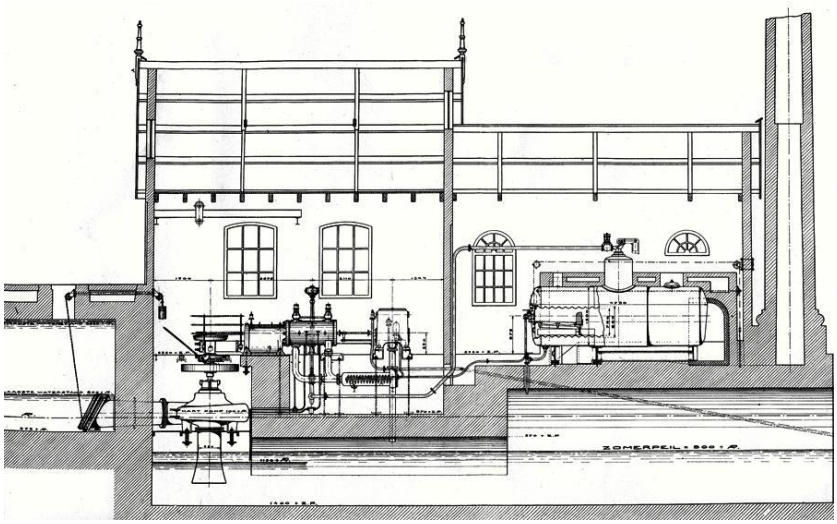
4.18.6 Stromingspompen

Het principe van de stromingspomp met een centrifugaalwaaier bestaat al heel lang. De eerste toepassing ervan voor de bemaling in Nederland heeft echter tot 1862 moeten wachten. Dit was een door een stoommachine aangedreven centrifugaalwaaierpomp van Engelse makelij voor de Bullewijker en Holendrechterpolder. De centrifugaalpomp bleek een succes en is in de jaren daarna vrij snel algemeen toegepast.



Gemaal Dreumel (horizontale centrifugaalwaaierpomp)

De toenmalige stoommachines hadden een vrij laag toerental, zodat het noodzakelijk was een riem- of kamwieloverbrenging toe te passen om aan het vereiste en hogere toerental van de pomp te kunnen voldoen. Ook het probleem dat de pomp gevuld moest zijn om te kunnen werken moest opgelost worden en leidde soms tot niet direct voor de hand liggende oplossingen zoals bijvoorbeeld een liggende en onder de waterspiegel opgestelde pomp en een aandrijving met een stoommachine met een liggend vliegwiel.

Centrifugaalwaaierpomp

Het basisprincipe van een stromingspomp is dat bewegingsenergie aan het te verpompen medium wordt toegevoegd en dat die bewegingsenergie vervolgens deels in de pomp maar ook daarbuiten wordt omgezet in druk, dat wil zeggen het opvoeren van het medium naar een hoger geodetisch niveau. Bij het toevoegen van energie wordt gebruik gemaakt van een waaier in de een of andere vorm. Naar de vorm van de waaier worden in de techniek de stromingspompen benoemd en kunnen we vervolgens een aantal karakteristieke eigenschappen hieruit afleiden. Met behulp van de stromingsleer worden deze eigenschappen toegelicht en beter begrijpbaar gemaakt.

Stroming van vloeistoffen

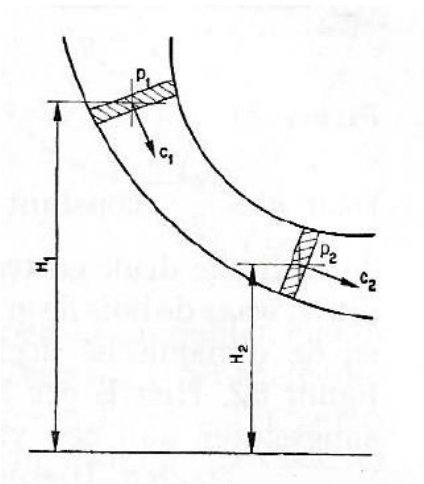
Onder een stationaire stroming van een vloeistof verstaat men een stroming waarbij in iedere doorsnede van een zogenoemde stroombuis gedurende gelijke tijddelen, hoe klein ook genomen, eenzelfde gewicht aan vloeistof passeert, zodat in een willekeurig punt van de vloeistof, de druk en

de snelheid onveranderd blijven. In de vloeistof mechanica wordt voor een dergelijke stroming het volgende bewezen:

$$\frac{p_1}{\gamma} + H_1 + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + H_2 + \frac{c_2^2}{2g}$$

Dit bewijs noemen we de wet van Bernoulli waarbij p de druk is, γ het soortelijk gewicht van de vloeistof is en g de versnelling van de zwaartekracht.
Is de stroombuis horizontaal dus $H_1 = H_2$ dan gaat de vergelijking over in:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g}$$



Of als we de druk direct in meters waterkolom uitdrukken:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g}$$

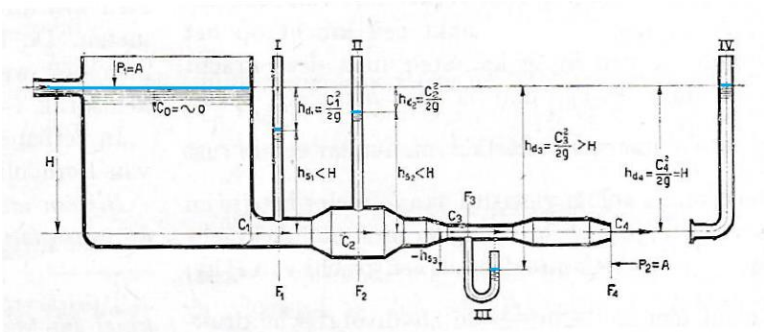
Stroombuis

De termen p_1/γ en p_2/γ, c.q. h_1 en h_2, stellen de statische drukhoogten of statische druk voor en kunnen gemeten worden met een open meetbuis. De term $c^2/2g$ heet de dynamische drukhoogte, deze druk is niet rechtstreeks te meten.
De vergelijking kan ook als volgt worden geschreven:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} = H\ [\mathrm{mwk}]$$

Of in woorden: de som van de statische- en dynamische druk in een horizontale stroombuis is constant.

Onderstaande figuur stelt een stroombuis voor met verschillende doorsnedes. . Met behulp van de continuiteitsformule (zie hoofdstuk 3.18.7, over de injecteur) kan worden aangetoond dat de vloeistofsnelheid omgekeerd evenredig is met de doorsnede van de buis.



Stroombuis met verschillende doorsnedes

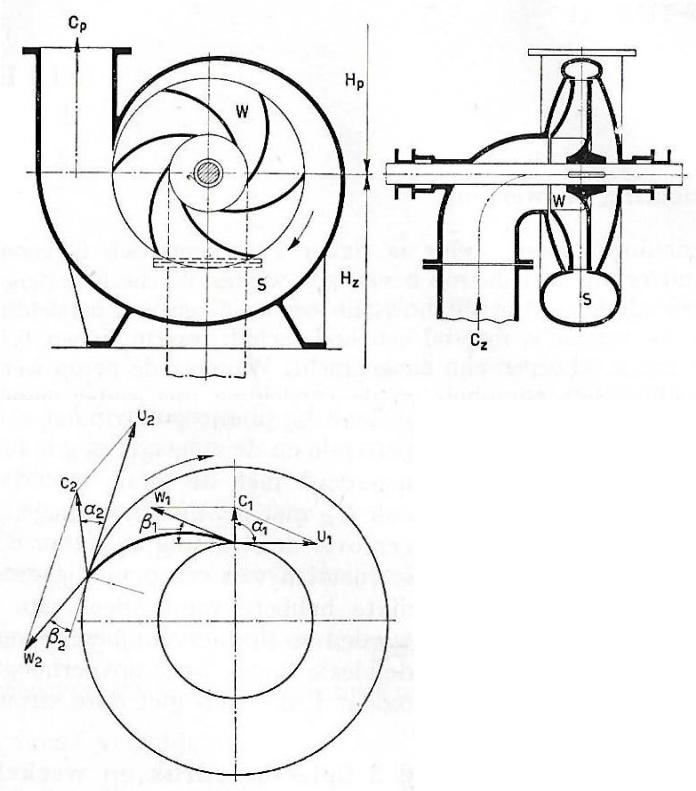
Bij de verschillende meetpunten zie je dan ook dat de dynamische druk bij de buisdelen met een grote doortocht lager is dan bij die delen waar de buis nauwer is. Het omgekeerde geldt voor de statische druk. Bij de doorsnede C_4 is de statische druk geheel omgezet in dynamische druk zodat geschreven kan worden:

$$H = h_1 + \frac{c_1^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} = h_3 + \frac{c_3^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

Deze wetmatigheid geldt bij de stroming in de waaier van een stromingspomp.

Stroming in de waaier

Hier onder wordt een eenvoudig voorbeeld gegeven van een centrifugaalwaaierpomp met daaronder een tekening waarin de snelheidsdriehoeken zijn aagegeven van de waterdeeltjes als de pomp in bedrijf is.



Centrifugaalwaaierpomp

Wanneer de pomp werkt, stroomt het water vanuit de zuigleiding in axiale richting van de as de waaier in. In de waaier krijgen de stroomlijnen van het water een andere richting en stroomt het water met de absolute intree- snelheid tussen de schoepen. We nemen aan dat c_1 tussen de schoepen radiaal gericht is. Wanneer we een waterdeeltje observeren , onmiddellijk na de intrede in de waaier, kunnen we de absolute beweging van dat deeltje samengesteld denken uit een beweging langs de schoep (relatieve beweging) en een beweging met de waaier mee. De eerste beweging geschiedt met een snelheid, die wij de relatieve intreesnelheid noemen en aanduiden met w_1 en de tweede beweging, de tangentiale omtreksnelheid, aangeduid met u_1. De resultante van deze twee snelheden is de absolute intreesnelheid c_1. De hoeken, die c1 en w1 met de omtreksnelheid u1 of het verlengde daarvan maken zijn respectievelijk α_1 en β_1. Voor een stootvrije intrede moet de richting van de schoep raken aan de gevonden richting van w_1.
Na de intrede stroomt het waterdeeltje tussen de twee schoepbladen door naar de buitenomtrek van de waaier. Bij het verlaten van de waaier heeft het deeltje, wanneer een ideale stroomtoestand verondersteld wordt, een relatieve uittreesnelheid w_2 in de richting van de raaklijn aan de schoep aan de uittreezijde en een omtreksnelheid gelijk aan die van de buitenkant van de waaier. De resultante van deze twee snelheden is de absolute uittreesnelheid c_2 . Met deze snelheid treedt dus het waterdeeltje de waaier uit en het slakkenhuis binnen. De hoeken α_2 en β_2, waardoor de richtingen van c_2 en w_2 zijn bepaald worden gemeten vanaf de raaklijn aan de waaieromtrek.
Als men de statische druk bij de intrede van de waaier h1 stelt dan is de totale druk aan de zuigzijde:

$$H = h_1 + \frac{c_1^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

Als men de statische druk na het verlaten van de waaier h_2 stelt dan is de totale druk aan de perszijde:

$$H = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

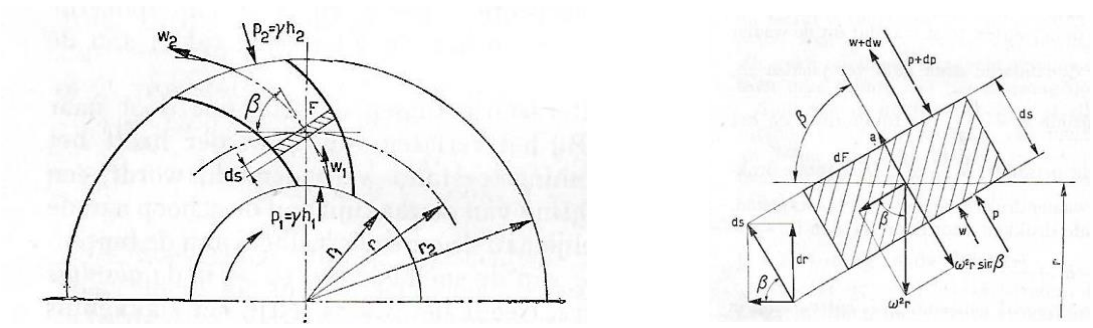
Deze totale drukken zijn niet aan elkaar gelijk, omdat in de waaier drukverhoging heeft plaats gevonden. Stellen we het drukverschil voor door H_E dan is:

$$H_E = h_1 - h_2 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

De waarde h_2 - h_1 wordt de spleetoverdruk genoemd en is het verschil in statische druk aan de perskant en aan de zuigkant van de waaier.
Zoals bij zuigerpompen het verschil van de drukken tijdens de pers- en de zuigslag gelijk is aan de geodetische opvoerhoogte vermeerderd met de totale weerstandshoogte, dus gelijk aan H + H_w, komt H_E overeen met dezelfde grootheid. Een voorwaarde hierbij is dat de waaier een oneindig aantal schoepen moet hebben met een oneindig kleine dikte. We noemen daarom H_E de ideale theoretische opvoerhoogte of ook wel de opvoerhoogte volgens Euler, de wetenschapper die zich intensief met de stromingsleer bezig hield.

