Kælitækni 3. áfangi

KÆLI4VD05

Breidenbach

Experience is the best teacher,
and considering what it costs,
it should be.

Another reason why
experience
is the best teacher
is because she is always on the
job.

KÆLI4VD05

Efnisyfirlit:

1. Mæling á ástandsatriðum lofts (Psykrometri)
2. Sýnidæmi
3. Heimadæmi
4. Skrúfuþjöppur
5. Tveggja þrepa frystikerfi
6. Dælukerfi
7. Olía í kæli og frystikerfum
8. Kælimiðlar

Ítarefni:

1. Vatnseimstafla
2. Æskileg ástandsatriði fyrir ýmsar kælivörur
3. Hugtök, formúlutákn, einingar og teiknitákn
4. Eyðublöð h,x -diagröm
5. DKV línuritið
6. Varmaleiðnifasti λ fyrir ýmis efni
7. Varmadælukerfi
8. Kælihandbók (sýnishorn)
9. Áhrif vatnsmengunar á ammóníak kælikerfi

MÆLING
Á
ÁSTANDSATRIÐIUM
LOFTS

(PSYKROMETRI)

KT 85. Psykrometri

Psykrometri = luftens klimatilstande

h, x = entalpi, vandamp

Konstruktøren af et køleanlæg må kunne bestemme og beregne et bestemt klima i et kølerum. Dette klima er vigtigt for lagringen af kølevarer i fryse- og kølerummene. Desuden må han kunne vælge fordampere i luftekniske anlæg og kølerum.

h, x-diagrammet er et af konstruktørens vigtigste værktøjer. Det tillader direkte aflæsning af de vigtigste fysiske størrelser såvel som grafisk fremstilling af fugtig lufts tilstandsændringer.

85.1 Tør lufts fysiske egenskaber

Sammensætning af tør luft

Tør luft er en blanding af forskellige luftarter. Ved havets overflade er den sammensat på følgende måde:

Luftens sammensætning

Luftart		Volumen %	Masse %
Kvælstof	– N_2	78,03%	75,47%
Ilt	– O_2	20,99%	23,19%
Argon	– A	0,94%	1,29%
Kuldioxyd	– CO_2	0,03%	0,05%
Brint	– H_2	0,01%	0,00%

KT 86. Tør lufts gaskonstant R_L

Udvides ligningen

$$p \cdot V = mRT$$

Her betyder p = tryk $\left[\frac{N}{m^2}\right]$
V = volumen (m^3)

m = masse (kg)
R = speciel gaskonstant $\left[\frac{Nm}{kg \cdot K}\right]$
T = termodynamisk temperatur (K)

med molmassen M, følger

$$p \cdot Mv = MRT \longrightarrow R = \frac{p \cdot Mv}{M \cdot T} \longrightarrow$$

Heraf fås:

$$R = \frac{p \cdot v}{T} \qquad \left[\frac{\frac{N \cdot m^3}{m^2 \cdot kg}}{\frac{K}{1}} = \frac{N\ m^3\ 1}{m^2\ kg\ K} = \frac{Nm}{kg \cdot k}\right]$$

Gaskonstanten R kan altså opfattes som den energi i J, som 1 kg af en bestemt gas frembringer ved 1 K temperaturændring. → 67.

Eksempel:

Tør luft har ved 0° C og 101 3~~3~~25 $\frac{N}{m^2}$ massefylden $\rho_n = \frac{M}{22{,}41} \left[\frac{kg}{m^3_n}\right]$

Med $v = \frac{1}{\rho}$ bliver gaskonstanten for tør luft

$$R_L = \frac{101\,325 \cdot \frac{1}{1{,}293}}{273{,}15} = 286{,}89\ \frac{Nm}{kg \cdot K} \approx 287\ \frac{J}{kg \cdot K}$$

I henhold til den allerede ovenfor nævnte lov af *Avogadro* indeholder alle ideelle gasser lige mange molekyler ved ens tryk og ens temperatur i ens rumfang. Følgelig forholder massefylderne for to gasser 1 og 2 sig til hinanden som deres molmasser. Der gælder → 61.

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{M_1}{M_2}$$

altså er

$$M_1 \cdot v_1 = M_2 \cdot v_2$$

d.v.s. molvolumenet M_v for alle gasser er lige stort ved ens tryk og ens temperatur.

Indsætter vi i den termiske tilstandsligning for ideale gasser $M_v = 22{,}41\ m^3$ og tilsvarende $p = 101\,325\ \frac{N}{m^2}$ og $T = 273{,}15$ K, får vi

$$R = \frac{p \cdot Mv}{M \cdot T} \qquad \left[\frac{\frac{N\ \ kg\ \ m^3}{m^2\,kmol\,kg}}{\frac{kg\ \ K}{kmol\ 1}} = \frac{N\ \ kg\ \ m^3\,kmol}{m^2\,kmol\,kg\ kg\,K} = \frac{Nm}{kg \cdot K}\right]$$

$$R = \frac{101\,325 \cdot 22{,}41}{M \cdot 273{,}15} = \frac{8315}{M}\left[\frac{Nm}{kg \cdot K}\right] = \frac{8315}{M}\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right] =$$

den specielle gaskonstant.

Så længe vi vælger enheden 1 kg for hver gasart, er gaskonstanten forskellig for hver gasart og omvendt proportional med molmassen. Vælger vi imidlertid 1 kmol som enhed for hver gasart, får gaskonstanten for alle gasarter den universelle værdi.

R_2 er altså:

$$R_A = M \cdot R = 8315 \left[\frac{\text{Nm}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}\right] = \left[\frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}\right]$$

Almen gaskonstant

$$R_L = \frac{R_A}{M} = \frac{8315}{28{,}964} = 287 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$$

KT 87. Tør lufts specifikke volumen → v_L

Som vi allerede ved, kan gaslovene for ideale gasser også anvendes ved tør luft. Vi kan derfor beregne tør lufts specifikke volumen ved hjælp af følgende ligning.

$$v = \frac{R \cdot T}{p} \rightarrow \frac{Nm \cdot K \cdot m^2}{kg \cdot K \cdot N} \rightarrow m^3/kg$$

v = tør lufts specifikke volumen (m^3/kg)
T = termodynamisk ~~temperatur~~ (K) reelle ligeli varmefrihed
p = luftens tryk (N/m^2)
R = tør lufts specielle gaskonstant $\left[\frac{\text{Nm}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$

KT 88. Lufts specifikke varmefylde → c_L

Ved normalt lufttryk - 101325 Pa - stiger varmefylden fra 0,997 $\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ til 1,022 $\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ for temperaturer mellem –40° C og +60° C. Til normale psykrometiske beregninger anvender vi derfor middelværdien 1,0 $\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ →

$$c = 1{,}0 \ kJ/kgK$$

KT 89. Tør lufts entalpi → h_L

Da entalpien er en relativ størrelse, kan vi relatere den til et vilkårligt fastsat begyndelsespunkt. Dette begyndelsespunkt ligger ved en tørtermometertemperatur på 0° C og et normalt lufttryk på 101325 Pa. Til psykrometriske beregninger kræves der altid kun entalpidifferencer.

Ved tilnærmelsesvis normalt lufttryk kan den specifikke energi ⇒ entalpi beregnes efter følgende ligning:

Husk: $Q = m \cdot c \cdot \Delta T$ kJ (energi) →

$h = 1{,}0\ ([T - 273{,}15] - 0) = 1{,}0 \cdot (T - 273{,}15)$

h = tør lufts entalpi – (kJ/kg) (specifikk energi → einingar orka)
T = tørtermometertemperatur – (K)

Tørtermometer temperatur = den temperatur, termometret viser

90. Vanddampens fysiske egenskaber KT

Atmosfæren indeholder ud over tør luft også vanddamp, som normalt forefindes i overhedet tilstand og med lavt deltryk. Luft og vanddamp udgør en homogen, klar blanding med undtagelse af tågetilstandene.

91. Vanddampens gaskonstant → R_D KT

Vanddampens molmasse er $M \approx 18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$, og gaskonstanten bliver herefter:

$$R_D = \frac{R}{M} = \frac{8315}{18} = 461{,}9 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

92. Vanddampens specifikke volumen → v_D KT

I det for køleanlæg relevante temperaturinterval er vanddampens deltryk i luften særdeles lavt og ligger normalt ikke over 3400 Pa. Under en temperatur på +65° C kan man i praksis gå ud fra, at vanddampen forholder sig som en ideal gas, og der kan anvendes følgende formler

$$v_d = \frac{R_D T}{p_D} \longrightarrow \frac{Nm \cdot K \cdot m^2}{kg \cdot K \cdot N} \longrightarrow \frac{m^3}{kg}$$

v_d = vanddamps specifikke volumen (m^3/kg)
p_d = vanddampens tryk (N/m)
R_d = vanddampens specielle gaskonstant $\left[\frac{\text{Nm}}{\text{kgK}}\right]$
T = termodynamisk ~~temperatur~~ reikningsldi (K)

Eksempel:

For vanddamp ved +20° C udgør damptrykket 2383,5 (N/m^2) og det specifikke volumen 57,836 (m^3/kg).

Indsætter vi disse værdier i formlen ovenfor, får vi:

$$v_D = \frac{R_D \cdot T}{p_D} = \frac{461{,}9 \cdot 293{,}15}{2383{,}5} = 56{,}\cancel{78}\,81\ [m^3/kg].$$

KT 93. Vanddampens varmefylde → c_D

Varmefylden for mættet og overhedet vanddamp afviger meget lidt fra hinanden i temperaturområdet fra –70° C til +125° C. Derfor er det muligt i praksis at anvende den konstante værdi på **1,88 kJ/kgK**, uden at der opstår fejl.

KT 94. Vanddampens entalpi → h_D

Da vanddampens varmefylde ved lave tryk og temperaturer er praktisk talt ens i mættet og i overhedet tilstand, kan entalpien beregnes efter følgende formel :

$$h_d = 2501 + 1{,}88\ (T - 273{,}15)$$

h_d = entalpi for mættet eller overhedet vanddamp (kJ/kg)
T = vanddampens temperatur (K)

Eksempel:

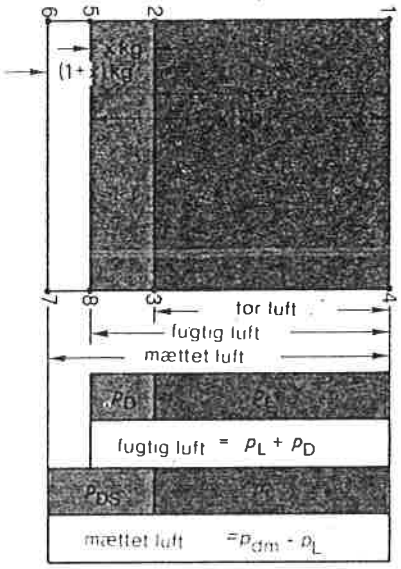
Ved en temperatur på +20° C udgør vanddampens entalpi i mættet tilstand 2540 kJ/kg. I h.t. ovenstående formel bliver:

$$h_d = 2501 + (1{,}88 \cdot 20) = 2538{,}6\ (kJ/kg)$$

KT 95. Luft-vanddamp-blandingers fysiske egenskaber

Vi kan forenkle vore psykrometriske beregninger meget, når luft-vanddamp-blandingers egenskaber foreligger. Den luft, der omgiver os, er en blanding af tør luft og vanddamp, hvis egenskaber kan fastlægges med tilstrækkelig nøjagtighed. På den ene side forholder tør luft sig tilnærmelsesvis som en ideal gas, og på den anden side kan vanddampes egenskaber beregnes eller aflæses af damptabellerne.

I følgende fig. er vanddampluftblandingen fremstillet skematisk. I den forbindelse må man være opmærksom på, at tørluft + vanddamp altid udfylder det eksisterende rumfang. Vi betragter herefter (1 + x) kg fugtig luft.



1 – 2 – 3 – 4	1 kg tør luft, som den i den fugtige luft indeholdte vanddamp sættes i forhold til
2 – 5 – 8 – 3	Vanddampmasse x i kg pr. kg tør luft
5 – 6 – 7 – 8	Vanddamp, som luften kan optage herudover ved t° C
2 – 6 – 7 – 3	Den vanddamp, der maksimalt kan optages indtil mætningstilstanden

2 – 3 → $x = 0$; 6 – 7 → $x = x_m$ (x = absolut fugtighed, x_m ved mættet luft, p_d = vanddampens partialtryk, p_{dm} ved mættet luft).

Ved den absolutte luftfugtighed x på f.eks. 12 g taler vi om 12 g vanddamp pr. kg tør luft hhv. om 1000 g tør luft + 12 g vanddamp = 1,012 (1 + x) kg fugtig luft.

Tabellerne på de næste sider viser de vigtigste tilstandsstørrelser for fugtig luft.

96. Gasblandinger

KT

→ Gichtgas (efter hæofni)

Luft er en gasblanding. Andre blandinger er naturgas, gigtgas og røggasser.

Gasser kan let og regelmæssigt blandes i ethvert forhold.

Ved undersøgelsen af en gasblanding (gasanalyse) beregnes ved hjælp af forskellige metoder de andele, for det meste volumenandele, som den enkelte gas i gasblandingen har (således består tør luft af 21 volumendele O_2 og 79 volumendele N_2, altså i alt 100%).

O_2 = ilt
N_2 = kvælstof

Da sammensætningerne af gasblandinger er forskellig, f.eks. forskellige arter af naturgas, må for enhver blanding bestemte værdier, som man har brug for ved beregningerne, kunne registreres. Hertil hører især:

Blandingens gaskonstant

De enkelte gassers tilstandsstørrelser

De enkelte gassers partialtryk

Partialtryk = testtryk

ammensætningen af de enkelte gasser med hensyn til volumen- og massedele.

Disse størrelser påvirker også de fysiske forhold i en gasblanding, som f.eks. udskillelse af fugt i form af tåge eller vand ved fugtig luft.

TABEL: Fugtig lufts tilstandsstørrelser ved 1 bar

1	2	3	4	5	6	7
Temperatur	Tor lufts massefylde	Mættet lufts massefylde	Vanddamptryk ved mættet luft (partialtryk)	Mættet lufts vandindhold	Mættet lufts entalpi	Fordampnings-respektive konden-seringsentalpi
t	ρ	ρ_s	p_{DS}	x_s	h_s	r
°C	kg/m³	kg/m³	mbar	g/kg	kJ/kg	kJ/kg
−20	1,396	1,395	1,03	0,63	−18,56	2839,5
−19	1,394	1,393	1,13	0,70	−17,39	2839,1
−18	1,385	1,384	1,25	0,77	−16,22	2839,1
−17	1,379	1,378	1,37	0,85	−15,00	2838,7
−16	1,374	1,373	1,50	0,93	−13,79	2838,7
−15	1,368	1,367	1,65	1,01	−12,61	2838,2
−14	1,363	1,362	1,81	1,11	−11,35	2837,8
−13	1,358	1,357	1,98	1,22	−10,06	2837,8
−12	1,353	1,352	2,17	1,34	− 8,76	2837,4
−11	1,348	1,347	2,37	1,46	− 7,46	2837,4
−10	1,342	1,341	2,60	1,60	− 6,08	2837,0
− 9	1,337	1,336	2,83	1,75	− 4,73	2836,6
− 8	1,332	1,331	3,10	1,91	− 3,31	2836,6
− 7	1,327	1,325	3,38	2,08	− 1,89	2836,1
− 6	1,322	1,320	3,68	2,27	− 0,42	2836,1
− 5	1,317	1,315	4,01	2,47	+ 1,09	2835,7
− 4	1,312	1,310	4,37	2,69	+ 2,68	2835,3
− 3	1,308	1,306	4,75	2,94	4,32	2835,3
− 2	1,303	1,301	5,17	3,19	5,91	2834,9
− 1	1,298	1,295	5,62	3,47	7,63	2834,9
0	1,293	1,290	6,11	3,78	9,43	2500,8
1	1,288	1,285	6,57	4,07	11,15	2498,3
2	1,284	1,281	7,05	4,37	12,91	2496,2
3	1,279	1,275	7,57	4,70	14,75	2493,7
4	1,275	1,271	8,13	5,03	16,59	2491,6
5	1,270	1,266	8,72	5,40	18,52	2489,1
6	1,265	1,261	9,35	5,79	20,53	2486,5
7	1,261	1,256	10,01	6,21	22,63	2484,4
8	1,256	1,251	10,72	6,65	24,72	2481,9
9	1,252	1,247	11,47	7,13	26,94	2479,8
10	1,248	1,242	12,27	7,63	29,20	2477,3
11	1,243	1,237	13,12	8,15	31,55	2475,2
12	1,239	1,232	14,02	8,75	34,11	2472,7
13	1,235	1,228	15,00	9,35	36,62	2470,6
14	1,230	1,223	15,97	9,97	39,22	2468,1
15	1,226	1,218	17,04	10,6	41,82	2465,9
16	1,222	1,214	18,17	11,4	44,83	2463,1
17	1,217	1,208	19,36	12,1	47,77	2460,7
18	1,213	1,204	20,62	12,9	50,70	2458,1
19	1,209	1,200	21,96	13,8	54,05	2456,0

TABEL: Fugtig lufts tilstandsstørrelser ved 1 bar

1	2	3	4	5	6	7
Temperatur	Tør lufts massefylde	Mættet lufts massefylde	Vanddamptryk ved mættet luft (partialtryk)	Mættet lufts vandindhold	Mættet lufts entalpi	Fordampnings-respektive konden-seringsentalpi
t	ρ	ρ_s	p_{DS}	x_s	h_s	r
°C	kg/m³	kg/m³	mbar	g/kg	kJ/kg	kJ/kg
20	1,205	1,195	23,37	14,7	57,82	2453,4
21	1,201	1,190	24,85	15,6	61,17	2451,0
22	1,197	1,185	26,42	16,6	64,10	2448,9
23	1,193	1,181	28,08	17,7	67,88	2446,3
24	1,189	1,176	29,82	18,8	72,07	2444,2
25	1,185	1,171	31,67	20,0	75,84	2441,7
26	1,181	1,166	33,60	21,4	80,45	2439,1
27	1,177	1,161	35,64	22,6	84,64	2437,1
28	1,173	1,156	37,78	24,0	89,25	2434,6
29	1,169	1,151	40,04	25,6	94,28	2432,5
30	1,165	1,146	42,41	27,2	99,72	2430,3
31	1,161	1,141	44,91	28,8	104,8	2427,9
32	1,157	1,136	47,53	30,6	110,2	2425,4
33	1,154	1,131	50,29	32,5	116,1	2422,9
34	1,150	1,126	53,18	34,4	122,3	2420,1
35	1,146	1,121	56,22	36,6	129,1	2418,3
36	1,142	1,116	59,40	38,8	135,8	2415,8
37	1,139	1,111	62,74	41,1	142,5	2413,7
38	1,135	1,107	66,24	34,5	149,6	2411,2
39	1,132	1,102	69,91	46,0	157,5	2408,7
40	1,128	1,097	73,75	48,8	165,9	2406,2
41	1,124	1,091	77,77	51,7	174,3	2403,6
42	1,121	1,086	81,98	54,8	183,1	2401,1
43	1,117	1,081	86,39	58,0	192,3	2398,6
44	1,114	1,076	91,00	61,3	202,4	2396,5
45	1,110	1,070	95,82	65,0	212,9	2394,0
46	1,107	1,065	100,85	68,9	223,7	2391,9
47	1,103	1,059	106,12	72,8	235,5	2389,4
48	1,100	1,054	111,62	77,0	247,2	2386,9
49	1,096	1,048	117,36	81,5	260,2	2384,8
50	1,093	1,043	123,35	86,2	273,6	2382,2
55	1,076	1,013	157,41	114,0	352,4	2370,1
60	1,060	0,981	199,17	152,0	457,0	2358,0
65	1,044	0,946	250,1	204,0	599,0	2345,4
70	1,029	0,909	311,6	276,0	796,0	2333,3
75	1,014	0,868	385,5	382,0	1081,0	2320,7
80	1,000	0,823	473,6	545,0	1521,0	2308,2
85	0,986	0,773	578,0	828,0	2284,0	2295,6
90	0,973	0,718	701,1	1400,0	3821,0	2282,6
95	0,959	0,656	845,2	3120,0	843,4	2269,7
100	0,947	0,589	1013,0	–	–	2258,0

KT 97. De enkelte gasser i gasblandingen

Leder vi samtidig eller efter hinanden forskellige gasser ind i en beholder, udfylder hver enkelt gasart det eksisterende **samlede rumfang.**

Eksempel: Udbredelse af cigaretrøg i et lokale.

Den enkelte gasart har desuden meget hurtigt antaget hele blandingens temperatur.

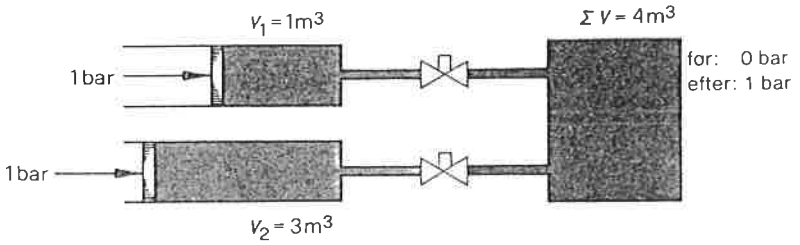
Derimod er de **tryk,** som den enkelte gasart er underkastet i blandingen, ikke lig med blandingens samlede tryk.

Den enkelte gasart er underkastet sit partialtryk; partialtrykkene summeres til det samlede tryk.

I første omgang er det sikkert svært at forestille sig, at ilt i gasblandingen tør luft, der består af 23 masse-% O_2 og 77 masse-% N_2, er underkastet et tryk på 0,23 bar og kvælstof et tryk på 0,77 bar, når lufttrykket er 1 bar.

Denne forestilling kan vi imidlertid anskueliggøre gennem det i nedenstående fig. skitserede forsøg.

Gasblanding



Cylindrene 1 og 2 med volumen V_1 = 1 m³ og volumen V_2 = 3 m³ og hver under et tryk på 1 bar indeholder to forskellige gasser med de specielle gaskonstanter R_1 og R_2.

Der er tilsluttet en til $p = 0$ bar evakueret beholder med $V = 4$ m³. Efter at ventil 1 er åbnet, strømmer gas 1 ind i det eksisterende rum og udfylder dette fuldstændigt.

Er temperaturen ens før og efter, falder trykket i gas 1 i forhold til volumenforøgelsen i h.t.

$$p_1 \cdot V_1 = p \cdot V \text{ til } p = \frac{V_1}{V} \cdot p_1 = \frac{1}{4} \cdot 1 = 0{,}25 \text{ bar.}$$

Herefter åbnes ventil 2. Nu indtager gas 2 ligeledes det samlede volumen.

Dens tryk falder samtidig til ¾ · 1 = 0,75 bar.

Det samlede tryk er $p = 0{,}25 + 0{,}75 = 1{,}0$ bar.

Beholdervolumen = 4 m³

Temperatur og tryk
på begge gasser
som før adskillelsen
men efter blandingen

Opdeling af en gasblanding i volumenandele

98. *Daltons* lov

KT

Dalton John
eng. naturvidenskabsmand
1766-1844

Efter det netop behandlede falder det os let at forstå *Daltons* lov. Ifølge denne lov udøver ethvert stof i en ideal gasblanding samme tryk ved den aktuelle temperatur, som når toffet alene ville udfylde det rum, gasblandingen kræver. Partialtrykkene er altså uafnængige af hinanden. Blandingens samlede tryk er lig med summen af partialtrykkene, og blandingens volumen er lig det volumen, som ethvert stof ville kræve ved sit partialtryk. Blandingens entalpi er lig med summen af alle stoffers entalpi. Lufttrykket er lig med det samlede tryk p. Dette samlede tryk er summen af alle partialtryk for de stoffer, der udgør blandingen, hovedsagelig iltens, kvælstoffets (tør luft) og vanddampens partialtryk.

$$p = p_l + p_d$$

$$p = \text{lufttryk} \left[\frac{N}{m^2}\right]$$

p_l = luftens partialtryk (Pa eller bar)

p_d = vanddampens partialtryk (Pa eller bar)

99. Mættede og overhedede luft-vanddamp-blandinger

KT

En blanding af tør luft og mættet vanddamp betegnes ofte som »mættet«. Denne betegnelse stemmer ikke, for i virkeligheden er kun vanddampen mættet. Men da betegnelsen »mættet luft« bruges i køleteknikken, anvendes den også her med forbehold af ovenfor sagte. Da tør luft og vanddamp fylder samme rum, kunne vi gennemføre beregningerne under særlig hensyntagen til begge bestanddele. Kendskabet til blandingens egenskaber tillader dog at udføre beregningerne på en mere enkel måde.

De egenskaber, der er fælles for en luft-vanddamp-blanding er tørtermometertemperaturen og volumenet.

Den maksimale mængde vanddamp, som kan være indeholdt i et givet volumen, afhænger af tørtermometertemperaturen.

I mætningstilstanden er vanddampens partialtryk lig med det maksimale tryk ved en given temperatur. Tilfører vi en cylinder, som indeholder mættet vanddamp, ekstra vanddamp ved konstant temperatur, udskilles vanddampen eller kondenserer. Vandet sætter sig på bunden af cylinderen eller bliver tilbage i blandingen i form af fine små dråber (tåge).

Indeholdt cylinderen ikke mættet, men overhedet vanddamp, kunne vi tilføre en vis mængde vanddamp, uden at den ville kondensere.

Bortleder vi varmeenergi fra overhedet vanddamp, falder temperaturen, så længe dampen bliver ved med at være overhedet. Bortledes der varmeenergi fra dampen, til den er mættet, forårsager ethvert yderligere entalpifald en kondensering.

KT 100. Dugpunktet

Af det foregående har vi lært, at vanddampen går fra overhedet til mættet tilstand, når vi afkøler en luft-vanddamp-blanding ved konstant tryk, og at den kondenserer ved yderligere afkøling. Dugpunktet er altså den temperatur, vi må afkøle fugtig luft til, før den er fuldstændig mættet, eller sagt på en anden måde den temperatur, hvor udskillelsen af vanddamp-kondenseringen begynder, når man kommer under den. Da nu mætningstemperaturen alene afhænger af trykket, er dugpunkttemperaturen lig med den temperatur, der svarer til partialtrykket af den i blandingen indeholdte vanddamp.

Den absolutte fugtighed, som vi senere vil behandle, afhænger ligeledes af dugpunktet for fugtig luft.

Overhedet vanddamps temperatur er højere end den mætningstemperatur, der svarer til vanddampens partialtryk. Da nu temperaturen for luft og vanddamp er den samme for en given blanding, må denne blandings tørtermometertemperatur være højere end dens dugpunkt. På den anden side har tørtermometertemperaturen og dugpunkttemperaturen samme værdi, når luften er mættet, da vanddampens mætningstemperatur i denne tilstand er lig med blandingens tørtermometertemperatur.

KT 101. Absolut fugtighed

Absolut fugtighed = luftens faktiske vandindhold

Den absolutte fugtighed angiver massen af det i blandingen indeholdte vand i kg eller g/kg tør luft. Den kan beregnes ved hjælp af ligningen for ideale gasser.

Et kg tør lufts specifikke volumen i (m^3/kg) ved et partialtryk på $p_l = p - p_d$ er:

$$v_L = \frac{M_L \, R_L \, T}{p - p_{dm}} = \frac{1 \cdot 287 \cdot T}{p - p_{dm}}$$

I den forbindelse er p_{dm} = vanddampens partialtryk ved dugpunktet i $\left[\frac{N}{m^2}\right.$ hhv. mbar.$\left.\right]$

Hvert kg luft indeholder x kg vanddamp, som fylder samme rum:

$$v_L = \frac{x \cdot R_D \cdot T}{p_{dm}} = \frac{x \cdot 461{,}9 \cdot T}{p_{dm}} \rightarrow \frac{x \cdot R_D \cdot T}{p_{dm}} = \frac{R_L \cdot T}{p - p_{dm}}$$

Heraf følger:

$$x = \frac{R_L \cdot p_{dm}}{R_D \cdot p - p_{dm}} = \frac{287{,}9 \cdot p_{dm}}{461{,}9 \cdot p - p_{dm}}$$

$$= \frac{0{,}622 \cdot p_{dm}}{p - p_{dm}}$$

x = absolut fugtighed, kg/kg tør luft

p_{dm} = vanddampens partialtryk ved dugpunkttemperatur $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

p = lufttryk $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

Den absolutte fugtighed for en luft-vanddamp-blanding i mætningstilstanden kan beregnes ved hjælp af følgende formel:

$$x_m = 0{,}621 \cdot \frac{p_{wf}}{p - p_{wf}}$$

x_m = mættet lufts absolutte fugtighed, (kg/kg) tør luft

p_{df} = vanddampens partialtryk ved vådtermometertemperatur $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

p = lufttryk $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

102. Den relative fugtighed og mætningsforholdet

KT

Den relative luftfugtighed er forholdet mellem vanddampens partialtryk og vanddampens mætningstryk relateret til den givne tørtermometertemperatur.

$$\varphi = \frac{p_D}{p_{dm}} \cdot 100 \qquad [\%]$$

φ = relativ fugtighed

p_{dm} = vanddampens partialtryk ved dugpunkttemperatur $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

Den kan også defineres på følgende måde:

$$\varphi = \frac{\rho_D}{\rho_{dm}} \cdot 100 \quad [\%]$$

ρ_{dm} = Vanddampens massefylde ved dugpunkttemperaturen i (kg/m³)

ρ_d = Vanddampens massefylde ved den givne tørtermometertemperatur (kg/m³)

Denne formel gælder kun for lave partialtryk, hvor vanddampen forholder sig som en ideal gas. Allerede over + 50° C ville fejlen være for stor.

Mætningsforholdet eller mætningsgraden defineres som forholdet mellem den til lufttilstanden svarende absolutte fugtighed og den absolutte fugtighed ved mætning:

$$\varphi = \frac{x}{x_m} \cdot 100 \quad [\%]$$

x = Absolut fugtighed i kg/kg tør luft

x_m = Den ved en given tørtermometertemperatur mættede lufts absolutte fugtighed, kg/kg tør luft.

Differensen mellem relativ fugtighed og mætningsgrad er lille for normaltilstande og kan normalt lades ude af betragtning.

KT 103. Vanddampens massefylde

Vanddampens massefylde angiver vanddampens masse i kg/m³.

Eksempel: Luft-vanddamp-blandingens tilstand + 27° C t_r relativ fugtighed 50%

Givet: Tryk: Normalt lufttryk 101325 Pa

Partialtryk = deltryk

Søges:
a) Vanddampens partialtryk p_d
b) Luftens dugpunkttemperatur t_{dugp}
c) Absolut fugtighed x
d) Vanddampens massefylde ρ_d

Løsning:
a) Den ved +27° C mættede vanddamps tryk udgør p_{dm} = 35,64 mbar = 3564 Pa

Ved 50% relativ fugtighed er trykket:

$$p_D = \varphi \cdot p_{DS} \frac{50 \cdot 3564}{100} = 1782 \text{ Pa} = 17{,}82 \text{ mbar}$$

b) Som det ses ved damptabellen, svarer trykket på 17,82 mbar til en mætningstemperatur på +17,5° C eller t_{dugp} = +15,7° C.

c) Da vanddampens normale lufttryk såvel som deltrykket er kendt, kan den absolutte fugtighed beregnes:

$$x = 0{,}622 \cdot \frac{p_{DS}}{p - p_{DS}}$$

$$x = 0{,}622 \cdot \frac{1782}{101325 - 1782} = 0{,}01113 \text{ kg/kg tør luft}$$

$$= 11{,}13 \text{ g/kg tør luft}$$

d) Da vanddampens partialtryk er kendt, kan dens massefylde beregnes på følgende måde:

$$\frac{p_D}{\rho_D} = R_D\, T$$

$$\rho_D = \frac{p_D}{R_D\, T} = \frac{1782}{461{,}9\,(273 + 27)} = 1{,}285 \cdot 10^{-2} \text{ kg/m}^3$$

104. Det specifikke volumen

KT

En luft-vanddamp-blandings specifikke volumen er en meget nyttig størrelse ved køletekniske beregninger. I h.t. *Daltons* lov er en gasblandings volumen lig med hvert enkelt gas-volumen ved det tilsvarende partialtryk, d.v.s. hver gas forholder sig, som om den alene udfylder hele rummet. Dette skal vises i følgende eksempel: →98.

Givet: Lufttilstand +27° C $t_{tør}$ 50% relativ fugtighed. Normalt lufttryk 101325 Pa

Søges: Luft-vanddamp-blandingens specifikke volumen

Løsning: Vanddampens partialtryk er som i det forudgående eksempel:

$0{,}5 \cdot 3564 = 1782$ Pa

Den tørre lufts partialtryk er følgelig:

$101325 - 1782 = 99543$ Pa

Luft-vanddamp-blandingens specifikke volumen kan nu beregnes i overensstemmelse med *Daltons* lov, idet vi lader beregningen gå enten på tør luft eller vanddamp.

Med luften som referencestørrelse:

$$v_L = \frac{M_L\, R_L\, T}{p_L} = \frac{1 \cdot 287 \cdot (273 + 27)}{99543} = 0{,}864 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

Med vanddamp som referencestørrelse:

$$v_d = \frac{x R_D\, T}{p_D} = \frac{11{,}13 \cdot 10^{-3} \cdot 461{,}9 \cdot (273 + 27)}{1782} = 0{,}864 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

x = $11{,}13 \cdot 10^{-3}$ kg/kg tørluft er luftens absolutte fugtighed ved $t = +27°$ C og 50% relativ fugtighed, der blev beregnet i det foregående eksempel.

KT 105. Isentropisk mætning

Isentrop = adiabat = uden tilførsel eller bortledning af Q

Som vi allerede ved fra tidligere, betegner vi en tilstandsændring som isentropisk, når der hverken tilføres eller bortledes varmeenergi, og varmeudvekslingen kun finder sted i forbindelse med processen. En sådan tilstandsændring foreligger f.eks., når den ved varmeenergi-og vandudveksling mellem luft og vand til fordampningen nødvendige varmeenergi udelukkende kommer fra luften.

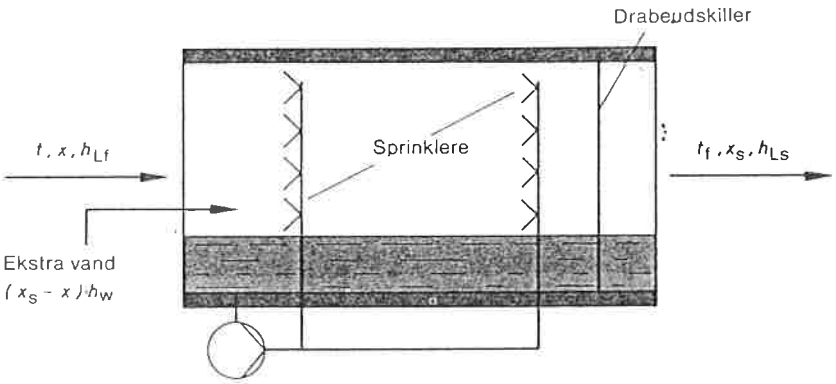


Fig. viser et sprinklerkammer, der er godt varmeisoleret. Luften, der føres gennem dette kammer, kommer i berøring med sprinklervandet. Den gennem pumpen tilførte varmeenergi kan lades ude af betragtning. Den umættede lufts tilstand ved vaskerindgangen er givet ved tørtermometertemperaturen t og den absolutte fugtighed x. Til denne lufttilstand svarer entalpien h.

Forsøg har vist, at der fordamper en tilstrækkelig vandmængde til næsten at mætte luften. Der kræves en ekstra vandmængde på $(x_m - x)$ med en temperatur på t_f til at erstatte det fordampede vand.

Da tilstandsændringen er isentropisk, kan vi iagttage følgende:

1. Afgangstemperaturen t_f er lavere end tilgangstemperaturen t, hvad der kan forklares med, at den til fordampningen nødvendige varmeenergi kom fra luften. Der har altså fundet en sensibel varmeenergiudveksling sted mellem luft og vand.
2. Den absolutte fugtighed x_m ved vaskerafgangen er større end den absolutte fugtighed x ved vaskertilgangen. Der skal altså tilføres en vandmængde på $(x_m - x)$, for at processen kan fortsætte uden afbrydelse.
3. Entalpien for den udstrømmende luft er ikke lig entalpien for den indstrømmende luft, da der jo tilføres en ekstra vandmængde på $(x_m - x)$ med en temperatur på t_f og altså en entalpi på h_d. Stigningen i entalpien udgør altså $(x_m - x) \cdot h_d$.

Lader vi den potentielle og kinetiske energi, som i dette tilfælde er meget lille, ude af betragtning, kan vi fremstille varmebalancen for tilstandsændringen på følgende måde:

$$h_{Lf} + (x_s - x)\, h_{Df} = h_{LS}$$

Hvor:

$$h_{Lf} = h_L + x_{nD}$$

og:

$$h_{LSf} = h_{Lf} + x_s h_{Df}$$

eller:

$$h_{Lf} - x_{hDf} = h_{LSf} - x_{shDf}$$

For en given vådtermometertemperatur t_f har højre side af ligningen en helt bestemt værdi, idet

1. den mættede lufts entalpi h_{lfm}
2. den mættede lufts absolutte fugtighed x_m
3. vands entalpi h_{df}

har en ganske bestemt værdi.

Vådtermometer-temperatur = temperatur på det våde termometer

Deraf følger, at højre side af ligningen har en ganske bestemt værdi for en given vådtermometertemperatur t_f.

Betegner vi differensen mellem entalpien for den ved vådtermometertemperatur t_f mættede luft og entalpien for vanddampen ved samme temperatur med $\sum$, kan vi skrive:

$$\sum = h_{LSf} - x_s \cdot h_{Df}$$

Der er altså uendelig mange luft-vanddamp-blandinger, som har samme værdi for $\sum$ og altså forlader den isentropiske mætningstilstand ved samme temperatur. Det kan lige så godt dreje sig om tør luft, ved hvis temperatur $h_l = h_{lm}$, som om vådtermometertemperatur mættet luft, hvis absolutte fugtighed er lig med x_m.

Heraf kan vi slutte, at alle luft-vanddamp-blandinger, som har samme $\sum$-værdi, også opviser samme isentropiske mætningstemperatur.

106. Vådtermometertemperatur

KT

Lader vi en luftvolumenstrøm med en hastighed på 2,5 til 10 m/s strømme forbi et termometer, hvis føler er viklet ind i fugtig gaze, kan vi med stor tilnærmelse bestemme vådtermometertemperaturen. Det tynde vandlag, der befinder sig på føleren, fordamper og mætter således luften om føleren uden at tilføre varmeenergi fra omgivelserne. Den således målte temperatur svarer til vådtermometer- eller isentropisk mætningstemperatur. Som følge af påvirkning af stråling, konvektion, ledning og diffusion afviger den på et vådtermometer viste temperatur kun lidt fra den faktiske isentropiske mætningstemperatur.

→ 72.4 **Diffusion = udbredelse af molekylerne som følge af varmeforskel**

Den af stråling betingede afvigelse opstår, når et vådtermometer benyttes i et rum, hvis vægge har en temperatur, der næsten svarer til tørtermometertemperaturen. Da vådtermometrets temperatur ligger under tørtermometertemperaturen, optager temperaturføleren varmeenergi som følge af stråling fra væggene. I et sådant tilfælde ville den målte vådtermometertemperatur være højere end den faktiske vådtermometertemperatur. Varmeenergiledning langs med termometerglasset resulterer i en højere vådtermometertemperatur-visning. Denne påvirkning kan reduceres ved, at man trækker den fugtige gaze langt op over stammen af termometret.

Den gennem praksis bekræftede erfaring viser, at det tynde lag af mættet luft, som omgiver temperaturføleren, er udsat for diffusions- og konvektionspåvirkninger.

Afskærmer vi derimod temperaturføleren mod stråling og reducerer vi den af konvektion betingede varmeenergiudveksling, viser det sig, at der opstår en negativ afvigelse som følge af difussion af den vanddamp, der omgiver føleren.

De ovenfor nævnte påvirkninger medfører en kompleks afvigelse mellem den målte og faktiske vådtermometertemperatur. Den afvigelse, som fremkommer ved brugen af et ubeskyttet termometer, kan lades ude af betragtning, forudsat at den over føleren strømmende luftvolumenstrøm har en hastighed på 2,5 til10 m/s. I praksis går vi derfor ud fra den antagelse, at den målte vådtermometertemperatur svarer til den isentropiske mætningstemperatur. Ved at antage dette opstår der ingen væsentlige fejl ved anvendelsen af ovenstående formel, som også kan ændres på følgende måde:

$$\sum = h_l + (x \cdot h_d - x \cdot h_{df})$$

I denne formel sættes h_l og h_d i relation til tørtermometertemperaturen, mens h_{df} bestemmes af vådtermometertemperaturen.

KT 107. Den isentropiske mætningstemperatur

Ligningen:

$$h_{lm} = h_{lf} + (x_m - x)\, h_{df}$$

som viser varmeenergibalancen for en isentropisk mætningsproces, gør det muligt at udtrykke en luft-vanddamp-blandings absolutte fugtighed som funktion af dens tørtermometer- og vådtermometertemperaturer.

$$h_l + x \cdot h_d + (x_m - x)\, h_{df} = h_{lf} + x_m \cdot h_{df}$$

$$c_{pl} \cdot T + x \cdot h_d + (x_m - x)\, h_{df} = c_{pl} \cdot T_f + x_m \cdot h_{df}$$

$$x = \frac{x_m\,(h_{df} - h_d) - c_{pl}\,(T - T_f)}{(h_d - h_{df})}$$

Denne ligning kan benyttes til konstruktion af kurver for konstante vådtermometertemperaturer i h-x-diagrammet.

Sammenholdning af $\sum$-funktion og entalpi i mætningstilstanden

Med henblik på at sammenholde $\sum$-funktionen og entalpien i mætningstilstanden refererer vi igen til den isentropiske mætningsproces. Som vi allerede ved, definerer formlen

$$\sum = h_{lf} - x h_{df} = h_{lfm} - x_m\, h_{df}$$

den såkaldte $\sum$-funktion.

$\sum$ kan kun have en ganske bestemt værdi for en given mætningstemperatur. Det første led i ligningen refererer til umættede luft-vanddamp-blandinger og udgør en fortløbende tilstandslinie, begyndende ved tør luft med enentalpi h_l, som er lig $\sum$, frem til mættet luft med en entalpi på h_{lfm} og en absolut fugtighed på x_m. Alle luft-vanddamp-blandinger med entalpier og absolutte fugtigheder, som giver samme $\sum$-værdi, forlader luftvaskeren eller mætningsenheden med samme temperatur og har samme isentropiske mætningstemperatur eller, hvad der i dette tilfælde er ensbetydende, samme fugtighedstemperatur.

Luftens entalpi ved vaskertilgangen er dog ikke lig med entalpien for den mættede luft ved vaskerafgangen. Det vil altså sige, at entalpien for den umættede luft ved en given vådtermometertemperatur ikke er lig med entalpien for den mættede luft ved samme temperatur. Differensen er lig med entalpien for det ekstra vand:

Vasker = f.eks. vandluft-befugter

$$h_{lf} - h_{lfm} = (x - x_m)\, h_{df} = a$$

Denne differens betegnes som entalpiafvigelse. Summen af entalpien i mætningstilstanden og afvigelsen er lig med entalpien for den umættede luft ved samme vådtermometertemperatur.

Eksistensen af denne entalpiafvigelse har givet anledning til forskellige kontroverser.

Nogle anvender entalpien for luft i mætningstilstanden, relateret til den tilsvarende vådtermometertemperatur uden korrektion. Andre anvender $\sum$-værdien og indfører en tilsvarende korrektion for vands entalpi, når den ønskede nøjagtighed i beregningerne kræver dette. De, der anvender entalpien i mætningstilstanden, må være klar over, at deres beregning indeholder en principiel fejl, såfremt der ikke tages hensyn til afvigelsen. For dem, der bruger $\sum$-værdien, er det vanskeligt at anvende funktionen på andet end isentropiske mætningsprocesser, som funktionen principielt refererer til. En af de største vanskeligheder, der opstår ved anvendelsen af $\sum$-funktionen, er den kendsgerning, at $\sum$ ved 0° C og lavere temperaturer kan have to forskellige værdier, alt efter om man regner med dampen i fast eller flydende tilstand og således med isens eller vandets damptryk. Vanskeligheden består hovedsagelig i at tage højde for entalpiafvigelsen i *h, x*-diagrammet. Dette problem har man kunnet løse ved at indføre kurven for konstant entalpiafvigelse i diagrammet. Ved hjælp af disse kurver kan man bestemme den nøjagtige entalpi for den umættede luft.

108. Den praktiske anvendelse af *h, x*-diagrammet i køleteknikken

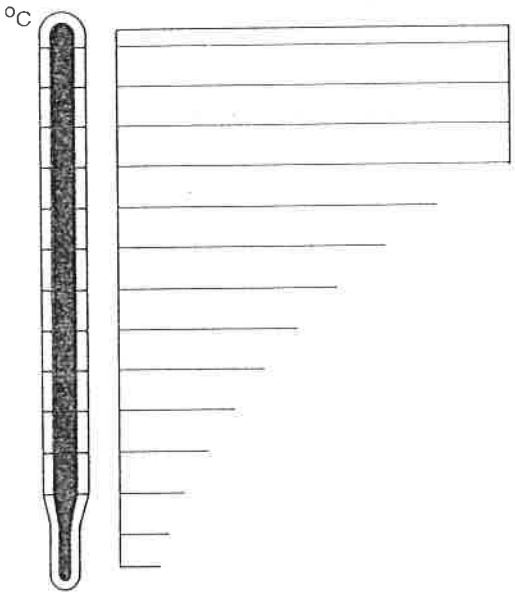
KT

Vi har nu set, hvorledes luft-vanddamp-blandingens vigtigste egenskaber kan beregnes.

Disse metoder er vigtige for at kunne forstå psykrometriens grundlæggende forhold såvel som beregningen af luft-vanddamp-blandingens egenskaber ved lufttryk, der afviger fra det normale lufttryk. Endvidere giver de mulighed for bedre at kunne forstå *h, x*-diagrammet.

Selvfølgelig er *h, x*-diagrammet det gængse hjælpemiddel ved bestemmelse af fugtig lufts egenskaber ved normalt lufttryk, og det muliggør også grafisk fremstilling af psykrometriske processer.

Vi indarbejder den for konstruktøren af køleanlæg nødvendige praktiske anvendelse af *h, x*-diagrammet, idet vi i fællesskab udarbejder et sådant. Vi anvender hertil sådanne diagrammer, som vi også senere møder i praksis.



For at kunne udarbejde dette diagram er det hensigtsmæssigt at begynde med temperaturen målt på det tørre termometer, som viser den normale rumtemperatur.

Til det formål afsætter vi simpelthen termometerskalaen.

Den horisontale inddeling sker nu i overensstemmelse med den vanddampmængde, som er blandet i hvert kg tør luft.

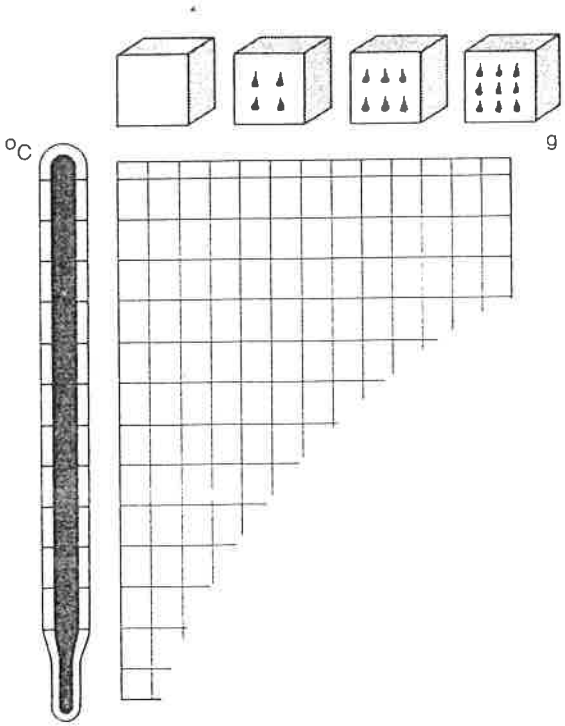
Denne skala viser vanddampmængden i g/kg tør luft ved normalt lufttryk.

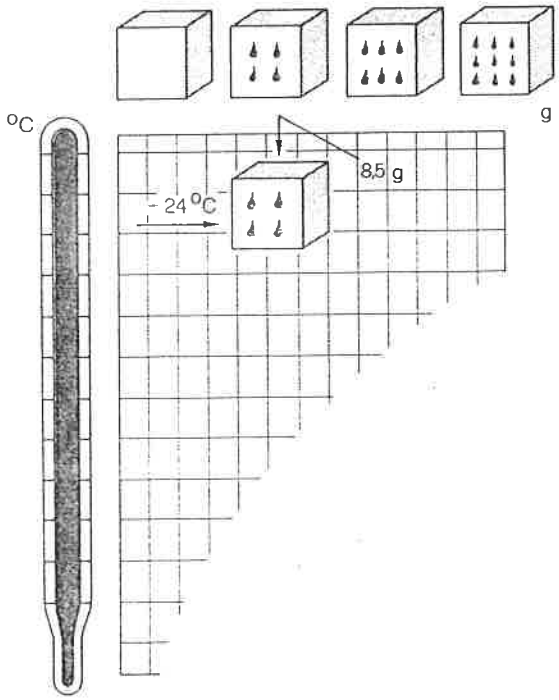
Dette forhold kalder vi også den absolutte fugtighed.

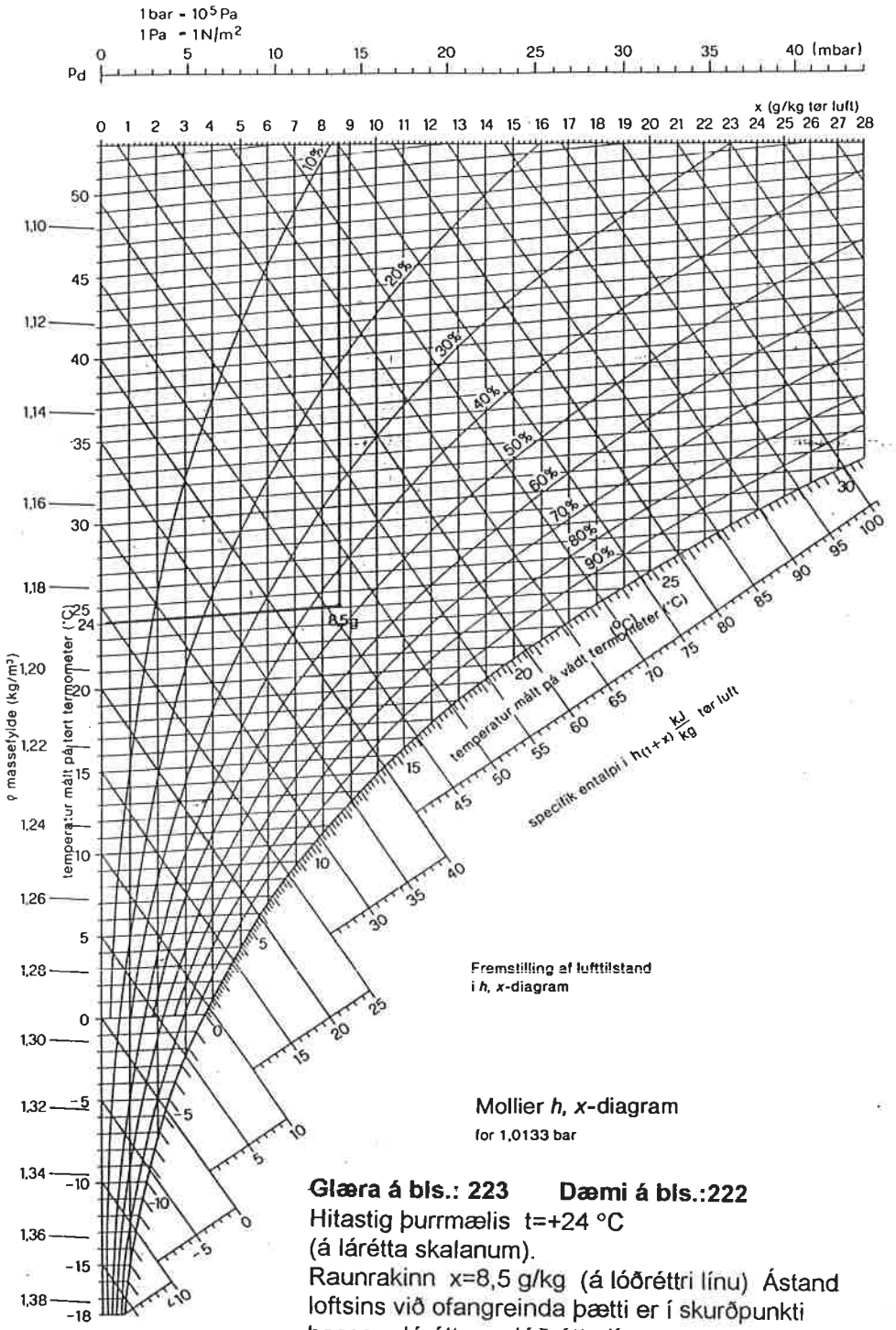
Nu er det ret enkelt at finde en eller anden lufttilstand, som vi har brug for til vort formål, i dette diagram. Således finder vi f.eks. følgende lufttilstand:

Temperaturen på det tørre termometer $t = +24°$ C på den horisontale og vandindholdet $x = 8{,}5$ g/kg på den vertikale linie i diagrammet.

Lufttilstanden for $t = +24°$ C og $x = 8{,}5$ g/kg er i skæringspunktet for disse to linier.



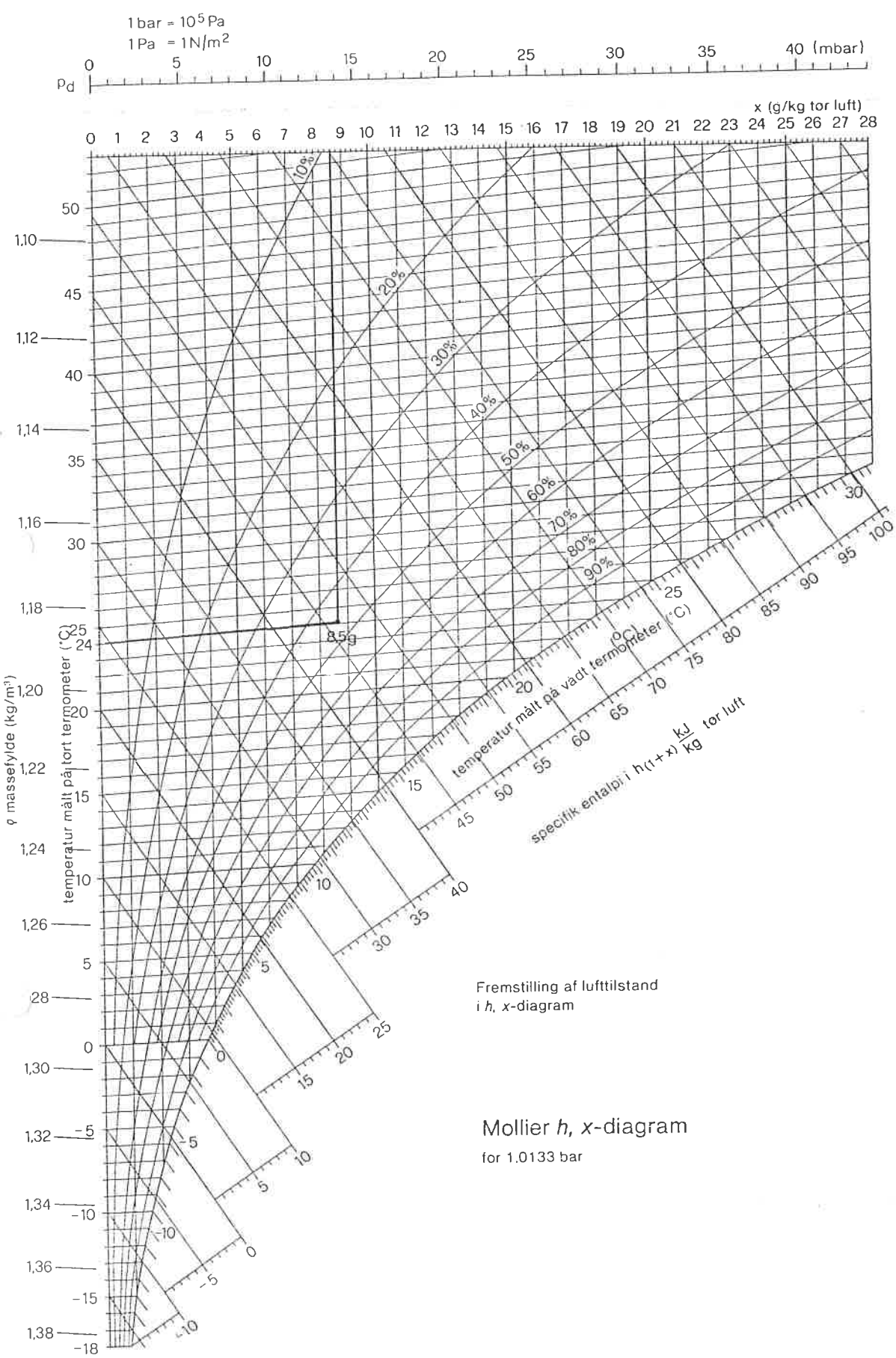




Fremstilling af lufttilstand i *h, x*-diagram

Mollier *h, x*-diagram
for 1,0133 bar

Glæra á bls.: 223 **Dæmi á bls.:222**
Hitastig þurrmælis t=+24 °C
(á láréttu skalanum).
Raunrakinn x=8,5 g/kg (á lóðréttri línu) Ástand loftsins við ofangreinda þætti er í skurðpunkti þessara láréttu og lóðréttu lína.



Fremstilling af lufttilstand
i *h*, *x*-diagram

Mollier *h*, *x*-diagram

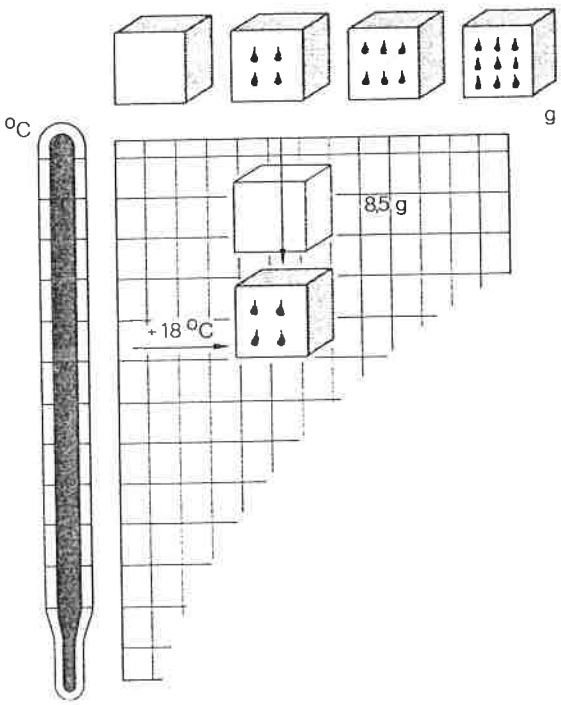
for 1.0133 bar

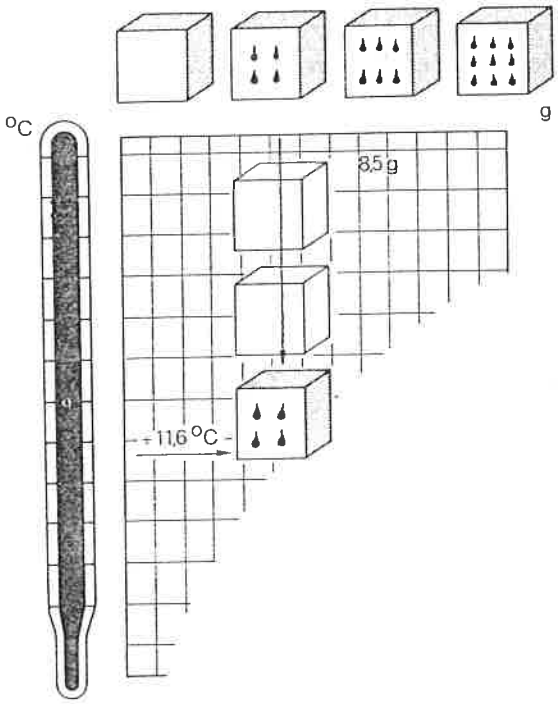
Lad os nu antage,at vi afkøler denne luft. Hvad sker der så?

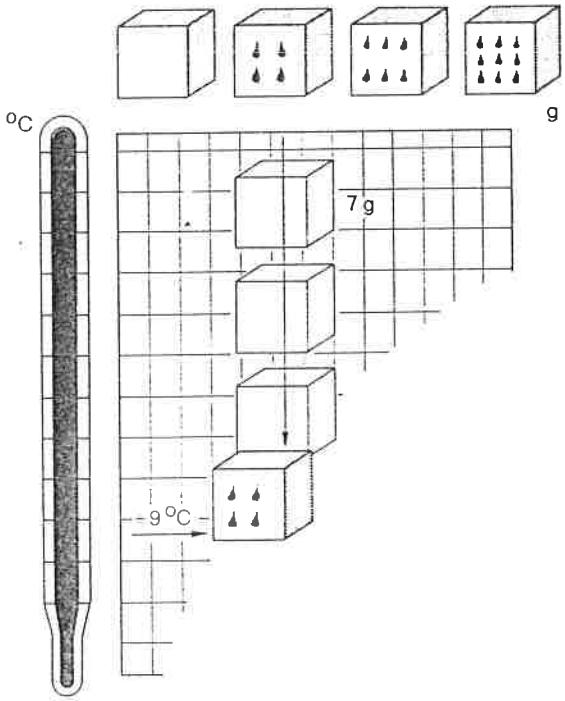
I første omgang reduceres kun temperaturen målt på det tørre termometer.

Luftens vanddampindhold ændres ikke, før luften har nået det højeste punkt for optagelse af fugtighed. Vi siger, at luften er mættet.

Det punkt, hvor dette er tilfældet, betegner vi som dugpunktet.





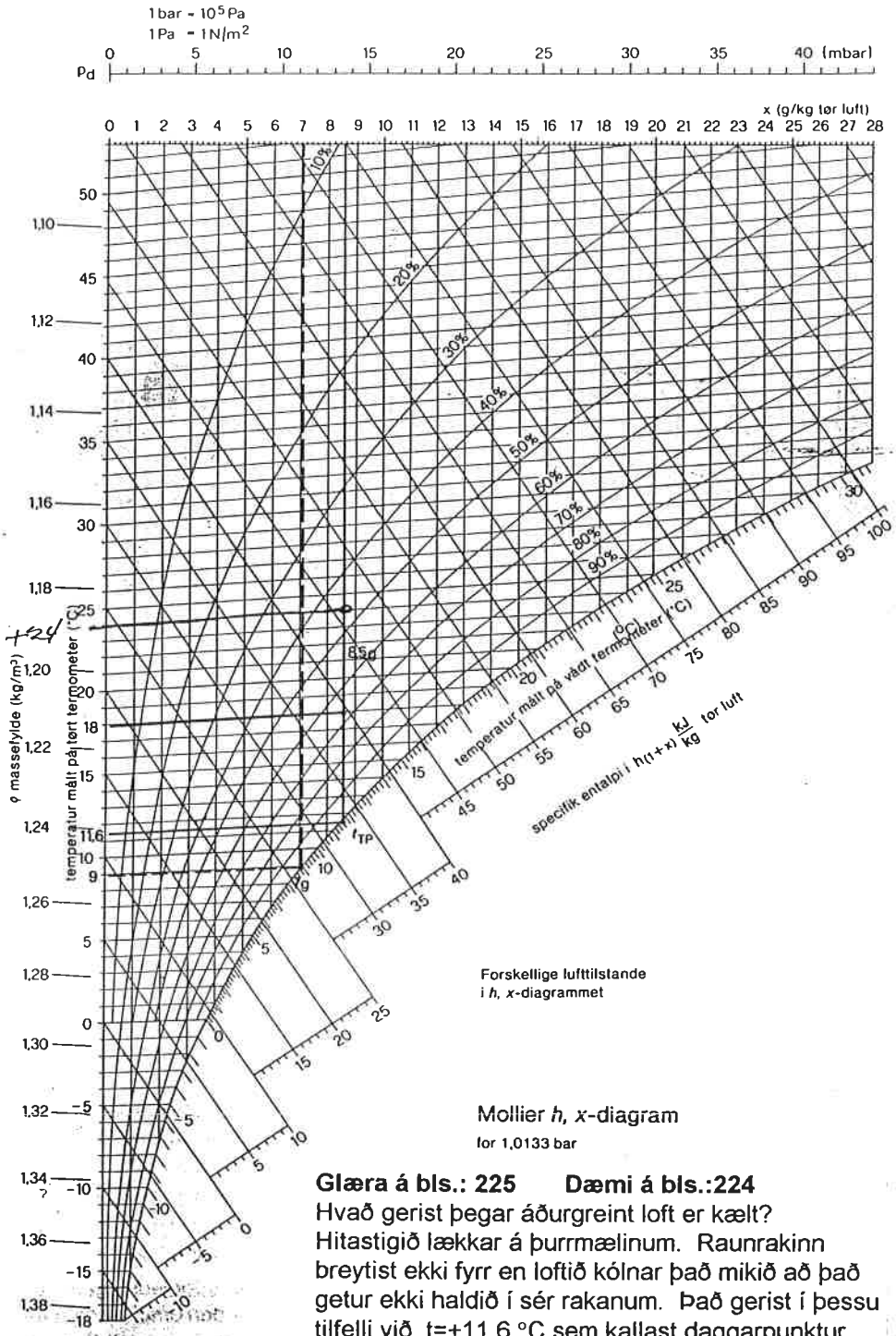


I vort eksempel indtræder det tilfælde ved $t_{dugp} = +12°$ C. Ved at afkøle luften yderligere kondenseres en del af vanddampen, da luften jo kun kan optage x = 8,5 g/kg vanddamp ved t_{dugp} +12° C.

Reducerer vi temperaturen yderligere, f.eks. til $t_{dugp} = +9°$ C, kan der kun blive 7 g/kg vanddamp tilbage i luften.

Der udskilles og kondenseres altså x = 8,5 g/kg – x = 7 g/kg = dx = 1,5 g/kg vanddamp fra luften.

Reducerer vi temperaturen yderligere, f.eks. til $t_{dugp} = +5°$ C, kondenseres yderligere 1,5 g/kg vanddamp. For så kan der jo kun være x = 5,5 g/kg vanddamp i luften.

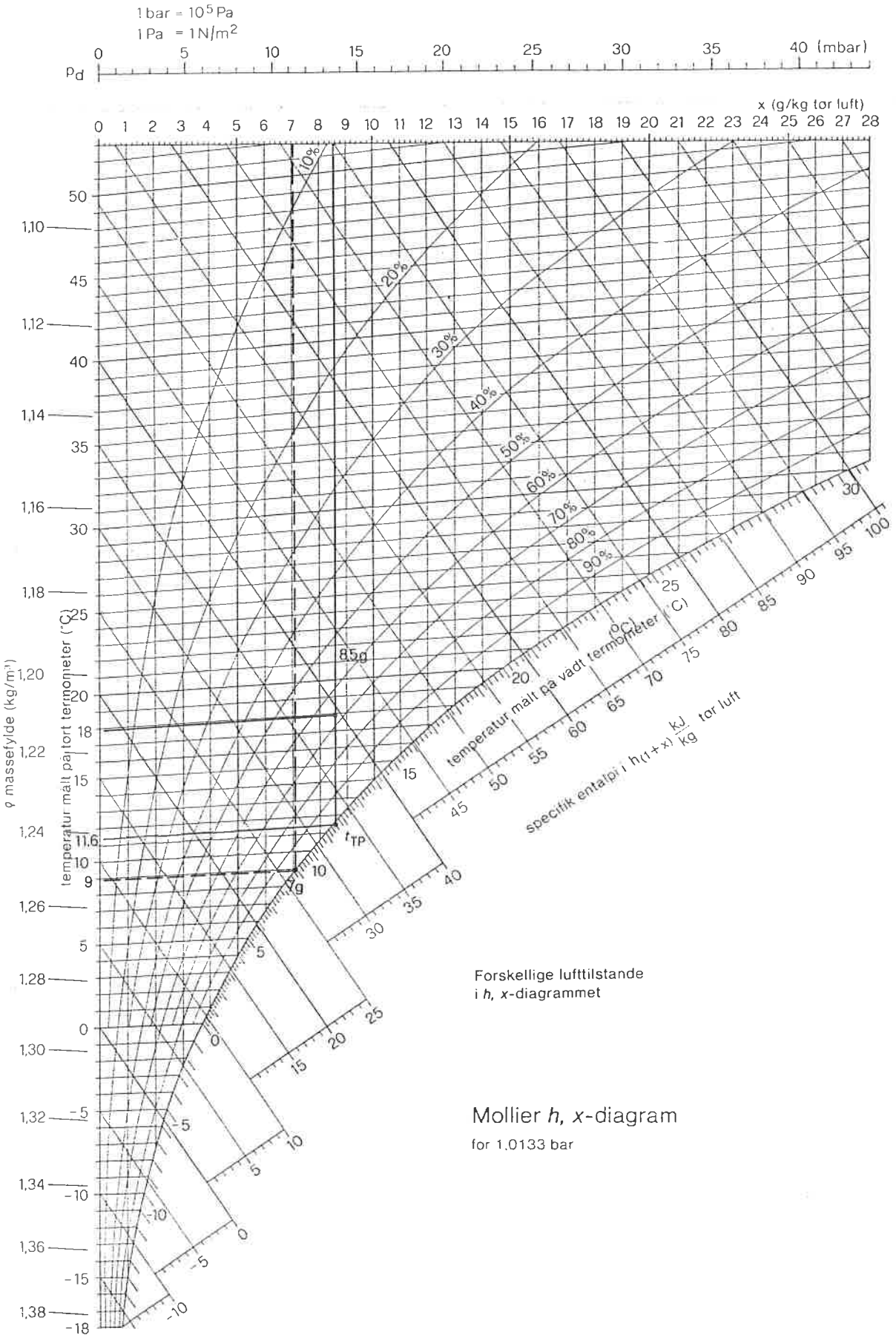


Forskellige lufttilstande i *h*, *x*-diagrammet

Mollier *h*, *x*-diagram
for 1,0133 bar

Glæra á bls.: 225 **Dæmi á bls.:224**

Hvað gerist þegar áðurgreint loft er kælt? Hitastigið lækkar á þurrmælinum. Raunrakinn breytist ekki fyrr en loftið kólnar það mikið að það getur ekki haldið í sér rakanum. Það gerist í þessu tilfelli við t=+11,6 °C sem kallast daggarpunktur táknað t_{TP} eða t_{dp} Ef loftið er nú kælt enn meir, fellur rakinn út (kondenserast). Gerum ráð fyrir að hitastigiæ falli niður í t=+9 °C getur loftið aðeins haldið í sér x=7g/kg (af vatnseim í þurru lofti) Þannig falla út (kondenserast) 8,5 - 7 = 1,5 g/kg af vatnseim úr loftinu. Falli nú þurrmælishitastigið enn frekar, t.d. niður í t=+5 °C Þéttist 1,5 g/kg í viðbót, því loftið getur aðein haldið í sér x=5,5 g/kg. Í loftinu er vatnseimurinn þurrmettaður þegar daggarpunkti hans er náð (t=+11,6 °C, t=+9 °C og t=+5 °C) Talað erum að hlutfallslegi raki loftsins sé 100% Þessi lína sem tengir saman alla daggarpunkta línuritsins, kallast mettunatlínan, og er sama og 100% hlutfallslegur raki φ. Daggarpunktur, t_{TP} eða t_{dp} , sérhvers ástandspunkts finnst með því að draga lóðrétta línu frá ástandspunktinum niður á mettunarlínuna.

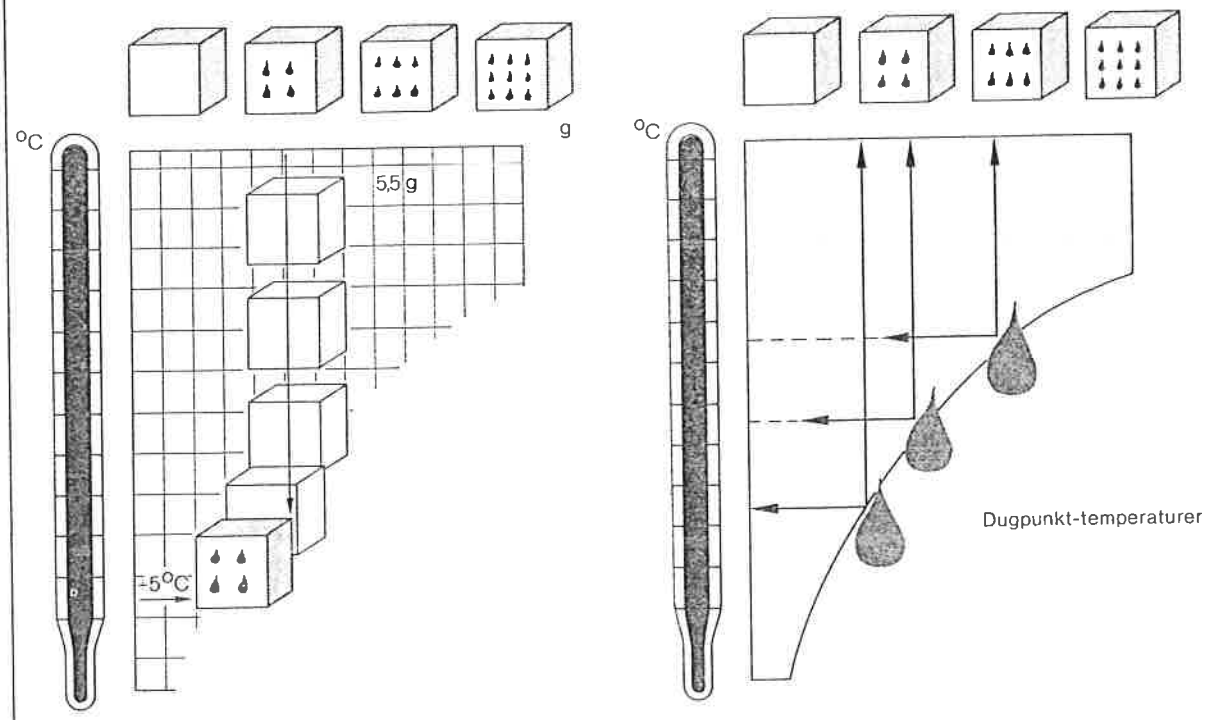


Forskellige lufttilstande
i *h*, *x*-diagrammet

Mollier *h*, *x*-diagram

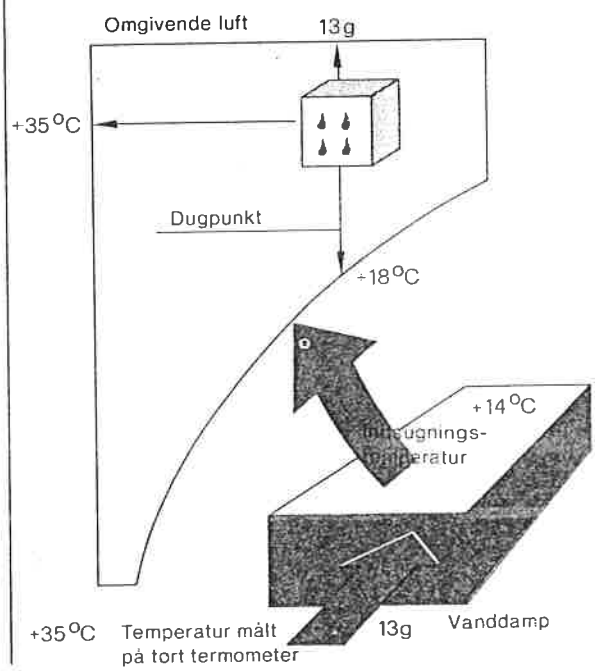
for 1.0133 bar

Vanddampen i luften er 100% mættet, når den når sit dugpunkt. Vi taler om en relativ luftfugtighed på $\varphi = 100\%$.



Den kurve, som forbinder dette og andre mætningspunkter, kalder vi mætningskurven. Den er samtidig 100% identisk med den relative fugtighedskurve. Endvidere angiver den også dugpunkttemperaturerne.

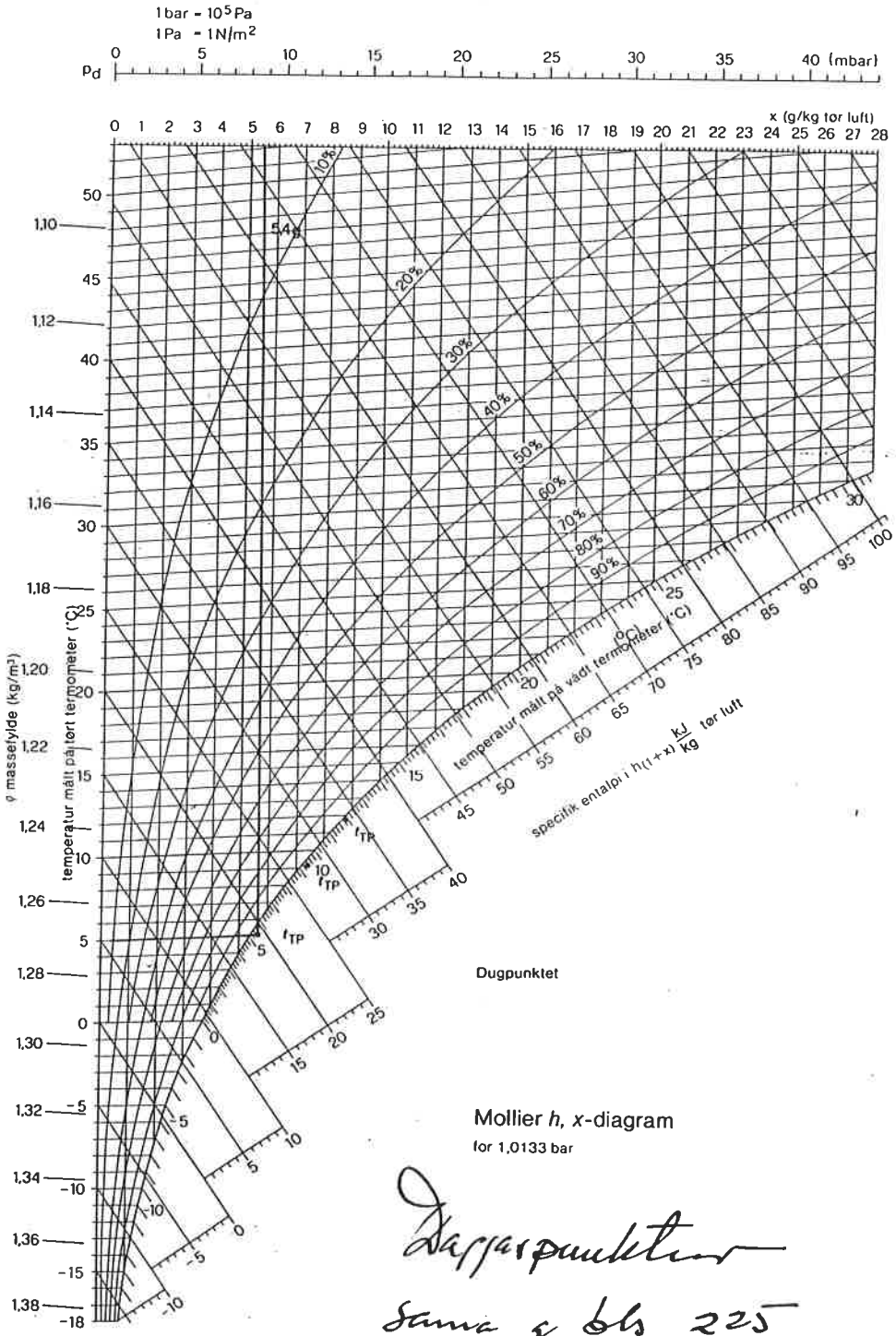
Som vi allerede ved, afhænger luftens dugpunkttemperatur af vanddampmængden i den. Vi finder den i vort diagram, idet vi fra et bestemt lufttilstandspunkt i diagrammet går lodret til mætningslinien og der aflæser temperaturen.



For bedre at anskueliggøre dugpunktets betydning, vil vi konstatere, om der dannes kondensvand på sugeledningen til en kølemaskine på $t = +14°$ C, som fører gennem et rum.

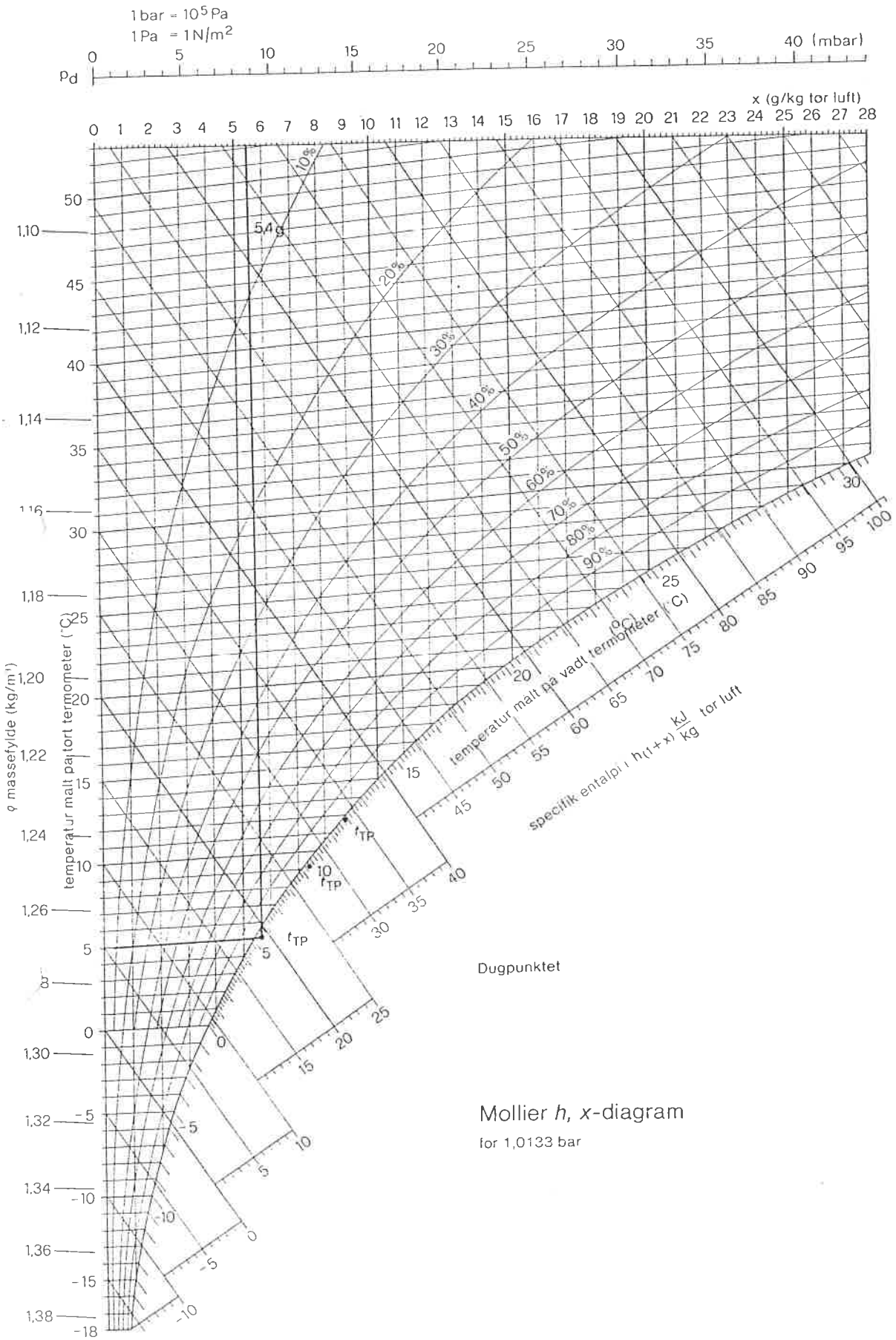
Ved en temperatur målt på et tørt termometer på $t = +35°$ C og $x = 13$ g/kg vanddampindhold er dugpunktet $t_{dugp} = +18°$ C.

Altså fremgår det, at sugeledningen med $t = +14°$ C kan afkøle den omgivende rumluft under dugpunktet på $t = +18°$ C, hvorved der sker en kondensering af vandet.



Mollier *h*, *x*-diagram
for 1,0133 bar

Daggpunktet
Samma g bls 225



Dugpunktet

Mollier *h*, *x*-diagram

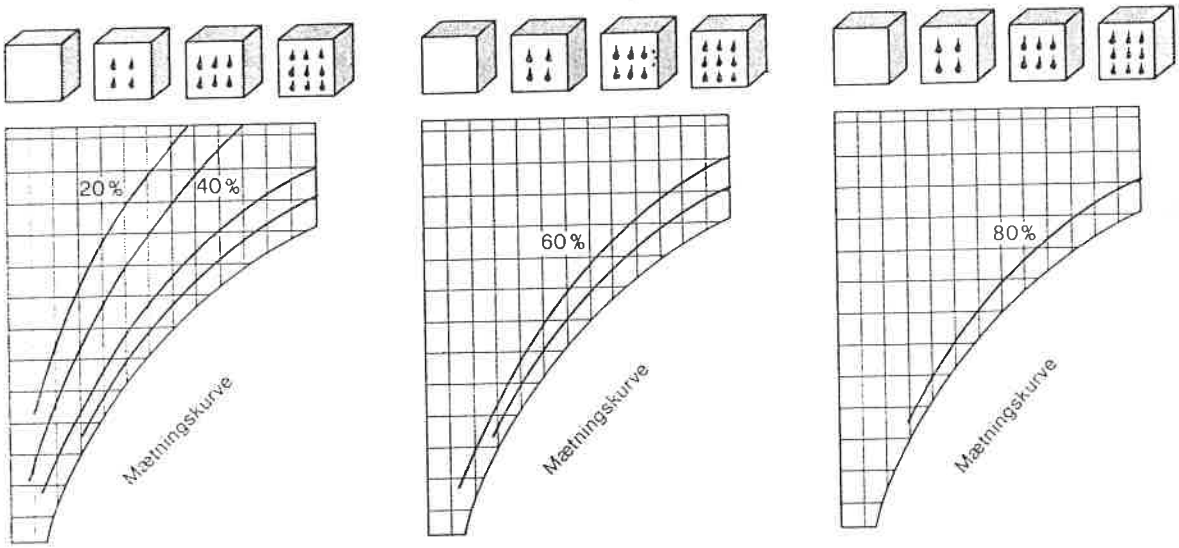
for 1,0133 bar

Denne fugtighed afsættes ikke kun på sugeledningen, men på enhver overflade, hvis temperatur ligger under luftens dugpunkt (fordampere i køleanlæg). Hvis denne fugtighed, også kaldet kondensvand, ikke kan anrette skader, foretager vi intet mod denne kondensering. Hvis der kunne opstå skader (varer, bygninger o.s.v.), må vi isolere disse dele og tætne ved enderne af ledningerne. Denne isolation må være tyk nok til at forhindre, at overfladetemperaturen kan falde under luftens dugpunkt.

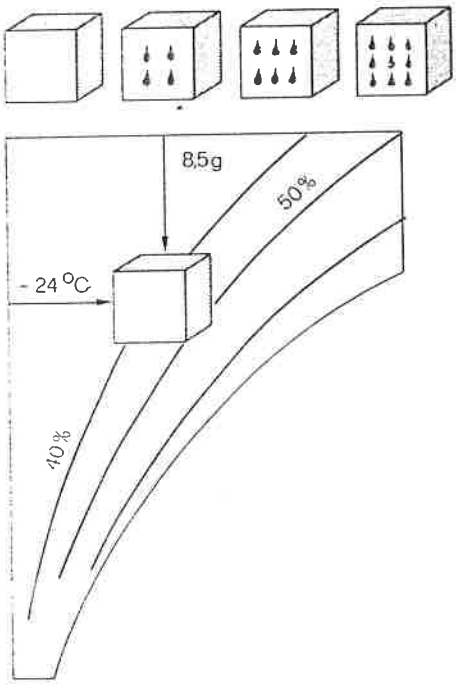
Vort *h, x*-diagram har også andre anvendelsesmuligheder i praksis.

Kurverne for relativ luftfugtighed ved delvis mættet luft ligner mætningskurven meget, som f.eks. kurven for: φ 20%, 40%, 60%, 80%.

