



hoofdgroep

APPARATEN & VOORZIENINGEN

code **E2**

Ir. A.M.G. Pennartz

Inhoud

Indeling en inhoud lesstof E2	5
Hoofdstuk 0 INLEIDING.....	7
0.1 Warmteoverdracht.....	7
0.2 Verdamping en condensatie	10
0.3 Gecombineerde warmte- en massaoverdracht	26
0.4 Het verloop van het proces in het h-x-diagram.....	29
Hoofdstuk 1 CONDENSORS	31
1.1 De functie van de condensor in de installatie.....	31
1.2 Warmteoverdracht bij condensatie	32
1.3 De verschillende soorten condensors	33
1.4 Keuze van het type condensor.....	38
1.5 Watervbruik en waterbehandeling van verdampings-condensors	41
Hoofdstuk 2 VERDAMPERS.....	43
2.1 Functie van de verdamper in de installatie	43
2.2 Warmteoverdracht in leidingen en om leidingen	43
2.3 Warmteoverdracht bij koken	44
2.4 Verdampers, algemeen.....	52
Hoofdstuk 3 LUCHTKOELERS.....	65
3.1 Inleiding	65
3.2 Luchtkoelers	66
3.3 Luchtkoelers bij rijpvorming	70
3.4 Berekening van ontdooirendement en effectief koelvermogen	72
3.5 Heetgasontdooisystemen bij luchtkoelers.....	73
Hoofdstuk 4 OVERIGE APPARATEN	75
4.1 Expansiekleppen.....	75
4.2 Vloeistofafscidders	80
4.3 Het hogedruk vloeistofvat	88
4.4 Olieafscidders.....	89
4.5 Zuigafscidders	95
4.6 Lucht in koelinstallaties; ontluchters (air purgers).....	96
Hoofdstuk 5 LEIDINGEN en DIMENSIONERING.....	98
5.2 Zuiggasleidingen	99
5.3 Afvoerleidingen van condensors naar hogedruk vloeistofvat	106
5.4 Appendages	107
5.5 Filters en drogers	107

© 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 schade die voortvloeit uit de tijdens de opleiding verstrekte informatie.

INDELING EN INHOUD LESSTOF E2

Het dictaat is ingedeeld volgens het leerplan t.b.v. het vak E2, "apparaten en voorzieningen". Het is uitgewerkt in twee bundels.

De eerste bundel bevat de theorie omtrent van de apparaten en de uitvoering ervan. De tweede bundel bevat per hoofdstuk een aantal bijlagen. Deze bijlagen bevatten bijzondere onderwerpen en de uitvoering hiervan in de praktijk. Dit zijn oplossingen of aanbevelingen ten aanzien van problemen welke door de jaren heen zijn voorgekomen. Deze onderwerpen zijn afkomstig van Technische Memo's opgesteld door GEA om ervaringen met installaties te delen binnen de organisatie.

Inhoud bundel 1.

- Hoofdstuk 0: INLEIDING
- Hoofdstuk 1: CONDENSORS
- Hoofdstuk 2: VERDAMPERS
- Hoofdstuk 3: LUCHTKOELERS
- Hoofdstuk 4: OVERIGE APPARATEN
- Hoofdstuk 5: LEIDING EN DIMENSIONERING (Aspecten voor montage).

Inhoud bundel 2.

- Bijlagen bij hoofdstuk 0: -
- Bijlagen bij hoofdstuk 1: 1.1 Combineren van condensors en vloeistofvat
- Bijlagen bij hoofdstuk 2: -
- Bijlagen bij hoofdstuk 3: 3.2 + 3.3 Persgasontdooisystemen
- Bijlagen bij hoofdstuk 4: 4.1 + 4.2 + 4.3 + 4.4 Vloeistofafscidders, slokkenvangers, oliehuishouding
- Bijlagen bij hoofdstuk 5: 5.1 + 5.2 + 5.3 Leidingdimensionering

In de volgende pagina's is in hoofdlijnen de stof weergegeven zoals deze binnen de cursus wordt gegeven. De docent houdt zich het recht voor om hier vanaf te wijken.

1. Condensors

Bij de behandeling van de condensors wordt o.a. aandacht besteedt aan de volgende verschijnselen:

1. De functie van de condensor in de installatie;
2. Warmteoverdracht bij tweefasen stroming, bij condenseren, "in" leidingen en "om" leidingen, aan de lucht en aan vloeistoffen;
3. Ontwerpcndities van condensors, tevens in combinatie met koeltorens;
4. De invloed van het aanwezige condensaat, vloeistofafvoer (condensaat) van condensors. Effecten van combinaties van condensors;
5. Andere factoren welke de werking van de condensor beïnvloeden, onder andere vervuiling en de kwaliteit van het koelwater respectievelijk de lucht;
6. De verschillende typen condensors en de factoren welke het optimale type condensor respectievelijk de optimale afmetingen van de condensor bepalen;
7. Tweefasen drukval berekening in leidingen.

2. Verdampers

Bij de behandeling van de verdampers wordt o.a. aandacht besteedt aan de volgende verschijnselen:

1. De functie van de verdamper in de installatie;
2. Warmteoverdracht bij verdampen als tweefasen stroming, "in" leidingen en "om" leidingen, aan de lucht en aan vloeistoffen;
3. Types van verdampers en de specifieke ontwerpcondities van de verdampers;
4. De invloed van het koudemiddel-vloeistof-contact op de warmteoverdracht;
5. Droge en natte verdamping, begripsomschrijving, voor en nadelen hierbij;
6. Regeling en verdeling van de toevoer van vloeistof, expansieorganen en de invloed van de olie in het koudemiddel op de warmteoverdracht bij de verschillende koudemiddelen.

3. Luchtkoelers

Bij de behandeling van de luchtkoelers wordt o.a. aandacht besteedt aan de volgende verschijnselen:

1. De invloed van de aanwezigheid van vocht in de te koelen lucht op de warmteoverdracht;
2. De toestandsverandering in de lucht bij het afkoelen aan de hand van het h-x diagram voor vochtige lucht;
3. Het bepalen van het benodigde koelvermogen, de warmteoverdracht, de rijpvorming.
4. De verschillende ontdooimethoden;
5. De verschillende uitvoeringsvormen van luchtkoelers mede in verband met het gekozen verdampersysteem;
6. De bouw van een luchtkoeler, aantal circuits, vloeistofverdeling, drukval, luchtdebiet, ontwerpcriteria;
7. De invloed van de luchtverdeling over het lamellenblok op de werking van de luchtkoeler.

4. Overige apparaten

Bij de behandeling van de overige apparaten wordt o.a. aandacht besteedt aan de volgende verschijnselen:

1. De verschillende expansieorganen zoals thermostatische expansie ventielen, direct en indirect werkende lage-druk-vlotter regelingen, direct en indirect werkende hoge-druk-vlotter regelingen en elektronische insputing;
2. Vloeistofvaten, vloeistof-afscheiders, slokkenvangers en olie-afscheiders;
3. De invloed van niet afgescheiden olie- respectievelijk vloeistofdruppels op de werking van de installatie, vloeistofpompen voor "natte" verdampers;
4. Ontluchters (air purgers) voor niet condenseerbare gassen;
5. Olie-rectifier-systemen, systemen voor ontdooien, zuiggas-warmtewisselaars en tussenkoelers voor tweetrapskoelsystemen.

5. Leiding dimensionering en montage aspecten

Bij de behandeling van de leidingsystemen wordt o.a. aandacht besteedt aan de volgende verschijnselen:

1. Natte en droge zuigleidingen, pers- en vloeistofleidingen en koudemiddel pomp-leidingen. Ontwerpsnelheden in deze leidingen en drukval;
2. De leiding aanleg en speciale voorzieningen in verband met het terugvoeren van olie;
3. De manier waarop rekening gehouden moet worden met de aanwezigheid van vloeistof en olie in deze leidingen.

HOOFDSTUK 0. INLEIDING

0.1 Warmteoverdracht

De warmteoverdracht tussen een medium (gas of vloeistof) en een wand is in hoge mate afhankelijk van de eigenschappen van het medium en de wand. Hiermee bedoelen we onder andere: de dichtheid, de warmtegeleiding, de viscositeit, de soortelijke warmte van de wand, de ruwheid van de wand en de lengte van de wand in stromingsrichting.

Basisvergelijking:

$$Q = \alpha * A * \Delta T_{l,w} \quad [W] \quad E2 \ F1$$

Waarin:

α	=	warmteovergangscoefficiënt	$[W/m^2.K]$
A	=	warmte overdragend oppervlak	$[m^2]$
ΔT	=	(log.) temperatuursverschil	$[K]$

Warmteweerstand (vlakke wand):

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_u} \quad [m^2K / W] \quad E2 \ F2$$

Waarin:

$\alpha_{i/u}$	=	warmteovergangscoefficiënt (aan beide zijden van de wand)	$[W/m^2.K]$
δ	=	dikte van de wand	$[m]$
λ	=	warmte geleidingscoëfficiënt wand	$[W/m.K]$
K	=	warmtedoorgangscoefficiënt (K is betrokken op A)	$[W/m^2.K]$
i	=	binnenzijde	
u	=	buitenzijde	

Bij warmtewisselaars zijn α_i en α_u in de regel maatgevend. Toch is de warmtegeleiding door de wand niet altijd te verwaarlozen. Effecten van betere warmtegeleiding op de totale warmteoverdracht in koperen in vergelijking met roestvast stalen leiding is waarneembaar. In de in de koudetechniek toegepaste apparaten hebben we tevens te maken met de overdracht van warmte bij het condenseren en het verdampen.

Voor de warmteweerstand (gekromd oppervlak) geldt:

$$\frac{1}{K_u} = \frac{A_u}{\alpha_1 * A_i} + \frac{\delta * A_u}{\lambda * A_m} + \frac{1}{\alpha_u} \quad [m^2K / W] \quad E2 \ F3$$

A_u	=	uitwendig oppervlak	$[m^2]$
A_i	=	inwendig oppervlak	$[m^2]$
A_m	=	gem. log. waarde van A_i en A_u	$[m^2]$

$$A_m = \frac{A_u - A_i}{\ln \frac{A_u}{A_i}} \quad [\text{m}^2]$$

E2 F4

Rekening houdend met weerstandscoefficienten voor vervuiling:

$$\frac{1}{K_u} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_i \right) * \frac{A_u}{A_i} + \frac{\delta * A_u}{\lambda * A_m} + \frac{1}{\alpha_u} + R_u \quad [\text{m}^2\text{K} / \text{W}]$$

E2 F5

R_i = vervuilingsfactor aan de binnenzijde $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$
 R_u = vervuilingsfactor aan de buitenzijde $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$

Voor buizen is af te leiden:

$$\frac{1}{K_u} = \left(\frac{1}{\alpha_u} + R_u \right) + \frac{d_u}{2\lambda} * \ln \frac{d_u}{d_i} + \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_i \right) * \frac{d_u}{d_i} \quad [\text{m}^2\text{K} / \text{W}]$$

E2 F6

Met:

Temperatuurverschil in warmteoverdrachtsvergelijking

ΔT_{gr} = grootste temp. verschil $[\text{K}]$

ΔT_{kl} = kleinste temp. verschil $[\text{K}]$

$$\frac{d_u}{2\lambda} \ln \frac{d_u}{d_i} = \frac{\delta * A_u}{\lambda * A_m}$$

E2 F7a

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{gr} - \Delta T_{kl}}{\ln \frac{\Delta T_{gr}}{\Delta T_{kl}}} \quad [\text{K}]$$

E2 F7b

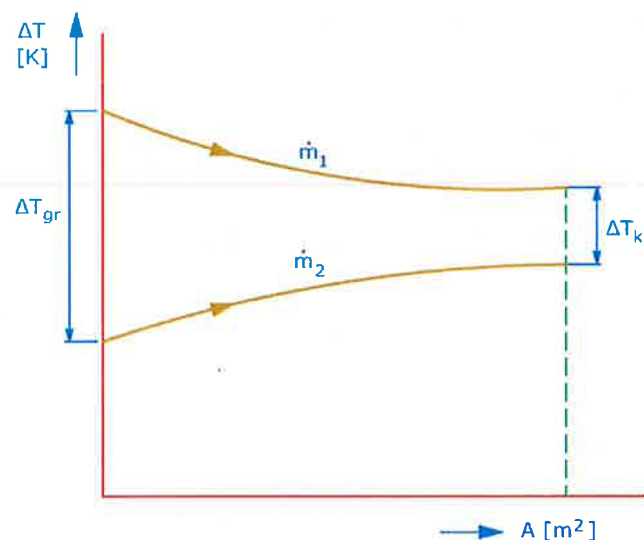


Fig. 0.1 temperatuurverloop in een meestroomwarmtewisselaar

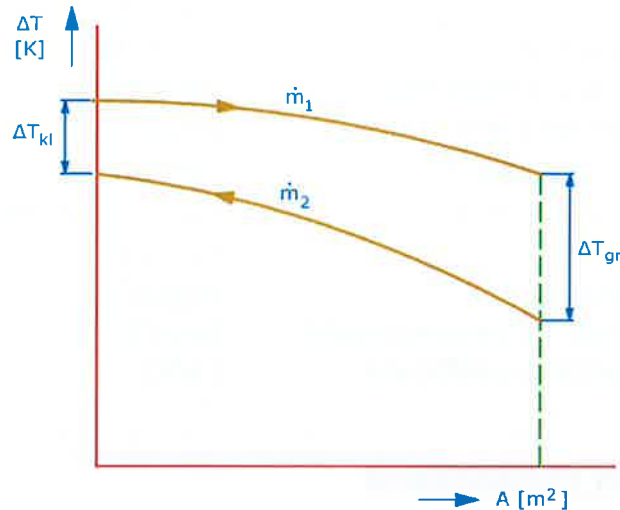


Fig. 0.2 temperatuurverloop in een tegenstroomwarmtewisselaar

0.1.1 De warmteoverdrachtscorrelaties

De warmteoverdrachtscorrelaties worden veelal in dimensieloze vorm weergegeven.

Voorkomende kentallen:

Het getal van Nusselt:
$$Nu = \frac{\alpha * l}{\lambda} \quad E2 F8$$

Nu = Verhouding tussen warmte overgedragen door menging en door geleiding in het medium.

Het getal van Reynolds luidt:
$$Re = \frac{v * l}{\nu} = \frac{\rho v d}{\eta} \quad E2 F9$$

Re is de verhouding van kinetische en visceuze effecten. De kinematische viscositeit in de noemer van de formule is onduidelijk, zie ook E2 F10 deze wijkt wat af van het symbool ν het overzicht van pag 12.

Voor het getal van Prandtl geldt:
$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad E2 F10$$

waarin $a = \frac{\lambda}{\rho * c}$ = de temperatuursvereffeningscoëfficiënt E2 F11

Voor het getal van Grasshoff geldt:
$$Gr = \frac{\beta * \Delta T * g * l^3}{\nu^2} \quad E2 F13$$

Waarin:

α = warmteoverdrachtscoëfficiënt [W/m².K]

l = karakteristiek lengte [m]

voorbeelden:

$l = \pi * d/2$ voor stroming om een buis met diameter d

$l = d$ voor stroming door een buis heen met diameter d

$l = d_{hydraulisch} = 4 * \text{doorstroomd oppervlak} / \text{"bevochtigde" omtrek bij stroming door een rechthoekig kanaal}$

a	=	temperatuurvereffeningscoëfficiënt	$[m^2/s]$
c	=	soortelijke warmte	$[J/kg.K]$
λ	=	warmtegeleidingscoëfficiënt	$[W/m.K]$
v	=	kenmerkende snelheid	$[m/s]$
ν	=	kinematische viscositeit	$[m^2/s]$
η	=	dynamische viscositeit	$[kg/m.s]$ of $[Pas]$
ν	=	η/ρ	$[m^2/s]$
ρ	=	soortelijke massa	$[kg/m^3]$
g	=	versnelling van de zwaartekracht	$[m/s^2]$
β	=	kubieke uitzettingscoëfficiënt	$[1/K]$

0.2 Verdamping en condensatie

0.2.0 Tweefasenstroming

Als meer aggregatietoestanden van één of meer media door een systeem stromen, spreekt men van een meefasenstroming.

De in de koudetechniek veel voorkomende stroming waarbij meer dan één fase aanwezig is, de gas-vloeistofstroming, zal nader beschouwd worden. Deze stroming komt voor in condensors en verdamper, maar bijvoorbeeld ook in afscheiders.

Als in een systeem twee-fasenstroming plaatsvindt, kan de warmteoverdracht en de drukval niet meer op de bij een één-fasestroming gebruikelijke wijze berekend worden. Een belangrijke nieuwe invloed is het stromingspatroon. De verdere beschouwingen zullen beperkt worden tot horizontale buizen, omdat deze in de koudetechniek het meeste voorkomen.

Bij een kokende of een condenserende stroming in een buis kunnen verschillende stromingsvormen (patronen) onderscheiden worden. In figuur 0.3 zijn de meest voorkomende mogelijke stromingspatronen weergegeven.

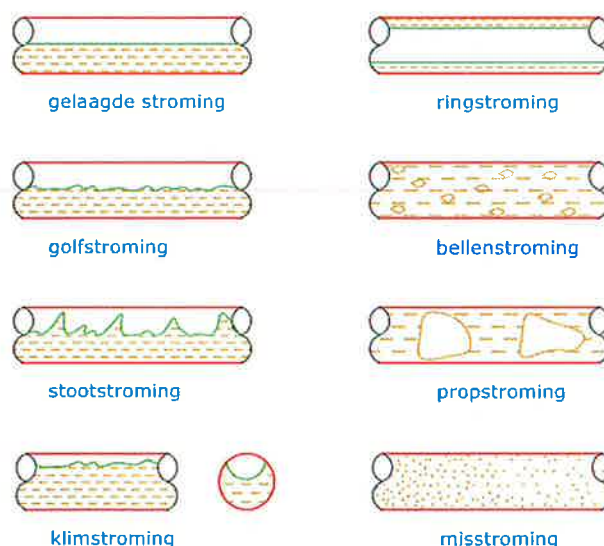


Fig. 0.3 Verschillende stromingspatronen bij verdamping en condensatie in een horizontale buis.

0.2.1 Warmteoverdracht bij verdamping

In de praktijk komen de stromingspatronen in bijvoorbeeld een verdamperpijp in de koudetechniek nagenoeg allemaal voor en dan in volgorde. Bijvoorbeeld na expansie van hogedruk koudemiddel treedt een damp-vloeistof mengsel de verdamperpijpen in. Een aantal stromingspatronen treden op afhankelijk van de massafractie van de vloeistof of damp, de eigenschappen van de damp en de vloeistoffen de massastroomdichtheid. In een verdamperpijp neemt de vloeistoffractie verderop in de buis af waarbij de vloeistof-damp stromingspatronen achtereenvolgens wijzen. Als de vloeistof onderkoeld is ontstaan bellen langs de warme wand, vervolgens zijn de stromingspatronen die van bellen, pluggen, semi ringvormig (churn), ringvormig (annular), spray en miststroming. De optredende stromingspatronen zijn weergegeven in figuur 0.3.a.

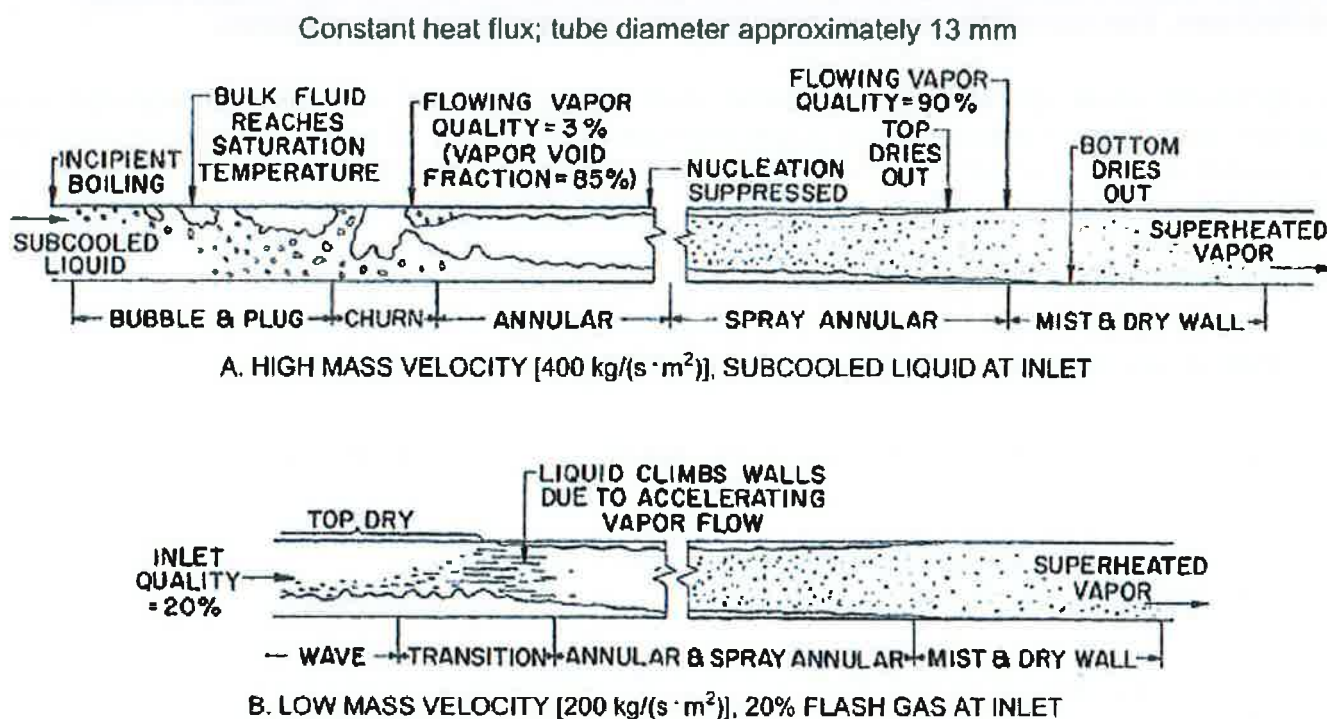


Fig. 0.3.a Verschillende stromingspatronen bij verdamping in volgorde van ontwikkeling

De ringstroming treedt op bij een verhouding van dampvolume over de doorsnede ten opzichte van de totale doorsnede nagenoeg gelijk is aan 85%. De dampfractie ligt bij de gebruikelijke koudemiddelen in dat geval tussen de 1% en 30%. De dampfractie of dampkwaliteit (aangegeven met symbool x) is de verhouding damp massa (of dampmassastroomdichtheid) tot de totale massa (of massastroomdichtheid) van het mengsel.

Als de massastroomdichtheid hoog is (12 mm buis en $> 200 \text{ kg/s m}^2$) ontstaat een ringstroming met kleine druppels die worden meegesleurd (spray) bij x tussen 10% en 90%. In een koelinstallatie, na het expansieorgaan ligt de dampfractie op circa 20%, zodat ringstroming de overhand heeft over nagenoeg de gehele verdamperbuis lengte. In een horizontale buis van 12 mm met een lage massastroomdichtheid ($< 200 \text{ kg/s m}^2$) is voornamelijk vloeistof aanwezig in het onderste deel van de buis (golfstroming bij $x > 5\%$). Naarmate de damphoeveelheid toeneemt ontwikkelt zich een ringstroming.

In de stoomketeltechniek is het gebruikelijk dat een warmteoverdrachtcorrelatie geldig is voor een bepaald soort stromingspatroon.

Dit is bij de correlaties die gebruikt worden in de koudetechniek in het algemeen niet het geval. Er zijn vele warmteoverdrachts-correlaties bekend, die ontwikkeld zijn voor verdampende koudemedia.

De ter beschikking staande correlaties zijn te onderscheiden in twee hoofdgroepen:

- 1e Correlaties die een gemiddelde α geven.
- 2e Correlaties die een plaatselijke α geven.

Correlaties voor een gemiddelde α bij verdamping:

Een gemiddelde α is gemiddeld over de hele verdamperbuis. Een correlatie die een gemiddelde α berekent combineert de effecten van variatie in snelheden en stromingspatronen tot een vergelijking die daardoor beperkingen in nauwkeurigheid kent. Bij goed ontworpen verdamperbuizen, stabiele belasting en flash gas aan de intrede zal een ringstroming overheersen. Een correlatie die een gemiddelde α berekent kan dan voldoen.

Een bekende maar gedateerde correlatie voor het inschatten van een gemiddelde α is gegeven door Pierre (gebaseerd op experimenten met R12 en R22 bij verdamping met een oververhitting van ca. 6K, dus volledige verdamping en experimenten met onvolledige verdamping).

De correlaties luiden:

Bij volledige verdamping: $Nu = 1,0 * 10^{-2} (Re^2 * K_f)^{0,4}$ *E2 F13.1.a*

Bij onvolledige verdamping: $Nu = 1,1 * 10^{-3} Re K_f^{0,5}$ *E2 F13.1.b*

waarin:

$$Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda} \quad \text{E2 F13.2}$$

$$Re = \frac{4 * m}{\pi * d * \eta_1} \quad \text{E2 F13.3}$$

$$K_f = \frac{\Delta h}{L * g} \quad \text{E2 F13.4}$$

K_f is de zogenaamde "kookfactor", in de Engelstalige literatuur aangeduid met Bo (Boiling number). Overige parameters zijn:

α	= gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënt	[W/m ² K]
d	= inwendige buisdiameter	[m]
λ	= warmtegeleidingscoëfficiënt van de vloeistof	[W/(m.K)]
m	= massastroom van het koelmiddel	[kg/s]
η	= de dynamische viscositeit van de vloeistof	[Pa.s]
Δh	= de enthalpie verandering over de verdamper	[J/kg]
L	= de lengte van de verdamper	[m]
g	= de versnelling van de zwaartekracht	[m/s ²]

De correlaties gelden bij $Re^2 K_f < 3,5 * 10^{11}$ en $Nu < 420$. In de loop van de tijd zijn nauwkeurigere stofgegevens beschikbaar gekomen waardoor de constanten in bovengenoemde formules met 15% gereduceerd dienen te worden.

Correlaties die een plaatselijke α geven bij verdamping:

Plaatselijk wil zeggen op een bepaalde plaats op of in de pijp. Een plaatselijke α is meestal wel weer op te vatten als een gemiddelde van de waarden is de doorsnede van de pijp.

Indien, zoals bij gelaagde en golfstroming, de vloeistof gescheiden van de damp door de buis stroomt (zie fig. 0.3), is de warmteoverdracht in het bovenste deel van de buis geringer dan in het onderste deel. Zelfs bij ringstroming zal α in een doorsnede niet overal hetzelfde zijn, omdat de vloeistoffilm ten gevolge van de invloed van de zwaartekracht niet overal even dik is en niet overal dezelfde snelheid heeft.

In een verdamperspijp of condensorspijp kunnen de verschillende stromingspatronen uit figuur 0.3.a achtereenvolgens voorkomen ten gevolge van de veranderende gas- en vloeistoffractie.

Langs de pijp zal α veranderen omdat de snelheden ten gevolge van het toenemen van de dampvolumestroom in de richting van het einde van de buis steeds hoger worden en verschillende stromingspatronen optreden.

In paragraaf 2.3 wordt nader op het bepalen van de lokale α ingegaan.

Bepaling van tweefasen stromingspatronen:

In fig. 0.4 is een diagram weergegeven waarmee nagegaan kan worden welk stromingspatroon gegeven de omstandigheden zal optreden. Het diagram is geldig voor een adiabatische stroming in een horizontale buis. Het diagram blijkt redelijk te kloppen voor een niet-adiabatische stroming.

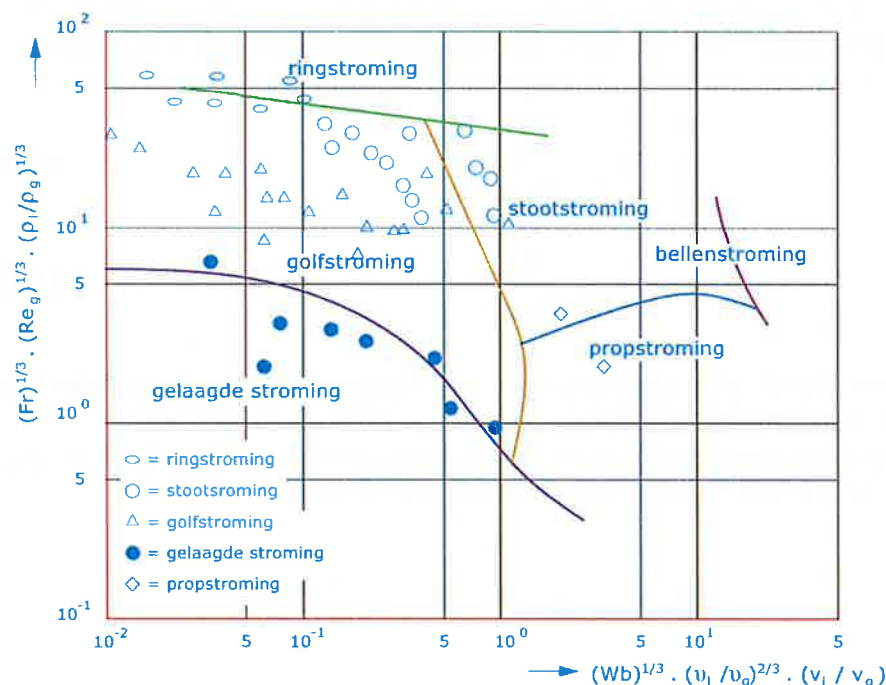


Fig. 0.4 Stromingspatronen in een slangverdampers. Experimenten gedaan bij de Technische Hogeschool van Trondheim (Noorwegen).

De grootheden die een belangrijke invloed hebben op het stromingspatroon zijn:

- | | |
|-----------------|--------------|
| a. Buisdiameter | D [m]. |
| b. Gassnelheid | v_g [m/s]. |

- | | | |
|------------------------------|----------|-----------------------|
| c. Vloeistofsnelheid | v_l | [m/s]. |
| d. Gasviscositeit | v_g | [m ² .s]. |
| e. Vloeistofviscositeit | v_l | [m ² .s]. |
| f. Oppervlaktespanning | σ | [N/m]. |
| g. Dichtheid gas | ρ_g | [kg/m ³]. |
| h. Dichtheid vloeistof | ρ_l | [kg/m ³]. |
| i. Versnelling zwaartekracht | g | [m/s ²]. |

Deze grootheden kunnen gegroepeerd worden tot dimensieloze kengrootheden. Deze zijn:

a. Weber: $\frac{D * \rho_g * v_g^2}{\sigma}$ E2 F14

b. Froude: $\frac{v_g^2}{g * D}$ E2 F15

c. Reynolds(gas): $\frac{v_g * D}{\nu_g}$ E2 F16

d. verhouding van de dichtheden: $\frac{\rho_g}{\rho_l}$ E2 F17

e. verhouding van de snelheden: $\frac{v_g}{v_l}$ E2 F18

Gas- en vloeistofsnelheden en gasvolume fractie in twee-fasenstroming.

Omdat bij een twee-fasenstroming de afzonderlijke gas- en vloeistofsnelheden niet zonder meer te bepalen zijn, ook al zijn de volumestromen bekend, wordt in bovenstaande kengrootheden voor de snelheid de volgende benadering genomen:

$$v_g = \frac{V_g}{A_{tot}} \quad E2 F19$$

$$v_l = \frac{V_l}{A_{tot}} \quad E2 F20$$

De volumestroom wordt dus gedeeld door het oppervlak van de gehele buisdoorsnede. Dit heet ook wel de superficiële snelheid.

In correlaties voor warmteoverdracht en drukval wordt het begrip massastroomdichtheid gehanteerd om een maat te hebben voor de snelheid.

$$\phi = \frac{M_{tot}}{A_{tot}} \quad [\text{kg/m}^2\text{s}] \quad E2 F21$$

Dit wordt gedaan omdat het moeilijk is de beide volumestromen op elke plaats in de verdamer te bepalen, daar deze afhankelijk zijn van de stroomopwaartse invloeden. Met name bij correlaties die een gemiddelde geven zal men het begrip massastroomdichtheid tegenkomen.

Waarom kan men indien de volumestromen bekend zijn toch niet zonder meer de snelheden van gas en vloeistof bepalen?

Om de snelheid van bijvoorbeeld het gas te kunnen berekenen, moet ook bekend zijn door welk gedeelte van de buisdoorsnede het gas stroomt. Voor de werkelijke waarde van de gassnelheid geldt:

$$v_g = \frac{V_g}{A_g} \quad E2 F22$$

De verhouding tussen het oppervlak van de "gasdoorlaat" en de totale buisdoorsnede wordt gasvolumefractie genoemd (Engels: void fraction):

$$\beta = \frac{A_g}{A_{tot}} \quad E2 F23$$

Indien de gasvolumefractie bekend is, kunnen de gas- en vloeistofsnelheid bepaald worden:

$$v_g = \frac{M_g}{\rho_g * \beta * A_{tot}} \quad E2 F24$$

$$v_1 = \frac{M_1}{\rho_1 (1 - \beta) A_{tot}} \quad E2 F25$$

Indien de twee-fasenstroming homogeen is, dat wil zeggen geen slip tussen gas en vloeistof, kan de gasvolumefractie analytisch bepaald worden. Dan geldt:

$$\beta = \frac{x * \rho_1}{(1 - x) * \rho_g + x * \rho_1} \quad E2 F26$$

Indien er wel slip is, en dit is meestal het geval, dan moet de mate van de slip of de gasvolumefractie gekend zijn. Voor de slip geldt:

$$S = \frac{v_g}{v_1} \quad E2 F27$$

De eerder genoemde formule voor β wordt indien er slip is:

$$\beta = \frac{x * \rho_1}{(1 - x) * \rho_g * S + x * \rho_1} \quad E2 F28$$

De slip of de gasvolumefractie zijn in het algemeen slechts langs empirische weg te bepalen. In de literatuur zijn empirische correlaties te vinden. Een voorbeeld is de Smith-correlatie die volgens enkele onderzoekers ook geldig is voor omstandigheden die in de koudetechniek voorkomen:

$$\beta = \left[1 + 0,4 * \frac{\rho_g}{\rho_1} \left(\frac{1}{x} - 1 \right) + 0,6 \frac{\rho_g}{\rho_1} \left(\frac{1}{x} - 1 \right) * \left(\frac{\rho_1 + 0,4 \left(\frac{1}{x} - 1 \right)}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-1} \quad E2 F29$$

werd niet behandeld

Met voorgaande correlatie kan men de waarde van β op een plaats berekenen indien de kwaliteit bekend is. Indien gemiddeld over een buis bepaald moet worden, moet het verloop van langs de buis bekend zijn. Voor de gemiddelde waarde van geldt:

$$\bar{\beta} = \int_0^L \frac{\beta * (L) * dL}{L}$$

E2 F30

Op deze wijze kan bijvoorbeeld de vloeistofinhoud van een verdamperbuis bepaald worden. Dit is van belang voor het ontwerp van een vloeistofafscheider of vloeistofvat van een systeem.

In fig 0.5 is weergegeven hoe verschillende stromingspatronen in elkaar kunnen lopen in een verdamperbuis.

Of ringstroming op zal treden in een verdamperbuis zal afhangen van de omstandigheden. De massastroomdichtheid moet in het algemeen hoger zijn dan $100 \text{ kg/m}^2.\text{s}$) wil ringstroming kunnen optreden. Bij lagere massastroomdichtheden treedt vaak stootstroming op in plaats van ringstroming

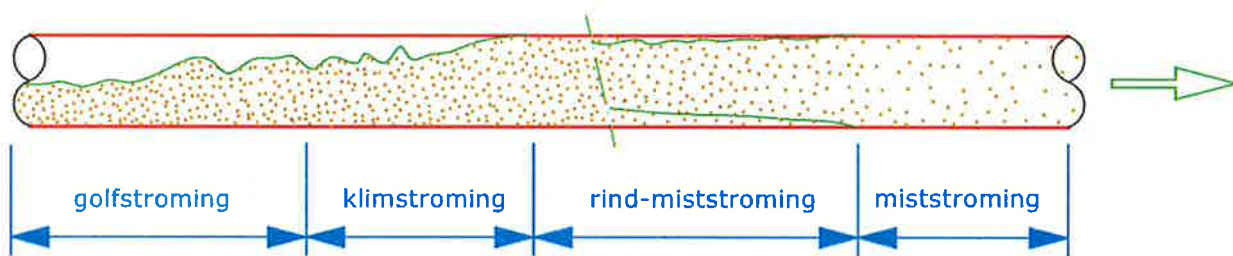


Fig. 0.5 Elkaar opvolgend stromingspatronen in een verdamperbuis

0.2.2 Warmte overdracht bij condenseren

Indien een damp in contact komt met een oppervlak dat een temperatuur heeft welke lager is dan de verzadigingstemperatuur, zal condensatie optreden. De condensatie kan zich voordoen in de vorm van kleine druppeltjes die ontstaan. De vloeistof kan daarnaast op het oppervlak een film vormen indien het oppervlak door het condensaat goed bevochtigbaar is. In het eerste geval spreekt men van druppelcondensatie, in het tweede geval spreekt men van filmcondensatie. De warmteoverdrachtsmechanismen zijn in beide gevallen geheel verschillend.

0.2.3 Warmteoverdracht bij filmcondensatie aan een verticale vlakke wand

Filmcondensatie is de vorm van condensatie die in de meeste systemen optreedt. Theoretisch kan worden afgeleid wat voor een verticale wand met lengte L de gemiddelde waarde zal zijn. Deze afleiding geldt ook voor de buitenzijde van een verticale buis. Bij de hierna volgende afleiding gelden de volgende aannamen:

- het gehele oppervlak is met vloeistof bedekt;
- de stroming in de film is laminair;
- het temperatuursverschil tussen de wand en de verzadigde damp is overal hetzelfde;
- de gassnelheid is lager dan 5 m/s .

T_w	=	wandtemperatuur	[K]
T_c	=	condensatietemperatuur	[K]
L	=	hoogte van de wand	[m]
V	=	volumestroom vloeistof langs de wand	[m ³ /s]
X	=	afstand van de bovenkant van de wand	[m]
δ	=	dikte van de film	[m]

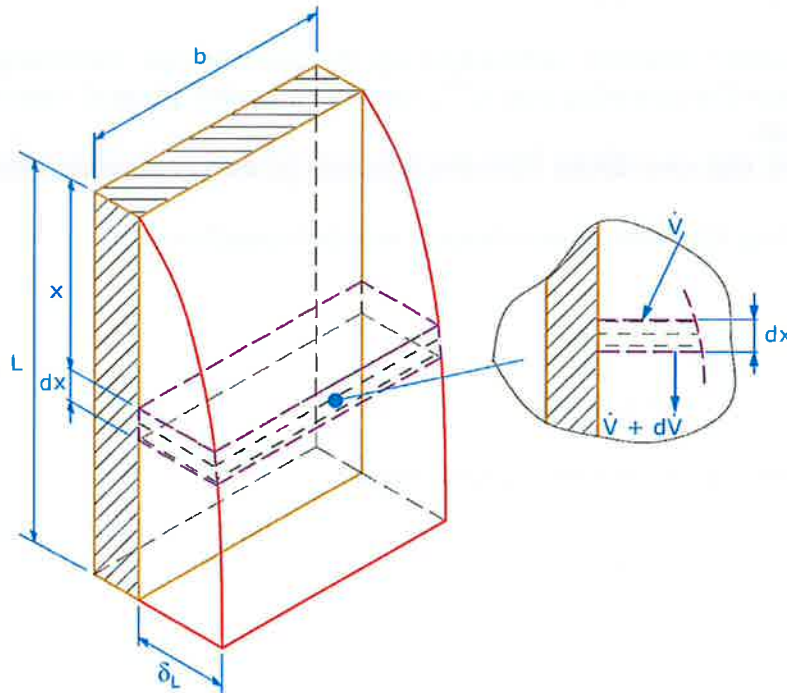


Fig. 0.6 Condensatie op de verticale wand.

Omdat de stroming in de film laminair is, vindt de warmteoverdracht in de film door geleiding plaats:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} \quad E2 F31$$

λ is de warmtegeleidingscoëfficiënt van de vloeistof. Om α te kunnen bepalen moet het verloop van δ met α bekend zijn. Wanneer op een oppervlak met breedte b en hoogte dx een massastroom condenseert, dan neemt over dx de condensaatstroom met dm toe. Er komt over het oppervlak een hoeveelheid warmte J vrij. (J is de condensatiewarmte [J/kg]).

De energiebalans over het stukje dx wordt nu:

$$J * dm = \frac{\lambda}{\delta} * (T_c - T_w) * b * dx \quad E2 F32$$

Hierin is T_c = condensatie temperatuur en T_w = wandtemperatuur

Voor een laminaire film is te bewijzen dat voor de gemiddelde snelheid v geldt:

$$v = \frac{\rho * g * \delta^2}{3 * \eta} \quad E2 F33$$

ρ is de soortelijke massa van de vloeistof;
 η is de dynamische viscositeit van de vloeistof.

Na integratie, substitutie en uitwerking die hier niet is uitgewerkt volgt voor de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënt:

$$\alpha = 0,94 * \left(\frac{J * \rho^2 * \lambda^3 * g}{L * \eta * (T_c - T_v)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad E2 F41$$

De stofwaarden moeten worden betrokken op de gemiddelde filmtemperatuur. De waarde van α blijkt omgekeerd evenredig met $L^{1/4}$; om deze reden plaatst men condensorbuizen bij voorkeur horizontaal.

De formule indiceert dat een dikke film die laminair is een lage warmteoverdracht geeft.