Spleetoverdruk

Voor het bepalen van de spleetoverdruk is in onderstaande figuur de vloeistofmassa getekend tussen twee schoepen met daarnaast een detail met de bijbehorende maten, hoeken, en snelheden, aan de hand waarvan de formule voor de spleetoverdruk wordt afgeleid.



Figuren ten behoeve van de afleiding van de spleetoverdruk

Bij de intrede is de statische druk $p_1 = h_1.\gamma$ en de relatieve snelheid w_1; bij de uittrede zal de druk op de vloeistof $p_2 = h_2.\gamma$ en de relatieve snelheid w_2 zijn. Op een willekeurige plaats tussen de schoepen is het oppervlak van de doortocht F. Wij beschouwen daar een schijfje ter dikte van ds en meer in het bijzonder een vloeistofdeeltje met oppervlak dF uit het midden van dat schijfje. Onmiddellijk onder dit deeltje is de druk p _ hγ, onmiddellijk daarboven p + dp; de relatieve snelheden zijn respectievelijk w en dw.

Als dit deeltje geen beweging in de stroomrichting, dus ook niet in radiale richting heeft, doorloopt het een cirkel met de straal r, en heeft het een centripetale (middelpunt trekkende) versnelling a van :

$$a = \omega^2 \,.\, r \quad [m/sec^2]$$

Hierin is r de afstand tot de as en ω de hoeksnelheid van de waaier en dus ook van het beschouwde deeltje. De ontbondene van deze versnelling volgens een raaklijn aan de stroomrichting naar onder is:

$$a = \omega^2 \,.\, r \,.\sin\beta \quad [m/sec^2]$$

Bij een werkende pomp heeft het waterdeeltje een beweging door de waaier waarbij de hoeksnelheid toeneemt van ω tot ω2 en waarvan de versnelling door a voorgesteld wordt. De totale versnelling volgens de raaklijn aan de stroomrichting is dus:

$$a = \omega^2 \,.\, r \,.\sin(\beta - \alpha) \quad [m/sec^2]$$

Om het deze versnelling te geven is een kracht K nodig:

$$K = m \,.\, \omega^2 \,.\, r \,.\, \sin(\beta - \alpha) \quad [kg]$$

We noemen K de middelpunt trekkende of centripetale kracht. Deze kracht is volgens de wet der traagheid nodig om een materieel punt met een eenparige snelheid in een cirkelvormige baan te laten bewegen.
Zou deze kracht er niet zijn dan zou het punt een rechtlijnige beweging hebben. Omgekeerd oefent het punt op de omgeving een even grote tegengestelde kracht uit die we de middelpunt vliedende kracht of centrifugale kracht noemen die zorgt voor het drukverschil op het beschouwde deeltje.
Met behulp van integraalrekening kan aan de hand van het bovenstaande worden bepaald dat de spleetoverdruk is:

$$h_1 - h_2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad [mwk]$$

Wanneer, zoals voorkomt, de relatieve snelheid w1 > w2 dan hoeft alleen het teken in de formule veranderd te worden. Vult men de afgeleide waarde voor de spleetoverdruk in de formule voor de ideale theoretische opvoerhoogte in dan krijgt men:

$$H_E = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad [mwk]$$

Hiermee is de Eulerse opvoerhoogte H_E geheel in snelheidshoogte uitgedrukt.

Werkt men deze formule verder uit, door op de snelheidsparallellogrammen de cosinusregel toe te passen en de gevonden waarden voor w_1^2 en w_2^2 substitueert in de voorgaande formule voor d H_E dan is:

$$H_E = \frac{u_2 . c_2 . \cos\alpha_2 - u_1 . c_1 . \cos\alpha_1}{g} \text{ [mwk]}$$

Omdat de weerstand langs de intree-zijde overal gelijk is wordt meestal aangenomen, dat de vloeistof onder de invloed van de atmosferische druk radiaal in de waaier stroomt met de snelheid c1. De hoek α_1 is dan 90º waarvan de cosinus 0 is. De ideale theoretische opvoerhoogte kan dan worden geschreven als:

$$H_E = \frac{u_2 . c_2 . \cos\alpha_2}{g} \text{ [mwk]}$$

Dit is de hoofdformule voor de opvoerhoogte van centrifugaalpompen en wordt de formule van Euler genoemd. Wordt de term C_2 . cos.α_2 op de omtreksnelheid u_2 geprojecteerd dan krijgt men:

$$H_E = \frac{u_2 . c_{2u}}{g} \text{ [mwk]}$$

Deze opvoerhoogte geldt alleen voor een ideale stromingstoestand, dus een waaier met een oneindig aantal oneindig dunne schoepen. In de praktijk heeft de waaier echter een beperkt aantal schoepen met enige dikte, ten gevolge waarvan het water onvoldoende wordt geleid op zijn stroombanen , zodat geen ideale stroming ontstaat. Dit veroorzaakt verlies in pershoogte dus ook in opvoerhoogte maar heeft zoals algemeen wordt aangenomen geen energieverlies tot gevolg.
De pershoogte en dus de opvoerhoogte, die opgewekt kan worden in een pomp zonder botsing, wervelingen door een waaier met een ideale stromingstoestand, noemt men de theoretische opvoerhoogte, aangeduid met H_{th} in mwk.
Tussen H_E en H_{th} bestaat een bepaalde verhouding, die geen specifieke naam heeft, en die men aanduidt met de letter k. Deze verhouding kan geschreven worden als:

$$k = \frac{H_{th}}{H_E}$$

Voor de theoretische opvoerhoogte kan dus geschreven worden:

$$H_{th} = k . H_E \text{ [mwk]}$$

De factor k is onder andere afhankelijk van het aantal schoepen en van de schoephoeken en kan alleen op een omslachtige wijze worden bepaald. Uit proeven blijkt dat deze factor varieert tussen de circa 0,7 en circa 0,8.

In de pomp treden de hierna te noemen verliezen op, die niet alleen verlies in pershoogte en dus in opvoerhoogte tot gevolg hebben maar tevens energieverlies veroorzaken.
Deze inwendige verliezen zijn:

- Verlies door wrijving van het water in de waaier en in het perskanaal van het pomphuis.
- Verlies door inwendige vloeistofwrijving als gevolg van wervelingen die ontstaan bij de omzetting van snelheids- in drukenergie, in eventueel aanwezige leidschoepen en in het perskanaal van het pomphuis.
- Verlies door botsing van het water tegen de intreezijde van de schoepen. Deze verliezen stijgen aanzienlijk naarmate de richting van de relatieve intreesnelheid meer afwijkt van de schoephoek.

Deze inwendige verliezen of weerstanden die men gezamenlijk h_{wi} kan stellen, zijn de oorzaak dat de manometrische opvoerhoogte H_m kleiner is dan de theoretische zodat:

$$H_{th} = H_m + h_{wi} \quad [mwk]$$

De werkelijke opvoerhoogte H is weer kleiner dan de manometrische opvoerhoogte H_m. Als gevolg van de uitwendige weerstanden h_{wu} in de zuig- en persleiding, als gevolg van snelheidshoogte verlies en door wrijving.
De manometrische opvoerhoogte is dus:

$$H_m = H + h_{wu} \quad [mwk]$$

De theoretische opvoerhoogte kan dus ook geschreven worden als:

$$H_{th} = H + h_{wu} + h_{wi}\eta \quad [mwk]$$

De theoretische opvoerhoogte is blijkbaar de som van de werkelijke opvoerhoogte, de uitwendige weerstandshoogte, en de inwendige weerstandshoogte.
Het verlies aan opvoerhoogte en aan energie dat wordt veroorzaakt door de inwendige weerstanden drukt men uit in het hydraulisch rendement η_h van de pomp.

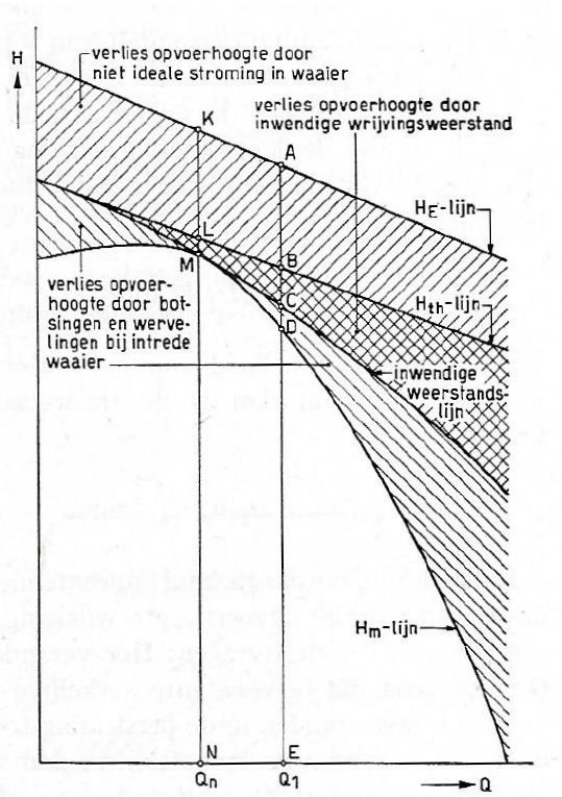
$$\eta_h = \frac{H_m}{H_{th}} . 100 \quad [\%]$$

Of:

$$H_m = \eta_h . H_{th} \quad [mwk]$$

Het hydraulisch rendement is dus een maat voor de inwendige verliezen van de pomp; zij is in belangrijke mate afhankelijk van de constructie van de waaier en van het perskanaal van het pomphuis en stijgt in het algemeen met het toenemen van de capaciteit van de pomp. Voor polderwaterpompen met in de regel grote capaciteiten ligt dit hydraulische rendement tussen de 60 - 80 %.

Het verloop van de opbrengst van een centrifugaalpomp en de daarbij behorende opvoerhoogte is hier onder in een rechthoekig assenstelsel weergegeven en geeft een beeld van de verliezen die optreden in het ontwerppunt en daarbuiten. Bij een andere opbrengst dan waarvoor de pomp geconstrueerd is, bijvoorbeeld als Q_1 groter is dan Q_n, ontstaan er botsingen en wervelingen bij de instroomzijde van de schoepen, Deze inwendige verliezen veroorzaken uiteraard ook verlies in opvoerhoogte. Door de grotere stroomsnelheid is ook het verlies in opvoerhoogte toegenomen ten gevolge van de inwendige wrijving. Bij Q_1 stellen de ordinaten voor:



A – E	De opvoerhoogte volgens Euler
B – E	De theoretische opvoerhoogte
D – E	De manometrische opvoerhoogte
A – B	Verlies van opvoerhoogte door niet ideale stroming
B – C	Verlies van opvoerhoogte door inwendige wrijvingsweerstanden
C – D	Verlies van opvoerhoogte door botsingen en wervelingen
B – D	Verlies van opvoerhoogte door botsingen en wervelingen en inwendige wrijvings-weerstand, aangeduid met h_{wi}

Verband tussen opbrengst en opvoerhoogte (Q – H)

Indien men nu voor alle opbrengsten tussen Q = 0 en Q = maximum het verlies in opvoerhoogte bepaalt ten gevolge van de inwendige weerstand dan kan men de H_m-lijn tekenen. Een proefondervindelijk vastgestelde Q – H kromme heeft hetzelfde karakter als hier boven is getekend.

Capaciteit

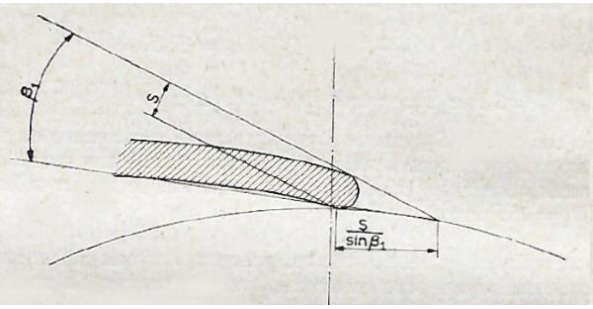
De theoretisch door de pomp te verzetten hoeveelheid water is te berekenen aan de hand van de pompafmetingen en de radiale in- of uittreesnelheid van het water bij de waaier.
De formule hiervoor luidt:

$$Q_{th} = \pi \,.\, D \,.\; b \,.\; c_{rad} \,.\; \varphi$$

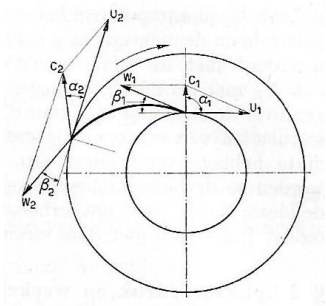
Hierin is:

Q_{th}	De theoretische capaciteit	m^3/min
D	De diameter van de waaier aan in- of uitstroomzijde	m
b	De doortocht breedte van de schoep aan in- of uitstroomzijde	m
c_{rad}	De radiale in- of uitstroomsnelheid	m/sec
φ	De vernauwingsfactor	%

De vernauwingsfactor wordt berekend aan de hand van het aantal schoepen, de schoepdikte en de hoek β uit de snelheidsdriehoek bij in- of uittrede : lees de hoek die de vector van de relatieve snelheid maakt met de vector van de omtreksnelheid.



