

## Hoofdstuk 3

# Roto dynamische pompen

### 3.1 Doelstellingen

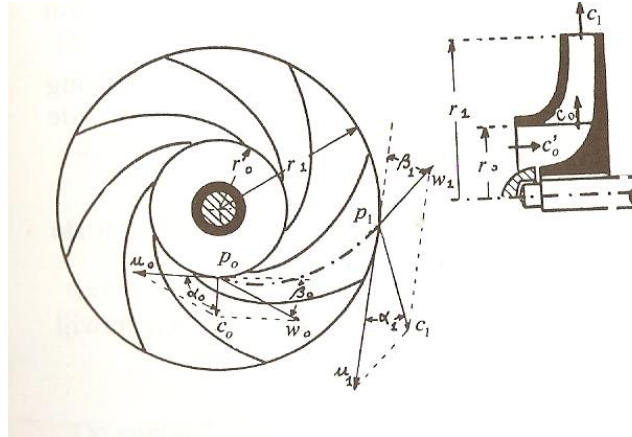
- Werking van een centrifugaalpompe begrijpen
- Geometrie van een centrifugaalpompe begrijpen en de invloed op de werking ervan
- Begrippen cavitatie en NPSH begrijpen
- Werkingspunt van een centrifugaalpompe kunnen bepalen
- Invloed van een aantal parameters op de werking van de centrifugaalpompe begrijpen
- De meest voorkomende problemen in de werking en herstelling van de centrifugaalpompe kennen

### 3.2 Inleiding

De meest voorkomende en gebruikte pompen in de industrie zijn de centrifugaalpompen. Om deze reden zullen we dit type zeer uitgebreid bestuderen. De werking van dit type pompe is eenvoudig. Een loopwiel, ook schoepenrad of impeller genoemd, draait rond in een slakkenhuis. Deze ruimte wordt gevuld met het te verpompen fluidum. Ten gevolge van het ronddraaien zal het fluidum een snelheid krijgen. Dus tegen een verhoging van snelheid staat een verlagening van druk (Bernouilli) en het fluidum wordt ten gevolge van een onderdruk aangezogen. Als de vloeistof het slakkenhuis verlaat zal de snelheid in de divergent dalen en de druk terug verhogen en het fluidum wordt weg geperst in het persreservoir.<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup>intree krijgt subscript 0, uitree subscript 1



Figuur 3.1: vectordiagram van de werking van een centrifugaalpompe

Als we het vectordiagram van de snelheden bekijken zien we dat we te maken hebben met relatieve beweging. Dus het vectordiagram bestaat uit drie snelheden namelijk

1. sleepsnelheid  $u$ : fluidum wordt meegesleurd met de schoep in de rotatie
2. relatieve snelheid  $w$ : het fluidum verplaatst zich over de schoep van intree tot uitree
3. absolute snelheid  $c$ : is de vectoriele som van beide voorgaande  $\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w}$

Als we kijken naar de drukhoogtetoeename zoals afgeleid in het addendum paragraaf 2 zien we

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

1. De toename is groter naarmate het toerental ( $u_1$ ) hoger ligt want  $u = \omega r$ . Het toerental is beperkt om constructieredenen.
2. De relatieve snelheid  $w_1$  klein is. Dit bekomt men door een kleine uitree-opening.

### 3.3 Eulerse opvoerhoogte

De arbeid geleverd door de waaier is berekend in het addendum paragraaf 3 en de formule was

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

Deze formule geeft dan ook de Eulerse opvoerhoogte

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

Als de vloeistof axiaal intreedt en dan de waaier centrifugaal volgt, wat meestal ook zo is, is  $\alpha_0 = 90^\circ$

Dan vereenvoudigt zich de formule tot

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

Aan de uitree kunnen we schrijven

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

Dit vullen we dan in en bekomen

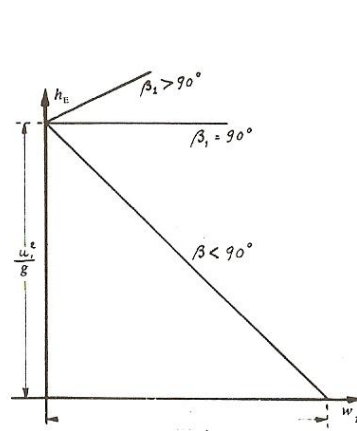
$$h_E = \frac{u_2}{g} - \frac{u_1 w_1 \cos \beta_1}{g}$$

