

Gesloten pompen voor verdampend koudemiddel

Ing. J. Wijbenga

Wijbenga B.V., NL - Beesd
Vertegenwoordiging van o.a.
Th. Witt Kältemaschinenfabrik GmbH te Aken

Bij grotere koudesystemen met verschillende verdampers, tunnels of plaatvriezers, worden koudemiddelpompen gebruikt. Hiermee wordt een snelle, betrouwbare en nauwkeurige warmteafvoer gerealiseerd zonder ingewikkelde hulp- of regelsystemen. Naast gebruik in systemen met NH₃ en R22 worden deze pompen steeds meer gebruikt met R404a en CO₂.

In 2004 werden in Nederland ca. 80% van alle nieuwe pompsystemen uitgevoerd met CO₂ terwijl in België ca. 80% van alle nieuwe installaties in dat jaar uitgevoerd zijn met NH₃ als koudemiddel. In dit artikel zal ingegaan worden op diverse eigenschappen waarmee rekening gehouden moet worden om met zo min mogelijk storingen van de pompen te werken.

1 – Toepassing van pompen in koudesystemen:

In systemen met koudemiddelpompen wordt het koudemiddel vanuit een centrale afscheider naar de verdampers

verpompt. In de verdampers verdampert het koudemiddel waarbij warmte aan het af te koelen of in te vriezen product wordt onttrokken. Om een goede verdeling over de diverse secties van de verdamper te verkrijgen, en overbelasting mogelijk te maken, wordt meer vloeistof naar de verdamper verpompt dan voor de verdamping strikt noodzakelijk is. Het circulatievoud is groter dan 1: voor badverdampers 1,1, voor luchtkoelers 2-5 en voor plaatvriezers 3-8. De verdamper wordt gevoed met 100% vloeistof terwijl uit de verdamper gas met vloeistof afgevoerd wordt. De temperatuurverschillen over het verdamperoppervlak zijn zeer gering. In de vloeistof is de verdampingswarmte latent aanwezig. Daardoor is in verhouding tot systemen waarbij de warmte via voelbare warmte wordt afgevoerd, zoals bij water- of glycolsystemen, de te verpompen hoeveelheid vloeistof gering en daarmee ook het benodigd motorvermogen. In tabel I worden verschil-

Tabel I – pompopbrengst en opgenomen vermogen

koudemiddel	Q _o = 500 kW CV = 1, t _o = -10°C (m ³ /h)	Opgenomen vermogen bij opvoerhoogte van 40 mvkl (kW)
CO ₂	7,1	1,6
NH ₃	2,2	0,3
R22	6,5	1,8
R404a	8,6	2,3
R410a	6,2	1,7
koudedragers	Q = 500 kW (m ³ /h)	Opgenomen vermogen bij opvoerhoogte = 150 kPa (kW)
Water (10/6°C)	108	9,0
Temper-20 (-8/-12°C)	118	9,8
Propyleenglycol 35% (-8/-12°C)	113	9,5

SUMMARY



Foto 1: Typisch voorbeeld van een afscheider met pompen

lende voorbeelden gegeven bij een rendement van 50% van de pomp + elektromotor.

Met weinig motorvermogen kan bij verdampend koudemiddel veel energie verplaatst worden, speciaal bij NH₃ (tabel I).

2 – Open en gesloten pompen

Er kan onderscheid gemaakt worden tussen open en gesloten pompen. Bij open pompen is de motor aan het pomphuis geflensd en komt niet in aanraking met het koudemiddel. De motorcooling wordt door omgevingslucht verzorgd middels de in het motorhuis opgenomen ventilator. De lagers van de motor zijn gesloten en zijn voorzien van vet voor een lange levensduur terwijl de lagers van de pomp geplaatst zijn in een oliebad wat met dubbele asafdichtingen is afgesloten. Tussen de motor en de pomp is een mechanische koppeling geplaatst.



Foto 2: WITT open pomp, type GP

De bekendste open pompen zijn de Witt-pompen type GP die op zeer veel plaatsen in bedrijf zijn en nog steeds geïnstalleerd worden.

Zeker in West-Europa worden tegenwoordig meestal gesloten pompen toegepast waarbij de meest bekende pompen die van Hermetic Pumpen GmbH en Witt Kältemaschinenfabrik GmbH zijn. Bij deze pompen is de motor opgenomen in hetzelfde huis als het pompdeel. Tussen de rotor en de stator bevindt zich een metalen bus (bus-pomp). De lagers worden gesmeerd en gekoeld door het koudemiddel.

Bij open pompen worden revisieintervallen bijna uitsluitend bepaald door slijtage van de asafdichtingen en de waaiers. De slijtage van de asafdichtingen heeft o.a. te maken met de oliekwiteit in de oliekamer en de



Foto 3: open gewerkt model van de WITT gesloten pomp, type HRP

invloeden van gas, vuil of olie in de toegevoerde vloeistof. De revisieintervallen liggen tussen 2 en 10 jaar. De levensduur van de motor is meestal langer dan 25 jaar zonder enig onderhoud. De kosten van de revisie bedragen gemiddeld 30% tot 60% van de nieuwprijs. Bij hoge uitzondering overstijgen de reparatiekosten de nieuwprijs.