Radiale doortocht vernauwing schoep



Snelheidsdriehoeken bij in- en uittrede

De vernauwingsfactor φ (phi) wordt gevonden met:

$$\varphi = \frac{\pi \,.\; D - z.\; \dfrac{s}{\sin\beta}}{\pi . D}$$

Hierin is:

D	De diameter van de waaier aan in- of uitstroomzijde	mm
z	Het aantal schoepen	
s	De schoepdikte	mm

Opgenomen vermogen en nuttigeffect

Voor het bepalen van het vermogen voor de aandrijving van een pomp moet men inzicht in het hydraulisch,- volumetrisch- en het mechanisch rendement hebben.
Het hydraulisch rendement is:

$$\eta_h = \frac{H_{man}}{H_{th}} \; [\%]$$

Hierin is H_{th} de theoretische opvoerhoogte, berekend op grond van de stromingsvergelijkingen. H_{man} is de som van de manometerwaarde op de zuig- en de persbuis van de pomp, vermeerderd met het hoogteverschil tussen die twee meters. Het hydraulisch rendement hangt af van het ontwerp van de pomp en de nauwkeurigheid waarmee deze is afgewerkt en bedraagt tussen de 75 – 95 %. De fabrikant levert normaal gesproken een pomp op grond van de manometrische opvoerhoogte en alleen deze garandeert hij. De pompeenheden voor gemalen zijn vaak dermate groot dat ze niet op een proefstand beproefd kunnen worden. In die gevallen wordt een schaalmodel van de waaier gemaakt en beproefd of er wordt gebruik gemaakt van de gegevens van eerder uitgevoerde pompeenheden. In alle gevallen moet door of vanwege de klant de pomp in het leidingsysteem worden ingepast. Omdat de prestaties van een polderwaterpomp sterk afhangen van de aanstroomcondities wordt bij het ontwerpproces, en de inpassing vaak de fabrikant dan wel de leverancier nauw betrokken.

Bij een polderwaterpomp , als deze boven de waterlijn staat opgesteld, bestaat de kans dat lucht langs de pompas via de pakking bus naar binnen lekt. Deze lucht zal bij geringe hoeveelheden de opbrengst verminderen. Bij het opeenhopen ervan zal de pomp of het leidingsysteem op de hoogst gelegen delen geheel of gedeeltelijk kunnen blokkeren. Er wordt dan minder water verpompt of de pomp slaat af.
Aan de buitenzijde zal door de spleet die er moet zijn tussen de roterende waaier en het stilstaande pomphuis, als gevolg van het drukverschil tussen pers- en zuigzijde water weglekken, waardoor de opbrengst eveneens kleiner wordt. Om dit laatste te beperken worden tussen de waaier en het pomphuis soms verwisselbare afsluitringen aangebracht met een zeer kleine spleet, bijvoorbeeld 0,1 mm. De verhouding tussen de effectieve opbrengst Q_e en de theoretische opbrengst Q_{th} noemen we het volumetrisch rendement van de pomp. Het volumetrisch rendement is:

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q_{th}} \quad [\%]$$

Het volumetrisch rendement van een centrifugaalpomp bedraagt tussen de 92 - 99 %.

In de pomp ontstaat wrijving in de lagers en de pakkingbussen. Verder ontstaat er wrijving tussen de draaiende waaier en het stilstaande pomphuis. We noemen dit schijfwrijving; deze moet niet verward worden met de stromingswrijving in de waaier. Deze laatste is in η_h verwerkt. Ten gevolge van deze verliezen is het uitwendige vermogen dat nodig is om de pomp aan te drijven groter dan het theoretische vermogen. Is P_i het door het water opgenomen of inwendige vermogen en P_e het aan de as toegevoerde of uitwendige vermogen, dan is:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \quad [\%]$$

Het mechanisch rendement van een centrifugaalpomp bedraagt tussen de 85 - 95 %.

Het product van de hiervoor genoemde rendementen noemen we het totale rendement η. Dit rendement wordt door de pompleverancier bij verschillende capaciteiten met behulp van een grafiek weergegeven.
Het totale rendement kan geschreven worden als:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \ [\%]$$

Het totale rendement van een centrifugaalpomp bedraagt tussen de 50 - 80 % en bij uitzondering wel eens 85 % doch is in ieder geval lager dan bij plunjerpompen.
Het totale rendement wordt afgeleid uit proefstand gegevens van het model of de pomp op ware grootte en berekeningen aan de hand van de waaiertekening van de onderhavige pomp.

Het vermogen dat nodig is aan de pompas dan wel het aandrijfvermogen wordt berekend aan de hand van de bij de zuigerpompen reeds uiteengezette arbeidsvergelijking:

$$P_e = \frac{Q_e \cdot H_{man}}{4.5 \cdot \eta} \ [pk]$$

Hierin is:

Q_e	De effectieve capaciteit van de pomp	m^3/min
H_{man}	De manometrische opvoerhoogte	mwk
η	Het totale rendement van de pomp	%

Uiteraard wordt dit aandrijfvermogen ook tijdens de beproeving van de pomp of het model vastgesteld.

Specifiek toerental
Bij het ontwerpen van pompen wordt gebruik gemaakt van een specifieke grootheid die bij de water-turbinebouw werd ingevoerd en waarmee de karakteristieke geometrische verhoudingen van waaier, waaiertype en pomphuis kunnen worden vastgesteld. Met behulp deze grootheid kan voor een groot deel de keuze voor een bepaald pomptype worden gemaakt. Onder het specifiek toerental wordt verstaan de rotatiesnelheid van een waaier die in verhouding gelijk is gedimensioneerd aan een waaier die ontworpen is voor een capaciteit van 1 m^3/sec en een opvoerhoogte van 1 mwk.

$$n_s = \frac{n}{H_{man}} \sqrt{Q \cdot \sqrt{H_{man}}} \ [omw/min]$$

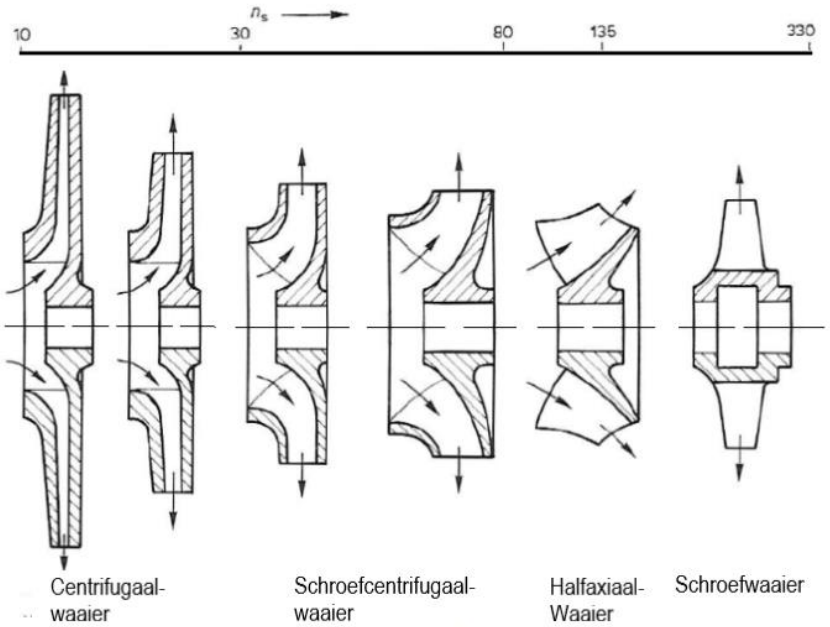
Of anders geformuleerd:

$$n_s = n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \ [omw/min]$$

Hierin is:

n_s	Specifiek toerental	omw/min
n	Toerental van de pomp	omw/min
H_{man}	Manometrische opvoerhoogte	mwk
Q	Capaciteit	m^3/sec

Uit de hier voor gegeven formule blijkt dat bij gelijkblijvend toerental het specifieke toerental n_s afhankelijk is van de capaciteit Q en de opvoerhoogte H. Naar gelang Q of H meer of minder dominerend is, zijn zoals hier onder is aangegeven zeer uiteenlopende waaiertypes ontwikkeld.

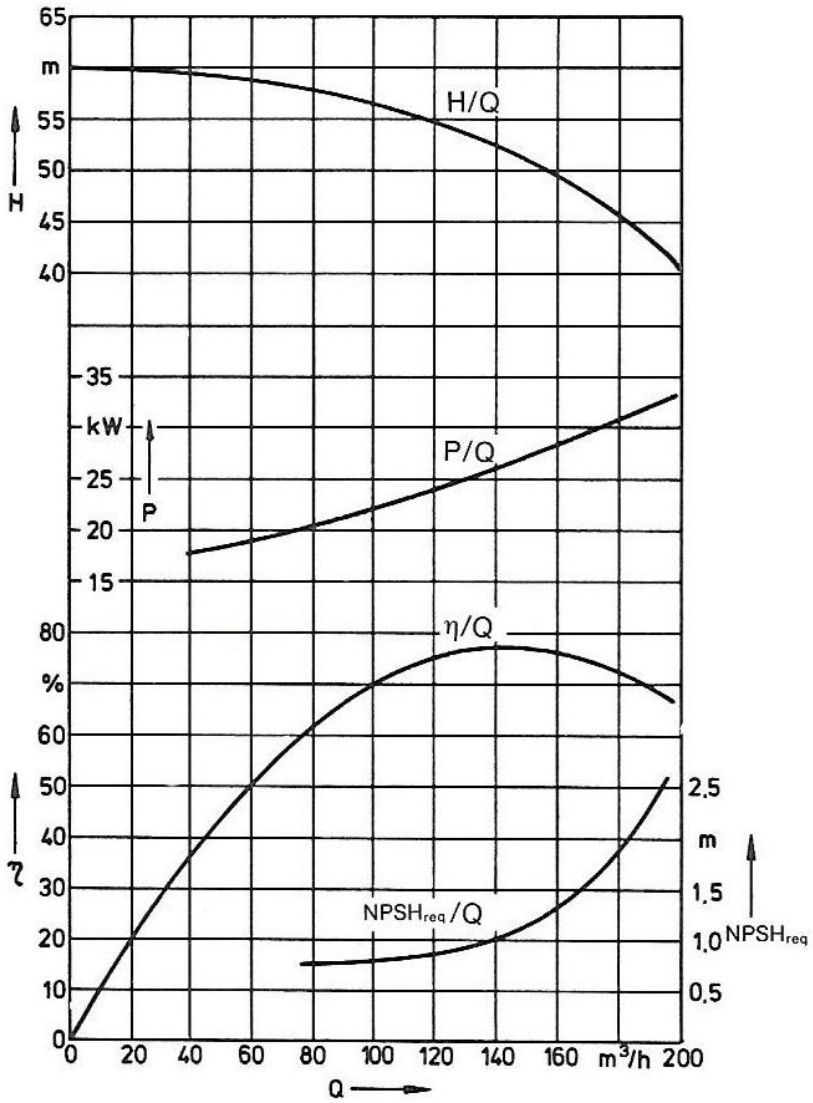


Specifiek toerental en waaiertype

Is het debiet klein en de opvoerhoogte groot dan is het specifieke toerental laag. De waaier heeft een grote radiale afmeting van de schoepkanalen en een kleine breedte en is vanwege de kleine doortocht ongeschikt als bemalingspomp. Naarmate bij hetzelfde toerental de gewenste opbrengst toeneemt en de opvoerhoogte afneemt, dus de kanaallengte korter en de breedte groter wordt, neemt het specifieke toerental toe en is de pomp aanzienlijk beter geschikt voor het verpompen van polderwater met de daarin aanwezige vaste verontreinigingen. Schroefcentrifugaalpompen hebben een specifiek toerental dat ligt tussen 35 – 80 omw/min.
Verdere toename van de volumestroom en afname van de opvoerhoogte leidt tot de constructie van pompen met halfaxiale waaiers met specifieke toerentallen van 80 – 150 omw/min. Vanwege de tamelijk complexe bouw zijn dit type pompen weinig toegepast bij polderbemalingsinstallaties in Nederland.
De schroefpompen kenmerken zich door een zeer grote volumestroom bij een zeer kleine manometrische opvoerhoogte. Het specifieke toerental is hoog en kan tot 330 omw/min bedragen. Dit type pomp is dan ook uitermate geschikt voor polderbemaling.

