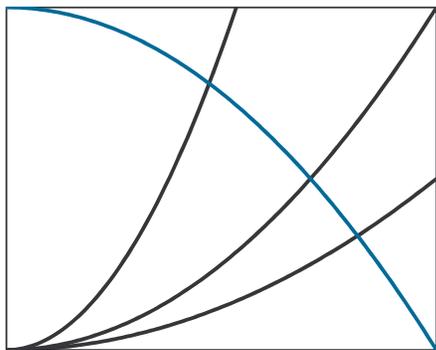
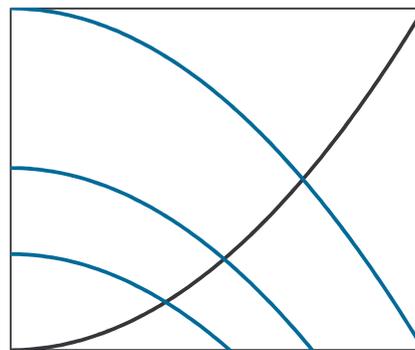


## Kwaliteit capaciteitsregeling met behulp van toerengeregelde pompen

Centrifugaalpompe



Toerengeregelde  
centrifugaalpompe



<b>Naam student:</b>	<b>Robert-Jan Loeffen</b>
<b>Studentnummer:</b>	<b>1533993</b>
<b>Afstudeerbedrijf:</b>	<b>Burgers-Ergon Installatietechniek B.V.</b>
<b>Plaats:</b>	<b>Eindhoven</b>
<b>Datum:</b>	<b>4 januari 2011</b>

**Titel:** Kwaliteit capaciteit/debietregeling met behulp van toerengeregelde pompen

**Naam student:** Robert-Jan Loeffen  
**Studentnummer:** 1533993

**School:** Hogeschool Utrecht  
**Opleiding:** Algemene Operationele Techniek (AOT)  
**Afstudeerrichting:** Hogere Installatie Techniek (HIT)  
**Begeleidend docent:** Ir. H. Brekelmans

**Afstudeerbedrijf:** Burgers-Ergon Installatietechniek B.V.  
**Vestiging:** Eindhoven  
**Afdeling:** Techniek & Ontwikkeling (T&O)  
**Bedrijfsbegeleiders:** Ir. A. v. Stuijvenberg

**Datum:** 4 januari 2011

## Voorwoord

Deze scriptie is geschreven voor de afronding van mijn opleiding aan de Hogeschool Utrecht. Het betreft de afstudeerrichting hogere installatietechniek welke deel uitmaakt van de opleiding algemene operationele technologie.

Het afstudeeronderzoek is uitgevoerd bij Burgers-Ergon Installatietechniek. Alle facetten van het vak installatietechniek worden uitgeoefend binnen dit bedrijf. Dit betreft niet alleen werktuigbouwkundige en elektrotechnische installaties maar ook meer specialistische vakgebieden zoals brandbeveiliging, meet-&regeltechniek en telecommunicatie. De doelgroepen zijn zeer uiteenlopend. De marktsegmenten waar Burgers-Ergon voornamelijk actief is zijn commercieel vastgoed, gezondheidszorg, (semi)-overheid en de high tech clean industrie.

Binnen het bedrijf zat ik op de afdeling Techniek & Ontwikkeling. Techniek en Ontwikkeling (T&O) is een landelijk opererende afdeling binnen Burgers-Ergon gevestigd in Eindhoven. T&O zet de lijnen uit in het voortraject van een integraal ontwerp voor gebouw gebonden installaties en bepaalt aan de hand daarvan een budget. T&O is tevens het kenniscentrum voor de Burgers-Ergon organisatie.

Ik wil in het bijzonder mijn bedrijfsbegeleider de heer A. v. Stuijvenberg bedanken voor de goede raad en de begeleiding binnen het bedrijf. Ook de heer H. Brekelmans als mijn afstudeerbegeleider wil ik bedanken voor de terugkoppeling en begeleiding.

## Samenvatting

Toerengeregelde pompen worden veel toegepast binnen klimaatinstallaties. Vaak worden hierbij drukverschilregelingen toegepast. Voor debietregelingen worden toerengeregelde pompen in mindere mate toegepast.

De vraag vanuit Burgers-Ergon was om de kwaliteit van capaciteitsregeling door middel van uitsluitend toerengeregelde pompen te onderzoeken en vast te stellen. Dit heeft betrekking op de regeling van de capaciteit van één afnemer door middel van debietvariatie met behulp van uitsluitend een toerengeregelde pomp. De fabrikanten geven over dit onderwerp weinig tot geen informatie.

Om inzicht te krijgen in deze wijze van debietregeling werd er eerst onderzoek gedaan naar de algemene werking van toerengeregelde pompen. Het is noodzakelijk de werking en de karakteristieken van een pomp te begrijpen alvorens er verder onderzoek gedaan kan worden. Om inzicht te krijgen in de conventionele manier van debietregeling en waardoor hier de regelkwaliteit wordt bepaald werd er vervolgens onderzoek gedaan naar debietregeling door middel van regelafsluiters. Dit is gedaan door middel van literatuuronderzoek, navraag bij fabrikanten en overleg met specialisten.

Voor debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp zijn de overdrachtskarakteristieken bepaald, zoals de warmteoverdracht als functie van het toerental en het debiet als functie van het toerental. Het blijkt dat het verband tussen het toerental en het debiet lineair is. Het verband tussen de warmteoverdracht en het toerental hangt af van de warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$ . Hoe groter  $\alpha$  wordt hoe meer de warmteoverdracht lineair verloopt als functie van het toerental. Om de regelverhouding met betrekking tot het debiet en de regelverhouding met betrekking tot de warmteoverdracht te kunnen bepalen is het nominale toerental van de pomp en het minimale toerental van belang. Bij het nominale toerental wordt 100% warmteoverdracht gerealiseerd. Hoe lager dit nominale toerental is hoe slechter de regelverhouding zal zijn. Het minimale toerental van een pomp bepaalt ook mede de regelverhouding. Hoe lager dit toerental hoe groter de regelverhouding zal zijn. Het minimale toerental verschilt per medium, temperatuur en pomp en is niet algemeen vast te stellen. Door Grundfos wordt 5% van het maximale toerental als minimaal toerental opgegeven bij een toerengeregelde pomp binnen een verwarmingscircuit. Andere fabricaten hanteren vaak een minimaal toerental tussen 10 en 20%.

Debietregeling door middel van uitsluitend een toerengeregelde pomp en debietregeling door middel van regelafsluiters worden vervolgens met elkaar vergeleken om te kunnen bepalen op welke punten de kwaliteit van debietregelen met uitsluitend een toerengeregelde pomp afwijkt ten opzichte van debietregeling door middel van een regelafsluiter. Het blijkt dat een regelafsluiter een kleiner minimaal te regelen vermogen heeft. Dit is echter wel afhankelijk van de autoriteit  $a$  van de regelafsluiter binnen het systeem. De warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  is voor beide regelingen hetzelfde. Als vuistregel geldt dat er voor een regelafsluiter binnen een systeem een autoriteit wordt aangehouden van minimaal 0,3. Bij deze autoriteit is het minimaal te regelen vermogen per definitie beter dan het minimaal te regelen vermogen bij debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp. Het omslagpunt ligt, bij gelijke  $\alpha$ , bij een autoriteit van ca. 0,13. Als de autoriteit onder de 0,13 ligt dan wordt het minimaal te regelen vermogen van een toerengeregelde pomp kleiner. Dit geldt overigens alleen als de pomp tot 5% van zijn maximale toerental terug kan regelen en het nominale toerental 90% bedraagt van het maximale toerental.

Een combinatie van een regelafsluiter en een toerengeregelde pomp geeft een uiterst klein regelbaar vermogen en dus een grote regelverhouding. Dit is het gevolg van het feit dat de pomp eerst terugtoert waardoor het debiet al een stuk kleiner wordt. Als nu de regelafsluiter naar zijn kleinste stand regelt zal het minimale vermogen zeer klein worden.

Als conclusie kan gezegd worden dat het goed mogelijk is om het debiet en daarmee de capaciteit te regelen met uitsluitend een toerengeregelde pomp. Het is echter wel afhankelijk van de gewenste nauwkeurigheid van een installatie. Een toepassing met toerengeregelde pomp en afsluiter geeft een groot regelbereik. Het is dan wel van belang om een zo klein mogelijke pomp te selecteren om het nominaal toerental zo hoog mogelijk te houden.

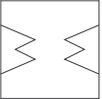
## Inhoudsopgave

1	Symbolenlijst.....	6
2	Grafische symbolen .....	7
3	Inleiding .....	8
4	Onderzoeksaanpak .....	9
5	Capaciteitsregeling .....	10
6	Regelen met regelafsluiters.....	11
7	Pompregingen.....	17
7.1	Drukverschilregeling .....	18
7.1.1	Constant drukverschil over de pomp .....	18
7.1.2	Drukverschil over de pomp met leidingverliescompensatie.....	18
7.1.3	Constant drukverschil begin transportnet.....	20
7.1.4	Drukverschil begin transportnet met leidingverliescompensatie.....	20
7.2	Debietregeling .....	21
7.2.1	Theoretische karakteristieken .....	22
7.2.2	Overdrachtskarakteristiek .....	25
8	Toerengeregelde pomp of regelafsluiter?.....	30
8.1	Toerengeregelde pomp .....	30
8.2	Pomp met constant toerental en drieweg-regelafsluiter .....	35
8.3	Toerengeregelde pomp en drieweg-regelafsluiter .....	40
9	Praktijkvoorbeeld .....	43
10	Resultaten en conclusies.....	46
11	Literatuuroverzicht.....	48

## 1 Symbolenlijst

Symbol	Betekenis	Eenheid
a	Autoriteit regelafsluiter	Dimensieloos
b	breedte waaier	meter
c	Soortelijke warmte medium	J/kg·K
$c_2$	absolute vloeistofsnelheid	m/s
$c_{2r}$	radiale component $c_2$	m/s
$c_{2u}$	tangentiële component $c_2$	m/s
D	diameter waaier	meter
$K_v$	Volumestroom door een regelafsluiter	$\frac{m^3/h}{\sqrt{bar}}$
n	Toerental	Omw/min
$n_{100}$	Maximaal toerental	Omw/min
P	Vermogen	W
$p_E$	Eulerse opvoerdruk	Pascal
$p_{man}$	Manometrische opvoerdruk	Pascal
$P_{max}$	Maximaal hydraulisch vermogen	W
$P_{opt}$	Maximaal pompvermogen	W
$p_{theor}$	Theoretische opvoerdruk	Pascal
Q	Warmteoverdracht	J/s
R	Hydraulische weerstand	$\frac{Pa}{kg/s}$
$T_{pi}$	Primaire intrede temperatuur	°C
$T_{pu}$	Primaire uittrede temperatuur	°C
$T_{si}$	Secundaire intrede temperatuur	°C
$T_{su}$	Secundaire uittrede temperatuur	°C
$u_2$	omtreksnelheid waaier	m/s
Y	Stuursignaal	0-10 V
$\alpha$	Warmteoverdrachtscoëfficiënt water/lucht	Dimensieloos
$\Delta p$	Drukverschil	Pascal
$\Delta p_{100}$	Drukverschil bij ontwerpdebiet	Pascal
$\Delta p_l$	Drukverlies leiding	Pascal
$\Delta p_{l100}$	Drukverlies leiding bij ontwerpdebiet	Pascal
$\Delta p_{max}$	Maximaal drukverschil	Pascal
$\Delta T$	Temperatuursverschil tussen aanvoer en retour	K
$\eta$	Rendement	%
$\eta_{vol}$	volumetrisch rendement	%
$\rho$	soortelijke massa	kg/m <sup>3</sup>
$\phi_m$	Massastroom	kg/s
$\phi_v$	Volumestroom	m <sup>3</sup> /s
$\phi_{v100}$	Ontwerp volumestroom	m <sup>3</sup> /s
$\phi_{vmax}$	Maximale volumestroom	m <sup>3</sup> /s

## 2 Grafische symbolen

Symbol	Benaming
	Ketel
	Warmteafnemer
	Tegenstroomapparaat
	Drieweg-regelafsluiter met servomotor
	Tweeweg-regelafsluiter met servomotor
	Inregelafsluiter met meetnippels
	Toerengeregelde circulatiepomp
	Circulatiepomp
	Terugslagklep
	Expansievat
	Overstort
	Drukopnemer

### 3 Inleiding

Bij Burgers-Ergon, met in het bijzonder de afdeling Techniek & Ontwikkeling, speelde de vraag wat de regeltechnische eigenschappen van toerengeregelde pompen zijn bij capaciteitsregeling door middel van debietvariatie met behulp van uitsluitend een toerengeregelde pomp. Er is weinig bekend over dit onderwerp en ook de pompfabrikanten hebben weinig tot geen documentatie over dit onderwerp. Het bedrijf wilde informatie over dit onderwerp wat eventueel gebruikt kan worden als naslagwerk bij systemen waar met toerengeregelde pompen geregeld wordt.

De opdracht betreft de regeltechnische eigenschappen van toerengeregelde pompen. Toerengeregelde pompen worden vaak toegepast voor het op een constant drukverschil houden van een transportsysteem. Toerengeregelde pompen worden echter steeds vaker toegepast voor het regelen van capaciteiten door middel van debietvariatie. Om dit goed te kunnen toepassen zijn de antwoorden op onder andere de volgende vragen van belang:

- Is een debietregeling met een toerengeregelde pomp goed mogelijk?
- Tot hoe ver kan een dergelijke pomp redelijk teruggeregeld worden?
- Hoe ziet de overdrachtsfactor/overdrachtskarakteristiek van de regeling van een dergelijke pomp er uit?
- Hoe groot is de regelverhouding van een toerengeregelde pomp en door welke aspecten wordt deze bepaald?

De doelstelling van dit project is om de kwaliteit van het regelen van capaciteiten door middel van debietvariatie met behulp van toerengeregelde pompen vast te stellen. Dergelijke pompen worden nu soms gebruikt voor dit doeleinde. Het bedrijf is echter geïnteresseerd in de regelbaarheid van een dergelijk systeem.

Om een goede beoordeling mogelijk te maken moeten de huidige methodes van debietregelingen besproken worden. Dit wordt gedaan door het bespreken van het regelen door middel van regelkleppen en drukverschilregeling met toerengeregelde pompen. Daarna wordt verder ingegaan op debietregeling met uitsluitend toerengeregelde pompen.

## 4 Onderzoeksaanpak

Als eerste is gekeken naar de verschillende soorten pompen die er op de markt verkrijgbaar zijn. Binnen klimaatinstallaties wordt er echter veelal gebruik gemaakt van centrifugaalpompen. Centrifugaalpompen vormen derhalve het onderwerp van dit verslag. De andere pompsoorten worden niet verder besproken en er is verder ook geen onderzoek naar verricht.

Er is onderzoek gedaan, door middel van voornamelijk literatuurstudie en overleg met de begeleider van het bedrijf Burgers-Ergon, naar de precieze werking van centrifugaalpompen in combinatie met de verschillende leidingkarakteristieken. Het principe van toerentalverandering is onderzocht om in het vervolg met deze opgedane kennis verdere conclusies te kunnen trekken. Om de pompkarakteristiek goed te begrijpen zijn hier theoretische formules voor gemaakt welke de vorm van de pompkarakteristiek bepalen. De vorm van de vermogenskarakteristiek wordt eveneens verklaard. Er zijn een aantal hydraulische schema's welke regelmatig gebruikt worden, deze hydraulische schema's zijn onderzocht en een aantal van deze schakelingen wordt verder uitgediept ter verduidelijking.

Om tot een goede vergelijking te komen tussen de verschillende regelingen is er ook gekeken naar de regeling door middel van regelafsluiters in combinatie met een pomp met constant toerental. Er is onderzoek gedaan naar de verschillende manieren van drukverschilregelingen binnen een systeem met toerengeregelde pompen.

De kern van het onderzoek betreft de verschillende overdrachtskarakteristieken en regelverhoudingen van een regeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp. Er wordt onderzoek gedaan naar de overdrachtskarakteristiek van het debiet als functie van het toerental en de overdrachtskarakteristiek van de warmteoverdracht als functie van het toerental. De regelverhoudingen van het debiet en de warmteoverdracht ten opzichte van het toerental wordt eveneens onderzocht om hier een antwoord op te geven.

Aan de hand van de uitkomsten van dit onderzoek kan uiteindelijk de conclusie worden getrokken wat de kwaliteit is van capaciteitsregeling door middel van debietvariatie met behulp van uitsluitend een toerengeregelde pomp.

## 5 Capaciteitsregeling

Met “debiet” wordt de hoeveelheid vloeistof bedoeld die door een systeem stroomt. De hoeveelheid vloeistof die door een systeem stroomt bepaalt met het optredende temperatuurverschil het momentaan afgegeven vermogen volgens formule:

$$Q = \Phi_m \cdot c \cdot \Delta T \quad [5.1]$$

Q = warmteoverdracht (J/s)

$\Phi_m$  = massadebiet (kg/s)

c = soortelijke warmte van de vloeistof (J/kg·K)

$\Delta T$  = Verschiltemperatuur tussen aanvoer- en retourleiding (K)

Als er minder capaciteit gewenst is bij een gelijkblijvend aantal afnemers zijn er twee mogelijkheden om de warmteafgifte te verminderen. De eerste mogelijkheid is om het debiet gelijk te laten blijven en de  $\Delta T$  te verkleinen. Dit kan door middel van een verlaging van de aanvoer temperatuur van het primaire circuit. De tweede mogelijkheid is om het debiet te verminderen bij een gelijkblijvende aanvoertemperatuur. Omdat er minder water door een bepaalde afnemer loopt zal het medium een langere verblijftijd in de afnemer hebben en zal dus meer energie af staan of opnemen. Door deze situatie zal de  $\Delta T$  toenemen.

Er zal een evenwicht ontstaan op het moment dat het afgegeven vermogen gelijk is aan het gevraagde vermogen. De hiervoor noodzakelijke debietaanpassing kan voor een systeem gerealiseerd worden met regelafsluiters met al dan niet een toerengeregelde pomp en door regeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp.

## 6 Regelen met regelafsluiters<sup>1</sup>

Tot op heden wordt debietregeling voornamelijk gerealiseerd door middel van regelafsluiters. Om inzicht te krijgen in de problematiek worden eerst alle facetten van deze manier van regelen besproken.

Bij het regelen met regelafsluiters gaat het uiteindelijk om de warmtestroom die bepaald wordt door de klepstand  $Y$  van de regelafsluiter. De ideale situatie is een proces met een lineaire proceskarakteristiek. De proceskarakteristiek is hier de relatie tussen de klepstand  $Y$  en de warmtestroom  $Q$ .

Als eerst is er de relatie tussen de klepstand en de  $k_v$ -waarde. De  $k_v$ -waarde is de hoeveelheid water in  $m^3/h$  die een regelafsluiter in een bepaalde stand doorlaat bij een drukverschil van één bar.

De  $k_{v100}$ -waarde is de  $k_v$ -waarde van de volledig geopende regelafsluiter. De  $k_{v0}$ -waarde is de theoretisch kleinste  $k_v$ -waarde. De verhouding tussen deze waarden wordt de regelverhouding  $S_{v0}$  van de regelafsluiter genoemd.

De formule om de  $k_v$ -waarde te bepalen is:

$$k_v = \frac{\Phi v}{\sqrt{\Delta p}} \quad [6.1]$$

$\Phi v$  = Volumestroom ( $m^3/h$ )

$\Delta p$  = Verschuldruk over klep (Bar)

(uitgaande van een soortelijke massa van  $1000 \text{ kg/m}^3$ )

De relatie tussen de  $k_v$ -waarde en de volumestroom wordt bepaald door de autoriteit van de regelafsluiter. De autoriteit van een tweeweg-regelafsluiter wordt gegeven door de vergelijking:

$$a = \frac{\Delta p_{open}}{\Delta p_{gesloten}}$$

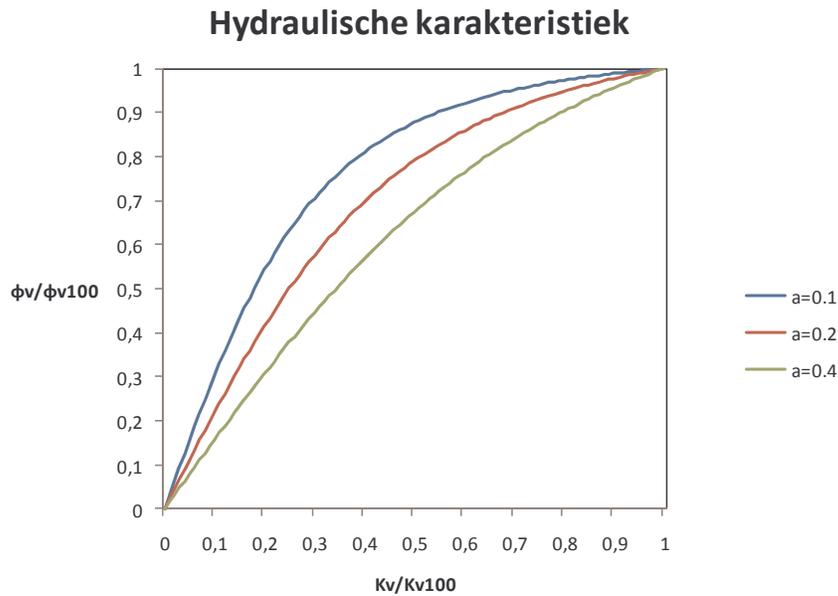
Hierbij is  $\Delta p_{open}$  het drukverschil over de regelafsluiter wanneer deze volledig geopend is en  $\Delta p_{gesloten}$  het drukverschil wanneer deze geheel gesloten is. De autoriteit geeft de invloed weer welke een verandering van de klepstand heeft op de volumestroom.

De relatie tussen de  $k_v$ -waarde en het debiet wordt gegeven door de volgende formule waarbij de autoriteit  $a$  een constante parameter is:

$$\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{Kv}{Kv_{100}}\right)^2}{a + (1-a) \cdot \left(\frac{Kv}{Kv_{100}}\right)^2}} \quad [6.2]$$

<sup>1</sup> Bronnen: *Theoriedictaten Ir. A. v. Stuijvenberg Hogeschool Utrecht, Dictaat RTT4, blokschema's en regelkleppen*

Deze formule kan getekend worden in een grafiek voor verschillende waarden van de autoriteit  $a$ . In figuur 6.1 wordt deze relatie getoond.



*Figuur 6.1*

In deze grafiek is goed te zien dat naarmate de autoriteit  $a$  groter wordt, de grafiek een meer lineair verloop krijgt.

De relatie tussen volume- en warmtestroom wordt weergegeven door de volgende formule:

$$\frac{Q}{Q_{100}} = \frac{\frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}}}{\alpha + (1-\alpha) \cdot \frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}}} \quad [6.3]$$

Q = Warmtestroom bij deellast (W)

Q<sub>100</sub> = Warmtestroom bij vollast (W)

Φ<sub>v</sub> = Volumestroom bij deellast (l/s)

Φ<sub>v100</sub> = Volumestroom bij vollast (l/s)

α = Warmteoverdrachtscoëfficiënt water/lucht warmtewisselaar (dimensieloos)

De warmteoverdrachtscoëfficiënt α wordt bij een hoeveelheidsregeling als volgt beschreven<sup>2</sup>:

$$\alpha = 0,6 \cdot \frac{T_{pi} - T_{pu}}{T_{pi} - T_s} \quad [6.4]$$

T<sub>pi</sub> = Temperatuur primaire medium intrede (°C)

T<sub>pu</sub> = Temperatuur primaire medium uittrede (°C)

T<sub>s</sub> = Temperatuur secundaire medium (°C)

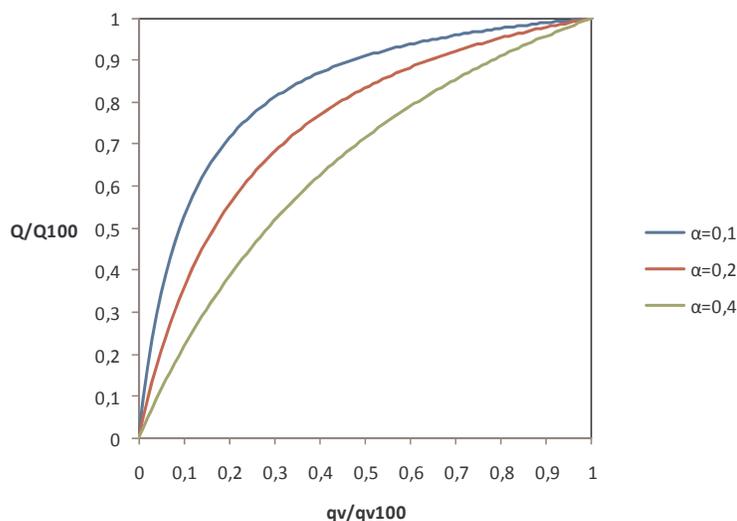
De warmteoverdrachtscoëfficiënt α wordt bij een mengregeling als volgt beschreven:

$$\alpha = \frac{T_{pi} - T_{pu}}{T_{pi} - T_s} \quad [6.5]$$

Met T<sub>s</sub> wordt de temperatuur bedoeld van het secundaire medium welke het meest constant is. Dit is bijvoorbeeld bij een voorverwarmer van een luchtbehandelingskast de uitgaande luchttemperatuur.

De relatie tussen de volumestroom en de warmteafgifte wordt weergegeven in de warmteafgifte karakteristiek. De invloed van α op deze karakteristieken komt goed tot uiting in figuur 6.2.

### Warmte-afgifte karakteristiek

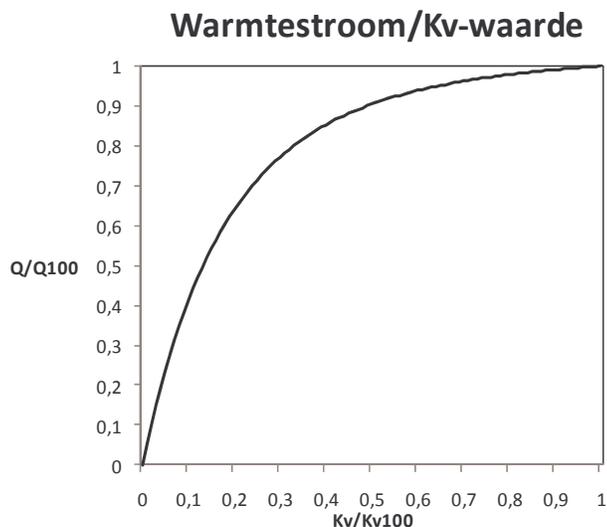


Figuur 6.2

<sup>2</sup> Recknagel; Sprenger & Schramek

Het verband tussen de  $k_v$ -waarde en de warmtestroom  $Q$  kan nu, uitgaande van een vaste autoriteit  $a$  en warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$ , weergegeven worden.

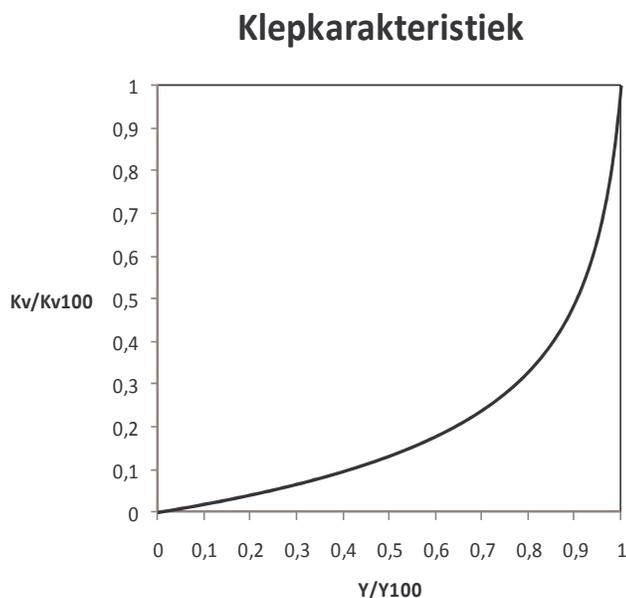
In figuur 6.3 wordt nu de relatie weergegeven tussen de relatieve  $k_v$ -waarde en de relatieve warmtestroom bij een autoriteit  $a$  van 0,2 en een warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  van 0,4.



*Figuur 6.3*

Aan het verloop van de grafiek is te zien dat bij een  $k_v$ -waarde van 50% al ca. 90% van de warmtestroom wordt geleverd.

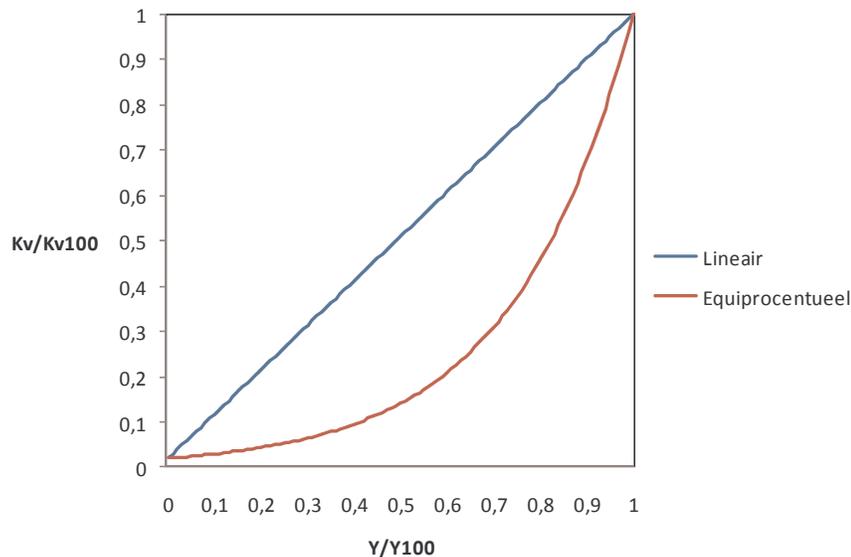
Om dit te kunnen compenseren zal de relatie tussen de klepstand  $Y$  en de  $k_v$ -waarde zodanig aangepast moeten worden dat de uiteindelijke relatie tussen klepstand  $Y$  en warmtestroom  $Q$  toch lineair is. Dit is weergegeven in de klep karakteristiek uit figuur 6.4.



*Figuur 6.4*

Voor de relatie tussen  $k_v$ -waarde en de klepstand  $Y$  zijn in de praktijk echter twee karakteristieken beschikbaar, de lineaire en de equiprocentuele klepkarakteristiek. Beide worden in onderstaande grafiek weergegeven ( $k_{v0}/k_{v100} = 0,02$ ).

### Klepkarakteristiek



*Figuur 6.5*

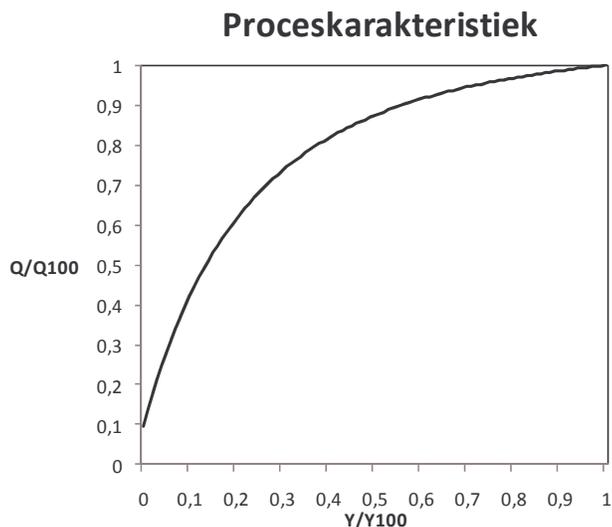
Onderstaand zijn de formules weergegeven waar de theoretische klepkarakteristieken op gebaseerd zijn:

Voor een lineaire karakteristiek geldt: 
$$\frac{Kv}{Kv100} = \left(1 - \frac{Kv0}{Kv100}\right) \frac{Y}{Y100} + \frac{Kv0}{Kv100} \quad [6.6]$$

Voor een equiprocentuele karakteristiek geldt: 
$$\frac{Kv}{Kv100} = \frac{Kv0}{Kv100} \cdot e^{\ln \frac{Kv100}{Kv0} \cdot \frac{Y}{Y100}} \quad [6.7]$$

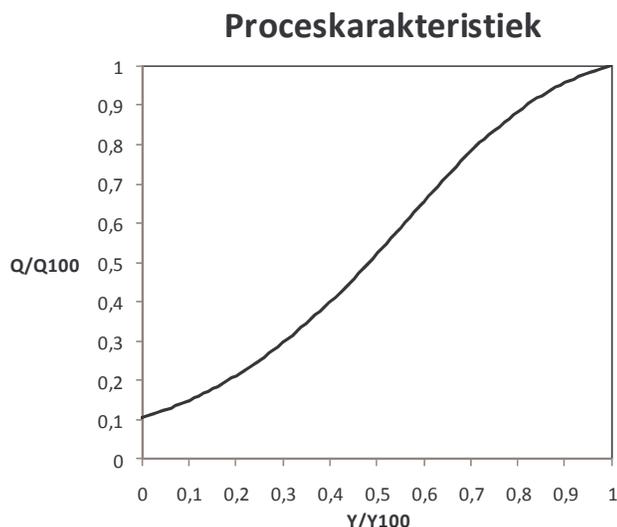
In figuur 6.5 is de zogenaamde  $k_v$ -sprong te zien. Dit is de sprong van een geheel gesloten klep naar de kleinst mogelijke opening, de  $k_{v0}$ -waarde. Aan de theoretische klepkarakteristiek is te zien dat in theorie bij een klepstand  $Y = 0$  er nog steeds een  $k_v$ -waarde van 2% is. In de praktijk begint de lijn uiteraard wel op het nulpunt omdat als een klep gesloten is er geen stroming meer mogelijk is door de regelafsluiter.

Als er in dit geval een lineaire klepkarakteristiek wordt toegepast dan zal de relatieve warmtestroom in relatie tot de relatieve klepstand eruit zien zoals weergegeven in figuur 6.6.



*Figuur 6.6*

Als er in dit geval een equiprocentuele klepkarakteristiek wordt toegepast dan zal de relatieve warmtestroom in relatie tot de relatieve klepstand eruit zien zoals weergegeven in figuur 6.7.



*Figuur 6.7*

In figuur 6.7 is te zien dat bij het toepassen van een equiprocentuele klepkarakteristiek de proceskarakteristiek meer lineair is dan bij de lineaire klepkarakteristiek uit figuur 6.6.

De regelverhouding  $\frac{Kv100}{Kv0}$  van een regelafsluiter speelt ook een wezenlijke rol. Deze wordt bepaald door de theoretisch kleinste  $k_v$ -waarde. In voorgaand voorbeeld is een regelverhouding van 50 aangenomen wat een  $k_{v0}$ -waarde van 2% betekend. Deze zogenaamde  $k_v$ -sprong is reeds in de figuren weergegeven.

## 7 Pompregingen

De huidige regelingen met pompen worden besproken om inzicht te krijgen in de manier van regelen en om uiteindelijk conclusies te kunnen trekken. De eigenschappen en kenmerken van deze verschillende regelingen worden toegelicht.

Als eerst worden de voor- en nadelen van het regelen met uitsluitend toerengeregelde pompen gegeven welke mogelijk leiden tot het veelvuldig gebruik van dergelijke pompen.

