



hoofdgroep **SYSTEMS**

code **S2**

compressiekoelsystemen

S2/K COMPRESSIEKOELSYSTEMEN EN KOUEMIDDELEN

INHOUDSOPGAVE:

1. Inleiding	5
2. Grondslagen van verdampingskoeling.....	6
3. Compressiekoelsystemen.....	8
4. Thermodynamische grondslagen	9
5. Eerste hoofdwet voor een open systeem	10
6. Eerste hoofdwet toegepast op subsystemen.....	14
7. Het druk, enthalpie-diagram	15
8. Thermodynamische tabellen en diagrammen	16
9. Standaard koelkringloop.....	17
10. De koudefactor (ϵ).....	19
11. Afwijkingen van de standaard kringloop.....	20
12. Toepassing van een interne warmtewisselaar.....	23
13. Volumetrisch rendement.....	25
14. Vermogensfactor en isentropisch rendement	27
15. Verdampersystemen.....	30
16. Vloeistoftoevoerregeling.....	32
17. Directe en indirecte koelsystemen.....	36
18. Koudemiddelen	38
19. Koudedragers.....	43
20. Tweektrapssystemen.....	45
21. Vergelijking één- en tweektraps systemen.....	50
22. Rekenoefening	51
23. Compound-compressoren	52
24. Tweektraps systeem met extra koelcircuit op t_m -niveau.....	56
25. Cascade-systeem.....	57
26. Ontluchten van koelinstallaties	61

BIJLAGEN:

- Thermodynamische tabellen voor NH_3
- Log p,h-diagram NH_3 , R 22, R 600a, R 134a, R 407c, R 507
- Bitzer Refrigerant Report
- Selection of refrigerants on a per-application basis; François Billiard, IIR
- Update on secondary refrigerants for indirect systems; Å. Melinder, KTU Stockholm.

© Stichting Post HBO Koudetechniek, 2014

De totstandkoming van dit lesmateriaal is mede mogelijk gemaakt dankzij financiële bijdragen van OTIB en de Stichting Gustav Lorenzen in het kader van kennisontwikkeling in de Nederlandse koudetechnische sector.

De opleiding Post HBO Koudetechniek wordt georganiseerd door de Stichting Post HBO Koudetechniek. Hierin werken KNVvK, NVKL, UBF-ACA, SOK en docenten samen om een goede opleiding te kunnen bieden. De cursus staat onder toezicht van een onafhankelijke Werkveld Advies Commissie. De lesstof is uit de best beschikbare kennis en kunde samengesteld. De Stichting Post HBO kan niet aansprakelijk gesteld worden voor schades die voortkomen uit de tijdens de opleiding verstrekte informatie.

1. INLEIDING

1.1. Begripsbepaling

Onder koude-opwekking (of koudetechniek) wordt verstaan het langs kunstmatige weg verlagen van de temperatuur van stoffen, producten of systemen beneden de temperatuur die zich in de natuurlijke omgeving instelt.

1.2. Toepassingsgebieden

De lage temperaturen vinden toepassing op zeer veel gebieden van de samenleving. Toepassingen waarbij de koudetechniek een belangrijke rol speelt, vindt men in de procestechniek, de airconditioning en - als de omvangrijkste - de conservering van agrarische producten, met name levensmiddelen.

2. GRONDSLAGEN VAN VERDAMPINGSKOELING

2.1. Thermodynamische begrippen

Inwendige energie (U [J], u [J/kg]) is de som van de kinetische en de potentiële moleculaire energie binnen de stof.

Warmte (Q [J]) is de netto overdracht van inwendige energie over de grens tussen twee systemen.

Thermisch evenwicht is de toestand aan de grens tussen twee systemen waarbij (netto) geen inwendige energieoverdracht (warmteoverdracht) plaats heeft; zij bezitten dan dezelfde temperatuur.

Temperatuurverschil is de potentiaal van de warmteoverdracht, de stroom is altijd gericht naar de lagere temperatuur.

$$T=f(u)$$

Druk p [Pa] is de kracht (F [N]), die de moleculen (door botsing) uitoefenen in loodrechte richting op een systeemgrens gedeeld door het oppervlak A [m²]. Deze druk wordt (bij aanwezigheid van beide fasen) "verzadigingsdruk" genoemd.

$$p=f(u)$$

2.2. Systeem van vloeistof en damp

Wanneer we een afgesloten vat vanuit het vacuüm, gedeeltelijk vullen met een koudemiddelvloeistof, dan zal de ruimte boven de vloeistof zich vullen met damp. Wanneer het koudemiddel zich gedraagt als een enkelvoudige stof en dus niet als een mengsel, dan geldt dat de soortelijke massa van deze damp uitsluitend afhangt van de temperatuur. In evenwichtstoestand is deze temperatuur gelijk aan die van de omgeving. De temperatuur bepaalt in deze situatie ook hoe hoog de druk in het vat zal zijn.

Voor een enkelvoudige stof bestaat er dus een vaste relatie tussen temperatuur en druk bij gelijktijdige aanwezigheid van vloeistof en damp. Tabel 2.1 geeft voor enige stoffen de (absolute) druk in kPa bij verschillende temperaturen (100 kPa = 1 bar).

ABSOLUTE DRUK p (kPa) AFHANKELIJK VAN DE TEMPERATUUR					
STOF	Temperatuur in [°C]				
	-50	-25	0	25	50
Water	1)	1)	0,6	3,2	12,3
R134a	30	108	290	660	1310
NH ₃	41	152	430	1005	2034
Ethaan	552	1234	2385	4215	2)

1) vast (ijs) 2) boven kritisch punt

Tabel 2.1

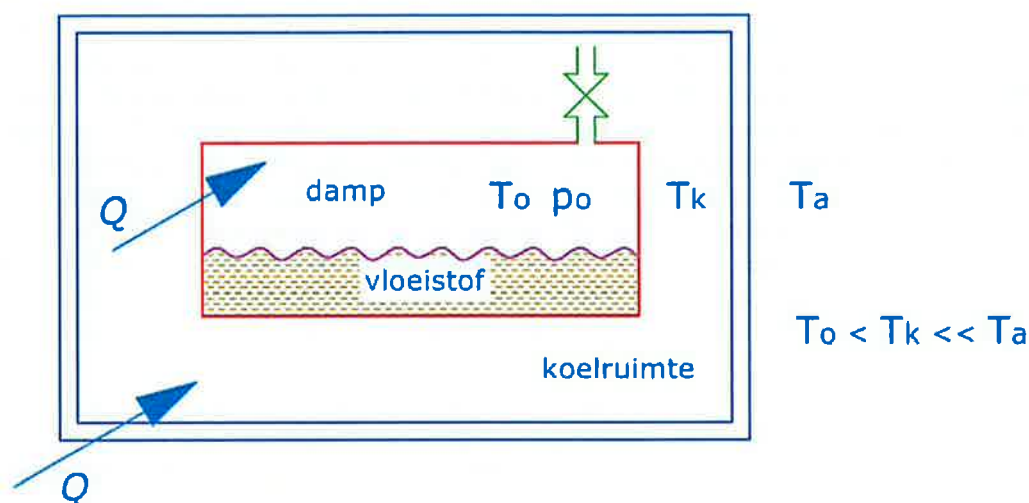
Stel dat het vat NH₃ (ammoniak) bevat en dat $t = 25$ °C is, waarbij $p = 1005$ kPa bedraagt. Indien nu een op het vat geplaatste afsluiter wordt geopend, zal t.g.v. de in het vat heersende overdruk (de atmosferische druk is $p_{\text{atm}} = 101$ kPa), damp worden afgeblazen. De hoeveelheid damp in het vat vermindert en dus daalt de druk, waardoor het evenwicht tussen t (van de vloeistof) en p wordt verstoord. De vloeistof zal nu door verdamping trachten dit evenwicht te herstellen. Dit gaat echter ten koste van de inwendige energie u en deze is weer bepalend voor de temperatuur ($u = u(T)$). Het gevolg van het openen van de afsluiter is dus, dat de temperatuur van het systeem "vat-vloeistof-damp" daalt. Is het systeem thermisch volledig geïsoleerd, zodat geen warmte uit de omgeving erin kan binnendringen (adiabatisch systeem), dan zal het proces zich voortzetten tot de druk in het vat gelijk is aan $p=1$ bar (=100 kPa).

Uit tabel 2.1 is af te lezen dat de temperatuur dan voor NH_3 tussen $-25\text{ }^\circ\text{C}$ en $-50\text{ }^\circ\text{C}$ moet liggen; $-33\text{ }^\circ\text{C}$ om precies te zijn. Er wordt hierbij aangenomen dat niet alle vloeistof verdampt.

Een adiabatisch systeem is echter geen realiteit; bij een optredend temperatuurverschil tussen systeem en omgeving zal altijd warmte worden overgedragen en de hoeveelheid daarvan is evenredig met dat verschil. Er zal dus naarmate de temperatuur van het systeem daalt meer warmte uit de omgeving beschikbaar komen voor de verdamping en het gebruik daarvoor aan inwendige energie zal in dezelfde mate afnemen, tot dit verbruik uiteindelijk nul is geworden. Nu daalt de temperatuur niet verder en is een stationaire toestand bereikt (behoudens de afnemende vloeistofhoeveelheid), waarbij het systeem een lagere temperatuur bezit dan de omgeving.

Bij gegeven warmteweerstand tussen omgeving en systeem, wordt dit temperatuurverschil bepaald door de dampstroom uit het vat en dus door de mate waarin de afsluiter is geopend. Stelt men de afsluiter zodanig in dat in het vat een druk van 152 kPa wordt gehandhaafd, dan stelt de temperatuur van het systeem zich in op een temperatuur van $-25\text{ }^\circ\text{C}$ (zie tabel 1).

Het vat (verdampers/koeler) is nu een koelend lichaam voor zijn omgeving; wordt de directe omgeving geïsoleerd, dan ontstaat een koelruimte (zie figuur 1).



Figuur 2.1 Damp-vloeistof evenwicht

3. COMPRESSIEKOELSYSTEMEN

Met het in paragraaf 2.2. beschreven systeem kan men koude opwekken. Het heeft echter een aantal nadelen, te weten:

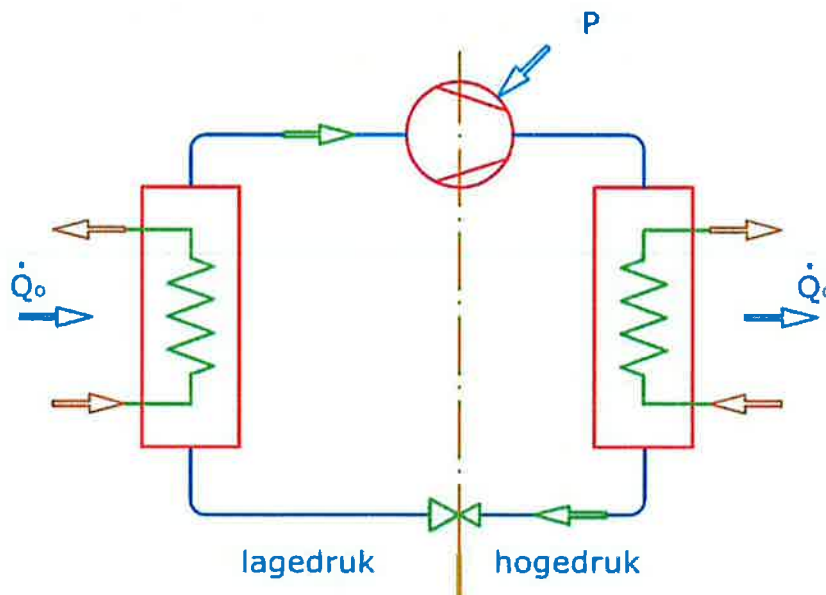
- a) de oorspronkelijke hoeveelheid koudemiddel in het vat, zal op een bepaald moment geheel verdampt zijn en
- b) het koudemiddel wordt in de ruimte geblazen, gaat verloren en
- c) dit is milieutechnisch meestal niet verantwoord.

Er is daarom behoefte aan een zodanige uitbreiding van het systeem, dat de uit het vat verdampte vloeistof wordt aangevuld en de damp wordt opgevangen. Indien we het circuit sluiten, dan voldoet het aan deze eisen.

3.1. Het gesloten circuit.

Uit het onder 2.2 beschreven (sub)systeem, dat we verder verdamper zullen noemen, stroomt de damp naar de compressor. Deze brengt de damp op een hogere druk (bv. van 152 kPa naar 1005 kPa); daarbij stijgt de temperatuur (in het voorbeeld van $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ naar $110\text{ }^{\circ}\text{C}$). De damp wordt vervolgens naar een apparaat, de condensor, gedrukt, waarbij deze in aanraking komt met een koud oppervlak (b.v. van $20\text{ }^{\circ}\text{C}$). In de tabel 1. zien wij dat NH_3 -damp met een druk van 1005 kPa bij $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ in evenwicht verkeert met de vloeistof en de damp zal daarom op een oppervlak met een lagere temperatuur dan $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ eerst tot die verzadigingstemperatuur afkoelen en vervolgens tot vloeistof condenseren, waarbij de warmte door dit oppervlak wordt afgevoerd naar de omgeving. Indien het gevormde condensaat van de condensor naar de verdamper wordt gevoerd, vindt tevens de gewenste aanvulling plaats van de verdampte vloeistof, zodat het uitgebreide systeem inderdaad aan beide gestelde eisen voldoet. Aangezien de druk in de condensor veel hoger is dan in de verdamper dient in de verbindingsleiding tussen deze apparaten een orgaan te worden opgenomen waarmee de condensaatstroom zodanig kan worden ingesteld dat deze (in massa) gelijk is aan de dampstroom uit de verdamper naar de compressor. Omdat de druk bij het passeren van dit orgaan plotseling daalt, spreken we van een smoororgaan.

Figuur 3.1 geeft een schema van het beschreven systeem. Hierin is ook aangegeven de door de verdamper uit zijn omgeving opgenomen warmtestroom $\dot{Q}_o$, het aan de compressor toe te voeren mechanische vermogen P en de uit de condensor naar zijn omgeving afgevoerde warmtestroom $\dot{Q}_c$.



Figuur 3.1 Compressiekoelsysteem

4. THERMODYNAMISCHE GRONDSLAGEN

De eerste hoofdwet voor een gesloten systeem luidt:

$$Q - W = \Delta E \quad (\text{gesloten systeem})$$

Bij een gesloten systeem is de systeemgrens niet voor massa doorlaatbaar. Verklaring van de symbolen:

Q	+	indien aan systeem toegevoerd
(warmte):	-	indien door systeem afgegeven
W	+	indien door systeem verricht
(arbeid)	-	indien op systeem uitgeoefend

$W = W_t + W_d$ Som van technische arbeid (via een as) en verdringingsarbeid (p-V).

ΔE betreft inwendige, kinetische en potentiële energie; overige energievormen constant.

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_{\text{kin.}} + \Delta E_{\text{pot.}}$$

$\Delta E_{\text{kin.}} + \Delta E_{\text{pot.}} = \Delta E_e = \Delta E_u (= W_e)$; wordt de externe of uitwendige energie genoemd.

Voor arbeid geldt: $dW = Fdt$; voor snelheid geldt: $c = dl/dt$

Wet van Newton: $F = m \cdot a = m \cdot dc/dt$

Afleiding kinetische energie:

$$E_{\text{kin}} = \int Fdl = \int m \cdot dc/dt \cdot dl = m \int dl/dt \cdot dc = m \int c \, dc = \frac{1}{2} mc^2$$

Afleiding potentiële energie:

$$E_{\text{pot}} = G \int dz = m \cdot g \cdot \Delta Z$$

Een koelmachine is een continue werkende thermische machine waarbij aan elk hoofdonderdeel van de kringloop - verdamper, compressor, condensor en regelorgaan - een koudemiddelstroom m wordt toegevoerd. We hebben hier dus te maken met een stationair (massa in = massa uit) open systeem.

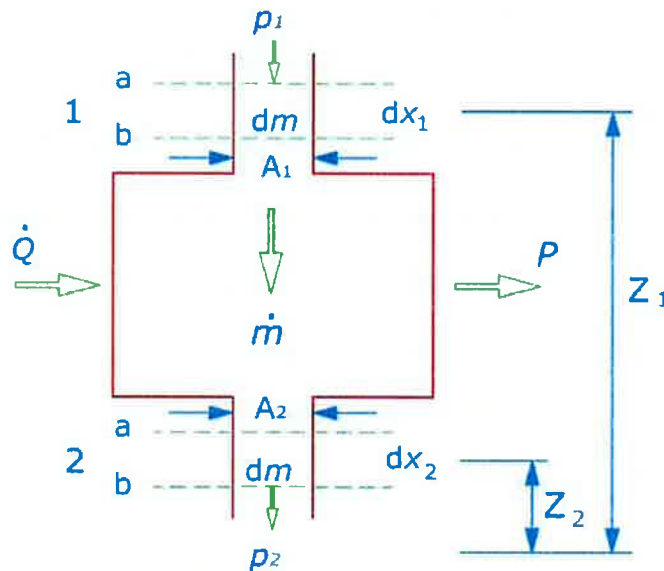
Door een aantal vereenvoudigingen aan te brengen kunnen we de algemene 1-ste hoofdwet toepassen op een open systeem.

5. EERSTE HOOFDWET VOOR EEN OPEN SYSTEEM

5.1 Stationaire toestand

We leggen systeemgrenzen bij de intrede (1) en de uitrede (2) en nemen aan dat het (als gesloten beschouwde) systeem zich ten tijde $t = 0$ bevindt tussen de grenzen 1a en 2a, en een (oneindig kleine) tijd dt later tussen de grenzen 1b en 2b (zie figuur 3).

In de stationaire toestand blijft de energie-inhoud tussen de grenzen 1b en 2a constant onveranderd; derhalve is de energie-inhoudsverandering van het gehele systeem gelijk aan het verschil in energie-inhoud tussen het massadeel dm bij de grens 2 en het daaraan gelijke massadeel dm bij grens 1.



Figuur 5.1 Thermodynamisch systeem

Voor deze verandering schrijven we de eerste hoofdwet als:

$$dQ - dW = dE \quad (1)$$

Verder geldt:

$$dW = dW_t + dW_d$$

$$dW_t = P dt;$$

$$dW_d = (p_1 \cdot A_1 \cdot dx_1) - (p_2 \cdot A_2 \cdot dx_2);$$

$$\text{algemeen geldt: } p \cdot A \cdot dx = p \cdot dv = p \cdot v \cdot dm$$

$$dQ = \dot{Q} dt; \quad c_1 = dx_1 / dt; \quad c_2 = dx_2 / dt$$

$$dE = (u_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + g \cdot z_2) dm - (u_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + g \cdot z_1) dm$$

$$dW_d = (p_2 \cdot A_2 \cdot dx_2) - (p_1 \cdot A_1 \cdot dx_1) = (p_2 v_2 - p_1 v_1) dm;$$

hierin is v het specifieke volume in m^3/kg .

Substitutie in vgl. (1) geeft:

$$\dot{Q} \cdot dt - P \cdot dt = \{(p_2 v_2 - p_1 v_1) + (u_2 - u_1) + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g (z_2 - z_1)\} dm$$

De laatste twee termen: $\frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g (z_2 - z_1) = -W_e$

vormen samen de externe of uitwendige energie; deze term $-W_e$, is bij de processen van de koelkringloop geheel verwaarloosbaar.

We stellen:

$$W_e \approx 0 \quad dm/dt = \dot{m}$$

We definiëren een nieuwe grootte: h uitgedrukt in kJ/kg

De specifieke enthalpie: $h = pv + u$

Substitutie levert na verwaarlozing van W_e op:

$$\dot{Q} \cdot dt - P \cdot dt = (h_2 - h_1) dm$$

delen door dt levert:

$$1^{\text{e}} \text{ Hoofdwet voor open systeem: } \dot{Q} - P = (h_2 - h_1) \dot{m} \quad (2)$$

5.2. Gesloten stilstaand systeem.

Geen potentiële en kinetische energie ($W_e \approx 0$)

$$dE = du + W_e \rightarrow dE = dU$$

$$dQ - dW = dU \text{ (1ste Hoofdwet)}$$

Bij een niet ideaal proces is de term dW opgebouwd uit:

- volumeveranderingsarbeid pdV
- wrijvingsarbeid W_f

Opmerking: Wrijvingsarbeid is arbeid die altijd verloren gaat, dus negatief $\rightarrow -|dW_f|$

2^e Hoofdwet: $dW_f \leq 0$

$$dW = pdV - |dW_f|$$

Voor een adiabatisch systeem ($dQ = 0$ invullen in de 1^e Hoofdwet) geldt: $-dW = dU$

$$-pdV + |dW_f| = dU \rightarrow |dW_f| = dU + pdV$$

Invoeren van een nieuwe grootte: S (entropie; R. Mayer)

$$\text{Stelling: } dS = (dU + pdV) / T$$

$$TdS = dU + pdV \rightarrow dU = TdS - pdV$$

$$TdS = |dW_f| \rightarrow dS \geq 0$$

Bij een niet ideaal adiabatisch systeem neemt de entropie toe !

Ook geldt: $dS = (dH - Vdp) / T$

$$\text{want, } dH = d(pV + U) = pdV + Vdp + dU \rightarrow dH - Vdp = dU + pdV$$

5.3. Ideaal proces volgens Carnot.**1^e hoofdwet:**

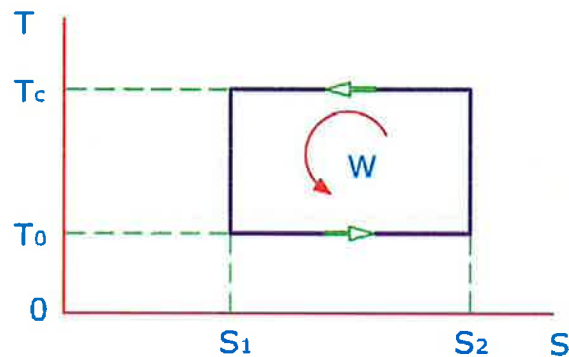
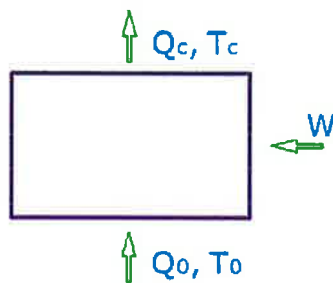
$$dQ - dW = dU$$

$$dW = p dV \text{ (geen wrijvingsarbeid)}$$

$$dQ - p dV = T dS - p dV$$

$$dQ = T dS$$

$$dH = T dS + V dp$$

Voor $p = \text{constant} \rightarrow dH = T dS = dQ$ 

Figuur 5.2 Linksdraaiend kringproces volgens Carnot (koelmachine)

$$W_i = Q_c - Q_o$$

$$Q_o = \int dQ_o = T_o \int dS = T_o (S_2 - S_1)$$

$$Q_c = \int dQ_c = T_c \int dS = T_c (S_2 - S_1)$$

Koudefactor volgens Carnot :

$$\varepsilon_c = \frac{Q_o}{W_i} = \frac{T_o \cdot (S_2 - S_1)}{(T_c - T_o) \cdot (S_2 - S_1)} = \frac{T_o}{(T_c - T_o)} \quad (>1)$$

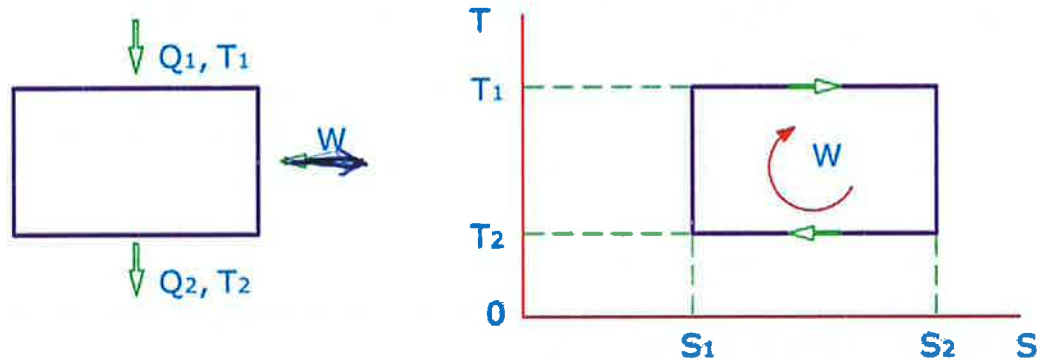
$$\varepsilon_c = \frac{Q_o / t}{W_i / t} = \frac{\dot{Q}_{o, \text{isotherm}}}{P_{\text{isentrop}}}} = \frac{T_o}{(T_c - T_o)}$$

Carnotfactor bij een rechtsdraaiend proces (warmte-kracht machine):

$$W = Q_1 - Q_2$$

$$W = T_1 (S_2 - S_1) - T_2 (S_2 - S_1)$$

$$\eta_c = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(T_1 - T_2) \cdot (S_2 - S_1)}{T_1 \cdot (S_2 - S_1)} = \frac{(T_1 - T_2)}{T_1} \quad (<1)$$



Figuur 5.3 Rechtsdraaiend kringproces volgens Carnot (warmte-krachtmachine)

6. EERSTE HOOFDWET TOEGEPAST OP SUBSYSTEMEN

Zie figuur 6.1 en controleer bij elke component of er warmte wordt toe- of afgevoerd en of er technische arbeid wordt verricht door het systeem of op het systeem. In het laatste geval is ($w_{t12} < 0$).