Bij gesloten pompen moet de aanleiding tot een revisie veelal gezocht worden in slijtage van de lagers door invloeden vanuit het koudesysteem. Daardoor kunnen de revisieintervallen tussen een half jaar en 10 jaar liggen. Omdat na de slijtage van de lagers ook de motorbus en de wikkelingen beschadigd kunnen zijn moet het motordeel vaak als verloren worden beschouwd. De slijtage van de waaiers wordt bij dit type pomp meestal geïnitieerd door slijtage van de lagers. De

kosten van reparatie liggen hierdoor veelal boven 50% van de nieuwprijs. Reparatiekosten die hoger zijn dan de nieuwprijs zijn geen uitzondering.

In dit artikel wordt ingegaan op een aantal maatregelen die genomen kunnen worden om de slijtage van gesloten pompen door invloeden vanuit het koudesysteem te beperken.

3 – Smering en koeling van gesloten pompen

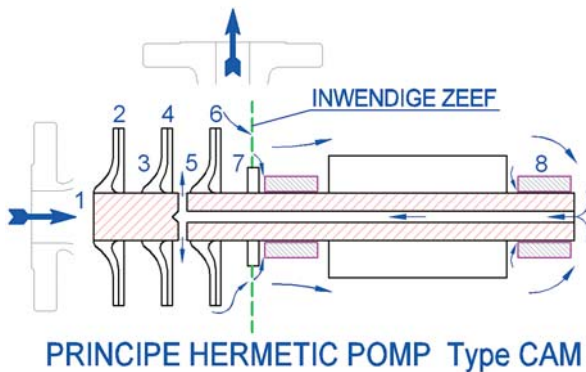
Bij gesloten pompen wordt een klein deel van de verpompte vloeistof door de holle as naar de lagers en langs de rotor getransporteerd of omgekeerd en neemt de warmte in hoofdzaak op via temperatuurstijging (Hermetic) of via gedeeltelijke verdamping (Witt). In de figuren 1 en 2 met de bijbehorende grafieken worden twee van de meest gangbare basisprincipes aangegeven waarvoor in de tabellen 2 en 3 aanvullende berekeningen worden gegeven. In alle gevallen geldt dat voor het afvoeren van voldoende warmte er voldoende vloeistof naar het motordeel moet worden getransporteerd. Dit spreekt eigenlijk voor zich maar hier komt de 'achillespees' van de gesloten pomp te voorschijn. (Zie figuren 1 en 2; grafieken 1 en 2 en tabellen II en III op de volgende pagina.)

Het uitgangspunt van een goede smering en koeling is dus toevoer van voldoende vloeistof naar de motor die daar kan opwarmen of kan verdampen. Hiervoor is het nodig dat:

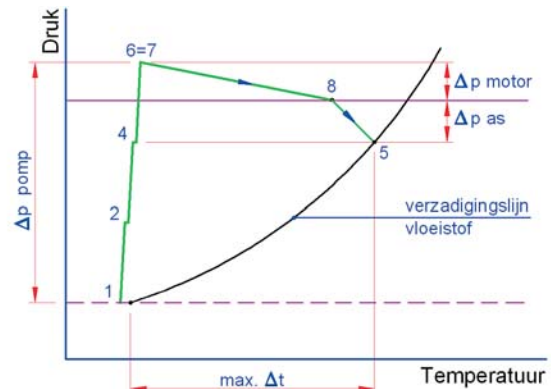
- de pomp vloeistof verpompt en geen mengsel van vloeistof en gas zoals dat zich tijdens normaal bedrijf in de afscheider bevindt.
- er geen olie, water of vuil in de toevoer naar de motor zit.

Is de smering van de lagers of de koeling van de motor onvoldoende dan loopt de temperatuur in de wikkeling (sterk) op.

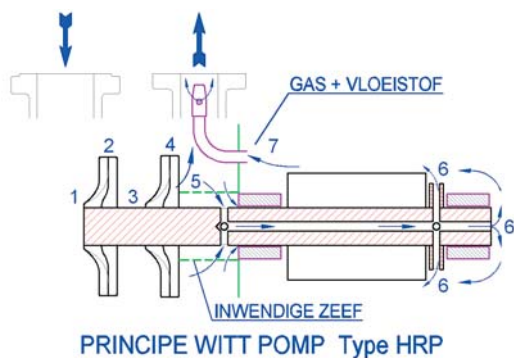
Een deel van de rendementsverliezen van de motor wordt omgezet in warmte en moet eveneens afgevoerd worden door de inwendige koeling. Ruwweg moet 50% of meer van de totaal toegevoerde energie via de inwendige motorcooling afgevoerd worden. In principe is deze motorcooling te beschouwen als een bypass-koeler van



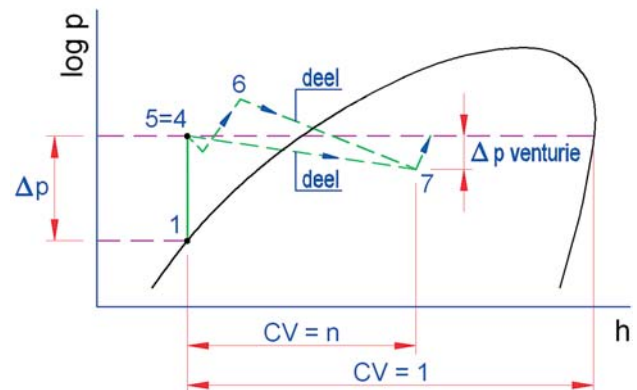
Figuur 1



Grafiek 1



Figuur 2



Grafiek 2

het hoofdsysteem waarvoor dezelfde wetmatigheden gelden.