- + De grote besparing van energie ten opzichte van regeling met regelafsluiters (Bijlage H)
- + Kostenbesparing in verband met het weglaten van de regelafsluiter
- + Geen geluidsklachten bij debietvermindering door een lagere opvoerdruk
- + Minder mechanische belasting van de pomp in tegenstelling tot smoren
- + Door debietvermindering een lagere of hogere retourtemperatuur bij deellast bij resp. verwarming of koeling dit kan echter ook met een regelafsluiter
  
- Duurdere pomp door toerenregeling
- Goede selectie pomp noodzakelijk om optimaal van toerenregeling gebruik te kunnen maken.
- Mogelijk minder goede regeleigenschappen dan regelafsluiters

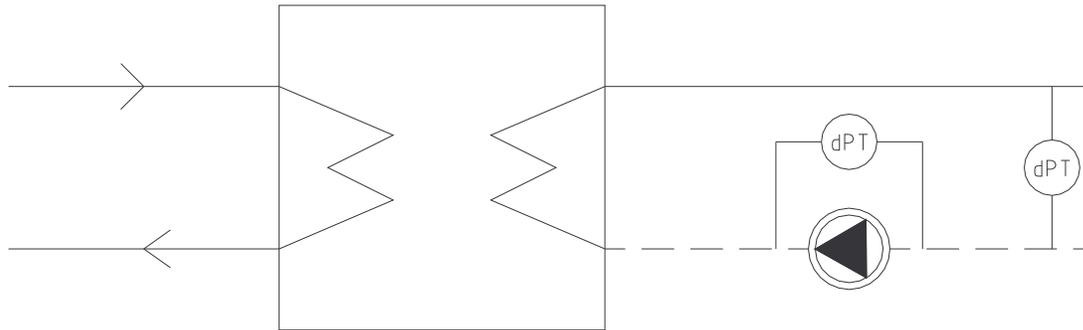
Er zijn grofweg twee regelingen te onderscheiden bij toepassing van toerengeregelde pompen.

- Drukverschilregeling
- Capaciteit regeling door middel van debietvariatie

Drukverschilregeling wordt veelal toegepast bij meerdere afnemers binnen een systeem, dit omdat iedere afnemer zijn eigen debiet bepaalt. Debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp kan toegepast worden als er maar één afnemer met eigen pomp wordt toegepast.

## 7.1 Drukverschilregeling

Er zijn verschillende vormen van regelen op drukverschil beschikbaar. Het drukverschil kan gemeten worden over de pomp, aan het begin van het transportnet, op een nader te bepalen plaats in het transportnet of aan het eind van het transportnet. Zo kan er een drukverschil opnemer geplaatst worden bij een groep die te allen tijde voldoende drukverschil beschikbaar dient te hebben. Voor verdere toelichting zie Bijlage F. Figuur 7.1 geeft een meting over de pomp weer en een meting aan het begin van het transportnet.



*Figuur 7.1*

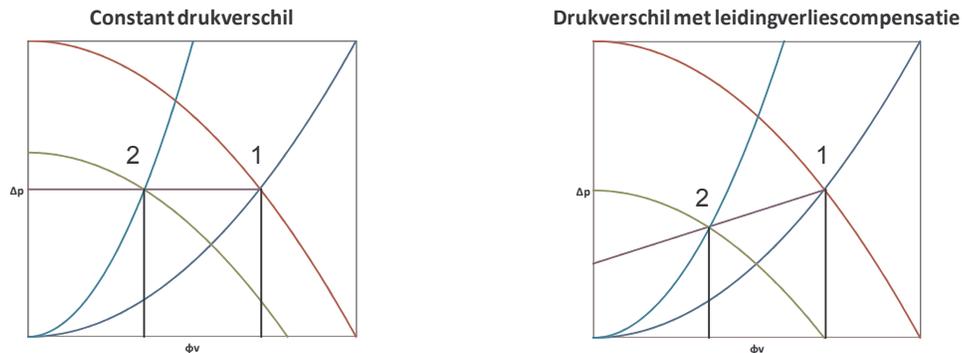
### 7.1.1 Constant drukverschil over de pomp

Bij deze regeling wordt het drukverschil over de pomp op een constante waarde geregeld. Dit drukverschil is onafhankelijk van de belasting. De pomp regelt bij deze regeling terug over de lijn van constant drukverschil. Deze regeling heeft als voordeel dat er altijd genoeg drukverschil beschikbaar is voor de afnemers. Het nadeel is dat er bij deellast vaak een hoger drukverschil aanwezig is dan noodzakelijk. Dit komt de regelbaarheid van de aangesloten afnemers niet ten goede en leidt tevens tot energievernietiging.

### 7.1.2 Drukverschil over de pomp met leidingverliescompensatie

Bij deze regeling wordt bij vollast het gevraagde drukverschil geleverd. De pomp wordt zo ingesteld dat bij "nullast" de helft van het drukverschil bij vollast beschikbaar is. Het voordeel van deze regeling is dat het toerental van de pomp bij deellast verder verlaagd wordt dan bij regeling op constant drukverschil. Bij deze regeling wordt er rekening mee gehouden dat het drukverlies in de leiding afneemt als het debiet afneemt. Het voordeel is tevens dat er meer energie bespaard wordt doordat de pomp verder terugtoert. Een nadeel is dat de kans bestaat dat in deellast een of meerdere afnemers niet het gewenste debiet krijgen en hierdoor onvoldoende vermogen kunnen leveren.

In figuur 7.2 zijn beide regelmethodes afgebeeld. Het debiet bij vollast en de helft van dit debiet zijn afgebeeld door middel van verticale lijnen. In de figuren is goed te zien dat de pomp terugtoert bij een debietvermindering. Bij de regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie zal de pomp dus verder terug toeren, ook dit is te zien in figuur 7.2. Doordat de pomp verder terug toert zal het beschikbare drukverschil in het algemeen ook kleiner zijn zodat de regelafsluiters minder ver hoeven te sluiten wat ook de regelbaarheid van de afnemers ten goede komt.



*Figuur 7.2*

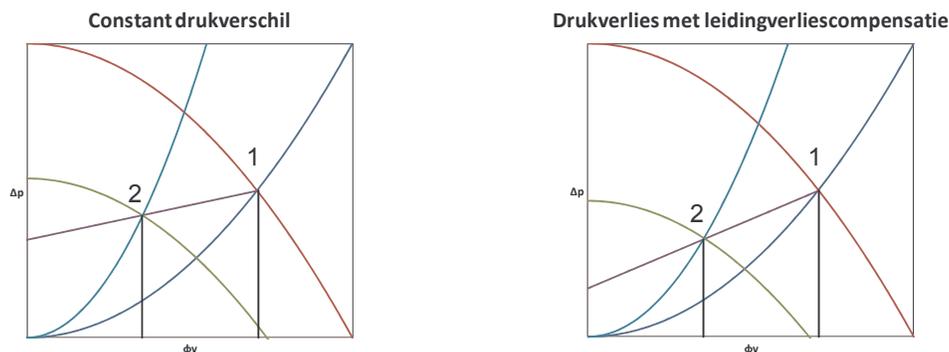
Bij vollast  $\Phi_{v1}$  vraagt de installatie een toerental van 100%. Bij deellast  $\Phi_{v2}$  vraagt de installatie bij regeling op constant drukverschil een toerental van ca. 80%. Bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie zal het toerental bij  $\Phi_{v2}$  ca. 70% zijn. Dit betekent dus een verdere verlaging van het toerental. De leidingkarakteristiek zal minder steil lopen bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie, dit omdat de regelafsluiters minder drukverschil weg hoeven te smoren waardoor ze dus verder open kunnen staan. Het aangegeven oppervlak is een maat voor het noodzakelijke pompvermogen bij deellast. Ook dit neemt zichtbaar af bij het toepassen van leidingverliescompensatie.

### 7.1.3 Constant drukverschil begin transportnet

Als de pomp nu op een constant drukverschil aan het begin van het transportnet wordt geregeld dan zal het drukverschil bij “nullast” vaak lager zijn dan bij drukverschilregeling over de pomp. Er dient hiervoor een drukverschil opnemer geplaatst te worden aan het begin van het transportnet. Het drukverschil over de transportleidingen zal bij “nullast” praktisch nul worden. Het drukverschil komt dus volledig over de verbruikers te staan. Het verlies aan energie bij een dergelijke regeling is dus minder dan bij constante druk regeling gemeten over de pomp zelf omdat het drukverlies over de opwekker ook wegvalt.

### 7.1.4 Drukverschil begin transportnet met leidingverliescompensatie

Als de pomp nu wordt geregeld op drukverschil met leidingverliescompensatie dan zal het geregelde drukverschil bij “nullast” de helft worden van het geregelde drukverschil bij vollast. De pomp heeft dus een veel lagere opvoerdruk, dit is gunstig voor het energieverbruik van de pomp aangezien de pomp nog verder terug kan in zijn toerental. Er moet wel gekeken worden naar de functies van de verschillende groepen, om een tekort aan debiet bij afnemers te voorkomen.



*Figuur 7.3*

Bij vollast  $\Phi_v1$  vraagt de installatie een toerental van 100%. Bij deellast  $\Phi_v2$  vraagt de installatie bij regeling op constant drukverschil een toerental van 75%. Bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie zal het toerental bij  $\Phi_v2$  65% zijn. Dit betekent dus een grotere reducering van het toerental. De leidingkarakteristiek zal nog minder steil lopen bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie aan het begin van het transportnet, dit omdat de regelafsluiters nog minder drukverschil weg hoeven te smoren waardoor ze dus verder open kunnen staan. Het drukverschil meten aan het begin van het transportnet heeft dus als voordeel dat het drukverschil verder teruggebracht wordt, met als gevolg een lager toerental en een lager energieverbruik. Het aangegeven oppervlak is weer een maat voor het noodzakelijke pompvermogen bij deellast.

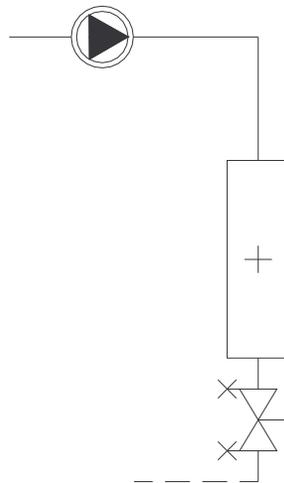
Als de pomp op een constant drukverschil in het midden of aan het eind van het transportnet wordt geregeld dan zal het drukverschil bij deellast vaak nog lager zijn dan bij constante drukverschilregeling aan het begin van het transportnet. Dit komt doordat er afnemers voor de meting gesitueerd zitten welke al een drukverschil verbruiken. Bij regeling op drukverschil in het midden van het transportnet is het riskant om een regeling met leidingverliescompensatie toe te passen. Dit omdat dan er een grote kans bestaat dat de afnemers welke voor de drukopnemer zitten te weinig debiet krijgen aangeboden in deellast. Dit zal als de drukopnemer aan het einde zit helemaal het geval zijn.

## 7.2 Debietregeling

Er kan op verschillende manieren debiet worden geregeld. In dit gedeelte wordt ingegaan op debietregeling met uitsluitend toerengeregelde pompen. Voor debietregelingen met pompen met constant toerental zie Bijlage E.

Er zijn verschillende hydraulische schakelingen met toerengeregelde pompen te bedenken. Deze toepassingen hebben niet allemaal betrekking op debietregeling maar kunnen bijvoorbeeld ook een mengregeling betreffen. Voor de verschillende hydraulische schakelingen zie Bijlage G.

Het gaat nu voornamelijk om debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp. Dit wil zeggen dat er een pomp is geplaatst bij één afnemer om het debiet door en hiermee de capaciteit van de afnemer te regelen. De schakeling welke dit realiseert is weergegeven in figuur 7.4. Er zijn echter meerdere mogelijkheden om een toerengeregelde pomp in te zetten voor debietregeling. Deze mogelijkheden worden in het vervolg eveneens besproken.

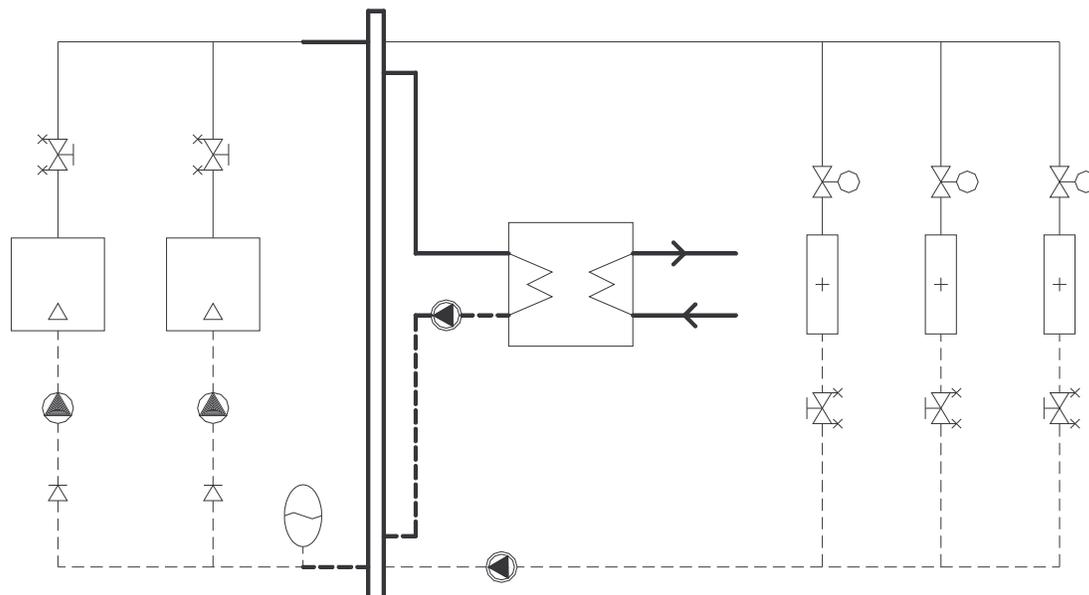


*Figuur 7.4*

In deze schakeling wordt het debiet door de afnemer geheel geregeld door de toerengeregelde pomp. Het is dus interessant om te weten wat de regeleigenschappen zijn van een toerengeregelde pomp om deze manier van debiet regelen te kunnen vergelijken met debietregeling door middel van regelafsluiters. De mogelijkheden van debietregelingen worden uitgebreid besproken in deze scriptie om een goede afweging tussen de mogelijkheden te kunnen maken.

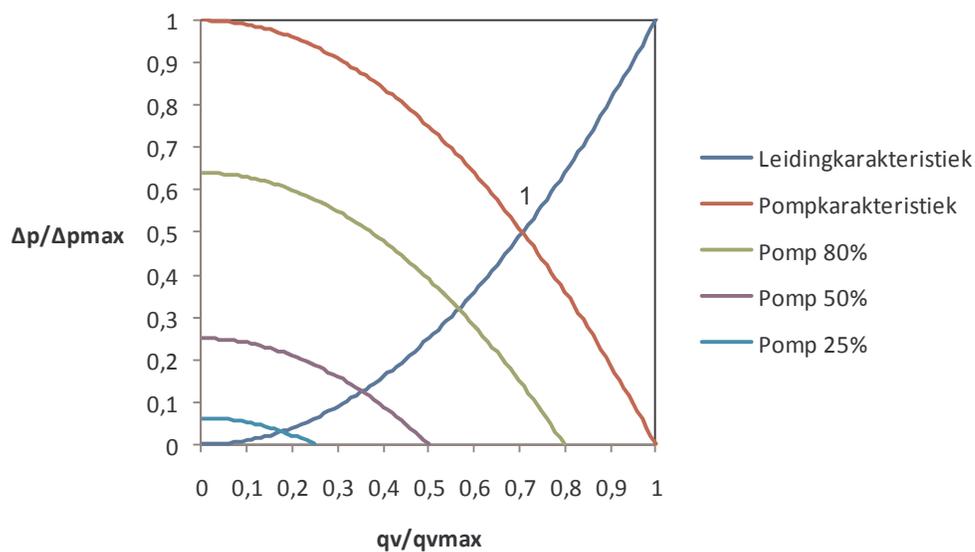
### 7.2.1 Theoretische karakteristieken

Om het regelen met uitsluitend een toerengeregelde pomp te verduidelijken wordt gewerkt met een voorbeeldschakeling. Deze voorbeeldschakeling is te zien in figuur 7.5. Het dikgedrukte deel betreft het systeem wat besproken wordt. Gesteld wordt dat de primaire intredetemperatuur constant is en dat de secundaire intredetemperatuur fluctueert terwijl er een constante secundaire uitredetemperatuur vereist is.



Figuur 7.5

In figuur 7.6 wordt de theoretische systeemkarakteristiek van de schakeling uit figuur 7.5 gegeven. De pompkarakteristieken welke zijn toegevoegd snijden de systeemkarakteristiek bij vollast en deellast. Snijpunt 1 is het werkpunt van de pomp bij vollast.



Figuur 7.6

Voor de pompkarakteristiek geldt: 
$$\frac{\Delta p}{\Delta p_{max}} = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 - \left(\frac{\Phi v}{\Phi v_{max}}\right)^2 \quad [7.1]$$

Voor de leidingkarakteristiek geldt: 
$$\Delta p_{w,l} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \frac{\Phi v^2}{A^2} (\lambda \frac{l}{D} + \Sigma \zeta) \quad [7.2]$$

- $\lambda$  = Wrijvingscoëfficiënt leiding (dimensieloos)
- $l$  = Lengte van de buis (m)
- $D$  = Inwendige diameter van de buis (m)
- $\Sigma$  = Sommatie teken
- $\zeta$  = Weerstandcoëfficiënt appendage (dimensieloos)
- $A$  = Oppervlakte leiding (m<sup>2</sup>)
- $\rho$  = Soortelijke massa (kg/m<sup>3</sup>)

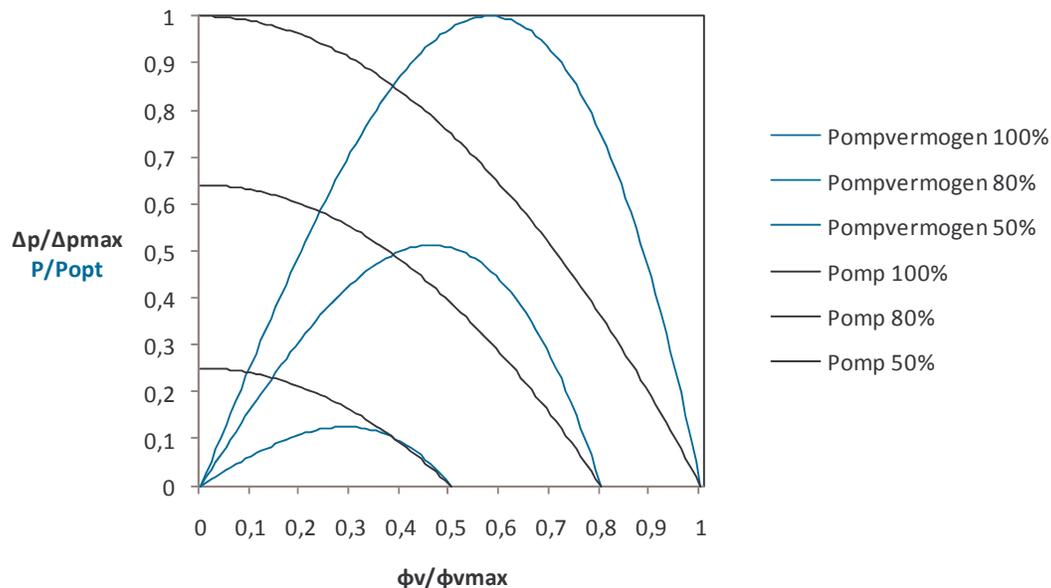
Bij een gelijkblijvend leidingstelsel is  $\Phi v$  de enige veranderende parameter waardoor de leidingkarakteristiek kwadratisch verloopt.

In bijlage D wordt algemeen uitleg gegeven over pompen en over de leidingkarakteristiek.

Voor het relatieve pompvermogen als functie van de relatieve volumestroom met het relatieve toerental als parameter geldt:

$$\frac{Pp}{Ppopt} = \left( \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \frac{\Phi v}{\Phi v_{max}} - \left(\frac{\Phi v}{\Phi v_{max}}\right)^3 \right) \cdot \frac{Pp_{max}}{Pp_{opt}} \quad [7.3]$$

In figuur 7.7 worden het relatieve pompvermogen en de relatieve opvoerdruk weergegeven als functie van het relatieve debiet met het relatieve toerental als parameter.



*Figuur 7.7*

Deze relaties zijn samengesteld uit verschillende algemeen bekende formules. De afleidingen zijn weergegeven in bijlage B.

Het toerental van een pomp heeft invloed op de volumestroom, de opvoerhoogte van de pomp en het opgenomen vermogen. De relatie tussen het toerental en respectievelijk de volumestroom, de opvoerhoogte en het opgenomen vermogen wordt in onderstaande relaties weergegeven.

$$\frac{\Phi_{v1}}{\Phi_{v2}} = \frac{n1}{n2} \quad [7.4]$$

$$\frac{p_{man1}}{p_{man2}} = \left(\frac{n1}{n2}\right)^2 \quad [7.5]$$

$$\frac{P_{as}}{P_{as}} = \left(\frac{n1}{n2}\right)^3 \quad [7.6]$$

$\Phi_v$  = Volumestroom ( $m^3/s$ )

$n$  = Toerental pomp (omw/sec)

$p_{man}$  = Manometrische opvoerdruk (Pa)

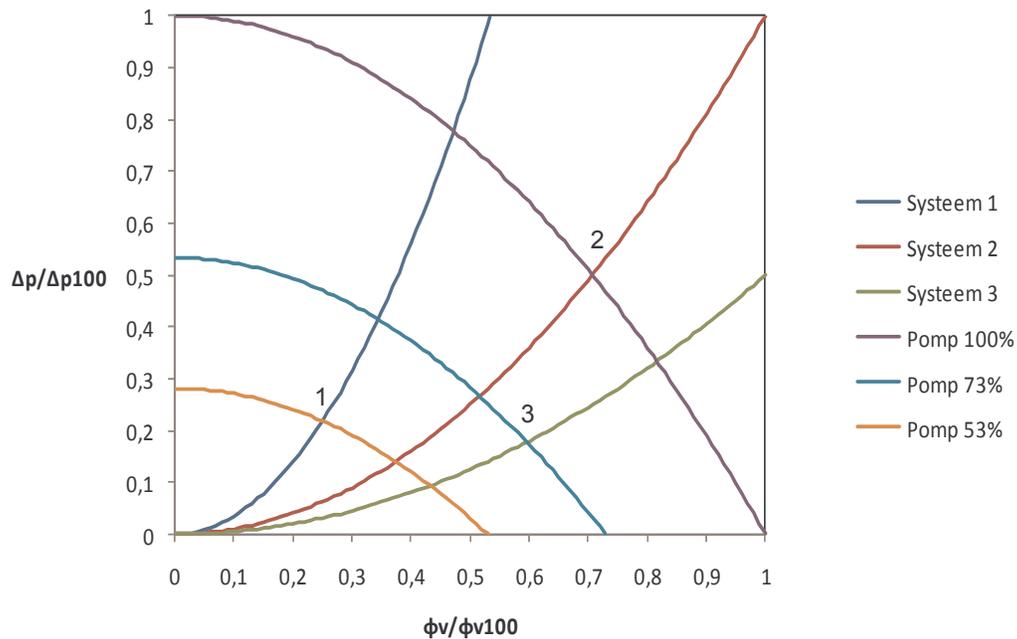
$P_{as}$  = Toegevoerde asvermogen (W)

Met deze relaties wordt over het algemeen gewerkt. In Bijlage C worden deze relaties met behulp van bestaande formules bewezen. Er zal in het vervolg met deze relaties gewerkt worden.

## 7.2.2 Overdrachtskarakteristiek

Als er nu gekeken wordt naar de vraag wat bij regeling door uitsluitend een toerengerelde pomp de minimale regelbaarheid is van een TSA dient men eerst te kijken naar het minimale debiet wat de betreffende pomp kan verpompen. Dit is afhankelijk van het drukverlies in de TSA en de gekozen pomp. In figuur 7.8 worden drie verschillende leidingkarakteristieken afgebeeld met daarin de bijbehorende toerentallen om het nominale debiet te realiseren.

### Systeme grafiek

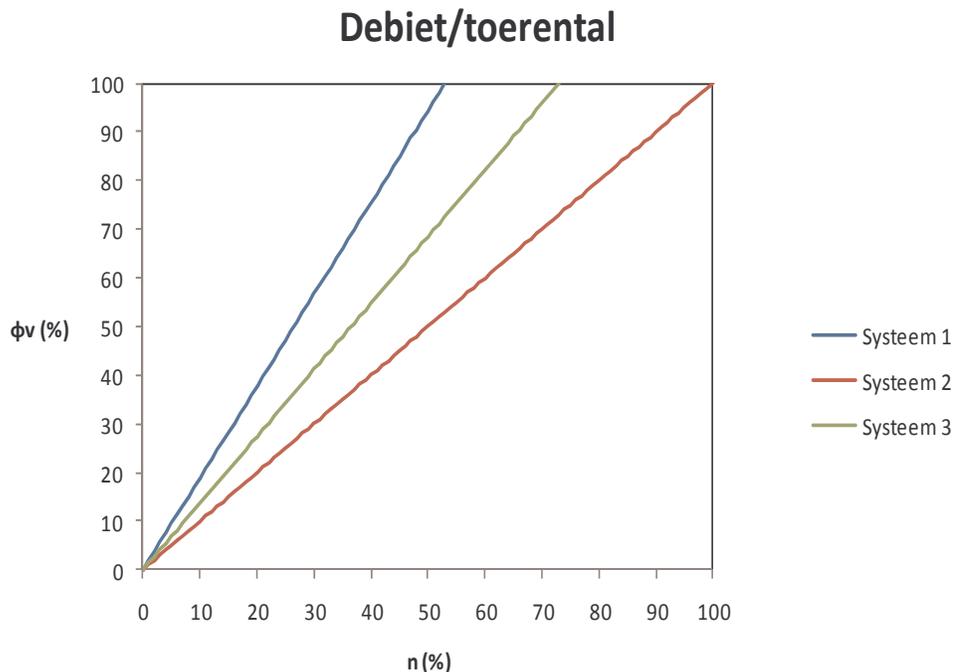


Figuur 7.8

Elke leidingkarakteristiek heeft een gewenst debiet bij 100% capaciteit van het TSA. Het toerental wat hoort bij dit betreffende debiet kan afgelezen worden uit figuur 7.8. Bij deze systemen worden de debieten als volgt gegeven:

- Systeem 1:  $\Phi_v/\Phi_{v100} = 0,25$
- Systeem 2:  $\Phi_v/\Phi_{v100} = 0,7$
- Systeem 3:  $\Phi_v/\Phi_{v100} = 0,6$

Als nu een grafiek wordt gemaakt van het debiet als functie van het toerental dan kan bepaald worden hoe de overdrachtskarakteristiek van een bepaald systeem is. Deze overdrachtskarakteristiek is weergegeven in figuur 7.9.



*Figuur 7.9*

In figuur 7.9 is te zien dat bij systeem 1 slechts een nominaal toerental van 53% noodzakelijk is om 100% van het gewenste debiet te verpompen. Deze waarden zijn ook vast te stellen voor de andere systemen. Aangezien het toerental en debiet evenredig zijn met elkaar zal de lijn in deze grafiek altijd lineair zijn. Dit wordt bevestigd door de volgende formule:

$$\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = \frac{\frac{n}{n_{100}}}{\sqrt{\frac{\Delta p_{l100}}{\Delta p_{pmax}} + \left(\frac{\Phi v_{100}}{\Phi v_{max}}\right)^2}} \quad [7.7]$$

$\Phi_{v100}$  = Het ontwerpdebiet

$\Phi_{vmax}$  = Het maximale debiet

$\Delta p_{l100}$  = Het benodigde drukverschil bij ontwerpdebiet

$\Delta p_{pmax}$  = Het maximaal beschikbare drukverschil

In de formule [7.7] zijn  $\Phi_{v100}$ ,  $\Phi_{vmax}$ ,  $\Delta p_{l100}$  en  $\Delta p_{pmax}$  constanten en dus is de lijn lineair bij wijzigende toerentalen. Voor de herleiding welke leidt tot formule [7.7] zie Bijlage B.

Als er nu gesteld wordt dat een toerengeregelde pomp niet verder terug mag regelen dan 5% van zijn maximale toerental dan kan in de grafiek afgelezen worden wat het minimale debiet van de pomp is. Dit kan ook berekend worden door formule [7.7] in te vullen. Systeem 1 kan bijvoorbeeld niet verder terug dan 9,5% van zijn nominale debiet. Onder deze grens zal de pomp uitgeschakeld worden. De regelverhouding van de pomp in combinatie met dit betreffende systeem is dan  $\frac{100}{9,5} = 10,5$ .

De pomp heeft dus geen groot "flowregelbereik" binnen dit systeem. Dit kan het gevolg zijn van de keuze van een te grote pomp.

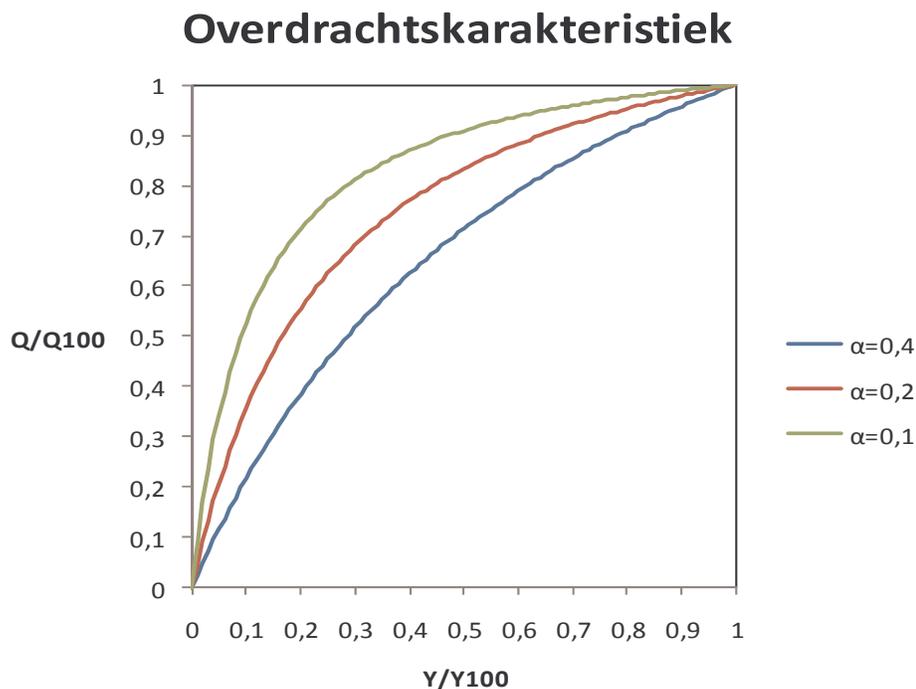
De systemen 2 en 3 hebben, zoals in figuur 7.9 is te zien, een grotere regelverhouding dan systeem 1. Deze systemen kunnen regelen tot resp. 5% en ca. 7% van het nominale debiet. Er kan dus gesteld worden dat een pomp welke met een toerental van 100% draait en daarbij 100% van het nominale debiet verplaatst de meest optimale regelverhouding heeft.

Het verband tussen het stuursignaal en het debiet kan nu vastgesteld worden. Het toerental van een pomp is evenredig met het stuursignaal. Als er vanuit wordt gegaan dat het stuursignaal van een pomp 0-10V is dan komt 10V overeen met 100% toerental van de pomp.

Het verpompte debiet is evenredig met het toerental, hieruit volgt dat het verpompte debiet evenredig is met het stuursignaal. Dit ingevuld in formule [6.3] geeft aan dat de volgende relatie geldt tussen het stuursignaal Y en de warmtestroom Q:

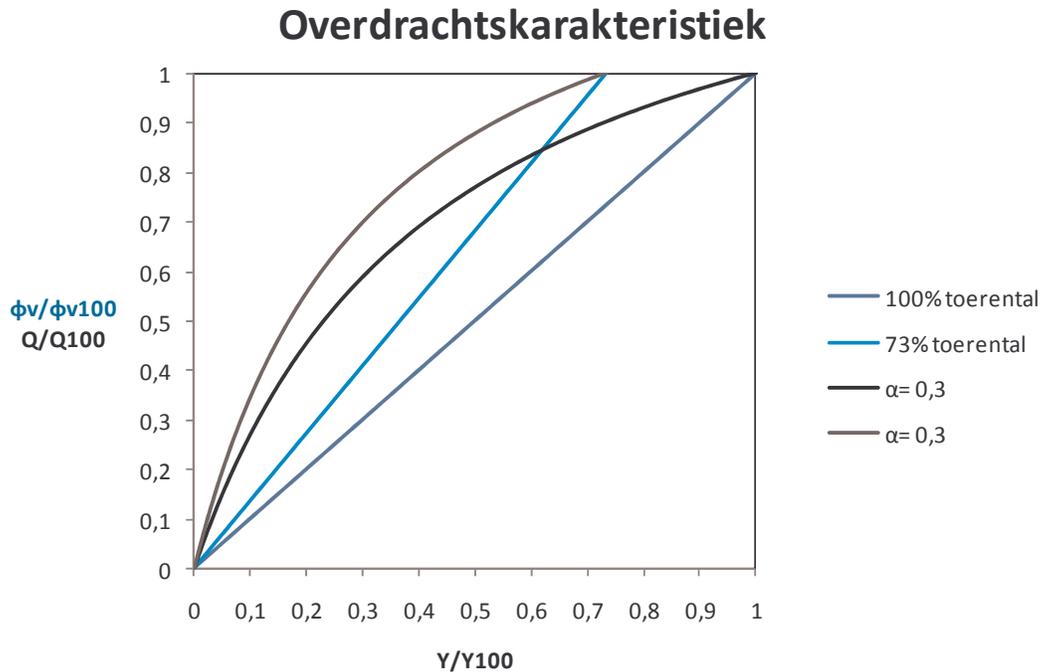
$$\frac{Q}{Q_{100}} = \frac{\frac{Y}{Y_{100}}}{\alpha + (1-\alpha) \cdot \frac{Y}{Y_{100}}} \quad [7.8]$$

Als formule [7.8] in een grafiek wordt weergegeven, zie figuur 7.10, geeft dit hetzelfde beeld als de warmteafgifte karakteristiek. Op de x-as komt nu het relatieve stuursignaal Y/Y100 te staan.



Figuur 7.10

Formule [7.8] geeft de warmteoverdrachtskarakteristiek indien het nominale toerental 100% bedraagt. Als het nominale toerental bijvoorbeeld op 73% toerental wordt gesteld zoals in voorgaand voorbeeld dan ziet de warmteoverdrachtskarakteristiek er anders uit. Deze karakteristiek is weergegeven in figuur 7.11 met een waarde van 0,3 voor  $\alpha$ .



*Figuur 7.11*

Als  $\alpha = 1$  dan zal de warmteoverdrachtskarakteristiek lineair lopen en de lijn volgen van het toerental. Hoe kleiner  $\alpha$  wordt hoe meer de karakteristiek gaat afwijken van de lineaire lijn.