De vorige vergelijking kan ook dimensieloos worden geschreven:

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} * \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,94 * \left(\frac{Pr}{Ga^{\frac{1}{3}} * Ph} \right)^{\frac{1}{4}} \quad E2 F42$$

De diverse kengetallen zijn als volgt gedefinieerd:

$$Nu = \frac{\alpha * \delta^1}{\lambda}$$

Met $\delta^1 = \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}$ en δ^1 is een maat voor de filmdikte.

$$Pr = \frac{\eta * c}{\lambda}$$

Met c als de soortelijke warmte van de vloeistof.

$$Ph = \frac{c * (T_c - T_w)}{J}$$

$$Ga = \frac{g * l^3}{v^2} \quad E2 F43$$

v is de kinematische viscositeit van de vloeistof

Turbulente filmstroming

Omdat de dikte van de condensaatfilm en de gemiddelde filmsnelheid met L toenemen, zal de aanvankelijke laminaire stroming turbulent worden. De omslag vindt plaats bij:

$$Re \approx 350$$

$$Re = \frac{\bar{v} * \delta}{v} \quad E2 F44$$

δ is de filmdikte

Als bovengrens voor de laminaire stroming geldt dan:

$$\frac{Ga^{\frac{1}{3}} * Ph}{Pr} = 2680 \quad E2 F45$$

Zodra de film turbulent wordt, kan de formule voor α niet meer analytisch worden afgeleid. De nu volgende correlatie is uit metingen bepaald:

$$Nu = \frac{\bar{\alpha}}{\lambda} * \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,0030 * \left(\frac{Ga^{\frac{1}{3}} * Ph}{Pr} \right)^{\frac{1}{3}} \quad E2 F46$$

De vorige vergelijking kan ook met de stofwaarden worden geschreven:

$$\bar{\alpha} = 0,003 * \left(\frac{\lambda^3 * \rho^2 * g * L * (T_c - T_v)}{\eta^3 * J} \right)^{\frac{1}{2}} \quad E2 F47$$

De formule laat zien dat een dikke turbulente film de warmteoverdracht verbetert.

Voor een horizontale buis geldt:

$$\bar{\alpha}_{hor} = 0,77 * \bar{\alpha}_{ver} * \left(\frac{L}{d_u} \right)^{\frac{1}{4}} \quad E2 F48$$

met: d_u = uitwendige buisdiameter
 L = de lengte van de buis
 ver = verticaal
 hor = horizontaal

Voor een pijpenbundel geldt:

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{hor} * n^{\frac{1}{4}} \quad E2 F49$$

met n als het aantal boven elkaar liggende buizen.

Filmcondensatie van stromende damp

Bij gassnelheden hoger dan 5 m/s zijn de afschuif- en impulskrachten op de film niet meer te verwaarlozen. Bovendien vindt de omslag van laminaire naar turbulente filmstroming eerder plaats naarmate de gassnelheid langs de film toeneemt.

$$Nu_{ver} = \frac{\alpha_{ver}}{\lambda} * \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,52 * \left(\frac{K_w * P_R}{Ga^{\frac{1}{3}} * P_h} \right)^{\frac{1}{3}} \quad E2 F50$$

met: $K_w = \frac{\xi * \rho_d * v_d^2}{\rho_L * g} * \left(\frac{g}{v^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad E2 F51$

K_w is een wrijvingskental welke de invloed van de schuifspanning op het filmoppervlak ten gevolge van de dampstroom weergeeft. De waarde van $\xi = 0,02$ geeft bevredigende resultaten.

De vorige vergelijking kan ook met de stofwaarden worden geschreven.

$$\alpha_{\text{ver}} = 0,52 * \left(\frac{\xi * \rho_d * v_d^2 * J * \lambda^2 * \rho_1}{\eta * L * (T_c - T_v)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad E2 \ F52$$

De versnelling van de zwaartekracht komt hierin niet voor, zodat richting van de gasstroom op de waarde van α_{ver} geen invloed heeft. Het gebied met een turbulente condensaatfilm is nog niet voor analytische berekening toegankelijk, hiervoor worden experimentele correlaties gebruikt.

0.2.4 Druppelcondensatie

Indien het oppervlak niet goed bevochtigbaar is door het condensaat, vormt het condensaat zich als druppels. Indien druppel-condensaat optreedt kan de warmte-overdrachtscoëfficiënt wel 10 maal groter worden dan bij filmcondensatie. De condensatiewarmte wordt direct aan het oppervlak afgegeven, de warmte hoeft nu niet de vloeistoffilm te passeren.

In het algemeen komt druppelcondensatie op technische oppervlakken niet voor. Men heeft getracht door oppervlaktebehandelingen druppelcondensatie te bewerkstelligen. Dit kan door het oppervlak te voorzien van een één-molecuul-dikke laag van een bepaalde stof. Dit kan oliezuur of stearinezuur zijn, indien H_2O gecondenseerd wordt. Doordat de laag zo dun is, wordt de warmteweerstand nauwelijks beïnvloed. Ook op hoog gepolijste oppervlakken kan druppelcondensatie voorkomen.

Een dergelijke stof heeft men voor de gangbare koudemiddelen nog niet gevonden. Ook indien de wand van een dunne laag ($1 \mu m$) edelmetaal wordt voorzien, is het mogelijk druppelcondensatie te bewerkstelligen.

Deze methode komt alleen in aanmerking indien de dampen zeer zuiver zijn, omdat de minste verontreiniging de werking teniet doet.

0.2.5 Condensatie in een buis

Wanneer een verzadigde damp door een buis stroomt waarvan de wandtemperatuur beneden de verzadigingstemperatuur wordt gehouden, zal condensatie op de buiswand optreden. In de meeste gevallen zal dit filmcondensatie zijn, de filmdikte zal toenemen met de lengte van de buis.

Stromingspatronen

Bij de beschouwing van warmteoverdracht bij condenseren zijn twee categorieën van stroming te onderscheiden:

- door zwaartekracht gedomineerde stroming;
- door schuifspanning gedomineerde stroming.

In de door zwaartekracht gedomineerde stroming is laminaire film condensatie het bepalende warmteoverdracht mechanisme. Hier is het temperatuurverschil tussen de buiswand en het koudemiddel van grote invloed en de massastroomdichtheid ($kg/s \ m^2$) nauwelijks. Deze vorm treedt op bij lage gassnelheden waarbij condensaat zich voornamelijk in het

bovengedeelte van de buis vormt en als film in een vloeistof "riviertje" onderin de buis stroomt.

In de door schuifspanning gedomineerde stroming is convectieve condensatie bepalend door de schuifspanningen tussen de gasstroom en de vloeistof. De warmteoverdracht is onafhankelijk van het temperatuurverschil maar volledig afhankelijk van de massastroomdichtheid en de gasfractie.

Er treden verschillende stromingsvormen op die bepaald worden door de gasvolume fractie.

1. Stromingsvormen die optreden bij **hoge gasvolume fractie**:
Dit zijn de gelaagde stroming, golf stroming, golf-ringstroming, ringstroming en ring-miststroming. De stromingsvormen staan in volgorde van toenemende dampsnelheid. De eerste twee worden gedomineerd door de zwaartekracht, de laatste twee door de schuifspanningen.
2. Stromingsvormen bij **lage gasvolume fractie**:
Dit zijn de "slug" (vloeistof stroomt als slokken door de buis, de buis plaatselijk geheel opvullend), plug-vormige stroming (voornamelijk vloeistof met grote bellen ertussen) en bellenstroming (damp is als bellen meer verdeeld door de vloeistof) . In deze volgorde neemt de gasvolume fractie af.

De stromingsvormen die optreden bepalen sterk het warmteoverdrachtsproces. Voor ontwerpers van apparaten is voorspelling van het optredende stromingspatroon van belang, afhankelijk van de massastroomdichtheid, gasfractie, stofeigenschappen en de buisdiameter. In de literatuur zijn verschillende diagrammen te vinden waarmee het stromingspatroon kan worden voorspeld.

Literatuur laat, ter illustratie, de volgende resultaten zien bij koudemiddelen als R134a en R22 in buizen met binnendiameter van 3 tot 7 mm:

MASSASTROOM-DICHTHEID [kg/s m ²]	STROMINGSVORM	GASFRACTIE	OPMERKING
25	Gelaagd	Van hoog tot laag	
75	Golven	Van hoog tot laag	
150-300-500-800	Sludge en golven	Laag	Invloed van d en stofeigenschappen
150-300-500-800	Ring-golf, ring	Hoog	Invloed van d en stofeigenschappen

Tabel: stromingspatronen bij condensatie in een buis (d: diameter)

Gelaagde stroming, golfstroming, sludge en ringstroming zijn de verschijningsvormen die het meest optreden.

Bij kleine buisdiameters (<3 mm) gaat de oppervlaktespanning een niet te verwaarlozen rol spelen op de stromingsvormen en dus op de warmteoverdracht.

Warmteoverdracht bij condensatie

In de V.D.I.-Wärmeatlas (hoofdstuk J) zijn voor verschillende stoffen de warmteoverdrachtscoëfficiënt gegeven als functie van de massastroomdichtheid (Φ) en de temperatuur. In fig. 0.7 is hiervan een voorbeeld gegeven voor ammoniak.

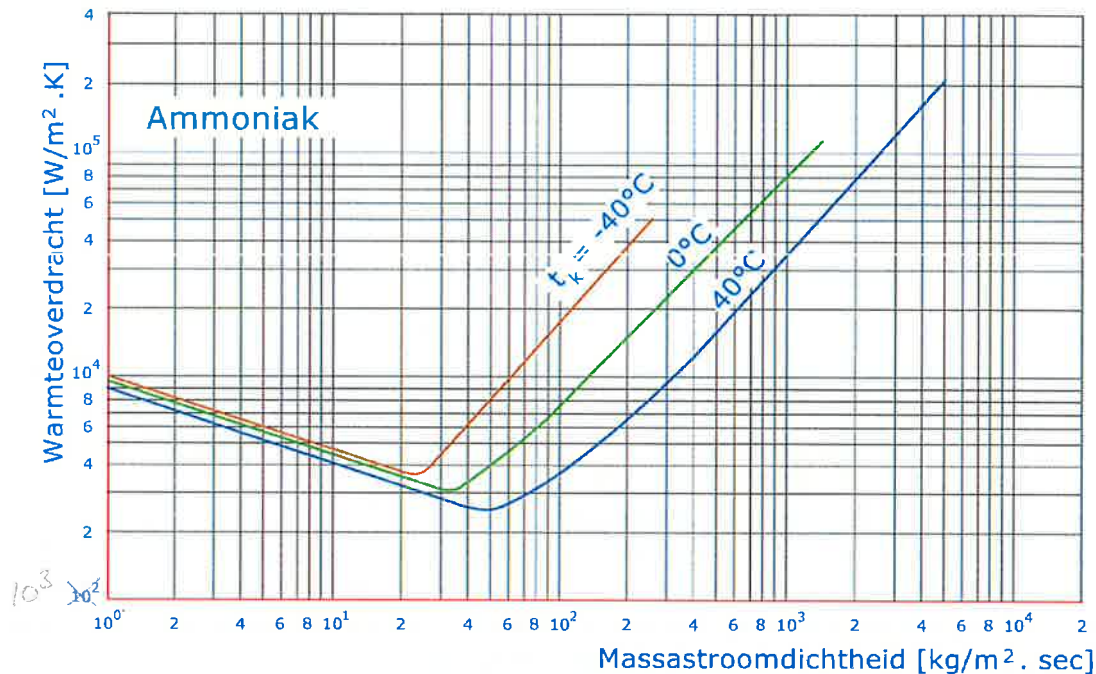


Fig. 0.7 Warmteoverdracht in doorstromende condensorbuisen als functie van de massastroomdichtheid, geldend voor ammoniak.

Uit deze figuur blijkt dat α met toenemende Φ eerst afneemt om later weer toe te nemen. Dit fenomeen kan verklaard worden uit de optredende stromingspatronen.

Bij lage Φ treedt in een horizontale buis, waarin relatief veel gas aanwezig is, golfstroming op, die bij toenemende Φ (in de figuur symbool m) overgaat in klimstroming. Het gedeelte van de wand dat slechts door de dunne condensaatfilm is bedekt, zal kleiner worden naarmate de massastroomdichtheid toeneemt.

Daar waar de minimale α optreedt is ringstroming ontstaan, waarbij de hele wand door een relatief dikke film is bedekt. Bij verdere toenemende Φ wordt de convectieve warmteoverdracht steeds beter, zodat α toeneemt.

Warmteoverdracht correlatie voor lokale warmteoverdrachtscoëfficiënt

In dit dictaat tonen we de correlatie van Dobson en Chato, welke luidt als volgt:

$$Nu = 0,023 Re_{ls}^{0,8} Pr_l^{0,4} (1 + 2,22 X_{tt}^{-0,89})$$

Met het lokale Nusselt getal: $Nu(x) = \alpha(x) d_i / \lambda_l$

Het superficiële Reynolds getal voor de vloeistof is: $Re_{ls} = m d_i (1-x)/\eta_l$ met m in (kg/s)

De Martinelli parameter voor turbulente stroming in beide fasen is:

$$X_{tt} = ((1-x)/x)^{0,9} (\rho_v/\rho_l)^{0,5} (\eta_l/\eta_v)^{0,1}$$

De Dobson en Chato correlatie is voldoende nauwkeurig bij een massastroomdichtheid Φ groter of gelijk aan 500 kg/s m² en bij nagenoeg alle optredende gasfracties (x).

De volgende figuur toont de warmteoverdrachtscoëfficiënten van R404 (olievrij) in een gladde buis uit onderzoek van Dobson en Chato. ("quality" is de gasfractie).

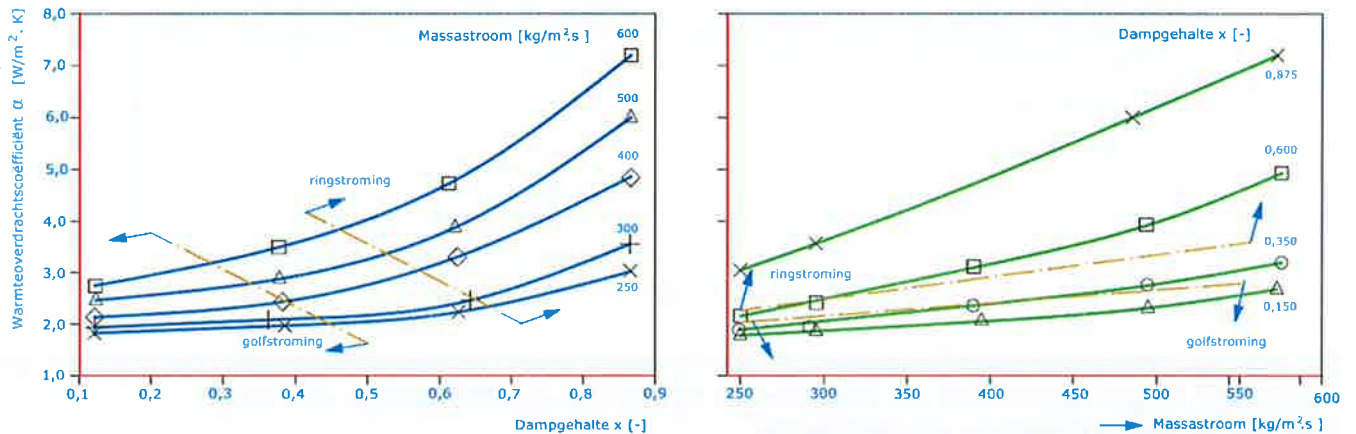
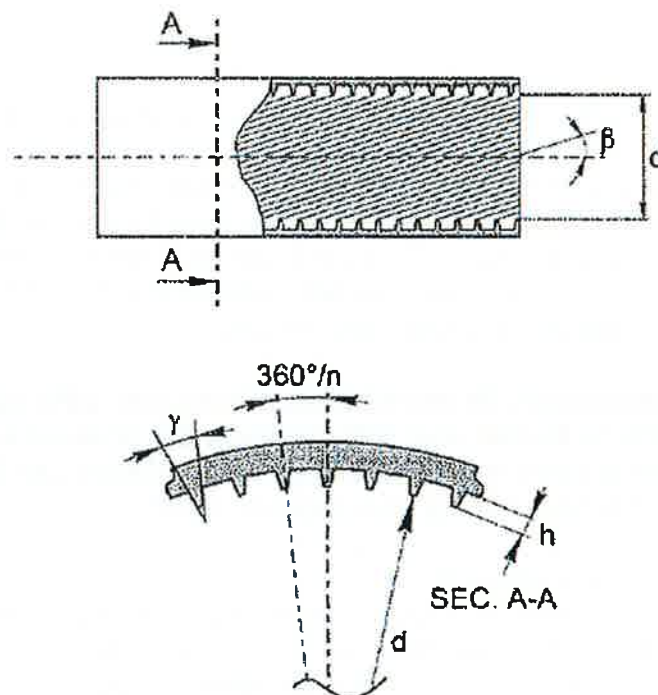


Fig. 0.7.a Warmteoverdrachtscoëfficiënten bij condensatie van R404 (olievrij) in een gladde buis

Condensatie in buizen met vergroot oppervlak door microvinnen

Met het gebruik van microvinnen in warmtewisselaarbuizen kan de warmteoverdracht worden verbeterd en kunnen apparaten compacter en goedkoper worden gebouwd. Ook neemt de efficiëntie toe. De volgende figuur en tabel geven een uitvoeringsvorm met bijbehorende karakteristieke afmetingen als voorbeeld voor een buis met microvinnen in vergelijking met een gladde pijp met dezelfde buitendiameter.



Figuur 0.7.b Uitvoeringsvorm van een buis met microvinnen

PARAMETER		GLADDE PIJP	MICROVIN PIJP
Uitw. Diameter (mm)	[mm]	9,52	9,52
Wanddikte (mm)	[mm]	0,36	0,30 (dal-maat)
Aantal vinnen			54
Oppervlak per meter	[m ² /m]	0,028	0,041

Tabel: vergelijking inwendig warmteoverdragend oppervlak tussen gladde pijp en microvin pijp

De warmteoverdrachtscoëfficiënten bij condensatie voor de microvin buizen kunnen tot een factor 1,7 hoger liggen dan de waarden in figuur 0.7.a, afhankelijk van de massastroomdichtheid en de gasfractie.

Het effect van olie

Ook bij condensatie wordt de warmteoverdracht verslechterd door olie op het oppervlak van de buizen. Daarnaast neemt de drukval toe door olie in het koudemiddel.

De warmteoverdrachtscoëfficiënt bij condensatie van een een-component koudemiddel in vergelijking van die van een koudemiddel met olie erin opgelost laat zich als volgt definiëren:

$$\alpha = q/(T_s - T_w)$$

met T_w als de wandtemperatuur en T_s de verzadigingstemperatuur ("saturation") van het koudemiddel.

Voor het koudemiddel met olie erin opgelost geldt: $\alpha = q/(T_{\text{bubble}} - T_w)$

met T_{bubble} als de "bubble point" temperatuur van het koudemiddel-olie mengsel in de vloeistoffase. Dit is de temperatuur waarop een onderkoeld mengsel begint te verdampen bij verwarming. Omdat de "bubble point" temperatuur van het koudemiddel-olie mengsel hoger is dan de verzadigingstemperatuur van het zuivere koudemiddel geven de beide vergelijkingen andere warmteoverdrachtscoëfficiënten.

Olie bij 5% in oplossing vermindert de warmteoverdracht met 10% tot 15% bij gladde pijpen en met 10% tot 20% in buizen met microvinnen. De drukval kan een factor 2 toenemen, hoewel ook een afname kan plaatsvinden afhankelijk van het olietype. Olieconcentraties van 1% hebben slechts een beperkt effect.

0.2.6 Tweefasen drukval correlaties *→ geen eenfasestof*

Bij het verdampen en condenseren in buizen treden drukvallen op die aanmerkelijk kunnen afwijken van de eenfase drukvallen. Dit heeft te maken met de variatie in stromingspatronen en de verschillen in snelheden tussen de gas en vloeistoffase. Hierbij spelen traagheidskrachten die de vloeistof steeds weer versnellen onder andere een rol. In verticale buizen moet rekening gehouden worden met de zwaartekracht in combinatie met de gasvolume fractie.

Er zijn in de literatuur meerdere tweefasen-drukvalcorrelaties te vinden. In deze cursus behandelen wij de correlatie van Lockhart Martinelli voor horizontale buisstroming. Deze gebruikt de éénfase drukval als referentie om tot de tweefasedrukval te komen. Men definieert een parameter voor de gasfase die de eenfase drukval aan de drukval voor de

twee-fasenstroming correleert (tp: two phase): $\Phi_G^2 = \frac{(dP/dx)_{tp}}{(dP/dx)_G}$

Evenzo voor de vloeistoffase: $\Phi_L^2 = \frac{(dP/dx)_{tp}}{(dP/dx)_L}$

Een Lockhart en Martinelli parameter X wordt ingevoerd en gedefinieerd als:

$$X^2 = \frac{(dP/dx)_L}{(dP/dx)_G}$$

Figuur 0.7.c geeft de relatie tussen X en Φ , zowel voor de vloeistoffase (symbool l) als de gasfase (g) en de stromingscondities turbulent (t) en laminair (v: visceus). Φ_{ltv} staat voor de Φ_L met de vloeistoffase turbulent en de gasfase laminair.

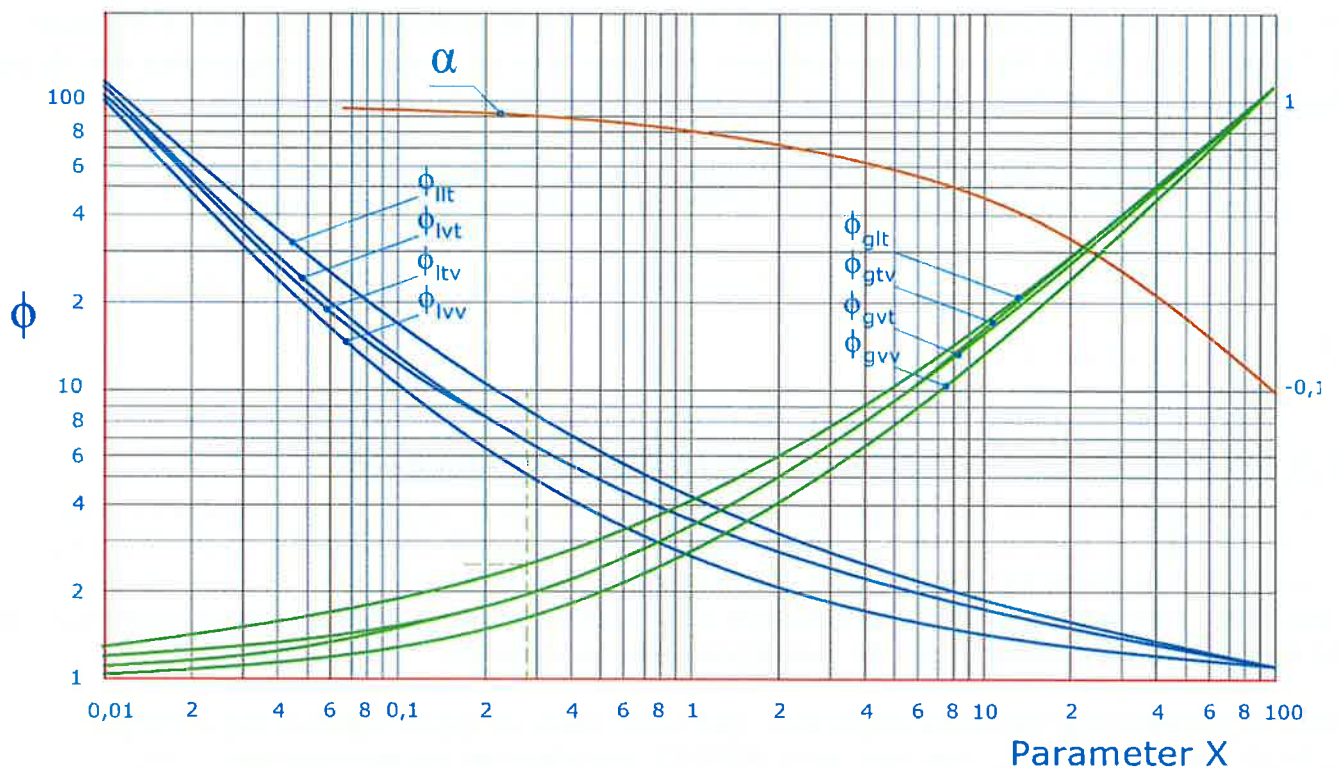


Fig. 0.7.c de relatie tussen Lockhart Martinelli parameters X en Φ , zowel voor de vloeistoffase (symbool l) als de gasfase (g)

De berekeningsmethode is als volgt; men gaat uit van de éénfase stroming, bijvoorbeeld een massastroom vloeistof alsof deze met snelheid v alleen door de leiding met diameter d zou stromen. De drukval van de vloeistof per lengte eenheid is dan te berekenen met:

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{f(Re)}{d} \cdot \rho \cdot v^2$$

met

$$v = -\frac{V}{\left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2\right)}$$

en

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\eta}$$

Voor $Re < 2300$ gebruikt met de vergelijking van Poisseuille voor de berekening van de frictiefactor voor laminaire stroming:

$$f(Re) = \frac{32}{Re} \quad (\text{Poisseuille})$$

Voor $Re > 2300$ is de formule van Blasius toepasbaar voor turbulente stroming:

$$f(Re) = \frac{0,092}{Re^{0,20}} \quad (\text{Blasius of Colburn type})$$

Nu kan de éénfase drukval voor de vloeistof worden berekend. Op dezelfde wijze berekent met de éénfase drukval voor de gasmassastroom van de tweefasenstroming. Vervolgens is de parameter X^2 te bepalen met bovenstaande formule door de eenfase drukvallen voor vloeistof en gas op elkaar te delen. Na worteltrekken kan met X in figuur 0.7.c de factor Φ_L of Φ_G worden afgelezen. Met een van de twee eerste formules van deze paragraaf is de tweefasendrukval per lengte eenheid $(dP/dx)_{tp}$ te berekenen.

Bij stroming in verticale buizen komt een zwaartekracht ("gravity") term bij de bovengenoemde tweefasedrukval voor stroming. Deze term heeft de vorm:

$$(dP/dh)_{grav} = x \rho_g g h \text{ met } x \text{ als de gasvolume fractie en } h \text{ de hoogte}$$

$$\text{of:} \quad (1-x) \rho_l g h$$

0.3 GECOMBINEERDE WARMTE- EN MASSAOVERDRACHT

In de koudetechniek en in de luchtbehandeling vindt in veel apparaten een proces plaats waarbij gelijktijdig warmte en waterdamp aan de lucht wordt onttrokken en toegevoerd. In de koudetechniek zijn dit vooral de luchtkoelers voor koel- en vriesruimten, verder de bevoeide, met lucht gekoelde condensors voor koudemiddelen, verdampingscondensors en de koeltorens voor koeling van de watergekoelde condensors.

Voor de berekening van deze apparaten kan voor zover er geen rijpvorming optreedt, gebruik worden gemaakt van een door MERKEL ontwikkelde berekeningsmethode. Deze theorie is toepasbaar indien de temperatuur niet te hoog is ($< 40^\circ\text{C}$) en wanneer de absolute waterdampgehalte van de lucht niet te groot is. Bij de theorie van Merkel wordt er verder vanuit gegaan dat er geen mistvorming in de grenslaag optreedt, maar dat de waterdamp welke aan de lucht wordt onttrokken op het oppervlak condenseert. In figuur 0.8 is weergegeven welke grootheden een rol spelen. In dit geval is de buiswand kouder dan de lucht.

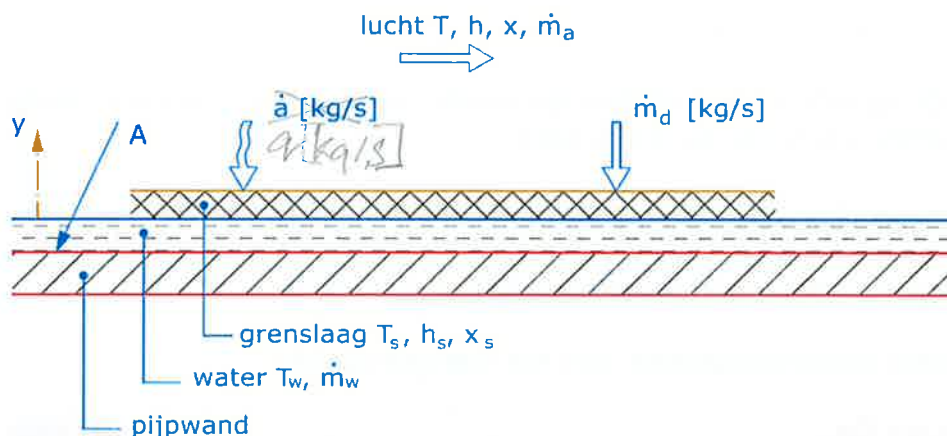


Fig. 0.8 Gebruikte symbolen bij warmte- en stofoverdracht. Indices a staat voor lucht, d voor damp, w voor wand en s voor verzadigd.

De vergelijking welke Merkel heeft afgeleid luidt als volgt:

$$Q = \frac{\alpha}{C_p} * A * (h - h_s) \quad E2 F53$$

Waarin:

Q	=	warmtestroom	[W]
α	=	warmte-overdrachtscoëfficiënt	[W/m ² .K)]
c_p	=	soortelijke warmte van lucht bij constante druk	[J/(kg.K)]
A	=	uitwendig oppervlak	[m ²]
h	=	enthalpie van de lucht	[J/kg]
h_s	=	enthalpie van de verzadigde lucht in de grenslaag	[J/kg]

Het enthalpieverschil is hier de drijvende kracht voor de warmtestroom. In het volgende zal deze formule worden afgeleid. Voor een oppervlakte-element dA geldt dan het volgende:

$$dQ = dQ_v + dQ_l \quad E2 F54$$

$$dm_d = \sigma (x - x_s) dA \quad E2 F55$$

$$dQ_v = \alpha (T - T_s) * dA \quad E2 F56$$

$$dQ_l = J_s * dm_d \quad E2 F57$$

De index s duidt op verzadigde toestand.

Hierin is:

Q_v	=	de voelbare warmtestroom	[W]
Q_l	=	de latente warmtestroom	[W]
σ	=	de stofoverdrachtscoëfficiënt	[kg/m ² .s)]
J_s	=	de verdampingswarmte bij T_s	[J/kg]
m_d	=	de massastroom van de damp	[kg/s]

Hieruit volgt:

$$dQ = [\alpha(T - T_s) + \sigma(x - x_s)J_s] dA \quad E2 F58$$

In deze vergelijking willen we de drijvende kracht schrijven als een enthalpieverschil. Voor de soortelijke enthalpie h van de lucht luidt:

$$h = h_a + h_d = C_{p_a} T + C_{p_d} T x + J_0 x \quad \text{ha = enthalpie van Lucht} \quad E2 F59 \quad q = \text{vrije}$$

Hierin is J_0 [J/kg] de verdampingswarmte bij $T = 0^\circ\text{C}$.

Voor de specifieke warmtecapaciteit van het mengsel geldt:

$$C_p = C_{p_a} + x * C_{p_d} \quad E2 F60$$

De vorige twee vergelijkingen samen leiden tot:

$$C_p * T = (C_{p_a} + x * C_{p_d}) * T = h - J_0 * x \quad E2 F61$$

Waaruit volgt:

$$T = \frac{h - J_0 * x}{C_p} \quad E2 F62$$

Analoog kan afgeleid worden:

$$T_s = \frac{h_s - x_s * J_s}{C_p} \quad E2 F63$$

Substitutie van de twee laatste vergelijkingen in formule 58 geeft:

$$dQ = \sigma \left[\frac{\alpha}{C_p * \sigma} * (h - x * J_0 - h_s + x_s * J_s) + (x - x_s) * J_s \right] * dA \quad E2 F64$$

Dit is de exacte vorm van de vergelijking van MERKEL.

De vorm $\frac{\alpha}{C_p * \sigma} = Le$ wordt kengrootheid van LEWIS genoemd.

$$Le = \frac{\alpha}{C_p * \sigma} \quad E2 F65$$

Voor $Le = 1$ en bovendien $J_s = J_0$ gaat formule 64 over in:

$$dQ = \sigma * (h - h_s) * dA \quad E2 F66$$

Voor $Le = 1$, dat voor koeltorens en luchtkoelers boven 0°C mag worden aangenomen, geldt:

$$\sigma = \frac{\alpha}{C_p}$$

waaruit de vergelijking van MERKEL volgt:

$$dQ = \frac{\alpha}{C_p} * (h - h_s) * dA \quad E2 F67$$

of in het algemeen voor een oppervlak gelijk aan A:

$$Q = \frac{\alpha}{C_p} * A * \Delta h_{\text{gem}} \quad E2 F68$$

Omdat T , x en h in de langsstromende lucht en ook T_s , x_s en h_s in de grenslaag langs het oppervlak normaliter variëren, moet men een gemiddelde waarde bepalen voor Δh . Vaak kan men volstaan met het nemen van het logaritmisch gemiddelde enthalpieverschil:

$$\Delta h_m = \frac{(h_1 - h_{s1}) - (h_2 - h_{s2})}{\ln \frac{(h_1 - h_{s1})}{(h_2 - h_{s2})}} \quad E2 F69$$

Voor een luchtkoeler is dit toelaatbaar, doch is dit bij een koeltoren niet correct. Bij het afleiden van de vergelijking van MERKEL is een aantal aannames gedaan. Deze geven een afwijking van ongeveer 5 ten opzichte van de werkelijkheid indien de vergelijking niet boven 40 °C wordt toegepast.

De aanname dat $Le = 1$ gaat niet op indien rijpvorming optreedt. Om deze reden kan in dat geval de vergelijking van MERKEL niet worden toegepast. Indien bekend is hoe groot Le is kan wel de exacte vorm van de vergelijking van MERKEL (Formule 64) gebruikt worden.

0.4. HET VERLOOP VAN HET PROCES IN HET H-X-DIAGRAM

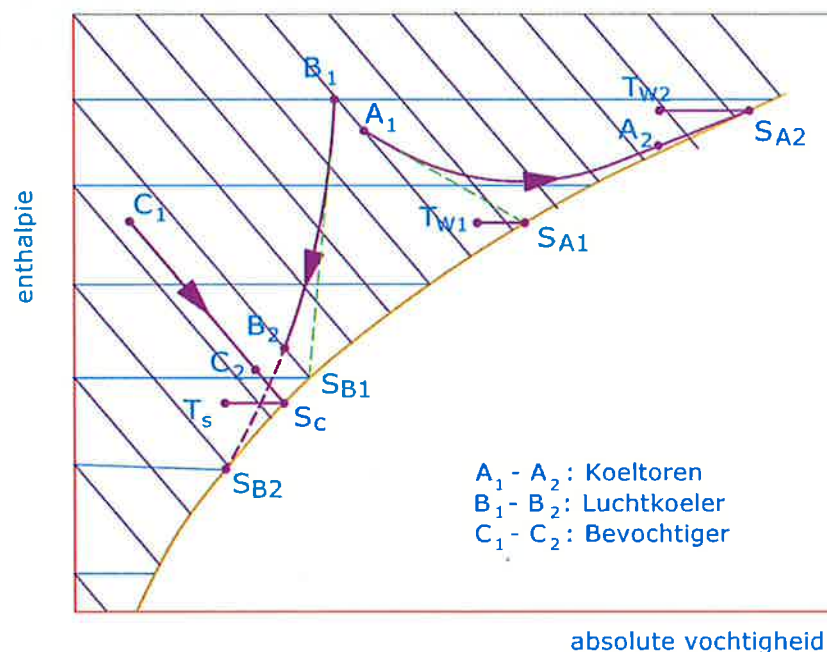


Fig. 0.9 Warmte- en stofoverdracht in het h-x-diagram voor vochtige lucht.

In figuur 0.9 is voor drie processen weergegeven hoe de gecombineerde warmte in stofoverdracht kan worden voorgesteld in het MOLLIER diagram voor vochtige lucht. Wanneer de temperatuur van toestand A langs een nat oppervlak met een temperatuur T_w stroomt dan kan de toestand van de lucht in de grenslaag vlak boven het natte oppervlak worden weergegeven door een punt S_A op de verzadigingslijn.

Immers in de grenslaag kan de lucht geacht worden in evenwicht te zijn met het oppervlak, d.w.z. dat de temperatuur van de lucht gelijk moet zijn aan die van het oppervlak en dat de lucht daar verzadigd moet zijn met waterdamp. Was dit niet het geval, dan zou er voelbare warmte overgaan, respectievelijk water verdampen of condenseren aan het oppervlak, dus er zou evenwicht heersen.

Men kan zich nu de uitwisseling tussen de lucht A en het oppervlak zo voorstellen, dat telkens een klein stukje van de grenslaag loslaat en zich vermengt met de lucht A. Het resultaat van de menging is een punt op de rechte lijn AS_A . Wanneer dit zich langs het oppervlak vele malen herhaalt, ontstaat de toestandsveranderingslijn, welke van A uitgaat en naar S_A is gericht. Echter zal in veel gevallen de oppervlaktetemperatuur niet overal dezelfde zijn. Bij koeltorens bijvoorbeeld koelt het water af op zijn weg, zoals de bedoeling is, bijvoorbeeld van T_{w2} tot T_{w1} .

Bij de gebruikelijke uitvoering, waarbij water en lucht elkaar in tegenstroom passeren, komt de lucht, naarmate zij zelf warmte opneemt, met steeds warmer water in aanraking. Daardoor zal de toestandsverandering naar steeds meer naar rechts gelegen punten op de verzadigingslijn wijzen, zoals aangegeven door de gekromde lijn $A_1 - A_2$ (toestandsverandering in een koeltoren). In A_2 is deze lijn gericht op S_{A2} .

Bij luchtkoelers ligt het toestandspunt van de verzadigde grenslaag S_B meestal meer naar links en bevat de lucht daarin dus minder waterdamp dan de af te koelen lucht van toestand B_1 . Deze laatste wordt dus bij de toestandsverandering, welke naar S_{B1} gericht is, niet alleen kouder maar ook droger.

Hierbij zal de oppervlaktetemperatuur in het algemeen niet gelijk blijven, maar S_B zal bij tegenstroomschakeling) omlaag schuiven en de toestandsverandering zal kunnen worden weergegeven door de lijn $B_1 - B_2$.

1.1 DE FUNCTIE VAN DE CONDENSOR IN DE INSTALLATIE

$$Q_c = Q_0 + Pe \quad (W)$$

E2 F-1.1

Ook het vermogen dat bestemd is voor het direct of indirect ontdooien met persgas heeft, periodiek, niet door de condensor te worden verwerkt.

Het afvoeren van de condensatiewarmte kan geschieden aan de omgevingslucht, aan oppervlakte water, aan grondwater of aan verdampend water. In het onderstaande log p-h diagram is de toestandsverandering aangegeven van een koelmiddel in een condensor.

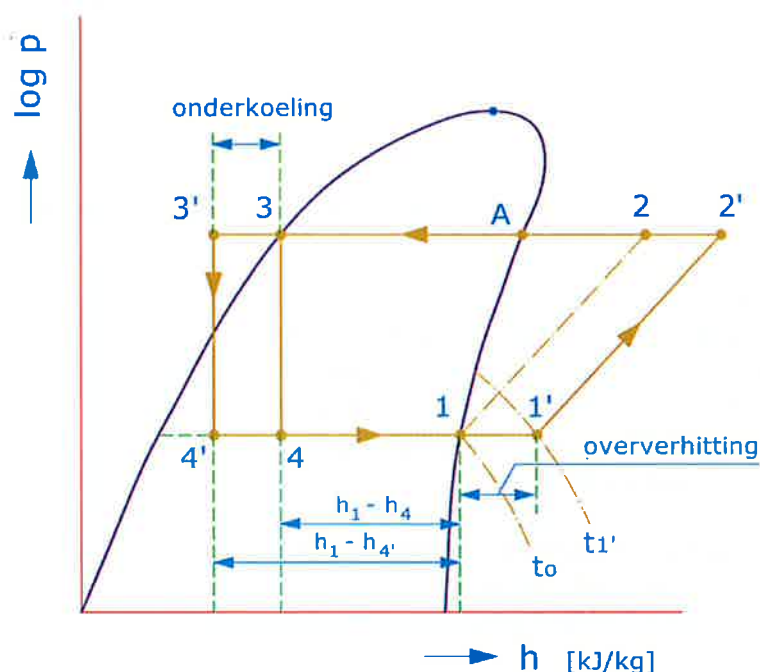


Fig. 1.1. Afkoeling en condensatie in het Log p-h diagram.

Traject 2 (of 2')-A	Het afkoelen van het samengeperste dampvormige koelmiddel tot aan de bij de persdruk behorende verzadigings-(condensatie) temperatuur.
Traject A-3	Het condenseren van het koelmiddel bij (nagenoeg) constante druk.
Traject 3-3'	Het afkoelen van het vloeibare koelmiddel (onderkoelen).

In een condensor zijn de genoemde temperatuurtrajecten te onderscheiden, zoals in figuur 1.2. is weergegeven als voorbeeld voor een watergekoelde dubbele buiscondensor (zie par. 1.3). Het koelwater stroomt in tegenstroom met de te condenseren damp.

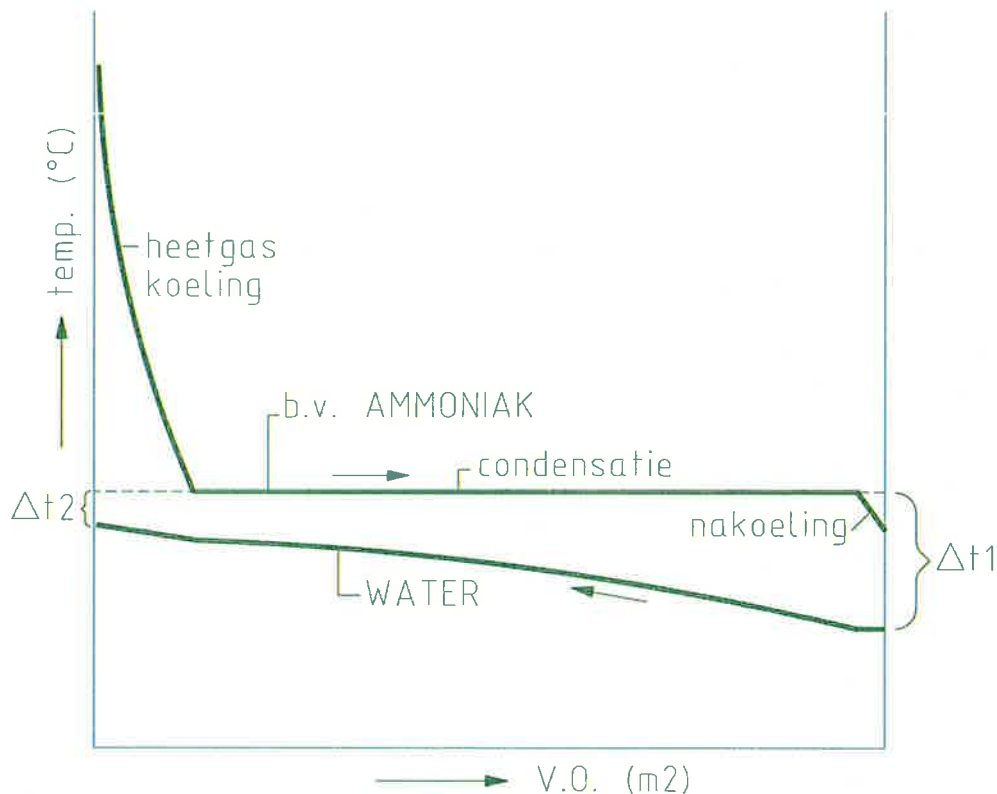


Fig. 1.2. Het verloop van temperaturen in een dubbele buiscondensor (zie fig. 1.4).