Het af te voeren vermogen is slechts gering t.o.v. het totale koudevermogen, wat uit de volgende berekening blijkt:

Voorbeeld:

Koudesysteem met NH_3 , koelcapaciteit 1000 kW bij $t_o = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, circulatievoud $CV = 3$, pompcapaciteit is 13,2 m³/h, opvoerhoogte 40 mvkl, opgenomen vermogen 1,8 kW (zie ook tabel I).

Als 50% van de toegevoerde energie via de motorkoeling afgevoerd moet worden dan is dat 0,9 kW of < 0,1 % van de totale koudecapaciteit.

Als de genoemde 0,1% van de totale koudecapaciteit niet op de juiste wijze afgevoerd kan worden dan kan uiteindelijk de totale koelcapaciteit niet afgevoerd worden.

Oorzaken die aanleiding geven tot onvoldoende motorkoeling zijn o.a.:

- Vuil in de vloeistof
- olie in de vloeistof

- Water of ijs in de vloeistof
- Gas in de vloeistoftoevoer
- Gas in de pomp
- Praktisch rendement van de motor met frequentieregeling
- Te klein drukverschil over motor-cooling
- Te weinig stroming door de pomp

3.1 – Vuil in de vloeistof

Op de plaats waar het koudemiddel naar het motordeel wordt afgetakt uit de hoofdstroom heeft de fabrikant een zeef geplaatst om vuil tegen te houden. Deze zeven zijn over het algemeen



Foto 4 – vuile zeef

zeer ruim bemeten. Echter als de zeef dichtslaat met vuil loopt de motorkoeling gevaar, zie foto 4.

3.2 – Olie in de vloeistof

In bijna elk koudesysteem bevindt zich olie in het koudemiddel. Het stolpunt van deze olie ligt vaak dicht bij de optredende verdampingstemperatuur. Naast de invloed van de olie op de pompwerking kan de olie neerslaan op de zeef en deze blokkeren, of zich langzaam ophopen in het motordeel en de as. Het vermogen van de olie om warmte af te voeren is slechter dan van het koudemiddel. Door teveel olie loopt de motorkoeling dus gevaar waarbij het gevaar groter wordt bij niet oplosbare olie zoals bij NH_3 -systemen. Voorkomen moet worden dat olie vanuit de afscheider in de pomp terecht komt, wat ook beter is voor de werking van de totale installatie en zo leidt tot beperking van het onderhoud.

3.3 – Water of ijs in de vloeistof

In de meeste koudemiddelen is water aanwezig. Bij de synthetische koude-

Tabel II

Beschikbaar temperatuurverschil (Δt in K) voor motorkoeling bij een opvoerhoogte van 40 mvlk, afhankelijk van t_o (Hermetic)						
kW / m ³ /h vloeistof door de motor						
Medium		Verdampingstemperatuur				
		-40°C	-20°C	-10°C	0°C	+35°C
CO ₂	Δt	11	6	5	4	
	kW	6,8	3,7	3,1	2,6	n.v.t.
NH ₃	Δt	34	22	17	13	6
	kW	28,4	18,2	14,0	10,6	4,8
R22	Δt	54	35	28	24	13
	kW	23,0	14,7	11,8	10,0	5,4
R404a*	Δt	42	28	23	20	9
	kW	18,7	12,4	10,2	8,8	4,1

*) de nauwkeurigheid van deze waarden is door de 'glide' minder goed dan voor de zuivere koudemiddelen.

Tabel III

Af te voeren m ³ /h zuiggas per kW af te voeren motorwarmte (Witt)						
Medium		Verdampingstemperatuur				
		-40°C	-20°C	-10°C	0°C	+35°C
CO ₂		0,43	0,24	0,20	0,16	n.v.t.
NH ₃		4,03	1,70	1,16	0,83	0,31
R22		3,16	1,51	1,10	0,83	0,37
R404a*		2,18	1,28	0,92	0,71	0,32

*) de nauwkeurigheid van deze waarden is door de "glide" minder goed dan voor de zuivere koudemiddelen.

middelen en bij CO₂ is dit als min of meer vrij water aanwezig. Bij temperaturen onder 0°C gaat dit water over in ijs dat op de zeef kan neerslaan en deze kan blokkeren en daardoor de warmteafvoer beperken. Ook kan het water tussen de rotor en de motorbus terecht komen, waardoor bij het starten van de pomp blijkt dat de rotor vastgevroren zit. Soms is aan het slijtagebeeld van de waaiers te zien of er ijs in het koudemiddel zit.

Tijdens bedrijf kan vocht in het koudemiddel komen als het systeem in vacuüm werkt waardoor omgevingslucht, via lekke afdichtingen of bij slangbreuk, in het systeem kan komen. De niet condenseerbare gassen kunnen door een ontlufter afgevoerd worden maar het vocht blijft achter. Bij NH₃ doet zich dit probleem niet, of in mindere mate, voor omdat water in de NH₃ opgelost blijft.