De warmteoverdrachtskarakteristiek waarbij het nominale toerental 73% bedraagt loopt steiler dan bij een nominaal toerental van 100% omdat de maximale warmteoverdracht eerder bereikt wordt. De formule [7.8] welke geldt voor de warmteoverdrachtskarakteristiek bij een nominaal toerental van 100% is hetzelfde als bij een nominaal toerental van 73% alleen  $Y_{100}$  wordt nu niet 100% maar 73%. Er geldt dus voor  $Y_{nom}$ :

$$\frac{Q}{Q100} = \frac{\frac{Y}{Y73}}{\alpha + (1-\alpha) \cdot \frac{Y}{Y73}} \quad [7.9]$$

Het minimale vermogen dat afgegeven wordt bij een  $\alpha$  van 0,3 en een nominaal toerental van 73% is te bepalen door in formule [7.9] een toerental van 5% in te vullen:

$$\frac{Q}{Q100} = \frac{\frac{0,05}{0,73}}{0,3 + (1-0,3) \cdot \frac{0,05}{0,73}} = 0,21$$

Het minimale afgegeven vermogen is dus 21% van het nominale vermogen. Als het nominaal toerental 100% zou zijn dan bedraagt het minimale vermogen 15%.

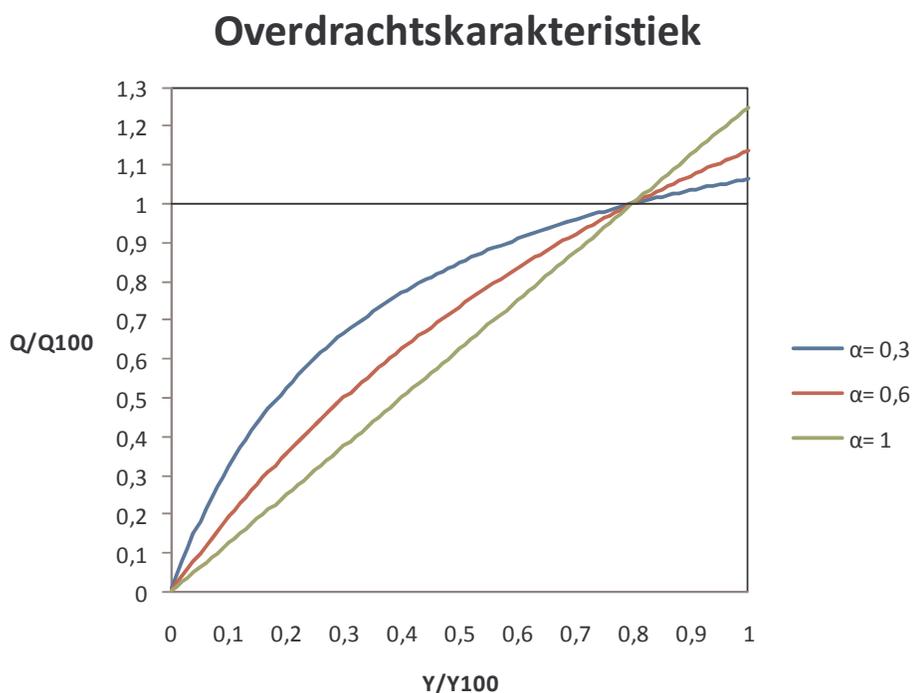
De regelverhouding betreffende de warmteoverdracht is dus  $\frac{100}{21} = 4,8$ .

Er kan gezegd worden dat naarmate  $\alpha$  groter wordt de “proceskarakteristiek” meer lineair wordt waardoor ook de regelverhouding zal toenemen.

Uit het voorgaande is op te maken dat indien het nominale debiet binnen een systeem verpompt wordt met minder dan een toerental van 100% van de pomp het mogelijk is om meer dan het nominale debiet te verpompen. Het gevolg hiervan is dat de warmteoverdracht ook groter kan zijn dan de benodigde warmteoverdracht.

De overdrachtskarakteristiek van het debiet als functie van het toerental is lineair. Voor deze karakteristiek geldt dus dat hoe lager het toerental is om het nominale debiet te verpompen hoe meer dit nominale debiet overschreden kan worden.

Dit gaat ook op voor de warmteoverdrachtskarakteristiek maar hier is de warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  een parameter welke invloed heeft op de maximale warmteoverdracht. In figuur 7.12 worden ter verduidelijking verschillende karakteristieken gegeven bij een nominaal toerental van 80% met  $\alpha$  waarden van 0,3, 0,6 en 1.



*Figuur 7.12*

In figuur 7.12 is duidelijk te zien dat naarmate de warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  groter wordt de warmteoverdrachtskarakteristiek meer lineair wordt. De maximale warmteoverdracht bij 100% toerental wordt eveneens hoger bij een grotere  $\alpha$ .

## 8 Toerengeregelde pomp of regelafsluiter?

Als er gekeken wordt naar debietregeling van een afnemer dan kan dit op drie manieren. Door middel van uitsluitend een toerengeregelde pomp, door middel van een regelafsluiter in combinatie met een pomp met constant toerental of met een regelafsluiter in combinatie met een toerengeregelde pomp. Als voorbeeld wordt een luchtverwarmer genomen.

In dit voorbeeld wordt uitgegaan van een constant luchtdebiet en aangezien het een luchtverwarmer betreft wordt de ingaande luchttemperatuur constant veronderstelt. Deze wordt gesteld op 16°C. De uitgaande luchttemperatuur kan tussen de 16°C en de 30°C variëren. Het luchtdebiet bedraagt 15.000 m³/h. De soortelijke massa van lucht is 1,29 kg/m³ met een soortelijke warmte van 1000 J/kg·K

Het maximale vermogen wat nodig is om de luchtstroom te verwarmen is:

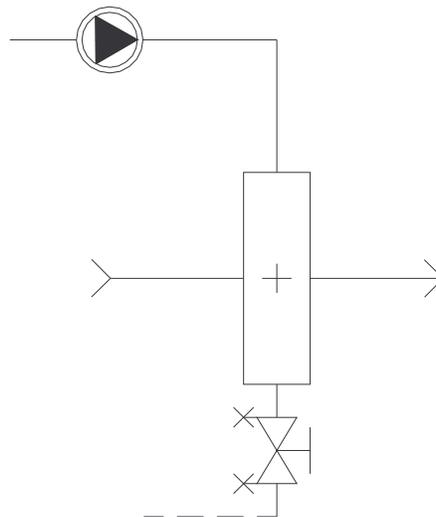
$$Q = \Phi_m \cdot c \cdot \Delta T = \frac{15000}{3600} \cdot 1,29 \cdot 1000 \cdot 14 = 75250 \text{ W} = 75,25 \text{ kW}$$

Voor dit vermogen is een massastroom verwarmingswater nodig (aanvoer- en retourtemperatuur van resp. 80-60°C met een soortelijke warmte van 4180 J/kg·K) van:

$$\frac{75250}{4180 \cdot 20} = 0,9 \text{ kg/s}$$

### 8.1 Toerengeregelde pomp

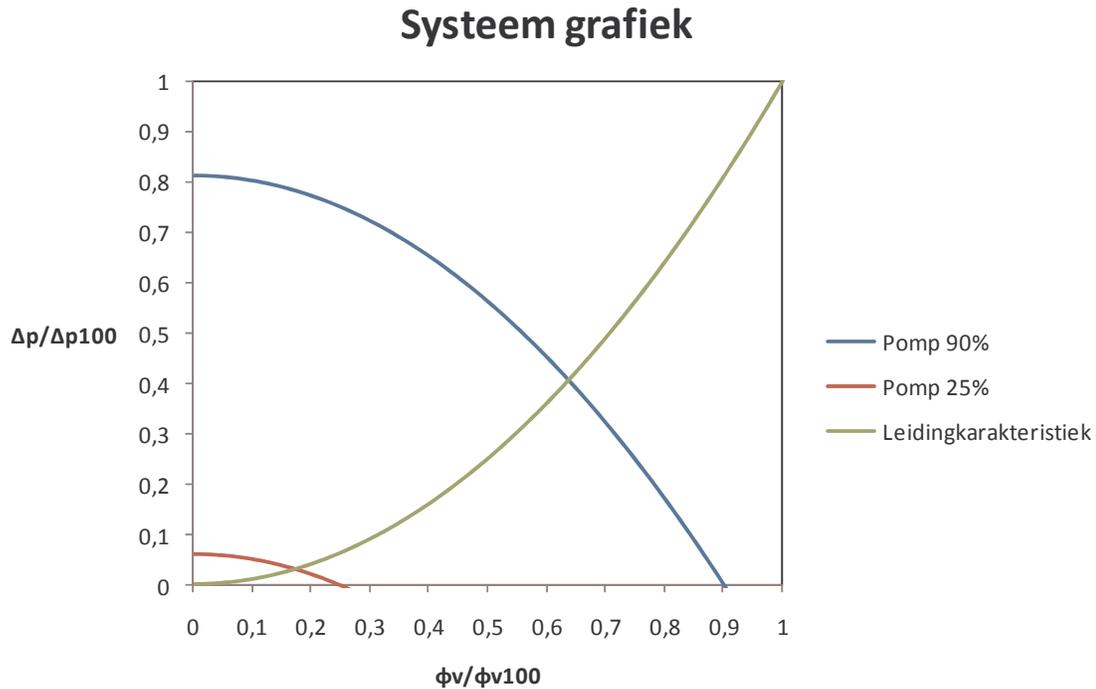
In onderstaande figuur 8.1 is de schakeling weergegeven met uitsluitend een toerengeregelde pomp. Deze situatie zal als eerst besproken worden.



Figuur 8.1

Er wordt een pomp gekozen die het nominale debiet van 0,9 kg/s verpompt, bij 90% van het toerental. Er wordt met procenten gewerkt om een algemeen beeld te krijgen welke bij meerdere situaties is toe te passen.

In figuur 8.2 staan bij één leidingkarakteristiek de pompkarakteristieken weergegeven bij 25% en 90% van het maximale toerental. Het werkpunt van de pomp bij vollast is aangegeven in figuur 8.2.

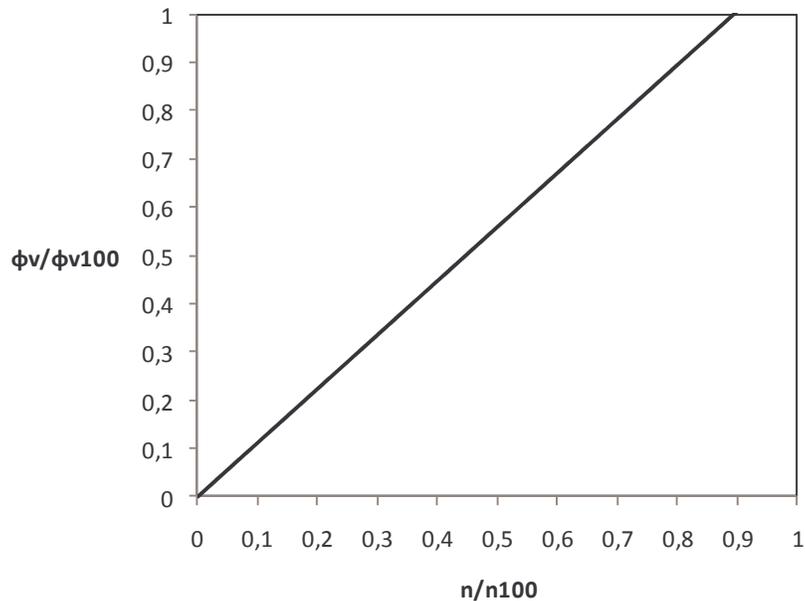


*Figuur 8.2*

Het nominale toerental wordt op 90% gesteld zodat bij onvoorziene weerstanden in de leiding de pomp toch voldoende opvoerdruk kan realiseren. Voor de selectie van een pomp wordt een leidingverliesberekening gemaakt. Het zou wel heel toevallig zijn als bij precies 100% toerental ook het nominaal debiet zou worden verpompt. In de praktijk wordt daarom altijd voor een pomp gekozen die, bij 100% toerental, iets meer verpompt dan benodigd is voor het systeem. De pomp zal in dit geval dus terugtoeren naar een toerental van 90%.

Er kan nu ook een grafiek gemaakt worden waaruit de regelverhouding met betrekking tot het debiet van deze pomp bepaald kan worden in combinatie met dit systeem. In figuur 8.3 wordt het debiet weergegeven als functie van het toerental.

### Overdrachtskarakteristiek



*Figuur 8.3*

In figuur 8.3 kan afgelezen worden tot hoeveel procent kan worden teruggeregeld door de pomp. Bij 5% van het toerental wordt ca. 5,5% van het nominale debiet verpompt. Door dit in te vullen in de formule [7.7] kan ook exact het debiet berekend worden.

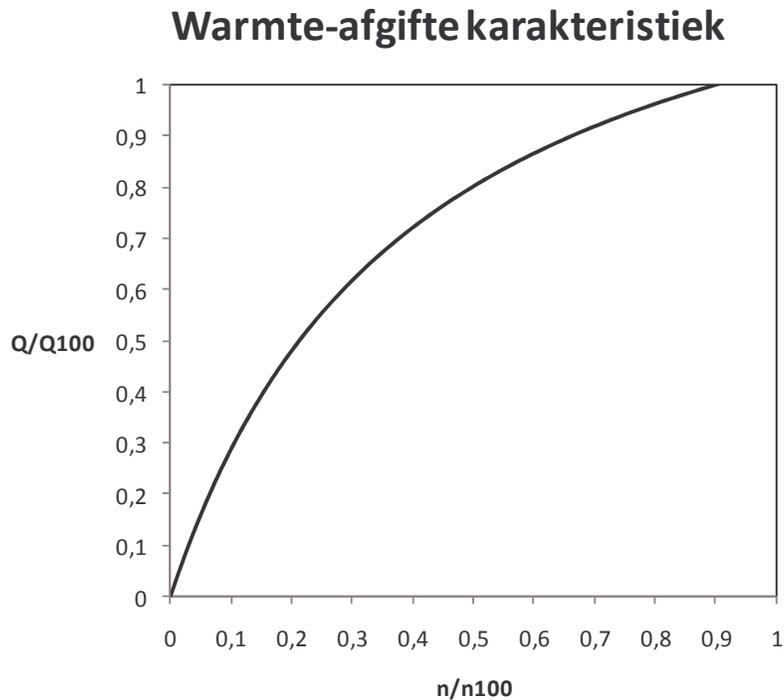
$$\frac{\left(\frac{0,05}{1}\right)}{0,9} = 0,056 \quad \text{dit is 5,6\% van het nominale debiet.}$$

De regelverhouding van het “flowproces” is  $\frac{100}{5,6} = 17,9$ . Het “flowregelbereik” is dus best groot bij deze regeling. Dit wil zeggen dat  $5,6\% \cdot 0,9 \text{ kg/s} = 0,05 \text{ kg/s}$  het minimale verpompte debiet is.

Om te bepalen wat nou het minimale vermogen is bij deze regeling moet eerst het verband tussen het debiet en de warmtestroom vastgesteld worden. Hierin speelt de warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  een grote rol. Deze wordt vastgesteld door middel de formule [6.4] welke geldt voor een hoeveelheidsregeling:

$$a = 0,6 \cdot \frac{T_{pi} - T_{pu}}{T_{pi} - T_{si}} = 0,6 \cdot \frac{80 - 60}{80 - 16} = 0,31$$

De warmteafgifte karakteristiek van de naverwarmer met een  $\alpha$  van 0,31 staat weergegeven in figuur 8.4.



*Figuur 8.4*

In figuur 8.4 kan het minimale vermogen afgelezen worden bij een toerental van 5%, dit is een vermogen van ca. 15%. Dit kan ook exacter berekend worden met behulp van formule [7.9]:

$$\frac{Q}{Q100} = \frac{\frac{n}{n90}}{\alpha + (1-\alpha) \cdot \frac{n}{n90}} = \frac{\frac{0,05}{0,9}}{0,31 + (1-0,31) \cdot \frac{0,05}{0,9}} = 0,16$$

Het minimale vermogen wat de luchtnaverwarmer bij 5,6% van het nominale debiet af zal geven is dus 16% van het nominale vermogen. De regelverhouding van het "vermogensproces" is  $\frac{100}{16} = 6,25$ . Het minimale vermogen van de naverwarmer is dus  $16\% \cdot 75250 = 12040$  W.

Indien de aanvoer- en retourtemperatuur worden verlaagd zal  $\alpha$  groter worden. Het gevolg hiervan is dat het minimaal geleverde vermogen zal afnemen wat een groter regelbereik tot gevolg heeft.

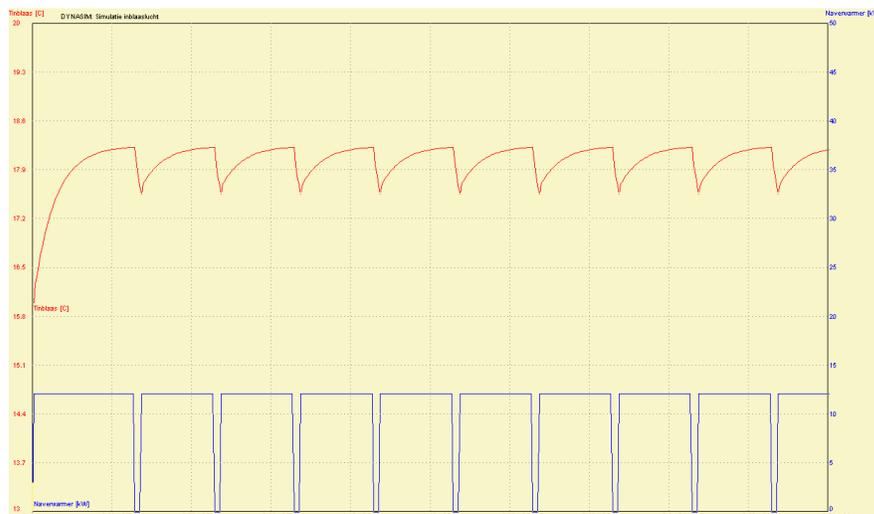
Als er gerekend wordt met een constant luchtdebiet van 15.000 m<sup>3</sup>/h kan er uitgerekend worden wat de minimale uittrede temperatuurverhoging van de lucht zal zijn als de pomp op minimaal toerental in bedrijf is.

$$\Delta T = \frac{12040}{1000 \cdot \left(\frac{15000}{3600} \cdot 1,29\right)} = 2,2^{\circ}\text{C}$$

De minimaal te garanderen temperatuurschaal bedraagt 2,2°C. Onder deze grens zal de pomp als een aan/uit regeling werken.

Hoe nauwkeurig de regeling is hangt van de opnemer en de regelaar af. Als vuistregel kan gebruikt worden dat de moeilijkheidsgraad  $\lambda$  en de minimale  $\Delta T$  hiervoor gebruikt worden. De ingestelde temperatuur dient zo goed mogelijk constant te worden gehouden maar er zal altijd een schommeling in temperatuur zijn als het temperatuurverschil met de ingestelde inblaastemperatuur kleiner is dan deze 2,2°C. De pomp zal binnen dit gebied aan/uit geschakeld worden.

De moeilijkheidsgraad  $\lambda$  wordt binnen dit systeem op 0,2 gesteld. Nu wordt  $0,2 \cdot 2,2 = 0,44^{\circ}\text{C}$  het gebied waarin deze pomp aan/uit geschakeld wordt. Als bijvoorbeeld de ingestelde temperatuur 17°C is dan zal de pomp ingeschakeld worden bij 16,78°C en uitgeschakeld worden bij 17,22°C. In figuur 8.5 is een simulatie te zien van de “aan-uit” schakeling van de pomp gedurende 8 uur bij een ingestelde temperatuur van 18°C.

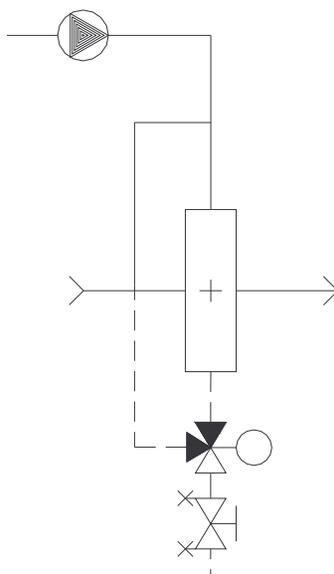


*Figuur 8.5*

Te zien is dat de toerengeregelde pomp “aan-uit” schakelt als de gewenste temperatuur onder de 18,2°C ligt. Hoe snel deze klep schakelt hangt af van het schakelgebied. Hoe lager de gewenste temperatuur wordt, hoe vaker de toerengeregelde pomp zal gaan schakelen. Dit omdat er steeds minder vermogen toegevoegd hoeft te worden aan de lucht.

## 8.2 Pomp met constant toerental en drieweg-regelafsluiter

In figuur 8.6 is de schakeling te zien met een drieweg-regelafsluiter en een pomp met constant debiet.

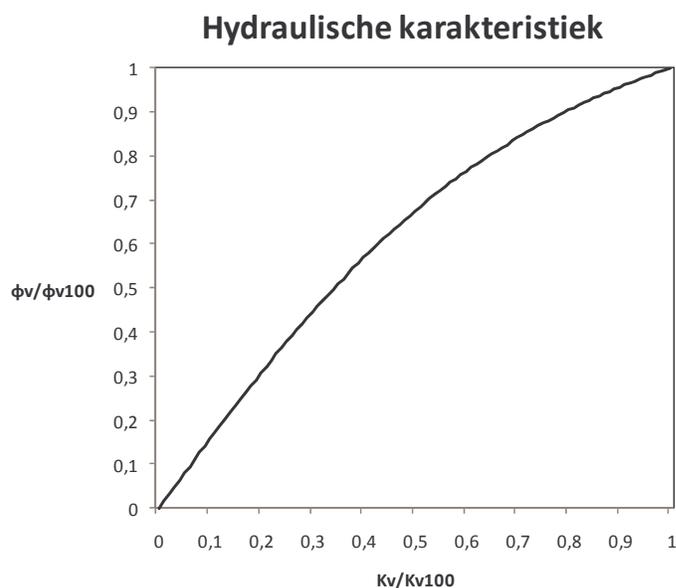


Figuur 8.6

De autoriteit  $a$  geeft de invloed weer welke een klepstand-verandering heeft op de volumestroom. De autoriteit wordt bij een drieweg-regelafsluiter bepaald door de volgende formule:

$$a = \frac{\Delta p_{open}}{\Delta p_{open} + \Delta p_{circuit}} \quad [8.1]$$

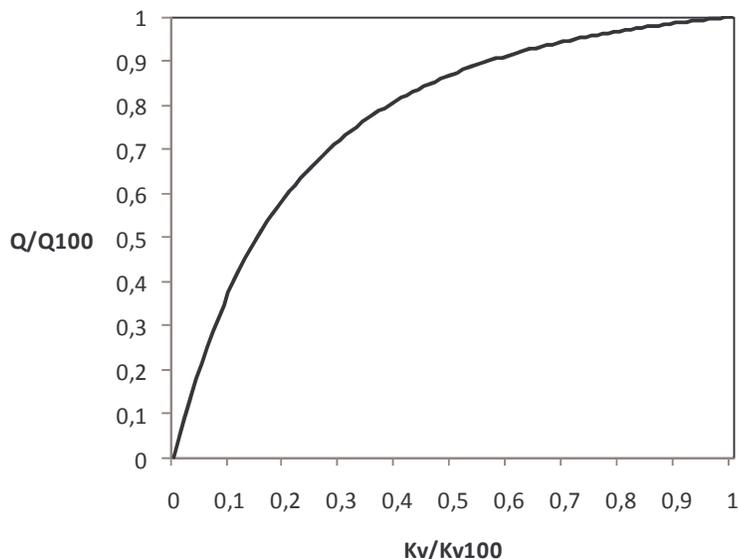
Als nu gesteld wordt dat een drieweg-regelafsluiter binnen dit systeem een autoriteit heeft van 0,4 dan kan de grafiek getekend worden van het relatieve debiet als functie van de relatieve  $K_v$ -waarde. Deze is in figuur 8.7 weergegeven.



Figuur 8.7

Met deze gegevens kan een grafiek worden samengesteld met de relatieve warmte-afgifte als functie van de relatieve  $k_v$ -waarde. Deze grafiek staat afgebeeld in figuur 8.8.

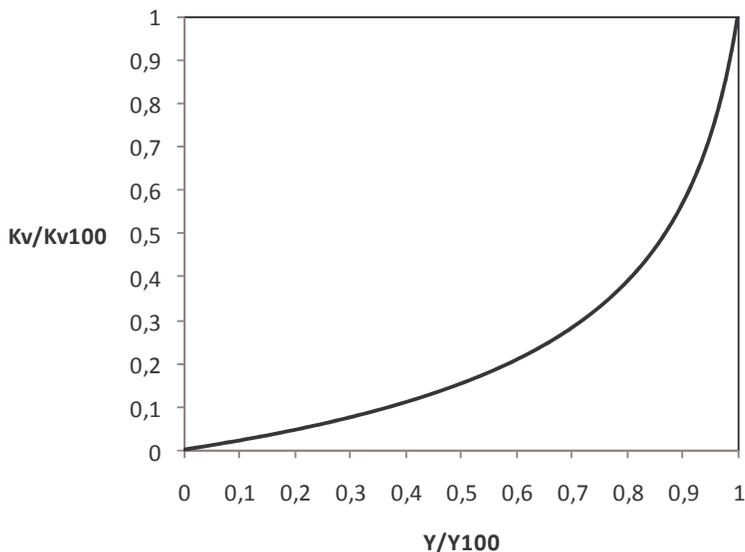
### Warmtestroom/ $k_v$ -waarde



*Figuur 8.8*

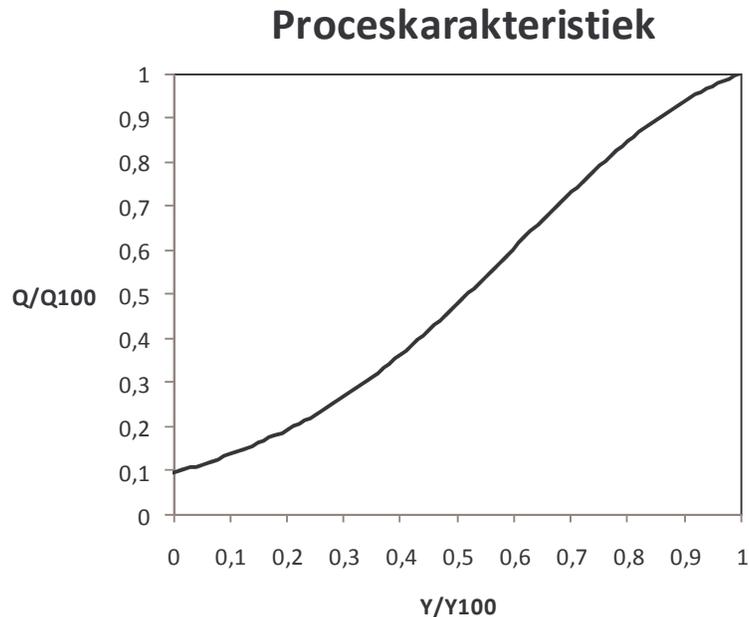
Om nu een lineaire proceskarakteristiek,  $Q/Q_{100}$  als functie van  $Y/Y_{100}$ , te krijgen zou een klepkarakteristiek zoals is weergegeven in figuur 8.9 moeten worden toegepast.

### Klepkarakteristiek



*Figuur 8.9*

Omdat er in de praktijk echter maar keus is uit twee klepkarakteristieken, de lineaire en de equiprocentuele, wordt hier gekozen voor de equiprocentuele klepkarakteristiek. De regelafsluiter heeft een regelverhouding van 50, dit wil zeggen dat de kleinste mogelijke  $k_v$ -waarde 2% bedraagt van de  $k_{vs}$ -waarde. In figuur 8.10 is de grafiek weergegeven van de relatieve warmtestroom  $Q/Q_{100}$  als functie van de relatieve klepstand  $Y/Y_{100}$ .



*Figuur 8.10*

De grafiek verloopt bijna lineair en dus is de regelbaarheid van dit proces goed. Het minimaal te leveren vermogen bedraagt ca. 10% van het nominale vermogen. Dit is exact te bepalen met de formules [6.2] en [6.3]:

$$\frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{K_v}{K_{v100}}\right)^2}{\alpha + (1-\alpha) \cdot \left(\frac{K_v}{K_{v100}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{0,02}{1}\right)^2}{0,4 + (1-0,4) \cdot \left(\frac{0,02}{1}\right)^2}} = 0,0316$$

$$\frac{Q}{Q_{100}} = \frac{\frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}}}{\alpha + (1-\alpha) \cdot \frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}}} = \frac{\frac{0,0316}{1}}{0,31 + (1-0,31) \cdot \frac{0,0316}{1}} = 0,095$$

Dit is dus ca. 9,5% van het nominale vermogen,  $9,5\% \cdot 75250 = 7148,8 \text{ W}$ .

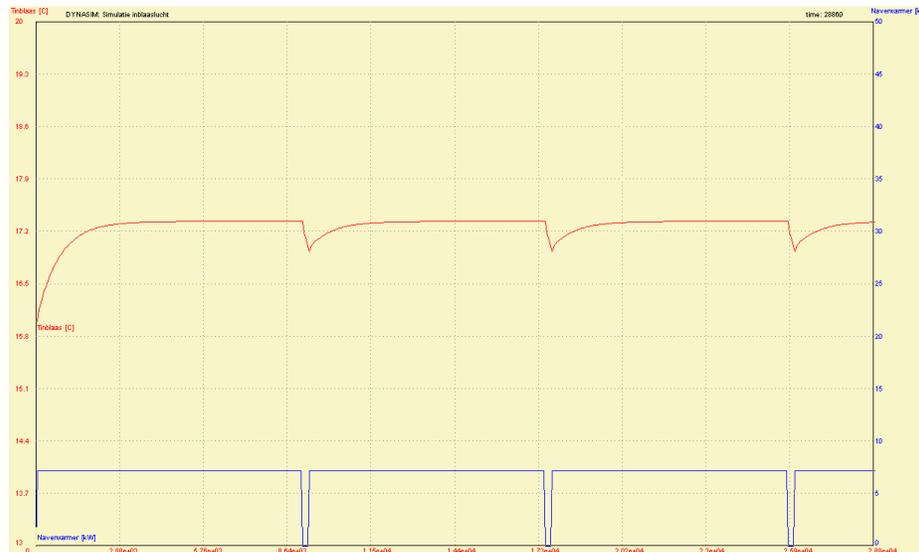
Als er gerekend wordt met een constant luchtdebiet van 15.000 m<sup>3</sup>/h kan er uitgerekend worden wat de minimale uittrede temperatuurverhoging van de lucht zal zijn.

$$\Delta T = \frac{7148,8}{1000 \cdot \left(\frac{15000}{3600} \cdot 1,29\right)} = 1,3^{\circ}\text{C}$$

De minimaal te garanderen temperatuurschaal bedraagt 1,3°C. Onder deze grens zal het gehele debiet door de bypass stromen.

Hoe nauwkeurig de regeling is hangt van de opnemer en de regelaar af. Als vuistregel kan gebruikt worden dat de moeilijkheidsgraad  $\lambda$  en de minimale  $\Delta T$  hiervoor gebruikt worden. De ingestelde temperatuur dient zo goed mogelijk constant te worden gehouden maar er zal altijd een schommeling in temperatuur zijn als het temperatuurverschil met de ingestelde inblaastemperatuur kleiner is dan deze 1,3°C. De regelafsluiter zal binnen dit gebied open/dicht geschakeld worden.

De moeilijkheidsgraad  $\lambda$  wordt binnen dit systeem op 0,2 gesteld. Nu wordt  $0,2 \cdot 1,3 = 0,26^{\circ}\text{C}$  het gebied waarin deze regelafsluiter open/dicht geschakeld wordt. Als bijvoorbeeld de ingestelde temperatuur 17°C is dan zal de regelafsluiter open geschakeld worden bij 16,87°C en uitgeschakeld worden bij 17,13°C. In figuur 8.11 is een simulatie te zien van de “open-dicht” schakeling van de regelafsluiter gedurende 8 uur bij een ingestelde temperatuur van 17,2°C.

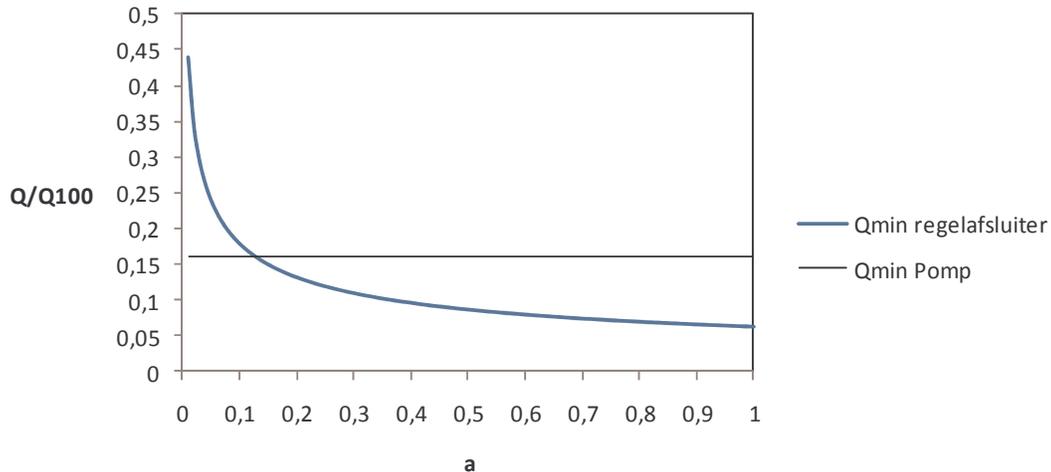


figuur 8.11

Te zien is dat de klep “open-dicht” schakelt als de gewenste temperatuur onder de 17,3°C ligt. Hoe snel deze klep schakelt hangt af van het schakelgebied. Hoe lager de gewenste temperatuur wordt, hoe vaker de klep zal gaan schakelen. Dit omdat er steeds minder vermogen toegevoegd hoeft te worden aan de lucht.

Deze regeling kan dus verder terug regelen dan een toerengeregelde pomp zonder regelafsluiter. Het nadeel is dat bij deellast de retourtemperatuur zal stijgen omdat het overtollige debiet door de bypass stroomt. Bij een toerengeregelde pomp zal de retourtemperatuur juist zakken wat in het algemeen gunstig is voor het rendement van de opwekker.

Er kan ook bepaald worden, indien een pomp terug kan toeren naar 5% van zijn nominale toerental, welke autoriteit  $a$  een regelafsluiter binnen een systeem minimaal moet hebben om een grotere warmteoverdracht-regelverhouding dan een toerengeregelde pomp te hebben. Dit is weergegeven in figuur 8.12. De warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  is hier 0,31 en voor beide regelingen hetzelfde.