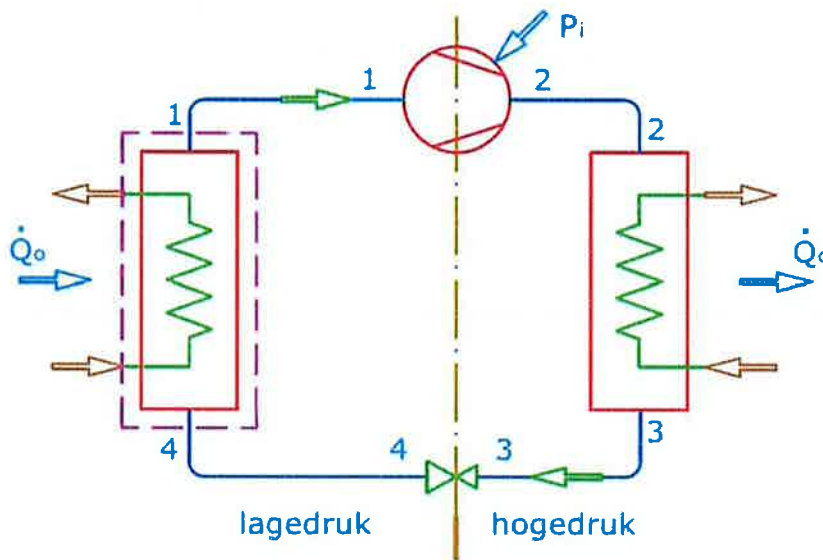
Bij een toestandsverandering van 1 naar 2 is de aan een systeem toegevoerde warmte verminderd met de door het systeem verrichte technische arbeid gelijk aan de enthalpie-verandering verminderd met de uitwendige arbeid.

Algemeen geldt per kg voor een verandering van 1 naar 2 : $q_{12} - w_{t12} = h_2 - h_1 - w_{e12}$

Laatstgenoemde arbeid, zijnde de kinetische en de potentiële energie, is voor de hier besproken toepassingen volkomen te verwaarlozen ($w_{e12} \approx 0$)

Per tijdseenheid hadden we al eerder afgeleid: $\dot{Q} - P = \dot{m} (h_2 - h_1)$

compressor	$\dot{Q} = 0$	$P_i < 0$	$h_2 > h_1$	$P_i = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$
condensor	$\dot{Q}_c < 0$	$P = 0$	$h_3 < h_2$	$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$
regelorgaan	$\dot{Q} = 0$	$P = 0$	$h_2 = h_3$	$0 = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3)$
verdamer	$\dot{Q}_o > 0$	$P = 0$	$h_1 > h_4$	$\dot{Q}_o = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$

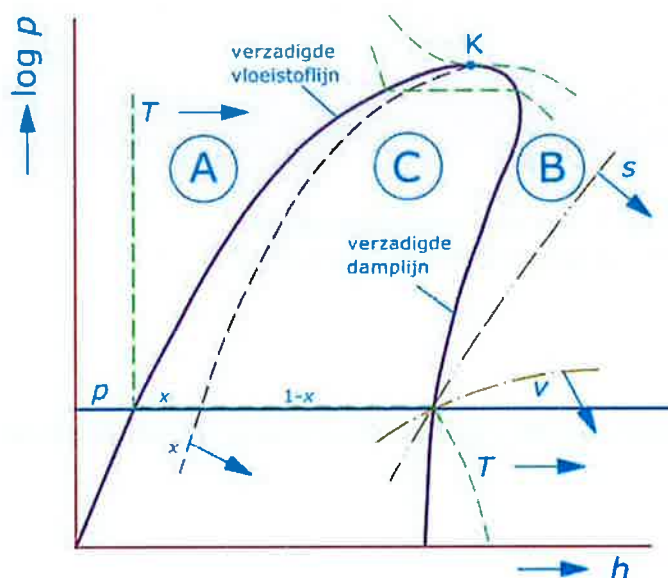


Figuur 6.1 Compressiekoelcircuit

7. HET DRUK, ENTHALPIE-DIAGRAM

Het Mollier-diagram van een enkelvoudig koudemiddel vertoont een gebied waarbinnen vloeistof en damp met elkaar in evenwicht zijn (coëxistentie); binnen dit gebied lopen de isothermen evenwijdig met de isobaren (horizontale lijnen), omdat tijdens de verdamping van de vloeistof bij constante druk ook de temperatuur constant blijft, terwijl de enthalpie (van vloeistof plus damphoeveelheid) toeneemt.

Links van het coëxistentiegebied ligt het vloeistof-, rechts ervan het dampgebied. De grenslijnen geven de verzadigingstoestanden; zij komen samen in het kritische punt, waarboven geen scherpe overgang tussen vloeistof en damp meer bestaat (zie fig. 7.1).



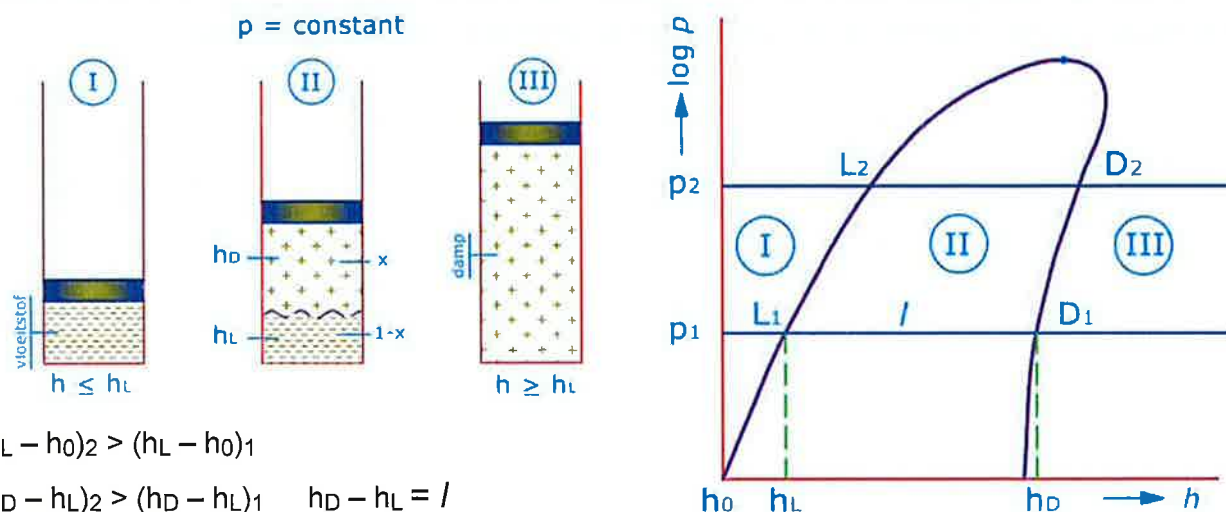
p	isobaar
h	isenthalp
T	isotherm
v	isochoor
s	isentrop
x	isopykne (const. dampfractie)

A	nagekoeld vloeistofgebied
B	oververhit dampgebied
C	coëxistentegebied
K	kritisch punt

Opm.: h heeft een arbitrair nulpunt !

Figuur 7.1 Lijnen in het log p, h-diagram

Figuur 7.2 geeft aan wat er gebeurt bij het opwarmen van een hoeveelheid vloeibaar koudemiddel in een gesloten ruimte bij constante druk. De zuiger kan in onderstaande figuur vrij bewegen.



$$(h_L - h_0)_2 > (h_L - h_0)_1$$

$$(h_D - h_L)_2 > (h_D - h_L)_1 \quad h_D - h_L = l$$

Figuur 7.2 Opbouw van het log p, h -diagram

8. THERMODYNAMISCHE TABELLEN EN DIAGRAMMEN

In de bijlage zijn opgenomen:

- Thermodynamische tabellen voor ammoniak
- Log p, h-diagram NH₃, R22, R600a, R134a, R407C, R507

De fasenregel van Gibbs kunnen we gebruiken voor het bepalen van het aantal ingangsgrootheden die we nodig hebben voor het bepalen van de eigenschappen van een koudemiddel.

De fasenregel van Gibbs luidt: $n = c - f + 2$

Hierin is:

n = aantal vrijheidsgraden

c = aantal stoffen

f = aantal fasen

Verzadigde toestand: $c = 1, f = 2 \Rightarrow n = 1$, dus een ingangsgrootheid

Oververhitte toestand: $c = 1, f = 1 \Rightarrow n = 2$, dus twee ingangsgrootheden

Verzadiging Tabel I: T_s

Oververhitting Tabel II: T_s, T

Bij deze cursus wordt gebruik gemaakt van de meest recente (commerciële) literatuur op het gebied van koudemiddelen:

Bitzer International, *Refrigerant Report*

<http://www.bitzer.de>

Het meest recente Bitzer rapport is opgenomen in de bijlage

Coolpack

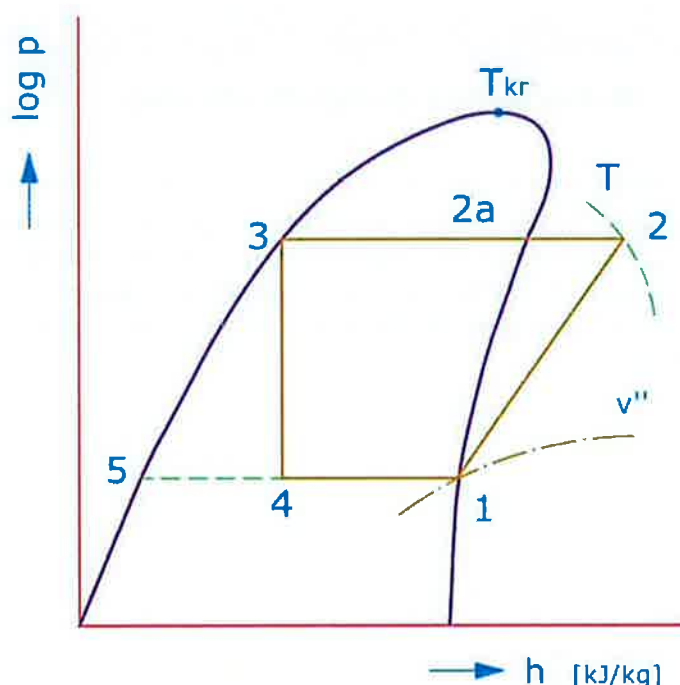
<http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/>

Dit computerprogramma bestaat uit een verzameling berekeningsprogramma voor koeltechnische systemen en kan gratis "gedownload" worden vanaf het bovenstaande internetadres. Het programma bevat ook informatie over de stofeigenschappen van koudemiddelen en koudedragers. Het programma is ontwikkeld door de sectie "Energy Engineering" van de Technische Universiteit van Denemarken (DTU).

9. STANDAARD KOELKRINGLOOP

De toestandsverandering die het koudemiddel tijdens het doorlopen van het koelcircuit ondergaat, kan op zeer verduidelijkende wijze worden aangegeven in een log p, h-diagram, waarin de druk p (logaritmisch) langs de verticale en de soortelijke enthalpie h langs de horizontale as is afgezet (zie fig. 9.1).

We beschouwen nu een standaardkringloop en veronderstellen een stationaire massastroom $\dot{m}$ door het circuit. We beginnen bij de compressor en nemen aan dat deze de damp uit de verdamper in de verzadigingstoestand 1 (zie fig. 2) aanzuigt. Indien de compressie adiabatisch en omkeerbaar (dit heet isentropisch) plaats heeft, blijft de entropie constant en de toestand van de damp verandert langs de isentroop van 1 naar 2 (zie fig. 9.1).



Figuur 9.1 Standaard kringloop in het log p, h-diagram

De eerste hoofdwet voor een open systeem kunnen we ook schrijven als:

$$q_{12} - W_{t12} = h_2 - h_1 \quad (-W_{e12}) \quad (1)$$

waarbij de uitwendige arbeid w_{e12} (kinetische en de potentiële energie) kan worden verwaarloosd. Volgens vergelijking 1 geldt tijdens de compressie (adiabatisch proces, dus $q_{12} = 0$), dat $w_{t12} = h_1 - h_2$ ($w_{t12} < 0$, omdat de arbeid op het systeem wordt verricht). Aangezien $P = \dot{m} \cdot w_{t12}$ is, vinden we $P = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$ als theoretisch vermogen.

In de condensor wordt de oververhitte damp van toestand 2 eerst tot aan verzadiging (2a) afgekoeld, waarna condensatie optreedt; het (verzadigde) condensaat wordt door punt 3 voorgesteld. Nu geldt dat $w_{i23} = 0$ is (omdat er geen technische arbeid, d.w.z. arbeid waarmee een mechanisme wordt aangedreven, in de condensor wordt verricht), zodat $q_{23} = h_3 - h_2$, (< 0) en $\dot{Q}_C = \dot{m} (h_2 - h_3)$.

Punt 4 ligt binnen het coëxistentiegebied. Dit betekent dat we hier te maken hebben met een mengsel van twee (coëxisterende) fasen, verzadigde vloeistof van toestand 5 en verzadigde damp van toestand 1.

De massaverhouding tussen de beide fracties, vloeistof en damp, is die van afstanden tussen de punten 1 en 4 resp. 4 en 5. Met x wordt de dampfractie aangegeven ($x_5 = 0$, $x_1 = 1$). Bijgevolg kunnen we stellen: $x_4 = (h_4 - h_5) / (h_1 - h_5)$ is de dampfractie met toestand 1, $1 - x_4 = (h_1 - h_4) / (h_1 - h_5)$ is de vloeistoffractie met de toestand 5 na passeren van het regelorgaan.

De vloeistoffractie verdampt in de verdamper, waarbij de toestand verandert van 5 naar 1. Volgens (1) geldt weer ($w_{51} = 0$):

$q_{51} = (h_1 - h_5)$; dit is de verdampingswarmte van de vloeistoffractie !

De massastroom vloeistof $\dot{m}^* = \dot{m} \cdot (1 - x_4)$

$$\dot{Q}_O = \dot{m}^* \cdot q_{51}$$

$$\dot{Q}_O = \dot{m} \cdot (1 - x_4) \cdot q_{51} = \dot{m} \cdot \{(h_1 - h_4) / (h_1 - h_5)\} \cdot (h_1 - h_5) = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$$

Indien een systeem een koelvermogen $\dot{Q}_O$ moet hebben bij een verdampingstemperatuur t_O en een condensatietemperatuur t_C , kunnen de diverse grootheden als volgt worden bepaald. In het log p,h-diagram worden de isobaren getrokken die samenvallen met de isothermen voor t_C en t_O in het coëxistentiegebied. Daarmee worden de punten 3 en 1 gevonden, waarna punt 4 kan worden bepaald als snijpunt van de isobaar door 1 en de isenthalp door 3. Punt 2 wordt gevonden op het snijpunt van de isentroop 1 en de isobaar door 3.

Nu kunnen we uit het koelvermogen de $\dot{m}$ berekenen:

$$\dot{m} = \dot{Q}_O / (h_1 - h_4) \quad (2)$$

$$P = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (4)$$

10. DE KOUDEFACITOR (ϵ)

Een voor de beoordeling van een werkelijk proces belangrijke grootte is de koudefactor (ϵ) of coëfficiënt of performance (COP), zijnde de verhouding tussen de in de verdamper opgenomen warmtestroom $\dot{Q}_O$ en het aan de compressor toegevoerde vermogen P .

$$\epsilon_C = \frac{\dot{Q}_{O, \text{isotherm}}}{P_{\text{isentrop}}}; \quad \epsilon_C = \frac{T_O}{(T_C - T_O)}; \quad \eta_C = \frac{\epsilon}{\epsilon_C} \text{ (Carnot rendement)}$$

In ϵ_C (zie 5.3) moeten absolute of thermodynamische temperaturen worden gebruikt, die in getalwaarde 273,15 hoger zijn dan de Celsius temperatuur t . Met bijv. $t_C = 30^\circ\text{C}$ en $t_O = -20^\circ\text{C}$ is de Carnot koudefactor gelijk aan:

$$\epsilon_C = \frac{253,15}{303,15 - 253,15} = 5,063$$

In de koeltechniek wordt het hierboven gedefinieerde begrip 'Carnot rendement' vaak gebruikt. Het is echter niet realistisch de werkelijke koudefactor ϵ met ϵ_C te vergelijken, omdat bij een werkelijk proces de hoogst bereikbare koudefactor afhangt van de toegepaste kringloop en van het koudemiddel. Met NH_3 als koudemiddel en een proces volgens de standaardkringloop (zie fig. 9) is voor $t_C = 30^\circ\text{C}$ en $t_O = -20^\circ\text{C}$ de theoretische hoogst mogelijke koudefactor ϵ_R gelijk aan:

$$\epsilon_R = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{1421,1 - 325,4}{1688,5 - 1421,1} = 4,1$$

Dit is dus ongeveer 20% lager dan ϵ_C (de waarden voor h kan men aflezen in het log p , h -diagram voor NH_3 of, nauwkeuriger, in de daarbij behorende thermodynamische tabellen).

Het verschil tussen ϵ_r en ϵ_C wordt vooral veroorzaakt door afwijkingen van de standaard kringloop met het carnot proces. Deze afwijkingen zijn:

- Het smoorproces verloopt niet isentropisch
- Het afkoelen van het persgas in de condensor verloopt niet isotherm

De vergelijking van de werkelijke ϵ_R met ϵ_C geeft het rendement van het koelproces:

$$\eta = \frac{\epsilon_R}{\epsilon_C}$$

11. AFWIJKINGEN VAN DE STANDAARD KRINGLOOP

- a) onderkoeling vloeistof (i.v.m. smoordamp)
- b) oververhitting damp (i.v.m. vloeistofslag)
- c) niet-omkeerbare compressie
- d) drukdaling in leidingen en apparaten
- e) $T_O < T_{oel}$; $T_C > T_{KW}$

ad a) $h_1 - h_4$ groter $\rightarrow \dot{m}$ kleiner $\rightarrow P$ kleiner: voordelig

ad b) $h_2 - h_1$ groter (afhankelijk van R) $\rightarrow P$ groter, ook v_1 , groter: nadelig

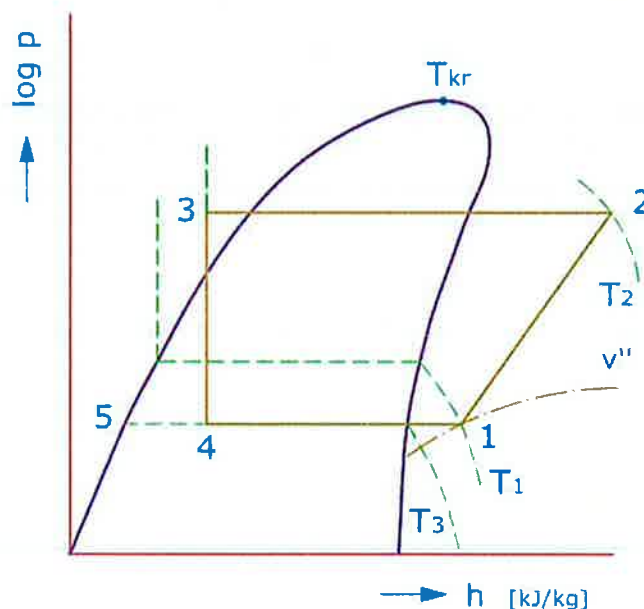
ad c) $h_2 - h_1$ groter $\rightarrow P$ groter: nadelig (zie 11)

ad d) p_1 lager, p_2 hoger $\rightarrow h_2 - h_1$ groter $\rightarrow P$ groter: nadelig

Voor het goed functioneren van de koelinstallatie dient vooral vloeistofslag voorkomen te worden (oververhitting damp). Het ontbreken van onderkoeling van de vloeistof kan, door drukdaling in de leidingen, het ontstaan van damp voor het smoororgaan veroorzaken en dit kan weer leiden tot een verstoorde toevoer van koudemiddelvloeistof naar de verdamper.

De in hoofdstuk 9 aangegeven berekeningsmethode geeft een duidelijk inzicht in het verloop van het koelproces, doch is voor de praktijk niet zonder meer te gebruiken, omdat een werkelijk proces op diverse punten afwijkt van de standaard kringloop.

Figuur 10.1 toont de belangrijkste afwijkingen in het log p,h-diagram.



Figuur 10.1 Afwijkingen van de standaardkringloop

a) onderkoelen van het condensaat

In de condensor ontstaat een condensaatfilm op het afkoelende oppervlak. De grens aan dampzijde van deze film heeft de condensatietemperatuur, de grens aan het afkoelende oppervlak moet een lagere temperatuur hebben (omdat de warmte dóór de film moet stromen). Daardoor is de gemiddelde temperatuur van het condensaat lager dan de condensatietemperatuur t_c . In werkelijkheid ligt punt 3 in het diagram dus ietwat links van de verzadigingslijn. Omdat hierdoor $h_1 - h_4$ toeneemt is deze invloed een gunstige want P neemt af (ga dit na); hij is echter zo gering dat hij bij de berekening buiten beschouwing kan blijven, tenzij het condensaat doelbewust sterk wordt nagekoeld.

b) oververhitting van de damp

Indien de damp in de verdamper en/of in de zuigleiding van verdamper naar de compressor warmte opneemt, verplaatst punt 1 in het diagram naar rechts; we spreken dan van oververhitte damp. Vindt de warmteopneming in de verdamper plaats, dan mag voor de berekening van de d.m.v. verg. (2) h_1 ($> h_{1\text{verz}}$) worden gebruikt, omdat hier sprake is van nuttige koeling. Dit geldt echter niet als de oververhitting in de zuigleiding plaats heeft; dan zal men in vergelijking (2) $h_{1\text{verz}}$ moeten toepassen.