3.4 – Gas in de vloeistoftoevoer

In de afscheider bevindt zich vloeistof op het verzadigingspunt, dus kokende

vloeistof of wel vloeistof met gasbellen. Voorkomen moet worden dat de gasbellen in de pomp komen om zo te voorkomen dat de pomp 'lens' slaat en/of de waaiers met tussenstukken te snel verslijten. Bij gesloten pompen wordt een deel van het vloeistof/gasmengsel naar de motor gepompt voor de smering van de lagers en de motorkoeling. De volgende maatregelen kunnen worden getroffen om te voorkomen dat gasbellen met de vloeistof meegaan naar de pomp:

Tabel IV

Onderkoeling (in °C) per meter statische hoogte bij verschillende verdampingstemperaturen						
Medium	-40°C	-20°C	-10°C	0°C	+10°C	+20°C
CO ₂	0,32	0,17	0,12	0,10	0,08	0,06
NH ₃	1,84	0,76	0,54	0,39	0,29	0,22
R22	2,90	1,38	1,02	0,77	0,64	0,52
R404a*	1,94	1,20	0,79	0,62	0,52	0,41
R410a*	1,70	1,09	0,80	0,62	0,52	0,42

*) de nauwkeurigheid van deze waarden is door de "glide" minder goed dan voor de zuivere koudemiddelen

- Er moet voldoende vloeistof in de afscheider aanwezig zijn, b.v. minimaal voor 2-3 minuten draaitijd van de pomp;
- De afscheider moet hoger geplaatst worden dan de pomp, hierbij moet o.a. rekening gehouden worden met de instroomverliezen van de pomp, de zgn. NPSH, zie ook tabel VI;
- Er moet een kolkbreker (vortexbreker) in de vloeistofuitrede van de afscheider aanwezig zijn;
- De snelheid in de toevoerleiding mag niet te hoog worden, zie 3.4.3;
- De toevoerleiding moet ontgassend gelegd worden, dus verticaal met zo weinig mogelijk bochten of appendages;
- De capaciteitsstappen van de compressoren mogen niet te groot zijn;
- De snelheid van het bijschakelen van de compressoren moet beperkt worden;
- Het afschakelen van grote gebruikers moet beperkt worden.

Een aantal van deze maatregelen wordt in handboeken en bedrijfsinstructies uitvoerig behandeld; in dit artikel worden een paar verschijnselen nader bekeken.

3.4.1 – Onderkoeling van de vloeistof door valhoogte

Door de afscheider boven de pompen te plaatsen ontstaat bij de zuigmond van de pomp een druktoename t.o.v. de druk in de afscheider. Deze druktoename kan gezien worden als 'onderkoeling' van de vloeistof. Omdat de vloeistoftemperatuur niet wijzigt is dit een schijnbare onderkoeling. In tabel IV wordt deze schijnbare onderkoeling voor een aantal gangbare koudemiddelen berekend. De berekende waarden zijn de maximaal haalbare waarden. Als door het op- of bijschakelen van compressorstappen, of door

Tabel V

Verhouding soortelijk gewicht vloeistof t.o.v. soortelijk gewicht gas (Δ_v / Δ_g)					
Medium	-40°C	-20°C	-10°C	0°C	+31°C
CO ₂	42	20	14	9	1
NH ₃	1072	413	272	180	60
R22	290	125	86	60	21
R404a*	173	80	53	38	14
R410a*	183	81	60	38	13

*) de nauwkeurigheid van deze waarden is door de "glide" minder goed dan voor de zuivere koudemiddelen.

andere oorzaken, de druk in de afscheider plotseling daalt kan de vloeistof tot onderin de valpijp koken of zelfs tot in de pomp waarbij zich uiteraard gasbellen vormen in de vloeistof. Snelle drukdalingen moeten daarom worden vermeden. (Zie tabel IV.)

Het blijkt dat CO₂ de minste onderkoeling per meter statische hoogte geeft, gevolgd door NH₃.

In de praktijk wordt een valhoogte aanbevolen van minimaal 1-1,5 m. Voor CO₂ beneden -15°C wordt een valhoogte van 1,5 - 2 m gehanteerd en voor CO₂ boven -15°C wordt een valhoogte van 2 - 3 m aanbevolen.

3.4.2 – Afscheiding van vloeistof uit gas
Als gas veel lichter is dan vloeistof kan gas gemakkelijk uit de vloeistof ontwijken, er is minder neiging om gas

met vloeistof gemengd te houden, er komt minder gas met vloeistof in de pomp en dus in de motor.

De invloed hiervan is aan te geven door de soortelijke massa van vloeistof te delen door de soortelijke massa van gas. Een hoge waarde geeft aan dat gas gemakkelijk uit de vloeistof kan ontwijken.

In tabel V is dit voor een aantal koudemiddelen uitgewerkt.

Uit dit overzicht blijkt dat NH₃ de grootste verhoudingsfactor heeft en CO₂ de kleinste factor. Bij de kritische temperatuur van 31°C is de factor zelfs 1 en is er geen verschil tussen de soortelijke massa's van gas en vloeistof.

Uit tabel IV en V blijkt dat de kans op gas in de vloeistof bij de pompintrede, bij dezelfde valhoogte, kleiner wordt bij een lagere verdampingstempera-

tuur en dat het gevaar voor gas in de vloeistof bij CO₂ het grootst is. Voor de berekening van de minimale valhoogte geeft Forbes Pearson [IV] de volgende handzame formule:

De minimale valhoogte bedraagt:

$$H_{\min} = NPSH + \frac{0,1K}{\Delta T_o}$$

Hierin kan voor de NPSH de waarde 1,2 worden ingevuld die voor de meeste pompen geldt.

Uit onderzoek blijkt dat een gasbel begint te ontstaan als het temperatuurverschil tussen de plaats waar gas kan ontstaan en de vloeistof > 0,1 K is. Onder ΔT_o wordt de onderkoeling per meter valhoogte volgens tabel IV bedoeld.

In diagram 1 wordt op basis van deze formule de theoretische valhoogte weergegeven bij verschillende koudemiddelen en verdampingstemperaturen.

Voor de praktijk wordt aanbevolen om i.v.m. drukverliezen in de valleiding en appendages deze hoogte met ca. 0,25 - 0,50 meter te vergroten.