We hebben voor de Eulerse opvoerhoogte een lineair verband in  $w_1$  verkregen.

$$h_E = a w_1 + b$$

met  $b = \frac{u_2^2}{g}$  en  $a = -\frac{u_1 \cos \beta_1}{g}$

We zien dat de rico van deze rechte bepaald wordt door de uitreehoek  $\beta_1$ . Dit geeft volgende grafiek voor de Eulerse opvoerhoogte in functie van  $\beta_1$



Figuur 3.2: Eulerse opvoerhoogte

De uitreehoek is steeds kleiner dan  $90^\circ$  want anders heeft de pomp een onstabiele werking.

### 3.4 Werkelijke opvoerhoogte

De Eulerse opvoerhoogte is een ideaal. In werkelijkheid moet men rekening houden met een eindig aantal schoepen want met de berekening van  $h_E$  werd een

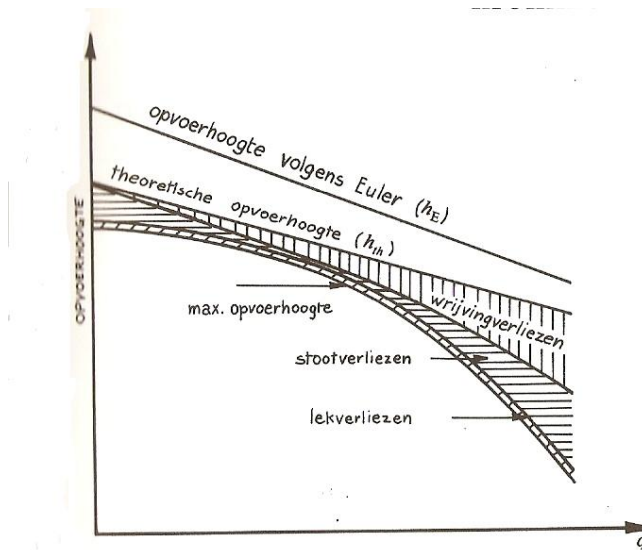
oneindig aantal schoepen verondersteld. Dit levert de theoretische opvoerhoogte op.

Ten tweede moet men rekening houden met verliezen in de pomp. Zo onderscheid men drie delen namelijk

1. Intreeverliezen  $p_e$ : overgang van de intrede van de pomp naar het schoepenrad
2. Uittreeverliezen  $p_s$ : overgang van het schoepenrad naar de uittree van de pomp
3. Aan de intree van het schoepenrad is er meestal door de bruske overgang van axiaal naar radiaal wat een extra verlies creëert welk botsingsverlies genoemd wordt.

In de divergent kunnen ook wat verliezen optreden maar deze zijn verwaarloosbaar ten opzichte van de drie vorige.

Daarenboven wordt een pomp afgedicht rond de as maar er zijn steeds wel ergens (kleine) lekken. Dit is nog eens een bijkomend verlies wat lekverlies genoemd wordt. Als men rekening houdt met al deze verliezen bekomt men de werkelijke pompkarakteristiek zoals afgebeeld in onderstaande figuur.



Figuur 3.3: reële pompkarakteristiek

## 3.5 Karakteristieke vergelijking van de centrifugaalpompe

### 3.5.1 Opstellen van de vergelijking

We gaan de vergelijking voor de opvoerhoogte opstellen rekening houdende met voorgaande verliezen.

Ideaal hadden we

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

Rekening houdende met wrijvingsverlies over de schoepen

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

Als we nu nog intree- en uitreeverlies in rekening brengen hebben we

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

We vervangen  $\frac{p_1 - p_0}{\rho g}$  door

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

en aangezien

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

want  $\cos \alpha_0 = 0$  krijgen we tenslotte

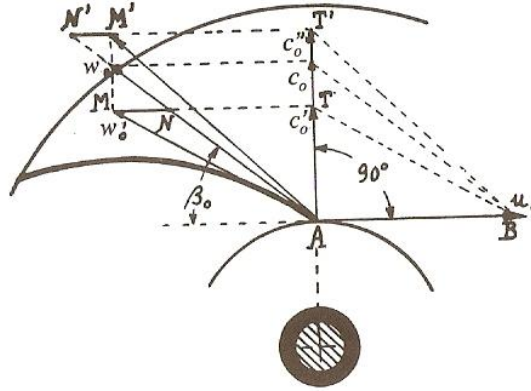
$$\frac{u_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_w}{\rho g} - \frac{p_e}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} = h_m$$