Verplaatsing van punt 1 naar rechts heeft als gevolg dat het soortelijk volume v_1 van de damp toeneemt. Daardoor wordt de aan te zuigen dampvolumestroom $\dot{V} = \dot{m} \cdot v_1$ groter, hetgeen een grotere volumetrische capaciteit van de compressor vereist. Tevens kan, afhankelijk van het koudemiddel, verplaatsing van punt 1 naar rechts een meer of mindere vergroting van $(h_2 - h_1)$ en dus van P als gevolg hebben, zie vergelijking 3 waardoor het energieverbruik toeneemt.

c) compressie is niet isentropisch

Door tal van invloeden zoals temperatuurverschillen en stromingsweerstand, wijkt bij compressie de toestandsverandering vrij sterk af van de (nooit bereikbare) isentropische. Daardoor komt punt 2 in het diagram over het algemeen veel verder naar rechts te liggen dan bij de standaard kringloop. De berekening van P kan in de praktijk daarom niet m.b.v. vergelijking (3) geschieden. De toe te passen methode wordt in een volgend hoofdstuk besproken.

d) drukverschillen

In het circuit treden drukverliezen op t.g.v. wrijving. Bij lange leidingnetten kan het nodig zijn deze drukverliezen in de berekeningen te verdisconteren. De drukverliezen hebben steeds een nadelige invloed, zowel op het energieverbruik als op de volumetrische capaciteit van de compressor (ga dit na). Bovendien bestaat in de vloeistofleiding het gevaar dat zich voor het smoororgaan dampbellen vormen, waardoor de werking ervan wordt verstoord. Vanwege dit laatste is onderkoeling van het condensaat dan ook vaak nodig.

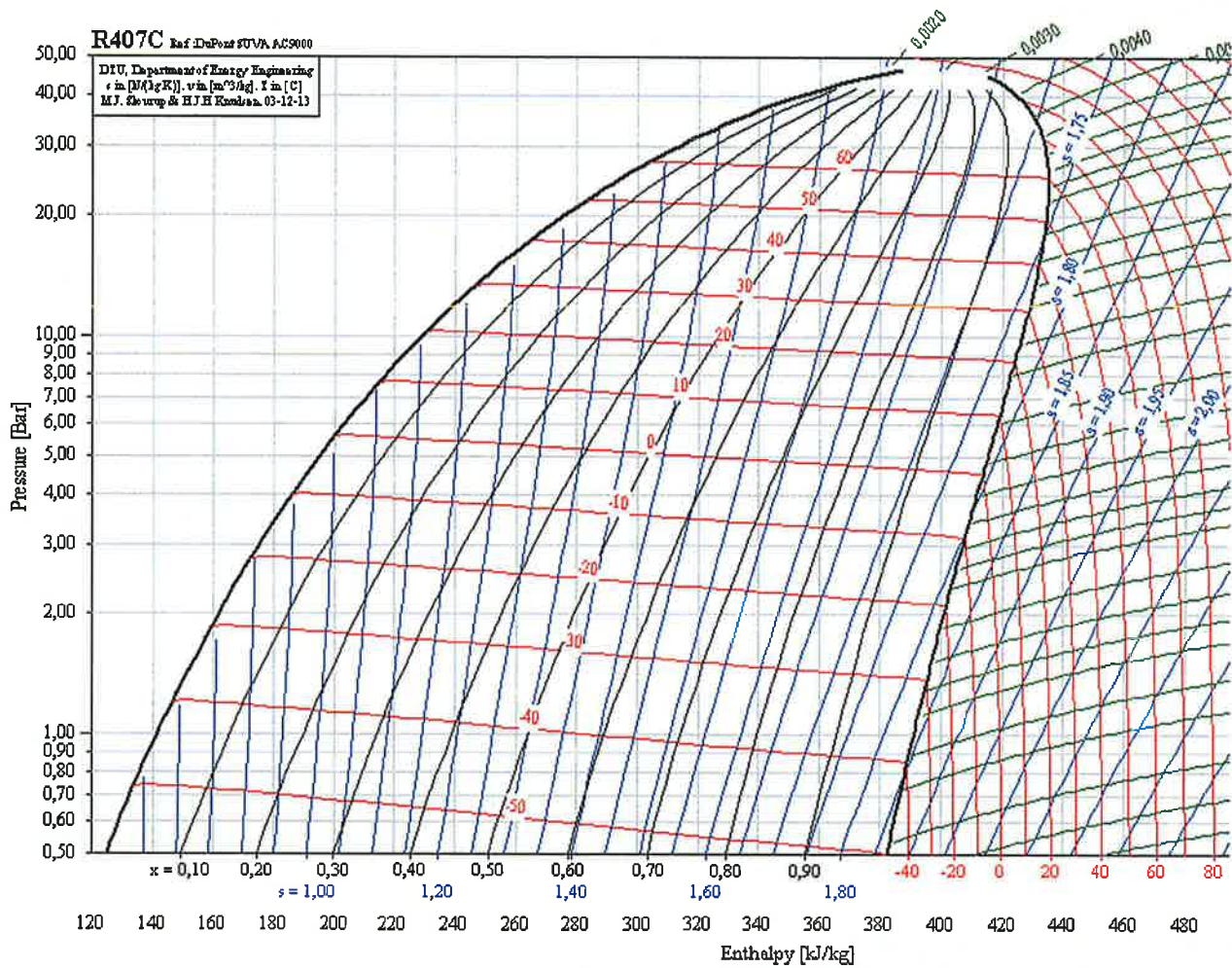
e) koudemiddelen met een "glide"

Mengsels van koudemiddelen kunnen we onderscheiden in:

- Azeotropisch mengsels; een mengsel van koudemiddelen dat zich gedraagt als een enkelvoudige stof (voorbeeld: R507)
- Niet azeotropisch ofwel zeotropisch mengsels; dit mengsel heeft geen vast kookpunt, maar een kooktraject ofwel een "glide". De meest vluchtige component verdampt eerst. Bij lekkage in verdamper of condensor verandert de samenstelling van het koudemiddel (voorbeeld: R407C)

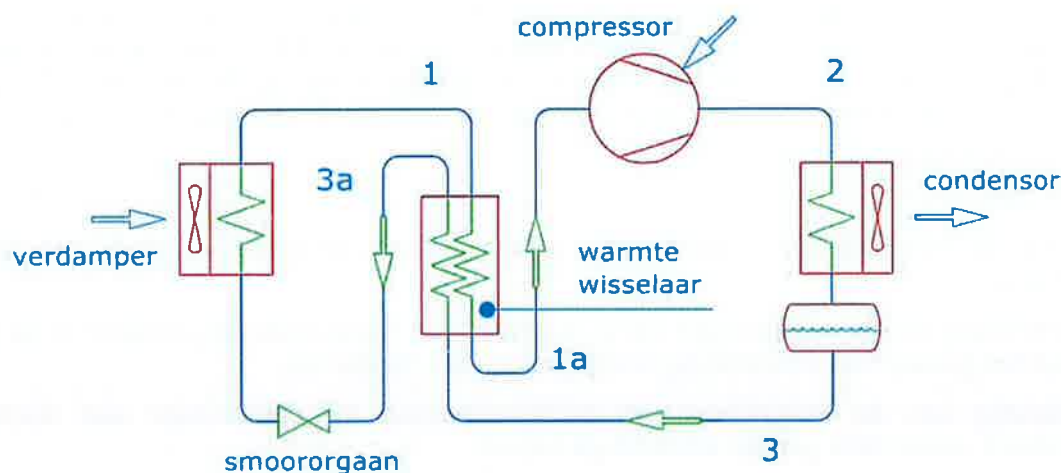
Het log p-h diagram van koudemiddelen met een "glide" wijkt af van dat van een enkelvoudig koudemiddel. Dit omdat de verzadigingstemperatuur bij dit soort koudemiddelen, niet alleen afhangt van de druk, maar ook van het dampgehalte.

In de onderstaande figuur is het log p-h diagram van R407C als voorbeeld van een koudemiddel met een "glide" weergegeven.



Figuur 11.1 Log p-h diagram R407C

12. TOEPASSING VAN EEN INTERNE WARMTEWISSELAAR



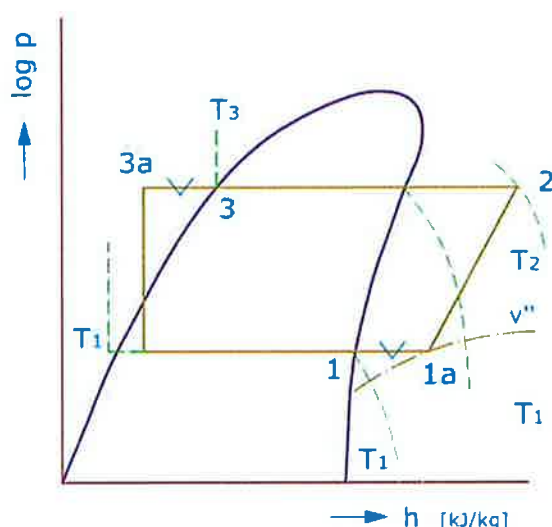
Figuur 12.1 Interne warmteoverdracht door middel van een warmtewisselaar

In een vorig hoofdstuk is opgemerkt dat het onderkoelen van het condensaat altijd in enige mate nodig is en voorts dat dit een gunstig effect heeft; immers doordat $h_1 - h_4$ toeneemt (zie fig. 10), neemt $\dot{m}$ af, zie vergelijking (2), en dus ook P , zie vergelijking (3) en $\dot{V}$. Daarentegen heeft oververhitting van de damp een nadelige invloed op P en $\dot{V}$. Indien nu het condensaat wordt onderkoeld door de aangezogen damp, die hierdoor wordt oververhit, kan men de vraag stellen of het gunstige effect van de onderkoeling het ongunstige effect van de oververhitting al dan niet overtreft. De in het schema opgenomen nummers (zie fig. 12) komen overeen met de toestandpunten van het bijbehorende log p,h - diagram van fig. 13.

Aangezien de beide massastromen in de warmtewisselaar in stationaire toestand gelijk zijn, moet gelden:

$$h_3 - h_{3a} = h_{1a} - h_1$$

Omdat de soortelijke warmte van de vloeistof altijd groter is dan die van de damp, zal de temperatuurstijging van de damp in de warmtewisselaar groter zijn dan de temperatuurdaling van de vloeistof. De bij tegenstroom theoretisch hoogst haalbare oververhittingstemperatuur kan dus nooit hoger worden dan t_3 ; de warmtewisselaar moet dan oneindig groot zijn. Hiermee ligt ook de laagst haalbare waarde van h_{3a} vast.



$$\dot{m}_L = \dot{m}_D = \dot{m}$$

$$h_3 - h_{3a} = h_{1a} - h_1$$

$$\dot{m}_L c_L \Delta T_L = \dot{m}_D c_D \Delta T_D$$

$$c_D < c_L \text{ of } \Delta T_L < \Delta T_D$$

$$T_{1a} \leq T_3$$

$$\text{Let op: } \dot{Q}_0 = \dot{m} (h_1 - h_{3a}) \text{ dus niet } h_{1a} - h_{3a}$$

Resultierend effect op het koelvermogen:

R22: ± 0 , NH₃: negatief

Figuur 12.2 Toepassing van een warmtewisselaar weergegeven in een log p,h - diagram

De grootten van winst en verlies zijn afhankelijk van het koudemiddel. Bij R134a blijkt toepassing van een warmtewisselaar een geringe doch aantoonbare verbetering te geven zowel van het energetisch als van het volumetrisch rendement, naarmate de drukverhouding π (zie 11 en 12) groter is.

Bij R22 wegen winst en verlies vrijwel tegen elkaar op, zodat genoemde rendementen praktisch onveranderd blijven. Bij ammoniak is het effect sterk nadelig, maar bij R404A en R507 is het effect duidelijk positief. Toepassing van een warmtewisselaar geschiedt doorgaans overigens om andere redenen dan rendementsverbetering.

Deze kunnen zijn:

- a) doordat de vloeistof sterk wordt nagekoeld wordt dampbelvorming voor het smoororgaan voorkomen;
- b) oververhitting van de aangezogen damp voorkomt het meezuigen van vloeistof in de compressor en dus het gevaar van vloeistofslag tussen zuiger en cilinder top.
- c) de isolatie van de zuigleiding van warmtewisselaar tot compressor kan dunner worden uitgevoerd, soms zelfs geheel achterwege blijven;

Voorts kan de warmtewisselaar een belangrijke functie hebben m.b.t. de oliecirculatie.

13. VOLUMETRISCH RENDEMENT

De koelcompressor is een machine waarin een aantal cilindrische ruimten elk vanuit een minimum geometrisch volume (de schadelijke ruimte) worden vergroot tot aan een maximum waarde, waarna het volume weer afneemt tot de minimum waarde (zie figuur 14), Het totale per tijd doorlopen groter wordende geometrische volume wordt het slagvolumedebiet $\dot{V}_s$ [m^3/s] van de compressor genoemd. Tijdens het doorlopen van het slagvolume wordt door de compressor damp aangezogen Door tal van factoren (zie hoofdstuk compressoren), waarvan de schadelijke ruimte de voornaamste is de volumestroom van de aangezogen damp $\dot{V}_z$ kleiner dan $\dot{V}_s$. De verhouding tussen beiden wordt het volumetrisch rendement genoemd.

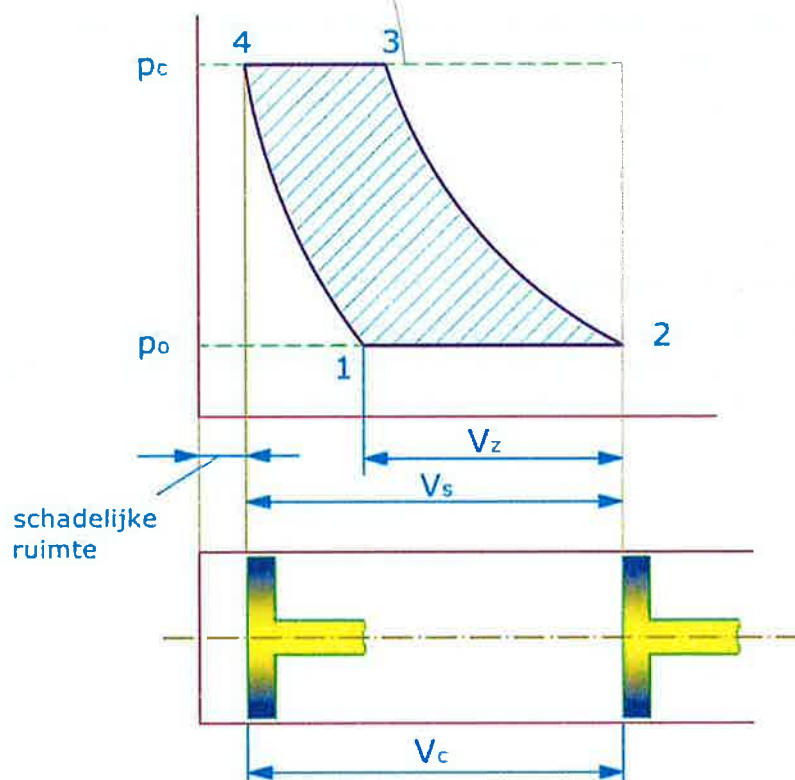
$$\lambda = \dot{V}_z / \dot{V}_s$$

Let op : De index z in $\dot{V}_z$ wordt vaak weggelaten.

Behoudens van de geometrie van de compressor en van het soort koudemiddel is λ afhankelijk van de verhouding tussen de pers- en zuigdruk van de compressor, $\pi = p_c / p_o$. λ neemt af bij stijgende π .

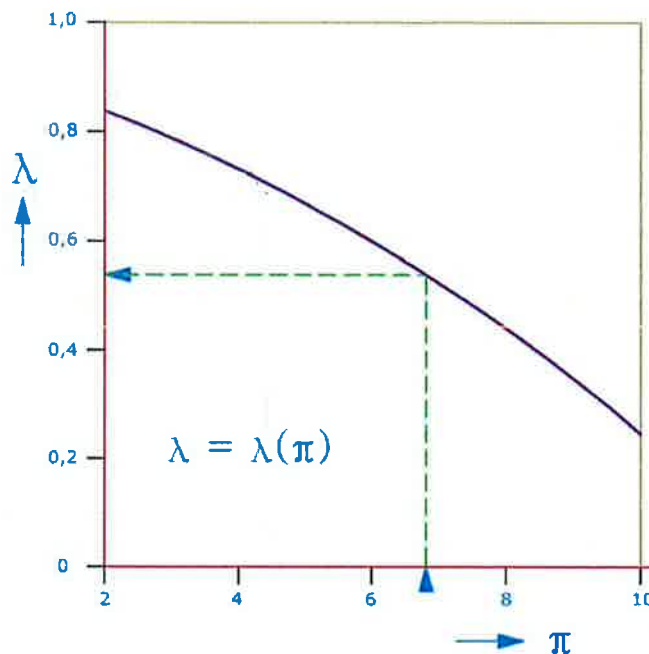
Theoretisch indicateurdiagram

In figuur 14.1 is het theoretisch indicateurdiagram van een zuigercompressor weergegeven. Duidelijk is hierin de invloed van de schadelijke ruimte op het aangezogen volume te zien; vooral als de condensordruk toeneemt of de zuigdruk afneemt (dus als π toeneemt).



Figuur 13.1 Theoretisch indicateurdiagram van een zuigercompressor

Als voorbeeld is in figuur 15 voor een bepaalde compressor werkend met een bepaald koudemiddel, λ als functie van π grafisch weergegeven. Dit verband moet voor elke compressor of elk compressortype langs empirische weg worden vastgelegd. Van de aangezogen damp kan v_{1a} [m^3/kg] worden bepaald in het log p,h - diagram, waarmee $\dot{V} = \dot{m} \cdot v_{1a}$ kan worden berekend. Nadat $\pi (= p_c / p_o)$ is bepaald, is λ uit een diagram volgens figuur 14.1 af te lezen. Met $\dot{V}_s = \dot{V} / \lambda$ bepaalt men tenslotte het benodigde slagvolume van de compressor.



Figuur 13.2 Verloop van het volumetrisch rendement als functie van de drukverhouding

Het volumetrisch rendement is vrijwel een lineaire functie van de drukverhouding en is afhankelijk van het type compressor en het gebruikte koudemiddel.

Praktijkwaarden voor λ : bij $\pi = 6$:

- grote open zuigercompressoren: ca. 80%
- kleine open zuigercompressoren: ca. 75%
- semi-hermetische zuigercompressoren: ca. 70%
- hermetische zuigercompressoren: ca. 65%

Meestal geldt voor zuigercompressoren $\pi < 10$; bij schroefcompressoren kan $\pi > 10$ zijn.

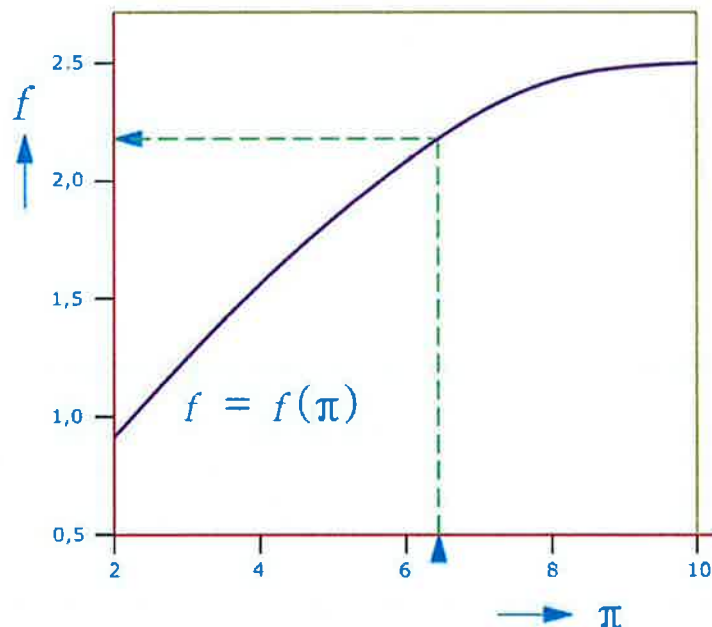
Roterende verdringercompressoren (schroef en scroll) hebben hogere λ -waarden. Echter het volumetrisch rendement van een compressor is op zich geen maat voor de energetische prestaties van een compressor.

14. VERMOGENSFACTOR EN ISENTROPISCH RENDEMENT

In 11c werd er op gewezen dat de bepaling van het benodigde mechanische vermogen voor het aandrijven van de compressor niet langs theoretische weg m.b.v. verg.(3) kan worden verricht; het resultaat zou dan teveel van de werkelijke uitkomsten afwijken. Ook hier zijn de compressoreigenschappen en het soort koudemiddel medebepalend voor het benodigde vermogen, zodat, evenals dat bij λ , het geval was, het verband tussen P_i en π langs empirische weg moet worden vastgesteld. Hierbij kan men uitgaan van de vergelijking:

$$P_i = f \cdot \dot{V}_s \cdot p_o \quad (\text{Zie afleiding onder}).$$

waarin f , de vermogensfactor (dimensieloos!), een functie is van π . P_i stelt het geïndiceerde vermogen voor d.w.z. het vermogen dat nodig is voor de werkelijke compressie en de verplaatsing van het koudemiddel. Als voorbeeld is in fig. 15 voor een bepaalde compressor, werkend met een bepaald koudemiddel, f als functie van π grafisch weergegeven. Bij bekende π kan men f uit de grafiek bepalen, waarnaar door vermenigvuldiging met slagvolumedebiet $\dot{V}_s$ en zuigdruk p_o het geïndiceerde vermogen P_i wordt gevonden. Omgekeerd kan men vanuit het gemeten opgenomen vermogen, via indirecte weg f en het isentropisch rendement $\eta_{is} = P_{is} / P_i$ bepalen.



Figuur 14.1 Vermogensfactor als functie van de drukverhouding

Relatie tussen f en η_{is} :

$$P_i = P_{is} / \eta_{is} = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot p_o \cdot \kappa / (\kappa - 1) \cdot [(p_d / p_o)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1] / \eta_{is} = f \cdot \dot{V}_s \cdot p_o$$

$$f = (\lambda / \eta_{is}) \cdot \kappa / (\kappa - 1) \cdot [(p_d / p_o)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

Hierin is : $\kappa = c_p / c_v$

$$\lambda \cdot \dot{V}_s = \dot{V}_z = \dot{m} \cdot v_o$$

$$P_{is} = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot p_o \cdot \kappa / (\kappa - 1) \cdot [(p_d / p_o)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

$$P_{is} = \dot{m} \cdot p_o \cdot v_o \cdot \kappa / (\kappa - 1) \cdot [(p_d / p_o)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

Isentropisch rendement.

Een meer eenvoudige manier om het begrip isentropisch rendement te hanteren is om het werkelijke eindcompressiepunt te bepalen. Hierbij wordt de theoretische compressielijn volgens de isentroop vergeleken met de werkelijke lijn volgens het geïndiceerd vermogen (zie figuur 15.2).

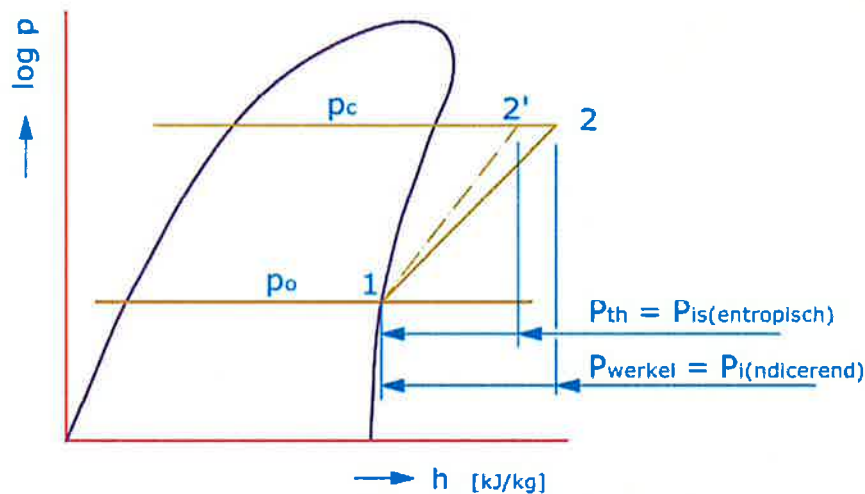
Theoretische compressie langs de isentroop (omkeerbaar, verliesvrij):

$$P_{th} = P_{is} = \dot{m} \cdot (h_2' - h_1)$$

Werkelijk compressieverloop (geïndiceerd / volgens indicateurdiagram):

$$P_{werkelijk} = P_i = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

$\eta_{is} = P_{is}/P_i = (h_2' - h_1) / (h_2 - h_1)$; η_{is} is bijgevolg afhankelijk van het type compressor, van π ($= p_c / p_o$) en van het koudemiddel.