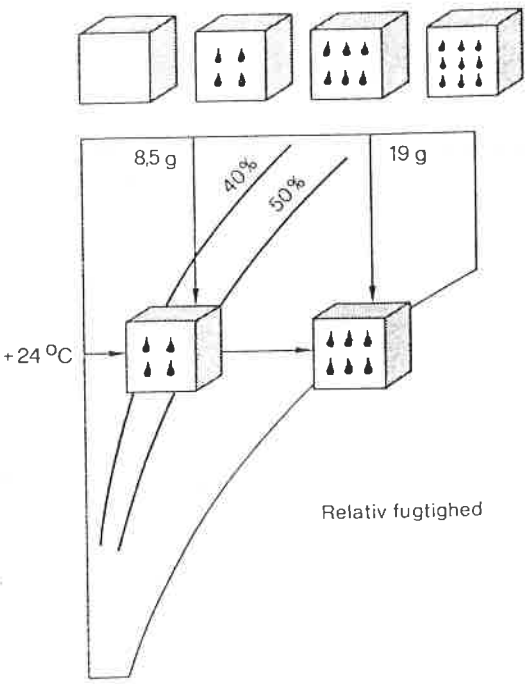
Udskilt vandmængde

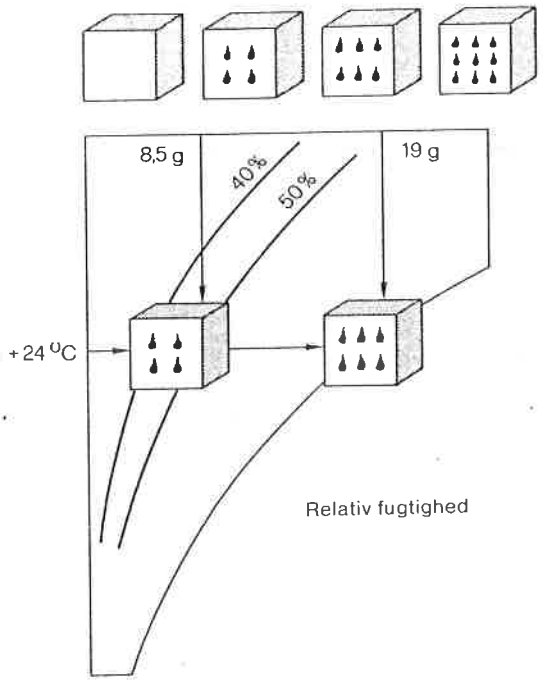


Som vi allerede ved, angiver den relative luftfugtighed, hvor megen fugtighed luften netop indeholder, sammenlignet med den maksimale mængde, som den kan indeholde ved samme temperatur. Luft på en temperatur målt på et tørt termometer på $t = +24°$ C og $x = 8{,}5$ g/kg vanddamp har efter diagrammet en relativ luftfugtighed mellem 40% og 50%.



Dette kan vi efterprøve på den måde, at vi følger kurven for temperaturen målt p det tørre termometer $t = +24°$ C til mætningskurven. Luften har nu indeholdt næsten $x = 19$ g/kg vanddamp.

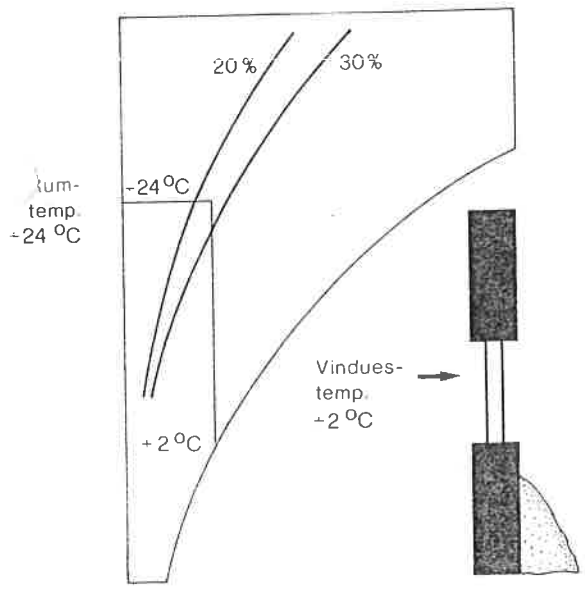




Den relative luftfugtighed er herefter $\frac{x = 8{,}5 \text{ g/kg}}{x_s = 19 \text{ g/kg}} = 0{,}45 \cdot 100 = 45\%.$

Et eksempel på anvendelse af den relative luftfugtighed:

Vort mål er at finde ud af, hvilken maksimal relativ luftfugtighed vi må have i vor dagligstue om vinteren, uden at vinduerne dugger.



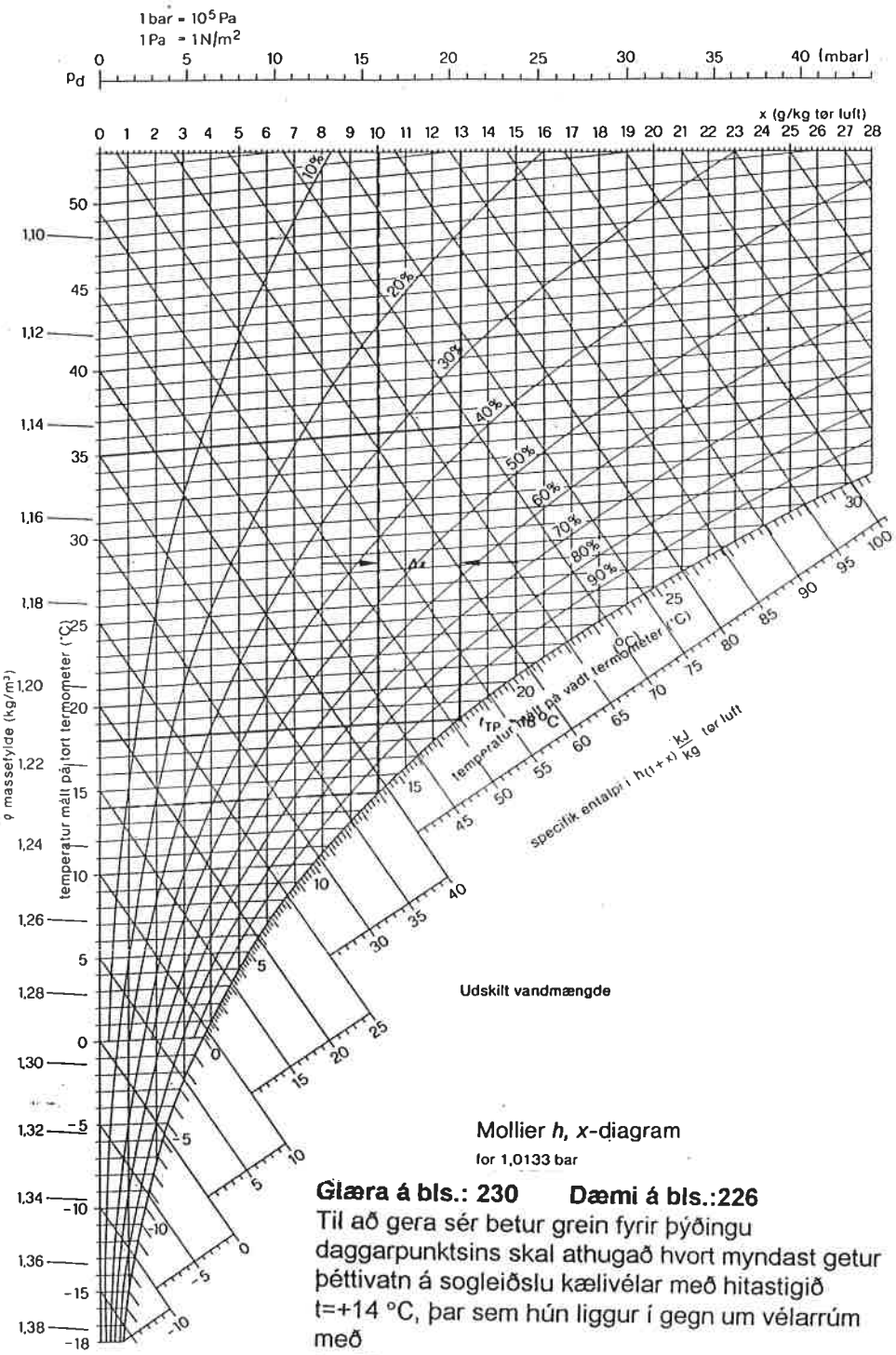
Er vinduesoverfladetemperaturen $t = +2°$ C og stuetemperaturen $t = +24°$ C, kan vi finde den rigtige relative luftfugtighed, idet vi trækker en vertikal linie fra dugpunktet $t_{dugp} = +2°$ C til skæringspunktet med temperaturen målt på det tørre termometer $t = +24°$ C. Det således fundne skæringspunkt ligger mellem 20% og 30%, og vi skønner 23% relativ luftfugtighed.

Ved dette eksempel må altså den relative luftfugtighed i stuen være $\varphi = 23\%$, uden at vinduesruderne dugger!

Et andet tilfælde af anvendelse inden for køleteknikken er den såkaldte **vådtermometertemperatur.**

For at nå frem til denne tager vi igen 1 kg luft ved $t = +24°$ C målt på et tørt termometer og $x = 8{,}5$ g/kg vanddampindhold.

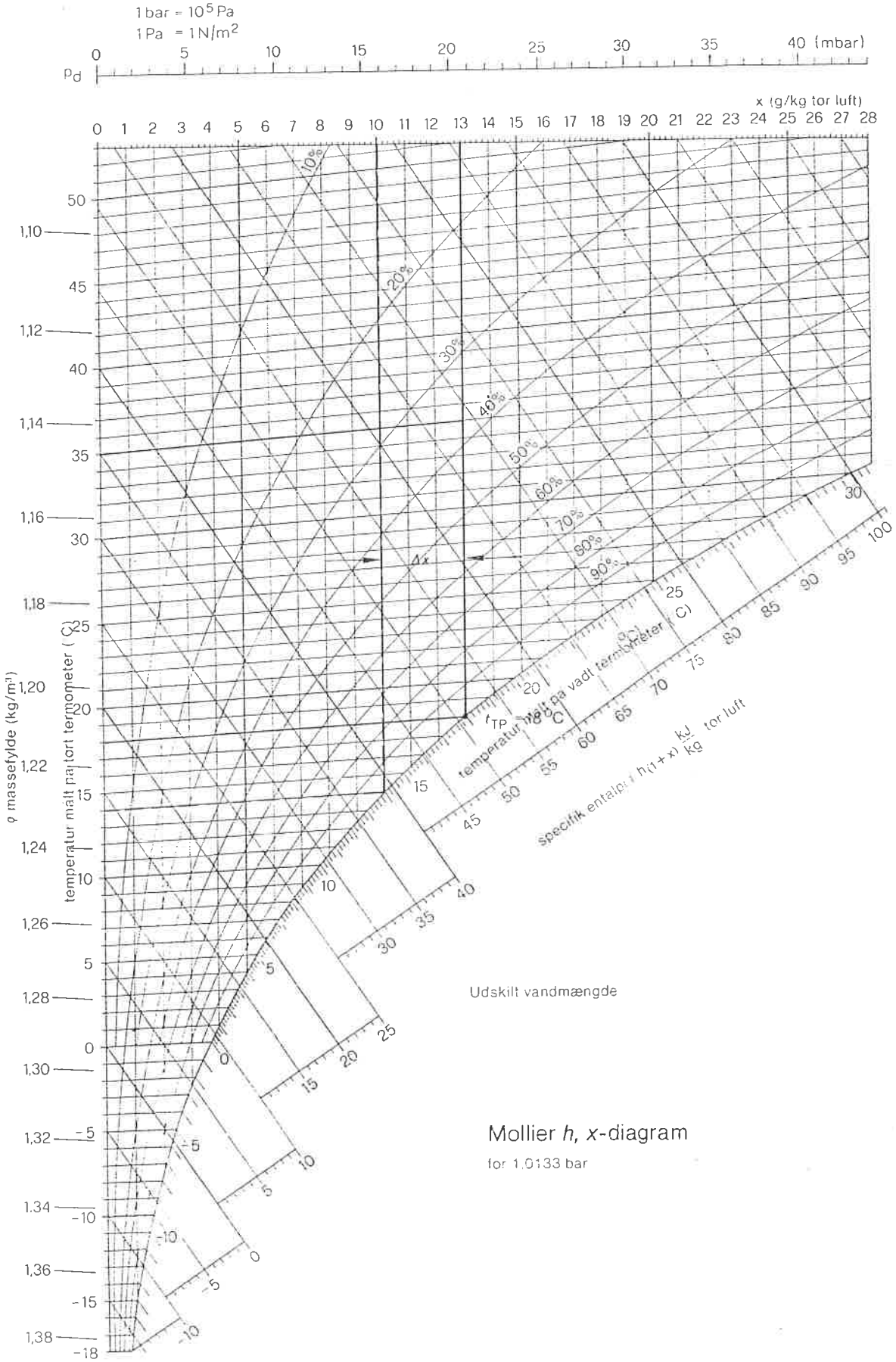
Nu fører vi denne luft over et antal vandsprinklerdyser, som altid anvender det samme vand igen med undtagelse af den ringe mængde, der vil fordampe.



Mollier *h, x*-diagram
for 1,0133 bar

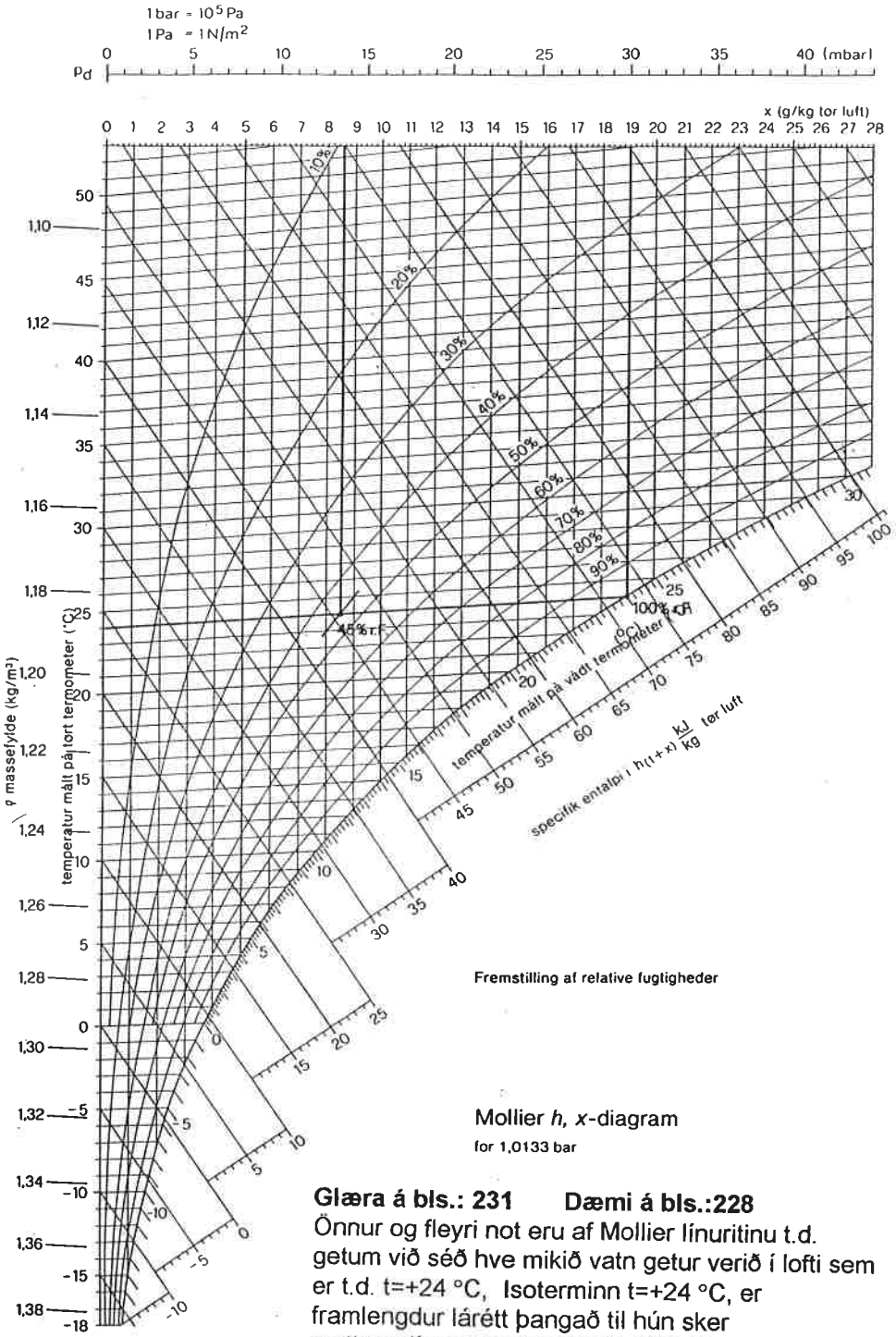
Glæra á bls.: 230 **Dæmi á bls.:226**

Til að gera sér betur grein fyrir þýðingu daggarpunktsins skal athugað hvort myndast getur þéttivatn á sogleiðslu kælivélar með hitastigið t=+14 °C, þar sem hún liggur í gegn um vélarrúm með
t=+35 °C, og x=+13 g/kg. Við athugun á Mollier línuritinu sést að daggarpunkturinn er t_{dp}=+18 °C, því getur sogleiðslan kælt umhverfisloft sitt undir daggarpunkt þess. Þá sest rakinn á sogleiðsluna og hvern þann flöt sem er undir daggarpunkti umhverfisloftsins. Ef rakinn gerir ekkert ógagn er ekkert gert við honum en ef hann er til skaða svo sem fyrir matvæli og byggingar þarf að einangra sogleiðsluna og aðra þá hluti sem eru undir daggarpunktinum t_{dp}=+18 °C,



Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



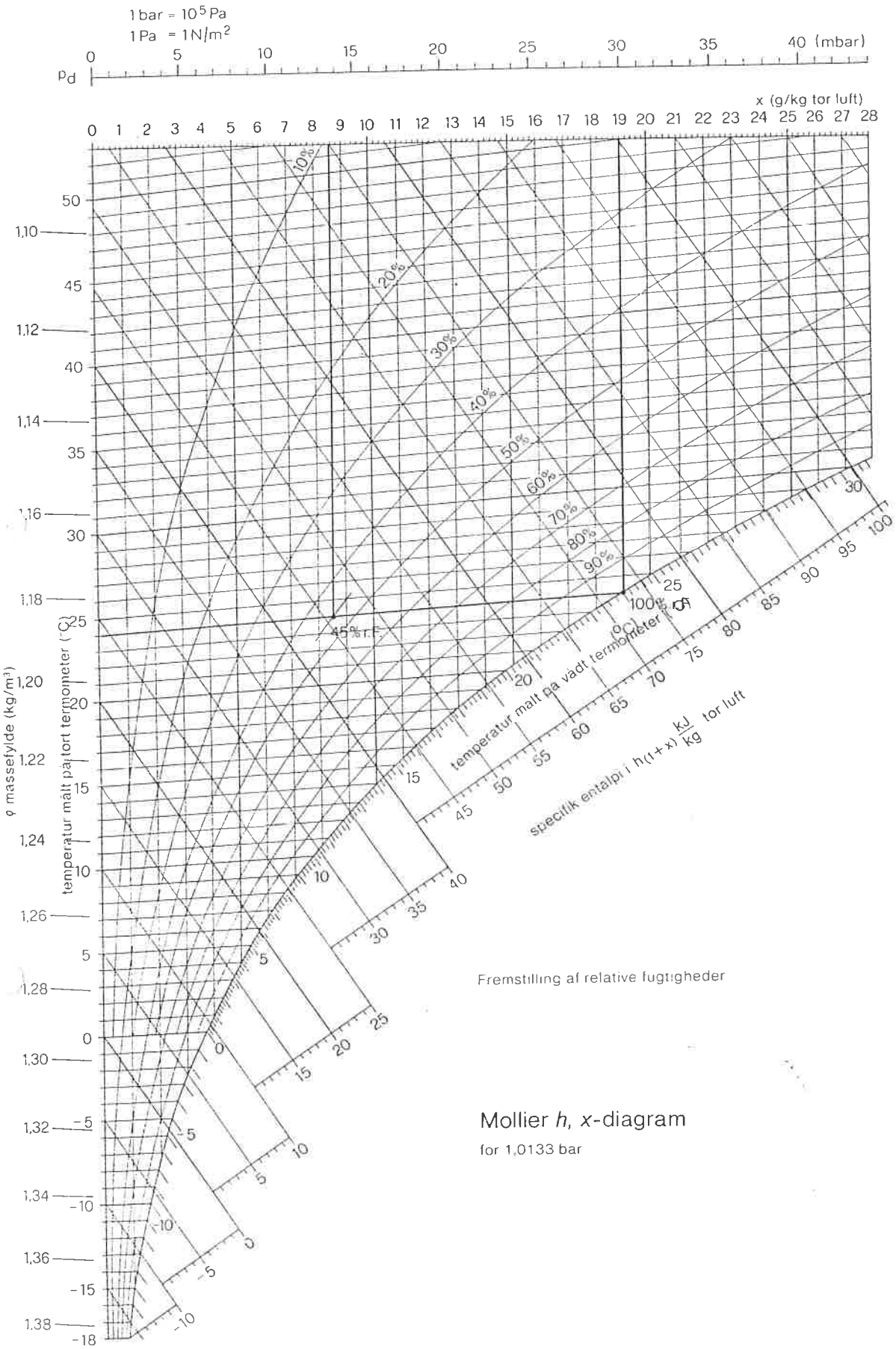
Fremstilling af relative fugtigheder

Mollier *h, x*-diagram
for 1,0133 bar

Glæra á bls.: 231 **Dæmi á bls.:228**

Önnur og fleyri not eru af Mollier línuritinu t.d. getum við séð hve mikið vatn getur verið í lofti sem er t.d. t=+24 °C, Isoterminn t=+24 °C, er framlengdur lárétt þangað til hún sker mettunarlínuna og fara þaðan lóðrétt upp á x=19 g/kg. Einnig má sjá hver hlutfallslegi rakinn φ er þegar raunrakinn x er 8,5 g/kg í ástandspunktinum. Þetta má einnig reikna svona:

$$\varphi = \frac{x}{x_m} = \frac{8{,}5}{19} = 0{,}45 \cdot 100 = 45\%$$



Fremstilling af relative fugtigheder

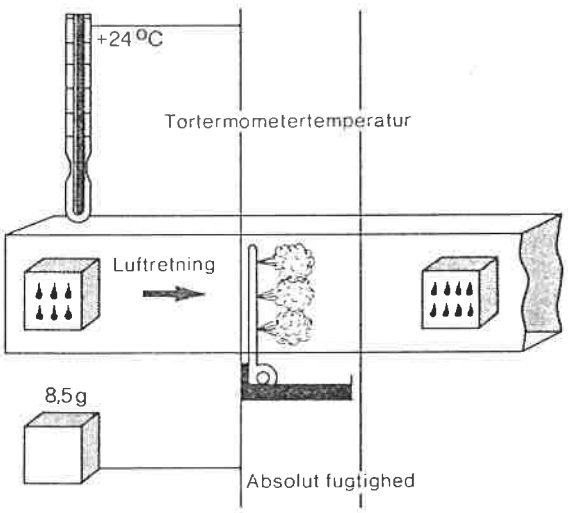
Mollier *h*, *x*-diagram

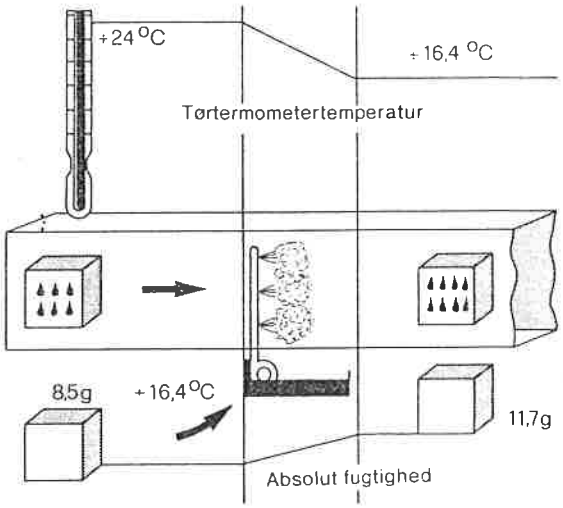
for 1,0133 bar

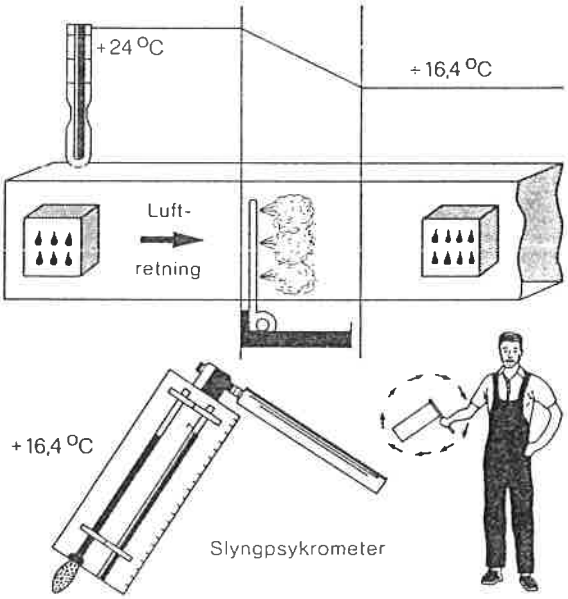
Samtidig konstaterer vi, at tørtermometertemperaturen falder til næsten $t = +16{,}4^\circ$ C, ved at luften strømmer forbi disse vandsprinklerdyser. Ved denne temperatur er den mættet med $x = 11{,}7$ g/kg vanddamp.

Denne temperatur for den mættede luft, der blev sendt gennem vandtæppet, kalder vi **vådtermometertemperaturen.**

I vort tilfælde er altså +16,4° C lufts vådtermometertemperatur ved en tørtermometer-temperatur på $t = +24^\circ$ C og $x = 8{,}5$ g/kg vanddampindhold.







Vi kan konstatere endnu noget interessant.

Sprinklervandets temperatur er nu den samme som luftens vådtermometertemperatur.

Nu er det ganske vist alt for omstændeligt, hver gang at skulle gentage et sådant forsøg, når vi vil fastlægge en bestemt vådtermometertemperatur.

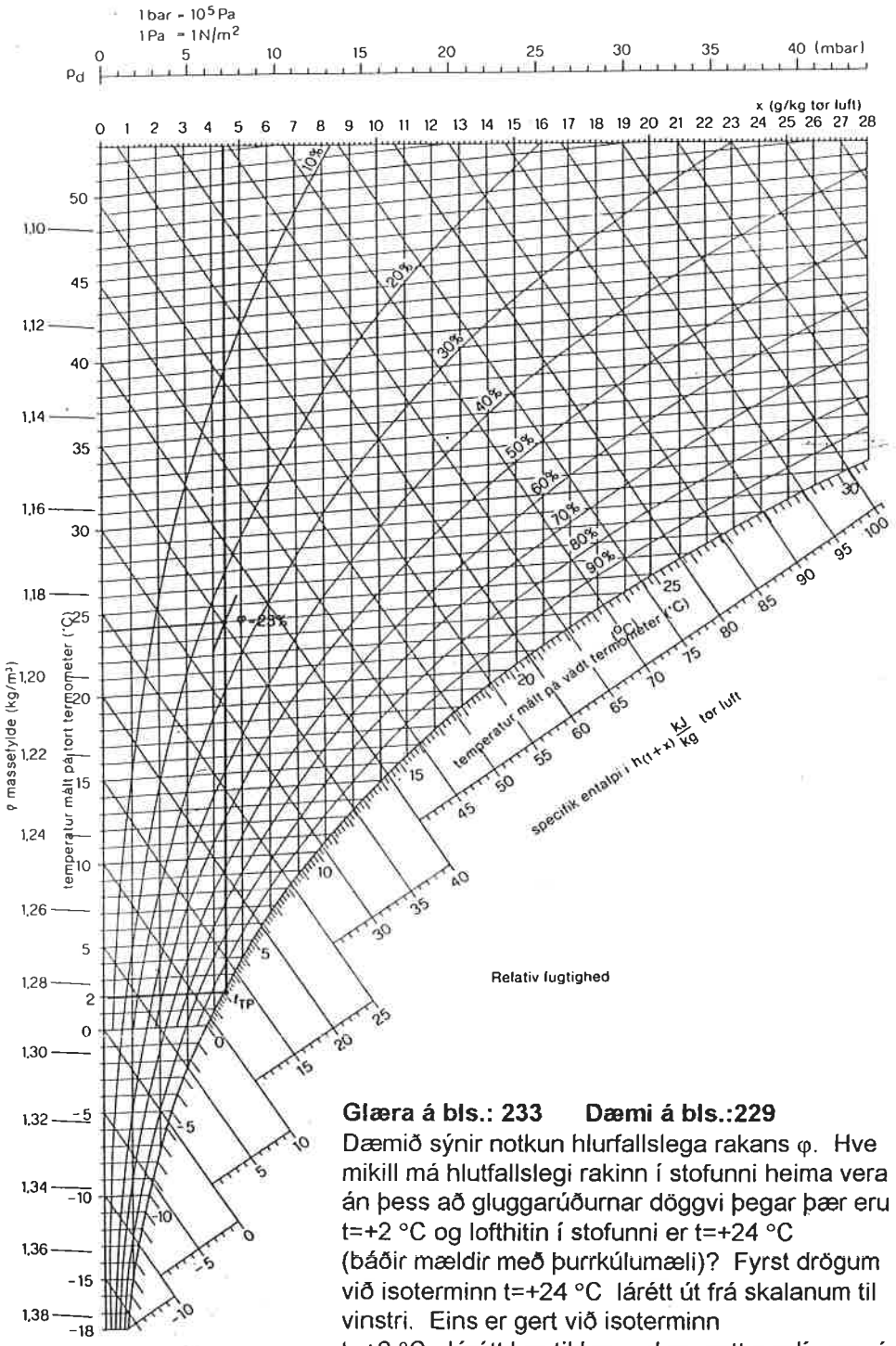
Her anvender vi simpelt hen et såkaldt slyngpsykrometer.

Dette apparat giver os i praksis de samme resultater. Det består af et normalt termometer, hvor kviksølvkuglen er omviklet med fugtet gaze. Når vi nu bevæger det i luften, fordamper vandet fra gazen, og tørtermometertemperaturen falder til vådtermometertemperaturen.

Jo større forskellen mellem tørtermometer- og vådtermometertemperaturen er, jo lavere er også den relative luftfugtighed.

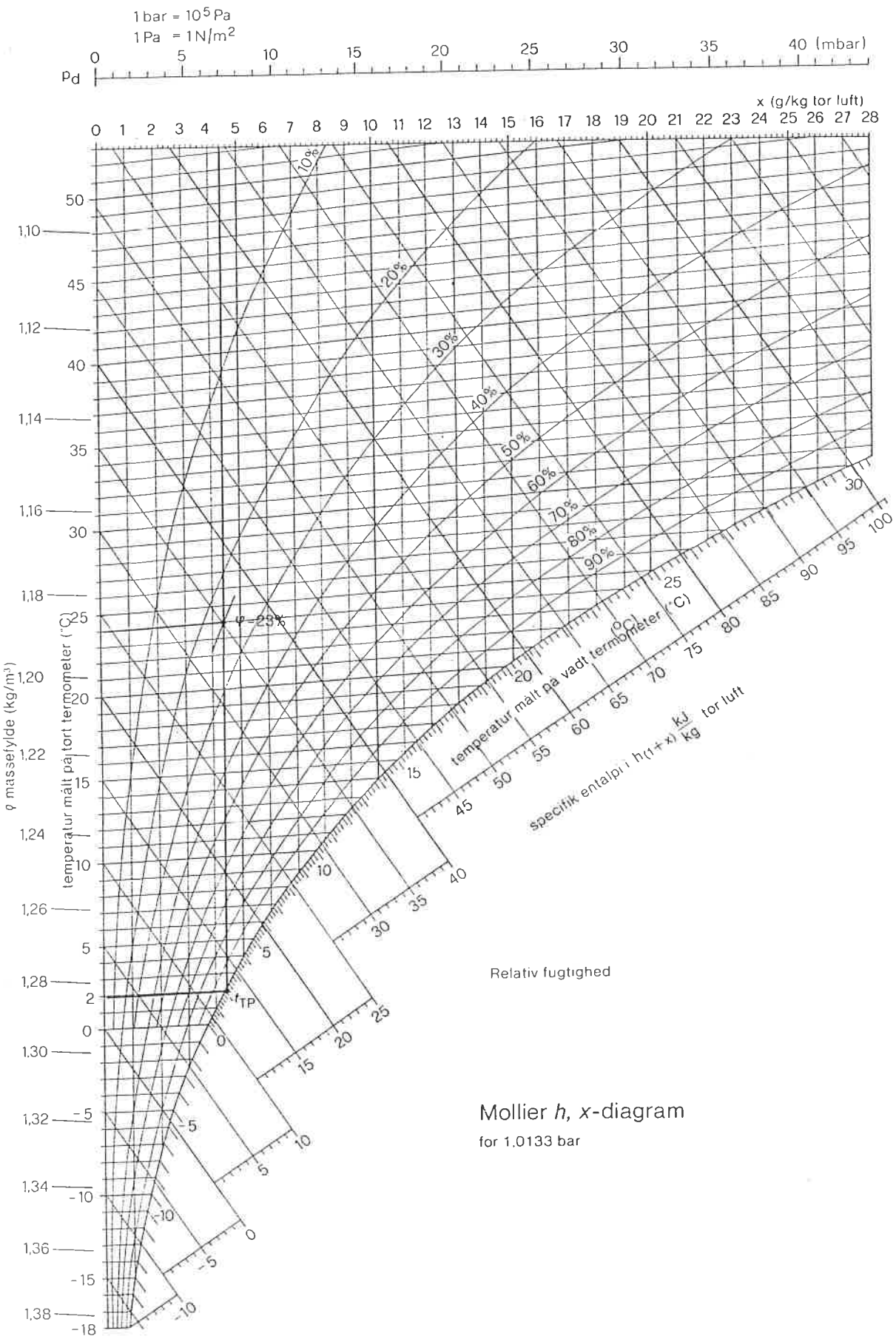
Dette er en enkel metode at konstatere luftens fugtighedsindhold på; andre metoder, f.eks. ved at måle x i g eller ved hjælp af dugpunktspejlet,er meget upraktiske.

Det netop gennemførte forsøg kan vi ligeledes følge i vort h, x-diagram.



Glæra á bls.: 233 Dæmi á bls.:229

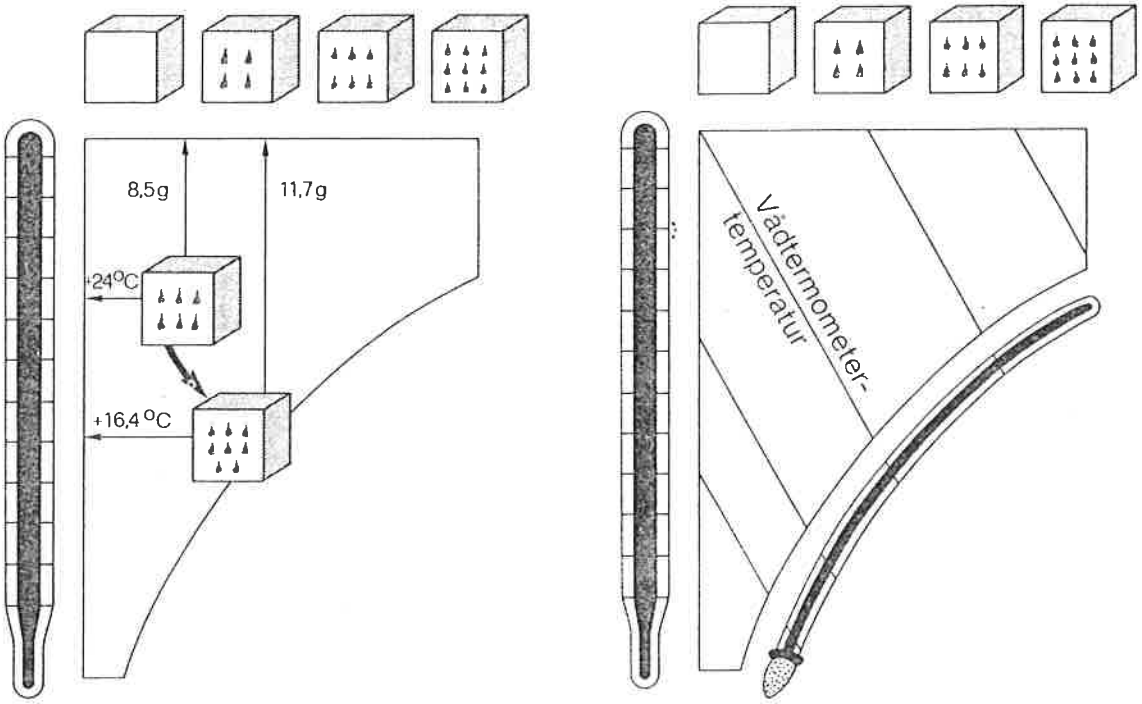
Dæmið sýnir notkun hlurfallslega rakans φ. Hve mikill má hlutfallslegi rakinn í stofunni heima vera án þess að gluggarúðurnar döggvi þegar þær eru t=+2 °C og lofthitin í stofunni er t=+24 °C (báðir mældir með þurrkúlumæli)? Fyrst drögum við isoterminn t=+24 °C lárétt út frá skalanum til vinstri. Eins er gert við isoterminn t=+2 °C lárétt þar til hann sker mettunarlínuna í daggarpunktinum t_{dp} þaðan er dregin lóðrétt lína þar til hún sker isoterminn t=+24 °C og þar myndast ástandspunktur og má þar lesa í punktinum að hlutfallslegi rakinn φ er 23% það er sá hámarks hlutfallslegi raki sem getur verið í stofunni án þess að rúðurnar döggvi.



Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar

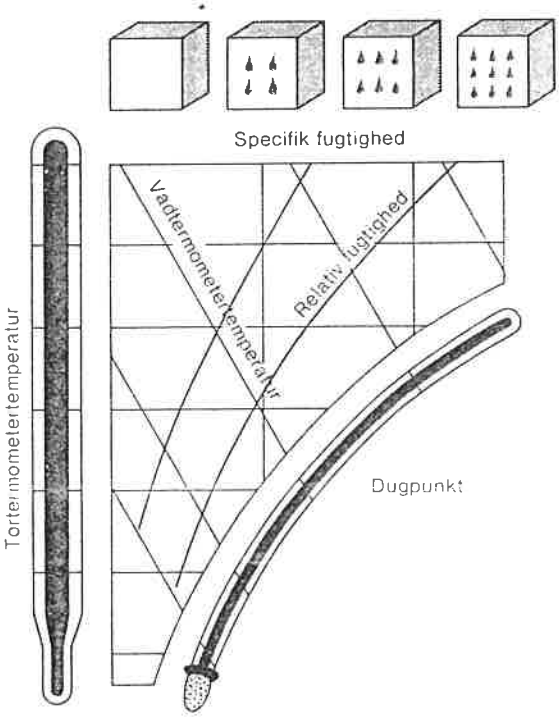
Vi bliver ved vort eksempel med umættet luft med en tørtermometertemperatur på t = +24° C og x = 8,5 g/kg vanddampindhold, hvor vi til slut er kommet til mættet luft med dugpunkttemperatur t_{dugp} = 16,4° C og x = 11,7 g/kg vanddampindhold. Når vi nu forbinder disse to skæringspunkter på diagrammet, får vi vådtermometertemperaturkurven på t_v = 16,4° C.



Analogt hermed kan vi naturligvis også indføre vådtermometertemperaturkurven for alle andre lufttilstande i diagrammet.

Vort diagram viser nu, at disse kurver forløber diagonalt fra venstre foroven i diagrammet til mætningskurven.

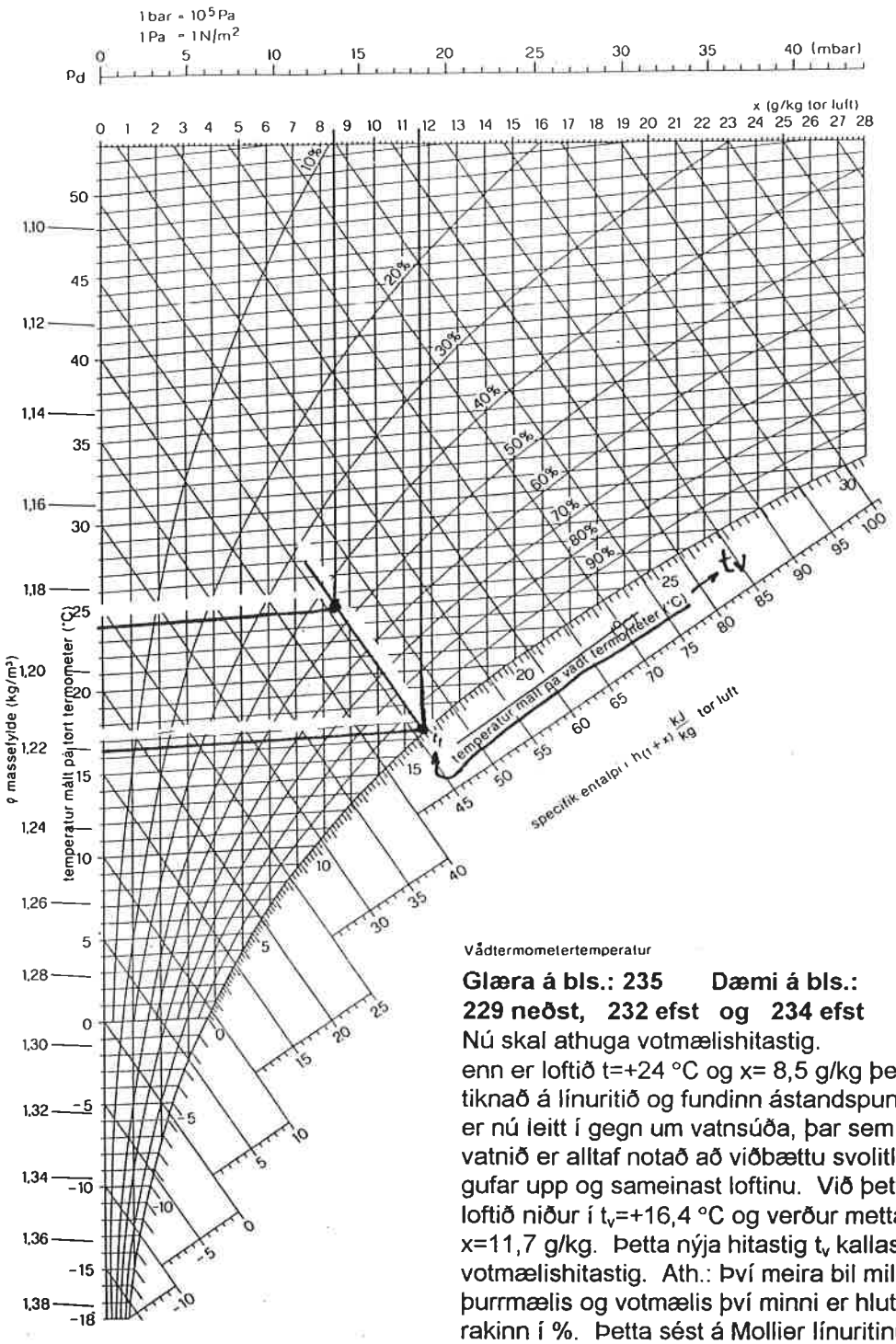
Vådtermometertemperaturen aflæser vi i skæringspunktet med mætningskurven.



Denne kombination af vådtermometer-og tørtermometertemperatur bestemmer nu den nøjagtige lufttilstand, hvad enten det er i et kølerum, i det fri, når luften forlader fordamperen, eller når den strømmer ind i et køletårn.

Nu indfører vi alle hidtil lærte skridt i vort h, x-diagram.

Vi kan ud fra diagrammet bestemme tørtermometer- og vådtermometertemperaturen, den absolutte fugtighed og den relative fugtighed samt dugpunkttemperaturen.



Vådtermometertemperatur

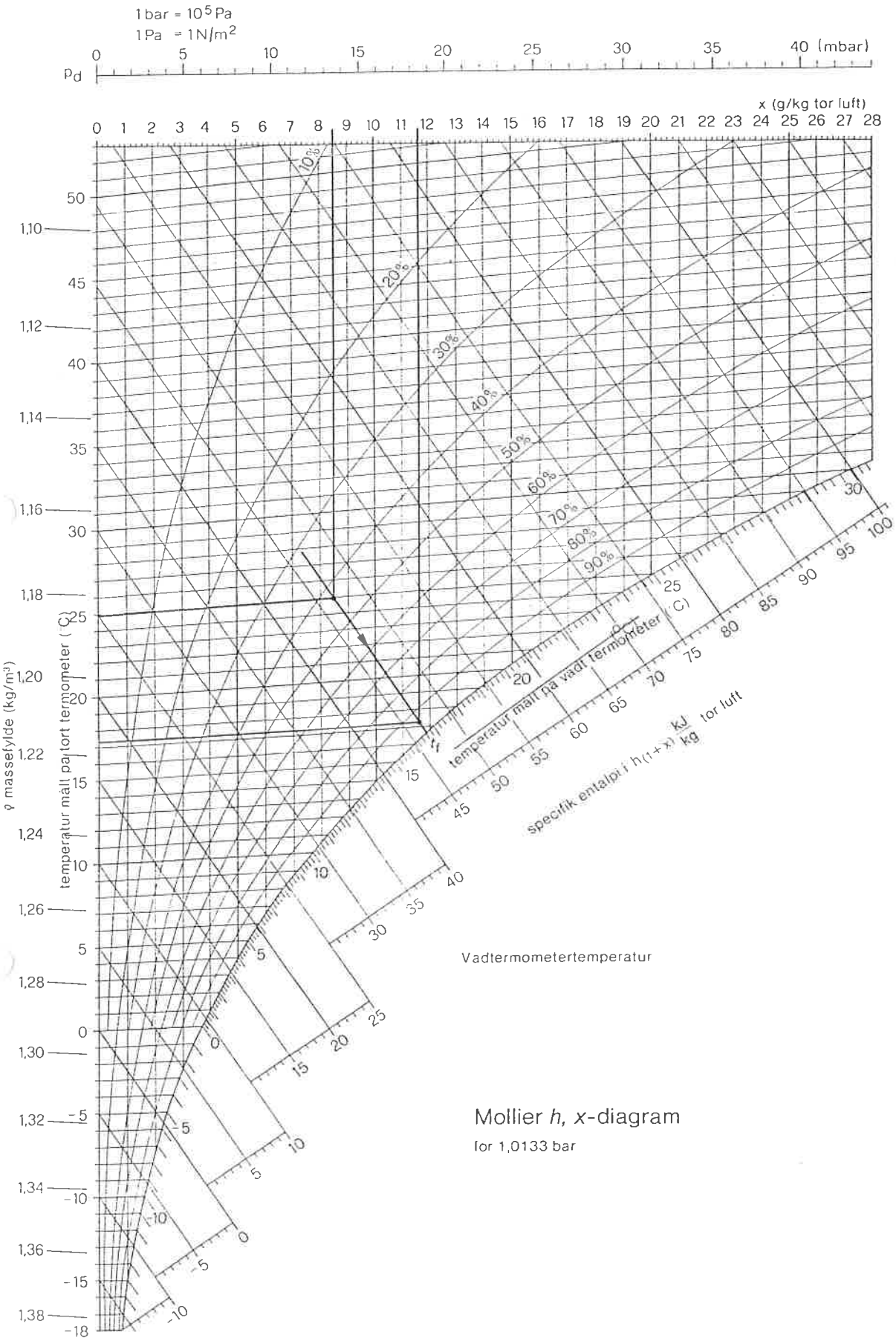
Glæra á bls.: 235 Dæmi á bls.: 229 neðst, 232 efst og 234 efst

Nú skal athuga votmælishitastig.
enn er loftið t=+24 °C og x= 8,5 g/kg þetta er tiknað á línuritið og fundinn ástandspunktur. Loftið er nú leitt í gegn um vatnsúða, þar sem sama vatnið er alltaf notað að viðbættu svolitlu vatni sem gufar upp og sameinast loftinu. Við þetta kólnar loftið niður í t_v=+16,4 °C og verður mettað x=11,7 g/kg. Þetta nýja hitastig t_v kallast votmælishitastig. Ath.: Því meira bil milli þurrmælis og votmælis því minni er hlutfallslegi rakinn í %. Þetta sést á Mollier línuritinu ef dregin er lína úr ástandspunktinum samhliða skálínunum niður á mettunarlínuna og þar má lesa t_v=+16,4 °C í skurðarpunktinum. Þessi samhliða álestur af þurr- og votkúlumælunum ákvarðar nákvæmlega ástand loftsins hvort heldur er í kælirýminu, þegar það streymir út úr eiminum eða úti undir berum himni, þegar það streymir inn í kæliturn.

Það sem við höfum lært fram til þessa:

1. Þurrkúluhitastig t
2. Votkúluhitastig $t_v = t_f$
3. Raunraki x
4. Hlutfallslegur raki φ
5. Daggarpunktur $t_{dp} = t_{TP}$

Þegar einhver tvö áðurnefnd gildi eru þekkt, má með hjálp Molliers línuritsins, út frá ástandspunktinum ákvarða alla aðra eiginleika loftsins sem línuritið tekur til.



Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar

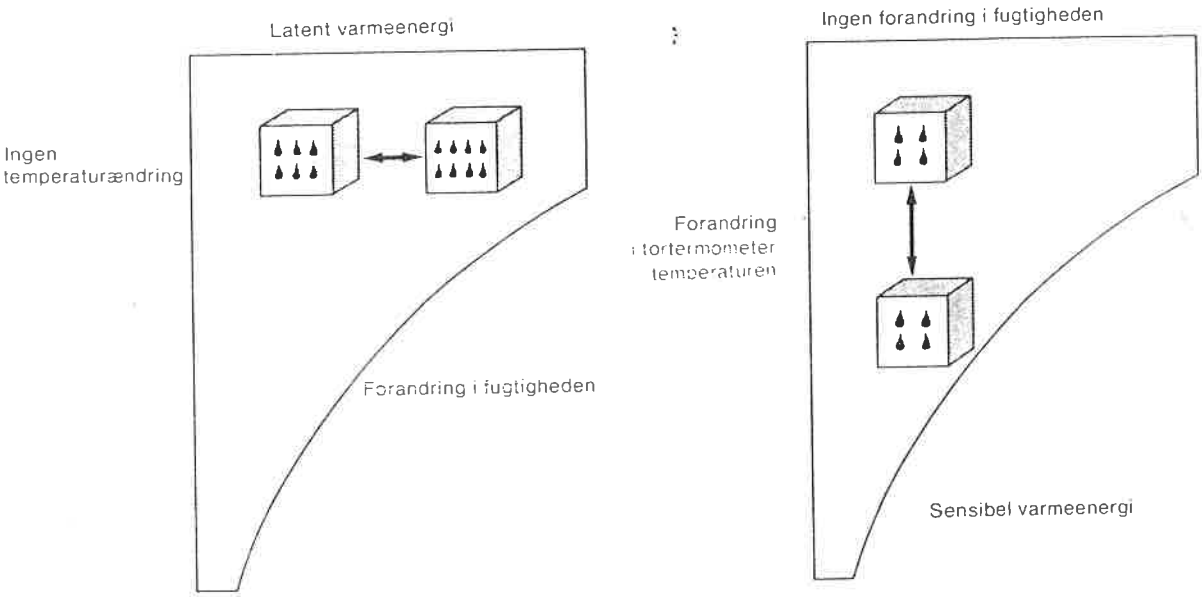
Når vi kender mindst to af disse værdier, kan vi bestemme en lufttilstand ud fra diagrammet og registrere alle andre egenskaber, luften har ved hjælp af diagrammet.

Men *h, x*-diagrammet kan bruges i forbindelse med helt andre processer, f.eks. de latente og sensible varmeenergiændringer.

Den latente varmeenergi ændres, når f.eks. vand fordamper eller kondenserer, uden at samtidig tørtermometertemperaturen forandrer sig. Denne proces viser vi i diagrammet ved hjælp af en horisontal linie.

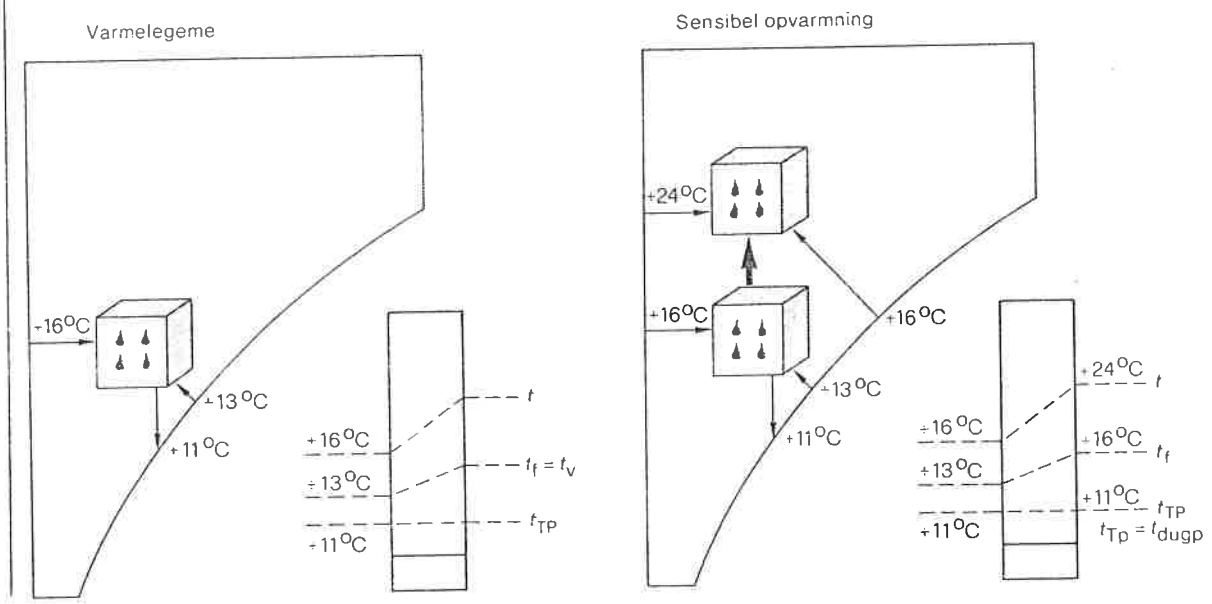
Ved den sensible varmeenergiændring er tørtermometertemperaturen ganske vist variabel, men vanddampmængden forbliver konstant.

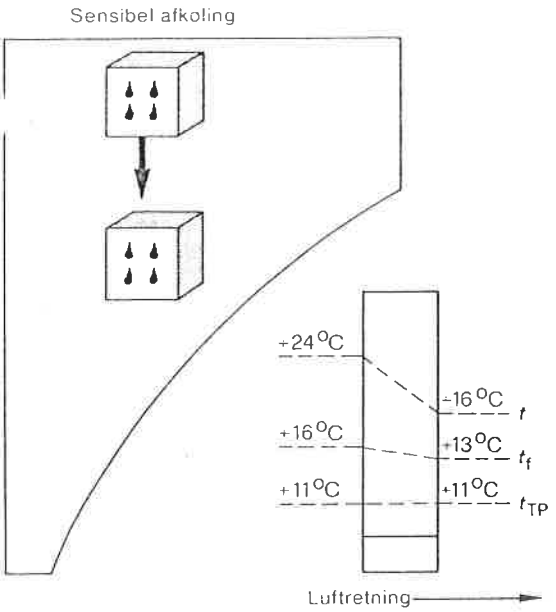
Denne proces vises i diagrammet ved hjælp af en vertikal linie.



For at anskueliggøre den sensible varmeenergiændringsproces opvarmer vi luften over et varmelegeme. Ved luftens begyndelsestilstand på f.eks. $t = +16°$ C tørtermometertemperatur og $t_v = +13°$ C vådtermometertemperatur får vi ud fra diagrammet et dugpunkt på $t_{dugp} = +11°$ C.

Efter at vi har opvarmet luften til $t = +24°$ C tørtermometertemperatur, forbliver dugpunktet konstant, da der jo ikke er blevet tilført eller bortført vanddamp.





Vådtermometertemperaturen t_v er steget til +16° C. Det er i den forbindelse vigtigt, at den relative fugtighed er blevet mindre.

Nu kan vi også forklare, hvorfor den relative fugtighed f.eks. er høj tidligt om morgenen og aftager med tiltagende dagtemperatur.

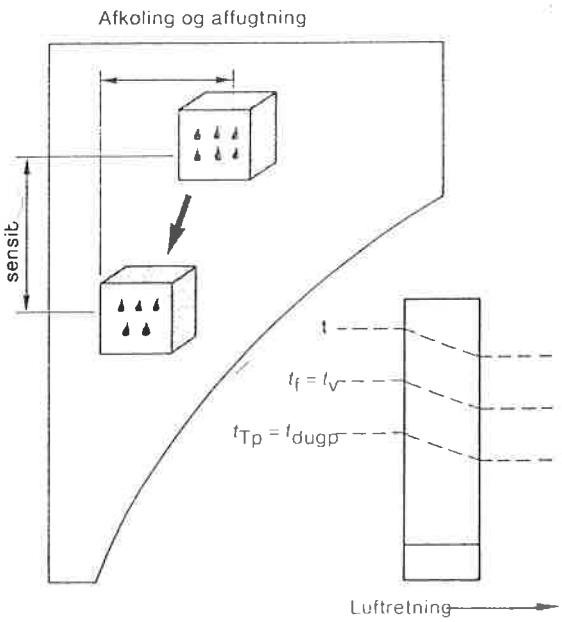
Vender vi imidlertid denne proces om og afkøler luften på $t = +24°$ C og $t_{dugp} = +11°$ C til $t = +16°$ C tørtermometertemperatur, taler vi om sensibel afkøling.

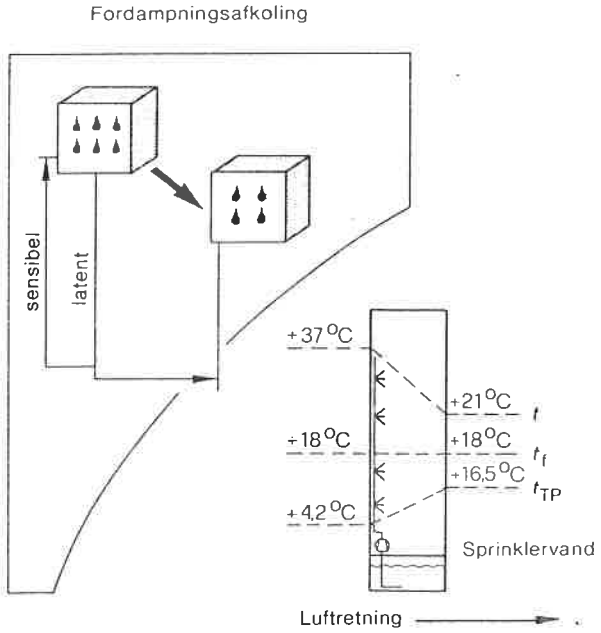
Vådtermometertemperaturen falder, dugpunkttemperaturen forbliver konstant.

Hvis vi nu afkøler og samtidig affugter (fordamper), får vi på diagrammet en skråt mod venstre forløbende kurve. Alt efter størrelsen af sensibel eller latent varmeenergi vil denne kurve hælde mere stejlt eller mere fladt. En sådan proces finder vi meget ofte inden for køleteknikken.

En anden proces er afkøling som følge af fordampning (køletårn). I og for sig er det den samme proces, som vi har benyttet til at bestemme vådtermometertemperaturen.

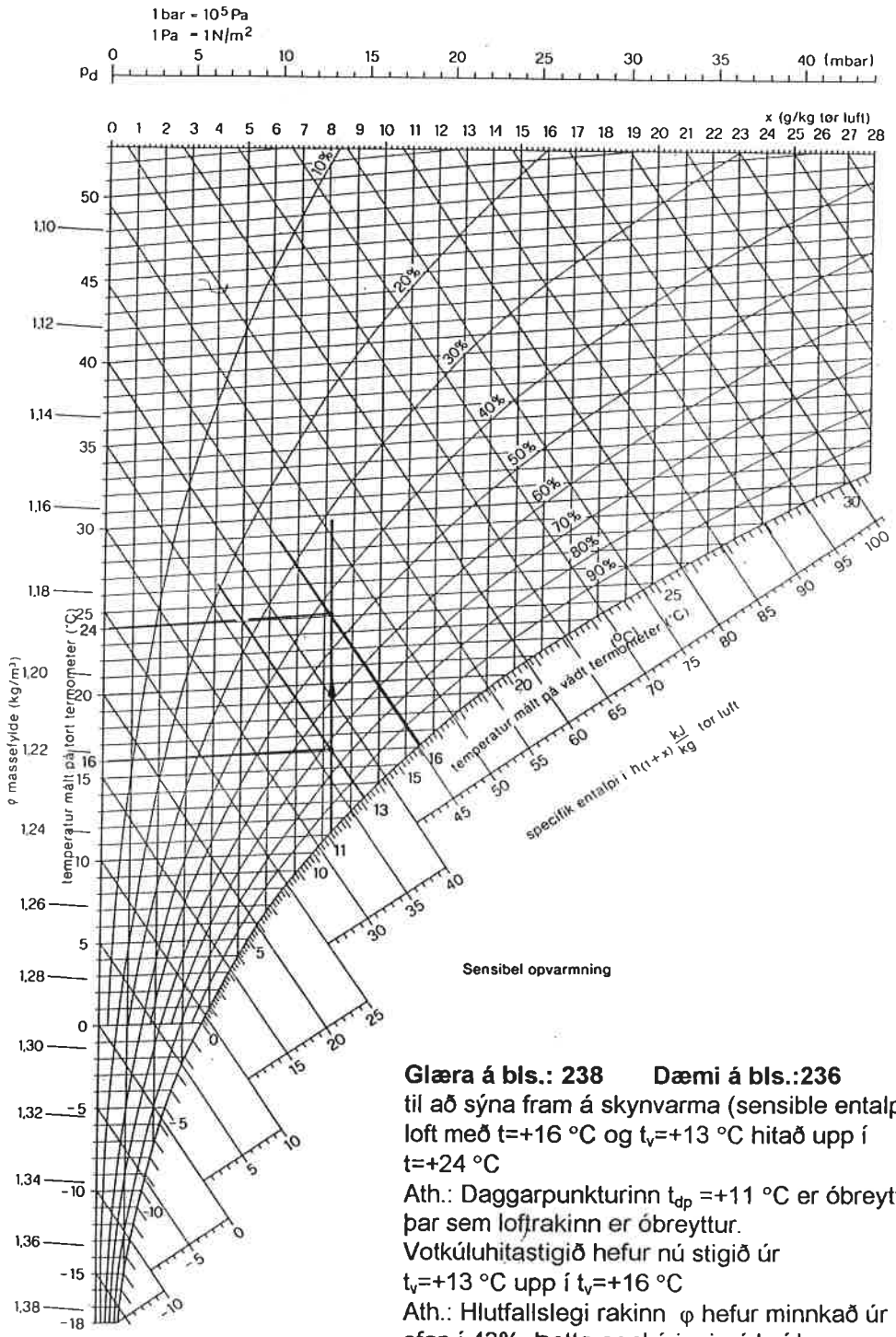
Når luften strømmer igennem sprinklervand, mister den sensibel varmeenergi, men optager samtidig latent varmeenergi.





I vort eksempel falder tørtermometertemperaturen fra $t = +37°$ C til $t = +21°$ C, medens dugpunkttemperaturen stiger. Vådtermometertemperaturen forbliver konstant med $t_v = +18°$ C. Tørtermometertemperaturens laveste niveau afhænger altså kun af den indstrømmende lufts vådtermometertemperatur.

En 100% mætning kan selvfølgelig ikke opnås.



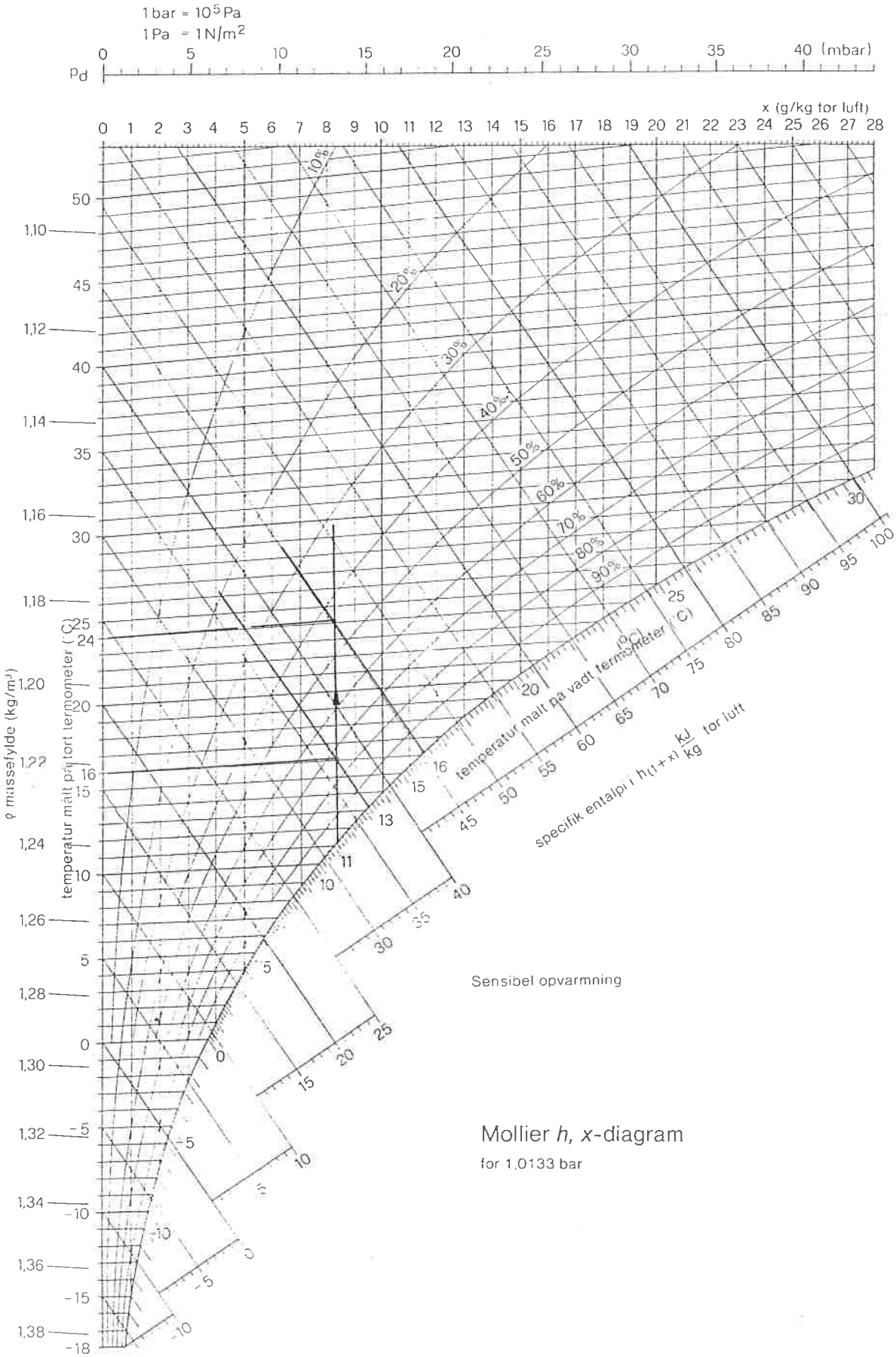
Glæra á bls.: 238 Dæmi á bls.:236

til að sýna fram á skynvarma (sensible entalpi) er loft með t=+16 °C og t_v=+13 °C hitað upp í t=+24 °C

Ath.: Daggarpunkturinn t_{dp} =+11 °C er óbreyttur þar sem loftrakinn er óbreyttur.

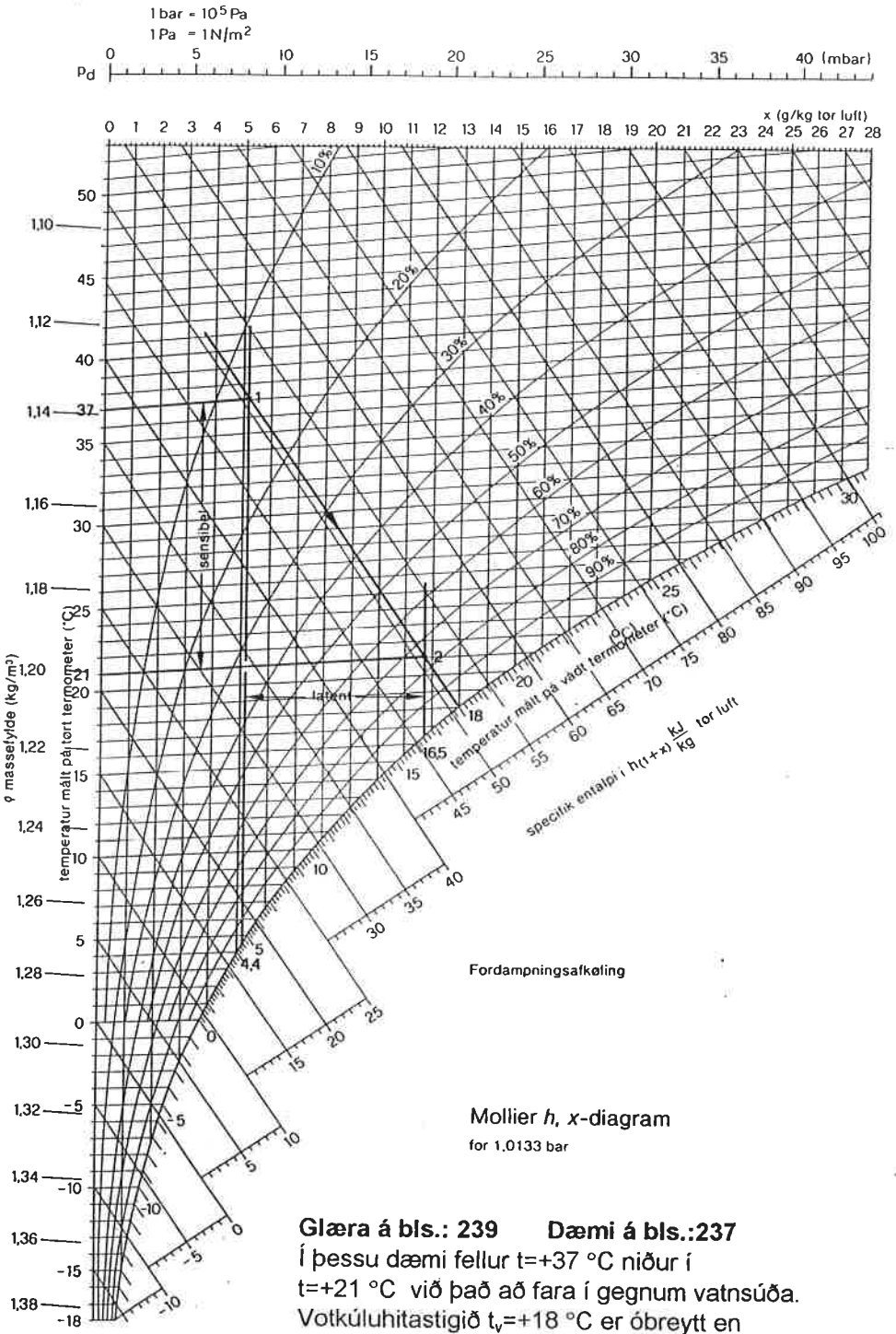
Votkúluhitastigið hefur nú stigið úr t_v=+13 °C upp í t_v=+16 °C

Ath.: Hlutfallslegi rakinn φ hefur minnkað úr 72% ofan í 43% Þetta er skýringin á því hversvegna hlutfallslegi rakinn er hár á morgnana og minnkar eftir því sem það hlýnar er á daginn líður. Þetta kallast skynvarmi við upphitun og hið gagnstæða: skynvarmi við kælingu, þegar loftið er kælt úr t=+24 °C og t_{dp} =+11 °C niður í t=+16 °C þ.e.s. votkúluhitstigið t_v fellur og daggarpunkturinn t_{dp} er óbreyttur. Skynvarminn er lesinn af h-skalanum milli skálína sem dregnar eru niður á hann úr ástandspunktunum, hvorum fyrir sig.



Mollier *h, x*-diagram

for 1,0133 bar

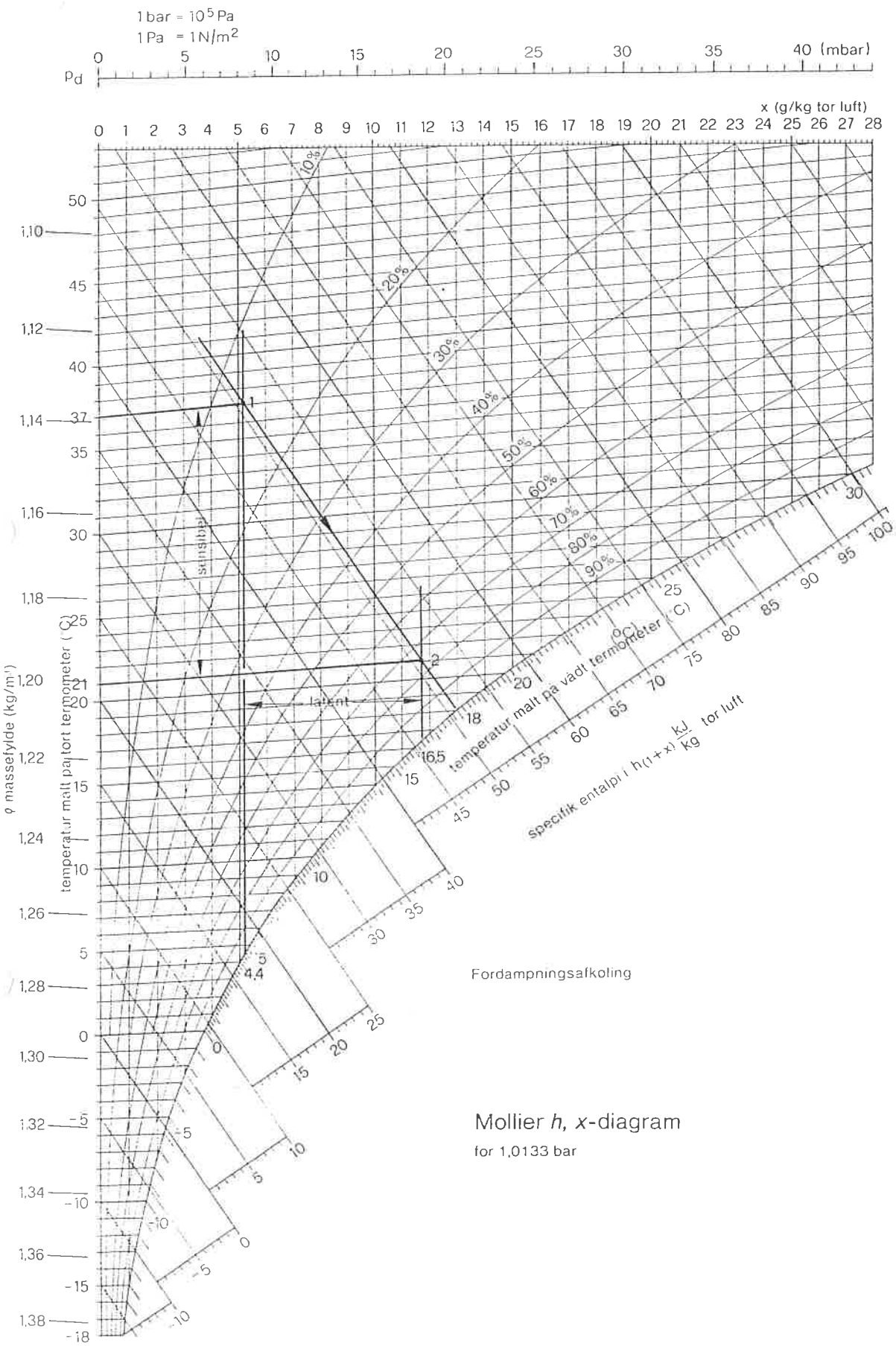


Mollier *h, x*-diagram
for 1,0133 bar

Glæra á bls.: 239 **Dæmi á bls.:237**

Í þessu dæmi fellur t=+37 °C niður í t=+21 °C við það að fara í gegnum vatnsúða. Votkúluhitastigið t_v=+18 °C er óbreytt en daggarpúnktshitastigið stígur úr t_{dp} =+4,4 °C upp í t_{dp} =+16,5 °C

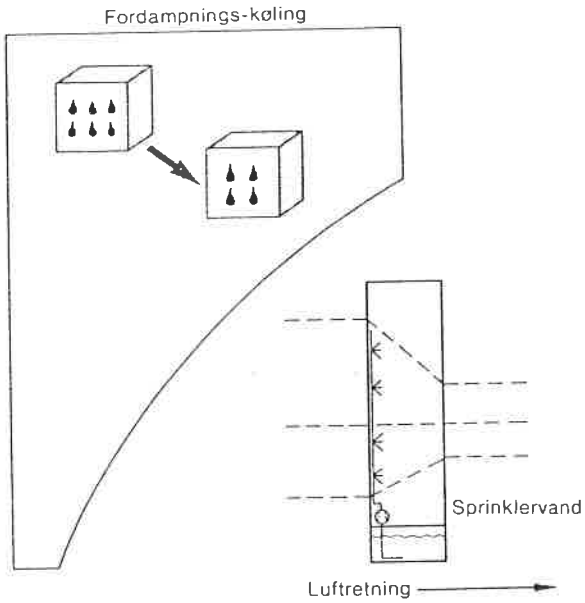
Ath.: 100% mettun næst ekki.



Fordampningsafkøling

Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar

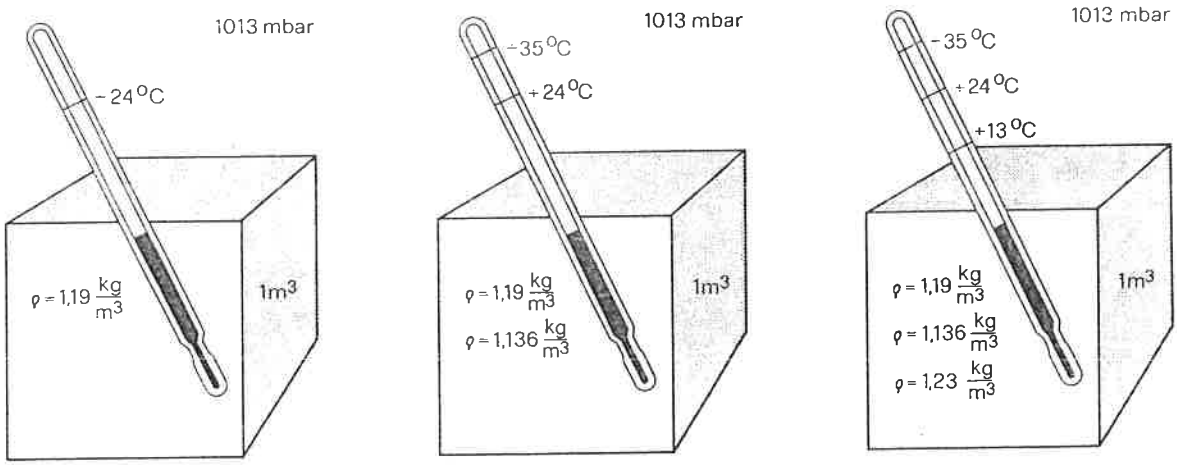


Et andet vigtigt punkt ved konstruktionen af køleanlæg er luftens massefylde. Skal fejlprojektering undgås, må man tage hensyn til denne. Massefylden angiver, hvor mange kg luft hver m³ af den samme luft vejer. F.eks. vejer 1 m³ luft med t = +24° C tørtermometertemperatur ρ = 1,19 kg/m³ ved normalt lufttryk. Som vi allerede ved, er massefylden direkte afhængig af trykket.

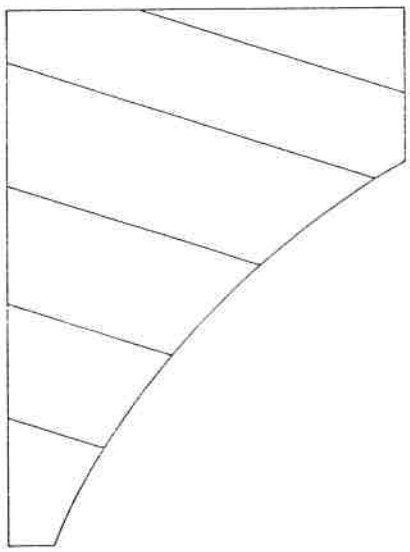
Opvarmer vi denne luft til t = +35° C, reduceres dens massefylde til ρ = 1,136 kg/m³ som følge af volumenforøgelsen ved stigende temperaturer.

Afkøler vi den samme luft til t = +13° C, er massefylden ρ = 1,25 kg/m³.

Ved lavere temperaturer er luften tættere.

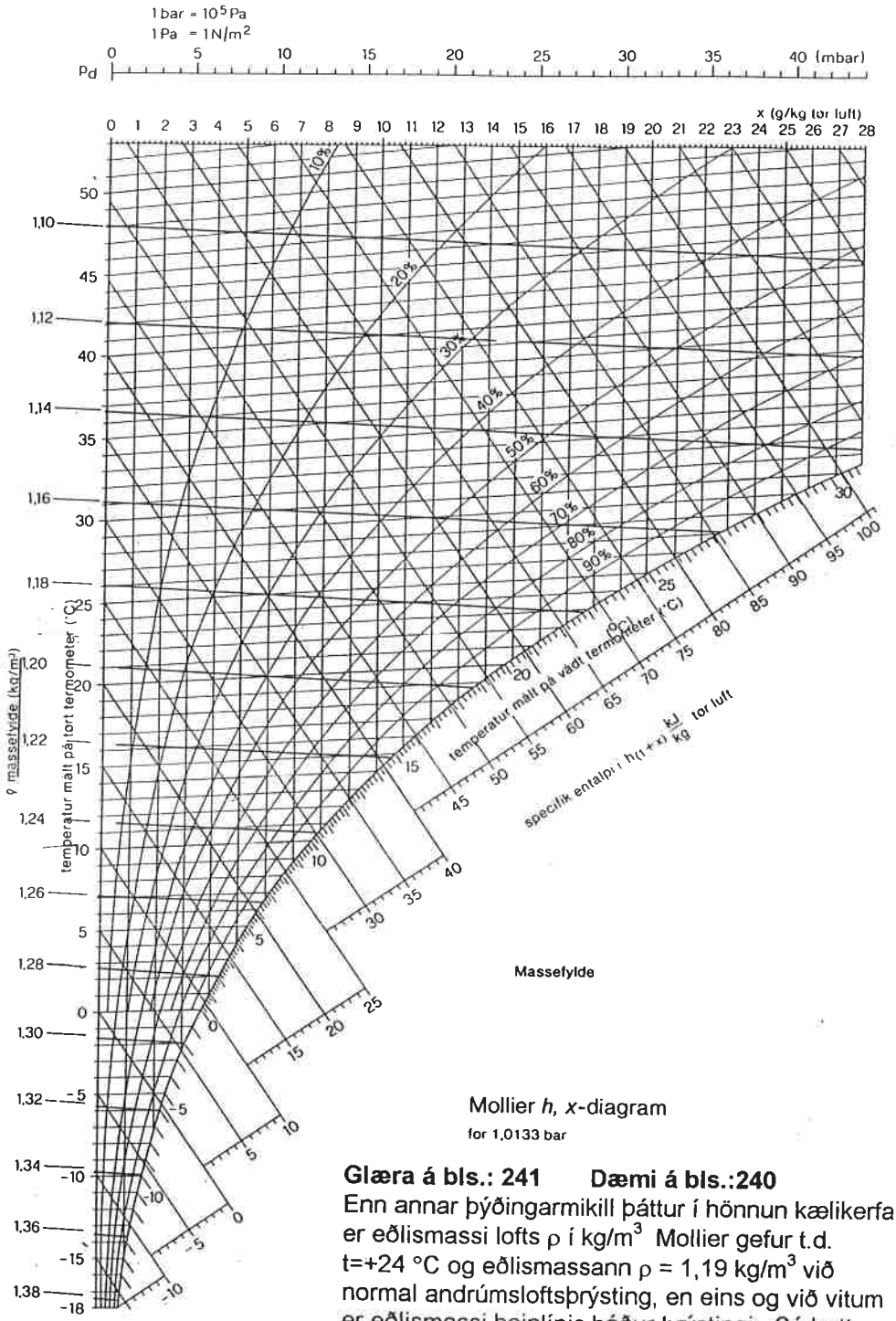


Luftens massefylde finder vi i h, x-diagrammet som de let skrat nedad mod højre forlobende kurver udgående fra tortermometertemperaturordinaten.



Et meget vigtigt punkt for konstruktøren er luftens (fugtig lufts) entalpi. Denne entalpi behøver vi for at bestemme den varmeenergi, der ved en køleproces skal tilføres eller bortledes. Vi finder entalpien, idet vi følger en vådtermometertemperaturkurve ud over mætningskurven til entalpiskalaen.

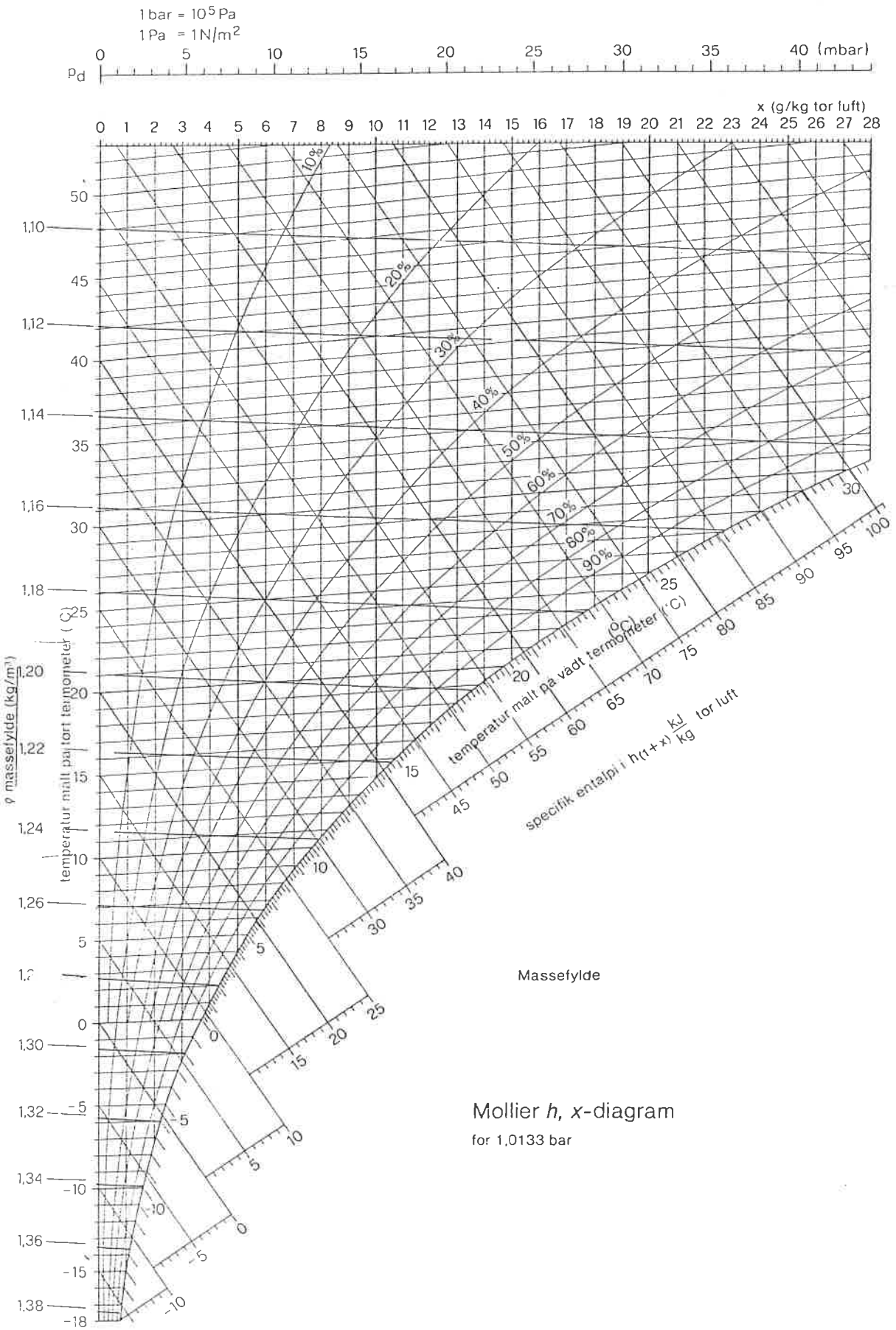
Således har f.eks. luft med t = +24° C tortermometertemperatur og x = 8,5 g/kg vanddamp en entalpi på h = 46 kJ/kg tor luft.