Voor de volledigheid moeten we nog het botsingsverlies in rekening brengen. Voor de botsingsverliezen die aan de intree plaatsvinden moeten we de verandering van de snelheid bekijken en meer bepaald de component die de schoep moet volgen daar op de schoep de botsing plaatsvindt met andere woorden de relatieve snelheid. In ideale omstandigheden zal  $w_0$  raken aan de schoep maar dit is slechts waar voor een bepaalde verhouding van  $\frac{c_0}{u_0}$ .<sup>2</sup>

Om de botsingsverliezen in formule te gieten kijken we naar figuur 3.4.

De absolute snelheid stelt zich in op  $c'_0$  bij de intree. De vloeistof moet noodgedwongen de schoep volgen en stelt de snelheid dan in op  $c_0$ . De relatieve snelheid is noodgedwongen van richting  $w'_0$  naar  $w_0$  moeten veranderen. Op de figuur geeft een verschil in lengte op de vector  $w_0$  van MN.

<sup>2</sup>Dit noemt men de nominale snelheid en de pomp zal ontworpen worden voor deze snelheid.



Figuur 3.4: schema botsingsverliezen

$$MN = MT - NT$$

$$MT = u_0$$

en

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

Vermits  $c'_0 \approx c_0$  kunnen we stellen dat

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

Het botsingsverlies  $h_b \approx \frac{MN^2}{2g}$

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

De volledige karakteristieke vergelijking van de centrifugaalpompe wordt dus

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

### 3.5.2 Herschrijven van de vergelijking in kenmerkende grootheden

Als we de karakteristieke vergelijking bekijken is deze in de huidige vorm niet bruikbaar. Dus moeten we ze herschrijven in kenmerkende grootheden. Wat zijn nu deze kenmerkende grootheden? Dat zijn deze grootheden die ieder van ons in het dagelijkse leven gebruikt om deze pomp in te stellen namelijk

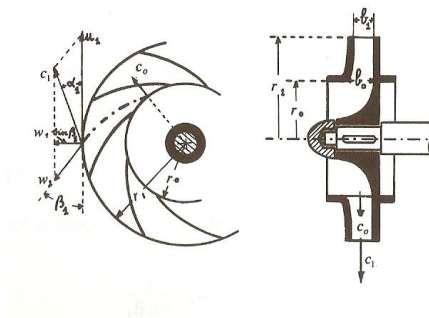
### 3.5. KARAKTERISTIEKE VERGELIJKING VAN DE CENTRIFUGAALPOMP 3.7

1. opvoerhoogte  $h_m$ ; wat eigenlijk een andere benadering is voor de geleverde druk van de pomp. Dit kenmerk staat al rechtstreeks in de vergelijking
2. debiet  $q$
3. toerental  $n$

Het toerental is te herschrijven als

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

Het debiet halen we uit de geometrie van de pomp



Figuur 3.5: geometrie van de pomp

De uitree opening is  $2\pi r_1 b_1$ .

Het debiet is het volume vloeistof dat over de schoep vloeit, dus evenredig met de relatieve snelheid  $w_1$  en is dat deel dat loodrecht door de uitree opening vloeit dus  $w_1 \sin \beta_1$ .

Hieruit volgt

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

Nu gaan we term per term de karakteristieke vergelijking in functie van  $u_1$  en  $w_1$  herschrijven.

- 1.

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

wat volgt uit de snelheidsdriehoek.

2. Debiet dat instroomt moet er ook uitstromen dus

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

waaruit volgt  $c_0 = \frac{B}{C} w_1$  met  $\frac{B}{C} = \frac{r_0 b_0}{r_1 b_1 \sin \beta_1}$

3. Het hoogteverlies op de waaier zijn wrijvingsverliezen die berekend worden als een functie van de snelheid in het kwadraat. We spreken over wrijvingsverliezen op de schoep dus we stellen

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

4. Het hoogteverlies aan de intree is functie van de verandering van richting van de snelheid in het ingangskanaal dus de absolute snelheid. We stellen