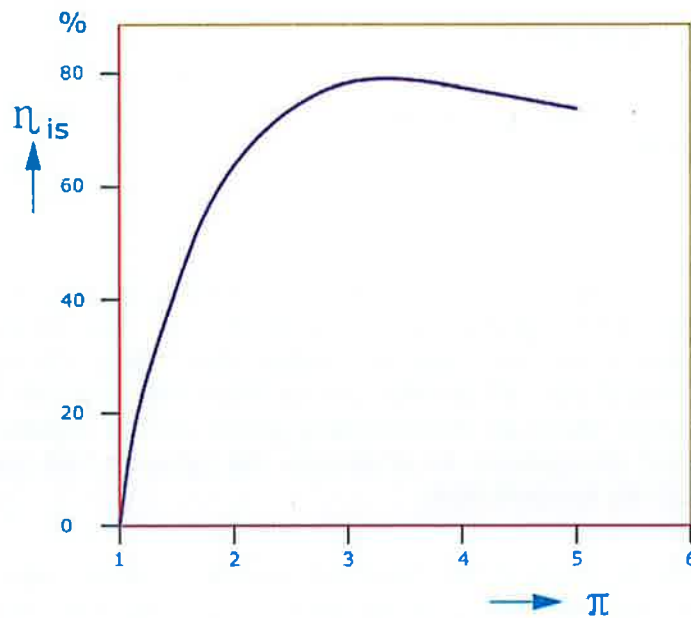
Figuur 14.2 Bepaling van het isentropisch rendement

Om het bruto aandrijfvermogen van de compressor te bepalen moet bij het geïndiceerde vermogen nog het vermogen voor het overwinnen van de wrijving (friction) der bewegende delen worden opgeteld. Dit laatste (P_f) kan worden vastgesteld door de compressor onbelast te laten lopen.

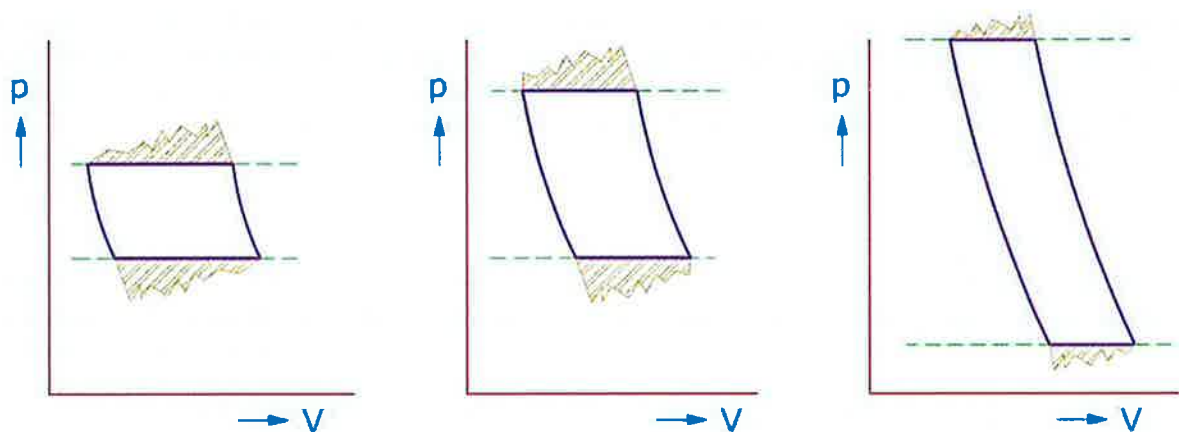
$$P_{as} = P_e = P_i + P_f$$

Het asvermogen wordt ook wel het effectief vermogen genoemd. Strikt genomen gaat ook P_f als warmte over naar het koudemiddel, doch daar staat als compensatie tegenover dat een deel van $\dot{Q}$ door de compressor en de persleiding aan de omgeving wordt afgegeven, zodat dit voor de bepaling van de condensorgrootte doorgaans buiten beschouwing kan blijven.

In de onderstaande figuur is het verloop van het isentropisch rendement weergegeven.



Figuur 14.3 Verloop van het isentropisch rendement als functie van de drukverhouding



Figuur 14.4 Relatieve invloed van de klepverliezen bij toenemende drukverhouding

Praktijkwaarden voor η_{is} : bij $\pi = 6$: Bijv. R22: $t_o = -22,5^\circ\text{C}$, $t_c = +35^\circ\text{C}$

- grote open zuigercompressoren: ca. 80%
- kleine open zuigercompressoren: ca. 82%
- semi-hermetische zuigercompressoren: ca. 70%
- hermetische zuigercompressoren: ca. 62%
- open schroefcompressor: ca. 70%
- semi-hermetische schroefcompressor: ca. 62%
- (hermetische) scrollcompressor: ca. 62%

15. VERDAMPERSYSTEMEN

Met betrekking tot de verdamping kunnen wij drie principes onderscheiden: droge verdamping, badverdamping en natte verdamping.

15.1. Droge verdamping

Het eenvoudigste verdampersysteem bestaat in een directe aansluiting van één of meer luchtkoelers op vloeistof- en zuigleiding, waarbij de regeling van de vloeistoftoevoer voor elke koeler geschiedt met een expansieventiel. Dit apparaat is voorzien van een temperatuurvoeler die op of in de zuigleiding is bevestigd en regelt de vloeistofstroom afhankelijk van de mate van oververhitting van de damp die ter plaatse van de voeler passeert; wordt de oververhitting groter dan de ingestelde waarde (meestal 6 à 7K), dan wordt meer vloeistof doorgelaten en andersom. Dit systeem treft men veelal aan bij kleinere installaties met R134a of R22 als koudemiddel.

Omdat de damp de koeler in oververhitte toestand verlaat, spreekt men in dit geval van droge verdamping. Droge verdamping met ammoniak wordt in de praktijk niet vaak toegepast. De redenen hiervoor zijn:

- Een wat grotere oververhitting leidt bij ammoniak met zuigercompressoren al gauw tot een ontoelaatbare hoge perstemperatuur
- De verhouding tussen damp- en vloeistofvolume is bij ammoniak zeer hoog. Dit maakt gelijkmatige verdeling van koudemiddelvloeistof over meerdere koelercircuits moeilijk en treedt snel een gelaagde stroming op, waardoor de koudemiddelvloeistof onderin de pijp stroomt en de warmteoverdracht niet gelijkmatig over het pijppoppervlak plaats vindt.

15.2. Badverdamping

Dit type verdamping wordt toegepast op vloeistofkoelers bestaande uit een cilindrische ketel waarin horizontale pijpen zijn aangebracht (shell tube); de te koelen vloeistof stroomt door de pijpen, die zich in een bad van verdampend koudemiddel bevinden. Het niveau van de koudemiddelvloeistof wordt in stand gehouden door een lagedrukregeling (zie 14). De ruimte boven de vloeistof moet voldoende groot zijn om te verhinderen dat vloeistofdruppels worden meegezogen (vloeistofslag!), hetgeen afhangt van de dampsnelheden die kunnen optreden.

15.3. Natte verdamping

Grotere industriële industriële koelinstallatie, die vaak met ammoniak of CO₂ als koudemiddel werken, zijn veelal uitgevoerd met een vloeistofafscheider op het verdampersysteem. De vloeistof toevoer vanuit de condensor naar de vloeistof afscheider gebeurt met behulp van een regelorgaan; de gevormde damp wordt direct uit de afscheider afgezogen. Op de afscheider zijn een of meer koelers aangesloten. Omdat meer koudemiddelvloeistof wordt toegevoerd dan in de koeler verdampt, spreekt men hier van natte verdamping.

Daarbij onderscheiden wij twee principes:

- natuurlijke circulatie;
- pompcirculatie.

Natuurlijke circulatie

Bij natuurlijke circulatie is de koeler zodanig aan de vloeistofafscheider verbonden, dat hij door communicerende werking gedeeltelijk met vloeistof uit de afscheider wordt gevuld. Aangezien de koeler aan een warmtebelasting onderhevig is, zal de vloeistof erin gaan koken. Vanwege de lagere soortelijke massa van de damp, stijgen de dampbellen door de koelerpijpen opwaarts en sleuren daarbij een deel van de vloeistof mee. Via een retourleiding komen damp en meegevoerde vloeistof weer in de

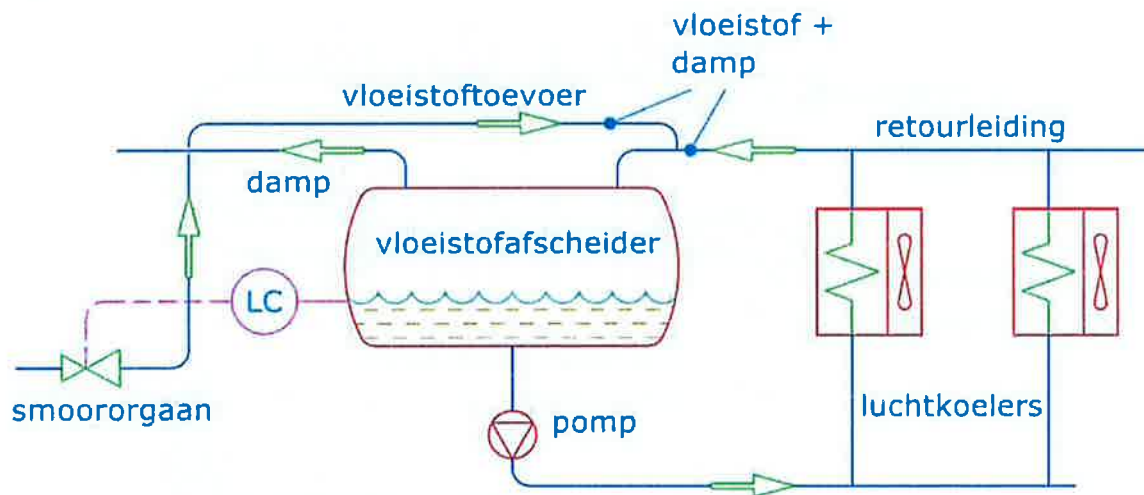
afscheider terug, waar de damp afgezogen wordt en de vloeistof neerslaat om andermaal in circulatie te kunnen gaan.

Pompcirculatie

Pompcirculatie wordt toegepast indien men een (groot) aantal koelers op de afscheider wil aansluiten. De vloeistof wordt hierbij door een onder de afscheider geplaatste koudemiddel vloeistofpomp vanuit de afscheider naar en door de koelers gevoerd, waarin zij voor een deel verdampt; de damp wordt samen met de niet verdampte vloeistof naar de afscheider teruggevoerd. De verhouding tussen de uit de afscheider gepompte vloeistofmassa en de massa van de daarin teruggekomen damp wordt het circulatievoud van het verdampersysteem genoemd.

$$\eta_c = \dot{m}_{\text{pomp}} / \dot{m}_{\text{damp}}$$

Hoe groter het circulatievoud, hoe beter de warmteoverdracht door de koelerwand (overigens tot aan een bepaald maximum van 4 à 6 i.v.m. de drukval). Het circulatievoud kan bij NH₃ 2 à 3 en bij R22 1,5 à 2 bedragen.



Figuur 15.1 Vloeistofafscheider in een nat koelsysteem

16. VLOEISTOFTOEVOERREGELING

De vloeistofregeling dient zich automatisch aan te passen aan de veelal steeds veranderde werkomstandigheden van de koelinstallatie.

Bij koelinstallaties zijn twee verdampingssystemen te onderscheiden, die worden aangeduid met "droge verdamping" resp. "natte verdamping". Deze systemen bezitten essentieel verschillende vloeistofregelingen.

16.1. Vloeistofregeling bij droge verdamping

Bij droge verdamping zuigt de compressor de damp direct uit de verdamper af. Dit systeem wordt hoofdzakelijk toegepast op kleine tot middelgrote installaties werkend met luchtkoelers. Hierbij is het noodzakelijk dat de damp de koeler in oververhitte toestand verlaat, om te voorkomen dat vloeistof met de damp wordt meegezogen, waardoor de compressor schade kan oplopen. In de onderstaande figuur is een luchtkoeler met droge verdampingssysteem schematisch weergegeven.

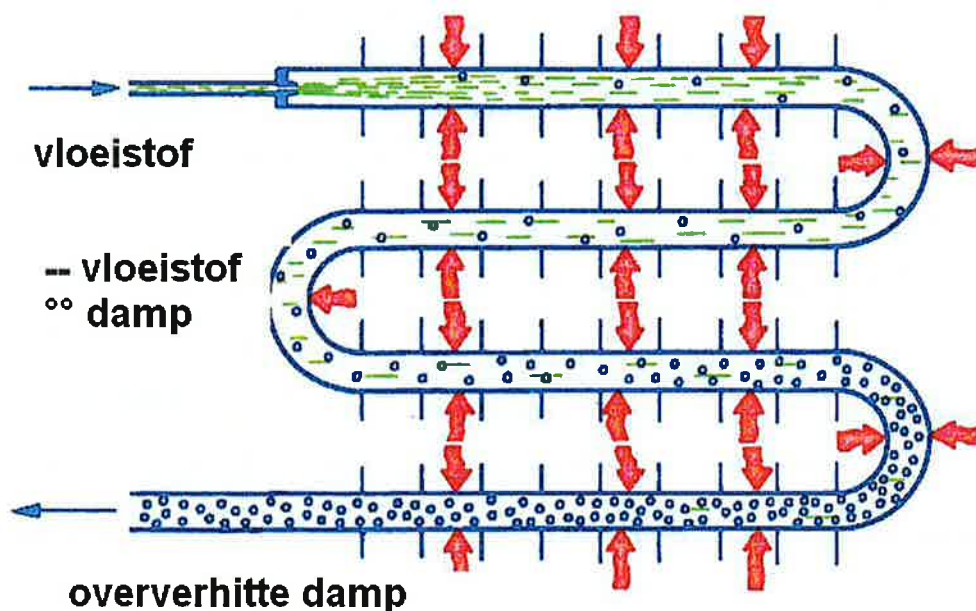


Fig. 16.1 Schematische weergave droge verdampingskoeler

In het deel van de koeler waarin damp wordt oververhit is de warmteoverdracht minder groot dan in het deel waarin vloeistof verdampt. Om een luchtkoeler efficiënt te laten werken dient het oververhitte gebied dus zo klein mogelijk te zijn, maar wel voldoende groot om vloeistofslag van de compressor te voorkomen.

De Duitse luchtkoeler fabrikant Küba heeft onderzoek gedaan naar de optimale waarde van de oververhitting. Uit het onderzoek volgde dat de minimale waarde van de oververhitting waarbij er geen vloeistofslag optreedt, afhankelijk is van het verschil in temperatuur tussen de lucht die koeler in stroomt en de verdampingstemperatuur van het koudemiddel (ΔT_1). Dit leidde tot de volgende formule:

$$\text{Minimale stabiele oververhitting} = 0,63 * (T_{\text{luchtkoeler in}} - T_{\text{verdamping}}) = 0,63 * \Delta T_1$$

In de onderstaande figuur is het koelvermogen van een luchtkoeler weergegeven afhankelijk van de oververhittingsverhouding. Deze oververhittingsverhouding is gedefinieerd als de verhouding tussen de oververhitting van de luchtkoeler gedeeld door ΔT_1 .

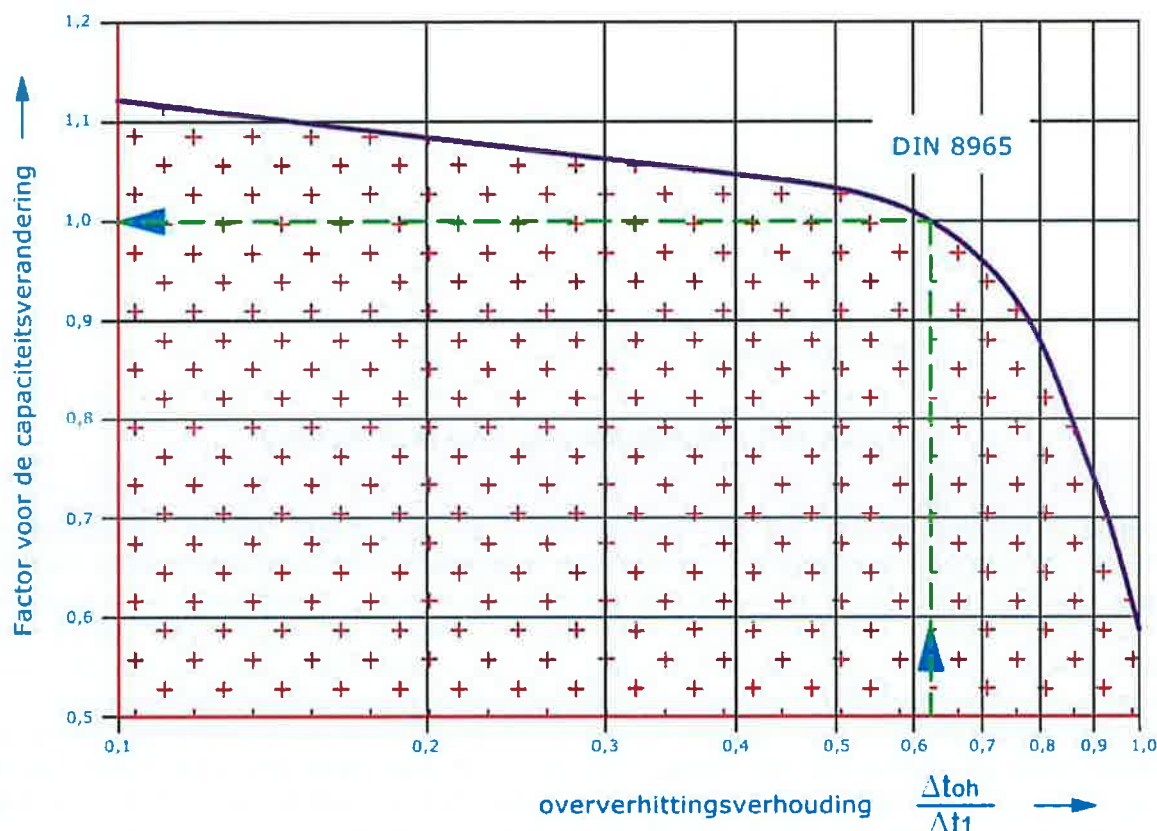


Fig. 16.2 Koelvermogen luchtkoeler afhankelijk van de oververhittingsverhouding

$$\Delta t_{oh} = t_{oh} - t_o$$

$$\Delta t_1 = t_{L1} - t_o$$

16.2. Vloeistofregeling bij natte verdamping

Bij luchtkoeler-installaties volgens het systeem van natte verdamping wordt de condenservloeistof via een regelorgaan in een vloeistofafscheider gebracht, van waaruit de vloeistof met behulp van een koudemiddel vloeistofpomp naar en door de luchtkoelers wordt gevoerd. Dit systeem is schematisch weergegeven in figuur 20.

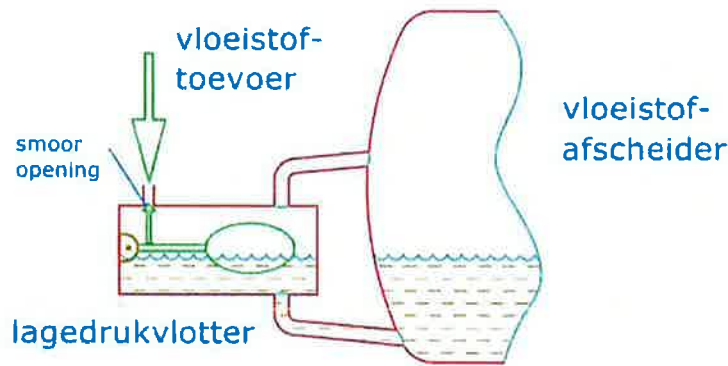
In de afscheider worden de beide fasen gescheiden; de vloeistof valt terug in het bad, de damp wordt door de compressor afgezogen. Om een zo effectief mogelijke vloeistofafscheiding te verkrijgen, kan men de vloeistoftoevoer het beste aansluiten op de retourleiding, als aangegeven in figuur 20. Alle vloeistof treedt dan aan één zijde in de afscheider en de damp wordt aan de andere zijde afgezogen.

Bij dit systeem wordt de vloeistoftoevoer geregeld door een vlotterventiel. Hiervan zijn twee typen te onderscheiden:

- het lage druk vlotterventiel;
- het hogedruk vlotterventiel.

16.2.1. Lagedrukregeling

Het LD-ventiel schematisch afgebeeld in figuur 17.3, begrenst het vloeistofniveau in de afscheider; stijgt dit verder, dan blijft de toevoer afgesloten. Het LD-vlotterventiel moet op de vloeistofniveaugrens worden geplaatst, zoals aangegeven in figuur 17.3.



Figuur 16.3 Vloeistoftoevoer, lage druk regeling

Het is onjuist te veronderstellen dat de hoogste stand van de vlotter tevens het hoogst mogelijk vloeistofniveau in de afscheider bepaalt en wel om de volgende reden. In een stationaire toestand is de toegevoerde vloeistofmassa gelijk aan de uit de afscheider afgezogen dampmassa. Is de op dat moment de compressorcapaciteit op de afscheider gering, dan zal ook de vloeistoftoevoer gering zijn en de vlotter slechts weinig onder zijn hoogste stand staan. Wordt nu capaciteit bijgeschakeld, dan zal de druk in het verdampersysteem plotseling dalen en de vloeistof in de koelers zal gaan opkoken.

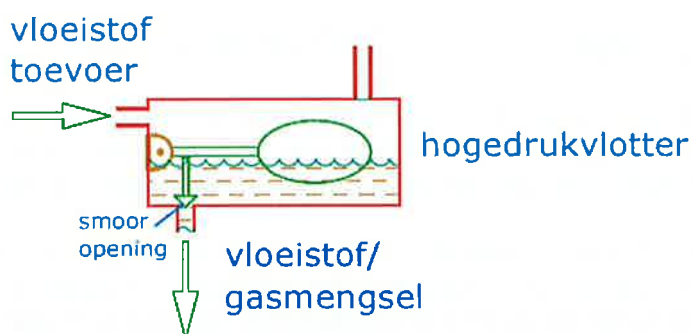
Anders gezegd: omdat de volumeverhouding tussen damp en vloeistof in de verdamper groter wordt als de druk daalt, moet de vloeistof plaats maken voor damp en daar deze een veel groter volume heeft wordt er bij de drukdaling een vrij grote hoeveelheid vloeistof uit de koelers gedrukt, die uiteraard in de afscheider terecht komt. Het is duidelijk dat het vloeistofniveau daarin dan, zelfs ver, boven de hoogste vlotterstand kan uitstijgen. Is de afscheider daarvoor niet voldoende gedimensioneerd, dan bestaat acuut gevaar van vloeistofslag.

Omgekeerd doet een capaciteitsverlaging de mate van verdamping in de koelers plotseling afnemen. Deze kunnen dan ineens veel meer vloeistof bevatten en omdat de aanvoer hiervan door de pomp veel groter is dan de vloeistoftoevoer in de afscheider via het regelorgaan, ook als dit geheel geopend staat, zal het niveau in de afscheider flink dalen. De pomp mag echter nooit damp aanzuigen, omdat hij dan „afslaat”, d.w.z. niet uit zichzelf meer vloeistof zal aanzuigen. Bijgevolg moet de afscheider dus steeds voldoende vloeistof bevatten om bij capaciteitsverlaging het vloeistoftekort in de koelers te kunnen aanvullen.

Om de variaties van de vloeistofvulling in het afscheider-luchtkoeler systeem op te kunnen vangen, moet aan de hoge drukzijde een buffervat aanwezig zijn. Dit wordt gerealiseerd door het aanbrengen van een vloeistofreservoir onder de condensor; de vloeistofleiding wordt op dit reservoir aangesloten. Bij lage-drukregeling kan meer dan één vloeistofafscheider op een vloeistofreservoir worden aangesloten (met ieder eigen LD regeling).

