et de nouveau nous utilisons le loi de conservation de masse (A_d est la surface de la sortie)

$$A_d c_1 = 2\pi r_1 b_1 w_1 \sin \beta_1$$

$$c_1 = \frac{B w_1}{A_d}$$

6. $u_0 = \omega r_0$ en $u_1 = \omega r_1$ donc

$$u_0 = m u_1$$

met $m = \frac{r_0}{r_1}$

Après un peu de calcul on obtient

$$M w_1^2 - N u_1 w_1 - L u_1^2 = h_m$$

avec

$$M = k_1 + k_2 \frac{B^2}{C^2} + k_3 \frac{B^2}{A_d^2} + \frac{B^2}{C^2 \tan^2 \beta_0}$$

$$N = -2 \left(\cos \beta_1 - \frac{B}{C m \tan \beta_0} \right)$$

$$L = 2 - \frac{1}{m^2}$$

3.6 Etude de l'équation caractéristique

A l'aide de l'équation caractéristique nous pouvons étudier le comportement d'une pompe centrifuge. Il y a trois études

1. h_m constante et $w_1 = f(u_1)$: q en fonction de n
2. u_1 est constante et $h_m = f(w_1)$: p en fonction de q
3. u_1 est constante et $w_1 = f(h_m)$: q en fonction de q

En fait la troisième étude est superflue car c'est l'inverse de la deuxième fonction.

Pour être complet il faut aussi étudier les rendements d'une pompe. On définit deux types de rendements

1. Rendement total :

$$\eta_t = \frac{q \rho g h_m}{P_m \eta_1}$$

ou η_1 est le rendement du moteur et P_m la puissance du moteur.

2. Rendement de l'impulseur :

$$\eta_w = \frac{q \rho g h_m}{q \rho W}$$

3.6.1 q en fonction de n

Nous avons le graphique ci-dessus sur lequel η_w est représenté.

De l'équation suit que l'on trace une hyperbole. Une conséquence est qu'on aura un fonctionnement instable. La partie du graphique en dessous du minimum n (point B) est instable. Seulement la partie au-dessus du point B montrera un fonctionnement stable. **Autrement dit la pompe aura une vitesse de rotation minimale au-dessus elle ne fournira pas de débit.**

Il faut remarquer encore que pour chaque valeur de β_1 donc l'angle de sortie ou autrement dit, la courbure de l'aube, on obtiendra un autre graphique.

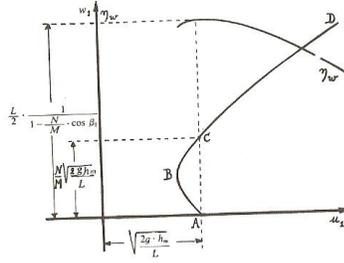


FIGURE 3.6 – $q = f(h)$

3.6.2 p en fonction de q

C'est le graphique le plus important et sera mesuré et fourni par le fabricant

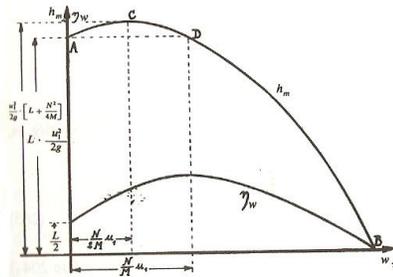


FIGURE 3.7 – $p = f(q)$

De la figure on peut déduire que la pompe fourni une hauteur de levage même s'il n'y a pas de débit fourni.

Si nous voyons le graphique du rendement nous voyons un point ou ce rendement est maximal c'est le point nominale et serat le point de travail pendant l'utilisation.