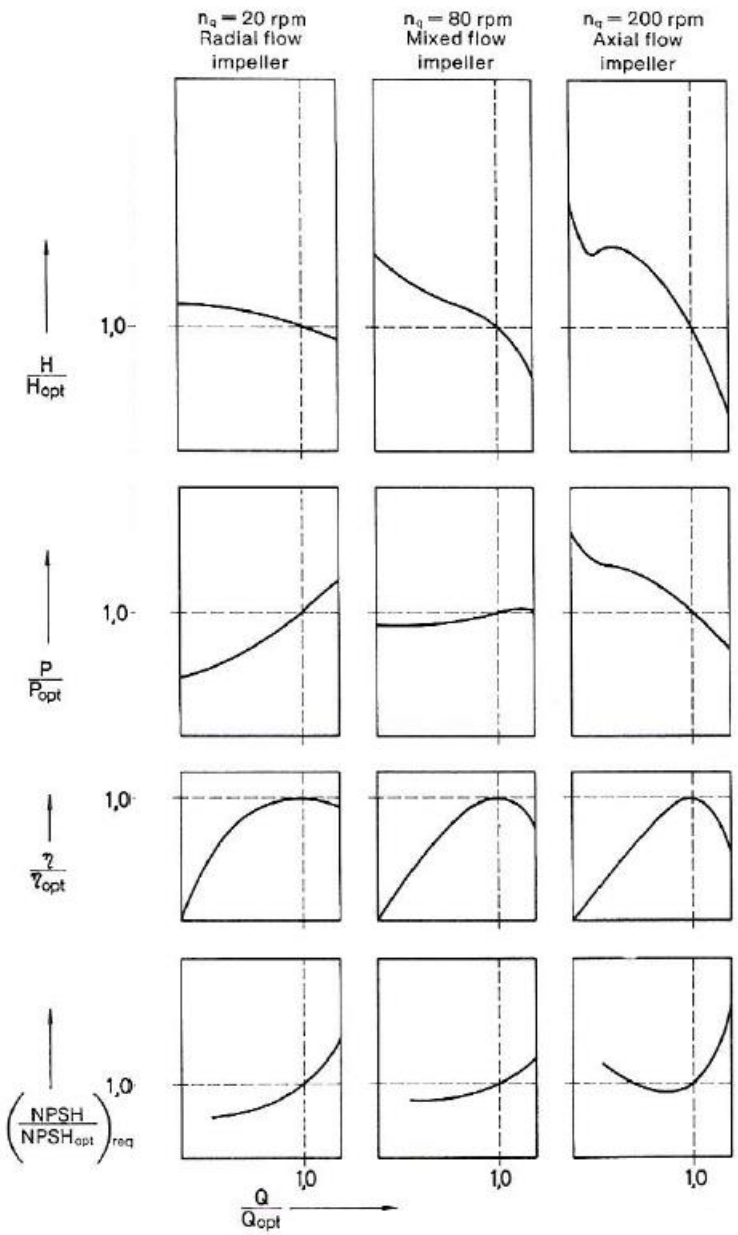
Pompprestaties

Bij een centrifugaalpomp met een constant toerental, zijn de opvoerhoogte H, het opgenomen vermogen en daarom ook het rendement en de vereiste NPSH (netto positieve zuighoogte) functies van het debiet Q. De karakteristieke relatie tussen de verschillende waarden worden in een grafiek weergeven. Een en ander zoals hieronder voor een één-traps centrifugaalwaaierpomp met een toerental van 50 omw/min. Is weergegeven.



Prestatie krommes centrifugaalpomp

De vormen van deze krommes die de prestaties van de pomp weergeven worden in de basis bepaald door de waarden van de specifieke toerental-snelheid ns. Eén en ander wordt met behulp van onderstaande grafieken voor de centrifugaalpomp (radial flow impeller), schroefcentrifugaalpomp (mixed flow impeller) en de schroefpomp (axial flow impeller) geïllustreerd.

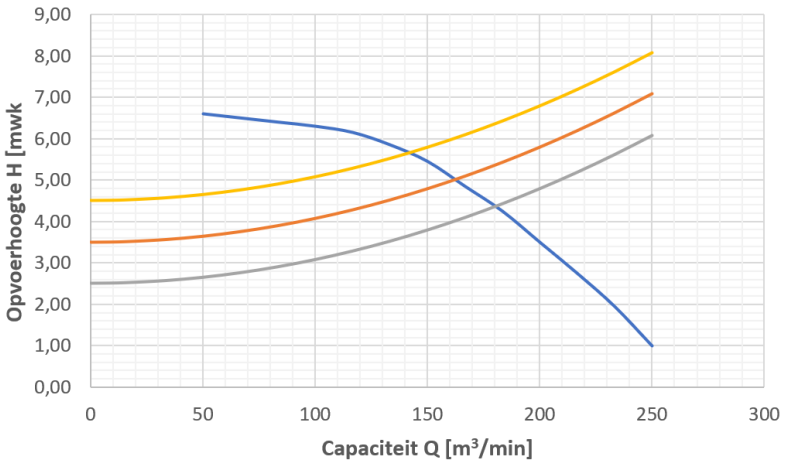


Invloed van het specifiek toerental op de vorm van de krommes

Uit de bovenstaande grafieken kan worden afgeleid dat het vermogensverloop bij verschillende debieten van de schroefcentrifugaalpomp gering is. Dit betekent dat het verschil tussen het maximum te leveren vermogen en het nominale vermogen gering is en er dus niet over-gedimensioneerd hoeft te worden. Er hoeft dus niet geïnvesteerd te worden in een (te) grote aandrijving. Deze voor de aandrijving gunstige eigenschap heeft vaak de keuze voor dit pomptype bepaald; zeker toen na het stoomtijdperk (en ook reeds gedurende het dieseltijdperk) de aandrijving met elektromotoren in combinatie met de aanvankelijk nog zwakke elektriciteitsnetwerken, kwam opzetten.

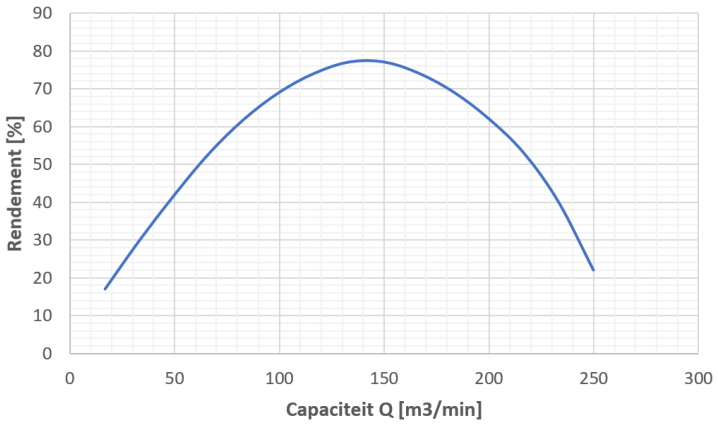
Garantiekrommes

Een pompenfabrikant garandeert van zijn product een bepaalde capaciteit, een bepaald hydraulisch rendement en een bepaalde manometrische opvoerhoogte. Aan de hand van de werkelijke opvoerhoogte en de uitwendige weerstanden kan dan bepaald worden of de te kiezen pomp geschikt is voor de gegeven locatie en leidingsysteem. Hij verstrekt hiervan de volgende gegevens in de vorm van grafieken.



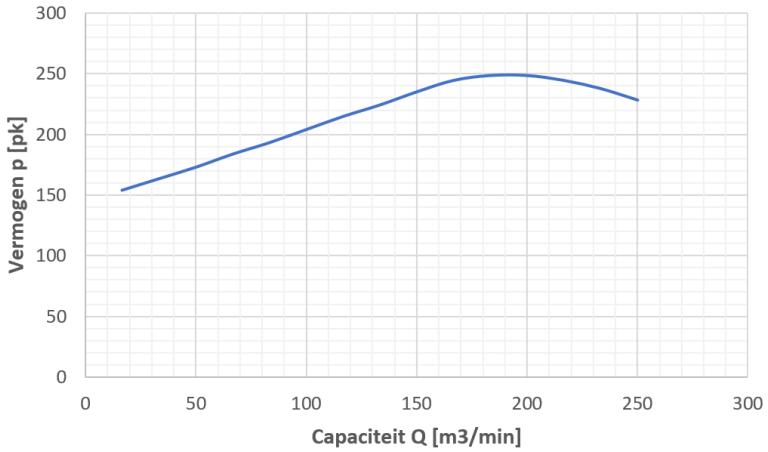
Q – H kromme centrifugaalwaaierpomp met uitwendige weerstandslijnen

Met de Q-H kromme wordt inzicht gegeven in de prestaties van een bepaald pomptype bij één bepaald toerental. In de grafiek waarvan hierboven een voorbeeld is gegeven, is op de horizontale as de de capaciteit uitgezet en op de vertkale as de opvoerhoogte. Door de weerstanden in de zuig- en de persleiding te berekenen en deze ook uit te zetten in de grafiek, kun je bij elke opvoerhoogte de capaciteit aflezen. Te doen gebruikelijk wordt de capaciteit bij gemalen meestal in m^3/min aangegeven en de opvoerhoogte in mwk. De opvoerhoogte bij een gemaal wordt bepaald door de aflezing van de peilschalen aan de in- en de uitstroomzijde. De pomp uit het voorbeeld zal bij een opvoerhoogte van 3,50 m ongeveer 162 m^3/min water verzetten. Hiervoor moet de oranje weerstandslijn worden gevolgd tot deze de capaciteitskromme snijdt. Als de minimale en de maximale statische opvoerhoogte bekend zijn; hier aangegeven bij respectievelijk 2,50 en 3,50 mwk, dan is tevens het werkgebied en dus het waterverzet dat daarbij hoort bepaald. Bij deze pomp ligt dat tussen de 142 en 181 m^3/min. Door de pomp met een hoger of lager toerental te laten draaien verschuift de blauwe Q – H kromme respectievelijk naar links of naar rechts en krijgt men een ander werkgebied. Deze verschaling zal, omdat dit voor toeren- regelbare aandrijvingen van belang is, verderop in deze handleiding nader worden uiteen-gezet.



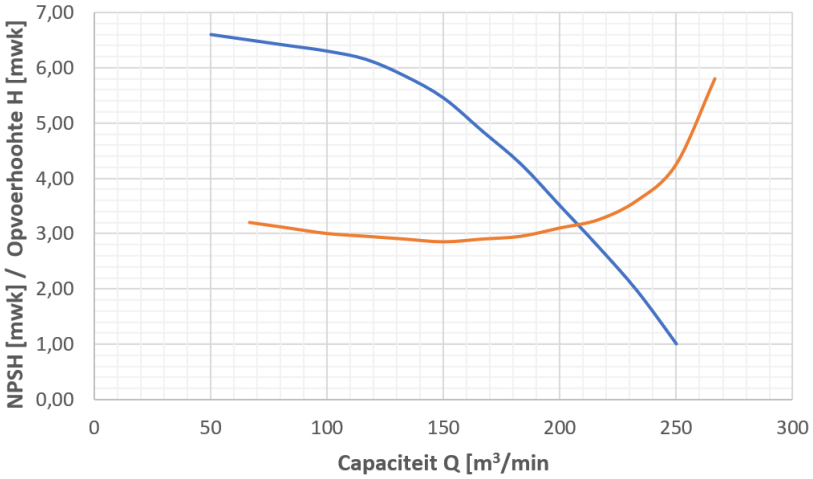
Q – η (eta) kromme

Met behulp van de rendementskromme verkrijgt de gebruiker inzicht bij welke opvoerhoogte hij op de meest efficiënte wijze water verpompt. In de praktijk kun je niet veel met dit gegeven, echter de ontwerper van een installatie zal een pomp kiezen waarvan het hoogste rendement in het werkgebied ligt. Als het werkgebied zoals hiervoor is aangegeven bij een capaciteit tussen de 142 en de 181 m^3/min ligt dan is dat in het voorbeeld bijna het geval.



Q – P kromme

De vermogenskromme verschaft de gebruiker inzicht in hoeveel vermogen nodig is aan de pompas onder de verschillende omstandigheden. De ontwerper van een gemaal gebruik dit vermogen om het vermogen van het aandrijfwerktuig te bepalen. De gebruiker van de pompinstallatie kan deze kromme gebruiken voor het opstellen van bijvoorbeeld een energiebalans; dus hoeveel kg steenkool er nodig is om een bepaalde hoeveelheid water te verplaatsen.



Q - NPSH

Omdat een centrifugaalwaaierpomp is ontworpen voor het verpompen van vloeistoffen is het duidelijk dat deze slechts kan werken wanneer er geen dampvorming kan optreden. Dit is het geval als de druk aan de intreezijde van de schoepen boven de bij de pomptemperatuur behorende dampdruk van de te verpompen vloeistof ligt; in ons geval dus polderwater. Dit betekent dat voor een storingsvrije werking van een pomp de druk aan de zuigflens naast de snelheidshoogte tenminste ook boven de dampdruk van het water moet liggen. Deze druk aan de zuigflens wordt met "Net Positive Suction Head" (NPSH) aangeduid.

Onder de NPSH verstaat men de absolute druk (statisch en dynamisch) aan de zuigflens verminderd met de dampspanning. In formule vorm krijgen we dan:

$$\mathrm{NPSH} = \mathrm{H_{zf}} - \mathrm{H_d} + \frac{c_z^2}{2\,.\,g}\ [\mathrm{mwk}]$$

Hierin is:

NPSH	Netto positieve zuighoogte	mwk
H_{zf}	De absolute druk aan de zuigflens voor de zuigkant van de waaier van de pomp	mwk
H_d	De dampdruk van het water	mwk
c_z	Watersnelheid bij de zuigflens van de waaier voor het bepalen van de dynamische snelheid van het water	m/sec
g	Versnelling van de waterkracht (9,81)	m/sec²

De NPSH wordt uitgedrukt in mvk. Ook noemt men de NPSH wel de toestroomhoogte of toeloophoogte, uiteraard ook uitgedrukt in mwk.