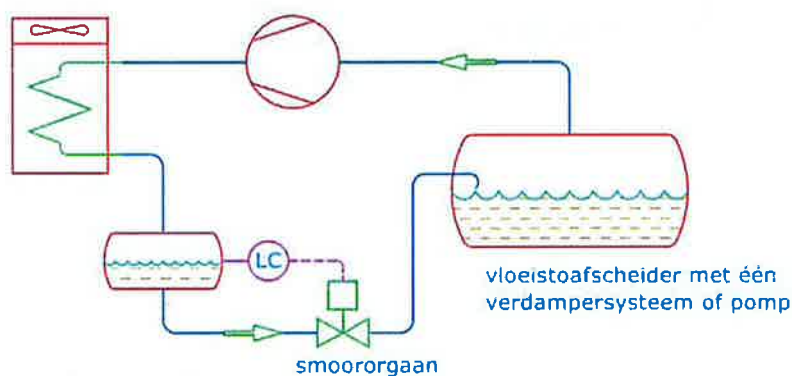
16.2.2. Hoge-drukregeling

Het HD-ventiel, schematisch afgebeeld in figuur 17.4, laat alle uit de condensor komende vloeistof door naar het lagedrukgedeelte van de koelinstallatie. Stopt deze toevoer, dan sluit het ventiel, zodat geen damp naar het lagedrukgedeelte kan stromen. Bij eventuele verdamping van vloeistof in het vlotterhuis kan de damp via een egalisatieleiding naar de condensor terugstromen, zodat de vloeistofstroom naar het vlotterhuis niet door een hogere tegendruk kan worden gestagneerd.

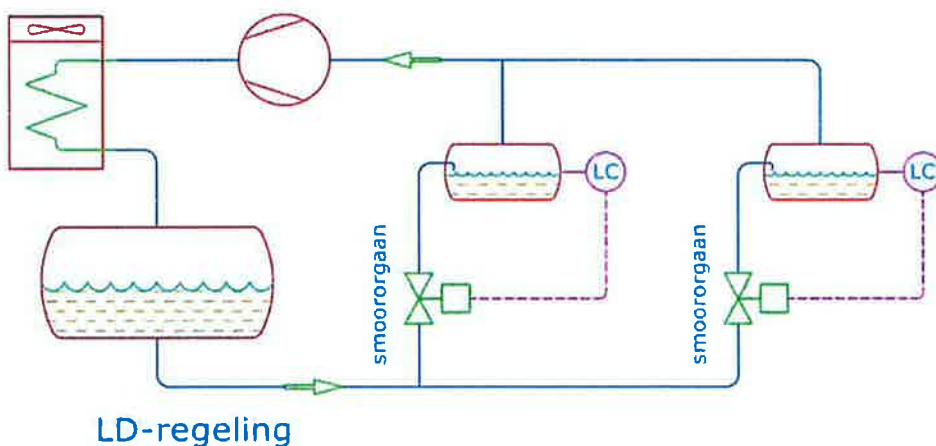


Figuur 16.4 Vloeistoftoevoer hoge druk ventiel

Deze regeling heeft t.o.v. de lage-drukregeling het grote voordeel dat vrijwel alle vloeistof zich in het lage-drukgedeelte van de installatie bevindt. Niet alleen is dit gunstig vanuit veiligheidsoogpunt, maar ook kunnen de bij de lage-drukregeling besproken problemen in de vloeistofafscheider niet optreden wanneer men eenmaal een juist gedimensioneerde hoeveelheid koudemiddel in de installatie heeft. Bovendien heeft deze regeling geen vloeistofreservoir nodig. Een nadeel is echter dat met hoge drukregeling slechts een afscheider kan worden bediend, omdat een verdeling van de vloeistof na het regelorgaan niet onder controle kan worden gehouden. De afscheider moet voldoende groot zijn! In figuur 17.5 wordt de grootte en de plaats van de vloeistofbuffering symbolisch weergegeven.



HD-regeling



LD-regeling

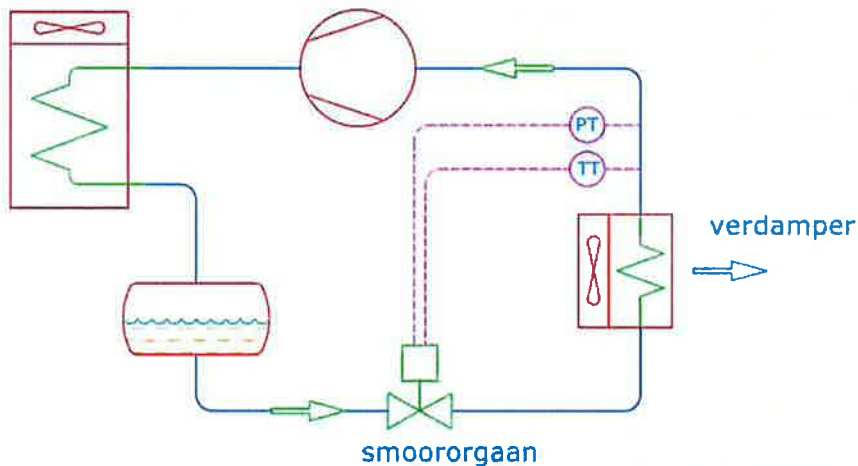
Figuur 16.5 HD- en LD-niveauregeling en plaats van vloeistofbuffering

17. DIRECTE EN INDIRECTE KOELSYSTEMEN

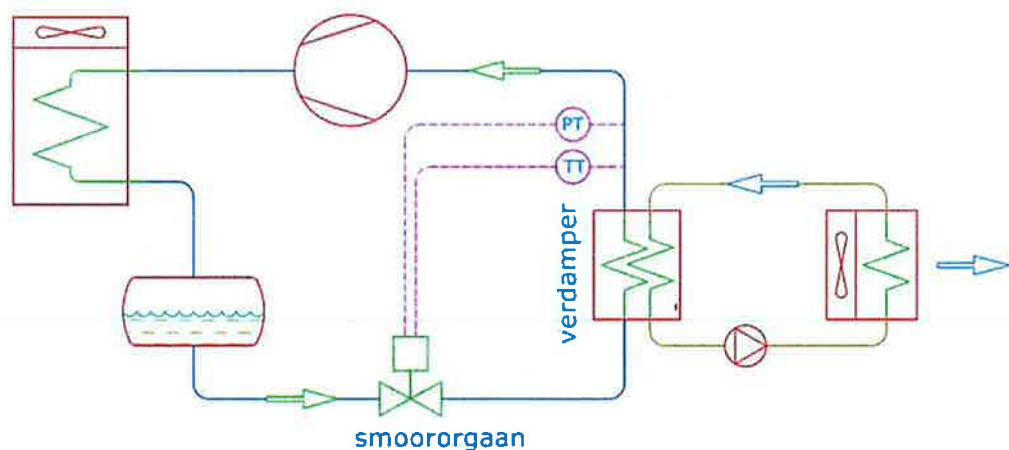
Wanneer men bijvoorbeeld lucht wil afkoelen met behulp van een koelerblok, kan men door de pijpen van dit lamellenblok een koudemiddel of een koudedragers laten circuleren. Laat men een koudemiddel circuleren, dan dient het lamellenblok als verdampert in een koelkringloop. Men spreekt dan van directe koeling.

Circuleert een koudedragers door het lamellenblok, dan spreekt men van indirecte koeling. In een koudedragerskringloop (secundair circuit) is ook de verdampert van een koelmachine opgenomen. In deze verdampert draagt de koudedragers de uit de lucht opgenomen warmte over aan het koudemiddelcircuit (primaire circuit).

Een nadeel van indirecte koeling is, dat door het extra circuit een extra temperatuurtrap wordt geïntroduceerd, omdat voor de warmteoverdracht een temperatuurverschil nodig is. Dit betekent, dat de koelmachine met een lagere verdampingstemperatuur moet werken, waardoor het energieverbruik hoger is dan het bij directe koeling zou zijn.



Figuur 17.1 Directe koeling



Figuur 17.2 Indirecte koeling

Nadelen van indirecte koeling:

- Een hoger energieverbruik door de extra temperatuurtrap en circulatiepomp.
- De uitvoering is duurder (hogere investeringskosten).
- Lange aanlooptijd van de installatie.
- Neemt meer ruimte in beslag.

Voordelen van indirecte koeling:

- Het primaire circuit is gering van omvang en heeft daardoor een kleine koudemiddel-inhoud, hetgeen minder kans geeft op lekkage en dus qua ontwerp beter is voor het milieu;
- Opent ruimere toepassingsmogelijkheden van koudemiddelen die weliswaar brandgevaarlijk (bijv. propaan) of giftig (bijv. ammoniak) zijn, maar die vanwege hun thermodynamische en milieutechnische eigenschappen toch aantrekkelijk zijn. De veiligheid in de 'productieruimte' blijft hierbij gewaarborgd;
- In airconditioningsystemen wordt water als koudedrager gebruikt. Naast het voordeel van de veiligheid behoeft het hiervoor benodigde leidingsysteem niet door een CFK-monteur of andere koelspecialist, te worden aangelegd. Daarnaast is het soms mogelijk gedurende de periode, dat verwarming nodig is, van hetzelfde watercircuit gebruik te maken voor de toevoer van warm water;
- De regelbaarheid is beter dan bij directe koeling, omdat de indirecte koelmethode een traploze (meng)regeling mogelijk maakt, terwijl bij directe koeling de capaciteit meestal in meer of minder grote stappen wordt geregeld, hetgeen bij luchtkoeling tot plotselinge veranderingen in de luchttoestand leidt;
- Bij een indirect systeem is koudebuffering mogelijk in zowel plaats als in tijd. Op deze manier kan met een kleine installatie toch pieken opvangen en kan men gebruik maken van goedkope nachstroom. Een speciale toepassing van een koudedrager met een faseovergang van vloeistof/vast zijn de eutectische zoutoplossingen. Deze hebben net als zuiver water een vaste stollingstemperatuur. De stollingswarmte komt vrij en kan ook weer worden opgenomen bij temperaturen, die lager zijn dan 0 °C.

18. KOUEMIDDELEN

18.1 Algemene kenmerken en historisch overzicht

Zoals reeds bekend moet een koelsysteem worden gevuld met een koudemiddel, dat voor verdamping op lage druk warmte opneemt en door de condensatie op hoge druk warmte afgeeft. Elke vloeistof heeft bepaalde eigenschappen die haar meer of minder geschikt doen zijn om als koudemiddel te dienen. Beschouwen wij bijv. water: dit heeft als voordelen dat het goedkoop en overal gemakkelijk te krijgen is, het is voorts volkomen veilig, maar heeft als nadelen dat het door de zeer lage drukken (zie tabel 7) een enorm groot slagvolume vereist en de bovendien beneden 0 °C niet kan worden toegepast, doordat het bij die temperatuur de vaste toestand aanneemt. Vanwege deze nadelen wordt water als koudemiddel in normale compressiekoelsystemen nooit toegepast.

Ammoniak heeft bij atmosferische druk een (kook) temperatuur van -33 °C en bij omgevingstemperaturen drukken die technisch tegenwoordig geen enkel probleem opleveren (1000 a 1500 kPa). Het heeft gunstige thermodynamische eigenschappen (behalve de snel stijgende temperatuur bij adiabatische compressie) en geeft hoge warmte-overdrachtscoëfficiënten bij verdamping en condensatie.

Daarentegen is het erg giftig en heeft een sterk prikkelende geur, welke laatste eigenschappen uit economische en veiligheidsoverwegingen ook weer gunstig kan zijn, omdat het gas zich bij het geringste lek onmiddellijk verradt.

Koolwaterstoffen, zoals methaan en ethaan, hebben ook voortreffelijke thermodynamische en warmte-overdrachtseigenschappen, doch zijn door hun grote brandbaarheid niet geschikt voor grote directe systemen. Indien koolwaterstoffen uit anderen hoofde ter plaatse aanwezig zijn (bv. in een olieraffinaderij) kunnen deze zonder problemen worden toegepast als koudemiddel. In Nederland komt eind 1999 een praktijkrichtlijn (NPR7600) uit en ook in Europees verband wordt aan richtlijnen t.a.v. brandbare koudemiddelen gewerkt.

Uitgebreide informatie ten aanzien van risico-analyses is te verkrijgen bij TNO-MEP in Apeldoorn en advies voor het gebruik bij grotere installaties is in te winnen bij Ecozone te Haarlem.

Voor de tweede wereldoorlog werd in koelkasten methylchloride (CH_3Cl) toegepast; momenteel gebruikt men in koelkasten vanuit milieuoogpunt in Nederland en Duitsland meestal isobutaan.

In tropische gebieden gebruikte men vroeger in industriële installaties het uiterst giftige en in contact met water zeer agressieve zwavel-dioxyde (SO_2), dat lagere drukken heeft dan ammoniak, terwijl men op de schepen het niet giftige kooldioxide (CO_2) gebruikte, dat thermodynamisch echter enige ongunstige eigenschappen bezit. Door de uitvinding van gehalogeneerde koolwaterstoffen (met fluor-en chlooratomen), omstreeks 1935, deed zich na de tweede wereldoorlog een complete omwenteling voor op het gebied van de koudemiddelen, die ertoe heeft geleid dat alle bovengenoemde stoffen, uitgezonderd ammoniak, in luttele jaren volledig van de markt werden verdrongen.

Door de ozonproblematiek echter, zijn een aantal van bovengenoemde natuurlijke koudemiddelen opnieuw in de belangstelling komen te staan, met name de koolwaterstoffen, NH_3 , en CO_2 . De eerste gehalogeneerde koolwaterstof (CFK) die als koudemiddel bruikbaar bleek, was dichloordifluor-methaan (CCl_2F_2). Deze stof is bekend geworden als freon 12 (DuPont), frigen 12 (Hoechst) en een aantal andere handelsnamen.

18.2 Europese regelgeving

In de EU Verordening Nr. 2037/2000 van het Europees Parlement zijn de maatregelen vermeldt over ozonlaag afbrekende stoffen. De belangrijkste verbodsdata en toepassingsverboden zijn:

Sinds het jaar 2000 mogen HCFC's niet meer worden toegepast in nieuwe koel- en klimaatregelings-apparatuur.

Per 1 januari 2010 mogen bestaande HCFC-installaties alleen nog maar worden bijgevoerd met gerege-nereerde HCFC's;

Per 1 januari 2015 mogen HCFC's niet meer worden gebruikt voor service- en onderhoudswerkzaam-heden.

CFK's waaronder R11, R12 en R502:

- Sinds 2000 mag er niet meer worden gehandeld in CFK's en mogen CFK's niet meer worden gebruikt voor service- en onderhoudswerkzaamheden

18.3 Nomenclatuur

Internationaal is men overeengekomen de nieuwe koudemiddelen aan te duiden met de letter R (Refrigerant) gevolgd door een nummer. Zo verschenen na R12 achtereenvolgens ook R11, R22, R13, R502 en nog vele andere stoffen op de markt. De nummering is gebaseerd op een systeem; het nummer bevat drie cijfers, waarvan het eerste wegvalt indien het nul is (R12 is dus feitelijk R012). Het eerste cijfer geeft het aantal C-atomen min 1. R12 bevat dus 1 C-atoom; het tweede cijfer geeft het aantal H-atomen plus 1 (R12 bevat dus geen H-atomen); het derde cijfer geeft het aantal F-atomen (R12 bevat dus 2 F-atomen). De verbinding is verzadigd (bij 1 C-atoom zijn er 4, bij 2 C-atomen 6 en bij 3 C-atomen 8 plaatsen te bezetten), de door de nummering nog niet bezette plaatsen worden ingenomen door Cl-atomen (R12 bevat dus 2 Cl-atomen). Zo is voor R22 de chemische formule CHClF_2 af te leiden en voor R115 C_2ClF_5 .

Het beschreven systeem geldt alleen voor nummers met 0, 1 of 2 als eerste cijfer. De groep die met 5 begint en waarvan R507 de bekendste representant was, omvat de azeotropische mengsels. Een azeotropisch mengsel is een stof die zich gedraagt als een enkelvoudige stof, d.w.z. dat de samenstelling van de damp steeds praktisch dezelfde is als die van de vloeistof.

Een nieuwe groep koudemiddelen vormen de zgn. niet-azeotropische mengsels, ook wel zeotropische mengsels (blends) genoemd. Deze groep, beginnend met een 4 hebben een volgnummer meegekregen, bestaande uit totaal 3 cijfers. Deze mengsels hebben geen vast kookpunt of condensatiepunt en vertonen bij verdampen en condenseren een temperatuurverloop ("temperature glide")!

Er zijn ook blends, die uit dezelfde componenten bestaan, maar waarbij de onderlinge verhouding varieert. Bij deze mengsels (voor verschillende toepassingsgebieden) volgt dan de toevoeging A,B,...enz.

De blends uit de 400-serie mogen alleen via de vloeistoffase worden toegevoegd aan een koelsysteem!

Natuurlijke anorganische koudemiddelen

Een Amerikaans voorstel om ook de natuurlijke anorganische stoffen in dit systeem op te nemen is door de ISO niet aangenomen. Overeenkomstig dit voorstel kan men in de literatuur soms o.a. ammoniak (R 717), voor water (R 718), voor CO_2 (R 744) en voor lucht (R 729) aantreffen. De laatste twee cijfers geven hierbij het molecuulgewicht aan.

Alvorens de thermodynamische eigenschappen van de thans meest gangbare koudemiddelen te vergelijken, willen wij eerst nog een opmerking plaatsen m.b.t. de installatie-onderdelen. Deze worden tegenwoordig vrijwel zonder uitzondering in standaard series op de markt gebracht en de projecttechnicus is hierop bijna altijd aangewezen, omdat „maatwerk" onbetaalbaar is, behoudens de uitzonderingsgevallen. Dit brengt met zich mee dat hij bij het installatie-ontwerp rekening moet houden met de voor de in te kopen standaardonderdelen geldende beperkingen. Bij de volgende beschouwingen gaan wij uit van 1900 kPa als hoogst toelaatbare druk (dit is 1800 kPa effectieve druk), 30 kPa als laagst toelaatbare druk (i.v.m. de oliepomp in de compressor), $n=8$ als hoogste ontwerp-drukverhouding en $t_c = 30^\circ\text{C}$ als ontwerp-condensatietemperatuur. (Let wel, dit zijn geen algemeen geldende normen).

18.4 Indeling koudemiddelen in drukklassen en volumetrische opbrengst

Met betrekking tot hun toepasbaarheid, voor zover het druk en temperatuur betreft, kunnen de koudemiddelen worden ingedeeld in drie groepen: de lagedruk - en de middeldruk- en de hogedruk-koudemiddelen.

Lage-druk-koudemiddelen:

Dit zijn stoffen waarvan het kookpunt bij atmosferische druk boven 0°C ligt. Het HCFC koudemiddel R123 is een voorbeeld van een lage-druk-koudemiddel. Dit koudemiddel wordt toegepast in turbo-compressoren. Koudemiddelen uit deze groep zijn ook geschikt voor warmtepompen. Een aantal CFK koudemiddelen zijn lage-druk-koudemiddelen. Er zijn echter geen gangbare HFK alternatieven leverbaar.

Middeldruk-koudemiddelen:

Dit zijn stoffen waarvan de druk bij de ontwerp-condensatietemperatuur (hier 30 °C) beneden de hoogst toelaatbare werkdruk (hier 1900 kPa) ligt. Tot deze groep behoren de meest toegepaste koudemiddelen in compressiekoelsystemen, zoals NH₃, R290, R22, R400-serie blends en R134a.

Hoge-druk-koudemiddelen:

Dit zijn stoffen waarvan de condensatiedruk bij de ontwerp-condensatietemperatuur (hier 30 °C) boven de hoogst toegelaten werkdruk (hier 1900 kPa) ligt. CFK koudemiddel R13 was de bekendste stof uit deze groep. Hoge druk HFK koudemiddelen zijn R508A (-86 °C) en R508B (-88 °C).

R170 (-89 °C) is de codering voor ethaan en is eveneens geschikt als vervanger voor R13, mits de veiligheidsvoorschriften in acht worden genomen. Ook CO₂ (R744) is een hoge druk koudemiddel. De hoge-druk-koudemiddelen gebruikt men meestal in de lage temperatuurtrap van cascade systemen. De "condensor" wordt dan met een tweede koelmachine (in serie) gekoeld.

OVERZICHT DRUK-EIGENSCHAPPEN VAN KOUEDEMIDDELEN							
kolom		a	b	c	d	e	f
GROEP	koude middel	kookpunt	t (30 kPa)	t (240 kPa)	t (1900kPa)	P _c (t _c =30 °C)	t ₀ (T _c = 30 °C; π=8)
		[°C]				[kPa]	[°C]
LD	R123	28	-2	54	145	-	-
MD	R134a	-26	-50	-5	65	771	-27
	R717	-33	-55	-15	47	1169	-26
	R22	-41	-64	-21	49	1191	-32
	R290	-42	-66	-21	55	1090	-32
	R600a	-12	-39	12	98	407	-28
HD	R744	-	-	-73	-21	7200	-14
	R508A	-86	-105	-69	-14	5900	-12
	R170	-89	-109	-71	-9	4720	-16,6

Tabel 2

In de bovenstaande tabel zijn, op basis van de aangenomen voorwaarden, voor een aantal gangbare koudemiddelen gegevens opgenomen waarmee kan worden vastgesteld welke voor een bepaalde toepassing de mogelijke keuzen van koudemiddel zijn.

- Kolom a geeft de verzadigingstemperatuur bij atmosferische druk (101kPa).
- Kolom b geeft de verzadigingstemperatuur bij de laagst toelaatbare druk (hier $p_{\min} = 30$ kPa).
- Kolom c geeft de verzadigingstemperatuur bij een druk gelijk aan $t_{\max} * p_{\min}$ (hier $8 * 30 = 240$ kPa).
- Kolom d geeft de verzadigingstemperatuur bij de hoogst toelaatbare ontwerpdruk (hier 1900 kPa).
- Kolom e geeft de condensatiedruk bij 30 °C; voor de lage-druk-koudemiddelen is deze niet ingevuld omdat deze stoffen niet op deze manier worden toegepast in een compressiesysteem als hier behandeld; in een warmtepomp zal een hogere condensatietemperatuur dan 30 °C worden vereist.

- Kolom f de verdampings-temperatuur t_0 bij $t_c - 30\text{ °C}$ en enkeltraps-compressie met $\pi=8$ (waarbij dus $p_0 = p_d/Q$).

Bij het strikt aanhouden van de gestelde voorwaarden kunnen we het volgende uit tabel 2 concluderen:

- is de vereiste T_0 lager dan de in kolom b vermelde waarde, dan kan het desbetreffende koudemiddel niet worden gekozen;
- is de vereiste T_0 lager dan in de kolom f vermelde waarde, dan moet een tweetraps-systeem worden toegepast;
- Hoge-druk-koudemiddelen, zoals R508A kunnen niet worden toegepast in systemen waarvan de condenser met een natuurlijk koelmiddel (water, lucht) wordt gekoeld;

Volumetrische koudeopbrengst:

Tenslotte willen wij de middeldruk-koudemiddelen onderling vergelijken m.b.t. hun volumetrische koudeopbrengst $q_v (= \rho'' \cdot \Delta h)$, dat is de enthalpieverhoging (warmte-opneming) per volume aangezogen verzadigde damp [kJ/m^3]. Tabel 3 geeft de desbetreffende waarden voor $t_c = 30\text{ °C}$ en $t_0 = -25\text{ °C}$.