3.7 Utilisation des graphiques.

3.7.1 Régler le débit

En première instance ce graphique est utilisé pour ajuster le débit. Pour cela on place la caractéristique du tuyau sur la caractéristique de la pompe. Le point de coupure vous donnera le point de travail. Pour l'ajustement du débit on a deux possibilités :

- serrer la vanne de refoulement (et certainement pas la vanne d'aspiration : pourquoi ?) et donc on change la caractéristique du tuyau
- changer la vitesse de rotation et donc changer la caractéristique de la pompe

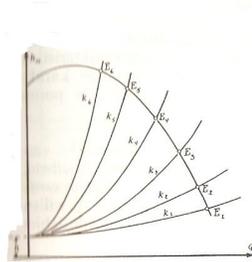


FIGURE 3.8 – changer le débit en serrant la vanne de refoulement

On voit que par changement de caractéristique on peut en fait contrôler le débit. Mais de cette façon on ne va pas utiliser la pompe de façon optimale parce qu'on ne crée que des pertes dans le système par une perte de pression à travers la vanne de refoulement.

Une méthode plus adéquate est l'ajustement de la vitesse de rotation de la pompe avec lequel on ne change pas la caractéristique du tuyau mais celle de la pompe. Donc la perte dans les tuyaux reste constante et le rendement reste maximal. Dans ce cas-ci la vanne de pression est ouverte 100%.

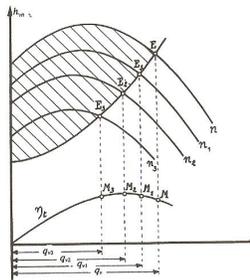


FIGURE 3.9 – contrôle de la vitesse de rotation

3.7.2 Fonctionnement parallèle des pompes

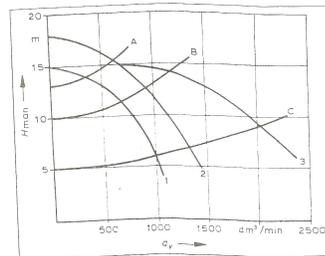


FIGURE 3.10 – fonctionnement parallèle des pompes

Dans le cas de fonctionnement parallèle la pression dans la tuyauerie reste constante mais le débit augmentera. On additionne les débits et on obtient la nouvelle caractéristique de pompe. Si on diminue le débit on atteint un débit minimale pour lequel il n'est plus raisonnable de fonctionner en parallèle. Voir pire si il y a une pompe qui fonctionne sans donner du contribution, et comme ça il n'y aura que des frais d'entretien. Il faut noter que dans le cas du fonctionnement parallèle les deux pompes fournissent la même pression sinon la pompe la plus forte presse l'autre dans une situation de mal fonctionnement. Même pire que ça la pompe qui fournis la plus grande pression pressera le fluide dans le tuyau de succion et cette pompe tournera dans l'autre direction et en conséquence la pompe sera défectueuse. (Des fuites a cause du cellage foutu) On peut éviter ceci par monter des vannes de non-retour.

3.7.3 Fonctionnement série des pompes

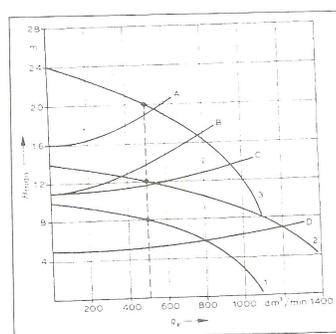


FIGURE 3.11 – fonctionnement série

Dans ce cas ci le débit reste constant mais la pression augmentera donc la hauteur de levage augmentera. Plus de pression est fourni. Dans le graphique on

fait la somme des hauteurs. Cette construction est utilisée comme amplification de pression (boost). Si on a un tuyau d'aspiration trop long c'est possible que la pompe entre en cavitation et pour éviter cela on monte une pompe dans le tuyau d'aspiration.

3.8 Cavitation et NPSH

Quand on choisit une pompe il faut tenir compte de la cavitation. Qu'est ce que la cavitation ? Le fonctionnement d'une pompe en général est fondé sur des différences en vitesse et pression. Si la sous pression dans le succion est trop forte et s'abaisse au dessous la tension de vapeur le fluide commencera à s'évaporer. Quand les bulles coulent du côté de refoulement elles vont imploser. Cette implosion contient tellement d'énergie que les lames seront abîmés. Il faut éviter cette situation à tout prix.