Men onderscheidt verder nog de vereiste en de beschikbare NPSH. De vereiste NPSH wordt door de pompleverancier opgegeven en geeft de minimum waarde weer die nodig is om de pomp cavitatie-vrij te laten functioneren. De grootte hangt af van het pompontwerp. De beschikbare NPSH wordt berekend aan de hand van het ontwerp voor het pompsysteem en niet van de pomp. Als regel houdt men aan dat de beschikbare NPSH, 0,1 – 0,15 mwk groter is dan de vereiste NPSH. Elke pomp heeft door zijn constructie een bepaalde toevoerdruk nodig. Deze is afhankelijk van de gewenste opvoerhoogte en volumestroom, de rotatie frequentie van de waaier en de pompconstructie zelf. Men bepaalt de vereiste NPSH op de proefstand met behulp van een schaalmodel door de zuigdruk te variëren bij verschillende debieten. Van deze gegevens stelt men een grafiek samen waarin de NPSH een functie is van de volumestroom. Een dergelijke kromme ziet er uit als de gele lijn in de voorgaande figuur.
Bij het ontwerp van een pompinstallatie houdt men rekening met het gevaar van cavitatie door bijvoorbeeld de pomp(en) lager of zelfs onder de waterlijn op te stellen. Ook de keuze van een pomp met een lagere rotatiefrequentie of dubbelzijdige aanstroming kan tot een meer verantwoord pompsysteem leiden.
De beschikbare NPSH kan bepaald worden met behulp van de eerder gegeven formule volgens:

$$\mathrm{NPSH_{beschikbaar}} = \mathrm{H_{zf}} - \mathrm{H_d} + \frac{c_z^2}{2\,.\,g}\ [\mathrm{mwk}]$$

Hierin is de absolute statische inlaatdruk H_{zf} geschreven als:

$$\mathrm{H_{zf}} = \mathrm{H_a} - \mathrm{H_z} - \mathrm{H_{wz}} - \frac{c_z^2}{2\,.\,g}\ [\mathrm{mwk}]$$

Hierin is:

H_{zf}	De absolute druk aan de zuigflens voor de zuigkant van de waaier van de pomp	mwk
H_a	De luchtdruk (10 mwk)	mwk
H_z	De zuighoogte, afstand waterspiegel tot het hart van de pomp	mwk
H_{wz}	De weerstand in het zuiggedeelte van de zuigleiding	mwk
c_z	Watersnelheid bij de zuigflens van de waaier voor het bepalen van de dynamische druk van het water	m/sec
g	Versnelling van de zwaartekracht (9,81)	m/sec²

Ingevuld in de eerdere formule geeft dit:

$$\mathrm{NPSH_{beschikbaar}} = \mathrm{H_a} - \mathrm{H_z} - \mathrm{H_{wz}} - \frac{c_z^2}{2\,.\,g} - \mathrm{H_d} + \frac{c_z^2}{2\,.\,g}\ [\mathrm{mwk}]$$

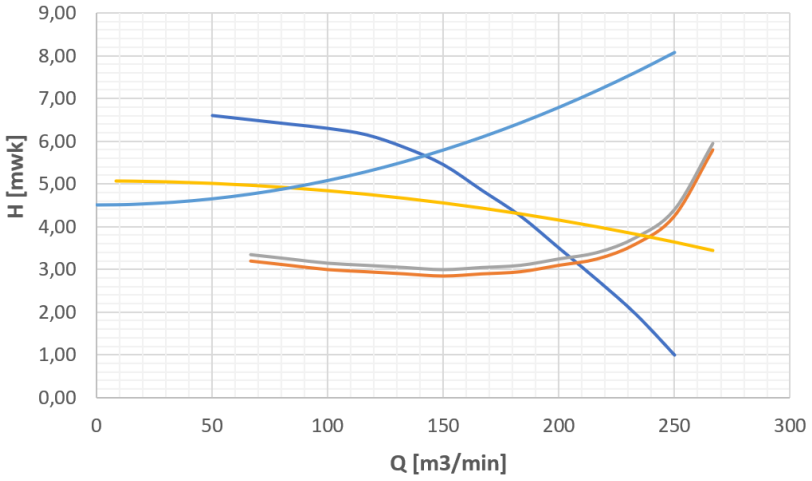
Of :

$$\mathrm{NPSH_{beschikbaar}} = \mathrm{H_a} - \mathrm{H_z} - \mathrm{H_{wz}} - \mathrm{H_d}\ [\mathrm{mwk}]$$

Hiermee kan men dus de beschikbare zuighoogte berekenen of voor een gegeven situatie narekenen.
Anderzijds kan men, als de vereiste NPSH van de pomp bekend is, de zuighoogte H_z narekenen.

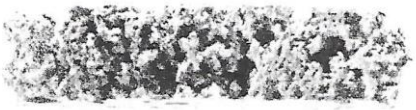
$$H_z = H_a - NPSH_{vereist} - H_{wz} - H_d \ [mwk]$$

Voor de polderwaterpomp waarvan hier voor de verschillende krommes zijn afgebeeld is voor de grootste opvoerhoogte de beschikbare NPSH berekend bij een watertemperatuur van 30 ºC, dus een dampspanning van 0,43 mwk. De resultaten zijn met de gele lijn in de grafiek hieronder weergegeven. De door de fabrikant opgegeven vereiste NPSH: de oranje lijn, is met 0,15 mwk verhoogd : de grijze lijn, om er zeker van te zijn dat de pomp in het snijpunt met de beschikbare NPSH niet caviteert. Dit snijpunt voorgesteld door de grijze met de gele lijn, rechts in de grafiek, ligt ruimschoots buiten het werkpunt van de pomp op dat moment. Bij geringer opvoerhoogtes neemt weliswaar het debiet toe en schuift het werkpunt van de pomp in de richting van het getekende NPSH snijpunt, echter dit snijpunt schuift ook op als gevolg van de gunstiger beschikbare NPSH.



Q – NPSH

Hier voor is aangegeven dat als op enig moment de druk in de pomp daalt onder die van de dampspanning er dampbellen ontstaan die met de vloeistofstroom worden meegenomen naar een gebied met een hogere druk en daar imploderen. Dit imploderen noemen we cavitatie en is hoorbaar als een lichte ruis tot hevig knetteren in de pomp.

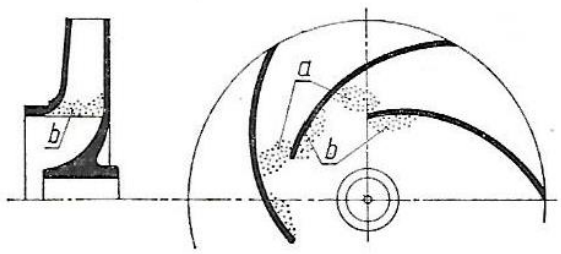


Door cavitatie aangetast onderdeel (bovenaanzicht)

Door cavitatie aangetast onderdeel (doorsnede)

Cavitatie heeft mechanische schade tot gevolg en vermindering van de capaciteit omdat de dampbellen meer ruimte innemen dan het water. Vindt de dampvorming aan de gehele intreezijde van de pomp plaats dan zal deze afslaan, echter dit is een situatie die zich eerder bij ketelvoeding waterpompen zal voordoen dan bij de onder aanmerkelijk gunstiger omstandigheden werkende polderwaterpompen..

Cavitatie is fysiek herkenbaar aan putjes met messcherpe randen loodrecht op het vlak van de waaier. Cavitatie ontstaat ten gevolge van door stroming gecreëerde onderdruk als gevolg van het moeten volgen van het stroomprofiel door de waterdeeltjes. Een en ander is te vergelijken met een vliegtuigvleugel waar met name aan de ronde voorkant het drukverschil tussen de boven- en de onderkant het grootst is. Cavitatie- schade moet gezocht worden bij de intreezijde van de schoep aan de niet-drukzijde hiervan. Een eenmaal aangetast, dus ruw geworden deel, verergert de situatie en kan er voor zorgen dat de waaier onherstelbaar beschadigd wordt. Cavitatie heeft niet op elk materiaal dezelfde invloed. Zo is aangetoond dat de materiaal afname als gevolg van cavitatie bij gietijzer in gewicht 70 keer meer bedraagt dan bij aluminiumbrons. Het overigens aanmerkelijk duurdere aluminiumbrons is dus aanzienlijk beter resistent tegen cavitatie dan gietijzer. Ook de hedendaagse en veel toegepaste roestvaste staalsoorten komen wat dit betreft in de buurt van het aluminium brons



Locaties waar cavitatie zich voor kan doen

Schroefwaaierpompen

Van het principe van de stromingspomp met een schroefwaaier is voor polderbemaling pas vanaf het begin van de 20e eeuw gebruik gemaakt toen de voor deze pompen vereiste hogere toerentallen via de sneller draaiende elektromotoren mogelijk werden. Deze pomp is, vanwege zijn geschiktheid om grote hoeveelheden water bij relatief geringe opvoerhoogte te verpompen, uitermate geschikt voor de bemaling van polders. Het water in dit type pomp stroomt in axiale richting dat wil zeggen in lengterichting van de rotatie-as. Bij de hiervoor behandelde centrifugaalwaaierpomp stroomt het water in radiale richting dus haaks op de rotatie-as. De pompen worden daarom ook wel axiaal- en radiaalwaaierpompen genoemd. De as van de schroefpomp kan verticaal of horizontaal gepositioneerd zijn, waarbij in het laatste geval de pomp meestal boven de waterlijn wordt opgesteld en vanwege de verschijningsvorm met kattenrugpomp wordt aangeduid. Verder worden deze opvoerwerktuigen in gesloten- en open vorm toegepast. Bij de open-schroefpomp wordt de hydrauliek tussen de boven elkaar gebouwde zuig- en perskelder geplaatst waarbij de aandrijving op het dek van de perskelder staat. In sommige gevallen kan zelfs een overbrenging achterwege blijven waardoor een zeer eenvoudige en onderhoudsvriendelijke installatie wordt verkregen.

Bij de schroefwaaierpompen speelt de centrifugaalkracht geen rol bij het verkrijgen van de opvoerhoogte. Men kan als de naar het middelpunt gerichte kracht buiten beschouwing wordt gelaten , de formule voor de opvoerhoogte op dezelfde manier afleiden als bij de centrifugaalpomp.

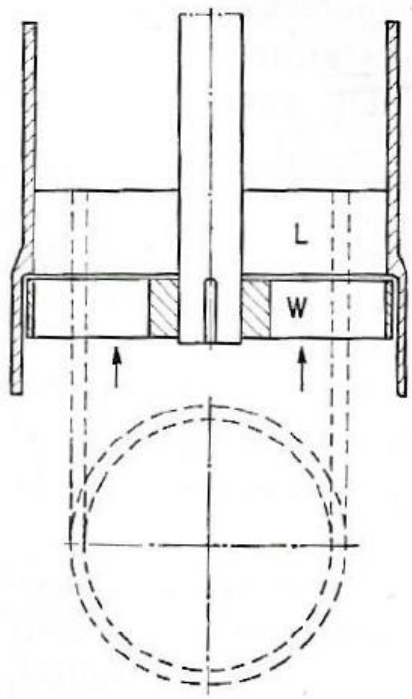
Beschouwt men in dit verband, een smalle concentrische ring van de waaier W en de zich daarachter bevindende leidschoepenkrans L, dan mag men over deze smalle ring, gerekend van binnen naar buiten, de omtreksnelheid constant denken. In de figuur op de volgende bladzijde is deze ring in een plat vlak uitgeslagen en zijn de schoepen met de daarbij behorende snelheidsparallellogrammen getekend die hetzelfde zijn als bij een centrifugaalwaaierpomp.

Men vindt dan voor de opvoerhoogte volgens Euler:

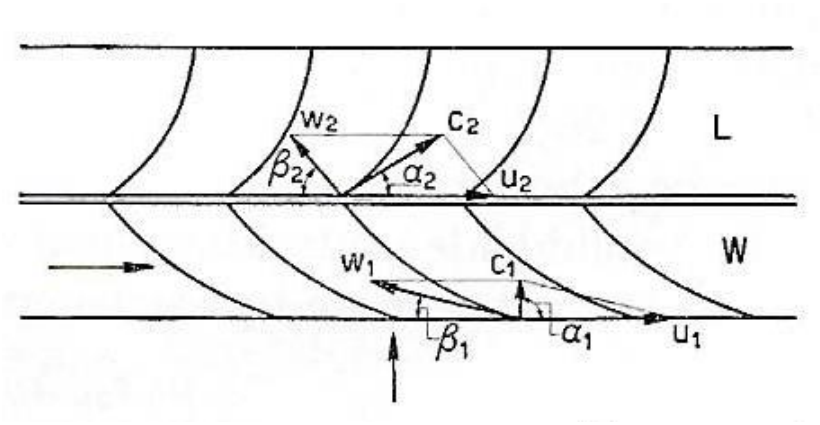
$$H_E = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ [mwk]}$$

Men vindt deze uitkomst ook als men bij de centrifugaalpomp de omtreksnelheden u_1 en u_2 aan elkaar gelijk stelt dus zoals dat bij de schroefpomp het geval is. Als we de omtreksnelheid u noemen en op de snelheidsdriehoeken de cosinusregel toepassen vinden we voor de opvoerhoogte van de schoepen:

$$H_E = \frac{u \,.\, c_2 \,.\, \cos\alpha_2 - u \,.\, c_1 \,.\, \cos\alpha_1}{g} \text{ [mwk]}$$



Vereenvoudigde voorstelling schroefwaaierpomp



Snelheidsparallellogrammen schroefwaaierpomp

Het water stroomt onder de invloed van de atmosferische druk radiaal in de waaier met de snelheid c_1. De hoek α_1 is dan 90º, waarvan de cosinus 0 is. De ideale theoretische opvoerhoogte kan dan, evenals bij de centrifugaalwaaierpomp, worden geschreven als:

$$H_E = \frac{u \,.\, c_2 \,.\, \cos \alpha_2}{g} \; [\text{mwk}]$$

Het bepalen van de theoretische opvoerhoogte H_{th} en het hydraulisch rendement η_h gebeurt op dezelfde en eerder aangegeven wijze als bij de centrifugaalwaaierpomp. Vast staat dat het hydraulisch rendement bij schroefpompen hoog is, echter de factor k zeer laag en het product van beide 0,26 bedraagt.
Hierna wordt de uiteindelijke manometrische opvoerhoogte afgeleid, die zoals hiervoor is aangegeven
beduidend lager zal zijn dan die van een centrifugaalwaaierpomp.