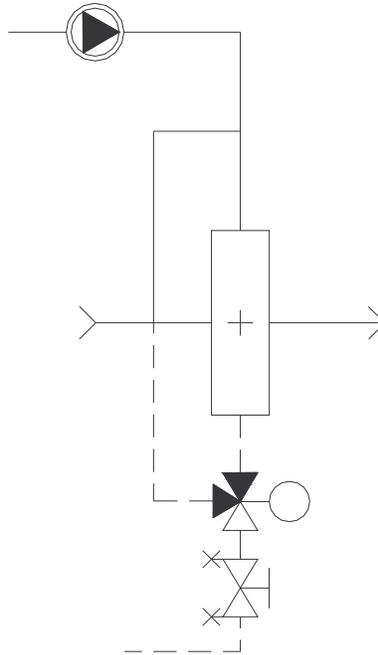


*Figuur 8.12*

In figuur 8.12 is te zien dat een regelafsluiter minimaal een autoriteit  $a$  van ca. 0,13 moet hebben om een groter regelbereik te hebben dan regeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp. De waarde van 0,13 ligt vast voor elke waarde van  $\alpha$  binnen dit systeem. Het is overigens wel afhankelijk van het nominale toerental en het minimale toerental.

### 8.3 Toerengeregelde pomp en drieweg-regelafsluiter

In dit gedeelte wordt de schakeling besproken waarin een toerengeregelde pomp én een regelafsluiter zijn opgenomen. De schakeling is weergegeven in figuur 8.13.



*Figuur 8.13*

In deze schakeling kunnen de eigenschappen van de toerengeregelde pomp en van de regelafsluiter gecombineerd worden.

In deze schakeling zal, bij een lager gewenst debiet, eerst de pomp terug gaan toeren tot deze zijn minimale toerental bereikt. Vervolgens zal de regelafsluiter sluiten om zo het gewenste debiet door de verwarmers te verkrijgen met behorende warmtestroom.

Om nu het minimale debiet met bijbehorende warmteoverdracht te kunnen bepalen moet eerst de minimale warmteoverdracht van de toerengeregelde pomp vastgesteld worden. deze warmteoverdracht is in paragraaf 8.1 al bepaald en vastgesteld op 12040 J/s. De minimale warmteoverdracht bij een autoriteit  $a$  van 0,4 en een warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  van 0,31 is 9,5% zoals vastgesteld in paragraaf 8.2.

$$9,5\% \cdot 12040 = 1143,8 \text{ J/s}$$

Als er gerekend wordt met een constant luchtdebiet van 15.000 m<sup>3</sup>/h kan er uitgerekend worden wat de minimale uittrede temperatuurverhoging van de lucht zal zijn.

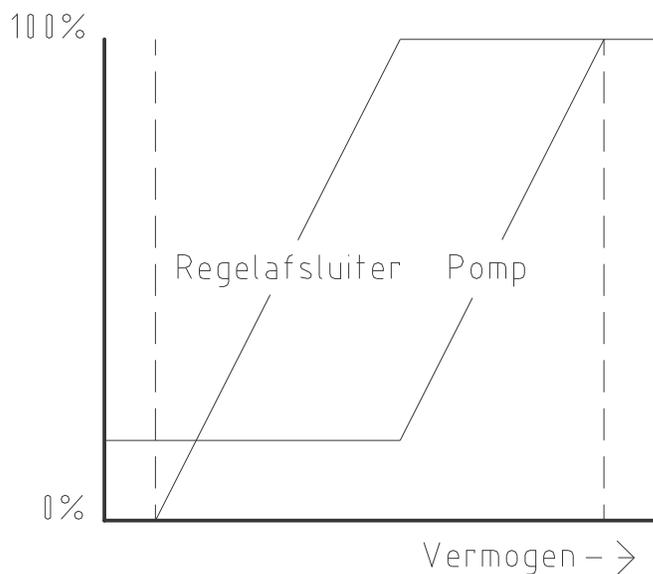
$$\Delta T = \frac{1143,8}{1000 \cdot \left(\frac{15000}{3600} \cdot 1,29\right)} = 0,21^\circ\text{C}$$

De minimaal te garanderen temperatuurschaal bedraagt 0,21°C.

Hoe nauwkeurig de regeling is hangt van de opnemer en de regelaar af. Als vuistregel kan gebruikt worden dat de moeilijkheidsgraad  $\lambda$  en de minimale  $\Delta T$  hiervoor gebruikt worden. De ingestelde temperatuur dient zo goed mogelijk constant te worden gehouden maar er zal altijd een schommeling in temperatuur zijn als het temperatuurverschil met de ingestelde inblaastemperatuur kleiner is dan deze 1,3°C. De regelafsluiter zal binnen dit gebied open/dicht geschakeld worden.

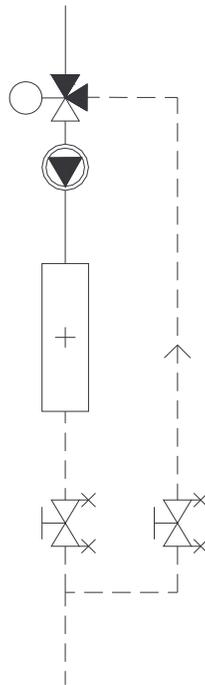
De moeilijkheidsgraad  $\lambda$  wordt binnen dit systeem op 0,2 gesteld. Nu wordt  $0,2 \cdot 0,21 = 0,042^\circ\text{C}$  het gebied waarin deze regelafsluiter open/dicht geschakeld wordt. De aanspreekgevoeligheid van de gemiddelde opnemer, welke veelal gebruikt wordt binnen de klimaattechniek, is echter 0,1°C. De temperatuur moet dus eerst 0,1°C stijgen alvorens de regelaar het signaal krijgt dat het te warm is. Deze regeling is daarom in de meeste gevallen nagenoeg constant omdat het aan/uit regelgebied net zo groot is als de aanspreekgevoeligheid van de regelaar.

Het proportionaliteitsdiagram van de regeling is weergegeven in figuur 8.14. Het regelbereik is aangegeven met de stippelijnen.



*Figuur 8.14*

Als alternatief kan ook de schakeling toegepast worden zoals in figuur 8.15 is weergegeven.



*Figuur 8.15*

Deze schakeling betreft een mengschakeling. De temperatuur zal bij deellast lager worden aangezien er bijgemengd wordt met water uit de retour van de afnemer. De pomp zal eerst terugtoeren en vervolgens zal de klep gaan sluiten. De retourtemperatuur zal bij deze schakeling nog verder zakken wat in het algemeen gunstig is voor het rendement van de opwekker. Het vermogen kan praktisch 0 W worden aangezien de temperatuur in theorie bijna gelijk zal worden aan de temperatuur van het medium wat verwarmd wordt.

## 9 Praktijkvoorbeeld

Deze theoretische formules zijn in de praktijk toe passen bij een fictief systeem waar debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp toegepast wordt. Het betreft hier bijvoorbeeld een debietregeling aan de primaire kant van een TSA.

Het ontwerpdebiet bij vollast wordt gesteld op 10 m<sup>3</sup>/h en het bijbehorende drukverlies bij dit debiet is 50 kPa. De primaire aanvoer- en retourtemperatuur zijn resp. 80-60°C. De uittrede temperatuur aan secundaire kant is 40°C en wordt constant gehouden. De leiding- en de pompkarakteristiek kunnen nu opgesteld worden voor dit betreffende systeem.

Als pomp wordt voor dit systeem de TPE 2000 32-120 van het merk Grundfos gekozen. In Bijlage I worden de berekeningen gegeven.

Als het vermogen bekend is kan ook het kostenaspect bekeken worden.

Voor de gegevens wordt het door Grundfos gegeven standaardprofiel aangehouden. Hierin gaat men uit van 285 stookdagen per jaar wat neerkomt op 6840 uur. De verdeling is weergegeven in tabel 9.1.

Debiet	Draaiuren	Procent uren
100%	410	6%
75%	1026	15%
50%	2394	35%
25%	3010	44%

Tabel 9.1

Voor 100% debiet draait de pomp op 91% toerental. Voor de verschillende debieten zijn de vermogens te bepalen. Eerst dient hiervoor de bijbehorende opvoerdruk en het rendement bepaald te worden. Als het nominale debiet en het bijbehorende benodigde drukverschil bekend zijn dan kan eenvoudig de benodigde opvoerdruk berekend worden. In onderstaand voorbeeld wordt dit vermogen bepaald voor 75% van het nominale debiet.

$$\Delta p = \Delta p_{100} \cdot \left( \frac{\phi v}{\phi v_{100}} \right)^2 = \Delta p = 50 \cdot \left( \frac{7,5}{10} \right)^2 = 28,125 \text{ kPa}$$

Voor het rendement geldt:

$$\frac{\eta n_2}{\eta n_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{0,15} = \eta n_2 = 40\% \left( \frac{(0,91 \cdot 0,75)}{1} \right)^{0,15} = 37,8\%^3$$

Nu kan het vermogen bepaald worden bij 75% van het nominale debiet:

$$P_{as} = \frac{\phi v \cdot \Delta p}{\eta} = P_{as} = \frac{\frac{7,5}{3600} \cdot 28125}{0,378} = 155 \text{ W.}$$

<sup>3</sup> Het motorrendement is bij deze berekening niet meegenomen.

In tabel 9.2 kunnen de benodigde asvermogens afgelezen worden voor 25%, 50%, 75% en 100% van het nominale debiet.

Debiet	Vermogen (W)	kWh/jaar
100%	350	144
75%	155	159
50%	49	117
25%	7	21

Tabel 9.2

Er wordt van uitgegaan dat de kostprijs 1 kWh = € 0,24 bedraagt.

De totale stroomkosten per jaar bedraagt dan nu:

$$(144+159+117+21) \times 0,24 = \text{€ } 106$$

Bij een regeling op constant toerental in combinatie met een drieweg-regelafsluiter kan nu eenzelfde kostenanalyse gemaakt worden. In tabel 9.3 worden de vermogens gegeven voor de verschillende debieten.

Debiet	Vermogen (W)	kWh/jaar
100%	350	144
75%	350	359
50%	350	838
25%	350	1054

Tabel 9.3

De totale stroomkosten per jaar kunnen nu bepaald worden:

$$(144+359+838+1054) \cdot 0,24 = \text{€ } 575$$

Bij debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp ten opzichte van regeling op constant toerental is er een energiebesparing per jaar van:

$$2395 - 441 = 1954 \text{ kWh}$$

Deze energiebesparing levert een jaarlijkse besparing op van:

$$1954 \cdot 0,24 = \text{€ } 469$$

De besparing is in dit geval  $100\% - (106/575) = 82\%$ .

Bij een regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie in combinatie met een regelafsluiter kan nu eenzelfde kostenanalyse gemaakt worden. In tabel 9.4 worden de vermogens gegeven voor de verschillende debieten.

Debiet	Vermogen (W)	kWh/jaar
100%	350	144
75%	237	243
50%	139	333
25%	59	178

Tabel 9.4

De totale stroomkosten per jaar bedragen nu:

$$(144+243+333+178) \times 0,24 = \text{€ } 216$$

Bij debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp ten opzichte van drukverschilregeling met leidingverliescompensatie is er een energiebesparing per jaar van:

$$898 - 441 = 457 \text{ kWh}$$

Deze energiebesparing levert een besparing op van:

$$457 \cdot 0,24 = \text{€ } 110$$

De besparing is in dit geval  $100\% - (106/216) = 51\%$ .

In de praktijk zullen deze verschillen lager uitvallen omdat het motorrendement nog meegenomen dient te worden en het totale rendement zal nog verder zakken als hier wordt voorgesteld. Het is echter wel een feit dat het energieverbruik drastisch zal dalen bij debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp.

Deze verschillende kosten en regelmethodes kunnen nu naast elkaar gezet worden om een overzicht te krijgen, dit is weergegeven in tabel 9.5:

	kWh per jaar	Kosten per jaar	Kosten na 10 jaar
Regeling constant toerental	2395	€ 575	€ 5.750
Drukregeling	898	€ 216	€ 2.160
Regeling debiet	441	€ 106	€ 1.060

Tabel 9.5

Het is in dit geval dus rendabel om te regelen met uitsluitend een toerengeregelde pomp. Deze wijze van regelen kan echter alleen toegepast worden als er slechts één gebruiker achter de pomp aanwezig is. Bij meerdere gebruikers dient er op drukverschil te worden geregeld omdat de verschillende gebruikers verschillende hoeveelheden water vragen.

## 10 Resultaten en conclusies

De kwaliteit van debiet/capaciteitsregeling door middel van uitsluitend toerengeregelde pompen kan nu vastgesteld worden. Om een goede beoordeling te kunnen maken zijn een aantal punten van belang:

- De overdrachtskarakteristiek
  - Toerental ten opzichte van het debiet
  - Toerental ten opzichte van de warmteoverdracht
- Het minimale toerental van een pomp
- De regelverhouding
  - De regelverhouding met betrekking tot het debiet
  - De regelverhouding met betrekking tot de warmteoverdracht
- Vergelijking met een regelafsluiter

De overdrachtskarakteristiek met het debiet als functie van het toerental heeft als uitkomst een rechte lijn volgens formule [7.7]:

$$\frac{\Phi v}{\Phi v 100} = \frac{\frac{n}{n 100}}{\sqrt{\frac{\Delta p l 100}{\Delta p p max} + \left(\frac{\Phi v 100}{\Phi v max}\right)^2}}$$

Dit wil zeggen dat het debiet lineair evenredig is met het toerental. Een pomp wordt veelal te groot gedimensioneerd. Het ontwerpdebiet zal hierdoor in het algemeen gerealiseerd worden bij een toerental lager dan 100%.

De overdrachtskarakteristiek met de warmteoverdracht als functie van het toerental is, aangezien het toerental lineair evenredig is met het debiet, dezelfde formule als die voor de warmteoverdracht als functie van het debiet. Er dient wel rekening gehouden te worden met het nominale toerental van de pomp om het ontwerpdebiet te realiseren. Als het nominale toerental van de pomp lager is dan 100%, bijvoorbeeld 80%, dan wordt de formule voor de warmteoverdracht als functie van het toerental, met de warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  als parameter, als volgt:

$$\frac{Q}{Q 100} = \frac{\frac{n}{n 80}}{\alpha + (1 - \alpha) \cdot \frac{n}{n 80}}$$

Bij 80% van het toerental wordt nu 100% warmteoverdracht gerealiseerd.

Het minimale toerental van een pomp is lastig te bepalen en hangt af van het type pomphuis, type waaier en het type motor. Grundfos geeft aan dat het minimale toerental van een toerengeregelde pomp 5% bedraagt van het maximale toerental. Dit minimale toerental is van belang om de verschillende regelverhoudingen vast te kunnen stellen.

Als er voor een systeem een ontwerpdebiet met bijbehorend drukverlies berekend is dan kan aan de hand hiervan een pomp geselecteerd worden. De regelverhouding met betrekking tot het debiet wordt bepaald door de formule  $\frac{\phi v_{nom}}{\phi v_{min}}$ . Het minimale debiet wordt bepaald door het minimale toerental maar ook door het nominale toerental waarbij 100% debiet wordt verpompt. Naarmate het nominale toerental lager wordt zal de regelverhouding met betrekking tot het debiet afnemen doordat het minimale debiet wat verpompt kan worden relatief groter wordt.

Het voorgaande geldt ook voor de warmteoverdracht aangezien 100% warmteoverdracht wordt bereikt bij het nominale toerental. De warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  speelt hierin wel een rol. Naarmate  $\alpha$  groter wordt is de relatie tussen de warmteoverdracht en het toerental meer lineair. Hoe kleiner  $\alpha$  hoe kleiner de regelverhouding met betrekking tot de warmteoverdracht omdat bij het minimale toerental meer warmteoverdracht gerealiseerd wordt. De formule voor de regelverhouding met betrekking tot de warmteoverdracht is  $\frac{Q_{nom}}{Q_{min}}$ .

De vergelijking kan nu gemaakt worden met een regelafsluiter. Als vuistregel wordt ervoor gekozen om voor een regelafsluiter een klepautoriteit  $a$  van minimaal 0,3 aan te houden. De warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  is afhankelijk van de temperaturen van het primaire en secundaire circuit, maar deze is voor een regeling met uitsluitend een toerengeregeld pomp hetzelfde als met een regeling met een regelafsluiter. Een regelafsluiter dient een regelverhouding  $\frac{K_{vs}}{K_{v0}}$  van minimaal 50 te hebben.

Als er gewerkt wordt met een autoriteit  $a$  van minimaal 0,3 is de regelverhouding per definitie beter dan de regelverhouding van een toerengeregeld pomp. Dit geldt als ervan uit wordt gegaan dat een pomp tot 5% van zijn maximale toerental kan terugtoeren en het nominale toerental van de pomp 90% van het maximale toerental bedraagt. Het omslagpunt ligt binnen dat systeem bij een autoriteit van 0,13. Dit is onafhankelijk van de waarde van  $\alpha$ . Als het nominale toerental wordt verhoogd of het minimale toerental wordt verlaagd zal dit omslagpunt bij een hogere autoriteit liggen.

De regelverhouding van een regelafsluiter is dus in de meeste gevallen groter dan de regelverhouding van een toerengeregeld pomp. Dit hoeft echter geen probleem te zijn bij een regeling waaraan geen strenge eisen zijn gesteld. De energiebesparing is echter wel aanzienlijk bij toepassing van een toerengeregeld pomp bij debiet/capaciteitsregeling van een afnemer. Ook worden er kosten uitgespaard door het ontbreken van een regelafsluiter.

Het hangt dus van de eisen van de gebruiker van een systeem af of er uitsluitend een toerengeregeld pomp kan worden toegepast of een (toerengeregeld) pomp met een regelafsluiter.

## 11 Literatuuroverzicht

Isso Handboek Installatietechniek; W.H. Knoll, E.J. Wagenaar en A.M. van Weele

Recknagel; Sprenger en Schramek

Isso publicatie 44

Toegepaste energietechniek; J. Ouwehand, T.J.G. Papa, E. Post en A.C. Taal

[www.grundfos.nl](http://www.grundfos.nl), Grundfos Webcaps

Basisprincipes van de pomptechniek; Wilo

Scriptie Gert-Jan van Zoeren; 'Keuze pompregeling bij het instellen van toerengeregelde pompen in klimaatinstallaties'.

Rendementen en toepassingen van toerentalgeregelde aandrijvingen bij pompen KULeuven; P. van Roy, J. Driesen en R. Belmans.

KSB Know-how band 4, "Pumpenregelung / Anlagenautomation"

[www.en-do.be](http://www.en-do.be)

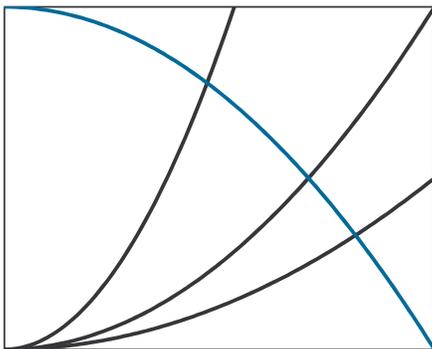
RTT 4, Blok schema's en regelkleppen

TU Eindhoven, Pump handbook; Igor J. Karassik, Joseph P. Messina en Paul Cooper

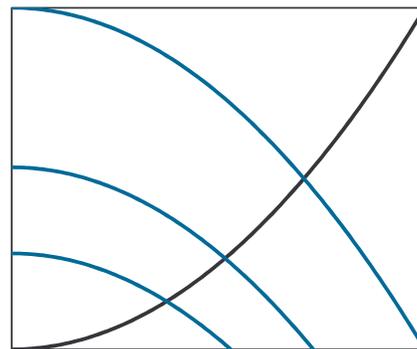
## Kwaliteit capaciteitsregeling met behulp van toerengeregelde pompen:

### Bijlagen

Centrifugaalpompe



Toerengeregelde  
centrifugaalpompe



**Naam student:**

**Robert-Jan Loeffen**

**Studentnummer:**

**1533993**

**Afstudeerbedrijf:**

**Burgers-Ergon Installatietechniek B.V.**

**Datum:**

**4 januari 2011**

## Inhoudsopgave

Bijlage A	Plan van aanpak .....	2
Bijlage B	Pompabstractie formule .....	11
Bijlage C	Herleiden relaties .....	20
Bijlage D	Pompen algemeen .....	22
Bijlage E	Debietregelingen .....	32
Bijlage F	Drukregeling toerengeregelde pomp .....	39
Bijlage G	Hydraulische schakelingen .....	47
Bijlage H	Kostenvergelijking regelafsluiter & toerengeregelde pomp .....	54
Bijlage I	Praktijkvoorbeeld .....	62

## **Bijlage A Plan van aanpak**

### **1. Achtergronden**

Het bedrijf Burgers-Ergon is werkzaam in de installatietechniek. Alle facetten van dit vak worden uitgeoefend binnen dit bedrijf. Dit betreft niet alleen werktuigbouwkundige en elektrotechnische installaties maar ook meer specialistische vakgebieden zoals brandbeveiliging, meet-&regeltechniek en telecommunicatie.

De doelgroepen zijn zeer uiteenlopend. De marktsegmenten waar Burgers-Ergon voornamelijk actief is zijn commercieel vastgoed, gezondheidszorg, (semi)-overheid en de high tech clean industrie.

Burgers-Ergon is een dochteronderneming van Heijmans N.V. Het valt onder Heijmans Nederland en maakt deel uit van de divisie utiliteitsbouw en techniek. Het bedrijf opereert landelijk en heeft vestigingen in Geleen, Eindhoven, Rotterdam, Leiden, Amsterdam, Apeldoorn en Drachten.

Mijn afstuderen vindt plaats op de afdeling Techniek & Ontwikkeling.

Techniek en ontwikkeling (T&O) is een landelijk opererende afdeling binnen Burgers-Ergon gevestigd in Eindhoven. T&O zet de lijnen uit in het voortraject van een integraal ontwerp voor gebouw gebonden installaties en bepaald aan de hand daarvan een budget. T&O is tevens het kenniscentrum voor de Burgers-Ergon organisatie.

#### **Integraal ontwerp bouwteam**

Het ontwikkelen van een integraal ontwerp kan in bouwteam verband worden uitgevoerd. De opdrachtgever heeft zijn uitgangspunten door middel van een programma van eisen kenbaar gemaakt. Het programma van eisen wordt met de opdrachtgever doorgenomen, gecontroleerd en eventueel aangepast. Vervolgens wordt het project volgens een vooraf opgezet projectplan ontwikkeld, ontworpen en gebudgetteerd.

#### **Integraal ontwerp PPS**

Bij publiek private samenwerking (PPS) gaat het om een contract waarin het hele project (van ontwerp, via realisatie tot aan onderhoud en beheer inclusief de bijbehorende financiering) voor een vooraf overeengekomen periode en budget wordt gerealiseerd. Bij PPS gaat het altijd om de overheid als aanbestedende dienst en opdrachtgever.

#### **Consultancy werkzaamheden**

Voor consultancy werkzaamheden is het kenniscentrum ontwikkeld voor kantoorpersoneel van Burgers-Ergon. Men kan bij het kenniscentrum terecht met technische vragen over werktuigbouwkundige of elektrotechnische onderwerpen. T&O heeft specialisatie in domotica, meet- en regeltechniek, energie (opwekking, transformatie en verbruik), etc. Tevens blijft de afdeling op de hoogte van innovatieve ontwikkelingen in de installatiebranche. Ook tijdens de uitvoering kan T&O ondersteuning bieden. T&O biedt een frisse kijk op een probleem of uitdaging.

Op de afdeling had men, met in het bijzonder de begeleider A. van Stuijvenberg, interesse in deze opdracht omdat er nog vrij weinig over bekend en gedocumenteerd is. Door deze opdracht komt er naar alle waarschijnlijkheid meer duidelijkheid over het gebruik van toerengeregelde pompen voor het regelen van capaciteiten/debietten.

## 2. De projectopdracht

De opdracht betreft de regeltechnische eigenschappen van toerengeregelde pompen. Toerengeregelde pompen worden vaak toegepast voor het op een constant drukverschil houden van een transportsysteem. Toerengeregelde pompen worden echter steeds vaker toegepast voor het regelen van capaciteiten/debiten.

Om dit goed te kunnen toepassen zijn de antwoorden op o.a. de volgende vragen van belang:

- Is een debietregeling met een toerengeregelde pomp goed mogelijk?
- Tot hoe ver kan een dergelijke pomp redelijk teruggeregeld worden?
- Hoe ziet de overdrachtsfactor/overdrachtskarakteristiek van de regeling van een dergelijke pomp er uit?
- Hoe groot is de regelverhouding van een toerengeregelde pomp en door welke aspecten wordt deze bepaald?

De doelstelling van dit project is om de kwaliteit van het regelen van capaciteiten/debiten door middel van toerengeregelde pompen vast te stellen. Dergelijke pompen worden nu veel gebruikt voor dit doeleinde. Het bedrijf is echter geïnteresseerd in de regelbaarheid van een dergelijk systeem.

### 3. Projectactiviteiten

De projectactiviteiten bestaan uit:

- Het maken van een plan van aanpak.
- Contact leggen met de begeleidingsdocent van de Hogeschool Utrecht voor de voortgang van het project.
- Periodiek overleg met de begeleiding van het bedrijf, Burgers-Ergon, voor eventuele vragen en om de voortgang te bewaken.
- Verdiepen in de werking van een theoretische pomp, waarbij onder andere de pompkarakteristiek aan de orde komt.
- De werking van een toerengeregelde pomp onderzoeken.
- Verdiepen in verschillende hydraulische schema's waarin toerengeregelde pompen worden toegepast.
- De werking van een regeling door middel van regelafsluiters onderzoeken
- Verschillende pompfabrikanten benaderen voor informatie betreffende toerengeregelde pompen.
- Onderzoeken hoe goed een capaciteitregeling mogelijk is door middel van debietvariatie met behulp van uitsluitend een toerengeregelde pomp.
- De regelverhouding van een toerengeregelde pomp onderzoeken met betrekking tot het debiet en de warmteoverdracht
- Onderzoeken wat de overdrachtsfactor van een regeling met een toerengeregelde pomp is met betrekking tot het debiet en de warmteoverdracht
- Vergelijking maken regelen met toerengeregelde pomp en/of regelafsluiter
- Eventuele werkzaamheden binnen het bedrijf. Dit houdt in het vragen van hulp en uitleg aan collega's op bepaalde momenten
- De bevindingen in de scriptie vermelden met bijbehorende bijlagen.
- De verdediging voorbereiden en bespreken met de bedrijfsbegeleider.
- De verdediging houden op de Hogeschool Utrecht voor de beoordelaars.

#### **4. Projectgrenzen**

Het project duurt in totaal 100 dagen van 8 uur, dit komt neer op 800 uur. De begindatum van het afstuderen is 1 september. De scriptie dient ingeleverd te worden op 4 januari 2011 op Nijenoord 1 te Utrecht. Binnen dit tijdsbestek dient het totale onderzoek gedaan en de scriptie over dit onderzoek geschreven te worden. De verdediging vindt plaats in week drie 2011, de exacte datum is nog niet bekend.

Voor het slagen van dit project dient een antwoord te worden gevonden op de vraagstellingen zoals benoemd in de projectopdracht.

Wat betreft de demarcatie en diepgang van dit onderzoek wordt er gekeken naar de onderzoeksvragen. De projectactiviteiten zoals vernoemd in het voorgaande zullen uitgevoerd worden in het project.

## **5. De producten**

De producten die dit project op moet leveren zijn de scriptie met bijbehorende bijlagen, alsmede de verdediging van deze scriptie. Het onderzoek dat ten grondslag ligt aan de scriptie kan ook als product gelden.

Het plan van aanpak geldt in zekere zin ook als een product dat geleverd dient te worden voor dit project. Hier kan in grote lijnen uit afgeleid worden wat gedaan moet worden en in welk tijdsbestek.

Een conceptverslag, wat tweemaal moet worden ingeleverd, is ook een product wat geleverd moet worden.

## **6. Kwaliteit**

De kwaliteit van de scriptie is natuurlijk van groot belang, aangezien het een afstudeerscriptie betreft.

Om de kwaliteit te bewaken zijn er een aantal controles ingebouwd zodat er indien nodig tijdig bijgestuurd kan worden.

Deze controles zijn in de vorm van besprekingen met de bedrijfsbegeleider. Er zal elke week een bespreking plaatsvinden tussen de student en de bedrijfsbegeleider.

De begeleidend docent is ook belangrijk in het kader van kwaliteitsbewaking. De docent dient minimaal twee keer met de student de voortgang te bespreken. De docent is er vooral voor de begeleiding van het proces van het afstuderen terwijl de bedrijfsbegeleider er meer is voor de inhoudelijke vragen met betrekking tot het onderwerp van afstuderen.

Er dient tweemaal binnen de afstudeerperiode een conceptverslag ingeleverd te worden bij de begeleidend docent. Deze zal, na inzage, zijn oordeel geven over het verslag. Indien noodzakelijk zal het verslag aangepast worden. Ook dit is bedoeld om de kwaliteit te bewaken zodat er bijgestuurd kan worden als de betreffende docent van mening is dat het verslag nog niet geheel voldoet.

## 7. Planning

Activiteiten	Weeknummer																				
	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	1	2	3
Plan van aanpak maken	■	■																			
Opsommen soorten pompen		■	■	■																	
Werking (toerengeregelde) pomp onderzoeken			■	■	■																
Verschillende hydraulische schema's met toerengeregelde pompen					■	■															
Onderzoek regeling regelafsluiters						■	■														
Overdrachtsfactor regeling toerengeregelde pomp onderzoeken								■	■												
De regelverhouding van toerengeregelde pompen onderzoeken									■	■	■										
Vergelijking regeling met regelafsluiter en met toerengeregelde pomp										■	■	■		■	■						
Conceptverslag 1 schrijven										■	■										
Inleveren eerste conceptverslag											■										
Verbeteringen doorvoeren in conceptverslag 1												■									
Conceptverslag 2 schrijven													■	■							
Inleveren tweede conceptverslag														■	■						
Scriptie schrijven															■	■	■	■			
Vakantie																■	■	■	■		
Vorbereiden verdediging																			■	■	
Inleveren scriptie																				■	■
Verdediging houden																					■

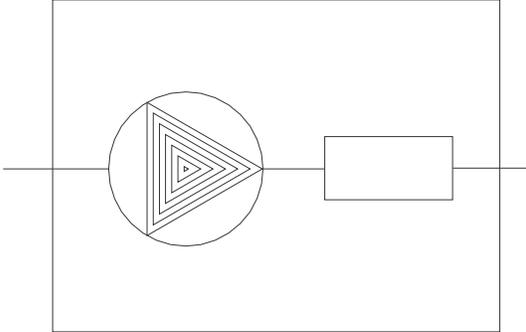
## 8. Literatuur

De literatuur voor deze scriptie zal onder andere bestaan uit de volgende naslagwerken:

- Isso Handboek Installatietechniek
- Recknagel
- Documentatie pompfabrikanten
- Isso publicaties
- Toegepaste energietechniek
- Diverse internetpagina's

## Bijlage B Pompabstractie formule

Een pomp kan in principe als een ideale pomp voorgesteld worden met een ingebouwde weerstand, zie figuur B1. Zonder deze weerstand zou de pompcurve in principe een horizontale lijn zijn.



Figuur B1

De pompafbeelding in figuur B1 staat voor een ideale pomp. Het blokje na de pomp staat voor de weerstand en daarmee de verliezen in de pomp. Het grote blok staat voor de pomp in de praktijk, hierin zijn de verliezen opgenomen. De pompkarakteristiek is mede door deze aanname te verklaren.

De opvoerdruk die de totale pomp, inclusief weerstand, kan realiseren is:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} - R \cdot \Phi_v^2 \quad [B1]$$

$\Delta p$  = Opvoerdruk pomp (Pa)

$\Delta p_{\max}$  = Maximale opvoerdruk pomp (Pa)

$R$  = Hydraulische weerstand ( $\frac{Pa}{kg/s}$ )

$\Phi_v$  = Volumestroom ( $m^3/s$ )

Met behulp van de relatie  $\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$  kan de volgende formule herleid worden:

$$\Delta p = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \Delta p_{\max} - R \cdot \Phi_v^2 \quad [B2]$$

$n$  = toerental (omw/min)

$n_{100}$  = maximale toerental (omw/min)

Bij het maximale debiet is het toerental 100% en de opvoerdruk  $\Delta p = 0$ .

$$\Phi_{v_{\max}}^2 = \frac{\Delta p_{\max}}{R} \quad [B3]$$

$\Phi_{v_{\max}}$  = maximale volumestroom ( $m^3/s$ )

Uit de formules 2 en 3 volgt:

$$\Delta p = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \Delta p_{\max} - \frac{\Delta p_{\max}}{\Phi v_{\max}^2} \cdot \Phi v^2 \quad [B4]$$

De relatie tussen de opvoerdruk en het debiet voor de pompkarakteristiek kan nu gelegd worden:

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_{\max}} = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 - \left(\frac{\Phi v}{\Phi v_{\max}}\right)^2 \quad [B5]$$

De relatie tussen het debiet en het vermogen  $P_p$  van de pomp kan herleid worden uit onderstaande formules:

$$P_p = \Delta p \cdot \frac{\Phi v}{\rho} \quad [B6]$$

$$P_{p_{\max}} = \Delta p_{\max} \cdot \frac{\Phi v_{\max}}{\rho} \quad [B7]$$

$P_p$  = Hydraulisch vermogen (W)

$P_{p_{\max}}$  = Maximaal vermogen

$\rho$  = Soortelijke massa ( $\text{kg/m}^3$ )

$P_{p_{\max}}$  is maximaal als het product van  $\Delta p$  en  $\Phi v$  maximaal is omdat deze parameters nooit gelijktijdig maximaal kunnen zijn.