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

5. Het hoogteverlies aan de uittree is eveneens te wijten aan een verandering van de richting van de snelheid in het uitgangskanaal dus weerom de absolute snelheid. We stellen

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

We moeten  $c_1$  nog vervangen en weerom steunen we op het behoud van het massadebiet ( $A_d$  is de doorsnede van de uitgang)

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

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

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

$$u_0 = m u_1$$

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

Na wat invulwerk en herschikken van de termen krijgen we

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

met

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

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

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



### 3.6 Onderzoek van de karakteristieke vergelijking

Met behulp van de karakteristieke vergelijking kunnen we het gedrag van een centrifugaalpompe onderzoeken en begrijpen. In dit geval kunnen we drie studies onderscheiden

1.  $h_m$  is constant en  $w_1 = f(u_1)$ :  $q$  in functie van  $n$
2.  $u_1$  is constant en  $h_m = f(w_1)$ :  $p$  in functie van  $q$
3.  $u_1$  is constant en  $w_1 = f(h_m)$ :  $q$  in functie van  $q$

Eigenlijk is de derde studie overbodig want dat is de inverse van de tweede functie.

Voor de volledigheid moeten we ook kijken naar de rendementen van een pompe. Er worden hiertoe twee rendementen gedefinieerd

1. Totaal rendement:

$$\eta_t = \frac{q\rho gh_m}{P_m \eta_1}$$

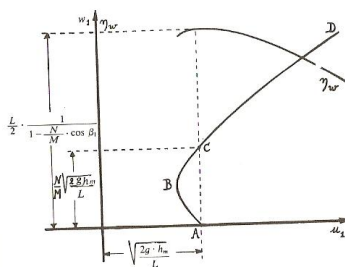
waar  $\eta_1$  het motorrendement voorstelt en  $P_m$  het motorvermogen.

2. Waaierrandement:

$$\eta_w = \frac{q\rho gh_m}{q\rho W}$$

#### 3.6.1 $q$ in functie van $n$

We bekomen volgende grafiek waarop ook  $\eta_w$  staat afgebeeld.



Figuur 3.6:  $q = f(n)$

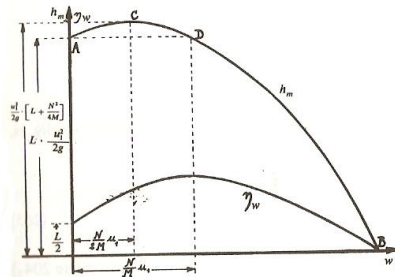
Uit de vergelijking blijkt dat we met een hyperbool te maken hebben wat ook naar voor komt uit de grafiek. Het gevolg is wel dat we te maken krijgen

met onstabiele werking. Het deel van de grafiek beneden het minimum voor  $n$  (punt B) is onstabiel. Enkel het deel boven punt B zal een stabiele werking vertonen. **Met andere woorden een pomp heeft een minimum toerental waaronder ze geen debiet zal leveren.**

Er valt nog op te merken dat voor elke waarde van  $\beta_1$  dus de uitree hoek of anders gesteld, de kromming van de schoep,men een andere grafiek bekomt.

### 3.6.2 $p$ in functie van $q$

Dit is de belangrijkste grafiek en wordt door de fabrikant steeds experimenteel opgenomen en meegegeven in de manual van de pomp.



Figuur 3.7:  $p=f(q)$

Uit de figuur valt af te leiden dat de pomp steeds een drukhoogte levert zelfs als er geen debiet geleverd wordt.

Als we kijken naar de grafiek voor het rendement zien we dat er steeds een punt is waar het rendement maximaal is. Dit is het nominale werkingpunt en zou het werkingpunt moeten zijn bij gebruik.

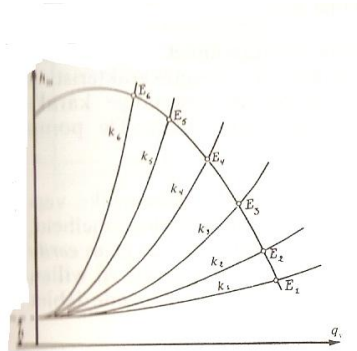
## 3.7 Gebruik van de grafieken

Het opstellen van de bovenstaande grafieken is uiteraard geen bezigheidstherapie. Er is duidelijk een doel voor deze grafieken met name het schakelen van pompen, instellen van het gewenste debiet en het herstellen van pompen.