$$H_E = \frac{u_2 \,.\, c_{2u}}{g} [\text{mwk}]$$

$$H_{th} = k \,.\, H_E \;\; [\text{mwk}]$$

$$H_m = \eta_h \,.\, H_{th} \;\; [\text{mwk}]$$

$$H_m = \eta_h \,.\, H_{th} \;\; [\text{mwk}]$$

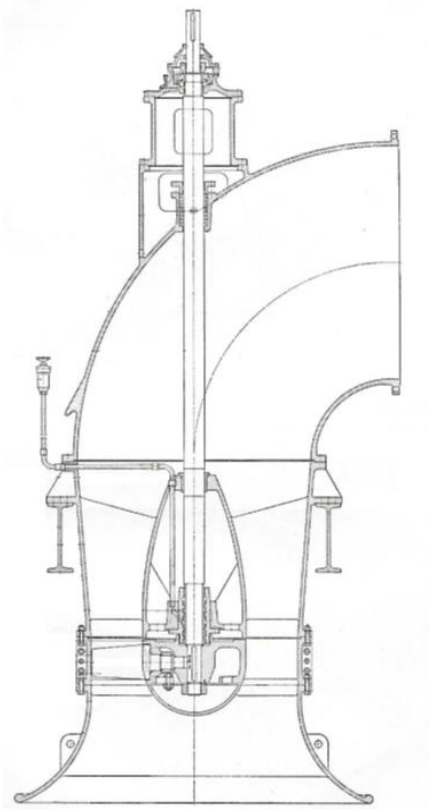
$$H_m = \eta_h \,.\, k \,.\, \frac{u_2 \,.\, c_{2u}}{g} [\text{mwk}]$$

Het verloop van de verhoudingen tussen u_2 en c_{2u} over de schoeplengte evenals het aantal schoepen en het al of niet het elkaar overlappen van de schoepen zijn aannames die bij de

constructie van de pomp gedaan worden in samenhang met de uiteindelijk te bereiken k factor en het rendement. Het leidapparaat krijgt een zodanig aantal schoepen dat er nooit evenveel waaierschoepen zijn als leidschoepen om drukstoten en daardoor veroorzaakte trillingen te vermijden.
Men bepaalt de intreehoek van het leidapparaat uit het snelheidsdiagram van de waaier met in- acht name van de afwijking die de werkelijke stroomrichting zal hebben ten opzichte van de theoretische. De intreehoek zal iets groter zijn (5 º - 10 º) dan de uittreehoek α_2 van de waaier.
De snelheidsenergie die in het leidapparaat omgezet moet worden in drukenergie bedraagt per liter -dus ongeveer per kg- water:

$$\mathrm{A.V.B.} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad [\mathrm{kg.m}]$$

Het verloop van deze energie omzetting moet zo geleidelijk mogelijk geschieden om wervelingen en dus verliezen te voorkomen. Meestal gebeurt dit door de naaf van de pomp over te laten lopen in het leidschoepen gedeelte en deze daar geleidelijk in diameter te laten afnemen. Soms wordt dit gecombineerd met een verwijding van de diameter van het leidschoepenhuis, een en ander zoals in onderstaande tekening van een verticaal opgestelde gesloten schroefpomp is weergegeven.



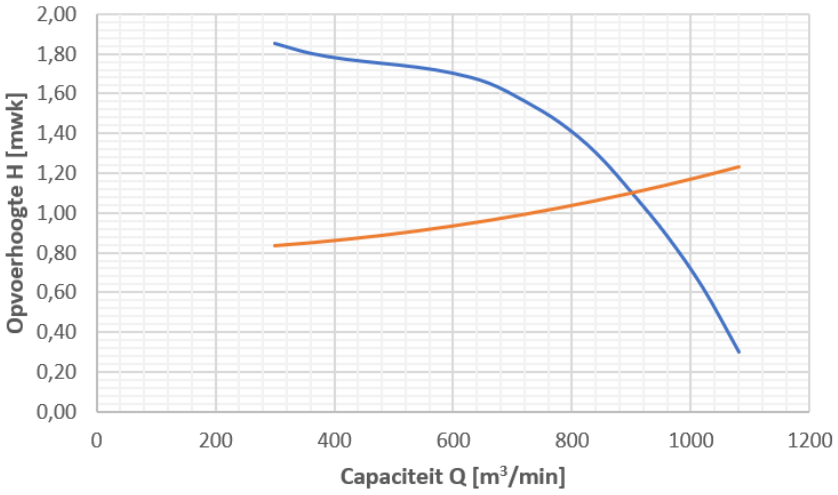
Verticaal opgestelde gesloten schroefpomp

Meestal wordt de verwijding na het leidschoepenhuis doorgezet in de pomp dan wel in de betonnen of stalen persbuis van de pomp. Om te voorkomen dat het water in de pomp een pre-rotatie krijgt

en niet onder een hoek van 90º binnetreedt wordt deze van een anti-rotatieschot voorzien. Dit schot is onderdeel van de zuigmond van de pomp, zoals op de tekening is aangegeven of wordt direct onder de zuigmond van de pomp in de zuigkast van de pomp aangebracht.

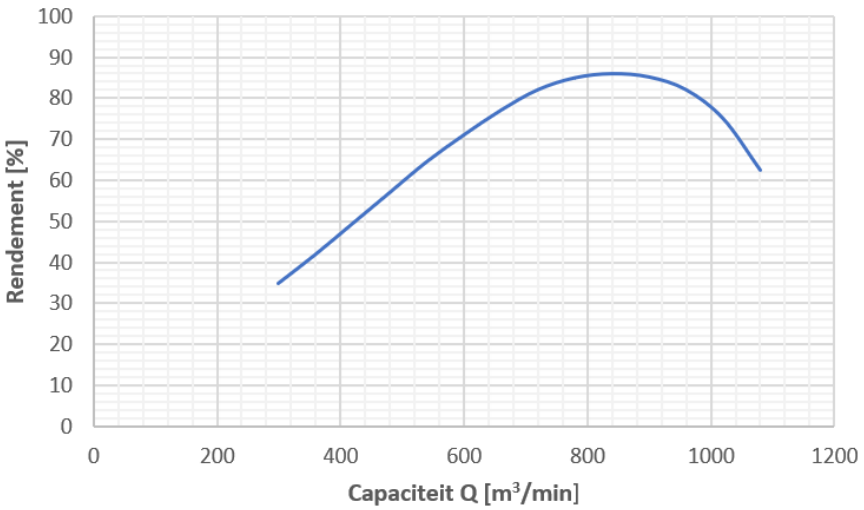
Bij kleine pompeenheden worden de waaiers uit een stuk gegoten. Bij pompen met een grote capaciteit bestaat de waaier uit meerdere onderdelen waarbij de naaf is voorzien van meerdere hieraan met een schroefverbinding bevestigde schoepen. Door de schoephoek te wijzigen kan men met één pompconcept meerdere capaciteiten bereiken. Soms worden de schoepbladen verstelbaar uitgevoerd en kan men bij sterk wisselende opvoerhoogten (bijvoorbeeld ten gevolge van getijde beweging) met een gelimiteerd vermogen ook bij extreem hoogwater toch nog water uitslaan of zelfs in twee richtingen pompen. Het pomphuis moet dan ter plaatse van de waaier bolvorming zijn uitgevoerd terwijl de pompas hol is om de verstelstang aan te kunnen brengen.

Het verband tussen opbrengst en opvoerhoogte kan bij de schroefwaaierpomp op dezelfde wijze in een grafiek worden weergegeven als bij de centrifugaalwaaierpomp. De kromme wordt bij niet al te grote pompen proefondervindelijk bepaald.



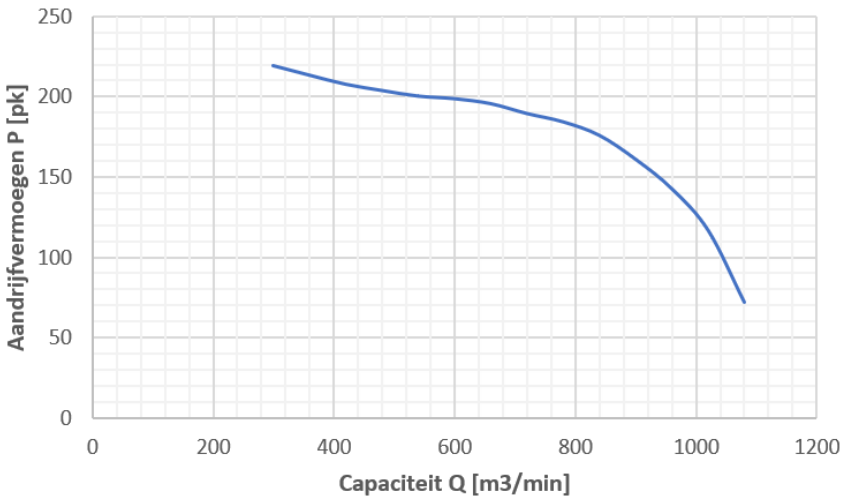
Q – H kromme schroefwaaierpomp met weerstandslijn (Linge gemaal)

In theorie vindt men op verschillende afstanden van de as een verschillende Q - H kromme. De kromme aan de omtrek van de waaier zal, doordat de uittreehoek daar veel kleiner is dan aan de naaf, een steiler verloop hebben dan de Q – H aan de naaf. Het snijpunt van beide krommes geeft aan welke opbrengst en bij welke opvoerhoogte deze laatste over de gehele dwarsdoorsnede gelijk zal zijn. Dit is dus maar bij één bepaalde opbrengst het geval. Bij elke andere opbrengst of opvoerhoogte zal de opvoerhoogte op verschillende afstand van de rotatie-as verschillend zijn en zullen circulatiestromen ontstaan, die een ongunstige invloed op het rendement hebben.



Q – η kromme schroefwaaierpomp (Linge gemaal)

De kromme die het verband aangeeft tussen de opbrengst en het totaal rendement is dan ook vrij steil. Hiermee dient rekening te worden gehouden bij het in bedrijfstellen van de pomp omdat dan het benodigde vermogen het grootst is.
Immers de waaier, het pomphuis, de zuigleiding en een deel van de persleiding zijn gevuld met water dat, evenals de massa van het roterende gedeelte, versneld in beweging moet worden gebracht.
Bij boven de waterlijn opgestelde pompen lost men dit probleem op door te wachten met het verwijderen van lucht tot de pomp draait.

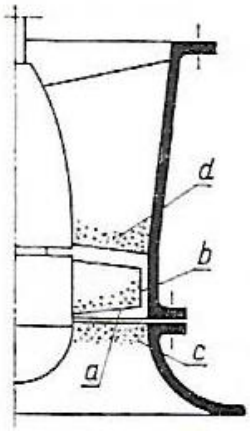


Q – P kromme schroefwaaierpomp (Linge gemaal)

De kromme die het verband aangeeft tussen de opbrengst en het benodigde vermogen daalt bij een geringere opvoerhoogte en dus groter debiet. Echter bij een grotere opvoerhoogte, buiten het

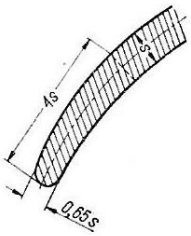
werkgebied van de pomp, laat de grafiek een vrij steil verloop zien van het vermogen. Dit steile verloop bij grotere opvoerhoogte kan men verklaren door het te verpompen water als een min of meer vaste massa te beschouwen die door de schroefvormige waaier naar de perszijde wordt geschroefd. Als de afvoer wordt belemmerd zal er steeds meer energie nodig zijn om deze massa te verplaatsen. Dit maakt dat bij een schroefwaaierpomp bij grote opvoerhoogtes, buiten het werkgebied, het nominale aandrijfvermogen niet toereikend is. Ook moet uit oogpunt van veiligheid de pompas zwaarder worden gedimensioneerd om te voorkomen dat deze breekt als bijvoorbeeld abusievelijk de persafsluiter bij het in bedrijfstellen niet geopend is.
Een ander nadeel van de schroefwaaierpomp is, dat de zuighoogte kleiner is dan bij de centrifugaalpomp. Bij de centrifugaalpomp ligt de intreekant van de schoepen op een kleinere afstand van de as dan de uittreekant. De omtreksnelheid en de relatieve snelheid van het water ten opzichte van de schoep behoeven daar dus niet groot te zijn. Bij de schroefwaaierpomp daarentegen zal aan de omtrek van de waaier de omtreksnelheid groot zijn. De relatieve snelheid zal dus ook groot zijn wat de kans op cavitatie vergroot en dan ook vaak op die plaats optreedt.