VERGELIJKING VAN DE VOLUMETRISCHE KOUDEOPBRENGST VAN MIDDEL-DRUK KOUDEMIDDELEN			
koudemiddel	specifiek gewicht	enthalpie verschil	volumetrische koudeopbrengst
	ρ''	Δh	q_v
	[kg/m^3]	[kJ/kg]	[kJ/m^3]
R134a	5,50	141,9	781
R717 (NH_3) (ammoniak)	1,30	1.085,4	1.411
R22	9,01	157,3	1.417
R290 (propan)	4,57	265,0	1.211
R600a (iso-butaan)	1,67	249,4	417
R744 (CO_2) (kooldioxide)	44	131	7.764

Tabel 3

We zien dat R600a t.o.v. de anderen een lage q_v heeft en dus een groot slagvolume vereist. NH_3 , R22 en propan zijn vrijwel gelijkwaardig en vereisen voor een bepaald koelvermogen praktisch dezelfde compressoren, terwijl CO_2 wat dit aspect betreft het gunstigst ligt.

18.5 Classificatie van koudemiddelen

Koudemiddelen kunnen naar brandbaarheid worden ingedeeld in drie groepen (EN 378). De indeling is gebaseerd op de onderste explosiegrens bij atmosferische druk en kamertemperatuur.

De indeling van enkelvoudige koudemiddelen en koudemiddelmengsels is als volgt:

- Groep 1, koudemiddelen die in dampvorm in geen enkele concentratie in lucht brandbaar zijn;
- Groep 2, koudemiddelen waarvan de onderste explosiegrens > dan 3,5 volumeprocent is bij de vorming van een mengsel met lucht;
- Groep 3, koudemiddelen waarvan de onderste explosiegrens < dan 3,5 volumeprocent is bij de vorming van een mengsel met lucht.

Aan koudemiddelmengsels, waarvan de samenstelling kan veranderen gedurende fractionering, wordt in EN 378 een tweevoudige veiligheidsgroep classificatie toegekend, gescheiden door een /. De eerste veiligheidsgroep geldt voor de oorspronkelijke samenstelling van het mengsel. De tweede veiligheidsgroep geldt voor de samenstelling van het mengsel in het 'ergste geval van fractionering'. De aan het mengsel te stellen veiligheidseisen zijn die behorend bij de hoogste veiligheidsgroep.

Bijlage A van de Nederlandse Praktijk Richtlijn voor de toepassing van natuurlijke koudemiddelen in koelinstallaties en warmtepompen geeft een overzicht van de brandbare koudemiddelen, exclusief ammoniak (zie hiervoor PGS 13), behorend tot de veiligheidsgroepen 2 en 3, en hun relevante eigenschappen.

Een groot aantal fysische grootheden is van belang voor het brand- en explosierisico van een brandbare stof. Hiertoe behoren o.a. de explosiegrenzen, het vlampunt, de zelfontbrandingstemperatuur en de minimum ontstekingsenergie. Bij brandbare gassen (vlampunt lager dan 21 °C) wordt in het algemeen het vlampunt niet apart opgegeven. Voorts is het van belang onderscheid te maken tussen brandbare gassen die zwaarder zijn dan lucht en die lichter zijn dan lucht. In het eerste geval zullen al bij het vrijkomen deze stoffen zich over de vloer verspreiden en daar een explosief mengsel kunnen vormen, ook op enige afstand van de bron. Na verloop van tijd zullen gassen zich altijd volledig met elkaar mengen.

Uit oogpunt van veiligheid wordt een praktische limiet voor de maximale concentratie aangehouden, zijnde 20% van de onderste explosiegrens (LEL-waarde). Voor de meeste koolwaterstoffen betekent dit 8 g/m³ ruimte. Voor een ruimte van 3m x 3m x 3m bedraagt het ruimtevolumen 27 m³ en is de maximale vulling: 216 gram.

Voor de bepaling van deze maximale hoeveelheid brandbaar koudemiddel wordt verder rekening gehouden met:

- de aard van het gebruik van de bedrijfsruimte (klasse A, B en C)
- de uitvoering van het koelsysteem (direct of indirect);
- plaats waar de installatie staat opgesteld (type a, b, c en d)
- de toegepaste veiligheidsvoorzieningen

Zie voor toepassing van koolwaterstoffen de praktijkrichtlijn NPR 7600 en voor de toepassing van kooldioxide NPR 7601.

19. KOUEDRAGERS

Kenmerken van koudedragers:

- toepassing in indirecte systemen
- geen drukveranderingen
- vriespunt lager dan toepassingstemperaturen ($3K < \Delta T < 10K$)
- meestal geen fase-overgang

Selectie criteria:

De volgende selectie criteria worden gehanteerd voor koudedragers.

- Toxiciteit
- Corrosiviteit
- Brandbaarheid
- Transporteigenschappen
- Warmteoverdracht

Toxiciteit:

Niet alleen de koudedrager mag niet giftig zijn voor mensen en voedsel maar ook de eventueel toegepaste "inhibitors" mogen niet giftig zijn.

Calcium chloride	niet giftig, inhibitors kunnen giftig zijn
Kalium acetaat (KAc)	niet giftig
Ethyleenglycol	giftig (LD = 5,8 g/kg)
Propyleenglycol	beperkt giftig (LD = 15 g/kg)
d-limonene	niet giftig
Ethanol/water	MAC = 1000 ppm

Corrosiviteit:

Calcium chloride	sterk corrosief,
Kalium acetaat (KAc)	gering corrosief in aanwezigheid van inhibitors; let op bij gebruik i.v.m. de relatief hoge pH-waarde
Ethyleenglycol	corrosiever dan water, gering met inhibitors
Propyleenglycol	gering met inhibitors
d-limonene	corrosief
Ethanol/water	sterk corrosief
Kalium formiaat (Kfo)	gering corrosief in aanwezigheid van inhibitors; let op bij gebruik i.v.m. de relatief hoge pH-waarde

Brandbaarheid:

Het vlampunt van de toegepaste koudedragers moet hoog genoeg zijn om gevaarlijke situaties ten gevolge van brand te voorkomen.

Brandbaar zijn ethanol, methanol en in geringere mate ammoniak.

Transporteigenschappen:

Volumetrische warmtecapaciteit:

Het koelvermogen dat met een koudedrager kan worden "getransporteerd", kunnen we uitdrukken in:

$$Q = (\rho \cdot c_p) \cdot V \cdot \Delta T \quad [\text{kW}]$$

Hierin is de factor $(\rho \cdot c_p)$ de volumetrische warmtecapaciteit in $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; een grotere voiumestroom heeft gevolgen voor:

- pompvermogen
- drukval in de leiding in kPa/m

Warmteoverdracht:

De warmteoverdracht van een koudedrager in $W/(m^2.K)$ wordt beïnvloed door:

- soortelijke warmte (+)
- warmte geleidingscoëfficiënt (+)
- dichtheid of soortelijke massa (+)
- viscositeit (-)

Koudedragers zonder faseovergang:

Zoutoplossingen met water:

- NaCl (keukenzout)
- $CaCl_2$

De dichtheid van de oplossing is een maat voor de concentratie opgeloste stof. Dit gaat het eenvoudigst met een areometer (vgl. accuzuurweger). Belangrijke grootheden voor de warmteoverdragende eigenschappen kenmerken zijn: de soortelijke warmte c_p en de kinematische viscositeit ν .

Organische verbindingen als oplossing in water:

- glycerine
- ethylalcohol (ethanol)
- ethyleenglycol
- kaliumacetaat (Tyfoxit, Antifrogeen en Temper)
- kaliumformiaat (Tyfoxit F, Pekasol 50)

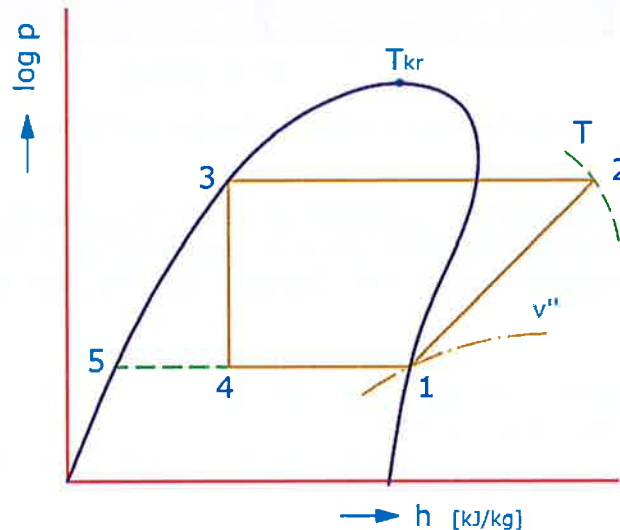
Koudedragers met fase-overgang:

- ijsslurrie
- CO_2

20. TWEETRAPPSSYSTEMEN

Bij een dalende verdampertemperatuur constateren wij:

- Een stijgende drukverhouding π , waarbij het volumetrisch rendement λ daalt en tenslotte nul wordt. Omdat voor een gegeven aangezogen dampvolume een lagere λ en groter slagvolume en dus een grotere compressor vereist, terwijl tevens met π het energieverbruik toeneemt, is men gebonden aan niet te hoge waarden voor π .
- Met betrekking tot de perstemperatuur t_2 (zie fig. 20.1) geldt dat deze voornamelijk vanwege de smering (viscositeit van de olie), aan een maximum waarde is gebonden.
- Verder blijkt dat bij een dalende verdampertemperatuur (en druk) de dampfractie x_4 groter wordt, zodat een groot koudemiddeldebiet nodig is.



Figuur 20.1 Enkelvoudige kringloop

Indien nu bij gegeven t_c en t_o de drukverhouding $\pi = p_c/p_o$ een onaanvaardbare hoge waarde zou bedragen (b.v. $\pi > 8$) moet men overgaan tot compressie in twee trappen om de eerste twee problemen op te lossen.

De damp wordt dan in de eerste trap (LD) van p_o tot aan een tussendruk p_m gecomprimeerd en vervolgens in de tweede trap (HD) van p_m tot p_c .

Indien men beide druktrappen met dezelfde drukverhouding uitvoert, geldt voor de tussendruk $p_m = \sqrt{p_o p_c}$; met betrekking tot het energetisch rendement van het koelsysteem is deze tussendruk als middenevenredige tussen de condensatie- en verdamperdruk, praktisch de optimale waarde.

Thermodynamisch is het voordelig indien de damp na de LD-compressie met bijvoorbeeld water of lucht wordt afgekoeld naar een temperatuur die ongeveer gelijk is aan de condensatietemperatuur. In de praktijk heet dit over het algemeen weinig zin, omdat de afkoeling van de damp een groot (en dus duur) apparaat vereist vanwege de bij dampkoeling relatief lage warmteoverdrachtscoëfficiënt, terwijl deze afkoeling slechts in beperkte mate mogelijk is (van 2 naar 3a), zie fig. 20.2)

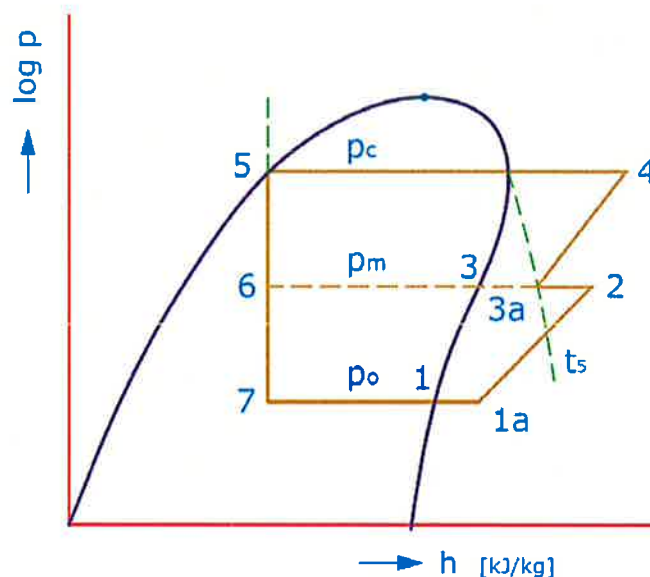
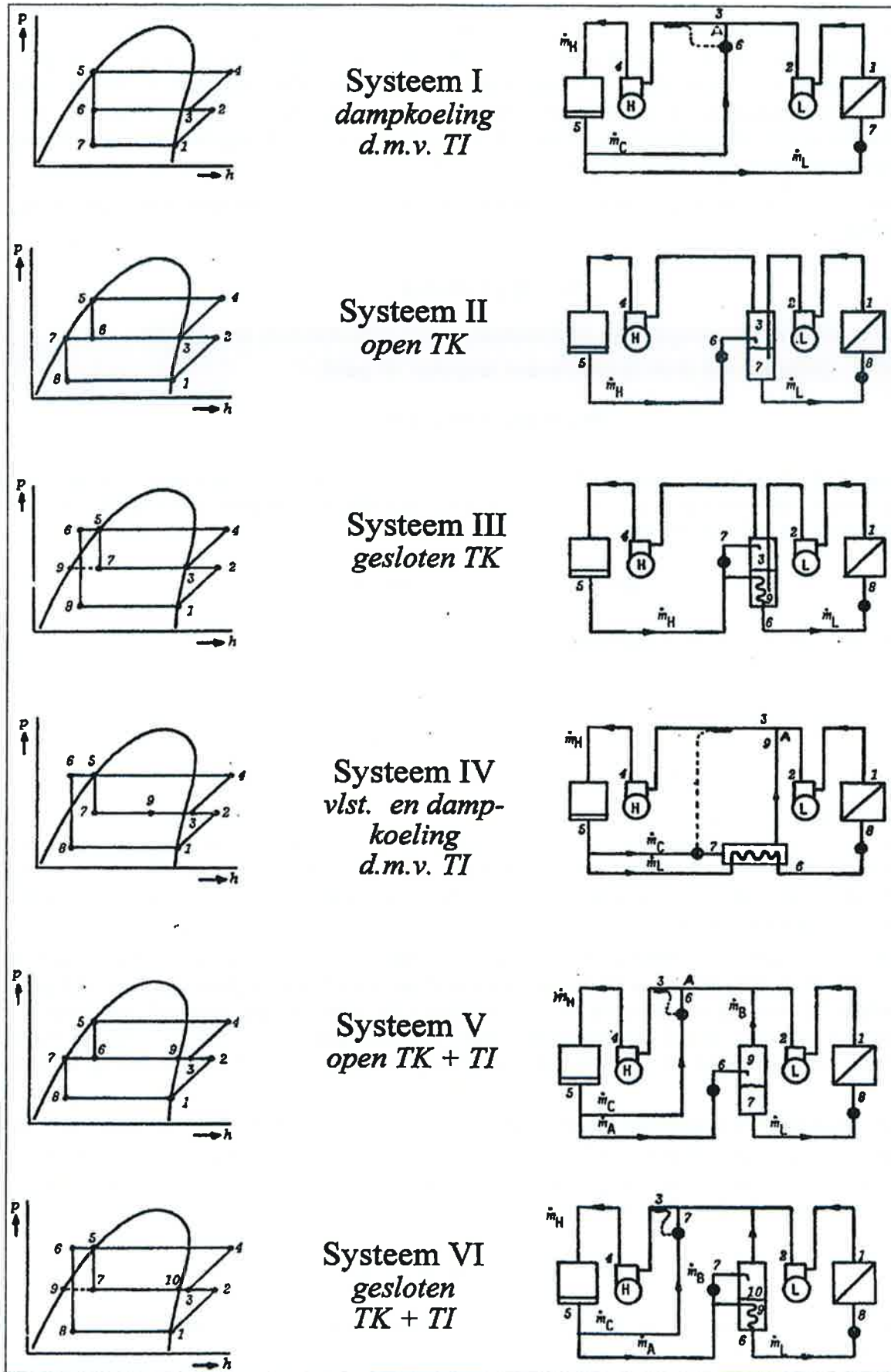


Fig. 20.2 Tussenkoeling met lucht of water met temperatuur t_s

Daarom is het uit praktische overwegingen gunstiger de damp op tussendruk af te koelen door hem in contact te brengen met koudemiddelvloeistof, die door verdamping de toestand van de damp van toestand 2 tot de verzadigingstoestand 3 kan brengen. Dit kan op verschillende wijzen, zoals aangegeven in figuur 20.2.

De eenvoudigste en goedkoopste methode is om vloeistof via een smoororgaan in te spuiten in de leiding tussen de lage- en hogedruktrap (systeem I).

Wil men aan het derde bezwaar (te grote dampfractie) tegemoetkomen, dan moet men de duurdere systemen II of III gebruiken.



Figuur 20.3 Overzicht tweetrapssystemen

Systemen met tusseninspuiting:

Dit systeem van tweetrapscompressie wordt schematisch voorgesteld in figuur 27 als systeem I. Links wordt de kringloop in het log p,h-diagram afgebeeld. Bij het punt A wordt de persdamp van de LD-compressor (toestand 2) vermengd met ingespoten koudemiddel van toestand 6. De ingespoten massastroom $\dot{m}_c$, wordt door het expansieventiel zodanig gedoseerd, dat de massastroom $\dot{m}_H$ die door de HD-compressor wordt aangezogen de toestand 3 verkrijgt, d.w.z. 7 K oververhit is (de ingestelde waarde van het expansieventiel); er geldt dus $T_3 = T_6 + 7 \text{ K}$.

De massastroom door de LD-compressor, $\dot{m}_L$, gelijk aan die door de verdamper, kan worden bepaald uit de vergelijking

$$\dot{m}_L = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_2)$$

waarin $\dot{Q}_0$ het vereiste koelvermogen van de installatie is. De massastroom van de HD-compressor, $\dot{m}_H$, gelijk aan die door de condensor, is groter; er geldt:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_L + \dot{m}_c \quad (1)$$

De grootte van het ingespoten debiet $\dot{m}_c$ en dus ook van $\dot{m}_H$, kan worden bepaald uit een enthalpiebalans voor het inspuitspunt A. De daar aangevoerde enthalpiestroom moet gelijk zijn aan de enthalpiestroom naar de HD-compressor:

$$\dot{m}_L \cdot h_2 + \dot{m}_c \cdot h_5 = \dot{m}_H \cdot h_3$$

Na substitutie hierin van vgl. (1) en enige herleiding vinden wij:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_L (h_2 - h_5) / (h_3 - h_5)$$

Tenslotte geldt $\dot{m}_c = \dot{m}_H - \dot{m}_L$, zodat nu alle massastromen bekend zijn.

Systemen met vloeistof-tussenkoeling:

Het hierboven beschreven systeem I komt niet tegemoet aan het onder c vermelde bezwaar. Dit kan worden opgeheven door op tussendruk ook de vloeistof die naar de verdamper gaat op een lagere temperatuur te brengen, hetzij door expansie, hetzij door onderkoeling. Dit wordt geëffectueerd door toepassing van een tussenkoeler (TK).

Systeem II in figuur 27 toont het schema van een installatie waarin het condensaat in twee trappen wordt geëxpandeerd. Na de eerste expansie wordt het koudemiddel in de tussenkoeler gevoerd (toestand 6); de damp (toestand 3) wordt direct door de HD-compressor afgezogen en de vloeistof (toestand 7) gaat naar het verdampersysteem via het tweede regelorgaan. Het persgas van de LD-compressor (toestand 2) wordt door het vloeistofbad in de tussenkoeler gevoerd en koelt daarin af tot de verzadigde toestand 3.

Omdat de HD-compressor behalve het afgekoelde persgas van de LD-trap ook het smoorgas van de eerste expansie moet afzuigen, is ook hier het debiet $\dot{m}_H$ van de HD-compressor en de condensor weer groter dan het debiet $\dot{m}_L$ van het verdampersysteem en de LD-compressor. Het verband kan nu worden vastgesteld met een enthalpiebalans over de tussenkoeler:

$$\dot{m}_L \cdot h_2 + \dot{m}_c \cdot h_5 = \dot{m}_L \cdot h_7 + \dot{m}_H \cdot h_3$$

De toegevoerde enthalpiestroom is namelijk gelijk aan de afgevoerde enthalpiestroom. Hieruit vinden wij:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_L (h_2 - h_7) / (h_3 - h_5)$$

Voor het debiet door het verdampersysteem geldt in dit geval:

$$\dot{m}_L = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_2)$$

De tussenkoeler van systeem II wordt "open TK" genoemd, ter onderscheiding van de TK die in systeem III wordt toegepast. De open tussenkoeler heeft het nadeel dat de vloeistof in toestand 7 verzadigd is en geen drukdaling mag ondergaan voordat het regelorgaan voor het verdampersysteem wordt bereikt, omdat dan damp in de vloeistofleiding ontstaat. Deze damp heeft een tientallen malen groter volume dan de vloeistof, en zou de goede werking van het regelorgaan verhinderen. Om die reden moet een open TK steeds hoger worden opgesteld dan het regelorgaan, opdat de extra druk van de vloeistofkolom het ontstaan van smoorgas in de vloeistofleiding voorkomt. Is dit niet mogelijk dan kan systeem II niet worden toegepast.

Systeem III komt in principe overeen met systeem II. Hier wordt echter het condensaat via een serpentijn door de tussenkoeler gevoerd, waarin het wordt nagekoeld bij condensordruk. Slechts een deel van de vloeistofstroom uit de condensor wordt via een regelorgaan in de TK gevoerd, dienende voor de afkoeling van het LD-persgas. De druk van het nagekoelde condensaat (toestand 6) kan nu een heel eind dalen, zonder dat het gevaar van smoorgas in de vloeistofleiding bestaat. Vanwege de serpentijn in de tussenkoeler, wordt deze "gesloten TK" genoemd.

Uit de enthalpiebalans over de TK kan voor systeem III worden afgeleid:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_L (h_2 - h_6) / (h_3 - h_5)$$

Omdat vanwege de eindige warmteoverdracht T_g hoger moet blijven dan T_9 (2 à 3 K) is systeem III thermodynamisch wat minder goed dan systeem II.

De hiervoor behandelde tussenkoelers, vooral de gesloten TK, zijn dure apparaten. Veel minder kostbaar is de "vloeistof/damp-TK", als schematisch weergegeven bij systeem IV in figuur 20.3. Hierin wordt via een expansieventiel vloeistof geïnjecteerd, die gedeeltelijk neerslaat op de serpentijn en door verdamping de vloeistofstroom daarin onderkoelt, en voor de rest met de damp wordt meegevoerd naar punt A, waar het LD-persgas van toestand 2 wordt afgekoeld tot toestand 3. Het expansieventiel wordt geregeld door de temperatuur T_3 na het punt A.

Uit de massastroombalans: $\dot{m}_H = \dot{m}_L + \dot{m}_c$

en de enthalpiebalans over de TK: $\dot{m}_H \cdot h_5 = \dot{m}_L \cdot h_6 + \dot{m}_c \cdot h_9$

en die over het punt A: $\dot{m}_L \cdot h_2 + \dot{m}_c \cdot h_9 = \dot{m}_H \cdot h_5$

kunnen de drie onbekenden $\dot{m}_H$, $\dot{m}_c$ en h_9 worden bepaald.

Systeem IV wordt bij voorkeur toegepast bij HFK installaties met droge verdamping. De benodigde vulling met het (dure) koudemiddel kan dan beperkt blijven.

Tenslotte toont figuur 20.3 nog de combinatie van een open TK (systeem V) resp. een gesloten TK (systeem VI) met een tusseninspuiting (TI). Doordat het LD-persgas hier niet in de tussenkoeler wordt gevoerd, maar door de tusseninspuiting wordt afgekoeld, kan met een kleinere, en dus goedkopere tussenkoeler worden volstaan.

21. VERGELIJKING ÉÉN- EN TWEETRAPS SYSTEMEN

De vraag wanneer men op een tweetraps installatie moet overgaan, heeft een economisch en een technisch aspect.