Er zijn twee hoofdgroepen condensors:

1. De watergekoelde condensors, uitgevoerd als:
 - a. Dubbele-buis (coaxiale) condensors;
 - b. Pijpenbundel ("shell and tube") warmtewisselaars;
 - c. "plate in shell" warmtewisselaars;
 - c. Platenwarmtewisselaars.
2. De luchtgekoelde condensors, uitgevoerd als:
 - a. Lamellenblok condensors;
 - b. Verdampingscondensors.

1.2 WARMTEOVERDRACHT BIJ CONDENSATIE

De warmteoverdracht bij het condenseren van koudemiddelen is hoog, $\alpha_i = 1000 - 6000$ $[W/m^2K]$. De hoogste waarde wordt alleen bereikt als het een zuiver en verzadigd gas betreft.

Dit wil zeggen wanneer er geen niet-condenseerbare gassen (nc's) en geen vervuiling (bijvoorbeeld in de vorm van olie) op het condensatieoppervlakte aanwezig is.

Bij het zuivere condenseren speelt de snelheid van het gas langs het condensatie oppervlakte praktisch geen rol, maar de snelheid van het gas kan wel helpen om de nc's te verplaatsen en daardoor condensatieoppervlakte vrij te maken. Ook helpt de snelheid van het gas bij het afvoeren van het condens en de eventueel aanwezige olie.

Bijna altijd zijn de persgassen oververhit, verontreinigd met olie en bevinden er zich nc's in de condensor. De nc's kan men met de automatische ontluchter voortdurend afvoeren. NH_3 systemen kunnen nagenoeg olievrij gemaakt worden. Bij de toepassing van R22 en minerale oliën blijft de olie (althans in de condensor) in oplossing met het koudemiddel.

Bij het koelen van persgassen is de overdracht van warmte gaszijdig slechter dan bij het condenseren. De warmteoverdracht bij persgaskoeling is in hoge mate afhankelijk van de snelheid van het gas. Bij snelheden van 2-15 m/s komen α -waarden van 20 - 200 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ voor.

In watergekoelde condensors kan de α -waarde aan de waterzijde hoog zijn, maar deze wordt hier nadelig beïnvloed door de vervuiling in de vorm van afzettingen welke hier kunnen ontstaan. Dit resulteert in α -waarden bij $v = 0,5 - 2 \text{ m/s}$ van 500 - 2000 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$. Ook in verdampingscondensors worden mits deze goed bevoeid en niet vervuild zijn dergelijke hoge α -waarden bereikt.

In luchtgekoelde condensors is de α -waarde aan de buitenzijde laag. Bij luchtsnelheden van 1-3 m/s van 10-30 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$. Ook hier kan de vervuiling een grote rol spelen. Praktisch gezien worden in luchtgekoelde condensors k-waarden bereikt (gebaseerd op het uitwendige oppervlakte) van 15-25 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ en in watergekoelde condensors van 300 -1000 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$. In olievrije watergekoelde NH_3 condensors komen zelfs K-waarden tot 2000 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ voor.

Door de relatief hoge warmteoverdrachtscoëfficiënt bij condensatie wordt de grootte van de condensor vooral bepaald door de warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de water- of luchtzijde van de warmtewisselaar. Dit leidt tot verschillende typen van condensors zoals besproken.

1.3 DE VERSCHILLENDE SOORTEN CONDENSORS

1.3.1 Watergekoelde condensors, uitvoeringsvormen

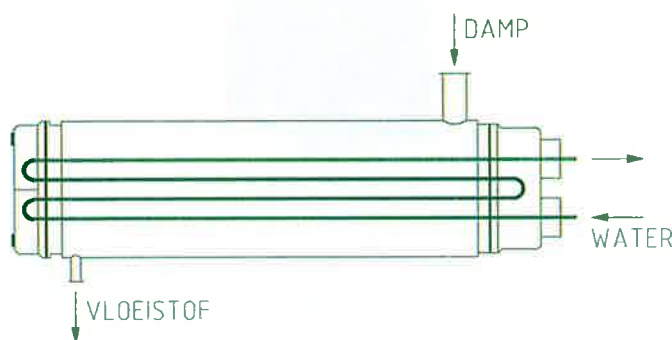


Fig. 1.3. Principe van een watergekoelde condensor (shell and tube uitvoering)

In combinatie met een koeltoren is dit een veelvoorkomende toepassing, vaak bij koudwateraggregaten voor airconditioning toepassingen.

Vaak gebruikte ontwerpcondities:

$$T(P)_{\text{condensatie}} = T_{\text{waterin}} + 8\text{K}$$

$$\Delta T \text{ (opwarming waterstroom)} = \text{ca. } 5\text{K}$$

De dubbele buiscondensor bestaat uit een binnenste buis waardoor koelwater stroomt en een buitenste buis. De binnenste buis is uitwendig gevind. Tussen binnenste en buitenste buis stroomt het te condenseren gas. Bij toepassing van zacht koperen buis, worden de buizen opgerold, waardoor een zeer compacte condensor ontstaat (coaxiaalcondensor).

De k-waarde van een dubbele buiscondensor bedraagt globaal $700 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. De watersnelheid in de binnenste buis mag, i.v.m. erosie, de 2 m/s niet overschrijden.



Fig. 1.4. Dubbele buiscondensors.

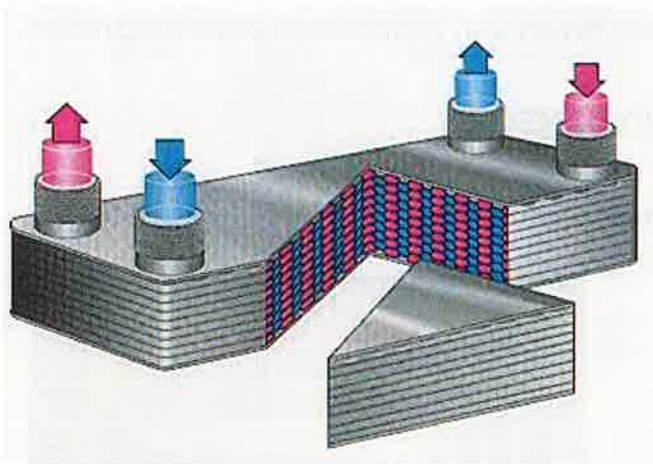


Fig. 1.5. De platenwarmtewisselaar als condensor (gesoldeerde uitvoering)

Een ander type warmtewisselaar als condensor is de platenwarmtewisselaar. Dit zijn gelaste of gesoldeerde platencassettes. Deze zijn te onderscheiden in:

- "Plate & Frame" waarbij de plaatpakketten in een stalen frame bij elkaar worden gehouden. Dit type is demontabel.
- "Plate & Shell" waarbij de plaatpakketten geheel samengelast zijn in een buis zitten opgesloten.

Het condenserend koudemiddel bevindt zich in het ene circuit van de platen, water, of een waterglycolmengsel koelt de condensor in het andere circuit.

Het temperatuurverschil tussen de condensatiestroom en het koelmedium is kleiner dan bij de pijpenbundelwarmtewisselaar en ligt in de orde van 3K tot 5K.

1.3.2 Koeltoren in combinatie met een watergekoelde condensor

Evenals bij de verdampingscondensor is de prestatie van de koeltoren afhankelijk van de droge en de natte boltemperatuur van de lucht.

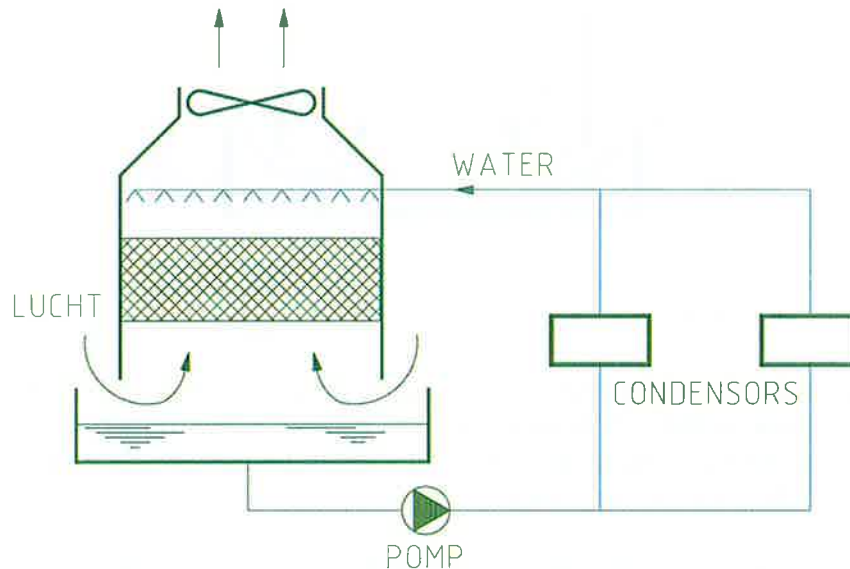


Fig. 1.6. Principe van een koeltoren met watergekoelde condensors

In figuur 1.6 is een koeltoren schematisch weergegeven. In de koeltoren bevindt zich een pakket dat moet zorgen voor een groot contactoppervlak tussen de lucht en het water. Het water wordt versproeid over het pakket en de lucht wordt in tegenstroomdoor het pakket gezogen of geblazen. Boven in de koeltoren bevindt zich een druppelvanger.

De ontwerpcriteria zijn gebaseerd op de natte-boltemperatuur.

Vaak gebruikte ontwerpwaarden (Nederland):

T_{water} in koeltoren:	31°C
T_{water} uit koeltoren:	26°C
$T_{\text{natte bol}}$:	21°C

1.3.3 Verdampingscondensors

In een verdampingscondensor wordt de lucht met behulp van ventilatoren langs gladde (d.w.z. ongevinde) buizen gevoerd, terwijl op de pijpenbundel water wordt gesproeid. Door verdamping koelt het water af in de richting van de natte boltemperatuur van de lucht.

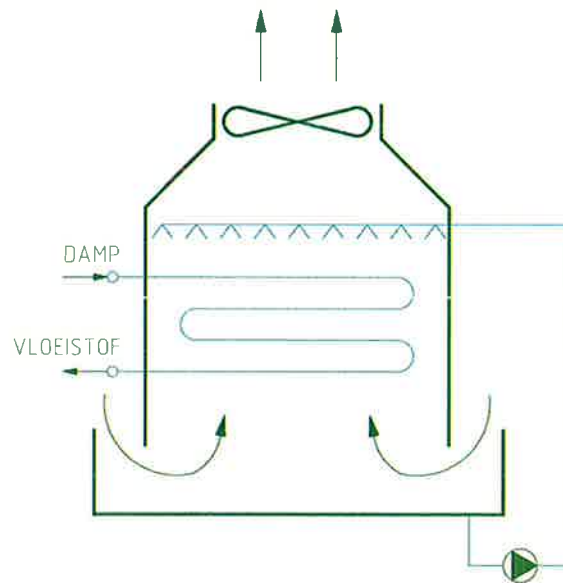


Fig. 1.7. Principe van de verdampingscondensor

Verdampingscondensoren zijn bij grotere vermogens prijstechnisch aantrekkelijk. Dit omdat de natte bol temperatuur praktisch overal lager is bij het ontwerpcriterium in de zomercondities dan de droge bol temperatuur. De maximale condensatietemperatuur in de zomer is lager dan bij luchtgekoelde condensoren.

Het noodzakelijke onderhoud en de kosten van water en waterbehandeling vormen bij de toepassing in kleinere systemen veelal een belemmering. Als voorbeeld: bij 1000 kW vermogen is een luchtverplaatsing van 100.000 m³/h en een ventilatorvermogen van 12 kW nodig. De watersuppletie is ca. 3 m³/h bij een indikkingsfactor van 2.

Vaak gebruikte ontwerpwaarden:

T(P) condensatie:	33°C
T natte bol lucht:	21°C

1.3.4 Luchtgekoelde condensoren

Luchtgekoelde condensoren zijn zeer geschikt in het Noord Europese klimaat daar de luchttemperaturen veelal onder de 12°C liggen (als voorbeeld: in Nederland liggen de droge boltemperaturen in 75% van het gehele jaar onder de 12°C).

In de zomer kennen deze condensoren hogere condensatiedrukken dan de verdampingscondensoren. Dit kan nog wel eens leiden tot storingen bij slecht ontworpen en slecht onderhouden installaties. Voor grote installaties vragen de luchtgekoelde condensoren veel dakoppervlak. Voor de kleinere installaties is de luchtgekoelde condensor de meest aantrekkelijke uitvoering.

Vaak gebruikte ontwerpwaarden:

T(p) condensatie:	42°C
T droge bol lucht:	30°C

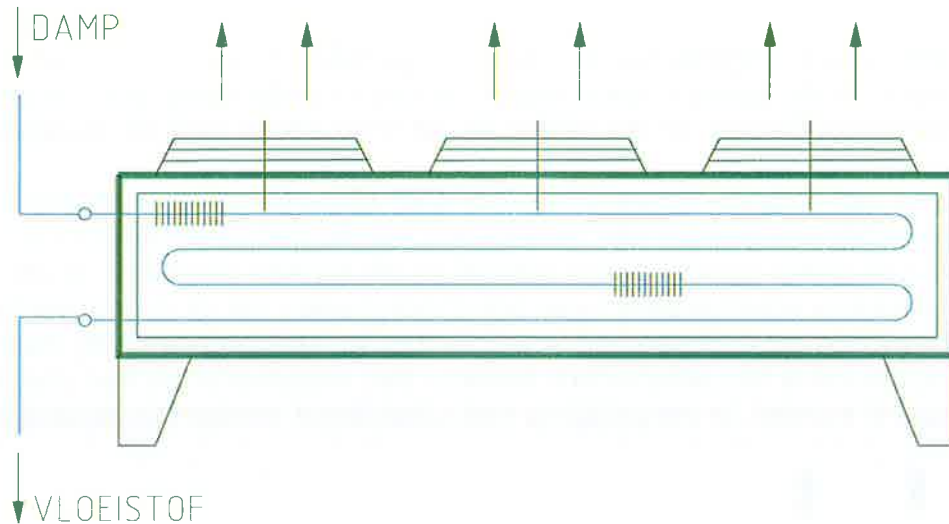


Fig. 1.8. De luchtgekoelde condensor

Om van het energieverbruik van de ventilatoren en een geluidsprobleem af te komen kan men kiezen voor windgekoelde condensoren. Dit zijn verticaal opgestelde ondiepe lamellenblokken met een groot door de wind aangeblazen oppervlak. Ze bestaan uit horizontale pijpen met lamellen, waarbij de wind voor het luchttransport zorgt. Omdat de windrichting varieert, worden vaak twee of meer elementen toegepast die onderling verschillend ten opzichte van de windrichting zijn opgesteld.

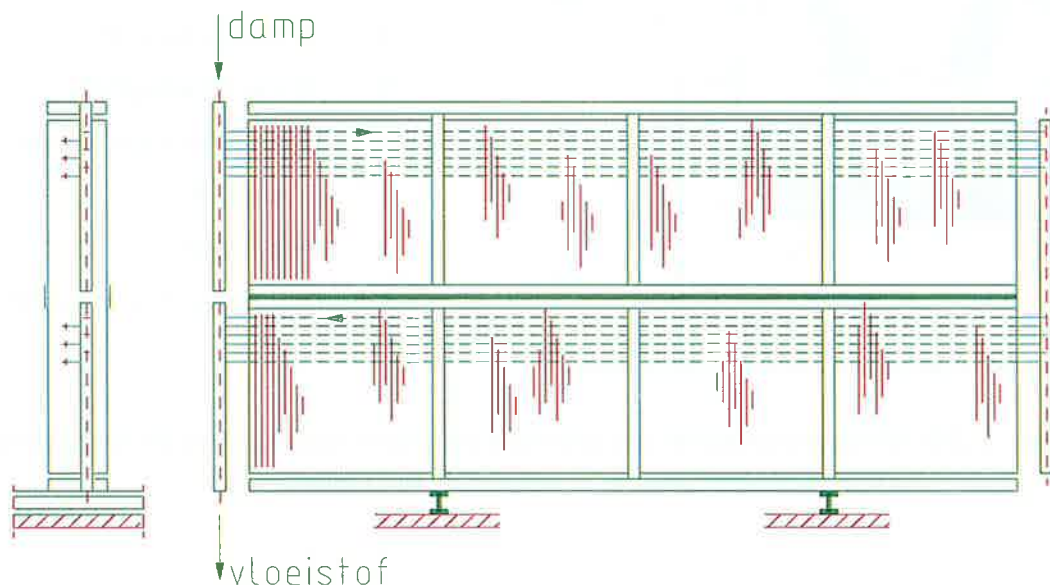


Fig. 1.9. Principe van de windgekoelde condensor

Ontwerpwaarden:

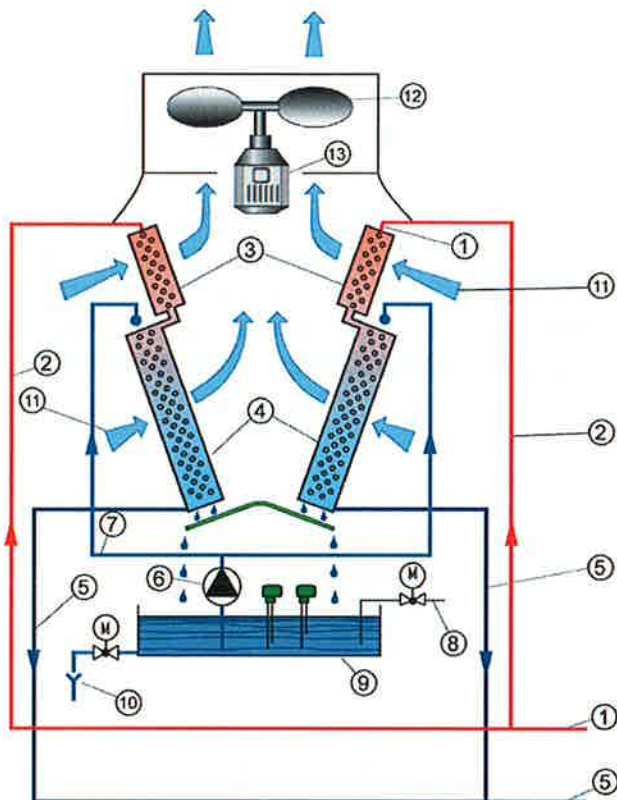
$T_c - T_{lucht} = 10 \text{ K}$ bij een lichtsnelheid van $v = 3 \text{ m/s}$

$T_c - T_{lucht} = 20 \text{ K}$ bij een lichtsnelheid van $v = 0,5 \text{ m/s}$

1.3.5 Combinaties van droge en natte condensoren (hybride systemen)

Om de kosten van water, waterbehandeling en onderhoud te reduceren kan men kiezen voor combinatie van droge en natte condensoren. De volgende opties zijn denkbaar:

- a. combinatie van luchtgekoelde condensers, parallel geïnstalleerd aan verdampingscondensers. In de zomersituatie wordt de hoge condensatiedruk verlaagd met de verdampingscondensor. In de winter draait men alleen met de luchtkoelers;
- b. Toepassen van hybride luchtkoelers die door toepassing van lamellen op de spiralenbundel (bouwwijze als die van een verdampingscondensor) in combinatie met een met water doorstroomd vulpakket als bij een koeltoren of als lamellenblokken waarbij deze naar omstandigheden nat of droog werken (zie figuur 1.10). Het laten verdampen van water in een luchtstroom waarbij deze het water geheel opneemt is het adiabatisch koelen. Het waterverbruik kan met 60% gereduceerd worden in vergelijking met uitsluitend verdampingscondensers.



1. Persgastoevoer (koudemiddel)
2. Persgasdeel
3. Desuperheater, (droog)
4. Condensor, bespoeibaar
5. Condensaatuittrede
6. Circulatiepomp
7. Watertoevoer voor besproeing
8. Watersuppletie
9. Wateropvangbak
10. Ingedikt-waterafvoer
11. Koellucht
12. Ventilator
13. Aandrijving van ventilator

Fig. 1.10. Uitvoeringsvorm en principe van een hybride koeler/condensor gebaseerd op een lamellen luchtkoelerblok

1.4 KEUZE VAN HET TYPE CONDENSOR

Een condensor moet gegeven de omstandigheden de condensatiewarmte op de meest economische wijze afvoeren. De economie van een condensor wordt bepaald door de investeringskosten en de operationele kosten zoals die van energie, water, chemicaliën en onderhoud.

De investeringskosten worden niet alleen bepaald door de investering van de condensor. De keuze van het type condensor bepaalt de condensatietemperatuur welke zal optreden onder extreme omstandigheden. De grootte en type van de compressor en de motor worden hierdoor bepaald.

Het verloop van de condensatietemperatuur over het jaar bepaalt in hoge mate het energiegebruik van de installatie.

Uit het voorgaande blijkt dat men de nodige aandacht moet schenken aan de condensorkeuze. Het is dan ook niet goed mogelijk een sluitende methode te geven om tot een keuze te komen. In het volgende zullen de factoren die van invloed zijn besproken worden.

1.4.1 De aanwezigheid van koelwater

De beschikbaarheid van water dat als koelmedium voor de condensor gebruikt kan worden is belangrijk. Indien de prijs van dit water niet te hoog is kan een watergekoelde doorstroomcondensor toegepast worden. Bronwater is door de vrijwel constante temperatuur over het hele jaar (10 - 12°C) een zeer goede mogelijkheid. In het verleden werden dan ook zeer veel condensoren gekoeld met bronwater. De prijs van dit bronwater is echter de laatste jaren, door het opleggen en verhogen van lozingsrechten, toegenomen. Op sommige plaatsen is het zelfs verboden om nieuwe putten te slaan, omdat het grondwaterpeil onrustbarend daalde.

Het gebruik van oppervlaktewater voor de koeling van een condensor biedt ook mogelijkheden. De temperatuur van het water over het jaar varieert met de natte bol temperatuur van de buitenlucht. In Nederland is in principe volop oppervlaktewater beschikbaar. Men heeft een vergunning nodig voor inname en lozing en er zijn eisen gesteld aan de maximum lozingstemperatuur en de opwarming van het water. Bezwaren zijn te vinden in de lozingsrechten.

Bij inname van oppervlaktewater moet men in de regel filterstations toepassen, vaak met een back up filter. Dat gaat gepaard met hoge kosten voor investering en onderhoud. Voor verdampingscondensoren en koeltoren gebruikt men in de regel leidingwater. Deze kosten en de bijbehorende waterbehandelingskosten zijn niet verwaarloosbaar in vergelijking met de keuze voor luchtgekoelde condensoren, met name bij lange bedrijfsduur.

1.4.2 De grootte van de koelinstallatie

De grootte van een koelinstallatie is een belangrijke factor bij de keuze van het type condensor. In de praktijk zijn bijna alle kleinere koelinstallaties voorzien van een luchtgekoelde condensor, daar deze eenvoudiger te installeren is en te onderhouden.

Het mag duidelijk zijn dat luchtgekoelde condensoren meer vloeroppervlak vragen dan koeltorens of verdampingscondensoren. Dit kan soms de doorslag geven bij het keuzevraagstuk.

Bij grote installaties kan de koudemiddelinhoud van de condensoren een bepalende rol gaan spelen. Luchtgekoelde condensoren kunnen leiden tot een totale vulling van 1000 kg koudemiddel terwijl een koelaggregaat met watergekoelde condensor en koeltoren een koudemiddelinhoud van 150 kg heeft voor hetzelfde koelvermogen. De keuze van het verdampertype is medebepalend.

1.4.3 Corrosie en vervuiling

In gebieden met veel luchtverontreiniging en dicht bij de kust of bepaalde industrie kan men ook corrosie problemen verwachten bij de luchtgekoelde condensor. Langs de kust

worden de aluminium lamellen aangetast als niet de juiste materiaalkeuze of coating is toegepast. Stalen gegalvaniseerde condensors zijn echter veel duurder maar gaan ook veel langer mee.

Luchtgekoelde condensors zijn met perslucht of een waterstraal gemakkelijk te reinigen. De lamellen kunnen steeds weer opnieuw van een coating worden voorzien. De watergekoelde condensor vervuild aan de waterzijde, doch is reinigbaar. Tegenwoordig kan men een dergelijke condensor voorzien van een automatisch reinigingssysteem, waardoor de vervuiling minder invloed meer heeft op de k-waarde. Ook door het toepassen van coatings kan de corrosie van een watergekoelde condensors in sterke mate worden tegengegaan.

1.4.4 Bedrijfstijd en energie

De bedrijfstijd van de installatie is in hoge mate van belang, daar hierdoor de invloed van bijvoorbeeld de waterkosten of energiekosten op de totale kosten bepaald wordt. Het verdient de voorkeur berekening uit te voeren over de gehele bedrijfstijd gebaseerd op klimaatgegevens. Het energieverbruik van de compressoren zal het laagst zijn bij de condensors die de laagste gemiddelde condensatietemperatuur (persdruk) produceren over de bedrijfstijd gezien.

Bij lange bedrijfstijden (7000 tot 8000 uur per jaar) blijkt dat luchtgekoelde condensors lagere gemiddelde condensatietemperaturen opleveren dan verdampingscondensors. Dit komt doordat in Nederland de gemiddelde luchttemperatuur in 75% van de tijd onder de 12°C ligt. Verdampingscondensors en koeltorens werken minder effectief in koudere lucht. Verdampingscondensors en koeltorens hebben ogenschijnlijk een lager energieverbruik dan luchtgekoelde condensors daar deze laatste over veel meer ventilatoren beschikken. Toch kan men met een goede ventilator en motortype een opgenomen elektrisch vermogen voor ventilatoren krijgen dat vergelijkbaar is aan dat van verdampingcondensors.

De pompen die nodig zijn bij koeltorens of andere circulatiesystemen bepalen sterk het energieverbruik van de installatie. Men kan met de keuze van een goed pomp/circulatie systeem en regeling (o.a. frequentieregeling) het energieverbruik hiervan sterk reduceren. Hier te weinig aandacht aan geven leidt tot energieverspilling. Een goede beoordeling van energie efficiëntie is alleen mogelijk indien ook het deellast bedrijf van de installatie in de beschouwing wordt betrokken.

1.4.5 Lawaai en nevelvorming

De luchtgekoelde condensor heeft als traditioneel bezwaar dat het geluid van de ventilator storend kan zijn in de bebouwde kom. Geluiddempende maatregelen zoals schermen zijn mogelijk maar kosten geld. Condensors zijn ook in zeer stille uitvoeringen te krijgen. Vaak kan frequentieregeling in de koudere avonden al voldoende zijn om het geluidsniveau, in de vaak bepalende avond, te reduceren. Windgekoelde condensors zijn aantrekkelijk als de beschikbare geluidsruimte werkelijk te gering is.

Ook een koeltoren of verdampingscondensor heeft een ventilator welke geluidsproblemen kan geven. Het vallende water is ook een duidelijke geluidsbron. Ook hier zijn stille uitvoeringen mogelijk.

Een ander nadeel van de koeltoren en de verdampingscondensor is dat nevelvorming op kan treden die hinderlijke vormen kan aannemen (zicht, aanvriezen van nevel). Bij de plaatsing van deze apparaten moet men hiermee rekening houden.

1.4.6 Conclusie

Concluderend kan gesteld worden dat het kiezen van het type condensor geen eenvoudige zaak is. Bij het vergelijken van de verschillende mogelijkheden moet uitgegaan worden van geoptimaliseerde systemen.

Nadat de verschillende systemen geoptimaliseerd zijn kunnen ze met elkaar worden vergeleken. Investeringskosten en operationele kosten geven inzicht in de meest aantrekkelijke optie.

Behalve economische factoren spelen ook milieufactoren of veiligheid een rol die veel moeilijker in geld uit te drukken zijn, deze kunnen in bepaalde gevallen de doorslag geven.

1.5 WATERVERBRUIK EN WATERBEHANDELING VAN VERDAMPINGS-CONDENSORS

Koeltorens en verdampingscondensoren verbruiken water door verdamping, spui en verlies aan waterdruppels (spatten). De kosten van waterverbruik, waterbehandeling en onderhoud zijn zodanig hoog dat deze met de totale jaarlijkse verbruikskosten van de koelinstallatie meegewogen moeten worden bij de keuze van een koel- of condensor-systeem. De mate van spui is afhankelijk van de kwaliteit van het beschikbare water dat altijd van tevoren dient te worden geanalyseerd.

In de regel worden de volgende parameters van het suppletiewatermonster bepaald:

- geleidbaarheid
- alkaliniteit
- hardheid
- silicaten
- chloriden
- PH (zuurtegraad)
- temperatuur

Tijdens het onderhoud dient men deze parameters ook regelmatig te beoordelen. De massabalans van het water voor een verdampingscondensor (of een koeltoren) is in de volgende figuur weergegeven.

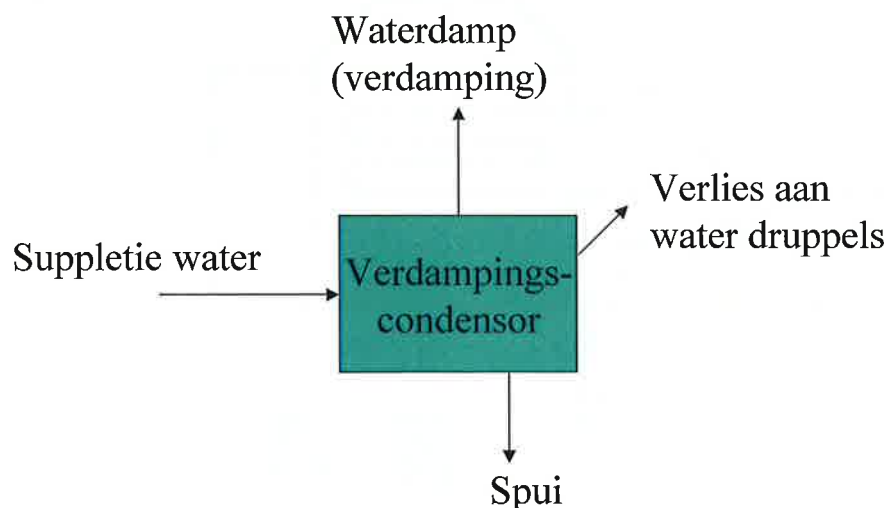


Fig. 1.11 Massabalans van water over een verdampingscondensor

Door het verdampen van water gaat het water indikken. Dat wil zeggen dat de concentratie van de stoffen die in het oorspronkelijke water aanwezig zijn, gaat toenemen. De concentratie kan zodanig toenemen dat de condensor of koeltoren beschadigd raakt door chemische aantasting. Om de concentratie te beheersen dient men te spuien. De concentratie die men wenst heet de indikkingsfactor. De volgende berekening levert de benodigde suppletie waterstroom naar een verdampingscondensor of koeltoren en daarmee het jaarlijkse waterverbruik.

- Waterverdamping = $Q \text{ [kW]} / 2.400 \text{ [kJ/kg]}$ in [kg/s]
- Suppletie = waterverdamping + spui (geen druppelverlies)
- Spui = waterverdamping / (indikkingsfactor - 1)

Voorbeeld:

Stel $n = 2$ (indikkingsfactor)

Waterverdamping = 1

Spui = 1

Suppletie = 2 of suppletie is ca. $3 \text{ m}^3/\text{h}$ per 1000 kW warmteafvoer

De indikkingsfactor bepaalt men in samenspraak met de leverancier van waterbehandelingschemicaliën. Een lage indikkingsfactor (bijvoorbeeld 1 of 2) betekent minder chemicaliën doch meer waterverbruik. Een hoge indikkingsfactor (3 tot 5) houdt in minder waterverbruik doch meer kosten aan chemicaliën. Een afweging dient hier te worden gemaakt.

Het volgende schema geeft de regeling van het suppletiewater weer met de dosering van stoffen die de oplosbaarheid bevorderen, de corrosie inhibitoren, eventueel biocides die algengroei tegengaan en stoffen die legionella tegengaan. De geleidbaarheid van het geconcentreerde water in de bak wordt gemeten. Op basis daarvan wordt gespuid. Een laag niveau wordt gemeten waardoor water wordt gesuppleerd. De mate waarin gesuppleerd wordt is weer een maat voor het toevoegen van dispersants en inhibitoren. Biocides worden normaliter tijdsgeregeld toegediend.

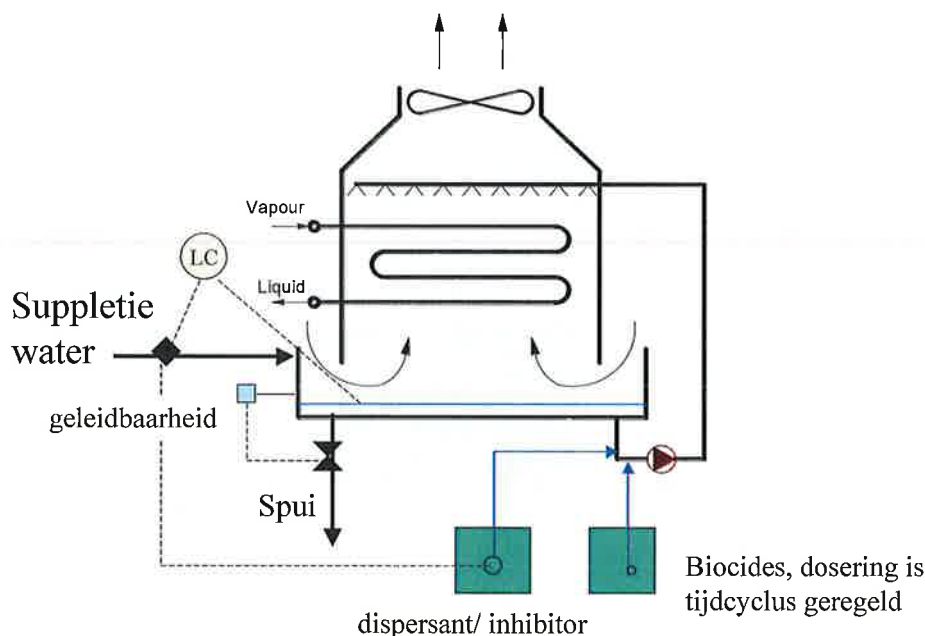


Fig. 1.12 Mogelijke regeling van suppletiewater, spui en waterbehandeling voor een verdampingscondensor

Hoofdstuk 2. VERDAMPERS

2.1 FUNCTIE VAN DE VERDAMPER IN DE INSTALLATIE

Het doel van een koelinstallatie is het onttrekken van warmte aan een omgeving of aan een te koelen medium. De warmtewisselaar waarin deze warmteonttrekking plaatsvindt, noemt men in de koudetechniek de verdamper.

In de verdamper wordt de te onttrekken warmte opgenomen door het koudemiddel. Het koudemiddel verdampt en wordt door de compressor aangezogen waarna de damp wordt gecomprimeerd en naar de condensor afgevoerd. Omdat bij het verdampen de vloeistof kookt is de warmte overdracht door het vloeistofcontact hoger is dan bij enkel gascontact. Het is duidelijk dat goed bevloeien van het verdamperoppervlak essentieel is.

2.2 WARMTEOVERDRACHT IN LEIDINGEN EN OM LEIDINGEN

Bij het verdampen in zowel lucht- als in vloeistofkoelers, is de invloed van het koudemiddel-vloeistofcontact met de leidingwand op de warmteoverdracht groot. Een wezenlijk verschil treedt op bij droge of natte verdamping.

2.2.1 Droge verdamping

Bij droge verdamping is het gas bij het verlaten van de verdamper of de verdamperbuis droog. Dat wil zeggen vrij van vloeistof. Droge verdampen treedt onder andere op bij de toepassing van het thermostatische expansieventielen. Het wordt ook wel een DX systeem genoemd.

Essentieel is dat het koudemiddel in de verdamperleidingen wordt oververhit en het apparaat dus droog verlaat.

Het "flash gas" dat ontstaat na expansie gaat door de verdamper(pijpen).

De vullingsgraad (het percentage vloeistof in de verdamper) van een droge verdamper is relatief laag. Deze is bij een normale belasting circa 10%-15% van de lege verdamperinhoud en afhankelijk van de belasting (koelcapaciteit).

Bij droge verdamping is het dus zaak om de in te spuiten vloeistof zo perfect mogelijk te verdelen.

Als één van de verdamperleidingen meer dan zijn evenredig deel krijgt dan zorgt het thermostatisch expansieventiel ervoor dat de hoeveelheid ingespoten vloeistof gereduceerd wordt. Dit tot de ingestelde oververhitting bereikt wordt. Dit betekent dat alle andere leidingen te weinig vloeistof krijgen en dus met een grotere oververhitting werken. Dit betekent een afname van het effectieve verdamperoppervlak.

Met het goed functioneren van het verdeelsysteem valt of staat een goed geselecteerde capaciteit van een (DX) verdamper met thermostatisch expansieventiel.

2.2.2 Natte verdamping

Natte verdamping treedt op in verdamperleidingen waarin de koudemiddel-vloeistof circuleert.

Het koudemiddel bevat dan nog vloeistof bij het verlaten van de verdamperleiding (en wordt dan nat genoemd). Er ontstaat, bij een goede vloeistofverdeling over de verdamperpijpen, geen oververhitting aan het eind van de verdamper. Het natte gas gaat via de "natte" zuigleiding naar de vloeistofafscheider waar gas en vloeistof gescheiden worden.

Het droge gas wordt aangezogen naar de compressor.

Het recirculeren van de koudemiddel vloeistof over de verdampers geschiedt of door natuurlijke circulatie of met behulp van een pomp.

Het "flash gas" dat ontstaat na expansie gaat via de vloeistofafscheider naar de compressor. Er stroomt dus geen "flash"gas door de verdamper.

De vullingsgraad van de verdamper is onder andere daardoor niet alleen hoger, maar ook afhankelijk van de belasting en het circulatievoud. Normaal circa 15%, bij hoge belasting, oplopend naar 50%, terwijl bij het wegvallen van de belasting de verdamper nagenoeg geheel gevuld wordt met vloeistof.

In natte verdampers speelt de verminderde inspuiting geen rol en doordat er meer vloeistof circuleert dan er verdampt is de gevoeligheid voor de verdeling geringer. Dit zolang het circulatievoud groter is dan de fouten in de verdeling.

2.3 WARMTEOVERDRACHT BIJ KOKEN

Koken op externe oppervlaktes

Wanneer een verwarmd oppervlak in contact is met verzadigde vloeistof kan de warmteoverdracht volgens verschillende mechanismen plaatsvinden. Welk mechanisme optreedt hangt af van het temperatuurverschil tussen het oppervlak en de vloeistof. Als voorbeeld: het verwarmde oppervlak is een elektrisch verwarmingselement waarvan het toegevoerde vermogen bekend is en waarvan de oppervlaktetemperatuur wordt gemeten.

Op deze wijze kan figuur 2.1 worden opgesteld waarbij de overgedragen warmtestroomdichtheid uitgezet is als functie van het temperatuurverschil.

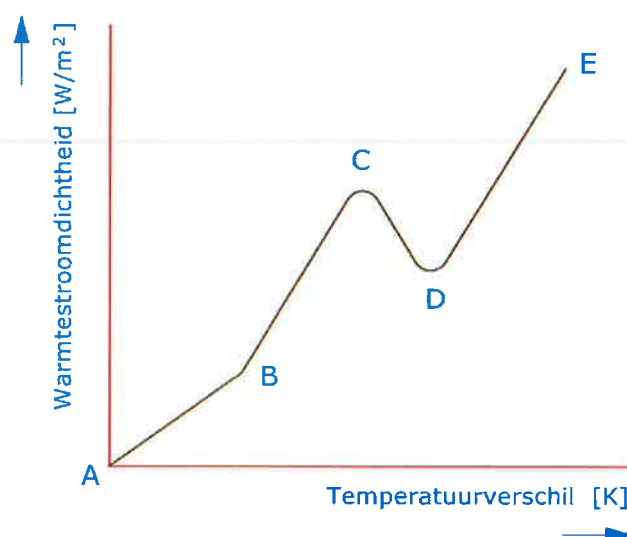


Fig. 2.1. Mechanismen bij warmteoverdracht van een verwarmd oppervlak naar een verzadigde vloeistof.

Het grillige verloop van de curve kan als volgt worden verklaard:

- Bij een klein temperatuurverschil dT wordt de warmte door vrije convectie overgedragen (traject AB). Bij een grotere dT vindt aan het oppervlak dampbelvorming plaats. Door het groeien en loslaten van het oppervlak brengen deze dampbellen de vloeistof in beweging, waardoor een toename van de warmteoverdracht ontstaat (traject BC). De frequentie van de belvorming hangt af van dT , het temperatuurverschil tussen het oppervlak en de vloeistof. Indien dT een bepaalde waarde heeft bereikt, groeien de dampbellen uit tot een aaneengesloten dampfilm.
- Tussen C en D vindt een afname van de warmteoverdracht plaats doordat de dampfilm een hoge warmteweerstand heeft. Het traject CD is instabiel, de dampfilm verdwijnt en ontstaat weer. Indien dT nog verder toeneemt zal een stabiele dampfilm ontstaan en de warmteoverdracht vindt in hoofdzaak door straling plaats.

Het gebied van de vrije convectie is technisch van minder belang dan het gebied van bellenkoken. Bellenkoken treedt op in tal van technische apparaten zoals in badverdamers van koelinstallaties en in stoomketels. Het bellenkoken speelt zich af aan het pijppoppervlak van de vele pijpen die als een bundel in een vat zijn geplaatst en daarmee de warmtewisselaar vormen.