Mollier *h, x*-diagram
for 1,0133 bar

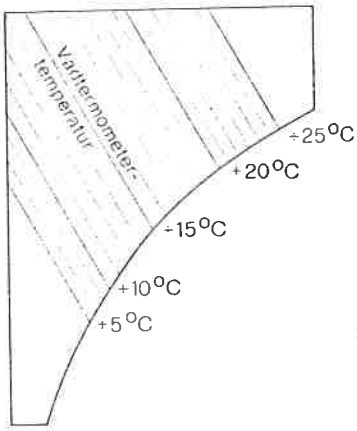
Glæra á bls.: 241 Dæmi á bls.:240

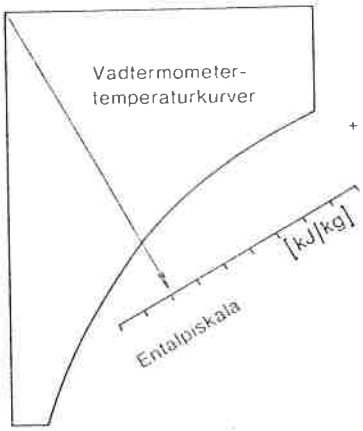
Enn annar þýðingarmikill þáttur í hönnun kælikerfa er eðlismassi lofts ρ í kg/m^3 Mollier gefur t.d. t=+24 °C og eðlismassann ρ = 1,19 kg/m^3 við normal andrúmsloftsþrýsting, en eins og við vitum er eðlismassi beinlínis háður þrýstingi. Sé þetta loft hitað upp í t=+35 °C verður eðlismassi þess ρ = 1,15 kg/m^3 en því veldur rúmtaksaukningin við vaxandi hitastig. Eðlismassinn finnst í Mollier línuritinu á línum sem hallast niður til hægri frá ρ - kvarðanum sem er vinstramegin við t - kvarðann.

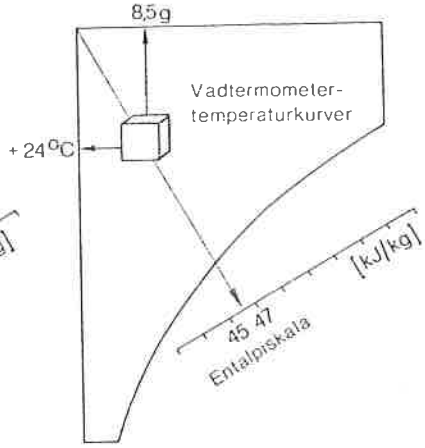


Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



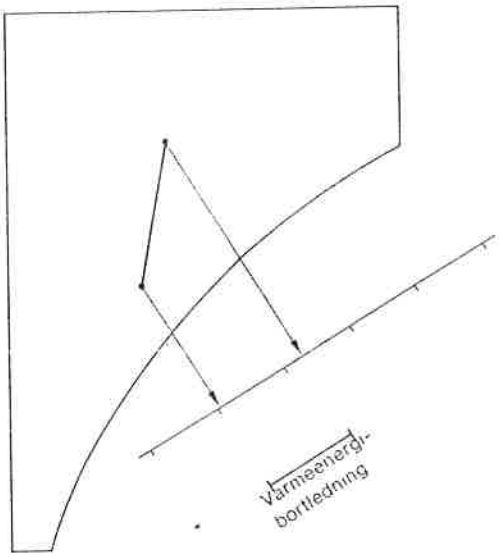




Entalpiskalaen i *h, x*-diagrammet danner afslutningen på vådtermometertemperaturkurverne. Entalpien afhænger dermed praktisk talt af luftens vådtermometertemperatur.

Praktisk anvendelse af entalpien.

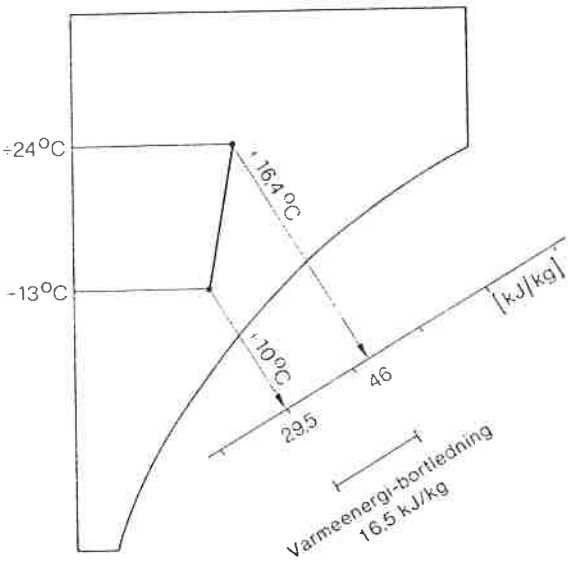
Når luften afkøles og samtidig affugtes, kan vi aflæse den dannede samlede entalpi, som bortledes fra luften, på entalpiskalaen mellem de to vådtermometertemperaturkurver.

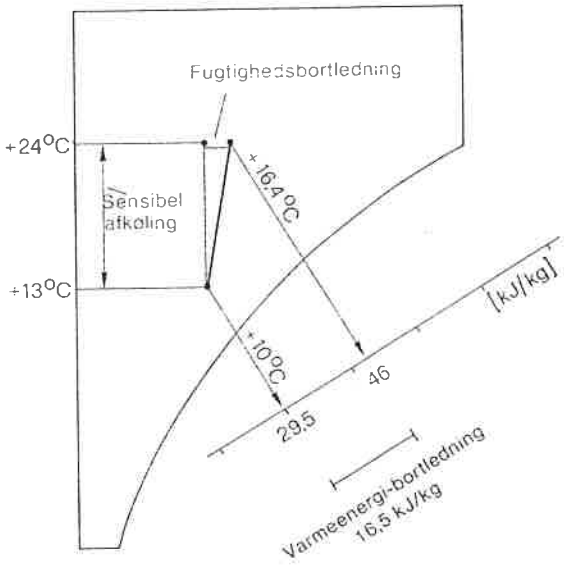


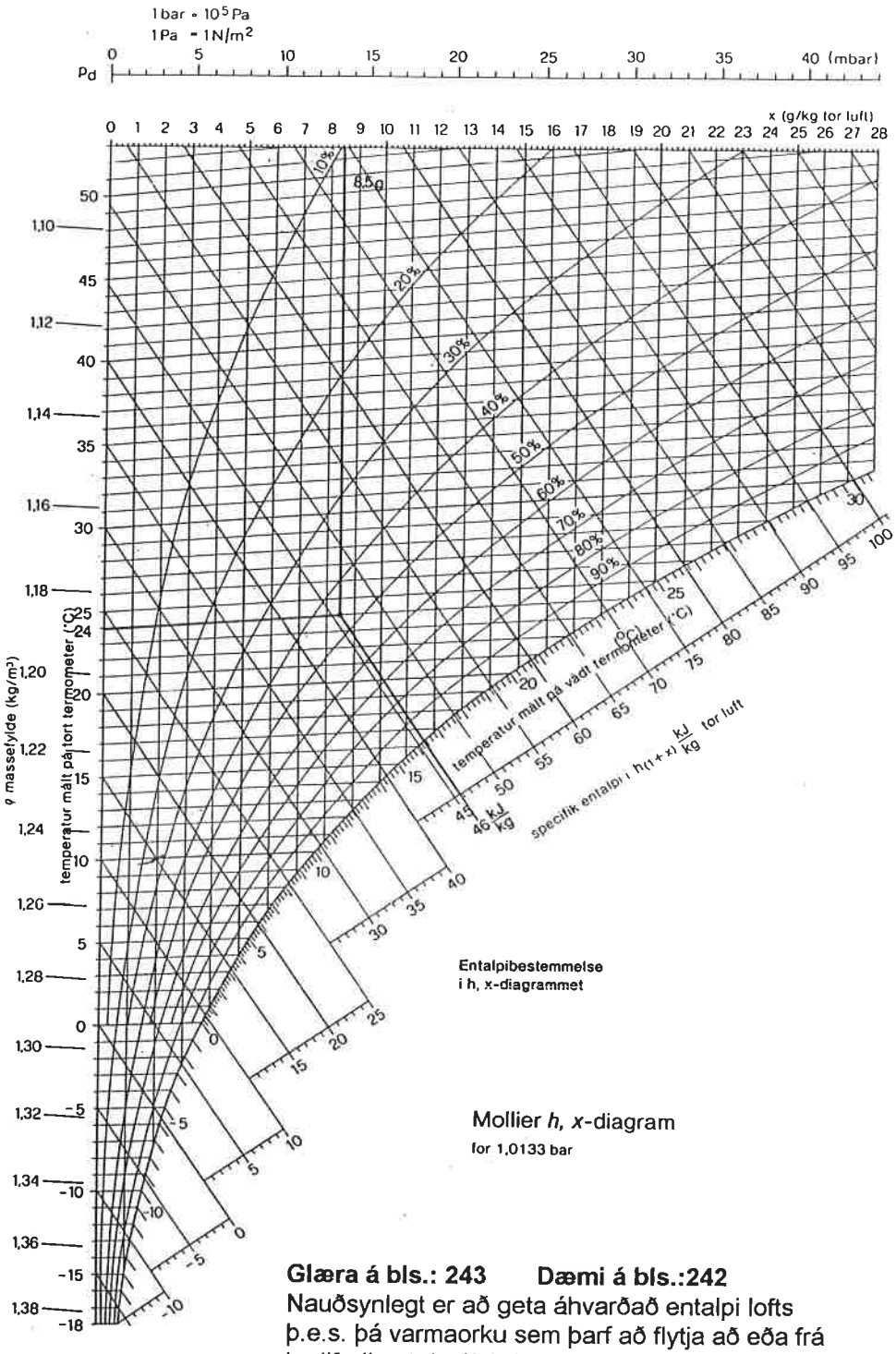
Luft med $t = +24°$ C tørtermometertemperatur og $t_v = +16°$ C vådtermometertemperatur har en entalpi på $h = 46$ kJ/kg. Vi afkøler og affugter denne luft til $t_v = +10°$ C vådtermometertemperatur, hvorefter entalpien udgør $h = 29{,}5$ kJ/kg tør luft, når luften forlader fordamperen.

Der bortføres altså en entalpidifferens på $dh = (46 - 29{,}5) = 16{,}5$ kJ/kg.

Afsætter vi herefter en trekant i diagrammet,







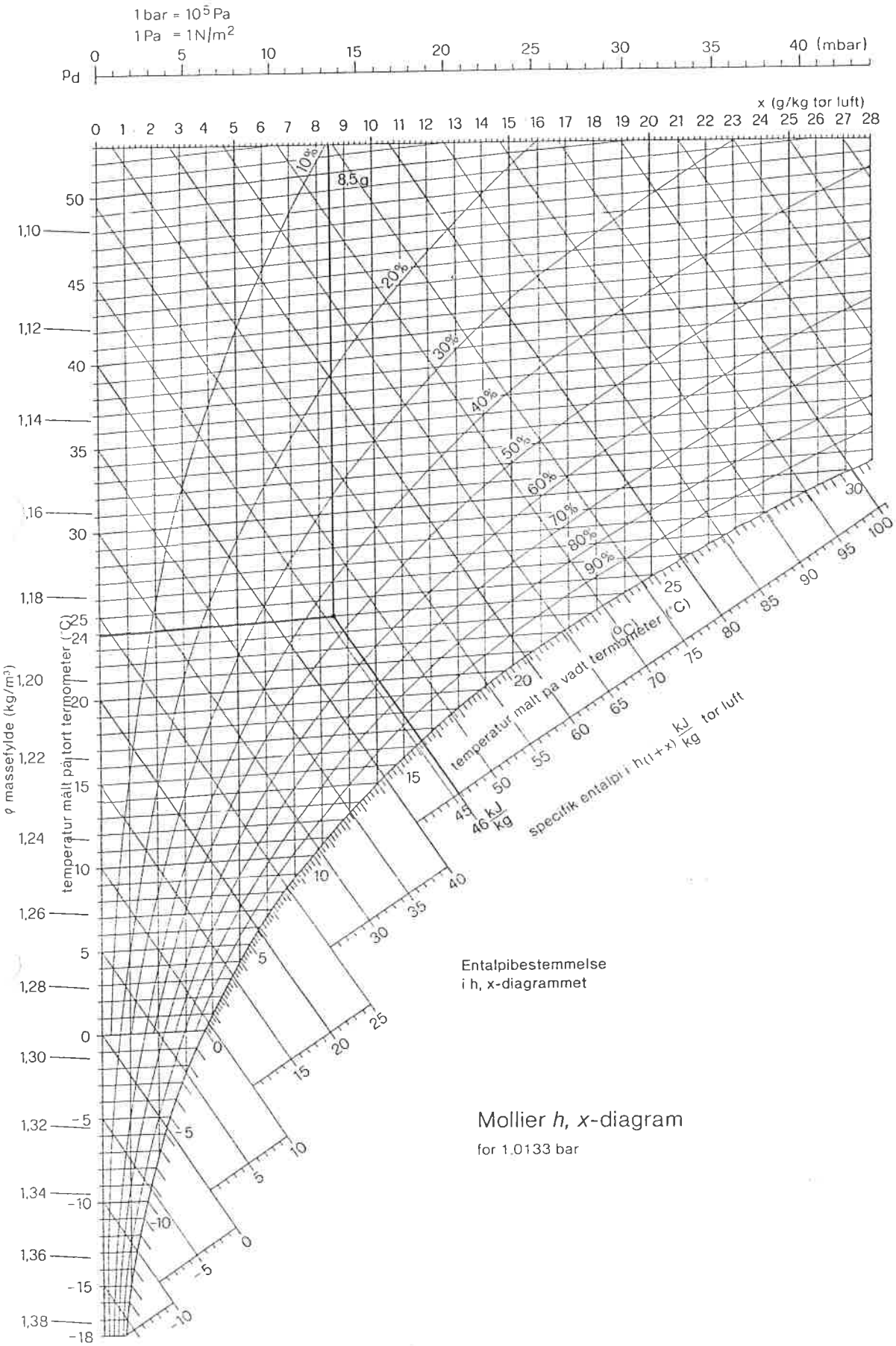
Entalpibestemmelse
i h, x-diagrammet

Mollier *h, x*-diagram
for 1,0133 bar

Glæra á bls.: 243 **Dæmi á bls.:242**

Nauðsynlegt er að geta áhvarðað entalpi lofts þ.e.s. þá varmaorku sem þarf að flytja að eða frá kæliferlinu t.d. við loftræstingu.

Entalpi h kJ/kg lofts finnst í Mollier línuritinu með því að fylgja votkúluhitastigslínunni framhjá mettunalínunni að entalpi kvarðanum. Þannig fæst t.d. að loft með t=+24 °C og x = 8,5 g/kg hefur entalpi h = 46 kJ/kg

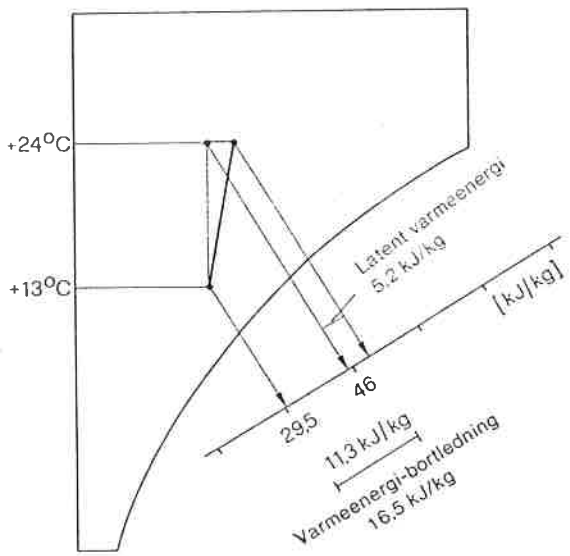


Entalpibestemmelse
i h, x-diagrammet

Mollier *h, x*-diagram

for 1,0133 bar

betyder den horisontale afstand fugtighedsmassen, som bortføres, d.v.s. den latente varmeenergi, mens den vertikale afstand angiver den sensible varmeenergi.

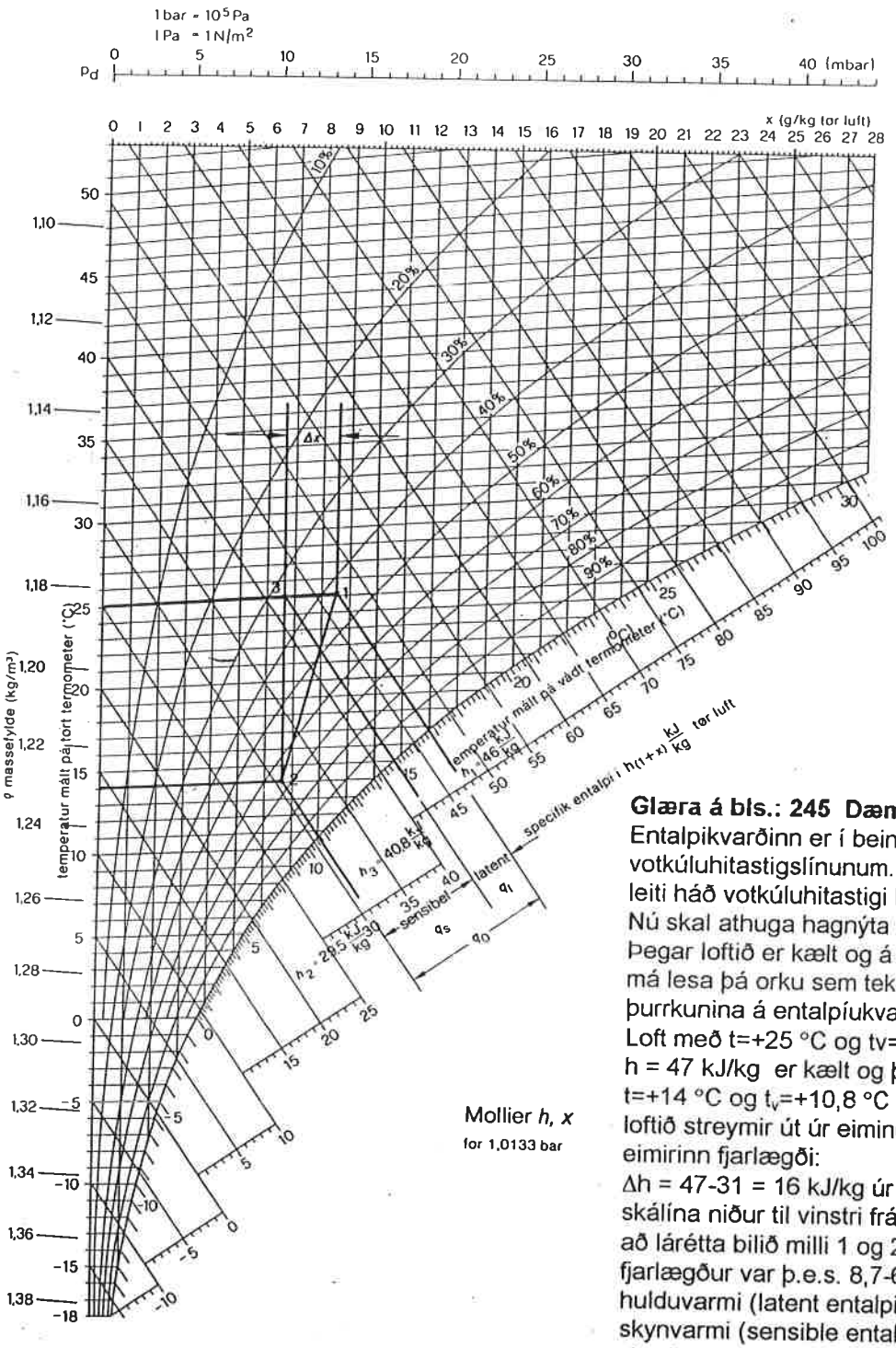


Entalpien i skæringspunktet for de vertikale og horisontale linier er så h = 40,8 kJ/kg.

Følgelig er den bortledte latente varmeenergi differensen mellem h = 46 kJ/kg og h = 40,8 kJ/kg = dh = 5,2 kJ/kg. Den bortledte sensible varmeenergi er differensen mellem h = 40,8 kJ/kg og h = 29,5 kJ/kg = dh = 11,3 kJ/kg.

OBS! Ved aflæsningen af entalpien kan der også optræde negative entalpier, da grænsepunktet ved t = 0° C også er entalpien h = 0 kJ/kg.

Som vi har set, forløber afkølingslinier altid som rette linier. Dette er i virkeligheden naturligvis ikke tilfældet. Det faktiske kurveforløb kan vi se af h, x-diagrammet på side 246. Men der opstår ikke fejl ved anvendelse af vor metode.



Mollier *h, x*
for 1,0133 bar

Glæra á bls.: 245 Dæmi á bls.:242 - 244

Entalpikvarðinn er í beinu framhaldi af votkúluhitastigslínunum. Entalpian er því að vissu leiti háð votkúluhitastigi loftsins.

Nú skal athuga hagnýta notkun entalpiunnar: Þegar loftið er kælt og á samatíma þurrkað í eimi má lesa þá orku sem tekin er úr loftinu við þurrkunina á entalpíukvarðanum.

Loft með t=+25 °C og tv=+16,8 °C og entalpi h = 47 kJ/kg er kælt og þurrkað og verður t=+14 °C og t_v=+10,8 °C og h = 31 kJ/kg þegar loftið streymir út úr eiminum. Þannig sést að eimirinn fjarlægði:

Δh = 47-31 = 16 kJ/kg úr loftinu. Sé nú dregin skálína niður til vinstri frá ástandspunkti 1 til 2 sést að lárétta bilið milli 1 og 2 er rakinn Δx = g/kg sem fjarlægður var þ.e.s. 8,7-6,6 = 2,1 g/kg sem kallast hulduvarmi (latent entalpi) en lóðrétta bilið kallast skynvarmi (sensible entalpi). Entalpian í skurðpunkti lóðréttrar línu beint upp frá ástandi 2, þ.e. ástand 3 reynist vera 43 kJ/kg þannig sést fjarlægður hulduvarmi er:

Δh_h = 47-43 = 4 kJ/kg og fjarlægður skynvarmi

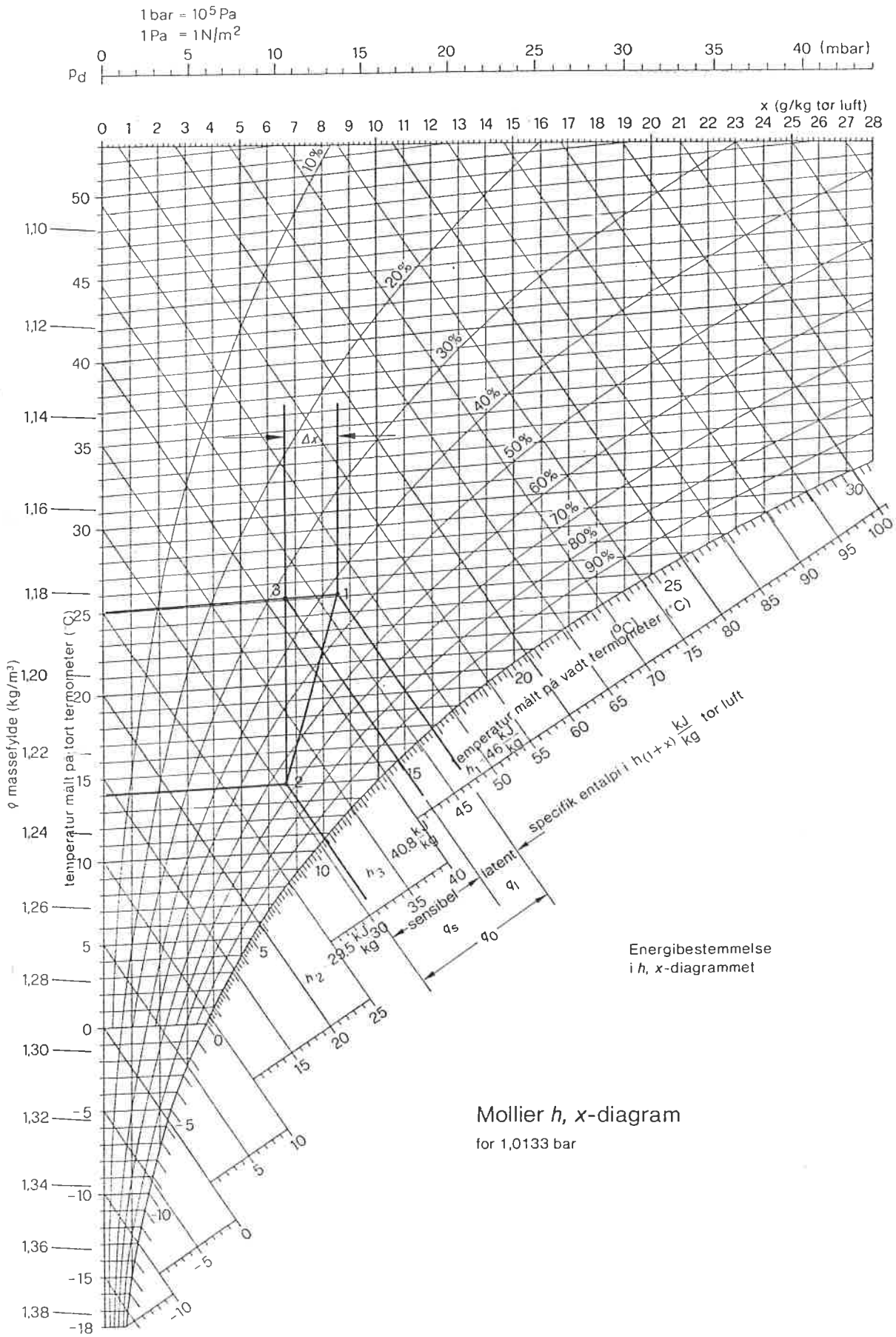
Δh_s = 43-31 =16 kJ/kg eða samtals

Σh_{1+2} = 4+12 = 16 kJ/kg eða

47-31 = 16 kJ/kg eins og áður greindi.

Ath.: Þegar lesið er af entalpíukvarðanum geta komið fram negativ gildi, þar sem entalpian í t = 0 °C er einnig h = 0 kJ/kg

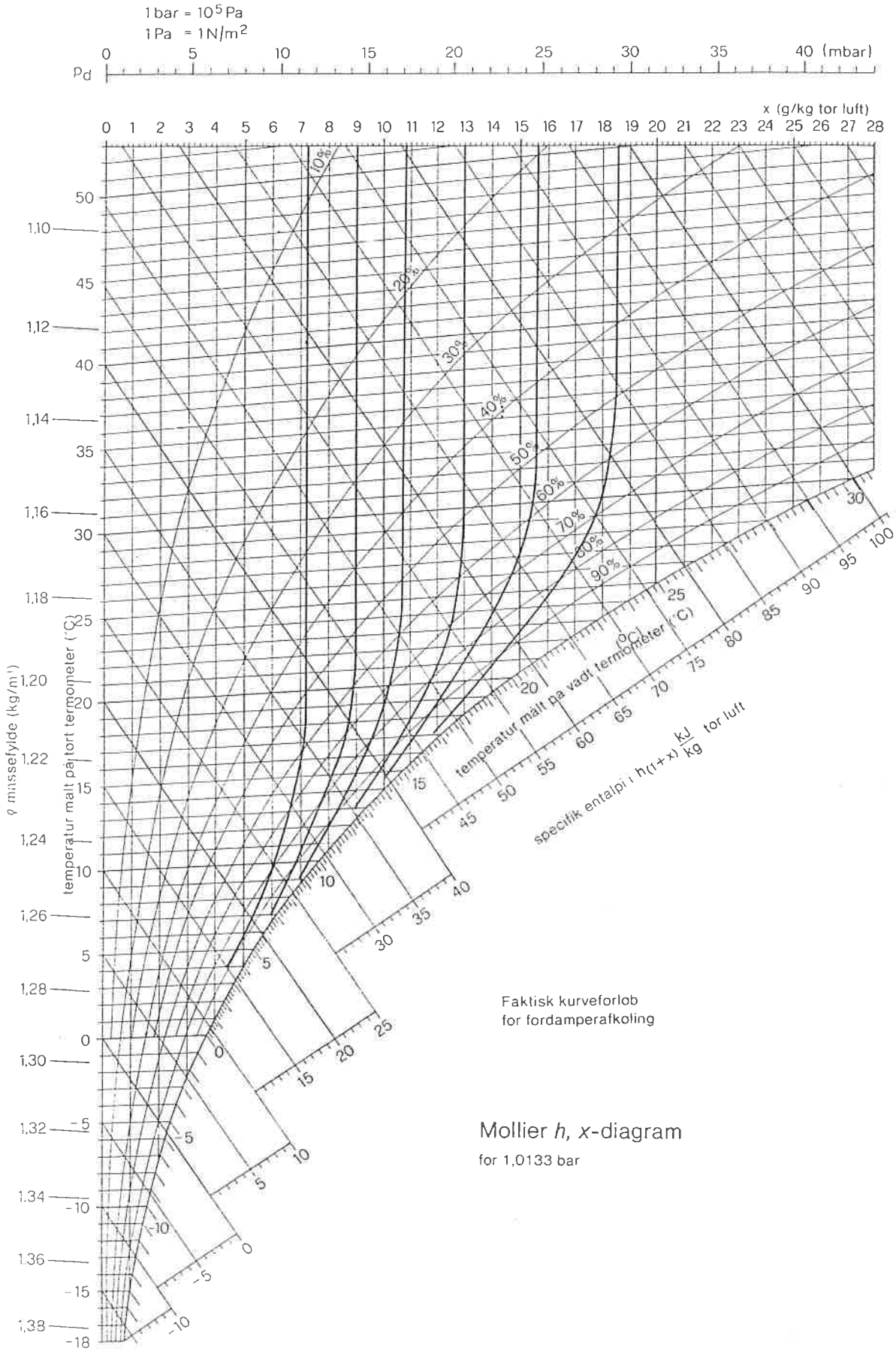
Eins og viðhöfum séð eru kólnunarlínurnar alltaf beinar línur, þetta er ekki rétt, raunverulega ganga þær eins og sýnt er á Mollier línuritinu á bls.:246, en þetta veldur ekki skekkju við notkun þeirrar aðferðar sem lýst hefur verið hér á undan.



Energibestemmelse
i *h*, *x*-diagrammet

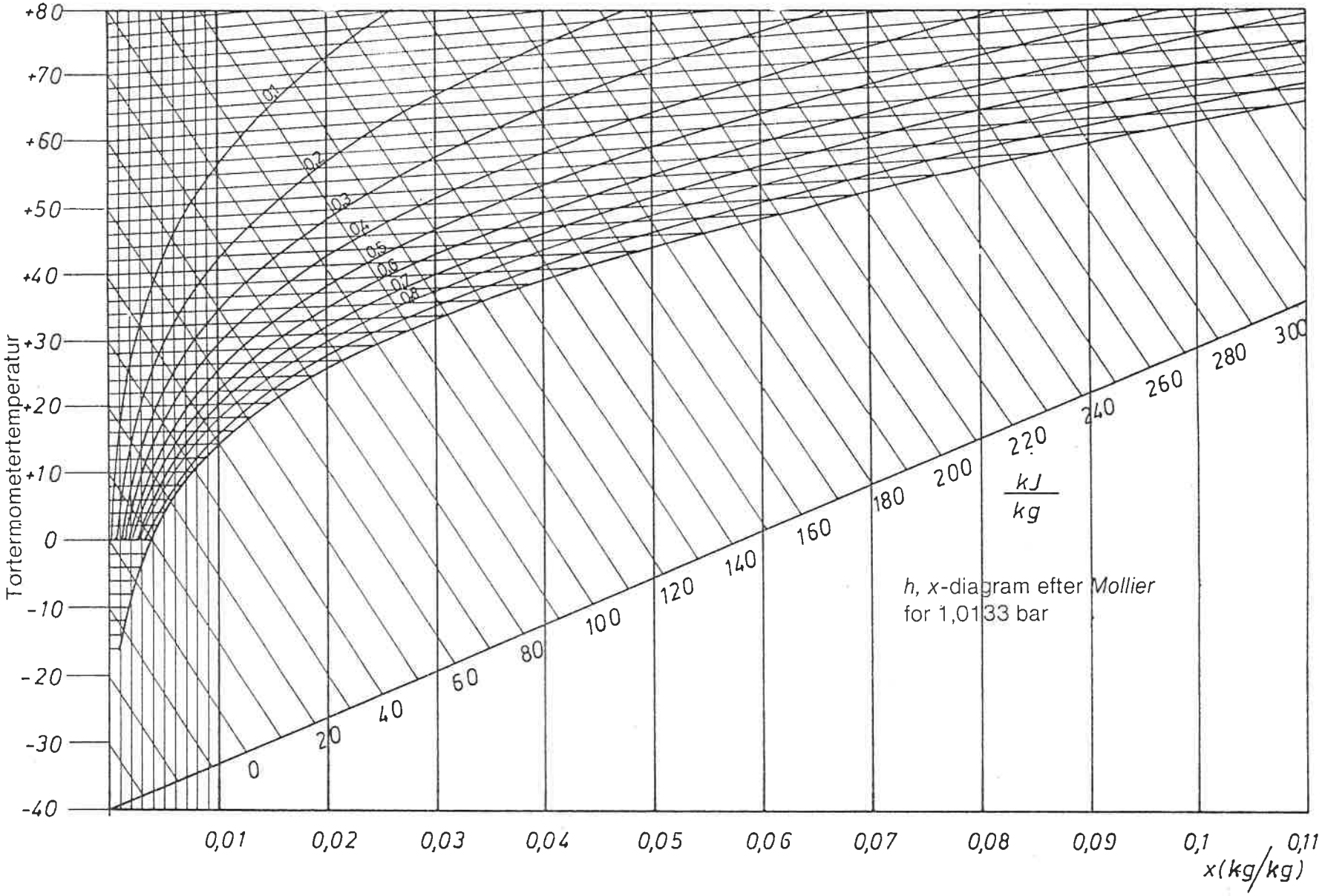
Mollier *h*, *x*-diagram

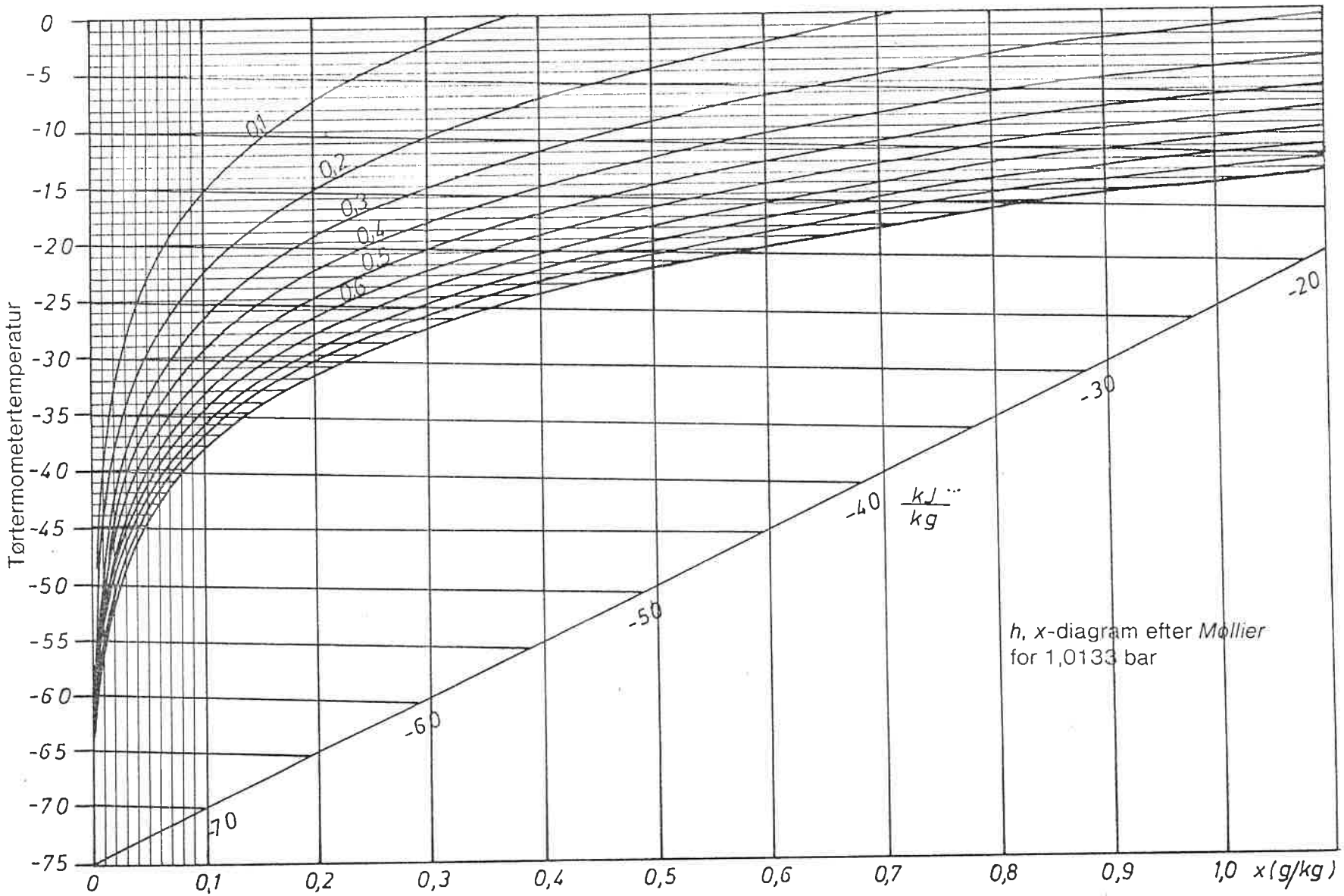
for 1,0133 bar



Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar


Tortermometertemperatur
+80
+70
+60
+50
+40
+30
+20
+10
0
-10
-20
-30
-40
0,01
0,02
0,03
0,04
0,05
0,06
0,07
0,08
0,09
0,1
0,11
x(kg/kg)
0
20
40
60
80
100
120
140
160
180
200
220
240
260
280
300
kJ/kg
h, x-diagram efter Mollier
for 1,0133 bar


Tørtermometertemperatur
0
-5
-10
-15
-20
-25
-30
-35
-40
-45
-50
-55
-60
-65
-70
-75
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
x (g/kg)
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
-20
-30
-40
-50
-60
-70
kJ/kg
h, x-diagram efter Møllier
for 1,0133 bar

Skýringar á h x diagröðunum (3blöð)

Heimadæmi á eflis

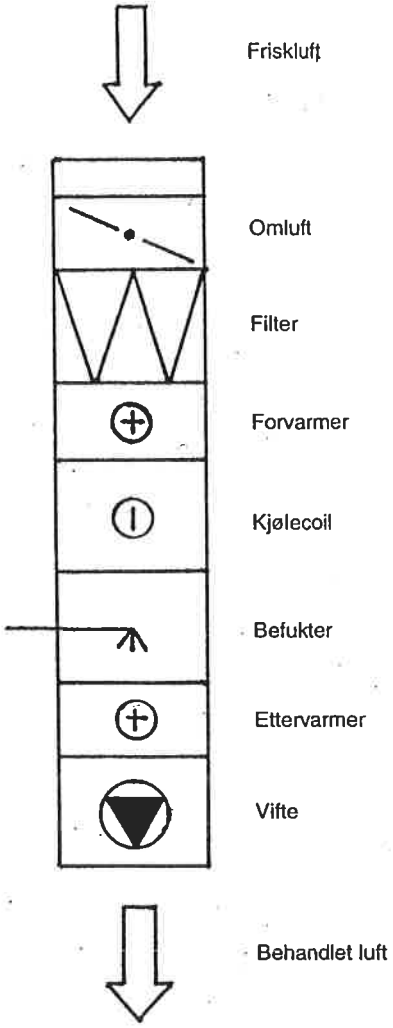
5. KLIMATEKNIKK

Luften rundt oss består av flere gasser, hovedsakelig nitrogen, oksygen samt en del vanndamp. Gassene opptrer uavhengig av hverandre og har et trykk som endrer seg med temperaturen.
Når en gass blir sluppet ut i et lukket rom, fyller den ut hele rommet som om den skulle være alene og blander seg med de andre gassene.
Det trykket vi måler er summen av deltrykkene for gassene.
Så lenge vanndampen har en temperatur som er høyere enn metningstemperaturen, opptrer den på samme måte som andre gasser. Det lufttrykket vi måler med et barometer er summen av de enkelte deltrykkene som gassene har, også den del av trykket som skyldes vanndampen.

Innen klima- og kuldeteknikken er kunnskap om hvordan damptrykk, temperatur og vanninnhold i luften virker inn på fuktigheten, av betydning for å unngå råteskader på byggkonstruksjoner av tre.

Vanninnholdet i en luftmengde og vanndamptrykket er avhengig av temperaturen. Luft som er mettet med vanndamp vil inneholde en mindre mengde vann ved en lav temperatur enn luft ved en høy temperatur.
Dette virker inn på vanndamptrykket som utgjør en del av det totale lufttrykket (atmosfæretrykket).
Luft mettet med vanndamp eller med en bestemt relativ fuktighet, vil med en lav temperatur gi et mindre vanndamptrykk enn ved en høyere temperatur. Vanndamptrykket står altså alltid i forhold til hvor mye luften er mettet og temperaturen.

Inne i et kulderom vil således vanndamptrykket være lavere og vanninnholdet i luften mindre enn i luften utenfor. Trykkforskjellen gjør at vanndamp kan trenge inn i isolasjonen. Når vanndamp kjøles ned til metningstemperaturen, felles det ut fritt vann som fukter isolasjonen. Dette vil igjen føre til en større varmestrøm gjennom isolasjonen og en øket bruk av energi for å drive anlegget.
Temperaturen i veggene mot et fryserom vil i et sjikt danne 0°C. Her vil vannet som felles ut fryse til is og gi en kulde- eller varmebro. For å stoppe en vandring av fuktighet inn i en isolasjon, må det derfor være et damptett sjikt på den *varme* siden av flaten som grenser til et varmt rom.
Vanndamp som kommer inn i et kulderom når dører åpnes eller varer avgir fuktighet, vil avsette seg som rim eller dugg på fordamperoverflaten. Denne fuktigheten vil ikke ha innvirkning på isolasjonen. Siden fordamperen har den laveste temperaturen, vil fuktighet i rommet nedfelle seg på fordamperens overflate som vann eller rim.

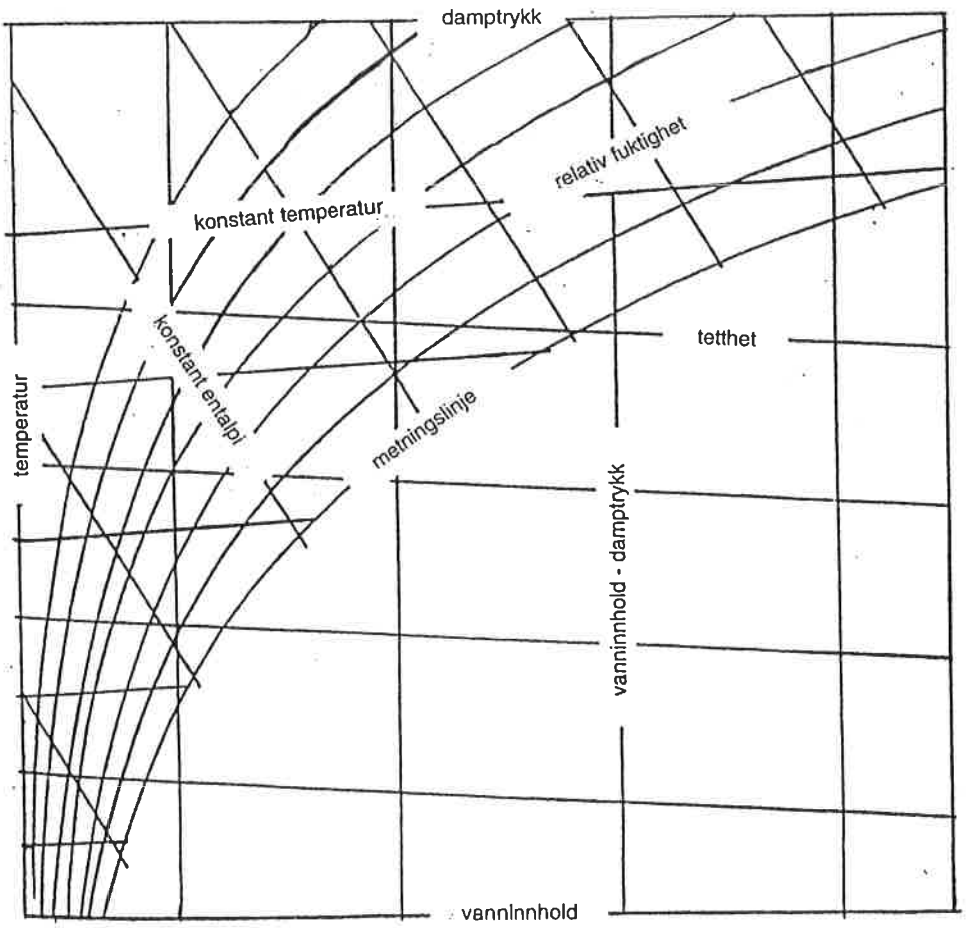


En klimateknikken er luftbehandling og luftfornying en primær arbeidsoppgave. Luften skal ikke bare oppvarmes eller nedkjøles, den skal også filtreres, befuktes eller avfuktes. Et komplett klimaaggregat skal være bygget for å utføre alle disse funksjoner.

Før igangsetting og drift av klimatekniske anlegg, er det viktig å være klar over de muligheter som er tilstede for å tilpasse driften til behovet.
Kravet til driften av et klimaanlegg er ikke det samme for en industriell tørkeprosess som for et anlegg på skip som seiler i tropiske farvann.
Øket bruk av datateknikk setter også spesielle krav til klima i forretningsbygg. Her er det vanligvis et overskudd av varme som må gjenvinnes og brukes til et annet formål.

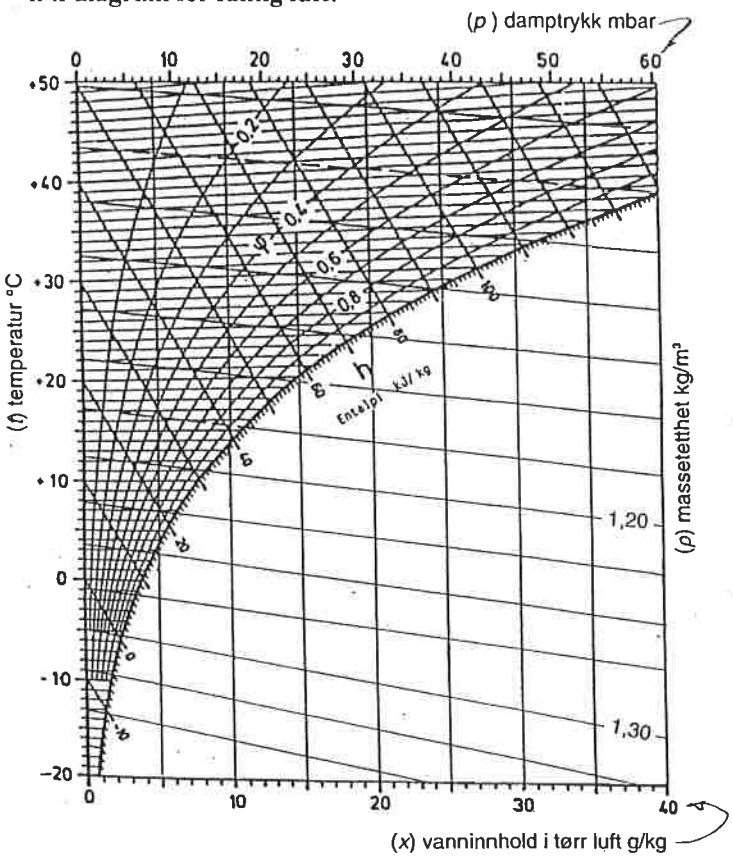
Et godt hjelpemiddel som brukes til luftekniske beregninger, er et mollier h-x diagram for fuktig luft. -h- er symbolet for entalpi (varmemengde) og -x- for vanninnholdet i luften. Uten å gå nærmere inn på grunnlaget for konstruksjonen av diagrammet og de beregninger som ligger til grunn for å lage det, skal vi se på hvordan det er bygget opp og brukes.

h-x diagram for fuktig luft:



På venstre side av diagrammet er en skala for temperaturen som måles med et vanlig termometer (tørrkuletemperaturen, t_1). Ut fra denne skalaen går linjer for konstant temperatur, isotermer.
Nede på den horisontale aksen er en skala for hvor mye vann (x) luften inneholder. Skalaen oppe på diagrammet angir det damptrykket (p_d) som luften må ha ved vanninnholdet (x).
Metningslinjen gir grensen for hvor mye vanndamp luften kan inneholde, uten at det utskilles vann fra dampen.
Det er verdiene for temperatur, trykk, vanninnhold og entalpi for metningslinjen som er oppgitt i en damptabell for fuktig luft.
Luften ovenfor metningslinjen kan oppta mer vanndamp, den er umettet.
Luften nedenfor metningslinjen er inne i et område hvor den enten vil avgi vann til den er mettet, eller i underkjølt tilstand opptre som tåke.
Luftens massetetthet forandrer seg med temperatur, trykk og vanninnhold. Linjen for tetthet angir forholdet mellom luftens masse og volum. Siden massetettheten for luften forandrer seg etter hvert som den kjøles ned eller varmes opp, blir det brukt en middelverdi.
Linjen for konstant entalpi (h), er den linjen i diagrammet som blir nyttet til å bestemme en kuldeytelse ved nedkjøling og avfukting av luft. Når luften befuktes gjennom en vanndyse, vil vannet trekke varme fra luften for å fordampe. Tilstandsforandringen skjer langs linjen for konstant entalpi.
Den relative fuktigheten er den eneste tilstanden i diagrammet som gir en kurve. Når luften er mettet med vanndamp er den relative fuktigheten 100% og det er tilstanden langs metningslinjen. Etter hvert som vanninnholdet blir mindre eller temperaturen høyere enn det som metningslinjen angir, vil den relative fuktigheten synke.
Til vanlig tegnes kurver for hver 10% endring av den relative fuktigheten.

h-x diagram for fuktig luft:



Absolutt fuktighet
Den absolutte fuktigheten angir hvor mye vann et kilogram luft inneholder.

Relativ fuktighet
Den relative fuktigheten er forholdet mellom trykket for umettet- (overhetet) og mettet damp ved samme temperatur.

$$\varphi = \frac{p_d}{p_D} \text{ eller: } \varphi = \frac{x_d}{x_D}$$

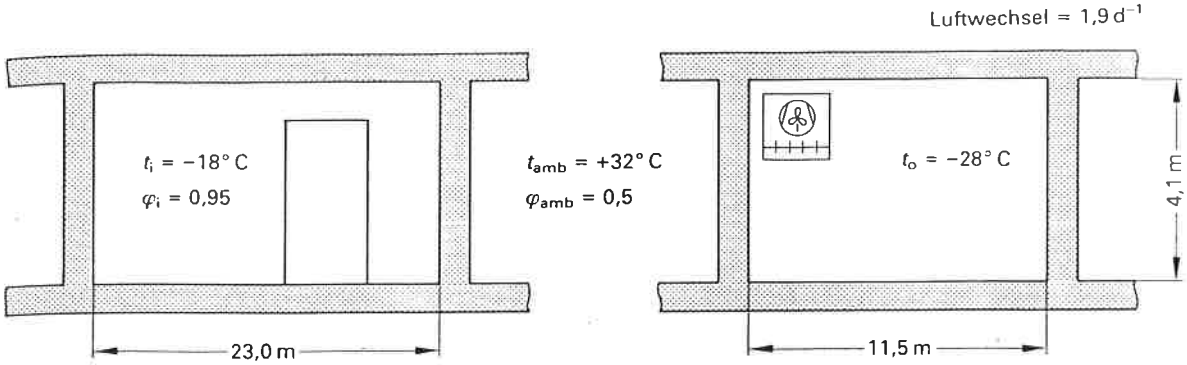
Som regel er det enklere å bruke innholdet av vanndamp i luften som grunnlag for definisjonen.

Den relative fuktigheten er forholdet mellom den mengde damp luften inneholder og den mengde den kan inneholde når den er mettet ved samme temperatur.

φ = relativ fuktighet (%)
p_d = damptrykket ved umettet damp (mbar)
p_D = damptrykket for mettet damp (mbar)
x_d = vanninnhold ved umettet damp (g/kg)
x_D = vanninnholdet for mettet damp (g/kg)

SÝNIDÆMI

— SÝNIDÆMI —



Ved hjælp af de givne værdier skal de enkelte varmeströmme ved afkölingen af fornyelsesluften beregnes for det tegnede kölerum.

1. Tegn på et h, x-diagram afkölingsprocessen og bestem Δx og Δh såvel luftens massefylde i begyndelses- og slutpunktet !

2. Beregn fornyelsesluftens volumen V_L i m³/dögn

3. Bestem fornyelsesluftens masse $\dot{m}_L$ i kg / dögn i slutpunktet for afkölingen !

4. Beregn den fornyelsesluftvarmeström $\dot{Q}_V$ i watt, der skal bortföres !

5. Beregn den fornyelsesluftvarmeström $\dot{Q}_{V1}$ i watt, der skal bortföres ved omdannelse af vandet til is !

6. Beregn den fornyelsesluftvarmeström $\dot{Q}_{V2}$ i watt,der skal bortföres til underköling af isen på fordamperen !

7. Udregn summen af alle varmeströmmene ΣQ i kW og omkostningne for afkölingsprocessen, som tager en time, når 1 kWh koster 0,70 kr !

1:

$$\Delta h = (h_1 - h_2) = [71{,}2 - (-16)] = 87{,}2\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta x = (x_1 - x_2) = (15{,}0 - 0{,}8) = 14{,}2\,\frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

$$\varrho_{LA} = 1{,}146\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\varrho_{LE} = 1{,}385\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

2:

$$\dot{V}_L = V \cdot i \text{ in } \frac{\text{m}^3 \cdot 1}{\text{d}} = \frac{\text{m}^3}{\text{d}}$$

$$= 23{,}0 \cdot 11{,}5 \cdot 4{,}1 \cdot 1{,}9$$

$$= 2060{,}45\,\frac{\text{m}^3}{\text{d}}$$

3:

$$\dot{m}_L = \dot{V}_L \cdot \varrho_{LE} \text{ in } \frac{\text{m}^3 \cdot \text{kg}}{\text{d} \cdot \text{m}^3} = \frac{\text{kg}}{\text{d}}$$

$$= 2060{,}45 \cdot 1{,}385$$

$$= 2853{,}72\,\frac{\text{kg}}{\text{d}}$$

4:

$$\dot{Q}_V = \frac{\dot{m}_L \cdot \Delta h \cdot 1000}{86\,400} \text{ in } \frac{\text{kg} \cdot \text{kJ} \cdot \text{J} \cdot \text{d}}{\text{d} \cdot \text{kg} \cdot \text{kJ} \cdot \text{s}} = \text{W}$$

$$= \frac{2853{,}72 \cdot 87{,}2 \cdot 1000}{86\,400}$$

$$= 2880{,}14\,\text{W}$$

5:

$$\dot{Q}_{V1} = \frac{\dot{m}_W \cdot q_W \cdot 1000}{86\,400} \text{ in } \frac{\text{kg} \cdot \text{kJ} \cdot \text{J} \cdot \text{d}}{\text{d} \cdot \text{kg} \cdot \text{kJ} \cdot \text{s}} = \text{W; mit: } \dot{m}_W = \dot{m}_L \cdot \Delta x \text{ wird}$$

$$= \frac{\dot{m}_L \cdot \Delta x_W \cdot q_W \cdot 1000}{86\,400} = \frac{2853{,}72\,(0{,}015 - 0{,}0008) \cdot 335 \cdot 1000}{86\,400}$$

$$= 157{,}12\,\text{W}$$

6:

$$\dot{Q}_{V2} = \frac{\dot{m}_L \cdot \Delta x \cdot c_E \cdot \Delta T \cdot 1000}{86\,400} \text{ in W}$$

$$= \frac{2853{,}72\,(0{,}015 - 0{,}0008) \cdot 2{,}09 \cdot 18 \cdot 1000}{86\,400}$$

$$= 17{,}64\,\text{W}$$

7:

$$K = \Sigma \dot{Q}_V \cdot \tau \cdot \text{k in } \frac{\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{DM}}{\text{kW h}} = \text{DM}$$

$$= 2{,}88 + 0{,}157 + 0{,}0176 \cdot 1 \cdot 0{,}70$$

$$= 2{,}14 \text{ DK}$$

HEIMADÆMI

Øvelser i at anvende viden og øge færdigheder

1. I et kølerum 4,40 × 3,70 × 2,50 m er der fugtig luft på $t_i = +5°$ C, $\varphi = 0{,}8$. Luften skal dagligt fornys 35 gange og indsuges ved en tilstand på $t_u = +25°$ C og $\varphi = 0{,}65$.

1.1 Tegn under anvendelse af *h, x*-diagrammet afkølingsprocessen og bestem Δx og Δh samt luftens massefylde ved begyndelses- og slutpunktet!

1.2 Beregn fornyelsesluftens volumen pr. dag!

1.3 Bestem fornyelsesluftens masse i slutpunktet for afkølingen!

1.4 Beregn i W fornyelsesluftens varmestrøm, der skal bortledes!

2. Hvad forstår man ved fugtig luft?

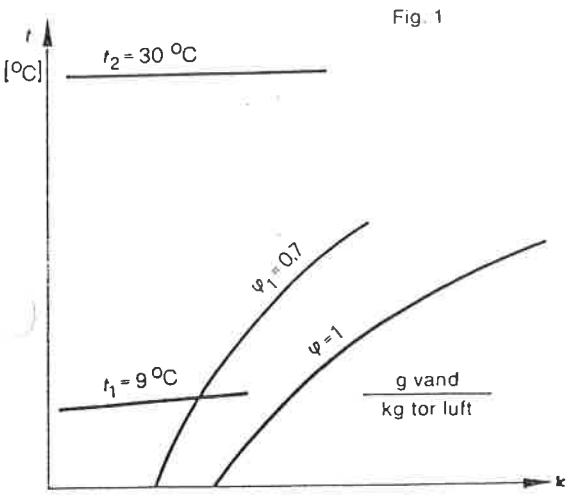
3. Hvorfor sætter fugtig luft sig hovedsagelig på fordamperen?

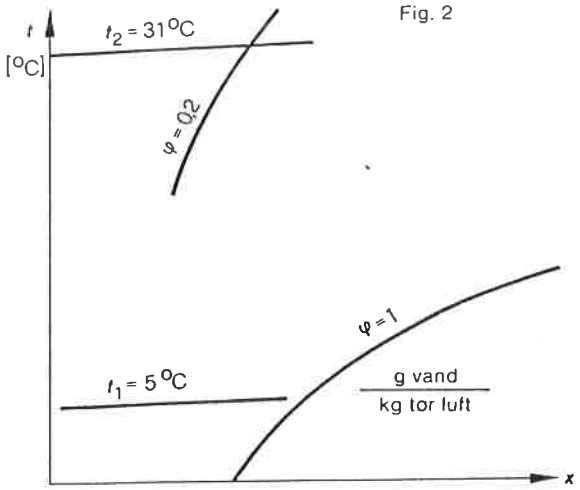
4. Hvordan kan man få tør luft i kølerummet?

5. Hvilken betydning har luftfugtighed ved lagring af kølevarer?

6. Indfør de manglende værdier φ_2, x_1, h_1, h_2, ρ_1, ρ_2, for tilstandsændringen opvarmning af fugtig luft ved konstant vandindhold i fig. 1!

6.1 Tilføj de manglende værdier for afkøling af fugtig luft ved bortledning af vand på Δx = 3 g/kg tør luft (fig. 2).





7. Tilføj ved hjælp af *h, x*-diagrammet (1013 mbar) de to manglende tilstandsstørrelser!

Punkt	t [°C]	x [g/kg]	φ [%]	h [kJ/kg]
1	10	6		
2	30		0,4	
3	10			20
4		17	0,6	
5		13		65
6			0,4	45

8. I et maskinrum (l = 3 m, b = 2 m, h = 3 m) er der fugtig luft på T_1 = 281 K og φ_1 = 0,6. Luften opvarmes til 303 K. x = konstant.

8.1 Bestem følgende værdier:

h_1	$\frac{kJ}{kg}$	Δh	$\frac{kJ}{kg}$	ρ_1	$\frac{kg}{m^3}$
h_2	$\frac{kJ}{kg}$	φ_2		ρ_2	$\frac{kg}{m^3}$

8.2 Bestem massen af maskinrumluften i slutpunktet for opvarmningen!

8.3 Bestem den varme~~strøm~~ der skal tilføres maskinrumluften!

9.1 Luften i et kølerum (T_1 = 275 K, φ_1 = 0,85) fornyes ved hjælp af luft udefra (T_2 = 298 K, φ_2 = 0,75).
Beregn den entalpi, der skal bortføres, i kJ/kg og kJ/m³, for fugtig luft!

Δh = $\frac{kJ}{kg}$	Δh = $\frac{kJ}{m^3}$

9.2 Hvad er værdierne for et kølerum (263 K, φ = 0,9) ved samme luft udefra?

Δh = $\frac{kJ}{kg}$	Δh = $\frac{kJ}{m^3}$

10. Bestem entalpien for fugtig luft på 298 K ved et vandindhold på x = 12 g/kg tør luft!

11. Hvad forstår man ved den relative luftfugtighed?

φ = _____

12. Hvilken værdi har den relative luftfugtighed

for fuldstændig mættet luft _____

for umættet luft _____

for overmættet luft _____

13. Tilføj ved hjælp af h, x-diagrammet (1013 mbar) de to manglende tilstandsstørrelser!

Punkt	t_f [°C]	p_D [mbar]	t [°C]	t_{TP} [°C]
1	15	11,6		
2	23		34	
3			25	20
4	25,5			22
5		20	25	
6		16,1	20	

KÆL 402
HEIMADÆMI

Eksempel 1:
En luftmengde har en tørrkuletemperatur på +25°C, med en relativ fuktighet på 0,5.
Bestem følgende ut fra et h-x diagram:

a. Damptrykket og vanninnholdet for luften ved den gitte tilstanden.
b. Duggpunktstemperaturen ved denne tilstanden.

Eksempel 2:
En luftmengde med en tørrkuletemperatur t_t = +5°C og relativ fuktighet $\varphi = 0{,}5$ blir oppvarmet til +18°C.
Hva blir den relative fuktigheten etter oppvarmingen?

Eksempel 3:
1 kg luft med en temperatur på +5°C og en relativ fuktighet på 0,5 varmes opp til +18°C. Dette gir luften en relativ fuktighet på 0,2.
Hvor mye varmeenergi skal til for å varme opp denne luftmengden?

Eksempel 4:
Luft med en tørrkuletemperatur t_t = +30°C og relativ fuktighet $\varphi = 0{,}4$ passerer en befukter til den er helt mettet med vann.

a. Hva blir våtkuletemperaturen for luften etter befuktningen?
b. Hvor mye vann per kg luft må tilføres for å oppnå denne tilstanden?

Eksempel 5:
Et tørrkuletermometer viser t_t = +30°C med en våtkuletemperatur på t_v = +18°C.
Hvilken relativ fuktighet har denne luften?

Eksempel 6:
En luftmengde med temperatur t_t = +35°C og med relativ fuktighet φ = 0,6 skal nedkjøles og avfuktes til +25°C. Overflatetemperaturen på kjøleflaten t_{ADP} = +10°C.

a. Hvilken relativ fuktighet vil luften få etter nedkjølingen?
b. Hvor mye vann blir utfelt per kg luft?

Eksempel 7:
Et klimaanlegg skal dimensjoneres for å kjøle ned og avfukte 2 kg luft per sekund. Luften inn på fordamperen har en tørrkuletemperatur t_t = +35°C med en relativ fuktighet på φ_1 = 0,6. Ut fra fordamperen har luften en tørrkuletemperatur t_t = +25°C og en relativ fuktighet $\varphi_2 = 0{,}8$.
Tegn en skisse av et h-x diagram og før på alle verdier som vi kan fastsette ut fra lufttilstanden.

a. Hvor stor kuldeytelse må fordamperen oppta?
b. Hvor stor kuldeytelse utgjør den latente varmebelastningen?
c. Hvor stor kuldeytelse utgjør den følbare varmebelastningen?
d. Hvor mye vann blir kondensert og utfelt per time under drift?

Eksempel 8:
4 kg luft med t_1 = 35°C, $\varphi_1 = 0{,}6$, blandes med
2 kg luft med t_2 = 10°C, $\varphi_2 = 0{,}4$.
Hva blir blandingstilstanden?

OPPGAVER I KLIMATEKNIKK

Oppgave 1
Fyll ut de ledige rubrikker med størrelser tatt fra et h-x diagram

	t_t °C	t_v °C	t_{DP} °C	φ %	p_d mbar	x g/kg	h kJ/kg
1			20	50			
2	25	20					
3				70		10	
4	14				8		
5				40	16		
6	34		14				
7				80			100
8	10					5	
9	30						90
10	35			60			

t_t = tørrkuletemperatur målt i °C
t_v = våtkuletemperatur målt i °C
t_{DP} = duggpunktstemperatur målt i °C
φ = luftens relative fuktighet
p_d = damptrykk målt i mbar
x = vanninnhold i luften målt i g/kg tørr luft
h = luftens spesifikke entalpi målt i kJ/kg

Oppgave 2
Luft med temperatur +25°C og relativ fuktighet på 0,6 blir avkjølt til duggpunktstemperaturen.

Ta ut følgende størrelser fra et h-x diagram for fuktig luft :
a. Vanninnhold.
b. Damptrykk.
c. Duggpunktstemperatur.
d. Den spesifikke entalpi.

Oppgave 3
Luft med temperatur +5°C og relativ fuktighet på 0,8 blir varmet opp til +20°C.

Finn ut fra h-x diagrammet:
a. Den relative fuktighet etter oppvarmingen.
b. Økningen av den spesifikke entalpien under oppvarmingen.

Oppgave 4
Et kjølerom med et innvendig volum på 57 m³ skal ha 13 luftskift per døgn. Antall luftskift for et kulderom er avhengig av romstørrelsen og bygger på erfaringsverdier. Se teknisk tabell.
Utetemperaturen er +30°C med φ = 0,6 og med en romtemperatur på +2°C med φ = 0,8.
Vi regner med at luften har en midlere massetetthet på 1,25 kg/m³.
a. Tegn tilstandsforandringen for luften inn i et h-x diagram.
b. Hvor mange kilogram luft må kjøles ned og avfuktes per sekund (kg/s)?
c. Hvor stor endring blir det i luftens spesifikke entalpi (kJ/kg)?
d. Hvor stor mengde vann skilles ut i løpet av en time (kg/h)?
e. Hvor stor kuldeytelse er nødvendig for å kjøle ned og avfukte luften som skiftes ut i kjølerommet (kW)?

Oppgave 5
I et ventilasjonsanlegg måles følgende temperaturer i innsugningskanalen:
t_t = +28°C og t_v = +20°C. Etter kjølebatteriet måles t_t = +17°C og t_v = +14°C.

a. Tegn tilstandsforandringen inn i et h-x diagram.
b. Bestem den relative fuktigheten før og etter nedkjølingen.
c. Hvor mye vann blir utfelt for hvert kilogram luft som blir behandlet?
d. Bestem endringen av den spesifikke entalpien ved tilstandsforandringen.

Oppgave 6
Et klimaanlegg har et gjennomstrømmingsareal i kjølebatteriet på 0,72 m². Lufthastigheten er målt til 2,2 m/s. Lufttilstanden i innsugningskanalen er t_t = +38°C og t_v = +30,4°C. Temperaturen etter kjølebatteriet t_t = +32°C og t_v = +27,8°C.
Den midlere massetetthet for luft blir satt til 1,14 kg/m³.

a. Hvilken overflatetemperatur må kjøleflaten ha for å oppnå denne endringen av tilstanden?
b. Hvor stor massestrøm (kg/s) med luft passerer gjennom kjølebatteriet?
c. Hvor mye vann blir utfelt i løpet av en time (kg/h)?
d. Hvor mye endrer luftens spesifikke entalpi seg ved nedkjølingen (kJ/kg)?
e. Hvor stor kuldeytelse (kW) må til for å behandle denne luftmengden?
f. Hvor stor del av samlet kuldeytelse utgjør den følbare varmen?

Oppgave 7
Luft med tilstanden t_t = +7°C og φ = 0,8 blir oppvarmet til +18°C.
a. Hva blir den relative fuktigheten?

Vann blir forstøvet og sprøytet inn i luften til den blir mettet.

b. Hvilken temperatur vil luften nå få?
c. Hvor mye vann per kilogram luft må tilføres ved befuktningen?

Etter befuktningen blir luften igjen varmet opp til +18°C.

d. Hva blir den relative fuktigheten etter at luften igjen er varmet opp?

Oppgave 8
I et ventilasjonsanlegg blandes 0,3 kg/s med luft som har en tilstand t_t = +5°C og φ = 0,6 med en luftmengde på 0,9 kg/s som har en tilstand t_t = +26°C, φ = 0,8.

a. Tegn tilstanden inn i et h-x diagram.
b. Bestem hvilken tilstand vi får når de to luftmengdene blandes.

Oppgave 9
I et tørkeanlegg passerer en volumstrøm på 0,5 kg luft per sekund, først gjennom en fordamper og så gjennom en luftkjølt kondensator. På anlegget er det målt følgende verdier:
Luften inn på fordamperen +26°C med en relativ fuktighet på 0,50 og luften ut fra fordamperen +12°C med en relativ fuktighet på 0,80.
I kondensatoren blir luften oppvarmet til +35°C.
a. Hvilken overflatetemperatur må fordamperen ha?
b. Hva blir den relative fuktigheten etter kondensatoren?
c. Hvor mye vann skilles ut i løpet av en time?
d. Hvor stor er den totale kuldeytelsen for nedkjøling av luften og utfelling av vannet?

Oppgave 10
I et klimaanlegg skal det kjøles ned 2 kg luft per sekund fra +35°C og en relativ fuktighet 0,50 til +20°C og en relativ fuktighet 0,80.
a. Hvor stor kuldeytelse er nødvendig for å klare denne belastningen?
b. Hvilken overflatetemperatur må kjølebatteriet ha for å oppnå denne tilstandsforandringen?

I kanalene fram til klimarommet stiger temperaturen på luften 5 K.

c. Hva blir den relative fuktigheten for luften ved innblåsingen til rommet?

Med en regulering av temperaturen på det kjølte glykolvannet i kjølebatteriet, kan vi endre overflatetemperaturen.

d. Hvilken overflatetemperatur er nødvendig for å stoppe utfellingen av vann på kjøleflatene?

6. BRUK AV BEREGNINGSSKJEMA

De emnene som til nå er gjennomgått i boken, danner grunnlaget for en dimensjonering av et kuldeanlegg.

For å få en samlet oversikt over de forhold som bestemmer kuldeytelsen for et anlegg, brukes et beregningsskjema. For å vise fremgangsmåten for hvordan skjemaet skal fylles ut på grunnlag av gitte opplysninger, vil det bli gitt et eksempel. Tekniske tabeller som er nødvendige for å kunne beregne et anlegg er gitt i eget avsnitt i boken.
De enkelte punkter vil bli kommentert ut fra det posisjonsnummeret som er gitt i beregningsskjemaet.

Eksempel:
Et fryserom med et utvendig mål på 12 m · 4 m · 3,6 m er bygget opp av 100 mm tykke isolasjonspaneler med en termisk konduktivitet på 0,023 W/(m · K).
Romtemperaturen skal være ÷22°C med en relativ fuktighet 100% ved en utetemperatur på +25°C og en relativ fuktighet 0,40. Det skal regnes med en innlasting av 1200 kg blomkål per døgn med en temperatur på +16°C. Lysbelastningen utgjør 360 W i en 8-timers periode per døgn. Fordamperviftene går kontinuerlig og opptar 580 W fra nettet.
Driftstiden for kuldeaggregatet er 18 timer/døgn.
Bestem anleggets kuldeytelse.

Kommentarer til utfyllingen:

4. Hvis noen av flatene har en annen isolering, må hver flate spesifiseres som: 4a, 4b o.s.v.
5. Se kommentarene under punkt 4, dvs. 5a, 5b o.s.v. Varmekonduktivitet W/(m·K) i tabell side (B14).
8. Når temperatur og relativ fuktighet er gitt, må spesifikk entalpi for luften bestemmes fra h-x diagram og/eller damptabell for vanndamp (B20).
9. Tabeller side (B12) gir erfaringsverdier for et antall luftskift i forhold til romstørrelsen.
   Tabell 1 gir luftskift per sekund og tabell 2 luftskift per døgn. For rom som ikke passer inn i tabellene, må det brukes et forholdstall.
   Massetettheten for luftskift i kjølerom kan settes til 1,24 kg/m³, for fryserom til 1,3 kg/m³.
11. Vareinntak regnes i kilogram/sekund (kg/s).
12. Spesifikk varmekapasitet (kjøling) og frysepunktet for varen er gitt på side (B13).
13. Spesifikk smelte/frysevarme (latent) side (B13).
14. Spesifikk varmekapasitet (frysing) side (B13).
17. Modningsvarmen regnes bare ved langtidslagring
18. Lysbelastningen regnes i forhold til brukstiden.
19. Det må korrigeres for viftevarmen når kuldeytelsen er regnet ut og fordamperen bestemt.
20. Deler av avrimingsvarmen vil bli avgitt til kulderommet. Ved et overslag blir den sløyfet.
22. Anlegget kan ikke drives 24 timer i døgnet da det må beregnes nødvendig tid til avriming.

BEREGNINGSSKJEMA FOR KULDEANLEGG

1. Kulde-entreprenør: ..... Dato: .....
2. Navn ..... Adresse..... Sted .....
3. Brutto mål: lengde: 12 meter bredde: 4 meter høyde: 3,6 meter

4a. Overflate tak: 48 m², vegger: 115,2 m², total: 163,2 m²

4b. Overflate gulv: 48 m²

5a. Isolasjon vegger/tak: 0,023 W/(m · K) : 0,10 m ⇒ U-verdi ..... 0,23 W/(m² · K)

5b. Isolasjon gulv: 0,023 W/(m · K) : 0,10 m ⇒ U-verdi ..... 0,23 W/(m² · K)

6. Netto romvolum: 11,800 m · 3,800 m · 3,400 m = 152,456 m³
7. Lufttilstand ute: +25°C 40% RF, 46 kJ/kg, inne: ÷22°C, 100% RF, ÷20,82 kJ/kg
8. Temperaturdifferanse: 47°C (K). Endring av luftens entalpi: 66,82 kJ/kg
9. Antall luftskift per døgn: 5,36 l/d. Luftens midlere massetetthet: 1,3 kg/m³
10. Luftskift: (152,46 m³ · 1,3 kg/m³ · 5,36 l/d) : (24 · 3600 s) = 0,012295 kg/s
11. Varetype: Blomkål 1200 kg/24h ⇒ 0,013888 kg/s, fra +16°C til ÷22°C

Beregning av kuldeytelse

12.	Nedkjøling av varer:	0,013888 kg/s · 3,89 kJ/(kg · K) · 17 K	= 0,918 kW
13.	Innfrysing av varer:	0,013888 kg/s · 307 kJ/kg	= 4,264 kW
14.	Nedfrysing av varer:	0,013888 kg/s · 1,97 kJ/(kg · K) · 21 K	= 0,575 kW
15a.	Varmestrøm i vegger/tak:	163,2 m² · 0,23 W/(m² · K) · 47 K	= 1,764 kW
15b.	Varmestrøm i gulv:	48 m² · 0,23 W/(m² · K) · 47 K	= 0,519 kW
16.	Kjøling av luftskiftet :	0,012295 kg/s · 66,82 kJ/kg	= 0,822 kW
17.	Modningsvarme:	..... kg · ..... kW/kg	= kW
18.	Lys:	0,360 kW · 8 h/24 h	= 0,120 kW
19.	Viftevarme:	0,580 kW · 24 h/24 h	= 0,580 kW
20.	Andre varmekilder:	..... kW · ..... h/24 h	= ..... kW

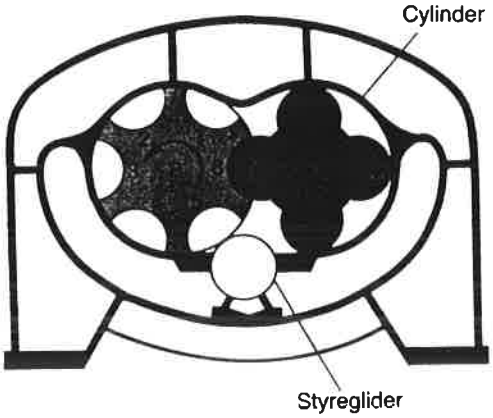
21. Samlet kuldeytelse: 9,562 kW
22. Driftstid: 18 h/24 h
23. Brutto kuldeytelse: $9{,}562\ \text{kW} \cdot \frac{24\ \text{h}}{18\ \text{h}} = \underline{12{,}75\ \text{kW}}$

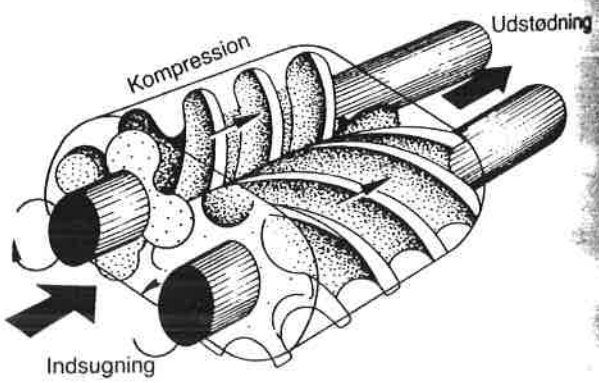
SKRÚFUÞJÖPPUR

Disse kompressorer har få sliddele, fuldstændig masseudligning og automatisk aflastningsstart, da glideren først kan tætne stemplet mod huset, når et bestemt omdrejningstal er nået. Den geometriske slagvolumenstrøm for sådanne kompressorer går fra $\dot{V}_{slag}$ = 100 m³/h til = $\dot{V}_{slag}$ = 600 m³/h, det drejer sig altså om meget store volumenstrømme. Ganske vist er trykstigningen meget stærkt begrænset og ligger ved ca. Δp = 3 og 4 bar.

KT 62 Skruekompressorer

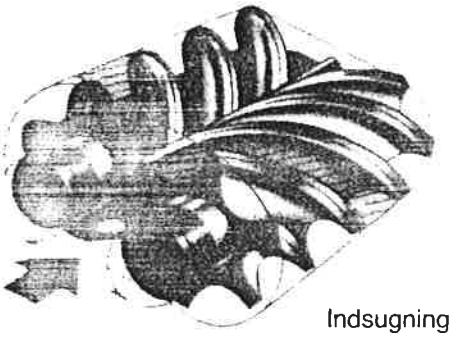
Funktion





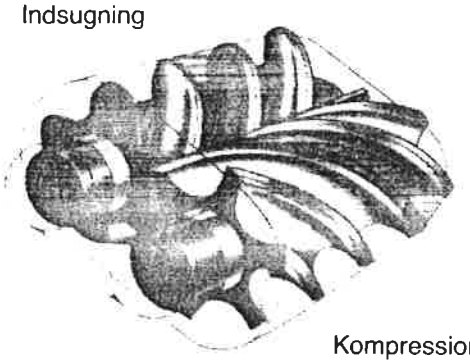
A = Hovedrotor med fire konvekst formede tænder
B = Birotor med seks konkavt formede tænder

Disse toakslede drejestempelkompressorers rotor med parallelle akser er i gensidig tætnende kamindgreb med hinanden som følge af de formtilpassede tandprofiler. Tandmellemrummen danner sammen med det ottetalsformede hus, der omslutter rotorerne tætte, afsluttede arbejdsrum mellem de cylinderformede vægge og endevæggene. Som følge af profilernes skruespiral vandrer indgrebsfladerne fra den ene ende af huset til den anden, når rotorerne drejer, samtidig med at arbejdsrummene før indgrebene bliver stadig mindre og arbejdsrummene bag ved indgrebene bliver stadig større. Gennem åbninger i husets ender indsuges fra den ene side kølemiddeldamp, som presses ud komprimeret til den anden side. Kompressionens størrelsesorden bestemmes af positionen af åbningskanterne. Derfor har skruekompressorer altid indbygget et fast trykforhold. I praksis kan dette imidlertid ikke overholdes så nøje, hvorfor det er uomgængeligt, at drivmotoren har større effekt. Leveringsgraden er også her kun i ringe grad afhængig af trykforholdet. Derfor forbliver virkningsgraden også i vid udstrækning konstant.
De enkelte kompressionsprocesser er tydeligt fremstillet på de følgende fig. på side 281. Rotorerne har hverken metallisk berøring med hinanden eller med de omsluttende husvægge. Et synkrongear sørger for, at rotorerne overholder det nødvendige lille mellemrum langs med indgrebslinien, således at kompressoren kan komprimere oliefrit. Da de indre lækagetab kun afhænger af trykdifferencen, øges leveringsgraden i takt med slagvolumenstrømmen, dvs. omdrejningstallet. Derfor skal man vælge et højt omdrejningstal.



Indsugning

Udstødning

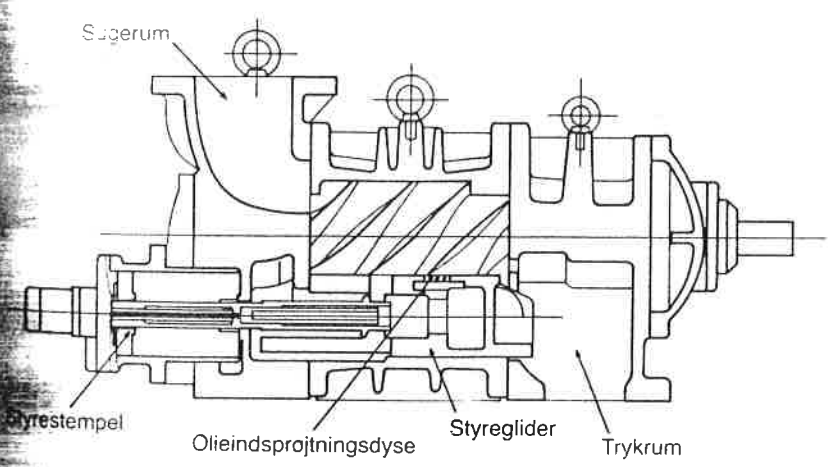


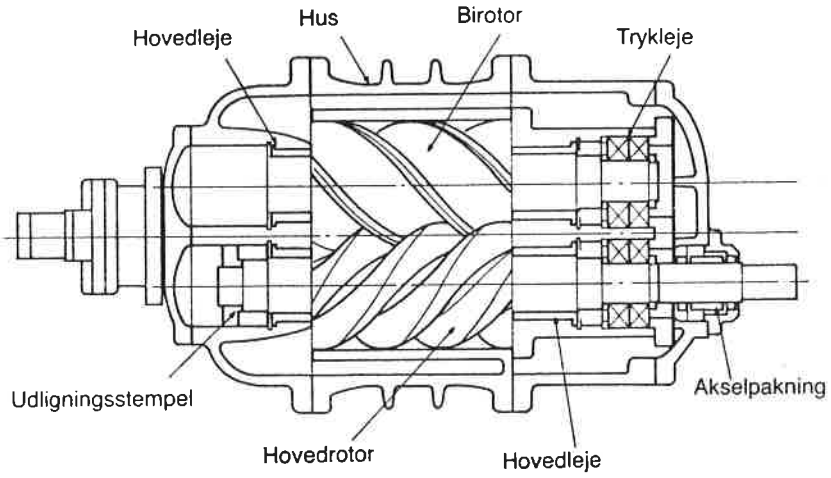
Kompression

Der er ganske vist en grænse for det maksimale omdrejningstal på grund af, at strømningsmodstandene og friktionstabene samtidig øges.
Den opnåelige trykdifference er lav for vore forhold. → ettrins maks. 12 bar
Trykforholdet begrænses af den tilladelige kompressionssluttemperatur t_2. Derfor anvender vi ikke disse kompressorer uden olie, men olieoversvømmede. Den indsprøjtede olie overtager foruden tætningen også kuldemiddelfunktionen, således at vi med et trin kan nå op på en trykdifference på $\Delta p = 20$ bar ved et vilkårligt trykforhold. Fordele ved olieoversvømmet drift:

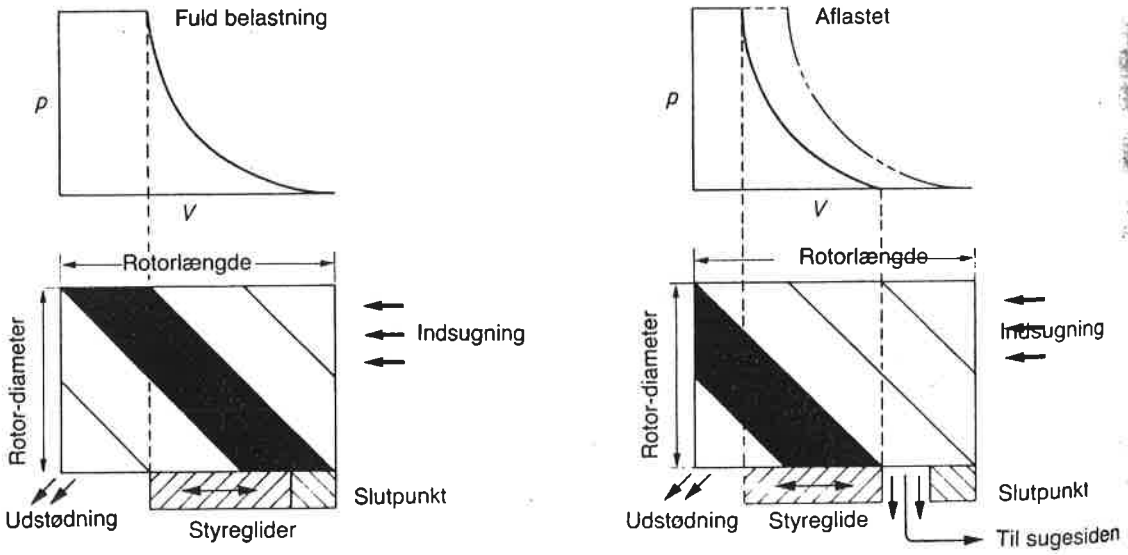
- birotoren kan drives direkte af hovedrotoren, hvorved man kan undvære synkrongearet,
- omdrejningstallet kan nedsættes, hvorved fremdrift kan ske ved hjælp af direkte kobling med en topolet motor,
- udvekslingsgearet, der ellers er nødvendigt til tørre kompressorer kan undværes.
- sløret kan gøres større, hvorved fremstillingen bliver mere enkel.
- den langsommere gang og støjdæmpningen som følge af den indsprøjtede olie sænker støjniveauet meget.

Følgende fig. viser en åben skruekompressor til køleanlæg.

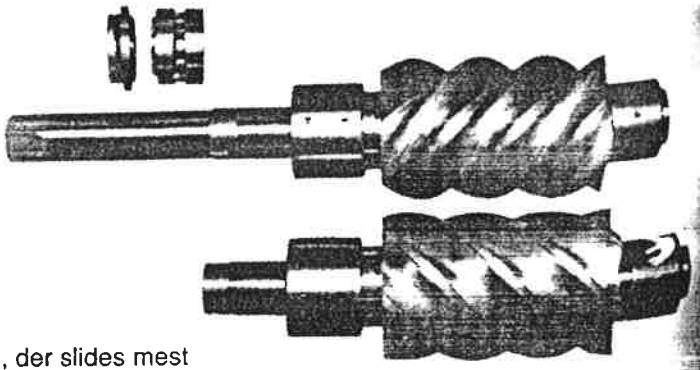




Den trinløse regulering af ydelsen, der muliggør en nedsættelse af ydelsen indtil 10%, foretages ved hjælp af en styreglider. Denne styreglider bevæger sig parallelt med rotoraksen og varierer derved åbningsfladen i bunden af huset. Står kompressoren stille, åbnes styreglideren helt automatisk. Derved kan kompressoren starte fuldstændig aflastet. Som styreimpuls kan anvendes sugetryk eller temperatur, som udløser styreglideren hydrauliske fremad- og tilbagegående bevægelse via en elektrisk vendefunktion. De to diagrammer viser styregliderens position, indvirkningen på indsugningsvolumenet og fremstillingen i arbejdsdiagrammet.