Pour le choix d'une pompe il faut savoir deux choses

- Tension de vapeur : on déplace quelle produit
- NPSH : on utilise quelle pompe

La pression la plus basse qu'une pompe peut atteindre dans la succion est le NPSH, Net Positive Suction Head. On peut la calculer facilement avec la loi de Bernoulli. On fait la différence entre

$NPSH_R$: succion limite que le fabricant indique

$NPSH_A$: est indiqué par le tuyauterie de succion

Un cas bien connu et classique est la suivante. On a un tuyau d'aspiration avec un filtre monté à l'intérieur. Au début tout est en ordre mais après un certain temps le filtre est envassé. Dans la pompe la pression de l'aspiration diminue. Le filtre va encore s'envasser et à un certain moment la pression de l'aspiration est tellement basse que la tension de vapeur est atteinte et la pompe commence à caviter.

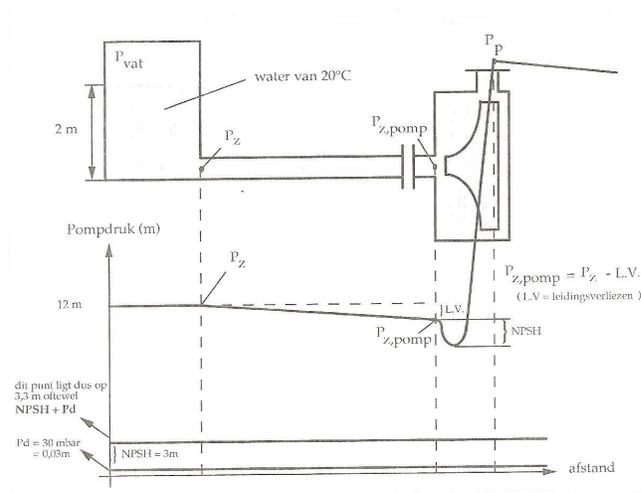


FIGURE 3.12 – pression de suction en ordre

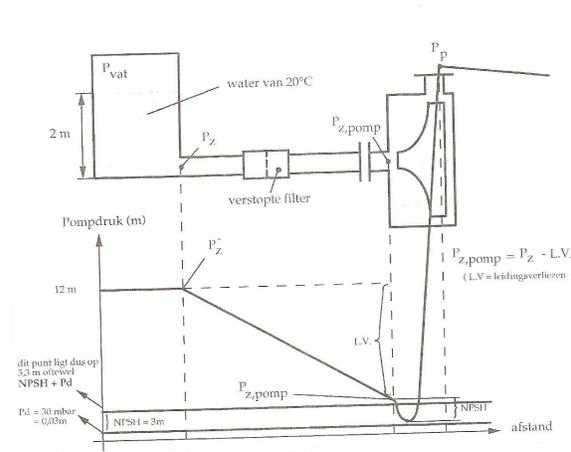


FIGURE 3.13 – cas limite, pression de suction juste en ordre

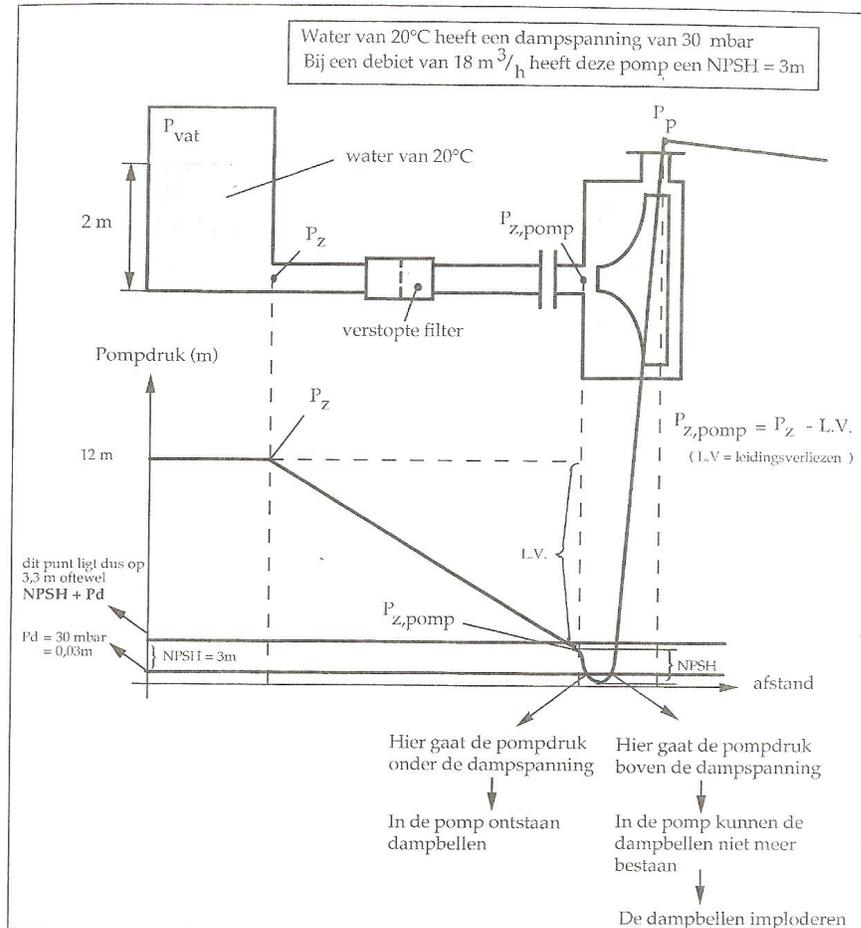


FIGURE 3.14 – cavitation

3.9 Forces axiales

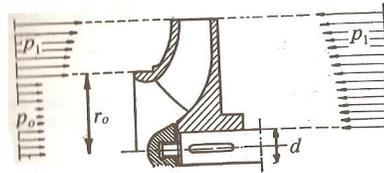


FIGURE 3.15 – forces axiales

3.9.1 Problematique

Si on voit le fonctionnement d'un impulseur simple le fluide coule dans un seul direction. Parce qu'il y a du jeu entre rotor et le corps il y a du fluide entre les deux. Car il y a une asymetrie dans la construction de l'arbre jusqu'au tuyau de pression il y aura une force résultante axiale. Cette force peut causer des débris. Pour éviter des débris il existe des solutions