Over warmteoverdracht bij bellenkoken is veel gepubliceerd. De formules die de warmteoverdracht beschrijven zijn in sommige toepassingen nog onvoldoende nauwkeurig. De aard van het oppervlak speelt een belangrijke rol. Een belangrijke invloed is de relatieve ruwheidshoogte en de vorm van de caviteiten welke in het oppervlak voorkomen.

Er zijn verschillende onderzoeken uitgevoerd om het bellenkoken te beschrijven in een termen van warmteoverdracht.

In deze studiemodule noemen wij de correlatie van Cooper om de warmteoverdrachtscoëfficiënt bij bellenkoken te berekenen.

$$\alpha_{\text{bellenkoken}} = 55 P_r^{0,12} (\log_{10} P_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67}$$

(voor een ruwheid buisoppervlak van $1 \mu\text{m}$) waarbij P_r de gereduceerde druk is:

$P_{\text{verzadiging}}/P_{\text{kritisch}}$. M is het moleculair gewicht en q de warmtestroomdichtheid (W/m^2).

KOUDEMIDDEL	P_{kritisch} [bar]	$\alpha_{\text{bellenkoken}}$ [W/m ² ·K]
R134a	40,6	102
R22	49,9	86,5
Ammoniak	113	17

⇒ M = moleculair gewicht

Tabel: Referentiewaarden voor enkele koudemiddelen

In de literatuur is een gevarieerd aanbod aan relatief complexe warmteoverdrachts-correlaties bij verdampen.

Andere methodes op vergelijkbare basis zijn gegeven in de V.D.I.-warmteatlas deel H om warmteoverdracht bij bellenkoken te bepalen.

Koken in zeotrope mengsels van koudemiddelen:

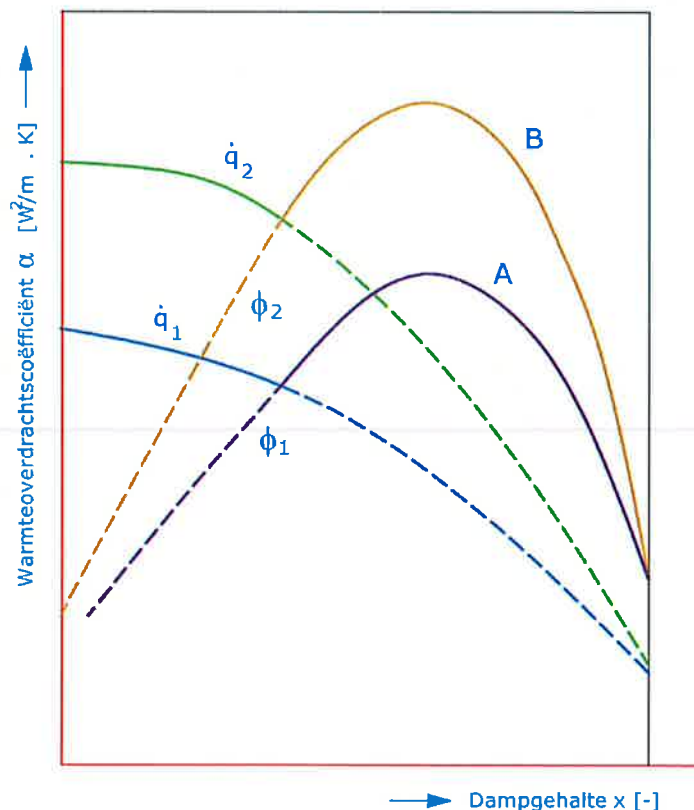
In geval van koken in zeotrope mengsels die een kooktraject hebben treedt ook massa-transport door de grenslaag op (diffusie) door de verschillende samenstelling in de vloeistoffase en gasfase. Dit reduceert het bellenkoken. Het lokale kookpunt ("bubble point") stijgt ten opzichte van dat van een pure vloeistof daar er een oververhitting nodig is om verdamping te veroorzaken. Naarmate de "glide" van een zeotroop mengsel groter is, is deze extra oververhitting ook groter. Hierdoor is er sprake van een afname van het temperatuurverschil als drijvende kracht voor warmteoverdracht.

Koken in een buis

Langs de verdamperbuis komen twee scherp van elkaar gescheiden gebieden voor, waarin de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënt beïnvloed wordt door geheel verschillende wetmatigheden.

Bij lage dampgehalten, d.w.z. bij lage stromingssnelheden heeft men te maken met bellenkoken. De warmteoverdrachtscoëfficiënt hangt in dit gebied in sterke mate af van de warmtestroomdichtheid.

De stromingssnelheid beïnvloedt daarentegen de warmteoverdracht slechts weinig. Bereikt de stromingssnelheid een bepaalde waarde dan wordt de warmte door convectieve warmteoverdracht aan het vloeistof-damp mengsel overgedragen zonder dat belvorming aan de wand optreedt. De plaatselijke α is dan minder afhankelijk van de warmtestroomdichtheid q . Op iedere plaats in de verdamperbuis geldt steeds dat de correlatie die de hoogste α geeft gebruikt moet worden.



Figuur 2.2. Het kwalitatieve verloop van de warmteoverdrachtcoëfficiënt

In fig. 2.2 is de kwalitatieve verloop van de plaatselijke α langs een verdampersbuis als functie van het dampgehalte weergegeven. Curve A geeft het verloop weer voor de warmtestroomdichtheid q_1 en de massastroomdichtheid Φ_1 , de curve B het verloop voor de warmtestroomdichtheid q_2 en massastroomdichtheid Φ_2 , waarbij $q_2 > q_1$ en $\Phi_2 > \Phi_1$ is.

In de literatuur zijn vele onderzoeken te vinden die de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënt bepalen. Deze zijn o.a. ook weer afhankelijk van het stromingstype dat optreedt. Wij behandelen hier de methode van Gungor en Winterton die een voorbeeld is van de vorm waarin de tweefasen warmteoverdracht wordt beschreven. De algemene warmteoverdrachtscoëfficiënt voor tweefasenstroming is:

$$\alpha_{\text{tweefasen}} = E \alpha_l + S \alpha_{\text{bellenkoken}}$$

α_l is de warmteoverdrachtscoëfficiënt voor de eenfase vloeistof, te bepalen met de Dittus Boelter vergelijking:

$$\alpha_l = 0,023 \text{ Re}_l^{0,8} \text{ Pr}_l^{0,4} \lambda_l / d$$

$\alpha_{\text{bellenkoken}}$ is te bepalen met de eerder genoemde vergelijking van Cooper.

E is een factor >1 die het effect van de grotere vloeistof snelheden (gedwongen convectie) in de tweefasenstroming beschrijft. De factor S (<1) geeft de invloed van het effect van de dunnere grenslaag in de situatie van belenkoken.

Bij de condities op kookpunt is de definitie voor de versterkingsfactor E:

$$E = 1 + 24000 \text{ Bo}^{1,16} + 1,37(1/X_{\text{tt}})^{0,86}$$

Bo is het kookgetal ("boiling factor") gegeven door $\text{Bo} = q / (c_p \Phi)$ met Φ als de massastroomdichtheid (kg/sm^2). Het kookgetal is een maat voor het belenkookproces dat de grenslaag verstoort en daarmee de warmteoverdracht bevordert.

X_{tt} is de Martinelli parameter gegeven door:

$$X_{\text{tt}} = ((1-x)/x)^{0,9} (\rho_v/\rho_l)^{0,5} (\eta_l/\eta_v)^{0,1}$$

De parameter x is hier de gasfractie

Bij de condities op kookpunt is de definitie voor factor voor kook-onderdrukking S:

$$S = (1 + 1,15 \cdot 10^{-6} E^2 \text{ Re}_l^{1,17})^{-1}$$

Voor een horizontale buis en bij een Froude getal ($\text{Fr} = \Phi / \rho_l^2 g d$) kleiner dan 0,05 moet E vermenigvuldigd worden met:

$$E_2 = \text{Fr}^{(0,1-2\text{Fr})}$$

S moet in dat geval vermenigvuldigd worden met $S_2 = \text{Fr}^{0,5}$

De term $E \alpha_l$ is de dominante factor in bovengenoemde vergelijking voor $\alpha_{\text{tweefasen}}$

Bij gebruik van de methode wordt per verdampercircuit of verdamperpijp een massastroomdichtheid bepaald. Vervolgens wordt de verdamperpijp in lengte elementen verdeeld en wordt per element de lokale $\alpha_{\text{tweefasen}}$ berekend.

De gemiddelde waarde van α langs de verdamperbuis wordt verkregen door integratie van de plaatselijke α langs de verdamper.

$$\bar{\alpha} = \int_0^L \frac{1}{L} * \alpha(L) dL$$

E2 F2.1

Een iteratieproces is nodig om de warmtebalans over de pijp in evenwicht te brengen. Indien aangenomen wordt dat de warmtestroomdichtheid q constant is langs de verdamper, is het mogelijk nomogrammen samen te stellen waarmee de α bepaald kan worden als functie van de massastroomdichtheid Φ en de verzadigingstemperatuur.

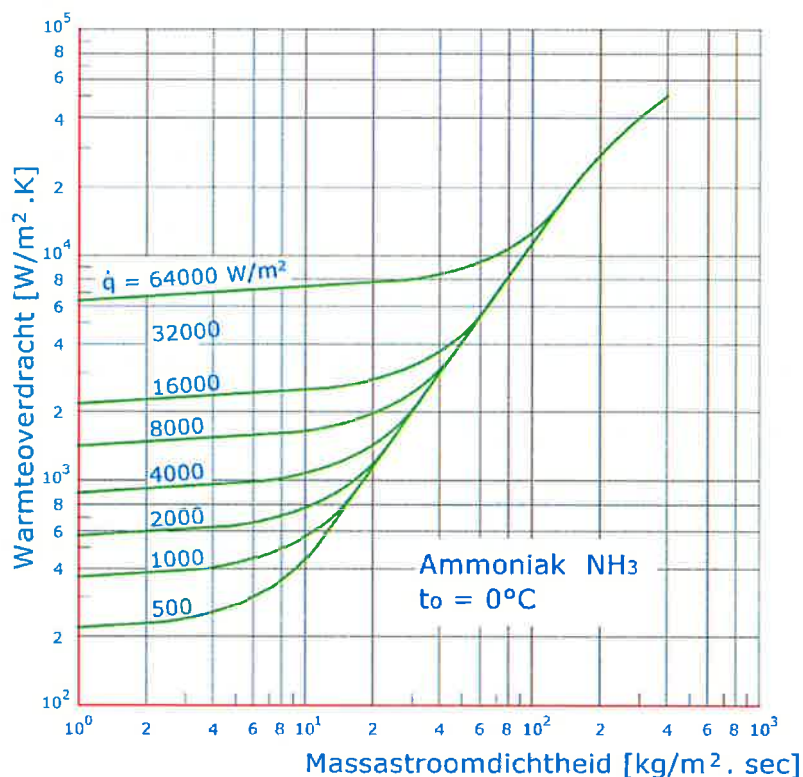


Fig. 2.3a. Gemiddelde α voor ammoniak bij verdamping in een buis bij 0°C .

In fig. 2.3a is een dergelijk nomogram weergegeven. Hierin is α weergegeven voor ammoniak bij volledige verdamping ($x = 0$ tot $x = 1$) voor een verdampingstemperatuur van 0°C en een buisdiameter van 13,5 mm.

Voor andere buisdiameters kan men met de volgende omrekening volstaan:

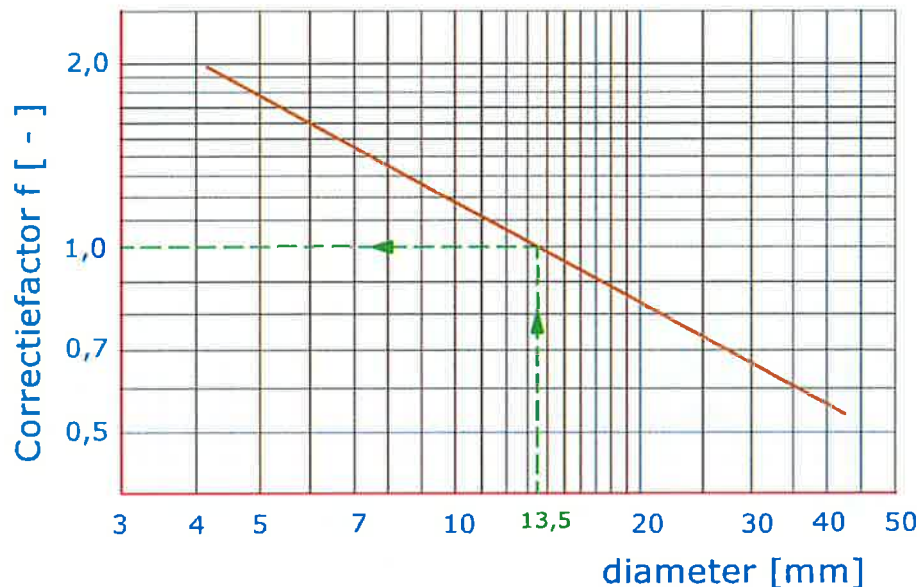


Fig 2.3b. Omrekeningsgrafiek voor andere buisdiameters dan 13,5 mm

Verklaring:

De gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënt a bij volledige verdamping van NH_3 of R 22 in een pijp kan bij een koudemiddelstroomdichtheid $\dot{m}$, belasting van het verdamperoppervlakte $\dot{q}$ (of temperatuurverschil Δt tussen binnenwandtemperatuur en de verdampingstemperatuur) uit de diagrammen worden gevonden. Deze diagrammen gelden voor een binnendiameter van 13,5 mm. Voor andere binnendiameters moet a met een correctiefactor f worden vermenigvuldigd die uit het diagram volgens fig. 2.3b kan worden bepaald.

Voorbeeld:

Als voorbeeld wordt de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënt in pijpen bepaald met volledige verdamping van NH_3 bij een verdampingstemperatuur van 0°C . De koudemiddel-massaastroomdichtheid bedraagt $20 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, de oppervlaktebelasting bedraagt 4000 W/m^2 en de binnendiameter van de pijp is 10 mm.

Uit figuur 2.2a wordt bij een binnendiameter van 13,5 mm een warmteoverdrachtscoëfficiënt (a) = $1500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ gevonden. Deze waarde moet volgens figuur 2.2b vermenigvuldigd worden met de factor $f = 1,19$. Daarmee wordt de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënt $a = 1500 \times 1,19 = 1.785 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Deze diagrammen (figuren 2.3) (Chawla) zijn te vinden in oudere uitgaven van de V.D.I.-Waermeatlas. In latere versies zijn de diagrammen verdwenen en vervangen door een aangepaste berekeningswijze. Dat de oudere diagrammen hier worden gebruikt is vanwege didactische redenen. De diagrammen bieden inzicht in verschillende bepalende parameters bij het verdampingsproces.

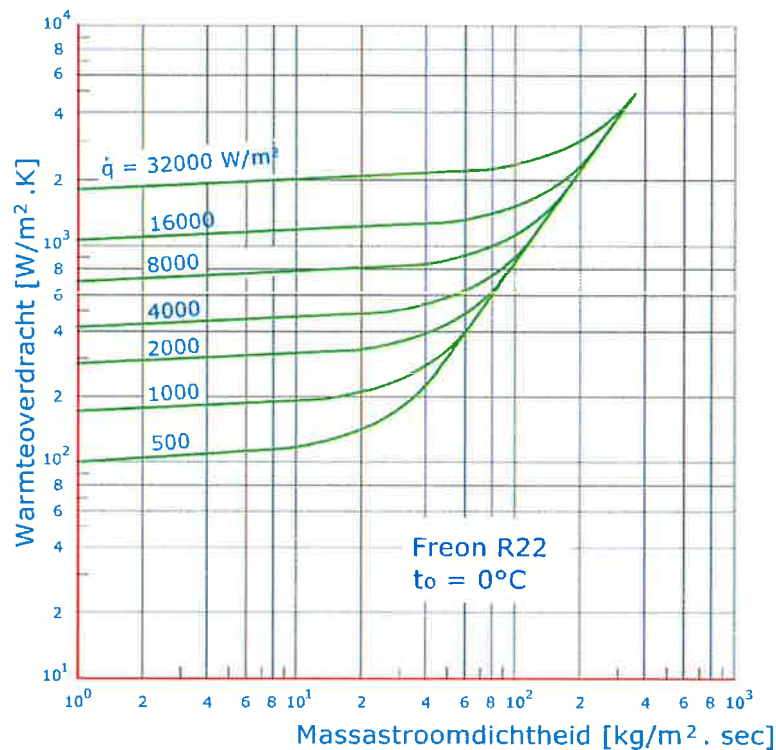


Fig. 2.3c. Gemiddelde α voor R22 bij verdamping in een buis bij 0°C.

Volgend voorbeeld betreft een koperen pijpslang waarin R22 bij -10°C verdampt. Verdere gegevens zijn:

d_u	=	0,015	[m]
wanddikte δ	=	0,001	[m]
massastroomdichtheid koudemiddel Φ	=	200	[kg/m².s]
warmtestroomdichtheid	=	250	[W/m²]

Er kan worden bepaald dat:

$$\alpha = 2400 \quad [\text{W/m}^2.\text{K}]$$

We zullen eens nagaan welk resultaat wordt verkregen met de correlatie van Pierre zie paragraaf 0.2.1. Met deze betrekkelijk eenvoudige vergelijking kan de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënt in een verdamperbuis bij volledige verdamping worden berekend.

In deze vergelijking moeten de stofgegevens bij de verdampingstemperatuur worden ingevuld.

Stel de buislengte:

L	=	10	[m].
λ	=	0,084	[W/(m.K)]
η	=	$3,034 \cdot 10^{-4}$	[kg/(m.s)]
Δh	=	120.975	[J/kg]

Hiermee zijn Re en K_f te bepalen:

$$\begin{aligned} Re &= 8569 \\ K_f &= 1233 \end{aligned}$$

Met vergelijking E2 F9:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$$

$$Nu = 241$$

hieruit volgt E2 F8:

$$\alpha = 241 \cdot \frac{0,084}{0,013} = 1560 \text{ W / m}^2\text{.K}$$

Deze waarde is lager dan die in de vorige berekening. De verklaring hiervoor is dat de vergelijking van Pierre slechts tot massastroomdichtheden, $\Phi = 130 \text{ kg/(m}^2\text{.s)}$ mag worden toegepast.

Effect van olie als smeermiddel bij verdamping in een buis

Onderzoeken met R22 en R134a hebben aangetoond dat de warmteoverdrachtscoëfficiënt afneemt door de aanwezigheid van olie (20% afname bij 5% gewichtsconcentratie van de olie). Bij kleinere olieconcentratie is overigens bij enkele koudemiddelen een lichte toename gevonden.

Bij een lage massastroomdichtheid verlaagt de olie de warmteoverdracht in sterke mate. Bij hoge massastroomdichtheid neemt de warmteoverdracht weer toe.

Warmteoverdracht bij buizen met vergroot inwendig of uitwendig oppervlak middels microvinnen

Door de geringere warmteoverdracht bij zeotrope koudemiddelen in vergelijking met azeotrope koudemiddelen heeft men gezocht naar methodes om toch compacte warmtewisselaars te kunnen blijven bouwen. De oplossing is gevonden in het toepassen van koperen of stalen buizen met inwendige of uitwendige microvinnen.

In het algemeen geven de buizen met microvinnen een verbetering van de warmteoverdracht met 80% tot 180% in vergelijking met gladde pijpen onder dezelfde omstandigheden. Echter er is wel een toename van het drukverlies met 20% tot 80%.

De microvinnen zorgen enerzijds voor een oppervlakte vergroting en anderzijds zorgen ze voor turbulentie in de stroming, betere bevochtiging van het wandoppervlak en bevorderen ze de belvorming bij verdamping.

De volgende figuur geeft een voorbeeld van uitvoeringen van buizen met microvinnen. Ook zijn verdamperbuizen te vinden waarbij inwendig een stervormig profiel in de buis is geplaatst.

hde-Finned tubes
Type N
rolled



hde-Finned tubes
Type M
rolled



hde-Security finned
tubes
Type N and M



hde-Finned tubes
Type I
with internal star-shaped
profile or internal flutes
(frees)



Figuur 2.3.d Uitvoeringsvormen van buizen met microvinnen

Naast microvinnen in de vorm van groeven in lengterichting van de buis of er loodrecht op, worden ook groeven toegepast onder een hoek (gekreust) of in visgraat patroon.

Olie reduceert in de regel de warmteoverdracht bij verdampen en condenserende in buizen met microvinnen.

De warmteoverdrachtsrelaties bij microvinnen zijn complex. Het zijn wel methodes die de reguliere tweefasen warmteoverdrachtsrelaties als basis hebben. Hiervoor wordt verwezen naar de specialistische literatuur.

2.4 VERDAMPERS, ALGEMEEN

Aangezien de koudetechniek vele toepassingen kent, bestaan er ook vele uitvoeringsvormen van verdamper. Elk type vraagt zijn eigen aanpak bij de dimensionering. Verdampers zijn in te delen op de manier waarin zijn in het koelsysteem zijn geplaatst; naar de regeling van de vloeistof toevoer en de afvoer van het gas of gas/vloeistof mengsel. Het belangrijkste onderscheid wordt gevormd door de toestand van de koelmiddeldamp welke de verdamper verlaat:

- A. : Verdampers waarbij volledige verdamping van de ingespoten koudemiddelvloeistof optreedt;
- B. : Verdampers waarbij aan de uittrede een dampvloeistofmengsel aanwezig is.

Het drukverlies aan de zijde van het koudemiddel speelt een belangrijke rol bij het dimensioneren van verdamper. Voor de warmteoverdracht is de snelheid van het gas-vloeistof

mengsel vooral bij verdamping in buizen van belang. Deze snelheid gaat gepaard met stromingsweerstand en dus ten koste van drukverlies. Dikwijls is de winst aan α -waarde echter groter dan het vermogensverlies ten gevolge van het grotere logaritmisch temperatuurverschil dat nodig is bij toenemende drukval.

De verdampingstemperatuur zal nu ook aan het begin hoger zijn dan aan het einde. Dit heeft tot gevolg dat bij dezelfde koude-drager-intrede-temperatuur en zuigdruk van de compressor het gemiddelde logaritmisch temperatuurverschil kleiner wordt naarmate het drukverlies over de buis groter wordt (zie Figuur 2.4).

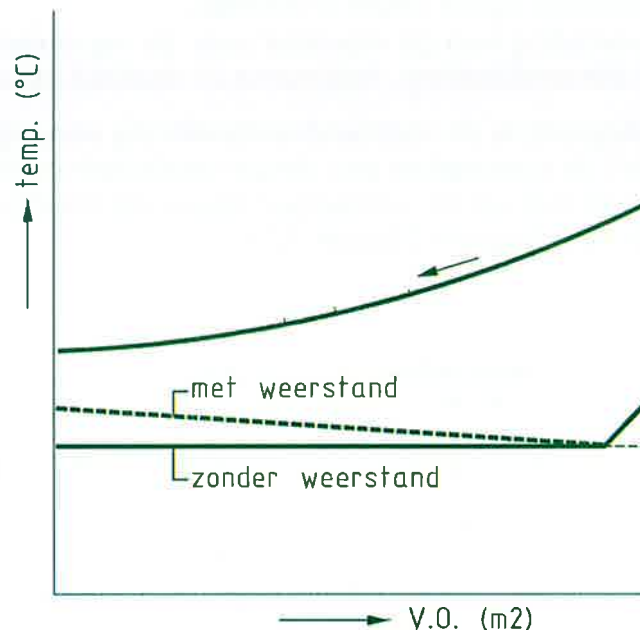


Fig. 2.4. Temperatuurverloop in de verdamper met en zonder drukval bij oververhitting.

Het drukverlies aan de zijde van het koudemiddel heeft ook invloed op de koudefactor van het koudeproces. Hoe groter het drukverlies over de verdamper, des te lager moet de zuigdruk worden om toch een bepaalde hoeveelheid warmte op te kunnen nemen. De lagere zuigdruk heeft tot gevolg dat er meer arbeid verricht moet worden om het gas te comprimeren.

Voor koudemiddelen met een temperatuur glide (zeotroop) kunnen de effecten van drukval en temperatuurverloop ten gevolge van de glide elkaar opheffen.

In de V.D.I. Warmeatlas L, wordt een methode aangegeven welke het mogelijk maakt het drukverlies van een twee-fasenstroming te bepalen. Deze methode is ontwikkeld door Chawla en heeft dezelfde basis als de eerder genoemde methode voor de berekening van de warmteoverdracht van een kokende twee-fasenstroming.

2.4.1 Systemen voor droge verdamping

Bij deze systemen treedt volledige verdamping op van de ingespoten vloeistof. De damp is bij de uittrede meestal oververhit.

Bij droge verdampers wordt een deel van het verdamperoppervlak gebruikt om het gas te oververhitten. Door de slechte warmteoverdracht over dit gasgedeelte is de gemiddelde warmteoverdracht slechter dan bij een natte koeler zodat voor dezelfde capaciteit meer oppervlak dient te worden geïnstalleerd. De oververhittingstemperatuur is het signaal voor het aansturen van de expansieklep.

- Kleine vloeistofinhoud;
- Geen vloeistofafscheider nodig;
- Bij goede constructie zijn geen extra voorzieningen nodig voor de olieterugvoer.

- Het smoororgaan moet er voor zorgen dat geen vloeistof de verdamper verlaat en dit geeft in de praktijk nog wel eens moeilijkheden;
- In het gedeelte waar de damp oververhit wordt is de warmteoverdracht minder goed en dit heeft invloed op de totale k-waarde;
- Een gelijkmatige verdeling van de vloeistof over de verdampingsbuizen is een belangrijke eis bij dimensionering, met name in deellast condities.

Fig. 2.5. Droge verdamping in het log p-h diagram.

a. Men spuit het koudemiddel boven in en zuigt beneden de oververhitte damp af. Het koudemiddel komt in de vorm van een nevel voor. De nevel wordt naarmate deze door de buis stroomt steeds ijler. De buis vult zich dus niet met deze vloeistof; De olie, die zich in het koudemiddel bevindt stroomt geleidelijk naar beneden. Bij het stoppen van de koeling, kan de koudemiddel-toevoer gesloten worden en is de buis onmiddellijk leeg gezogen.

b. Men spuit het koudemiddel onder in en zuigt boven de oververhitte damp af. Ook hier wordt het koudemiddel in de vorm van een nevel ingespoten. Als de koude-

middelsnelheid aan het einde van de buis laag is, dan scheiden damp en vloeistof zich, en zal de verdamper zich vullen met vloeistof.

2.4.2 Systemen voor natte verdamping

Bij nat werkende verdampers, welke ook wel recirculatie verdamper wordt genoemd, is aan de uittrede nog een mengsel van damp en vloeistof aanwezig. Deze verdampers zijn altijd van een vloeistofafscheider voorzien.

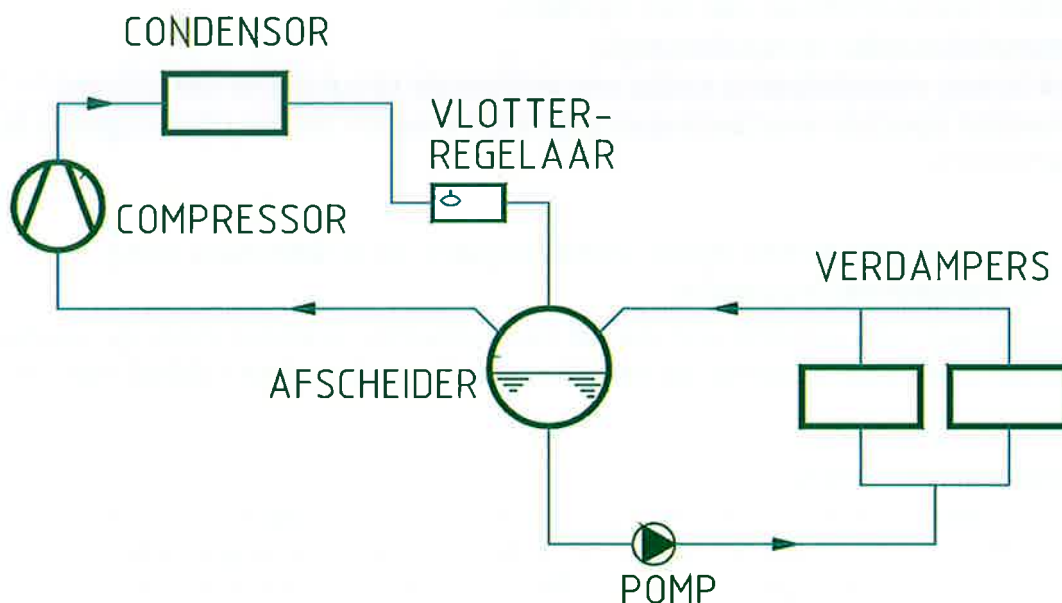


Fig. 2.6. Nat werkende verdampers in het pompcirculatie systeem

Het koudemiddel wordt vanuit de afscheider met een pomp naar de koelers gepompt, waar een deel van het toegevoerde koudemiddel verdampt en samen met het nog vloeibare koudemiddel naar de vloeistofafscheider terugstroomt. De leiding tussen de verdamper en de afscheider wordt de "natte" zuigleiding genoemd.

De verdamper werkt "nat". De overmaat aan vloeistof wordt bepaald door het circulatievoud van het pompsysteem. Dit is de totale massastroom van de ammoniak naar de verdamper gedeeld door de massastroom die verdampt.

circulatievoud $n = \text{massastroom pomp [kg/s]} / \text{massastroom gas aan uittrede [kg/s]}$

Bij ammoniak worden pompcirculatiesystemen met verdampers veel toegepast. Directe expansiesystemen zijn in het verleden nauwelijks toegepast. Daar bij ammoniak de massastroom een factor 6 lager is dan die van gehalogeneerde koolwaterstoffen, zouden expansieventielen en capillaire verdeelleidingen zodanig kleine diameters moeten hebben dat verstoppingen van de doorlaten snel kunnen optreden. Ook de olie die niet in ammoniak oplost zal voor verstoppingen kunnen gaan zorgen.

Met het streven naar minimale ammoniakhoeveelheden in koelinstallaties, om reden van veiligheid, hebben de directe expansiesystemen weer hun intrede gedaan dankzij ontwikkelingen op het gebied van elektronische expansieventielen, in ammoniak oplosbare oliën, schonere installatie door filtertechnieken en schonere lasmethoden (TIG-lassen).

Bij ammoniak pompcirculatiesystemen komen circulatievouden van 2 tot 4 voor. Ook hogere waarden komen voor bij slecht ontworpen verdamper.

De overmaat aan vloeistof is nodig om een goede verdeling van vloeistof in de verdamper te verkrijgen en is sterk afhankelijk van het ontwerp van de verdamper.

Enkele voordelen zijn:

- Bij voldoende recirculatie kan de k-waarde groot zijn;
- De toevoer van de vloeistof naar de verdamper is niet erg kritisch.

Enkele nadelen zijn:

- Grotere vloeistofinhoud van het systeem;
- Vloeistofafscheider is noodzakelijk;
- Vaak is een vloeistofpomp nodig om voldoende circulatie te verkrijgen;
- Er moeten speciale voorzieningen getroffen worden om de olieterugvoer te garanderen.

2.4.2.1 Vloeistoftoevoer naar verdamper in systemen met vloeistofrecirculatie

Naast het toepassen van pompen om vanuit de afscheider vloeistof door de verdamper te laten circuleren is het ook mogelijk de verdamper te voeden door middel van de zwaartekracht.

A. Zwaartekracht circulatie

De afscheider is hierbij boven de verdamper geplaatst op voldoende hoogte. De weerstand door de verdamper mag in dit geval niet te hoog zijn. Extra aandacht verdient de dimensionering van de valleiding onder de afscheider en de stijgleiding met de natte zuigassen.

De verticale leidingen van deze verdamper kunnen verdeeld worden in:

- a. zakleidingen (de korte dikke buizen);
- b. stijgleidingen (de langere dunne buizen).

Het buitenoppervlak van de zakleidingen is klein ten opzichte van de vloeistofinhoud. Dit in tegenstelling tot de stijgleidingen (welke indien als luchtkoeler toegepast van vinnen zijn voorzien).

Als gevolg hiervan kookt het koudemiddel in de stijgleidingen heftiger. De soortelijke massa van het koudemiddel in de stijgleidingen is daardoor kleiner dan dat in de zakleiding. Dit heeft tot gevolg dat het koudemiddel gaat circuleren (thermosyphon werking).

B. Pompcirculatie systeem

De verdamper wordt gevoed met koudemiddeelpompen. Deze zijn opgesteld onder de vloeistofafscheider. Er worden zowel open centrifugaalpompen toegepast als ook hermetische.

Een doorsnede van een open pomp is aangegeven in figuur 2.7.

Een zuigkorf houdt vuil tegen en de dubbele asafdichting, namelijk twee glijringafdichtingen met daartussen een olieslot, voorkomt koudemiddellekkage.

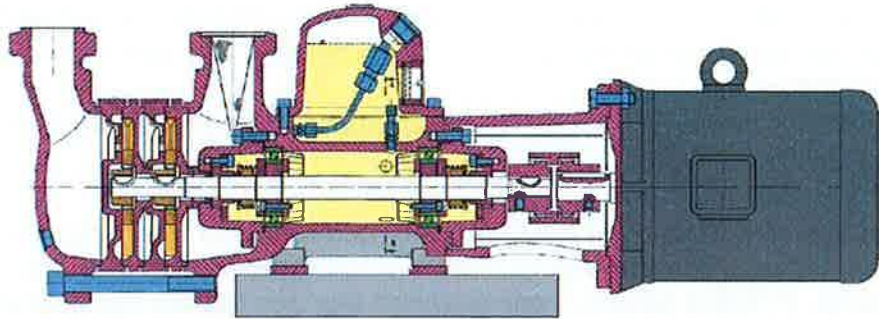


Fig. 2.7. Open centrifugaalpomp.

Hermetische pompen hebben het voordeel dat koudemiddellekkage uitgesloten is, omdat de rotor en de lagers van de pomp in een gesloten roestvrij stalen huis zijn ondergebracht, zie figuur 2.8.

De stator is toegankelijk en kan zonder pomphuisdemontage worden afgenomen.

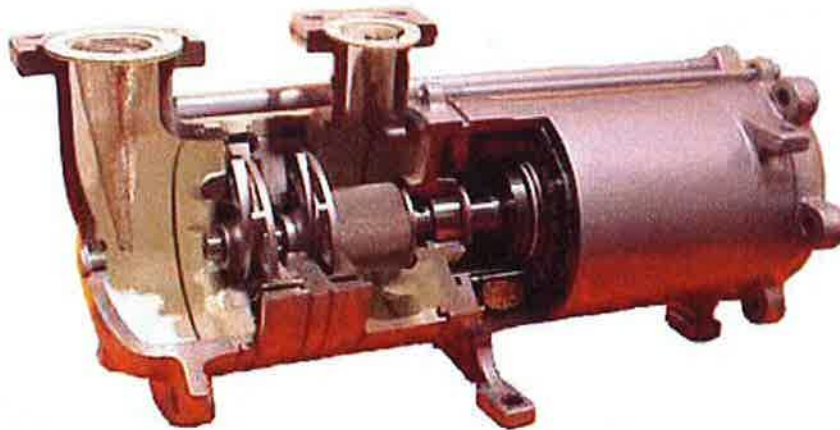


Fig. 2.8a. Hermetische centrifugaalpomp (WITT)

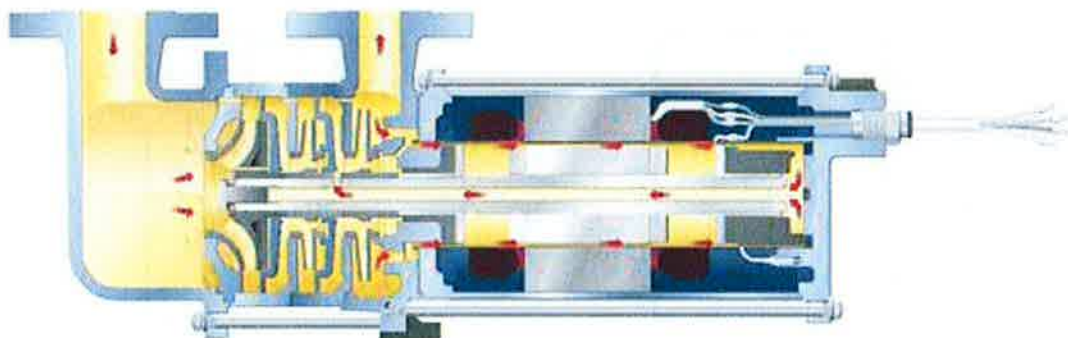


Fig. 2.8b. Hermetische centrifugaalpomp (Hermetic)

Koudemiddelpompen verplaatsen koudemiddel dat op kookpunt is. Drukval in de aanzuigleiding veroorzaakt gasbellen. Deze doen de pomp caviteren. De drukval kan ontstaan door aanwezigheid van bochten, filters of afsluiters of door een te kleine diameter van de valleiding.

Het is zeer belangrijk dat de toeloophoogte van de koudemiddelvloeistof uit het afscheidervat voldoende groot is om cavitatie te voorkomen. Deze hoogte kan variëren van 1 tot 2,5 m, afhankelijk van pomptype en debiet.

Speciale inlaatstukken kunnen benodigde toeloophoogte, ook wel NPSH (netto present suction head) genoemd, verlagen.

De hermetische pompen worden met koudemiddel gesmeerd en gekoeld. Dit vraagt een minimale capaciteit ter voorkoming van te veel vloeistofopwarming in de pomp en daardoor gevaar voor cavitatie. Er moet tevens voor gezorgd worden dat de verplaatste hoeveelheid niet te groot wordt, omdat dan eveneens cavitatie optreedt.

De capaciteitsregeling moet snelle drukdalingen in het afscheidervat vermijden, (bijvoorbeeld door te snelle bijschakeling van compressorcapaciteit of afschakeling van verdampers) daar de vloeistof in de valleiding gaat opkoken en de pomp gaat caviteren.

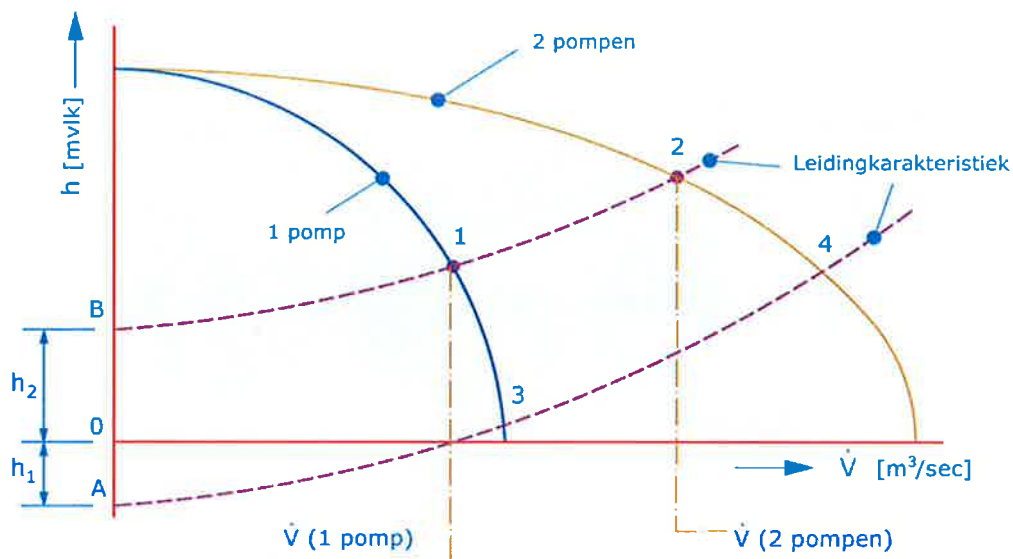


Fig. 2.9a Pomp- en leidingkarakteristiek voor pompsysteem

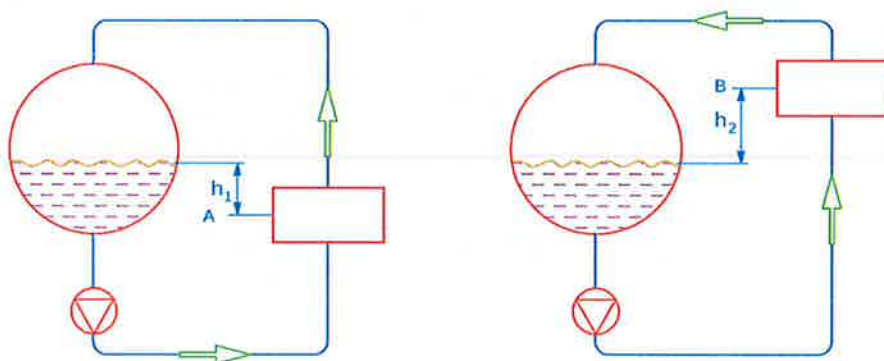


Fig. 2.9b Verklaring hoogten h_1 en h_2

2.4.3 Uitvoeringsvormen van verdamper

Men kan de volgende verdampertypes onderscheiden, verschillende worden zowel in droge als in natte systemen worden toegepast.

In de praktijk worden veel soorten verdamper toegepast voor verschillende koeldoeleinden. Een globale indeling is hierbij te maken in luchtkoelers en vloeistofkoelers.

1. Luchtkoelers

Bij luchtkoelers verdampt het koudemiddel in parallel samengebouwde buizen in een lucht-koelerblok. De warmteweerstand is veruit het grootst aan de luchtzijde. Ter verhoging van het warmtetransport is de meest toegepaste maatregel aan de luchtzijde dat men hier het oppervlak dat de warmte moet overdragen sterk vergroot door het aanbrengen van lamellen. In hoofdstuk 3 wordt specifiek op de luchtkoelers ingegaan.

De directe expansiesystemen hebben met vloeistofverdeelleidingen (verdeelpomp met leidingen). Aandacht verdient de olieretur van verdampers naar compressor.

Bij pompsystemen of zwaartekrachtcirculatiesystemen heeft een luchtkoeler een zogenaamde toevoerheader. Dit leidingstuk verdeelt de toegevoerde vloeistofstroom over de verschillende circuits van de verdamper. Deze systemen onderscheiden zich hierdoor duidelijk van de directe expansiesystemen.