Voorbeeld van cavitatie bij schroefwaaier



Locaties waar cavitatie zich voor kan doen

Bij de centrifugaalpomp is reeds aangegeven dat als het geleidelijk volgen van het stroomprofiel problemen oplevert dit cavitatie tot gevolg kan hebben. Voor de schroefwaaierpomp zijn in de bovenstaande rechterfiguur deze potentiele plaatsen nader aangegeven.
Met het oog op de grote relatieve snelheid en de gevolgen hiervan voor cavitatie, is het van belang dat dat de schoepen zo nauwkeurig mogelijk van vorm en zo glad mogelijk van oppervlak zijn. Ook het glad houden van de waaierbladen gedurende het bedrijf is van groot belang.

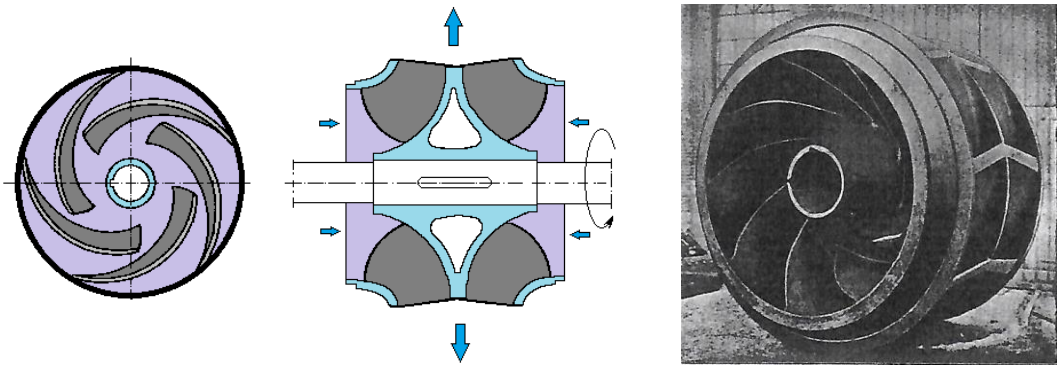


Schoepvorm schroefwaaier

In de schroefwaaierpomp ondergaat het water minder richtingveranderingen dan in een centrifugaalwaaier-pomp. De hydraulische verliezen die vooral bij geringe opvoerhoogte een dominante rol spelen blijven daardoor klein.
Bij geringe opvoerhoogte is ook het rendement van een schroefwaaierpomp, wanneer deze in de buurt werkt van het gunstigste punt van de Q – H kromme, beter dan dat van een centrifugaalwaaier-pomp. Het hoge rendement bij kleine opvoerhoogte verklaart dan ook de veelvuldige toepassing van de schroefpomp voor polderbemaling in Nederland.

Schroef-centrifugaalwaaierpompen

Door de goede eigenschappen van de centrifugaalwaaierpomp met die van een schroefwaaierpomp te combineren krijgt men een pomp die geschikt is voor het verpompen van grote waterhoeveelheden bij relatief geringe opvoerhoogte en een vlak verlopende vermogens kromme. Dit soort pompen die op grote schaal voor polder- en boezembemaling zijn toegepast noemen we schroefcentrifugaalwaaierpompen. Het basisprincipe van de pomp is afgeleid van het water-turbinerad volgens Francis. De waaiers waarmee deze pompen, die vaak abusievelijk als centrifugaalwaaierpompen werden aangeduid, noemen we Franciswaaiers. Het kenmerk van deze waaiers is het grote aantal schoepen die schroefvormig zijn aan de intreezijde en waaiervormig aan de uittreezijde, dus dubbel gekromd.

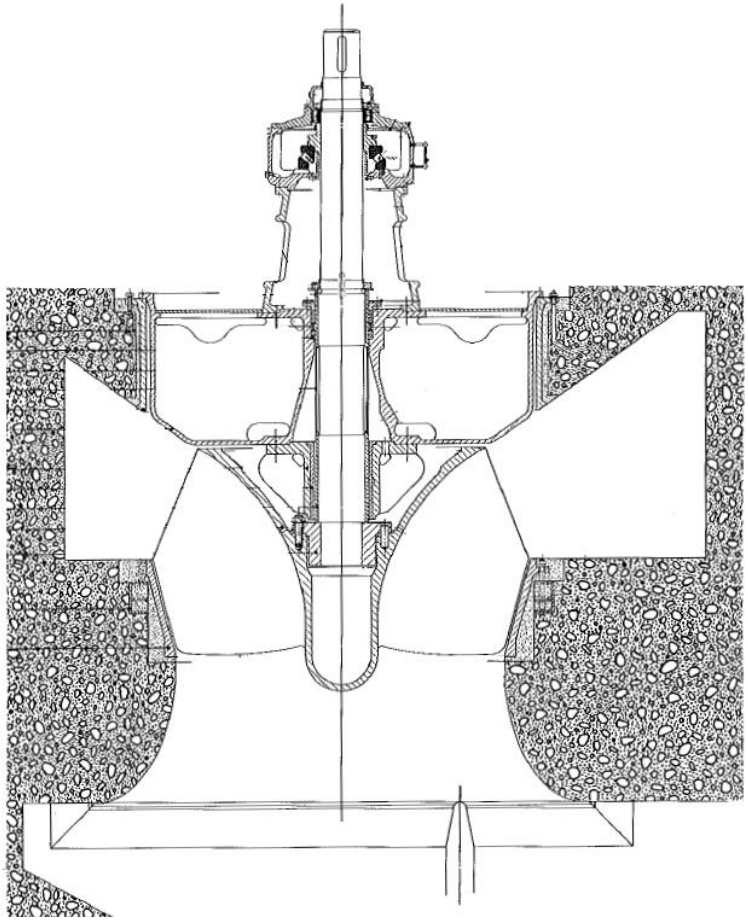


Schroefcentrifugaalwaaier pomp met tweezijdige instroming (Francis)

De schets en de foto laten de waaier zien waarmee de pompen bij het ir. D.F. Woudagemaal te Lemmer zijn uitgerust. De in 1953 gemonteerde waaier heeft 5 dubbel gekromde schoepen en is goed voor een capaciteit van 2 x 250 m3/ minuut bij een opvoerhoogte van 0,55 m. De originele, uit 1920, daterende waaier met een diameter van 1,70 m had 12 schoepen en was daarmee aanzienlijk verstoppingsgevoeliger dan de huidige waaier.
De waaiers van dit pompconcept zijn gesloten. Dat betekent dat de schoepen aan de zijde van het pomphuis zijn voorzien van een afdekking. Dit maakt samen met de dubbel gekromde schoepen de constructie bijzonder complex en moeilijk te vervaardigen. Door de dubbele kromming kan men namelijk geen goed uit het vormzand lossend gietmodel maken. Daarom werden de schoepen vaak uit plaatstaal gesmeed, in de gietvorm aangebracht en tijdens het gieten versmolten met de andere onderdelen van de waaier. Omdat staal minder resistent is tegen roestvorming trad bij de op deze

wijze vervaardigde waaiers bij de schoepen dan ook als eerste roestschade op, wat leidde tot vroegtijdige vervanging.

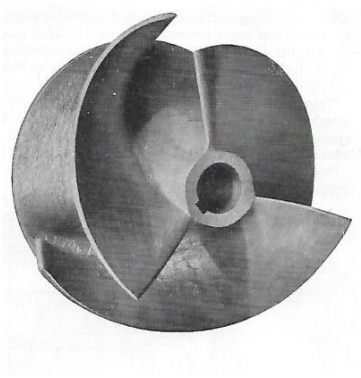
Schroefcentrifugaalwaaierpompen hebben zoals hiervoor aangegeven een axiaal-radiale doorstroming van de vloeistof. Als de vloeistof via de diagonaal van de waaier uitstroomt noemen we een dergelijke pomp een half-axiaalwaaierpomp. Een voorbeeld hiervan met een open waaier en een slakkenhuis van beton is op de volgende bladzijde afgebeeld.



Schroefcentrifugaalpomp (halfaxiaal uitvoering en betonnen slakkenhuis)

Deze indertijd door Stork ontwikkelde pomp werd een enkele keer boven maar meestal onder de waterlijn opgesteld en geïntegreerd in de betonconstructie van het gemaal. Bij de getoonde uitvoering worden de axiaal- en de radiaalkrachten van de pomp rechtstreeks op het pompdeksel en dientengevolge op de onderbouw van het gemaal overgebracht. Dit zelfde pomptype werd ook vaak uitgevoerd met een radiaal lagering in de pomp en een axiaal lager in de tandwielkast of een speciale lagerpot op machinekamerniveau. De betonconstructie zorgt voor een corrosievrij slakkenhuis en daarmee een uiterst duurzaam pompconcept. De eerste generaties van deze pompen werden monoliet gebouwd waarbij de civieltechnische aannemer op aanwijzing en onder

toezicht van de pompleverancier de betonconstructie van de pomp verzorgde. Eventueel werden hiervoor door de pompleverancier stalen mallen beschikbaar gesteld.
Aan het eind van de 20e eeuw is men overgegaan om, als de grootte dat toeliet, het slakkenhuis te prefabriceren en werden het slakkenhuis inclusief het betonnen gedeelte van de zuigmond ook door de pompfabrikant geleverd.
De waaiers van deze pompen worden meestal uitgevoerd met slechts drie schoepen waardoor een betrekkelijk eenvoudige constructie met een voor gemalen belangrijke ruime doortocht wordt verkregen. Hier onder staat een voorbeeld afgebeeld van een dergelijke schroefcentrifugaalwaaier.



Schroefcentrifugaalwaaier open constructie

In tweedimensionaal aanzicht bestaat de waaier uit twee afgeknotte kegels. De parabolische vorm van de waaiernaaf waarop de schoepen zijn geplaatst zorgt er voor dat het water vloeiend tussen de schoepen door stroomt.

Invloed toerental op pompprestaties

Bij zuigerpompen is de manometrische opvoerhoogte alleen afhankelijk van de geodetische hoogte-verschillen en de drukverliezen in de leiding en onafhankelijk van de volumestroom. Bij de centrifugaal pomp bestaat er wel een verband tussen de manometrische opvoerhoogte H_{man}, de volumestroom Q en het toerental n van de pomp. Bij verschillende toerentallen geeft dezelfde centrifugaal- pomp verschillende pompkarakteristieken. Die van een hoger toerental ligt boven die van een lager toerental. Deze bij elkaar behorende karakteristieken worden door een gelijkvormigheidswet bepaald, zodat ze binnen bepaalde verschalingsgrenzen dezelfde vorm hebben. Bij polderwater maar ook andere vloeistoffen met voldoende lage viscositeit bestaan tussen het debiet Q, de manometrische opvoerhoogte Hman, het aan de pompas toe te voeren vermogen en het toerental n de volgende betrekkingen.
Voor de capaciteit:

$$Q_2 : Q_1 = n_2 : n_1$$

Of:

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \cdot Q_1$$

Voor de opvoerhoogte luidt deze betrekking:

$$H_2 : H_1 = {n_2}^2 : {n_1}^2$$

Of:

$$H_2 = \frac{{n_2}^2}{{n_1}^2} \cdot H_1 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot H_1$$

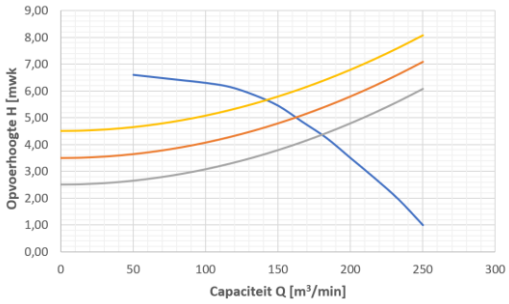
Voor het vermogen luidt deze betrekking:

$$P_2 : P_1 = {n_2}^3 : {n_1}^3$$

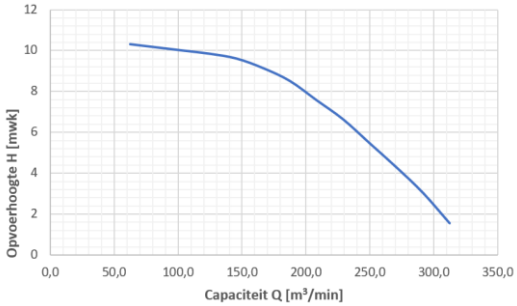
Of:

$$P_2 = \frac{{n_2}^3}{{n_1}^3} \cdot P_1 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot P_1$$

Van het voorbeeld van de centrifugaalpomp is met behulp van de hier voor gegeven verschalingsformules de Q – H relatie bij een toerental van 250 omw/min bepaald. De nieuwe berekende kromme ligt parallel aan die van de garantiekromme die is bepaald bij 200 omw/min.



Q – H bij 200 omw/min



Q – H bij 250 omw/min

Door het verhogen van het toerental kan dus bij toenemende opvoerhoogte dezelfde capaciteit worden verpompt of omgekeerd bij gelijkblijvende opvoerhoogte wordt er meer water verzet. Hiervan werd en wordt nog steeds gebruik gemaakt bij polderbemalingsinstallaties door bewust te kiezen voor een aandrijving die in toeren regelbaar is zoals de stoommachine en in het verleden de dieselmotor en de elektromotoren met meerdere toerentallen.
Omdat het vermogen met de derde macht en het koppel met de tweede macht van het toerental toeneemt moet de installatie ontworpen zijn voor het hoogst mogelijke toerental.