Uit de formules 6 en 7 volgt de volgende formule:

$$\frac{P_p}{P_{p_{\max}}} = \frac{\left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \frac{\Phi v}{\rho} \cdot \Delta p_{\max}}{\Delta p_{\max} \cdot \frac{\Phi v_{\max}}{\rho}} - \frac{\frac{\Delta p_{\max}}{\Phi v_{\max}^2} \cdot \frac{\Phi v}{\rho} \cdot \Phi v^2}{\Delta p_{\max} \cdot \frac{\Phi v_{\max}}{\rho}} \quad [B8]$$

Formule 8 kan vervolgens vereenvoudigt worden naar het volgende:

$$\frac{P_p}{P_{p_{\max}}} = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \frac{\Phi v}{\Phi v_{\max}} - \left(\frac{\Phi v}{\Phi v_{\max}}\right)^3 \quad [B9]$$

$P_{p_{\max}}$  = Maximale vermogen (W)

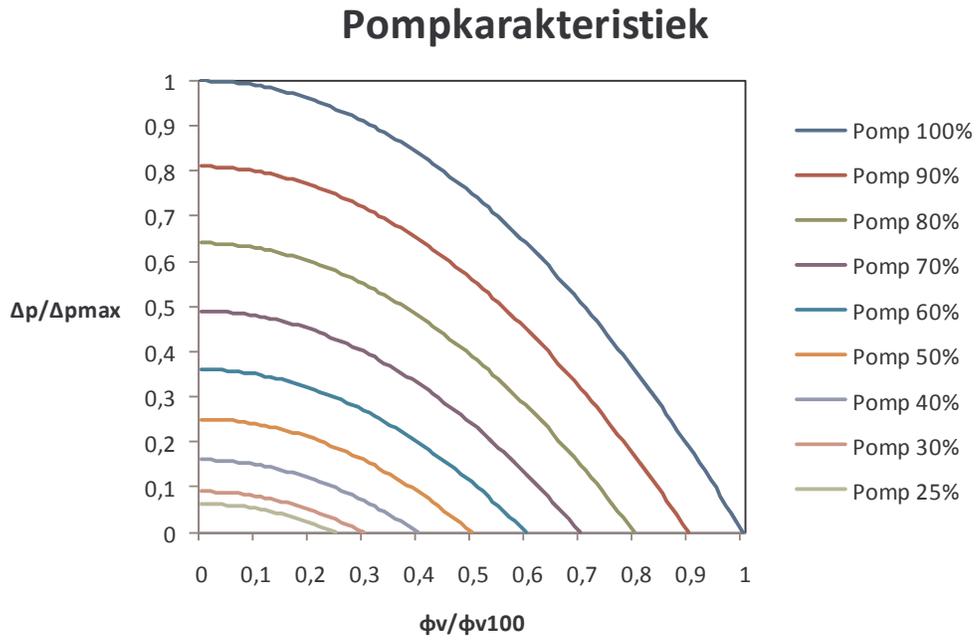
Dit geldt voor het hydraulische vermogen, het vermogen wat afgegeven wordt aan het water. Om een formule voor het opgenomen vermogen te kunnen schrijven dient  $P_{p_{\max}}$  naar de andere kant gehaald te worden. De volgende formule kan nu geschreven worden.

$$\frac{P_p}{P_{p_{opt}}} = \left(\left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \frac{\Phi v}{\Phi v_{\max}} - \left(\frac{\Phi v}{\Phi v_{\max}}\right)^3\right) \cdot \frac{P_{p_{\max}}}{P_{p_{opt}}} \quad [B10]$$

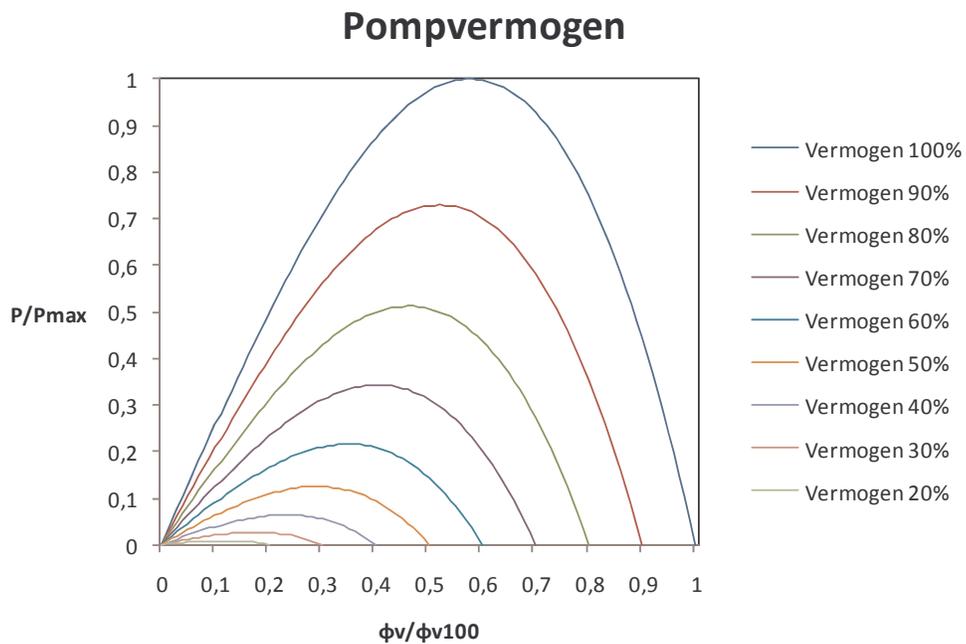
$P_p$  = Vermogen (W)

$P_{p_{opt}}$  = Maximaal pomp vermogen (W)

In de figuren B2 en B3 worden de grafieken gegeven van de formules 5 en 10 zoals hiervoor gegeven.

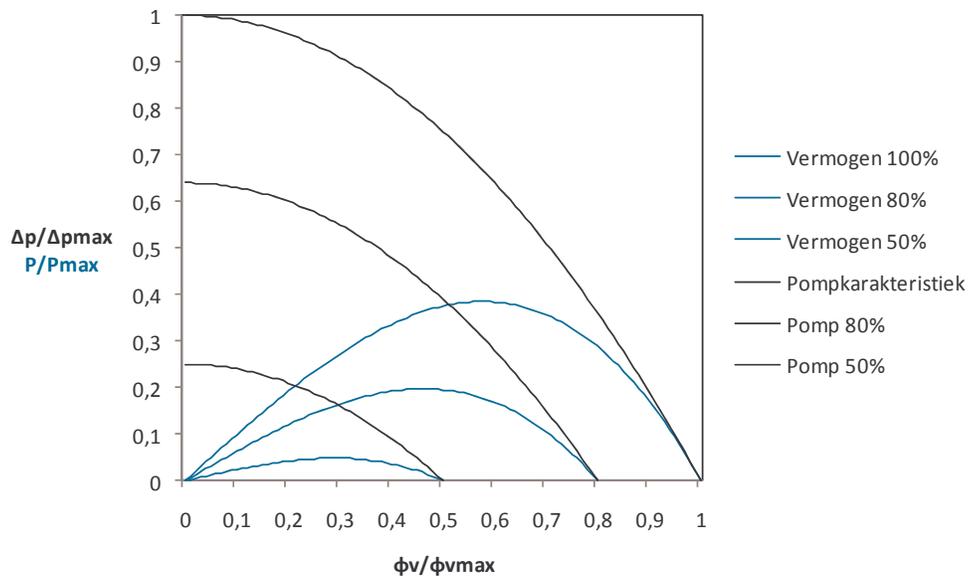


Figuur B2



Figuur B3

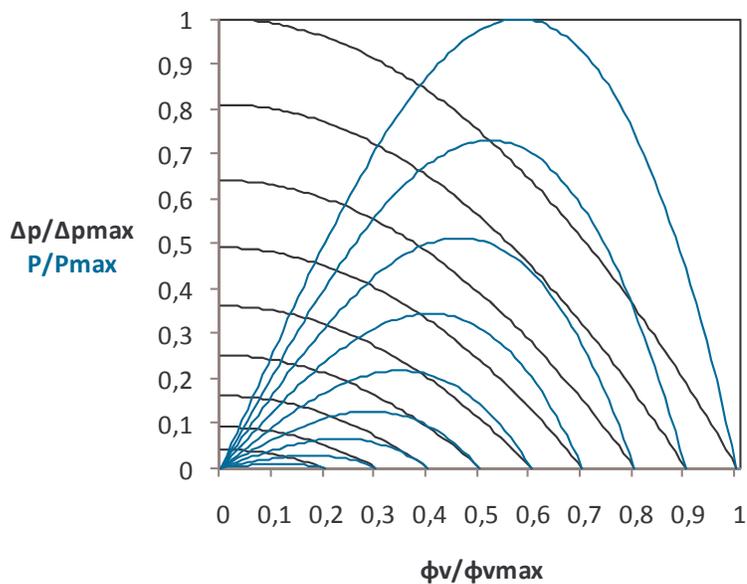
De verschillende karakteristieken voor het hydraulische vermogen worden weergegeven in figuur B4.



Figuur B4

Als deze twee grafieken uit de figuren B2 en B3 nu gecombineerd getekend worden kan eenvoudig afgelezen worden wat het pompvermogen is bij een bepaald toerental voor een bepaald debiet en bijbehorende opvoerhoogte. Dit is weergegeven in figuur B5.

### Systeme grafiek



Figuur B5

Formule 10 geldt voor een theoretische pomp. Om nu het werkelijke opgenomen vermogen van de pomp te verkrijgen moet het rendement van de pomp in acht worden genomen. Dit totale rendement is opgebouwd uit drie deelrendementen.

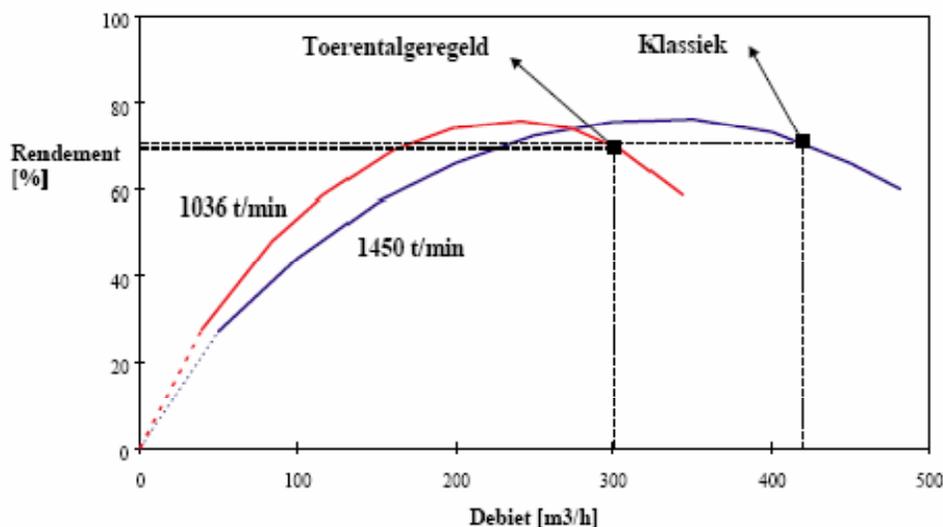
- Het hydraulische rendement
- Het volumetrische rendement
- Het mechanische rendement

Het totale rendement van een pomp wordt bepaald door middel van een proefstand waarbij het verpompte debiet, de opvoerdruk en het opgenomen vermogen worden gemeten. Aan de hand van deze gegevens kan het totale rendement bepaald worden.

Het hydraulische rendement is al meegenomen in de berekening, dit is namelijk de inwendige weerstand van de pomp.

Het volumetrische rendement is de verhouding tussen de werkelijke opbrengst en de theoretische opbrengst. Er stroomt altijd een klein deel van het debiet terug naar de zuigzijde. Er zal ook altijd sprake zijn uitwendige lekkage.

Het mechanische rendement hangt af van de verliezen in de lagers en afdichtingen, het rendement van de aandrijving kan hier ook onder geschaard worden. Bij toerentalverlaging van een pomp blijft het rendement vergelijkbaar met het nominale rendement. De rendementcurve schuift op naar een kleiner debiet en het maximale rendement wordt lager. Figuur B6 laat zien wat een toerentalverandering met het rendement doet.

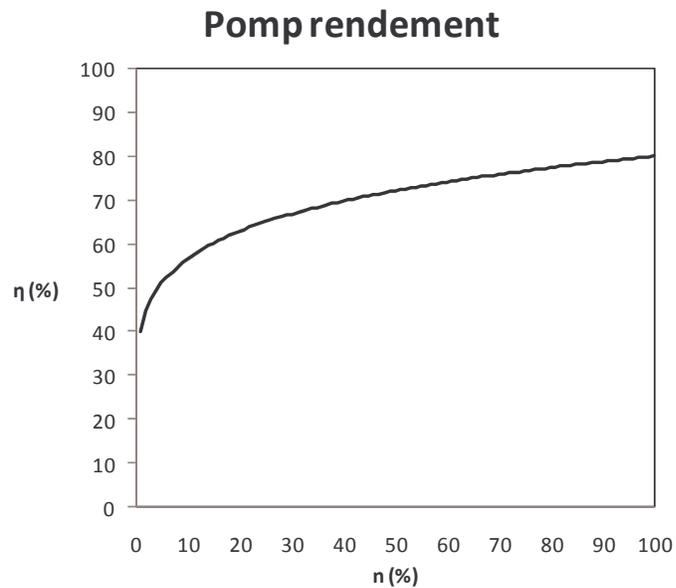


Figuur B6

Aangezien het maximale rendement licht zal dalen bij een toerentalverlaging wordt over het algemeen gewerkt met de volgende formule:

$$\frac{\eta n_2}{\eta n_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{0.15} \quad [B11]$$

Deze formule kan omgezet worden in een grafiek waarin het rendement als functie van het toerental wordt uitgezet. Deze grafiek is te zien in figuur B7. In deze figuur is als nominaal rendement 80% gekozen bij 100% toerental. Op de x-as kan ook het debiet worden weergegeven aangezien  $\Phi_v$  evenredig is met  $n$ .



*Figuur B7*

Bron: *Rendementen en toepassingen van toerentalgerregelde aandrijvingen bij pompen*, KULeuven door P. van Roy, J. Driesen en R. Belmans.

Het debiet als functie van het toerental wordt de overdrachtskarakteristiek genoemd. Deze overdrachtskarakteristiek kan herleid worden uit de volgende vergelijkingen.

De vergelijking voor drukverlies in een leiding is als volgt:

$$\Delta p_l = R \cdot \Phi_v^2 \quad [B12]$$

$\Delta p_l$  = drukverlies leiding (Pa)

Als nu aangenomen wordt dat R constant is binnen een systeem dan kan voor het ontwerpdebiet het volgende worden gesteld:

$$\frac{\Delta p_l}{\Delta p_{l100}} = \left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}} \right)^2 \quad [B13]$$

$\Delta p_{l100}$  = drukverlies leiding bij ontwerpdebiet (Pa)

Er geldt bij de ontwerpsituatie  $\Delta p_p = \Delta p_l$

De formule voor de pompkarakteristiek, formule 5, kan dus ook als volgt geschreven worden bij het ontwerpdebiet:

$$\frac{\Delta p_l}{\Delta p_{pmax}} = \left( \frac{n}{n_{100}} \right)^2 - \left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{vmax}} \right)^2 \quad [B14]$$

$\Delta p_{pmax}$  = maximale opvoerdruk pomp (Pa)

Formule 14 kan ook op de volgende manier geschreven worden:

$$\frac{\Delta p_l}{\Delta p_{l100}} \cdot \frac{\Delta p_{l100}}{\Delta p_{pmax}} = \left( \frac{n}{n_{100}} \right)^2 - \left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{vmax}} \right)^2 \quad [B15]$$

Aangezien  $\frac{\Delta p_l}{\Delta p_{l100}} = \left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}} \right)^2$  kan nu ook geschreven worden:

$$\left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}} \right)^2 \cdot \frac{\Delta p_{l100}}{\Delta p_{pmax}} = \left( \frac{n}{n_{100}} \right)^2 - \left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{vmax}} \right)^2 \quad [B16]$$

Door  $\left( \frac{n}{n_{100}} \right)^2$  nu naar een kant te halen kan het volgende geschreven worden:

$$\left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}} \right)^2 \cdot \frac{\Delta p_{l100}}{\Delta p_{pmax}} + \left( \frac{\Phi_v}{\Phi_{v100}} \right)^2 \cdot \left( \frac{\Phi_{v100}}{\Phi_{vmax}} \right)^2 = \left( \frac{n}{n_{100}} \right)^2 \quad [B17]$$

Hieruit kan uiteindelijk  $\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}}$  als functie van  $\frac{n}{n_{100}}$  geschreven worden. Dit is de overdrachtskarakteristiek van de pomp met het leidingwerk:

$$\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = \frac{\frac{n}{n_{100}}}{\sqrt{\frac{\Delta p l_{100}}{\Delta p p_{max}} + \left(\frac{\Phi v_{100}}{\Phi v_{max}}\right)^2}} \quad [\text{B18}]$$

In figuur B8 wordt  $\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}}$  als functie van  $\frac{n}{n_{100}}$  weergegeven. De waardes voor het ontwerppunt worden als volgt gegeven ter voorbeeld:

$$\frac{\Delta p l_{100}}{\Delta p p_{max}} = 0,4$$

$$\frac{\Phi v_{100}}{\Phi v_{max}} = 0,5$$

Deze waardes zijn constant bij een bepaald ontwerp debiet met een bijbehorend drukverschil. Formule (18) kan voor een bekend ontwerpdebiet ook geschreven worden als:

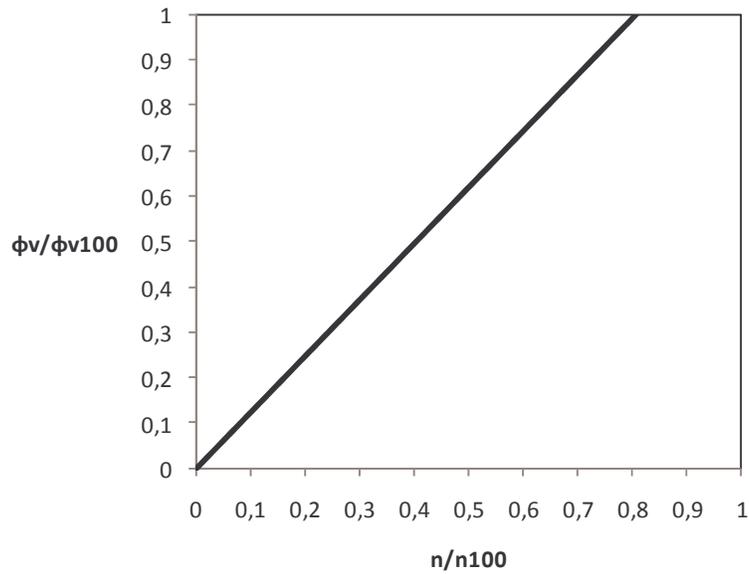
$$\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = \frac{\left(\frac{n}{n_{100}}\right)}{C}$$

Op deze manier kan voor ieder toerental bij eenzelfde systeem de volumestroom bepaalt worden.

$$C = \sqrt{0,4 + 0,5^2} = 0,81$$

Omdat 100% debiet ( $\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = 1$ ) wordt bereikt als  $n = C$  kan gezegd worden dat C bij vollast het toerental is van de pomp. In dit geval draait de pomp dus op 81% van zijn maximale toerental bij het behalen van het ontwerpdebiet.

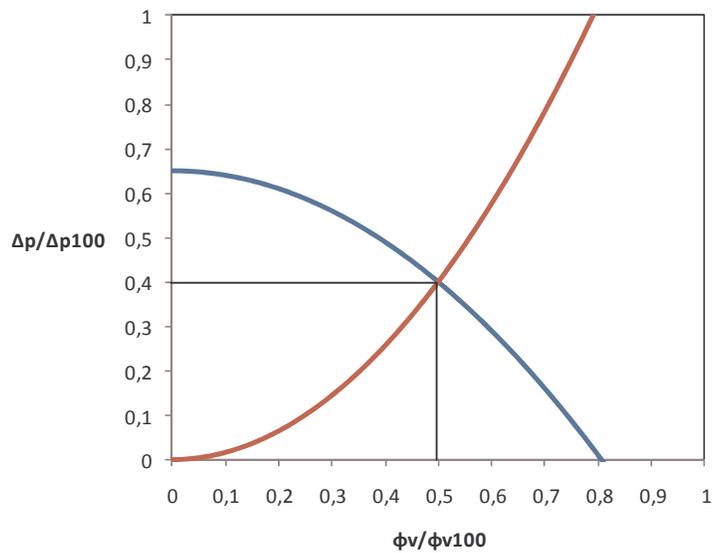
## Overdrachtskarakteristiek



*Figuur B8*

De pompkarakteristiek en de leidingkarakteristiek bij dit ontwerppunt zijn weergegeven in figuur B9. De pomp draait op 81% van het nominale toerental in dit geval.

## Systeem grafiek



*Figuur B9*

## Bijlage C Herleiden relaties

De formule voor drukverlies in een leiding ziet er als volgt uit:

$$\Delta p_{\text{verlies}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_2^2 \text{ (Pa)} \quad [\text{C1}]$$

Uit formule [C1] is het verband tussen opvoerdruk en de snelheid te herleiden. Aangezien  $\rho$  een vaste waarde is zal het drukverlies evenredig zijn met het kwadraat van de snelheid.

Door middel van onderstaande formule voor de snelheid als functie van het debiet kan nu het verband tussen de snelheid en het debiet gelegd worden:

$$c_2 = \frac{\Phi_v}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_{in}^2} \text{ (m/s)} \quad [\text{C2}]$$

De snelheid  $c_2$  is evenredig met het debiet en het drukverlies is evenredig met het kwadraat van de snelheid.

Het volgende verband kan dus gelegd worden:

$p_{\text{man}}$  is evenredig met  $\Phi_v^2$

$$P_{\text{as}} = \frac{p_{\text{man}} \cdot \Phi_v}{\eta_{\text{tot}}} \text{ (W)} \quad [\text{C3}]$$

In bovenstaande formule is te zien wat de verhouding is van het asvermogen ten opzichte van de manometrische opvoerdruk en het verpompte debiet van de pomp.

Er is in het voorgaande aangetoond dat het bij een verdubbeling van het debiet de opvoerdruk kwadratisch toeneemt.

Aangezien de manometrische opvoerdruk en het debiet met elkaar vermenigvuldigt worden kan de volgende relatie gelegd worden:

$P_{\text{as}}$  evenredig met  $\Phi_v^3$

$$U_2 = \pi \cdot D \cdot n \text{ (m/s)} \quad [\text{C4}]$$

$$C_{2u} = \frac{pe}{\rho \cdot u_2} \text{ (m/s)} \quad [\text{C5}]$$

$$C_{2r} = (u_2 - c_{2u}) \cdot \tan(\text{schoefhoek}) \text{ (m/s)} \quad [\text{C6}]$$

Uit formules [C4, C5 en C6] kan herleid worden dat de omtreksnelheid  $u_2$  evenredig is met het toerental.

De schoephoek blijft gelijk waardoor bij een afname van de omtreksnelheid het tangentiële component  $c_{2u}$  van de snelheid  $c_2$  evenredig zal afnemen. Dit is eveneens af te lezen in de uittrede snelheidsdriehoek.  $C_{2r}$  neemt dus ook evenredig af met de omtreksnelheid.  $C_{2r}$  is de enige veranderende parameter in de formule:

$$\Phi_v = \eta_{vol} \cdot c_{2r} \cdot \pi \cdot D \cdot b \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad [\text{C7}]$$

Er kan nu dus gesteld worden dat de omtreksnelheid evenredig is met het debiet wat verpompt wordt. Als gevolg hiervan kan gesteld worden dat het debiet evenredig is met het toerental.

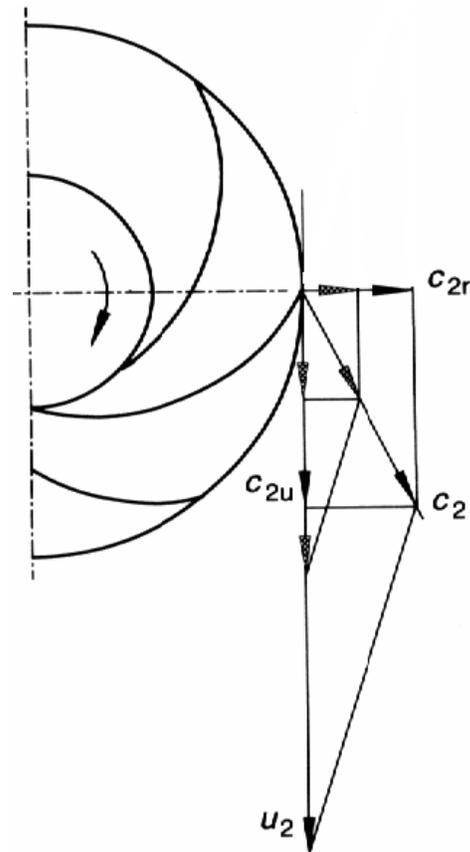
De volgende relaties kunnen nu gelegd worden:

$$\frac{\Phi_{v1}}{\Phi_{v2}} = \frac{n1}{n2}$$

$$\frac{p_{man1}}{p_{man2}} = \left(\frac{n1}{n2}\right)^2$$

$$\frac{P_{as}}{P_{as}} = \left(\frac{n1}{n2}\right)^3$$

- $p_E$  = Eulerse opvoerdruk (Pa)
- $p_{man}$  = manometrische opvoerdruk (Pa)
- $D$  = diameter waaier (m)
- $D_{inw}$  = inwendige diameter leiding (m)
- $\rho$  = soortelijke massa medium ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
- $U_2$  = omtreksnelheid waaier (m/s)
- $c_2$  = absolute vloeistofsnelheid (m/s)
- $c_{2u}$  = tangentiële component  $c_2$  (m/s)
- $c_{2r}$  = radiale component  $c_2$  (m/s)
- $\Phi_v$  = volumestroom ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $n$  = toerental pomp (omw/sec)
- $P_{as}$  = toegevoerde asvermogen (W)
- $\eta_{vol}$  = volumetrisch rendement (%)
- $\eta_{tot}$  = totaal rendement (%)
- $b$  = breedte waaier (m)



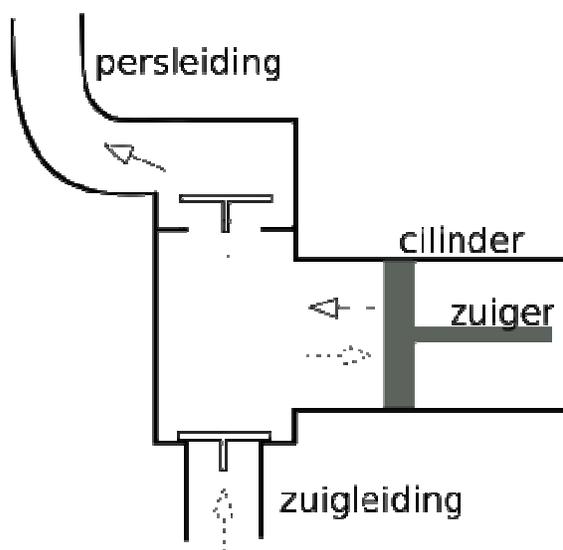
figuur C1, Uittrede snelheidsdriehoek centrifugaal pomp

Bron: *Toegepaste energietechniek: J. Ouwehand, T.J.G. Papa, E. Post en A.C. Taal.*

## Bijlage D Pompen algemeen

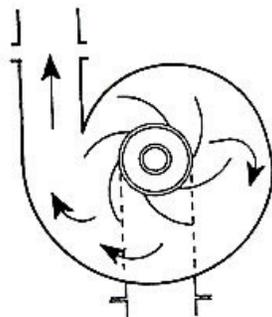
Pompen zijn onder te verdelen in twee hoofdgroepen, de verdringerpompen en de waaierpompen.

De verdringer pomp komt aan deze benaming omdat er bij elke 'slag' een constant volume wordt verplaatst welke in theorie onafhankelijk is van de opvoerdruk, zie figuur D1. In de praktijk ondervindt deze pomp uiteraard krachten waardoor deze aan een maximumdruk is gebonden. Een perfecte verdringer pomp zou in principe een oneindige druk kunnen genereren. De prestaties van een pomp kunnen weergegeven worden in een pompkarakteristiek. Deze karakteristiek geeft bij een bepaald toerental aan welk debiet en opvoerhoogte een pomp kan leveren. Aangezien bij een verdringerpomp het debiet niet of nauwelijks afhankelijk is van de opvoerhoogte en deze in de klimaatindustrie nauwelijks voorkomt, zal hier niet verder op ingegaan worden.



Figuur D1

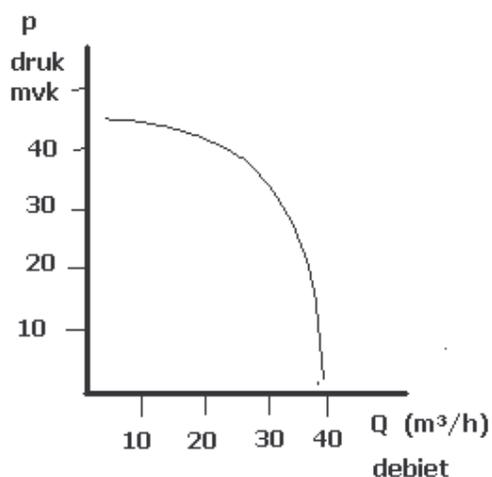
Voor de waaierpomp geldt voorgaand verhaal niet. Deze pomp werkt met een waaier die geplaatst is een pomphuis, zie figuur D2. De vloeistof komt binnen op de zuigleiding welke is aangesloten op het hart van de waaier. Door de centrifugaalkrachten die optreden in de ronddraaiende waaier wordt de vloeistof naar de buitenomtrek van de waaier gedrukt. De snelheid van de vloeistof neemt hierbij toe. Waaierpompen worden om die reden vaak centrifugaalpompen genoemd.



Figuur D2

De waaier geeft de vloeistof snelheid welke omgezet moet worden in druk. Dit wordt gerealiseerd door de vorm van het pomphuis. Het pomphuis zet een deel van de snelheid om in druk om zo ook wervelingen in de persleiding tegen te gaan. Deze wervelingen zorgen voor een drukverlaging en zijn dus ongewenst.

De opvoerdruk zal echter wel dalen bij een hoger debiet. Dit komt door het toenemende drukverlies in de pomp door de verhoging van het debiet over de inwendige weerstand. Het drukverlies is evenredig met het kwadraat van het debiet. Dit wil zeggen dat als het debiet tweemaal zo hoog wordt het drukverlies viermaal zo hoog wordt. Bij een ideale pomp, zonder inwendige weerstand, zou de lijn uit afbeelding D3 horizontaal lopen.



Figuur D3

Een onderwerp van aandacht bij een centrifugaalpompe is het verschijnsel cavitatie. Door de hoge snelheid in de zuigleiding kan de druk hier zakken tot onder de verzadigingsdampdruk. Door deze plotselinge drukkaling kunnen er dampbellen in de zuigleiding ontstaan. Deze dampbellen imploderen weer zodra ze worden blootgesteld aan een druk die boven de verzadigingsdampdruk ligt. Dit imploderen zal in het algemeen schade toebrengen aan de pomp en leidingen. Het is dan ook van groot belang er voor te zorgen dat de druk in een gesloten systeem overal boven de verzadigingsdampdruk blijft.

## Werking pomp

In dit gedeelte wordt verder ingegaan op de werking van de centrifugaalpomp, aangezien deze over het algemeen in de installatiewereld wordt toegepast.

De algemene werking is in het voorgaande al toegelicht. Er zal nu verder in worden gegaan op de exacte werking en de formules die hierbij van toepassing zijn. Een en ander zal verduidelijkt worden met grafieken en afbeeldingen.



figuur D4

De in de installatiewereld voornamelijk toegepaste waaierpomp, is de centrifugaalpomp met radiale uittrede.

Aan deze pompen kan gerekend worden, dit om bijvoorbeeld de pompkarakteristiek te bepalen.

Er zal eerst gekeken worden naar de zogenaamde Eulerse opvoerdruck. Deze druk is de totale drukverhoging welke in de pomp gerealiseerd wordt.

De Eulerse opvoerdruck  $P_E$  is de ideale drukverhoging, welke in de praktijk nooit mogelijk is. De Eulerse opvoerdruck kan alleen worden bereikt bij een ideale vloeistofstroming. Een ideale vloeistofstroming is in de praktijk nooit haalbaar. De hoogst haalbare opvoerdruck bij niet ideale stroming wordt de theoretische opvoerdruck  $P_{\text{theor}}$  genoemd.

De formule voor de Eulerse opvoerdruck wordt gegeven door:

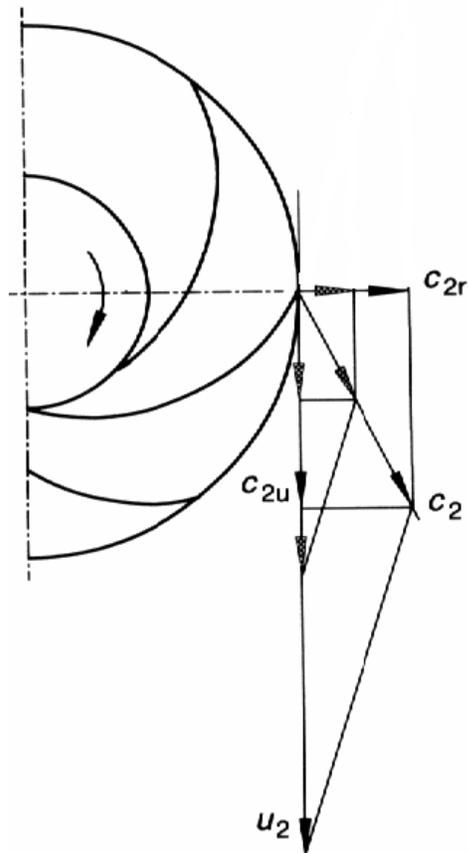
$$p_E = \rho \cdot u_2 \cdot c_{2u} \quad [D1]$$

$\rho$  = Soortelijke massa ( $\text{kg/m}^3$ )

$u_2$  = Omtreksnelheid schoep (m/s)

$c_{2u}$  = Tangentiële component van de absolute vloeistofsnelheid  $c_2$  (m/s)

Bovenstaande componenten zijn af te leiden uit de uittrede snelheidsdriehoek van een centrifugaalpompe welke te zien is in figuur D5.



Figuur D5

De theoretische opvoerdruk volgt uit de volgende vergelijking,

$$p_{theor} = k \cdot p_E \quad [D2]$$

In vergelijking [C2] is  $k$  een coëfficiënt welke afhankelijk is van de schoepen. Deze coëfficiënt is een factor welke het verlies aangeeft ten gevolge van een niet ideale stroming. Factor  $k$  ligt tussen de 0,7 en 0,85.

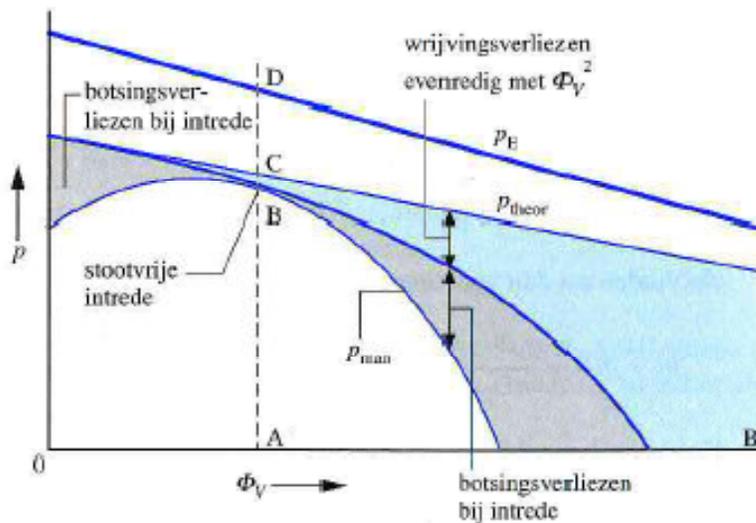
$P_{theor}$  is de hoogst haalbare drukverhoging als er geen verliezen op zouden treden in de pomp. Aangezien dit wel het geval is zal de werkelijke drukverhoging, de manometrische opvoerdruk  $P_{man}$ , altijd lager zijn dan  $P_{theor}$ .

Het hydraulisch rendement  $\eta_{hydr}$  speelt een rol bij het bepalen de manometrische opvoerdruk. Dit rendement is afhankelijk van de botsingsverliezen van het medium bij intrede in de pomp. Een pomp is in principe ontworpen voor één debiet, als het debiet groter of kleiner wordt dan het ontwerp debiet nemen de botsingsverliezen in de pomp toe met een slechter hydraulisch rendement als gevolg.

$$p_{man} = \eta_{hydr} \cdot p_{theor} \quad [D3]$$

Formule [C3] kan nu ook geschreven worden als:

$$p_{man} = \eta_{hydr} \cdot k \cdot p_e \quad [D4]$$



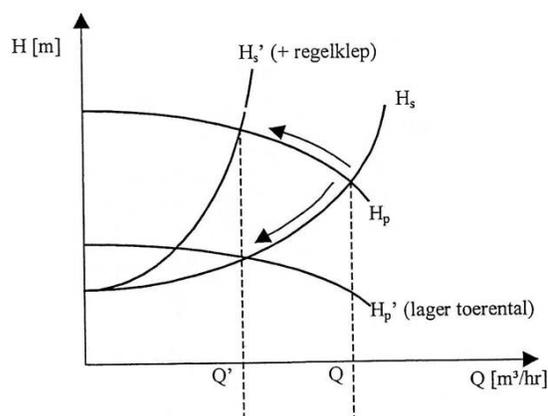
Figuur D6

Door de verliezen die optreden binnen de pomp gaat de lijn lopen zoals is aangegeven in de figuur. De botsingsverliezen bij intrede in de pomp, deze zijn op het ideale punt bijna gelijk aan nul. De wrijvingsverliezen welke evenredig zijn met het kwadraat van de snelheid van het medium.