Luchtkoelers worden toegepast in koel-, vries- en invriesinstallaties waarbij lucht de koude overbrengt van verdampers naar het product of object.

Voorbeeld ontwerpcondities:

$$\Delta T = 8 \text{ tot } 10 \text{ K } (=T_{\text{lucht in}} - T_{\text{verdamping}})$$

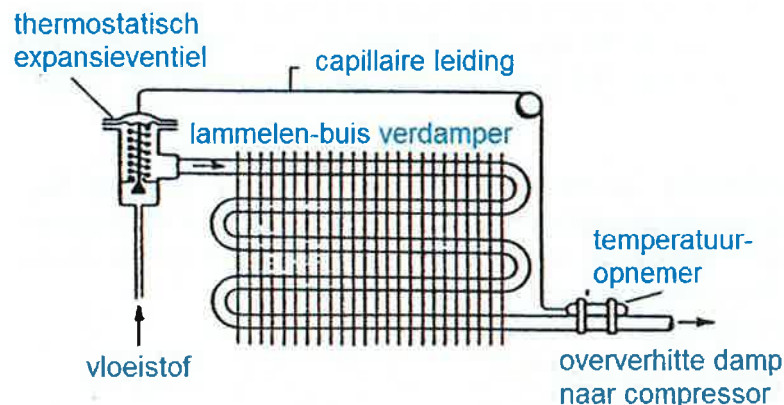


Fig. 2.10. Principe van de luchtkoeler als droge verdampers

2. Vloeistofkoelers

Zoals de naam het reeds zegt zijn vloeistofkoelers verdamper voor het koelen van vloeistoffen. Deze verdamper kunnen zowel open naar de lucht zijn als volledig gesloten. Een aantal karakteristieke uitvoeringsvormen zijn te onderscheiden.

A. Dompelverdamper in ijswaterbakken.

Dit zijn aan de lucht open koelers waarbij koelspiralen (gladde pijpen) zijn geplaatst in een waterbak. Ze worden gevoed door een pomp- of zwaartekrachtcirculatiesysteem. De bakken zijn in staat ijswater van 1°C te maken. De gladde spiralen maken het mogelijk koude te bufferen door het aanvriezen van een ijslaag die kan oplopen tot een laagdikte van 35 mm. Deze zogenaamde ijswaterinstallaties komen nog veelvuldig voor in de zuivelindustrie of bij brouwerijen.

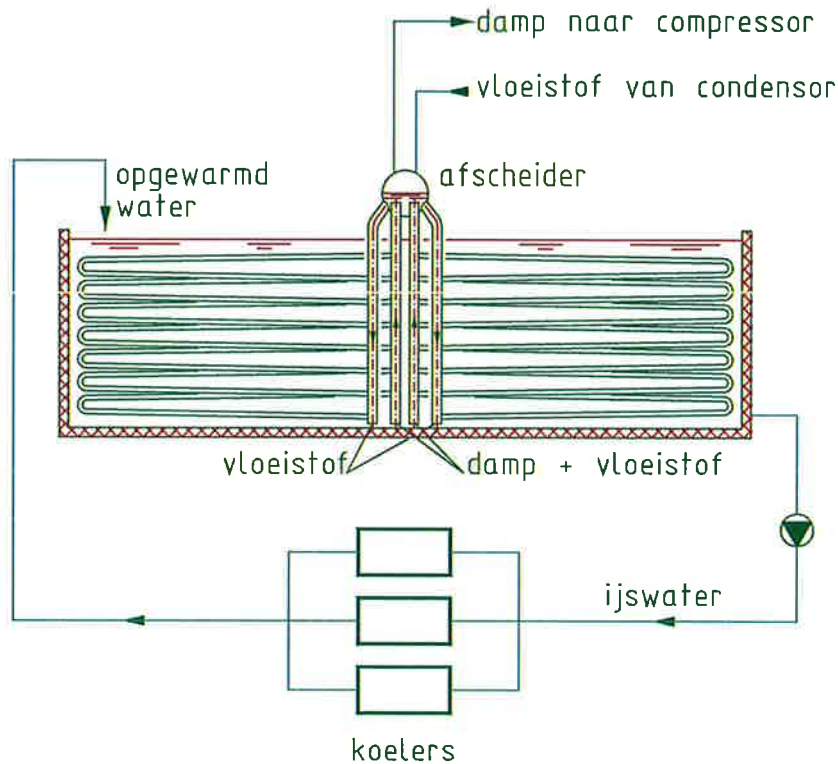


Fig. 2.11. Principe van een ijswaterkoeler met slangenverdampser

Het water in de bak wordt afgekoeld tot circa 1°C en gaat met pompen naar de productieproces. In de bak zorgt een circulator voor waterbeweging om de pijpen. De koudemiddeltemperatuur in de pijpen is onder 0°C, zodat om de pijpen ijsvorming optreedt bij weinig koudevraag. Bij grote koudebehoefte smelt dit ijs geheel of gedeeltelijk weer weg.

Omdat de warmteoverdracht aan de waterzijde vrij gering is door de lage watersnelheid om de pijpen, worden tegenwoordig ijswaterbakken uitgerust met een perslucht-roersysteem: uit een pijp met gaatjes, die op de bodem ligt, stroomt lucht en de ontstane luchtballen veroorzaken een heftige beweging van het water in de bak.

Voorbeeld ontwerpconditie:

$$T_{\text{verdamping}} = -3^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{ijswater}} = -0,5^{\circ}\text{C}$$

B. De vallende filmverdampser

Een ander verdampers uitvoering die ook ijswater kan maken is de zogenaamde vallende filmverdampser. Hierbij laat men het water als een dunne film stromen langs een verticale verdampersplaat. De plaat bestaat uit twee roestvast stalen platen die op elkaar zijn geplaatst en aan de randen en op punten, verdeeld over de plaat, zijn vastgelast. Vervolgens is de plaat opgeblazen zodat een spleet van circa 3 mm ontstaat. In deze plaat verdampt de ammoniak. Het gekoelde water wordt opgevangen in een verzamelbak.

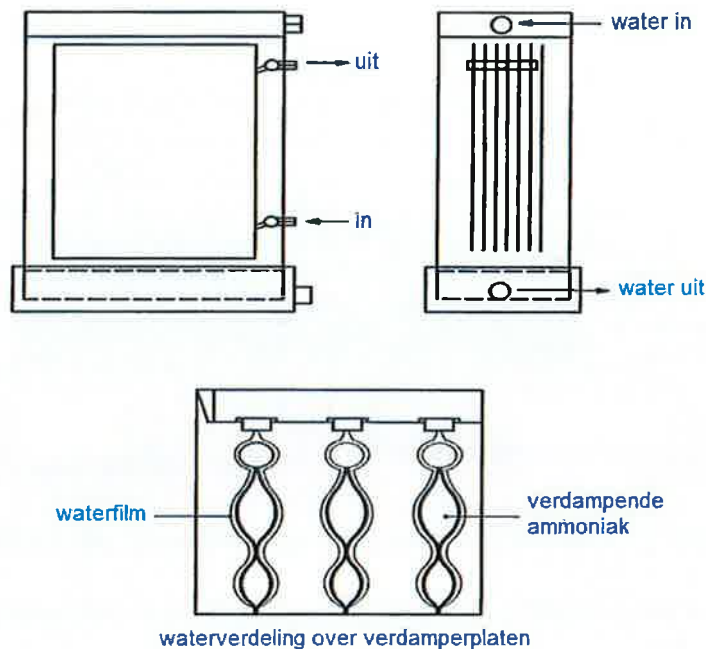


Fig. 2.12. Principe van een ijswaterkoeler met vallende filmverdampers

De toepassing is gelijk aan die van de dompelverdampers. Beide systemen kunnen met relatief hoge verdampingstemperaturen werken.

Het voordeel van de vallende film verdampers is de veel lagere ammoniakinhoud.

In beide systemen dienen voorzieningen te worden getroffen voor het periodiek aftappen van olie die zich verzamelt onderin de verdampers. De aanwezigheid van olie vermindert de warmteoverdracht aanzienlijk.

C. Gesloten vloeistofkoelers

Gesloten vloeistofkoelers zijn meestal uitgevoerd als pijpenbundelwarmtewisselaars ("shell and tube"), waarbij het koudemiddel zowel om de pijpen als ook door de pijpen kan worden gevoerd.

Als het koudemiddel om de pijpen verdampt, zal de olie in de verdampers achterblijven. Een speciale voorziening is dan nodig voor de olie terugvoer of aftap.

De vloeistofkoelers worden toegepast als koudwateraggregaat of voor het koelen van glycolsoorten of andere koudedragers op een breed gebied van temperaturen.

a. Badverdampers.

In figuur 2.14 is een badverdampers aangegeven met een vloeistofafscheider erboven, waarmee wordt voorkomen dat ammoniakvloeistof met de aangezogen damp de compressor kan bereiken. Een badverdampers wordt altijd gebouwd met een afscheider. In sommige ontwerpen is het afscheidergedeelte ingebouwd in de badverdampers. Een dergelijk systeem heeft dus geen aparte afscheider.

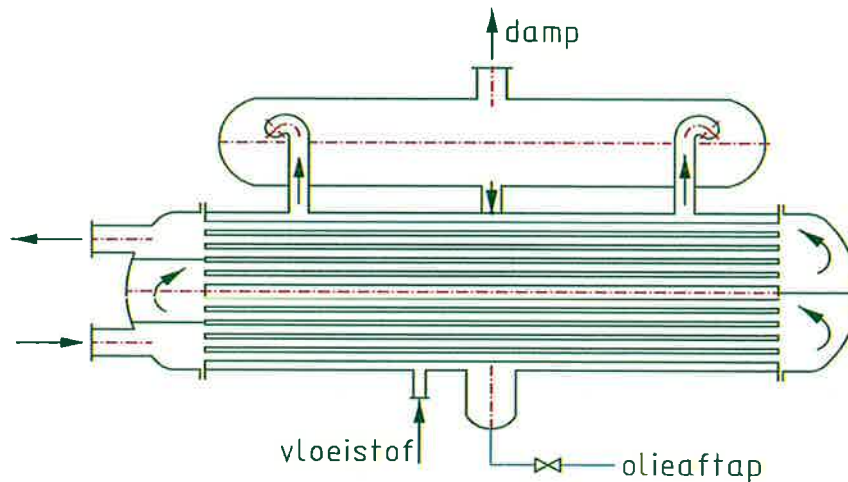


Fig. 2.13. Badverdampers met opgebouwde afscheider

Bij badverdampers staat de ammoniak om de pijpen in de mantel terwijl de te koelen vloeistof door de pijpen stroomt.

Aan de onderkant is een olieopvangdom nodig, waaruit bij toepassing van ammoniak olie kan worden afgetapt. Na onderzoek van de kwaliteit van de olie kan besloten worden om de olie weer terug te voeren naar de compressor.

Bij een goede dimensionering van de afscheider verlaat een gasstroom de verdampers, zonder dat er olie wordt meegenomen. De olie verzamelt zich in de verdampers. Om de concentratie binnen bepaalde grenzen te houden moet een olie-terug-voersysteem worden aangebracht. Bij H(C)FK koudemiddelen treedt een temperatuursafhankelijke olie concentratie ontmenging op. De olie gaat bij toenemende concentratie ontmenging in een olierijk H(C)FK mengsel en een olie-fase die boven gaat drijven ten gevolge van het lagere soortelijke gewicht. Het olieterugvoersysteem moet ervoor zorgen dat deze concentratie nooit bereikt wordt.

Het voordeel van deze verdampers is de relatief hoge warmteoverdrachtscoëfficiënt en een probleemloze werking bij variaties in de koelcapaciteit. De pijpen zijn reinigbaar. Het nadeel is de grote ammoniakinhoud van de installatie.

Afhankelijk van het ontwerp van de installatie kan de badverdampers met een lagedruk- of een hogedrukvlotterregeling werken.

Voorbeeld ontwerpconditie:

$$T_{\text{vloeistof uit}} - T_{\text{verdamping}} = 5 \text{ K}$$

b. Pijpenbundelwarmtewisselaars met koudemiddel in de pijpen

Pijpenbundelwarmtewisselaars worden ook uitgevoerd met koudemiddel verdampend in de pijpen. Hoewel deze als pompsysteem kunnen worden uitgevoerd zijn om reden van kostprijs en koudemiddelinhoud uitgevoerd als directe expansiesystemen.

Het koudemiddel wordt door de pijpen gevoerd en de te koelen vloeistof om de pijpen. De koudemiddeltoevoer geschiedt dan met een thermostatisch of elektronisch expansieventiel, dat gestuurd wordt door de oververhitte damp die de koeler verlaat, zie onderstaande figuur.

Voorbeeld ontwerpconditie:

$$T_{\text{vloeistof uit}} - T_{\text{verdamping}} = \text{ca. } 7 \text{ K}$$

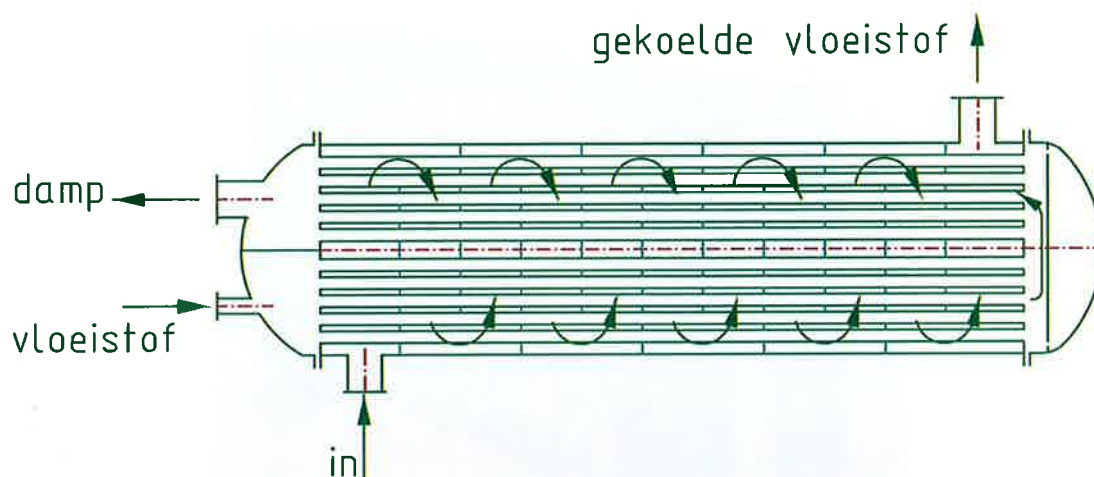


Fig. 2.14. Pijpenbundelverdamp(er) met koudemiddel in de pijpen

De juiste voorzieningen dienen te worden getroffen opdat het toegevoerde vloeistof/dampmengsel zich bij de toevoer gelijkmatig over de pijpen verdeelt.

De voordelen van deze verdamp(er) zijn de lagere koudemiddelinhoud. De nadelen zijn het niet eenvoudig reinigbaar zijn en de lagere gemiddelde warmteoverdracht (zie de omschrijving van de droge verdamp(er)). Bovendien is het systeem minder betrouwbaar dan een badverdamp(er) daar bij defecte expansieregeling vloeistof kan doorschieten richting compressoren.

De warmteoverdracht wordt soms nog vergroot door toepassing van inwendige ribben (sterprofiel), waarbij het grotere drukverlies wordt gecompenseerd door de vergroting van de warmteoverdracht. Op bepaalde afstanden zijn aan de waterzijde segmentvormige keerschotten aangebracht.

c. Platenwarmtewisselaars

Een recentere ontwikkeling is de toepassing van platenwarmtewisselaars als vloeistofkoeler. Door de zeer geringe spleetvormige ruimte tussen de platen waarin het koudemiddel verdampt wordt een zeer hoge warmteoverdrachtscoëfficiënt verkregen. Op deze wijze ontstaat een compact apparaat met een geringe inhoud die nog maar circa 10% bedraagt van die van een badverdamp(er).

In figuur 2.15 is een voorbeeld van een platenverdamp(er) (warmtewisselaar of condensor) weergegeven.

Platenverdamp(ers) kunnen op een pomp- of zwaartekrachtcirculatiesysteem zijn aangesloten of op een directe expansiesysteem.

Voorbeeld ontwerpconditie:

$$T_{\text{vloeistof uit}} - T_{\text{verdamping}} = 2 \text{ à } 3 \text{ K}$$

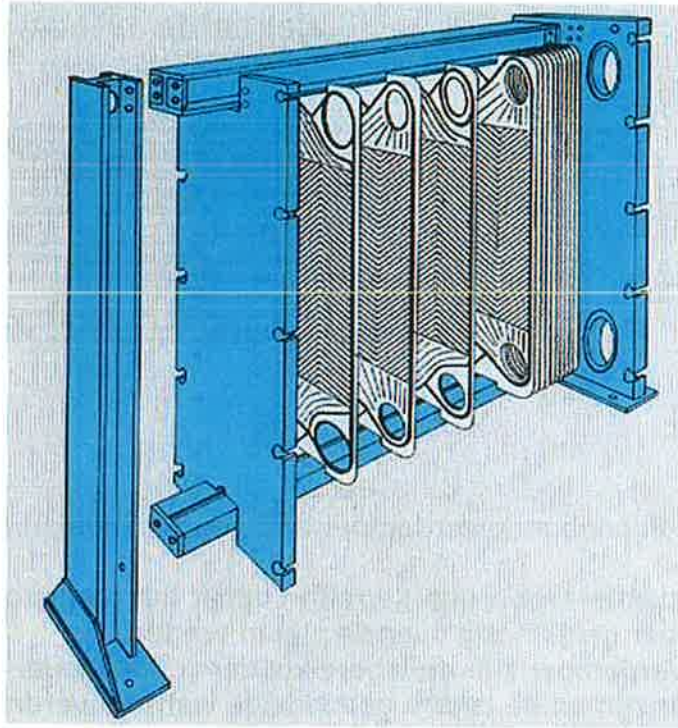


Fig. 2.15. Platenwarmtewisselaar als verdamper

Een andere uitvoeringsvorm van een warmtewisselaar gebaseerd op platen is de "plate in shell" warmtewisselaar. Hierbij is een gelast platenpakket geplaatst in een vat. Op deze wijze ontstaat een gesloten constructie. Ook dit type platenwarmtewisselaar combineert een grote capaciteit per m^2 warmteoverdragend oppervlak met een geringe koudemiddelinhoud. Zie figuur 2.16.

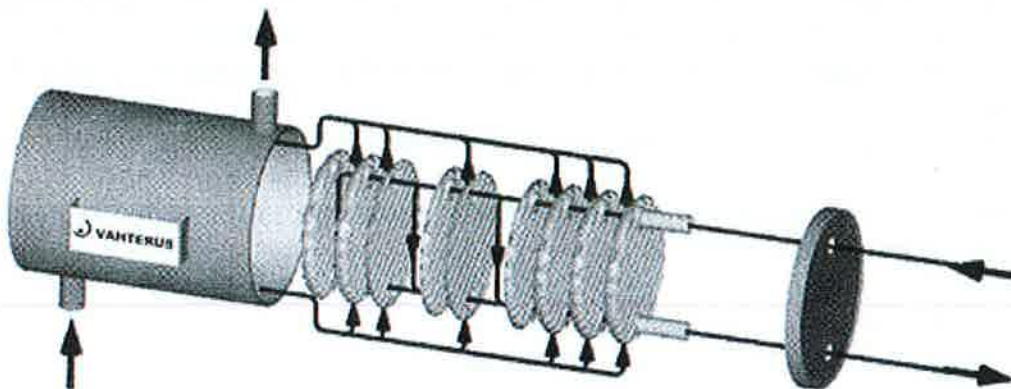


Fig. 2.16 "plate in shell" warmtewisselaar als verdamper

Hoofdstuk 3 LUCHTKOELERS

3.1 INLEIDING

Aan de buitenzijde van een luchtkoeler vindt, bij de aanwezigheid van voldoende vocht in de te koelen lucht, condensatie van water plaats. Dit heeft een gunstige invloed op de warmteoverdracht.

De warmteoverdracht bij het condenseren is ca 100x beter dan bij het koelen van droge lucht. Men krijgt het deel van het koelvermogen welke nodig is voor het condenseren van de waterdamp er voor wat betreft het vermogen van de verdampers er als het ware gratis bij.

Fabrikanten van koelers geven dan ook graag het koelvermogen op bij een hoge relatieve vochtigheid. Indien er in een koelruimte echter geen vocht vrij komt dan levert de koeler alleen het "droge" koelvermogen.

Bij het bewaren van onverpakte groenten en fruit zorgen de producten, ten koste van het gewichtsverlies, voor het handhaven van de relatieve luchtvochtigheid.

Bij de opslag van verpakte producten wordt de vochtbelasting gevormd door, het openen van deuren, de lekverliezen door de wanden en het vochtverlies door de verpakking van de producten.

In het Mollier-h/x-diagram voor vochtige lucht kan de toestandsverandering worden weergegeven en de hoeveelheid afgescheiden vocht worden berekend. (Zie het cursusvak "de gekoelde ruimte")

Het verloop van de toestandsverandering is niet altijd volgens een rechte lijn naar de temperatuur van de oppervlakte op de verzadigingslijn. De afwijking is afhankelijk van de eigenschappen van het oppervlak van de koeler (zie figuur 3.1).

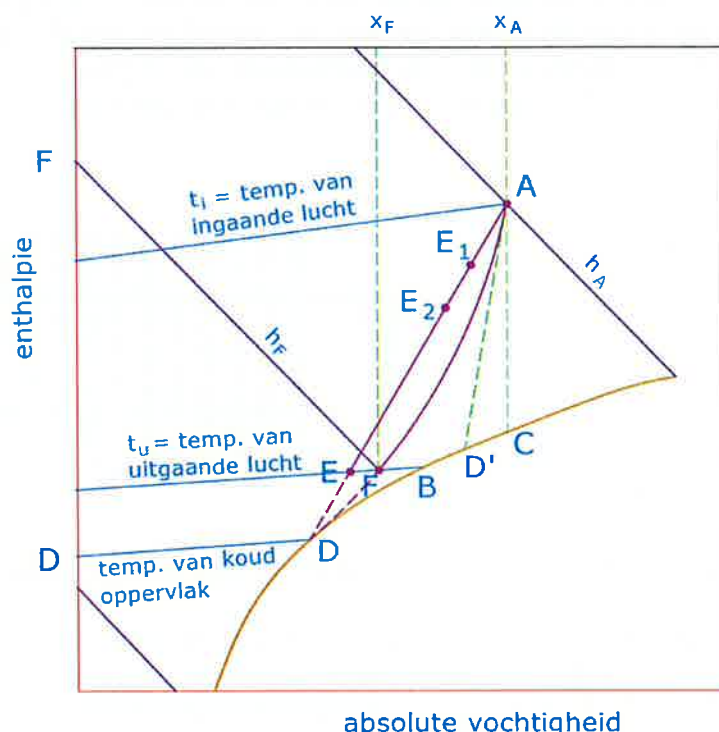


Fig. 3.1. Toestandsverandering van de lucht in een luchtkoeler

In de airconditioning rekent men meestal alsof de lucht eerst naar de verzadigingslijn wordt afgekoeld zonder onttrekken van vocht en dat daarna bij het verder afkoelen deze lijn gevolgd wordt.

In luchtkoelers voor koude ruimten of voor installaties voor drogen rekent men meestal met de rechte lijn naar het gemiddelde oppervlakte temperatuur en in koelers welke speciaal voor het drogen ontworpen zijn is zelfs het afwijken naar de andere kant mogelijk.

3.2 LUCHTKOELERS

Als luchtkoeler wordt tegenwoordig vrijwel uitsluitend de lamellenluchtkoeler gebruikt. Deze kan worden beschouwd als een slangenverdampers waarvan de buizen van lamellen zijn voorzien. Ze worden gebouwd in staal, koper of koper/aluminium. In de koper/aluminium uitvoering zijn de aluminium lamellen op koperen buizen bevestigd. De te koelen lucht wordt meestal met behulp van één of meer ventilatoren langs het koelerblok geblazen. De warmteoverdracht aan de luchtzijde is reeds eerder besproken.

Stille koeling, waarbij de ruimtelucht door convectie langs koude pijpen stroomt, komt praktisch niet meer voor, omdat dit veel koeloppervlak, dus veel pijpen en dus een hoge investering vraagt.

De warmteweerstand is veruit het grootst aan de luchtzijde. Ter verhoging van het warmte-transport is de meest toegepaste maatregel aan de luchtzijde dat men hier het oppervlak dat de warmte moet overdragen sterk vergroot door het aanbrengen van lamellen.

De warmteweerstand aan de luchtzijde van de pijp is een veelvoud van de warmteweerstand aan de kant van het koudemiddel. Bij een $\alpha_u = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$ en een $\alpha_i = 2.400 \text{ W/m}^2\text{K}$ verhouden zich de warmteweerstanden als: $1/\alpha_u : 1/\alpha_i = 0,025 : 0,00042 = 60 : 1$, dus de warmteweerstand aan de luchtkant is 60 keer zo groot als die aan de koudemiddelkant.

Deze ongewenste verhouding is te verbeteren door het product $\alpha \times A \text{ [m}^2\text{]}$ te vergroten door middel van het aanbrengen van lamellen, zie figuur . Hierdoor wordt niet de α_u groter, maar de overgedragen warmtehoeveelheid aan de buitenkant, omdat hiervoor meer oppervlak beschikbaar is. Feitelijk wordt de waarde $\alpha_u \times A_u$ meer in overeenstemming gebracht met de waarde $\alpha_i \times A_i$.

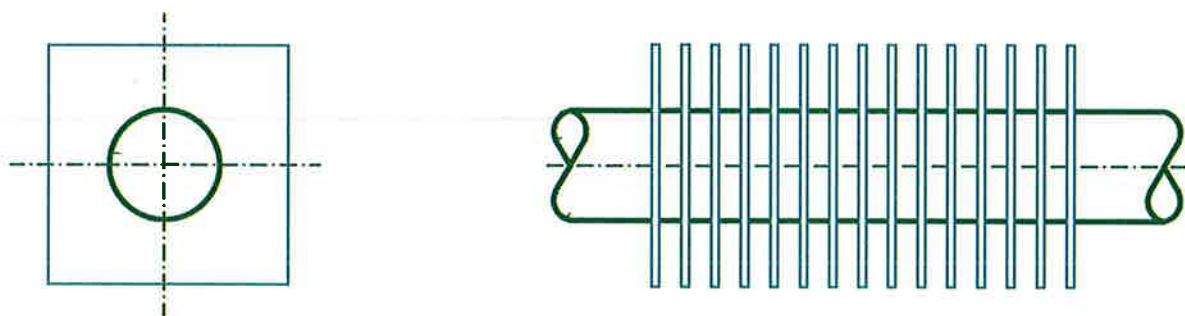


Fig. 3.2. Oppervlaktevergroting aan de luchtzijde

Het aanbrengen van lamellen kent begrenzingsen. Als de lamellen dichter bij elkaar worden geplaatst, wordt de luchtweerstand groter, maar wordt ook de invloed van grenslagen groter, zodat het nuttige effect afneemt; bij hogere lamellen neemt het lamelrendement af, zie figuren 3.3 en 3.3.a.

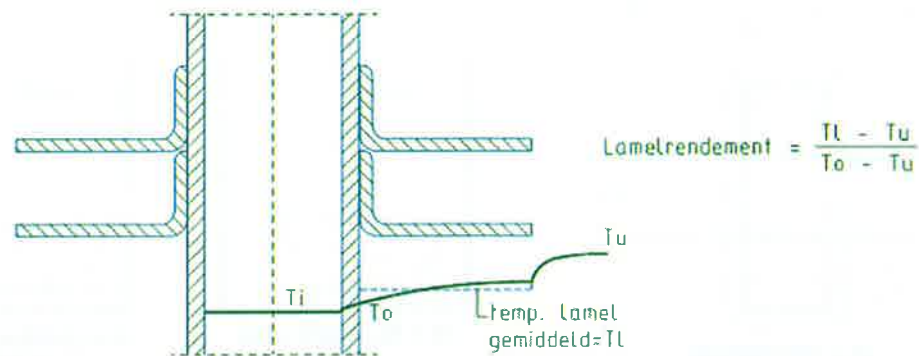


Fig. 3.3 Het lamelrendement

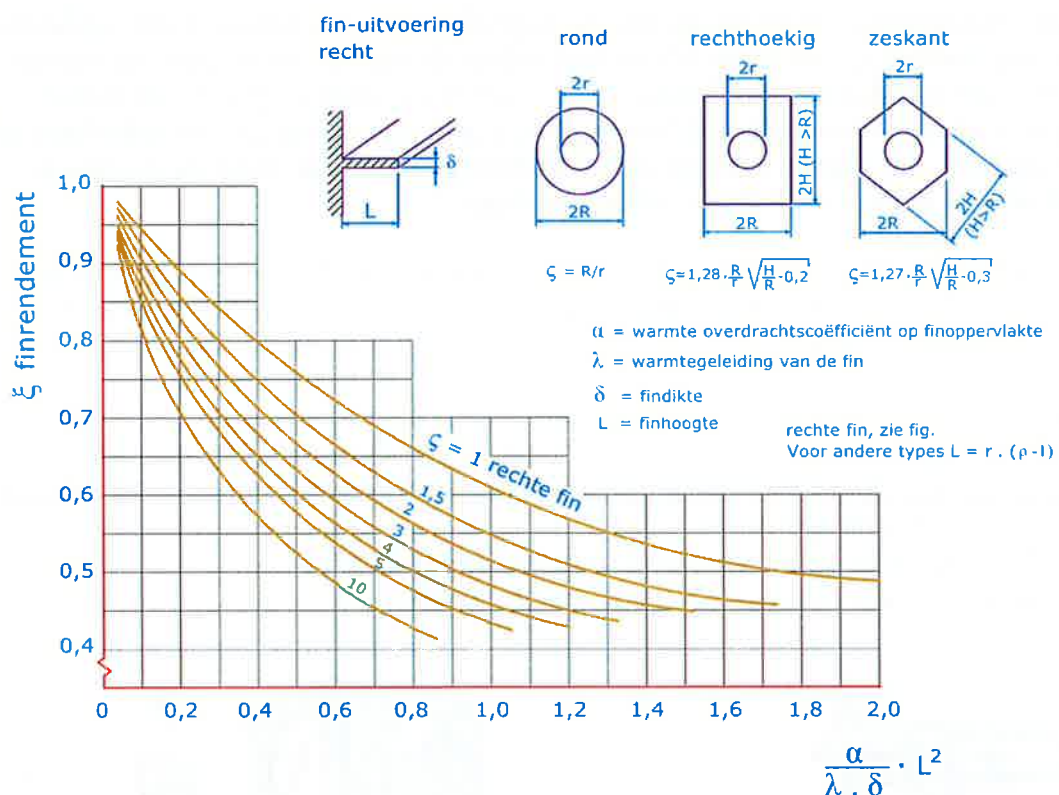


Fig. 3.3.a Het lamelrendement als functie van lamel geometrie

Luchtkoelers bestaan meestal uit verschillende lamellenpijpen achter elkaar: 2, 4, 6, soms tot 20 pijpen en meer en ook tot vele pijpen boven elkaar. Voor koelruimten worden meestal standaard luchtkoelers toegepast, bestaande uit lamellenblok, ventilator, omkasting, condensopvangbak etc., zie figuur 3.4A. Voor speciale koelobjecten, zoals vriestunnels etc., worden de koelblokken meestal op maat gemaakt.

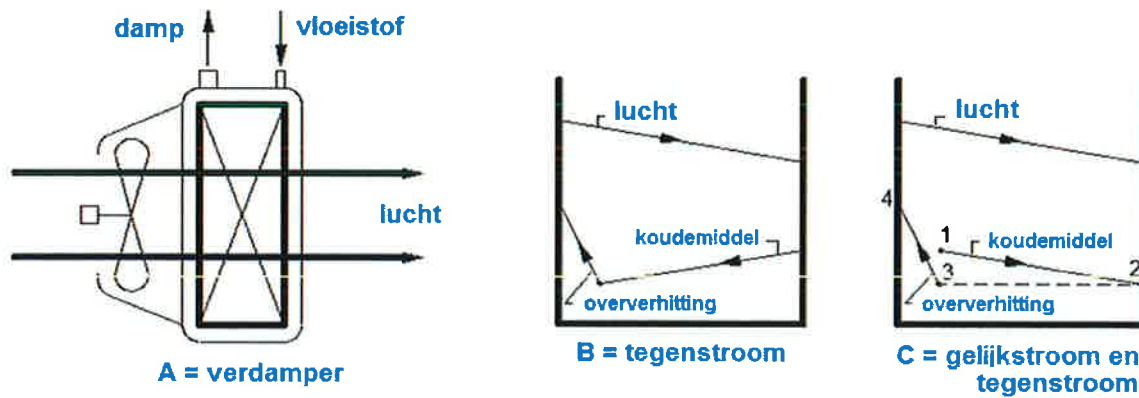


Fig. 3.4. Luchtstroom en circuitloop door een luchtkoelerblok

Mogelijk is de vloeistofstroom in plaats van in tegenstroom, zie figuur 3.4B, gedeeltelijk in gelijkstroom te plaatsen en gedeeltelijk in tegenstroom met de lucht door de koeler gevoerd, zie figuur 3.4C. De aansluiting van figuur 3.4C geeft bij vriesbedrijf een gelijkmatigere rijpafzetting en daardoor snellere ontdooiing, het geeft een gunstiger logaritmisch gemiddeld temperatuurverschil, en vraagt minder oververhittingsoppervlak door de gunstige lamelinvloed van de pijpen met vloeistoftemperatuur 1.

De koudemiddelvloeistoftoevoer naar de koelers gebeurt veelal met een thermostatisch expansieventiel. Bij grote koelers wordt daarop aansluitend een venturi-vloeistofverdeler of spinnenkop toegepast, waaruit de secties, waarin de koeler is verdeeld, elk apart worden gevoed.

Bij de nominale warmtebelasting van de buizen bedraagt het drukverschil over deze verdeelkop en de verdeelleidingen ca. 1 bar. Door dit drukverschil en door de constructie van de verdeelkop wordt bereikt dat aan elke slang evenveel koelmiddel van dezelfde samenstelling wordt toegevoerd.

- De verdeelkop moet altijd verticaal worden gemonteerd;
- De verdeelleidingen moeten dezelfde lengte hebben.
-

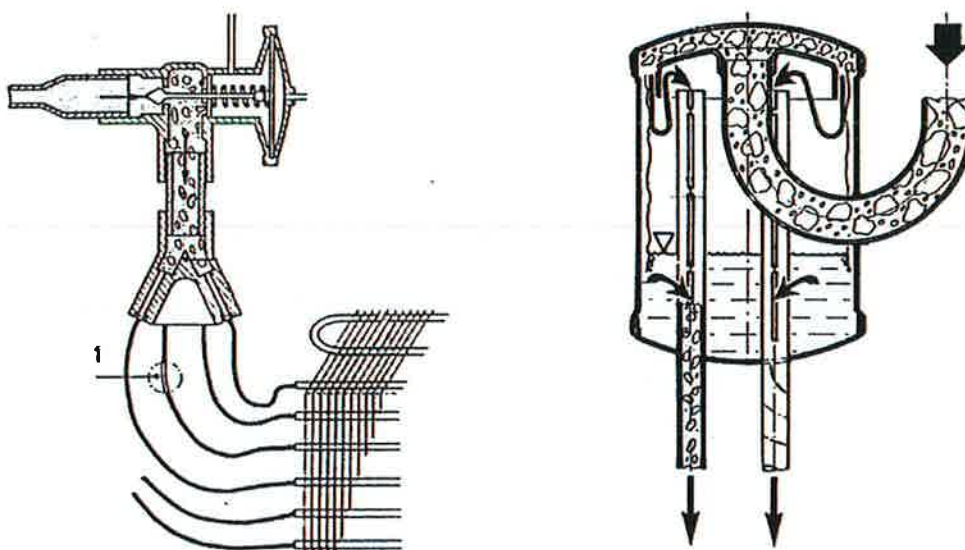


Fig. 3.5. Twee varianten van vloeistofverdeelsystemen na expansie

Bij een plotselinge warmtebelasting en een plotselinge drukdaling bij opstart van een installatie met een nog volle verdamper kan de verdamperslang overkoken. Vloeistof wordt dan met het zuiggas naar de compressor gevoerd. Om dit te voorkomen bouwt men met een "pump down" actie in de regeling die de koeler afzuigt (geen vloeistof toevoer) indien de koelinstallatie wordt gestopt.

Bij pompsystemen of zwaartekrachtcirculatiesystemen moet eveneens aandacht worden besteed aan een gelijkmatige vloeistofverdeling.

Hier heeft een luchtkoeler een zogenaamde toevoerheader. Dit leidingstuk verdeelt de toegevoerde vloeistofstroom over de verschillende circuits van de verdampers. Deze systemen onderscheiden zich hierdoor duidelijk van de directe expansiesystemen.

Toegepast worden zogenaamde "topfeed" en "bottomfeed" koelers, waarbij in het geval van bottomfeed de vloeistof in de onderste header wordt toegevoerd. De zwaartekracht moet dan voor een goede verdeling zorgen. Bij topfeed dient een weerstand in de toevoer zorg te dragen voor een gelijkmatige vloeistofvoorziening naar alle parallelle spiralen.

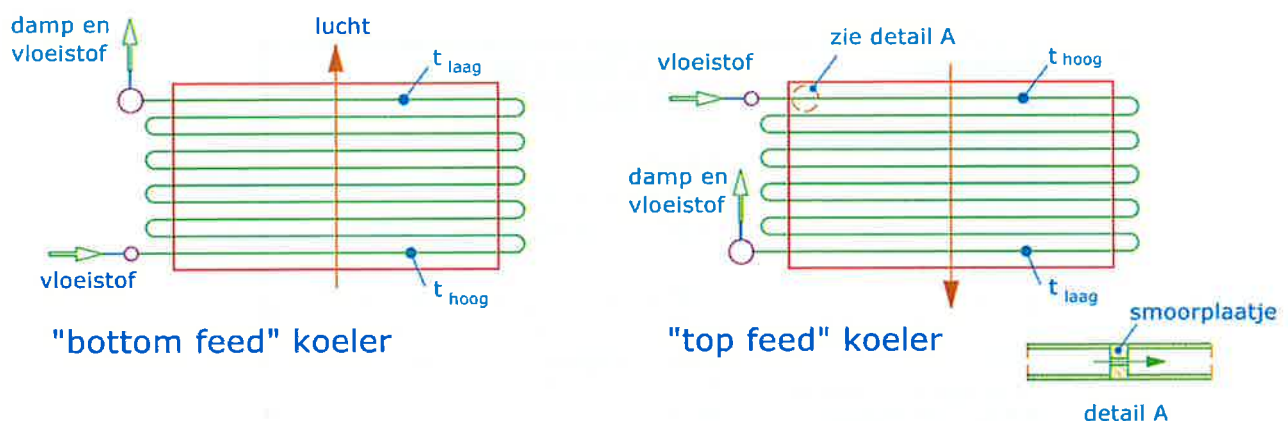


Fig. 3.6. Bottomfeed en Topfeed luchtkoelers

De directe expansiesystemen bij ammoniak hebben vergelijkbare expansiekleppen met vloeistofverdeelleidingen (verdeelkop met leidingen) als bij de gehalogeneerde koolwaterstoffen. De doorlaten zijn echter veel kleiner daar bij ammoniak circa eenzesde deel van de massastroom circuleert.

Bij directe expansiesystemen past men oliesoorten toe die in ammoniak oplossen. De eisen gesteld aan de olietour van verdamper naar compressor zijn gelijkwaardig aan die van de gehalogeneerde koolwaterstoffen.

De stromingsweerstand aan de luchtzijde is belangrijk in verband met het energiegebruik van de ventilator. Het energieverbruik van de ventilator limiteert de luchtsnelheid door de koeler. Bij een bepaalde snelheid is het economisch gezien niet zinvol de snelheid hoger te kiezen.

De luchtweerstand van een koeler wordt door het aanbrengen van ribben vergroot, zodat een optimum moet worden nagestreefd tussen koelcapaciteit, ribafstand en ribgrootte, pijpafstand, luchtweerstand, prijs, etc.

In de pijpen zal aan de koudemiddelkant een drukdaling optreden ten gevolge van de weerstand in de pijpen. Hiermee samenhangend treedt een temperatuurdaling op in de stromingsrichting, zodat geen gelijke temperatuur op het gehele verdamperoppervlak optreedt. De drukdaling ligt in de orde van 1K tot 1,5 K.

Het berekenen van een luchtkoeler met al de bepalende factoren eromheen is een omslachtig werk dat te diep gaat voor deze lesstof. Als voorbeeld is het resultaat van een berekening weergegeven voor een luchtkoelerblok dat met het koudemiddel R22 werkt in de vorm van droge expansie (DX). Zie figuur 3.7.

De blokkode geeft het aantal pijpen hoog x diep x lengte x buisafstand x lamelafstand. VQ is de voelbare warmtefactor (in Eng.: sensible heat ratio of SHR) en is een maat voor de vochtigheid van de lucht die uit het Mollierdiagram af te leiden is:

$$VQ = Q_{\text{voelbaar}}/Q_{\text{totaal}}$$

De parameter LogTV is het logaritmisch temperatuursverschil, rekening houdend met drukval van het koudemiddel door de pijpen, terwijl LogTV' zonder drukval rekent.

Daarnaast geeft de berekening de verdeling van het koudemiddel, het aantal insputingen, met behulp van een verdeelkop en verdeelleidingen.