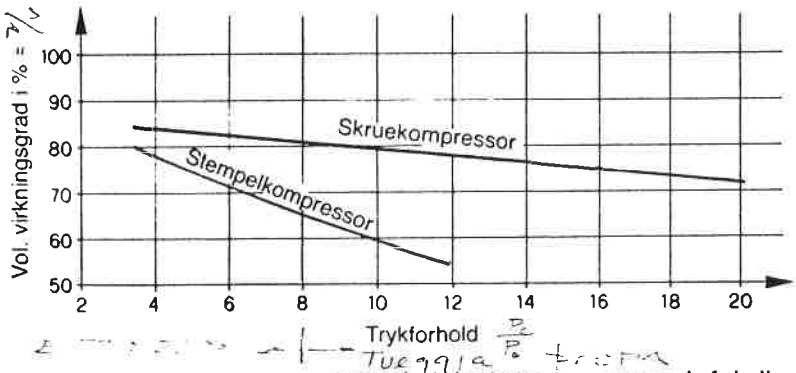


De dele, der slides mest, vises på følgende fig. og består af hoved- og birotor samt akseltætning.



Dele, der slides mest

Den volumetriske virkningsgrad turde også være af interesse for os, specielt sammenligningen med stempelkompressoren i afhængighed af trykforholdet.



I dag leveres komplette koldtvands- og køleaggregater med skruekompressorer ab fabrik. Halvhermetiske skruekompressorer er også i handelen. Følgende principskema (se side 284) viser funktionsforløbet for et køleaggregat med åben skruekompressor.
Skruekompressorer er i reglen i handelen til alle gængse kølemidler, således f.eks. til R 12, R 22, R 502 og R 717. Den geometriske slagvolumenstrøm går fra $\dot{V}_{slag} = 400 \frac{m^3}{h}$ til $\dot{V}_{slag} = 5000 \frac{m^3}{h}$. I den seneste tid fremstilles også skruekompressorer med mindre geometrisk slagvolumenstrøm. Firma *Bitzer* har den mindste skruekompressor med $\dot{V}_{slag} = 84 \frac{m^3}{h}$. Den konstrueres åben eller halvhermetisk. Omdrejningstallene ligger mindst ved $n = 2900$ min $^{-1}$.

63 Turbokompressorer

KT

I modsætning til fortrængningsmaskinerne bevirker turbokompressorer som strømningsmaskiner, at trykket i den indsugede kølemiddeldamp ikke stiger som følge af reduktion af slagvolumenet, men som følge af omdannelse af den bevægelsesenergi, der i løbehjulet er tilført slagvolumenstrømmen, til tryk. Trykkets størrelse er forholdsmæssigt lig den frembragte kinetiske energi i kølemiddeldampen, dvs. den er afhængig af kølemiddeldampens massefylde og løbehjulets omkredshastighed. Ved samme stigning i trykket kan omkredshastigheden være des mindre, jo større kølemiddeldampens massefylde er.

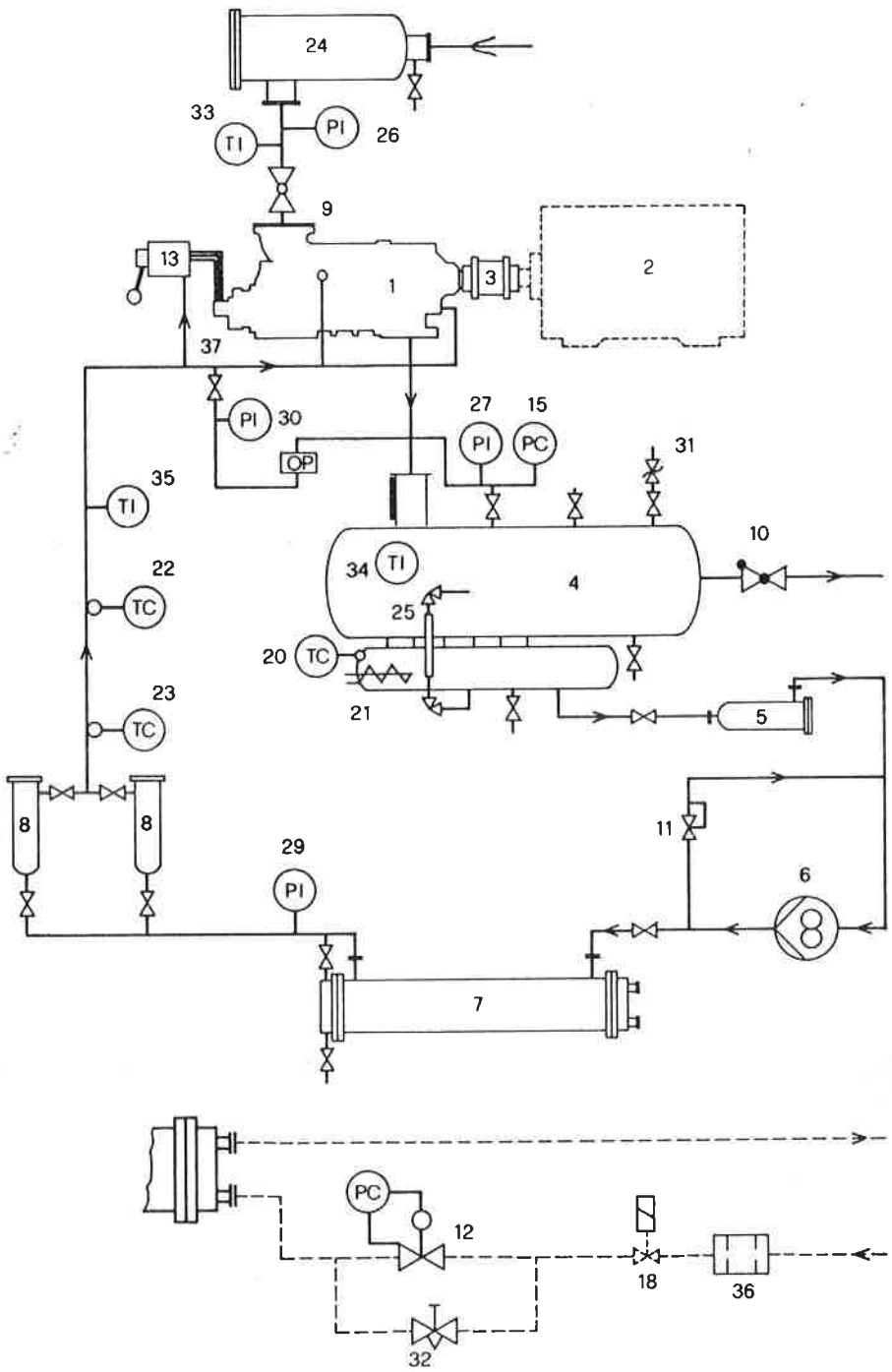
= kinetisk energi
= potentiel energi

Da – som vi allerede ved – massefylden forholdsmæssigt er lig med molekylvægten, indser vi betydningen af højmolekylære kølemidler, altso Freonkølemidler til turbokompressorer.
På grund af de store volumener er turbokompressoren forbeholdt de store køleydelser ved ringe pladsbehov. Turbokompressoren udmærker sig ved dynamisk fuldstændig udlignet løb, ringe slid, enkel pasning og praktisk taget oliefri kompression. Turbokompressorerne konstrueres udelukkende som radialkompressorer, da aksialkompressorer kun kan anvendes med fordel ved helt store volumenstrømme og små trykforhold.

63.1 Driftsegenskaber

Ved turbokompressorer har leveringsgraden, som vi kender den fra stempelkompressorerne, ingen betydning. Man anvender i stedet for leveringstallet til vurdering af volumenstrømmen.

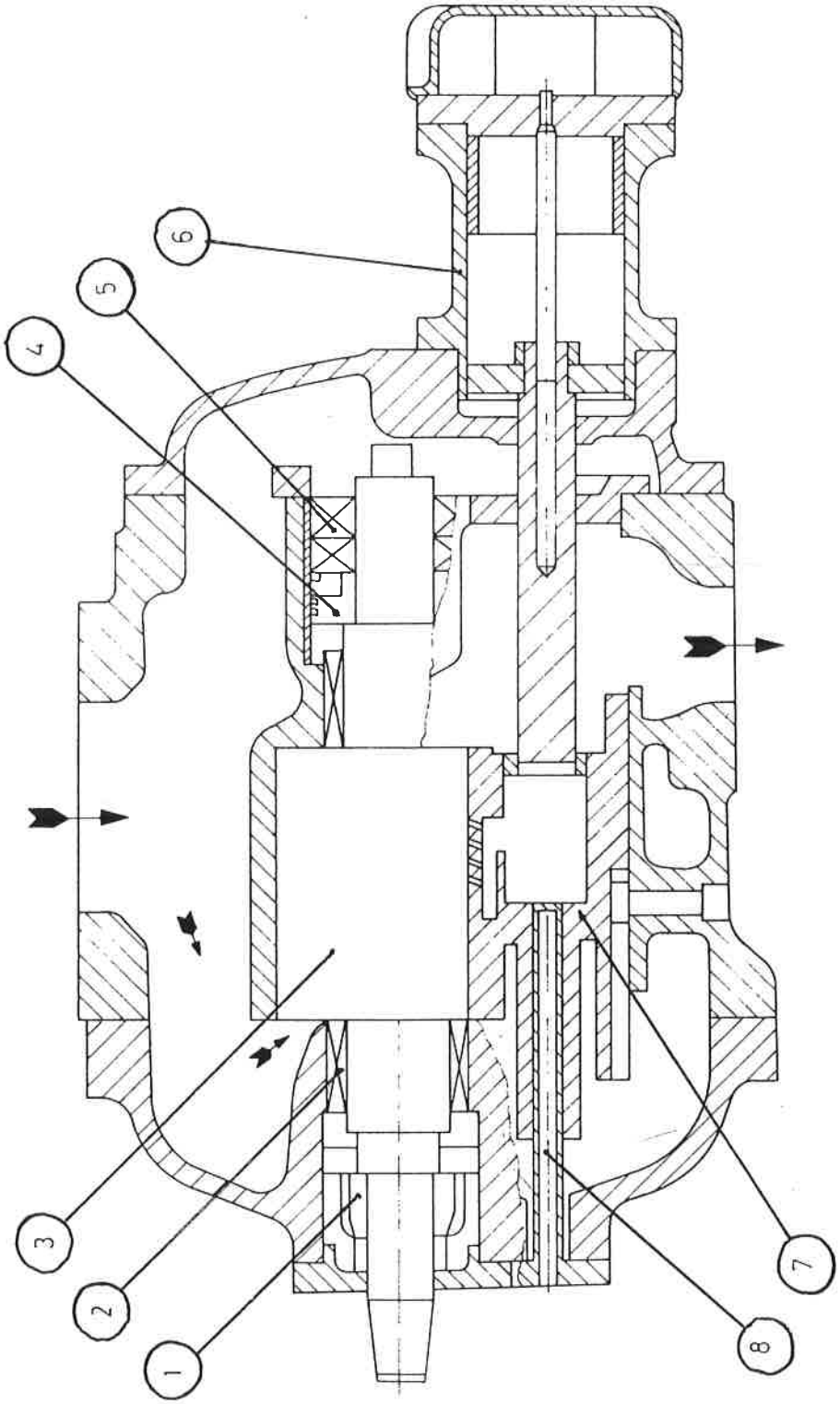
Principskema for et køleanlæg med åben skruekompressor



1 = skruekompressor; 2 = motor; 3 = kobling; 4 = olieudskiller; 5 = oliefilter (sugeside); 6 = oliepumpe; 7 = oliekøler; 8 = oliefilter (trykside); 9 = kontraventil sugeside; 10 = kontraventil trykside; 11 = olietryksreguleringsventil; 12 = automatisk reguleringsventil; 13 = manuel aflastning; 14 = olietryksafbryder; 15 = overtryksafbryder; 16 = kølevandsregulator; 17 = magnetventil for kølevandstilførsel; 18 = magnetventil for kølemiddeltilførsel; 20 = termostat for olieopvarmning; 21 = olieopvarmning; 22 = oliesikkerhedstermostat; 23 = olietermostat; 24 = sugedampfilter; 25 = oliestandsindikator; 26 = sugetrykmanometer; 27 = trykmanometer; 29 = olietrykmanometer ved oliekølerafgang; 30 = olietrykmanometer; 31 = sikkerhedsventil; 32 = håndreguleringsventil; 33 = termometer til sugeside; 34 = termometer til trykside; 35 = termometer til oliefilter; 36 = filter; 37 = positions indikator

KVÆRNER BRUGS KJØLEAVDELING AS SANDVIKA	SKRUKOMPRESSOR HOWDEN, type WRV, oljesmurt Beskrivelse	480-N-1 1
JL/NG		

Snittegning



1. Akselpakkboks
2. Glidelager
3. Han-rotor
4. Balansestempel
5. Trustlager
6. Hydraulisk aktuator
7. Sleideventil
8. Oljetilförselrör

Sandvika, 15/7-75

Howden skrukompressor er en kapasitetskontrollert oljesmurt fortrengningskompressor.

Kompresjonene oppnås ved inngrep av to sylindriske, spesialformede rotorer med parallelle akslinger lagret i glidelager i et felles hus.
De to rotorene har en meget nøyaktig utførelse tilpasset hverandre og kalles "HAN"- og "HUN"- rotor.

"HAN"-rotoren har fire spiralformede tenner som går i inngrep med seks tilsvarende utsparinger i "HUN"-rotoren. Begge rotorer har samme utvendige diameter. Hver rotor hviler i to glidelagre med hvittmetallglideflater. Fordi smøreoljen har et overtrykk på ca. 2 kg/cm^2 i forhold til leveringstrykket, virker glidelagrene som akseltetninger innen kompressoren.

Aksielt trykk utbalanseres av et stempel montert på hver rotoraksel sammen med sfæriske kulelager. Balansestempelets ene side utsettes for oljetrykket (leveringstrykket pluss 2 kp/cm^2) mens den andre siden har forbindelse med sugetrykket. Resulterende differansetrykk utligner det opptredende aksielle trykk som skapes ved kompresjonen. Dette medfører liten belastning på de sfæriske kule-lagrene og dermed økt levetid.

Rotorenes vertikale endeflater åpner og lukker under rotasjonen for porter i kompressorens inntaks- og uttakskammer. Mens sporene befinner seg foran inntaks-kammerets åpning, suges gass inn i mellomrommet mellom to tannpar. Ved ytterligere dreining av rotorene, stenger tennenes endeflater inntaksåpningen og kompresjonen begynner.

Gassvolumet mellom to tannpar minskes ved at en tann går i inngrep med det tilsvarende spor i hun-rotoren. Det stadig

minskende gassvolum kan ikke unnslippe før tannendeflaten på uttakssiden avdekker utløpsporten og den komprimerte gassen kan strømme ut i uttakskammeret. For å gi god tetning og hindre kapasitets-tap sprøytes det olje inn mellom rotorene. Oljetrykket er 2 kg/cm^2 høyere enn leveringstrykket. Innsprøytningen skjer igjennom dyser på toppen av sleideventilen. Oljen både smører, kjøler og tetter.

Kapasitetsregulering utføres ved å forskyve en sleideventil, montert under rotorene i aksiell retning. Sleideventilen opereres av en hydraulisk aktuator bestående av en sylinder og et stempel som forskyves av smøreoljetrykket. Ved å bevege sleideventilen oppnår en å forandre det punkt kompresjonen starter ved. Dette gir en intern gass-sirkulasjon og en trinnløs regulering av kapasiteten fra 100% til 10%.
For nærmere beskrivelse av kapasitetsreguleringen, se beskrivelse 480-N-12a.

"HAN"-rotoren er den drivende rotor og akselen er derfor ført ut av kompressoren for kobling til drivmotor.

Akseltetningen er av mekanisk, trykkbalansert type, smurt og kjølt av olje fra kompressorens smøreoljesystem.
For nærmere beskrivelse se 480-N-11.
Smøreoljen skaffes fra egen separat oljepumpe. Denne er dimensjonert med større kapasitet enn kompressorens forbruk. Overskuddet går via en overløpsventil direkte tilbake til oljeutskilleren. Dette gir mulighet til å holde mest mulig konstant oljetrykk inn på kompressoren.
Beskrivelse av oljepumpen, se 480-N-7.

KVÆRNER BRUGS KJØLEAVDELING AS SANDVIKA	Skrukompressor Kompresjonsgang **Beskrivelse**	480-N-3
Utl. JL/NG Ktr.		Ant. sider 1 Side nr. 1
		Erst. av:
		Erst. for:

Fig. 1. Skravert felt viser rotorhusets utløpsport.

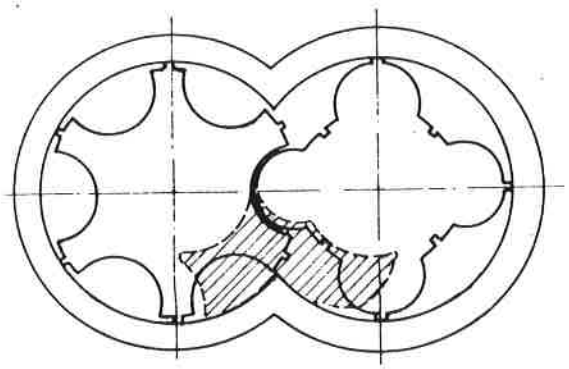
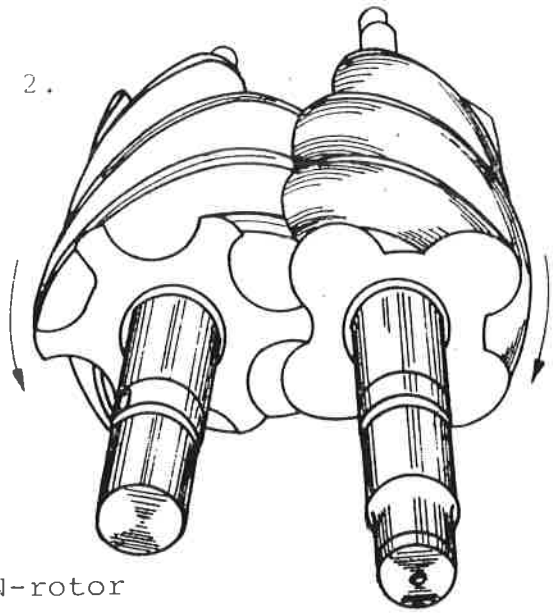


Fig 2.



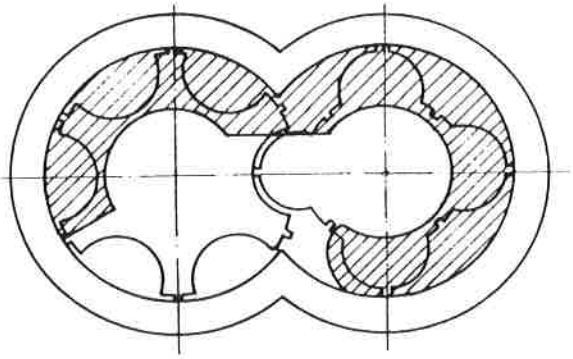


Fig. 3. Skravert felt viser rotorhusets innløpsport.

Beskrivelse

Fig. 2 viser til høyre HAN-rotoren med sine fire langsgående, spiralformede tenner med rett avdreide endeflater.
HUN-rotoren til venstre har seks tilsvarende spor og på øverste figur sees tydligst hvordan en tann går i inngrep med HUN-rotorens spor.

Kompresjonsgang.

Fig. 3 viser innløpsporten som avdekker tannendeflaten under innsugningsfasen.
Gassen fyller mellomrommene ved omdreiningen av rotorene i lengderetningen.
Gassvolumet blir innestengt og kompresjon oppstår når en tann går i inngrep og minsker volumet i motgående spor.

Fig. 1 viser utløpsporten stiplet diagonalt plassert i forhold til innløpsporten, hvor nå sporet med komprimert gass avdekkes og gassen støtes ut.

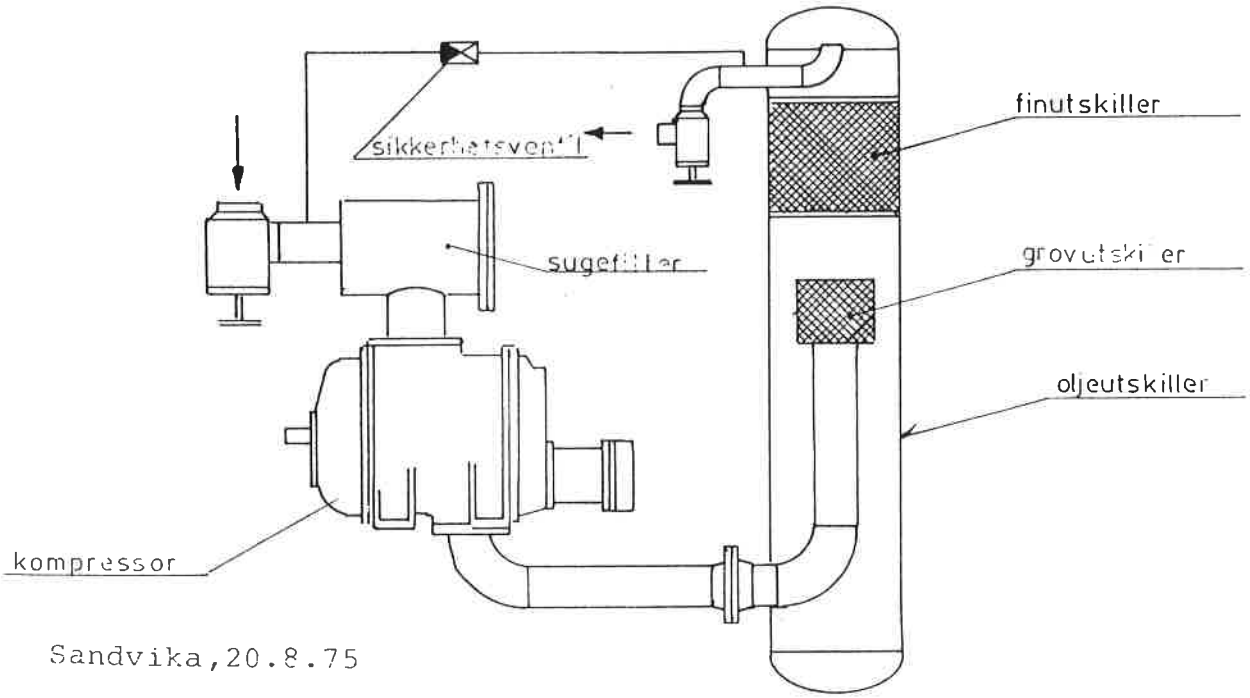
Sandvika, 15/7-75

KVÆRNER BRUGS KJØLEAVDELING AS SANDVIKA	SKRUKOMPRESSOR GASS-SYSTEMET BESKRIVELSE	480-N-2
Utl. JL/NG Ktr.		Ant. sider 1 Side nr. 1
		Erst. av:
		Erst. for:

Gassen suges inn i kompressoren gjennom en tilbakeslagsventil og via et filter montert på sugeflensen. Filteret har løs innsats av finmasket rustfri duk. Tilbakeslagsventilen er nødvendig for å hindre at kompressoren ukontrollert blir drevet i revers av trykkforskjellen over maskinen når den stoppes.

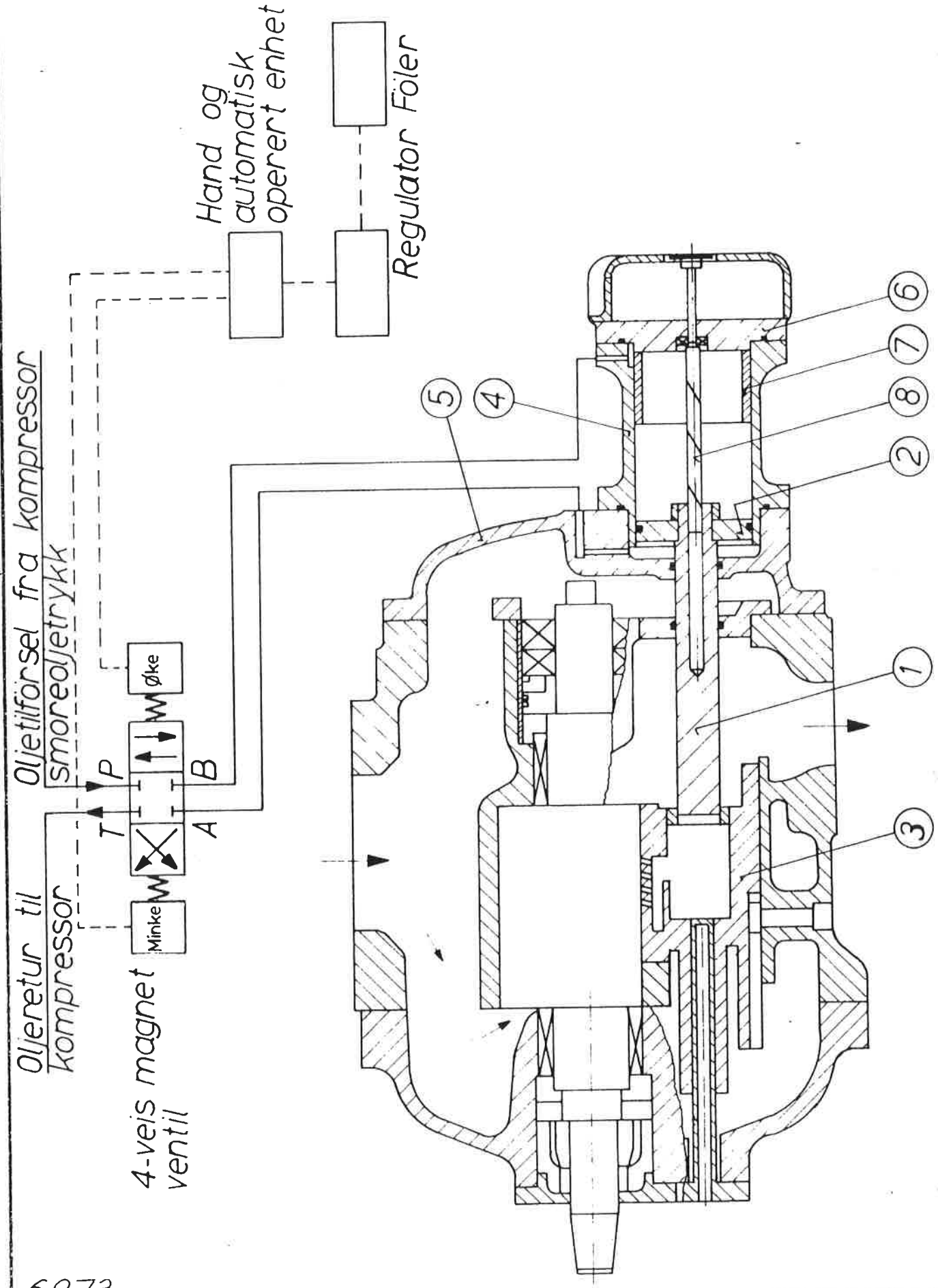
Under kompresjonen sprøytes det olje inn mellom rotorene for smøring, kjøling og tetning i kompressoren.

Fra kompressoren går den oljeblandede gassen inn i oljeutskilleren hvor oljeutskillingen foregår i 2 trinn, grov- og finutskilling. Etter oljeutskilleren passerer gassen en ny tilbakeslagsventil. Denne skal hindre at gass fra trykksiden strømmer inn i oljeutskilleren og kondenserer. Den er også sikkerhet for den første tilbakeslagsventilen. For å hindre skader ved start med stengt trykkstoppventil er det sikkerhetsventil mellom HT- og LT-sidene.

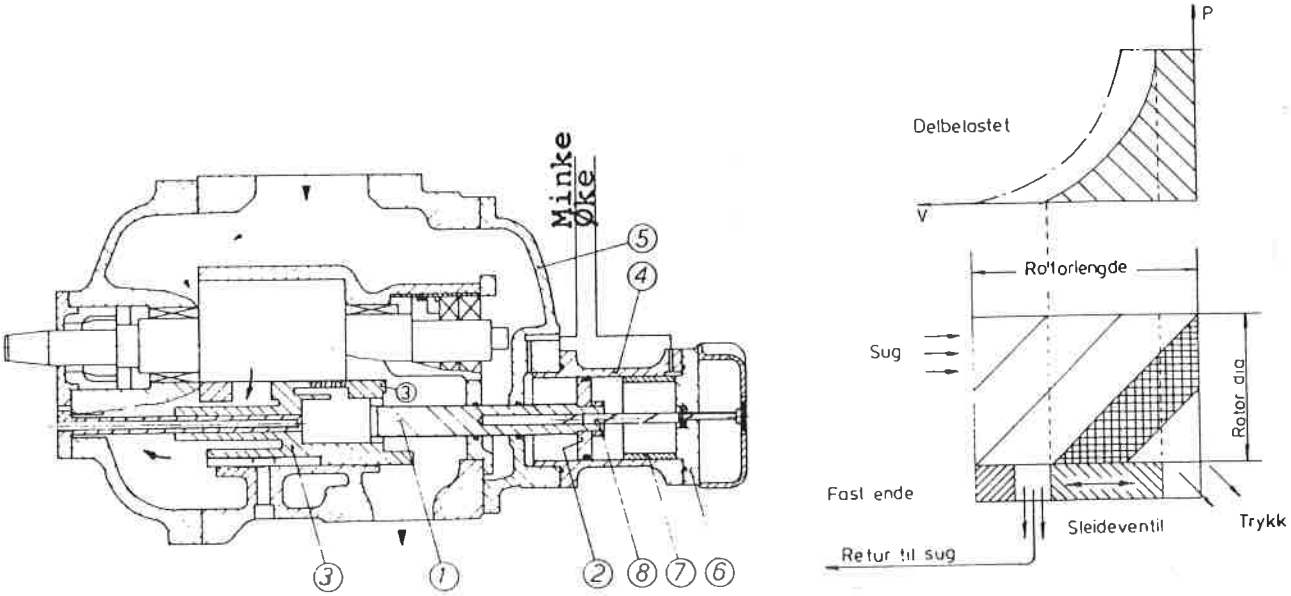


Sandvika, 20.8.75

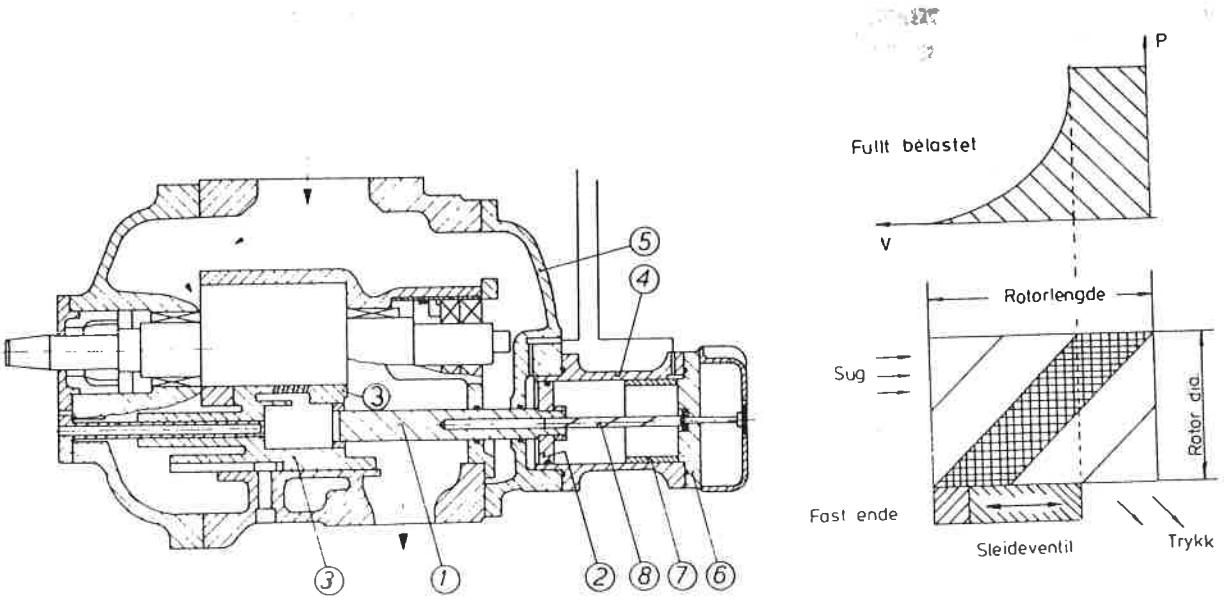
KVÆRNER BRUGS KJØLEAVDELING AS SANDVIKA	SKRUKOMPRESSOR KAPASITETSREGULERING BESKRIVELSE OG INSTRUKSJON	480-N-12 b
Utf. KE/BH/1b Ktr.		Ant. sider 5 · Side nr. 1
		Erst. av:
		Erst. for: 480-N-12 a



6.9.73



a. Redusert kapasitet. Intern resirkulasjon.



b. Full kapasitet.

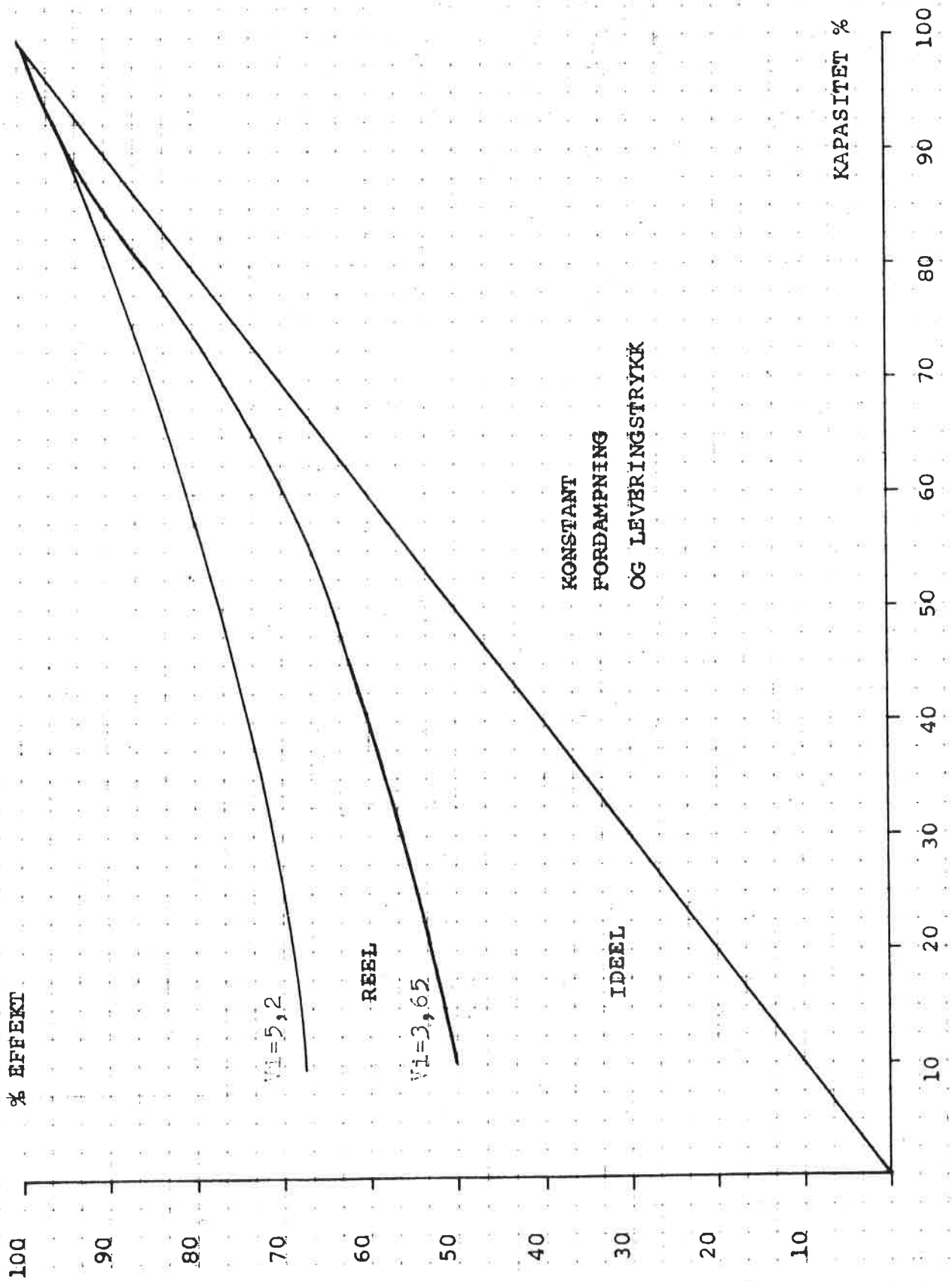
KOMPRESSOR WRV FOR NH_3

TYPISK DELBELASTNINGSFORHOLD

BARE VEILEDENDE, VARIERER MED V_i.

BRUK TABELL FOR AKTUELLE VERDIER

FOR DEN AKTUELLE MASKIN.



Sandvika 20.11.74.

Kapasitetsreguleringen

Kapasitetsreguleringen skjer ved at en sleideventil forflyttes aksielt med rotorene og mot utlöpsenden. Förste fasen av volumsminskingen komprimerer ikke gassen, men pumper den tilbake til innlöpet. På denne måten avkortes den aktive delen av rotorene og på denne måten kan kapasiteten varieres trinnlöst fra 100 til 10 prosent ved konstant turtall på kompressoren. Da gassen ikke komprimeres og pumpearbeidet er lavt, sparer man motoreffekt som antydet i kurve på side 3.

Sleideventilen forflyttes ved hjelp av en dobbeltvirkende hydraulisk arbeidssylinder. En stempelstang (1) forbinder sleideventilen (3) med hydraulstempelet (2). Sylinderen (4) er festet til kompressorens utlöpskåpe (5) med bolter og tettet med O-ringer. Til sylinderen er det boltet et endelokk (6) også tettet med O-ring.
På endelokket er posisjonsindikator, endebrytere og eventuelt en potensiometer plassert.

Samme kompressor kan utstyres med forskjellige sleideventiler med ulike lengder for andre innebygde volumsforhold.
For å korrigere arbeidssylinderens slaglengde legges en distansering (7) mellom stempel og endelokk. Distanseringens mål er avhengig av sleideventilen's lengde.
Posisjonsindikatoren, potensiometeret og kamkurvene for endebryterne drives av en indikatoraksel (8). Denne har 2 sprialformede spor etter hele lengden. To stift i stempelstangen griper inn i sporene og vrir indikatorakselen ved forflytningen av stempelet.
Hydraulsylinderens stempel forskyves ved at smöreoljetrykket tilföres den ene siden av stempelet. Andre siden forbindes til kompressorens sugeside. Oljen tilföres via en 4-veis magnetventil. Når magnetventilen er spenningslös, går den til nöytral posisjon og stenger alle forbindelser. Arbeidssylinderen er da hydraulisk låst.

Netto stempelarealer på grunn av stempelstangen, forskjellig på begge sider av stempelet. Sleideventilen får under drift en

kraft som strever etter å bevege denne mot økt kapasitet da kompressorens trykkforskjell hviler på ventilens ende. Dette gjør at bevegelseshastigheten for sleideventilen under drift blir mye større mot økende kapasitet enn den blir mot minskende.

Manuell kap. reg. system

Oljen blir fordelt av en 4-veis magnetventil som styres av impulsknapper på styrepulten (øke og minke).

Automatisk kap. reg. system

Oljen blir fordelt av en 4-veis magnetventil som styres av en elektronisk termostat EPT60.

Begge system er utført slik at kompressoren ikke kan startes før sleideventilen er i min. posisjon (10 %).

Startprosedyren begynner med start av oljepumpen. Samtidig som pumpen starter får magnetventilen strøm og sleideventilen vil beveges til min. posisjon. Viseren på endelokket på den hydrauliske aktuatoren indikerer sleideventilens posisjon.

Når sleideventilen når min. posisjon sluttes kontakt i en mikrobryter montert på den hydrauliske sylinderen og en lampe på styrepulten tennes. ("Klar til start".)

Nå kan kompressormotoren startes. Samtidig som motoren startes begynner et tidsrelé å gå. Dette hindrer at kapasitetsreguleringen kan beveges før maskinen har kommet opp i normal arbeidstemperatur. Tidsreléet stilles på ca. 5 min. Når denne tiden er utløpt kan impulsknappen for kapasitetsreguleringen benyttes for å få ønsket kapasitet på kompressoren. Automatisk kapasitet legges først inn når normal fordampningstemperatur er nådd.

TVEGGJA ÞREPA FRYSTIKERFI

Túnfiskfrysting

SIGURÐUR J. BERGSSON - KÆLING HF.

Kæling hf. var stofnað árið 1968 og hefur starfað óslitið síðan. Eru því þrjátíu ár liðin frá stofnun þess en það er með elstu starfandi fyrirtækjum í sinni grein á landinu. Allar götur síðan hefur fyrirtækið sérhæft sig í búnaði tengdum kælingu og frystingu fyrir matvælaiðnaðinn, bæði á sjó og landi.

Síðasta ár hafa Japanir stundað veiðar á túnfiski hér við land með leyfi íslenskra stjórnvalda og náð viðunandi árangri en löng hefð er fyrir veiðum á þessari fisktegund víða í heiminum.

Í mars s.l. gerði Kæling hf. ásamt tveimur erlendum fyrirtækjum samning við útgerðarfyrirtækið Byr ehf., sem gerir út samnefnt skip frá Vestmannaeyjum, um hönnun og smíði á vélbúnaði fyrir djúpfrystingu á túnfiski.

Túnfiskveiðar Norðmanna

Túnfiskur hefur áður fundist í norðanverðu Atlantshafi en talið er að hann hafi fylgt síldartorfum eftir í ætisleit á haustin.

Norðmenn veiddu til að mynda verulegt magn af túnfiski á þessum tíma og þá bæði í nót og á línu.

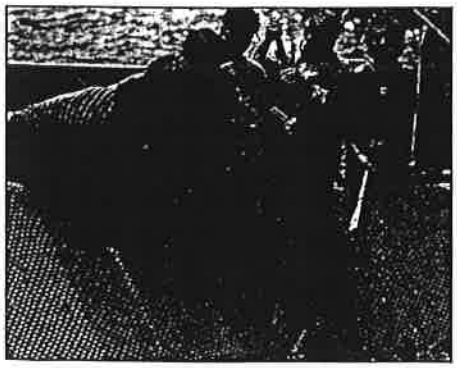
Um leið og síldin hvarf, hvarf túnfiskurinn einnig en með aukinni síldargöngu hefur hann aftur farið að gera vart við sig í norðanverðu Norður-Atlantshafi.

Túnfiskurinn

Túnfiskurinn er afar stór fiskur að jafnaði og getur hann orðið allt að 300-400 kg þyngd en algeng þyngd liggur milli 150-200 kg.

Stærri fiskar hafa sést en eru mjög fáséðir.

Fiskurinn getur orðið allt að 260 sentímetra langur.



Mynd 1 - Túnfiskveiðar í Miðjarðarhafi.

Frágangur fyrir frystingu

Það er afar mikilvægt að túnfiskurinn komist sem allra fyrst í frost eftir að hann er kominn um borð en byrjað er á því að gera að honum og er það mikið nákvæmnisverk, eins og reyndar má segja um allar aðrar fisktegundir, til þess að ná toppgæðum.

Fiskurinn er blóðgaður, hluti tálknanna fjarlægður svo og innyfli. Eftir það er fiskurinn þveginn og þurrkaður og síðan komið í frysti.

Vinnsluferli

Þar sem fiskurinn getur verið afar stór og þar með sver eða um 30-40 sentímetrar að þykkt, tekur frystingin nokkuð langan tíma.

Einnig er fiskurinn nokkuð feitur sem hægir á frystingunni enn frekar.

Til þess að uppfylla ströngustu kröfur, sem japanskir kaupendur setja, þarf að frysta fiskinn við -60 til -65°C í sérútbúnum hraðfrystiklefum.

Allt umhverfi fisksins þarf að vera vel frágengið, þannig að aldrei komi til að frostið detti niður, og hrímmyndun á kæliflötum verður að vera í algjöru lágmarki.

Frystitíminn er mjög misjafn og fer það eftir stærð fisksins. Litla fiska nægir að frysta í um sólarhring á meðan stærri fiskar þurfa allt upp í tvo sólarhringa. Allra stærstu fiskar þurfa jafnvel mun lengri tíma en það.

Þegar fiskurinn er frosinn er hann tekinn út úr frysti og glasseraður í ferskum sjó og síðan settur niður í frystilest þar sem hann er geymdur við -50°C.

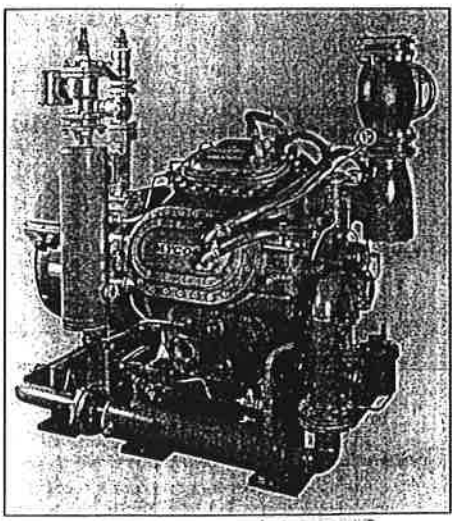
Ef framangreindar kröfur eru uppfylltar og meðferðin að öllu leyti rétt er um mjög verðmæta vöru að ræða og heldur fiskurinn ferskleika sínum og útliti í allt að 20 mánuði.

Vélbúnaður

Til þess að uppfylla framangreindar kröfur þarf vélbúnað sem er verulega frábrugðinn hefðbundnum frystikerfum og þarf öll hönnun og frágangur að vera með vandaðasta móti.

Eins og að framan er greint hefur Kæling hf. gert samning við útgerð BYR VE-373 um hönnun og sölu á djúpfrystibúnaði í skipið og verður það þar með fyrsta túnfiskveiðiskip íslendinga.

Þá hefur Kæling hf. gert samstarfssamning við fyrirtækin Mycom Europe N.V. í Belgíu og



Mynd 2 - Mycom SFX 62, 2ja þrepa stimpilþjappa

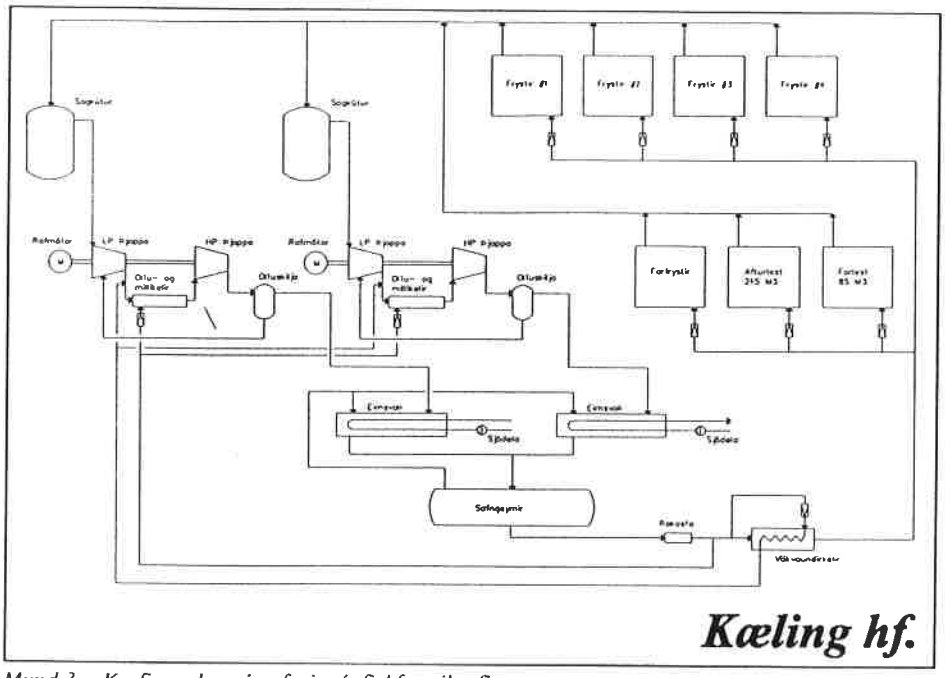
Mayekawa Marine Engineering Co. Ltd í Japan um samvinnu og samstarf

um hönnun og smíði á búnaði fyrir túnfiskfrystingu um borð í skipum.

Til þess að ná svona djúpu frosti verða notaðar tvær sérsmíðaðar 2ja þrepa stimpilþjöppur af gerðinni MYCOM SFX 62 (sjá mynd 2).

nota þennan kælimiðil sem er alveg klórfrír (ODP= 0)[1]

Kerfið í Byr VE verður byggt upp með tveimur þjöppum til að byrja með en önnur þjónar frystilestum skipsins en hin hraðfrystiklefunum.



Mynd 3 - Kerfisuppbygging fyrir túnfiskfrystikerfi

Þjöppurnar eru sérhannaðar til þess að taka lítið pláss og er rafmótorinn sambyggður þjöppunni (semi-hermetic).

Þjöppurnar nota kælimiðilinn R-404A[2] sem er umhverfisvænn og tiltölulega nýr á markaðinum. Upphaflega voru þjöppurnar hannaðar til þess að keyra á kælimiðlinum R-22 [2] en þar sem hann er ekki lengur leyfilegur vegna klórsambanda er valið að

Afköst kerfisins miðast við að frysta allt að 2 tonn á sólarhring, svo og að viðhalda frosti í frystilestum sem eru tvær , 85 m³ framlest og 215 m³ aðallest.

Reiknað er með því að hægt verði að auka frystiaflið með því að bæta við einni þjöppu en hún þjónar þá einnig sem varaþjappa.

Mynd 3 sýnir dæmigerða kerfisuppbygginu á djúpfrystikerfi fyrir túnfisk.

Eins og sést er kerfið byggt upp með beinni uppgufun og þenslulokum en ekki dælukerfi. Þetta kostar mun minna magn af kælimiðli í umferð heldur en hefðbundið dælukerfi með beinni uppgufun.

Niðurlag

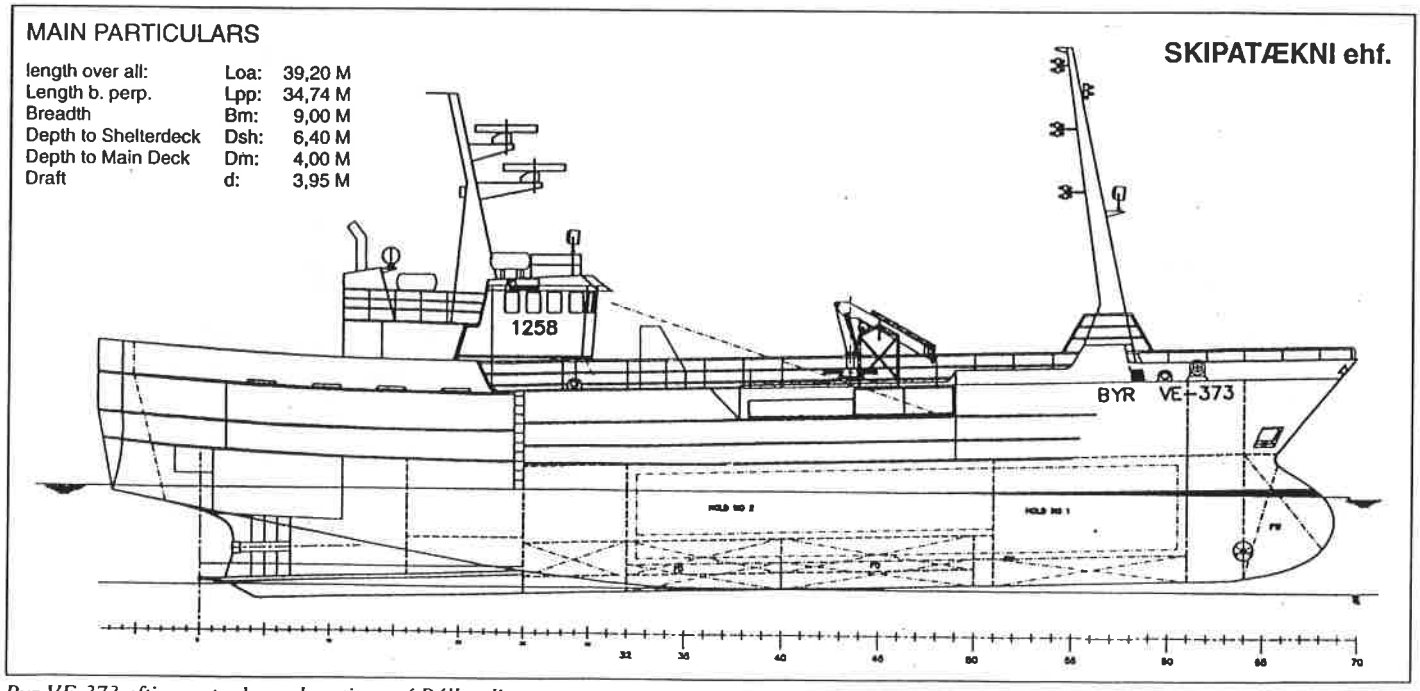
Túnfiskveiðar eru sýnd veiði en ekki gefin og jafnvel þótt Japanir hafi stundað þessar veiðar með góðum árangri hér við land er ekki þar með sagt að okkur Íslendingum takist það í fyrstu atrennu.

Til þess geta legið ýmsar ástæður sem ekki verða raktar frekar hér. Það er hins vegar engin spurning að við verðum að ná tökum á þessu eins og öðrum veiðiskap og að mínu mati er það ekki spurning um hvort heldur hvenær túnfiskurinn fer að gefa okkur umtalsverðar tekjur í þjóðarbúið.

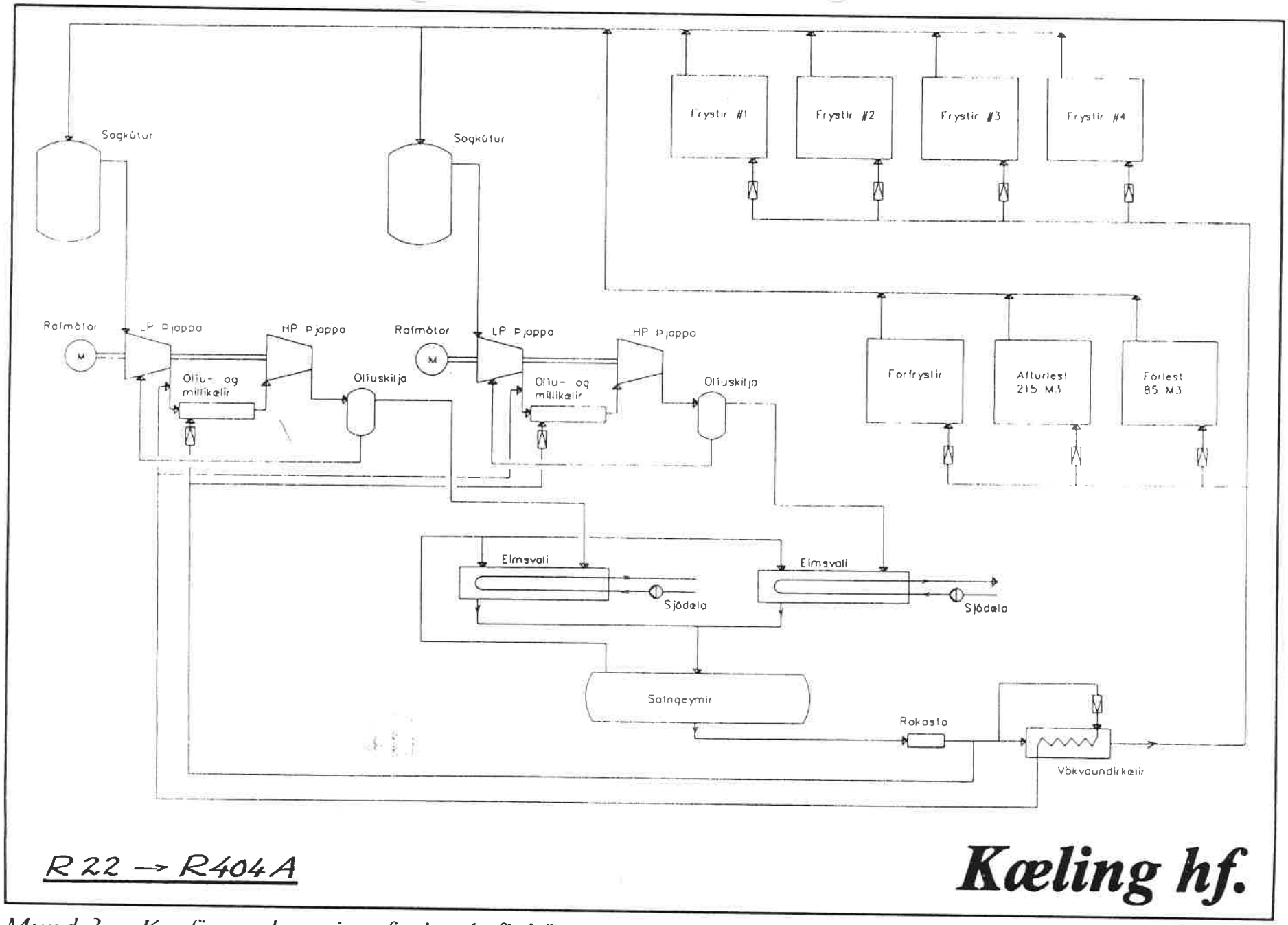
Höfundur er véltæknifræðingur og framkvæmdastjóri.

Heimildir:
1) Fiskifréttir - 19. des. 1997
2) Morgunblaðið - 16. nóv. 1997
3) Mycom Europe - Technical dept.
4) Mayekawa Marine - Engineering Departure - Tokyo Japan

[1] ODP = Ozone deplatation Potential (Eyðingaráhrif efnisins á ozonlagið í hlutfalli við R-12 sem hefur ODP stuðul = 1)



Byr VE-373 eftir væntanlegar breytingar í Póllandi.



Mynd 3 - Kerfisuppbygging fyrir túnfiskfrystikerfi

1 Totrins kompressorkøleanlæg

KT

For at muliggøre økonomisk drift af kølemaskiner og garantere driftssikkerhed anvender vi totrinsmaskiner ved større trykforhold. Forholdet mellem trykkene beregnes så på grundlag af:

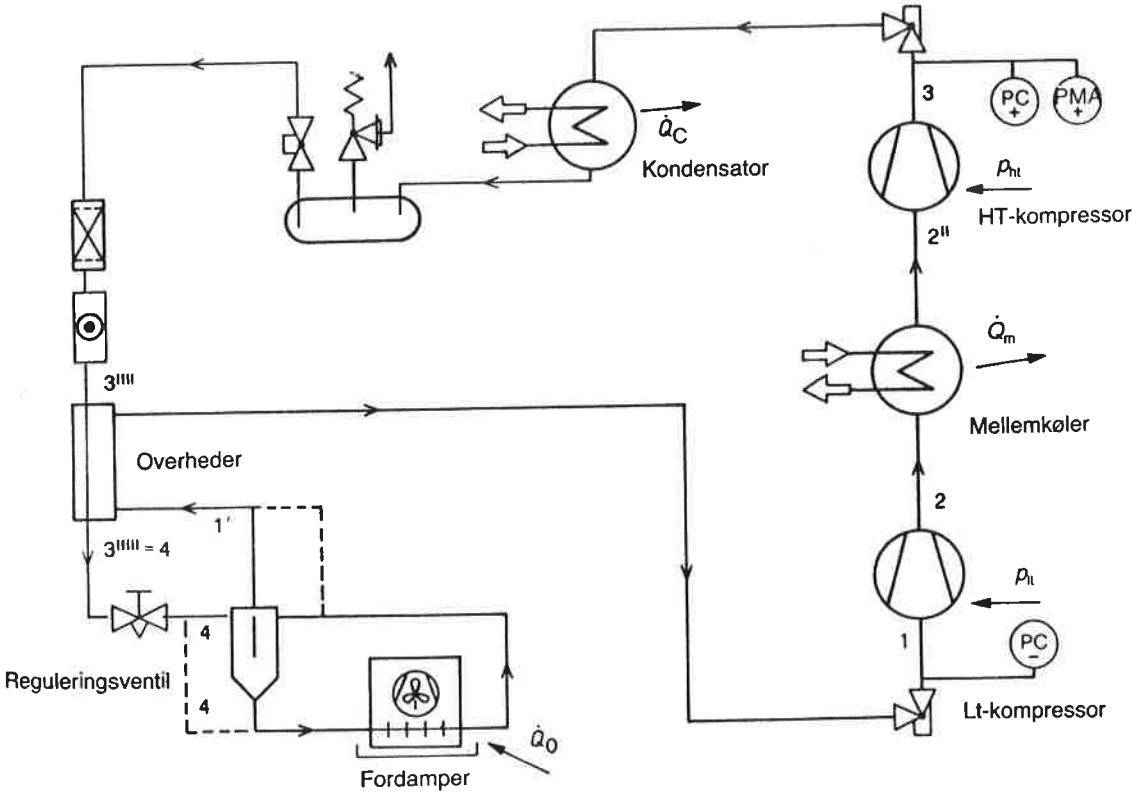
Undgåelse af olie koksdannelse
$t_o = -25°C$ til $t_o = -50°C$

$$p_m/p_o = \sqrt{p_c/p_o}$$

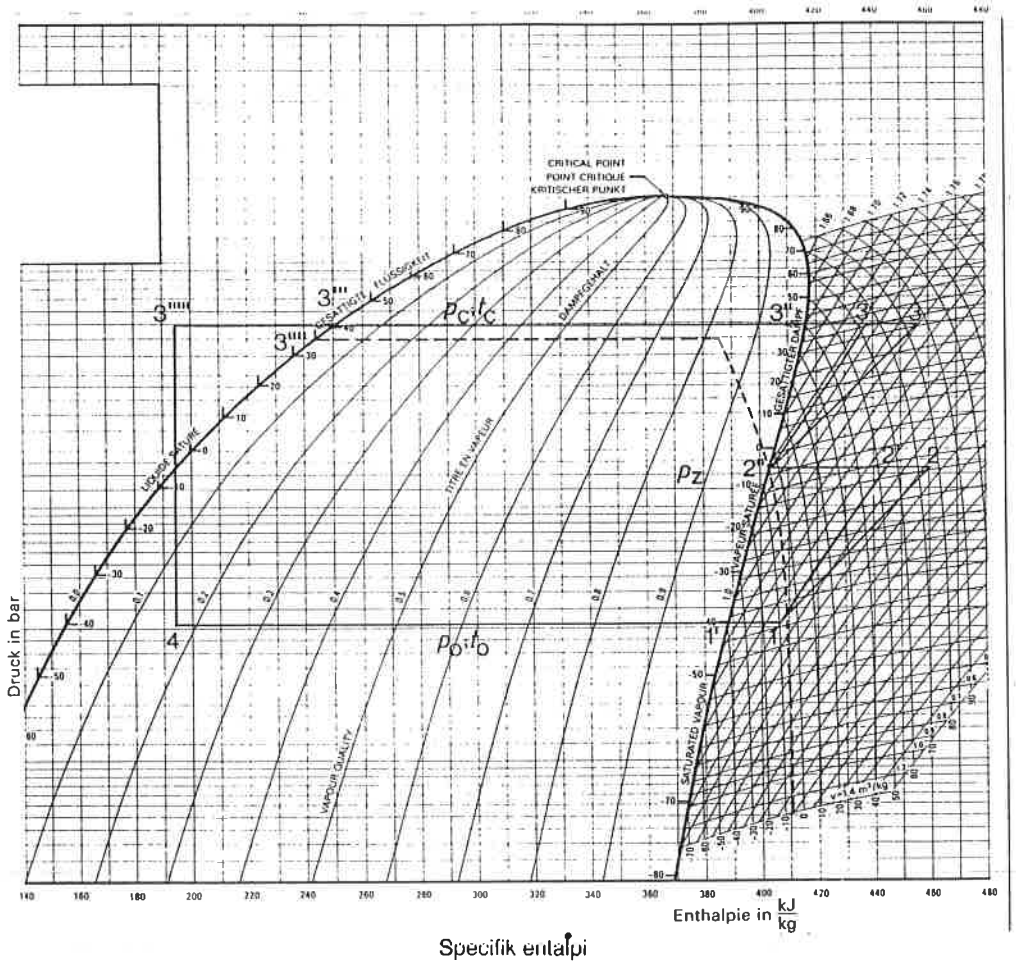
1.1 Totrins kompressorkøleanlæg med kølemiddelmellemkøling og underkøling v.h.a. sugedampe

Denne anlægstype anvendes fortrinsvis ved lave kuldeydelser og automatisk drift. Fordamperen kan arbejde „oversvømmet" med væskeudskiller eller i tørdrift.
Den damp 1′, der kommer fra fordamperen i tørmættet eller overhedet tilstand, opvarmes i overhederen, således at den antager tilstand 1. Derpå komprimeres dampen i lavtrykskompressoren til mellemtrykket og køles i mellemkøleren fra tilstand 2 ved p_m = konst. til tilstand 2″. I højtrykskompressoren sker der en kompression til kondenseringstrykket tilstand 3.

I nedenstående figur er „oversvømmet" fremstillet stiplet



Rørdiagram for totrins kompressorkøleanlæg med kølemiddelmellemkøling og underkøling fremkaldt ved hjælp af sugedampene.

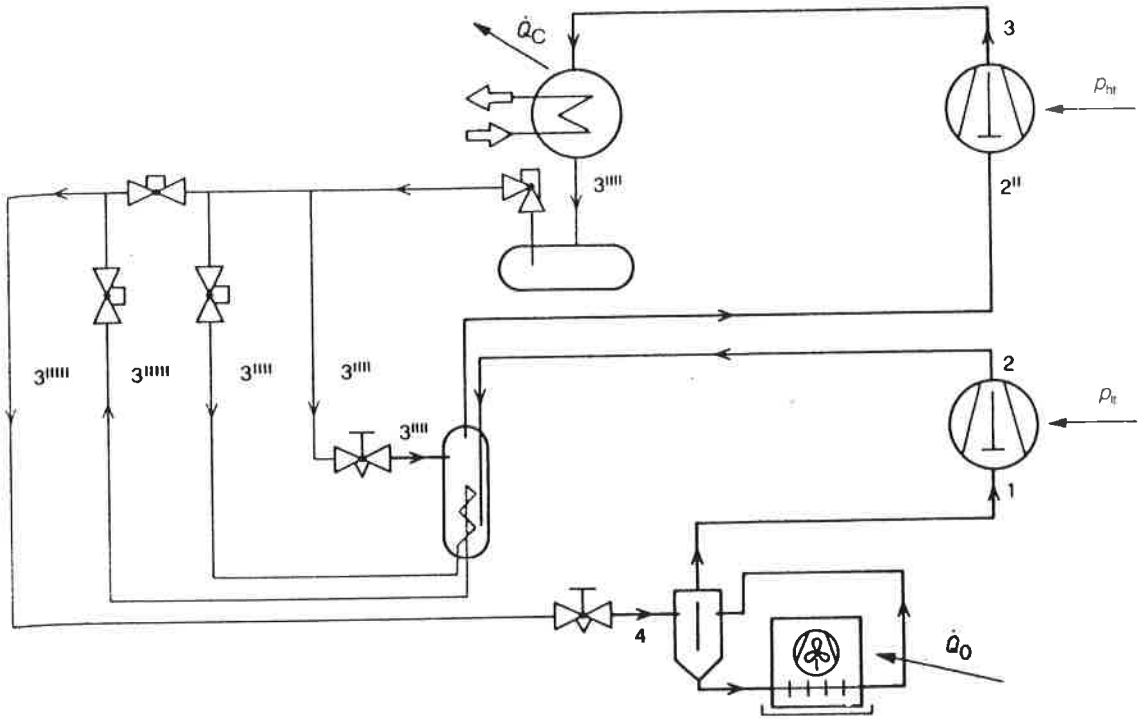


Kredsproces for totrins R 22 kompressorkøleanlæg med kølemiddelmellemkøling og underkøling v.h.a. sugedampene.

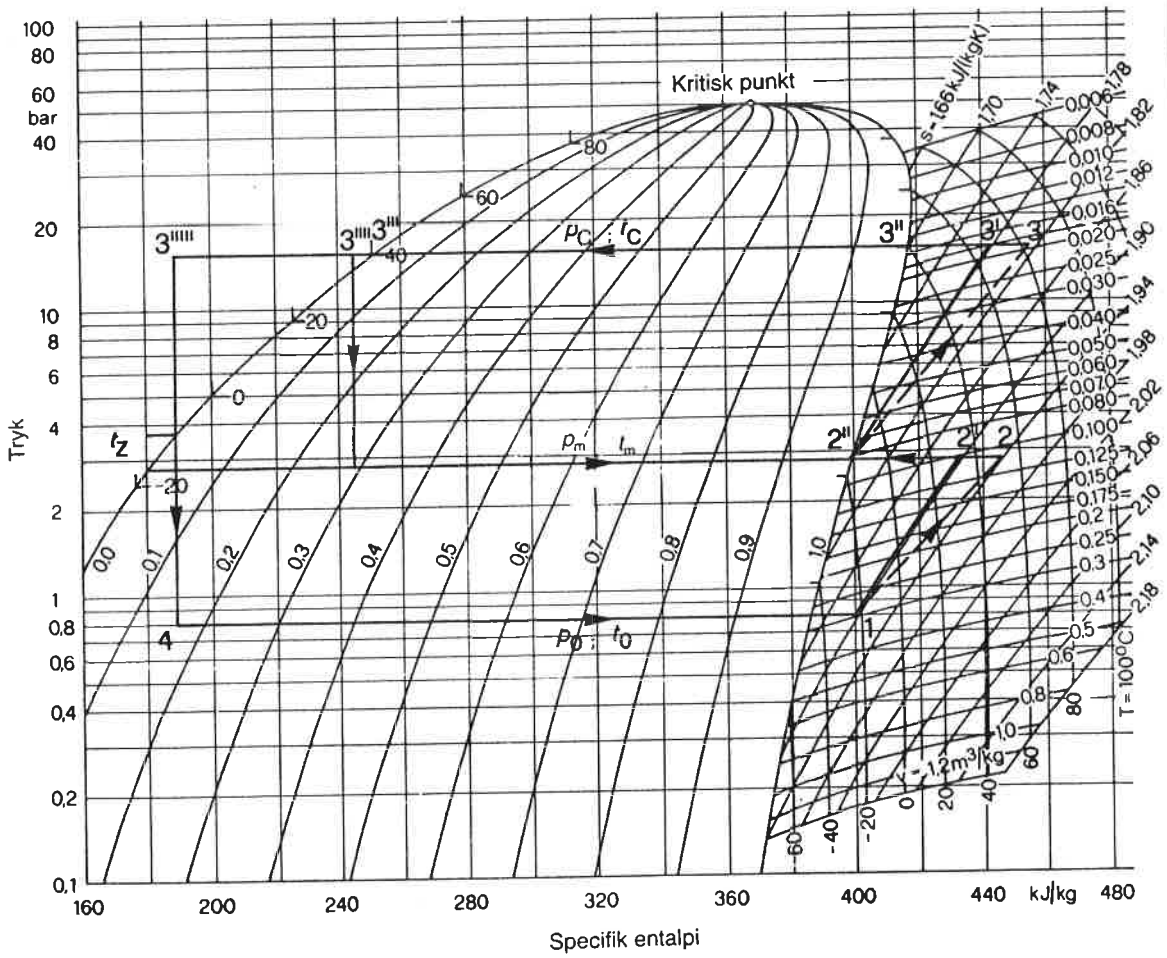
I kondensatoren bortledes overhednings-, kondenserings- og ofte også underkølingsvarmen, således at det flydende kølemiddel når tilstand 3''''. I overhederen sker den yderligere underkøling til tilstand 3'''' og i reguleringsventilen drøvlingen til fordampertrykket tilstand 4. I fordamperen optager kølemidlet den specifikke kuldeindvinding som kuldeydelse.

1.2 Totrins kompressor-køleanlæg med ettrins ekspansion og kølemiddelmellemkøling

Denne anlægstype anvendes, når anlægget hyppigt skal nedkøles fra høje temperaturer, eller når fordamperen står højt over mellemkøleren, således at der kunne indtræde en fordampning af kølemidlet. Den damp, der kommer fra fordamperen, komprimeres i lavtrykskompressoren til mellemtrykket og tilstand 2 og afkøles i mellemkøleren til den tørmættede tilstand 2″, hvorved en del af det flydende kølemiddel i mellemkøleren fordamper. I højtrykskompressoren sker kompressionen til kondenseringstrykket, tilstand 3. Derpå kondenseres og underkøles dampen i kondensatoren. Det kølemiddel, der er nødvendigt til bortførelse af overhedningsvarmen $\dot{m}_{lt}$ (h_2-$h_{2'}$) og til bortførelse af underkølingsvarmen $\dot{m}_{lt}$ ($h_{3'''}-h_{3''''}$), ekspanderer via reguleringsventilen til mellemkøleren.



Rørdiagram for totrins kompressor-køleanlæg med ettrins ekspansion og kølemiddelmellemkøling.



Kredsproces for totrins R 22 kompressor-køleanlæg med ettrins ekspansion og kølemiddelmellemkøling.

Kølemiddelmassestrømmen $\dot{m}_{lt}$ strømmer gennem mellemkølerens underkølingsslange og ekspanderer efter underkølingen til tilstand 4 i reguleringsventilen til fordampertrykket. I fordamperen sker optagelsen af kuldeydelsen $\dot{Q}_o = \dot{m}_{lt}\,(h_1 - h_4)$. Ved lange sugeledninger tages der hensyn til trykket og opvarmning ved, at vi lægger indsugningstilstanden 1 og 2″ i h, log p-diagrammet i det overhedede område.

Eksempel:

Givet:

6-cylindret åben kølekompressor fabrikat *Bitzer*, type S 6 H til kølemiddel R 22 og væskeunderkøling.

Omdrejningstal: n = 1450 min^{-1}

$\dot{Q}_{olt}$ = 11,2 kW; t_o = −45°C; t_c = +40°C;

t_m = −15°C; (taget fra *Bitzer*-ydelsesdiagrammet)

dT_1 = 20 K overhedning på sugesiden;

dT_3 = 5 K over t_m (taget fra *Bitzer*-ydelsesdiagrammet)

Slaglængde = 55 mm; boring = 70 mm; antal cylindre

i = 6; $\dot{V}_{slag} = 110{,}5\ \frac{m^3}{h}$

$\dot{V}_{slag\,lt}$ = 4 cylindre à 18,4 m^3/h ≙ 73,6 m^3/h

$\dot{V}_{slag\,ht}$ = 2 cylindre à 18,4 m^3/h ≙ 36,8 m^3/h

Yderligere får man ud fra temperaturdifferencerne i diagrammerne følgende temperaturer:

t_1 = −45°C +20K
= −25°C;

t_{m3} = −15°C + 5K
= −10°C og

t_3 = +40°C − 5K = + 35°C.

Den videre beregning sker på grundlag af damptabel og h, log p-diagram for R 22.

Løsning:

t_m = −15°C ≙ p_m = 2,964 bar (*Bitzer*-diagram)

t_{m3} = −10°C

p_c/p_m = 15,269/2,964 = 5,15

p_m/p_o = 2,964/0,83 = 3,57

λ_{lt} = $[\eta_v - (1 - \eta_w)]\ c$ = (0,88−0,095) 0,875 = 0,687

λ_{ht} = $[\eta_v - (1 - \eta_w)]\ c$ = (0,84 − 0,14) 1 = 0,7

$$\eta_{ilt} = \left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{lt} \cdot \lambda_{lt} = 1{,}1 \cdot 0{,}687 = 0{,}755$$

$$\eta_{iht} = \left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{ht} \cdot \lambda_{ht} = 1{,}17 \cdot 0{,}7 = 0{,}819$$

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2'} - h_1)}{\eta_{ilt}}$$

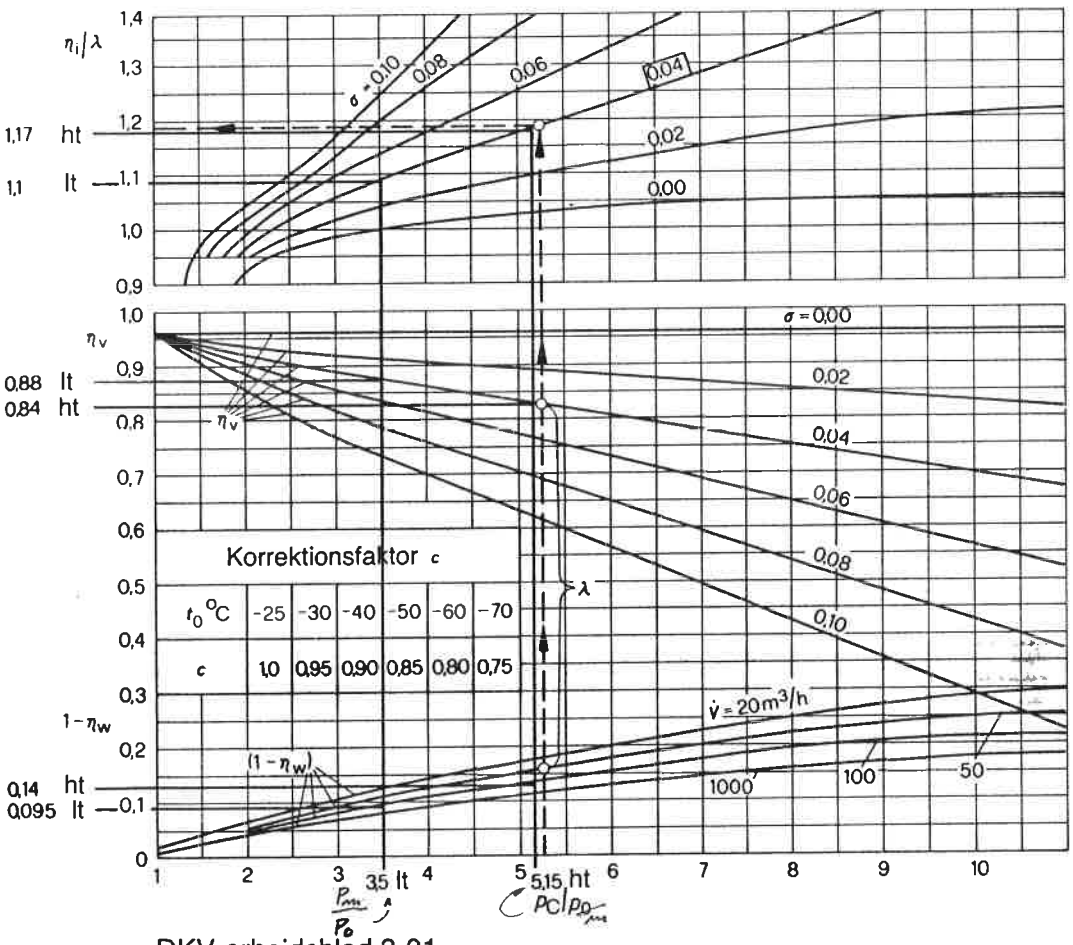
$$= 400 + \frac{(435-400)}{0{,}755} = 400 + 46{,}35 = 446{,}35 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{lt} = \frac{\dot{Q}}{(h_1 - h_4)} = \frac{11{,}2}{(400-188)} = \frac{11{,}2}{212} = 0{,}053 \text{ kg/s}$$

$\dot{Q}_o$ på grundlag af ydelseskurver fra *Bitzer*

$$\dot{m}_{ht} = \dot{m}_{lt}\frac{(h_2 - h_{3''})}{(h_{2''} - h_{3''})} = 0{,}053 \cdot \frac{(446{,}35-188)}{(400-243)}$$

$$= \frac{258{,}35}{157} \cdot 0{,}053 = 0{,}0872 \text{ kg/s}$$



DKV-arbejdsblad 3-01

Skadeligt rum skønsmæssigt ansat til 0,04!

$$\dot{V}_{ht} = \frac{\dot{m}_{ht} \cdot v_{2''}}{\lambda_{ht}} = \frac{0{,}0872 \cdot 0{,}078}{0{,}70} = 0{,}00971 \text{ m}^3/\text{s} \approx 34{,}97 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$h_3 = h_{2''} + \frac{(h_{3'} - h_{2''})}{\eta_{iht}} = \frac{(442-400)}{0{,}819} + 400 = 451{,}28 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{mt} = \frac{\dot{m}_{lt}\,(h_2 - h_1) + \dot{m}_{ht}\,(h_3 - h_{2''})}{\eta_m \cdot \eta_{trans}}$$

$$p_{mt} = \frac{0{,}053\ (446{,}35-400) + 0{,}0872\ (451{,}28-400)}{0{,}9\ .\ 0{,}85}$$

$$= \frac{(2{,}456+4{,}471)}{0{,}765} = \frac{6{,}927}{0{,}765} = 9{,}055\ \text{kW} \approx 9{,}0\ \text{kW}$$

Transmissionsvirkningsgrad η_{trans} = 0,85 (skønnet)
Mekanisk virkningsgrad η_m = 0,9 (skønnet)

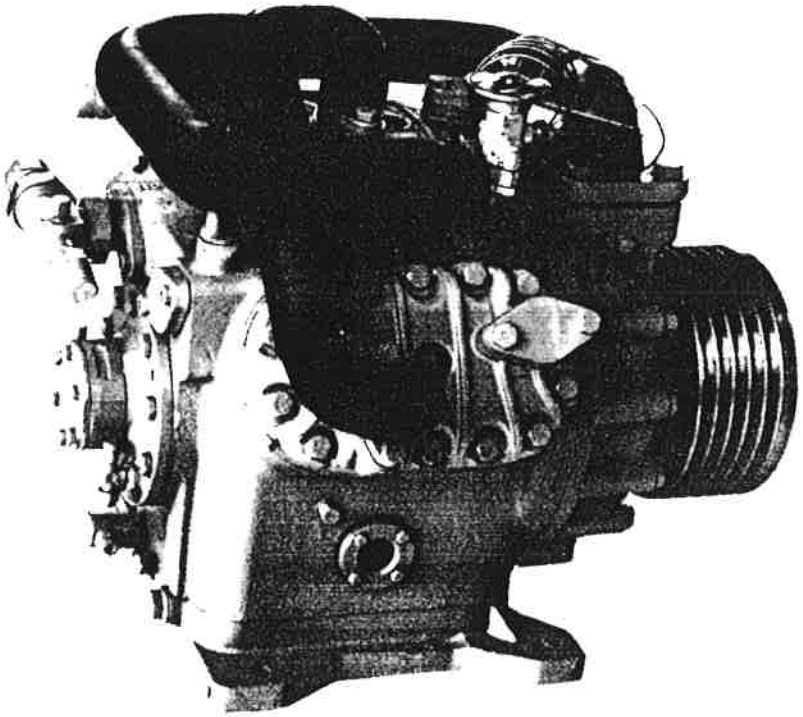
$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ht}\,(h_3 - h_{3'''})$$
$$= 0{,}0872\ (451{,}28-243)$$
$$= 0{,}0872\ .\ 208{,}28$$
$$= 18{,}16\ \text{kW}$$

Prøve: $\dot{Q}_c = \dot{Q}_o + P_i$
$= 11{,}2 + 6{,}9$
$= 18{,}1$ kW Den ringe afvigelse opstår som følge af regneunøjagtigheder.

$$\dot{V}_{lt} = \frac{\dot{m}_{lt}\ .\ v_1}{\lambda_{lt}} = \frac{0{,}053 \cdot 0{,}28}{0{,}687} = 0{,}0216\ m^3/s \approx 77{,}76\ m^3/h$$

Prøve: $\Sigma\,\dot{V} = \dot{V}_{lt} + \dot{V}_{ht}$
$= 0{,}0216+0{,}00971 = 0{,}0310\ m^3/s \approx 111{,}88\ m^3/h$

Denne værdi svarer cirka til *Bitzer*-kølekompressoren S 6 H's geometriske slagvolumen, hvor der anvendes 4 cylindre til lavtryks-trinnet og 2 cylindre til højtryks-trinnet.



Totrins kølekompressor

11 kW til 37 kW
kuldeydelse

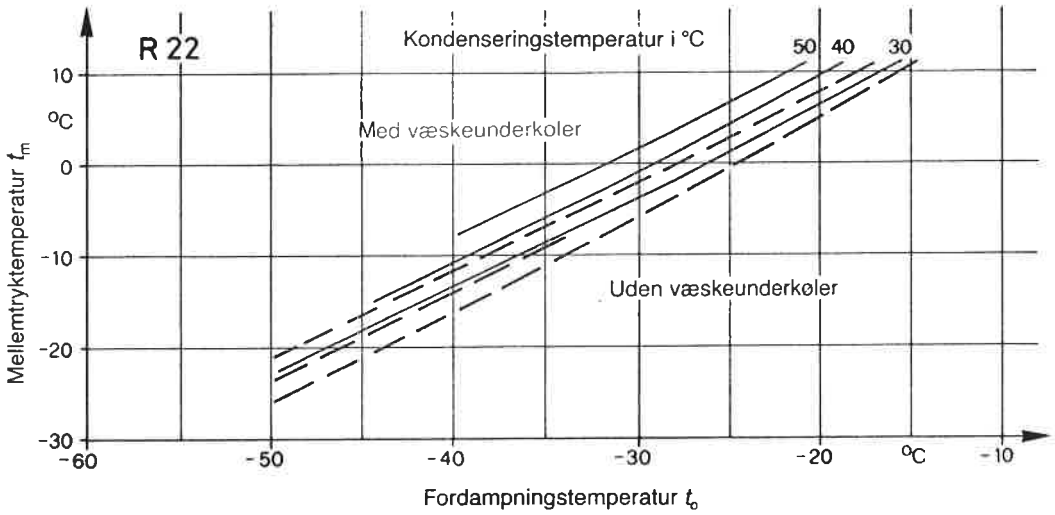
Åben kompressor	Type	S 6 H
Kølemiddel		R 22,502 og 13 B1
Motormærkeeffekt	kW	15
Vægt	kg	164
Slaglængde × boring	mm	55×70
Antal cylindre		6
Samlet transportvolumen ved n = 1450 min^{-1}	m^3/h m^3/h	0,0306 110,5
Mærkeomdrejningstal	min^{-1}	–
Omdrejningstal max. min.	 min^{-1} min^{-1}	 1800 900
Oliepåfyldning	dm^3	4,7
Olieopvarmning	V/W	220/75
Alternativt	V/W	220/150
Sugeledningstilslutning	mm/ tommer	35 1 3/8″
Trykledningstilslutning	mm/ tommer	35 1 3/8″
Strømart		–
Max. driftsstrøm 380 V – 3-50 Hz	A	–
Startstrøm (blokeret) 380V – 3-50 Hz	A	–
Motorværn		–

Åbne kompressorer. Kuldeydelse i kW* (foreløbige værdier) ved 1450 min^{-1} kølemiddel R 22

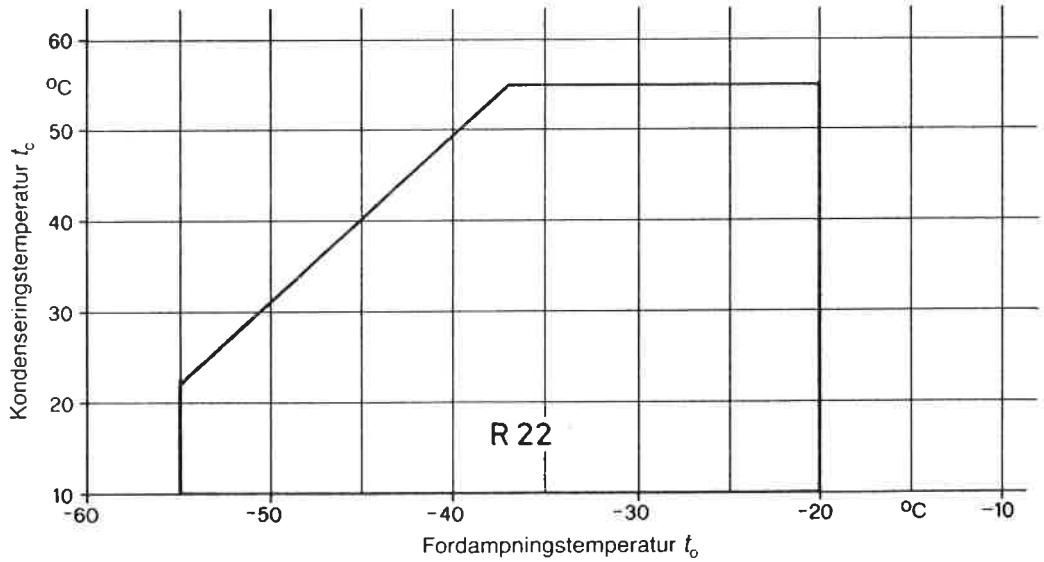
Kom-pressor	kW	Konden-serings-temp.	Fordampningstemperatur °C						
			– 20	– 25	– 30	– 35	– 40	– 45	– 50
S 6 H		+ 30	31,2	26,2	21,9	18,0	14,7	11,8	9,2
		+ 40	30,4	25,5	21,1	17,3	14,1	11,3	–
	14,7	+ 50	29,5	24,6	20,4	16,8	13,5	–	–

* Kuldeydelsen baseres på en sugedampoverhedning på Δt_{oh} 20 K samt en væskeunderkøling på 5K over mellemtryktemperaturen.