### 3.7.1 Instellen van het gewenste debiet

In eerste instantie wordt deze grafiek gebruikt voor het instellen van het gewenste debiet. Hiertoe plaatst men de leidingskarakteristiek bovenop de pompkarakteristiek. Het snijpunt van beide geeft dan het werkingpunt. Bij het instellen van het debiet heeft men twee mogelijkheden:

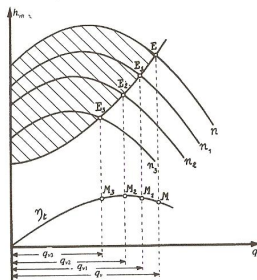
- knijpen van het persventiel (en zeker niet het zuigventiel: waarom?) en dus de leiding karakteristiek aanpassen
- regelen van het toerental en dus de werkings karakteristiek van de pomp aanpassen



Figuur 3.8: instellen van het debiet door knijpen van het persventiel

Men ziet dat door de leiding karakteristiek aan te passen het debiet inderdaad ingesteld kan worden. Doch op deze wijze gaat men het rendement van de pomp onderbenutten want men creëert gewoon meer verlies in het systeem door een extra drukval over het persventiel.

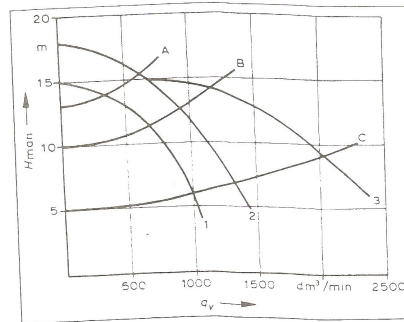
Een meer aangewezen methode is het regelen van het toerental van de pomp waarbij men de leiding karakteristiek onveranderd laat met andere woorden met behoud een minimum aan verlies in de leiding. Bij de regeling van dit toerental houdt men de persklep 100% open.<sup>3</sup>



Figuur 3.9: regeling van het toerental

<sup>3</sup>Deze regeling wordt als oefening in de cursus scheepsautomatisatie in het derde jaar volledig uitgewerkt

### 3.7.2 Parallelwerking van pompen

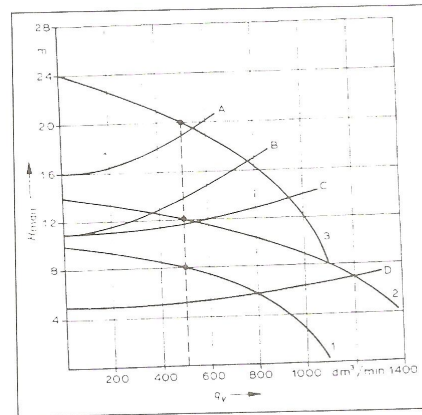


Figuur 3.10: parallelwerking van pompen

In het geval van parallelschakeling gaat men de druk in de leiding constant houden en het debiet verhogen. Dus in de grafiek telt men de debieten op bij constant debiet en men verkrijgt de nieuwe pompkarakteristiek. Als we het debiet verlagen, komen we beneden een bepaald debiet (curve A) waardoor de parallelwerking geen zin meer heeft en zelfs veel erger; er zal een pomp draaien zonder bijdrage te leveren dus er worden enkel onderhoudskosten geboekt. (ten gevolge van slijtage en energieverbruik) Er dient nog vermeld te worden dat men bij parallelschakeling moet opletten dat beide pompen dezelfde druk leveren want anders kan het gebeuren dat de ene pomp de andere zal wegdrukken. Dit wil zeggen dat de ene pomp al de arbeid levert en de andere niets. Erger nog het kan zijn dat de sterkste pomp de vloeistof (voor een deel)terugduwt naar het aanzuigreservoir via de pers van de minder sterke pomp. Men heeft dus minder rendement men zal er langer over doen om het persreservoir te vullen en het ergste is dat de minder sterke pomp omgekeert draait en de seal kapotdraait met lekken tot gevolg. Dit kan men echter oplossen door terugslagkleppen te plaatsen.

### 3.7.3 Seriewerking van pompen

In dit geval houdt men het debiet door de leiding constant maar gaat men de opvoerhoogte vergroten. Er wordt dus meer druk geleverd. In de grafiek telt men de opvoerhoogtes op en houdt men het debiet constant. Deze constructie wordt gebruikt als boost. Als men een te lange aanzuig heeft kan het zijn dat de pomp caviteert en dan plaatst men in de zuigleiding een extra pomp die men boosterpomp noemt.