Blokkode :	8 X 6 X 2000 X 50 X 7.0
	50/50 recht Cu/Alum
buis 16 lamel 0,25	
Oppervlak:	72 m²
Koelmiddel:	R22 dir.expansie
Verd_temperatuur:	-6.0 'C Vloeist.ternp. 30.0 'C
Capaciteit:	11130 W
Luchthoev.:	12000 m³/h Drukverlies: 76 Pa
Luchtsnelheid:	4.2 m/s Extern 0 Pa
VQ:	0.72 Rijplaag: 0.2 mm
Luchttemperatuur in:	1.5 'C uit: -0.4 'C
Gem._luchttemp.:	'C
K-waarde:	24.76 W/m².K
Gassnelheid:	5.43 m/s
drukval koelm.:	7675 Pa = 0.5 K
LogTV:	6.2 K LogTV: 6.5 K $\rightarrow \Delta T$
Aantal insputingen:	4 $\downarrow \Delta T_{\text{LW}}$
Inspuitleiding diarn:	5 mm Lengte: 500 mm
Totale drukval:	1.01 Bar Egelhof 92 %
1 x Zuigleiding	28 X 1.2 mm Cu

Fig. 3.7. Resultaat van een luchtkoeler dimensionering voor directe expansie

3.3 LUCHTKOELERS BIJ RIJPVORMING

De warmtestroom, bij gegeven condities, is te berekenen bij een koeler waarop geen waterdamp condenseert of desublimeert, de z.g. bruto "droge" koelcapaciteit. De aldus berekende koelcapaciteit is een bruto koelcapaciteit. Voor het verkrijgen van de netto koelcapaciteit, de warmtestroom welke uit de gekoelde ruimte wordt onttrokken, moet de bruto koelcapaciteit worden vermindert met de warmtestroom welke de ventilator in de koelruimte brengt.

In de gevallen waarbij rijpvorming optreedt, zal de rijplaag voortdurend toenemen. Enerzijds verhoogt dit de warmteweerstand van lucht naar koeler, anderzijds wordt door de rijplaag de luchtstroom door de koeler gehinderd.

De koelcapaciteit vermindert daardoor voortdurend gedurende het koelbedrijf. Bij een bepaalde afname van de koelcapaciteit moet de koeler ontdooit worden. Voor dit ontdooien staan verschillende methoden ter beschikking, elk met de eigen voor- en nadelen. Een overzicht van de belangrijkste methoden en de voor- en nadelen wordt gegeven door J. van Male: Het ontdooien van lamellenluchtkoelers.

Van Male laat zien dat er een optimale ontdooifrequentie moet bestaan. Om een berekening mogelijk te maken is een sterk vereenvoudigd model van de werkelijkheid gehanteerd. Het berekeningsresultaat moet dan slechts als een indicatie worden gezien.

In figuur 3.6 is het resultaat van de berekening weergegeven. Langs de verticale as is de verhouding A/A_0 uitgezet, waarbij geldt:

- A = het werkelijk benodigd koeloppervlak om gedurende de hele cyclustijd τ , de koelcapaciteit te halen.
- A_0 = het oppervlak welke nodig geweest zou zijn voor dezelfde koelcapaciteit indien er geen rijpvorming was opgetreden.

Langs de horizontale as is de totale cyclustijd T uitgezet. Indien de aannames juist zijn ligt voor de beschouwde luchtkoeler de optimale cyclustijd tussen de 6 a 7 uur. Te snel ontdooien lijkt voor het rendement slechter dan te laat, maar in het laatste geval zou bv. blijvend dichtvriezen kunnen optreden.

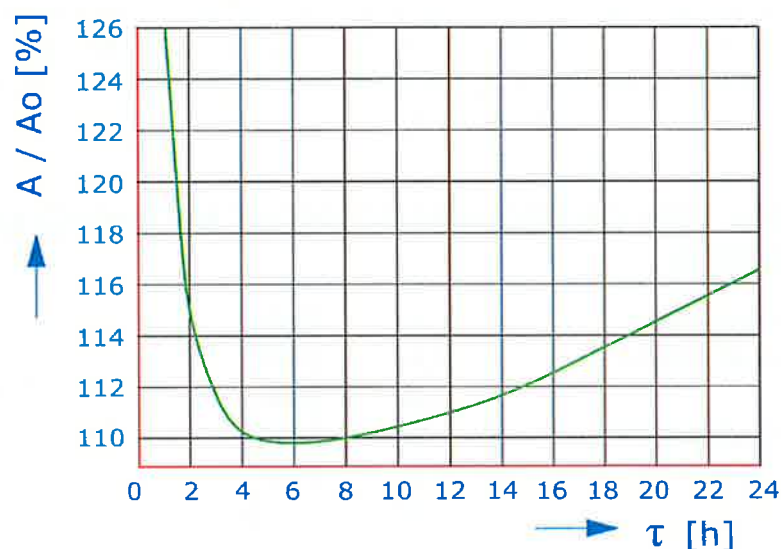


Fig. 3.8. De verhouding tussen het werkelijk benodigde oppervlak en het oppervlak welke nodig is zonder rijpvorming als functie van de totale cyclustijd.

Er bestaan afspraken en regels voor:

- Het bepalen van de prestaties van luchtkoelers door metingen onder omstandigheden welke door de standaardcondities zijn bepaald;
- Het verstrekken van gegevens over de prestaties van luchtkoelers in catalogi, prospectussen, e.d.

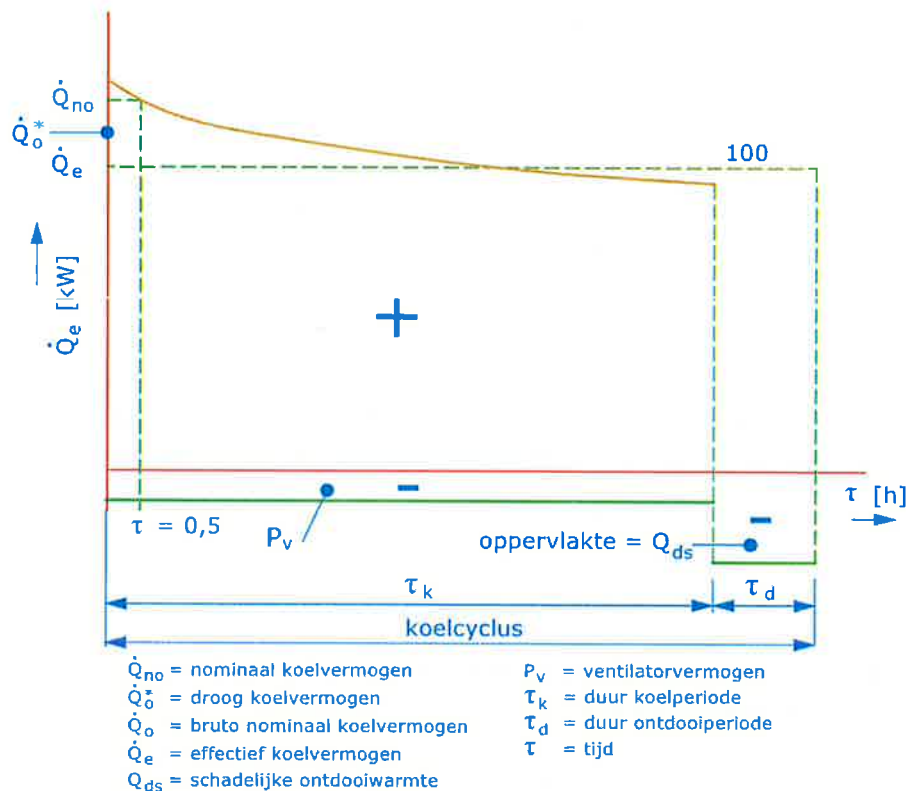


Fig. 3.9. Gemeten koelvermogen als functie van de tijd vooreen standaardconditie.

In figuur 3.9 is weergegeven hoe de capaciteit van de luchtkoeler kan verlopen. Zeer belangrijk is de waarde van het effectief vermogen. Dit is het netto gemiddelde koelvermogen gedurende de koelcyclus, rekening houdend met de schadelijke ontdooiwarmte.

3.4 BEREKENING VAN ONTDOOIRENDEMENT EN EFFECTIEF KOELVERMOGEN

Nominaal bruto koelvermogen	=	3,41	[kW]
Bruto gemiddeld koelvermogen	=	3,14	[kW]
Ventilatorvermogen	=	0,20	[kW]
Netto gemiddeld koelvermogen	=	2,94	[kW]
Koelperiode	=	5,5	[uur]
Ontdooiperiode	=	0,18	[uur]

Vastgesteld is dat de hoeveelheid toegevoegde ontdooiwarmte	=	3564	[kJ]
Opgevangen hoeveelheid smeltwater	=	2,58	[kg]
Eindtemperatuur	=	14	[°C]
Rijptemperatuur	=	-24	[°C]
Afgevoerde nuttige ontdooiwarmte	=	1139	[kJ]

- Opwarming rijp ($C_r = 2,05 \text{ kJ/kg.K}$)
 $Q = 2,58 \cdot 2,05 \cdot (0 - (-24)) = 127 \text{ kJ.}$
- Smeltwarmte = $333 \text{ kJ/kg} = 333 \cdot 2,58 = 860 \text{ kJ.}$
- Opwarming smeltwater = $2,58 \cdot 4,3 \cdot 14 = 152 \text{ kJ.}$
- Subtotaal = 1139 kJ.

- e. Schadelijke ontdooiwarmte = $3564 - 1139 = 2425$ kJ.
- f. Ontdooirendement $(1139 / 3564) \cdot 100 = 31,95$.
- g. Het effectief koelvermogen is het koelvermogen over de gehele periode.

$$\frac{5,5 \cdot 2,94}{5,5 + 0,18} - \frac{2425}{(5,5 + 0,18) \cdot 3600} = 2,847 - 0,118 = 2,73 \text{ kW}$$

Figuur 3.10 geeft een algemeen plaatje van de effectiviteit en de verliezen die optreden bij ontdooien.

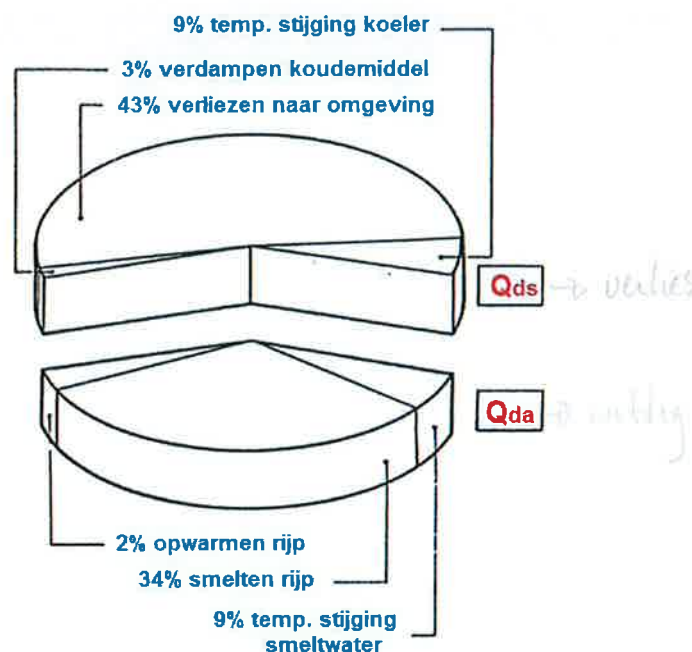


Fig. 3.10. Verdeling nuttig ontdooivermogen (45%) en verliezen

3.5 HEETGASONTDOOISYSTEMEN BIJ LUCHTKOELERS

Luchtkoelers die tijdens bedrijf aanvriezen dienen regelmatig ontdooit te worden. Met name in pompsystemen met afscheiders is heetgasontdooiing of persgasontdooiing een effectieve manier om dit te doen.

Hete persgassen vanaf de compressorpersleiding worden naar de te ontdooien koeler gevoerd. In de koelerpijpen worden de gassen afgekoeld waarna zij gaan condenseren. Om rijp te doen smelten zal de temperatuur bij dit condenseren minstens circa 10°C bedragen. Het handhaven van deze druk wordt veroorzaakt door een restrictie in een omloopleiding om de gesloten zuigklep. Het condensaat wordt afgevoerd naar de afscheider. Het condensaat expandeert in de restrictie.

De grootte van de restrictie dient nauwkeurig te worden bepaald daar een te kleine restrictie wel de druk voldoende hoog kan houden doch de koeler opvult met condensaat. Daar waar condensaat in de koeler aanwezig is kan geen rijp of ijs afsmelten.

Na het ontdooien dient de druk in de koeler eerst geëgaliseerd te worden naar de afscheiderdruk via de restrictie vooraleer de zuigklep opengaat. Het plotsklaps openen van

de zuigklep kan anders voor sterk opkoken van het condensaat in de koeler zorgen. De versnellende vloeistof in dit opkookproces kan leidingen of appendages doen breken!

Evenzo dient men te voorkomen dat vloeistof zich kan verzamelen in de heetgasontdooileiding. Bij het openen van de heetgastoevoer komt deze vloeistof in een versnelling waarbij leidingbreuk op bochten en appendages tot de mogelijkheden behoort. Het isoleren van de heetgastoevoerleiding, het plaatsen van een centrale persgastoevoerklep nabij de compressoren of het plaatsen van een hogedrukvlotter kan dit voorkomen. Voorbeelden van uitvoeringen van heetgasontdooisystemen voor directe expansie en pompcirculatie zijn te vinden in de E2 bijlagen 3-2 en 3-3.

Hoofdstuk 4 OVERIGE APPARATEN

4.1 EXPANSIEKLEPPEN

In de koelkringloop is een reduceerinrichting noodzakelijk om de onder hoge druk gecondenseerde vloeistof naar de in de verdamper heersende zuigdruk te expanderen. Hierbij moet gezorgd worden dat er geen hoge druk gas mee komt naar het lage druk gedeelte, maar ook dat de verdamper niet overloopt ofwel nat werkt.

Een expansieorgaan zou in principe uit een gekalibreerde opening kunnen bestaan, indien altijd dezelfde omstandigheden bij een koelinstallatie zouden voorkomen. De bedrijfsomstandigheden zijn in de praktijk echter nooit constant. De belasting op de verdamper kan variëren, waardoor de benodigde massastroom koudemiddel verandert. Ook kan het drukverschil over het expansieorgaan veranderen.

In de eerste koelinstallaties vond de smoring plaats door middel van een handregelaafsluiter. Een machinist moest de stand van de handafsluiter steeds aanpassen. Indien een vloeistofpeil op bijvoorbeeld een afscheider afgelezen kan worden, dan zou dit het signaal kunnen zijn waaruit de machinist moet opmaken of de klepstand al dan niet veranderd moet worden.

Dit vloeistofniveau is echter een verraderlijk signaal, want het plotseling stijgen van het niveau zou een onervaren machinist er toe kunnen brengen de afsluiter verder dicht te draaien, maar als het niveau stijgt door een plotselinge belastingverhoging op de verdamper, dichtdraaien niet de juiste handeling is. Afwachten tot het niveau gaat dalen en dan de afsluiter verder opendraaien is in dit geval de juiste handeling. Een dergelijke wijze van regelen is alleen mogelijk als er zowel aan de hoge als aan de lage drukzijde voldoende buffermogelijkheid aanwezig is voor de vloeistof.

Het kan bovendien aantrekkelijk zijn om ook nog te proberen om slechts zoveel vloeistof in een verdamper toe te laten als nodig is voor het produceren van het gevraagde koelvermogen respectievelijk de gevraagde uittrede temperatuur van te koelen medium.

Laten we de handgeregelde expansieklep buiten beschouwing dan zijn een drietal verschillende modulerende expansiekleppen te onderscheiden:

1. Vlottergestuurde expansiekleppen;
2. thermostatische expansiekleppen;
3. motorgestuurde expansiekleppen.

De vlottergestuurde klep kent twee mogelijkheden in het koelsysteem: als hogedruk vlotter en als lagedruk vlotter.

4.1.1 De hogedruk en lagedruk vlotters

Een hogedruk vlotter laat alle vloeistof door naar de afscheider of de verdamper(s) en houdt de condensor dus zo leeg mogelijk. De tijdelijk in de verdamper(s) niet benodigde vloeistof wordt dan opgeslagen in de lage druk afscheider.

Een hogedruk vlotterregeling is in principe een niveauregelaar.

De normale uitvoering welke in eerste instantie werd toegepast regelde ook echt een niveau in de condensor of in het vloeistofverzamelvat. In Figuur 4.1 is het prinscheschema weergegeven van een hogedruk vlotterregelaar, welke slechts het niveau in de vlotterkamer regelt.

Wanneer een vlotterregelaar op een dergelijke wijze in een systeem word aangebracht, wordt zoveel mogelijk de vloeistof uit de condensor doorgelaten en het gas tegengehouden.

De plaatsing ten opzichte van de condensor is dan wat betreft de hoogte niet meer van belang. De omloopleiding met het regelklepje erin dient ervoor om de niet-condenseerbare gassen de klep te laten passeren. In plaats van een afsluiter wordt voor deze omloop ook wel een capillair gebruikt. Een dergelijke regelaar kan alleen worden toegepast indien een centrale afscheider in het koelsysteem aanwezig is.

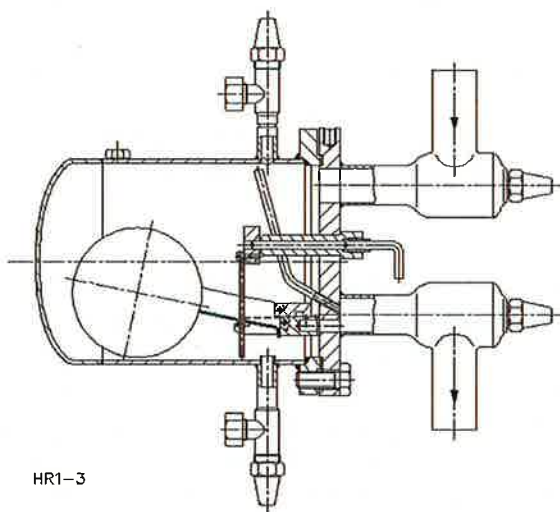


Fig. 4.1. Een hogedruk vlotterregelaar.

Een lage-druk vlotterregelaar regelt het niveau in een vloeistofafscheider, van een individuele verdamper of van een aantal verdampers welke via een pomp vanuit deze afscheider worden gevoed. Het surplus aan vloeistof wordt nu in het hogedruk vloeistofvat opgeslagen.

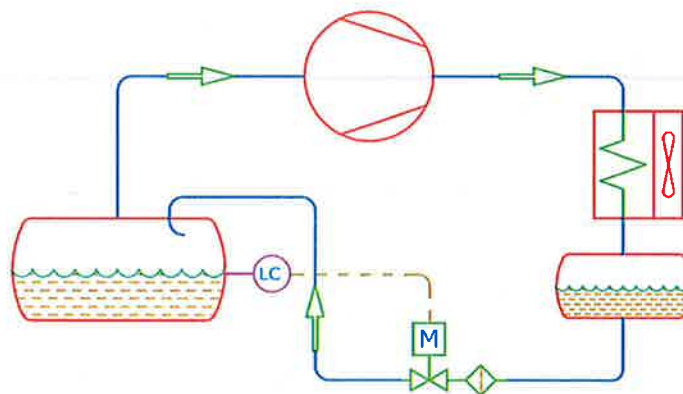


Fig. 4.2. Een lagedruk vlotterregelaar regelend op het vloeistofniveau van de lagedruk afscheider.
(LC = lagedruk niveau opnemer)

4.1.2 Het thermostatische expansieventiel

Een thermostatisch expansieventiel tracht de oververhitting aan het eind van de verdamper constant te houden en dan blijft de tijdelijk overbodige vloeistof in de condensor of het hoge druk vloeistofvat.

Dit expansieorgaan wordt toegepast op zogenaamde "droge" verdamper. Door de druk (en dus de verdampingstemperatuur) en de temperatuur aan het einde van de verdamper te vergelijken en deze dan b.v. 8 K boven de verdampingstemperatuur te regelen wordt de oververhitting constant gehouden.

Dit ventiel past de koudemiddeltoevoer naar de verdamper aan, aan de belasting. Dit wordt gerealiseerd door de oververhitting aan het einde van de verdamper stabiel te houden.

Dit ventiel stelt de oververhitting vast uit het drukverschil tussen enerzijds de druk in de voeler, die wordt aangebracht aan het einde van de verdamper en anderzijds de druk in de verdamper.

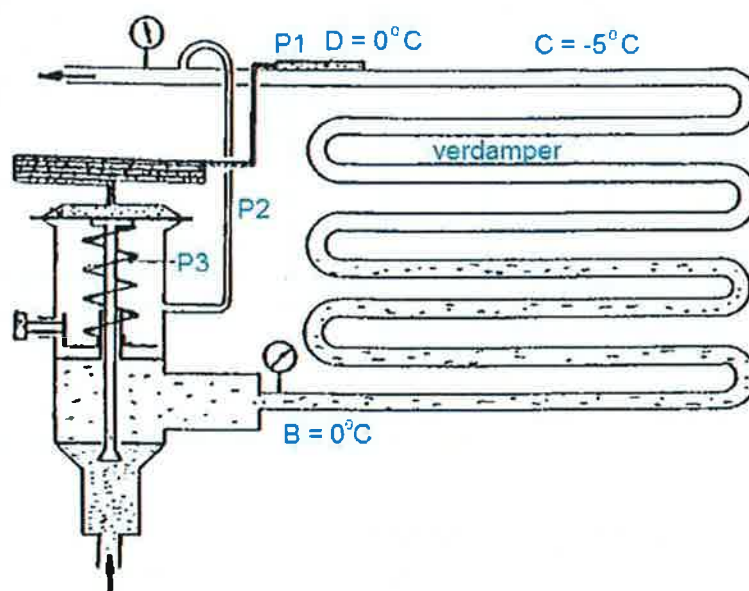
De druk in de voeler houdt verband met de oververhittingstemperatuur van de koudemiddeldamp. De druk in de verdamper staat in directe relatie tot de verdampingstemperatuur.

Aangezien er over de verdamper een drukverschil heerst en daarmee een verloop in de verdampingstemperatuur, is het van belang waar de verdamperdruk wordt gemeten.

Er zijn twee mogelijkheden:

1. Via een interne drukvereffening, waarbij de verdamperdruk ter plaatse van de klep wordt gemeten, of:
2. Via een externe drukvereffening waarbij de verdamperdruk ter plaatse van de voeler kan worden gemeten.

Wanneer in de verdamper een groot drukverlies optreedt en wanneer er een vloeistofverdeling wordt toegepast, moet er een expansieventiel met externe drukvereffening worden gebruikt.



Figuur 4.3. Thermostatisch expansieventiel met uitwendige drukvereffening

Figuur 4.3 toont schematisch een thermostatische expansieventiel met externe drukvereffening. De krachten welke op de klep werken zijn afkomstig van de druk in de voeler, de verdamperdruk en de veerspanning, welke m.b.v. de stelschroef is ingesteld. Wanneer de krachten op de klep in evenwicht zijn, komt de gemeten oververhitting overeen met de ingestelde waarde.

De voeler is voorzien van een vulling, welke ervoor zorgt, dat bij een bepaalde temperatuur van het voelerlichaam een bepaalde druk wordt opgebouwd. Deze vulling kan bijvoorbeeld zijn een verdampende vloeistof, waarbij de dampspanning wordt gebruikt of een absorptiesysteem bijvoorbeeld actieve kool met gas. De keuze van de vulling bepaalt mede de karakteristiek en het toepassingsgebied van het expansieventiel.

De volgende twee afbeeldingen geven de karakteristieken van een thermostatisch expansieventiel. Bij gelijke oververhitting ΔT ontstaat dezelfde openingsdrukverschil Δp voor de klep. De tweede afbeelding toont het verloop van het koelvermogen van een geopende klep bij verschillende verdampings- en condensatietemperaturen.

Selectie van een thermostatisch expansieventiel vraagt aandacht, met name indien een verdamper capaciteitsvariatie aan moet kunnen. Een thermostatisch expansieventiel (met name het type voor kleine capaciteit) kan beperkt terugregelen in capaciteit.

Een slecht geselecteerd ventiel of een verkeerd afgesteld ventiel kan gaan "hunten". Het ventiel blijft dan niet in een stabiele stand regelen maar regelt open en dicht. De verdamper vult en kookt leeg in een wisselende cyclus, hetgeen te merken is aan de oververhittingstemperatuur en de luchttemperatuur. De gehele koelkring wordt onstabiel.

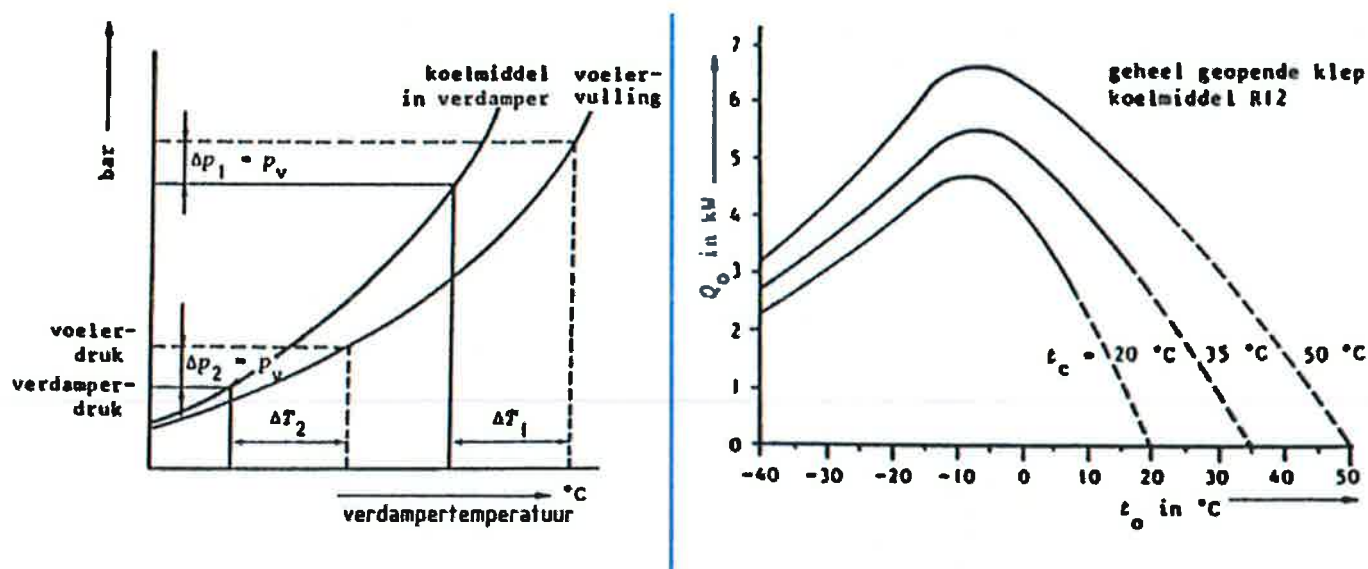


Fig. 4.4. Karakteristieken van een thermostatisch expansieventiel

4.1.3 De motorgestuurd expansieventiel

Deze modulerende kleppen zijn er in vele varianten; pneumatisch werkende motoren, elektromotoren, uitvoeringen met thermische motor, magneetkleppen die middels een puls-pauze trein de capaciteit regelen. Ze hebben gemeen dat ze een energiebron van buiten nodig hebben en de nodige regeltechniek en meetinstrumenten. Hiermee onderscheiden ze zich van de thermostatische expansieventielen.

Naast de besturing door de verdamperdruk en de temperatuur aan het einde van de verdamper (zoals bij thermostatische expansieventielen) kunnen via de elektronische besturing ook de uittrede temperatuur van het te koelen medium, het opgenomen vermogen of andere grootheden welke voor het optimaal functioneren van de installatie maatgevend zijn in de regeling worden betrokken.

De met een warmtemotor bestuurde "Q"-ventielen van Danfoss zijn daar een voorbeeld van. Hier gebruikt men dikwijls een temperatuursensor voor het bepalen van de verdamperdruk. Dit is goedkoper dan een druksensor. De plaats van de temperatuursensor is nu bepalend voor de kwaliteit van de regeling.

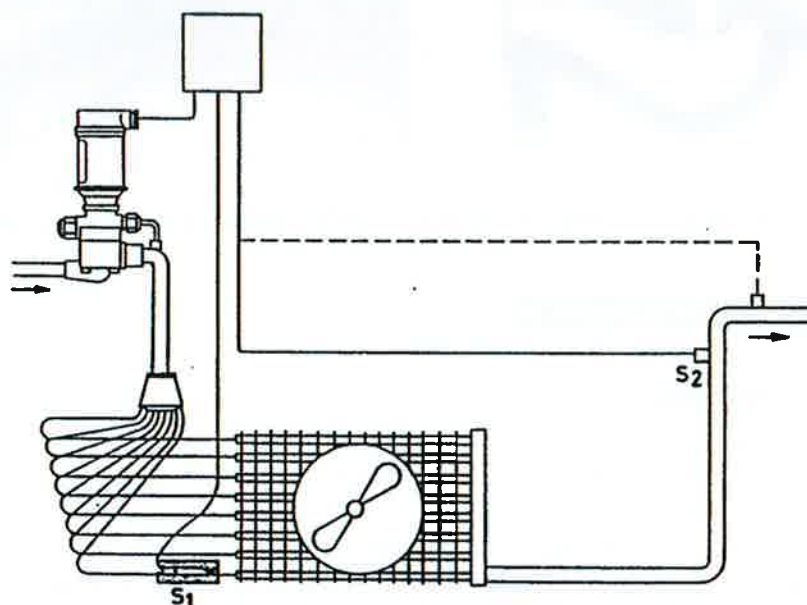


Fig. 4.5. Expansieventiel met thermische motor

Pulserend bestuurde magneetventielen zijn een alternatief welke ook wanneer de tijdconstante van de verdamper klein is, goed en snel reageren op zich wijzigende condities, mogelijk maakt. Het klephuis waarin de stroming expandeert is qua vorm ontworpen voor dit expansieproces.

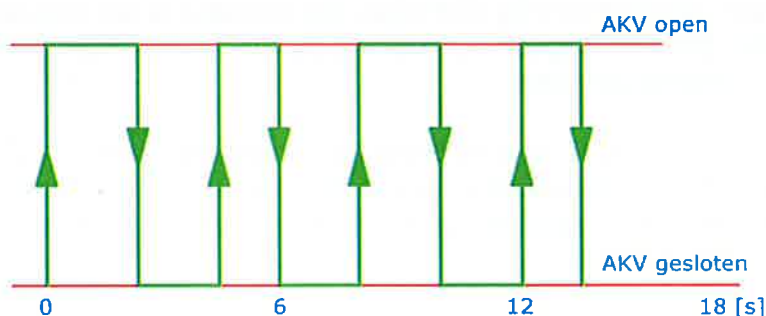


Fig. 4.6. Resultaat van een pulserend werkend magneetventiel

In tegenstelling tot de "Q"-motor welke vertraagd kan reageren op zich wijzigende condities, omdat er tijd nodig is voor het opwarmen en afkoelen, kan het puls-pauze systeem direct reageren op zich wijzigende condities. De capaciteitsvariatie is groot. Het koelvermogen van het ventiel moet uiteraard onder alle condities voldoende zijn. Dit betekent dat de vloeistofverdeling altijd optimaal blijft functioneren. De intervallen tussen

de starts van het inspuiten zijn instelbaar, bv. van 1-3 seconden en de werkelijke inspuit-tijd wordt aangepast aan het gevraagde koelvermogen.

Figuur 4.7 geeft voorbeeld van een kleppenhus van elektromotor gestuurd expansie-ventiel.

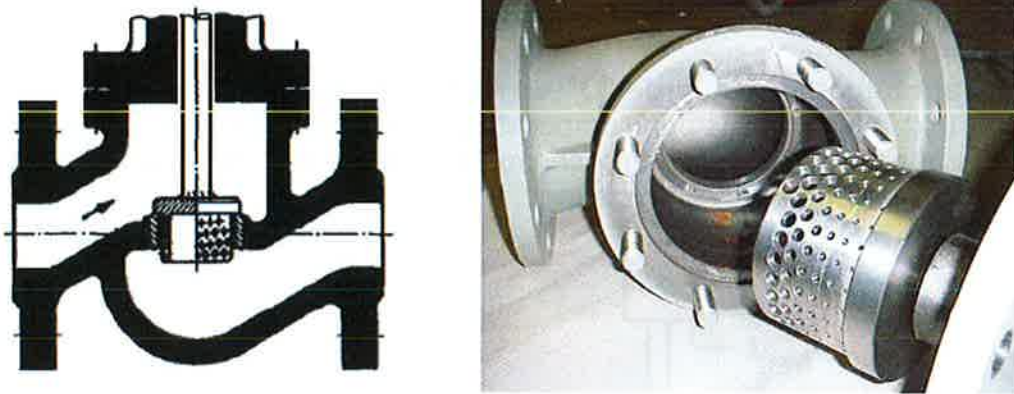


Fig. 4.7. Uitvoering van klep voor een elektromotor gestuurd expansieventiel

4.2 VLOEISTOFAFSCHEIDERS

4.2.1 Functie en werking

Vloeistof in de zuiggassen van de nat werkende verdamper afscheiden.

1. Zo beschermen zij de compressor(en) tegen de nadelige gevolgen van vloeistof aanzuigen;
1. Het opvangen van de variaties in vloeistof behoefte zowel in de verdamper als in de condensers of variaties ten gevolge van persgasontdooien. Dus het bufferen van de periodiek elders overtollige vloeistof in het systeem.
2. Het bedrijf mogelijk maken van de vloeistofpompen die onder de afscheider zijn opgesteld en vloeistof moeten verpompen doe op kookpunt is.

Indien een koelsysteem slechts één afscheider bevat is met een of meer hogedruk-vlotten tussen de condensor(s) en de vloeistofafscheider de vloeistofhuishouding in het systeem te regelen. Bij hoge capaciteit in de verdamper neemt het gasaandeel in de verdamper toe en bevat de verdamper relatief weinig vloeistof. Bij deellast is de vloeistofhoeveelheid in de verdamper veel hoger. Bij een hogedruk vlotterstelsel wordt deze vloeistofvariatie opgevangen in de vloeistofafscheider.

Bij een lagedruk vlotterregeling is een hogedruk vloeistofafscheider nodig die deze vloeistofvariatie opvangt. Het vloeistofniveau in de afscheider wordt immer constant gehouden. Een lagedruk vlotterregeling geeft de mogelijkheid meerdere afscheider op het hogedruk vloeistofvat aan te sluiten.

In de regel wordt de hoeveelheid vloeistof die circuleert in pompsystemen of zwaarte-krachtcirculatiesystemen niet geregeld d.w.z. niet aangepast aan het te leveren koelvermogen. In een systeem met natuurlijke circulatie bepaalt het verschil in dichtheid, de hoogte van de vloeistofkolom en de stromingsweerstand de massastroom door de verdamper(s).

Het grote voordeel van een overmaat aan vloeistofcirculatie in een "natte" verdamper is dat het veel eenvoudiger is om te zorgen dat het oppervlak van de verdamper onder alle

omstandigheden volledig wordt bevoeid. De afhankelijkheid van de verdeling van koudemiddel en de verdeling van de belasting aan de buitenzijde is veel geringer.

Bij het ontwerpen van een nat systeem heeft men dus meer vrijheid. Bij de verdeling van de vloeistof via een horizontale verdeelpijp is de belasting op elke rij leidingen verschillend (zie onderstaande figuur)



Figuur 4.8. Natte verdamper met toevoer- en afvoerverdeelstuk

Wanneer het temperatuurverschil over de eerste rij leidingen twee maal zo groot is als over de laatste rij, is de belasting zelfs twee maal zo groot, en dus moet om de gehele verdamper te bevoeien door de eerste leiding tweemaal zoveel vloeistof circuleren als voor de laatste leiding nodig is.

Of, als alle leidingen evenveel vloeistof krijgen en de eerste leiding krijgt net genoeg dan is het circulatievoud in de laatste leiding al 2 (twee).

Noot: de overmaat aan vloeistof wordt bepaald door het circulatievoud van het pompsysteem. Dit is de totale massastroom van de ammoniak naar de verdamper gedeeld door de massastroom die verdampt, ofwel:
circulatievoud n = massastroom pomp (kg/s) / massastroom gas aan uittrede (kg/s)

Nu zal als in de eerste leiding 2x zoveel vloeistof verdampt ook de snelheid 2x zo groot moeten zijn om het gevormde gas af te voeren en dus is daar het drukverlies wel 4x zo groot, en wordt als het drukverlies groter is dan het statische drukverschil over deze leiding geen (of veel te weinig) vloeistof toegevoerd.

Een verdeling van de vloeistof, met een groter drukverlies dan het verschil in weerstand welke tussen de eerste en de laatste leiding kan ontstaan, is dan noodzakelijk.

Gelukkig zal de statische weerstand van de laatste leiding altijd groter zijn dan van de eerste en dit compenseert voor een deel het dynamische drukverlies in de eerste leiding. Indien men echter de vloeistofverdeling loodrecht op de luchtstroom zet (zoals in droge expansiesystemen gebruikelijk) dan kunnen grotere belastingsverschillen over de verschillende circuits worden voorkomen.

In zorgvuldig geconstrueerde luchtkoelers is de belasting zowel aan de koudemiddelkant als luchtzijdig gelijkmatig verdeeld en is een laag circulatievoud voldoende voor de goede werking.

In R22 installaties met een goed gekozen leidingsysteem en goed verdelende verdamper moet een circulatievoud van 1,1 tot 1,25 voldoende zijn en in NH₃ systemen moeten we met een circulatievoud van 2 uit kunnen komen.

Een groot circulatievoud betekent grotere pompen, dikkere leidingen, meer koudmiddel inhoud, meer energieverlies en meer transmissie verliezen.

Voor uitvoeringsvormen van vloeistofafscidders wordt verwezen naar de E2 bijlage 4-1.

4.2.2 Grondslag voor de berekening van vloeistofafscidders

De twee-fasen stromen uit de verdamper en het expansieorgaan worden in de vloeistofafscieder gesplitst in een dampstroom en een vloeistofstroom. De dampstroom wordt aangezogen door de compressor, de vloeistofstroom gaat, eventueel via de vloeistofpomp, de verdamper in. Er kunnen meerdere verdamperen en compressoren op één afscieder worden aangesloten.

Scheiding van de vloeistofdruppels van de damp geschiedt door snelheidsvermindering en richtingsverandering, waardoor de (zwaardere) druppels naar beneden vallen.

De mate van snelheidsvermindering wordt bepaald door de grootte van de vrije ruimte boven het vloeistofniveau. Ook de lengte van de afscieder is belangrijk omdat de druppels tijd nodig hebben om in de dampstroom, onder invloed van de zwaartekracht naar beneden te vallen, voordat ze met de afgezogen dampstroom meegezogen worden.

Het model op basis waarvan een vloeistofafscieder wordt berekend wordt in het navolgende omschreven.

Het stromingsveld om een enkele druppel, voorgesteld door een bol, is afhankelijk van het getal van Reynolds.

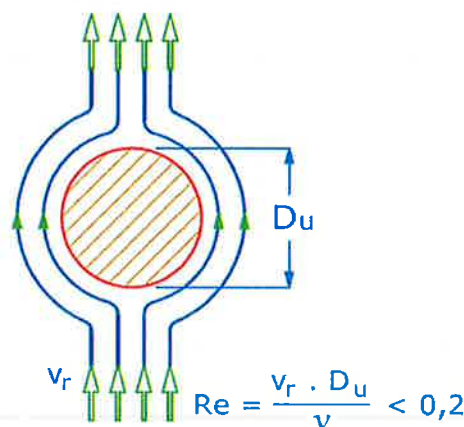


Fig.4.9. Karakteristiek van vallende druppel in gas

$$\left(Re = \frac{v_r * D_u}{\nu} \right) \quad E2 \text{ F4.1}$$

Bij zeer visceuze stromingen ($Re < 1$) geldt de wet van Stokes, voor de kracht op het bolletje) :

$$F = 3 * \pi * \eta * D_u * v_r \quad (N) \quad E2 \text{ F4.2}$$

of indien we een weerstandscoefficiënt C_w definiëren volgens:

$$F = C_w * A * \frac{1}{2} * \rho * v_r^2 \quad [N] \quad E2 F4.3$$

waarin A = grootste oppervlakte van de doorsnede van de bol loodrecht op v_r

$$C_w = \frac{24 * \eta}{\rho * v_r * d_u} = \frac{24}{Re} \quad E2 F4.4$$

($Re < 1$)

Bij grotere waarden van Re gaat de wrijvingsweerstand een steeds grotere rol spelen. De weerstandcoëfficiënt voor een bol afhankelijk van het getal van Reynolds is weergegeven in de onderstaande figuur.

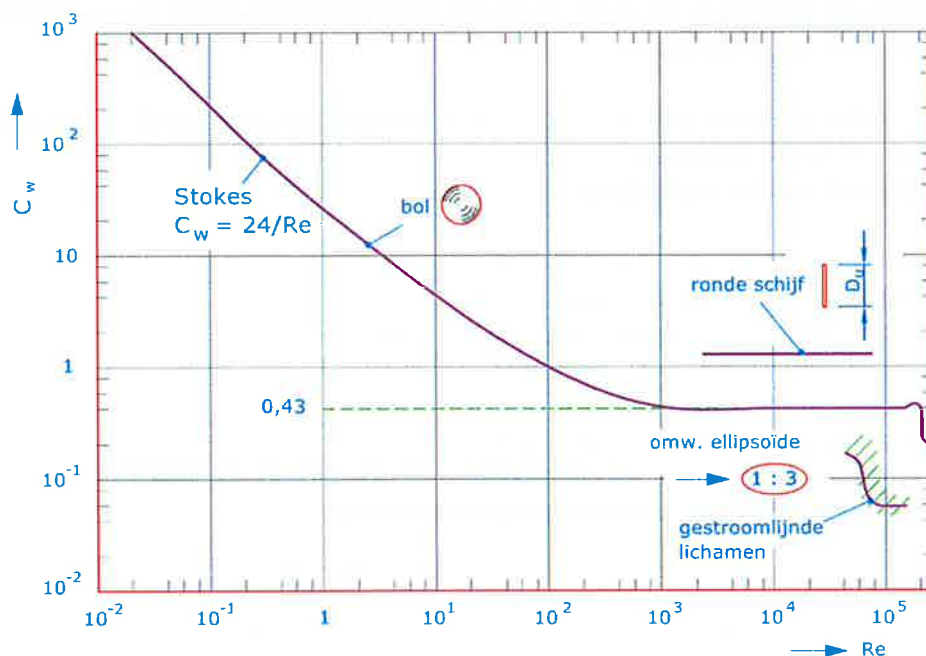


Fig. 4.10. Weerstandcoëfficiënt C_w van gladde bollen als functie van Re

De stationaire valsnelheid van een bol in een stilstaand medium v_s wordt berekend door het schijnbare gewicht van de bol gelijk te stellen aan de weerstandskracht:

$$\frac{\pi}{6} * D_u^3 * (\rho_{bol} - \rho) * g = c_w * \frac{\pi}{4} * D_u^2 * \frac{1}{2} * \rho * v_s^2 \quad E2 F4.5$$

De oplossing voor v_s wordt gevonden door deze vergelijking samen met de relatie voor C_w als functie van Re op te lossen..