3.9.2 Solutions

Premièrement on peut percer des trous de soulagement. Comme ça l'espace derrière les lames aura la même pression.

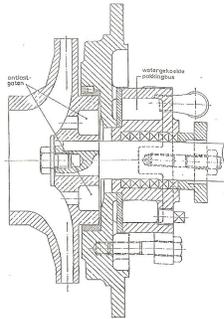


FIGURE 3.16 – trous de soulagement

Une deuxième méthode est de placer des lames sur le dos de l'impulseur. Elles vont diminuer la pression derrière l'impulseur.

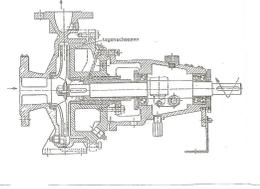


FIGURE 3.17 – lames de dos

3.10 Mise à l'échelle de pompes

Un constructeur ou utilisateur de pompes peut se demander ce qui se passe si on change la vitesse de rotation ou les dimensions géométrique d'une pompe. Il s'avère que les caractéristiques ne dépassent pas un minimum après une mise à l'échelle. Donc pour un rendement désiré on peut choisir un type de pompe à l'aide de dimensions d'échelle. Les lois d'échelle sont faites à l'aide de nombres sans dimension.

$$\Phi = \frac{q}{nD^3}$$

$$\Psi = \frac{gH}{n^2D^2}$$

$$Re = \frac{nD^2}{\nu}$$

$$P = \frac{P}{\rho n^3 D^5}$$

Avec D : diamètre de l'impulseur ; ϕ : coefficient de débit ; Ψ coefficient d'hauteur de levage ; P : coefficient de puissance. Le coefficient le plus important est la vitesse de rotation spécifique :

$$n_s = \frac{\Phi^{\frac{1}{2}}}{\Psi^{\frac{3}{4}}}$$

Avec ce coefficient les pompes de différent dessin sont classifiés peu importe la dimension.