Figuur 3.11: seriewerking van pompen

### 3.8 Cavitatie en NPSH

Bij de keuze van een pomp moet men rekening houden met cavitatie. Wat is dit fenomeen nu juist. De werking van een pomp (in het algemeen) berust op druk- en snelheidsverschillen. Als de onderdruk in de zuigleiding te groot wordt en zakt beneden de dampspanning van het te verpompen produkt zal dit produkt verdampen. Als de dampbellen dan naar de perskant vloeien en de druk dus toeneemt zullen deze dampbellen ten gevolge van de toegenomen druk imploderen. Deze implosie gaat met zoveel energie gepaard dat deze schade zal teweeg brengen aan de impeller en het slakkenhuis. Dit moet men dus ten allen prijze vermijden.

Bij de keuze van een pomp dient men dus twee dingen te weten namelijk

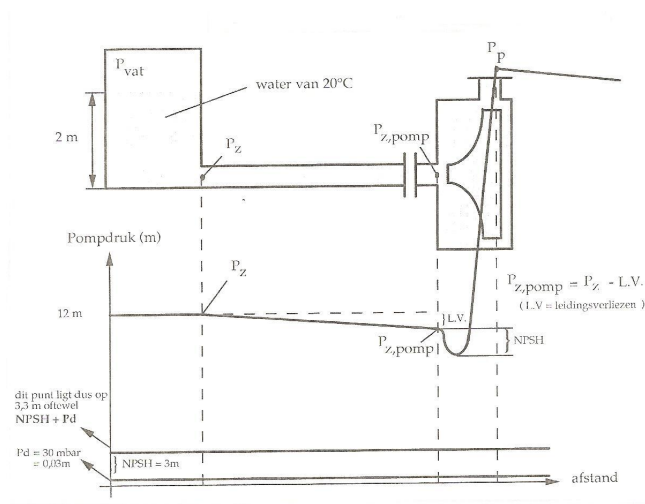
- Dampspanning: Welk produkt verpomp ik.
- NPSH: Met welke pomp werk ik

De laagste druk die een pomp kan bereiken in de zuigleiding is de NPSH, Net Positive Suction Head. Deze druk kan eenvoudig berekend worden met de wet van Bernoulli. Hierin wordt onderscheid gemaakt tussen

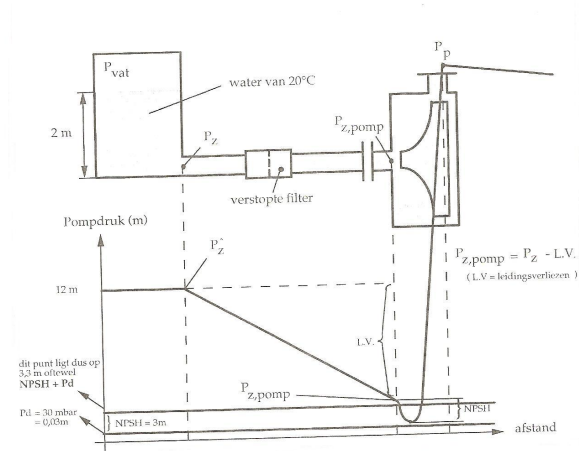
$NPSH_R$ : De limietzuighoogte die de fabrikant opgeeft

$NPSH_A$ : wordt bepaald door het leidingssysteem waarop de pomp wordt aangesloten