Dit kan alleen analytisch gebeuren in het gebied van Stokes ($Re < 1$) of in het gebied van NEWTON ($10^3 < Re < 10^5$); in het tussenliggende gebied moet de oplossing numeriek gebeuren.

De snelheid van het vloeistof-damp mengsel in de afscheider kan worden verlaagd door de vrije ruimte boven de vloeistof groter te kiezen, dus door brede afscheiders te maken.

De weglengte voor de stroming van het mengsel kan langer gemaakt worden door

lange afscheiders te maken. Daardoor kan de valsnelheid van de druppels laag zijn. Het ontwerp van een afscheider is dus een optimalisatie probleem.

Afscheider ontwerp

De ontwerpoverwegingen bij een vloestofafscheider zijn:

1. lage drukval;
2. hoge afscheidingsgraad;
3. opvangen van vloeistofvariaties ten gevolge van capaciteitsvariaties (bij "hogedruk" regeling);
4. pompen in bedrijf houden.

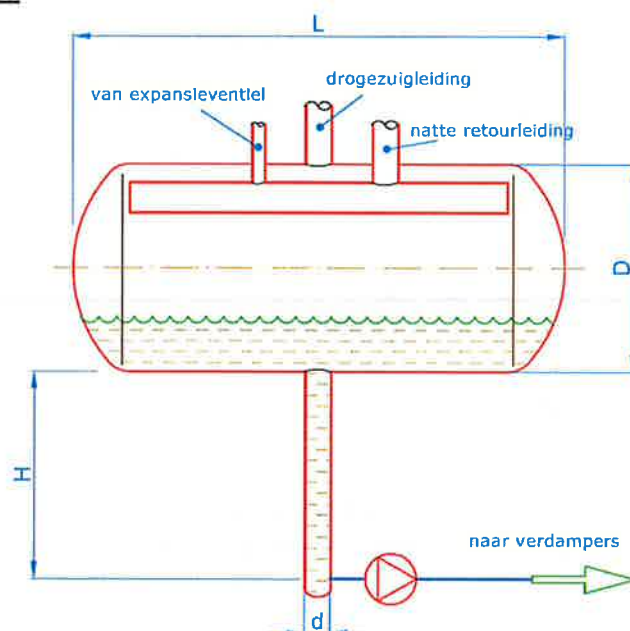
Indien onder een vloestofafscheider pompen zijn aangesloten zuigen de pompen koudemiddelvloeistof op kookpunt aan. Indien bellen ontstaan door de drukverlaging in de aanzuigleidingen vallen de pompen uit door storing. Om stabiel bedrijf te garanderen gelden de volgende ontwerp overwegingen:

- NPSH ("netto present suction head") = hoogte tussen afscheider vloeistofniveau en pomp: 1,5 tot 2 meter
- Vloeistofsnelheid in valleiding $< 0,4$ m/s

Criteria voor ontwerp:

- a. druppelgrootte maximale druppelgrootte:
 - bij horizontale afscheider: 40 tot 50 μm ;
 - bij verticale afscheider: 100 μm ;
- b. variabel vloeistofvolume;
- c. dimensionering dampruimte (uitregentijd);
- d. vloeistof meesleuring;
- e. aantal en plaats van toe- en afvoer aansluitingen.

Horizontale afscheider



Figuur 4.10.a Horizontale vloeistofafscheider voor pompbedrijf

Ad a: de variatie in vloeistofvolume is een lastig te bepalen parameter. De inhoud van de installatie (verdamper, leidingen) is een slechts matig onderzocht onderwerp in de koudetechniek. (Een vloeistofvulling van een verdamper kan bijvoorbeeld

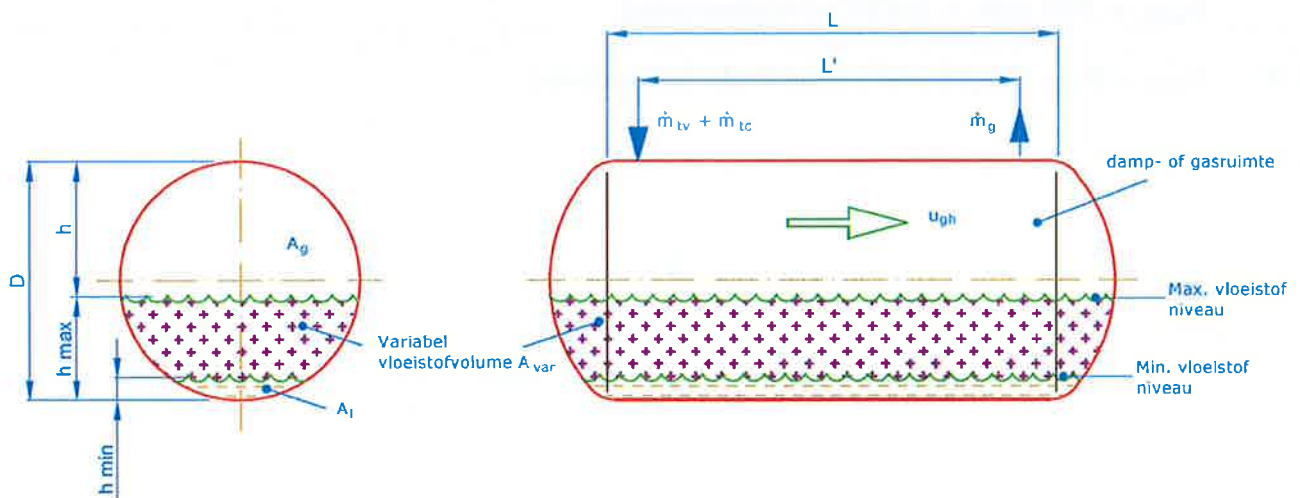
10% zijn vollast en 70% bij deellast in een pompsysteem.) De afscheider heeft een minimum vulling (zie $h_{\min}$ in figuur) nodig voor het bedrijf van de pompen.

Ad b: $L' / u_{ghor} > h / u_t$ met $u_t = g d^2 (\rho_l - \rho_g) / (18 \eta_g)$

met u_t als de valsnelheid volgens Stokes (zie v_s in formule E2 F4.5, $Re < 1$). Voor de snelheid is hier de letter u gebruikt.

Ad c.: $u_{gh}^2 < 2 (\rho_l \sigma_l g)^{0,5} / \rho_g$

met σ_l als de oppervlaktespanning van de vloeistof [N/m]



Figuur 4.10.b Ontwerpparameters voor de horizontale afscheider

De vulling van een horizontaal rond vat met diameter D als functie van de hoogte van het niveau dat met een standpijp af te lezen is, kan worden bepaald met de volgende grafiek:

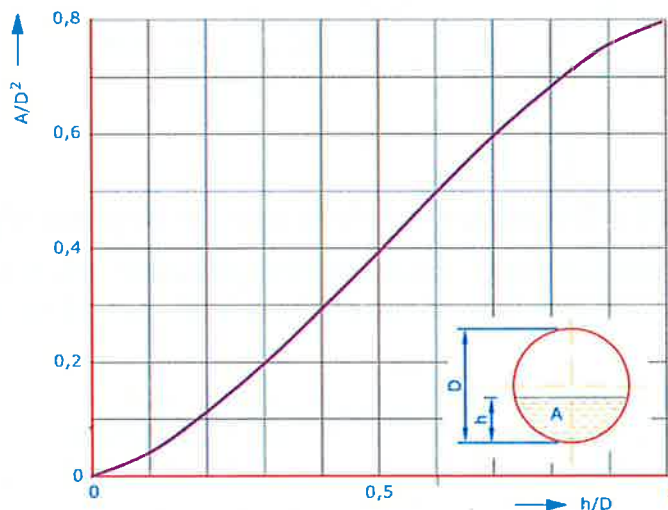


Fig. 4.10.c Volume van de vloeistof (oppervlak A x lengte vat) als functie van de hoogte van het niveau in het vat en de diameter van het vat

De verticale afscheider

Ontwerpcriteria:

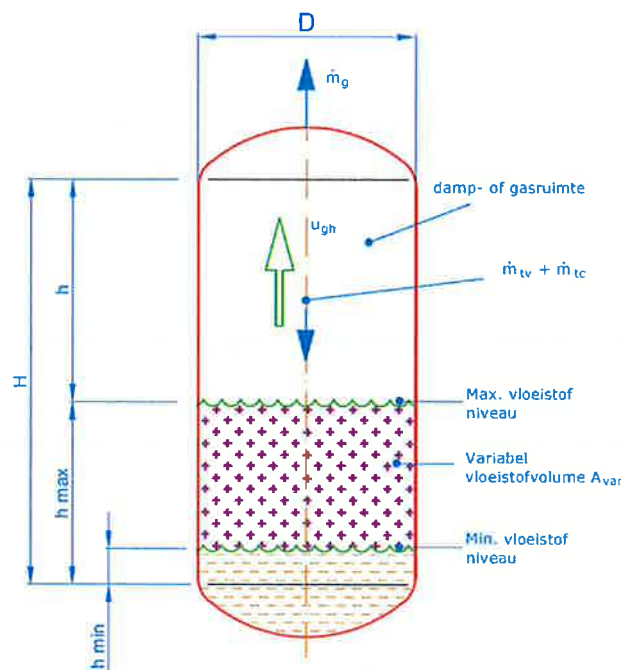
- A. Dimensionering dampruimte;
- B. Dimensionering vloeistofruimte.

Ad A: $D > 4 m_g / (\pi \rho_g u_{g\text{vert}})^{0,5}$ $\rightarrow \sqrt{\frac{4 m_g}{\pi \rho_g u_{g\text{vert}}}}$
 met $u_{gv} = u_t$ (valsnelheid met $d_{\text{max}} = 100 \mu\text{m}$), met m_g als de gasmassastroom [kg/s]

$$h_{\text{sep}} = 300 \text{ mm} + 0,75 D \text{ (richtwaarde)}$$

Ad B: $h_{\text{var}} = V_{\text{var}} / (0,25 \pi D^2)$ met V als het volume

Totale hoogte afscheider: $H = h_{\text{min}} + h_{\text{var}} + h_{\text{sep}}$



Figuur 4.10.d Ontwerpparameters voor de verticale afscheider

Een verticale afscheider gebruikt men vanwege het geringere vloeroppervlak dat ingenomen wordt. De vloeistofvariatie capaciteit is echter lager dan bij een horizontale afscheider.

De theorie voor het berekenen van vloeistofafscheider is wat achterhaald door de toepassing van demisterelementen in de gas-vloeistof massastroom van de natte zuigleiding. Deze elementen scheiden de vloeistof van het gas zonder de benodigde "uitregentijd" uit de bovenstaande theorie. Men kan hiermee meer compacte afscheiders bouwen. Het opvangen van vloeistofvariatioes als gevolg van capaciteitsveranderingen blijft essentieel (bij hogedruk regeling) bij ontwerp van het vat.

4.2.3 Berekeningsvoorbeeld R22 vloeistofafscheider

Voor een hogedruk afscheider geldt:

Koelvermogen 150 KW bij -10 tot +45 °C.

$$V_{\text{max}} = 0.3 \text{ m/s.}$$

afscheidingstijd = 3 seconden, verblijftijd.
 gas = -10°C . $h'' = 401,6 \text{ kJ/kg}$.
 vloeistof = 45°C . $h' = 256,4 \text{ kJ/kg}$. $\Delta h = 145,2 \text{ kJ/kg}$.

Er passeert door de afscheider dus $150 : 145,2 = 1,033 \text{ kg/s}$.

Het soortelijk volume van de verzadigde gas van -10°C , $V'' = 65,36 \text{ dm}^3/\text{kg}$.

Het gasvolume welke moet worden afgezogen is dan:

$$65,36 * 1,033 = 67,52 \text{ dm}^3/\text{s} \text{ of } 0,06752 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Bij een maximum gassnelheid van $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$ is een gasdoorsnede oppervlakte nodig van $0,06752 : 0,3 = 0,225 \text{ m}^2$. In een afscheider welke vanaf twee zijden afzuigt dus $2 * 0,1125 \text{ m}^2$.

Afhankelijk van de benodigde hoeveelheid vloeistof welke in deze afscheider moet kunnen worden opgeslagen moet de doortocht worden vergroot en er moet rekening gehouden worden met het doorsnede verlies van de verdeelpijp, b.v. $\Phi 90 \text{ mm}$.

Is er $0,25 \text{ m}^3$ vloeistof nodig, en wordt de lengte van de afscheider $2,5 \text{ m}$, dan wordt het doorsnede oppervlakte voor de vloeistof $0,25 : 2,5 = 0,1 \text{ m}^2$, dus totaal $0,1125 + 0,1 + 0,0064 = 0,2189 \text{ m}^2$ of $d = 0,528 \text{ m}$.

Door de droge zuigleiding moet $0,06752 \text{ m}^3/\text{s}$. Bij een gassnelheid van 12 m/s wordt het doorsnede oppervlak $0,06752 : 12 = 0,005626 \text{ m}^2$ of $d = 0,085 \text{ m}$ (85 mm).

In de natte zuigleiding is het gasvolume kleiner omdat het flashgas direct terug gaat naar de compressor. Bij R22 is het volume van het terug stromende gas veel groter dan bij NH3. Bij -10°C is $h' = 188,4 \text{ kJ/kg}$ en $\Delta h = 213,2 \text{ kJ/kg}$.

Hieruit volgt een verdampende massastroom in de verdamper van:

$$150 : 213,2 = 0,704 \text{ kg/s} \text{ of } 65,36 * 0,704 = 46 \text{ dm}^3/\text{s} \text{ of } 0,046 \text{ m}^3/\text{s}.$$

In de natte zuigleiding staan we een gassnelheid toe van 10 m/s , en verwaarlozen we het volume van de mee te voeren vloeistof.

$$0,046 : 10 = 0,0046 \text{ m}^2 \text{ of } d = 0,076 \text{ m} \text{ of } 76 \text{ mm}.$$

Bij een circulatievoud van $1,25$ moet er $1,25 * 0,704 = 0,88 \text{ kg/s}$ naar de verdamper worden gepompt. Bij een soortelijk volume van $0,759 \text{ dm}^3/\text{kg}$ wordt dit $0,759 * 0,88 = 0,669 \text{ dm}^3/\text{s}$ of $2,4 \text{ m}^3/\text{h}$. De persleiding van de pomp wordt bij een snelheid van 10 dm/s dan $0,0669 \text{ dm}^2$ of 29 mm .

Omdat de vloeistofinjection in de natte zuigleiding geschiedt, moet voor het laatste stuk van de natgasleiding gerekend worden met het gas van $0,06536 \text{ kg/s}$ dus $0,06752 \text{ m}^3/\text{s}$ en met een snelheid van 10 m/s . Het doorsnede-oppervlak wordt dan $0,06752 : 10 = 0,006752 \text{ m}^2$ of een diameter $d = 0,093 \text{ m}$ (93 mm).

In de verdeelleiding van de afscheider is de maximale snelheid 5 m/s . Dit om te bereiken dat vloeistof en gas gescheiden uit deze buis treden (blijft dus dezelfde diameter).

Voor een lagedruk-afscheider van 100 kW bij -40 -/ -10°C ,

Dan geldt: $V_{\text{max}} = 0,7 \text{ m/s}$ en $t = 3 \text{ sec}$.

De warmteinhoud van het gas bij $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h'' = 388,6\text{ kJ/kg}$,

De warmteinhoud van de vloeistof bij $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h' = 188,4\text{ kJ/kg}$, $\Delta h = 200,2\text{ kJ/kg}$.

Er circuleert, dus: $100 : 200,2 = 0,5\text{ kg/s}$. V'' bij $-40\text{ }^{\circ}\text{C} = 205,8\text{ dm}^3/\text{kg}$.

Het afzuigvolume wordt dan: $0,2058 \cdot 0,5 = 0,1029\text{ m}^3/\text{s}$.

Het benodigde doorsnede oppervlak bij $0,7\text{ m/s}$ is dan $0,1029 : 0,7 = 0,147\text{ m}^2$ of $2 \cdot 0,0735\text{ m}^2$.

Voor de druppelafscheiding is 3 sec. verblijfstijd nodig. Bij $V_{\max} = 0,7\text{ m/s}$ betekend dit een afscheidingslengte van $2,1\text{ m}$ dus een totale lengte van $4,2\text{ m}$.

Is de vloeistofbehoefte $0,25\text{ m}^3$, dan wordt bij een lengte van $4,5\text{ m}$ het doorsnede oppervlak voor de vloeistof $0,25 : 4,5 = 0,0555\text{ m}^2$.

De natte zuigleiding wordt gebaseerd op de vloeistofinjectie in deze leiding, dus het gas van $0,5\text{ kg/s}$ en een snelheid van 10 m/s . De doorsnede wordt $0,5 \cdot 0,2058 : 10 = 0,0103\text{ m}^2$, $d_i = 0,1149\text{ m}$.

Het totale doorsnede oppervlak wordt dan $0,0753 + 0,0555 + 0,0103 = 0,139\text{ m}^2$ of $d_i = 0,422\text{ m}$.

De bijbehorende hogedruk afscheider moet geschikt zijn om bovendien het persgas van de LD compressor (ca. $60\text{ }^{\circ}\text{C}$) af te koelen en om de vloeistof van de condensatietemperatuur ($45\text{ }^{\circ}\text{C}$) af te koelen naar $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectievelijk $\Delta h = 50\text{ kJ/kg}$ en 68 kJ/kg , totaal dus $(200,2 + 50 + 68) \cdot 0,5 = 159,1\text{ kW}$.

4.3 HET HOGEDRUK VLOEISTOFVAT

Omdat de benodigde hoeveelheid vloeistof in de verdamper varieert en meestal toeneemt bij dalende belasting is er of een periodiek optredend tekort aan vloeistof of een overschot.

Praktisch zal men het systeem zodanig vullen dat er nooit een tekort optreedt. De optredende variatie van vloeistof in de verdamper heeft tot gevolg dat het systeem het surplus opvangt in de lage-drukafscheider of in het vloeistofvat. Voor het bepalen van de inhoud van dit vat moet men weten hoeveel vloeistof onder de verschillende bedrijfsomstandigheden in de verdamper varieert.

Het doel van het vloeistofreservoir is het verzamelen van condensaat uit de condensators) en het bufferen van koudemiddel om bij wisselende belasting, de massastroom koudemiddel aan te kunnen passen aan de gevraagde koelcapaciteit.

Het reservoir vormt een vloeistofslot, waarmee voorkomen wordt dat dampbellen meegevoerd worden naar het expansieorgaan.

Belangrijk is het verloop en de grootte van de verbindingsbuis tussen de condensor en het reservoir, omdat damp uit het reservoir moet kunnen terugstromen naar de condensor.

In die leiding mag daarom geen vloeistofslot aanwezig zijn. Dan alleen kunnen ook de niet-condenseerbare gassen naar het reservoir stromen en aldaar verwijderd worden.

Indien de niet-condenseerbare gassen niet naar het reservoir kunnen stromen blijven ze in de condensor achter, waardoor het effectieve condensoroppervlak vermindert wordt, hetgeen resulteert in een verhoging van de condensordruk.

Een hogedruk vloeistofvat kan men derhalve niet los beschouwen van de condensors. De aansluiting van deze condensors op het vat is van groot belang om een goede afvoer van condensaat uit de condensors te verkrijgen. Met name bij het toepassen van meerdere condensors en ook van verschillende types op hetzelfde vloeistofvat kan deze afvoer verstoord worden. In de E2 bijlage 1-1 "Het combineren van condensors en het vloeistofvat" wordt op deze problematiek nader ingegaan.

4.4 OLIEAFSCHEIDERS

De olieafscheider heeft ten doel het reduceren van het oliegehalte in de koudemiddeldamp in de persleiding van de compressor. Deze olie moet terug naar de compressor.

De compressorsmeerolie die met hete gassen of hete wanden in aanraking komt zal gedeeltelijk verdampen en als oliedamp met de persgassen meegaan naar de condensor en verder de installatie ingaan. Ook worden kleine oliedruppeltjes meegenomen.

In een olieafscheider, geplaatst direct na de compressor worden de meegevoerde oliedruppeltjes zo goed mogelijk opgevangen en daarna teruggevoerd naar de compressor. De oliedamp zal echter niet worden tegengehouden.

In de condensor zal deze oliedamp ook condenseren en met het koudemiddel naar de afscheider en/of verdamper stromen. Hier verdampt het koudemiddel en er blijft vloeibare olie achter.

Een deel van de olie zakt niet uit en blijft als een dunne film tegen de wand van de verdamper hangen. Echter door de slechte warmtegeleiding van olie kan een dunne film al een grote warmteweerstand veroorzaken waardoor de verdamper zijn capaciteit niet meer haalt. Dit zal zich uiten in lagere verdampertemperaturen en teruglopen van de capaciteit. Met name bij lage verdampingstemperaturen wordt de olie zeer visceus en kan een relatief dikke film ontstaan (bijvoorbeeld 0,3 mm). Goede olieafscidders zijn bij deze condities een essentiële noodzaak.

Bij luchtkoelers met heetgasontdooiing zijn het de hete persgassen die regelmatig de olie opwarmen en uit de verdamper meevoeren.

Aangezien de aanwezigheid van olie de warmteoverdracht zeer ongunstig beïnvloedt is een goede olieafscheider na de compressor en olieaftapmogelijkheden bij de verdampers of afscidders een vereiste. Een goede olieafscheider is een oliewater of oliewaskolom (zie volgende paragraaf).

De olieuitstoot naar de installatie wordt in de eerste plaats bepaald door de compressor. Compressoren met schraapveren op de zuiger stoten beduidend minder olie uit. De olieafscheider reduceert de olieuitstoot in de volgende stap.

De essentie van de werking van een olieafscheider is gebaseerd op het opvangen van oliedruppeltjes tegen spatplaten en een snelheidsverlaging in de gasstroom.

Olieafscidders van schroefcompressoren hebben meer olie te verwerken. De olieuitstoot kan bij deze afscidders beperkt worden tot circa 10 ppm ("parts per million") door het toepassen van coalescentiefilters. Deze elementen laten de kleine oliedruppeltjes samensmelten tot grotere die eenvoudiger af te scheiden zijn. De olieuitstoot als oliedamp kan alleen gereduceerd worden in een oliewater. De essentie van dit apparaat is dat de persgassen in ammoniakbaden worden afgekoeld tot de condensatietemperatuur (zie paragraaf: de oliewaskolom). Een uitstoot onder de 5 ppm is hierbij mogelijk.

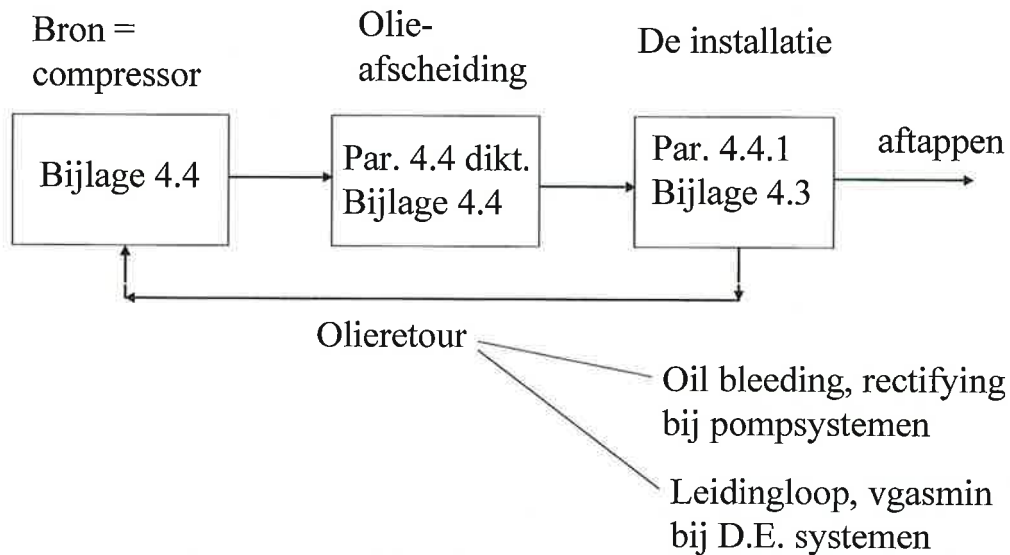
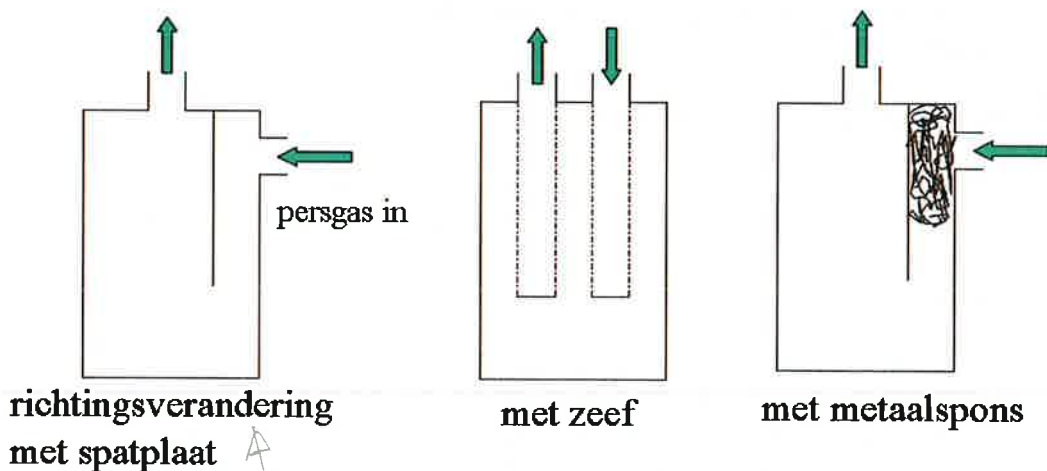


Fig.4.11. Systeembenadering van de oliehuishouding in een koelinstallatie, er wordt verwezen naar de paragrafen van de bijlagen van E2

De olie bevindt zich in de persgassen in de vorm van een nevel. Een klein percentage bevindt zich in dampvorm. Een groot deel van de olienevel kan in de olieafscheider worden neergeslagen. Dit gebeurt door:

- Snelheidsverlaging van het koudemiddel\oliemengsel;
- Scherpe richtingsverandering van de persgasstroom;
- Het voeren door een vulmateriaal (metaalwol) of een zeef, waarop de oliedruppels neerslaan.



Klassiek: $D_{i,min} = 34,34 (V_{persgas})^{0,5}$ in mm, met V_{pg} in m^3/h

Fig. 4.12. Olieafscheider principe uitvoeringen

Een voorbeelden van olieafscheiders waarin deze principes zijn verwerkt zijn weergegeven in bovenstaande figuur (de klassieke is links getekend). De olie verzamelt zich onderin het huis, waar een vlotterventiel de olieterugvoer naar de compressor regelt.

Olieafscheiders worden toegepast in koelinstallaties waar olie bijzondere problemen kan geven, zoals:

- NH_3 -installaties, de minerale oliën zijn nagenoeg onoplosbaar en blijven in de

- verdamper of afscheider achter;
- In installaties met gehalogeneerde koudemiddelen welke bij lage temperatuur werken. Omdat bij lage temperatuur minder olie oplost in het koudemiddel en dan vanwege zijn hoge viscositeit problemen kan veroorzaken in het expansieorgaan;
- In koelinstallaties met circulatiesysteem (natte verdamping), omdat olie zich hier in de lage-drukafscheider verzamelt. Er moeten hierbij speciale voorzieningen worden getroffen om de olie uit de afscheider naar de compressor terug te voeren. De olieafscheider beperkt slechts de hoeveelheid olie welke in de afscheider terecht komt.

Om condensatie van koudemiddel gedurende de stilstandsperioden in de olieafscheider tegen te gaan moet teveel warmteverlies worden voorkomen, door bijvoorbeeld isolatie van de olieafscheider en opstelling op een niet geventileerde plaats (resp. het aanbrengen van een verwarming).

Condensatie van koudemiddel in de olieafscheider zal tot gevolg hebben dat koudemiddel teruggevoerd wordt naar de compressor, met alle kwalijke gevolgen van dien.

4.4.1 Olieterugvoersystemen

Olieterugvoer-systemen zijn mede afhankelijk van het soort koudemiddel.

NH₃

In tegenstelling tot het gedrag van olie met gehalogeneerde koudemiddelen lost ammoniak niet op in minerale olie en enkele synthetische oliën. Dit heeft tot gevolg dat in de verdamper de relatief zwaardere olie naar het laagste punt uitzakt (olie is zwaarder dan ammoniak) waar het periodiek moet worden afgetapt. Deze aftapmogelijkheid zal men dus praktisch altijd bij ammoniakverdampers aantreffen, veelal in de vorm van een olieverzamelpot met aftapafsluiter.

Een alternatief op het handmatig aftappen is het terugbrengen van de olie via een retour-systeem naar de compressor.

Thans zijn er ook echter smeermiddelen welke oplosbaar zijn in ammoniak.

Gehalogeneerde koudemiddelen

De oplosbaarheid in synthetische en minerale oliën is goed. In directe expansiesystemen blijft de meegevoerde olie over na verdamping in de verdamper. De dunne oliefilm vormt hier een minder groot probleem bij de warmteoverdracht dan bijvoorbeeld bij ammoniak, omdat de oliefilm pas in het laatste deel van de verdamper ontstaat. Deze olie moet als smeermiddel in de compressor terugstromen. Dit gebeurt door het aanleggen van een goed zuigleidingsysteem waarin de gassnelheden voldoende hoog blijven, ook in deellast, om de olie te transporteren.

De minimale snelheid is afhankelijk van de buisdiameter. In het algemeen wordt bij verticale zuigleidingen een minimale snelheid van ca. 7,5 m/s aangehouden.

Bij stijgende leidingen past men ook wel een dubbele stijgleiding toe, zie figuur.

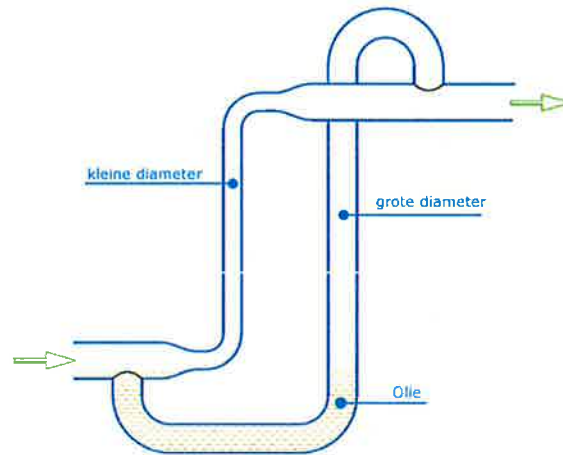


Fig. 4.13. Dubbele stijgleiding voor olietransport in deellast

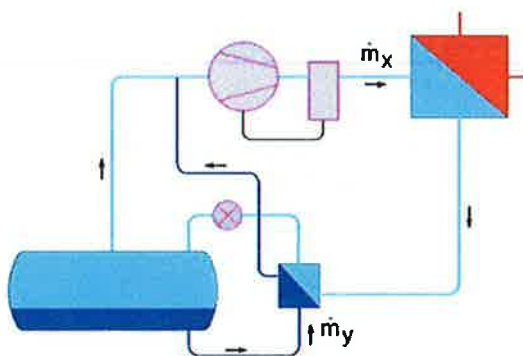
Bij volle belasting gaat de damp door beide leidingen naar de compressor.
Bij deellast blijft de olie achter in de zakbuis, waardoor de dikke leiding wordt afgesloten en in de dunne leiding de dampsnelheid voldoende hoog wordt om de olie mee te nemen.

R22 in vloeistofafscheidersystemen of badverdampers

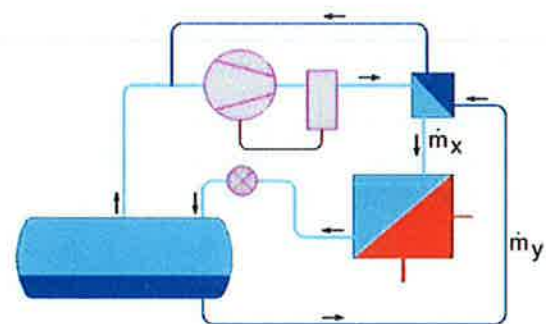
Bij lagere verdampingstemperaturen kan, afhankelijk van de oliesoort en de temperatuur, ontmenging optreden waarbij de rijkste olielaag door de lagere soortelijke massa zich aan de oppervlakte bevindt. Bij badverdampersystemen en centrale afscheiders (pompcirculatie) dient vooraf vastgesteld te worden welk oliegehalte wordt getolereerd in het mengsel van het voorraadvat. Tevens dient in overleg met de compressorleveranciers de olieuitstoot van de compressor te worden vastgelegd.

Een aparte warmtewisselaar is dan nodig die een klein deel van de vloeistof aftapt van de afscheider waarbij de R22 verdampt en de olie door de gassnelheid wordt teruggevoerd naar de compressor. Op deze wijze blijft de olieconcentratie in de afscheider lager dan de oplosbaarheid (bij de optredende temperatuur). In de volgende figuur is prinscipeschema van zo'n "oil bleeding" systeem of olie rectifier gegeven.

Nader informatie omtrent olie rectifiers en oliehuishouding in R22 installaties is gegeven in de A4 bijlagen 4-3 en 4-4.



Olietour met vloeistof uitdamper

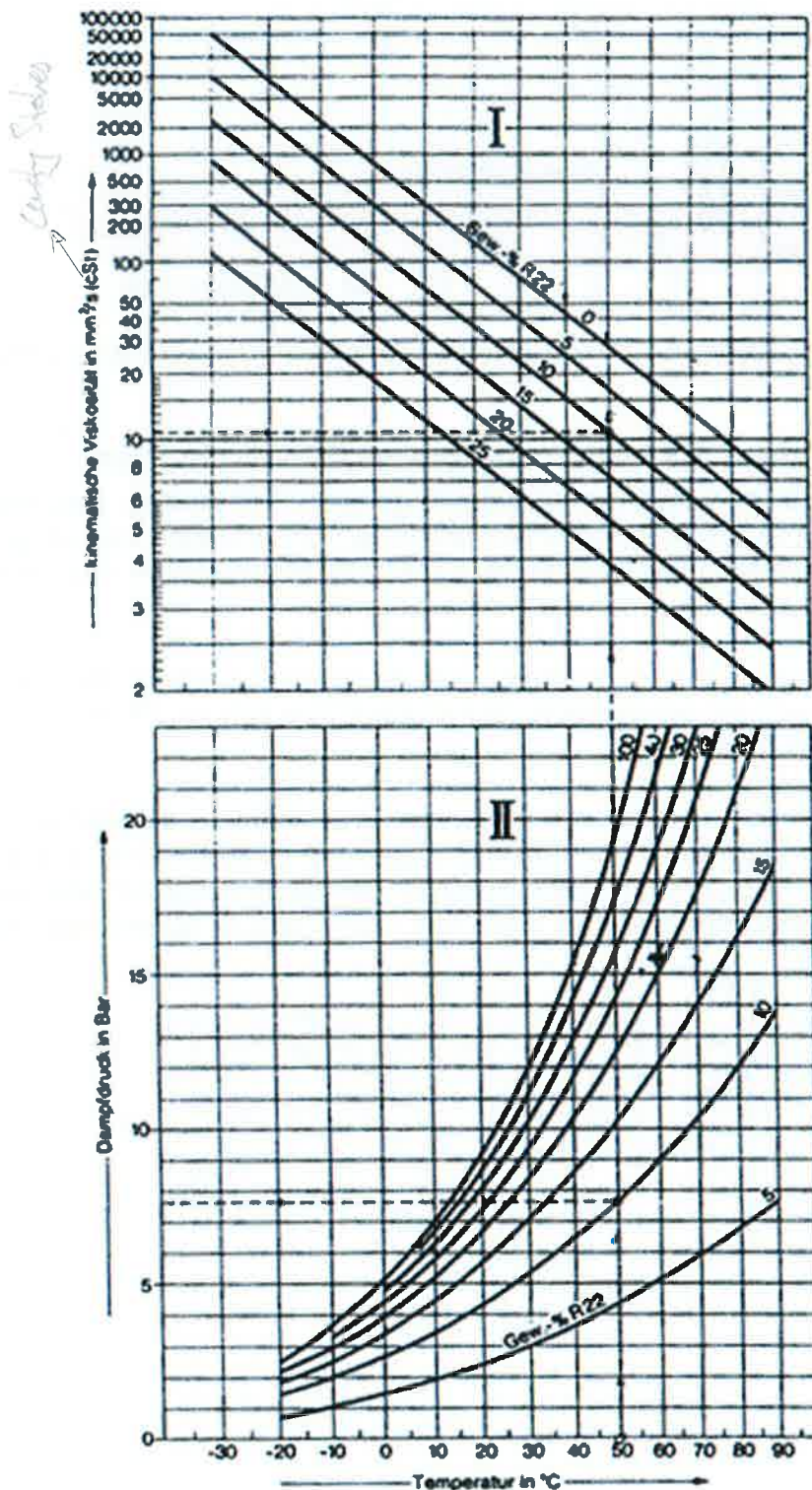


Olietoursysteem met persgasuitdamper

Voor evenwicht moet olie m_x = olie m_y zijn

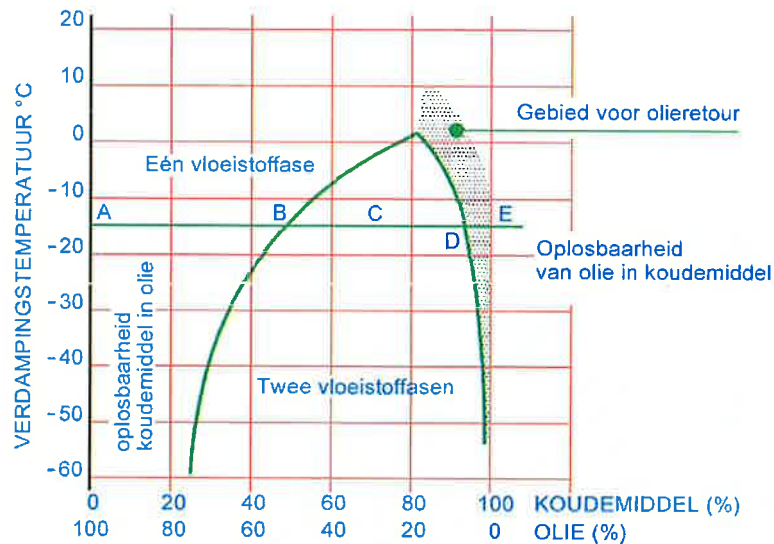
Fig.4.14. Koeltechnisch schema voor een systeem met "oil bleeding" of "oil rectifying" bij een afscheider of badverdampers.

De volgende twee grafieken geven de oplosbaarheid van minerale olie in R22. Dit vormt de basis voor het ontwerpen van olierectifiers in koelinstallaties. Een vergelijkbaar systeem is nodig bij olie en CO₂ in CO₂ cascade systemen



1 juli 1977: Shell Clavus olie G46

Fig. 4.14.a Oplosbaarheid en viscositeit van minerale olie in R22 als functie van T en P



Figuur 4.14.b Oplosbaarheidsdiagram van minerale olie in R22 als functie van T.

4.4.2 De oliewaskolom als hoog rendement olieafscheider

Om de invloed van olie in de verdamper praktisch geheel uit te sluiten, past men tegenwoordig ook een oliewasser toe. De werking ervan berust op het afkoelen van de persgassen. Dit treedt op tijdens het borrelen van het persgas door twee ammoniakbaden. Hierbij worden oliedruppeltjes opgevangen en condenseert de oliedamp.

In dit apparaat wordt dus, naast oliedruppels, ook de damp tegengehouden, zodat er dan geen olie op de condensor- en verdamperoppervlakken kan komen. Hierdoor blijft de warmteoverdracht van verdamper hoog.

De volgende figuur geeft aan hoeveel olie in de vorm van damp in de hete persgassen van een ammoniak installatie aanwezig is en niet door gewone olieafscheider wordt afgevangen. Een oliewasser reduceert de persgastemperatuur en dus de olieuitstoot naar de installatie. Men name bij verdampingstemperaturen lager dan -20°C kan de oliewasser zich terugverdienen.

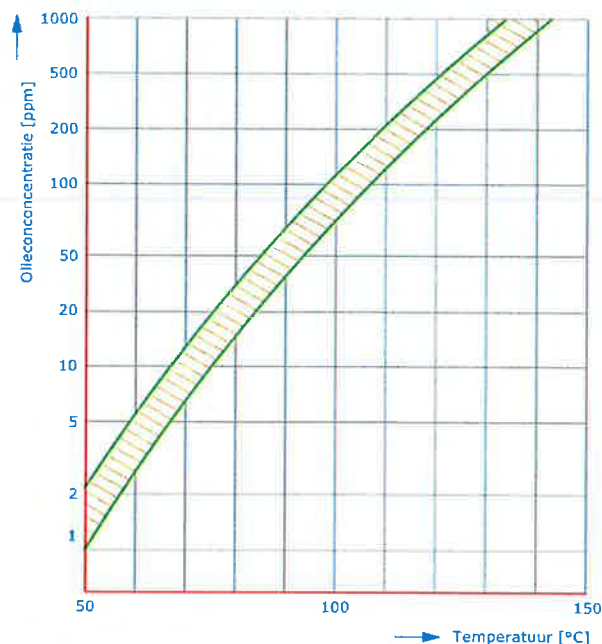


Fig. 4.14.a Olieconcentratie in persgassen (ammoniak)

- De hete ammoniak wordt in punt C afgekoeld door ingespoten vloeistof uit het bovenste compartiment (laag I), waardoor de oliedamp condenseert;
- Het gekoelde gas gaat omhoog, samen met het restant vloeibare ammoniak en de neergeslagen olie, die beide bovenin de waskolom neerslaan;
- De damp gaat naar beneden en vervolgens door de vloeistoflagen I en II, waar de resterende oliedamp wordt uitgewassen in de vloeibare ammoniak;
- Tijdens het afkoelen van de hete persgassen tot de condensatietemperatuur verdampt ammoniak uit de baden;
- De vloeistofniveaus in de baden worden in stand gehouden door toevoer van vloeibare ammoniak in laag II, op basis van de niveauregelaar in laag I.