Ook hieruit blijkt dat voor CO₂ de grootste valhoogte noodzakelijk is.

3.4.3 – Stroomsnelheid in de valpijp

Als de daalsnelheid in de valpijp kleiner is dan de stijgsnelheid van gasbellen in de vloeistof (zoals een duiker zijn stijgsnelheid bepaalt op basis van de stijgsnelheid van zijn luchtbelletjes) dan kan er geen, of slechts weinig, gas door de valpijp meegesleurd worden. Voor koudetechnische systemen liggen praktische waarden bij 0,3 m/sec, voor CO₂ bij hogere temperaturen wordt 0,25 m/sec aanbevolen om zowel de invloed volgens tabel IV als volgens tabel V enigszins te compenseren. De genoemde snelheden moeten berekend worden bij de maximale opbrengst (Q_{\max}) van de pomp.

3.4.4 – Gas in de pomp bij stilstand

Als een pomp uitgeschakeld wordt dan is de motor nog relatief warm. Hierdoor kan koudemiddel in de pomp verdampen. Dit gas kan uit de pomp ontwijken via de Q_{min}-leiding of via een interne ontgassing en de zuiglei-

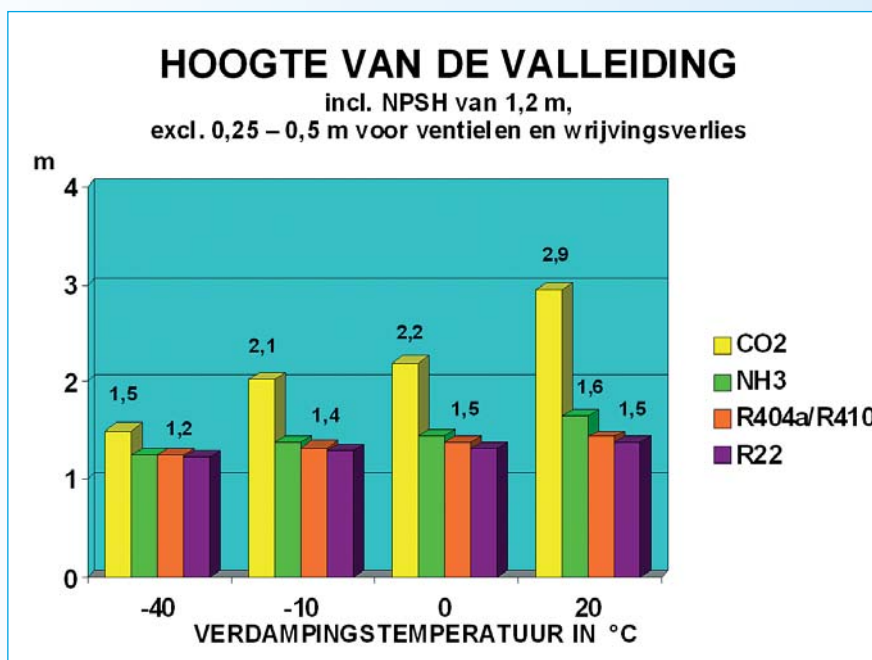
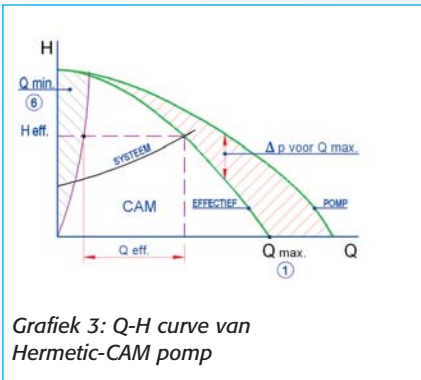
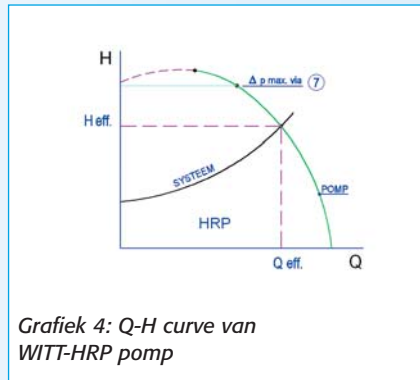


Diagram 1 – Hoogte van de valleiding



Grafiek 3: Q-H curve van Hermetic-CAM pomp



Grafiek 4: Q-H curve van WITT-HRP pomp

ding naar de afscheider. Interne ontgassing naar de zuigzijde is alleen mogelijk als de zuigflens boven het pomphuis is aangebracht zoals bij de Witt-pompen. Het ontgassen van de pomp na het uitschakelen kan tamelijk lang duren; Ian Ward [V] geeft hiervoor minimaal 20 min aan; in de praktijk worden grote afwijkingen naar boven en onderen vastgesteld.

3.5 – Opgenomen vermogen van een pomp met frequentie-regelaar

Afhankelijk van de instelling en de regelkarakteristiek van de frequentie-regelaar kan meer of minder stroom door de pomp worden gevraagd bij overigens gelijke frequentie en verdampingstemperatuur. De stroomopname kan hoog zijn als de spanning laag wordt. Het "ongebruikte" vermogen moet door de interne motorkoeling worden afgevoerd. Bij een te hoge motortemperatuur, waardoor de pomp in storing valt, kan een andere instelling van de frequentieregelaar soms een oplossing bieden. De frequentieregelaar moet gekozen worden op een hoger vermogen dan volgens het nominaal motorvermogen om "overshoot" van de frequentie mogelijk te maken.