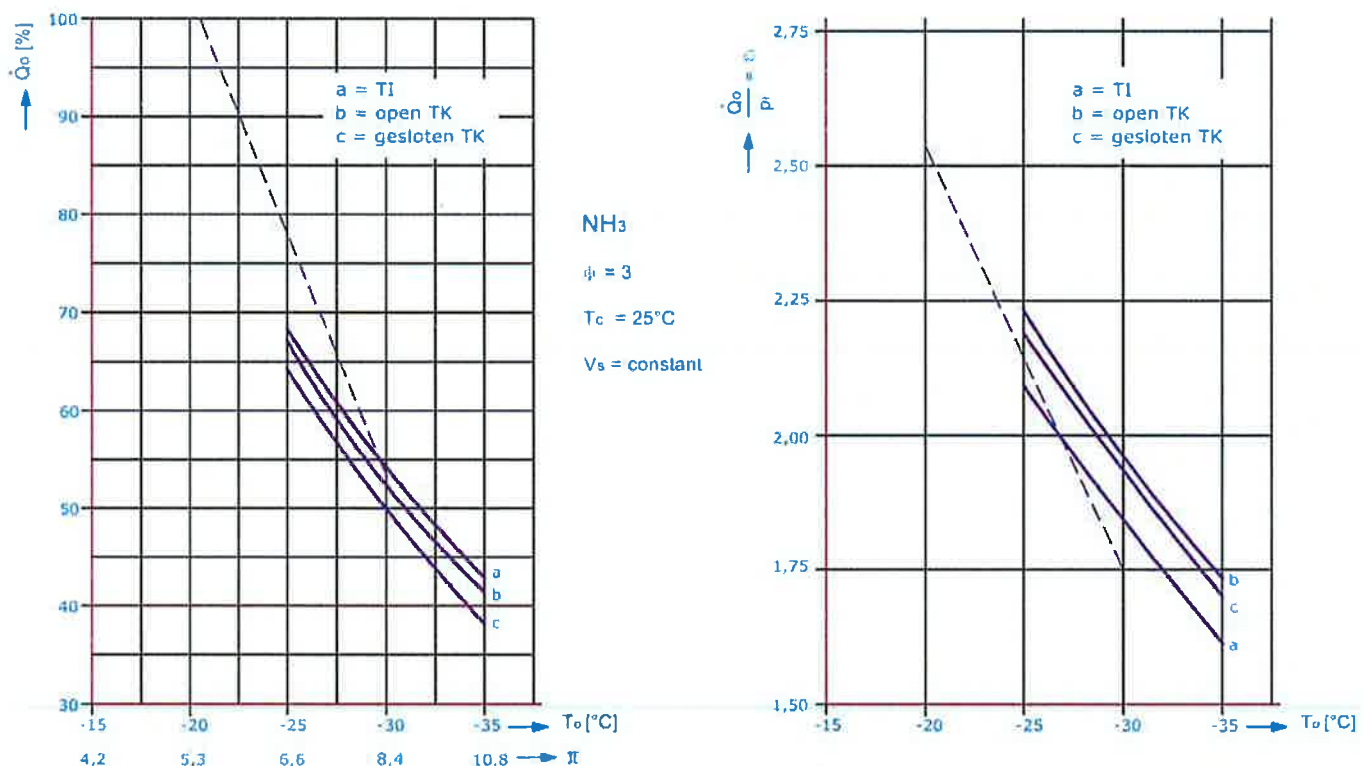
Met betrekking tot het economisch aspect is de koudefactor het criterium. In figuur 31 worden 4 lijnen getoond, die het verband tussen ε_i en T_o aangeven voor het koudemiddel NH_3 bij $T_c = 25^\circ\text{C}$.

Lijn z geldt voor een ééntraps installatie, de lijnen a, b en c voor tweetraps installaties met de TK-systemen I, II, resp. III uit figuur 30.

We zien dat met systeem I pas bij ca -27°C een grotere waarde van ε_i wordt verkregen dan met een ééntraps installatie, terwijl dit met systeem II reeds boven -20°C het geval is. Echter dient de winst aan energieverbruik op te wegen tegen de aanzienlijk hogere investering van een tweetraps installatie.

Het technische aspect heeft betrekking op de compressie-eindtemperatuur T_e . Met R404A als koudemiddel kan zelfs met ruime oververhitting bij $T_o = -30^\circ\text{C}$ technisch nog ééntraps worden gewerkt, zonder dat T_e te hoog oploopt. Vanwege de lagere investering wordt dit veelal gedaan, ook al is ε_i veel lager dan bij tweetraps werking. Bij NH_3 is T_e echter de doorslaggevende factor; in het algemeen is men bij toepassing van zuigercompressoren beneden $T_o = -20^\circ\text{C}$ technisch reeds gedwongen om op een tweetraps installatie over te gaan. Verder geldt in het algemeen voor tweetraps-installaties:

$$\Phi = \dot{V}_{SL} / \dot{V}_{SH}; \quad \dot{V}_{SL} = \dot{V}_{SH} / \lambda_L = \dot{m}_L \cdot v_1 / \lambda_L; \quad \dot{V}_{SH} = \dot{V}_{ZH} / \lambda_H = \dot{m}_H \cdot v_3 / \lambda_H;$$



Figuur 21.1 Vergelijking één- en tweetrapsystemen

22. REKENOEFENING

Gegeven:

Centrale ammoniak-installatie met vries- en koelvermogen.

Systeem V: Open TK+ TI; koelvermogen d.m.v. pomp aangesloten op de tussenkoeler.

$$\dot{Q}_o = 2000 \text{ kW bij } T_o = -35 \text{ °C}$$

$$\dot{Q}_k = 500 \text{ kW bij } T_m = -10 \text{ °C}$$

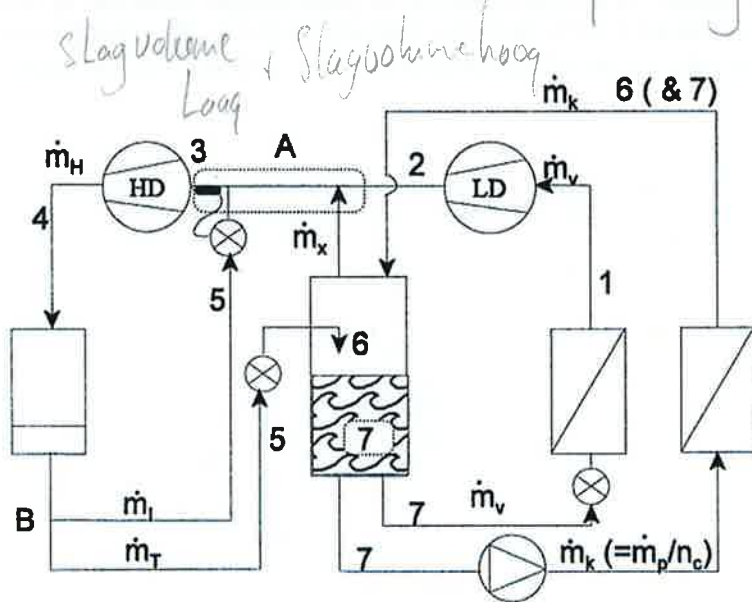
$$T_c = 30 \text{ °C}$$

$$\lambda = 0,96 - 0,06 \cdot \pi;$$

$$\eta_{is} = 0,78 \text{ (constant)}$$

Het aangezogen gas door de HD-compressor is 5 K oververhit.

Gevraagd: $\dot{V}_{SL}$, $\dot{V}_{SH}$, P_{iL} , P_{iH} → vermogen laag + hoog.

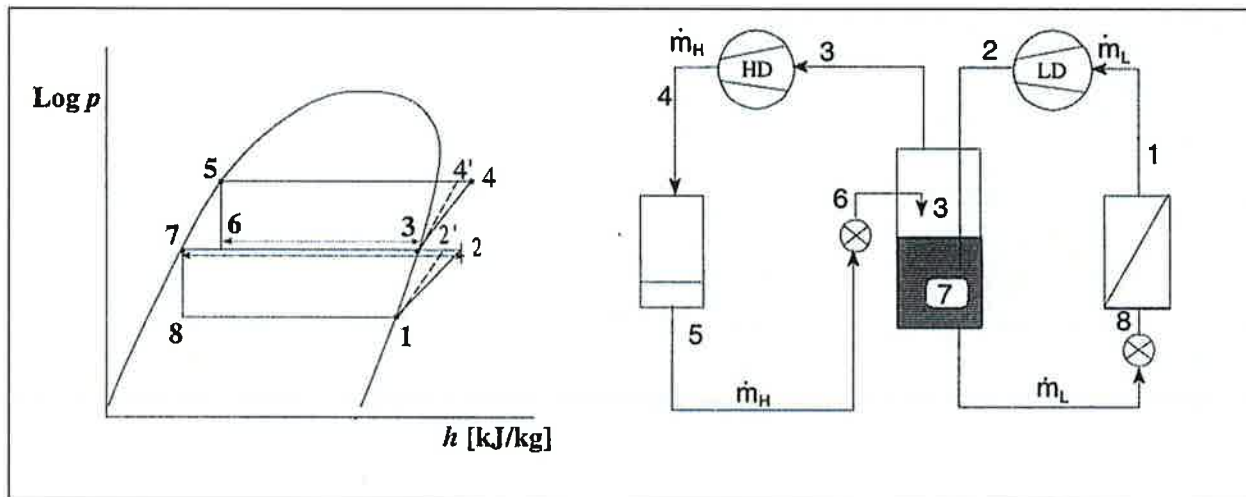


Figuur 22.1 Situatieschets bij rekenoefening

23. COMPOUND-COMPRESSOREN

Bij de behandeling van de tweetrapsystemen hebben we voor de LD- en HD-trap tot nu toe gescheiden compressoren verondersteld. Na de keuze van geschikte compressoren kunnen de berekende slagvolumina voor beide trappen worden verkregen door de HD en de LD compressor individueel met een bepaald toerental te laten werken. Evenwel wordt in tweetraps-installaties vaak gebruik gemaakt van compound-compressoren. Een compound-compressor is één machine met zowel HD- als LD-cilinders, die allen door dezelfde krukas worden aangedreven. Hier bestaat derhalve een vaste, ingebouwde verhouding (p tussen LD- en HD-slagvolume. Het is nu niet meer mogelijk bij gegeven p_o en p_c de tussendruk p_m vrijelijk te kiezen; deze druk stelt zich in afhankelijk van $\Phi = \dot{V}_{sL} / \dot{V}_{sH} (>1)$.

Om het koelvermogen van een compound-compressor te bepalen is het nodig de tussendruk p_m te kennen, doch deze laat zich niet rechtstreeks berekenen; hij moet langs iteratieve weg (d.w.z. enige malen herhalen van de berekeningen) worden gevonden. Hiervoor wordt eerst een schatting gemaakt van p_m . Uit diagrammen volgens figuur 16 en figuur 19 worden daarna de (voorlopige) waarden λ_L en f_L voor de LD- en λ_H en f_H voor de HD-cilinders bepaald. Het te bepalen koelvermogen is afhankelijk van de methode van tussenkoeling. We gebruiken voor de volgende berekeningen het systeem met de open TK (zie fig. 33).



Figuur 23.1

Tweetraps systeem met open TK; HD - en LD-trap gecombineerd in compoundcompressor met $\Phi = \dot{V}_{sL} / \dot{V}_{sH}$ is constant

$\dot{m}_L = \dot{Q}_o / (h_1 - h_7)$ en $\dot{m}_H = \dot{m}_L (h_2 - h_7) / (h_3 - h_5)$ combineren levert:

$$\dot{m}_H = \dot{Q}_o / (h_3 - h_5) \cdot (h_2 - h_7) / (h_1 - h_7)$$

$$\dot{m}_H = \dot{Q}_o / (h_3 - h_5) \{ (h_1 - h_7) / (h_1 - h_7) + (h_2 - h_1) / (h_1 - h_7) \}$$

$$\dot{m}_H (h_3 - h_5) = \dot{Q}_o + \dot{Q}_o (h_2 - h_1) / (h_1 - h_7)$$

$$\dot{m}_H (h_3 - h_5) = \dot{Q}_o + \dot{m}_L (h_2 - h_1) \quad (23.1)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_o + P_{iL} \quad (23.2)$$

Aan deze laatste gelijkheid, waarvoor de termen afzonderlijk zijn te berekenen, wordt alleen voldaan indien p_m juist is geschat. Is p_m te laag gekozen, dan wordt $\dot{Q}_H < \dot{Q}_o + P_{iL}$ en andersom. De berekening zal moeten worden herhaald met een nieuwe, minder afwijkende waarde van p_m . Hierop komen we later terug. Voor een compoundcompressor geldt verder:

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_{sL} / \phi ; \dot{m}_H = \dot{V}_{zH} / v_3 = \dot{V}_{sH} \cdot \lambda_H / v_3 = \dot{V}_{sL} \cdot \lambda_H / (\phi \cdot v_3) \text{ zodat geldt:}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H(h_3 - h_5) = \dot{V}_{sL} \cdot \lambda_H / (\phi \cdot v_3) \cdot (h_3 - h_5) \quad (23.3)$$

23.1. Invloed van Φ op T_m en de perstemperaturen

Vergelijking 23.1 (zie vorige pagina) is ook te schrijven als:

$$\dot{m}_H(h_3 - h_5) = \dot{m}_L(h_1 - h_7) + \dot{m}_L(h_2 - h_1) = \dot{m}_L(h_1 - h_7 + h_2 - h_1) = \dot{m}_L(h_2 - h_7) = \dot{Q}_H$$

$$\dot{m}_L = \dot{Q}_H / (h_2 - h_7)$$

$$\dot{m}_L = \dot{Q}_H / (h_3 - h_5)$$

Deze twee vergelijkingen gecombineerd levert op:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_L(h_2 - h_7) / (h_3 - h_5) \quad (18.4)$$

Voorbeeld voor NH_3

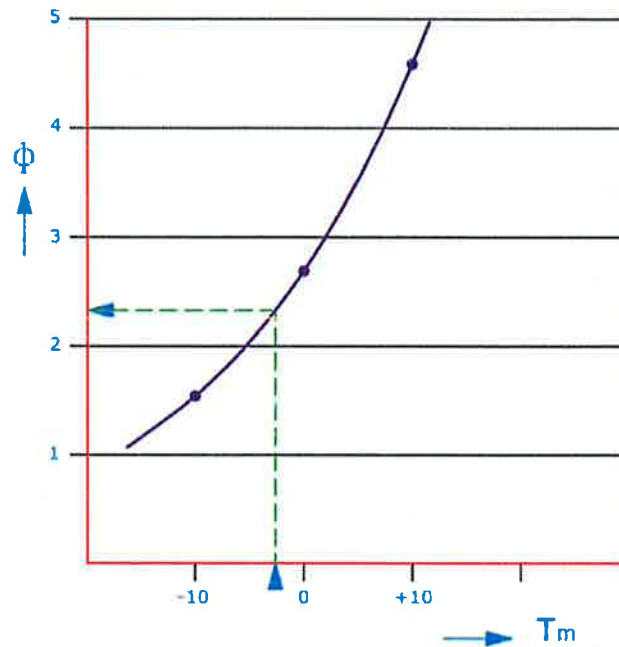
$T_0 = -30^\circ\text{C}$, $T_c = 30^\circ\text{C}$, $p_0 = 120 \text{ kPa}$, $p_c = 1167 \text{ kPa}$

$$\phi = \dot{V}_{sL} / \dot{V}_{sH} = (\dot{m}_L \cdot v_1 / \lambda_L) / (\dot{m}_H \cdot v_3 / \lambda_H) = (v_1 \cdot \lambda_H) / (v_3 \cdot \lambda_L) \cdot (h_3 - h_5) / (h_2 - h_7) \cdot \dot{Q}_H / \dot{Q}_H$$

BEREKENING VAN Φ BIJ VARIATIE VAN DE TUSSENDRUK p_m							
T_m	p_m	π_L	π_H	η_{isL}	λ_L	λ_H	Φ
$[\text{°C}]$	$[\text{kPa}]$						
-10	291	2,43	4,02	0,70	0,86	0,75	1,56
0	429	3,58	2,72	0,75	0,78	0,84	2,77
10	615	5,13	1,90	0,78	0,67	0,90	4,58

Tabel 23.1

Deze resultaten voor Φ zetten we uit in onderstaande grafiek.



Figuur 23.2 Φ als functie van T_m

$$P_{m,opt} = \sqrt{p_l \cdot p_h} = \sqrt{120 \cdot 1167} = 374 \text{ kPa} \rightarrow T_{m,opt} = -4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\pi_L = \pi_H = 3,12)$$

In de grafiek lezen we af: $\Phi_{opt} = 2,3$

Conclusie:

Een grotere Φ geeft een hogere T_m , hogere T_2 , lagere T_4 en een grotere $\dot{m}_L$.

23.2 Berekening koelvermogen van een gegeven compoundcompressor

Gegeven:

$$\dot{V}_{sL}, \dot{V}_{sH} \rightarrow \Phi$$

$$\lambda(\pi), \eta_{is}(\pi)$$

$$P_f$$

Conditie:

$$T_o \rightarrow h_1, v_1, p_o$$

$$T_c \rightarrow h_5, p_c$$

$$\lambda_L \neq \lambda_H$$

$$\eta_{isL} \neq \eta_{isH}$$

open TK (systeem II)

Neem aan:

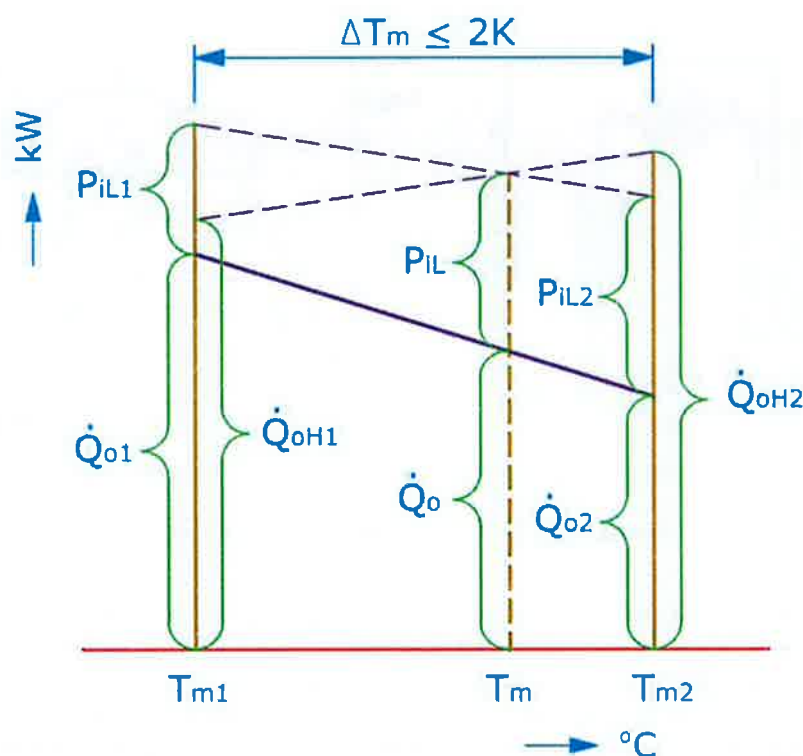
$$T_m \rightarrow p_m, \varepsilon_i, \dot{Q}_o, P_i, \pi_L, \pi_H \rightarrow \eta_{isL}, \eta_{isH}, \lambda_L, \lambda_H, h_3, v_3, h_7, h_2, h_4$$

Bereken:

- $(h_2 - h_1) = (h_2' - h_1) / \eta_{isL}$; $(h_4 - h_3) = (h_4' - h_3) / \eta_{isH}$
- $\dot{m}_L = \dot{V}_{sL} \cdot \lambda_L / (v_1)$; $\dot{Q}_o = \dot{m}_L (h_1 - h_7)$; $P_{iL} = \dot{m}_L (h_2 - h_1)$
- $\dot{m}_H = \dot{m}_L (h_2 - h_7) / (h_3 - h_5)$;
- $\dot{Q}_H^I = \dot{Q}_o + P_{iL}$; $\dot{Q}_H^{II} = \dot{m}_H (h_3 - h_5)$; $\dot{Q}_H^I = \dot{Q}_H^{II}$ als T_m juist is gekozen.

Heeft men tenslotte twee uitkomsten bij niet te ver uiteen liggende waarden van p_m (bijv. $\Delta T_m < 2K$), waarbij voor de ene geldt $\dot{Q}_H < \dot{Q}_o + P_{iL}$ en voor de andere $\dot{Q}_H > \dot{Q}_o + P_{iL}$ dan kunnen de werkelijke waarden van $\dot{Q}_o$ en P_{iL} bij redelijke benadering langs grafische weg worden gevonden. Dit wordt in fig. 31 verduidelijkt.

De eis dat de waarden van T_m en T_{m2} niet te ver uiteen mogen liggen vloeit daaruit voort, dat bij deze methode een lineair verloop van $\dot{Q}_o$, en P_{iL} wordt aangenomen; in werkelijkheid zijn dit geen lineaire functies van T_m .



Figuur 23.3 Bepaling van de juiste T_m bij compoundcompressoren

Tenslotte berekent men nog P_{iH} met $P_H = f_H \cdot V_{sH} \cdot P_m$ of met behulp van het isentropisch rendement.

$$-P_{iH} = \dot{m}_H (h_4 - h_3)$$

$$-P_i = P_{iL} + P_{iH}; \quad \rightarrow \quad \varepsilon_i = \dot{Q}_o / P_i$$

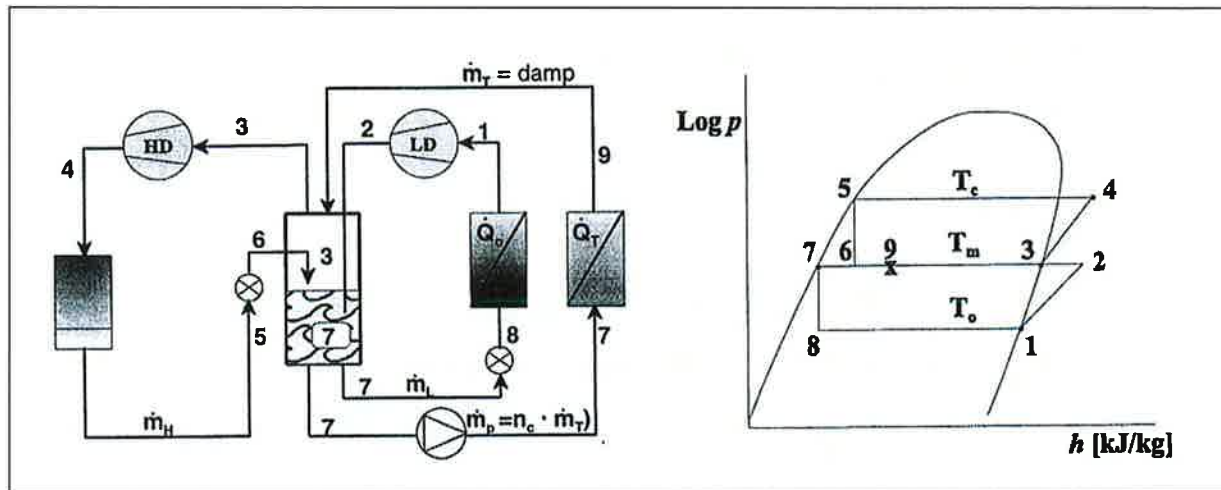
$$-P_e = P_i + P_f; \quad \rightarrow \quad \varepsilon_e = \dot{Q}_o / P_e$$

Hierin is P_e het effectief of asvermogen en P_f het vermogen ten gevolge van wrijving. Deze laatste is te bepalen door de compressor onbelast te laten lopen.

24. TWEETRAPS SYSTEEM MET EXTRA KOELCIRCUIT OP T_m -NIVEAU

Hiervoor hebben we gezien dat bij tweetraps-installaties de tussenkoeler vloeistof kan bevatten op tussendruk en -temperatuur. Deze druk kan, behalve bij compoundcompressoren, binnen vrij ruime grenzen naar wens worden gekozen. Dit maakt het mogelijk om, naast de koeling bij T_o , ook nog een koeling bij T_m , te realiseren.