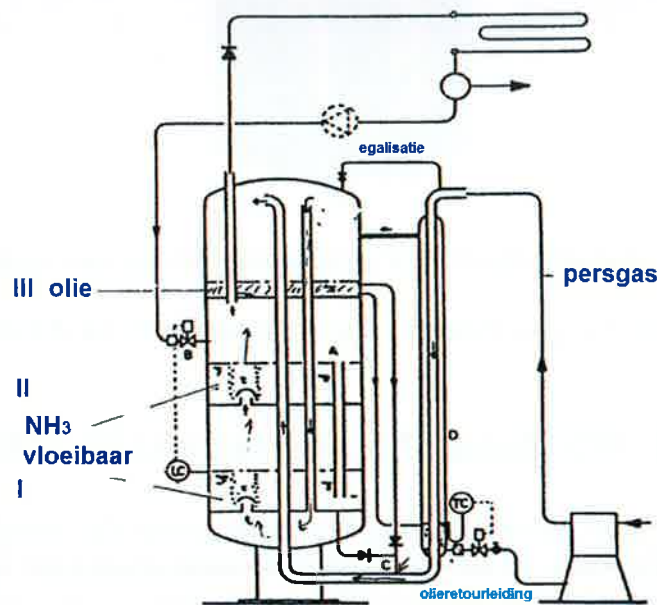


Fig. 4.15. De oliewaskolom

4.5 ZUIGAFSCHEIDERS

De hoeveelheid vloeistof die hij op moet vangen is onbekend. De gassnelheden in het apparaat zijn altijd veel hoger dan in vloeistofafscidders dus ze laten meer vloeistofdruppeltjes door.

Als er eenmaal vloeistof in zo'n vaatje zit kan deze nauwelijks eruit verdampen. Vaak zijn verwarmingsapparaten hiervoor nodig. Daarnaast blokkeert de zuigafscheider de oliestroom naar de compressor. Om deze toch mogelijk te maken is een gaatje aanwezig in de stijgbuis van de slokkenvanger. De gasstroom "slurpt" dan de olie (of vloeistof?) mee. De toepassing van de slokkenvanger (of "het angstvat") kan beter vermeden worden door de installatie aan de verdamperkant en de inspuitlegeling beter uit te voeren.

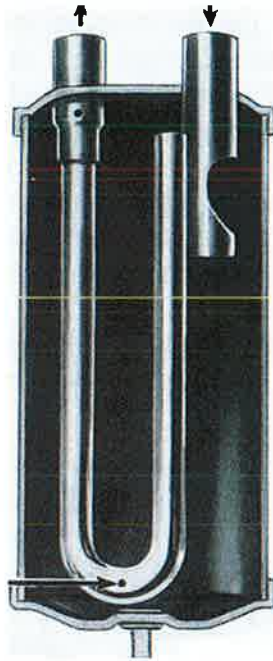


Fig.4.16. Zuigafscheider of slokkenvanger in een zuigleiding

Nadere informatie omtrent zuigafscheiders wordt gegeven in de A4 bijlage 4-2.

4.6 LUCHT IN KOELINSTALLATIES; ONTLUCHTERS (AIR PURGERS)

Als zich in een installatie lucht bevindt zal dit zich ophopen in de damruimte van de condensor en het hogedruk vloeistofvat. In de volksmond spreekt men over lucht doch in feite zijn het niet-condenseerbare gassen. Dit kunnen zijn: lucht, ontledingsprodukten van het koudemiddel of de olie, vreemde gassen die uit de koudemiddevulflessen meekomen, etc. Deze niet condenseerbare gassen verhogen de dampdruk in de condensor, zodat de compressor naar een hogere druk moet persen dan wanneer deze gassen niet aanwezig zijn.

Bovendien gaan de luchtdeeltjes met de koudemiddeldamp mee naar de relatief koude condensoroppervlakken en vormen hier een belemmering voor de warmteoverdracht. De invloed van lucht is af te lezen op de meters die de condensordruk en de condensatietemperatuur aangeven; de condensatietemperatuur is de temperatuur van de vloeistof die uit de condensor stroomt.

Deze vloeistof kan niet onderkoeld zijn, omdat er evenwicht is met de dampdruk in de condensor.

Lucht kan in een installatie komen door:

- een verdamperdruk die lager is dan de atmosferische druk. Dit kan bij ammoniak al snel optreden bij temperaturen onder de -33°C ;
- bij reparatie aan compressoren;
- bij het bijvullen van koudemiddel.

Door vanaf de damruimte van het hogedruk vloeistofvat een ontluichtingsleiding naar een vat met een koud oppervlak te plaatsen, zal de meegevoerde koudemiddeldamp naar dit oppervlak stromen en hierop condenseren. De lucht blijft achter en zal zich verzamelen in het vaatje. Dit kan dan periodiek worden afgeblazen.

In onderstaande figuur is een toepassing van een ontluchtingsapparaat aangegeven.

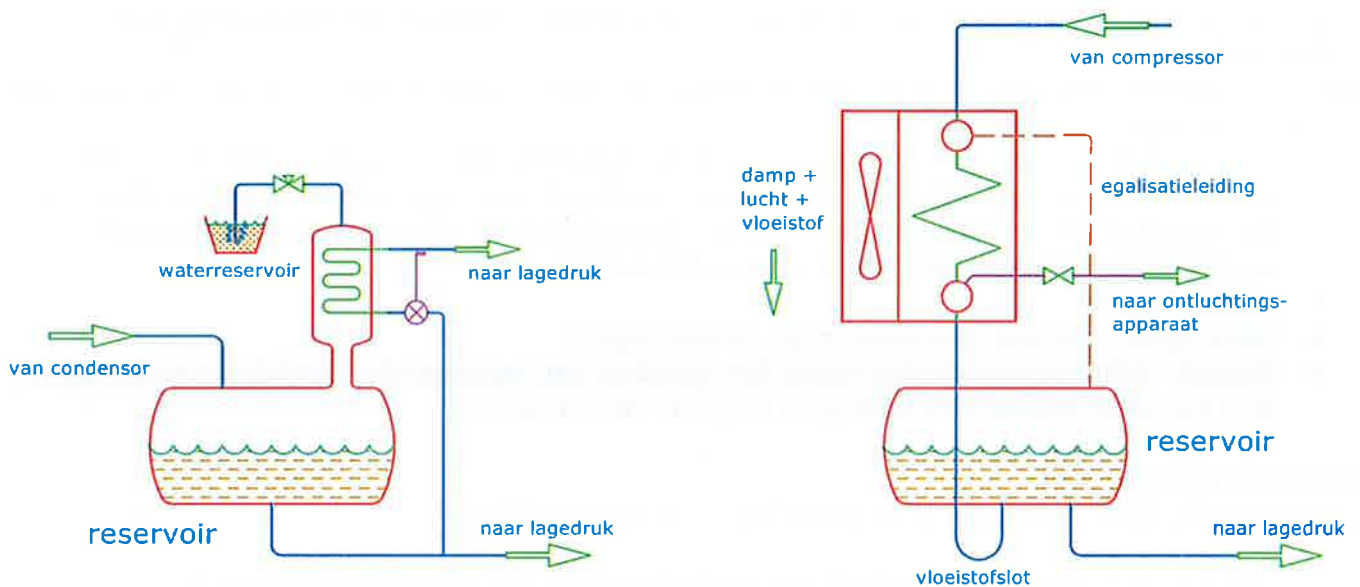


Fig.4.17.Ontluchter op hogedruk vloeistofvat werkend op de zuigdruk van de installatie (links), aansluiting voor een ontluchter met eigen koelaggregaat (rechter afbeelding)

Een ontluchter kan werken op de verdampingstemperatuur van de installatie. Indien deze hoog ligt is de concentratie van koudemiddel in de afblazende damp hoog. Ontluchters met een eigen compressorsysteem kunnen draaien met een aanzienlijk lagere verdampingstemperatuur (tot -35°C) en verdienen derhalve de voorkeur. Tenslotte zijn er ontluchters op de markt die een gecalibreerde hoeveelheid damp afblazen. Dit heeft een groot voordeel in vergelijking met het handbediend afblazen waarbij de hoeveelheden ongecontroleerd zijn.

Door niet te ontluchten kan de condensatietemperatuur na verloop van tijd 3K tot 5K stijgen. Hierdoor neemt het koudevermogen af, neemt het opgenomen vermogen toe en daalt de COP circa 2,5% tot 3% per graad drukstijging.

De ontluchter wordt ook wel aangeduid met de Engelse benaming "purger" of "air purger".

Hoofdstuk 5 LEIDINGEN EN DIMENSIONERING

In dit hoofdstuk wordt ingegaan op dimensionering van leidingen en appendages en leidingloop.

Voor het dimensioneren van leidingen in de koudetechniek dient men met tal van aspecten rekening te houden, deze zijn o.a.:

- drukverlies in leidingen en appendages. In zuigleidingen bij lage zuigdrukken kan drukverlies een relatief hoge verdampingstemperatuur opleveren in verhouding tot de zuigdruk bij de compressor. Aan de condensorkant treedt een vergelijkbare verhouding op tussen persdruk en condensatiedruk;
- olietransport;
- twee fasen drukval in leidingen en appendages;
- Geluid, trillingen en drukpulsatie ten gevolge van opkokende vloeistof waarbij slokken vloeistof klappen in leidingen kunnen veroorzaken.

Drukval inleidingen

De algemene formule die de drukval in leidingen beschrijft is:

$$\Delta p = f_1 0,5 \rho v^2 L/d \text{ waarbij } L \text{ de leidinglengte is en } d \text{ de leidingdiameter.}$$

$$Re = \rho v d / \eta = 4 m / (\pi d \eta) \text{ met } m \text{ als de massastroom.}$$

De weerstandsfactor f_1 voor een gladde pijp (als het effect van olie wordt verwaarloosd) wordt gegeven door:

$$f_1 = 0,158 Re^{-0,25} \text{ voor } 3000 < Re < 100000 \quad (\text{Blasius type})$$

of voor een groter toepassinggebied:

$$f_1 = 0,5 (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \text{ voor } 2300 < Re < 5000000 \quad (\text{Gnielinski type})$$

Voor leidingen met inwendige ruwheid wordt verwezen naar de bijlage waarbij de frictiefactor ($\xi = f_1$) kan worden bepaald met het Moody diagram.

Olietransport

Voor het transport van olie in verticale leidingen geeft Bäckstrom de volgende vergelijking voor het bepalen van de minimaal benodigde gassnelheid in de leiding.

$$\rho v^2 > 125$$

Als vuistregel hanteert men ook wel een minimum gassnelheid van 7 m/s. Voor horizontale leidingen geldt geen specifieke snelheid. Een lage gassnelheid zal leiden tot een dikke olielfilm die onderweg is, dus veel olie in de installatie (hold-up).

5.1 PERSGASLEIDINGEN

Bij de dimensionering van persgasleidingen moet aandacht worden geschonken aan:

- Het meesleuren van olie door de persgassen;
- Drukval in leidingen en appendages die in de regel niet hoger is dan 1K;
- Geluid en trillingen ten gevolge van de pulserende werking van de (zuiger)compressor.

Om de olie door het koudemiddel goed te laten meenemen is in stijgende leidingen een minimale snelheid van circa 7 m/s nodig.

Horizontale leidingen moeten op afschot worden gelegd. Aangezien persleidingen in het algemeen kort zijn, wordt vaak een gassnelheid tot 20 m/s gekozen, omdat het totale drukverlies dan toch nog beperkt blijft. Bij hogere snelheden gaan, in combinatie met de pulserende werking van de zuigercompressor, geluidshinder en trillingen ontstaan (met name in appendages), welke tot schade kunnen leiden.

De gassnelheid moet worden vastgelegd bij de laagst optredende condensatiedruk en temperatuur. (Bij 20 °C is het gasvolume tweemaal zo groot dan bij 40 °C). Overigens horen bij deze condities ook de olieaafscheiders te worden bepaald en niet bij de ontwerpcondities die uitgaan van de hoogste condensatiedruk.

Meestal is de condensor hoger geplaatst dan de compressor en wordt de loop van de persleiding uitgevoerd zoals in onderstaande figuur is weergegeven.

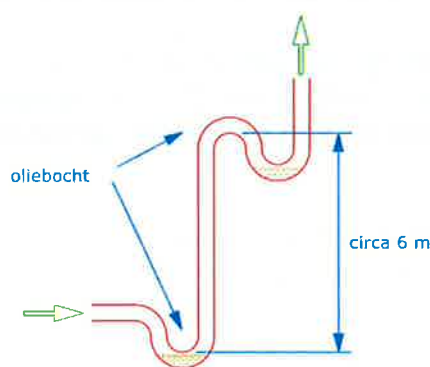


Fig. 5.1. Persleidingloop met olietrap naar condensor

Is de stijgleiding langer dan 3 m, dan wordt een olietrap toegepast. Bij stilstaande compressor verzamelt de olie uit de stijgleiding zich in de olietrap, bij het opnieuw opstarten wordt de olie door de gasstroom meegenomen. Is de stijgleiding langer dan 8 m dan moet een tweede olietrap worden toegepast.

Voor het parallel aansluiten van verschillende compressoren gelden in principe dezelfde regels als voor de persleiding van de enkele compressor.

Als extra aandachtspunt geldt hierbij, dat de leidingloop zodanig moet zijn dat bij één niet werkende compressor, er geen olie kan stromen van de werkende compressor naar de niet werkende compressor. De persleiding van elke compressor is dan hoog aangesloten op de centrale persleiding.

Als een olieaafscheider wordt gebruikt is de dimensionering van de persleiding voor wat betreft het meevoeren van de olie minder kritisch.

5.2 ZUIGGASLEIDINGEN.

Een juist ontworpen en aangelegde zuigleiding is van groot belang voor de werking van koelinstallaties. De met het koudemiddel mee circulerende olie moet onder alle omstandigheden met de koudemiddeldamp mee worden getransporteerd.

Is de dampsnelheid te laag, dan zal olie zich in de leidingen verzamelen en kan de smering van de compressor in gevaar komen.

Bovendien kan, bij toenemende dampsnelheid plotseling veel olie naar de compressor gevoerd worden, waarbij de kans op olieslag bestaat. Ook in dit geval kan voor stijgleidingen een minimale snelheid van 7 m/s worden aangehouden en voor horizontale leidingen de helft van deze snelheid.

Bij compressoren met capaciteitsregeling bestaan grote verschillen in de gassnelheid bij minimum- en maximumcapaciteit. Indien de leiding berekend zou worden, rekening houdend met het olietransport bij minimumcapaciteit, dan ontstaan ontoelaatbaar hoge gassnelheden bij de maximumcapaciteit.

Om dit te voorkomen wordt een dubbele stijgleiding uitgevoerd zoals in vorig hoofdstuk is weergegeven. De dubbele stijgleiding bestaat uit twee pijpen van verschillende diameter. Bij maximale capaciteit is de doorsnede van beide pijpen tezamen voldoende om de gewenste weerstand niet te overschrijden.

De dunnere leiding is berekend om het gas te transporteren bij de minimale belasting en de minimumsnelheid van 7 m/s.

In de dikke leiding wordt een olietrap aangebracht. Wordt de belasting gereduceerd, dan zal de olie niet worden meegevoerd, maar zich verzamelen in de olietrap en de dikke leiding afsluiten. In de dunne leiding wordt dan genoeg snelheid gehandhaafd om de olie mee te voeren.

Voor de maximum gassnelheid bij droge zuigleidingen hanteert men snelheden tot 20 m/s. Voor natte zuigleidingen ligt het maximum op circa 12 m/s. De waarden zijn tamelijk arbitrair maar ook hier ligt het criterium op de drukval die in zuigleidingen niet boven de 2K dient te liggen.

Het drukverlies in de zuigleiding speelt een grotere rol dan in de pers- of de vloeistofleiding. Vooral bij lage temperatuurinstallaties geeft een klein drukverlies in de zuigleiding al een aanzienlijke verlaging van de verdampingstemperatuur!

Kiest men een te kleine leidingdiameter dan selecteert men in de regel ook te kleine appendages die gebaseerd zijn op de leidingdiameter. Een foute leidingselectie versterkt zich dus uit oogpunt van drukval met als gevolg capaciteitsverlies en hogere energiekosten.

Bij het projecteren van zuigleidingen moet aandacht worden besteed aan mogelijke problemen bij niet werkende installatie. Koudemiddelvloeistof en olie mag, bij niet werkende installatie, niet in de zuigleiding of verdamper achterblijven aangezien dan vloeistofslag bij het opnieuw starten onvermijdelijk is.

Om dit te voorkomen wordt een "pump-down" regelactie toegepast. Hierbij wordt voor het stoppen van de installatie de vloeistof uit de verdamper verdampt door de installatie te laten "nadraaien", zodat in dat geval zuigleidingen zonder speciale voorzieningen aan de compressor hoeven te worden aangesloten.

Direct na de olietrap moet een stijgleiding komen tot boven de verdamper om het afvloeien van vloeibare koudemiddel bij stilstand te voorkomen.

Is de stijgleiding langer dan 8 m dan moet een tweede olietrap worden aangebracht enz. Bij compressoren met capaciteitsregeling moet weer een dubbele stijgleiding worden aangebracht.

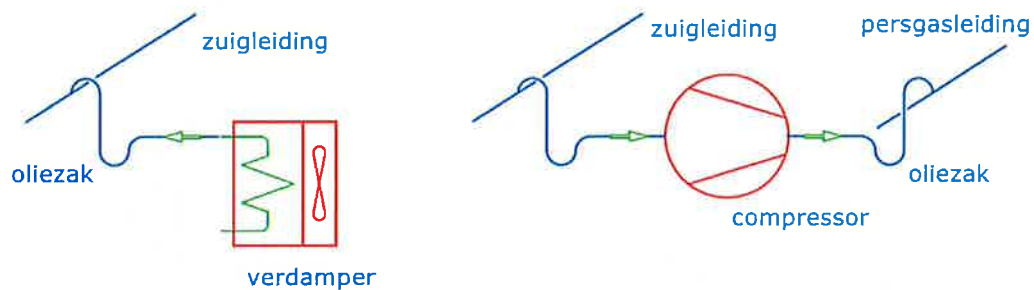


Fig. 5.2. Functie olietrap; olie verzamelen, dit voorkomt terugzakken van olie in de warmtewisselaar, links bij een verdamper zuigleiding, rechts bij een compressor persgasleiding

Bij een goed uitgevoerde installatie verzamelt zich in de olietrap, bij stilstand, alleen de geringe hoeveelheid olie welke in het verticale deel van de zuigleiding aanwezig is.

Als meerdere verdampers op een zuigleiding zijn aangesloten in een installatie zonder pump-down, moeten de aansluitingen zo worden uitgevoerd dat geen olie of koudemiddel-vloeistof naar een afgeschakelde verdamper kan stromen.

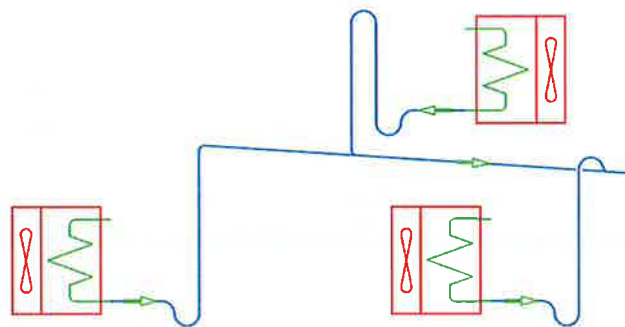


Fig. 5.3 Meerdere verdampers op een centrale zuigleiding

Bovenstaande figuur toont de leidingloop bij meerdere verdampers op een centrale zuigleiding. Wanneer de zuigleidingen zodanig zijn gemonteerd kan, wanneer één van de verdampers afgeschakeld is (door een magneetklep in de vloeistofleiding) geen olie uit de andere verdampers in de buiten bedrijf gestelde verdamper stromen.

Behalve de aansluitingen van de zuigleiding aan de verdampers is ook de verbinding met de compressor van groot belang voor een goede werking van de koelinstallatie.

Het aansluiten van verschillende compressoren, parallel op één centrale zuigleiding maakt op eenvoudige wijze capaciteitsregeling mogelijk. De uitvoering van de zuigleiding dient dan zodanig te zijn, dat de dampstroom en de meegevoerde olie gelijkmatig over alle compressoren worden verdeeld.

Een eerste vereiste is dan, dat in elke compressor dezelfde carterdruk eerst, wat door drukvereffeningsleidingen bereikt kan worden.

Als meerdere compressoren op een centrale zuigleiding moeten worden aangesloten wordt een (horizontaal) verdeelstuk aangebracht, waaruit de zuigleiding naar elke compressor aan de bovenzijde of zijkant, maar nooit aan de onderzijde wordt afgetakt. De

aansluitingen zijn zoveel mogelijk symmetrisch om de olietour stroom geen voorkeur te geven.

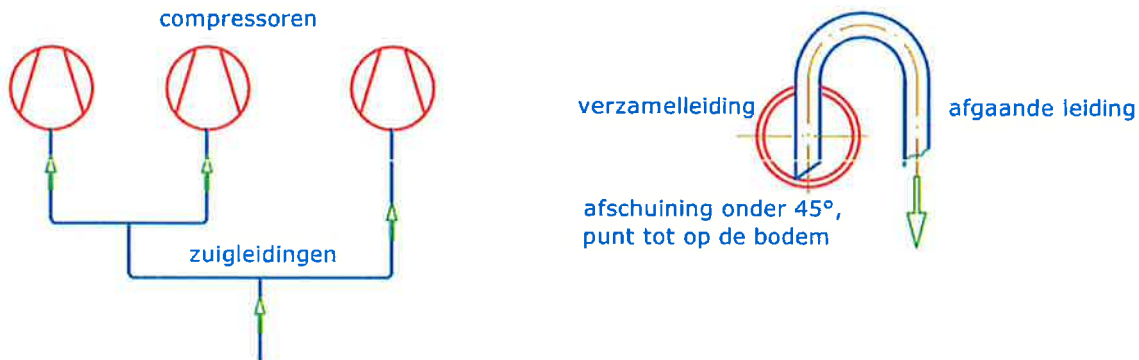


Fig.5.4. Aansluitingen op de zuigleidingen bij parallel werkende compressoren

De berekening van de drukval in leidingen en appendages kan geschieden volgens de gebruikelijke methoden. Voor het berekenen van de drukval in appendages worden twee methoden toegepast:

Men sommeert de weerstandsfactoren voor elk onderdeel van een leiding en berekent hiermee de druk val.

Men drukt de weerstand van elk onderdeel van een leiding uit in een equivalente leiding-lengte en sommeert deze, waarmee de drukval berekend kan worden.

De eerste methode is het meest betrouwbaar, de tweede methode is onnauwkeurig, maar geeft snel resultaten. Weerstandsfactoren (drukverliezen) zijn te vinden in de A4 bijlagen 5-1, 5-2 en 5-3.

Overzicht van enkele praktijkwaarden bij ontwerp voor snelheden in leidingen in koelinstallaties

De volgende tabel geeft en overzicht van enkele ontwerpwaarden voor snelheden in leidingen. De uiteindelijk te kiezen waarden zijn afhankelijk van de parameters zoals genoemd in het begin van dit hoofdstuk.

LEIDINGTYPE	MINIMUM SNELHEID	MAXIMUM SNELHEID
	[m/s]	
Persleiding	7* (verticale leiding)	30 (drukval < 1K)
Zuiggasleiding (droog)	7* (verticale leiding)	30 (drukval < 2K)
Zuiggasleiding (nat)		15-20
Expansieleiding		25
Vloeistofleidingen		2 (aftakkingen: kies lagere v in hoofdleiding)
Heetgas ontdooiing		25 (droge leiding, voorkom vloeistofslag)
Afvoerleiding tussen condensor en vloeistofvat (2-fasenstroming)	<i>dan kunnen nog belletjes naar boven blikken.</i>	<0,5 (gebaseerd op volle vloeistofleiding)
Pompleiding aanzuigzijde		<0,4 (onder afscheider)

Tabel Enkele ontwerpwaarden voor snelheden in leidingen van koelinstallaties

* zie ook $p > 125$ voor olietransport

De genoemde totale drukvallen <1K (tussen condensor en compressor) respectievelijk <2K (verdampers en compressor) zijn maatgevend voor de maximum snelheid en de daaruit voortvloeiende leidingdiameter. Grotere drukvallen zijn uit oogpunt van energetisch rendement niet acceptabel bij veel bedrijfsuren op vollast per jaar.

Appendages die geselecteerd worden bij de berekende diameters kunnen drukvallen hebben die in het totale leidingnet ontoelaatbaar hoog zijn. De weerstandfactor van de appendage is het criterium voor selectie, niet de aansluitende leidingdiameter.

5.2.1 Rekenvoorbeeld met natte zuigleiding en variabele verdamperbelasting

Gegevens:

Een R22 systeem met 6 verticale platenvriezers

- 6 x 100 kW bij t_0 nominaal = -35°C
- maximum belasting per vriezer 200 kW,
- minimum belasting per vriezer 50 kW,
- afscheider en centrale zuigleiding op 8 m hoogte.
- LD compressorvermogen 2 x 300 kW bij ca -38°C / -5°C
- pompvermogen overeen komend met 6 x 200 kW dus $n = 2$ bij de gemiddelde belasting van 600 kW.

De minimum stijgsnelheid bij 50 kW (om vloeistof achterblijven te voorkomen) is 7 m/s. Dan is (bij een belasting van 200 kW) een dubbele stijgleiding bij het maximumvermogen per vriezer noodzakelijk.

Bij de minimum belasting moet er verdampen $50 / (390,9 - 160,7) = 0,2168$ kg/s, bij een soortelijk volume van 166,5 dm³/kg wordt dit 0,036 m³/s.

Bij een gassnelheid van 7 m/s wordt de doorsnede 0,00516 m² en $d_s = 81$ mm.

Door de twee gezamenlijke stijgleidingen moet bij 200 kW $0,144 \text{ m}^3/\text{s}$ bij b.v. 12 m/s, totale doorsnede $0,012 \text{ m}^2$, de tweede stijgleiding wordt $0,012 - 0,00516 = 0,00684 \text{ m}^2$ en $d = 88 \text{ mm}$.

Door de centrale natte zuigleiding passeert aan gas maximaal 600 kW of $600 / 230,2 = 2,61 \text{ kg/s}$ of $0,434 \text{ m}^3/\text{s}$. Bij 12 m/s wordt de doorsnede $0,0362 \text{ m}^2$ en $d = 214 \text{ mm}$.

Door de centrale droge zuigleiding passeert een groter volume omdat het "flashgas" dat ontstaat bij de expansie vanaf de tussendruk (-5°C) ook moet worden afgezogen. Dit vinden we terug in een lagere verdampingswarmte.

Er verdampt $600 / (390,9 - 194,2) = 3,05 \text{ kg/s}$ of $3,05 \times 0,1665 = 0,508 \text{ m}^3/\text{s}$. In deze leiding accepteren we een hogere gassnelheid (tot ca 15 m/s) en kiezen dus voor een gelijke diameter.

Door de aftakleiding naar één compressor passeert 300 kW dus $1,525 \text{ kg/s}$ of $0,254 \text{ m}^3/\text{s}$ bij 12 m/s wordt de doorsnede $0,02116 \text{ m}^2$ of $d = 165 \text{ mm}$.

Voor het bepalen van de drukverliezen leggen we de leidinglengtes, het aantal bochten en afsluiters vast. De verticale leidingen zijn 8 m lang, bevatten 4 bochten en elk een afsluiter.

De natte zuig wordt 20 m met 3 bochten en een afsluiter. De droge zuig wordt 10 m lang met eveneens 3 bochten en een afsluiter.

Voor het bepalen van de equivalente lengte van deze leidingen gebruiken we bijlage 361 blad 1.

Voor de stijgleiding met $d = 81 \text{ mm}$ wordt dit $8 + 4 \times 2,5 + 15 = 33 \text{ m}$

Voor de natte zuig met $d = 214 \text{ mm}$ wordt dit $20 + 3 \times 7 + 35 = 76 \text{ m}$

Voor de droge zuig met $d = 214 \text{ mm}$ wordt dit $10 + 3 \times 7 + 35 = 66 \text{ m}$

Voor de daalleiding met $d = 165 \text{ mm}$ wordt dit $8 + 4 \times 5 + 28 = 56 \text{ m}$

Voor de tweede stijgleiding $d = 88 \text{ mm}$ $8 + 4 \times 3 + 20 = 40 \text{ m}$

Voor een snelle drukverlies bepaling gebruiken we bijlage 362 blad 4.

Dit blad is eigenlijk alleen voor droge expansie vanaf tenminste 20°C condensatietemperatuur, met een correctie voor hogere condensatie temperaturen. Daar staat tegenover dat het gas in deze leiding gemiddeld ($n = 2$) 50 vloeistof bevat. Deze twee correcties zouden elkaar min of meer kunnen dekken.

Een betere benadering wordt bereikt door het koelvermogen aan te passen op grond van de kleinere hoeveelheid gas die ontstaat als we uitgaan van de verdampingswarmte bij de relevante vloeistof temperatuur. In de natte zuigleiding is dit bij -35°C t.o.v. vloeistof van $+20^\circ\text{C}$: $(390,9 - 224,1) / (390,9 - 160,7) = 1,38$ en rekening houdend met 50 vloeistof waarvan de invloed evenredig is met $\sqrt{2}$ of 1,41. Voor 100 kW door de nattezug dus rekenen met $1,41 / 1,38 \times 100 = 102,5 \text{ kW}$.

Vanaf het punt waar de vloeistof komende van de hogedruk vlotter ingespoten wordt, komt de massastroom in de natte zuigleiding overeen met $2 + 1 = 3 \times$ het koelvermogen waarvan het gasaandeel overeenkomt met $1 \times$ het koelvermogen bij $-35 / -5^\circ\text{C}$ met een vloeistof gehalte van ca 66 dus het equivalente vermogen in het diagram voor 100 kW wordt:

$$(390,9 - 224,1) / (390,9 - 194,2) \times \sqrt{3} \times 100 = 147 \text{ kW}$$

Omdat tot 100 kW de tweede stijgleiding waarschijnlijk niet in bedrijf komt, controleren we het drukverlies bij deze belasting in een stijgleiding met een circulatievoud van 2. 100 kW (of beter 102,5 kW) door de dunne stijgleiding van 81 mm geeft een drukverlies van 0,25 kPa / m , voor 33 equivalente meters dus 8,25 kPa.

600 kW door de natte zuig van 214 mm, tot het inspuitpunt mogen we rekenen met 615 kW via diagram 362-4 is bij +20°C het drukverlies 0,05 kPa / m, voor 40 m(76 -1 -35) dus 2 kPa.

Vanaf het inspuitpunt van de hogedrukvlotter rekenen met 600 kW en een circulatievoud van 3, bij -35/ -5°C wordt het equivalente vermogen:

$(390,9 - 224,1) / (390,9 - 194,2) \times \sqrt{3} \times 600 = 880 \text{ kW}$ wat betekent 0,1 kPa/m, voor één meter met een afsluiter dus 36 m wordt dit 3,6 kPa 600 kW door de droge zuig ca 0,05 kPa / m voor 66 m dus 3,3 kPa 300 kW door de daalleiding van 165 mm 0,045 kPa / m voor 56 m dus 2,52 kPa.

Totaal $8,25 + 2 + 3,6 + 3,3 + 2,52 = 19,67 \text{ kPa}$ of $19,67 / ((132 - 105) \times 5) = \text{ca } 3,6 \text{ K}$. De verdampingstemperatuur bij de compressor wordt dus ca 3,6 K lager dan in de platen-vriezers dus ca. - 38,6°C.

Het grootste verlies treedt op in de stijgleiding, d.w.z. zolang de tweede stijgleiding nog niet mee doet.

Bij het starten van de vriezer is de belasting zo groot dat beide (nagenoeg gelijke) stijgleidingen benut worden, de equivalente lengte blijft dus 33 m, het drukverlies per m 0,25 kPa totaal dus 8,25 kPa zoals in de enkele stijgleiding. Bij het dalen van de belasting naar 100 kW daalt de snelheid naar ca 6 m/s en het blijft de vraag of de dikkere leiding dan al wordt afgesloten, maar ergens tussen 100 en 50 kW gebeurt dat zeker en dan stijgt de snelheid in dunne leiding in ieder geval zodanig dat de vloeistof meegenomen wordt naar de centrale zuigleiding. Het opvullen van beide stijgleidingen zou resulteren in een drukverlies van ca. 100 kPa en de druk in de vriezer stijgen naar 232 kPa en de verdampingstemperatuur naar ca. -22°C!

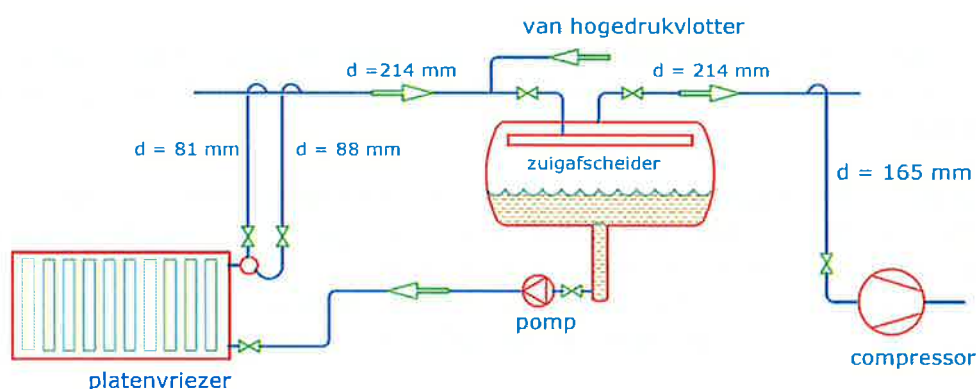


Fig. 5.5. Figuur bij berekeningsvoorbeeld platenvriezer met vloeistofafscheider

5.3 AFVOERLEIDINGEN VAN CONDENSORS NAAR HOGEDRUK VLOEISTOFVAT

Er zijn twee mogelijkheden om condensaatleidingen tussen condensors en vloeistofvat aan te leggen om te voorkomen dat condensors vloeistof gaan vasthouden en de condensatiedruk gaat stijgen.

Figuur 5.6 gaat uit van aansluiting bovenin het vloeistofvat. De condensors zijn met wandelstokken aangesloten op een centrale condensaatafvoerleiding die onder een helling ligt. De wandelstokken zijn zodanig van lengte dat de koudemiddelzijdige drukverschillen tussen de condensors met statische vloeistofkolom kunnen worden gecompenseerd.

Men moet ervan uitgaan dat gasbellen, tegengesteld aan de vloeistofstromingsrichting, opstijgen, terug naar de condensors en de vloeistofstroming hinderen. Vloeistofsnelheden van niet hoger dan circa 0,3 m/s (vloeistofdebiet stromend door de volle doorsnede van de leiding) zijn dan aan te bevelen. Dit dient als selectie criterium voor deze leidingdiameter.

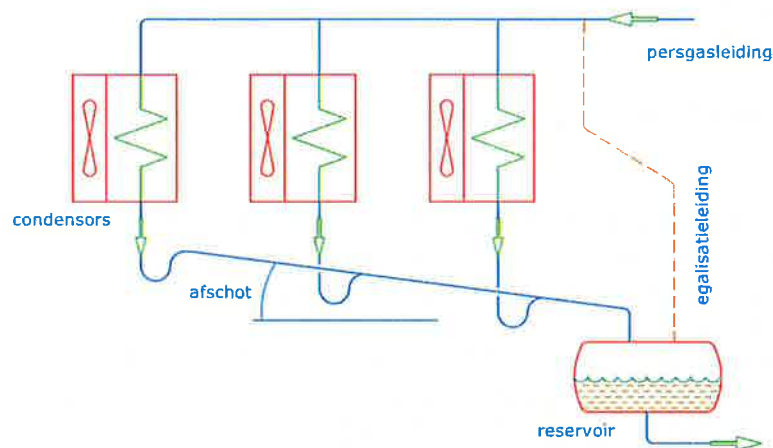


Fig. 5.6. Afgaande leidingen van condensors met aansluiting bovenop het hogedruk vloeistofvat

Figuur 5.7 geeft de optie met aansluitingen van de condensaatleidingen aan de onderzijde van het hogedruk vloeistofvat. Het vat werkt als een vloeistofslot en dampbellen zullen moeilijker opstijgen.

De afgaande verticale leidingen kunnen voldoende lang (hoog) worden gemaakt om de inwendige drukverschillen tussen de condensors te compenseren met het opbouwen van een vloeistofkolom. Deze vloeistofkolom zal zeker ontstaan omdat de egalisatieleiding bovendien ervoor zorgt dat de persdruk op het hogedruk vloeistofvat komt te staan. De druk aan de uittrede van de condensors is dan altijd lager dan de druk in het vloeistofvat.

De diameter van de verticale condensaatleiding kan kleiner geselecteerd worden dan die in de vorige figuur: circa 0,7 m/s vloeistofsnelheid over de gehele doorsnede. In beide figuren dient rekening te worden gehouden dat de condensaatleiding een twee-fasen stroming bevat.

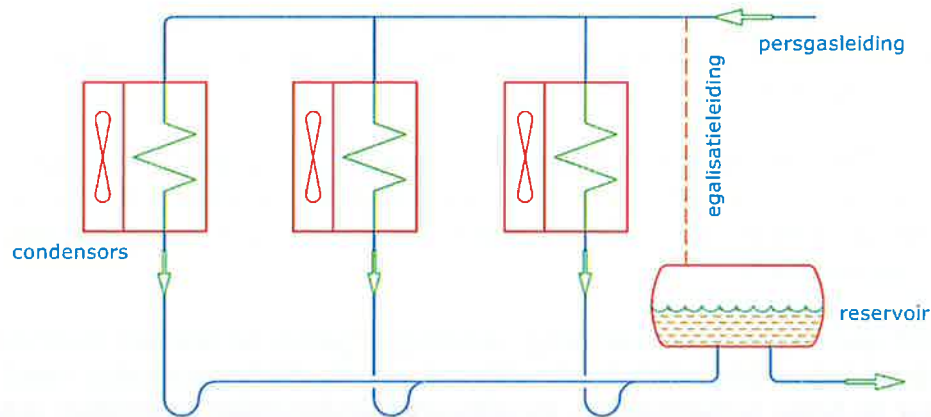


Fig. 5.7. Afgaande leidingen van condensors met aansluiting onderin het hogedruk vloeistofvat

5.4 APPENDAGES

In een koelsysteem worden verschillende typen handbediende afsluiters of andere appendages, zoals terugslagkleppen, gebruikt om bepaalde gedeelten van het systeem te kunnen afsluiten. Deze afsluiters zijn speciaal voor koelsystemen ontworpen en geconstrueerd. Zij moeten aan specifieke eisen voldoen, zoals:

- Het materiaal moet bestand zijn tegen het koudemiddel en de olie;
- De afsluiter moet zelfs bij grote temperatuursverschillen goed blijven functioneren er mag geen koudemiddel langs de klepstang naar buiten, noch lucht en vocht naar binnen kunnen dringen;
- Lage waarde voor de stromingsweerstand.

Er zijn veel typen afsluiters in de handel verkrijgbaar. Welke uitvoering of constructie wordt gekozen is afhankelijk van de toepassing, de plaats in het koelsysteem.

In de bijlage zijn waarden gegeven voor drukval van appendages en bochten uitgedrukt in meters rechte leiding of als weerstandwaarde f_2 in de volgende formulevorm.

$$\Delta p = f_2 \rho v^2 \quad \text{of afhankelijk van de definitie van } f_2 : 0,5 f_2 \rho v^2$$

Verskillende handboeken (bijvoorbeeld de Wärmeatlas) geven waarden voor f_2 waarmee de drukval bepaald kan worden. Lastiger wordt de bepaling van de waarde van de weerstandsfactor indien een tweefasen stroming door de appendage stroomt. De toename van de drukval is dat geval niet te verwaarlozen.

5.5 FILTERS EN DROGERS

Filters en drogers komen als afzonderlijk of als gecombineerde apparaten in koelinstallaties voor. Filters dienen om vuil en verontreiniging zoals soldeerresten en roest uit het koudemiddel te zeven.

Drogers verwijderen water uit het koudemiddel.

Kleinere filters worden voor regelkleppen geplaatst, o.a. voor de expansieklep in de vloeistofleiding, omdat kleine deeltjes de werking van de regelkleppen kunnen belemmeren.

Filters en drogers komt men zowel in de zuigleiding als in de persleiding tegen. Bij kleine installaties past men wel wegwerpapparaten toe, terwijl bij grote installaties verwisselbare elementen worden gebruikt.

Van de droogmiddelen, welke in koelinstallaties worden toegepast, zijn met name de absorberende droogmiddelen interessant, omdat deze stoffen geen structuurverandering ondergaan bij het opnemen van vocht. Ook andere stoffen dan water worden door deze droogmiddelen opgenomen.

Regeneratie vindt plaats door verwarming, waarbij organische stoffen kunnen verharsen of verkolen, waardoor het droogmiddel onbruikbaar wordt. Bij regeneratie moet voorkomen worden dat, door te hoge temperatuur, structuurveranderingen optreden, waardoor het absorberend vermogen verloren gaat.

De meeste drogers geven het meeste profijt indien ze op de koudste plaats wordt gemonteerd.

In HCFC installaties plaatst men de droger in de vloeistofleiding. Voor bepaalde typen drogers, vooral die waarbij de elementen verwisselbaar zijn, is de wijze van montage erg belangrijk. Dit omdat bij een verkeerde montage, t.g.v. wisselende krachten op het droogelement, dit element kan bewegen.

Het gevaar is dan niet denkbeeldig dat het materiaal verpulvert en zich verspreidt door het koelsysteem.

Kijkglazen worden geplaatst in de vloeistofleiding, direct na het filteren de droger, zodat naast de controle op de aanwezigheid van dampbellen, tevens de werking van de filter en de droger kan worden gecontroleerd.

Er zijn kijkglazen in de handel, welke zijn voorzien van een vochtindicator, zodat de werking van de droger op eenvoudige wijze kan worden gecontroleerd.