3.6 – Voldoende vloeistof naar de motor

Zoals voor elke koeler geldt, moet voldoende vloeistof naar het motordeel kunnen stromen om het gewenste koel- en smeereffect te kunnen bewerkstelligen. Door diverse voorzieningen of appendages wordt bereikt dat voldoende vloeistof naar het motordeel wordt getransporteerd zoals:

- Beperking van de minimale pompopbrengst door Qmin leidingen of pomp-bypass ventielen
- Begrenzing van een minimale opvoerhoogte door Qmax blende

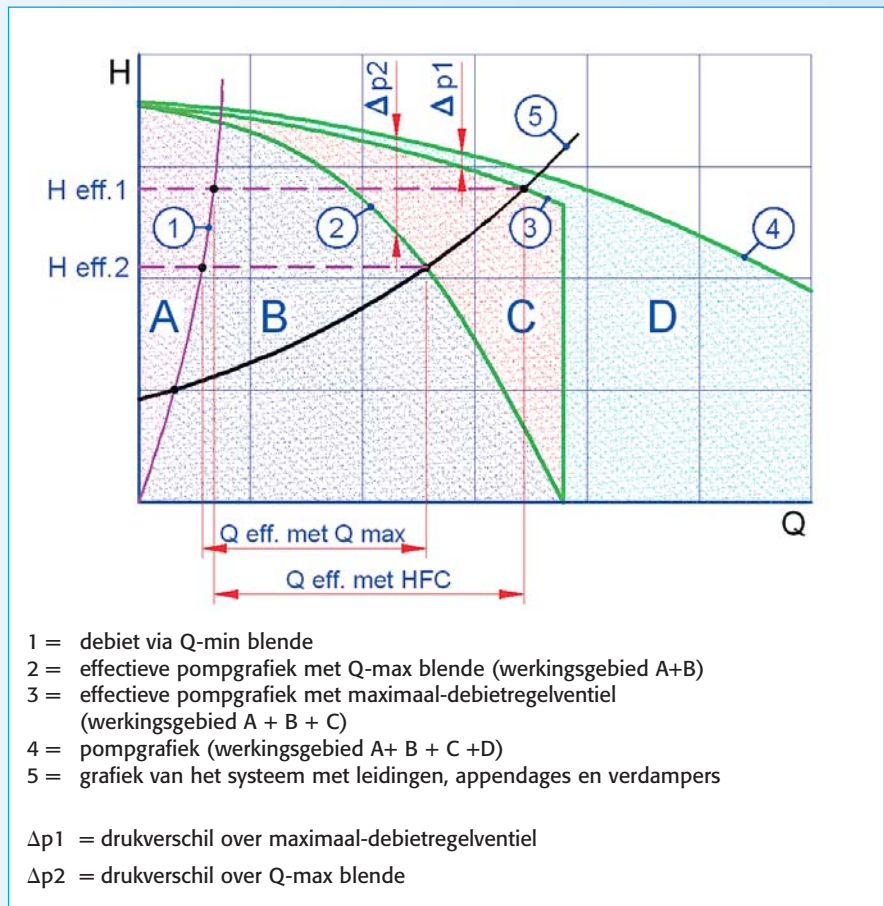
- Begrenzing van de maximale vloeistofstroming door de pomp
- De draairichting van de pomp moet juist zijn
- De terugslagklep van de stilstaande pomp moet sluiten

3.6.1) Beperking van de minimale pompopbrengst door een Q_{min}-leiding of een pomp-bypass ventiel:

Om voldoende vloeistof naar de motor te pompen mag de opbrengst van de pomp niet te klein worden. In principe

houdt dit in dat de opvoerhoogte niet te groot mag worden. Bij een hoge opvoerhoogte kan veel vloeistof naar de motor gepompt worden maar de opbrengst van de pomp kan zo klein worden dat daardoor de warmte niet meer adequaat afgevoerd kan worden. Bij de Hermetic-pompen moet hiervoor een Q_{min}-blende volgens fabrieksvoorschrift worden gemonteerd die bij stilstand als ontgassing kan werken, zie ook grafiek 3. Deze leiding moet daarom ook ontgassend worden gemonteerd. De Q_{min}-blende beschermt de pomp ook tegen het draaien tegen 'gesloten perszijde' als de terugslagklep aan de perszijde onverhoopt niet opent door een te hoge tegendruk b.v. bij parallel werkende pompen. In plaats van de Q_{min}-blende kan ook een bypassventiel worden gebruikt maar dan moet een andere oplossing worden voorzien om de pomp te kunnen ontgassen.

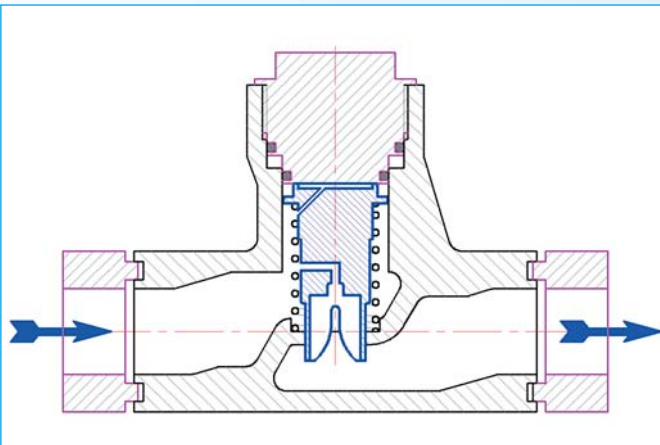
Bij de Witt-pompen kan de zuigkracht van de venturie bij een lage opbrengst te klein worden. Aanbevolen wordt om een bypassventiel te gebruiken



- 1 = debiet via Q-min blende
- 2 = effectieve pompcurve met Q-max blende (werkingsgebied A+B)
- 3 = effectieve pompcurve met maximaal-debietregelventiel (werkingsgebied A + B + C)
- 4 = pompcurve (werkingsgebied A+ B + C +D)
- 5 = grafiek van het systeem met leidingen, appendages en verdampers

Δp1 = drukverschil over maximaal-debietregelventiel
 Δp2 = drukverschil over Q-max blende

Grafiek 5: invloed van maximaal-debietregelventiel op de effectieve pompcurve



Figuur 4 - Doorsnede van HFC-ventiel

waardoor voldoende venturiewerking gewaarborgd blijft, zie ook grafiek 4.