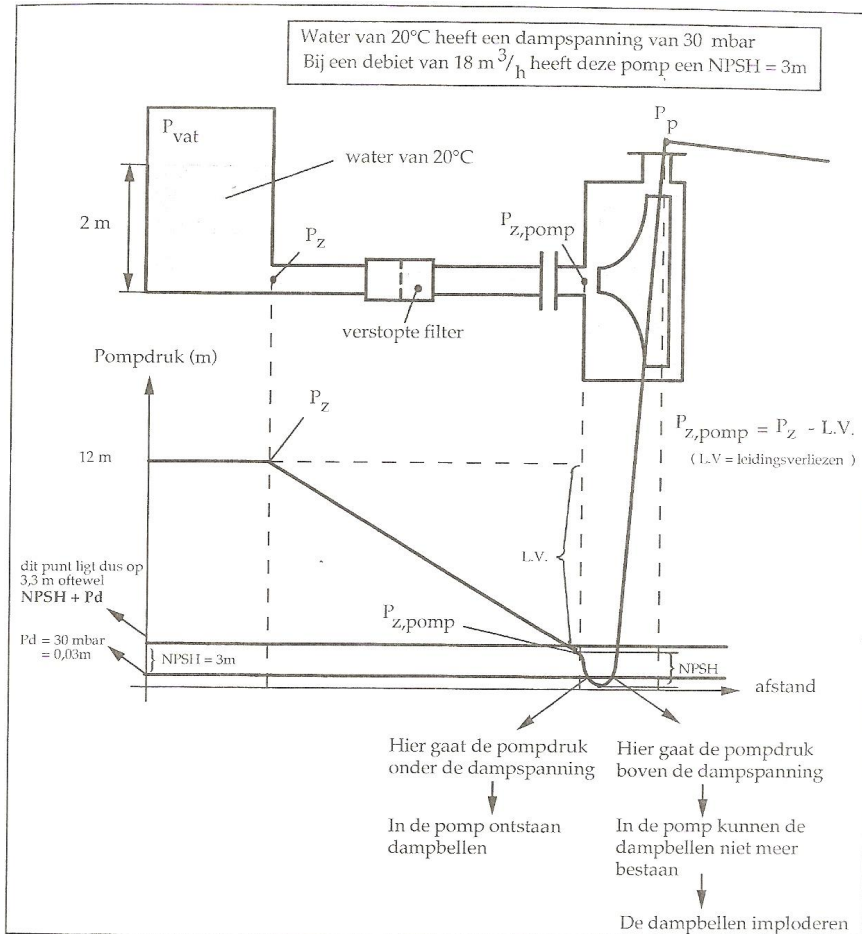
Een klassieker echter is de volgende. Men heeft een zuigleiding met daarin een filter. Bij de aanvang der werken is alles in orde, doch na verloop van tijd wordt de filter vervuild. De pomp moet dus dieper gaan in zuigdruk maar de filter vervuild nog waardoor de pomp moet aanzuigen aan een nog lagere druk zelfs beneden de dampspanning en dus gaat de pomp caviteren.



Figuur 3.12: zuigdruk in orde

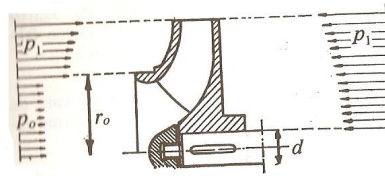


Figuur 3.13: randgeval, zuigdruk net nog in orde



Figuur 3.14: cavitatie

### 3.9 Axiale krachten op de impeller



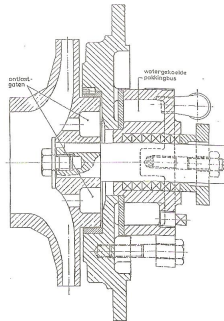
Figuur 3.15: axiale krachten

#### 3.9.1 Problematiek

Als we een enkelwerkende waaier bekijken vloeit de vloeistof toe aan één zijde. De waaier is dan niet in krachtenevenwicht want aan de intree heerst een lagere druk dan aan de uitree. Ten gevolge van speling tussen rotor en stator vloeit er vloeistof tussen beide. Er is verschil in geometrie van as tot bovenkant rotor waardoor er een krachtenonevenwicht heerst. Dit onevenwicht uit zich in een axiale belasting die schade kan veroorzaken aan de pomp. Om deze schade te vermijden bestaan een aantal oplossingen.

#### 3.9.2 Oplossingen

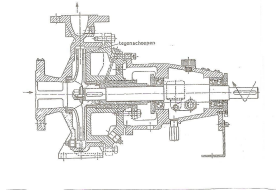
Ten eerste kan men ontlastgaten boren. Hierdoor komt de ruimte achter de schoepen op nagenoeg dezelfde druk.



Figuur 3.16: ontlastgaten



Een tweede methode is het plaatsen van tegenschoepen of rugschoepen. deze zullen de druk achter de waaier verlagen door het verhogen van de snelheid.