## Toerenregeling

Bij toerenregeling wordt, het woord zegt het al, het toerental van de motor van de pomp aangepast. De karakteristiek verandert vervolgens omdat deze alleen geldt bij één vast toerental.

Als door vervanging van een component of aanpassing van het leidingnet de weerstand van het leidingnet toeneemt, verandert de leidingkarakteristiek. Bij toename van de leidingweerstand zal de leidingkarakteristiek steiler gaan lopen. Als er toch dezelfde hoeveelheid water gevraagd wordt dan moet de pomp zijn toerental verhogen. Zodra de opvoerdruk bij het gewenste debiet gelijk is aan het drukverlies over het leidingnet heeft de pomp zijn werkpunt gevonden.



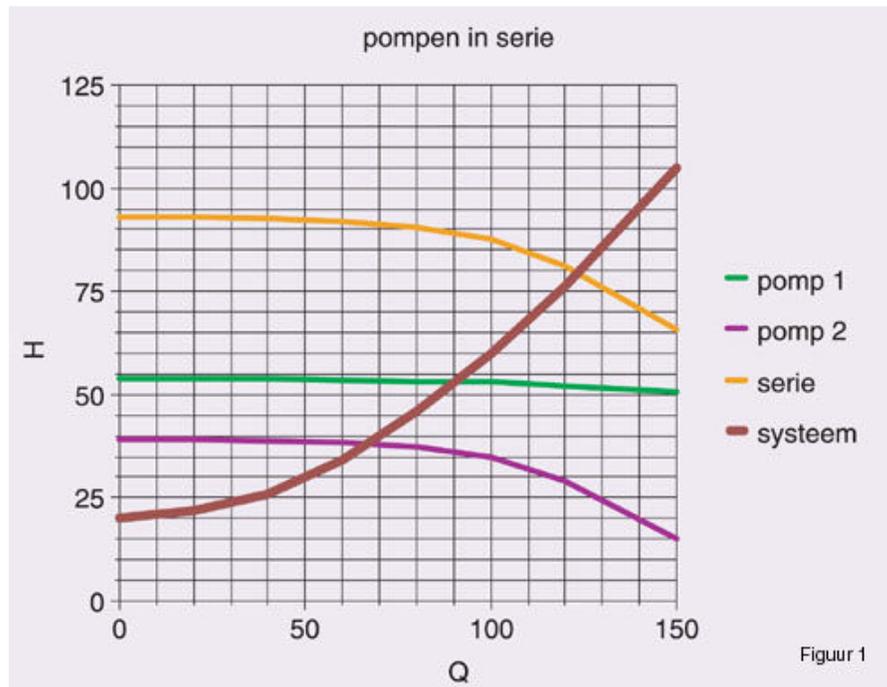
*Figuur D7*

In afbeelding D7 is te zien hoe een toerengeregelde pomp zijn toerental verlaagd tot het nieuwe werkpunt indien bij gelijkblijvende leidingweerstand het gewenste debiet afneemt van  $Q$  naar  $Q'$ . Als vervolgens de leidingweerstand toeneemt waardoor de leidingkarakteristiek steiler wordt zal de pomp zijn toerental moeten verhogen om nog hetzelfde debiet  $Q'$  aan het systeem te kunnen leveren.

## Serie- en parallelschakeling

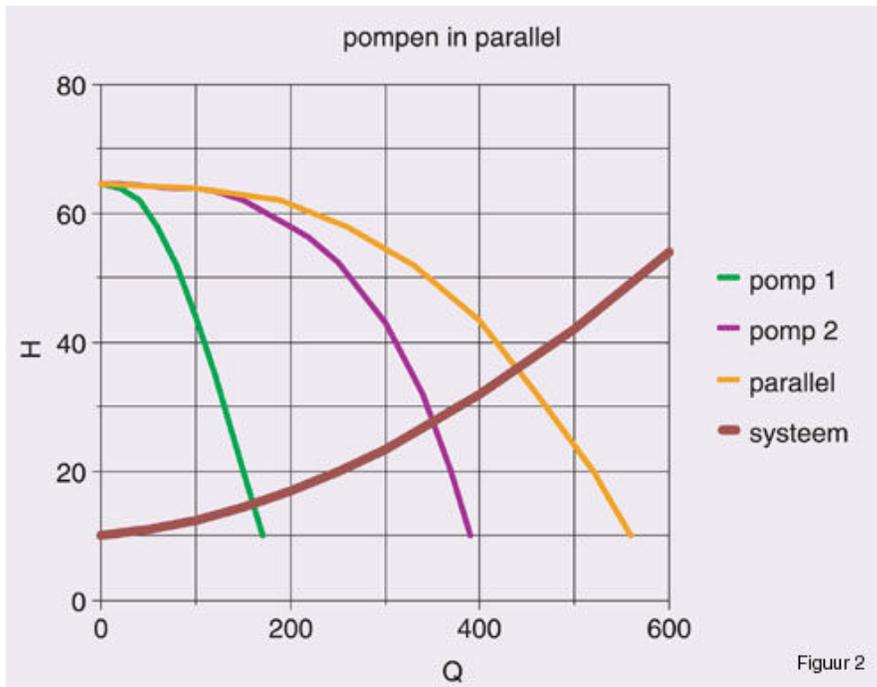
Er bestaat ook de mogelijkheid om pompen in serie of parallel te schakelen.

Bij serieschakeling gaat de te verpompen vloeistof meerdere malen door een pomp. Het debiet blijft hetzelfde maar de opvoerdrukken van de pompen kunnen nu opgeteld worden. Bij twee identieke pompen zal de opvoerdruk dus verdubbelen bij hetzelfde debiet. Dit is vooral gewenst bij hoge statische drukken en een steile leidingkarakteristiek van een systeem.



Figuur D8

Bij parallelschakeling worden de pompen langs elkaar geplaatst. Er wordt aangezogen uit- en geperst in een gezamenlijke leiding. Deze optie wordt veel gebruikt als grote debieten vereist zijn. Bij elke opvoerdruk kunnen nu de daarbij behorende debieten opgeteld worden om zo de nieuwe gezamenlijke pompkarakteristiek te verkrijgen. Deze optie is vooral interessant bij een vlakke leidingkarakteristiek omdat hierbij de toename van het debiet het grootst is.



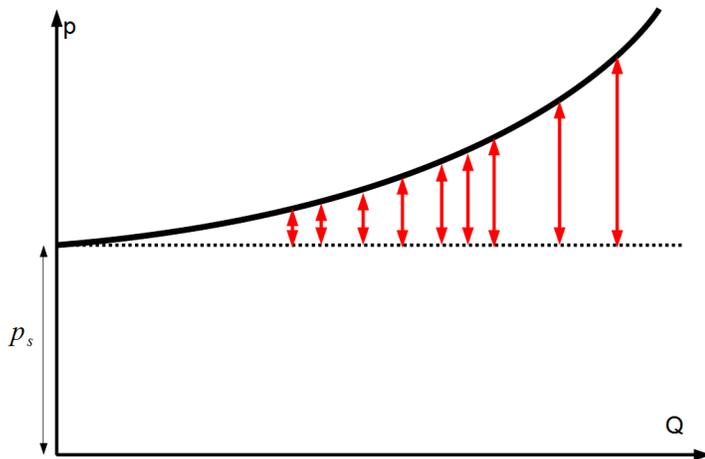
Figuur D9

Figuur 2

## Leidingkarakteristiek

In de werktuigbouwkunde verstaat men onder de leidingkarakteristiek de relatie tussen het drukverschil dat nodig is om een debiet door een leiding (circuit) te realiseren en dat debiet.

Deze lijn hangt af van de weerstand van de leiding en in open systemen van de statische druk van deze leiding. De opvoerdruk van een pomp wordt gebruikt om de statische opvoerdruk en de leidingweerstand te overwinnen.



Figuur D10

In figuur is goed te zien hoe de leidingkarakteristiek loopt. De statische druk is de begindruk. Deze hangt af van de te overwinnen hoogte (de statische opvoerhoogte) en is onafhankelijk van het debiet.

De drukval over de totale leiding is niet lineair evenredig met het debiet, dit is te zien aan de paraboolvorm van de leidingkarakteristiek.

Bij een toename van de leidingweerstand, bijvoorbeeld bij het smoren van de persleiding, zal de lijn steiler gaan lopen. Bij een toename van de statische opvoerdruk zal de vorm van de lijn hetzelfde blijven maar zal hij in zijn geheel omhoog gaan. In het geval van klimaatinstallaties zal de leidingkarakteristiek altijd bij het nulpunt beginnen omdat er bij een gesloten systeem geen statische opvoerdruk aanwezig is in het systeem.

De totale leidingweerstand kan bepaald worden met formule [D5]. Dit is de sommatie van de weerstand van de leidinglengten en de sommatie van de weerstanden van de appendages.

$$\text{Leidingweerstand} = \lambda \frac{l}{D} + \Sigma \zeta \quad [D5]$$

$\lambda$  = wrijvingscoëfficiënt leiding (dimensieloos)

$l$  = lengte van de buis (m)

$D$  = inwendige diameter van de buis (m)

$\Sigma$  = sommatie teken

$\zeta$  = weerstandscoefficiënt appendage (dimensieloos)

De drukval over de totale leiding kan bepaald worden met de formule:

$$\Delta p_{w,l} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \frac{\Phi v^2}{A^2} \left( \lambda \frac{l}{D} + \Sigma \zeta \right) \text{ (Pa)} \quad \text{[D6]}$$

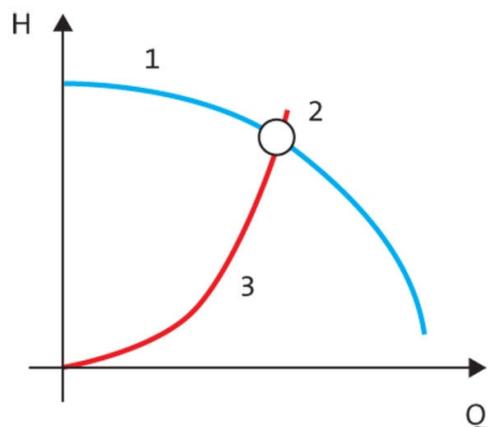
$\rho$  = soortelijke massa (kg/m<sup>3</sup>)

$\Phi_v$  = debiet (m<sup>3</sup>/s)

$A$  = opp. leiding (m<sup>2</sup>)

In formule [D6] is het debiet de enige veranderende parameter in het systeem. Er kan dus gesteld worden dat de drukval over de totale leiding kwadratisch evenredig is met het debiet door de leiding.

De leidingkarakteristiek (3) in combinatie met de pompkarakteristiek (1) bepaalt het werkpunt. In afbeelding D11 bepaalt het snijpunt van beide lijnen het werkpunt (2) van de pomp. De pompkarakteristiek is bepaald bij één vast toerental. De pomp moet gekozen worden aan de hand van dit werkpunt. Er is een bepaald debiet vereist bij maximale capaciteit. Dit debiet samen met de maximale drukval in het systeem bepaalt de pomp en het toerental van deze pomp.



figuur D11

Bovenstaande figuur laat van een bepaalde pomp een stabiel werkpunt zien. Er zijn ook karakteristieken met een onstabiel deel. Hierbij is de pompkarakteristiek eerst stijgend en vervolgens dalend. In een dergelijke karakteristiek is het eerste (stijgende) deel niet stabiel. De pomp wordt doorgaans alleen gebruikt in het deel waar de pompkarakteristiek daalt.

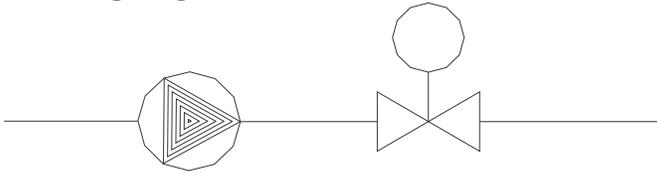
Bron: *Toegepaste energietechniek: J. Ouwehand, T.J.G. Papa, E. Post en A.C. Taal.*

## Bijlage E Debietregelingen

De debietregelingen welke voornamelijk gebruikt worden zijn: De smoorregeling, de bypassregeling en debietregeling door middel van toerengeregelde pompen. Deze regelingen worden in het vervolg beschreven. De debietregeling door middel van toerengeregelde pompen wordt uitgebreid besproken terwijl de overige twee regelingen kort worden toegelicht.

Er zijn verschillende debietregelingen door middel van regelafsluiters. De regelingen kunnen worden teruggebracht tot twee regelingen welke toepasbaar zijn voor de meeste debietregelingen met regelafsluiters.

### Smoorregeling

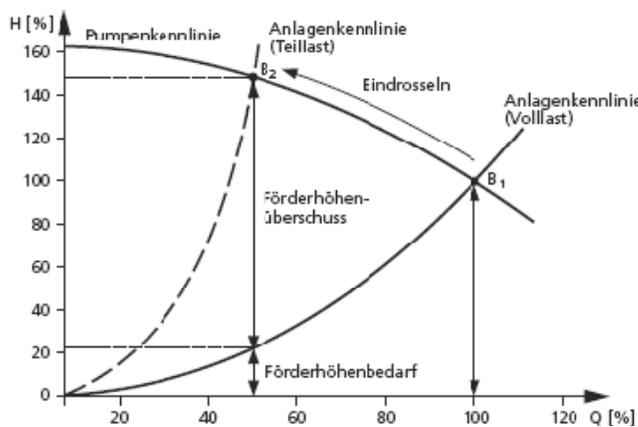


Figuur E1

Bij een smoorregeling wordt door middel van een inregelafsluiter de weerstand van het leidingsysteem verhoogd. Het gevolg van deze verhoging is dat de pomp een grotere opvoerdruck moet realiseren met als gevolg een kleiner debiet door de leiding. In figuur E2 is goed te zien dat de leidingkarakteristiek steiler gaat lopen door een verhoging van de weerstand. Bij deze regeling kan bij het smoren het opgenomen elektrisch vermogen toe- of afnemen, dit is toe te schrijven aan de volgende formule:

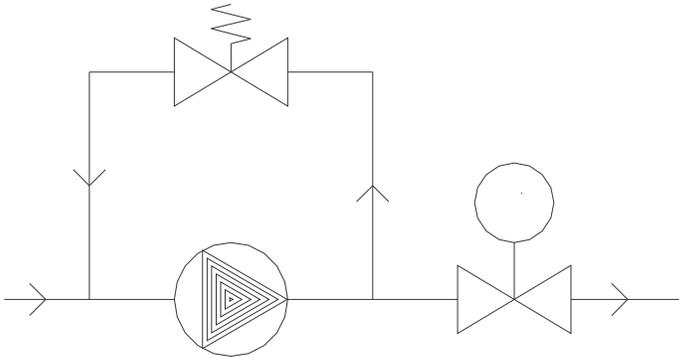
$$P = \frac{P_{man} \cdot \Phi_v}{\eta_{tot}} \text{ (W)}$$

In figuur E2 is te zien dat het debiet sterker daalt dan dat de opvoerdruck stijgt. Als de oppervlakte onder de grafiek bepaald wordt kan men zeggen of het opgenomen elektrische vermogen stijgt of daalt. Het rendement moet ook in acht worden genomen.



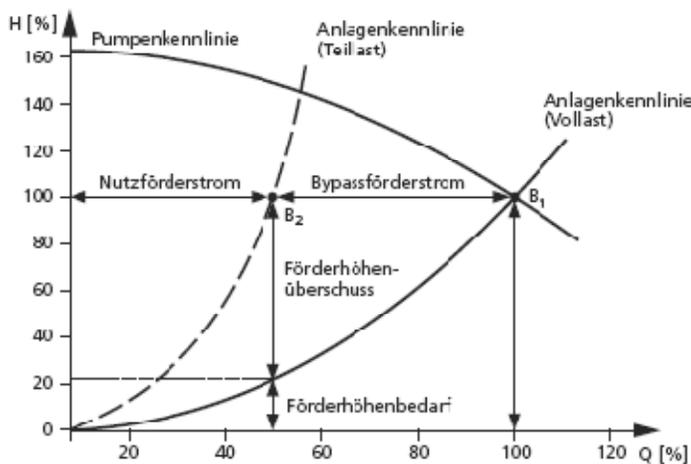
Figuur E2

## Bypassregeling



Figuur E3

Met de bypassregeling wordt er door de pomp altijd hetzelfde debiet verpompt met dezelfde opvoerdruk. Deze opvoerdruk wordt vastgesteld aan de hand van het werkpunt bij maximale belasting. Bij het maximum benodigd debiet zal de bypassklep geheel gesloten zijn. Wanneer er minder debiet benodigd is zal de regelklep zich sluiten waardoor de druk oploopt na de pomp waardoor de bypassklep verder zal openen, door een debietmeting in het systeem kan vastgesteld worden wanneer het gewenste debiet is bereikt. Het overtollige debiet wordt op deze manier terug naar de zuigleiding van de pomp gebracht. De opvoerdruk zal dus licht stijgen na de pomp omdat de mechanische bypass-klep open geduwd moet worden, hiervoor dient de druk hoger te zijn dan de nominale druk. Het werkpunt zal dus licht oplopen over de pompcurve. Deze druktoename is minimaal en hangt van de nauwkeurigheid van de bypass-klep af.



Figuur E4

In figuur E4 is te zien dat het werkpunt van de pomp  $B_1$  constant blijft. In het voorgaande is bewezen dat dit niet het geval is. In de afbeelding is de ideale situatie geschetst. Dit is overigens wel mogelijk als de druk wordt geregeld op een vaste druk in plaats van een mechanische bypass-klep.

## Debietregeling met toerengeregelde pomp

Een debietregeling hangt samen met de opvoerdruk van de betreffende pomp. De relatie tussen het toerental en de opvoerdruk is besproken in het voorgaande. Om te regelen op debiet/capaciteit zal er bepaald moeten worden wat het benodigd debiet is en wat de opvoerhoogte is die hierbij hoort.

Het toerental is evenredig met het debiet, er kan dus gesteld worden dat als het debiet gehalveerd dient te worden het toerental ook gehalveerd moet worden. De voorwaarde is echter wel dat de opvoerdruk voldoende blijft om de systeemdruk te kunnen overwinnen.

Er kan een debietmeting toegepast worden in het systeem. Als de systeemkarakteristiek bekend is kan voor elke flow door het circuit de noodzakelijke druk bepaald worden. De pomp kan dan vervolgens regelen op flow of druk.

Het is van belang bij de keuze van een toerengeregelde pomp hoe ver een dergelijke pomp in toeren teruggeregeld kan worden. Het nominale debiet moet wel gehaald kunnen worden en het rendement moet acceptabel blijven bij een toerentalverlaging. De volgende aspecten zijn van belang bij bepaling van het minimale toerental van een dergelijke pomp.

- De frequentieregelaar van de pomp
- Het rendement van de pomp bij een bepaald toerental
- De koeling van de pomp

Deze aspecten bepalen de mate van terugregeling van een toerengeregelde pomp.

## Frequentieregelaar

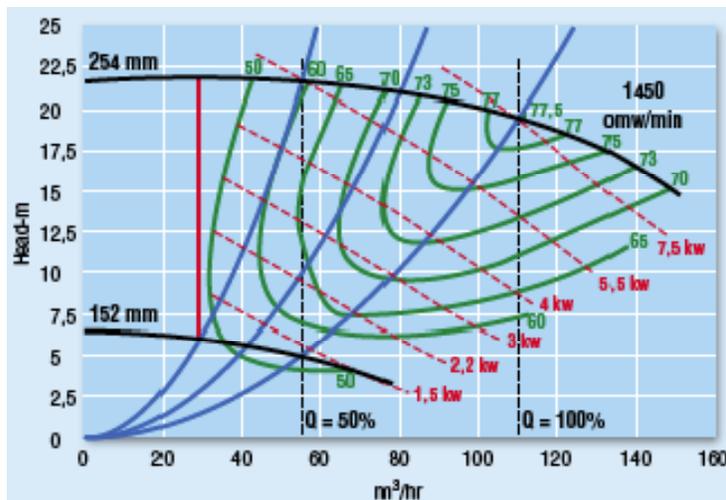
Een frequentieregelaar wordt gebruikt om het toerental van de motor van de pomp terug te brengen naar een bepaalde waarde. Door de frequentie te verlagen zal het toerental van de pomp verlaagd worden met een energiebesparing als gevolg.

De frequentieregelaar bestaat uit een elektrisch circuit dat de wisselstroom van het net omzet in gelijkstroom en deze vervolgens terug omzet naar wisselstroom met de gewenste frequentie. Het toerental van de pomp is evenredig met de frequentie die de frequentieregelaar realiseert. Het toerental is een veelvoud van de frequentie. Er wordt van uitgegaan dat een frequentieregelaar de frequentie traploos kan regelen van 0 tot de aangeboden frequentie van 50 hertz. Er kan zelfs een hogere frequentie dan 50 hertz gerealiseerd worden. De pomp zal dan harder draaien dan bij een frequentie van 50 hertz. De frequentieregelaar levert dus geen problemen op met betrekking tot het terugregelen.

## Rendement

Het rendement speelt wel een wezenlijke rol binnen de regeling van een pomp. Bij het smoren van een pomp zal het rendement teruglopen, dit is te zien aan figuur D5. Beneden een bepaalde grens is het niet meer rendabel om een pomp nog verder te smoren. Het is daarom van belang om een goede pomp te kiezen welke in het gebied werkt met een acceptabel rendement. Als een pomp regelmatig of vrijwel continu op een deellast van minder dan 50% werkt is het aan te bevelen om een kleinere pomp te selecteren. Grafieken laten zien waar het rendement en toerental in aangegeven zijn als functie van flow en opvoerhoogte. Het rendement wordt bepaald door middel van een test op een proefstand waar het debiet, de opvoerdruk en het asvermogen gemeten worden. Het blijkt dat bij een toerentalverlaging het rendement van een pomp nagenoeg gelijk blijft. Dit wordt nader besproken in Bijlage B. Aan de hand van deze gegevens kan vervolgens het totale rendement bepaald worden. Onderstaande formule geeft het verband tussen de gegevens.

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{p_{\text{man}} \cdot \Phi_v}{P_{\text{as}}}$$



Figuur E5

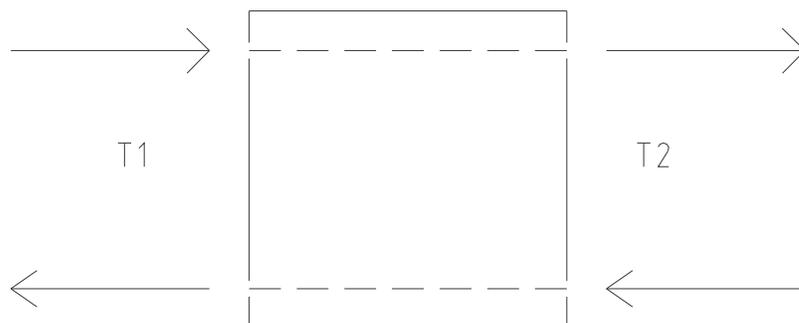
## Koeling pomp

De koeling van de pomp is van essentieel belang voor de pomp. Dit geldt vooral bij natlooppompen. Deze natlopers worden gekoeld door het medium wat door de pomp verpompt wordt. Als er onvoldoende medium door de pomp verpompt wordt zal de pomp dus onvoldoende gekoeld worden. Er zijn ook pompen welke niet gekoeld worden door het verpompte medium, dit zijn de drooglooppompen. Drooglooppompen worden vaak lucht gekoeld door een ventilator welke op de aandrijf-as is gemonteerd. Bij lager toerental zal de ventilator ook minder hard gaan draaien waardoor de koeling afneemt. De omgevingstemperatuur is hier ook op van invloed. Als de temperatuur ontoelaatbaar oploopt zal externe koeling noodzakelijk zijn.

Ook het 'draaien in eigen sop' heeft invloed op de pomp. Dit kan bijvoorbeeld voorkomen bij open systemen waarbij een statische opvoerdruk overwonnen moet worden. Indien de pomp niet de minimale opvoerhoogte haalt om deze opvoerdruk te overwinnen zal de pomp in zijn eigen water blijven draaien en dus geen debiet verpompen. Dit komt echter in gesloten systemen niet voor aangezien hier geen statische opvoerdruk in de leidingkarakteristiek voorkomt. Het draaien in eigen sop zal dus alleen voorkomen als de pomp tegen een gesloten klep of iets dergelijks staat te draaien. Dit dient derhalve voorkomen te worden. Bij het draaien in eigen sop wordt alle aandrijfenergie omgezet in warmte, dit omdat er geen debiet verpompt wordt. Door de warmte is schade aan de pomp het gevolg.

Bij afnemend toerental zal de voorspanning (veerdruk) van de mechanical seal verhoudingsgewijs toenemen. De kans bestaat dat deze de afdichtingsvlakken door de vloeistoffilm heen tegen elkaar drukt, waardoor warmte en/of extra slijtage ontstaat. Op welk moment dit gebeurt is afhankelijk van soort medium, temperatuur medium, systeem druk enz. Deze (extra) slijtage is moeilijk direct vast te stellen.

Voor een debietregeling wordt hieronder een voorbeeld aangehaald welke de relatie tussen debiet en warmteoverdracht verder toelicht.



*Figuur E6*

In figuur E6 is een voorbeeld te zien van een tegenstroom wisselaar. Voor het gemiddelde temperatuursverschil geldt:

$$\Delta T_{\text{In}} = \frac{(T_{wi} - T_{ku}) - (T_{wu} - T_{ki})}{\ln\left(\frac{T_{wi} - T_{ku}}{T_{wu} - T_{ki}}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad [\text{E1}]$$

$\Delta T_1$  = Het verschil in temperatuur tussen de media aan de T1 zijde van de wisselaar (K)

$\Delta T_2$  = Het verschil in temperatuur tussen de media aan de T2 zijde van de wisselaar (K)

*Voorbeeld:*

In een warmtewisselaar moet een vloeistof met een debiet van 1 kg/s en een minimale temperatuur van 10°C opgewarmd worden naar 40°C ( $\Delta T = 30\text{K}$ ). Hiervoor is een vermogen van  $1 \cdot 4180 \cdot 30 = 125,4 \text{ kW}$  noodzakelijk.

De primaire aanvoerwatertemperatuur van het verwarmende medium is 90°C met een retourtemperatuur van 70°C bij vollast. Het vermogen van de wisselaar is 125,4 kW.

$$m_{\text{prim.}} = \frac{125400}{4180 \cdot 20} = 1,5 \text{ kg/s}$$

Nu is de vraag: Hoe groot is het primaire debiet indien slechts de helft van het vermogen overgedragen dient te worden?

De uittrede temperatuur van de op te warmen vloeistof is vastgesteld op 40°C, bij een debiet van 1 kg/s. Indien slechts de helft van het vermogen noodzakelijk is om een uittrede temperatuur van 40°C te realiseren wil dit zeggen dat de secundaire ΔT gedaalt is van 30 naar 15 K.

De intrede temperatuur van de te verwarmen vloeistof bedraagt dus 40-15 = 25°C.

Aangezien de overgedragen warmte evenredig is met het gemiddelde temperatuursverschil

over de wisselaar moet ook deze gehalveerd zijn. Deze ΔT was  $\frac{60-50}{\ln\left(\frac{60}{50}\right)} = 54.8^\circ\text{C}$ . De ΔT

wordt nu 27,4°C.

De waterretourtemperatuur kan nu bepaald worden.  $27,4^\circ\text{C} = \frac{x-50}{\ln\left(\frac{x}{50}\right)}$ . Uit deze formule komt

uit dat  $x = 12,9$ . De intrede temperatuur van de vloeistof is 25°C,  $25 + 12,9 = 37,9^\circ\text{C}$ . De retourwatertemperatuur wordt dus 37,9°C, dit betekent een temperatuurdaling van  $90-37,9 = 52,1^\circ\text{C}$ . Het nieuwe debiet wordt nu dus  $\frac{62700}{4180 \cdot 52,1} = 0.29 \text{ kg/s}$ . Er kan nu bepaalt worden wat

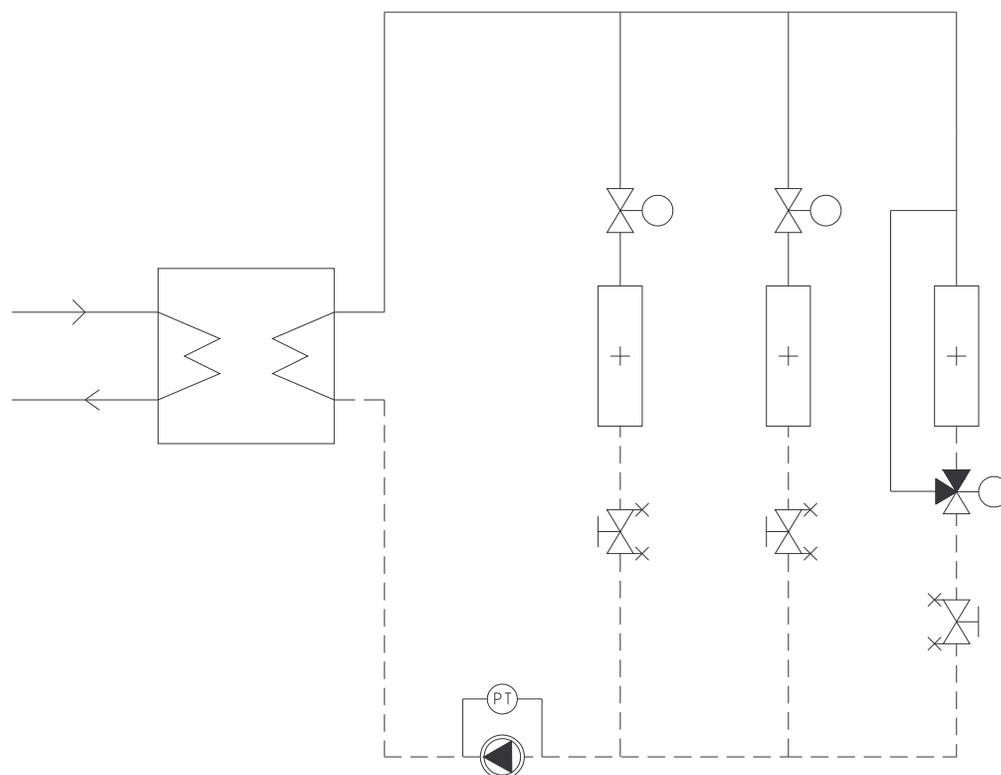
de relatie is tussen de warmtestroom en de volumestroom,  $\frac{0,29}{1,5} \cdot 100\% = 19\%$ . In dit

voorbeeld wordt de helft van het vermogen geregeld met 19% van de volumestroom, dit wil zeggen dat dit dus niet lineair verloopt.

Bron: *KSB Know-how band 4, "Pumpenregelung / Anlagenautomation"*

## Bijlage F Drukregeling toerengeregelde pomp

Toerengeregelde pompen worden tegenwoordig veelal op drukverschil geregeld. Er zijn verschillende methoden te onderscheiden, pompregeling op constant drukverschil en pompregeling op drukverschil met leidingverliescompensatie gemeten over de pomp. Ook is het mogelijk om te regelen op constant drukverschil en drukverschil met leidingverliescompensatie aan het begin van het transportnet. Ook kan het drukverschil op een nader te bepalen plaats in het transportsysteem of aan het einde. De voorbeelden worden uitgelegd aan de hand van een voorbeeldschakeling welke is afgebeeld in figuur E1.



*Figuur F1*

In figuur F1 is een schakeling weergegeven van een gesloten systeem met een TSA. Bij nominaal debiet is het drukverlies over het TSA 30 kPa en het leidingverlies wordt op 20 kPa gesteld. Voor de gebruikers is, bij nominaal debiet, een drukverschil van 40 kPa noodzakelijk.

De pomp moet hiervoor een totale opvoerdruk van  $30+20+40 = 90$  kPa bij nominaal debiet leveren.

### **Pompregeling op constant drukverschil over de pomp**

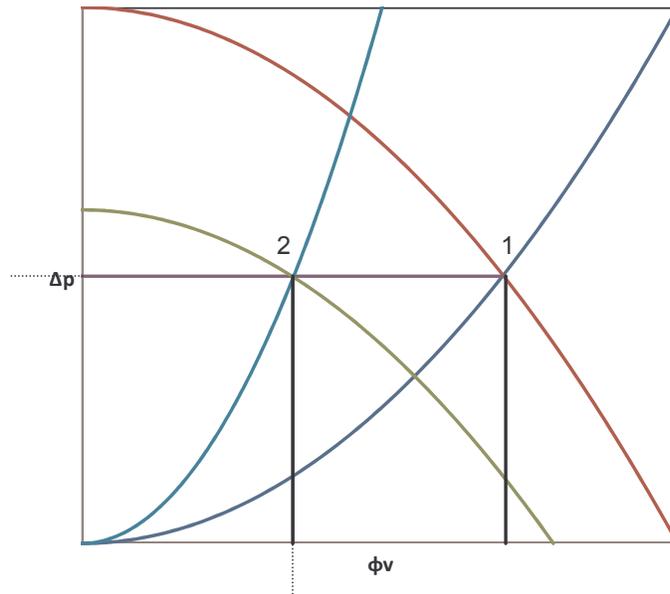
Bij deze regeling wordt het drukverschil over de pomp op een constante waarde geregeld. Dit drukverschil is onafhankelijk van de belasting, en blijft daarom altijd 90 kPa. De pomp regelt bij deze regeling terug over de lijn van constant drukverschil. Deze regeling heeft als voordeel dat er altijd genoeg drukverschil beschikbaar is voor de afnemers. Het nadeel is dat er bij deellast vaak een hoger drukverschil aanwezig is dan noodzakelijk. Dit komt de regelbaarheid van de aangesloten afnemers niet ten goede en leidt tevens tot energievernietiging.