3.6.2 - Begrenzing van een minimale opvoerhoogte door Q_{max} -blende:

Als het beschikbare drukverschil over het motordeel te klein wordt dan kan onvoldoende koudemiddel door de motor stromen en zal de motor te warm worden.

Bij de Hermetic-pompen wordt het minimale drukverschil bepaald door het beschikbare drukverschil over de laatste waaier (eventueel door de interne waaier bij CNF). Dit heeft te maken met de uitwendige tegendruk van het systeem, zie ook grafiek 1.

Om ervoor te zorgen dat het minimaal optredende drukverschil niet te klein wordt moet volgens fabrieksvorschrift een Q_{max} -blende gemonteerd worden of een hierna beschreven 'maximum-debietregelaar.'

Door de Q_{max} -blende wijzigt de effectieve pompcurve voor het systeem volgens de effectieve pompcurve in grafiek 3.

Bij de WITT-pompen speelt de minimale opvoerhoogte geen rol voor de motorkoeling.

Bij een toenemende opbrengst wordt de zuigkracht van de venturie steeds groter en kan er meer koudemiddel door de motor 'verpompt' worden.

Voor betekenis van de cijfers zie grafiek 5.

3.6.3 - Begrenzing van de maximale stroming door de pomp

Voor de beperking van de minimale opvoerhoogte van Hermetic-pompen kan in plaats van een Q_{max} -blende ook een maximaal-debietregelventiel

zoals het Hansen HFC-ventiel worden gebruikt. Hiermee wordt de effectieve pompkarakteristiek sterk verbeterd zoals in grafiek 5 door lijn 3 wordt aangegeven. Bij gelijkblijvende opbrengst van de pomp is een grotere opvoerhoogte beschikbaar voor het systeem; de toe-

gevoerde elektrische energie wordt beter benut voor het koudesysteem.

In principe werkt dit ventiel als een variabele restrictie (blende) gecombineerd met een vaste restrictie. De werking van het maximaal-debietregelventiel wordt in het volgende overzicht verklaard. Elk pomptype heeft een specifiek voor dit pomptype ontworpen regelkarakteristiek nodig. (zoals onder 3.6.2 beschreven wordt is dit soort ventielen niet nodig bij de Witt-pompen.)

3.6.4 - De draairichting van de pomp moet juist zijn

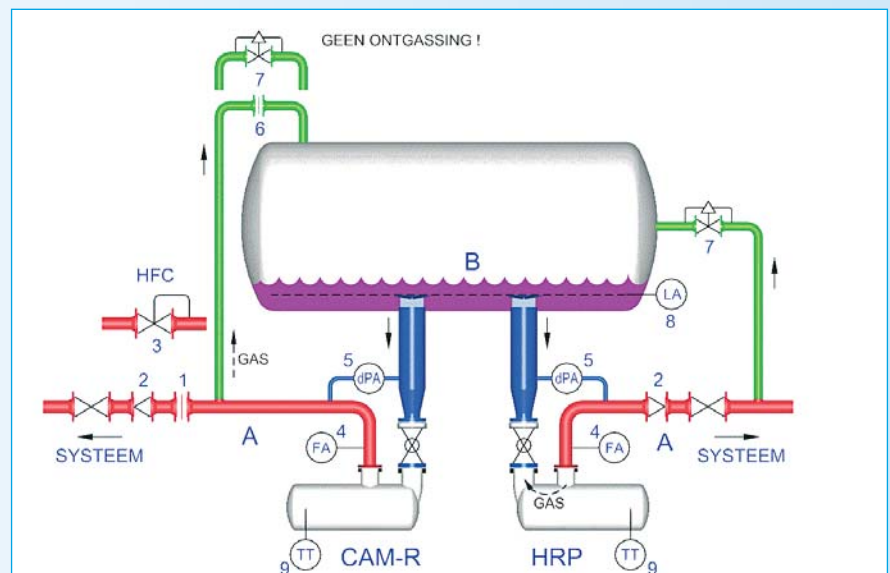
Als de draairichting van de pomp juist is zal de opvoerhoogte maximaal zijn, b.v. bij het dichtdraaien van de persafsluiter. Bij de meeste pompen kan de juiste draairichting ook bepaald worden met een draaiveldmeter waarmee een linksom of rechtstom draaien elektrisch veld op de motoraansluitklemmen wordt gemeten. De meeste pompen hebben een rechtsom draaiend draaiveld nodig. Als de draairichting niet juist is zal de motorkoeling onvoldoende of slecht zijn en tot vervroegd uitvallen van de pomp leiden.

3.6.5 - De terugslagklep van de stilstaande pomp moet sluiten

Bij pompstellingen met bedrijfs- en stilstaande pompen die op een gezamenlijk persleiding zijn aangesloten wordt elke pomp voorzien van een terugslagklep in de persleiding.