Figuur 24.1 toont een schema van zo'n systeem. Uiteraard wordt hierbij het benodigde slagvolume voor de HD-compressor(en) groter dan voor een normaal tweetrapssysteem. M.b.v. een stof- en enthalpiebalans over de tussenkoeler kan dit op de bekende wijze gemakkelijk worden berekend.



Figuur 24.1 Tweetraps systeem met extra koelcircuit op T_m -niveau

Is slechts een gering verschil tussen de twee verdampingstemperaturen vereist (bijv. in een fruitkoelhuis waar men een ruimte op 1 °C en een andere op 3 °C wil koelen), dan is een systeem als van figuur 31 niet geschikt. In zulk een geval kan men gebruik maken van een verdamperdrukregelaar, te plaatsen in de zuigleiding van de koeler met de hoogste T_o . Deze regelaar knijpt de zuigleiding indien de zuigdruk lager wordt dan de gewenste, ingestelde waarde, en andersom. Thermodynamisch is deze methode ongunstig door het smoorverlies in de regelaar; bij grotere verschillen in de verdampingstemperaturen kan men beter voor elke T_o een compressor toepassen.

Voor bovenstaande situatie geldt:

$\dot{m}_p$ = debiet van vloeistofpomp

$$\dot{m}_T = \dot{Q}_T / (h_3 - h_7) \quad \dot{m}_L = \dot{Q}_O (h_1 - h_7)$$

$$\eta_c = \text{pompcirculatievoud} \quad \eta_c = \dot{m}_p / \dot{m}_T$$

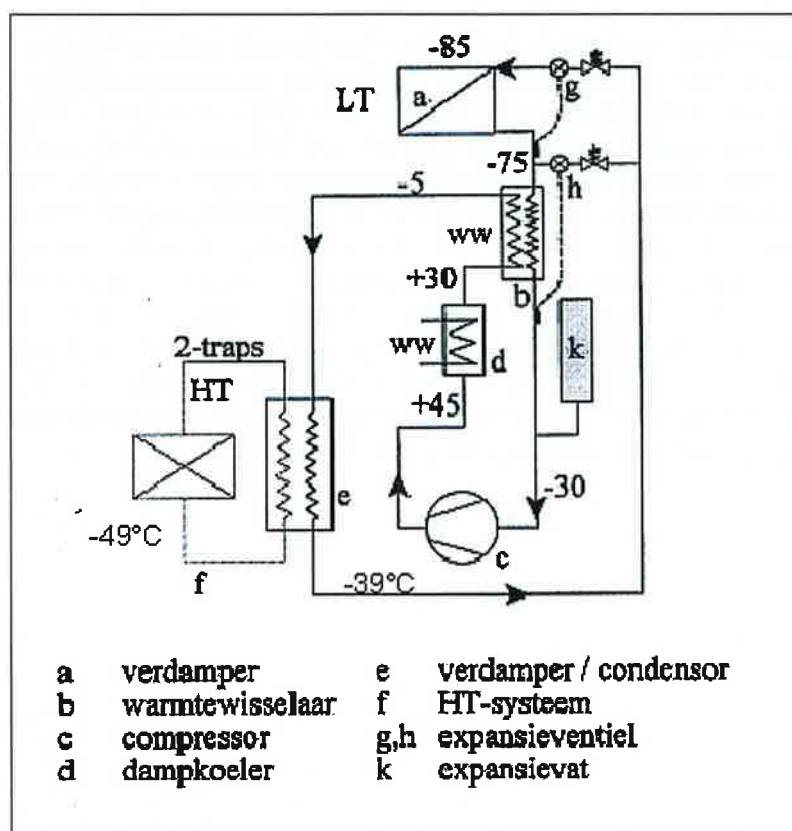
$$\text{Enthalpiebalans TK: } \dot{m}_H h_5 + \dot{m}_L h_2 + \dot{m}_T h_3 = \dot{m}_H h_3 + \dot{m}_L h_7 + \dot{m}_T h_7 \rightarrow \dot{m}_H$$

Opmerkingen:

- In het circuit van $\dot{m}_T$ zit geen regelorgaan !
- Een compound-compressor is hier niet toepasbaar, omdat T_m conditie is.
- Systeem III is hier ook toepasbaar.

25. CASCADE-SYSTEEM

Indien een lagere verdampingstemperatuur dan $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ is vereist, dan zien we in de tabel in hoofdstuk 18.4. dat we zijn aangewezen op R508A of R170. Deze koudemiddelen zijn echter niet toepasbaar in een systeem waarvan de condensor met een natuurlijke bron (buitenlucht of koelwater) wordt gekoeld. De condensor zal derhalve langs kunstmatige weg gekoeld moeten worden, d.w.z. met een tweede koelsysteem, werkend met een middeldruk-koudemiddel. De condensor van het eerste systeem functioneert dan als verdamper van het tweede. Zo'n schakeling wordt cascade-systeem genoemd; het bestaat uit twee of meer temperatuurtrappen. Een temperatuurtrap kan zelf eventueel een tweetraps-systeem zijn. We beperken ons bij onze beschouwing tot een cascade-systeem met twee temperatuurtrappen, aan te duiden met LT- en HT-trap. Aangezien de twee koudemiddelen uiteraard gescheiden moeten blijven, is over de gemeenschappelijke verdamper/condensor een temperatuurverschil noodzakelijk, dat we in het volgende op $\Delta T = 10\text{ K}$ zullen aanhouden. Stel dat een verdampingstemperatuur $t_o = -85\text{ }^{\circ}\text{C}$ is vereist. Voor R 508A is de verzadigingsdruk hierbij $p_o = 105\text{ kPa}$. In één druktrap kan hoogstens (ook hier houden we $\pi_{\max} = 8$ aan) een druk van 840 kPa worden bereikt, waarbij $t = -39\text{ }^{\circ}\text{C}$ is. Het koudemiddel in het HT-systeem moet daarvoor bij $t_o = -49\text{ }^{\circ}\text{C}$ werken ($\Delta t = 10\text{ K}$). Bijna alle middeldruk koudemiddelen uit tabel 1 zijn hiervoor geschikt (zie kolom b); het HT systeem moet echter tweetraps worden uitgevoerd (zie kolom f).



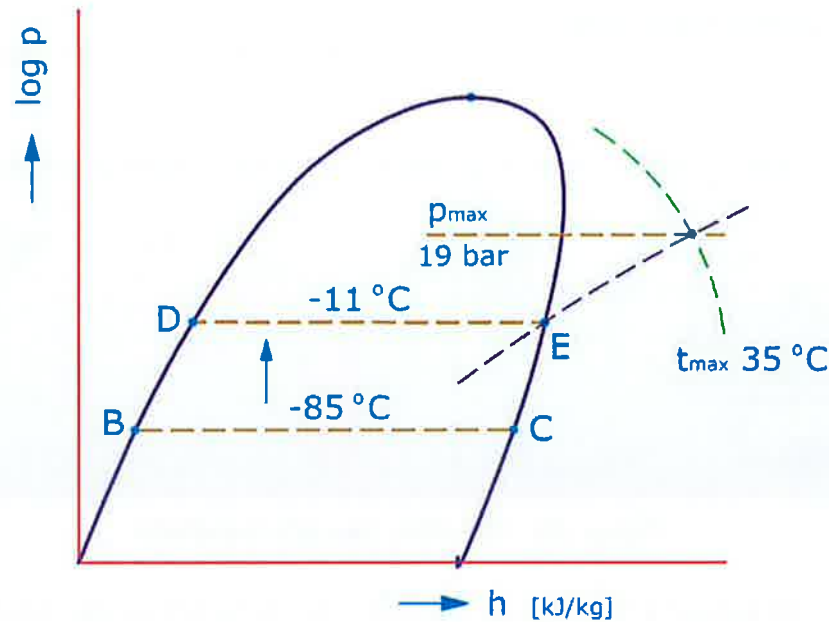
Figuur 25.1 Cascade-koelsysteem (HT-gedeelte niet gedetailleerd)

Het LT-systeem van een cascade-installatie is meestal iets gecompliceerder dan een standaard koelsysteem. Figuur 25.1 geeft een schema voor een mogelijke uitvoering, waarin de details van het HT-gedeelte niet zijn opgenomen. De damp wordt met een oververhitting van 10 K uit de koeler (a) afgezogen en passeert eerst een warmtewisselaar (b) waar het verder wordt oververhit tot ca. $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dit is gewenst ten eerste om geen te grote thermische verliezen in de zuigleiding te hebben, maar ook om condensatie en sublimatie van de waterdamp uit de lucht op de compressor (c) te voorkomen. Na compressie heeft de damp een temperatuur van ca. $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Omdat deze vrij ver boven de omgevingstemperatuur ligt kan het economisch zijn de damp eerst met een natuurlijk koelmiddel af te

koelen in een dampkoeler (d), bv. tot 30 °C. Vervolgens passeert de damp de reeds vermelde warmtewisselaar (b) waar hij tot ca. -5 °C kan worden gekoeld. Bij deze temperatuur treedt de damp tenslotte in de condensor (e), die verdamper is in het HT-gedeelte. Het condensaat bereikt de verdamper (a) via een thermostatisch expansieventiel (g), waarvoor een magneetafsluiter is geplaatst. Het schema toont nog een tweede expansieventiel (h) met magneetafsluiter, die bij in functie zijn van de verdamper afgesloten staat. Indien de verdamper echter tijdelijk geen capaciteit vraagt en de compressor zou worden gestopt (en derhalve ook die van het HT-gedeelte), dan zou de cascade-systeem t.g.v. druk-en temperatuuregalisatie zodanig uit balans kunnen geraken, dat het na opnieuw starten geruime tijd zou duren alvorens het evenwicht weer hersteld is. Het is daarom vaak raadzaam de compressor continu te laten lopen en wel op minimum capaciteit als de verdamper geen koelvermogen behoeft te leveren. Regelorgaan g wordt dan geblokkeerd en h treedt in werking. De compressor compenseert dan alleen de verliezen, doch alle drukken en temperaturen in het systeem blijven op het vereiste niveau. Is de compressor-capaciteit voor deze leegloop te groot dan kan bijverwarming, bijv. op de warmtewisselaar b worden toegepast.

25.1. Systeem met beperkte vulling

Het onderdeel k in fig. 25.1 is nog onbesproken gebleven, dat is het expansievat. De functie is als volgt toe te lichten. Wanneer de gehele installatie door welke redenen dan ook gedurende langere tijd buiten functie zou verkeren, neemt het uiteindelijk de temperatuur van de omgeving aan. Hierbij zou de druk in het LT-gedeelte oplopen en de hoogst toelaatbare (1900 kPa) gaan overschrijden; via de veiligheidsafsluiter wordt het LT koudemiddel afgeblazen. Vanuit milieuoogpunt en ook vanwege de kosten (hogedruk-koudemiddelen zijn vanwege hun beperkte gebruik zeer duur) moet het systeem, voordat het opnieuw in werking kan komen, dan eerst weer met koudemiddel worden gevuld, hetgeen steeds enige complicaties met zich meebrengt (o.a. ontluchten). Het is echter mogelijk de druk in het LT-systeem ook bij langere stilstand voldoende laag te houden, door het inwendige volume van het systeem zo te dimensioneren dat de koudemiddelvulling bij een bepaalde temperatuur geheel is verdampt. Dit inwendige volume is als volgt te berekenen. In het log p,h-diagram van het hogedrukkoudemiddel (zie fig. 25.2) bepalen wij het snijpunt A van de isobaar voor de hoogst toelaatbare druk $p_{\max}$ (1900 kPa) en de isotherm voor de hoogste omgevingstemperatuur $t_{\max}$ die kan optreden (bv. 35 °C). Het bij punt A behorende soortelijk volume V_a kan in het werkelijke diagram in een oververhittingstabel of met behulp van COOLPACK worden bepaald en bedraagt 10,3 dm³/kg.



Figuur 25.2 Toestandsverloop van een HD-koudemiddel in een LT-systeem met beperkte vulling

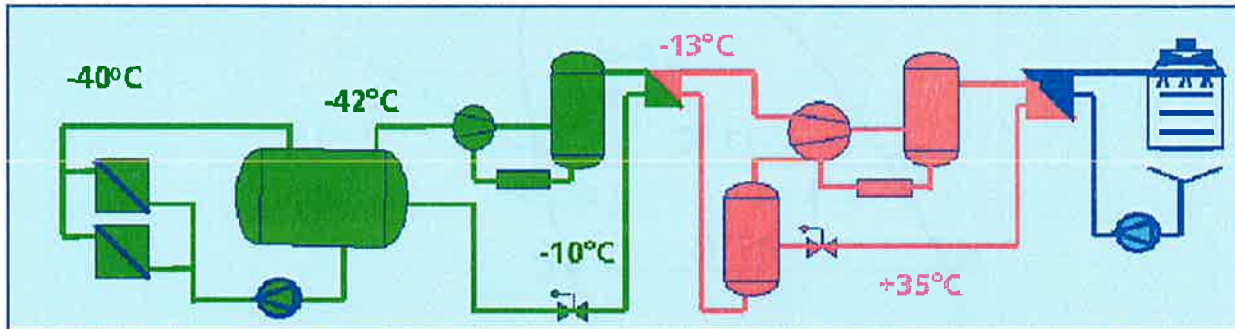
Stel nu dat het LT-systeem om goed te functioneren een vulling van $m = 50$ kg koudemiddel moet hebben (hoofdzakelijk afhankelijk van het inwendige volume van koeler en het (in de figuur niet aangegeven) vloeistofreservoir onder de condensor), dan heeft deze hoeveelheid in toestand A (oververhitte damp) een volume $V = m \cdot V_a = 0,52 \text{ m}^3$. Blijkt nu het inwendige volume van het LT-systeem (compressor, apparaten en leidingen) bijv. $0,2 \text{ m}^3$ te zijn, dan moet dit volume met $0,32 \text{ m}^3$ worden uitgebreid.

Dit nu wordt gerealiseerd door in het LD-gedeelte van het LT-systeem een expansievat met dat extra volume op te nemen.

Bij het stoppen van de compressor zal de vloeistof in de verdamper (-85 °C) toestand B hebben (zie fig. 25.2) en de damp toestand C. Dan gaan druk en temperatuur stijgen totdat de laatste vloeistof in toestand D verdampt en de (verzadigde) damp toestand E heeft (voor R508A is dan $t = -11 \text{ °C}$). Bij verdere temperatuurstijging volgt de toestand nu de isochoor voor $v_E = v_A$ tot aan $t_{\max}$, (35 °C). Zou de temperatuur nu nog verder stijgen (bijv. bij brand), dan gaat de veiligheidsafsluiter afblazen. Omdat bij bovenbeschreven systeem de vulling met koudemiddel nauwkeurig moet worden gedimensioneerd en een maximum waarde nooit mag overschrijden, spreken we van een systeem met beperkte vulling. Beperkte vulling wordt ook vaak toegepast bij kleine koelsystemen die men alleen tegen explosiegevaar bij brand wil beveiligen. Dit doet men met een smeltveiligheid die bij bijv. 75 °C smelt; de maximale vulling wordt dan berekend m.b.v. deze temperatuur, de hoogst toelaatbare druk (die in kleine systemen meestal hoger is dan 1900 kPa) en het inwendige volume van het systeem.

25.2 CO₂/NH₃ cascade installatie

Sinds een aantal jaren zien we de toepassing van CO₂ als koudemiddel in een cascade systeem. Zie onderstaande figuur.



Figuur 25. CO₂/NH₃ cascade installatie

Deze cascadesystemen worden in vergelijking met het in de vorige paragrafen beschreven R 508A cascade systeem aanzienlijk eenvoudiger uitgevoerd. De volgende voorzieningen ontbreken in een CO₂ cascade installatie:

- Een expansievat wordt niet toegepast. CO₂ is aanzienlijk goedkoper dan R 508A en draagt bij lekkage, in vergelijking met R508A, ook nauwelijks bij aan het broeikaseffect. Soms wordt wel een kleine koelunit aan de installatie gekoppeld, zodat de CO₂ tijdens stilstand gekoeld kan worden en voorkomen wordt dat er koudemiddel naar de omgeving afgeblazen wordt tijdens stilstand.
- CO₂ kan niet toepast worden bij temperaturen lager dan -57°C. Het tripelpunt van CO₂ bevindt zich namelijk bij -56,6°C en bij deze temperatuur treedt ijsvorming op. In vergelijking met R 508A kunnen dus minder lage temperaturen bereikt worden. Bij dit temperatuurniveau is het echter niet nodig om het zuiggas op te warmen in een speciale warmtewisselaar.
- Vanwege de minder lage temperaturen met CO₂ is het ook niet nodig om de compressor in bedrijf te houden wanneer er geen koellast aanwezig is.

26. ONTLUCHTEN VAN KOELINSTALLATIES

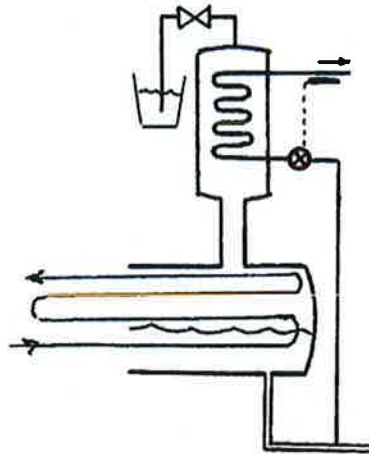
Alvorens een nieuwe installatie wordt gevuld met koudemiddel, moet hij worden gevacumeerd. Lucht en ook andere niet-condenseerbare gassen zijn, zoals wij straks zullen aantonen, schadelijk voor het rendement. Het vacumeren is voor HFK koudemiddelen en CO₂ veel kritischer dan voor ammoniak. Dit houdt verband met de waterdamp in de lucht. Water lost in HFK's, HCFK-s en CO₂ maar zeer weinig op. Op plaatsen waar de temperatuur beneden 0 °C daalt, bevriest het en dat gebeurt in het smoororgaan dat daardoor verstopt. Om die reden dient voor dit soort koudemiddelen een vloeistofdroger in de vloeistofleiding te worden gemonteerd. Met NH₃ mengt H₂O zich in elke hoeveelheid, zodat het niet kan bevriezen.

Bij grotere installaties is het niet te vermijden dat er enige lucht in het systeem geraakt. Dit gebeurt als een compressor voor reparatie o.d. wordt geopend, tijdens het bijvullen met koudemiddel, maar ook t.g.v. kleine lekken in een lage-drukgedeelte waar $p_o < p_{atm}$ is. Ook is het mogelijk dat bij een incidenteel te hoge perstemperatuur dissociatie van NH₃ optreedt, waardoor H₂ en N₂ ontstaan, beide zijn niet-condenseerbare gassen.

Het gedrag van niet-condenseerbare gassen (verder "lucht" te noemen) in een koelsysteem kan worden verklaard met de wet van Dalton. Brengen we in een ruimte een hoeveelheid gas dan stelt zich een door volume, temperatuur en gashoeveelheid bepaalde druk p_1 in. Herhalen we dit met een andere hoeveelheid van een ander gas (doch hetzelfde volume en temperatuur), dan krijgen we een andere druk, p_2 . De wet van Dalton zegt nu dat wanneer beide hoeveelheden samen in genoemde ruimte worden gebracht, de druk van het mengsel gelijk is aan $p = p_1 + p_2$; p_1 en p_2 worden de partiële drukken genoemd. De wet geldt voor ideale gassen, doch is bij partiële drukken die in koelsystemen optreden ook voor reële gassen praktisch toepasbaar.

Bevindt zich lucht in het lage-drukgedeelte van een koelsysteem, dan zal deze, vermengd met de koudemiddeldamp, door de compressor naar de condensor worden gevoerd. Aangezien lucht niet oplost in koudemiddelvloeistof, zal alle lucht zich in condensor en vloeistof reservoir accumuleren, echter volledig vermengd met de koudemiddeldamp; het condensaat in het vloeistofreservoir vormt een vloeistofslot.

Nu is bij de condensatietemperatuur behorende druk *niet* de totale druk p , maar de partiële druk p_1 van het koudemiddel. Bijgevolg zal de compressor het gasmengsel moeten comprimeren naar een druk p die p_2 (de partiële druk van de lucht) hoger is dan de condensatiedruk p_1 en daarvoor is extra energie nodig. Dit wordt nog verergerd doordat de aanwezigheid van de lucht tevens de warmteoverdracht nadelig beïnvloedt. Lucht in het systeem is derhalve in elk opzicht schadelijk. De lucht verradt zijn aanwezigheid doordat de druk op de persmanometer niet overeenkomt met de condensatietemperatuur. De grootte van de afwijking is een maat voor de hoeveelheid. Om de lucht periodiek uit het systeem te kunnen verwijderen, moeten speciale voorzieningen worden aangebracht. In evenwichtstoestand zijn gassen altijd volledig gemengd; ontmenging kan niet optreden. Het is daarom onjuist te veronderstellen dat de lucht in de condensor (waarin zij terecht komt in een homogeen damp-luchtmengsel), doordat zij zwaarder of lichter is dan de koudemiddeldamp, zal dalen of stijgen en zich ergens afgescheiden accumuleert, op welke plaats zij dan het beste kan worden afgeblazen. Echter volgt wel uit de wet van Dalton dat bij steeds lagere temperatuur de concentratie van de lucht in het mengsel toeneemt, omdat bij verzadiging van de koudemiddeldamp p_1 daalt en de koudemiddelconcentratie dus afneemt. Deze omstandigheid schept de mogelijkheid om een grote luchtconcentratie te verkrijgen en wel in een speciaal ontluchttingsapparaat, dat op het vloeistofreservoir of, zo dit ontbreekt, op de condensor wordt aangesloten. Figuur 26.1 toont het principe.



Figuur 26.1 Intern gevoed ontluichtingsapparaat met condensatie aan de buitenkant van de pijpen

Met een koelserpentijn, aangesloten op vloeistof- en zuigleiding, wordt in het apparaat een lage temperatuur gecreëerd. Er ontstaat dan een stroom van koudemiddeldamp naar de serpentijn, die daarop condenseert; het condensaat valt in het vloeistofreservoir. De partiële dampdruk p_1 , zal dus laag zijn en omdat de totale druk p in het apparaat gelijk moet zijn aan de condensordruk, zal de partiële druk p_2 van de lucht en dus de luchtconcentratie hoog zijn. Opent men nu de afsluiter boven op het apparaat weinig, dan wordt een mengsel met zeer veel lucht en weinig koudemiddel afgeblazen. Bij ammoniak heeft men een zeer gemakkelijke controlemogelijkheid op het verloop van de ontluchting. Plaatst men namelijk de afvoer in een bakje met water (zie figuur 26.1), dan zullen zich daarin belletjes vertonen zolang er nog lucht wordt afgeblazen; de ammoniakdamp lost geheel in het water op; zijn er dus geen of nauwelijks belletjes meer te zien dan is de ontluchting gereed. Bij R 134a, propaan en R 22 heeft men deze controlemogelijkheid niet; daar zal men met manometer en thermometer moeten controleren.

Overzicht leden / begunstigers 2013

	Jan	Febr	Maart	April	Mei	Juni	Juli	Aug	Sept	Oktober	Nov	Dec
Stand begin	1473	1475	1462	1455	1447	1448	1448	1447	1450	1442	1396	1386
Nwe pers.leden	4	2	3	1	4	7	3	4	4	30*	7	6
Opzegging pers.leden	2	10	5	1	1	1	7	2	9	68	9	10
Nwe begunstigers	1	3	2	0	0	0	6	2	1	1	2	0
Opzegging begunstiger	1	8	7	8	2	6	3	1	4	9	10	2
Eind Stand 1)	1475	1462	1455	1447	1448	1448	1447	1450	1442	1396	1386	1380

In de persoonlijk leden worden ook de studentleden, gepensioneerde leden meegeteld.

In het aantal begunstigers zijn ook de bevriende verenigingen meegeteld.

Aantal bevriende verenigingen: 29

Oktober:

Aantal studentleden 2012-2013: 61 In oktober 54 studenten hun studentlidmaatschap niet verlengd.

* Nieuwe studentleden 2013-2014: 30