### **Pompregeling op drukverschil met leidingverliescompensatie**

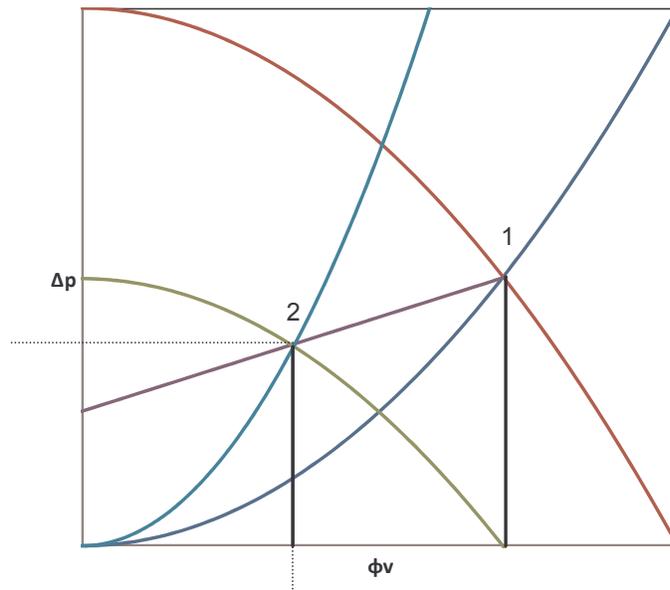
Bij deze regeling wordt bij vollast het gevraagde drukverschil geleverd. De pomp wordt zo ingesteld dat bij "nullast" de helft van het drukverschil bij vollast beschikbaar is, dit is dus 45 kPa. Het voordeel van deze regeling is dat het toerental van de pomp bij deellast verder verlaagd wordt dan bij regeling op constant drukverschil. Bij deze regeling wordt er rekening mee gehouden dat het drukverlies in de leiding afneemt als het debiet afneemt. Het voordeel is tevens dat er meer energie bespaard wordt doordat de pomp verder terugtoert. Een nadeel is dat de kans bestaat dat in deellast een of meerdere afnemers niet het gewenste debiet krijgen en hierdoor onvoldoende vermogen kunnen leveren. Dit wordt in een voorbeeld verder toegelicht.

In figuur F2 zijn beide regelmethodes afgebeeld. Het debiet bij vollast en de helft van dit debiet zijn aangegeven door middel van verticale lijnen. In de figuren is goed te zien dat de pomp terugtoert bij een debietvermindering. Bij de regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie zal de pomp dus verder terug toeren. Doordat de pomp verder terug toert zal het beschikbare drukverschil in het algemeen ook kleiner zijn zodat de regelafsluiters minder ver hoeven te sluiten wat ook de regelbaarheid van de afnemers ten goede komt.

### Constant drukverschil

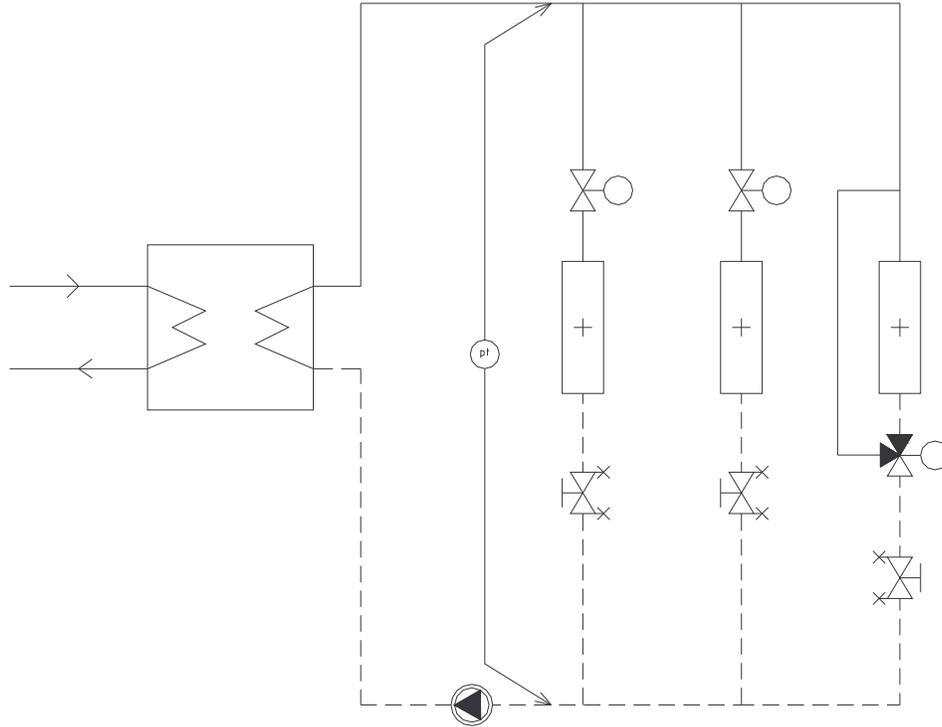


### Drukverschil met leidingverliescompensatie



Figuur F2

Bij vollast  $\Phi_{v1}$  vraagt de installatie een toerental van 100%. Bij deellast  $\Phi_{v2}$  vraagt de installatie bij regeling op constant drukverschil een toerental van 80%. Bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie zal het toerental bij  $\Phi_{v2}$  70% zijn. Dit betekent dus een grotere reductie van het toerental. De leidingkarakteristiek zal minder steil lopen bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie, dit omdat de regelaarsluiters minder drukverschil weg hoeven te smoren waardoor ze dus verder open kunnen staan. Het aangegeven oppervlak is een maat voor het noodzakelijke pompvermogen bij deellast. Ook dit neemt zichtbaar af bij toepassing van leidingverliescompensatie.



*Figuur F3*

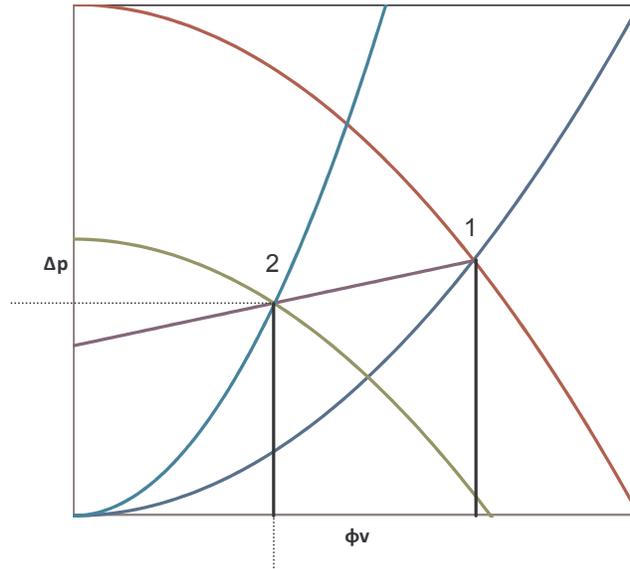
### **Constant drukverschil begin transportnet**

Als de pomp nu geregeld wordt op constant drukverschil aan het begin van het transportnet dan zal de verschildruk bij “nullast” dus 60 kPa bedragen. Er dient hiervoor een drukverschil opnemer (pt) geplaatst te worden aan het begin van het transportnet, dit is weergegeven in figuur F3. Het drukverschil over het TSA zal bij “nullast” praktisch nul worden. Ook het drukverlies van de transportleidingen valt weg. Het drukverschil komt dus volledig over de verbruikers te staan. Het verlies aan energie bij een dergelijke regeling is dus minder dan bij constante druk regeling gemeten over de pomp zelf.

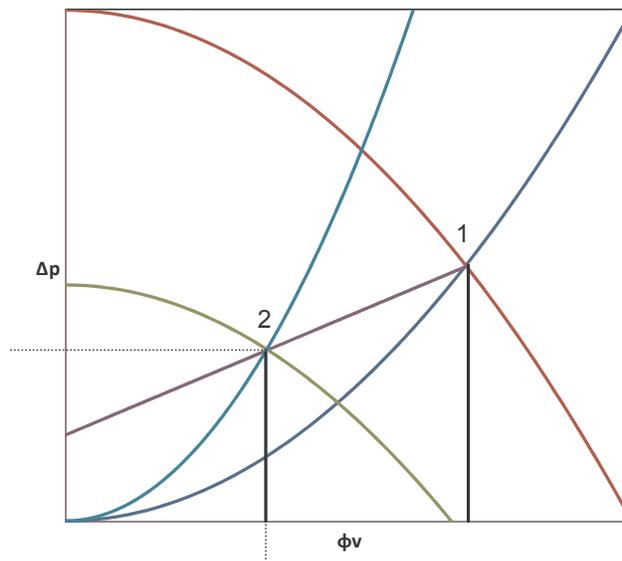
### **Drukverschil begin transportnet met leidingverliescompensatie**

Als de pomp nu wordt geregeld op drukverschil met leidingverliescompensatie dan zal het geregelde drukverschil bij “nullast” de helft worden van het geregelde drukverschil bij vollast. Het drukverschil wordt bij nullast dan 30 kPa. De pomp heeft dus een veel lagere opvoerdruk, dit is gunstig voor het energieverbruik van de pomp aangezien de pomp nog verder terug kan in zijn toerental. Er moet wel gekeken worden naar de functies van de verschillende groepen. In figuur F4 wordt de regeling verduidelijkt.

### Constant drukverschil



### Drukverschil met leidingverliescompensatie

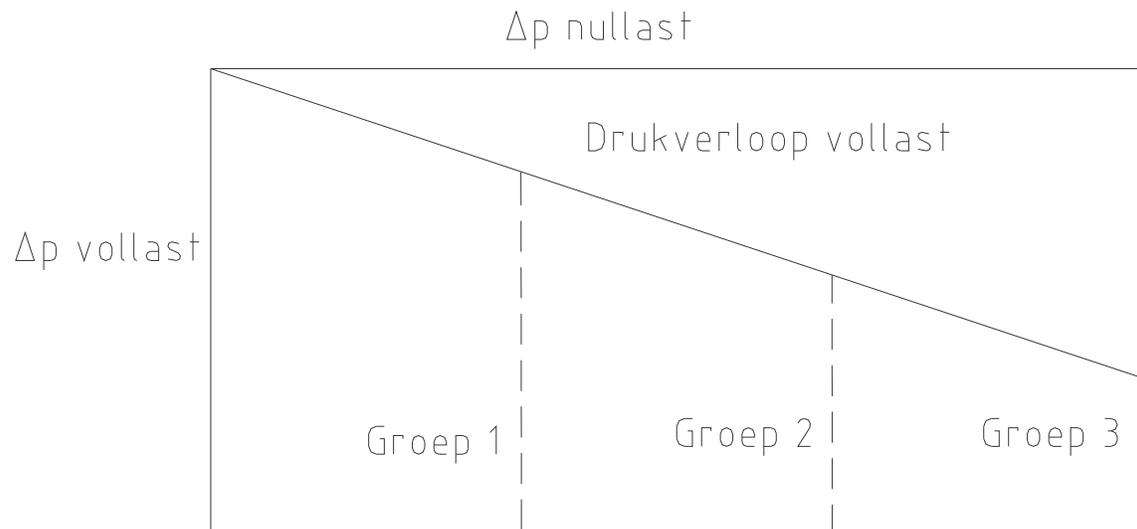


*Figuur F4*

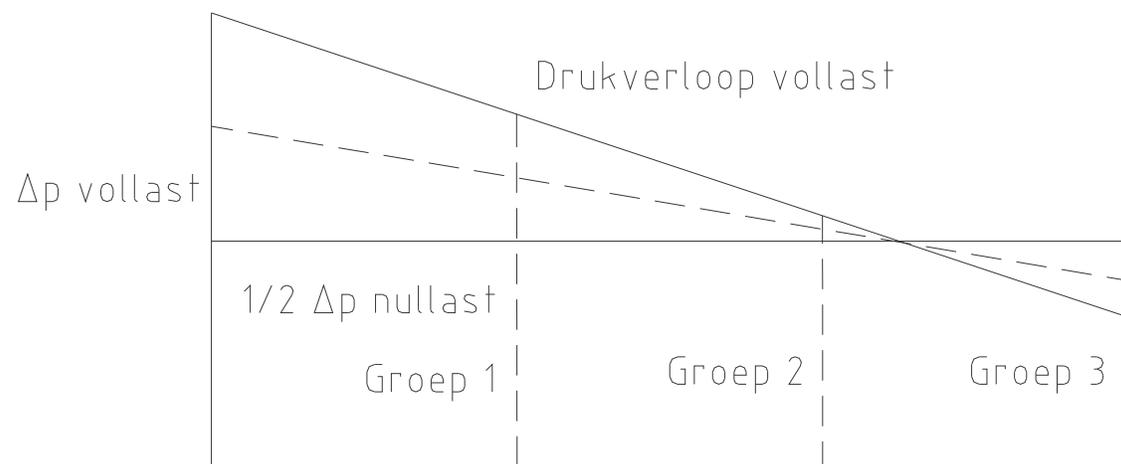
Bij vollast  $\phi v_1$  vraagt de installatie een toerental van 100%. Bij deellast  $\phi v_2$  vraagt de installatie bij regeling op constant drukverschil een toerental van 75%. Bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie zal het toerental bij  $\phi v_2$  65% zijn. Dit betekent dat het toerental nog verder afneemt. De leidingkarakteristiek zal nog minder steil lopen bij regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie aan het begin van het transportnet, dit omdat de regelafsluiters minder drukverschil weg hoeven te smoren waardoor ze dus verder open kunnen staan. Het drukverschil meten aan het begin van het transportnet heeft dus als voordeel dat het drukverschil verder teruggebracht wordt, met als gevolg een lager toerental en een lager energieverbruik. Het aangegeven oppervlak is weer een maat voor het noodzakelijke pompvermogen bij deellast.

In figuur F5 is te zien dat bij een constant drukverschil aan het begin van het transportnet er altijd voldoende drukverschil beschikbaar is voor de verschillende groepen. Er is ook te zien dat bij er deellast een te groot drukverschil over de afnemers aanwezig is. Dit betekent dat er pompenergie verloren gaat.

Voor een drukverschilregeling met leidingverliescompensatie is het verloop van het drukverschil in figuur F6 weergegeven.



Figuur E5

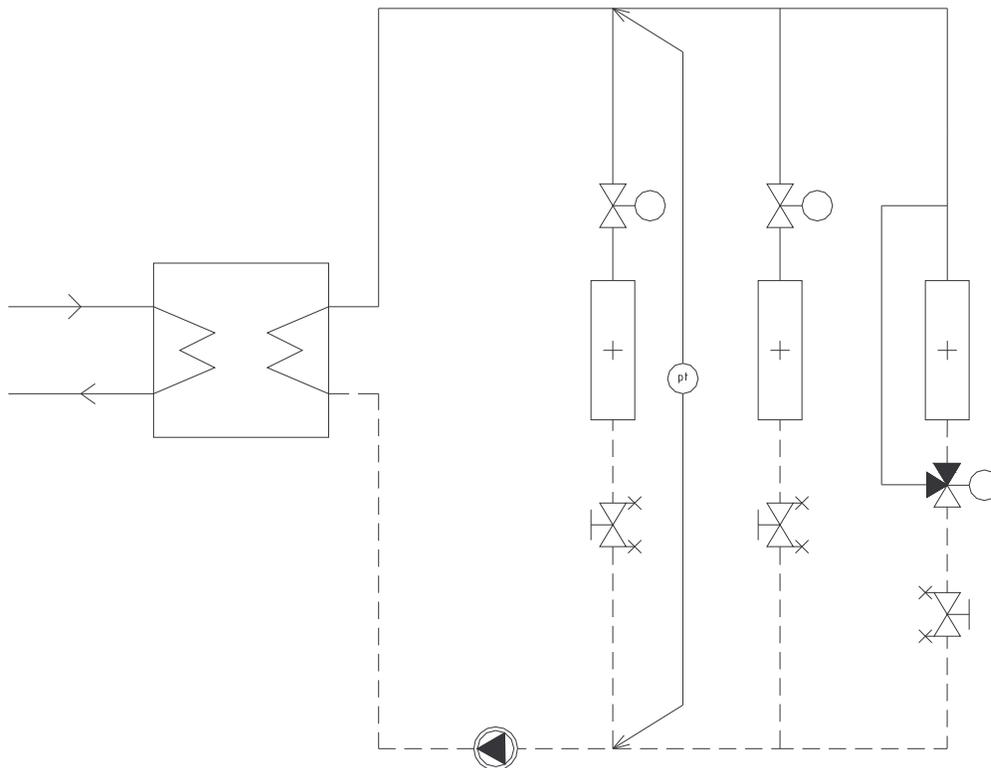


Figuur F6

Bij deze regeling wordt er rekening mee gehouden dat het drukverlies kwadratisch met het debiet afneemt. De pomp wordt zo ingesteld dat bij “nullast” nog de helft van de nominale opvoerdruk beschikbaar is. Zo is, indien alle groepen dichtlopen, bij gelijksoortige belasting, altijd voldoende drukverschil beschikbaar.

Als nu groep 2 en 3 dichtlopen zal de pomp terug gaan toeren en zal er nog maar 1/3 van het nominale debiet worden verpompt. Groep 1 is bijvoorbeeld ingeregeld op een drukverschil van 30 kPa. De pomp zal hier nu een drukverschil van 20 kPa leveren. Groep 1 zal dus als gevolg hiervan niet de nominale volumestroom kunnen leveren en dus ook niet het nominale vermogen. Dit is te zien in figuur F6. In de regel zal er echter, als bijna alle groepen op deellast of op nullast draaien, er geen groep zijn die op vollast draait.

Als er echter een groep tussen zit welke constant op vollast draait, bijvoorbeeld een serverruimte, dient het drukverschil voor deze groep altijd voldoende te zijn. Het drukverschil dient dan gemeten te worden bij de groep welke te allen tijde voldoende drukverschil beschikbaar dient te hebben. Op die manier kan er gegarandeerd worden dat er voldoende drukverschil voor deze groep beschikbaar is.



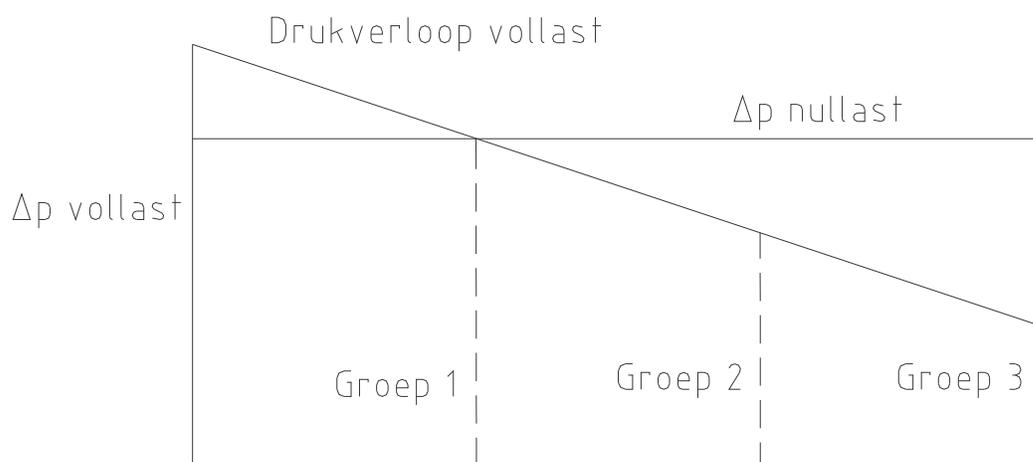
*Figuur F7*

In figuur F7 is te zien wat de positie van de drukverschil opnemer (pt) dient te zijn indien groep 1 te allen tijde voldoende drukverschil tot zijn beschikking dient te hebben. Dit is dus het werkelijk benodigde drukverschil.

Een pomp wordt bij nullast, bij drukverschilregeling met leidingverliescompensatie, geregeld op de helft van het noodzakelijke drukverschil bij nominaal debiet. Dit kan problemen met zich mee brengen als een groep op vollast draait terwijl andere groepen gesloten zijn. Het beschikbare drukverschil moet natuurlijk nog wel voldoende zijn om voldoende debiet door de cruciale groep te verkrijgen.

Bij een externe drukverschilopnemer, welke het drukverschil meet over groep 1, wordt het drukverschil wel verlaagd naarmate de belasting afneemt maar er wordt te allen tijde gezorgd voor voldoende drukverschil over de cruciale groep. Dit is weergegeven in afbeelding F7.

De plaats van de drukverschilopnemer is wel cruciaal, dit om te voorkomen dat er groepen bij deellast te weinig drukverschil krijgen aangeboden. Zie figuur E8, hierin is te zien dat groep 1 nu altijd voldoende drukverschil krijgt aangeboden. Er zal bij deze manier van regelen altijd voldoende drukverschil beschikbaar zijn voor groep 1.



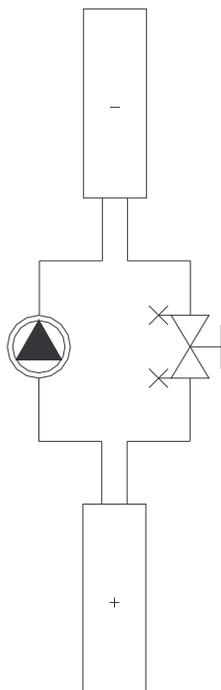
*Figuur F8*

Als nu een drukverschilopnemer bijvoorbeeld in het midden van een transportsysteem wordt geplaatst dan zal het drukverschil bij regeling op constant drukverschil bij deellast de helft bedragen van het geregelde drukverschil bij vollast. Een drukverschilregeling met leidingverliescompensatie zal om deze reden niet vaak toegepast worden als de drukverschilopnemer in het midden wordt gezet. Als de drukverschilopnemer aan het einde wordt geplaatst dan zal het geregelde drukverschil bij deellast het kleinst zijn maar het risico is dan het grootst dat de groepen vooraan in het transportsysteem bij deellast te weinig drukverschil krijgen aangeboden.

## Bijlage G    Hydraulische schakelingen

Er zijn verschillende hydraulische schakelingen mogelijk waarin toerengeregelde pompen toegepast kunnen worden. Een aantal van deze schakelingen worden in dit gedeelte toelicht.

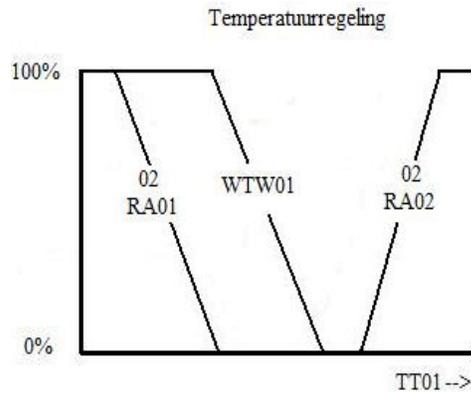
### Twin-coil



In bovenstaande afbeelding is een twin-coil systeem weergegeven waarin een toerengeregelde pomp is geplaatst. Een twin-coil wordt gebruikt om warmte en koude terug te winnen uit de retourlucht van een gebouw. Dit wordt gedaan door in de retourlucht en in aanvoerlucht van de mechanische ventilatie een batterij te plaatsen. De batterij in de retourlucht, de batterij met het min teken, onttrekt warmte aan de lucht die er door heen stroomt. Tussen de batterijen circuleert een water/glycol mengsel welke de warmte overbrengt. In de andere batterij wordt de warmte afgegeven aan de buitenlucht die er door heen stroomt. De warmte uit de retourlucht van het gebouw warmt dus de aanvoerlucht op. Deze vorm van energie terugwinning wordt over het algemeen alleen toegepast om lucht op te warmen. Vanwege het rendement van ca. 40% is koude terugwinning niet zo vaak mogelijk en is de opbrengst relatief gering. Er kan niet ontvochtigd worden omdat de luchttoevoer en luchtafvoer gescheiden zijn.

De regeling is als volgt:

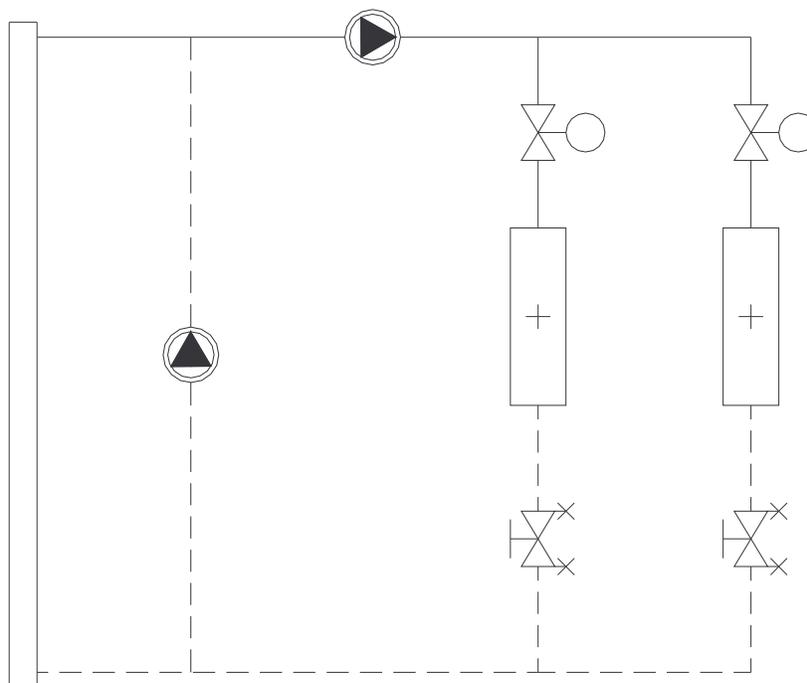
Bij vollast zal de pomp eveneens op maximaal toerental draaien. Als de buiten temperatuur stijgt zal de regelklep van de verwarmers van de luchtbehandelingskast zich sluiten. De pomp van de twin-coil blijft gedurende dit proces op maximaal toerental draaien. Als de verwarmingsklep volledig gesloten is, zal bij een verder stijgende buitentemperatuur de pomp gaan terugtoeren. In onderstaand proportionaliteitsdiagram is het verloop van de temperatuur regeling weergegeven.



RA01=verwarmingsklep, WTW01=pomp Twin-Coil, RA02=koelingklep,  
TT01=buitemperatuur

## Mengregeling

Bij een mengregeling kan er gebruik worden gemaakt van een toerengeregelde pomp indien de leidingdiameter (de verpompte hoeveelheid water) erg groot is zodat een regeling met drieweg-regelafsluiter niet goed mogelijk is. De schakeling is in onderstaande figuur weergegeven.



De primaire aanvoertemperatuur  $T_1$  bedraagt bijvoorbeeld  $70^\circ\text{C}$ . De afnemer vraagt water van een lagere temperatuur. Er kan dan door middel van de toerengeregelde pomp retourwater bijgemengd worden om zo de gevraagde temperatuur  $T_2$  te realiseren. De berekening van de noodzakelijke hoeveelheid retourwater wordt als volgt uitgevoerd:

Bij vollast is de vereiste temperatuur voor de afnemer  $55^\circ\text{C}$ . Het retourwater heeft dan een temperatuur  $T_3$  van  $40^\circ\text{C}$ . De primaire aanvoertemperatuur bedraagt  $70^\circ\text{C}$ , deze temperatuur is te hoog en dus wordt er bijgemengd met retourwater van de afnemer. Er geldt dan:

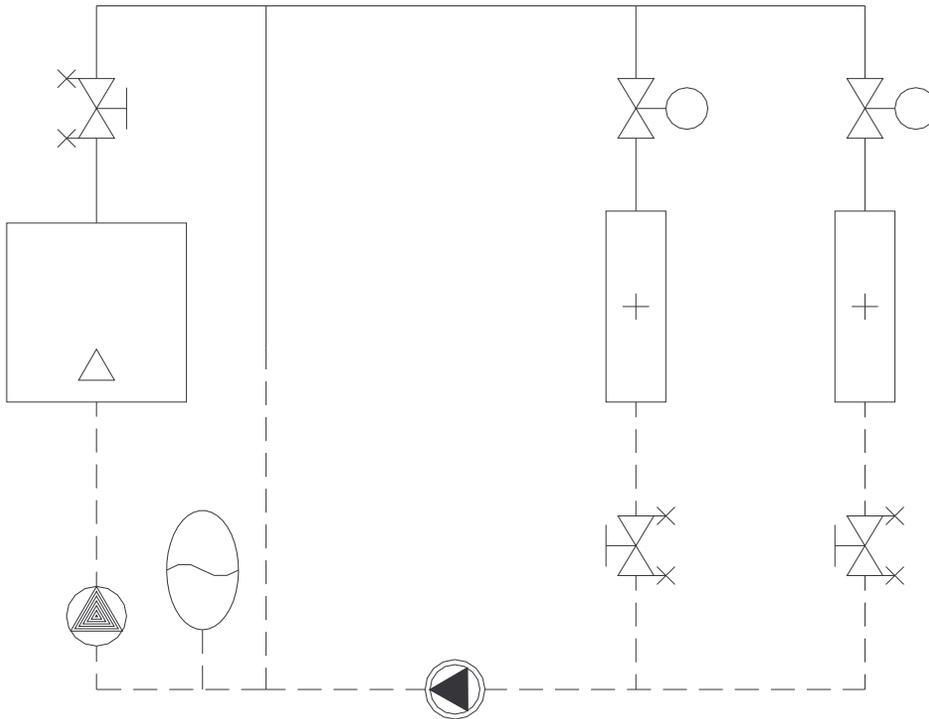
$$x\% \times T_1 + (100-x)\% \times T_3 = 100\% \times T_2$$

$$x\% \times 70 + (100-x)\% \times 40 = 100\% \times 55 \Rightarrow x=50\%$$

Aan de vergelijking is te zien dat de toerengeregelde pomp de helft van het totale debiet naar de gebruiker moet verpompen om de gewenste temperatuur in de aanvoer naar de gebruiker te realiseren.

## Smoorregeling

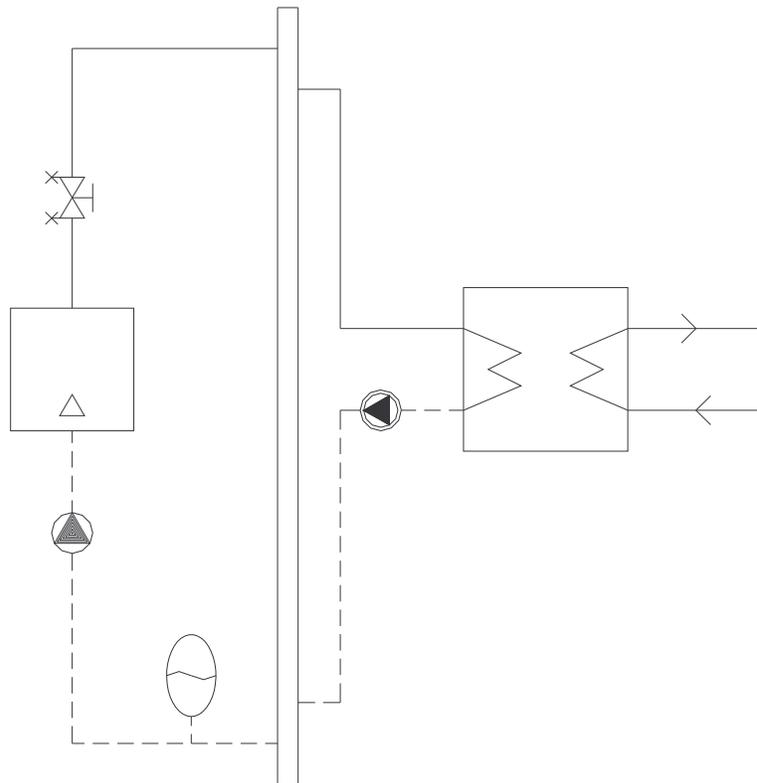
Onder een smoorregeling verstaat men het regelen van een debiet van een afnemer door middel van een tweeweg-regelafsluiter. Voor de afnemer wordt een tweeweg-regelafsluiter geplaatst welke het debiet bepaalt door de afnemer. Bij afnemende vraag zal de klep sluiten en het debiet door de afnemer dalen. Als er geen vraag is vanuit de afnemer dan zal de regelafsluiter geheel gesloten zijn. Onderstaande figuur geeft een beeld van een dergelijke schakeling.



In bovenstaande schakeling is het aan te bevelen om een toerengeregelde pomp toe te passen. Als de afnemers een afnemende vraag hebben dan zal de pomp minder debiet moeten gaan verpompen. Als de schakeling uit één afnemer zou bestaan dan zou de regelklep kunnen vervallen, de pomp regelt dan het debiet door de afnemer. Dit is in dit voorbeeld niet het geval omdat het debiet door de afnemers afzonderlijk geregeld moet worden. De afnemers hebben een minimaal drukverschil nodig om het gewenste debiet door deze afnemer mogelijk te maken. De pomp kan hierdoor in toeren zakken maar de opvoerhoogte ten behoeve van de afnemers moet minimaal zo groot zijn dat het gewenste debiet te realiseren is.

## debietregeling

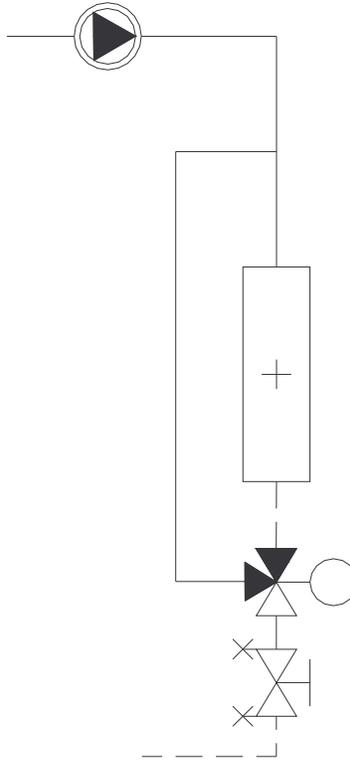
Er bestaan natuurlijk ook schakelingen waarbij de capaciteit alleen geregeld kan worden door middel van een toerengeregelde pomp. Dat soort schakelingen zijn als het ware de kern van dit onderzoek, daar dit een besparing van een regelklep oplevert. Onderstaande figuur toont een dergelijke schakeling.



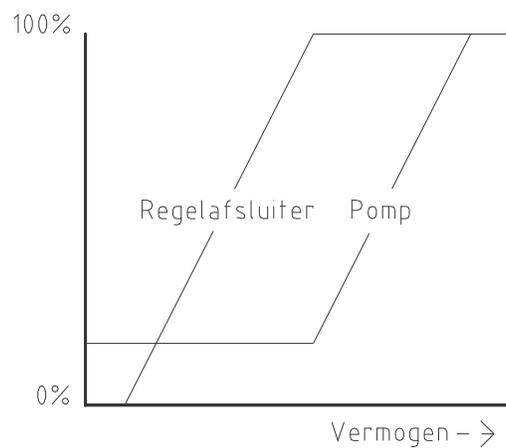
In deze schakeling wordt de capaciteit van het tegenstroom apparaat (TSA) geregeld door middel van een toerengeregelde pomp. Bij een TSA wordt over het algemeen geregeld op de uittrede temperatuur van het secundaire medium, deze temperatuur is dus constant. De relatie tussen het afgegeven vermogen en het debiet als mede de regelverhouding wordt in hoofdstuk 7 over debietregeling met een toerengeregelde pomp besproken.

## Verdeelschakeling

In deze schakeling wordt een verdeelschakeling gegeven welke het debiet verdeeld over de afnemer en de bypass. De schakeling wordt weergegeven in onderstaande figuur.