Hiermee wordt voorkomen dat er een kortsluiting van de persleiding via een stilstaande pomp ontstaat naar de afscheider.

De bypass-vloeistof kan de stilstaande pomp aandrijven waardoor de stilstaande pomp als turbine gaat werken.

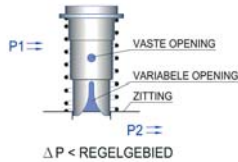


- 1 = Q_{max} blende
- 2 = terugslagklep
- 3 = maximaal-debietregelventiel
- 4 = stromingsschakelaar
- 5 = drukverschil-pressostaat
- 6 = Q_{min} blende
- 7 = drukverschil-regelventiel (pomp-overstort)
- 8 = laag-niveau schakelaar
- 9 = temperatuurschakelaar (Thermistor)

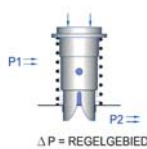
Fig. 5: Overzicht van appendages voor de pompbeveiliging

De Werking van het maximaal-debietregelventiel

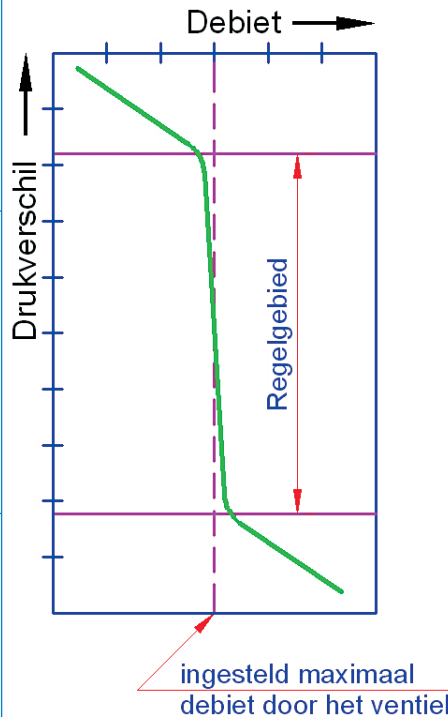
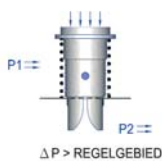
Fase 1: weinig opbrengst



Fase 2: meer opbrengst



Fase 3: maximale opbrengst



De opbrengst van de pomp is lager dan het regelgebied van het MD-ventiel. Het drukverschil over het ventiel is kleiner dan de veerkracht. Het debiet varieert met de tegendruk van het systeem.

De opbrengst van de pomp is hoger dan het regelgebied van het MD-ventiel. De stroming varieert met het drukverschil over het regelventiel. Door kleine opening zal de stroming nog maar weinig variëren.

De opbrengst van de pomp is gelijk aan het regelgebied van het MD-ventiel. De zuiger beweegt afhankelijk van het drukverschil en de veerkracht. De stroming naar het systeem is maximaal en wordt binnen een tolerantie van +/- 5% constant gehouden

De werking in het gebied met " $\Delta p > \text{regelgebied}$ " speelt bij koudesystemen nauwelijks een rol want dit speelt pas als het drukverschil groter wordt dan de karakteristiek van het MD-ventiel, b.v. 2,7 bar bij NH3 en 5,5 bar bij CO2, R404a etc

Dit verschijnsel kan zich uiteraard ook voordoen als de terugslagklep van de stilstaande pomp niet goed afsluit door slijtage, visceuze olie, ijsvorming of door beschadiging van de klep, de zitting of de klepgeleiding. Tijdens het draaien als turbine worden de lagers onvoldoende gesmeerd en 'zweeft' de rotor (door smering en veldwerking) niet in de motorbus; de motorbus kan doorslijten. De terugslagklep moet bij de stilstaande pomp dus goed afsluiten.

4 – Algemene voorzieningen die pompschade kunnen beperken of voorkomen

Met de volgende voorzieningen kunnen, naast de reeds beschreven voorzieningen, een aantal mogelijke pompstoringsen tijdig worden onderkend voordat de pomp daar schade van ondervindt:

- Minimaal-niveau schakelaar;
- minimaal-drukverschil schakelaar; deze beveiligd niet bij te grote opvoerhoogte;
- aansluiten van de thermistor in de motor;
- stromingsschakelaar;
- meting van de stroomopname;
- her-inschakelvertraging of blokkering;
- niet inschakelen van een tweede pomp bij een te hoge tegendruk;
- beperking van de daalsnelheid van de afscheiderdruk (dP/dt).

Voor meer informatie over deze maatregelen wordt verwezen naar o.a. de specifieke bedrijfsinstructies van de pompen.

Bronnen:

- I. 'Transport van koudemiddelen met hermetisch gesloten centrifugaalpompen', Hermetic Pumpen GmbH, RCC-K&L 2-21
- II. 'Natuurlijke & pompsystemen', J. Wijbenga, 1993
- III. 'Pompsystemen waarborgen kwaliteit', Wijbenga B.V., RCC K&L 2-21
- IV. 'Rational design for suction pipes to liquid refrigerant pumps', Dr. S. Forbes Pearson, Lorenzen Conference 2004, Glasgow
- V. 'Selection of Hermetic refrigerant pumps for CO2 applications', Ian Ward, Australië, NRTB Training seminar 2004
- VI. Documentatie Hermetic Pumpen GmbH
- VII. Documentatie Th. Witt Kältemaschinenfabrik GmbH
- VIII. Hansen Technologies Corporation, USA