Omregningsfaktorer for kuldeydelsen ved
motorskivediameter Ø 230 (1450 min^{-1}) 1,0
Ø 210 (1320 min^{-1}) 0,91
Ø 190 (1190 min^{-1}) 0,82
Ø 170 (1060 min^{-1}) 0,73
Ø 150 (930 min^{-1}) 0,65



Tilladt trykafvigelse ± 0,5 bar
Forløbet af mellemtrykstemperaturen



Driftsdiagram, sugedampoverhedning $\triangle T_{oh} = 20$ K

1.3 Totrins kompressor-køleanlæg med totrins ekspansion og kølemiddelmellemkøling

Denne anlægstype anvendes hovedsagelig ved anlæg, der arbejder i permanent drift. Vi kan opfatte kredsprocessen på følgende måde: Det kølemiddel, der fordamper i fordamperen under frembringelse af kuldeydelsen

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{lt} (h_1 - h_4),$$

komprimeres af lavtrykskompressoren til mellemtrykket, tilstand 2, og kondenserer i

Aths. við dæmi í KÆL 402

Þetta dæmi sem byrjar á bls. 8 er hugsað sem æfing í að hanna tveggja þrepa kuldakerfi.

Gefið (bls 9) eru upplýsingar um hvernig hönnuður hugsar sér aðalatriði kerfisins svo sem kuldaafköst $\dot{Q}_o$, helstu hitastig, varmamiðil og skaðlegt rými hugsanlegra kompressora ásamt lagnariti kerfisins.

Á bls 10 er log p h línurit eins og hönnuðurinn hugsar sér að kerfið muni ganga og svo byrjar han áætlunarútreikningana, með aðstoð DKV línuritsins á bls 11. Hann kemst að nauðsynlegu rúmtakstreymi, $\dot{V}_{LT}$ fyrir lágþrýstihliðina og á bls 11 heldur hann áfram og reiknar $\dot{V}_{HT}$ fyrir háþrýstihliðina einnig.

Nýtt fyrir okkur er að þrýstihlutfallið er það sama fyrir bæði þrepin. Þar að auki hafði hann áætlað $\dot{V}_{LT}$ 100 m^3/h (bls 10) og $\dot{V}_{HT}$ 20 m^3/h (bls11). Þegar hann svo velur kompressora fyrir LT hliðina $\dot{V}_{slag}$ = 87,6 m^3/h og fyrir HT hliðina $\dot{V}_{slag}$ = 31,43 m^3/h, hefur það í för með sér að DKV línuritið breytist ekki frá áætluninni þ.e.
100 m^3/h línan verður notuð fyrir 87,6 m^3/h og
20 m^3/h línan verður notuð fyrir 31,43 m^3/h

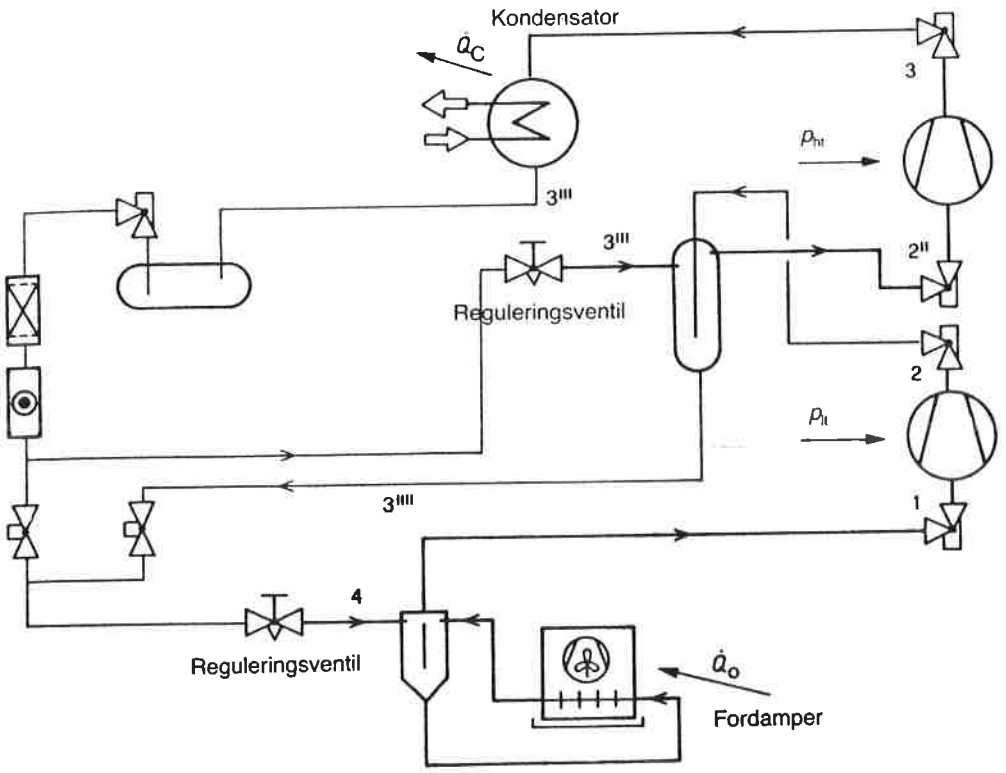
Þetta virðist höfundi ekki nógu gott, heldur vill hann sýna hvernig raunútreikningarnir geta breytst frá áætlunarreikningunum svo hann breytir $1-\eta_w$ fyrir LT hliðina úr 0,101 í 0,135 en lætur HT hliðina halda sér. Svo reiknar hann í gegnum raunútreikningana sem reynast auðvitað mjög lítið frábrugðnir áætluninni.

mellemkøleren, tilstand 4. Så sker drøvlingen til fordampertryk i reguleringsventilen. Højtrykskompressoren indsuger det kølemiddel, der fordamper i mellemkøleren,

$$\dot{m}_{ht} = \dot{m}_{lt}\left(\frac{h_2 - h_{3'''}}{h_{2''} - h_{3'''}}\right)$$

fra tilstand 2″ og komprimerer det til kondenseringstrykket tilstand 3′. Derpå følger kondensering og underkøling i kondensatoren og endelig drøvlingen til mellemtrykket p_m i reguleringsventilen. Mellemkøleren kan desuden anvendes som væskeudskiller for en fordamper, der arbejder ved mellemtryk-fordampningstryk. Den kølemiddelmassestrøm, der opsuges af højtrykskompressoren, beregnes så ud fra

$$\dot{m}_{ht} = \dot{m}_{lt}\left(\frac{h_2 - h_{3'''}}{h_{2''} - h_{3'''}} + \frac{\dot{Q}_{omt}}{h_{2''} - h_{3'''}}\right)$$



Rørdiagram for totrins kompressor-køleanlæg med totrins ekpansion og kølemiddelmellemkøling.

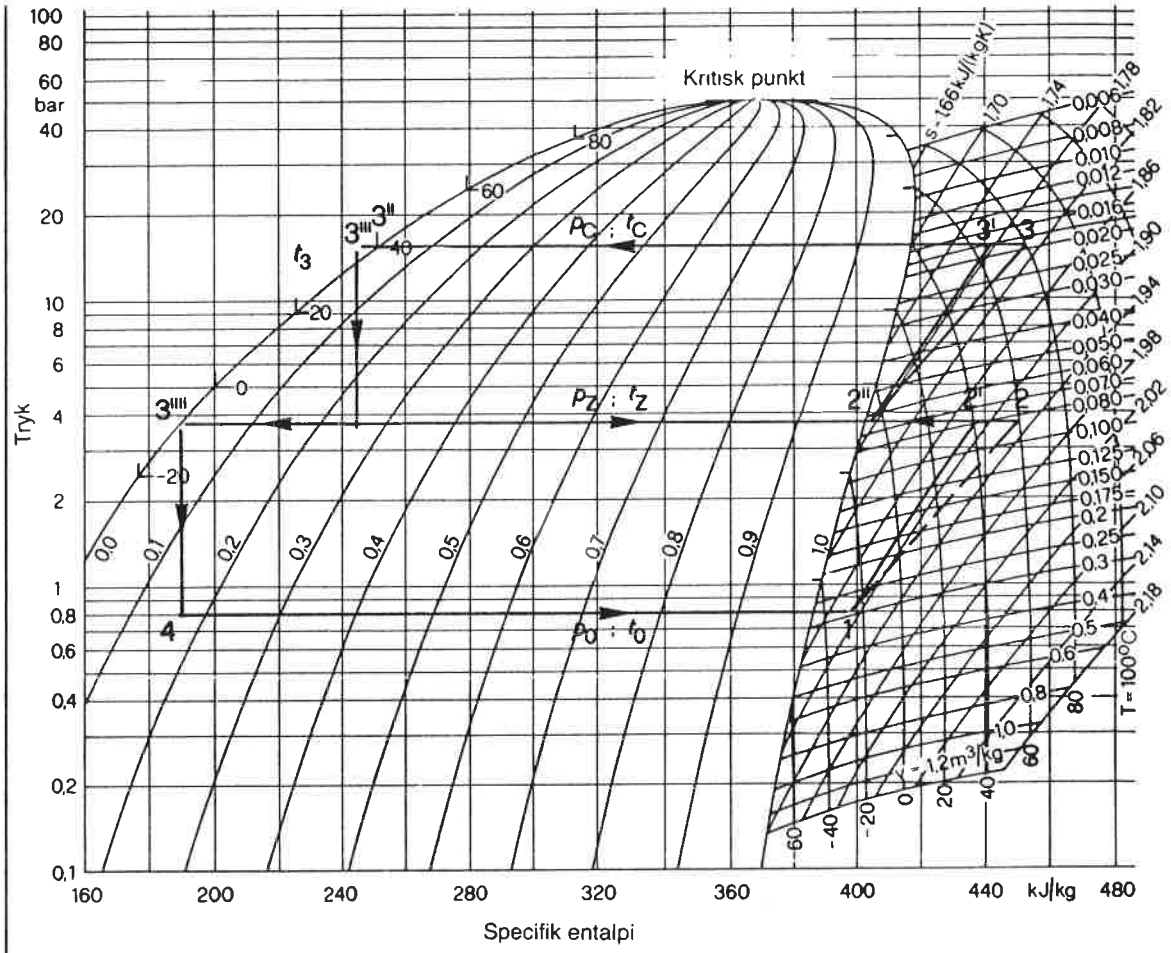
Eksempel:
Der skal beregnes et totrins kompressor-køleanlæg med totrins ekspansion og kølemiddelmellemkøling. Yderligere sker der i lavtrykkompressorens sugeledning en overhedning af kølemiddeldampen.

Givet:

Kuldeydelse	$\dot{Q}_o$	=	11,2 kW, t_o = −45°C
	t_1	=	−30°C
	$t_{2''}$	=	−10°C
	t_C	=	+40°C
	t_3	=	+35°C

Kølemiddel R 22, skadeligt rum σ = 0,04.

= skønnet



Kredsproces for totrins R 22 kompressor-køleanlæg med totrins ekspansion og kølemiddelmellemkøling.

Soges: Kompressortyper, motoreffekter og udforte kuldeydelser.

Løsning:

$t_{2''} = -10°C$

$$p_m = p_o \sqrt{p_c/p_o} = 0{,}83 \sqrt{\frac{15{,}269}{0{,}83}} = 0{,}83 \cdot 4{,}289 = 3{,}55 \text{ bar} \triangleq -10°C$$

$$\dot{m}_{lt} = \frac{\dot{Q}_o}{(h_1 - h_4)} = \frac{11{,}2}{(394{,}5 - 188)} = 0{,}0542 \text{ kg/s}$$

$$p_m/p_o = \frac{3{,}55}{0{,}83} = 4{,}27;$$

$$\lambda_{lt} = [\eta_v - (1 - \eta_w)]\, c = (0{,}85 - 0{,}101) \cdot 0{,}875 = 0{,}655$$

(her er der antaget, at transportvolumenet for en cylinderside er 100 m³/h)

$$\eta_{ilt} = \left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right) \lambda_{lt} = 1{,}14 \cdot 0{,}655 = 0{,}746$$

$$\dot{V}_{lt} = \frac{\dot{m}_{lt} \cdot v_1}{\lambda_{lt}} = \frac{0{,}0542 \cdot 0{,}275}{0{,}655} = 0{,}0227 \text{ m}^3/\text{s} \triangleq 81{,}72 \text{ m}^3/\text{h}$$

$\lambda_{ht} = [\eta_v - (1 - \eta_w)]\, c = (0{,}85 - 0{,}15) \cdot = 0{,}70$

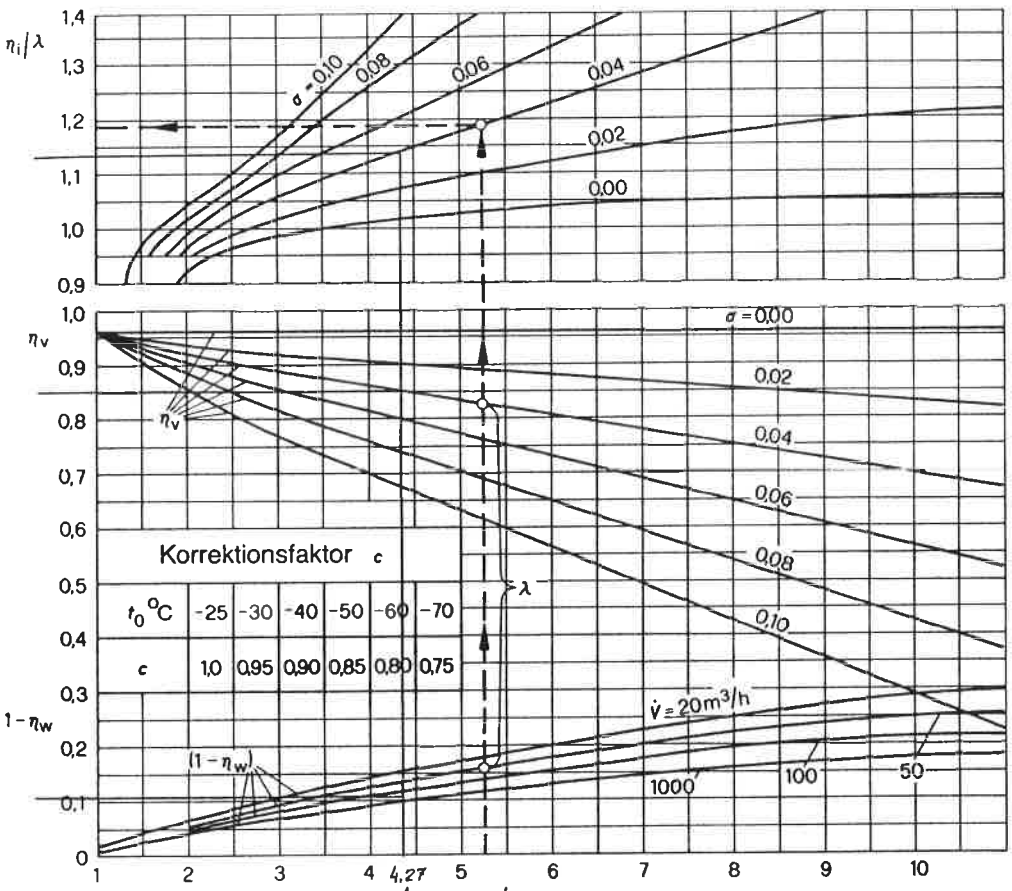
$p_c/p_m = \dfrac{15{,}269}{3{,}55} = 4{,}3$ (her er det antaget, at transportvolumenet for en cylinderside udgør 20 m³/h)

$\eta_{i\,ht} = \left(\dfrac{\eta_i}{\lambda}\right) \lambda_{ht} = 0{,}7 \cdot 1{,}14 = 0{,}798$

$h_2 = h_1 + \dfrac{(h_{2'} - h_1)}{\eta_{ilt}} = \dfrac{(433 - 394{,}5)}{0{,}746} + 394{,}5 = 446{,}10$ kJ/kg

$\dot{m}_{ht} = \dot{m}_{lt} \dfrac{(h_2 - h_3)}{(h_{2''} - h_{3''})} = \dfrac{(446{,}1 - 188)}{(401 - 242{,}5)} \cdot 0{,}0542 = 0{,}0882$ kg/s

$\dot{V}_{ht} = \dfrac{\dot{m}_{ht} \cdot \overset{V_s''}{\cancel{V_1}}}{\lambda_{ht}} = \dfrac{0{,}0882 \cdot 0{,}0775}{0{,}70} = 0{,}009765\ \text{m}^3/\text{s} \triangleq 35{,}15\ \text{m}^3/\text{h}$



DKV – arbejdsblad 3-01 ca. samme f. bæde propan

I overensstemmelse med de således beregnede slagvolumenstrømme for LT- og HT-trinnet kan kompressorerne nu vælges i kataloget. Følgende blev valgt:

Kompressor valgt

1.3.1 til LT-trinnet

Bock-kølekompressor F 6/210 med et omdrejningstal n = 1150 min^{-1}, R 22, og 6 cylindre, samt en geometrisk slagvolumenstrøm på $\dot{V}_{slag}$ = 87,6 m³/h; det svarer til 29,2m³/h for én cylinderside.

Vi har brug for denne værdi for at kontrollere de virkelige kompressorydelser i DKV-arbejdsblad 3-01.

Kompressor HT

1.3.2 for ~~LT~~-siden

Kompressor F4/170, omdrejningstal n = 1125 min^{-1}, 4 cylindre med $\dot{V}_{slag}$ = 31,43 m^3/h, hvilket giver 15,7 m^3/h for hver cylinderside.
Da vi nu har fundet kompressorerne, regnes alle ydelser efter på grundlag af kompressorernes effektive volumenstrømme.
Indekset „e" står nu altid for effektiv!

$$\lambda_{lte} = [\eta_v - (1 - \eta_w)]\, c = (0{,}85 - 0{,}135) \cdot 0{,}875 = 0{,}625$$

$$\eta_{lte} = \left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right) \lambda_{lte} = 0{,}625 \cdot 1{,}14 = 0{,}712$$

λ_{hte} = 0,7 (forbliver uændret, da $(1-\eta_w)$ også bliver ved med at være konstant!)

η_{ihte} = 0,798 (forbliver også konstant af samme grund!)

For også at kunne registrere tilstand 3 i h,log p-diagrammet må vi endvidere beregne:

$$h_3 = \frac{(h_{h'} - h_{2''})}{\eta_{ihte}} + h_{2''} = \frac{(439{,}5 - 401)}{0{,}798} + 401 = 449{,}24 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{lte} = \frac{\dot{V}_{lte} \cdot \lambda_{lte}}{v_1} = \frac{0{,}02433 \cdot 0{,}625}{0{,}275} = 0{,}0552 \text{ kg/s} \triangleq 199{,}0 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{hte} = \dot{m}_{lte} \frac{(h_2 - h_{3''})}{(h_{2''} - h_{3''})} = 0{,}0552 \frac{(446{,}1 - 188)}{(401 - 242{,}5)} = 0{,}0898 \text{ kg/s}$$

$$\dot{V}_{hte} = \frac{\dot{m}_{hte} \cdot v_{2''}}{\lambda_{hte}} = \frac{0{,}0898 \cdot 0{,}0775}{0{,}7} = 0{,}009942 \text{ m}^3\text{/s} \triangleq 35{,}79 \text{ m}^3\text{/h}$$

$$h_{2e} = h_1 + \frac{(h_{2'} - h_1)}{\eta_{ilte}} = 394{,}5 + \frac{(433 - 394{,}5)}{0{,}712} = 448{,}57 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{oe} = \dot{m}_{lte}\,(h_1 - h_4) = 0{,}0552\,(394{,}5 - 188) = 11{,}39 \text{ kW}$$

$$P_{mot\,lte} = \dot{m}_{lte} \frac{(h_{2'} - h_1)}{\eta_{ilte}\,\eta_m\,\eta_{trans}} \quad (\text{her er } \eta_{trans} = 0{,}85,\ \eta_m = 0{,}9)$$

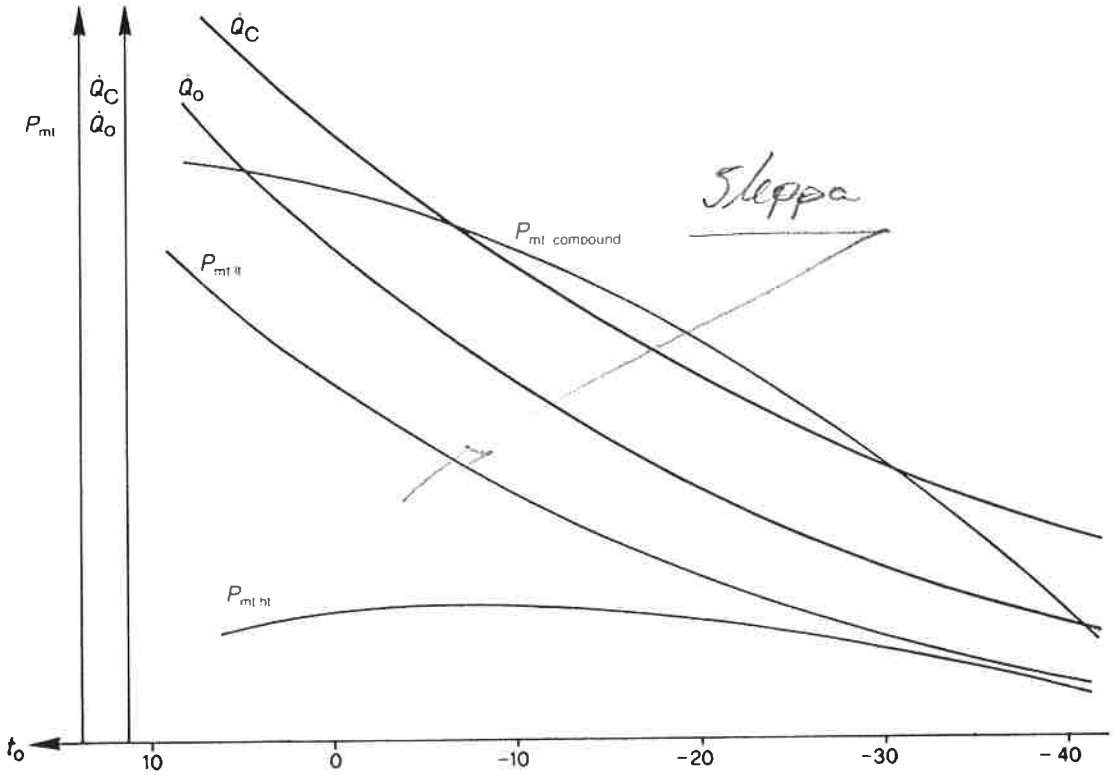
$$= \frac{(433 - 394{,}5)}{0{,}712 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85}\, 0{,}0552 = \underline{3{,}9 \text{ kW } LT}$$

$$P_{mot\,hte} = \dot{m}_{hte} \frac{(h_{3'} - h_{2''})}{\eta_{ihte}\,\eta_m\,\eta_{trans}} = \frac{0{,}0898\,(439{,}5 - 401)}{0{,}798 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85} = \underline{5{,}66 \text{ kW } HT}$$

~~1.4 Driftsforhold for totrins kompressorkøleanlæg~~ Sleppa

Arbejder et totrins køleanlæg med de teoretiske slagvolumenstrømme $\dot{V}_{lt}$ og $\dot{V}_{ht}$ for de fremstillede kølekompressorer ved variabel fordampningstemperatur t_o, bliver for damper-, kondensator- og motorydelse ikke ved med at være konstant.

Følgende diagram viser driftsforholdene for totrins kompressorkøleanlæg.



Principdiagram over driftsforholdene for totrins kompressor-køleanlæg ved variabel fordampningstemperatur t_o.

1.5 Kaskadekobling af kølemaskiner

Er temperaturdifferencen mellem kondenseringstemperaturen t_c og fordampningstemperaturen t_o stor, overskrides et kølemiddels økonomiske arbejdsområde, da kredsprocessen enten ligger for nær ved det kritiske punkt, eller den flytter sig ned i lavtryksområdet; det bevirker, at kølemiddelkompressorerne får store dimensioner.
Desuden er det relativt vanskeligt ved flertrins kompressorkøleanlæg automatisk at sørge for, at olien igen kommer tilbage til den kompressor, hvorfra den er kommet.
Af disse grunde anvendes kaskadekobling. Vi forstår herved en kølemaskine, hvor to eller tre adskilte kølemaskin-kredsprocesser er forbundet på en sådan måde, at den kuldeydelse, der er optaget ved lave temperaturer, videregives fra lavtemperaturkredsløbet til det næste højere kredsløb og til sidst bortledes til omgivelserne. Beregningen af de enkelte trin sker som ved totrinsanlæg.
Der skal kun tages hensyn til det nødvendige forhold

$$\underset{(HT)}{\dot{Q}_{lm\,cm}} = \dot{m}_{lm\,cm}(h_{2''} - h_3) = \underset{(LT)}{\dot{Q}_{mo\,om}} = \dot{m}_{ht\,om}(h_1 - h_3)$$

Der er brug for en temperaturdifference på

$$\Delta T \Rightarrow \cancel{\Delta} T_{lm\,cm} - \cancel{\Delta} T_{mo\,om} = 3 \text{ til } 8 \text{ K}$$

til varmestrømmen i fordamper-kondensatoren.

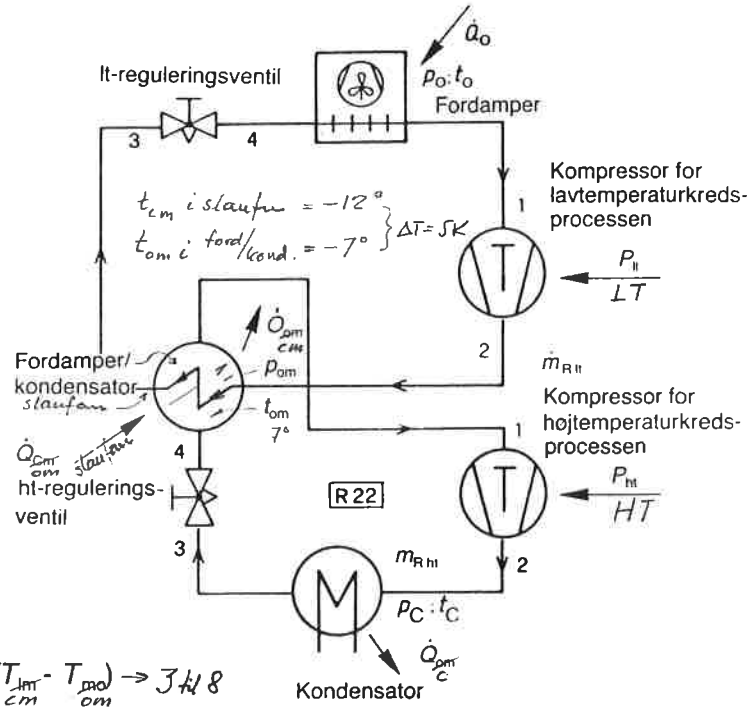
Kaskade = foss — prepafoss

t_c, t_m, Kølemiddel

Alt efter de givne forhold kan der også anvendes totrins kompressorer på høj- eller lavtemperaturtrinnet. Vi kan bedst undersøge den måde, hvorpå høj- og lavtemperaturtrinnene virker sammen ved kendte teoretiske volumenstrømme $\dot{V}_{slag}$ for høj- og lavtemperaturkredsløbet, idet vi opstiller t_{lm}, t_{mo} - $\dot{Q}_o$. $\dot{Q}_{lm}$, $\dot{Q}_{mo}$-diagrammet ved konstante værdier af t_c, t_3 og t_o ved tilsvarende variable værdier af t_{lm} og t_{mo}.
Man får arbejdspunktet, når relationen

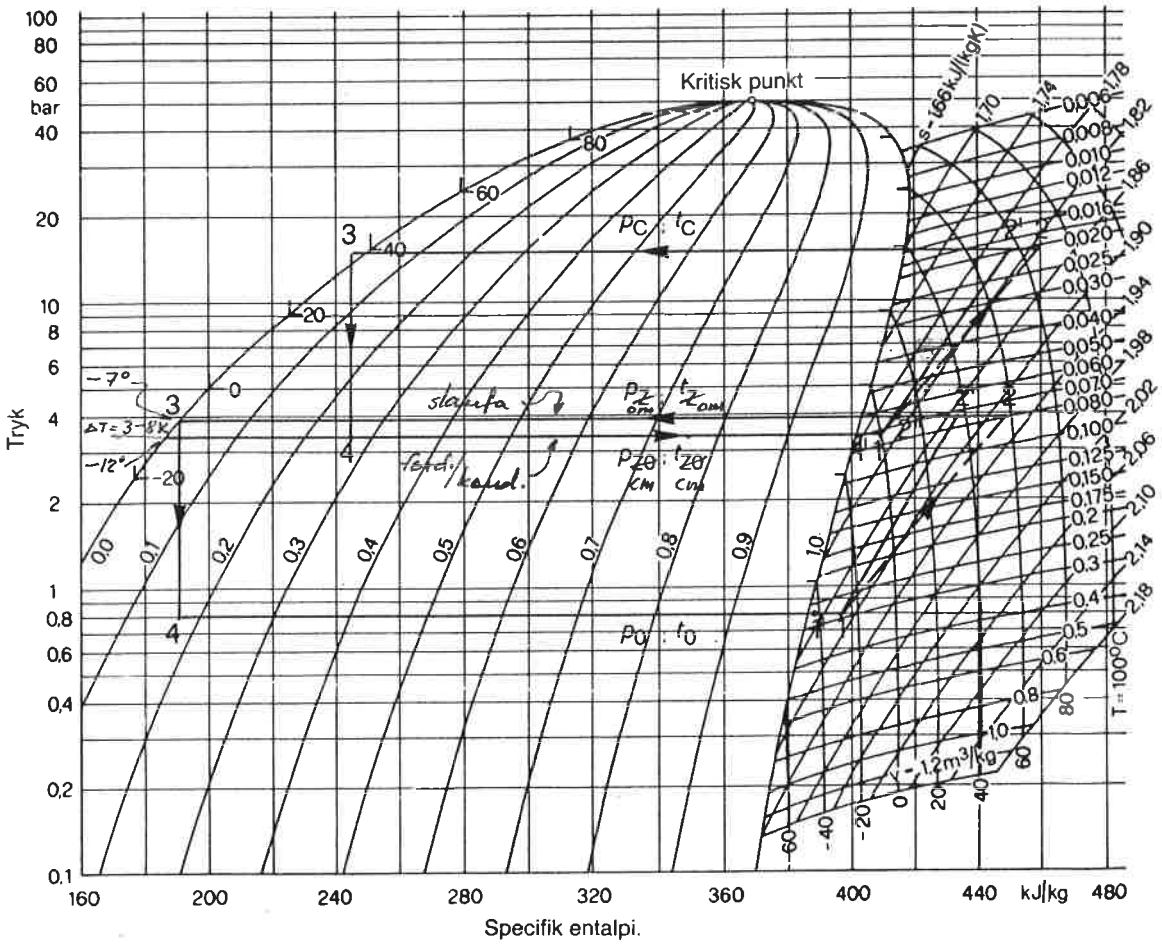
$$\dot{Q}_{lm} = \dot{Q}_{mo} = k\,A\,\Delta T_m \approx k\,A\,(T_{lm} - T_{mo}) \rightarrow \text{Jtl 8}$$

i fordamperen er opfyldt.

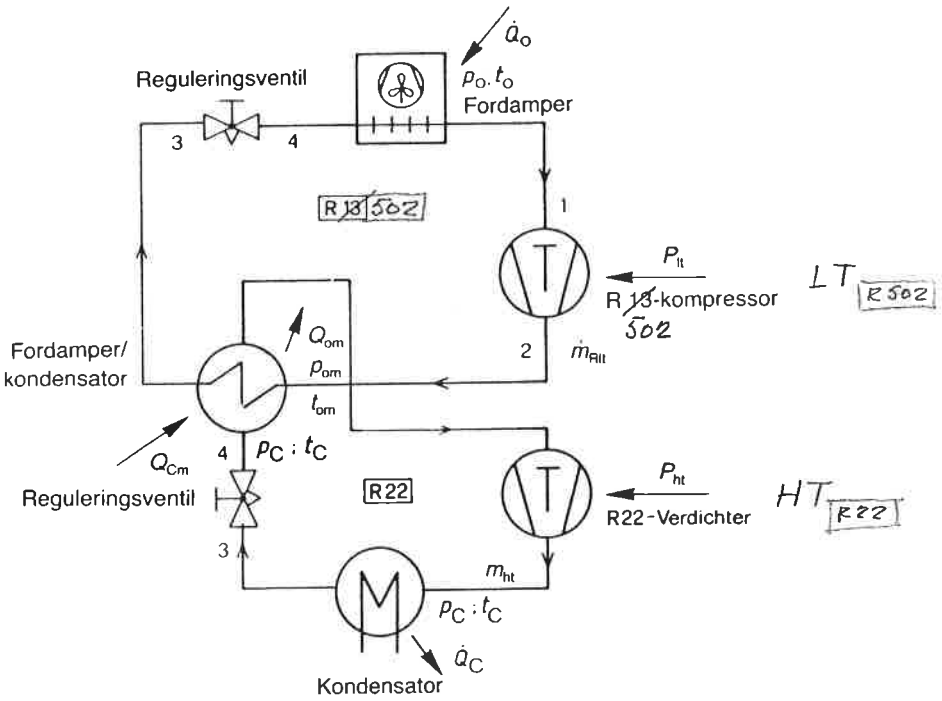


Rørdiagram for totrins kompressorkøleanlæg i kaskadekobling med *et* kølemiddel i de to trin.

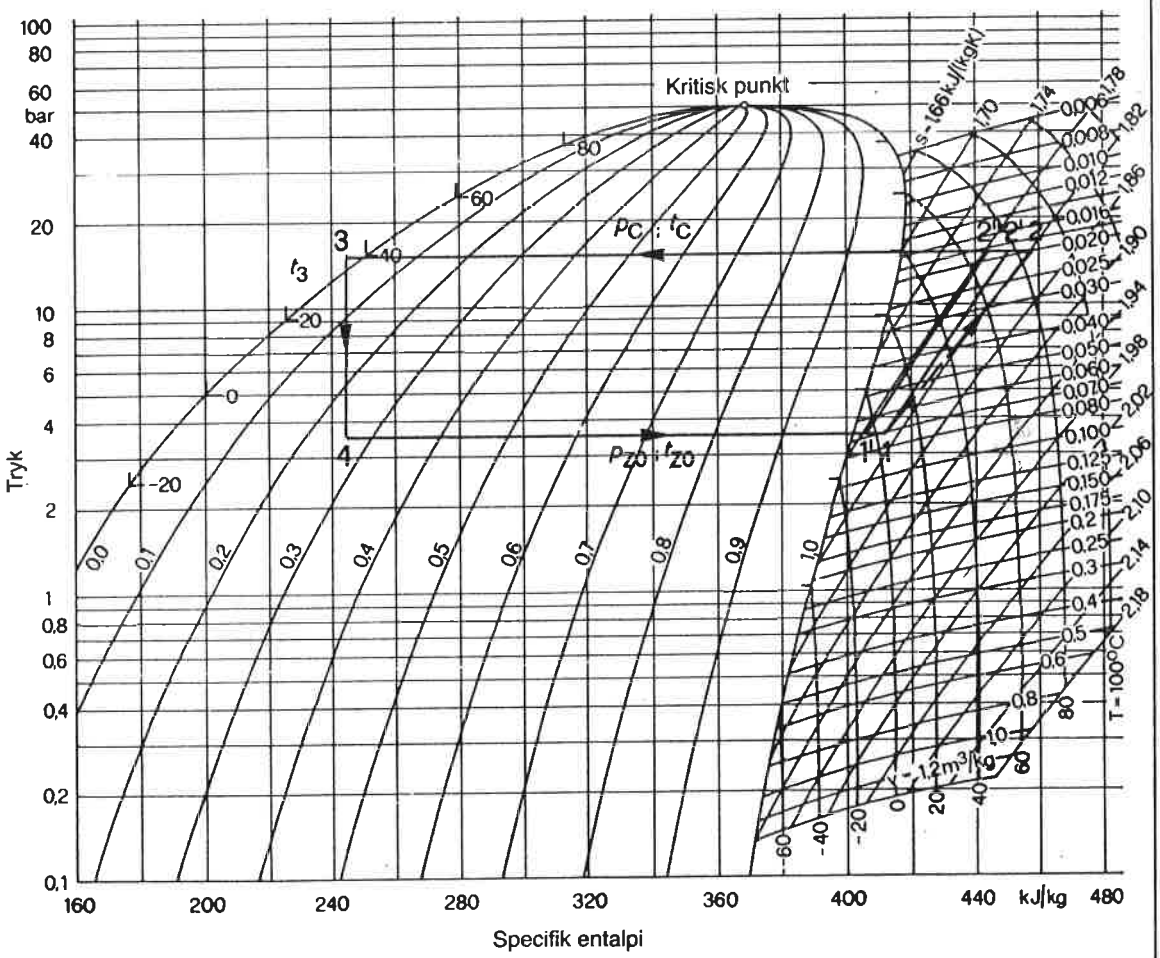
k = varme-transmissions-koefficient i W/m²K
A = køleoverflade i m²



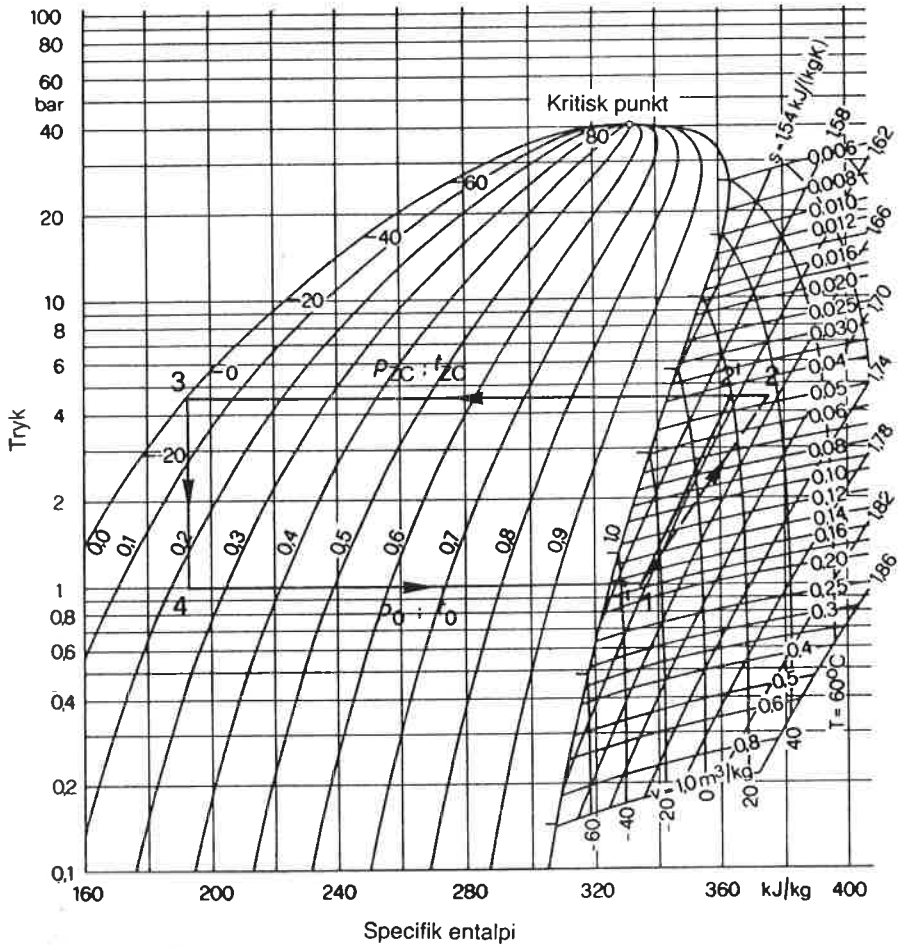
Kredsproces for totrins R 22 kompressorkøleanlæg i kaskadekobling. Anvendelsen af kun *et* kølemiddel finder hovedsagelig sted af hensyn til god olietilbageføring.



Rørdiagram for totrins kompressorkøleanlæg i kaskadekobling med *to* kølemidler.



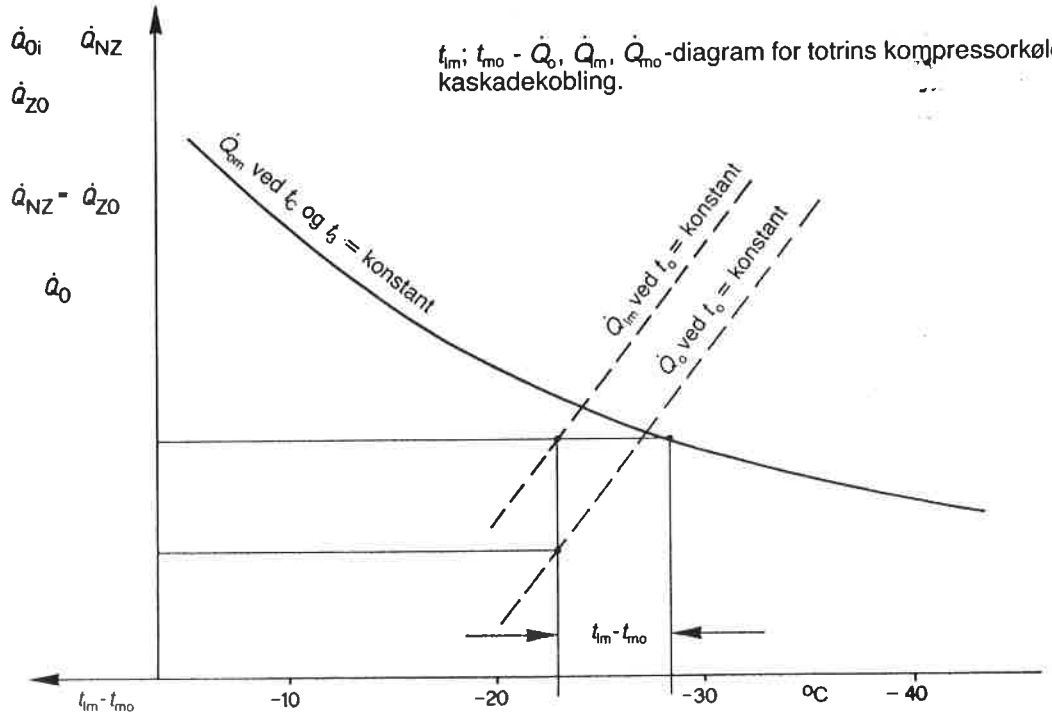
Kredsproces for totrins kompressor-køleanlæg i kaskadekobling ved anvendelse af 2 kølemidler.
1.5.1. Højtrykstrin med R 22.



Kredsproces for totrins kompressor-køleanlæg i kaskadekobling ved anvendelse af 2 kølemidler.

1.5.2. Lavtrykstrin med R 502

Zja fæpa Kuldakerfi er loki ð —



t_{lm}; t_{mo} - $\dot{Q}_o$, $\dot{Q}_m$, $\dot{Q}_{mo}$-diagram for totrins kompressorkøleanlæg i kaskadekobling.

Sleppa →

DÆLUKERFI

1.6 Køleanlæg med pumpecirkulation

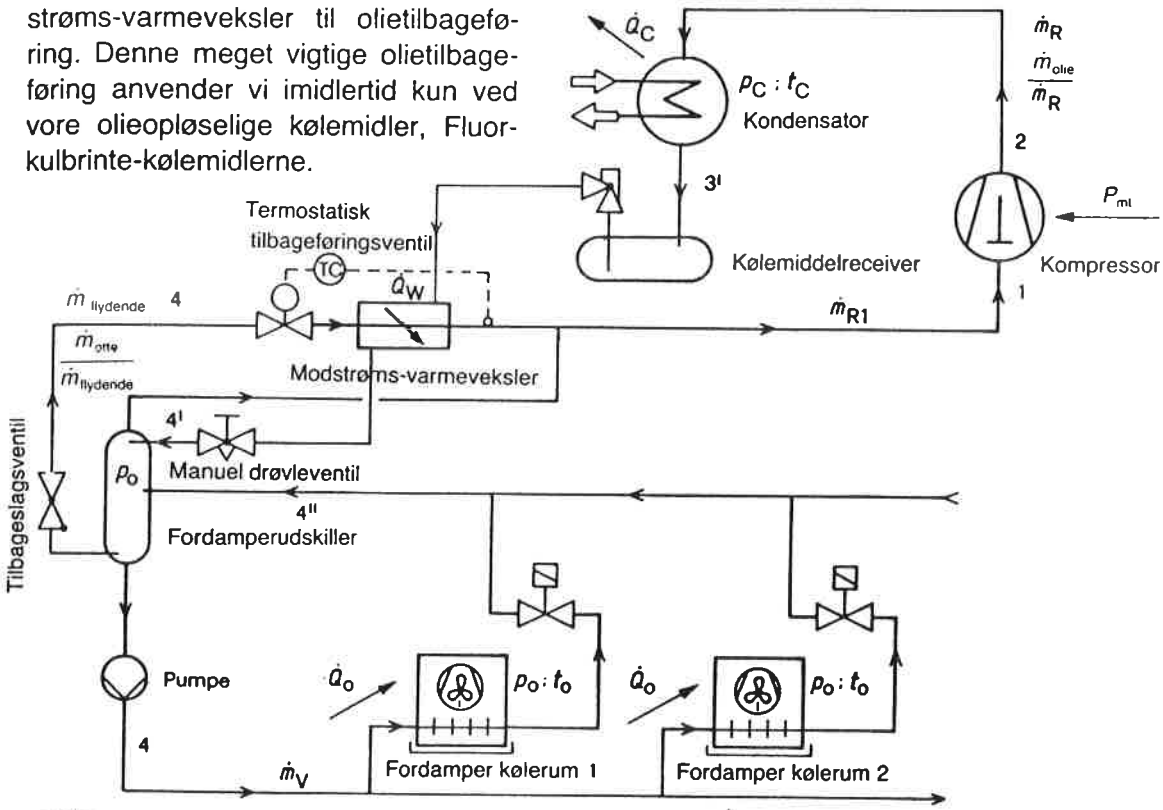
Ved vidtforgrenede fordamperanlæg, hvor man tidligere foretrak den såkaldte indirekte køling ved hjælp af kuldemidler (for det meste brine), anvender vi i dag ofte køleanlæg med pumpecirkulation. I disse anlæg pumpes et overskud af flydende, kogende kølemiddel gennem fordamperen - eller fordamperne - ved hjælp af en kølemiddelpumpe. Dette flydende kølemiddel fordamper, idet varmestrømmen fra kølerummet til dels optages i fordamperen. Under denne proces forbliver fordampningstemperaturen konstant.

= Flerrums køleanlæg

Der er følgende fordele ved sådanne pumpekøleanlæg:

1. Som følge af det flydende kølemiddels såkaldte tvangsgennemløb får vi en god varmeovergangskoefficient på kølemiddelsiden i fordamperen samt en fordamperflade, der er fuldstændig i kontakt med kølemiddel.
2. Det er ikke nødvendigt, at der er en temperaturforskel mellem på den ene side kuldemidlet og på den anden side kølemidlet. Desuden sker der ingen temperaturændring ved kølemidlet, da jo fordampningen foregår ved konstant temperatur. Vi har i forbindelse med disse overvejelser naturligvis ikke taget hensyn til opståede tryktab.

Følgende Rørdiagram viser et ettrins køleanlæg med pumpedrift og modstrøms-varmeveksler til olietilbageføring. Denne meget vigtige olietilbageføring anvender vi imidlertid kun ved vore olieopløselige kølemidler, Fluorkulbrinte-kølemidlerne.



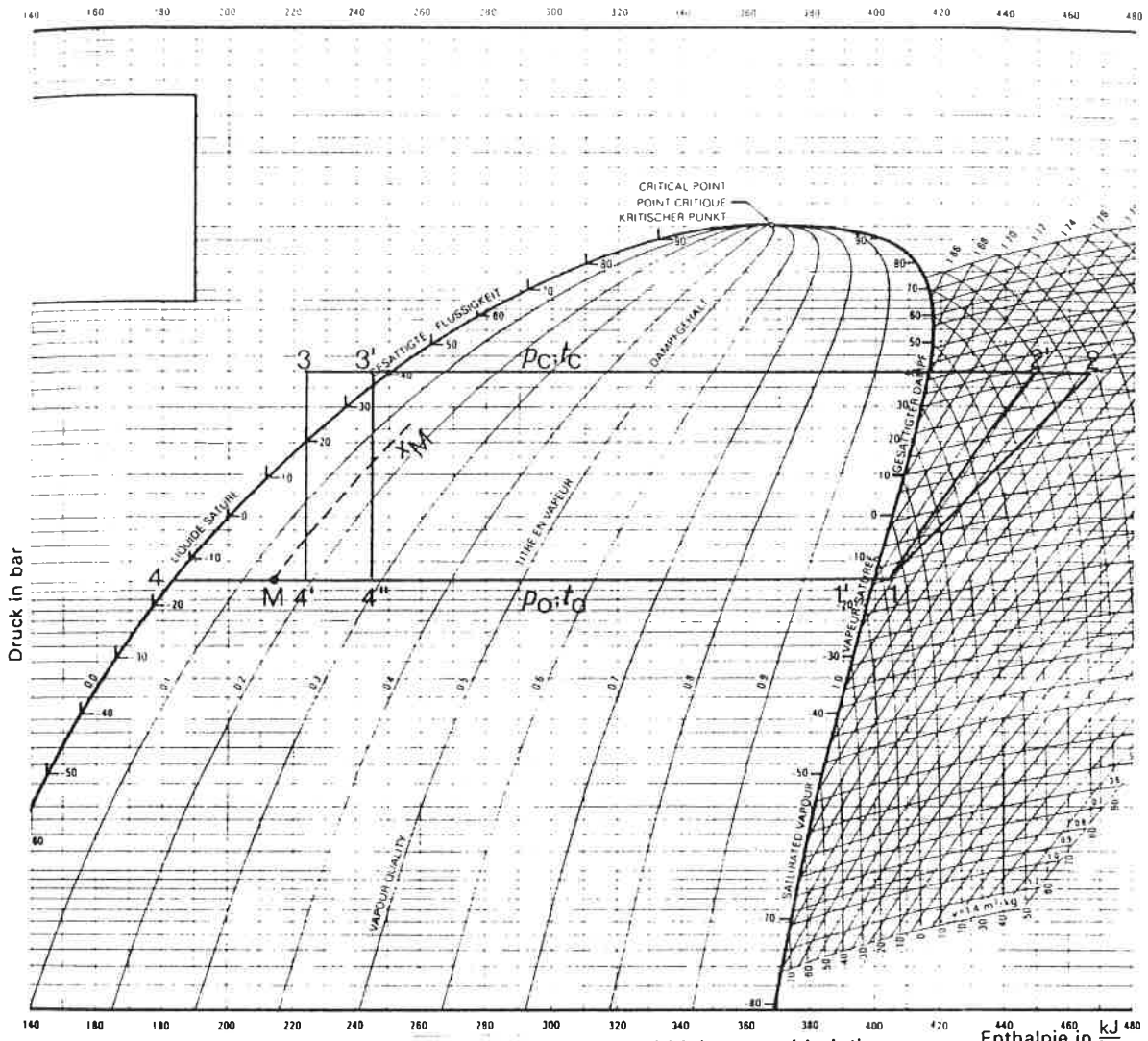
Rørdiagram for ettrins kompressorkøleanlæg med pumpecirkulation og modstrøms-varmeveksler til olietilbageføringen.

Den tørmættede kølemiddeldamp-massestrøm $\dot{m}_{damp}$, der kommer fra fordamperudskilleren, og den flydende kølemiddelmassestrøm $\dot{m}_{flydende}$, der tilføres via den termostatiske reguleringsventil, blandes til totalkølemiddelmassestrøm $\dot{m}_R$ med oliemassestrømmen $\dot{m}_{olie}$

Tilstand 1''

Tilstand 1'

$$\dot{m}_{olie} = \dot{m}_{flydende} \frac{\dot{m}_{olie}}{\dot{m}_{flydende}}$$



Kredsproces for ettrins R 22 kompressorkøleanlæg med kølemiddelpumpecirkulation.

(SJÅ LAGNARITÅBLS 17)

Denne massestrøm komprimeres i kølekompressoren til tilstand 2, samtidig med at oliemassestrømmen

$$\dot{m}_{olie} = \frac{\dot{m}_R \, \dot{m}_{olie}}{\dot{m}_R}$$

Tilstand 3
Tilstand 4'
Tilstand 1''
Tilstand 4

transporteres med til kondensatoren af de overhedede kølemiddeldampe. Efter afkøling, kondensering og underkøling i modstrøms-varmeveksleren foregår ekspansionen ind i væskeudskilleren. Her sker der en adskillelse i tørmættet damp og kogende væske.

Kølemidlet, der ikke fordamper, strømmer til kølemiddelpumpen. Vi skal her især være opmærksom på følgende:

$\dot{m}_V = \dot{m}_R \cdot 2$ til 6 gange større

Kølemiddelpumpen skal altid anbringes tilstrækkelig lavt under væskeudskilleren, således at man forhindrer en forfordampning ved indsugningen.

Kølemiddelmassestrømmen

$$\dot{m}_V = \dot{m}_R \cdot (2 \text{ til } 6)$$

Tilstand 4''
Tilstand 1''
Tilstand 4

når på denne måde frem til de enkelte fordampere i kølerummene. I fordamperne sker der nu alt efter fordamperbelastning altid kun en partiel fordampning, og til sidst adskilles den våde damp i væskeudskilleren i tørmættet damp og væskedråber.

eller returledningen fra (sbr. lagnantit)

Magnetventiler, der er monteret i tilløbsledningen til fordamperne, muliggør, at enkelte fordampere og dermed enkelte kølerum kobles til og fra efter behov.
Blandingsforholdet for olie- til kølemiddelmassestrømmen i trykledningen er afhængig af kompressoren, olieudskilleren samt af anlæggets arbejdsbetingelser. Man kan regne med, at det ligger inden for grænserne af

$$\frac{\dot{m}_{olie}}{\dot{m}_R} = 0{,}001 \text{ til } 0{,}01.$$

Blandingsforholdet i fordamperen er afhængig af, hvorledes kølemiddel-olieblandingen forholder sig, og af den forsinkede kogning, der er en følge heraf. Denne blanding kan begrænses af modstrømsvarmevekslerens og den termostatiske reguleringsventils ydeevne. Sædvanligvis ser forholdet således ud:

→ Bind 1
Vær opmærksom på prisen!

$$\frac{\dot{m}_{olie}}{\dot{m}_{flydende}} = 0{,}04 \text{ til } 0{,}1$$

Falder nu fordampningstemperaturen t_o og (eller) stiger kondenseringstemperaturen t_c, bliver kuldeydelsen

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_R (h_{1'} - h_{3'}) = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_{slag}}{v_1} (h_{1'} - h_{3'})$$

mindre, fordi λ bliver mindre og (eller) v_1 større. Dermed får man svarende til

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_{o1} + \dot{Q}_{o2} = \dot{m}_v (h_{4'} - h_4)$$

ringere partiel fordampning af kølemidlet i fordamperen. Kølemidlets specifikke volumen i fordamperne bliver gennemsnitligt

$(h_{4'} - h_4)$

$$v_g = v_4 + X_g (v_{1'} - v_4)$$

mindre, og den kølemiddelmasse, der befinder sig i fordamperne, bliver større,

$m_v = \frac{V_v}{v_g}$ (hvor V_v betegner volumenet i fordamperen).

Ved planlægningen af kølemiddelreceiveren skal der ubetinget tages hensyn til, at kølemidlet flyttes hen mod fordamperne, da der ellers optræder vanskeligheder under driften. Kølemiddelreceiveren skal i det mindste kunne optage den kølemiddelmasse, som fremkommer som differensmasse i fordamperen mellem drift ved minimal kuldeydelse og maksimal kuldeydelse:

Receiverens volumen

$$\Delta m_v = m_{Vmin} - m_{Vmax} = \frac{V_v}{v_{gmin}} - \frac{V_v}{v_{gmax}}$$

X_g med $h_g = \frac{h_4 + h_{4'}}{2}$, og p_o kan udledes af h,log p-diagrammet.

Under køledriften med en pumpe og flere parallelt koblede kølerum opstår der ved at tilkoble et varmt kølerum den vanskelighed, at entalpidifferencen $(h_{4'} - h_4)$ i denne fordamper bliver meget stor som følge af den relativt store varmeindstrømning f.eks $\dot{Q}_{o2} = A_2 \cdot k_2 (T_{R2} - T_o)$. Som følge heraf bliver igen kølemidlets strømningshastighed og tryktabet i fordamperen i det varme kølerum større. Selv om fordamperen i det varme kølerum nu har behov for en større kølemiddelmassestrøm $\dot{m}_{V2}$ for at kunne fungere effektivt, transporteres der af kølemiddelpumpen en for lille kølemiddelmassestrøm gennem denne fordamper som følge af det højere tryktab.

For at kunne afkøle opvarmede, parallelt koblede kølerum hurtigt skal der anbringes en strømningsmodstand i fremløbet for fordamperne i de allerede kølede rum. Det er for det meste parallelstrækninger med magnetventiler.
Pumpecirkulation skal også anvendes ved totrins kompressorkøleanlæg, eventuelt også for at opnå bedre kuldeydelse ved T_{o1} på mellemtryktrinnet.

Eksempel:

Givet:

$t_o = -15°C = t_1$; $t_4 = -15°C$,

$t_{1V} = -5°C$, $\sigma = 0{,}04$,

$t_c = +40°C$, $t_3 = +35°C$, kølemiddel R 22,

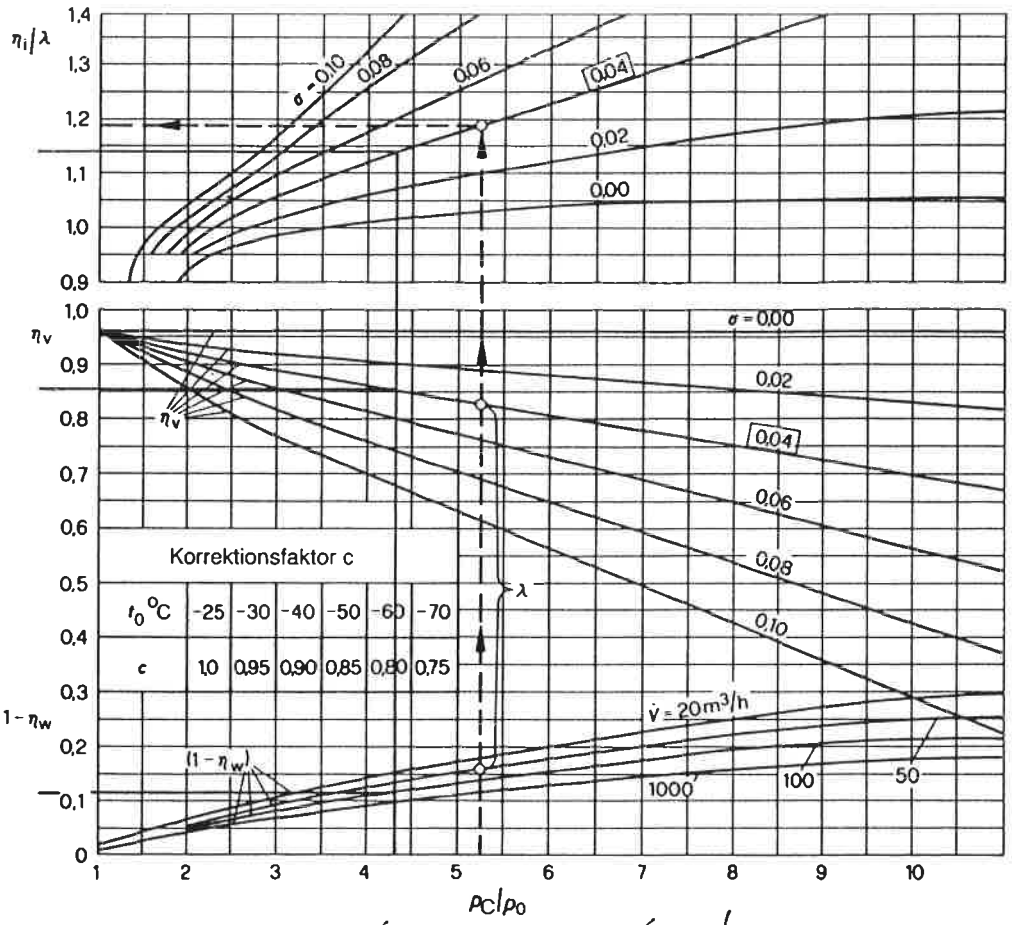
$V_v = 0{,}5\ m^3$,

$\dot{m}_V = 3 \cdot \dot{m}_R$; $\dot{m}_{olie}/\dot{m}_{flydende} = 0{,}07$, $\dot{m}_{olie}/\dot{m}_{flydende} = 0{,}005$;

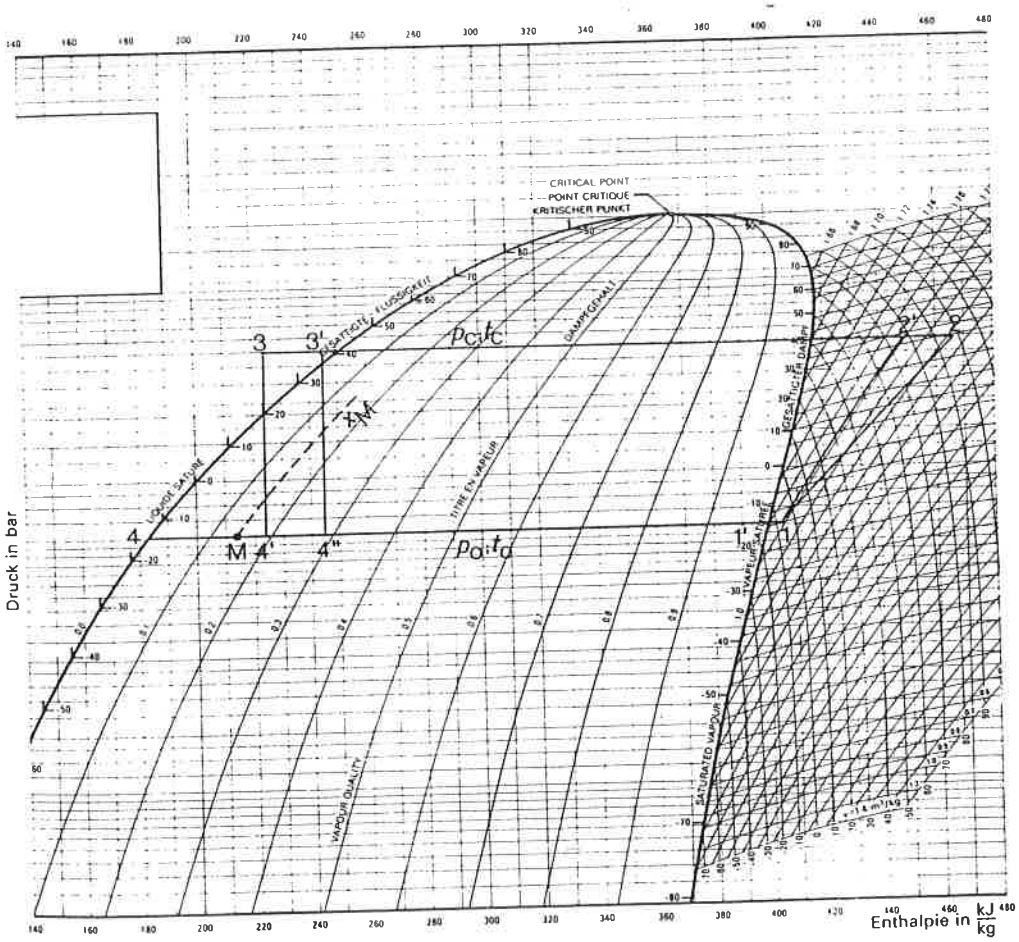
hhv. $t_c = +45°C$ og $t_3 = +40°C$

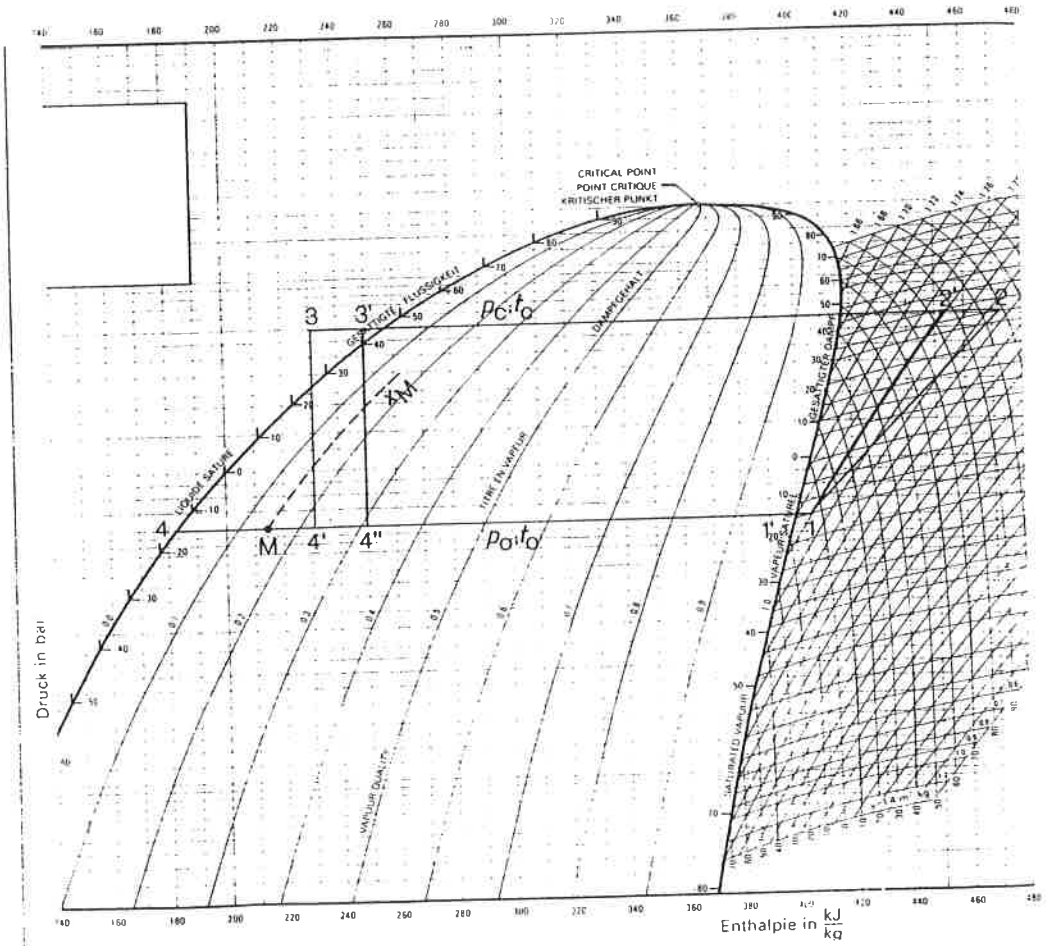
valgt kølekompressor:

Bock, F 6/250, omdrejningstal: $n = 1450\ min^{-1}$, og $\dot{V}_{slag} = 110{,}5\ m^3/h$.



 PETTA LÍNURIT ER EKKI RÉTT ! NEMENDUR GERI SITT EIGIÐ DKV LÍNURIT FYRIR : $\frac{p_o}{p_c} = 5.15$ og 5.8 (VEGNA MISMUNANDI p_c/t_c)


CRITICAL POINT
POINT CRITIQUE
KRITISCHER PUNKT
LIQUIDE SATURE
GESATTIGTE FLÜSSIGKEIT
DAMPFGEHALT
TITRE EN VAPEUR
VAPOUR QUALITY
SATURATED VAPOUR
VAPEUR SATURE
GESATTIGTER DAMPF
3
3'
4
M
4'
4"
1'
1
2'
2
Pc;tc
Po;to
Druck in bar
Enthalpie in kJ/kg


CRITICAL POINT
POINT CRITIQUE
KRITISCHER PUNKT
LIQUIDE SATURE
GESATTIGTE FLÜSSIGKEIT
DAMPFGEHALT
TITRE EN VAPEUR
VAPOUR QUALITY
SATURATED VAPOUR
VAPEUR SATURE
GESATTIGTER DAMPF
3
3'
4
M
4'
4"
1'
1
2'
2
Pc;tc
Po;to
Druck in bar
Enthalpie in kJ/kg

Løsning:

$\lambda = [\eta_v - (1 - \eta_w)]\, c = (0{,}835 - 0{,}15) \cdot 1 = 0{,}685$

$$\frac{p_c}{p_o} = \frac{15{,}269}{2{,}964} = 5{,}15$$

$$\dot{Q}_o = \frac{V_{slag} \cdot \lambda}{v_1}(h_{1'} - h_{3'}) = \frac{0{,}03069 \cdot 0{,}685}{0{,}0805}(407-245) = 0{,}26 \cdot 162 = 42{,}12 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_o}{(h_{1'} - h_{3'})} = \frac{42{,}12}{162} = 0{,}26 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{flydende} = \frac{\dot{m}_{olie}/\dot{m}_R}{\dot{m}_{olie}/\dot{m}_{flydende}}\dot{m}_R = \frac{0{,}005 \cdot 0{,}26}{0{,}07} = 0{,}01857 \text{ kg/s} \triangleq 66{,}85 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_V = 3 \cdot \dot{m} = 0{,}26 \cdot 3 = 0{,}78 \text{ kg/s} \triangleq 2808 \text{ kg/h}$$

$$h_{4'} = h_4 + \frac{\dot{Q}_o}{\dot{m}_V} = 182 + \frac{42{,}12}{0{,}78} = 236 \text{ kJ/kg}$$

$$h_M = \frac{(h_4 + h_{4'})}{2} = \frac{236 + 182}{2} = 209 \text{ kJ/kg}$$

$$m_v = \frac{V_v}{v_g} = \frac{0{,}5}{0{,}01} = 50 \text{ kg kølemiddelmasse i fordamperen}$$

$v_g = 0{,}01$ m³/kg (på grundlag af tilstand X_g, h, log p-diagram)

$$\eta_i = \frac{\eta_i \lambda}{\lambda} = 1{,}18 \cdot 0{,}685 = 0{,}8$$

$$h_2 = h_{1'} + \frac{h_{2'} - h_{1'}}{\eta_i} = 407 + \frac{450 - 407}{0{,}8} = 460{,}75 \text{ kJ/kg}$$

Kølemiddelmassen i fordamperen ændrer sig afhængigt af kondenserings- og underkølingstemperatur som følger:

ændrede værdier betinget af temperatur ændringerne

$t_c = +45°C$; $t_{3'} = +40°C$;

$\lambda = [\eta_v - (1 - \eta_w)]\, c = 0{,}81 - 0{,}175 = 0{,}635$

$$\frac{p_c}{p_o} = \frac{17{,}209}{2{,}964} = 5{,}8$$

$$\dot{Q}_o = \frac{0{,}03069 \cdot 0{,}635}{0{,}0805}(407 - 250) = 0{,}242 \cdot 157 = 37{,}99 \text{ kW}$$

Kølemiddelmassestrømmen er følgelig:

$\dot{m}_R = 0{,}242$ kg/s

$\dot{m}_v = 3 \cdot \dot{m}_R = 3 \cdot 0{,}242 = 0{,}726$ kg/s $\triangleq$ 2613,6 kg/h

$$h_{4'} = h_4 + \frac{Q_o}{\dot{m}_V} = 182 + \frac{37{,}99}{0{,}726} = 234{,}3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_g = \frac{(h_4 + h_{4'})}{2} = \frac{(182 + 234{,}3)}{2} = 208{,}1 \text{ kJ/kg}$$

$$m_v = \frac{V_v}{v_g} = \frac{0{,}5}{0{,}009} = 55{,}55 \text{ kg}$$

Alene en stigning i kondenseringstemperaturen på $dT = 5$ K og i underkølingstemperaturen af samme størrelse bevirker, at der flyttes $dm_v = 55{,}55$ kg $- 50$ kg $= 5{,}55$ kg kølemiddel fra receiveren til fordamperen, hvilket svarer til ca. 11% af fordamperpåfyldningen med kølemiddel.

Beregning:

$$\frac{5{,}55 \cdot 100}{50} = 11\%.$$

Det antages her, at 50 kg = 100%.

Anmærkning:

$\dot{m}_{flydende}$ = kølemiddelmassestrømmen i pumpekøleanlæggets fordamper.

OLÍA Í KÆLIKERFUM

KT 68 Olieproblemer ved kølekompressorer

Smøreolie i kølekompressorernes krumtaphus tjener til smøring af maskindele som lejer, stempler osv. og er derfor af overordentlig stor vigtighed for en kompressors levetid. Ved alle forekommende driftstilstande i et anlæg skal der være sikret pålidelig og tilstrækkelig forsyning med olie. En fabrikant af kompressorer anbefaler kun den bedste olie til sine kompressorer, og vi bør altid følge en sådan anbefaling. Skulle der alligevel engang opstå problemer med olien, må der ikke anvendes en anden olie uden forespørgsel hos kompressorfabrikanten.

68.1 Generelt

Olieproblemer i køleanlæg optræder hyppigt ved et eller flere af følgende tre karakteristiske forhold:

68.1.1 Stabilitet
68.1.2 Oliereturløb
68.1.3 Oliefortynding

Kun ved at få bedre kendskab til kølemidlers og oliens reaktioner kan der opnås virkelige fremskridt ved løsningen af disse tre hovedproblemer. Moderne olier til køleanlæg er særligt behandlede og raffinerede for at fjerne så mange urenheder som muligt. Olierne forsynes også ofte med additiver for at opnå bedre stabilitet. Takket være disse stabile olier og fjernelsen af forureninger ved hjælp af grundig rensning og omhu ved sammenbygningen af køleanlægget er kobberplettering i vid udstrækning elimineret. Ved at anvende disse stabile olier og at undgå for høje trykstudstemperaturer og ved at udvælge det rigtige kølemiddel allerede under projekteringen reduceres dannelsen af tynde aflejringslag i trykventiler og trykledninger meget væsentligt.
Kun ud fra dette synspunkt kan vi forstå følgende betragtninger om olieproblemer i fordamperen og kompressoren.
Det drejer sig i første række om at erkende betydningen af smøring, dvs. olieproblemet. Ved kølekompressorer, som f.eks. er forsynet med et oliestandsglas i krumtaphuset, kan vi let iagttage oliestanden. Ved hermetiske kompressorer er dette umuligt.
Mangler f.eks. den nødvendige korrekte smøring, slides lejerne øjeblikkeligt. Her kan f.eks. olietemperaturen give os brugbare henvisninger. Kan den ikke uden videre konstateres, er eventuelt temperaturen i krumtaphusområdet tilstrækkelig. Er denne temperatur meget høj, kan dette tyde på oliemangel. Samler der sig større oliemængder i fordamperen, kan kuldeydelsen falde betydeligt. I sådanne tilfælde er vi tvunget til at tage en kølemiddelprøve fra fordamperen og undersøge andelen af olie. Ved fordampning af kølemidlet i en egnet beholder bliver så det meste olie tilbage, og vi kan så tilnærmelsesvis bestemme kølemiddel-olie-blandingen.
Optræder det mindste tegn på et olieproblem, kan en god olieudskiller i trykledningen ganske vist skille ca. 99% af den olie, der løber gennem kompressoren, fra kølemidlet og dermed holde den væk fra anlæggets koldere dele. Men problemet kan *aldrig* løses *helt* på denne måde. Ansamlingen af olie i fordamperen kan kun udskydes eller ske langsommere.

68.2 Olietilbageføring

Ved kølekompressorer cirkulerer egentlig altid en lille mængde olie sammen med kølemidlet. Det er også praktisk, for olien hjælper til med at smøre dele af anlægget som f.eks. ventiler. Endvidere kan endog en forbedret varmeudveksling i fordamperen øge ydelsen i mindre omfang. Problemer opstår først rigtigt, når olien bliver tilbage i fordamperen og ikke længere strømmer tilbage til kompressoren. Det afhænger naturligvis i første række af fordampningsformen.

68.3 Direkte eller tør fordampning

Ved tør fordampning indsprøjtes kølemidlet gennem en reguleringsventil foroven i fordamperen og er mere eller mindre overhedet ved fordamperudgangen. Olien i det flydende kølemiddel kan derfor godt strømme fra fordamperen, og den bliver ved at være flydende. Hvor godt den strømmer videre, afhænger hovedsageligt af kølemiddeldamphastigheden i sugerøret og oliens viskositet. Damphastighederne i sugeledninger, som sikrer oliestrømmen, ligger ved ca. w = 3,5 m/s for horisontale og ca. w = 7,5 m/s for vertikale sugeledninger.
For så vidt muligt at undgå støj fra strømninger og høje tryktab i kølemiddelrørledningerne kan hastigheder over ca. w = 15 m/s ikke anbefales.
Også oliens viskositet er meget vigtig, da tyk olie eller olie med høj viskositet føres dårligere med af kølemiddeldampen end tynd eller letflydende olie. Men oliens viskositet afhænger af olietemperaturen og af det i olien opløste kølemiddel. Ved køleanlæg i f.eks. klimaanlæg spiller begge faktorer næppe nogen rolle, da oliens viskositet er meget lav. Ved lavere fordampningstemperatur bliver olieviskositeten større og opløseligheden af kølemidlet ringere. Ved en bestemt temperatur virker begge faktorer så kraftigt, at olien ikke kan strømme lige så hurtigt gennem sugeledningen, som den kommer ind sammen med kølemidlet.

68.4 Kølemiddelopløselighed

Det i olien opløste kølemiddel gører olien mere tyndtflydende. Der er et direkte forhold mellem viskositeten og den kølemiddelmængde, der er opløst. Ved kølemidler, der let opløses i olie, bliver olien mere flydende og kan derfor lettere strømme ud af fordamperen. Ved R 22 og R 502 kan under visse forhold opløseligheden være så ringe og olieviskositeten så stor,at der bliver problemer med oliereturløbet. Årsagen er, at de to kølemidler ikke opløses så godt i olie. Ved R 12 er olien blandbar i alle koncentrationer.

Indtil under –75°C.

Denne temperatur er afhængig af anvendt type olie.

Ved hver oliemængde eksisterer der en væskefase ned til lave temperaturer. Ved R 22 dannes to væskelag ved temperaturer mellem ca. –7°C og + 5°C. Ved R 502 er der normalt altid to væskelag. Disse lag har imidlertid ingen betydning ved oliereturløbet, de viser kun den relative opløselighed. Det er endvidere et spørgsmål, hvor meget kølemiddel, der er opløst i olien, som bliver tilbage efter fordampningen af kølemidlet. Både ved R 22 og R 502 er der opløst tilstrækkeligt kølemiddel ved mætningsbetingelser til at holde olien flydende til mindst –40°C og derunder.

68.5 Olieviskositet

Olieviskositeten angiver, hvor flydende olien er. Den måles under de mest forskellige betingelser, som svarer til forholdene i fordamperen. I fordamperindgangen er olien enten opløst i det flydende kølemiddel eller mættet med kølemiddel, såfremt der har dannet sig et separat olielag. Under de forhold er olien i forbindelse med R 22, R 502 og R 12 endog tyndtflydende ved lave temperaturer. Ved fordamperafgangen er kølemiddeldampen

overhedet. I denne overhedningsfase udskilles noget kølemiddel af olien. Derved får olien en større viskositet. Til at begynde med er kølemiddeltabet mest mærkbart, senere bliver den stigende temperatur vigtigere. Oliens viskositet når således et maksimum ved overhedningen og begynder så at blive mindre.
Den største viskositet findes altså ikke, som vi måske kunne tro, i de koldeste fordamperdele, men af de anførte grunde et eller andet sted i overhedningszonen. Ved R 22 og R 502 stiger olieviskositeten allerede meget kraftigt ved nogle få Kelvin overhedning og når maksimum ved ca. 17 K. Stigningen sker ikke så hurtigt ved R 12, den største viskositet nås ved ca. 25 K til 33 K overhedning. Den maksimale olieviskositet er væsentlig lavere ved R 12 end ved de to andre kølemidler. Ved samme fordampningstemperatur forekommer den maksimale olieviskositet at være lidt større ved R 22 end ved R 502.
Heraf kan vi slutte, at kølemidler med lavere opløselighed i olie, som f.eks. R 22 og R 502, bør arbejde med så ringe overhedning som muligt i fordamperen. Ved olieopløselige kølemidler som R 12 kan tillades større overhedning.

68.6 Olietilbageføring

Regner man ikke med godt oliereturløb, må man være opmærksom på følgende forslag:

68.6.1 Vi kontrollerer damphastigheden for at være sikker på, at ledningen er rigtigt dimensioneret. Det er i almindelighed vigtigt at trække ledningerne med fald for at støtte olietilbagestrømningen effektivt.
Det er udmærket at anbringe en olieopsamlingsbøjning før stigende ledninger.

68.6.2 Vi tilstræber for R 22, R 502 og andre kølemidler med relativ ringe opløselighed i olie mindst mulig overhedning ved fordamperafgangen.

68.6.3 Vi må sørge for, at sugedampen efter at være kommet ud af fordamperen så vidt muligt er steget til en temperatur, der ligger over den, hvor olien har sin største viskositet. Denne afhænger igen af fordampningstemperaturen og andre forhold. For oliereturløbets vedkommende er det bedst, hvis kølemiddeldampen så hurtigt som muligt når en temperatur på –6°C til + 4°C.

68.7 Oversvømmede fordampere

I en oversvømmet fordamper findes der altid flydende kølemiddel, nemlig i kapperummet. Dette kølemiddel fordamper på væskens overflade. Olien kan ikke strømme ud af fordamperen med kølemiddeldampen, da der opstår betragtelige hvirvelstrømninger. Installeres der ikke en særlig anordning, bliver den indstrømmede olie tilbage i fordamperen. Her spiller det nu en stor rolle, om olien er fuldstændig opløselig i det flydende kølemiddel eller ikke, eller om der dannes to væskelag ved lave temperaturer.
I R 12 er naftaolier fuldstændigt opløselige indtil temperaturer på mindst –70°C. For at forhindre ansamlinger af olie, må en vis del af det flydende kølemiddel strømme ud af fordamperen og ind i et særligt kammer eller en udskiller.

Her koger kølemidlet ud af olien, som så strømmer tilbage til kompressoren. Den væskemængde, der skal overføres, reguleres således, at koncentrationen af den i væsken i fordamperen opløste olie forbliver konstant.

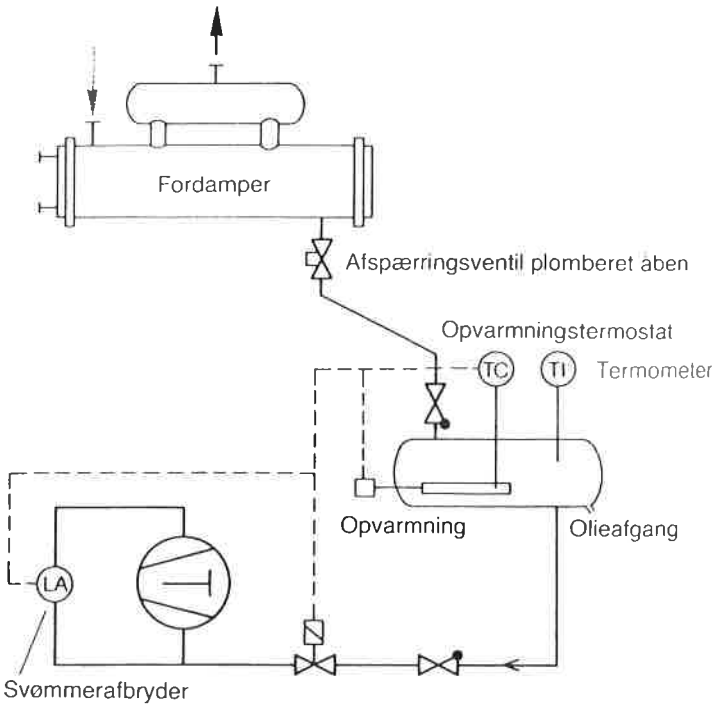
68.8 To væskelag

Ved R 717 forneden

I mindre opløselige kølemidler som R 22 og R 502 dannes to væskelag. De dannes ved temperaturer, der afhænger af typen af olie og den eksisterende olieandel. Da olien har mindre massefylde end kølemidlet, er olielaget foroven. Ved disse køleanlæg skal olielaget permanent eller fra tid til anden fjernes eller skummes af ved hjælp af bestemte anordninger. Også her kommer olielaget først ind i et ekspansionskammer, således at det opløste kølemiddel kan fjernes. Følgende fig. viser en sådan anordning.

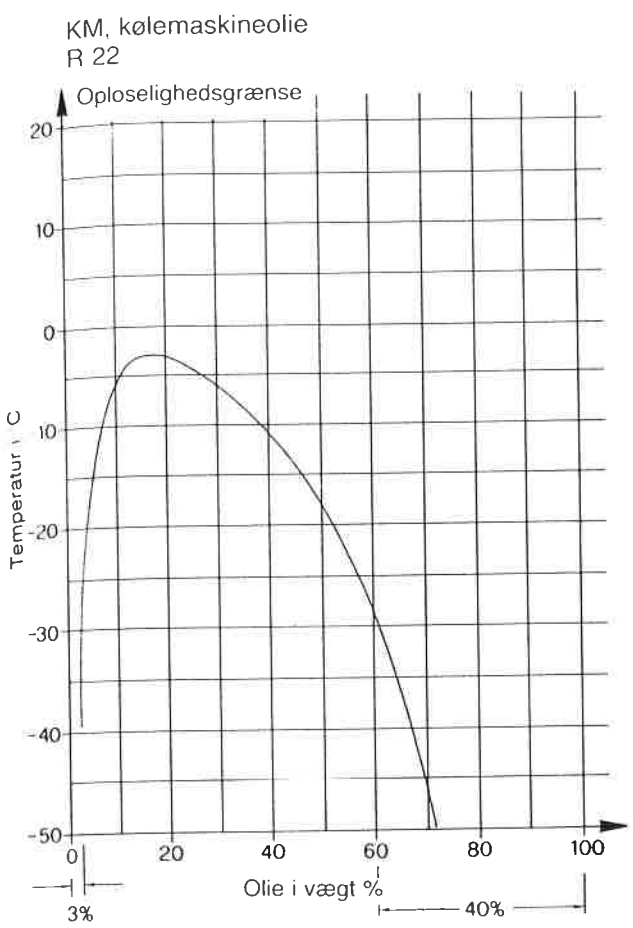
Afspærringsventil åben under drift

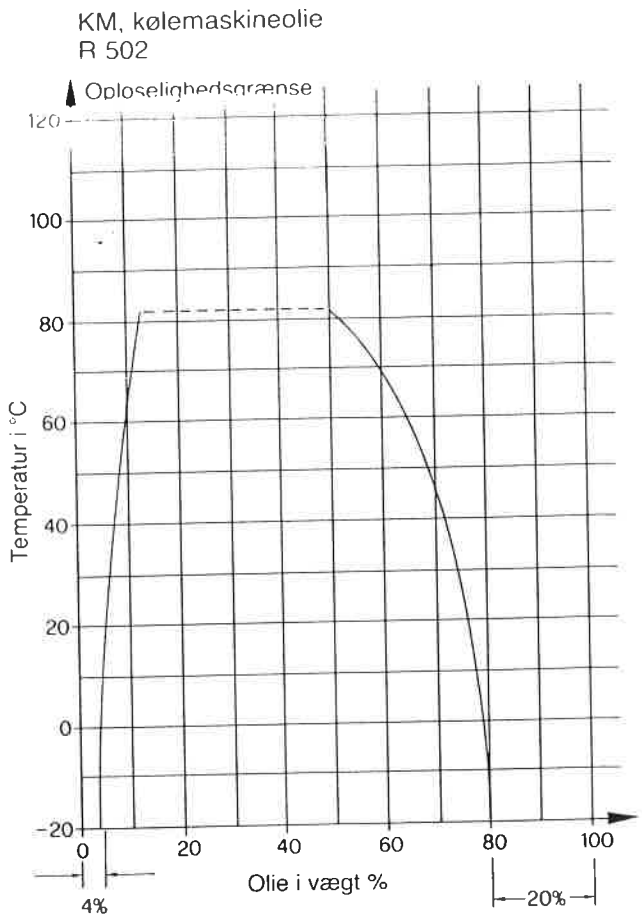
En blanding af kølemiddel og olie strømmer til olieudskilleren under fordamperen gennem en rørforbindelse med fald, hvori der er monteret en afspærringsventil og en kontraventil. I kontraventilens klap er der anbragt en boring, hvorigennem blandingen kommer ind i apparatet.
Når der er samlet et bestemt volumen i olieuddrivningsanordningen, kobles et varmelegeme til, som damper kølemidlet ud af blandingen og lader olien blive tilbage. Den dannede kølemiddeldamp strømmer tilbage gennem tilførselsledningen til fordamperen og åbner så kontraventilen. Bliver dampudviklingen mindre, lukker kontraventilen igen. Så snart det statiske tryk i fordamperen er fremherskende, begynder indstrømningen af kølemiddel-olieblandingen igen.