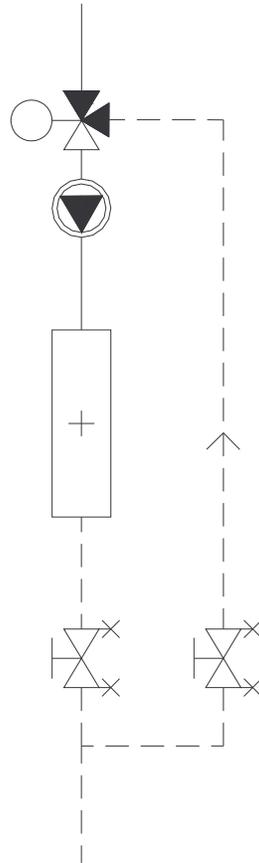


Het voordeel van deze schakeling is dat, ten opzichte van een circulatiepomp met constant toerental, het debiet over de afnemer nog verder gesmoord kan worden. Dit heeft twee grote voordelen. Het vermogen van de afnemer kan nog verder teruggebracht worden zodat het minimaal vermogen zeer laag kan worden wat als gevolg heeft dat er zeer nauwkeurig geregeld kan worden. Dit brengt als tweede voordeel met zich mee dat, bij deze debietvermindering, de retourtemperatuur verder zal dalen. Het water blijft langer in de afnemer en dus zal een verdere temperatuurdaling het gevolg zijn. Er wordt minder water overgestort doordat de pomp minder debiet gaat verpompen in deellast. Het proportionaliteitsdiagram wordt weergegeven in onderstaand figuur.



## Mengschakeling

In deze zogenaamde actieve schakeling wordt er in plaats van een pomp met constant debiet een toerengeregelde pomp toegepast. De schakeling is in onderstaande figuur weergegeven.

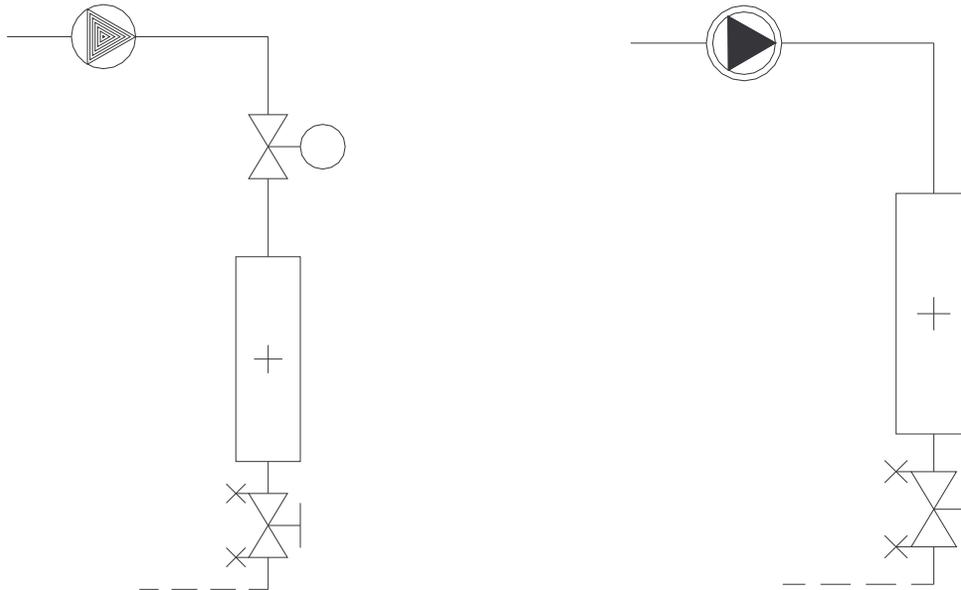


Het voordeel van een toerengeregelde pomp in deze schakeling is dat het debiet verder teruggebracht kan worden over de afnemer. Het afgegeven vermogen wordt hierdoor nog verder verlaagd en de retourtemperatuur zal verder zakken aangezien het medium langer in de afnemer verblijft en meer warmte afgeeft.

## Bijlage H Kostenvergelijking regelafsluiter & toerengeregelde pomp

In dit gedeelte wordt een globale vergelijking gemaakt tussen de kosten van het regelen door middel van een regelafsluiter met een pomp met constant toerental en de kosten van het regelen met uitsluitend een toerengeregelde pomp.

Een en ander zoals afgebeeld in figuur H1.



Figuur H1

Om nu een kostenvergelijking te kunnen maken moet eerst het aantal draaiuren bepaald worden. Ook moet bepaald worden welke debiet gevraagd wordt met de bijbehorende uren. Voor de gegevens wordt het door Grundfos gegeven standaardprofiel aangehouden. Hierin gaat men uit van 285 stookdagen wat neerkomt op 6840 uur. De verdeling is weergegeven in onderstaande tabel.

Debiet	Draaiuren	Procent uren
100%	410	6%
75%	1026	15%
50%	2394	35%
25%	3010	44%

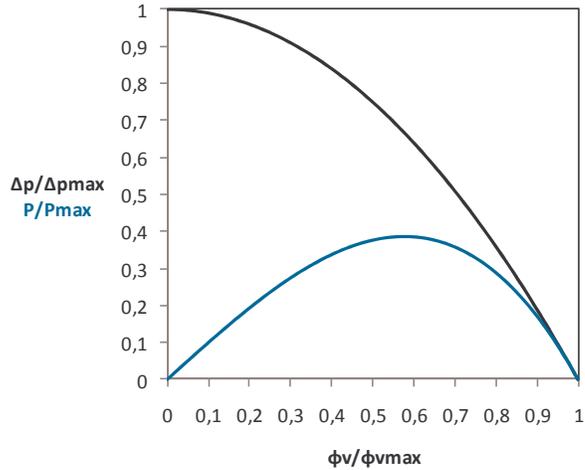
Tabel H1

Uit tabel H1 valt op te maken dat vollast maar 6% van de tijd voorkomt. De rest van de tijd is er deellast bedrijf.

De relatie tussen het hydraulische vermogen en het debiet is: (zie bijlage B)

$$\frac{P_p}{P_{pmax}} = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \frac{\phi_v}{\phi_{vmax}} - \left(\frac{\phi_v}{\phi_{vmax}}\right)^3$$

In figuur H2 worden de pomp- en de hydraulische vermogenskarakteristiek weergegeven in relatie tot het debiet.



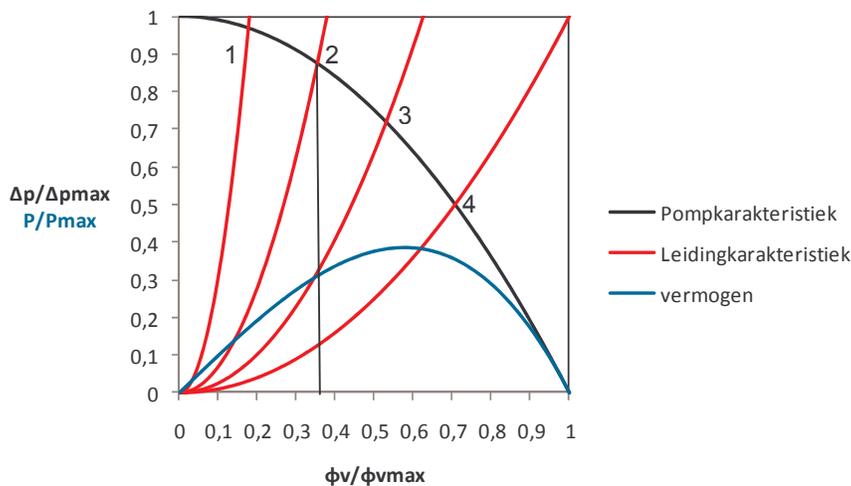
Figuur H2

### Smoorregeling

Als eerst wordt nu de smoorregeling toegelicht met betrekking tot het gemiddelde hydraulische vermogen.

Als nu de leidingkarakteristieken voor de verschillende debieten (4=100%, 3=75%, 2=50% en 1=25%) worden toegevoegd zal onderstaande figuur H3 gevormd worden.

### System grafiek



Figuur H3

Als nu naar het vermogen van een theoretische pomp gekeken wordt is te zien dat bij het smoren van de pomp eerst het vermogen zal stijgen om vervolgens af te nemen. Doordat het totale rendement van een pomp nooit 100% is zal het werkelijk noodzakelijke vermogen uiteindelijk hoger uitvallen. Het rendement neemt af naarmate de pomp verder “gesmoord” zal worden. Hierdoor zal het opgenomen vermogen, bij lagere debieten, nog hoger uitvallen. In figuur H3 wordt 100% debiet gesteld op punt 4, het nominale debiet bedraagt dus ca. 71% van het maximale debiet. De verticale lijn bij punt 2 stelt  $1/2\Phi_v$  voor.

Het gemiddelde hydraulische vermogen is nu als volgt te bepalen door middel van tabel H2:

Debiet	Toerental	uren	hydraulische vermogen
0,174078	100%	3009,6	0,168803
0,353553	100%	2394	0,309359
0,52999	100%	1026	0,381121
0,707107	100%	410,4	0,353553

*Tabel H2*

Het gemiddelde hydraulische vermogen bij een smoorregeling is nu eenvoudig te bepalen.

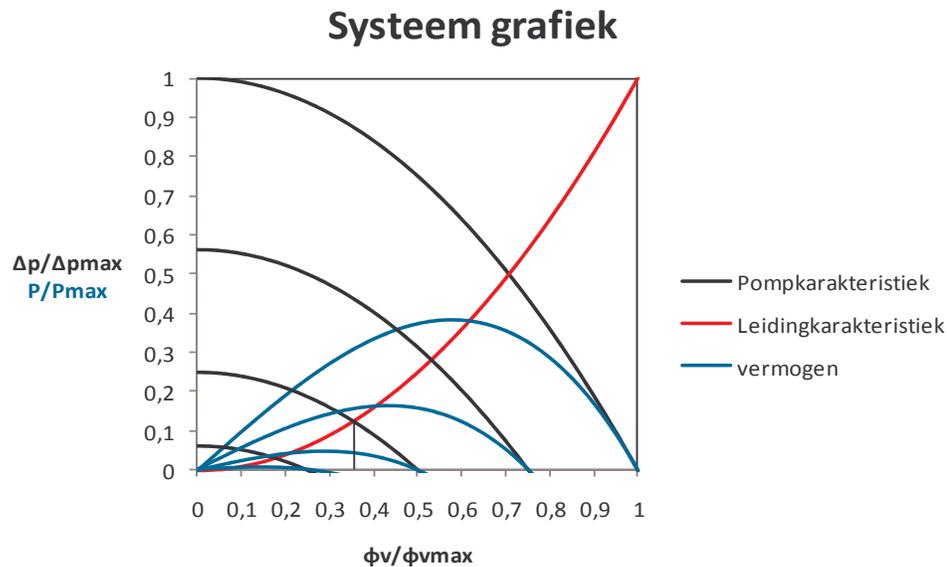
$$(410,4 \cdot 0,35) + (1026 \cdot 0,38) + (2394 \cdot 0,31) + (3009,6 \cdot 0,17) = 1787,29$$

$$\frac{1787,29}{6840} \cdot 100 = 26\% \text{ van het maximale vermogen}$$

De lichte stijging en vervolgens de afname van het hydraulische vermogen zijn in de tabel te zien.

## Debietregeling

De vergelijking kan nu gemaakt worden met een debietregeling door middel van uitsluitend een toerengeregelde pomp. Als nu dezelfde debieten genomen worden dan kan uit figuur H4 opgemaakt worden dat het hydraulische vermogen sterk daalt naarmate het debiet afneemt. De verticale lijn stelt wederom  $1/2\Phi_v$  voor.



*Figuur H4*

Het hydraulische vermogen neemt, zoals te zien is in figuur H4, sterk af als het toerental daalt. Dit is toe te schrijven aan de relatie  $\left(\frac{n1}{n2}\right)^3 = \frac{P1}{P2}$ .

Het gemiddelde hydraulische vermogen is nu als volgt te bepalen door middel van tabel H3:

Debiet	Toerental	uren	Vermogen
0,174078	25%	3009,6	0,005605
0,353553	50%	2394	0,044194
0,52999	75%	1026	0,149248
0,707107	100%	410,4	0,353553

*Tabel H3*

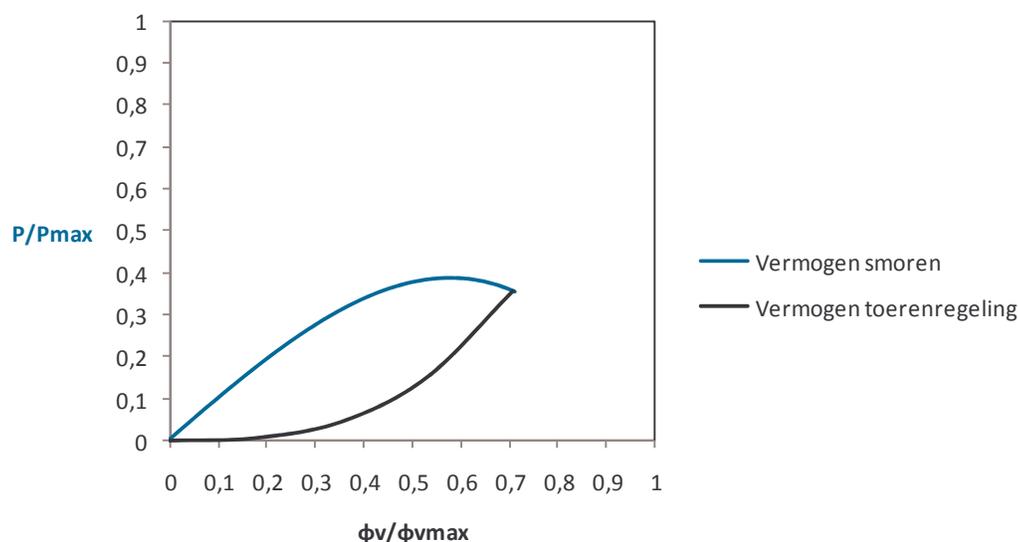
Het gemiddelde hydraulische vermogen bij een debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp is nu eenvoudig te bepalen.

$$(410,4 \cdot 0,35) + (1026 \cdot 0,15) + (2394 \cdot 0,04) + (3009,6 \cdot 0,006) = 411,36$$

$$\frac{411,36}{6840} \cdot 100 = 6\% \text{ van het maximale vermogen}$$

De hydraulische vermogens bij debietverandering kunnen nu tegen elkaar uitgezet worden als functie van het debiet.

## Vermogensgrafiek



*Figuur H5*

Met toerenregeling is dus altijd een besparing te bewerkstelligen ten opzichte van regeling met een smoorventiel.

Debiet	Vermogen smoren	Vermogen toerenregeling
0,174078	0,168803	0,005605
0,353553	0,309359	0,044194
0,52999	0,381121	0,149248
0,707107	0,353553	0,353553

*Tabel H4*

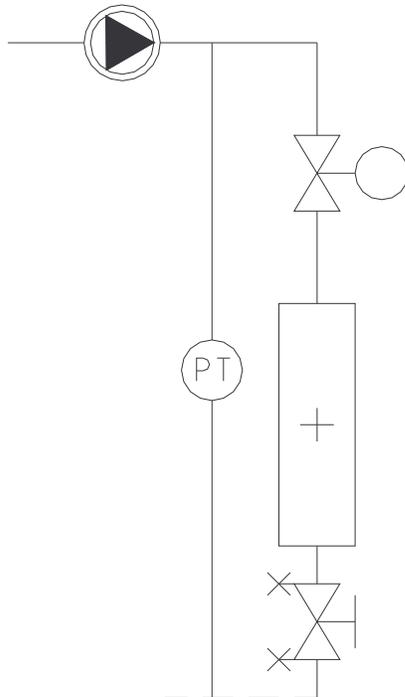
In tabel H4 is goed te zien dat het hydraulische vermogen sterk daalt naarmate het debiet afneemt.

Het gemiddelde hydraulische vermogen bij smoren is 26% van het maximale vermogen  
 Het gemiddelde hydraulische vermogen bij toerenregeling is 6% van het maximale vermogen

Het gemiddelde hydraulische vermogen is dus bij toerenregeling  $100 - (6/26) = 77\%$  lager dan bij smoorregeling.

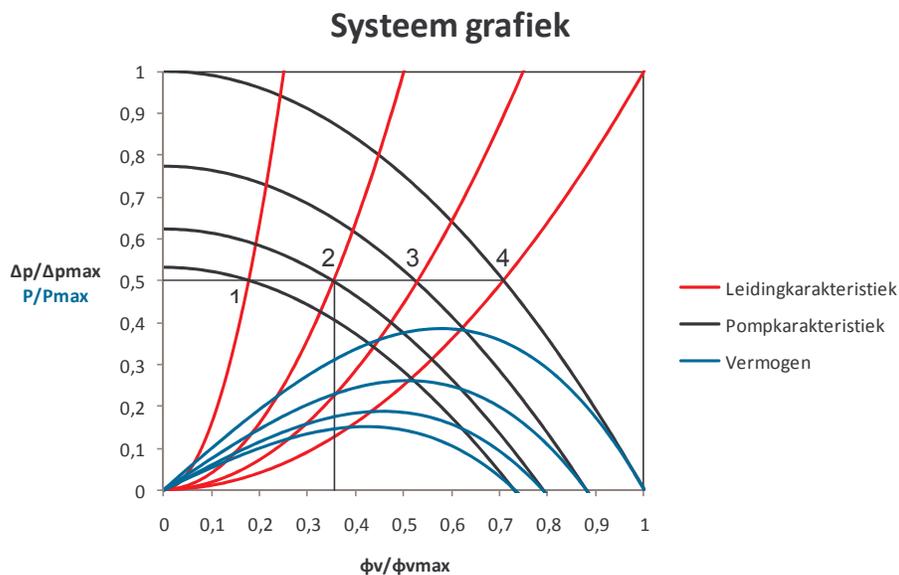
## Constant drukregeling

Als nu gekeken wordt naar een regeling door middel van een regelafsluiter en een pomp regelend op constant drukverschil kan er ook een dergelijke vergelijking gemaakt worden. De schakeling wordt weergegeven in onderstaande figuur H6.



Figuur H6

In afbeelding H7 worden de pomp- leiding- en hydraulische vermogenskarakteristieken gegeven. Aan de hand hiervan kan het vermogen bij de bepaalde debieten opgesteld worden. (100%=4, 75%=3, 50%=2 en 25%=1)



Figuur H7

Het hydraulische vermogen neemt, zoals te zien is in figuur H7, af als het toerental daalt. Dit is toe te schrijven aan de relatie  $\left(\frac{n1}{n2}\right)^3 = \frac{P1}{P2}$ .

Het gemiddelde vermogen is nu als volgt te bepalen door middel van tabel H5:

Debiet	Toerental	uren	Vermogen
0,174078	73%	3009,6	0,087039
0,353553	79%	2394	0,176777
0,52999	88%	1026	0,264995
0,707107	100%	410,4	0,353553

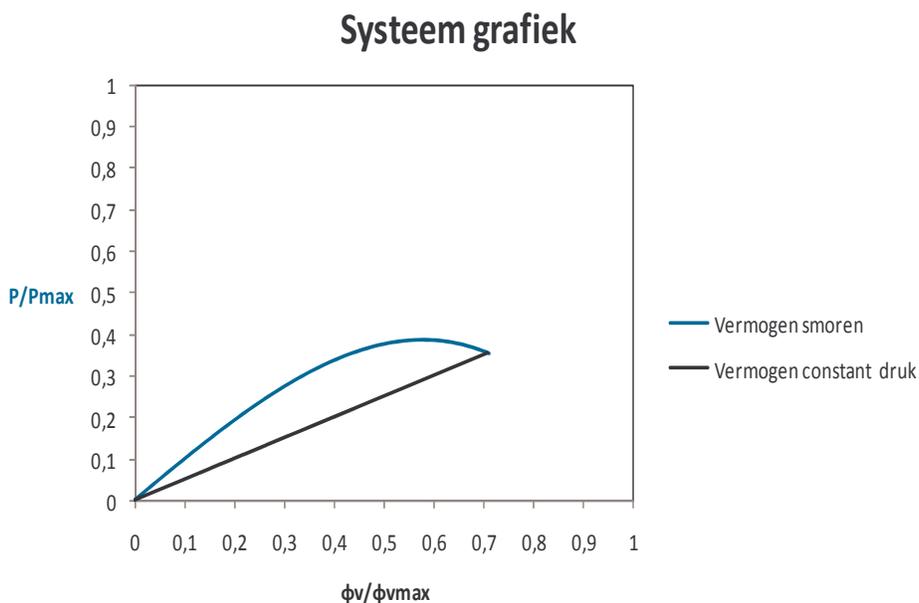
*Tabel H5*

Het gemiddelde hydraulische vermogen bij een constant drukverschilregeling met een toerengeregelde pomp is nu eenvoudig te bepalen.

$$(410,4 \cdot 0,35) + (1026 \cdot 0,26) + (2394 \cdot 0,18) + (3009,6 \cdot 0,087) = 1103,16$$

$$\frac{1103,16}{6840} \cdot 100 = 16\% \text{ van het maximale vermogen}$$

De hydraulische vermogens bij debietverandering kunnen nu tegen elkaar uitgezet worden als functie van het debiet. Dit is weergegeven in figuur H8



*Figuur H8*

Met constante druk regeling is dus altijd een besparing te bewerkstelligen ten opzichte van regeling met een smoorventiel in combinatie van een pomp met een constant toerental.

Debiet	Vermogen smoren	Vermogen constante druk
0,174078	0,168803	0,087039
0,353553	0,309359	0,176777
0,52999	0,381121	0,264995
0,707107	0,353553	0,353553

*Tabel H6*

In tabel H6 is goed te zien dat het hydraulische vermogen daalt naarmate het debiet afneemt.

Het gemiddelde hydraulische vermogen bij smoren is 26% van het maximale vermogen  
 Het gemiddelde hydraulische vermogen bij constante drukregeling is 16% van het maximale vermogen

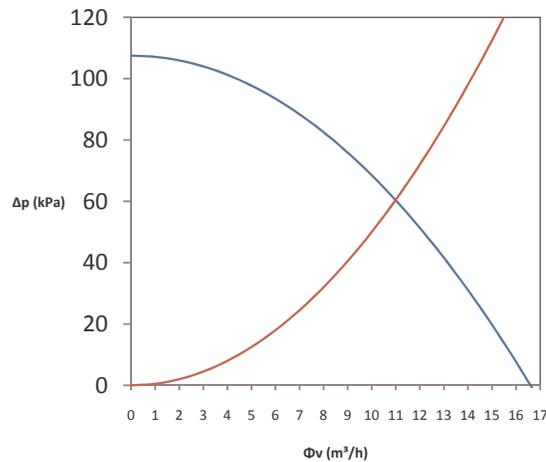
Het gemiddelde hydraulische vermogen is dus bij toerenregeling  $100\% - (16/26) = 38,5\%$  lager dan bij smoorregeling.

## Bijlage I    Praktijkvoorbeeld

Deze theoretische formules zijn in de praktijk toe passen bij een fictief systeem waar debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp toegepast kan worden. Het betreft hier bijvoorbeeld een debietregeling aan de primaire kant van een TSA.

Het ontwerpdebiet bij vollast wordt gesteld op 10 m<sup>3</sup>/h en het bijbehorende drukverlies bij dit debiet is 50 kPa. De primaire aanvoer- en retourtemperatuur zijn resp. 80-60°C. De uittrede temperatuur aan secundaire kant is 40°C en wordt constant gehouden. De leiding- en de pompkarakteristiek kunnen nu opgesteld worden voor dit betreffende systeem. Als pomp wordt voor dit systeem de TPE 2000 32-120 van het merk Grundfos gekozen.

De maximale opvoerdruk van deze pomp is 107,5 kPa en het maximale debiet van deze pomp is 16,6 m<sup>3</sup>/h. Door formule 4 uit bijlage A in te vullen kan de pompkarakteristiek gevormd worden.



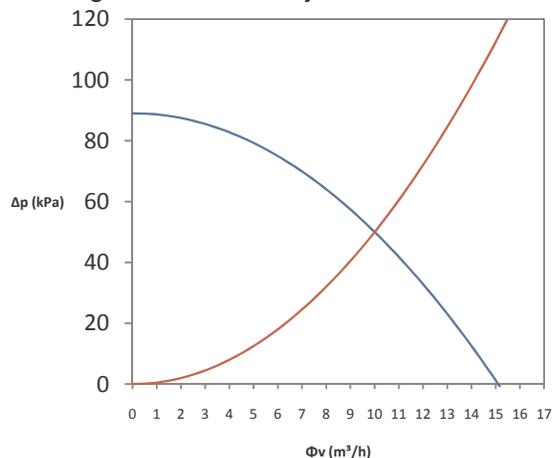
Figuur 11

Ook kan door middel van formule 4 uit bijlage B het benodigde toerental bepaald worden.

$$\Delta p = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot \Delta p_{\max} - \frac{\Delta p_{\max}}{\Phi v_{\max}^2} \cdot \Phi v^2 = 50 = \left(\frac{n}{n_{100}}\right)^2 \cdot 107,5 - \frac{107,5}{16,6^2} \cdot 10^2$$

$n = 0,91$

Het benodigde toerental is bij vollast dus ca. 91% van het maximale toerental.



Figuur 12

Door nu de formule 18 uit bijlage B in te vullen met het benodigde toerental komt het volgende tot stand:

$$\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = \frac{\frac{n}{n_{100}}}{\sqrt{\frac{\Delta p l_{100}}{\Delta p p_{max}} + \left(\frac{\Phi v_{100}}{\Phi v_{max}}\right)^2}} \quad \sqrt{\frac{50}{107,5} + \left(\frac{10}{16,6}\right)^2} = 0,91$$

De formule kan nu dus vereenvoudigd worden naar het volgende:

$$\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = \frac{n}{n_{100}} \cdot 0,91 \quad \text{Deze relatie kan nu uitgezet worden in een karakteristiek.}$$

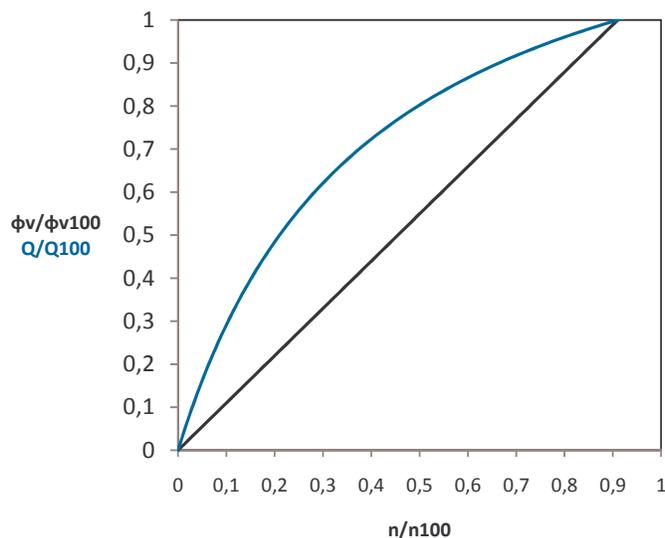
Als nu de warmteoverdrachtscoëfficiënt  $\alpha$  voor dit systeem bepaald wordt kan ook de warmteoverdrachtskarakteristiek voor dit systeem bepaald worden. Voor een hoeveelheidsregeling geldt:

$$\alpha = 0,6 \cdot \frac{80-60}{80-40} = 0,3$$

De twee relaties zoals hieronder weergegeven kunnen nu in één grafiek weergegeven worden.

$$\frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} = \frac{n}{n_{100}} \cdot 0,91$$

$$\frac{Q}{Q_{100}} = \frac{\frac{n}{n_{91}}}{0,3 + (1-0,3) \cdot \frac{n}{n_{91}}}$$



Figuur 13

Er kan nu voor elk toerental afgelezen en/of berekend worden wat het verpompte debiet is met bijbehorende warmteafgifte. Bovenstaande grafiek is wel relatief maar het gewenste debiet is bekend en de bijbehorende warmteafgifte is eenvoudig te bepalen door middel van  $Q = \Phi_m \cdot c \cdot \Delta T$ .

De warmteafgifte is in dit voorbeeld dus  $\left(\frac{10000}{3600}\right) \cdot 4180 \cdot 20 = 232222 \text{ J/s} \approx 232 \text{ kW}$ .

Stel er is een vermogen vereist van 75 kW in deellast. Er kan nu bepaald worden wat het toerental van de pomp dient te zijn om dit vermogen te realiseren.

In figuur I3 kan het relatieve toerental afgelezen worden welke hoort bij het gevraagde relatieve vermogen.

Het gevraagde relatieve vermogen bedraagt:

$$\frac{75000}{232222} \cdot 100 = 32,3\%$$

Hieruit volgt dat het relatieve toerental ca. 11% bedraagt.

Als dit relatieve toerental nu berekend wordt dan dient het relatieve vermogen ingevoerd te worden in onderstaande relatie.

$$0,323 = \frac{\frac{n}{n_{91}}}{0,3 + (1-0,3) \cdot \frac{n}{n_{91}}}$$

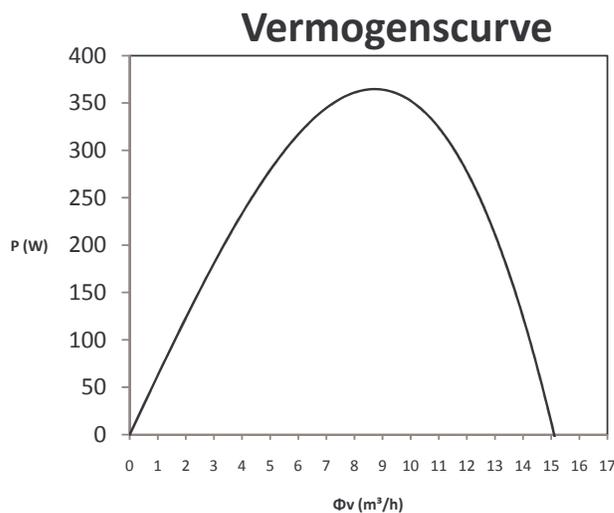
$n \approx 0,113 \Rightarrow 11\%$  van het maximale toerental. Het hangt van het minimale toerental van een pomp af tot in hoeverre er teruggeregeld kan worden in toerental.

Het asvermogen van de pomp bij 91% toerental is nu ook te bepalen voor dit systeem. De formule voor het asvermogen is.

$$P_{\text{as}} = \frac{\Phi v \cdot \Delta p}{\eta}$$

Het rendement wordt bij deze pomp op 40% gesteld bij 100% toerental. Het rendement wordt aangepast naarmate het toerental verlaagd wordt volgens de formule  $\frac{\eta n_2}{\eta n_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{0.15}$

Het rendement bij 91% toerental is dus in dit geval  $\eta_{n91\%} = 40\% \left(\frac{0,91}{1}\right)^{0.15}$  (zie bijlage B)  
 $\eta_{n91\%} = 39,5\%$ . De vermogenskarakteristiek wordt weergegeven in figuur I4.



Figuur I4

Als het vermogen bekend is kan ook het kostenaspect bekeken worden. Voor de gegevens wordt het door Grundfos gegeven standaardprofiel aangehouden. Hierin gaat men uit van 285 stookdagen per jaar wat neerkomt op 6840 uur. De verdeling is weergegeven in tabel I1.

Debiet	Draaiuren	Procent uren
100%	410	6%
75%	1026	15%
50%	2394	35%
25%	3010	44%

Tabel I1

Voor 100% debiet draait de pomp op 91% toerental. Uit de vermogenscurve (figuur I4) valt af te lezen dat het pompvermogen bij 10 m<sup>3</sup>/h circa 350 W is.

Voor de overige debieten is dit vermogen ook te bepalen. Eerst dient hiervoor de bijbehorende opvoerdruk en het rendement bepaald te worden. Als het nominale debiet en het bijbehorende benodigde drukverschil bekend zijn dan kan eenvoudig de benodigde opvoerdruk berekend worden.

$$\Delta p = \Delta p_{100} \cdot \left( \frac{\Phi v}{\Phi v_{100}} \right)^2 = \Delta p = 50 \cdot \left( \frac{7,5}{10} \right)^2 = 28,125 \text{ kPa}$$

Voor het rendement geldt:

$$\frac{\eta n_2}{\eta n_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{0,15} = \eta n_2 = 40\% \left( \frac{(0,91 \cdot 0,75)}{1} \right)^{0,15} = 37,8\%^1$$

Nu kan het vermogen bepaald worden bij 75% van het nominale debiet:

$$P_{as} = \frac{\Phi v \cdot \Delta p}{\eta} = P_{as} = \frac{7,5 \cdot 28125}{0,378} = 155 \text{ W.}$$

In tabel I2 kunnen de benodigde asvermogens afgelezen worden voor 25%, 50%, 75% en 100% van het nominale debiet.

Debiet	Vermogen (W)	kWh/jaar
100%	350	144
75%	155	159
50%	49	117
25%	7	21

Tabel I2

Er wordt van uitgegaan dat de kostprijs 1 kWh = € 0,24 bedraagt.

De totale stroomkosten per jaar bedraagt dan nu:

$$(144+159+117+21) \times 0,24 = € 106$$

<sup>1</sup> Het motorrendement is bij deze berekening niet meegenomen.

Bij een regeling op constant toerental in combinatie met een drieweg-regelafsluiter kan nu eenzelfde kostenanalyse gemaakt worden. In tabel I3 worden de vermogens gegeven voor de verschillende debieten.

Debiet	Vermogen (W)	kWh/jaar
100%	350	144
75%	350	359
50%	350	838
25%	350	1054

Tabel I3

De totale stroomkosten per jaar kunnen nu bepaald worden:

$$(144+359+838+1054) \cdot 0,24 = \text{€ } 575$$

Bij debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp ten opzichte van regeling op constant toerental is er een energiebesparing per jaar van:

$$2395 - 441 = 1954 \text{ kWh}$$

Deze energiebesparing levert een jaarlijkse besparing op van:

$$1954 \cdot 0,24 = \text{€ } 469$$

De besparing is in dit geval  $100\% - (106/575) = 82\%$ .

Bij een regeling op drukverschil met leidingverliescompensatie in combinatie met een regelafsluiter kan nu eenzelfde kostenanalyse gemaakt worden. In tabel I4 worden de vermogens gegeven voor de verschillende debieten.

Debiet	Vermogen (W)	kWh/jaar
100%	350	144
75%	237	243
50%	139	333
25%	59	178

Tabel I4

De totale stroomkosten per jaar bedragen nu:

$$(144+243+333+178) \cdot 0,24 = \text{€ } 216$$

Bij debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp ten opzichte van drukverschilregeling met leidingverliescompensatie is er een energiebesparing per jaar van:

$$898 - 441 = 457 \text{ kWh}$$

Deze energiebesparing levert een besparing op van:

$$457 \cdot 0,24 = \text{€ } 110$$

De besparing is in dit geval  $100\% - (106/216) = 51\%$ .

In de praktijk zullen deze verschillen lager uitvallen omdat het motorrendement nog meegenomen dient te worden en het totale rendement zal nog verder zakken als hier wordt voorgesteld. Het is echter wel een feit dat het energieverbruik drastisch zal dalen bij debietregeling met uitsluitend een toerengeregelde pomp.

Deze verschillende kosten en regelmethodes kunnen nu naast elkaar gezet worden om een overzicht te krijgen, dit is weergegeven in tabel 15:

	kWh per jaar	Kosten per jaar	Kosten na 10 jaar
Regeling constant toerental	2395	€ 575	€ 5.750
Drukregeling	898	€ 216	€ 2.160
Regeling debiet	441	€ 106	€ 1.060

*Tabel 15*

Het is dus rendabel om te regelen met uitsluitend een toerengeregelde pomp. Deze wijze van regelen kan echter alleen toegepast worden als er slechts één gebruiker achter de pomp aanwezig is. Bij meerdere gebruikers dient er op drukverschil te worden geregeld omdat de verschillende gebruikers verschillende hoeveelheden water vragen.