Pour un pompe connu on peut changer le diamètre de l'impulseur ou vitesse de rotation. Puis on peut voir l'impact sur le débit, hauteur de levage et puissance.

– Changement de vitesse

$$\text{Débit : } \frac{n_1}{n_2} = \frac{q_1}{q_2}$$

$$\text{Hauteur de levage : } \frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Puissance : } \frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{3}}$$

- Changement du diametre de l'impulseur

$$\text{Débit : } \frac{D_1}{D_2} = \frac{q_1}{q_2}$$

$$\text{Hauteur de levage : } \frac{D_1}{D_2} = \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Puissance : } \frac{D_1}{D_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Avec le graphique si dessous on peut trouver la pompe correcte pour votre application dans une mise à échelle

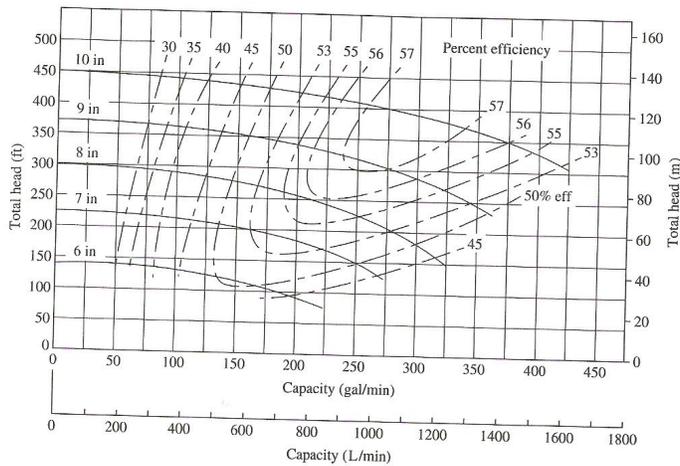


FIGURE 3.18 – choix d'impulseur

3.11 Entretien de pompes centrifuge

La plupart d'entretien sur les pompes est le changement du scellage. (seal, mechanical seal) C'est le système pour sceller l'arbre de la pompe, donc éviter des fuites Il y a différents types de scellage (seals) et voila différents exemples (seal=joint)

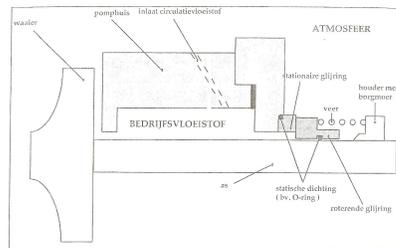


FIGURE 3.19 – seal exterieure

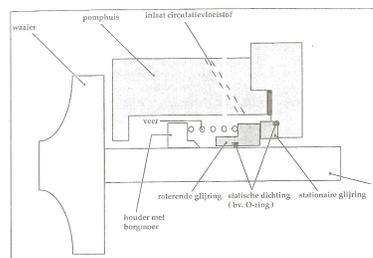


FIGURE 3.20 – seal interieure

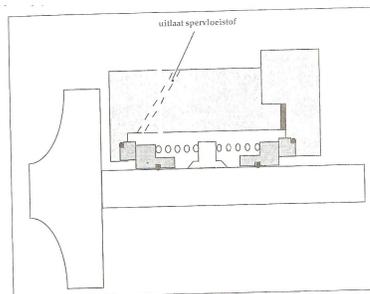


FIGURE 3.21 – back to back seal

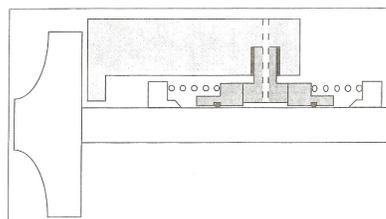


FIGURE 3.22 – face to face seal