Skema for olieudskilning

Tilbageføringen af olien til kompressoren styres af en svømmerafbryder i kompressorhuset via en magnetventil. Opvarmningen holdes på ca. + 50°C ved hjælp af en termostatføler, der er monteret i olieudskillerens oliesump, for at olien kan have nogenlunde samme temperatur som i kompressoren.
Selv om der dannes to væskelag, er de ikke rene. Kølemiddellaget indeholder en betydelig andel af olie, olielaget en mindre andel af kølemiddel. Følgende diagram viser de temperaturer og koncentrationsforhold hvor R 22 består af et eller to væskelag.





Således indeholder f.eks. ved R 22, olielaget ca. 40% kølemiddel, mens kølemiddellaget indeholder ca. 3% olie, ved temperaturen –30°C og med kølekompressorolien FUCHS KM. Ved R 502 er der to væskelag ved temperaturer på indtil ca. + 80°C. Her indeholder olielaget ved ca. –20°C omtrent 20% kølemiddel, medens kølemiddellaget indeholder ca. 4% olie. Ved R 502 er olieopløseligheden i flydende kølemiddel relativt lille, derfor er adskillelsen af de to lag og dermed olietilbageføringen til kompressoren noget lettere end ved R 22.

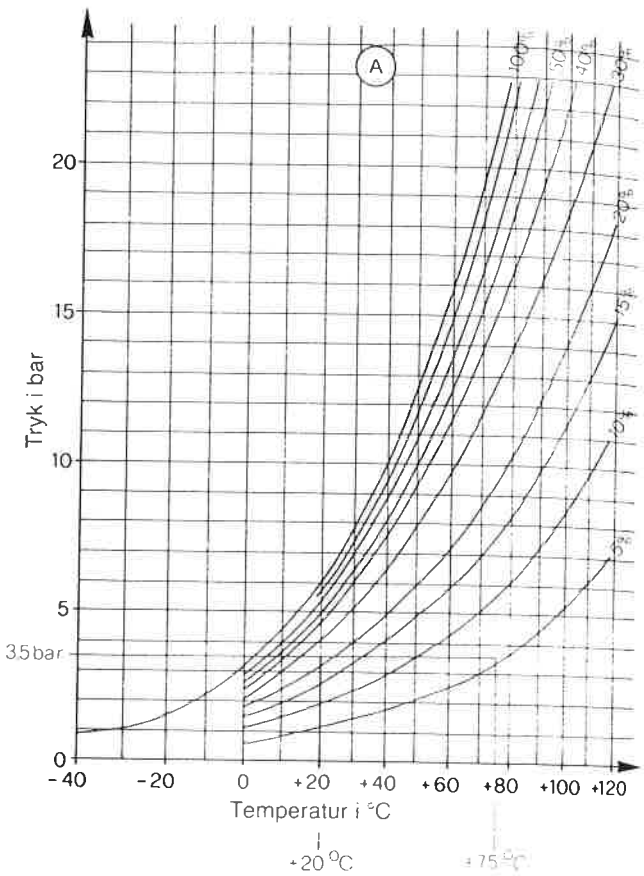
68.9 Oliens reaktioner i krumtaphuset

I krumtaphuset spiller olieopløseligheden en overordentlig stor rolle. Opløselighedsforholdene bestemmes af olietemperaturen, kølemiddeltrykket og kølemiddeltype samt olien. Kompressorfabrikanten frigiver kun olier, der også sikrer pålidelig smøring efter nedsættelse af smøreevnen som følge af opløsning af kølemidlet. Under normale driftsforhold, når altså kølemiddeltrykket i krumtaphuset er relativ lavt, er kølemiddelopløseligheden ringe.

68.10 Oliefortynding

Er krumtaphustemperaturen høj og kølemiddeltrykket lavt under normale driftsforhold, er den i olien opløste kølemiddelmasse meget lille. Er f.eks. for R 12's vedkommende kølemiddeltrykket i krumtaphuset P_s = 3,5 bar, hvad der svarer til en mætningstemperatur

på t_s = + 4°C, og ligger olietemperaturen ved ca. + 75°C, indeholder olien ca. 5% kølemiddel R 12.
Kobles køleanlægget nu fra, udligner olietemperaturen og kølemiddeltrykket hinanden til maskinrumstemperaturen, f.eks. + 20°C. Nu indeholder olien i krumtaphuset ca. 25% kølemiddel. Vandringen af kølemidlet ind i olien sker naturligvis ikke pludseligt. Denne ligevægt nås først efter længere maskinstilstand. Hvis så kompressoren kobles til igen, trækkes det overskydende kølemiddel hurtigt ud af opløsningen igen, så at der opstår kraftig skumdannelse, og nogen olie rives med. Nu sker der imidlertid det, at denne olie-kølemiddelopløsning ikke længere kan sikre den vigtige funktion at smøre alle bevægelige dele rigtigt. Der finder et kraftigt slid på materialer sted i de første minutter, efter at kompressoren er koblet til igen.

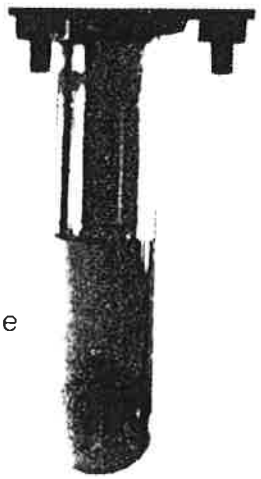


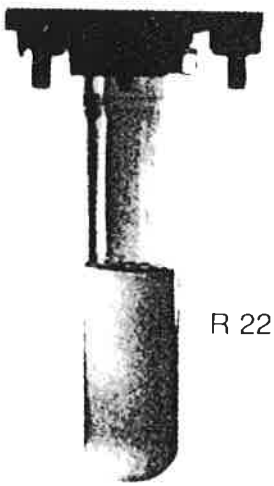
Opløseligheden af R 22 i olie er ganske vist ikke helt så stor som opløseligheden af R 12, men den kan forårsage alvorlige problemer ved tilsvarende driftsforhold.
Opløseligheden af R 502 er endnu mindre, og der dannes derfor to væskelag, hvis der er tilstrækkeligt med kølemiddel. R 502's ringe opløselighed kan ofte have fordele, da den kun i ringe grad indvirker på oliens egenskaber. En anden væskefase er sandsynligvis ikke ønskelig og bør derfor så vidt muligt undgås. Følgende fig. viser opløseligheden af R 12 og R 22 med kølekompressorolier ved høje og lave temperaturer. Begge prøver indeholder 40 vol. % olie og 60 vol. % kølemiddel

Ved + 4°C fordampningstemperatur, f.eks. i klimaanlæg, er R 12 og R 22 fuldstændigt opløselige i olie.

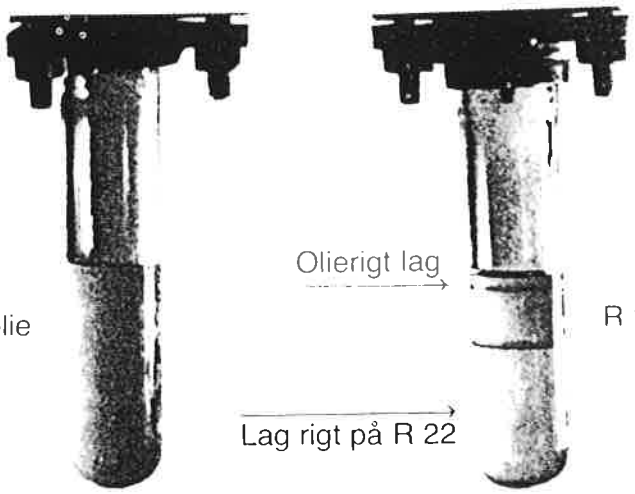
+ 4°C

R 12 og olie





R 22 og olie



Ved t_0 = –30°C er R 12 endnu fuldstændigt opløselig, mens R 22 udskilles af opløsningen.

68.11 Forholdsregler

I dag anvendes der ofte krumtaphusopvarmninger for at holde olietemperaturen tilstrækkelig høj og således forhindre vandring af kølemiddel til krumtaphuset. Under normale forhold slår olietemperaturer på + 60°C til 65°C til ved R 12, ved R 22 og R 502 ligger de noget under. Det er altid bedre at anvende et varmelegeme med en noget mindre ydelse, men som er koblet til permanent, end et kraftigere varmelegeme, som løbende ville koble til og fra, såfremt termostaten svigter, og der kunne opstå olieoverhedning.
En anden gennemprøvet måde at undgå disse frygtede kølemiddelvandringer på er anvendelse af den såkaldte tomsugningsproces (pumpdown) i køleanlægget. Ved denne kobling styres magnetventilen i væskeledningen af rumtermostaten, medens kompressoren kobles til og fra ved hjælp af en lavtrykspressostat i sugeledningen. Da der foreligger to styrekredse, udpumpes krumtaphuset og fordamperen, så snart der sker en trykstigning, uafhængigt af, om kølestedet fordrer kulde eller ej.
Det er vigtigt at indstille lavtrykspressostaten rigtigt. Det er kun den rigtige indstilling, der kan garantere, at dette system fungerer.

En tomsugningsproces uden optimalt indstillet lavtrykspresostat fører til ødelæggelse af komponenter som f.eks. ventilplader, pakninger, stempler, plejlstænger, krumtapaksler, lejeslid og – tørkørsel, og at kompressoren „brænder" sammen.

Lavtrykspressostaten skal indstilles således, at indkoblingstrykket ligger under den lavest mulige fordampningstemperatur, som er opnåelig i driftstilstand. I praksis er der gode erfaringer med $\Delta T = 2$ K.

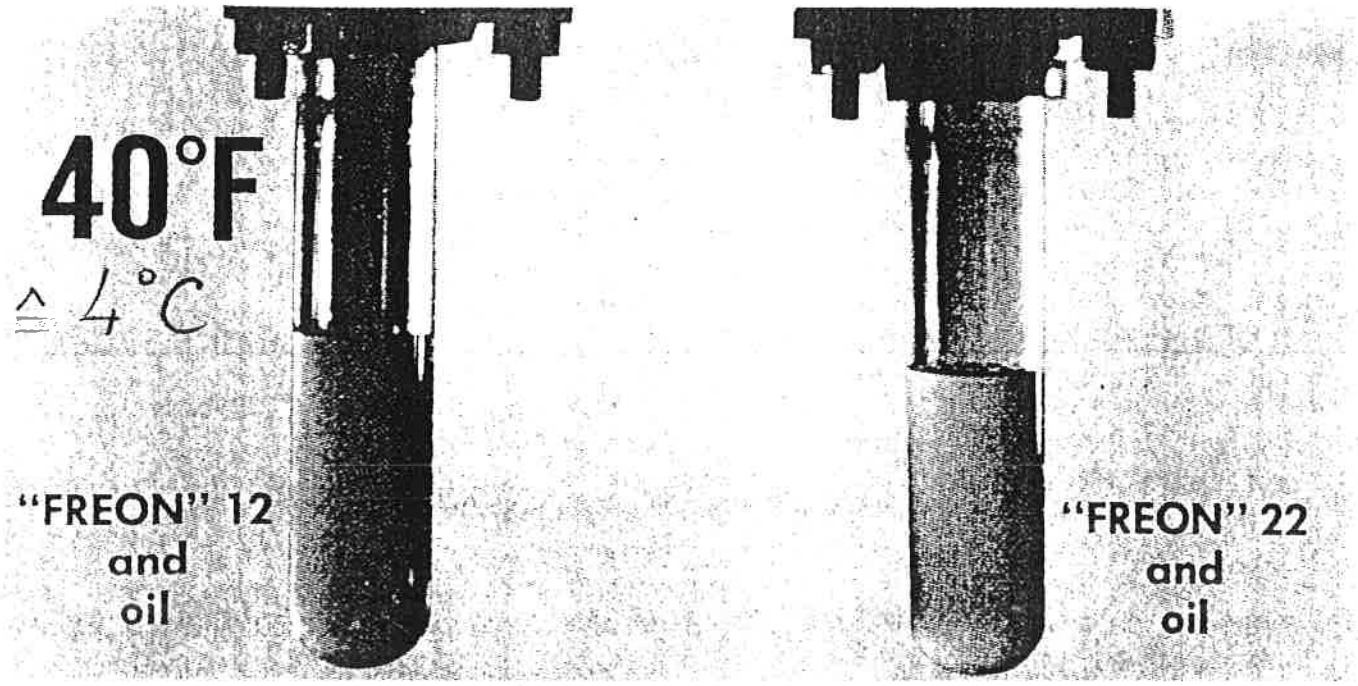
Gælder ikke ved f.eks. tiliset fordamper el. lign.

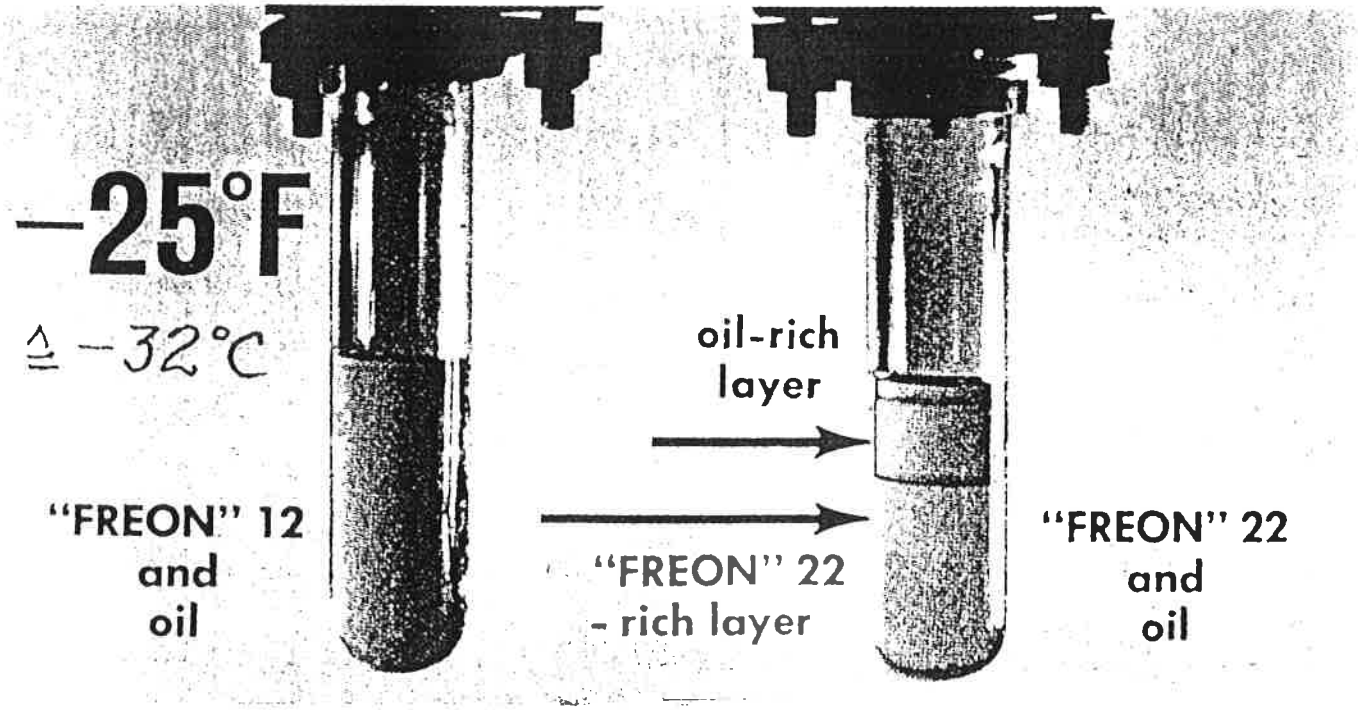
Udkoblingspunktet kan så ligge ca. $\Delta T = 10$ K til 12 K lavere end indkoblingspunktet. Derved undgås i vid udstrækning eventuel kompressorpendling. Kun på den måde opnås øjeblikkelig stigning i trykket, efter at magnetventilen er åbnet af rumtermostaten. Dette tryk sætter kompressoren i gang.

Eksempel:

Laveste fordampningstemperatur	–26°C
Indkoblingspunkt (minus ΔT 2 K)	–28°C
Udkoblingspunkt (minus ΔT 10 K)	–38°C

**Photographs illustrating solubility of "Freon"
with refrigeration oil at medium and lov
Both samples are 40% oil and 60% "Fre**





Den så vidt muligt laveste fordampningstemperatur under driften skal beregnes nøje og de således fundne indkoblingspunkter skal kontrolleres med henblik på konstant position ved gentagne gange at til- og frakoble. I dybfrostområdet er det afhængigt af det anvendte kølemiddel ikke muligt at fiksere udkoblingspunktet, da dette kan ligge i vakuumområdet. Her er det bedre helt at undvære en tomsugning, da koblingsintervallerne eventuelt ville blive for korte, og kompressoren kunne komme til at pendle. Her ville måske en rigtigt dimensioneret væskeudskiller i sugeledningen være bedre for at holde pendlingen på et minimalt niveau.

68.12 Forhold mellem tryk og temperatur.

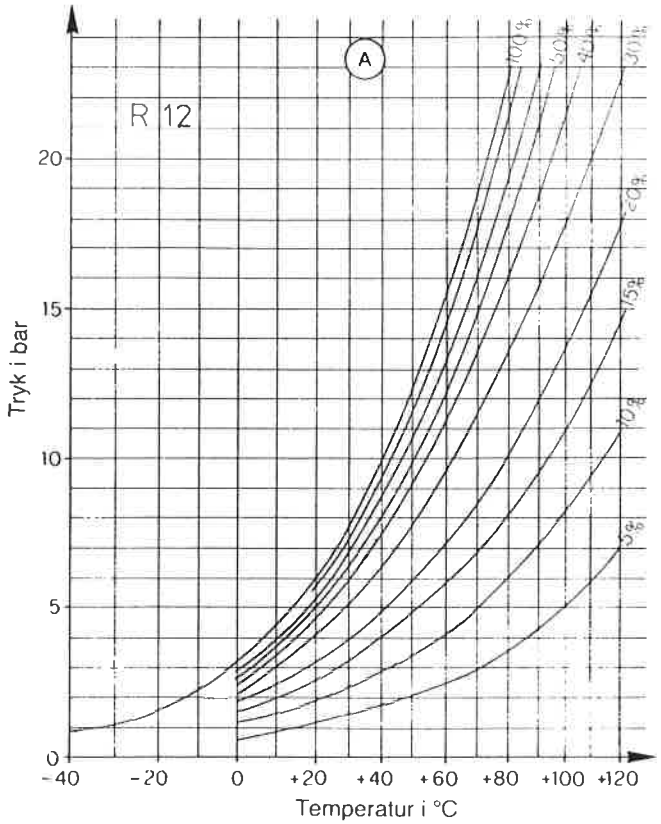
Opløses olie i kølemidlet eller omvendt, er der altid tre egenskaber, der er forbundet med hinanden:

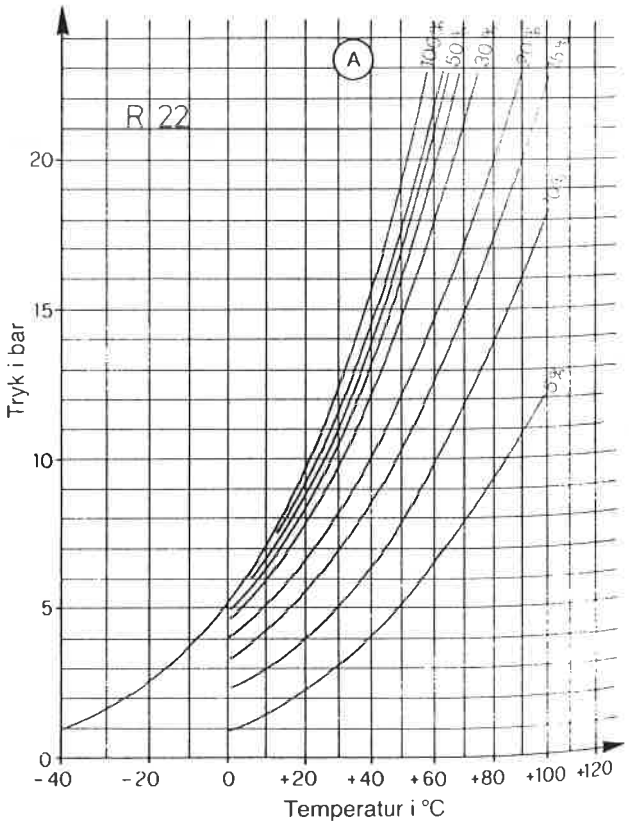
68.12.1 Tryk

68.12.2 Temperatur

68.12.3 Koncentration

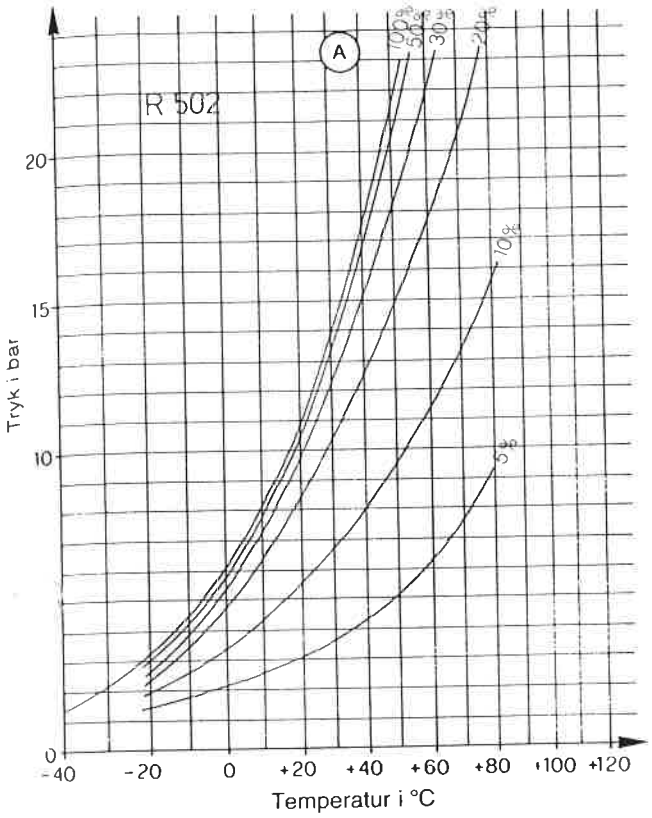
Følgende diagrammer viser denne afhængighed for kølemidlerne R 12, R 22 og R 502. Koncentrationerne er angivet i vægtprocent kølemiddel.





68.13 Oliemængde og kølemiddelmængde

Før vi kan igangsætte et køleanlæg, kontrollerer vi endnu engang på grundlag af de foreliggende diagrammer, hvor mange kg olie der eventuelt opløses ved et bestemt kølemiddel.



Denne oliemængde skal naturligvis være påfyldt, før køleanlægget igangsættes. Ofte er allerede undertrykket som følge af vakuumkontrollen tilstrækkeligt til at suge olie ind i fordamperen.

Eksempel:
Fordampningstemperaturen er $t_0 = -10°C$. kolemiddel R 22. Ifht. diagrammet fra *Reniso* olie KM er vægtprocentsatsen 8% olie.
Ved kolemiddelpåfyldningsmængden f.eks. 100 kg. skulle der påfyldes 8 kg olie.

69 Kølekompressorer i compoundrift

KT

69.1 Generelt

Kølekompressorer i compounddrift er kendetegnet ved, at et antal kompressorer indvirker på et fælles kredsløb.
Ved disse anlæg optræder der, som vi sikkert ved, altid vanskeligheder. Det er vor opgave at reducere og fjerne disse.
De her beskrevne muligheder gælder ikke som de eneste og bedste. Beslutningen om, hvilken form for anlæg der vælges, kan kun træffes af konstruktøren ud fra kendskab til de forskellige givne forhold.
De karakteristiske træk ved et såkaldt compoundkøleanlæg beskrives i det følgende.

69.2 Stor kuldeydelse

Den kuldeydelse, man kan nå op på med en af de største kompressorstempelmaskiner i et anlæg, er samtidig den højst opnåelige anlægsydelse. Derfor er ved et eller andet punkt en kompressors maks. ydelse nået. Den er selvfølgelig forskellig fra producent til producent.
Ønskes der større ydelser, konstruerer vi compoundanlæg. Vi anvender for det meste fire eller flere kompressorer i compoundanlæg.

69.3 Regulering af ydelsen

Ved at koble en enkelt eller flere kompressorer i kompressorgruppen fra, får man en ukompliceret mulighed for regulering af ydelsen, samtidig med at der spares energi. Endvidere er en sådan regulering af ydelsen en fordel, fordi grænserne for anvendelse af kompressorerne ikke overskrides i den ydelsesregulerede tilstand.
Ved at tidsforsinke indkoblingen af kompressorerne opnår man en fordelagtig netaflastning under start.

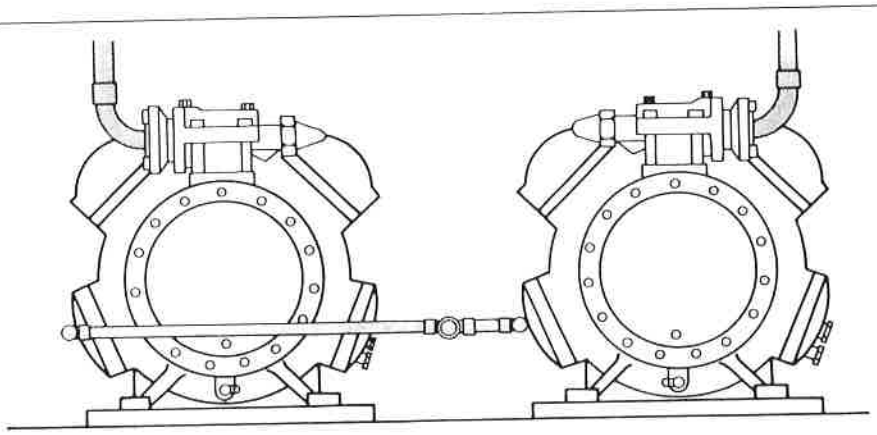
69.4 Nød – resp. reservedrift

Hvis en kompressor i compoundgruppen svigter, kan de resterende kompressorer overtage kuldeydelsen. I den forbindelse kan man ganske vist ikke udelukke, at de øvrige kompressorer afhængigt af grunden til kompressorsvigtet kan blive beskadiget. Således skal man f.eks. ved syredannelse forårsaget af motorbrand ved hermetiske eller halvhermetiske kompressor omgående gribe til nødvendige forholdsregler for at beskytte hele anlægget mod skader.

69.5 Kombineret olie – og dampudligning

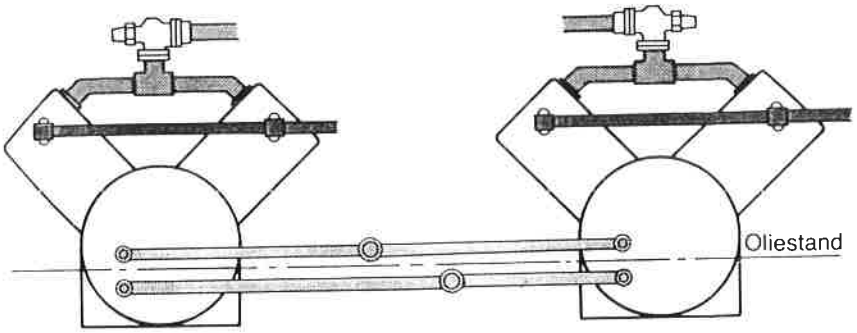
Den oliemængde, kølekompressorerne transporterer ind i kølekredsløbet, og den oliemængde, der kommer tilbage fra kølekredsløbet, kan ikke fordeles korrekt til de enkelte kompressorer, der arbejder i compoundanlæg. Derfor skal oliestanden i kompressorens krumtaphus ubetinget altid udlignes.
Totaltrykket, først og fremmest, men også deltrykkene i krumtaphusene er forskellige, hvilket er betinget af de forskellige strømningsmodstande i kompressoren og i sugeledningen fra samlestykket til kompressorernes sugeafspærringsventil. Disse tryk er i og for sig meget lave, men de påvirker oliestanden i betydelig grad.
Vi kan altså kun opnå den nødvendige olieudligning, når også de forskellige tryk i krumtaphusene er udlignede, dvs. der må ikke eksistere trykforskelle mellem de enkelte krumtaphuse. Den nødvendige udligning af olien kan ske ved hjælp af en rørledning, der forbinder samtlige kompressorer, der arbejder i compound, med hinanden i niveau med oliestandsglasåbningen. Følgende fig. viser en sådan mulighed.

Denne udlignings-ledning skal i alle retninger være trukket horisontalt og må kun fyldes ca. halvt med olie, for at en dampud-ligning kan ske uden påvirkning af oliestandsniveauet.



69.6 Dampudligning

I (sfaser, hvor der en periode er så meget olie i kompressorerne, at den fælles olie- og dampudligningsledning derved fuldstændig lukkes af olie, kan man opnå yderligere dampudligning ved, at kompressorernes oliepåfyldningsstudse forbindes med hinanden ved hjælp af en rørledning. Denne rørledning forbinder krumtaphusenes damprum med hinanden.



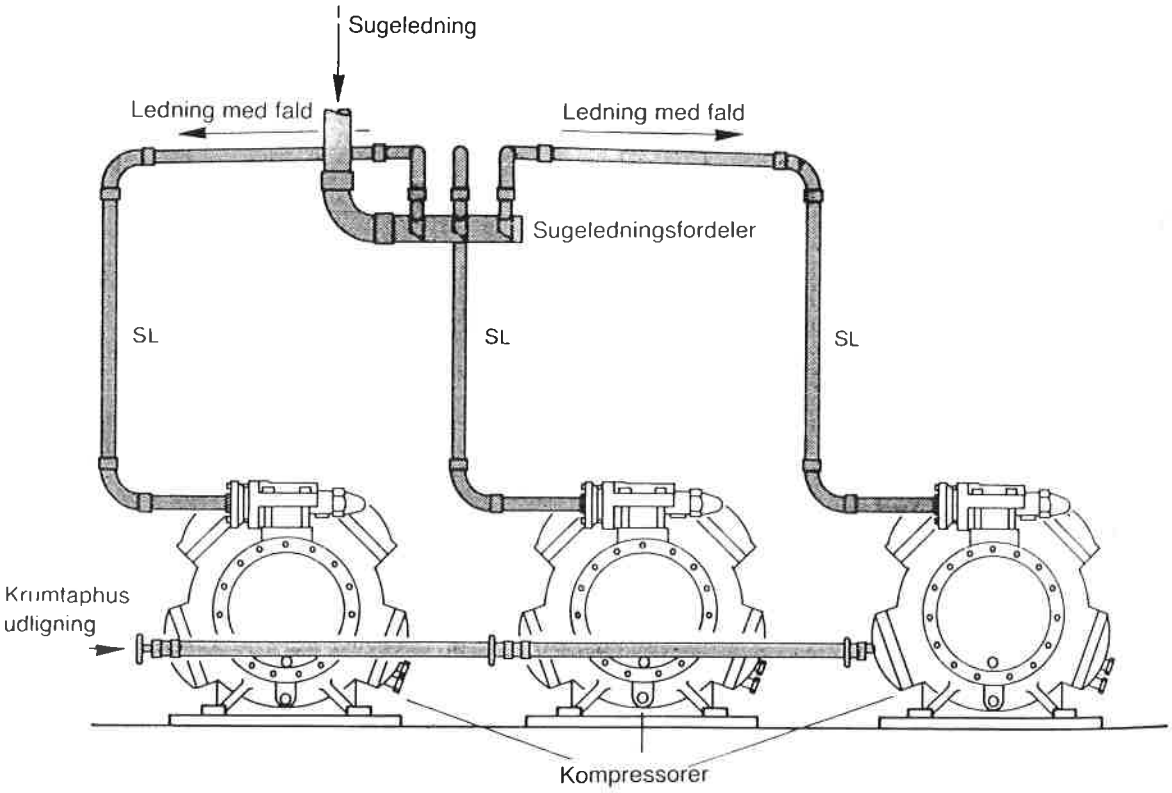
69.7 Oliestandskontrol

I stedet for oliestandsglas på kompressorkrumtaphusene, hvor de ikke findes efter anbringelse af udligningsledningen, monteres et fælles skueglas i denne ledning. Kontrollen af olieniveauet kan selvfølgelig kun, som det er tilfældet ved enkelte kompressorer, gennemføres, når kompressorerne har været standset ca. 10 s. Denne regel er særlig vigtig for compoundkøleanlægs vedkommende, da der under driften finder dampstrømninger sted i udligningsledningen, som kan påvirke olieniveauet i denne ledning.

69.8 Sugesamleledning

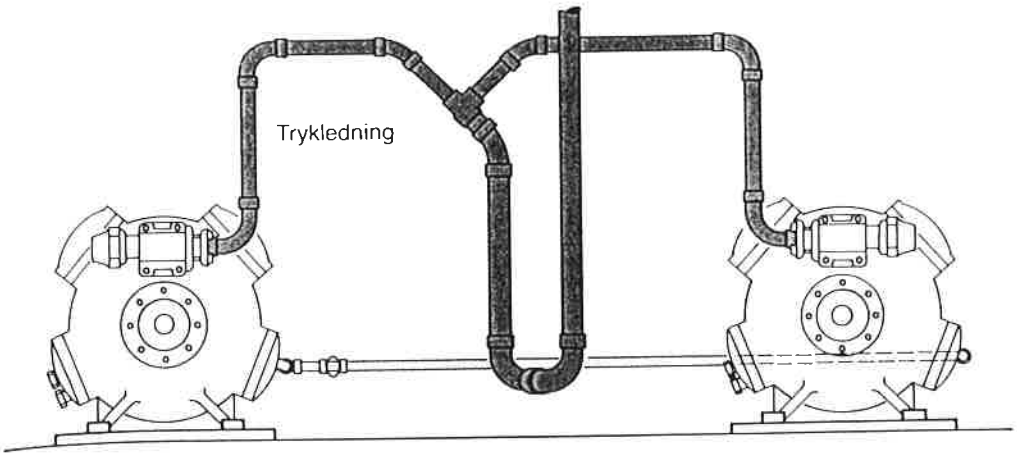
De fra fordamperne til kompressorerne trukne sugeledninger skal sammenføjes i et samlestykke. Samtidig skal sugetrykkene kunne udlignes.

Der skal så vidt muligt kun trækkes korte, ens formede rør fra samleledningen til kompressorerne. Dette bidrager til, at den for krumtaphusene nødvendige udligning af damptrykket sker så optimalt som muligt, altså allerede ved kompressortilgangene. Denne trykudligning er naturligvis jo mere optimal, jo mindre damphastigheden i samlestykket er. Hastigheden bør være mindre end eller lig med $w = 4$ m/s. De ledninger, som fører ind i samlestykket, må ikke ligge lige over for afgangsledninger, for at der så vidt muligt allerede i samlestykket kan ske en begyndende udligning af de tilbagestrømmende oliemasser. Sugesamlestykket anbringes hensigtsmæssigt over afspærringsventilerne for som sædvanligt at få et fald til olietilbageførslen fra samleledningen til kompressorerne.



69.9 Tryksamleledning

I et compoundkøleanlæg kan i princippet nogle kompressorer være i gang, andre ude af drift. Under sådanne driftsforhold fungerer cylindertopstykkerne på tryksiden i de kompressorer, der ikke er i drift, som kondensatorer. Ved disse cylindertopstykker kan der altså samle sig kondenseret kølemiddel. Når kompressoren så igen sættes i gang, forekommer der en kort overgang ekstreme tryk i cylindertopstykkerne. Væsken kan ikke komprimeres, hvorved cylindertopstykpakningerne kan ødelægges. Det kan vi forhindre effektivt, hvis trykledningen fra kompressoren trækkes med fald til en lavere liggende samleledning. Kondensatet, der er dannet i cylindertopstykket, kan så løbe tilbage til samleledningen på tryksiden. Trykafspærringsventilerne på kompressorerne skal så ganske vist monteres med skråt nedadrettet tilslutning.



69.10 Pumpekobling

Den allerede nævnte tomsugningsproces kan også anvendes i compoundkøleanlæg med et godt resultat. Vi må ganske vist tage hensyn til, at det på lavtrykspressostaten indstillede pumpetryk kun opretholdes, når alle kompressorerne i compoundanlægget er ude af drift. Er en kompressor i gang, hersker på hele sugesideområdet trykket for denne kompressor. Dette tryk skal med sikkerhed være højere end det ønskede pumpetryk på lavtrykspressostaten. Af den grund skal tomsugningsproces suppleres med opvarmning af krumtaphusene i compoundanlæg, hvis kompressorerne udsættes for lavere omgivelsestemperaturer.

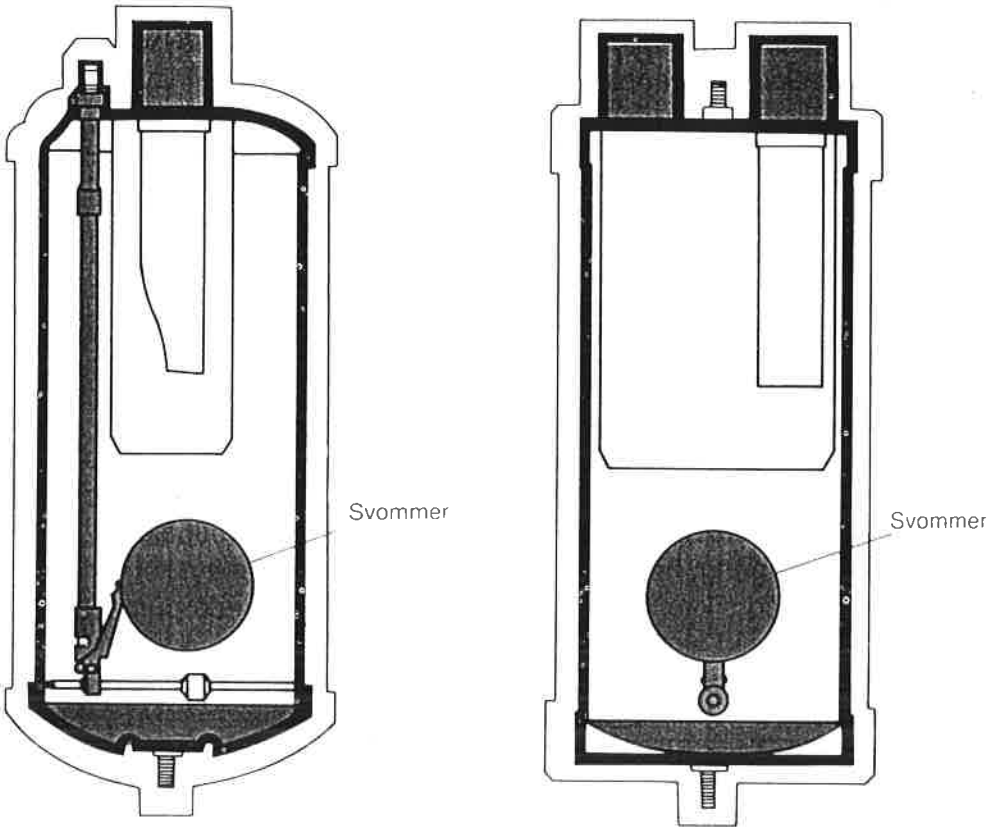
69.11 Olieudskiller

Compoundanlæg anvender vi ved større kuldeydelser. Men dermed bliver også rørledningsnettet, der transporterer kølemidlet, for det meste mere forgrenet og uoverskueligt. Som følge heraf forstærkes problemerne i forbindelse med olietilbageførslen. Derfor anbefales det principielt at udstyre compoundkøleanlæg med olieudskillere, uafhængigt af fordampningstemperatur og anvendt kølemiddel. Men det fritager os ikke for pligten til at beregne og installere rørledningsnettet med omhu. Kun derved sikres transport af olien. En olieudskiller kan maks. kun udskille ca. 98% olie, hvilket betyder, at der altid går 2% olie tabt i anlægget, hvis der ikke sker en tilbageføring. Over længere tid bliver de 2% til 100%, og kompressorerne bliver ødelagt.

69.11.1 Olieudskillerens funktion

Som vi ved, behøver enhver kompressor smøreolie til lejer og stempler. Der transporteres til stadighed olie ud af kompressoren sammen med kølemiddelstrømmen. Olieudskilleren udskiller denne kompressorolie på anlæggets trykside og fører den tilbage direkte til kompressorkrumtaphuset. Ved compoundanlæg anvendes der ofte kun een olieudskiller til flere kompressorer. Ganske vist er det så nødvendigt at have en olieopsamlingsbeholder og olieregulatorer.

Som ved alle væskeudskillere beror udskilningsvirkningen på nedsættelse af hastigheden som følge af volumenforøgelse og så vidt mulig gentagen ændring af dampstrømmens retning. Leder man dampstrømmen via flere forskudt anbragte hullede prelplader eller gennem en udskilningsøjle med fyldlegemer, udskilles oliedråberne fra kølemiddeldampblandingen og samles forneden i olieudskillerhuset. Herfra trækkes en olieledning med fald til kompressorhuset.



I olieudskilleren er der anbragt en svømmerventil, som åbner ved højt olieniveau og lader olien strømme tilbage til kompressoren. Er olieniveauet faldet tilstrækkeligt, trykker svømmeren ventilnålen ned i sædet og afbryder forbindelsen til kompressoren. Åbner svømmeren nåleventilen ved høj oliestand, bringes den flydende olie op på trykket i krumtaphuset.

69.11.2 Montage af olieudskilleren

Olieudskilleren skal altid monteres vertikalt i trykledningen tæt ved kompressoren mellem denne og kondensatoren. Trykledningerne tilsluttes for det meste foroven. Til olieretur løbet er der en forskruning. Afhængigt af udførelsen er denne tilslutning anbragt foroven eller forneden. Tilslutningen er i reglen beregnet til et kobberrør med en udvendig diameter på 6, 10 eller 12 mm.

For trykledningerne tilsluttes, skal alle olieudskillere fyldes med den kølemaskineolie, som også er fyldt på kompressoren, for at svømmerreguleringsventilens niveau kan reguleres ind. Hertil er der ofte kun brug for 0,75 l.

Man skal passe på, at svømmermekanismen fungerer godt. En utæt nåleventil tillader komprimerede kølemiddeldampe at strømme tilbage til kompressoren og forårsager som følge heraf et permanent ydelsestab.

Er der f.eks. ikke et oliestandsglas på kompressoren, anbefales det at montere et skueglas i olietilbageføringsledningen. For meget olie i køleanlægget fører til for høj oliestand i olieudskilleren, svømmerventilen ville så være åbnet permanent, og den således opståede forbindelse mellem anlæggets højtryks- og lavtryksside fører til et varigt ydelsestab.

69.12 Valg af olieudskillere

Olieudskilleren skal i første omgang udvælges i overenstemmelse med kompressortrykstopventilernes nominelle diametre. Derefter konstaterer vi, om olieudskillerydelsen er tilstrækkelig sammenlignet med kompressorydelsen. Det kan man nå frem til ved at se på følgende relationer:

$$d_{olie} \geq D_2 \text{ i mm}$$

$$\dot{Q}_{o\,olie} \geq \dot{Q}_o \text{ i kW}$$

d_{olie} = olieudskillerens tilslutning, nominel diameter
D_2 = kompressorens trykstopventil, nominel diameter

Givet:
En trykstopventil er beregnet til et kobberrør med en udvendig diameter på 28 mm.
Kuldeydelsen skal være $\dot{Q}_0$ = 35 kW.
Kølemiddel R 22
Fordampningstemperatur t_0 = + 5°C
Kondenseringstemperatur t_c = + 40°C

Søges:
Passende olieudskiller (se tabel side 332)

Løsning:
Olieudskiller type 504 med en ydelse på $\dot{Q}$ = 38 kW og en tilslutning på 28 mm. Også når olieudskillerens ydelse er større, bør tilslutningens nominelle diameter aldrig være mindre end kompressorstopventilens nominelle ventildiameter (tryktab).
Skulle ydelsen for en olieudskiller, der er udvalgt i overensstemmelse med den nominelle ventildiameter være for lille, skal man regne med den næste større olieudskiller. Ved kompressorer med meget stor olieandel i trykdampstrømmen tilrådes det at forsøge sig frem.

69.12.1 Valg af olieudskiller til compoundkøleanlæg

Selvfølgelig gælder de allerede nævnte principper her. Det skal dog ubetinget anbefales at anvende

En olieudskiller for hver kompressor.

Derved bliver olietilbageførselscyklussen kortere, og der sker en delbelastning af olieudskilleren. Ofte er sådanne olieudskillere billigere end større typer.
Endvidere gælder for compoundanlæg:

En olieudskiller til maks. tre kompressorer.

Overholder vi ikke denne regel, bliver olietilbageføringscyklussen for lang ved fuld belastning og der sker en delvis kondensering i olieudskilleren ved for lav delbelastning.

Beregningen sker i compoundanlæg med ens kompressorydelser på følgende måde: Først bestemmer vi olieudskillerens tilslutning, som fås ved at addere de enkelte kompressortrykstopventilers nominelle tilslutningsdiametre.

$$d_{olie} \geq \sqrt{i_k \times D_1} \text{ i mm}$$

$$i_k = \text{antal kompressorer}$$

Olieudskiller Til kølemiddel R 12, 22 og 502				
R 12			R 22/R 502	
	Fordampningstemperatur i °–C			
– 40		+ 5	– 40	+ 5
Kuldeydelse i W Baseret på varmdamptemperatur + 60°C og Kondenseringstemperatur + 43°C				
501	5 200	6 400	8 000	10 000
502	10 500	12 800	16 800	19 500
503	15 700	18 600	24 400	29 000
504	21 000	25 500	33 100	38 000
505	25 600	31 400	41 000	49 000
506	35 000	45 300	69 800	81 400
507	66 300	80 000	116 000	139 500
508	116 000	139 500	210 000	233 000
509	186 000	221 000	349 000	372 000
510	360 000	436 000	698 000	733 000

	Lod. tilslut. til olie i Ømm	Gev. tilslutning for olietilbageførsel i tommer	Hovedmål i mm ifølge skitse i brochure				olie v. mont. i kg.	vægt i kg.	volumen i dm^3
			A	B	C	D			
501	12				257,2			4,5	2,4
502	16				320,7			5,0	3,0
503	22	1/4"M.F.T.			362,0	109,5	0,45	5,5	3,4
504	28				287,4			6,4	3,6
505	35				476,3			7,3	4,4
506	42	1/4"M.F.T.	101,6	387,4	514,4	158,8	0,8	11,4	7,5
507	54		111,0	412,8	539,8				8,0
508	66		155,6	632,0	825,5	216,0	1	30,0	30,2
509	80	1/4"F.P.T.	196,9	692,2	920,8	266,7	2,5	51,0	51
510	92		254,0	1035,0	1301,8	368,3	4	123,0	138

Driftstryk: maks. 35 bar

OBS! Indgangstilslutningsrørets diameter må ikke være mindre end udgangsrørets diameter.

Følgende tabel kan spare os for de nødvendige beregninger ved valget af olieudskiller.

Kompressortrykventil nominel tilslutnings-diameter	Anlægsolieudskiller Tilslutning i overensstemmelse med ligningen ovenfor	
	2 kompressorer	3 kompressorer
10,12	16	22
15,16	22	28
18	28	35
22	35	42
28	42	54
35	54	67 (54)
42	67 (54)	(3 × 42)

Vi konstaterer nu, om den valgte olieudskiller til anlægget har tilstrækkelig kapacitet til den totale kuldeydelse.
Der gælder

$$\dot{Q}_{o\,olie} \geq i_k \cdot = \dot{Q}_o \text{ i kW}$$

$\dot{Q}_{o\,olie}$ = anlægsolieudskillerens ydelse i kW
$\dot{Q}_o$ = kompressorens kuldeydelse i kW

Givet:
3 kompressorer ($V_1 = V_2 = V_3$)
Trykventiltilslutning = 22 mm
Kuldeydelse $\dot{Q}_0$ = 23 kW
Fordampningstemperatur t_o = + 5°C
Kondenseringstemperatur t_c = + 45°C
Kølemiddel R 22

Søges:
Olieudskiller til anlægget.

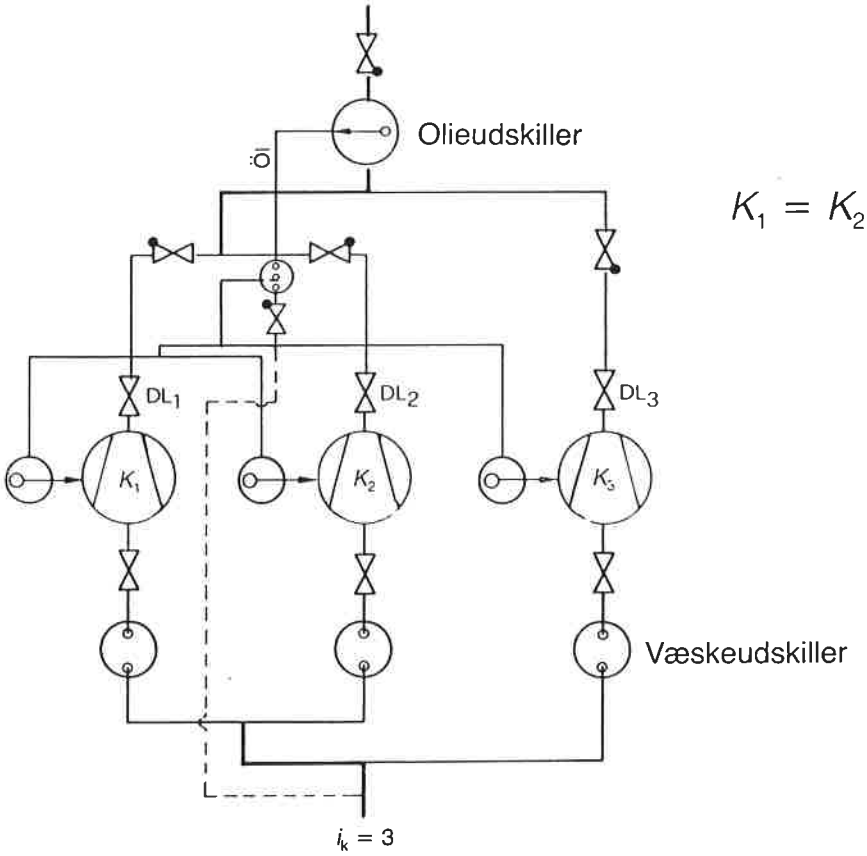
Løsning:
Ud fra ovenstående tabel konstateres diameteren. Ved en trykventiltilslutning på 22 mm kan vi ved tre kompressorer aflæse tilslutningen 42 mm. Derefter vælger vi i kataloget olieudskiller type 506 med en tilslutning på 42 mm, idet vi også måtte beregne kuldeydelsen:

$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_o \cdot 3$
23 kW . 3 = 69 kW

Den passende olieudskiller er altså den med $\dot{Q}_o$ = 81,4 kW.

Beregningen sker i compoundanlæg med forskellige kompressorer på følgende måde: Også her bestemmer vi først olieudskillerens tilslutningsstørrelse resp. kompressorernes samlede ydelse. Den totale nominelle tilslutningsdiameter fås ved at addere de forskellige kompressorafspærringsventilers enkelte nominelle diametre:

$$d_{olie} = \sqrt{D_1^2 + D_2^2 + \ldots} \text{ i mm}$$



$K_1 = K_2 = K_3$

Givet:
3 kompressorer ($K_1 = K_2 = K_3$)
Nominel trykventildiameter for K_1 = 22mm
Nominel trykventildiameter for K_2 = 28 mm
Nominel trykventildiameter for K_3 = 35 mm
Kuldeydelse $\dot{Q}_{01}$ = 23 kW
Kuldeydelse $\dot{Q}_{02}$ = 35 kW
Kuldeydelse $\dot{Q}_{03}$ = 58 kW
Fordampningstemperatur t_0 = + 5°C
Kondenseringstemperatur t_c = 43°C
Kølemiddel R 502

Søges:
Olieudskiller til anlægget (se tabel side 332)

Løsning:

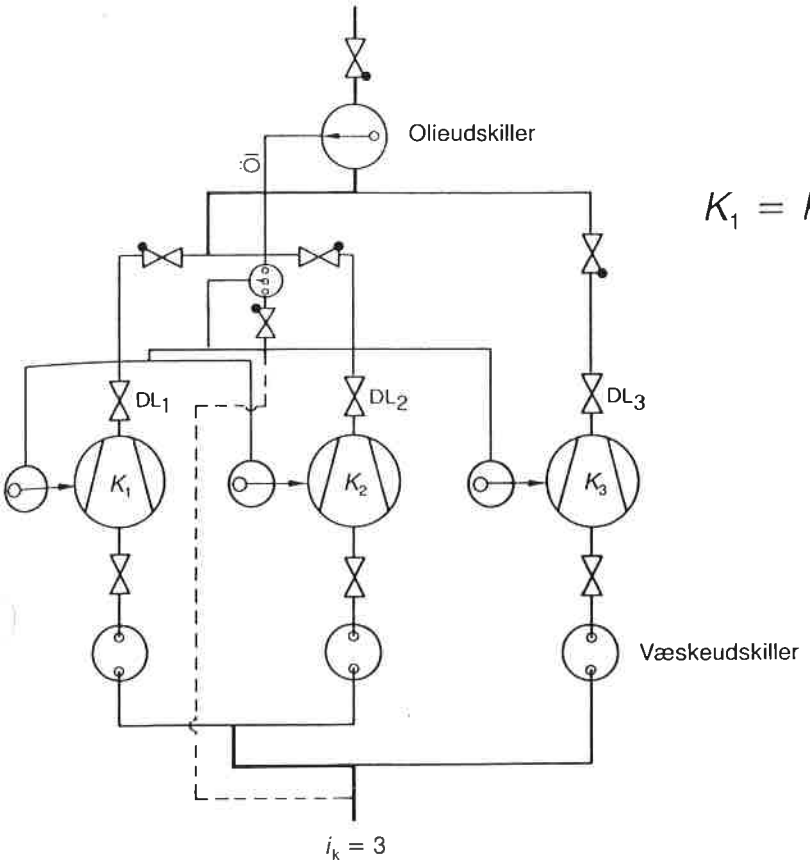
$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{01} + \dot{Q}_{02} + \dot{Q}_{03} = 23\text{ kW} + 35\text{ kW} + 58\text{ kW} = 116\text{ kW}$$

Den rigtige olieudskiller iht. kataloget er type 507 med en tilslutning på 54 mm.

Eller ved at anvende ovenstående ligning

$$d_{olie} = \sqrt{22^2 + 28^2 + 35^2} = \sqrt{484 + 784 + 1225} = 49{,}9\text{ mm}$$

vælger man type 507 med en tilslutning på 54 mm. Vi ser altså, at vi altid bestemmer den rigtige olieudskiller uanset beregningsmetode.



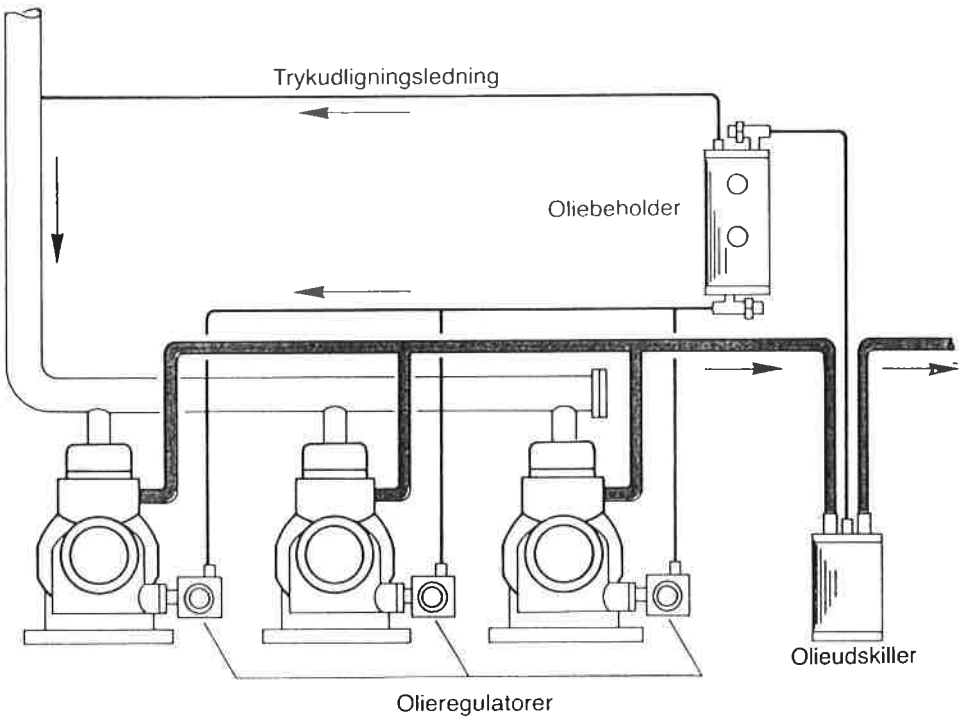
69.13 *AC & R* oliereguleringssystem

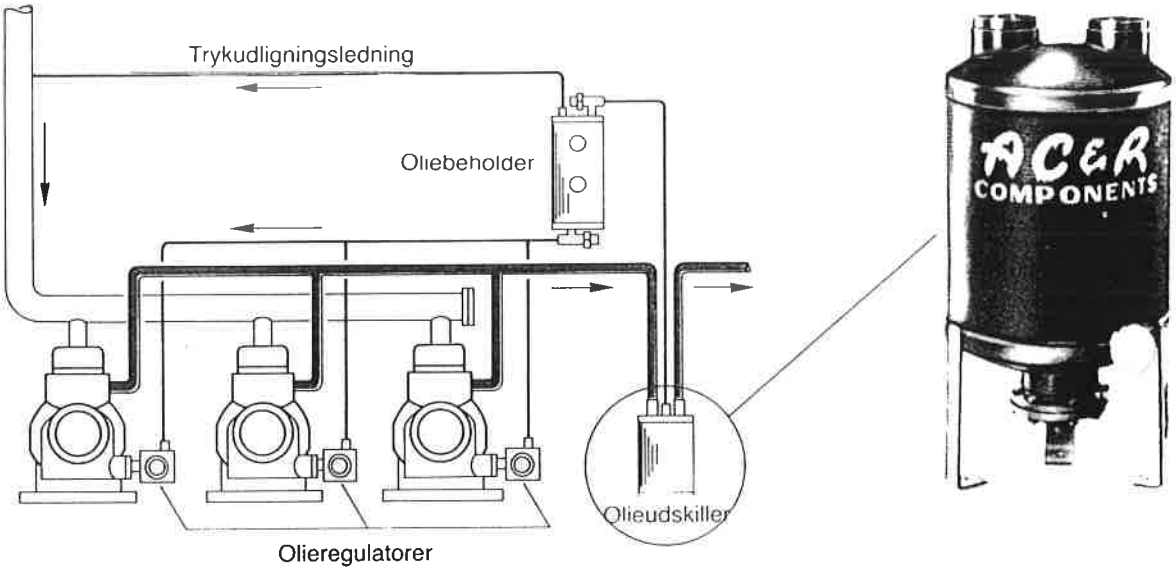
Compoundkøleanlæg- eller snarere de enkelte kompressorer i anlægget – skal altid installeres således, at det ønskede olieniveau for de enkelte kompressorer ligger i samme niveau.
Det i det følgende beskrevne *AC & R*-system gør det muligt at installere kompressorer på forskellige niveauer. Hvis pladsen kræver det, kan de endda opstilles oven over hinanden. Olieudligningssystemet regulerer ethvert ønsket olieniveau i kompressorens krumtaphus til det korrekte niveau. Det spiller i den forbindelse ingen rolle, om der f.eks. er større eller mindre kompressorer i samme compoundanlæg.
Med dette system kan to eller flere parallelt forbundne kompressorer forsynes forskriftsmæssigt med olie ved forskellige driftstryk.
Ved to parallelt forbundne kompressorer består oliereguleringssystemet af følgende dele:

69.13.1 En olieudskiller
69.13.2 En olieopsamlingsbeholder
69.13.3 To olieniveauregulatorer

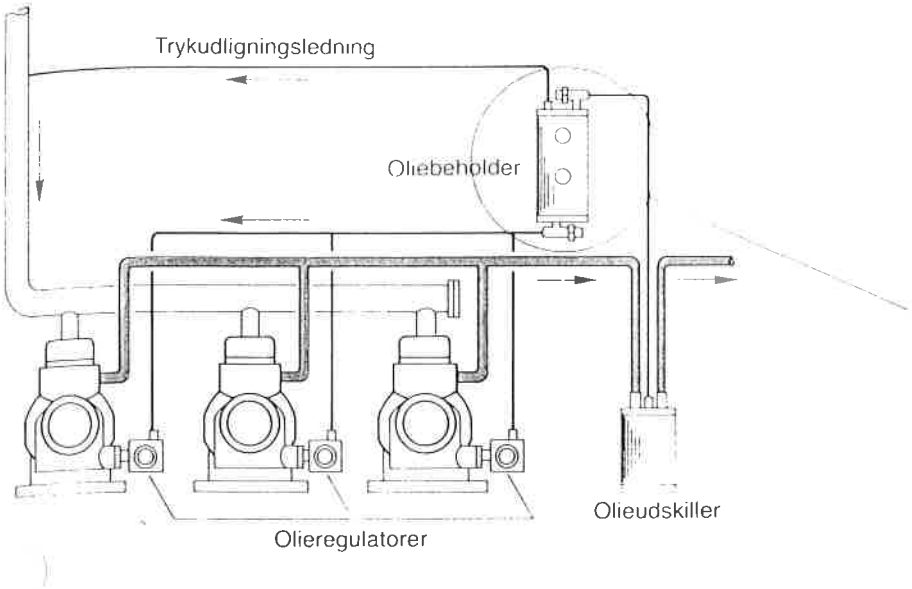
Diagrammet (se side 336) viser princippet i et anlæg med tre kompressorer.

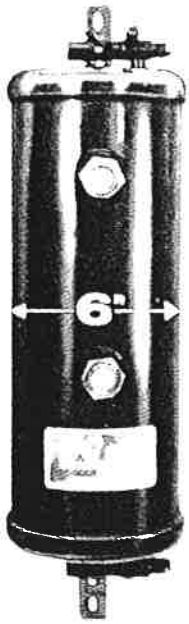
Vedr. 69.13.1 olieudskiller (se side 336).
Forrige kapitel gik udførligt ind på olieudskillerens funktion og installation. Disse anvisninger gælder uden indskrænkninger for oliereguleringssystemet.



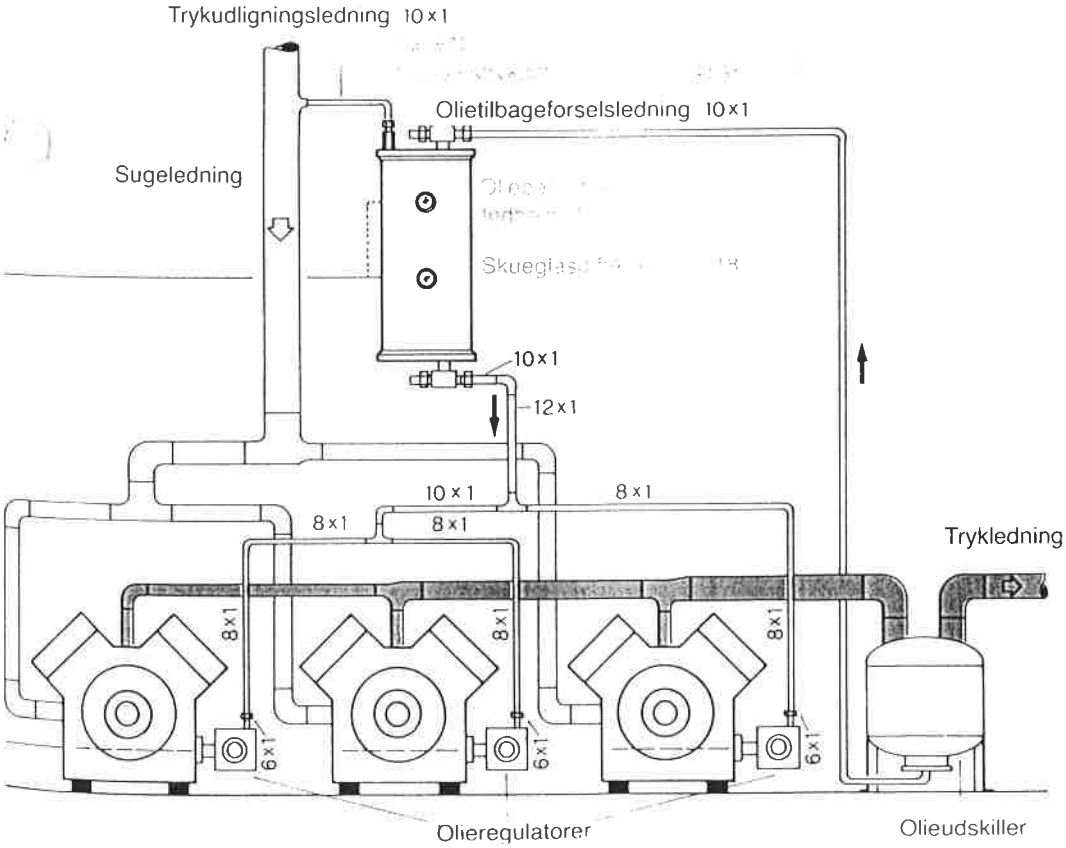


Vedr. 69.13.2 olieopsamlingsbeholder (se side 337).
En vis mængde olie er nødvendig, hvis et oliereguleringssystem skal fungere korrekt. Derfor er det nødvendigt at have en oliebeholder. Den har to skueglas på beholderkappen, for at vi til enhver tid kan kontrollere oliestanden. Fra olieudskilleren kommer olien via en rørledning af 10 mm kobberrør til oliebeholderen.
Med tiden kan der eventuelt opbygges et tryk i oliebeholderen i forbindelse med olieretur-strømmen. Dette tryk kan have en uheldig indvirkning på svømmerne i olieregulatorerne. Derfor føres der via en dertil beregnet tilslutning på oliebeholderen en trykudligningsledning fra beholderens topdæksel til sugeledningen. Nu svarer trykket i oliebeholderen omtrent til sugetrykket og dermed også tilnærmelsesvis til trykket i kompressorens eller kompressorernes krumtaphus.



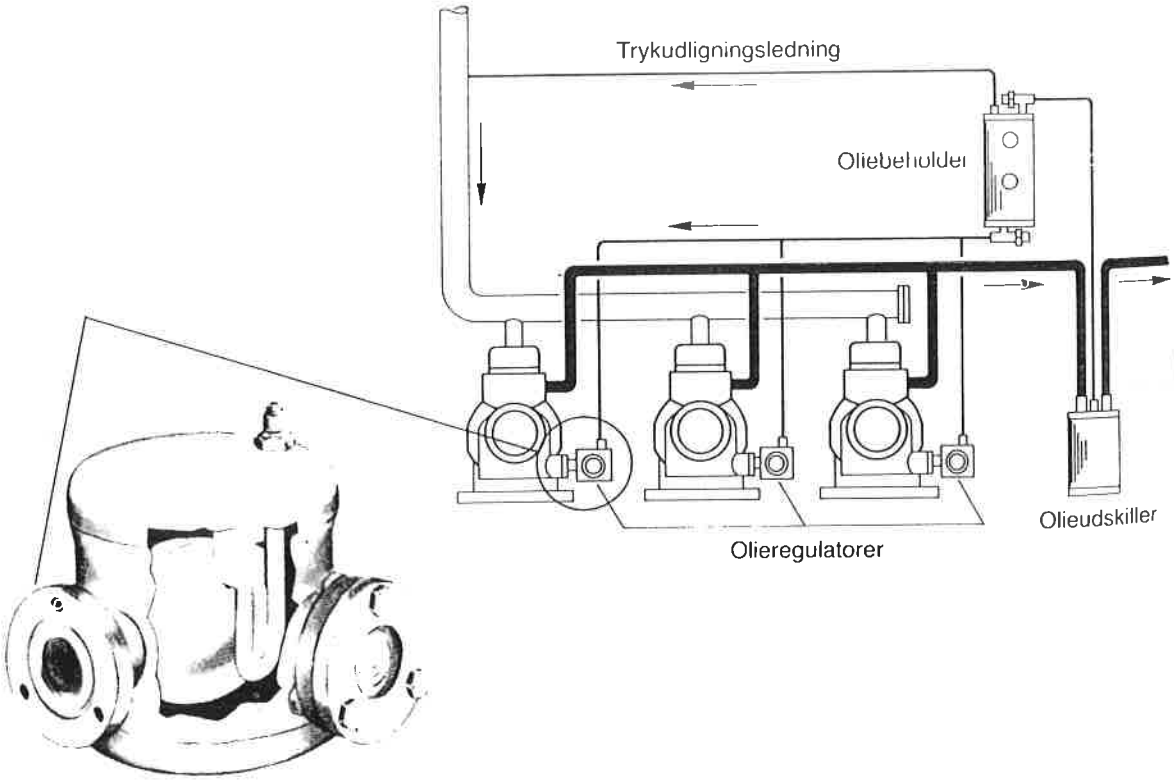


Den opsamlede olie fordeles via den såkaldte olietilførselsledning til de enkelte olieregulatorer afhængigt af deres behov. Det hertil nødvendige tryk fremkommer altså kun som følge af højdeforskellen mellem oliebeholder og olieregulatorer (se også følgende fig.)



Det betyder, at oliebeholderen skal anbringes så højt som muligt over olieregulatorerne, for at et tilstrækkeligt fortryk transporterer olien rigtigt. Er dette ikke muligt af konstruktionsmæssige grunde, må vi regne med en overtryksventil i trykudligningsledningen fra oliebeholderen til sugeledningen. Denne overtryksventil er fast indstillet på en trykdifference på dp = 1,4 bar.
Oliebeholderen kan nu installeres i samme højde som eller lavere end kompressorerne. Selvfølgelig må vi trække alle disse ledninger strømningssymmetrisk, og de må have samme længde, da der ellers ikke kan ske en regelmæssig fordeling af olien. Oliebeholderne fremstilles i to størrelser, nemlig til kompressorydelser på $\dot{Q}_0$ = 116 kW og $\dot{Q}_0$ = 232 kW
Olievolumenet mellem skueglassene er ved den lille oliebeholder V = 2,8 dm^3, ved den store beholder 11,4 dm^3.

Vedr. 69.13.3 Oliestandsregulatorer.
Oliestandsregulatoren, som i det følgende kun kaldes olieregulator, regulerer oliestanden i de enkelte kompressorkrumtaphuse ved hjælp af en svømmerventil.
Den holder olien fra anlægget så længe tilbage, til svømmeren åbner ventilen som følge af faldet i oliestanden i krumtaphuset, hvorefter oliestrømmen strømmer ind i olieregulato. og igen bringer olieniveauet i krumtaphuset op på den nødvendige værdi. Som følge af olieakkumuleringen i oliebeholderen og den nødvendige trykdifference i olietilførselsledningen er oliestrømmen disponibel, så snart behovet melder sig. Denne oliestrøm afbrydes straks, når det oprindelig olieniveau er nået. Det sker individuelt i alle krumtaphuse.



69.14 Trækning af oliereturledningen mellem oliebeholder og olieregulatorer

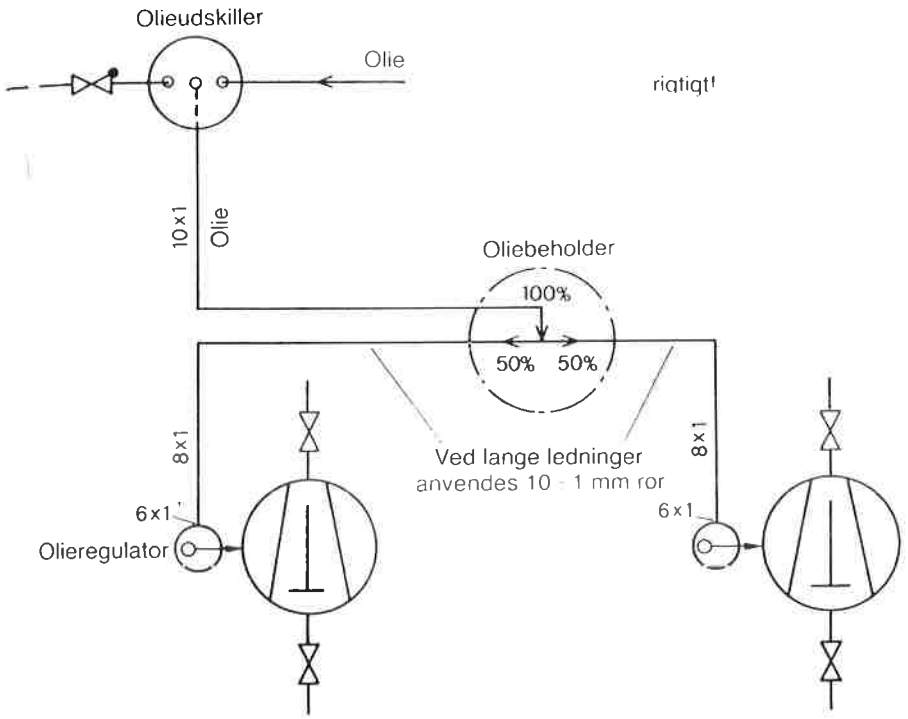
Ikke-drøvlet olietilførsel og ens tilstrømningsforhold for hver enkelt olieregulator.

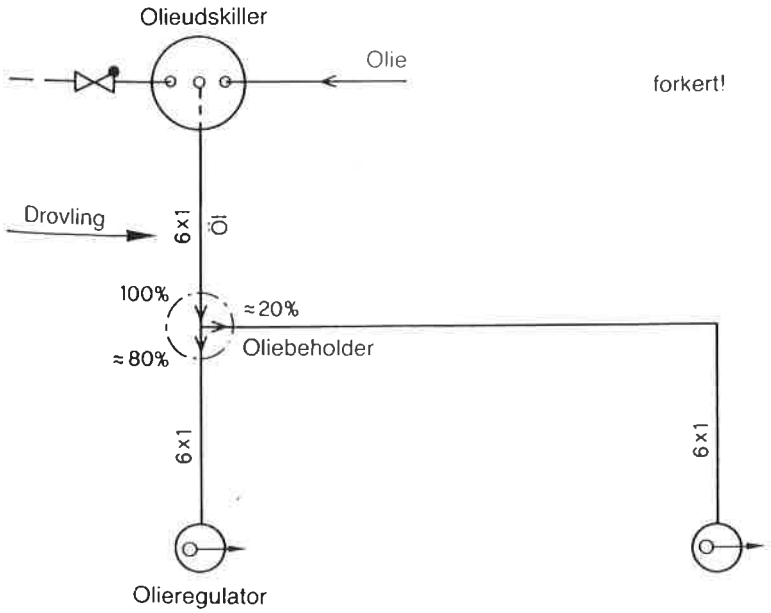
Dette opnår vi ved følgende forholdsregler:

69.14.1 Tilførselsledningens rørdiameter altid større end forgreningsledningerne

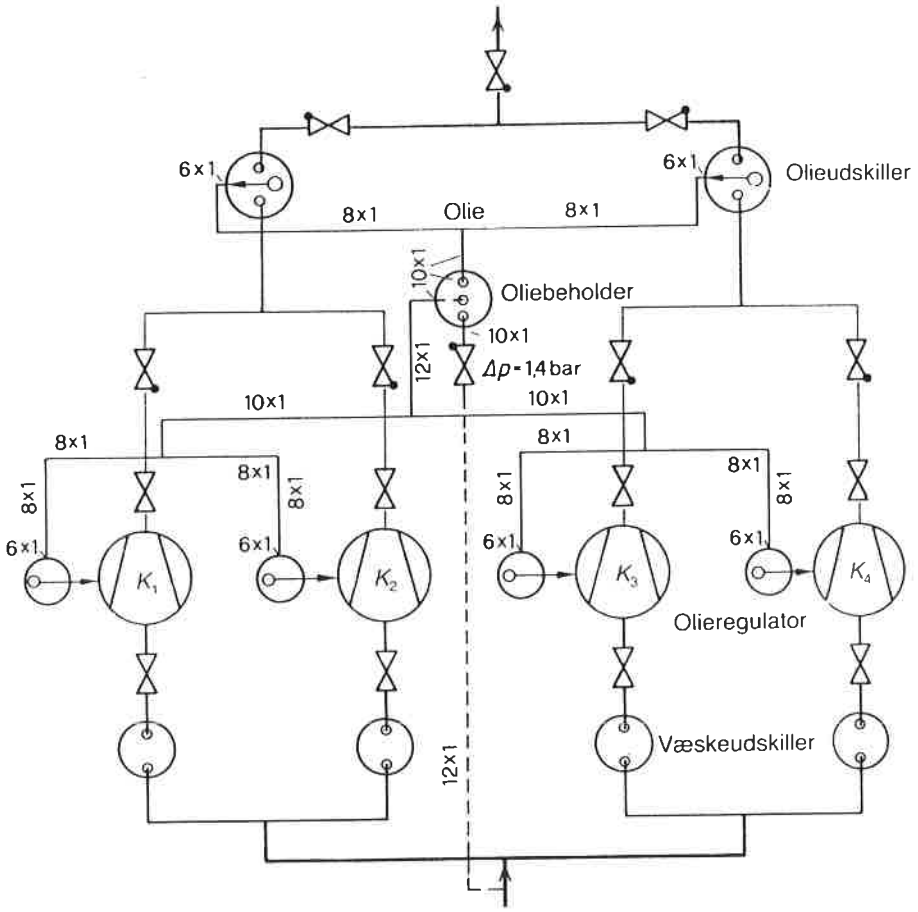
69.14.2 Forgreningsledningerne trækkes strømningssymmetrisk

69.14.3 Der anvendes forgreningsledninger med samme diameter og samme længde

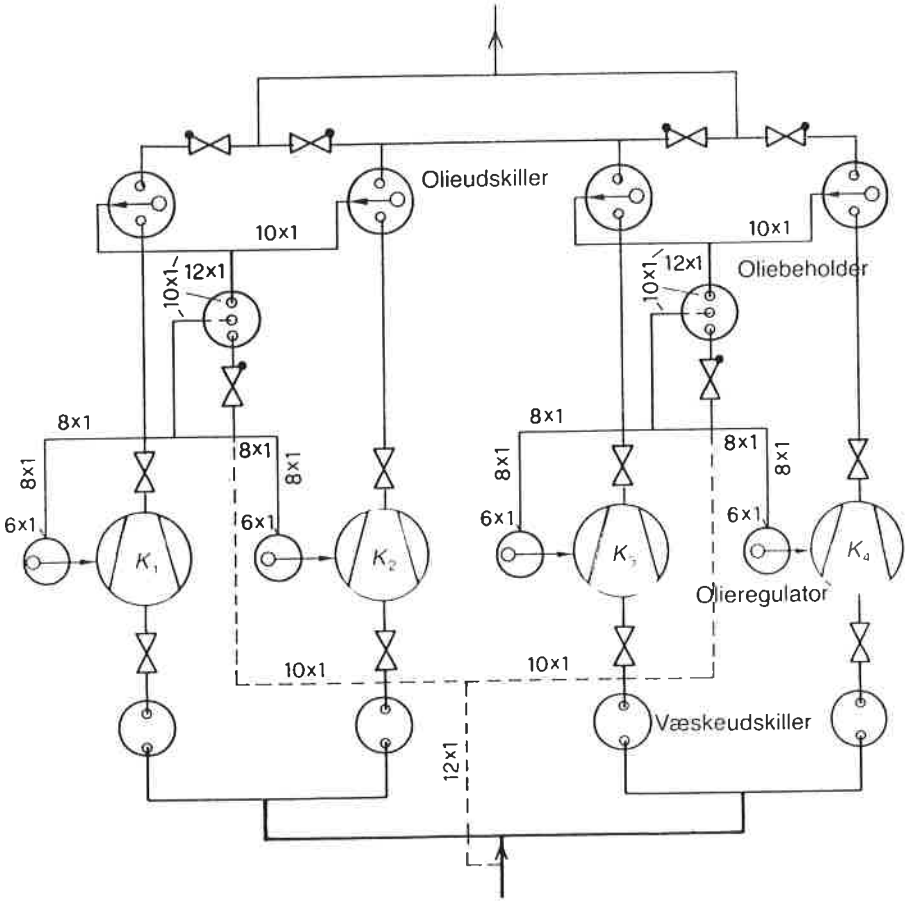




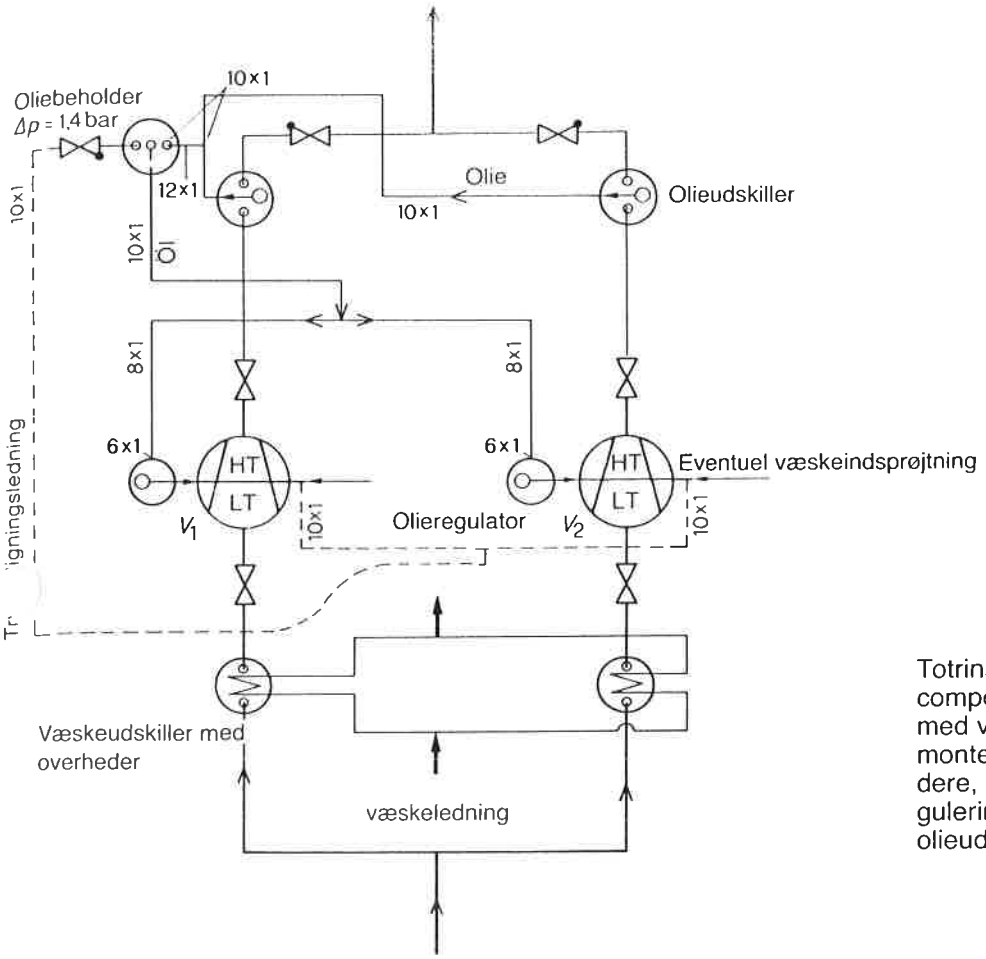
Forskellige diagrammer anskueliggør installationen.



Compoundkøleanlæg med fire kompressorer, væskeudskillere i sugeledningen og *AC* & *R*-olieregulerings-system med to olieudskillere.



Compoundkøleanlæg med fire kompressorer, væskeudskillere i sugeledningen og *AC* & *R* – olieregulerings-system med fire olieudskillere.

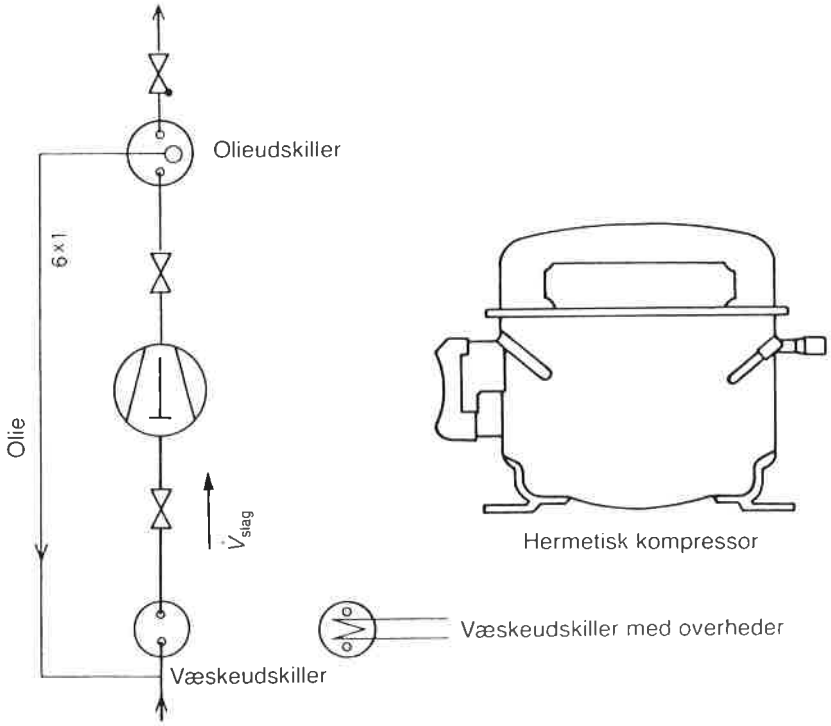


Totrins kompressor-compoundkøleanlæg med væskeudskillere, monterede overhedere, *AC* & *R*-olieregulering-ssystem og olieudskillere.

69.15 Compound-køleanlæg med hermetiske kompressorer

Som vi sikkert ved, er der også ved hermetiske kompressorer behov for anordninger for at beskytte dem mod skadelige påvirkninger fra kølekredsløbet. Hermetiske kompressorer er til syvende og sidst også kun stempelkompressorer.
Mange producenter af hermetiske kompressorer eller næsten alle, har ikke skabt mulighed for at kunne tilslutte en olietilbageføringsledning.
Hvad kan vi gøre?
Det i det følgende beskrevne olietilbageføringssystem kan anvendes i forbindelse med en væskeudskiller i overensstemmelse med det viste principdiagram. Dette diagram blev foreslået i 1975, og der er siden marts 1976 konstrueret flere anlæg, der har fungeret tilfredsstillende.

Olietilbageføring fra olieudskilleren til et T-stykke i sugeledningen ved væskeudskillertilgangen med kontinuerlig videreførelse til den hermetiske kompressor ved hjælp af dampstrømmen.



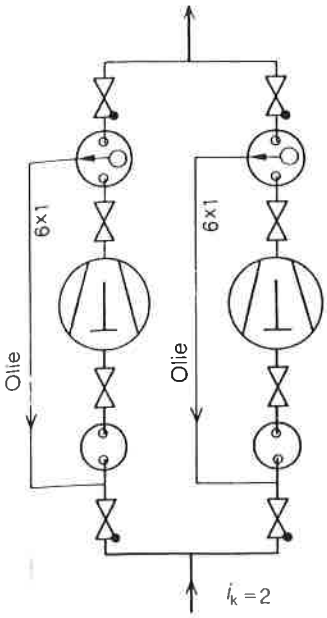
Dette system kan selvfølgelig også anvendes til hermetiske kompressorer uden compoundanlæg.
Systemet frembyder følgende fordele:

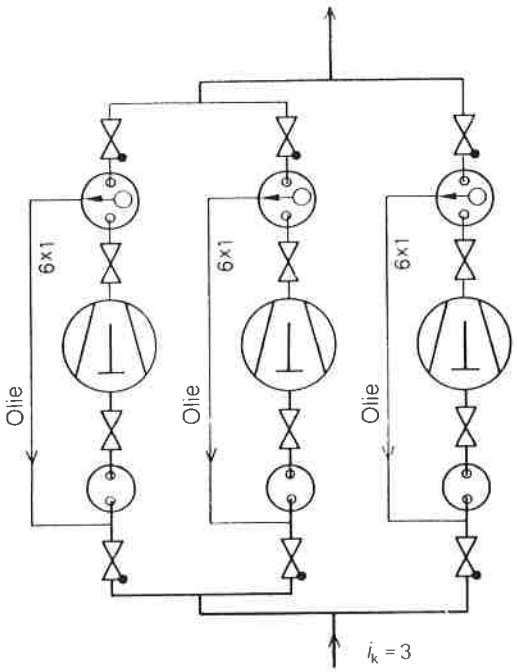
69.15.1 Kølemidlet, der er opløst i returolien, kan ekspandere i væskeudskilleren, men ikke i kompressorens oliebundkar. Det suges permanent væk af dampstrømmen. Olieskum kompressoren og de tilsvarende følgeskader undgås.

69.15.2 Returolien opvarmer væskeudskilleren og ikke kompressoren.
Fordel 1: Væksugningen af olie-kølemiddelblandingen fremmes.
Fordel 2: Kompressoren opvarmes ikke unødvendigt.

69.15.3 Olien, der med uregelmæssige mellemrum kommer tilbage fra olieadskilleren, tilføres i væskeudskilleren kontinuerligt til kompressoren i passende mængde og findelt form ved hjælp af dampstrømmen.