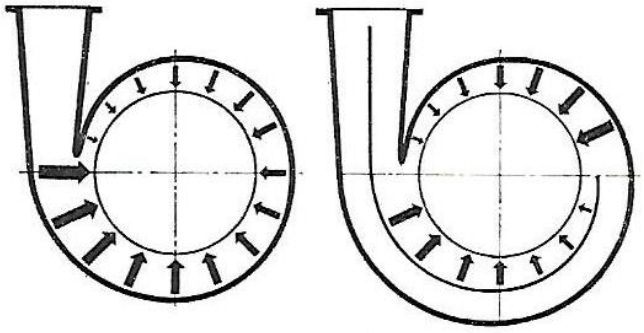
Constructieve aspecten stromingspompen

De steeds betere kennis van de hydraulica, de betere materialen maar ook de verbeterde technieken en bewerkingswerktuigen om stromingspompen te vervaardigen hebben geleid tot een grote verscheidenheid aan soorten en type pompen waarvan de verschillen soms alleen door een kenner kunnen worden waargenomen. Een aantal constructieve aspecten van de pompen die

hiervoor zijn behandeld, die bij de bemaling worden ingezet en die van belang zijn te kennen in het kader van bediening en onderhoud, worden hierna nader toegelicht.

Radiale krachten

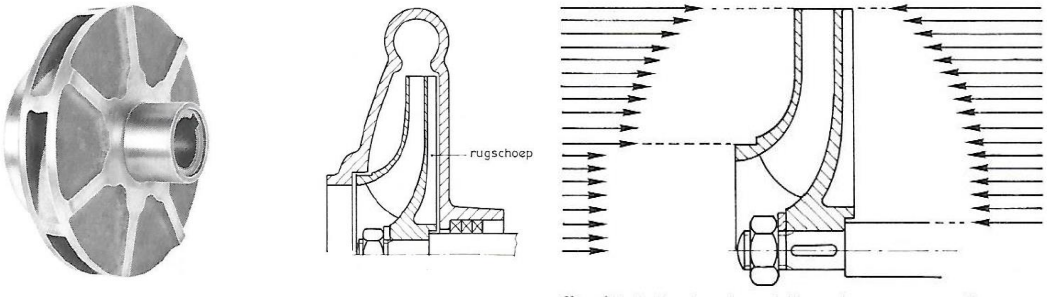
In het slakkenhuis wordt als gevolg van de omzetting van de snelheidshoogte in statische druk vanaf de tong van de pomp naar de uitstroomtuit een steeds grotere radiaalkracht op de waaier en derhalve op de pompaslagers uitgeoefend. We noemen dit in de pomptechniek de slakkracht. De resultante van deze krachten is zoals in onderstaande figuur is aangegeven naar één zijde gericht. Pompen met een hoge druk en die niet van leidschoepen zijn voorzien worden daarom vaak met een dubbele slak uitgevoerd waardoor de kracht-resultante nul wordt. Bij de met glijlagers uitgevoerde pompen met een enkelvoudige slak moet men de grootste lagerslijtage dan ook in de richting van deze kracht en die van het gewicht van de waaier en de as vinden.
Bij overslag pompen zal deze kracht door het gewicht van de waaier en de as worden versterkt, Bij een onderslag pomp zal de slakkracht de kracht veroorzaakt door het gewicht juist geheel of gedeeltelijk opheffen.



Slakkrachten pomp met slakkenhuis

Axiale krachten

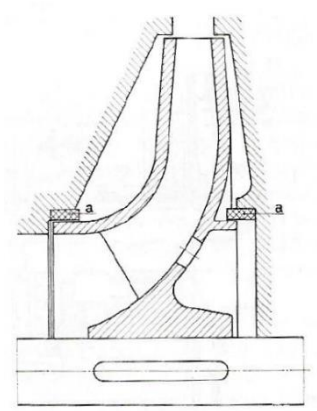
Bij centrifugaalpompen met eenzijdige instroming lekt door de spleet aan de omtrek water naar de buik en de rug van de waaier. In deze ruimten heerst dus een grotere druk dan in de instroming van de waaier. Omdat de ruimte tegenover de instroming groter is dan de ruimte in de omtrek boven de instroming, ontstaat een axiale kracht die de waaier naar de zuigzijde drukt. Een en ander zoals hieronder is weergegeven.



Opheffen axiaalkracht met behulp van rugschoep

Behalve dat er een axiale kracht ontstaat die moet worden opgevangen door een axiaal lager, lekt er vanuit de buikzijde van de waaier water naar de zuigzijde. Deze lekkage, aan te merken als lekverlies, wordt zo veel als mogelijk beperkt door de nauwe spleet (0,1 – 1,15 mm) tussen de in het huis bevestigde en verwisselbare slijtring en de waaier. Bij tweezijdige instroming heffen de axiaalkrachten elkaar op en hoeft de lagering slechts de krachten als gevolg van toevallige drukverschillen op te nemen. Drukverschillen treden bijvoorbeeld op bij het opstarten van de pomp of als er lucht wordt aangezogen,
Een veel toegepaste methode om de axiaal krachten op te heffen, naast die van een tweezijdige aanstroming, is die met behulp van een rugschoep. Een en ander zoals hierboven is weergegeven. Deze rugschoepen draaien dan met een geringe speling langs de vlakke achterwand van het pomphuis. Het water tussen de rugschoepen draait met de waaier mee en ondervindt een centrifugale kracht. Ten gevolge van deze kracht zal de druk in die ruimte, en dus ook de kracht op de achterwand van de waaier, naar de as toe afnemen. Volledige compensatie van de axiale kracht zal maar op één punt van de Q – H kromme mogelijk zijn. Er zal dus steeds enige compensatie van de axiaalkracht door middel van een axiaal lager nodig zijn. De constructie met rugschoepen heeft het voordeel dat de druk voor de pakkingkamer wordt verminderd en dat eventuele verontreinigingen zoals zand, niet de pakking bus binnen dringen en de as beschadigen.

Een andere en veel toepaste oplossing om de axiale kracht op te heffen is met behulp van de in de hieronder staande figuur weergegeven constructie. De ruimte tegenover de zuigzijde van de waaier is evenals bij die aan de zuigzijde afgedicht met een slijtring terwijl in de rug van de waaier een aantal gaten is aangebracht. Met deze constructie vermijdt men wel de axiale kracht, echter nu treedt aan beide zijden van de waaier spleetverlies op zodat het volumetrisch rendement minder is. Ook bij deze oplossing zal enige compensatie van axiaal krachten veroorzaakt door toevallige drukverschillen, met behulp van een lager moeten plaatsvinden.

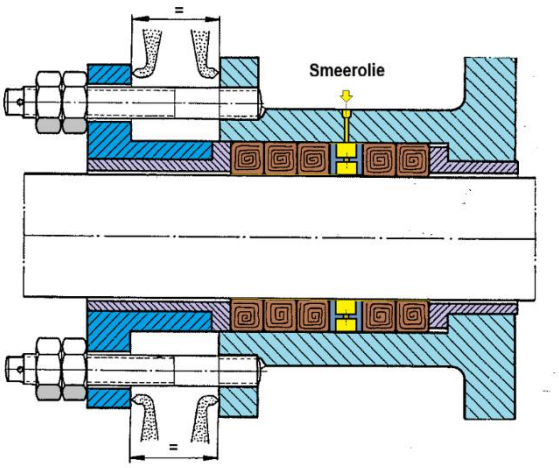


Waaier met ontlastboringen

Asafdichting of gland

De afdichting van de as is een van de meest kritische punten bij een pompconstructie omdat deze in zeer grote mate de bedrijfszekerheid bepaalt. In de praktijk worden tegenwoordig een groot aantal uiteenlopende constructies toegepast, echter bij de onderhavige installaties waarvoor deze leidraad is geschreven worden voor de afdichting van de bemalingspompen bijna uitsluitend de beproefde stopbus- pakkingbussen met zachte pakking toegepast. Van deze stopbus of gland, waarvan een groot aantal afdichtingen zijn afgeleid, is op de volgende bladzijde een voorbeeld gegeven. Deze bus wordt met olie gesmeerd om de pakking soepel te houden en de wrijving te verminderen. Als

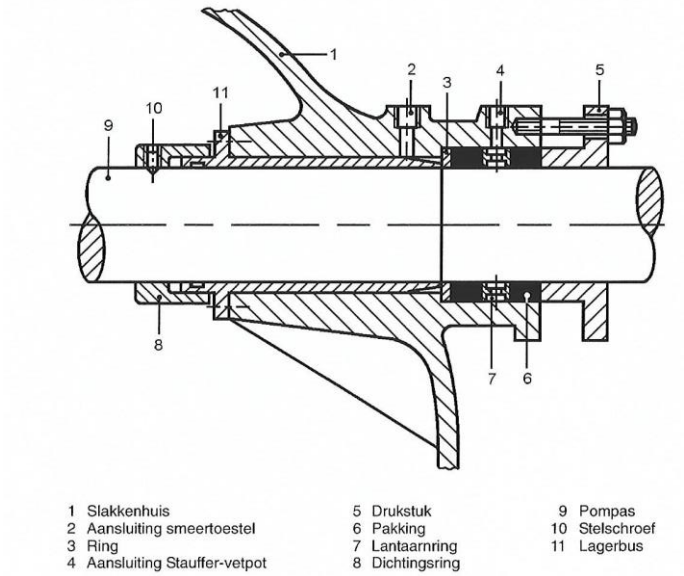
smeermiddel wordt echter meestal vet gebruikt dat wordt toegediend met behulp van bijvoorbeeld een zogenoemde Staufer vetpot.



Conventionele stopbus

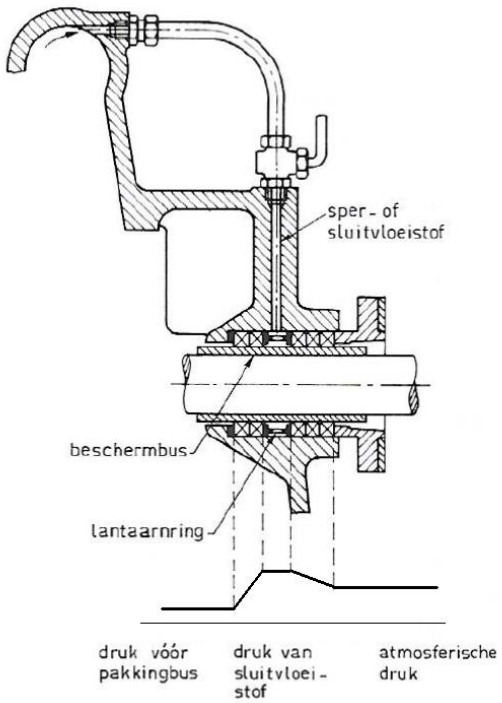
Het opnieuw verpakken van de stopbus dient zorgvuldig te gebeuren waarbij het drukstuk bij draaiende machine gelijkmatig en beetje bij beetje wordt vastgedraaid. Hierbij moet er voor worden gewaakt, door aan de bus te voelen of de temperatuur oploopt, dat het drukstuk te strak wordt vastgedraaid omdat daardoor de as onherstelbaar beschadigd wordt. Dit laatste is de reden dat sommige pompfabrikanten de as ter plaatse van een slijtbus voorzien. Deze relatief dunne bus kan door afdraaien worden verwijderd en door een nieuwe worden vervangen. Tegenwoordig worden beschadigde assen opgespoten en tot de originele diameter afgedraaid. Soms kiest men er voor om hiervoor een hard metaal te gebruiken waardoor de slijtage minder snel verloopt.

Er bestaan twee principiële verschillen met betrekking tot de richting waarin de as moet worden afgedicht: Bij een onder het polderpeil opgestelde pomp zal er in de pomp ter plaatse van de asafdichting een hogere druk dan die van de omgeving heersen terwijl bij de boven de waterlijn opgestelde pomp die druk meestal lager is. In het ene geval wordt het water naar buiten geperst terwijl in het andere geval lucht wordt aangezogen. Daarenboven wordt de lagering van de pompas in de pomp, zo dicht mogelijk bij de waaier en dus in het natte gedeelte aangebracht, terwijl bij andere constructies de lagering bewust buiten het natte gedeelte van de pomp wordt gehouden. In alle gevallen is de asafdichting dichtbij de lagering gesitueerd of is hiervan zelfs onderdeel zoals we in de onderstaande tekening van een (oude) Stork pomp kunnen zien. Bij deze constructie wordt het lager met olie gesmeerd en de pakking met vet gesmeerd. De as heeft geen slijtbus ter plaatse van de stopbus.



Lagering en asafdichting gecombineerd

Om het binnendringen van lucht en het afslaan van de pomp te voorkomen wordt bij bepaalde pompconstructies gebruik gemaakt van zogenoemd sperwater. Dit water wordt door de pomp zelf of een aparte sperwaterpomp geleverd en heeft een iets hogere druk dan die van de atmosfeer. Van een dergelijke constructie wordt hiernaast een voorbeeld gegeven. Het sperwater zoals uit de druklijn onderaan de tekening kan worden afgelezen, vloeit dus voor een deel weg naar de pomp en voor een ander (kleiner) deel naar buiten in de lekbak onder de asafdichting. Soms, meestal als de pakking kamer aansluit op het glijlager van de pomp, wordt inplaats van water olie onder geringe druk toegevoerd. Deze olie wordt met het te verpompen polderwater afgevoerd. Met de huidige milieu- wetgeving is dit slechts toegestaan als er beperkt hoeft te worden gedoseerd en de olie snel afbreekbaar is in het oppervlaktewater. Bij deze constructie is de as voorzien van een slijtbus.



Asafdichting met spervloeistof