Figuur 3.17: rugschoepen

### 3.10 Schaling van pompen

Een pompconstructeur of een gebruiker kan zich de vraag stellen wat er met de karakteristieken gebeurt als bijvoorbeeld het toerental of de dimensies van de pomp veranderd worden. Nu blijkt dat als de pompkarakteristieken experimenteel opgenomen worden dat bij verschaling de rendementsgebieden een bepaald minimum niet overschrijden. Dus voor een gewenst rendement kan men een type pomp kiezen aan de hand van schalingsgrootheden. Deze schalingswetten gebeuren aan de hand van dimensieloze getallen

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

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

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

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

Hierin is D:diameter van de waaier; $\phi$ :volumestroomcoefficient; $\Psi$  de opvoerhoogtecoefficient; $P$ :vermogenscoefficient. De belangrijkste coefficient is het specifiek toerental:

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

Hiermee worden pompen geclassificeerd van verschillend ontwerp ongeacht de afmeting. Algemeen wordt beste rendement genomen voor de classificatie.

Bij een gegeven pomp kunnen toerental of impellers van verschillende diameter geplaatst worden. Het is dan zaak om de impact op debiet,opvoerhoogte en vermogen te bekijken.

- Toerental verandert

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

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

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

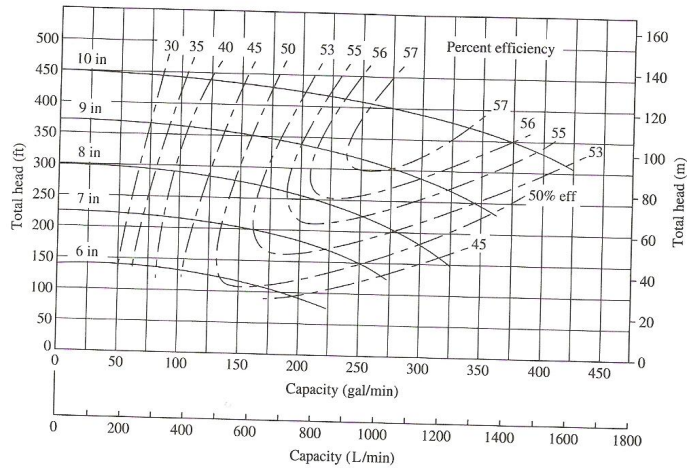
- Diameter van de impeller veranderd

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

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

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

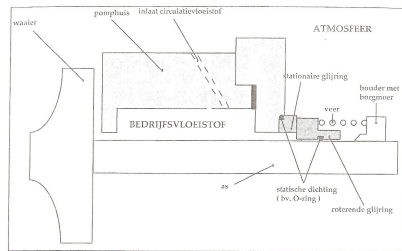
Met de grafiek hieronder kan men de juiste pomp selecteren aan de hand van deze schalingsstudie.



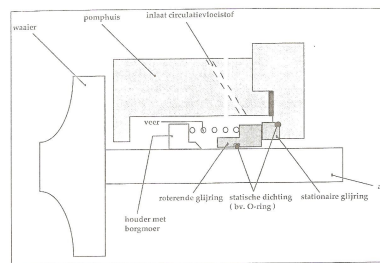
Figuur 3.18: keuze van de juiste impeller

### 3.11 Onderhoud van centrifugaalpompen

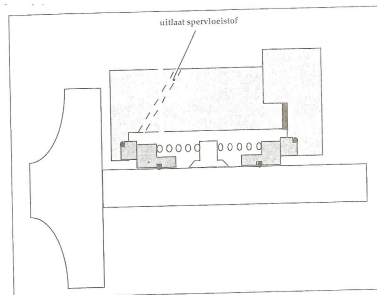
Het grootste deel van de onderhoud op pompen betreft het vervangen van de afdichting(seal,mechanical seal) Dit is een systeem om de pomp te dichten anders gezegd om lekken te verhinderen. Er bestaan heel wat types seals die hieronder schematisch worden afgebeeld.



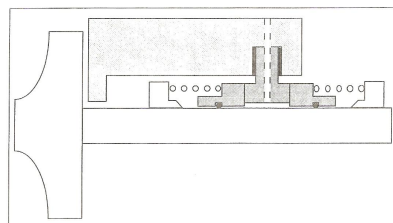
Figuur 3.19: buitenliggende seal



Figuur 3.20: binnenliggende seal



Figuur 3.21: back to back seal



Figuur 3.22: face to faceseal