69.15.4 Væskeudskilleren forhindrer, at der kommer indsuget eventuel endnu flydende kølemiddel ind i kompressoren, hvad der fører til påvirkninger af smøreolieforsyningen og dermed beskadigelse af kompressoren.
Er der forbundet flere hermetiske kompressorer parallelt i et compoundkøleanlæg, skal der regnes med kontraventiler både i sugeledningerne og trykledningerne. De skal forhindre at der kan ske en tilbagestrømning af kølemiddeldamp, og dermed også af olie, hvis en eller flere kompressorer i længere tid kobles fra, eller hvis vi må regne med en returkondensering hen mod fordamperen.
Følgende to principdiagrammer viser os mulighederne.





70 Væskeudskillere i køleanlæg

KT

70.1 Generelt

Som vi allerede ved, er vore stempelkompressorer konstrueret til kompression af kølemiddeldampe og ikke til væsker. Mange køleanlæg, især sådanne, der arbejder med lave fordampningstemperaturer, er imidlertid til stadighed udsat for risikoen for at indsuge større mængder flydende kølemiddel. At dette fører til fortynding af olien og dermed til lejeskader i kompressoren, har vi allerede hørt. Der kan endog under bestemte driftsforhold sker en fuldstændig tømning af krumtaphuset. Følgerne er brud på arbejdsventiler, stempler, plejlstænger, krumtapaksler osv. Men især er varmepumpeanlæg, som afrimer fordamperen med varmdamp, udsat for risiko, og det gælder selvfølgelig også for køleanlæg, som arbejder efter dette princip.
Væskeudskillerens funktion er en slags bufferlager, som kan optage det flydende kølemiddel, der af og til forekommer, og som kan få kølemidlet til at fordampe langsomt og herefter lede det til kompressoren som damp.

70.2 Anvendelse

Ser man bort fra større firmaer, har konstruktøren af køleanlæg indtil nu egentlig ikke haft klare retningslinier til rådighed ved bestemmelsen af den rigtige størrelse væskeudskillere i køleanlæg.

Væskeudskillerne skulle altså bestemmes efter sugeledningens rørdiameter. Dette kan – hvad erfaringen viser – føre til uforudsete skader i anlægget resp. i kompressorerne, nemlig i de tilfælde, hvor sugeledningen konstruktionsmæssigt ikke er tilpasset rigtigt til den faktiske kuldeydelse (hvilket desværre ofte er tilfældet). Da der ikke foreligger standardiserede data med henblik på konstruktion af væskeudskillere, vil vi her forsøge at anføre nogle mere præcise værdier.

70.3 Optagelse af kølemiddel i væskeudskilleren

Væskeudskillere fungerer på den måde, at de som maksimal påfyldning gennemsnitligt kan optage 65% af anlæggets totale kølemiddelpåfyldning. Dette gælder selvfølgelig under de driftsforhold, der hersker for køleanlægget. Af det kan vi slutte, at kølemiddelmængden i væskeudskilleren efter igangsætning af anlægget, eller efter at det længere tid har været ude af drift, kan variere, således at væskeudskilleren kan være tom eller næsten fuld.

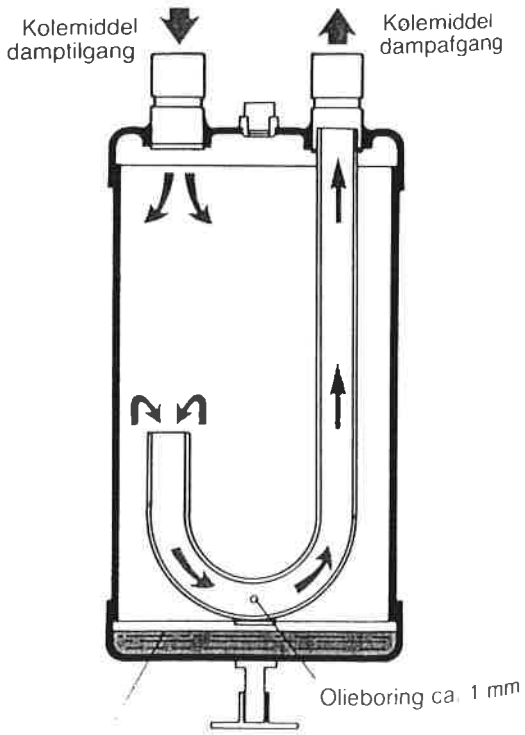
70.4 Minimal fordampningstemperatur

Før vi lærer at vurdere en væskeudskillers funktion rigtigt, må vi have højere kendskab til kølemiddel-olieblandingen i sugeledningen, skal vi sige i det normale driftsområde ved fordampningstemperaturer på $t_0 = -45°C$ og $t_0 = +5°C$. Vi vil i den forbindelse konstatere, at de to stoffer udviser helt forbavsende reaktioner. Der optræder fuldstændigt uforudsigelige tilstande, som vi kan udlede af de viste oliediagrammer, i hvert fald når det drejer sig om den enkelte driftstilstand.

I praksis vælger vi laveste fordampningstemperatur til $t_0 = -40°C$, fordi vi går ud fra, at denne temperatur er tilstrækkelig som laveste temperatur i de fleste køleanlæg.

Vi må endvidere tænke på, at sugedamptemperaturen i væskeudskilleren også kan antage højere værdier. Temperaturen fra $t_1 = -12°C$ og højere er almindeligt udbredte.

Betragter vi oliediagrammet for kølemidlet R 502 mere indgående, kan vi konstatere, at kølemiddel og olie danner to lag ved en kølemiddeltemperatur på $t_1 = -18°C$.



Eventuelt flydende kolemiddel kan stadigvæk fordampe

Kølemidlet er blandet med olien i et andet forhold end olien med kølemidlet. Selv om der altså er adskilte lag, er disse lag ikke fri for det andet stof. Ved meget lave temperaturer kan det endvidere forekomme, at olie/kølemiddelblandingen bliver så tyk, at den ikke længere flyder. Kommer kølemidlet under dette olielag nu ud af væskeudskilleren, synker det tyktflydende lag (af begge stoffer) ned på hhv. olietilbageføringsstudsen og olietilbageføringsboringen og stopper dermed oliereturstrømmen.
Derfor skal væskeudskilleren ved temperaturer på under $t_1 = -12°C$ opvarmes for at holde olien tilstrækkelig tynd.
Fig. på side 344 viser opbygningen af en væskeudskiller.

70.5 Væskeudskillerens maksimale ydelse

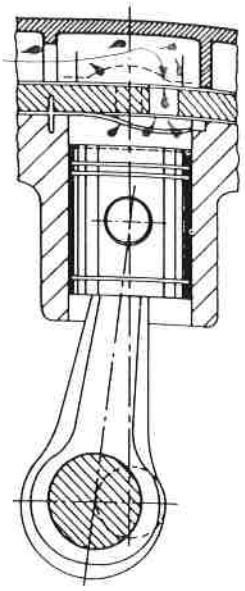
Den i de følgende tabeller opgivne kompressorydelse i kW refererer til et ækvivalent trykfald i væskeudskilleren på $dT = 0{,}55$ K.
Den anbefalede minimumskompressorydelse i kW er baseret på den minimale kølemiddelmassestrøm, der lige netop sikrer, at olien kan strømme gennem væskeudskilleren.
I praksis har det dog vist sig, at vi aldrig kan lægge minimumskompressorydelsen til grund ved bestemmelsen af størrelsen af væskeudskillere, men at vi altid må gå ud fra maksimumsydelsen. Ellers bliver olien stående i væskeudskilleren, hvis anlægget arbejder længere tid i dellastområdet, fordi minimumsoliehastigheden på $w = 7$ m/s ikke længere kan garanteres.
Endvidere er ydelserne anført ved fordampningstemperaturer på $t_0 = -40°C$ og $t_0 = +5°C$. Ved andre ydelser, der ikke er nævnt i tabellen, skal fabrikanten af væskeudskillere spørges. Vi må desuden være opmærksom på, at kølemidlets damptemperaturer ikke kommer ned under $t_0 = -40°C$ og $t_1 = -12°C$ som minimalværdier.

70.6 Væskeudskillere i compoundanlæg

Også ved compoundanlæg er der ved mange driftstilstande uden videre risiko for kompressorskader.

Hvorfor?
Lad os gå ud fra det tilfælde, at f.eks. af tre kompressorer kun en er i drift som følge af mindre ydelsesbehov gennem længere tid. Nu sker der ved omkobling fra delbelastning til fuld belastning følgende:
Som følge af den pludseligt stærkt stigende sugevolumenstrøm rives en betydelig del af den akkumulerede kølemiddelmasse, der er nødvendig for det totale kuldebehov, fra væskesiden ind i kompressoren. En kompressor får f.eks. den største væskeandel, hvad f.eks. let kan ske som følge af asymmetrisk rørledningsføring på sugesiden.
Selve køleanlægget er konstrueret kompakt, dvs. fordamperen dimensioneret tilstrækkeligt, sugeledningen relativ kort. Meget hurtigt sker følgende:
I løbet at få sekunder – langt under reaktionstiden for oliedifferenstrykafbryderen – presses væsken ind i cylinderen.

Kompressoren begynder at banke, ventilplader og væskeslagsanordninger beskadiges, plejlstangs- og krumtapaksellejer udsættes for pludselige kraftige belastninger.
Olien i krumtaphuset, der er blandet med flydende kølemiddel, begynder at skumme. Endelig aktiveres oliedifferenstryksafbryderen og frakobler anlægget. Skaden er stor, ventilpladen skal skiftes ud!



70.7 Fordele ved væskeudskillere

- Væskeudskillere forhindrer kompressorskader, som kan opstå som følge af kølemidlets og oliens væskeslag.
- Væskeudskilleren sikrer olietilbageføringen under alle givne driftsforhold (vær opmærksom på temperaturerne)
- Tryktabet i beholderen er ringe.
- Væskeudskillere fungerer herudover som lyddæmpere.

70.8 Udvælgelse af væskeudskiller

Udvælgelsen foretages generelt efter kompressorkuldeydelsen. Her er de følgende ydelsestabeller til hjælp. Der kan også inddrages materiale fra andre producenter. Vi må i den forbindelse altid være opmærksomme på, at vi ikke anvender listeydelsen ved minimalydelsen, men altid ved maksimalydelsen.
En kompressor har f.eks. en ydelse på $\dot{Q}_0$ = 3500 W ved t_0 = –7°C, kølemiddel R 12. vælger type VA 32-5 S.

Denne udskiller kan ikke anvendes til en kompressorydelse på $\dot{Q}_0$ = 200 W under de ovennævnte driftsforhold, da damphastigheden nu bliver for lav og olien bliver i beholderrummet og ikke længere kan strømme til kompressoren!

Det ville være fordelagtigt, om vi i alle tilfælde kontrollerede den damphastighed, der vil indstille sig i væskeudskilleren. Det skal ske ved fuld belastning, men endnu vigtigere ved delbelastning, for kun der kan der ske en afbrydelse af returoliestrømmen.
Til efterprøvningen af dette forhold kan anvendes ligningen

$$w = \frac{\dot{Q}_0 \cdot 4}{\pi D^2 \cdot p \cdot q_{0N}} \quad i \quad \frac{\frac{kJ}{s}}{\frac{m^2}{1} \cdot \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{kJ}{kg}} = \frac{m}{s}$$

Skulle man ved en sådan kontrol nå frem til for lave damphastigheder – altså mindre end $w = 7$ m/s, skal man i alle tilfælde vælge den nærmeste mindre væskeudskiller. Overskrides derimod den maks. damphastighed på $w = 14$ m/s, vælger vi den nærmeste større udskiller.
Følgende tabeller giver os oplysninger mht. hastighed og tilslutning af væskeudskillere.

Sugeledningsdiameter i mm	w ~~W_{min}~~ = 7 m/s $\dot{V}_{slag\,min}$ i m³/h	w ~~W_{max}~~ = 14 m/s $\dot{V}_{slag\,max}$ i m³/h
12 × 1	2,0	4,0
15 × 1	3,3	6,6
16 × 1	3,9	7,8
22 × 1	7,9	15,8
28 × 1,5	12,4	24,8
35 × 1,5	20,3	40,6
42 × 2	28,6	57,2
54 × 2	49,5	99,0
70 × 2,9	81,5	163,0

Væskeudskillere, fabrikat Virginia Chemicals
Konstruktionsdata

Type	Mængde i kg	Nominel kølemiddelmængde i væskeudskilleren i kg			Loddetilslutning til Rørdiameter i mm	t_o i °C	anbefalet ~~kompressor~~ fordamper kuldeydelse $\dot{Q}_o$ i kW					
		R 12	R 22	R 502			R 12		R 22		R 502	
							max	min	max	min	max	min
VA 32-5S	0,95	1,17	1,08	1,08	16,0	– 40	0,8	0,2	1,7	0,2	1,4	0,2
		1,13	1,00	1,08		– 30	1,3	0,2	2,7	0,2	2,5	0,2
		1,08	1,00	1,00		– 20	2,2	0,2	4,5	0,2	4,0	0,2
		1,00	1,00	1,00		– 7	3,5	0,2	6,1	0,2	6,1	0,2
		1,00	0,95	0,95		+ 5	5,3	0,2	10,3	0,2	9,3	0,2
VA 54-7S	2,3	1,95	1,08	1,85	22,0	– 40	3,2	0,7	5,9	1,0	4,8	1,0
		1,90	1,75	1,80		– 30	4,6	0,8	8,9	1,2	7,4	1,2
		1,85	1,70	1,75		– 20	7,0	1,0	13,2	1,5	10,9	1,5
		1,80	1,60	1,70		– 7	9,5	1,2	18,5	1,7	15,5	1,7
		1,75	1,60	1,60		+ 5	12,7	1,4	25,6	2,0	21,8	2,0
VA 57-9S	3,7	3,5	3,2	3,3	28,0	– 40	4,2	0,6	8,0	1,5	7	1,5
		3,4	3,1	3,3		– 30	6,5	1,1	12,7	1,8	11	1,8
		3,3	3,1	3,2		– 20	10,7	1,4	20,0	2,1	17	2,1
		3,2	3,0	3,1		– 7	15,7	1,7	27,0	2,5	25	2,5
		3,1	2,9	3,1		+ 5	22,0	1,9	41,5	2,9	36	2,9

Type	Mænge-de-i kg	Nominel kølemiddel-mængde i væskeudskilleren i kg			Lodde-tilslut-ning til Rørdia-meter	t_o i °C	anbefalet ~~kompressor-~~ fordamper-kuldeydelse $\dot{Q}_o$ i kW					
		R 12	R 22	R 502			R 12		R 22		R 502	
							max	min	max	min	max	min
VA 59-11S	3,8	4,2	3,9	4,0	35,0	– 40	5,0	2,6	11	4,2	9	4,2
		4,1	3,8	3,9		– 30	8,0	3,3	18	5,0	16	5,0
		4,0	3,7	3,8		– 20	15,0	4,0	30	6,0	26	6,0
		3,9	3,6	3,7		– 7	22,0	4,5	40	7,0	40	7,0
		3,8	3,5	3,6		+ 5	33,0	5,3	67	8,0	60	8,0
VA 616-13S	7,4	7,7	7,2	7,40	42,0	– 40	9	3,5	18	6	15	6
		7,6	7,0	7,25		– 30	14	5,0	28	7	25	7
		7,4	6,8	7,00		– 20	24	6,0	45	9	39	9
		7,2	6,7	6,90		– 7	35	7,0	68	11	60	11
		7,0	6,6	6,80		+ 5	52	9,0	100	12	86	12

Kompressoroljer i ammoniakkanlegg – fra mineralolje til syntetisk?

For en tid tilbake fikk jeg en henvendelse fra Erik, en tidligere elev på Kjølemaskinistskolen som nå er kuldemaskinist på Stabburets anlegg på Stranda. Han skriver følgende:

Stabburet på Stranda har et fryseri med 5 stk. Fincoil fordampere, 1 stk. Fincoil kondensator og 2 stk. Sabroe TS-MC 108 stempelkompressorer (2-trinns). Anlegget går på NH_3 og har pumpesirkulasjon, væskeutskiller (-40°C) og mellomtrykkstank med oljeutkoker på begge. Anlegget er styrt av en romtermostat inne på fryseriet som starter og stopper begge kompressorene etter behov. Kompressoren er kjølt med ferskvann og oljetemperaturen under drift er ca 60°C.

Problemet vårt er at oljeforbruket er stort i forhold til de andre Sabroe stempelmaskinene som vi har på fabrikken. Vi bruker i dag en mineralolje type Capella WF 68. Oljeselskapet mener at vårt problem vil bli løst dersom vi bytter ut denne oljen med en syntetisk olje type Capella A 68. Er dette riktig?

Dersom vi skal bytte ut denne oljen, må vi da tømme anlegget 100% for gammel mineralolje, og hvordan skal vi eventuelt gjøre det?

På et annet NH_3 anlegg (6 Stal skruer, to-trinn) på samme fabrikken, bruker vi en syntetisk Mobilolje som heter Gargoyle Arctic SHC 226 E. Kan vi for enkelthetens skyld konvertere til denne type olje også på Sabroe to-trinns stempelmaskinene?

Her var det mange spørsmål omkring oljer. Jeg finner ut at jeg vil snakke med Helge Lunde. Etter min mening er det få om noen som vet mer om oljer i kuldeanlegg enn han. Joda, Helge hiver seg på saken og her kommer svaret hans:

Helge Lunde

Svaret fra Helge Lunde:

Henvendelsen fra Stabburet er egentlig ganske klassisk. Bortsett fra et forhold er det i utgangspunktet ikke noe galt verken med kompressoren, ei heller med oljen. Problemet er at kompressorens driftsforhold ikke er så godt egnet for bruk av en tradisjonell mineralolje. For det første : *De oljeutskillere som vanligvis benyttes i ammoniakkuldeanlegg skiller kun ut olje som er i dråpeform. Den del av oljen som eventuelt har fordampet og gått over i gassform vil følge med kuldemediegassen videre ut i systemet.*

Dette betyr at det må velges en olje som i størst mulig grad holder seg i væskeform også ved de trykkgasstemperaturer som opptrer i anlegget. Man må altså ha data for den aktuelle oljen med hensyn til ved hvilke temperaturer den fordamper (egentlig oljens fordampningsspekter).

For de oljer vi benytter i kuldeanlegg skjer overgang fra væske- til gassform ofte over et relativt stort temperaturområde. Noen av oljene går over i gassform allerede fra 60-65 °C, for andre først ved 150 °C. Det er med andre ord store forskjeller avhengig av oljetype og oljeleverandør.

Som man skjønner er trykkgasstemperaturen viktig for valg av olje. Anlegget bør kjøre med så lave trykkgasstemperaturer som mulig. Få derfor ned kondensatortrykket så mye som mulig (og spar en masse elektrisk energi i tillegg !). Dernest sørg for at sugegasstemperaturen er så nær metning som mulig. Dette er viktigst for ammoniakkanlegg som gir stor økning i gasstemperaturen under kompresjon.

Ved to-trinns stempelkompressorer er det som regel HT-trinnet som gir størst oljeutkast. Her blir trykkgassen høy-

Du spør:
Kjølemaskinistskolen svarer

Har du spørsmål av kuldeteknisk art, eller problemstillinger du ønsker å lufte? Nøl ikke med å sende det inn til vår spørrespalte!

Ingeniør Svein Gaasholt, som har 20 års fartstid som adjunkt ved Kjølemaskinistskolen, vil svare på de spørsmål som kommer inn. Han oppfordrer leserne til å sende inn spørsmål om alt innen kuldeteknikk, og særlig praktisk problemløsning i forbindelse med montasje, drift og vedlikehold av kuldeanlegg.

Spørsmål kan sendes til redaksjonen i Kulde eller direkte til Kjølemaskinistskolen.

Kjølemaskinistskolen
Ladehammerveien 6, 7041 Trondheim
tlf. 73 52 53 23 - fax 73 51 36 70

est. Videre er det ofte slik at MT-kjølingen enten er galt eller mangelfullt utført. Da blir det for stor overheting på sugegassen til HT-trinnet.

Lang tids kjøring med flere sylinderer avlastet kan også gi stor "innvendig" overheting med påfølgende økning i trykkgassen.

Konklusjonen er: *Før oljespørsmålet tas opp til vurdering må kompressorens arbeidsforhold nøye kontrolleres og eventuelt endres slik at de blir mest mulig riktige og gunstige.*

Så til oljen

Den oljen som benyttes på Sabroekompressoren, Texaco Capella WF68, er en ren mineralolje på naftenbasis. Oljen er absolutt blant de beste innen sin kategori og passer godt til bruk i en del ammoniakkanlegg. En del andre «tilsvarende» oljetyper er dårligere, noen til dels så dårlige at de knapt er egnet til ammoniakkanlegg i det hele tatt. Dette har vi fått verifisert gjennom en rekke analyser og inspeksjoner.

Således er det nok ikke noe galt med oljen. Den benyttes i en to-trinns Sabroe kompressor som ut i fra de riktignok noe sparsomme driftsdata som oppgis, høyst sannsynlig går for varm. Blant annet opplyses at oljetemperaturen er ca. 60 °C. Det er for høy temperatur for den olje som benyttes, og indikerer at noe sannsynligvis er feil eller mangelfullt ved kompressoren eller kompressorsystemet. Oljetemperaturen bør ikke være særlig mer enn 50 °C. Dersom trykkgasstemperaturen målt like etter utløp fra sylinder og i gasstrømmen, er litt over 100 °C, så vil de fleste mineraloljer både nedbrytes og for en relativt stor del gå over i gassform. Oljeforbruket øker dermed fordi en del av oljen ikke skilles ut i oljeutskilleren.

Oljeselskapet har, ut i fra sitt ståsted, ganske riktig foreslått å benytte Texaco Capella A68. Dette er en olje på såkalt polyalfaolefinbasis, syntetisk fremstillet. De fleste av oljens egenskaper gjør den svært godt egnet til bruk i ammoniakkanlegg, både med stempel- og skruekompressorer. Oljen nedbrytes ikke på langt nær så lett, samt at den på en måte smører bedre ved høyere temperaturer. Temperaturen hvor den begynner å gå over i gassform er vesentlig høyere enn for mineraloljene. Derfor vil utskillingen (ved samme trykkgasstemperatur) bli langt mer effektiv. Ofte ser vi en reduksjon i oljeforbruk på 70-80 %. Forskjellen blir større jo høyere trykkgasstemperatur man kjører med.

Capella A68 er i prinsipp den samme oljen som Mobils SHC226. Imidlertid er vi av den oppfatning at Texacos olje er et "hestehode" bedre enn Mobils.

Vi vil derfor i utgangspunktet anbefale at man går over til Capella A68 på den nevnte kompressor, ja egentlig for alle stempelkompressorene. Men først ville vi gå igjennom de typiske driftsdata som kompressorene arbeider under (trykk og forskjellige temperaturer). Videre undersøke nærmere hvorfor oljen er så vidt varm. Er det noe galt med oljekjølingen?

Overgang fra mineralolje til den nye olje er egentlig kurant bortsett fra en ting, se ne avsnitt. All gammel olje tappes av kompressoren og oljeutskilleren. Veivhuset gjøres rent, pakninger byttes og ny olje påfylles. Deretter kjøres 100-250 timer (avhengig av

Forts. neste side

Forts. fra s.21

bruksmønster) og et nytt oljeskift gjennomføres. Så foretas nytt bytte basert på resultat fra oljeanalyser.

Det som kan skape problemer er at den nye oljen ikke gir svelling eller volumøkning av pakningsmaterialer og 0-ringer. Etter overgang kan det derfor oppstå snikende eller sogar akutt lekkasjer i flenser, rundt ventilspindler og i noen tilfeller i akseltetningen til kompressoren (0-ringen). Siden det her er snakk om en Sabroe-kompressor har vi erfart at det gjerne oppstår lekkaproblemer dersom det er benyttet magnetventiler for ytelsesreguleringen av fabrikat Lucifer. Det er vanlig at man bygger om til bruk av Danfoss-ventiler.

Det er først og fremst pakninger og O-ringer for kompressoren og på de "varme" stedene i anlegget (HT-siden) hvor det lettest oppstår problemer. Ha derfor pakninger og O-ringer klare.

Lekkasjene skyldes i hovedsak at den gamle mineraloljen over tid "trekkes" ut av pakningsmaterialet og erstattes med den nye oljen. Polyalfaolefinoljen gir langt mindre svellingseffekt enn mineraloljene. Dermed trekker pakningene seg sammen.

Vi vet at flere entreprønører er betenkt på å gjøre slike oljebytte. Bare man er forberedt på hva som kan skje, så går det hele stort sett greit. Vi har eksempler på at det ikke har kommet en eneste lekkasje etter et slikt oljebytte. Gjennomfør for eksempel oljebytte i forbindelse med overhaling av kompressoren hvor en del av pakningene mm. allikevel skal byttes. Pass så på ekstra nøye den første tiden etter oppstart. Resultatet blir at man får et betydelig mindre oljeutkast, oljen varer lenger, den vil gi bedre smøringsbetingelser, og den vil være lettere å tappe ut fra LT-siden da oljen ikke på lang nær er så seigtflytende ved lave temperaturer som mineraloljer.

Prisen på polyalfaolefinoljene er typisk dobbelt så dyre som mineralojene. Dette betyr en del der oljefyllingen er stor. Men husk at olje til etterfylling går ned, og driftstiden på oljen øker. Totalt sett er det nok en del penger å spare der det er teknisk riktig eller teknisk påkrevd å anvende polyalfaolefinoljer i ammoniakkanlegg.

Også i Norge har det den siste tiden blitt lansert en konkurrerende oljetype til polyalfaolfinoljen. Dette er en parafinsk mineralolje som er "videreforedlet". Denne foredlingsprosess gjør at oljen på mange måter får egenskaper nær opptil polyalfaolefinene. I hvert fall får den egenskaper som stort sett gjør den meget anvendelig til bruk i ammoniakkanlegg der polyalfaolefinoljen i utgangspunktet burde benyttes. Denne oljetypen har vært på markedet i en del år i USA og Canada hvor man ønsket en bedre olje enn de ordinære mineralske på naftenbasis, først og fremst for "stressede" stempelkompressorer i ammoniakkanlegg.

Prisnivået for oljen er en mellomting av mineral- og polyalfaolefinolje.

En annen fordel er at oljen i utgangspunktet ikke gir så stor lekkasjefare. Dette kommer av at oljen har større svellingseffekt enn polyalfaolefinoljen.

Valg av olje til kompressorene er ofte ikke lett. Det er flere forhold som må vurderes, noen krever ganske stor innsikt i oljenes respektive egenskaper. Riktig olje er av stor betydning for en rekke forhold som har med driften av kuldeanleggene å gjøre.

Tusen takk til Helge for et fyldig svar, her lærte vi nok litt alle sammen.

God Sommer!
Svein Gaasholt

"Hva skjedde med fordamperen" - Her kommer svaret

Ikke mange dager etter at forrige nummer av Kulde Skandinavia kom ut fikk jeg en faks fra Styrbjørn Drugge, servicechef hos IVT industrier AB i Tranås, Sverige.

Han skriver at han har lest om *"Hva skjedde med fordamperen"* i Kulde nr 2 1999.

Under mitt tidligare arbete som servicetekniker på luft/luft värmepumpar av olika märken, hittade jag et anfall änleggningar som uppvisade skador exakt likt den som är beskriven i Din artikel.

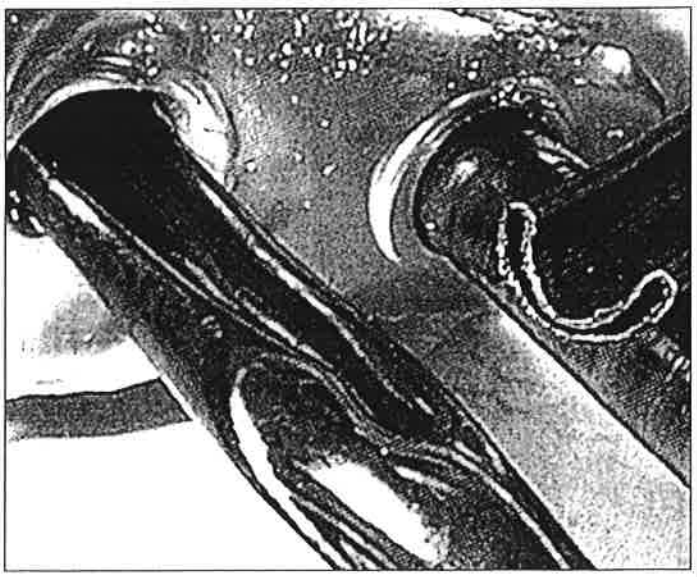
Jag kunde härleda problemen till den typen av förångare där kylmediet går in i den nedre slingan och samtidig da avfrostningsfunktionen är "mindre bra".

Under drift har dessa anläggningar en relativt kraftig isbeläggning i den nedre delen av förångaren, och problemet är helt klart upprepat "istryck" p.g.a. den kraftiga påtfrysningen.

Grundorsaken i fallen var till större delen igensatta kapillär-rör, vilket inte sällan drabbade de tidigaste modellerna av luft/luft – värmepumpar.

I andre fall hade man inta monterat en så kallad droppskålsvärmare, vilket orsakade en liten "konstfrusen sjö" i botten på förångaren.

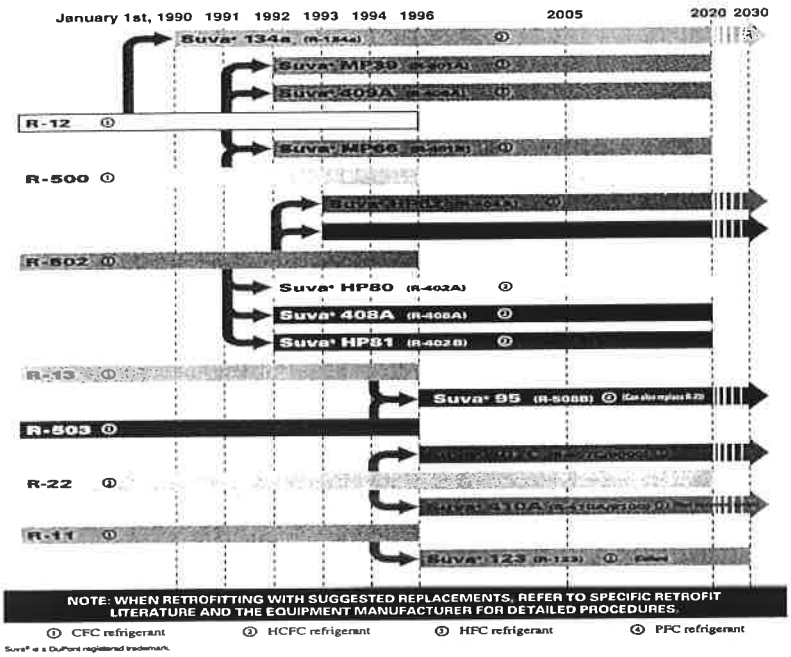
I dag fungerar de flesta kända märken av luft/luft – värmepumpar bättre tack vare skyddsfunktioner mot höga hetgastemperaturer och orginalmonterad droppskålsvärmare.



Dette var interessant og opplysende så tusen takk for kommentarene.

Tips om valg av, oljer til forskjellige kuldemedier

Mange år har gått siden DUPONT introduserte R-12 i 1928. DUPONT har vært den ledende produsent og produktutvikler på kuldemedier i alle år og vi er glade for å kunne vise et helhetsortiment av kuldemedier for eksisterende og nye anlegg.
I sommermånedene vil vi gjøre litt ekstra for å informere våre kunder slik at dere lett skal kunne velge det kuldemediet som passer for akkurat ditt anlegg samtidig som vi vil feie all tvil unna når det gjelder oljetyper og konverteringsrutiner. Våre folk vil stå til rådighet med svar og løsninger samtidig som tilgjengeligheten av DUPONT produkter vil gjøre valget så enkelt som mulig for kundene.



Figur 1. viser på en enkel måte hvilke alternativer dere kan velge mellom som erstatning for de eksisterende kuldemedier.

Refrigerant	1st	2nd
R-12 ①	MO or AB	POE
•134a (R-134a) ③	POE	
•MP39 (R-401A) ②	MO or AB	POE
•409A (R-409A) ②	MO or AB	POE
R-500 ①	MO or AB	POE
•MP66 (R-401B) ②	MO or AB	POE
R-13 ①	MO or AB	POE
R-503	MO or AB	POE
R-23 ③	POE	
•95 (R-508B) ④	POE	
R-502 ①	MO or AB	POE
•HP62 (R-404A) ③	POE	
	POE	
•HP80 (R-402A) ②	AB	POE
• 408A (R-408A)	AB	POE
•HP81 (R-402B)	MO or AB	POE
R-22 ②	MO or AB	POE
•407C (R-407C) ③	POE	
•410A (R-410A) ③ NEW EQUIPMENT DESIGN	POE	

MO = Mineral Oil
• Suva® Refrigerants
③ HFC Refrigerant
AB = Alkybenzene
① CFC Refrigerant
④ PFC Refrigerant
POE = Polyol Ester
② HCFC Refrigerant

Fig 2. viser hvilken olje som skal velges som første og annet valg.

Hva kan man forvente ved en konvertering

Kuldemedie	Høytrykk bar	Sugetrykk bar	Trykkgasstemp Grader Celsiust	Kapasitet %	Forventet overhetning. K
134a	+0,7	-0,13	-5,5	-10	-2,2
401A MP39	+1,4	Samme	+13,5	+10	-1,6
401B MP66	+2	+0,13	+16,5	+15	-0,5
409A	+1,7	+0,4	+16,5	+10	-2,2
402A HP80	+2,7	+0,4	+2,5	+15	+2,2
402B HP81	+2	Samme	-8,3	+15	Samme
408A	+0,4	Samme	+11,1	+5	-1,6
404A HP 62	+1,4	Samme	-5,5	Samme	+1,1
507	+2	Samme	-8,3	Samme	+2,2
407C	+1	Samme	-8,3	Samme	+0,5

404A, 402A, 408A og 402B er sammenlignet med R-502
401A, 401B, 409A, og 134a er sammenlignet med R-12
407C er sammenlignet med R-22

+ er økning
- er reduksjon
Tabellen er kun ment som indikasjon og er avhengig av aktuelt driftspunkt.

Retningslinjer for oljebytte.

Så sant det er mulig benytt den oljetypen fabrikanten foreskriver med hensyn til mengde og viskositet.

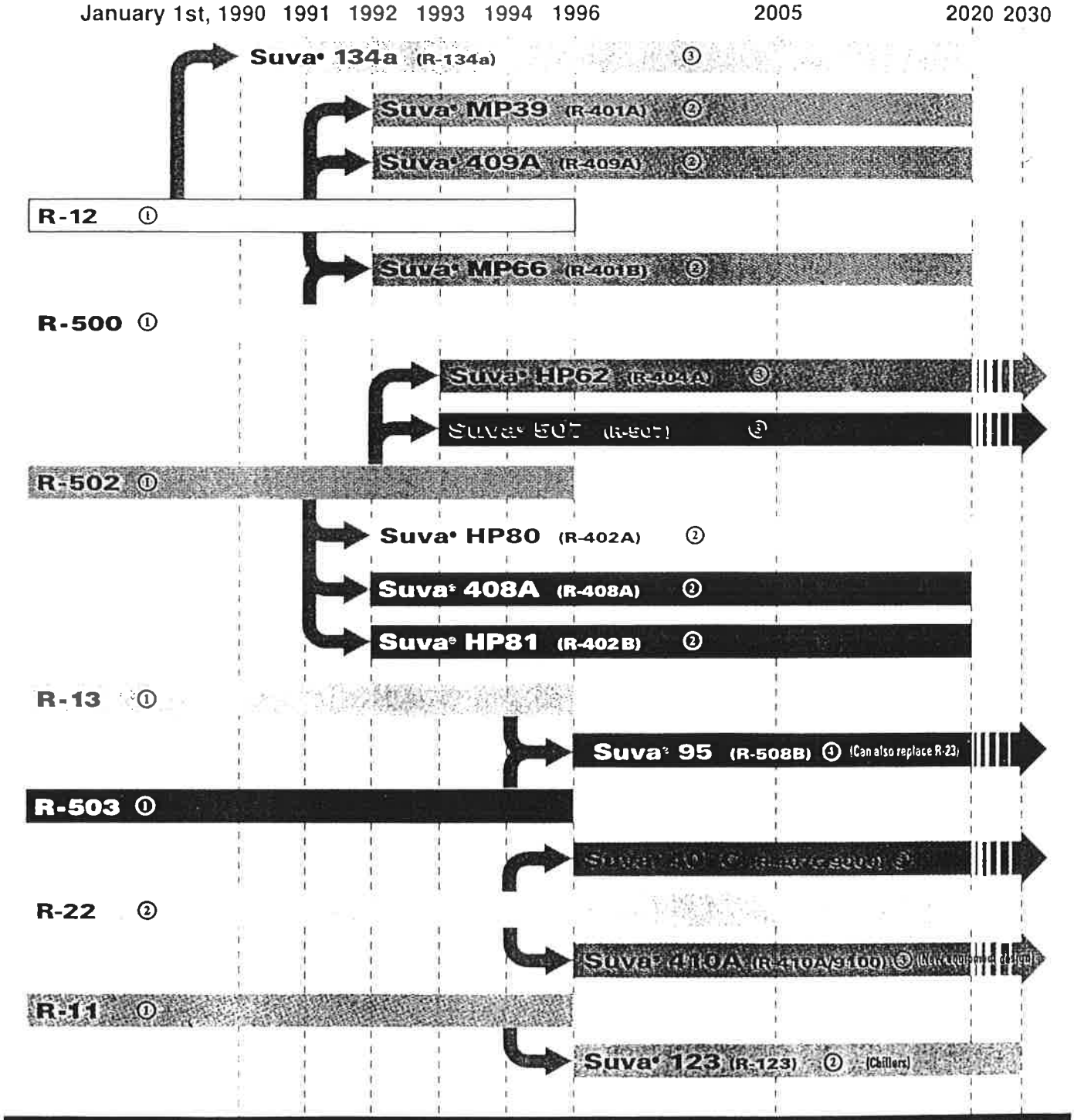
Forsøk har vist at 401A, 409A, 401B og 402A arbeider tilfredsstillende med eksisterende mineralolje. Dog er Aalkylbenzenoljer første valg.

Guide for riktig valg av kuldemedium: **KFK til en HKFK; KFK eller HKFK til en HFK**

http://www.dupont.com/suva/na/usa/sa/techinfo/pdf/h71061-2.pdf

KÆLIMIÐLAR

Kuldemedieutfasingen



NOTE: WHEN RETROFITTING WITH SUGGESTED REPLACEMENTS, REFER TO SPECIFIC RETROFIT LITERATURE AND THE EQUIPMENT MANUFACTURER FOR DETAILED PROCEDURES.

① CFC refrigerant ② HCFC refrigerant ③ HFC refrigerant ④ PFC refrigerant

1 VARMAMIÐLAR

Í varmatækninni kallast varmamiðill, vökvi sem eimast við lágt hitastig og lágan þrýsting og getur á þann hátt tekið við orku og gefið hana svo frá sér aftur, við hátt hitastig og háan þrýsting með því að þéttast.

Til eru margar tegundir af varmamiðlum, en til einföldunar, tökum við aðeins þá algengustu til umfjöllunar hér.

Í eftirfarandi töflu eru þessir varmamiðlar nefndir með skammstöfunum (Kurzzeichen), efnaformúlum (chem. Formel) og nöfnum (Benennung).

Kurzzeichen	chem. Formel	Benennung
R 11	CCL_3F	Trichlorfluormethan
R 12	CCL_2F_2	Dichlorfluormethan
R 22	$CHCLF_3$	Chlordifluormethan
R 13	$CCLF_3$	Chlortrifluormethan
R 40	CH_3CL	Chlormethan
R 170	$CH_3 - CH_3$	Äthan
R 717 (NH_3)	NH_3	Ammoniak
R 718 (H_2O)	H_2O	Wasser
R 502	$CHCLF_2/CCLF_2 - CF_3$	Kältemittel 22/115

1.1 VARMAFRÆÐILEGIR EIGINLEIKAR

Þýðingarmestu ástandsgildi kælimiðils eru:

1.1.1. Þrýstingur p
1.1.2. Hitastig t
1.1.3. Einingarrúmtak eða eðlismassi v eða ρ
1.1.4. Einingarorka (entalpi) h

1.1.1. Þrýstingur

Fyrir hvern varmamiðil gefa framleiðendur út svokallaðar eimtöflur, sem sýna varmafræðilega eiginleika hans við mismunandi þrýsting og hitastig.

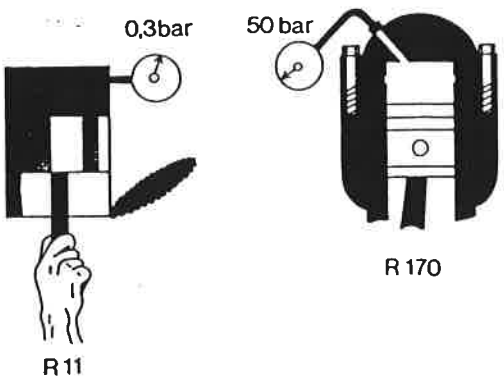
Ef við viljum t.d. vita hver er einingarorka h (entalpi) fljótandi R 12 við t = -10°C þá förum við í eimtöflu fyrir R 12 og finnum lengst til hægri t = -10°C og leitum svo til vinstri þar til við finnum dálk fyrir entalpi vökva og lesum þar h = 190,78 kJ/kg.

Við vitum að þrýstingurinn í kerfinu ræður því hvernig efnið í hinum ýmsu hlutum þess og leiðslum þarf að vera til þess að standast hann. Því hærri sem hann er því sterkari og dýrari þurfa allir hlutir að kerfisins að vera. Þess vegna er leitast við að halda þrýstingnum niðri, þó þannig að kerfið vinni ekki við negatívan yfirþrýsting, vegna þess að þá eiga loft og raki greiðan aðgang inn í kerfið með tilheyrandi vandræðum.

Vinni kerfið á yfirþrýstingi verður varmamiðillinn að hafa sem lægstan þéttunarþrýsting p_c (eimsvali) og eimunarþrýsting p_o (eimir) sem þó verður að vera yfir 0 bar yfirþrýsting.

Af hjálægri mynd má sjá t.d. að ef R 11 varmamiðill hefur þjöppunarþrýstig p_c = 0,3 bar, mætti nota niðursuðudós með bullu í, til að þjappa eimnum saman!

Þyrftum við á hinn bóginn að nota R 170 yrði þjöppunarþrýstingurinn p_c = 50 bar, sem hefði í för með sér að nota þyrfti mjög sterka og dýra þjöppu.



Eftirfarandi tafla sýnir með samanburði vinnuþrýsting kerfis með mismunandi varmamiðlum sem vinnur við t_o = -15°C og t_c = +30°C

Kältemittel	Verdampfungsdruck bei −15° C in bar	Verflüssigungsdruck bei +30° C in bar
R 11	0,201	1,266
R 12	1,827	7,465
R 22	2,964	11,880
R 13	13,206	38,649*1
R 40	1,487	6,658
R 170	16,63	48,00
R 717 (NH_3)	2,410	11,895
R 718 (H_2O)	0,00656*2	0,0424
R 502	3,486	13,189

*1 Bei +28,78° C

*2 Bei +1° C

Varmamiðlarnir R 40 og R 170 gefa gott dæmi um hve mikill þrýstingsmunur getur verið eftir tegund kælimiðla.

R 40 kemst næst því æskilega (lágur eimsvalaþrýstingur og eimis þrýstingur yfir 0 bar yfirþrýsting) en er ekki lengur notaður. Hinir hafa á hinn bóginn ekki eins æskilega eiginleika, að þessu leiti.

Við þessi áðurnefndu skilyrði er R 170 ekki sérlega heppilegur en verður það ef eimishitastig þarf að vera mjög lágt.

1.1.2. Hitastig

Eimishitastig (sättigungstemperaturen) við 1013 hPa → mbar
Sättigungstemperaturen bei 1013 hPa

Kurzzeichen	t in °C
R 11	+ 23,8
R 12	− 29,8
R 22	− 40,8
R 13	− 81,4
R 40	− 23,7
R 170	− 88,6
R 717 (NH_3)	− 33,4
R 718 (H_2O)	+100,0
R 502	− 45,6

R 170 hefur lægsta eimishitastig og R 718 (H_2O) hæsta suðupunkt við1013 hPa. R 22 og R 11 sýna mjög breitt svið. Þannig getum við séð að R 11 kemur ekki til greina þar sem hann sýður ekki við venjuleg kuldakerfa hitastig. Við gætum hellt honum sem vökva úr einni fötunni í aðra! R 22 er á hinn bóginn býsna heppilegur því hann sýður við -40,8 °C.

1.1.3. Einingarrúmtak og eðlismassi

Einingarrúmtak (spezifisches volum) v við -15 °C.
Spezifisches Volum bei −15° C

Kurzzeichen	Flüssigkeit v_3 in dm^3/kg	Dampf v_1 in m^3/kg
R 11	0,638	0,766
R 12	0,693	0,0914
R 22	0,749	0,0777
R 13	0,829	0,01167
R 40	1,013	0,279
R 170	2,255	0,0331
R 717 (NH_3)	1,5185	0,5087
R 718 (H_2O)*	1,0001	192,60
R 502 * Bei +1°	0,725	0,050

Í þessari töflu finnum við einingarrúmtak óskaðs varmamiðils við eimishitastig t_o -15 °C.

Bæði má sjá einingarrúmtak vökva (Flüssigkeit) og einnig eims (Dampf). Þannig má sjá t.d. að R 170 hefur einingarrúmtakið v = 0,033 m^3/kg í eimformi og R 717 hefur v 0,508 m^3/kg þ.e.s. um 15 sinnum meira rúmfang en R 170.

R 170 hefur minnsta einingarrúmtak og R 718 (H_2O) það mesta af þeim varmamiðlum sem í töflunni eru.

Í samanburði við einingarrúmtak eims breytist einingarrúmtak vökva mjög lítið frá einum kælimiðli til annars.

Á meðfylgjandi mynd má sjá hlutfallslegt rúmtak eins kg eims af R 170 og R 717 við -15 °C.

Spezifisches Volum bei −15° C

Eðlismassi ρ kg/m³ er gagnvirkur eða umhverfur (reciprocal) við einingarrúmtakið v_1 m³/kg eins og sést. Eðlismassi vökva er oftast gefin í kg/dm³ og eimur í kg/m³

1.1.4. Einingarorka (entalpi)

Eftirfarandi tafla sýnir entalpi h, varmamiðla í vökva og eimformi. Einnig er eimunarvarminn reiknaður við t_o -15 °C. Eins og kunnugt er breytist eimunarvarminn r (verdampfungs entalpi) með þrýstingnum. Við vitum einnig að fasabreytingin á sér stað í eiminum og er því beinn mælikvarði á einingarvinnu q_0 kJ/kg framkvæmda í eimi.

Kältemittel	Flüssigkeit h_3 in kJ/kg	Dampf h_1 in kJ/kg	Verdampfungsenthalpie $(h_1 = h_3) = r$ in kJ/kg
R 11	187,62	382,92	195,30
R 12	186,23	345,78	159,55
R 13	183,06	286,79	103,73
R 22	182,17	399,17	217,00
R 40	395,48	815,96	420,48
R 170	370,90	718,87	347,96
R 502	183,45	340,07	156,61
R 717 (NH_3)	349,97	1662,66	1312,68
R 718 (H_2O)*	4,22	2502,00	2497,78

* Bei +1° C

Við höfum séð að eimunarvarminn er mjög þýðingarmikill varmafræðilegur eiginleiki sérhvers varmamiðils. Það er þó einingarorkuvinnslan í eimi q_0 kJ/kg (Spez. Kältegewinn) sem er lögð til grundvallar hönnun kerfanna.

Einingarorkuvinnslan kallast einnig eimisvinna eða raunvinna eimis. Einingarorkuvinnslan er mismunur á eimis entalpi við innstreymi og útstreymi og er því raunvinna eimisins.

Í eftirfarandi töflu er einingarorkuvinnsla varmamiðilsins sýnd við eimishitastigið t_o -15 °C og eimsvalahitastigið t_c +30 °C

Í miðdálki töflunnar er einingarorkuvinnsla q_0 varmamiðilsins, þar sést t.d. að R 717 gefur q_0=1102,3 kJ/kg þ.e. 1 kg R 717 getur tekið í sig varmaorkuna 1102,3 kJ þegar það eimast (fasabreytist) við fyrrnefndar aðstæður.

Eigi eimirinn að afkasta Q_o = 1kW (Kälteleistung) verður massastraumurinn m_R að vera 0,00090 kg/s

Í hægri dálki má lesa nauðsynlegan massastraum á sekúndu til að Q_o = 1kW afköst náist við fyrrgreindar aðstæður.

Þannig verður massastraumurinn t.d. með R 170 að vera m_R = 0,00602 kg/s í gegnum eiminn til að ná fyrrgreindum afköstum. Til samanburðar verður massastraumurinn með R 717 við sömu aðstæður að vera 0,00090 kg/s

Spez. Kältegewinn

Kurzzeichen	Bei t_o = −15° C und t_c = +30° C in kJ/kg	Kältemittelmassenstrom in kg/s je 1 kW Kälteleistung
R 11	156,73	0,00638
R 12	117,16	0,00853
R 13*¹	26,61	0,0375
R 22	162,47	0,00615
R 40	349,64	0,00286
R 170	165,84	0,00602
R 502	104,39	0,00957
R 717 (NH_3)	1102,30	0,00090
R 718 (H_2O)*²	2376,29	0,0004208

*¹ Bei +28,78° C

*² Bei +1° C

Þetta þýðir að kerfið fyrir R 717 getur allt verið grennra og efnis minna heldur en fyrir R170 eða aðra varmamiðla. þess vegna er R717 álitinn góður kælimiðill frá þessu sjónarmiði.

Næsta tafla sýnir t.d. einingarrúmtak R717 v_1 = 0,508 m³/kg við sömu aðstæður og áður, (þriðji dálkur).

Athugum til samanburðar R170 þá má sjá að við sömu aðstæður hefur hvert kg R170 rúmtaksstreymið v_1 = 0,000199 m³/s sem er nauðsynlegt streymi til að afkasta Q_0 = 1kW, (fjórði dálkur).

Þannig verður t.d. kuldadæla (pressa) fyrir R717 að vera tvöfallt stærri eða hafa tvöfalda snúningstíðni, ef hún á að afkasta því sama og kuldadæla fyrir R170.

Hubvolumstrom bei t_o = −15° C und t_c = +30° C

Kurzzeichen	Kältemittel-massenstrom in kg/s je 1 kW Kälteleistung	spez. Volum v_1 in m³/kg	Hubvolumstrom in m³/s je 1 kW Kälteleistung
R 11	0,00638	0,766	0,00488
R 12	0,00853	0,0914	0,000779
R 13*¹	0,0375	0,01167	0,000437
R 22	0,00615	0,0777	0,000477
R 40	0,00286	0,279	0,000797
R 170	0,00602	0,03316	0,000199
R 502	0,00957	0,050	0,000478
R 717 (NH_3)	0,00090	0,5087	0,000457
R 718 (H_2O)*²	0,0004208	192,60	0,0810

*¹ Bei +28,78° C

*² Bei +1° C

Til að velja heppilegan varmamiðil í hverju tilfelli, verða allir varmafræðilegir eiginleikar hans að vera teknir með í reikninginn, ekki dugar að einblína aðeins á einn eiginleika hans.

2. AMMONIAK - R717

2.1 FRAMLEIÐSLA

Salmiak (NH_4Cl), er ammoniaksalt, sem þekkt var af Forn-Egyptum. Hreint ammoniak, sem er veikur basi, var fyrst framleitt 1774 af Priestley.
Árið 1840 gerði J.v. Liebig sér ljósa þýðingu ammoniaks fyrir áburðarframleislu, sem leiddi til síaukinnar notkunar þess í því skyni og varð Haber Bosch syntesan 1913 grundvöllur fyrstu stórframleiðslu á ammoniaki.
Ammoniak sem framleitt er á þennan hátt er notað sem kælimiðill og frumþáttur í framleiðslu annara nytsamra efna (t.d. ammoniumsulfat $\rightarrow$ áburður, salpétursýru og sóda)

Í rannsóknarstofum er NH_3 framleitt með því að blanda ammoniaksalt með sterkum basa t.d.:

$$NH_4^+ + OH^- \rightarrow NH_3 + H_2O$$

og næst ammoniakið úr vatninu (H_2O) við upphitun.

Svipuð aðferð var notuð í iðnaði fyrrum: Hrátt steinkolagas var leitt gegnum vatn sem dró til sín NH_3 og NH_4^+ úr gasinu og var þá auðvellt að drífa NH_3 út úr því með hjálp sterks og ódýrs basa t.d. $Ca(OH)_2$.

Eins og að framan greinir hefur R717 lengi verið framleitt í stórum stíl til iðnaðar eftir Haber Bosch syntesunni (syntesa kallast aðferð til að mynda efnasamband úr frumefnum þess). Hún felst í því að leiða saman N_2 og H_2 við 500 °C og 200 - 1000 bar, yfir kopar sem hvata:

$$N_2 + 3H_2 \leftrightarrow 2NH_3 + Q$$

Þar sem Q er varmi.

2.2 EIGINLEIKAR AMMONIAKS

Notkun R717 varmamiðils í kuldakerfum takmarkar mjög þau smíðaefni sem nothæf eru í kerfið. Stál og steypujárn eru efni sem þola R717 við þau hitastig sem fyrir koma í kælikerfum. Jafnvel vatn, sem R717 blandast mjög auðveldlega og finnst því alltaf í einhverjum mæli í kælikerfum, hefur ekki tærandi áhrif á áðurgreind efni. Flest önnur efni tærast mjög af völdum vatnsins í R717. Galvanhúð tærist mjög mikið og er því ráðlegt að hún komi hvergi nærri R717. Zink og zinkblöndur leysast upp og mynda vatnsefni, sem hugsanlega gæti verið orsök sprenginga sem orðið hafa í R717 kælikerfum. Kopar (eir) og kopar-zink-blöndur tærast einnig mjög mikið í R717.

Nokkrar brons-blöndur (kopar-tin) hafa komið fram nýlega og kallast ammoniak-þolnar.

Flest þéttiefni (pakkningar) sem notuð eru í kæli-iðnaðinum þola R717.

Upplausn R717 í vatni er næstum ótakmörkuð (700 l NH_3 í 1l H_2O við stofuhita), þessvegna fást í verslunum ammoniak-vatns-upplausnir af ýmsu tagi og kallast t.d.salmiakspíritus, til þvotta og hreingerninga ofl. Úr þessum lausnum gufar ammoniakið upp við varmatilfærslu.
Frostmark þess vatns sem blandast ammoniakinu er -77,9 °C. Þetta veldur því að stillitæki sem stokkfrjósa í freon kerfum, ef vatn er til staðar, eru laus og liðug í ammoniaki þótt vatn sé í því. Mesta leyfilega vatnsmagn í R717 er þó 0,2 massa% .

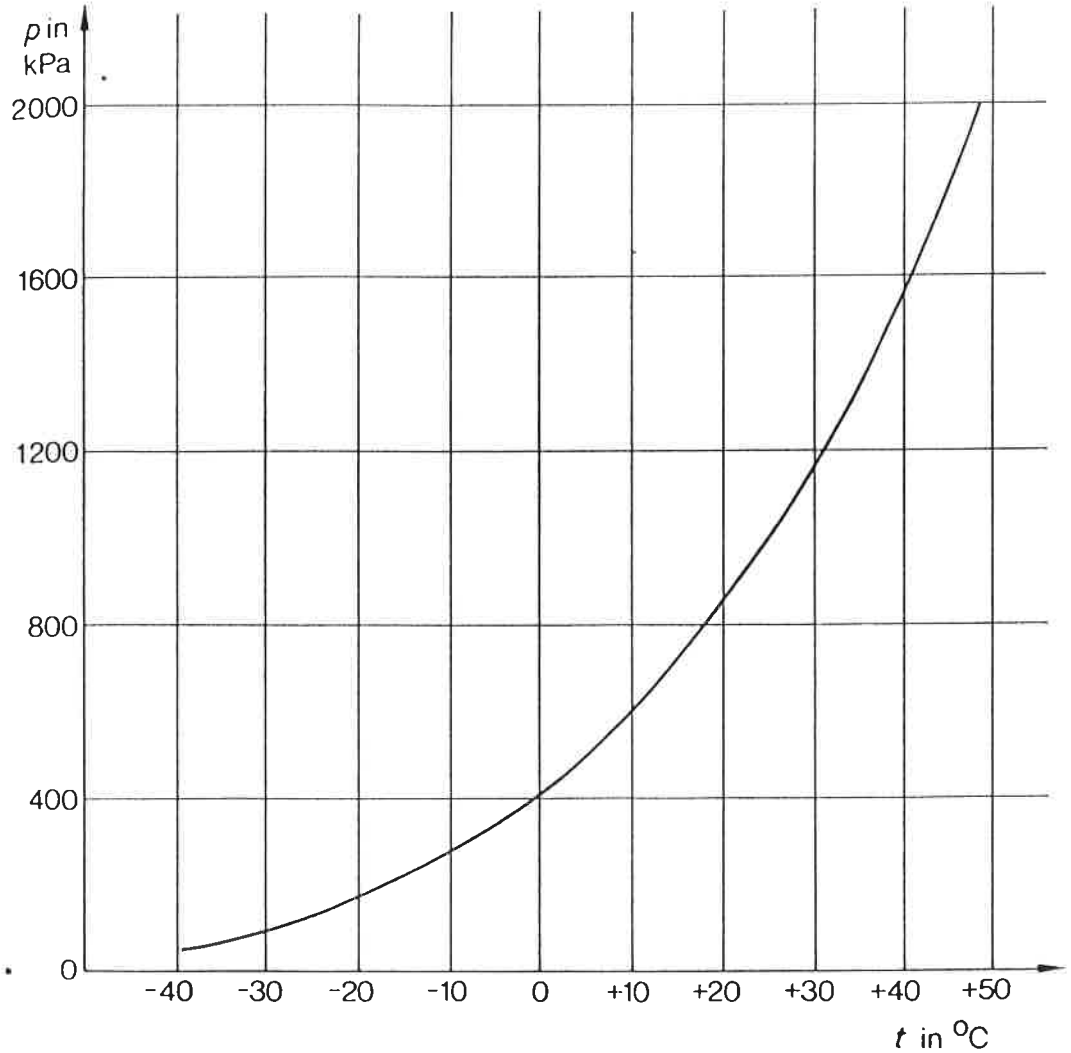
Ekki þarf að gera neinar sérstakar kröfur til olíu í R717 kerfum, þar sem hún blandast ammoniaki alls ekki. Þess ber hinsvegar að gæta að afgashitastig fari ekki yfir það sem olían þolir án þess að "koksa".

Eðlismassi olíu (ca. 840 kg/m^3) er meiri en fljótandi ammoniaks (ca. 610 kg/m^3) og þessvegna sest hún á botnin í þeim ílátum og rörum sem hún fer um og hafa verður það í huga þegar olíutæmikrönum er komið fyrir

Eimþrýstingur (Dampfdruck) R717 í hlutfalli við hitastig:

Dampfdruck von R 717 in Abhängigkeit von der Temperatur

Dampfdruckdiagramm



Eimþrýstitafla (Dampfdrucktabelle):

Dampfdrucktabelle

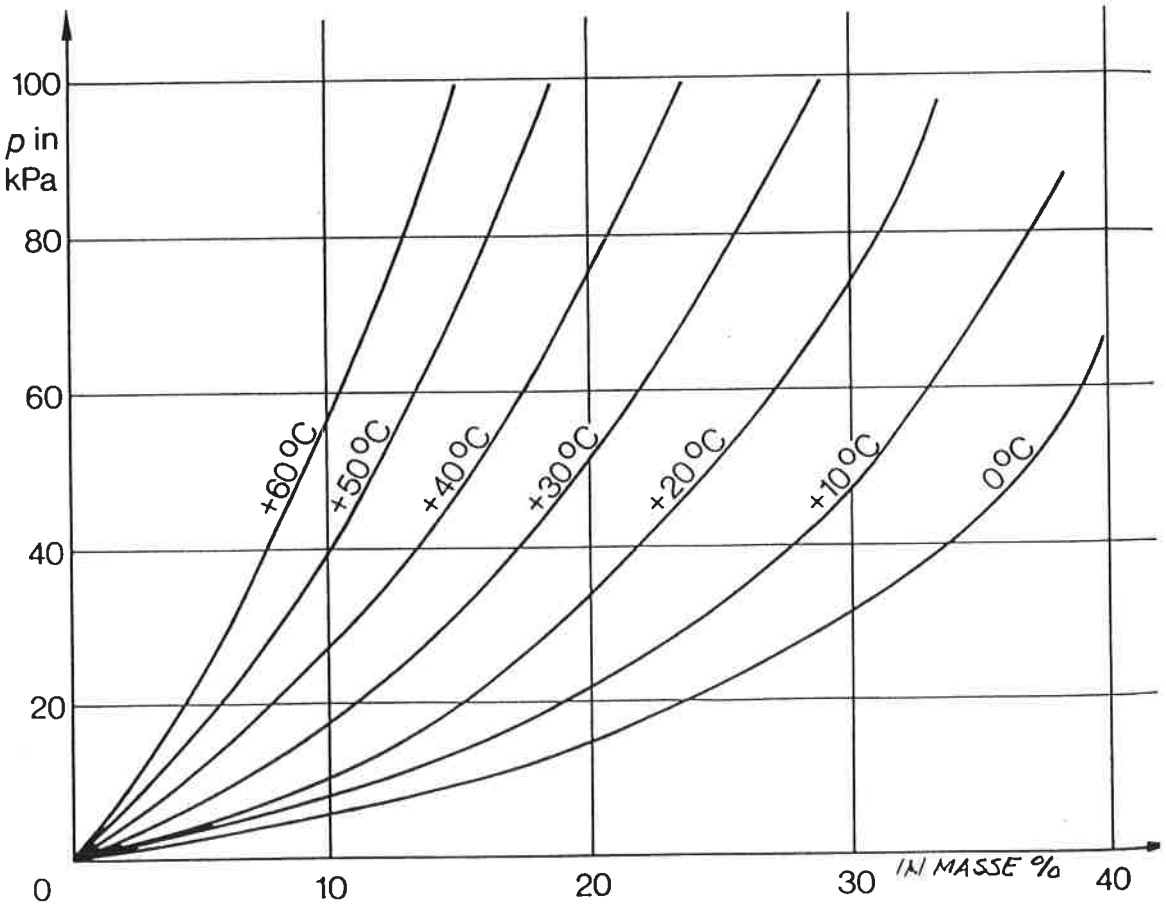
Temperatur in 0 °C	Dampfdruck in kPa	Temperatur in 0 °C	Dampfdruck in kPa
−40	71,72	+ 5	515,65
−35	93,14	+10	614,86
−30	119,49	+15	728,24
−25	151,54	+20	857,08
−20	190,16	+25	1002,7
−15	236,24	+30	1166,6
−10	290,77	+35	1350,0
− 5	354,77	+40	1554,6
0	429,35	+45	1781,7
		+50	2033,0

Upplausn R717 í vatni (Löslichkeit in Wasser):

Löslichkeit in Wasser

Temperatur	0 °C	+10 °C	+20 °C	+30 °C	+40 °C	+50 °C
Gew. % R 717 in gesättigten wäßrigen Lösungen ($pNH_3 + pH_2O = 101{,}3$ kPa)	47,2	40,7	34,1	29,0	25,3	22,2

Hlutaþrýstingur ammoniaks í vatnsupplausn við mismunandi hitastig (Ammoniakpartialdruck.....):



Upplausnarvarmi ammoniak eims í vatni í kJ/mol R717
(Lösungswärme von dampfförmigem Ammoniak in Wasser in kJ/mol R717):

Lösungswärme von dampfförmigem Ammoniak in Wasser in kJ/mol R717

Temperatur	Mischungsverhältnis in mol H_2O/mol R717				
	99	49	19	4	1
0 °C	36,1	36,5	36,2	35,2	30,7
+40 °C	34,0	33,9	33,9	32,9	24,5

(Þegar fljótandi NH_3 er blandað saman við H_2O minnkar upplausnarvarminn um eimunarvarma fljótandi NH_3 miðað við upplausnarvarma ammoniak eims í vatni við ríkjandi hitastig.)

2.3 HÆTTUSTIG

Varmamiðillinn R717 er í hættustigi 2 samkvæmt þýskum staðli og þýðir það að hann flokkast sem hættulegt efni.
Í fyrsta lagi er R717 eimur hættulegur öndunarfærum og slímhúð manna ef honum er andað að sér, augu verða einnig fyrir skaða ef þau verða fyrir eimnum. Snerting við fljótandi R717 veldur einskonar brunasárum. Eftirfarandi eru athuganir fræðlmanna:

0,0005 Vol.-% í lofti, veldur merkjanlegum þef.
0,005 Vol.-% í lofti, er aðeins þolanleg eftir langa æfingu.
0,03 Vol.-% í lofti, er varla þolanleg, en veldur ekki skaða jafnvel eftir klukkutíma.
0,07...0,1 Vol.-% í lofti, er óbærileg og veldur skaða á öndunafærum eftir nokkurn tíma.
0,2...0,3 Vol.-% í lofti, valda dauða eftir hálfa til eina klukkustund.
0,5...0,6 Vol.-% í lofti, valda blindu og dauða eftir hálfa klukkustund.

SKYNDILEG VERKUN MIKILS R717 MASSA , VELDUR LOSTI OG GERIR MANNSLÍKAMANN ÓSTARFHÆFAN.

Segja má að þrátt fyrir sterk eituráhrif þessa kælimiðils er hættan ekki mikil. Það stafar af þeirri aðvörun sem hinn sterki þefur hefur í för með sér. Löngu áður en hætta er á ferðum haldast menn ekki við í rými sem ammoniak er í. Samt skal þess gætt við vinnu við ammoniak að verja augu með hlífðargleraugum og öndunafæri með öndunargrímu.

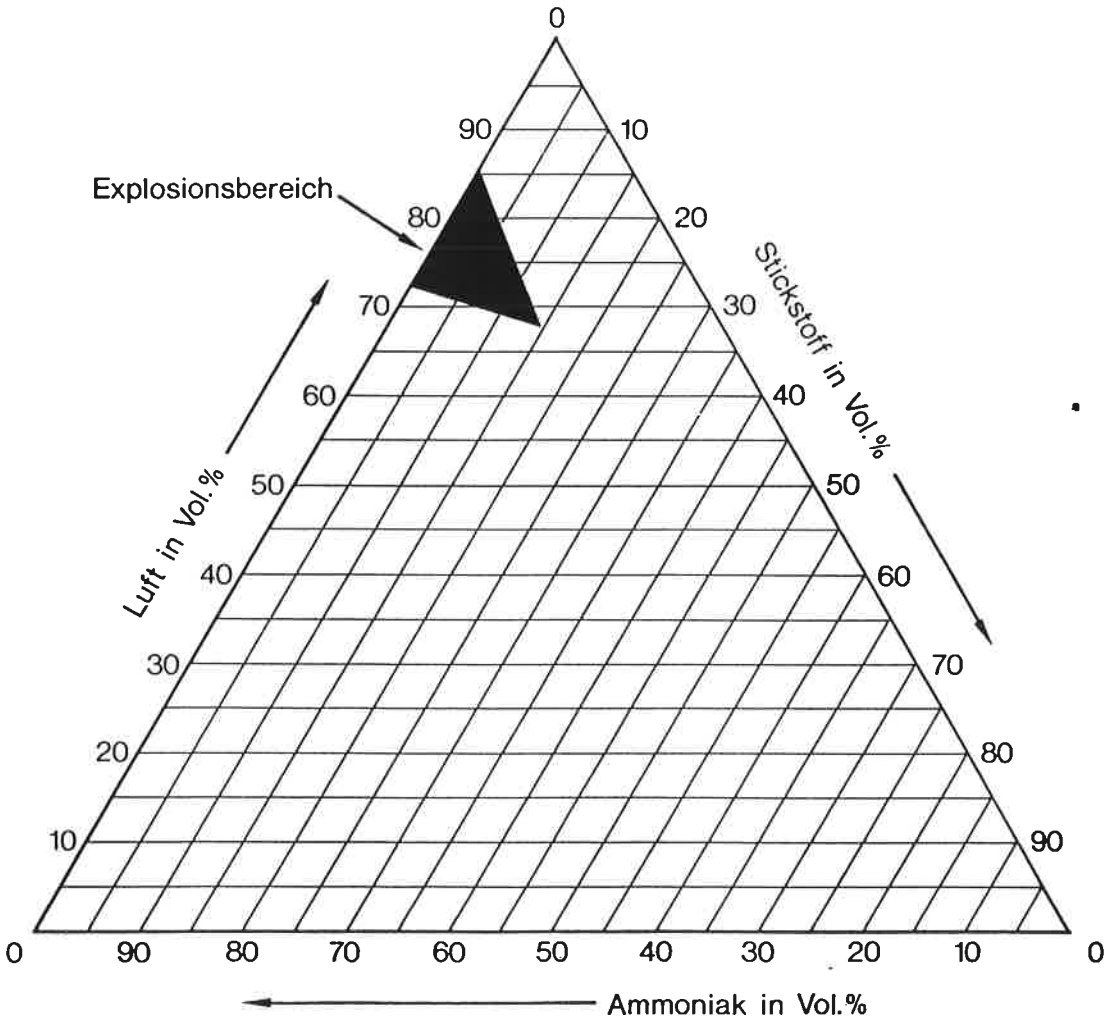
Ef rými mengast af ammoniaki má komast hjá hættu með því að sprauta vatni yfir rýmið, svipað og gerist í slökkvikerfum. Í stórum vélarrúmum er þess vegna komið fyrir fasttengdum úðastútum í þessu skyni.

Matvæli sem komast í snertingu við ammoniak verða ónýt og ekki hæf til neyslu.

Ammoniak eimur getur myndað sprengihæfa blöndu með lofti. Kveikipunkturinn er um +630 °C . Hættusvið blöndunnar er gefið 15 - 28 Vol.-% R717 í lofti, (undir berum himni getur þetta blöndunarhlutfall ekki myndast).

Þegar kuldakerfi eru skoluð út með köfnunarefni N_2 áður en fljótandi ammoniak er fyllt á þau skal taka tillit til sprengisviðsins í eftirfarandi diagrammi, þar sem NH_3 / N_2 / loft í ákveðnu blöndunarhlutfalli geta myndað sprengihæfa blöndu.

Sprengimörk NH_3 / N_2 / loft - blöndu,
(Zündgrenzen von NH_3 / N_2 / luft - gemischen):



Ef blandan er minna en 15 Vol.-% R717 brennur ammoniakið rólega með gulum loga. Vegna þess sem áður greinir skal það tekið fram að þegar leitað er að leka í ammoniak kerfi með brennisteinskyndli er sprengihætta mjög lítil þar sem brennisteinninn logar við mikið lægra hitastig, en nauðsynlegt er til að kveikja í sprengihæfri NH_3 / N_2 / loft - blöndu. Ef samt sem áður skyldi kvikna í er það sennilegast vegna annara gastegunda sem geta verið í kerfinu svo sem vetnis (H_2).

Inni í kælikerfi er sprengihætta næstum engin. Ef afgashitastig verður á hinn bóginn of hátt og á sama tíma er loft eða vatnsefni í kerfinu getur verið um sprengihættu að ræða. Þess vegna verður að gæta þess í R717 kerfum að afgashitastig fari aldrei yfir +120....+130 °C og að kerfið sé stöðugt afloftað með þar til gerðum tækjum. Aðskota gastegundir gefa tilvist sína til kynna með of háum eimsvalaþrýstingi. Sprengihætta stafar einnig af því þegar R717 kemst í snertingu við kvikasilfur, þess vegna er ekki ráðlegt að nota kvikasilfurs hitamæla í ammoniakkælikerfi.

2.4 NOTKUNARHÆTTIR

Fyrir stór kuldakerfi er ammoniak hentugur kælimiðill. Vegna mikilla rúmtaks afkasta R717 getur rúmtaksstraumur ($\dot{V}_{geo}$) kælipressurnar verið hlutfallslega lítill. Straumhraði eimsins í pípunum, getur verið tiltölulega hár, með R717 t.d. í sogleiðslu um 18 m/s og í þrýstipípum um 25 m/s

Í minni kuldakerfum hefur ammoniak ekki fundið eins mikla útbreiðslu hugsanlega vegna mikilla rúmtaks afkasta, verður kælimiðilsmassastraumurinn mjög lítill sem hefur í för með sér erfiðleika á stýringu kerfisins.

Undanskilin eru lítil ísogskerfi sem byggjast á ísogshæfni ammoniaks í vatn og eru mikið notuð í t.d. heimilis ísskápa sem nota varmaorku þar sem raforka er ekki fyrir hendi.

Vélarrúm R717 þurfa að vera mjög vel loftræst og þar sem ammoniak eimur er eðlisþyngri en loft skal koma útsogs opunum fyrir niður við gólfið í vélarrúminu.

2.5 FYRSTA HJÁLP

Koma skal sjúklingi sem orðið hefur fyrir ammoniak eitrun undir læknishendur eins fljótt og auðið er. Verði dráttur á því, skal koma honum fyrir í hlýju og vel loftræstu herbergi og láta hann liggja með hátt undir höfðinu. Til að vinna gegn eituráhrifum í munni og hálsi skal hann drekka 1% ediksýruupplausn. Hafi augun skaðast skal baða þau vel og vandlega upp úr 2 - 4% bórsýru upplausn. Hafi andardráttur stöðvast skal beita blástursaðferðinni til endurlífgunar.

VATNSEIMSTAFLA

Vanddamptabel: Tilstandsstørrelser for vand og vanddamp ved mætning (tryktabel)

p bar	t °C	v_3 dm³/kg	v_1 m³/kg	ρ_1 kg/m³	h_3 kJ/kg	h_1 kJ/kg	r kJ/kg	s_3 kJ/kg K	s_1 kJ/kg K
0,010	6,9808	1,0001	129,20	0,007739	29,34	2514,4	2485,0	0,1060	8,9767
0,020	17,513	1,0012	67,01	0,01492	73,46	2533,6	2460,2	0,2607	8,7246
0,030	24,100	1,0027	45,67	0,02190	101,00	2545,6	2444,6	0,3544	8,5785
0,040	28,983	1,0040	34,80	0,02873	121,41	2554,5	2433,1	0,4225	8,4755
0,050	32,898	1,0052	28,19	0,03547	137,77	2561,6	2423,8	0,4763	8,3960
0,060	36,183	1,0064	23,74	0,04212	151,50	2567,5	2416,0	0,5209	8,3312
0,070	39,025	1,0074	20,53	0,04871	163,38	2572,6	2409,2	0,5591	8,2767
0,080	41,534	1,0084	18,10	0,05523	173,86	2577,1	2403,2	0,5925	8,2296
0,090	43,787	1,0094	16,20	0,06171	183,28	2581,1	2397,9	0,6224	8,1881
0,10	45,833	1,0102	14,67	0,06814	191,83	2584,8	2392,9	0,6493	8,1511
0,20	60,086	1,0172	7,650	0,1307	251,45	2609,9	2358,4	0,8321	7,9094
0,30	69,124	1,0223	5,229	0,1912	289,30	2625,4	2336,1	0,9441	7,7695
0,40	75,886	1,0265	3,993	0,2504	317,65	2636,9	2319,2	1,0261	7,6709
0,50	81,345	1,0301	3,240	0,3086	340,56	2646,0	2305,4	1,0912	7,5947
0,60	85,954	1,0333	2,732	0,3661	359,93	2653,6	2293,6	1,1454	7,5327
0,70	89,959	1,0361	2,365	0,4229	376,77	2660,1	2283,3	1,1921	7,4804
0,80	93,512	1,0387	2,087	0,4792	391,72	2665,8	2274,0	1,2330	7,4352
0,90	96,713	1,0412	1,869	0,5350	405,21	2670,9	2265,6	1,2696	7,3954
1,0	99,632	1,0434	1,694	0,5904	417,51	2675,4	2257,9	1,3027	7,3598
1,5	111,37	1,0530	1,159	0,8628	467,13	2693,4	2226,2	1,4336	7,2234
2,0	120,23	1,0608	0,8854	1,129	504,70	2706,3	2201,6	1,5301	7,1268
2,5	127,43	1,0675	0,7184	1,392	535,34	2716,4	2181,0	1,6071	7,0520
3,0	133,54	1,0735	0,6056	1,651	561,43	2724,7	2163,2	1,6716	6,9909
3,5	138,87	1,0789	0,5240	1,908	584,27	2731,6	2147,4	1,7273	6,9392
4,0	143,62	1,0839	0,4622	2,163	604,67	2737,6	2133,0	1,7764	6,8943
4,5	147,92	1,0885	0,4138	2,417	623,16	2742,9	2119,7	1,8204	6,8547
5,0	151,84	1,0928	0,3747	2,669	640,12	2747,5	2107,4	1,8604	6,8192
6,0	158,84	1,1009	0,3155	3,170	670,42	2755,5	2085,0	1,9308	6,7575
7,0	164,96	1,1082	0,2727	3,667	697,06	2762,0	2064,9	1,9918	6,7052
8,0	170,41	1,1150	0,2403	4,162	720,94	2767,5	2046,5	2,0457	6,6596
9,0	175,36	1,1213	0,2148	4,655	742,64	2772,1	2029,5	2,0941	6,6192
10	179,88	1,1274	0,1943	5,147	762,61	2776,2	2013,6	2,1382	6,5828
11	184,07	1,1331	0,1774	5,637	781,13	2779,7	1998,5	2,1786	6,5497
12	187,96	1,1386	0,1632	6,127	798,43	2782,7	1984,3	2,2161	6,5194
13	191,61	1,1438	0,1511	6,617	814,70	2785,4	1970,7	2,2510	6,4913
14	195,04	1,1489	0,1407	7,106	830,08	2787,8	1957,7	2,2837	6,4651
15	198,29	1,1539	0,1317	7,596	844,67	2789,9	1945,2	2,3145	6,4406
16	201,37	1,1586	0,1237	8,085	858,56	2791,7	1933,2	2,3436	6,4175
17	204,31	1,1633	0,1166	8,575	871,84	2793,4	1921,5	2,3713	6,3957
18	207,11	1,1678	0,1103	9,065	884,58	2794,8	1910,3	2,3976	6,3751
19	209,80	1,1723	0,1047	9,555	896,81	2796,1	1899,3	2,4228	6,3554
20	212,37	1,1766	0,09954	10,05	908,59	2797,2	1888,6	2,4469	6,3367
25	223,94	1,1972	0,07991	12,51	961,96	2800,9	1839,0	2,5543	6,2536
30	233,84	1,2163	0,06663	15,01	1008,4	2802,3	1793,9	2,6455	6,1837
40	250,33	1,2521	0,04975	20,10	1087,4	2800,3	1712,9	2,7965	6,0685
50	263,91	1,2858	0,03943	25,36	1154,5	2794,2	1639,7	2,9206	5,9735
60	275,55	1,3187	0,03244	30,83	1213,7	2785,0	1571,3	3,0273	5,8908
70	285,79	1,3513	0,02737	36,53	1267,4	2773,5	1506,0	3,1219	5,8162
80	294,97	1,3842	0,02353	42,51	1317,1	2759,9	1442,8	3,2076	5,7471
90	303,31	1,4179	0,02050	48,79	1363,7	2744,6	1380,9	3,2867	5,6820
100	301,96	1,4526	0,01804	55,43	1408,0	2727,7	1319,7	3,3605	5,6198
110	318,05	1,4887	0,01601	62,48	1450,6	2709,3	1258,7	3,4304	5,5595
120	324,65	1,5268	0,01428	70,01	1491,8	2689,2	1197,4	3,4972	5,5002
130	330,83	1,5672	0,01280	78,14	1532,0	2667,0	1135,0	3,5616	5,4408
140	336,64	1,6106	0,01150	86,99	1571,6	2642,4	1070,7	3,6242	5,3803
150	342,13	1,6579	0,01034	96,71	1611,0	2615,0	1004,0	3,6859	5,3178
200	365,70	2,0370	0,005877	170,2	1826,5	2418,4	591,9	4,0149	4,9412
220	373,69	2,6714	0,003728	268,3	2011,1	2195,6	184,5	4,2947	4,5799
221,2	374,15	3,17	0,00317	315,5	2107,4		0	4,4429	

ÆSKILEG ÁSTANDSATRIÐI FYRIR ÝMSAR KÆLIVÖRUR

Anbefalede temperaturer, luftfugtigheder, varmefylder og modningsvarme for kolevarer

Kølevarer		Lagrings-temperatur °C	Rel. fugtighed %	Lagrings-tid	Maks. frysepunkt °C	Varmefylde før størkning kJ/kg K	Varmefylde efter størkning kJ/kg K	Fryse-varme kJ/kg	Modnings-varme kJ/kg d	Bemærk-ninger
Kød og kødprodukter										
Flæsk	– fersk	+1/–4	85	2 til 6 uger	–2	1,53	1,1	68		
	– frosset	–18	90 til 95	4 til 6 mdr.						
Beefsteak	– fersk	0/–1	88 til 92	1 til 6 uger	–2	3,2	1,67	231		
	– frosset	–18	90 til 95	9 til 12 mdr.						
Skinke	– fersk	0/+1	85 til 90	7 til 12 dage	–2	2,53	1,46	167		
	– frosset	–18	90 til 95	6 til 8 mdr.						
Lam	– frisk	0/+1	85 til 90	5 til 12 dage	–2	3,0	1,86	216		
	– frosset	–18	90 til 95	8 til 10 mdr.						
Svinefedt		+7	90 til 95	4 til 8 mdr.	–2	2,09	1,42	210		
	– frosset	–18	90 til 95	12 til 14 mdr.						
Lever	– frosset	–18	90 til 95	3 til 4 mdr.	–2					
Svinekød	– fersk	0/+1	85 til 90	3 til 7 dage	–2	2,13	1,3	128		
	– frosset	–18	90 til 95	4 til 6 mdr.						
Fjerkræ	– fersk	0	85 til 90	1 uge	–2,7	3,3	1,76	246		
	– frosset	–18	90 til 95	8 til 12 mdr.						
Kaniner	– fersk	0/+1	90 til 95	1 til 5 dage	–2,7	3,1	1,67	228		
	– frosset	–18	90 til 95	0 til 6 mdr.						
Pølse	– fersk	0/+1	85 til 90	3 til 12 dage	–2	3,72	2,34	216		
	– frosset	–18	90 til 95	2 til 6 mdr.						
Kalvekød	– fersk	0/+1	90 til 95	5 til 10 dage	–2	3,08	1,67	223		
	– frosset	–18	90 til 95	8 til 10 mdr.						

Anbefalede temperaturer, luftfugtigheder, varmefylder og modningsvarme for kølevarer

Kølevarer	Lagrings-temperatur °C	Rel. fugtighed %	Lagrings-tid	Maks. frysepunkt °C	Varmefylde før størkning kJ/kg K	Varmefylde efter størkning kJ/kg K	Fryse-varme kJ/kg	Modnings-varme kJ/kg d	Bemærk-ninger
Grønsager									
Artiskokker	−1/0	90 til 95	1 til 2 uger	+1	3,64	1,88	280		
Asparges	0/+2	95	2 til 3 uger	−0,5	3,94	2,00	312	11,1	meget modt.
Grønne bønner	+4/+7	90 til 95	7 til 10 dage	−0,7	3,81	1,97	298	11,6	
Rødbeder	0	95	3 til 4 mdr.	−1	3,77	1,92	293	3,1	
Aspargeskål	0	90 til 95	10 til 14 dg.	−0,6	3,85	1,97	302	8,7	modstandsd.
Rosenkål	0	90 til 95	3 til 5 uger	−0,8	3,68	1,93	284	6,7	
Kål	0	90 til 95	3 til 4 mdr.	−0,9	3,94	1,97	307	1,4	
Gulerødder	0	90 til 95	4 til 5 mdr.	−1,4	3,76	1,93	293	2,4	
Blomkål	0	90 til 95	2 til 4 uger	−0,8	3,89	1,97	307	4,5	
Selleri	0	90 til 95	2 til 3 mdr.	−0,5	3,98	2,0	314	1,9	modstandsd.
Majs	0	90 til 95	4 til 8 dage	−0,5	3,31	1,76	246	10,8	
Agurker	+7/+10	90 til 95	10 til 14 dg.	−0,5	4,06	2,05	319		meget modt.
Endivier	0	90 til 95	2 til 3 uger	−0,6	3,94	2,0	307		
Hvidløg, tørret	0	65 til 70	6 til 7 mdr.	−0,8	2,89	1,67	207		
Porrer	0	90 til 95	1 til 3 mdr.	−0,7	3,68	1,93	293		
Salat	0	95	2 til 3 uger	−0,1	4,02	2,0	316	3,9	modstandsd.
Meloner	+2/+4	85 til 90	5 til 15 dage	−1,1	3,89	2,0	307	1,5	
Honningmeloner	+7/+10	85 til 90	3 til 4 uger	−0,9	3,94	2,0	307	1,2	
Vandmeloner	+4/+10	80 til 85	2 til 3 uger	−0,4	4,06	2,0	307	1,2	
Champignoner	0	90	3 til 4 dage	−0,9	3,89	1,97	302	7,2	
Oliven – frisk	+7/+10	85 til 90	4 til 6 uger	−1,5	3,35	1,76	251	1,0	
Løg	0	65 til 70	1 til 8 mdr.	−0,8	3,77	1,93	288	1,0	modstandsd.
Ærter	0	90 til 95	1 til 3 uger	−0,6	3,31	1,76	246	9,6	modstandsd.

Anbefalede temperaturer, luftfugtigheder, varmefylder og modningsvarme for kølevarer

Kølevarer	Lagrings-temperatur °C	Rel. fugtighed %	Lagrings-tid	Maks. frysepunkt °C	Varmefylde før størkning kJ/kg K	Varmefylde efter størkning kJ/kg K	Frysevarme kJ/kg	Modnings-varme kJ/kg d	Bemærkninger
Grønsager									
Peber	+7/+10	90 til 95	2 til 3 uger	–0,7	3,94	1,97	307	3,14	meget modt.
Tidlige kartofler	+10/+13	90		–0,6	3,56	1,84	270	3,0	
Sene kartofler	+3/+10	90		–0,6	3,43	1,80	258	1,8	meget modt.
Rabarber	0	95	2 til 4 uger	–0,9	4,02	2,0	312		
Spinat	0	90 til 95	10 til 14 dg.	–0,3	3,94	2,0	307	11,1	
Tomater – umodne	+13/+21	85 til 90	1 til 3 uger	–0,5	3,98	2,0	312	7,2	
Tomater – modne	+7/+10	85 til 90	4 til 7 dage	–0,5	3,94	2,0	312	4,3	meget modt.
Kålrabi	0	90 til 95	4 til 5 mdr.	–1,0	3,89	1,97	302	2,2	
Frugt									
Æbler	–1/–3	90	1 til 6 mdr.	–1,5	3,64	1,88	281	1,92	
Abrikoser	–0,6/0	90	1 til 2 uger	–1,0	3,68	1,92	284		
Avocado	+7/+13	85 til 90	2 til 4 uger	–0,3	3,01	1,67	219	25,6	meget modt.
Bananer	+13/+15	90	5 til 10 dage	–0,8	3,35	1,76	251		meget modt.
Sortebær	–0,6/0	95	til 3 dage	–0,8	3,68	1,92	284		
Kirsebær	–0,6/0	90 til 95	2 til 3 uger	–1,8	3,64	1,88	280	1,8	
Kokosnød	0/+2	80 til 85	1 til 2 mdr.	–0,8	2,43	1,42	156		
Tyttebær	+2/+4	90 til 95	2 til 4 mdr.	–0,8	3,77	1,93	288	1,1	modstandsd.
Solbær	–0,6/0	90 til 95	10 til 14 dg.	–1,0	3,68	1,88	280		
Dadler – tørrede	–18 eller 0	under 75	6 til 12 mdr.	–15,7	1,51	1,08	67		
Figner – tørrede	0/+4	50 til 60	9 til 12 mdr.	–15,7	1,63	1,13	80		
Stikkelsbær	–0,5/0	90 til 95	2 til 4 uger	–1,1	3,77	1,93	293		
Grapefrugt	+10/+16	85 til 90	4 til 6 uger	–1,1	3,81	1,93	293	3,6	modstandsd.
Vindruer	–1/0	85 til 90	1 til 6 mdr.	–2,2	3,60	1,84	270	0,4	modstandsd.

Anbefalede temperaturer, luftfugtigheder, varmefylder og modningsvarme for kolevarer

Kølevarer	Lagrings-temperatur °C	Rel. fugtighed %	Lagrings-tid	Maks. frysepunkt °C	Varmefylde før størkning kJ/kg K	Varmefylde efter størkning kJ/kg K	Fryse-varme kJ/kg	Modnings-varme kJ/kg d	Bemærk-ninger
Frugt									
Citroner	+14/+16	86 til 88	1 til 6 mdr.	–1,4	3,81	1,93	295	4,24	meget modt.
Appelsiner	0/+9	85 til 90	3 til 12 uger	–0,8	3,77	1,92	288	1,68	modstandsd.
Ferskner	–0,5/0	90	2 til 4 uger	–0,9	3,77	1,92	288	1,34	modstandsd.
Pærer	–1,7/–1	90 til 95	2 til 7 uger	–1,5	3,60	1,88	274	0,93	modstandsd.
Ananas – umodne	+10/+13	85 til 90	3 til 4 uger	–1,0	3,68	1,88	283		
Ananas – modne	+7,2	85 til 90	2 til 4 uger	–1,1	3,68	1,88	283		
Blommer	–0,5/0	90 til 95	2 til 4 uger	–0,8	3,68	1,88	274	0,64	modstandsd.
Granatæbler	0	90	2 til 4 uger	–3,0	3,85	1,76	281		
Hindbær	–0,5/0	90 til 95	2 til 3 dage	–0,6	3,56	1,86	284	5,47	
Jordbær	–0,5/0	90 til 95	5 til 7 dage	–0,8	3,85	1,76	300	3,78	
Mandariner	0/+3	85 til 90	2 til 4 uger	–1,0	3,77	1,93	290		
Fisk									
Fisk – fersk	+0,6/+2	90 til 95	5 til 15 dage	–2,2	3,26	1,74	245		
– røget	+4/+10	50 til 60	6 til 8 mdr.	–2,2	2,93	1,63	213		
Fisk	+4/+10	90 til 95	10 til 12 mdr.	–2,2	3,18	1,72	232		
Fisk – saltet	–2/–1	75 til 90	4 til 8 mdr.	–2,2	3,18	1,72	232		
Fisk – frosne	–18	90 til 95	6 til 12 mdr.	–2,2		1,74	245		
Muslinger – friske	–1/–0,5	85 til 95	3 til 7 dage	–2,2	3,62		287		
Muslinger – frosne	–18 til –29	90 til 95	3 til 8 mdr.	–2,2		1,88	277		

Anbefalede temperaturer, luftfugtigheder, varmefylder og modningsvarme for kølevarer

Kølevarer	Lagrings-temperatur °C	Rel. fugtighed %	Lagrings-tid	Maks. frysepunkt °C	Varmefylde før størkning kJ/kg K	Varmefylde efter størkning kJ/kg K	Fryse-varme kJ/kg	Modnings-varme kJ/kg d	Bemærk-ninger
Mejeriprodukter									
Smør	0/+4	80 til 85	til 2 mdr.	–5,6	1,38	1,05	53		
Smør – frosset	–18	70 til 85	8 til 12 mdr.	–5,6	1,38	1,05	53		
Ost	–1/–2	65 til 70		–1,7	2,10	1,30	126		
Fløde	–18	–	2 til 3 mdr.	–1,7	3,27	1,76	242		
Spiseis	–18	–	1 til 2 mdr.	–1,7	2,93	1,63	207		
Mælk – pasteuriseret	+0,6	–	til 7 dage	–0,6	3,77	2,51	290		
– kondenseret	+4	–	flere mdr.		1,75	–	93		
– ultraophedet	rumtemp.	–	12 mdr.		3,01	–	246		
Sødmælk	+7/+13	lav	få mdr.	–0,6	3,92	–	93		
Skummetmælk	+7/+13	lav	flere mdr.	–0,6	3,92	–	93		
Æg – kogte	–2/0	85 til 90	5 til 6 mdr.	–2,2	3,05		223		
– friske	0	–	12 mdr.	–2,2		1,76	246		
Forskellige levnedsmidler									
Øl	+12	–	3 til 6 uger	–2,2	3,85		300		
Brød	–18		4 til 6 mdr.		2,93	1,42	115		
Honning	under +10		til 2 mdr.		1,46	1,10	60		
Humle	–1,6/0	50 til 60	flere mdr.						
Is	–4	80	–	0		2,09			
Svampe	+1,1	75 til 80	til 8 mdr.						
Frø	0/+4	75 til 80	til 2 uger						
Planter	0/+2	85 til 90	3 til 6 mdr.						
Salatolie	+2,0		til 12 mdr.						
Margarine	+2,0	60 til 70	til 12 mdr.		1,34	1,05	51		

VARMALEIÐNIFASTI

λ

FYRIR ÝMIS EFNI

Varmeledningskoefficienter λ

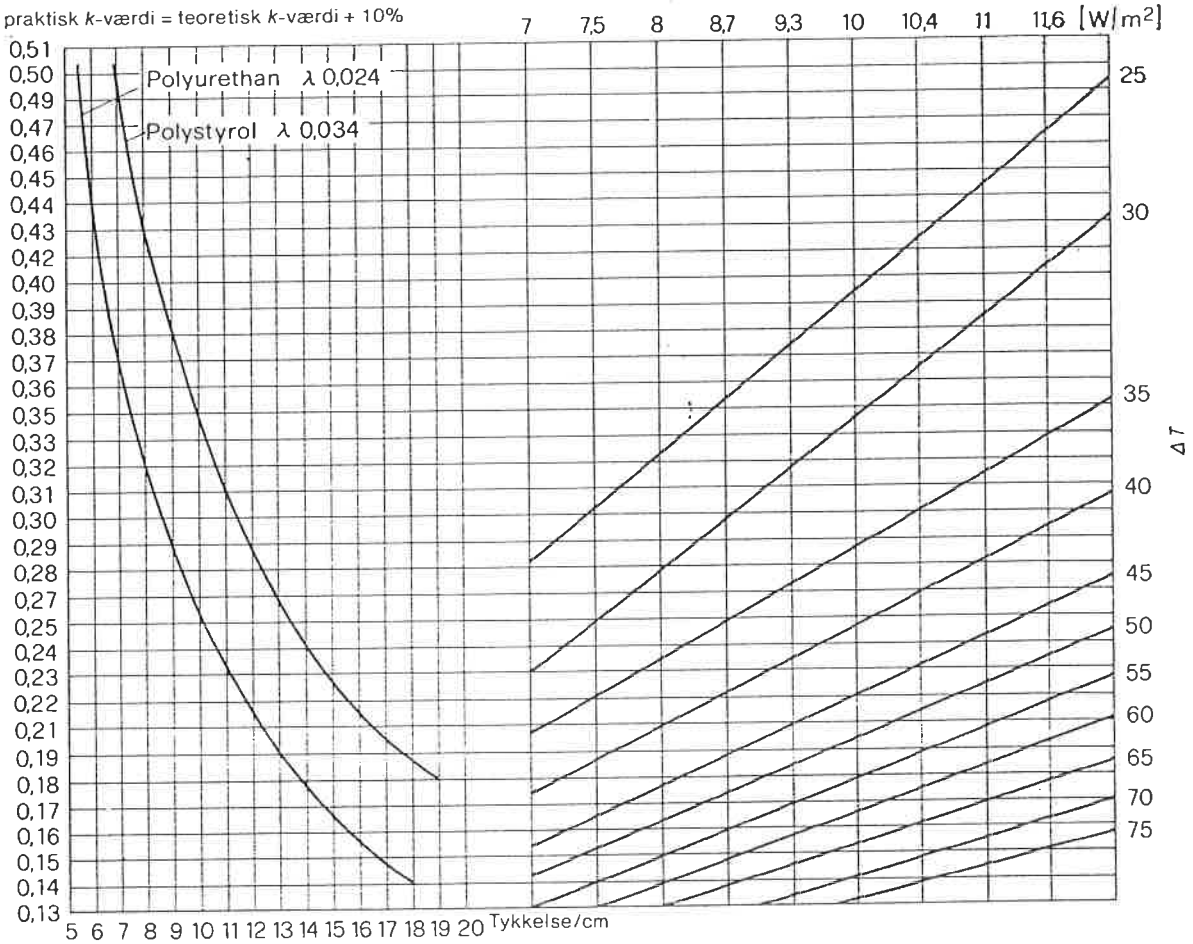
Stof	Varmeledningskoefficient i $\frac{W}{m \cdot K}$
a) **Metaller**	
Aluminium	203
Bly	35
Støbejern	50
Kobber	383
Smedejern	55
Stål	40
Zink	110
Tin	65
b) **Byggematerialer, murværk og mineraler**	
Asfalt	0,69
Beton, grusbeton	1,27
Bimsbeton	0,46
Gipsloftplader	0,25
Gipspuds	0,43
Granit	3,14
Kalksten	0,93
Kalkpuds	0,69
Marmor	2,09
Sandsten	1,27
Slaggebeton	0,58
Pimpsten	0,47
Cementpuds	0,81
Teglsten	0,87
Hulsten	0,46
c) **Ildfaste sten**	
Dinas-sten	1,08 til 1,31
Magnesit-sten	1,50 til 1,66
Silikan-sten	1,02 til 1,39
Chamotte-stampemasse	1,22 til 1,45
Chamotte	0,59 til 0,95
Diatomit »F« ildfast	0,29 til 0,44
d) **Fyldstoffer**	
Jord, groft gruset	0,52
Jord, fugtig	2,32
Flodsand, finkornet, fugtig	1,12
Flodsand, fuldstændig tørt	0,32
Korn	0,12
Høvlspåner	0,08
Trækul	0,061
Højovnsslagger	0,10
Kedelslagger	0,29
Grus	0,61
Savsmuld	0,72
Stenkul	0,18
Tørvesmuld	0,046 til 0,052

Stof	Varmeledningskoefficient i $\frac{W}{m \cdot K}$
e) **Træsorter**	
Fyr, vinkelret på fibrene	0,15
Fyr, parallelt med fibrene	0,34
Eg, vinkelret på fibrene	0,20
Eg, parallelt med fibrene	0,36
f) **Isoleringsstoffer**	
Asbet	0,15 til 0,2
Bomuld	0,055 til 0,062
Glasuld	0,052 til 0,74
Glasgarn	0,048 til 0,68
Træfiberplader	0,046 til 0,050
Expansit korkfliser, begbundet	0,036 til 0,044
Boll expansit	0,033 til 0,039
Magnesia-masse	0,047 til 0,053
Moltopren	0,039
Kieselgur, kalcineret	0,058 til 0,068
Kieselgursten	0,123

Varmeledningskoefficienter λ

	Varmeledningskoefficient i $\frac{W}{m \cdot K}$
Diatomit	0,137 til 0,15
Kunstharpiksskumstof Iporka	0,03 til 0,043
Skumglas (Foamglas)	0,050 til 0,055
Slaggeuld	0,055 til 0,069
Fåreuld	0,038 til 0,048
Silke	0,044 til 0,05
Mineraluld Novolan	0,052 til 0,07
Mineraluld Silan	0,043
Mineraluldmåtter	0,052
Stråfibre	0,045 til 0,046
Styrodur el. lign.	0,03
Styropor	0,032 til 0,055
Tørveplader	0,039 til 0,055
Varmeisolationsmasse af kieselgur	0,067 til 0,076
Cellebeton	0,056 til 0,077

Grafisk fremstilling af isolationstykkelser
Polystyrol - polyuretan



k = Varmetransmission, W pr. kvadratmeter og K $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

ΔT = Temperaturdifferens mellem inde og ude i K

$Q : k\,\Delta T$ = Varmetransmission, Watt pr. kvadratmeter $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

Kølerumsberegning: Varmeindstrømning udefra efter DIN 4701

Rum: _____ Længde: _____ Bredde: _____ Højde: _____

Areal: _____ Volumen: _____ Rumtemperatur: _____

Betegnelse	Verdenshjørne	Vægtykkelse	Længde	Bredde/højde	Areal	Fradrag	Beregnet	Koefficient k	Temperatur-forskel ΔT	$\Delta T \cdot k$	Varmeindstrømning udefra	Bemærkning
		cm	m	m	m^2	m^2	m^2	$\frac{W}{m^2 K}$	K	$\frac{W}{m^2}$	W	
Væg												
Væg												
Væg												
Dør												
Væg												
Loft	–											
Gulv	–											

HUGTÖK, FORMÚLUTÁKN, EININGAR OG TEIKNITÁKN

Ammoniak wasserfrei, verflüssigt und in Form wäßriger Lösung ist als wassergefährdend einstufen
der Stoff in der Wassergefährdungsklasse (WGK) 2 ›wassergefährdende Stoffe‹ eingestuft (16.1; 16.2). Die Einteilung der Stoffe in Wassergefährdungsklassen ermöglicht angemessene Sicherheitsvorkehrungen zum Schutz der Gewässer beim Lagern, Abfüllen, Umschlagen und Befördern wassergefährdender Stoffe. Diese Sicherheitsvorkehrungen können in allgemein differenzierenden Regelanforderungen, z. B. an Behältnisse, Lagervolumen, Anlagenausstattung, Überwachungs- und Anzeigepflichten, zum Ausdruck kommen.

Die gesetzlichen Vorschriften werden auf Länderebene in einzelnen Landesverordnungen geregelt, z. B. in Rheinland-Pfalz in der Landesverordnung über Anlagen zum Lagern, Abfüllen und Umschlagen wassergefährdender Stoffe (Anlagenverordnung – VAwS) vom 15. November 1983 und der Verwaltungsvorschrift zum Vollzug der Verordnung über Anlagen zum Lagern, Abfüllen und Umschlagen wassergefährdender Stoffe (17.1, 17.2).

Für den Betreiber gehören hierzu insbesondere:

1. die Kennzeichnungspflicht;
2. das Anbringen des Merkblattes an gut sichtbarer Stelle der Anlage; → S. 265
3. die Pflicht, das Bedienungspersonal über das Merkblatt zu unterrichten
4. das Ausstatten aller ortsfesten Lagerbehälter mit einer zugelassenen Überfüllsicherung
5. das Vorliegen einer Eignungsfeststellung bzw. Bauartzulassung. (Hierzu müssen technische Anforderungen, z. B. doppelwandige Lagerbehälter bzw. wasserundurchlässiger und gegen das Lagergut ausreichend beständiger Auffangraum für einwandige Lagerbehälter, erfüllt werden, wie sie im 2. und 3. Abschnitt der VAwS niedergelegt sind).

Eine Einleitung von wäßriger Ammoniaklösung in Oberflächengewässer ist grundsätzlich verboten. R 717 ist ein Fischgift, es verändert insbesondere den pH-Wert des Abwassers und wird auch in Kläranlagen nicht abgebaut, wenn diese keine geeignete Nitrifikationsstufe besitzen.

Wäßrige Ammoniaklösungen müssen unter Beachtung der örtlichen behördlichen Vorschriften entsorgt werden.

96.6.3 Emmissionen von dampfförmigem Ammoniak

In der Technischen Anleitung zur Reinhaltung der Luft vom 28. Februar 1986 werden für R 717 Dampf keine Grenzwerte angegeben.

Anlagen, bei denen mit Ammoniak in jeglicher Form umgegangen wird, sind so zu betreiben, daß nach dem Stand der Technik die von der Anlage ausgehenden Emissionen so gering wie möglich gehalten werden.

KT

97. Begriffe, Formelzeichen und Einheiten, grapische Symbole

97.1 Begriffe

97.1.1 Kältemaschine

Gattungsbegriff für thermische Maschinen, die bei niederer Temperatur einen Wärmestrom aufnehmen und mittels eines zugeführten Energiestromes bei höherer Temperatur wieder abgeben.

97.1.2 Kältemaschine

Kältemaschine, die zur Nutzung des bei niederer Temperatur aufgenommenen Wärmestromes betrieben wird.

97.1.3 Wärmepumpe

Kältemaschine, die zur Nutzung des bei höherer Temperatur abgegebenen Wärmestromes betrieben wird.

97.1.4 Kältemaschine für Kühl- und/oder Heizbetrieb

Kältemaschine, die zur Nutzung des bei niederer Temperatur aufgenommenen Wärmestromes und/oder zur Nutzung des bei höherer Temperatur abgegeben Wärmestromes betrieben wird, gegebenenfalls nach Umschalten des Kältemittelkreislaufes.

97.1.5 Dampfkältemaschine

Kältemaschine, in der das Kältemittel bei der Wärmeaufnahme verdampft und sich bei der Wärmeabgabe verflüssigt.

97.1.6 Verdichter-Kältemaschine

Dampfkältemaschine, in der der Kältemitteldampf durch Verdrängungs- oder Turboverdichter auf den Verflüssigungsdruck gebracht wird.

97.1.7 Kälteanlage

Anlage, bestehend aus einer oder mehreren Kältemaschinen und allen zu deren Betrieb, zur Kälteverteilung und Kälteanwendung notwendigen Maschinen, Apparaten, Geräten, Stoffen und Leistungen.

97.1.8 Kältesatz

Kältemaschine mit Antrieb oder Heizung und Zubehör, mit eingebautem oder getrennt aufgestelltem Verflüssiger, fabrikmäßig zusammengebaut, transportfähig und anschlußfertig.

97.1.9 Verflüssigungssatz

Maschinensatz zur Umwandlung von Kältemittel-Niederdruckdampf in Kältemittelflüssigkeit, bestehend aus Kältemittelverdichter, Antriebsmotor, Verflüssiger und Zubehör, fabrikmäßig zusammengebaut.

97.1.10 Verdichtersatz

Kältemittelverdichter mit Antriebsmotor und Zubehör, fabrikmäßig auf gemeinsamen Grundgestell zusammengebaut.

97.1.11 Kältemittelverdichter

Maschine zur mechanischen Verdichtung und Förderung von dampf- oder gasförmigem Kältemittel.

97.1.12 Verdrängungsverdichter

Verdichter, in dem das Kältemittel durch Vergrößerung des Verdichtungsraumes angesaugt und durch Verkleinerung dieses Raumes verdichtet und in die Druckleitung gefördert wird.

97.1.13 Offener Verdichter

Kältemittelverdichter, dessen kältemitteldichtes Gehäuse eine Durchführung für bewegliche Antriebsteile aufweist.

97.1.14 Motorverdichter

Kältemittelverdichter mit einem in gemeinsamem Gehäuse eingebauten oder am Verdichtungsgehäuse angeflanschten Motor.

97.1.15 Hermetischer Motorverdichter

Motorverdichter mit einem kältemitteldichten, nicht demontierbaren, Rotor und Wicklungen des Elektromotors einschließenden Gehäuse ohne Durchführung beweglicher Teile.

97.1.16 Halbhermetischer Motorverdichter

Motorverdichter mit einem kältemitteldichten, mit verschraubten Montageöffnungen ausgestatteten, Motorwicklung und Rotor einschließenden Gehäuse ohne Durchführung beweglicher Teile.

97.1.17 Saugdampfgekühlter Motorverdichter

Hermetischer oder halbhermetischer Motorverdichter, dessen Antriebsmotor vom angesaugten Kältemitteldampf durchströmt wird.

97.1.18 Druckdampfgekühlter Motorverdichter

Hermetischer oder halbhermetischer Motorverdichter, dessen Antriebsmotor vom verdichteten Kältemitteldampf durchströmt wird.

97.1.19 Turboverdichter

Verdichter, in dem das Kältemittel durch strömungsmechanische Energieumwandlung in sich drehenden Laufrädern und feststehenden Leiteinrichtungen stetig gefördert und verdichtet wird.

97.1.20 Verflüssiger

Wärmeaustauscher, in dem der Kältemitteldampf durch Wärmeabfuhr an ein Kühlmittel verflüssigt wird.

97.1.21 Verdampfer

Wärmeaustauscher, in dem das flüssige Kältemittel durch Wärmezufuhr aus dem zu kühlenden Stoff verdampft.

97.1.22 Flüssigkeitsabscheider

Behälter, eingebaut in die Saugleitung von Dampfkältemaschinen, um das Ansaugen von flüssigem Kältemittel durch den R-Verdichter zu vermeiden.

97.1.23 Mitteldruckbehälter

Behälter, eingebaut zwischen den einzelnen Stufen mehrstufiger Kälteanlagen, zur Rückkühlung des überhitzten Druckdampfes durch Einleiten in flüssiges Kältemittel.

97.1.24 Flüssigkeits-Saugdampf-Wärmeaustauscher
(Innerer Wärmeaustauscher)

Wärmeaustauscher, in dem das flüssige Kältemittel durch den aus dem Verdampfer kommenden Dampf unterkühlt wird.

97.1.25 Kältemittel

Arbeitsmittel, das in einer Kältemaschine umläuft, um den Wärmestrom bei niederer Temperatur aufzunehmen und bei höherer Temperatur wieder abzugeben.

97.1.26 Kälteträger

Fluid, das zum Wärmetransport zwischen den zu kühlenden Gegenständen oder Stellen und der Kältemaschine benutzt wird.

97.1.27 Wärmeträger

Fluid, das zum Wärmetransport zwischen den wärmeaufnehmenden Gegenständen oder Stellen und der Kältemaschine benutzt wird.

97.1.28 Kältemaschinenöl

Zur Schmierung des Verdichters der Verdichterkältemaschine notwendiger Schmierstoff.

97.1.29 Verdichter-Kälteleistung $\dot{Q}_{oV}$

Die Kälteleistung eines Kältemittel-Verdichters ist das Produkt aus dem Kältemittelmassenstrom durch den Verdichter und der Differenz zwischen der spezifischen Enthalpie des Kältemittels am Eintritt des Verdichters und der spezifischen Enthalpie im Zustand der gesättigten Flüssigkeit bei der Temperatur, die dem Verdichtungsdruck am Austritt des Verdichters entspricht.

97.1.30 Gesamtkälteleistung $\dot{Q}_{og}$

Die Gesamtkälteleistung ist der Wärmestrom, welcher der Umgebung durch das Kältemittel entzogen wird.

97.1.31 Nettokälteleistung $\dot{Q}_{on}$

Die Nettokälteleistung ist der Wärmestrom, der dem Kälteträger im Verdampfer vom Kältemittel entzogen wird.

97.1.32 Nutzkälteleistung $\dot{Q}_{oe}$

Die Nutzkälteleistung ist der Wärmestrom, den das Kältemittel oder der Kälteträger nutzbringend abführt.

97.1.33 Kältezahl ε_k

Die Kältezahl ist das Verhältnis der Kälteleistung zur zugeführten Antriebsleistung. Die zugrundegelegten Kälte- und Antriebsleistungen sind jeweils anzugeben.

97.1.34 Volumetrischer Kältegewinn q_{ov}

Kältegewinn bezogen auf 1 m^3/s Kältemitteldampf im Ansaugzustand des R-Verdichters. Die zugrundegelegte Kälteleistung ist anzugeben.

97.1.35 Verdampfungsleistung $\dot{Q}_o$

Die Verdampfungsleistung ist der Wärmestrom, der dem Kältemittel im Verdampfer zugeführt wird.

97.1.36 Verflüssigerleistung $\dot{Q}_c$

Die Verflüssigerleistung ist der Wärmestrom, der dem Kältemittel im Verflüssiger entzogen wird.

97.1.37 Verdichter-Wärmeleistung $\dot{Q}_{cV}$

Die Wärmeleistung eines Kältemittel-Verdichters ist das Produkt aus dem Kältemittelmassenstrom durch den Verdichter und der Differenz zwischen der spezifischen Enthalpie des Kältemittels am Austritt des Verdichters und der spezifischen Enthalpie im Zustand der gesättigten Flüssigkeit bei der Temperatur, die dem Verdichtungsdruck am Austritt des Verdichters entspricht.

97.1.38 Gesamtwärmeleistung der Verdichter-Kältemaschine $\dot{Q}_{cg}$

Die Gesamtwärmeleistung der Verdichter-Kältemaschine ist der Wärmestrom, welcher der Umgebung durch das Kältemittel zugeführt wird.

97.1.39 Nettowärmeleistung der Verdichter-Kältemaschine $\dot{Q}_{cn}$

Die Nettowärmeleistung der Verdichter-Kältemaschine ist der Wärmestrom, der dem Wärmeträger im Verflüssiger durch das Kältemittel zugeführt wird.

97.1.40 Wärmezahl ε_w

Die Wärmezahl ist das Verhältnis der Wärmeleistung zur zugeführten Antriebsleistung. Die zugrundegelegten Wärme- und Antriebsleistungen sind jeweils anzugeben.

97.1.41 Volumetrischer Wärmegewinn q_{cv}

Wärmegewinn, bezogen auf 1 m^3/s Kältemitteldampf im Ansaugzustand des Verdichters. Die zugrundegelegte Wärmeleistung ist anzugeben.

97.1.42 Gütegrad

Verhältnis der theoretischen Leistungsaufnahme im Vergleichungsprozeß zur tatsächlichen Leistungsaufnahme bei derselben Kälteleistung bzw. Wärmeleistung, wobei das Verhältnis bezogen werden kann auf die gesamte, Klemmen-, indizierte oder die effektive Leistungsaufnahme.

97.1.43 Wirkungsgrad

Verhältnis zweier meßbarer mechanischer oder elektrischer Leistungen.

97.1.44 Liefergrad

Verhältnis des angesaugten Volums, bezogen auf den Ansaugzustand, zum geometrischen Hubvolum eines Verdrängungsverdichters.

97.1.45 Normtemperaturen

Normtemperaturen sind vereinbarte Temperaturen zur einheitlichen Festlegung von Betriebsbedingungen, für die die Kälteleistung oder Wärmeleistung einer Kältemaschine, eines Kältemittel-Verdichters, einer Kälteanlage oder eines Kältesatzes angegeben wird. Sie haben die Bedeutung von Vergleichstemperaturen und sollen nach Möglichkeit in der Nähe der wahren Betriebstemperaturen liegen, müssen jedoch mit diesen nicht identisch sein.

97.2 Formel- und Einheitszeichen im Kälteanlagenbau

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheitszeichen
A	Fläche	m^2
a	Beschleunigung	m/s^2
$1/\alpha$	Wärmeübergangswiderstand	$m^2 \cdot K/W$
b	Barometerstand	hPa
C	Strahlungskoeffizient	$W/m^2 \cdot K^4$
c	spez. Wärmekapazität	$kJ/kg \cdot K$
c_p	spez. Wärmekapazität bei p = Konstant	$kJ/kg \cdot K$
c_v	spez. Wärmekapazität bei v = Konstant	$kJ/kg \cdot K$
D, d	Durchmesser, Dicke	m
F	Kraft	N
F_G	Gewichtskraft	N
g	Fallbeschleunigung = 9,80665	m/s^2
h	spezifische Enthalpie	kJ/kg
i	Anzahl	–
j	Diffusionsstromdichte	$kg/m^2 \cdot h$
k	Wärmedurchgangs-Koeffizient	$W/m^2 \cdot K$
$1/K$	Wärmedurchgangs-Widerstand	$m^2 \cdot K/W$
L, l	Länge	m
l_H	Kolbenhub	m
M	Moment	$N \cdot m$
M	Molmasse	kg/kmol
m	Masse	kg
m_K	Kälteträger-Massenstrom	kg/s
m_R	Kältemittel-Massenstrom	kg/s
m_W	Wärmeträger-Massenstrom	kg/s
n	Drehfrequenz	1/min
n	Polytropenexponent	–
P	Leistung	W, kW
p_c	Verflüssigungsdruck	Pa, bar
p_o	Verdampfungsdruck	Pa, bar
p_z	Zwischendruck	Pa, bar
p_{amb}	Umgebungsdruck	Pa, bar
p_{v1}	Saugstutzen	Pa, bar
p_{v2}	Druckstutzen	Pa, bar
Q	Wärmeenergie	kJ
ε_c	Kältezahl nach dem *Carnot*-Prozeß	–
ε	effektive Kältezahl	–
x	Dampfgehalt	–
x	absoluter Wassergehalt feuchter Luft	g/kg
ε	schädlicher Raum	–
ε	Wärmeverhältnis	–
ε_s	Kältezahl isentrop	–
ε_i	Kältezahl indiziert	–

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheitszeichen
ε_{Kl}	*Kältezahl in Bezug auf die Motorklemmenleistung*	–
η	Wirkungsgrad, Gütegrad	–
η_c	Gütegrad nach dem *Carnot*-Prozeß	–
η_e	effektiver Gütegrad	–
η_i	*indizierter Gütegrad*	–
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	–
η_{vol}	volumetrischer Wirkungsgrad	–
η_g	Gütegrad	–
$\eta_ü$	Übertragungsgütegrad	–
P_{is}	isentrope Verdichtungsleistung	W, kW
P_e	an der Welle aufgenommene Leistung	W, kW
P_i	indizierte Verdichtungsleistung	W, kW
P_{HD}	Leistungsaufnahme der Hochdruckstufe	W, kW
P_{Kl}	Leistung an den Klemmen des Motors	W, kW
P_M	Motor-Nennleistung	W, kW
P_L	Ventilatorleistung	W, kW
P_{ND}	Leistungsaufnahme der Niederdruckstufe	W, kW
P_P	Pumpenleistung	W, kW
	Kälteleistung	
$\dot{Q}_o$	ohne Überhitzung, ohne Unterkühlung	W, kW
$\dot{Q}_o$	mit Überhitzung, mit Unterkühlung	W, kW
$\dot{Q}_o$	mit Überhitzung, ohne Unterkühlung	W, kW
$T_o = t_o$	Verdampfungstemperatur	K, °C
$T_1 = t_1$	des überhitzten Kältemittels am Saugstutzen des Kältemittelverdichters (Saugdampftemperatur)	K, °C
$T_2 = t_2$	am Druckstutzen des Kältemittelverdichters	K, °C
$T_c = t_c$	Verflüssigungstemperatur	K, °C
$T_3 = t_3$	des unterkühlten Kältemittels v. d. Regelventil	K, °C
$T_z = t_z$	Sättigungstemperatur des Mitteldrucks p_z	K, °C
$T_1' = t_1'$	Überhitzungstemperatur am Verdampferausgang	K, °C
$T_{amb} = t_{amb}$	Umgebungstemperatur bezogen auf den Kälteverdichter	K, °C
$\dot{Q}_c$	Wärmestrom – Verflüssigungsleistung	W, kW
$\dot{Q}_o$	Kälteleistung – Verdampfungsleistung	W, kW
$\dot{Q}_{oV}$	Verdichter – Kälteleistung	W, kW
$\dot{Q}_{Wp}$	Wärmepumpenheizleistung	W, kW
$\dot{Q}_{oe}$	Nutzkälteleistung	W, kW
$\dot{Q}_{og}$	Gesamtkälteleistung	W, kW
$\dot{Q}_{ON}$	Nettokälteleistung	W, kW
q	Schmelz- bzw. Erstarrungsenthalpie	kJ/kg
q_o	spez. Kältegewinn	kJ/kg
q_{ON}	spez. Nutzkältegewinn	kJ/kg
q_{oV}	spez. Kältegewinn des R-Verdichters	kJ/kg
q_c	spez. Wärmegewinn	kJ/kg
q_{vo}	volumetrischer Kältegewinn	kJ/m³
R	spez. Gaskonstante	N · m/kg · K

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheitszeichen
R	Wärmeleitwiderstand	$m^2 \cdot K/W$
r	Verdampfungs-Enthalpie	kJ/kg
s	spezifische Entropie	kJ/kg · K
T	thermodynamische Temperatur	K
t	Celsius-Temperatur	°C
t_K	Temperatur des Kälteträgers	°C
u	spez. innere Energie	kJ/kg
V	Volum	m^3
$\dot{V}$	Volumstrom	m^3/s
$\dot{V}_{HUB}$	erforderlicher Hubvolumstrom (λ berücksichtigt)	m^3/s
$\dot{V}$	geom. Hubvolum des Kältemittelverdichters	cm^3
$\dot{V}_{tat}$	tatsächlicher Hubvolumstrom	m^3/s
$\dot{V}_{v1}$	Ansaugvolumstrom	m^3/s
$\dot{V}_{v2}$	Volumstrom am Druckstutzen	m^3/s
v	spez. Volum	m^3/kg
$\dot{V}_g$	geometrischer Hubvolumstrom	m^3/s
W	Arbeit, Energie	J, kJ, Ws, kWh
w	Geschwindigkeit	m/s
i	Umwälzfaktor	–
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W/m^2 \cdot K$
δ	Wanddicke, Schichtdicke	m
ε	Kältezahl	–
$T_{amb} = t_{amb}$	Umgebungstemperatur des gekühlten o. klimatisierten Raumes, T_a kann gleich T_r, T_a sein	K, °C
$T_I = t_I$	Innentemperatur des gekühlten oder klimatisierten Raumes	K, °C
$T_L = t_L$	Kühllufttemperatur	K, °C
$T_S = t_s$	Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit	K, °C
t_T	Taupunkttemperatur	°C
	Feuchtkugeltemperatur	°C
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ΔT_m	mittlere log. Temperaturdifferenz	K
η	dynamische Viskosität	Pa s
$\varkappa$	Isentropenexponent	–
n	Polytropenexponent	–
λ	Liefergrad	–
ν	kinematische Viskosität $\left(\frac{\eta}{\varrho}\right)$	m^2/s
ϱ	Dichte	kg/m^3; kg/dm^3
τ	Zeit	s, h, d
φ	relative Feuchte	–
λ	Wärmeleitkoeffizient, Wärmeleitfähigkeit	$W/m \cdot K$
β	Volumausdehnungskoeffizient	1/K
α	Längenausdehnungskoeffizient	1/K

97.3 Bildzeichen und Kennbuchstaben für Messen, Steuern, Regeln (DIN 19227)

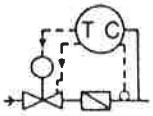
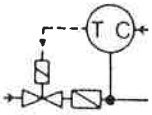
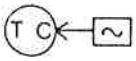
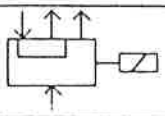
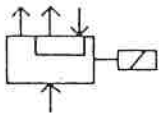
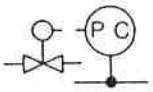
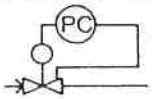
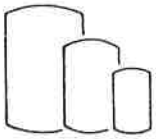
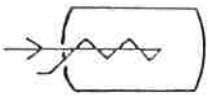
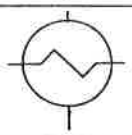
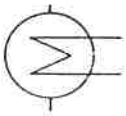
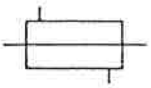
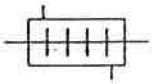
MSR-Einrichtung	Benennung
PI	Druckmessung (Manometer) ÞRÝSTIMÆLIR
LI	Standmessung (Standglas) STÖÐUMÆLIR, MÆÐARGLAS
PDI	Diff.-Druckmessung MISMUNAR ÞRÝSTIMÆLIR
FR	Durchflußmessung RENNSLISMÆLING
TI	Temperaturmessung HITASTIGSMÆLING
TR	Messung der Lagertemperatur MÆLING Á KLEFAHITASTIGI
PZ⁺	Drucknotbetätigung HD HÁÞRÝSTI NEYÐAR - stjórnun -
PZ⁻	Drucknotbetätigung ND LÁGÞRÝSTI NEYÐAR - stjórnun -
PC⁺	Druckregelung HD HÁÞRÝSTI STILLIR
PC⁻	Druckregelung ND LÁGÞRÝSTI STILLIR
TIC	Temperaturregelung HITASTIGS STILLING
PZA⁺	Drucknotbetätigung mit Meldung in der Meßwarte HÁÞRÝSTI NEYÐAR STÝRING MEÐ BREYTINGU Á MÆLIGILDI ?
Kenn-buchstabe	**Meßgröße (DIN 19227)**
A	Grenzwertmeldung, Alarm MARKGILDISVARI — VIÐVÖRUN —
C	selbsttätige Regelung, Steuerung SJÁLFVIRK STILLING
I	Anzeige VÍSUN VÍSIR
L	Stand (Flüssigkeitsstand) STAÐA VÖKVAYFIRBORÐ
M	Feuchte RAKI
P	Druck ÞRÝSTINGUR
T	Temperatur HITASTIG
Z	Noteingriff, Sicherung durch Auslösung NEYÐAR - ÖRYGGIR - ÚT
+	oberer Grenzwert EFRA MARKGILDI
/	Zwischenwert MIÐALGILDI
–	unterer Grenzwert NEÐRA MARKGILDI

97.4 Graphische Symbole für RI-Fließbilder (DIN 8972 T 2)

Graphisches Symbol TÁKN	Benennung HEITI
	Rohrleitung, allgemein RÖRALÖGN (ALMENNT)
1,0 mm	Kältemittel, Hauptkreislauf VARMAMIÐILL, AÐALHRINGRÁS
0,5 mm	Kältemittel, Nebenkreislauf — ~ — HLIÐARHRINGRÁS
1,0 mm	Lösungen LÖSUN, ÚTLEIÐSLA, ÚTBLÁSTUR

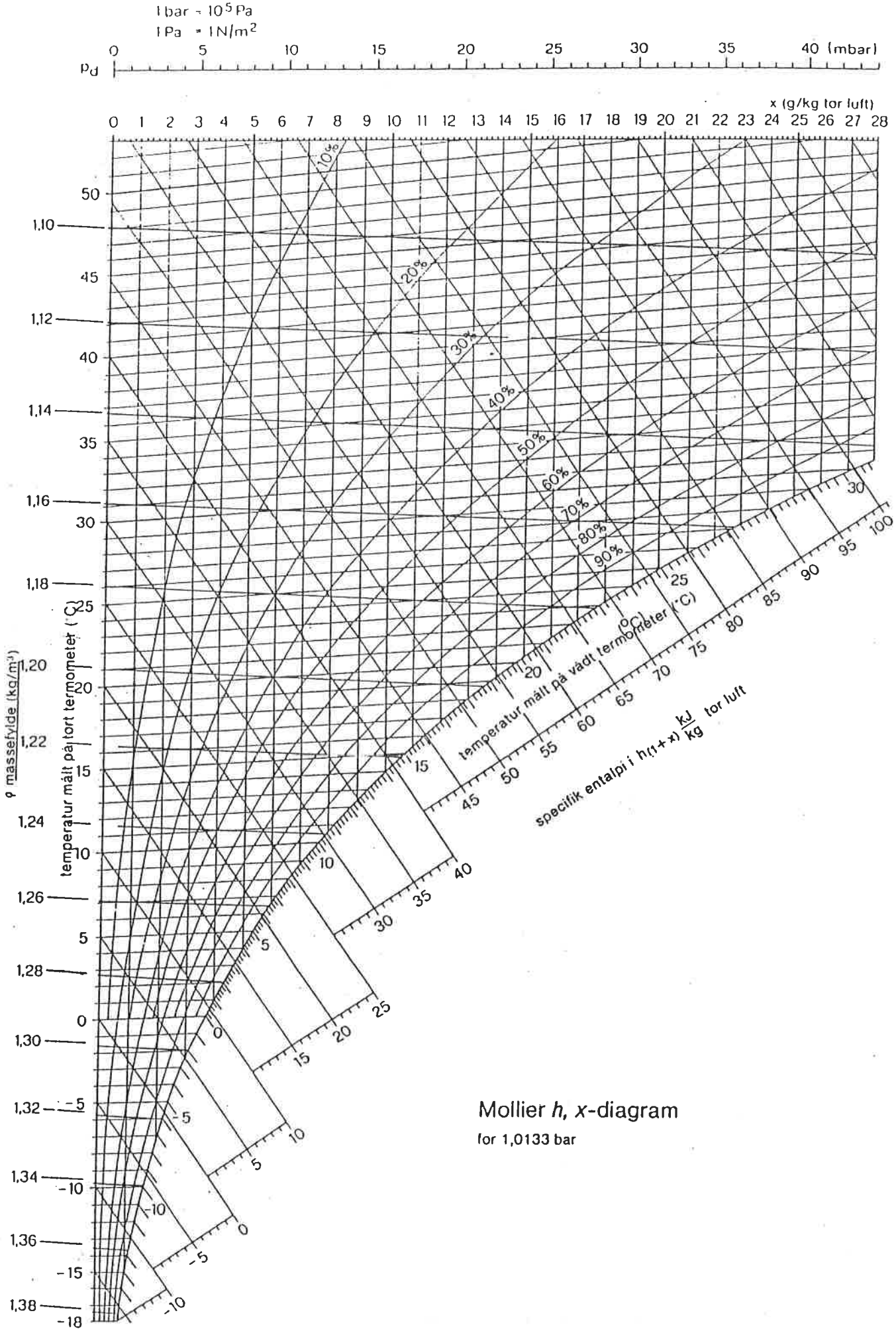
Graphisches Symbol TÁKN	Benennung HEITI
0,5 mm	Kühlwasser KÆLIVATN, SVALAVATN
0,25 mm	Sonstige Stoffe z. B. Öl ÝMIS EFNI T.D. OLÍA
	Kapillare KAPILLAR RÖR
0,25 mm	Prozeß-Impulsleitung KERFIS "IMPULS" LEIÐSLA
0,25 mm	Wirklinie, allgemein ÁHRIFALÍNA (ALMENNT)
0,5 mm	Rohrleitung mit Angabe der Fließrichtung RÖRLÖGN M/STREYMISÁTT.
5%	Rohrleitung mit Gefälle RÖRLÖGN M/5% HALLA
ID 20	Leitung mit Wärmedämmung z. B. ID 20 = 20 mm LEIÐSLA M/EINANGRUN T.D. 20mm
	Bewegliche Leitung z. B. Schlauch SVEIGJANLEG LÖGN SLANGA
	Pfeil, Eingang wichtiger Stoffe TÖR SÝNIR INNSTREYMI ÞÝÐINGARMIKILS EFNIS
	Pfeil, Ausgang wichtiger Stoffe TÖR SÝNIR ÚTSTREYMI
	Kreuzung von Leitungen ohne Verbindung LAGNIR ÁN TENGINGA
	Kreuzung mit Verbindung LAGNIR MEÐ TENGINGU
	Abzweig mit Verbindung GREINING (MEÐ TENGINGU)
DN 28/35	Reduzierung, allgemein RÖRA MINNKUN (ALMENNT)
28 / 22	Übergang in der Nennweite BREYTING Á RÖRASTÆRÐUM
	Rohrverbindung, allgemein RÖRATENGING (ALMENNT)
	Rohrleitungskompensator ohne Darstellung der Verbindungsart
	Syphon, Ölhebebogen VÖKVALÁS, OLÍULYFTA
	Ablauftrichter AFLOFTARI
	Spritzdüse ÍRIR
	Schalldämpfer, allgemein HLJÓÐDEYFIR (ALMENNT)
	Flüssigkeitsfilter, allgemein VÖKVASÍA
	Kältemittel-Filtertrockner, Durchgangsform VARMAMIÐILS SÍA/ÞURRKARI (BEINTSTREYMI)

Graphisches Symbol TAKN:	Benennung HEITI:
	Kältemittel-Filtertrockner, Eckform VARHAMÍÐILS ÞURRKARI / SÍA 90% STREYMISBREYTING.
	Schauglas mit Indikator SJÓNGLAS M/RAKAVARA
	Niederdruck-Schwimmer-Regler öffnet bei fallendem Stand LÁGÞRÝSTI FLOT-STILLIR, OPNAR VIÐ FALLANDI YFIRB
	Hochdruck-Schwimmer-Regler öffnet bei steigendem Stand HÁÞRÝSTI FLOT-STILLIR OPNAR VIÐ STÍGANDI YFIRBORÐ.
	Durchgangs-Absperrventil mit Handbetätigung HANDVIRKUR STOPPLOKI
	Absperrventil in Eckform STOPPLOKI HNEFORM
	Dreiwege-Absperventil, Umschaltventil ÞRÍGANGS STOPPLOKI / SKIPTILOKI
	Vierweg-Ventil FJÓRGANGS LOKI (KROSSLOKI)
	Rückschlag-Durchgangsventil EINSTEFNULOKI
	Schraderventil/Kontrollventil
	Durchgangssicherheits-Ventil mit Federbelastung GORMLESTAÐUR ÖRYGGISLOKI, BEINN
	Absperrdurchgangsventil betriebsmäßig nicht absperrbar
	Sicherheits-Eckabsperrventil mit Federbelastung GORML. ÖRYGGISLOKI, HNÉFORM
	Berstscheibe BROTSKÍFA, ÖRYGGI
	Meßblende MÆLIBLENDA
	Stellantrieb durch Hilfsenergie, allgemein STILLIR MEÐ HJÁLPARKRAFTI (ALMENNT)
M	Armatur mit Elektromotor RAFMÓTOR LOKI
	Armatur mit Elektromagnetantrieb (Magnetventil) SEGULLOKI
	Absperrventil-Eckform betriebsmäßig nicht absperrbar STILLIHNE
P C	Automatisches Regelventil SJÁLFVIRKUR STILLILOKI (P → ÞRÝSTINGUR)
T C	Thermostatisches Regelventil mit innerem Druckausgleich HITASTILLIR M/INNRI ÞRÝSTINGS JÖFNUN

Graphisches Symbol TÁKN:	Benennung HETTI:
	Thermostatisches Regelventil mit äußerem Druckausgleich HITASTILLIR M/YTRI ÞRÝSTINGS ÚTJÖFNUN
	 Elektronisches Regelventil mit Sensor RAFEINDA STILLIR M/NEMA
	Umsteuerventil für Kältemittel Heiß-Kaltdampf, mit Elektromagnetantrieb (Normaleinstellung) SEGULSTYÐUR SKIPTILOKI (NORMALSTAÐA)
	Umsteuerventil für Kältemittel (Aktivstellung) SKIPTILOKI F/VARMAMIÐIL (VIRKSTAÐA)
	Kühlwasser-Regler (druckgesteuert), SVALAVATNS STILLIR (ÞRÝSTISTÝRÐUR)
	Konstantdruckventil mit eingebautem Sollwertgeber JAFNÞRÝSTILOKI M/INNBYGGÐUM KIÖRGILDISNEMA
	Behälter mit gewölbtem Boden, Druckbehälter ÞRÝSTIHYLKI M/KÚPUÐUM BOTNUM
	Behälter mit Einsteckrohrschlange HYLKI M/RÖRSPIRAL (INNBYGGÐUM)
	Wärmeaustauscher mit Kreuzung der Stoffflüsse KROSS STREYMIS VARMASKIPTR
	Wärmeaustauscher mit Kreuzung der Fließlinien VARMASKIPTIR, ÞAR SEM YTRI LAGNIR KROSSAST
	Wärmeaustauscher ohne Kreuzung der Stoffflüsse VARMASKIPTIR, ÞAR SEM YTRI LAGNIR KROSSAST EKKI
	Einsteckrohrschlange RÖRASPIRALL M/INN-ÚTSTR. SÖMU MEGIN
 EL	Wärmeaustauscher – Elektrowiderstandsheizung (EL) VARMASKIPTIR – RAFHITUN –
	Doppelrohr-Wärmeaustauscher VARMASKIPTR M/TVÖFOLDUM RÖRUM
	Rippenrohr-Wärmeaustauscher VARMASKIPTIR M/RIBBURÖRUM (M/FÖNUM)
	Rohrbündel-Wärmeaustauscher mit Festböden VARMASKIPTIR M/RÖRABÚNTI OG ENDALOKUM

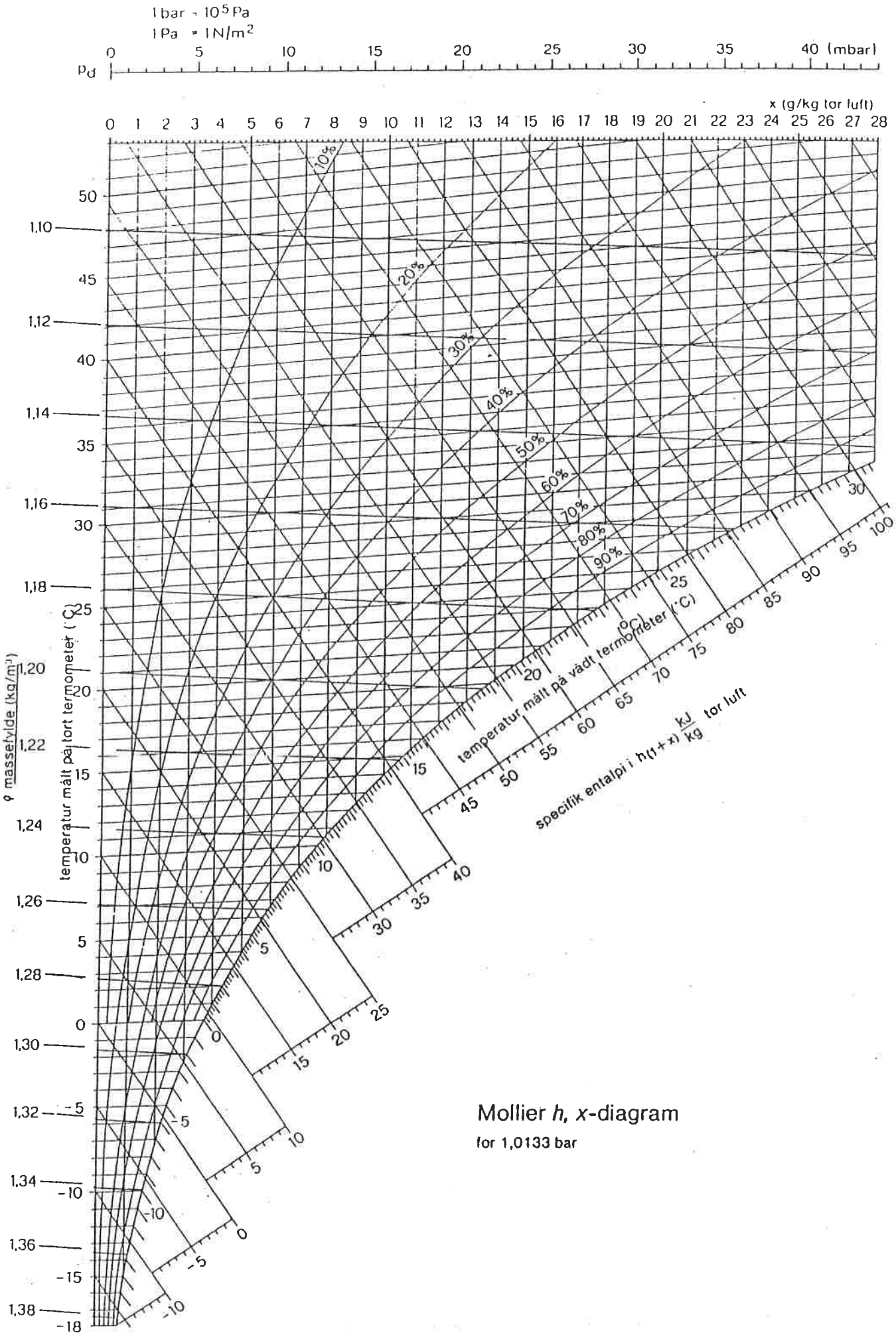
Graphisches Symbol TÁKN:	Benennung HEITI:
	Luftgekühlter-Rippenrohrwärmeaustauscher (z. B. Verdampfer mit Axiallüftung) EIMIÐ M/ AXIAL BLÁSARA VARMASK. M/RIBBURÖRUM OG AXIALVIFTU.
	Druckbehälter mit Dampfdom ÞRÝSTIHYLKI M/EIMHETTU
	Naß-Kühlturm mit saugendem Lüfter KÆLITURN M/ SOGBLÁSARA
	Verdunstungsverflüssiger mit saugendem Axial-Lüfter HULDUVARMA VARMASKIPTIÐ M/ SOGBLÁSARA (AXIAL)
	Prallabscheider VÖKVASKILJA M/PRELLBLÖÐUM
	Öl-Abscheider mit Schwimmer OLÍUSKILJA M/FLOTI
	Kältemittel-Flüssigkeits-Abscheider VARMAMIÐILSVÖKVASKILJA
	Flüssigkeitspumpe, allgemein VÖKVADÆLA (ALMENNT)
	Hubkolbenverdichter BULLUÞJAPPA -DÆLA
	Drehkolbenverdichter SNÚNINGSBULLUÞJAPPA (SPJALDADÆLA)
	Turboverdichter TÚRBÍNUÞJAPPA -DÆLA
	Schraubenverdichter SKRÚFUÞJAPPA - DÆLA
M	Motorverdichter, saugdampfgekühlt HERMETÍSKÞJAPPA SEMIHERM. ÞJAPPA M/SOGGASKELDUM MÓTOR
	Axial-Ventilator AXIALBLÁSARI - VIFTA
	Radial-Ventilator RADIALBÁSARI - VIFTA

EYÐUBLÖÐ h, x -diagröm



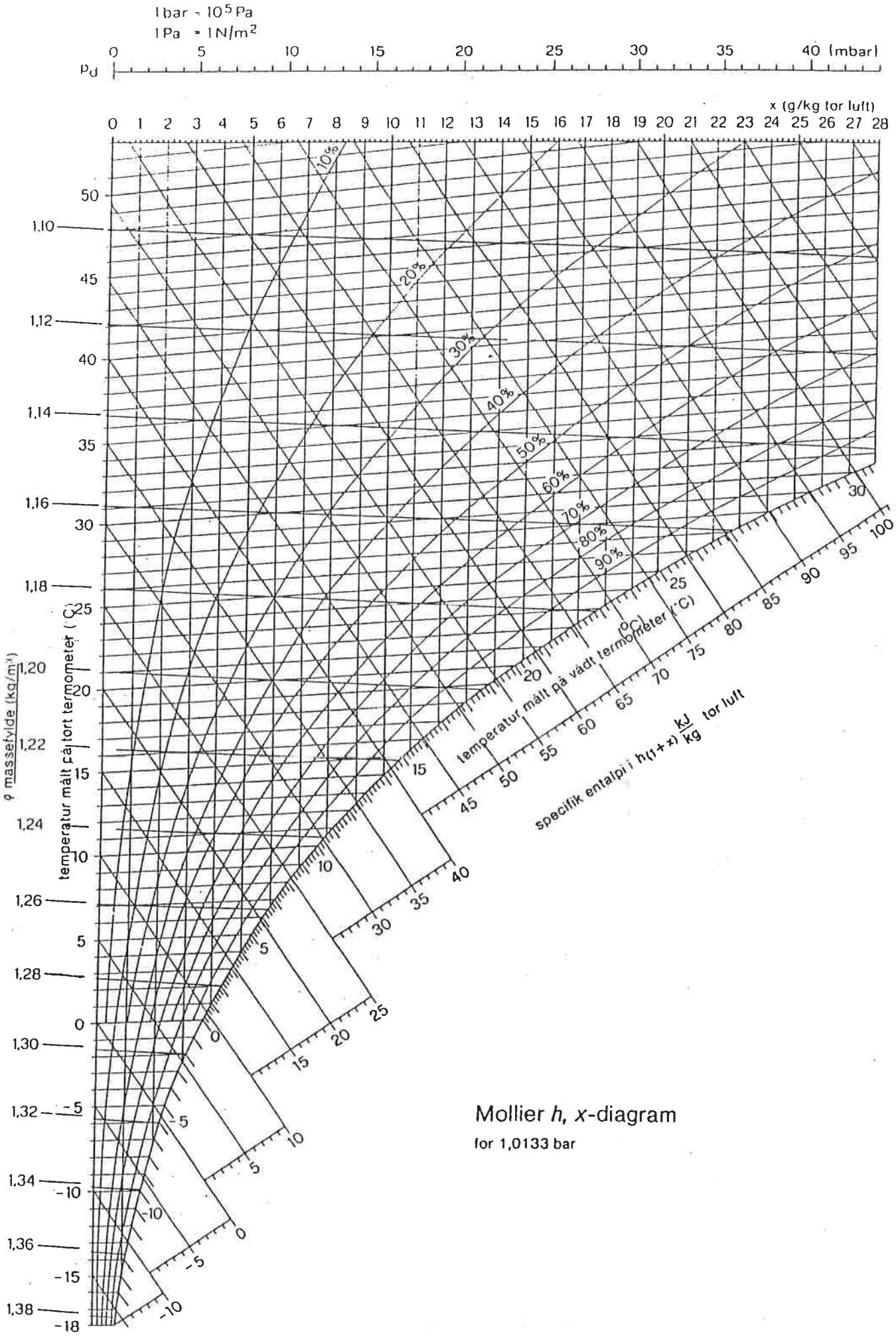
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



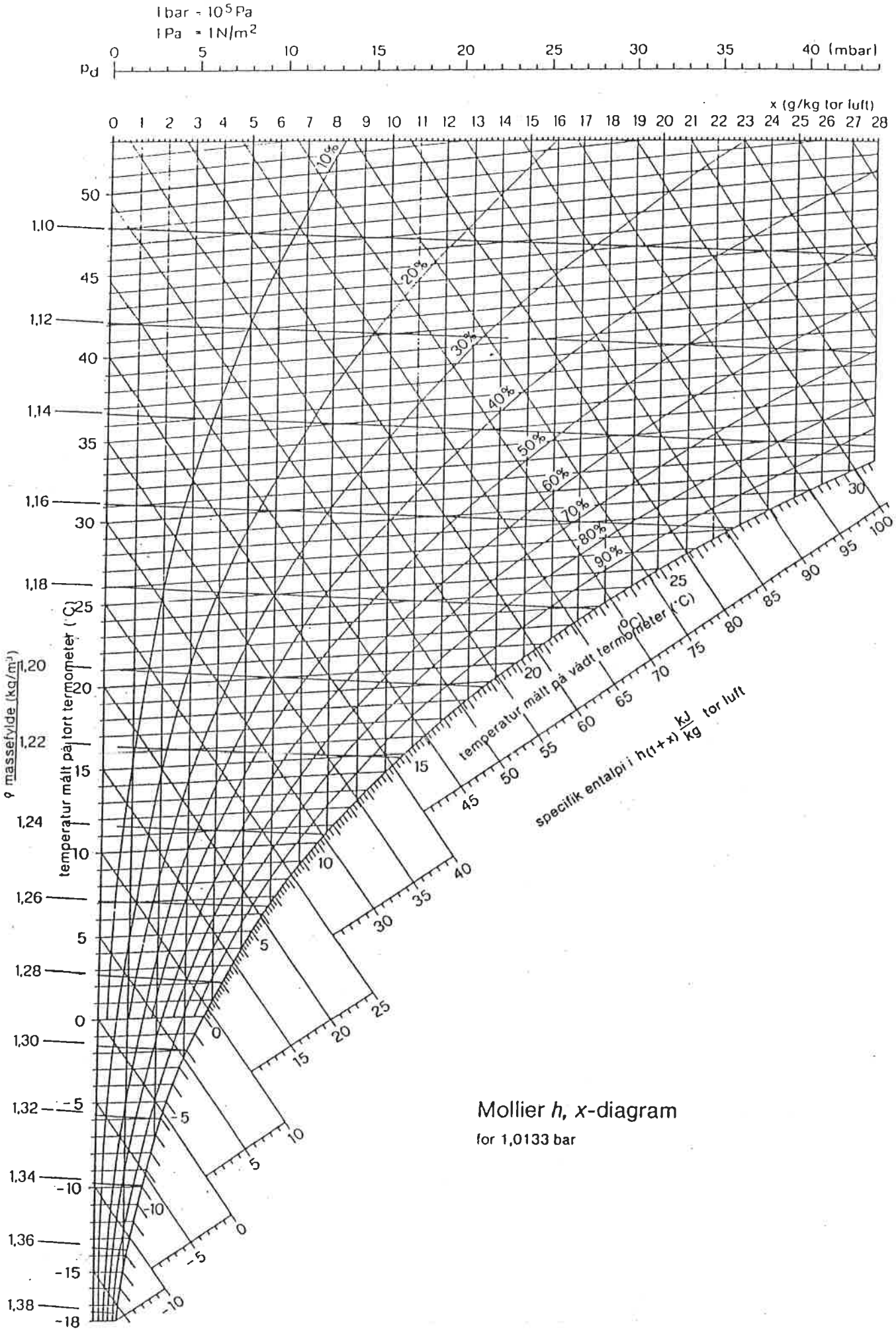
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



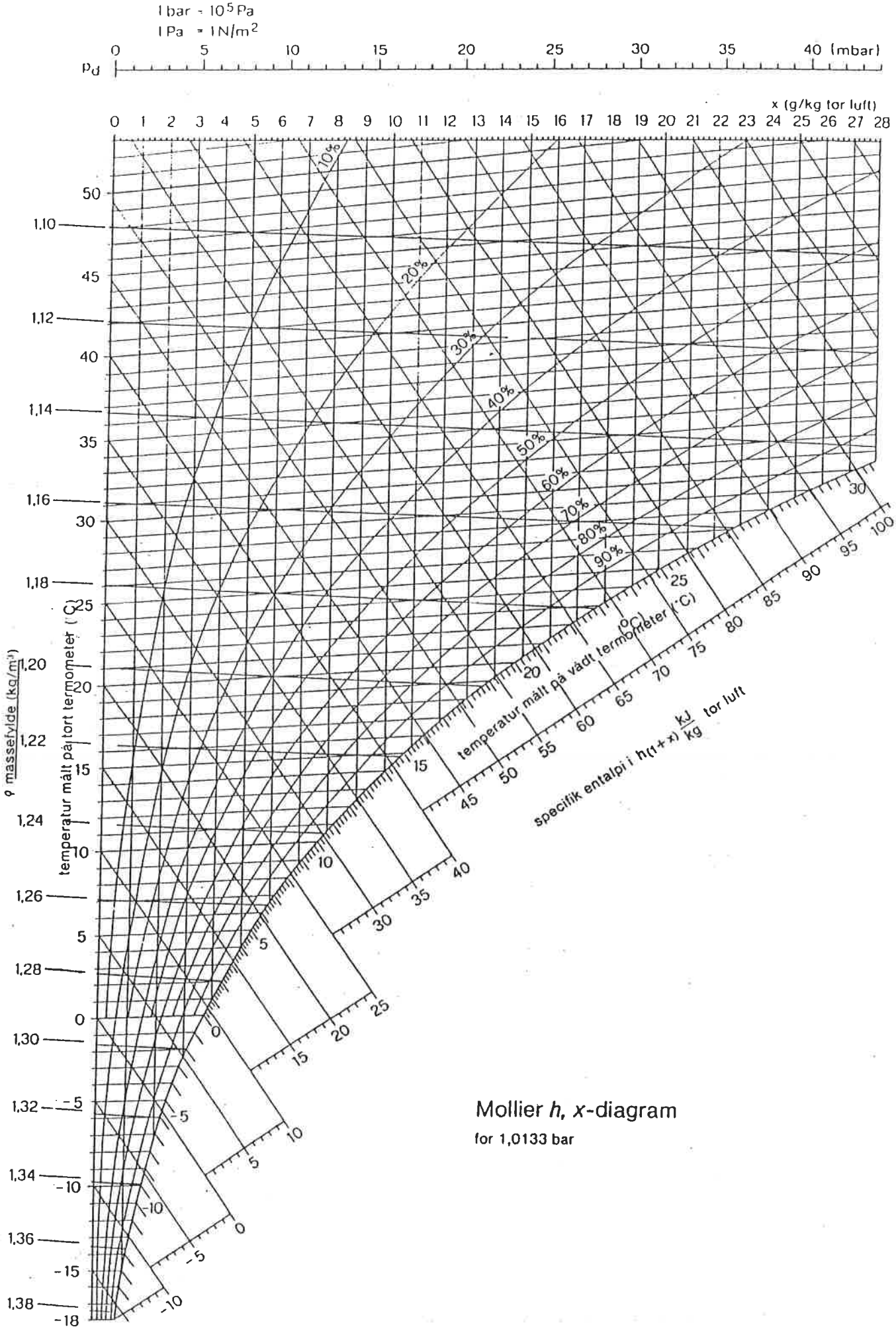
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



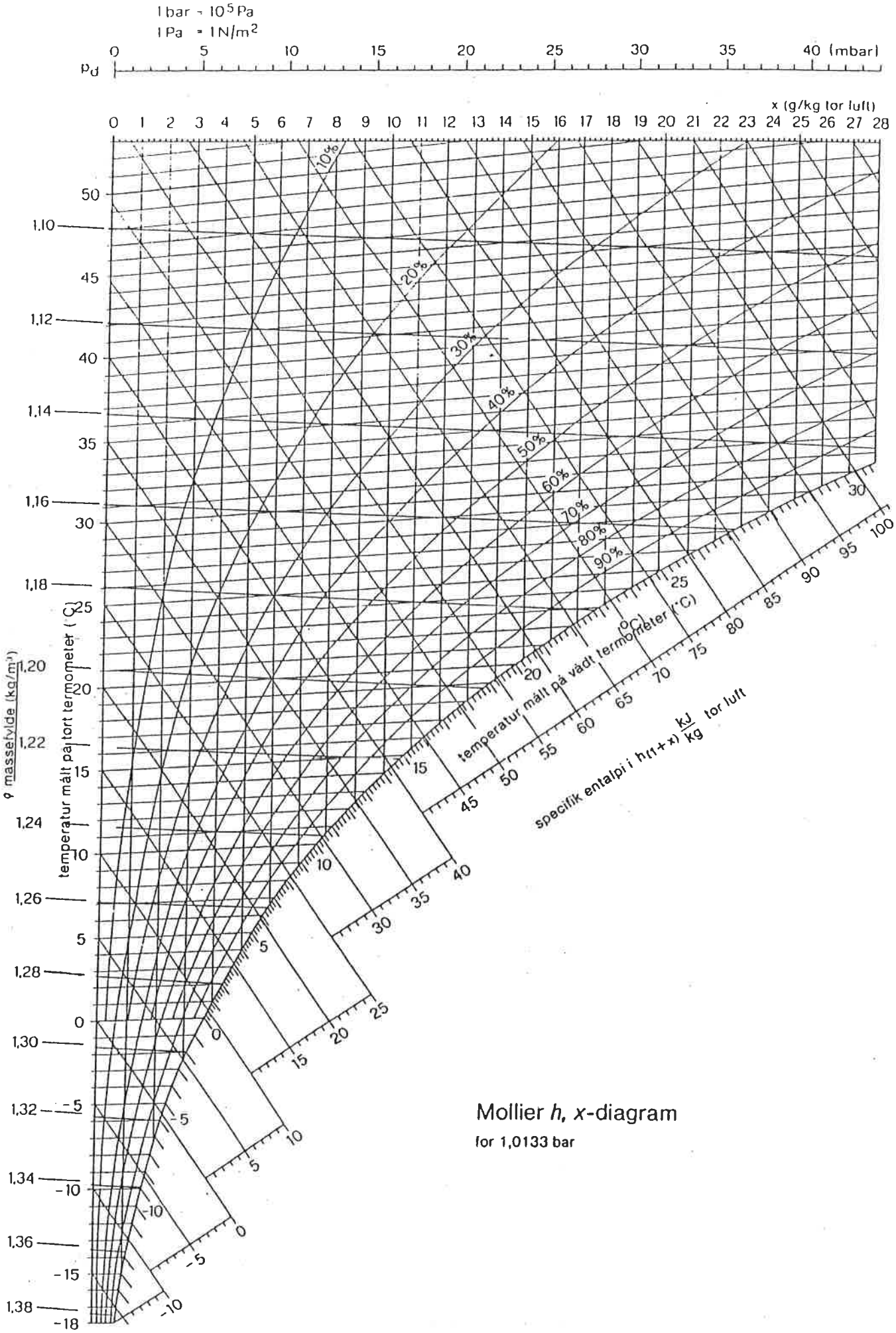
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



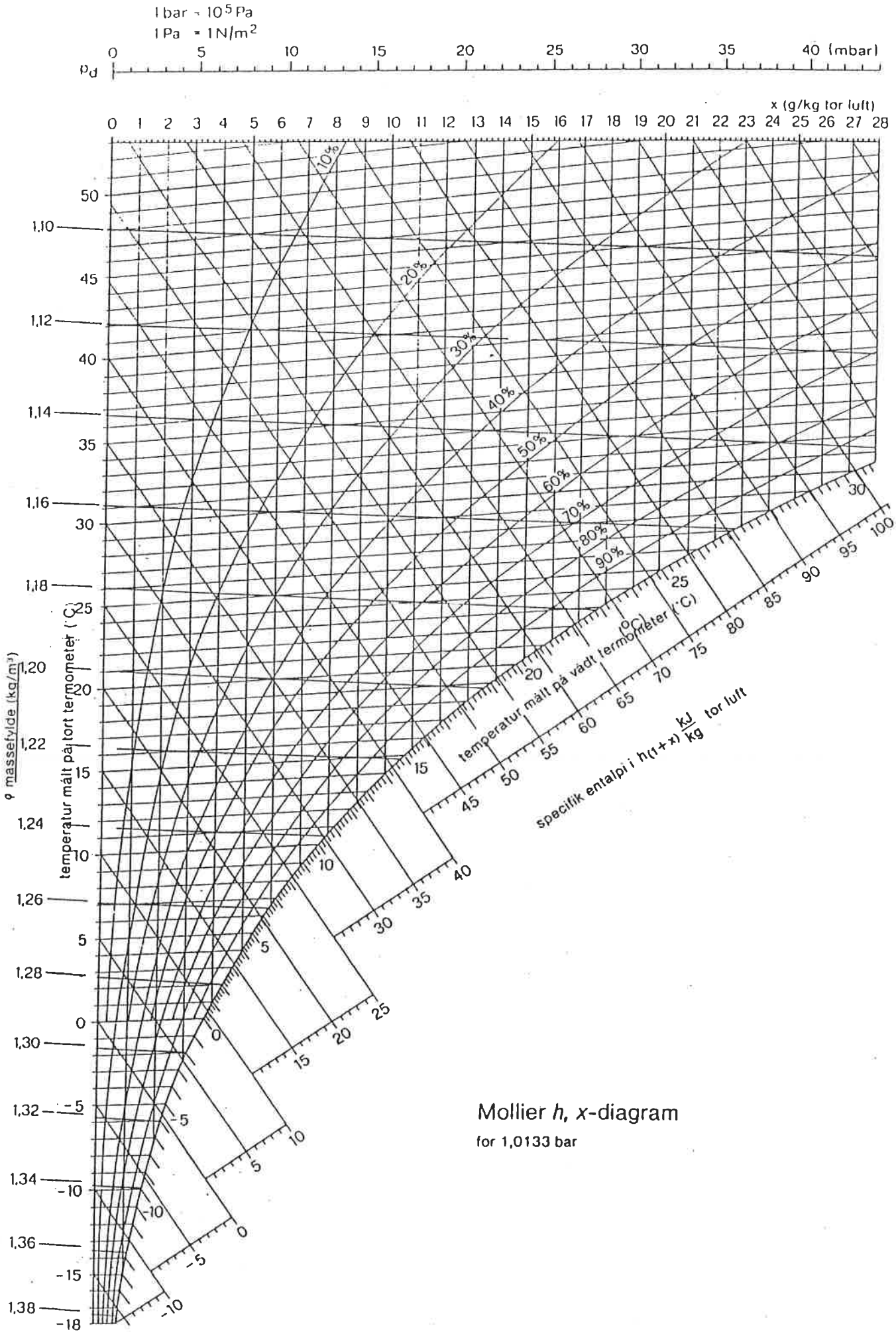
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



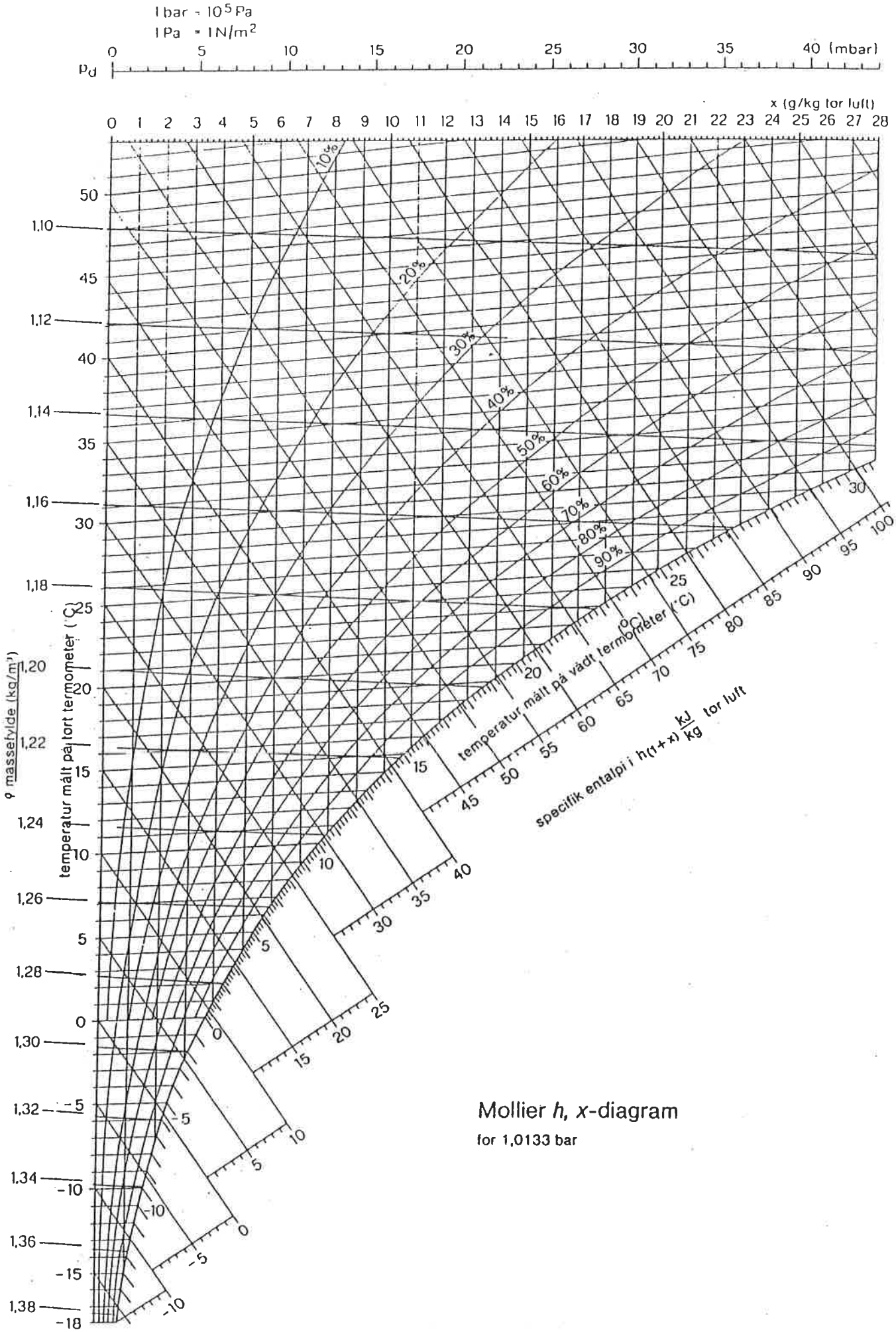
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



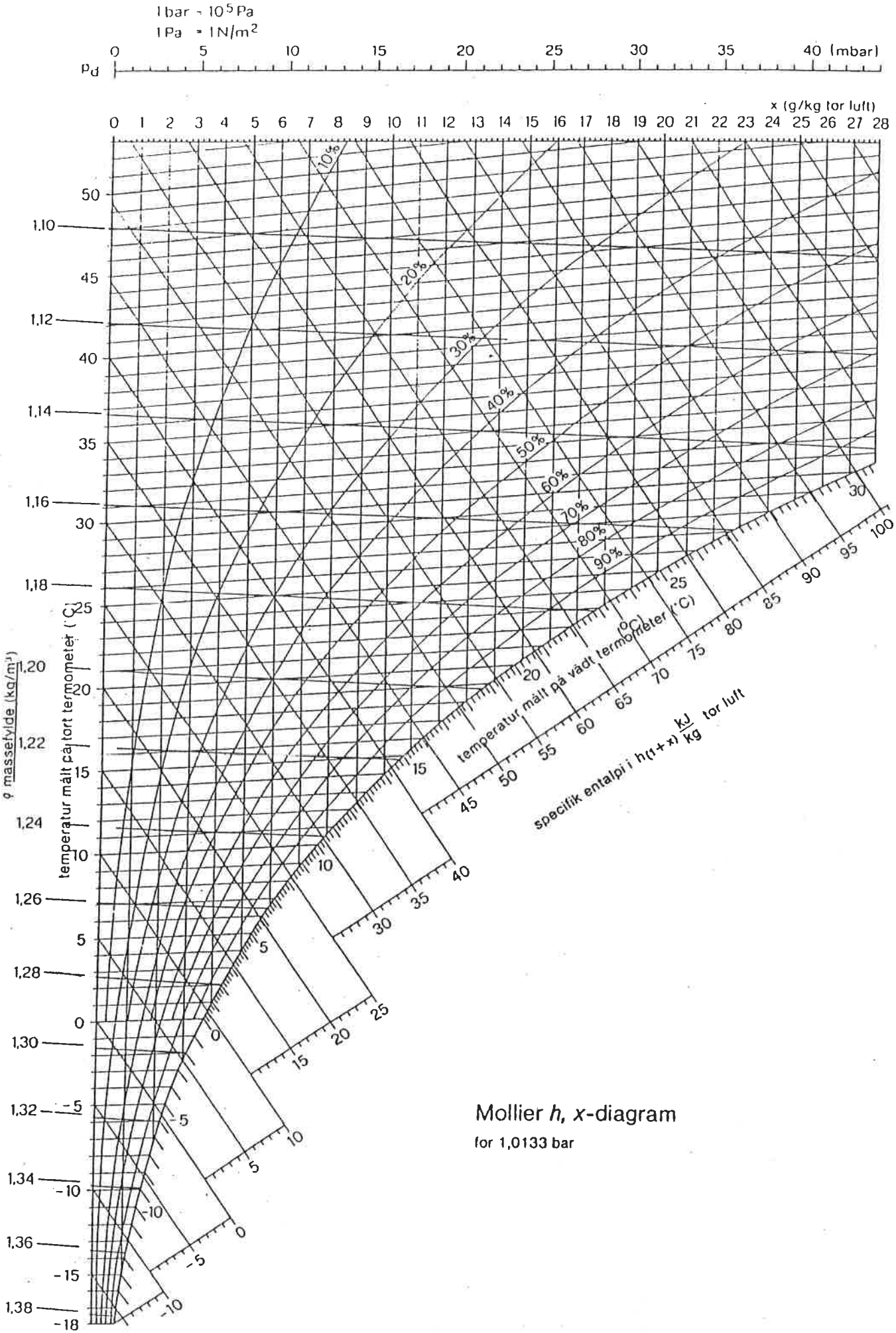
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



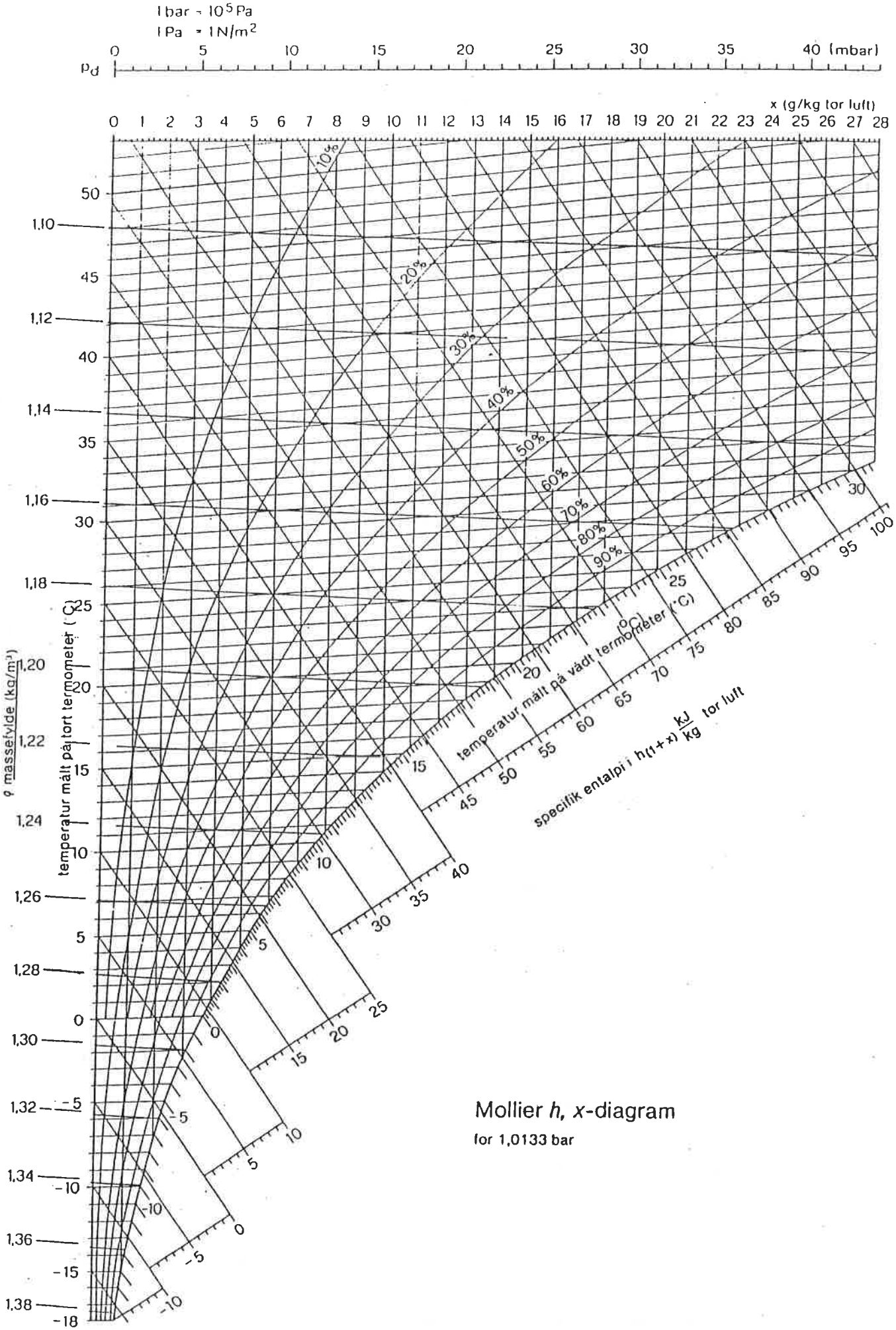
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



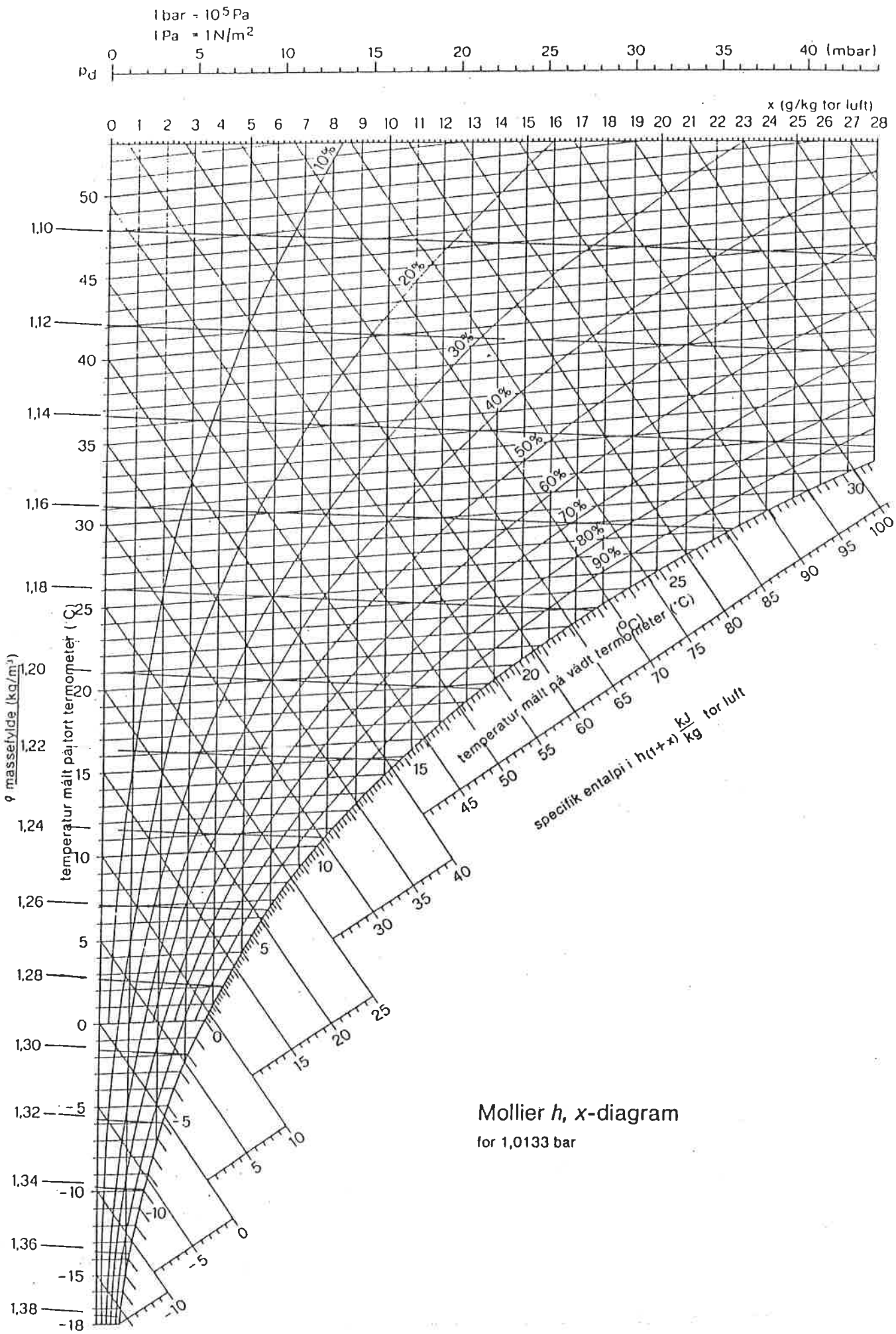
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar



Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar

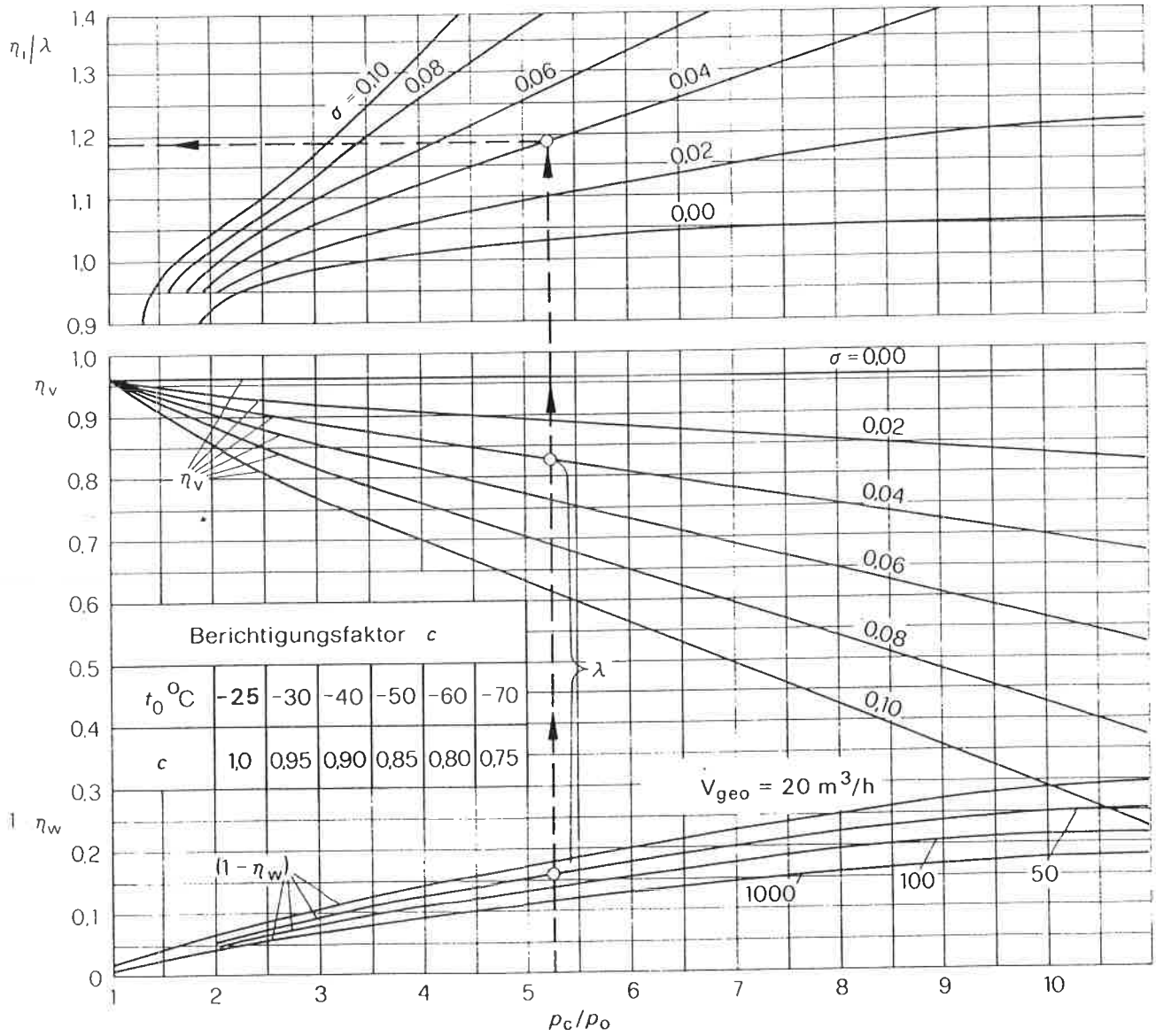


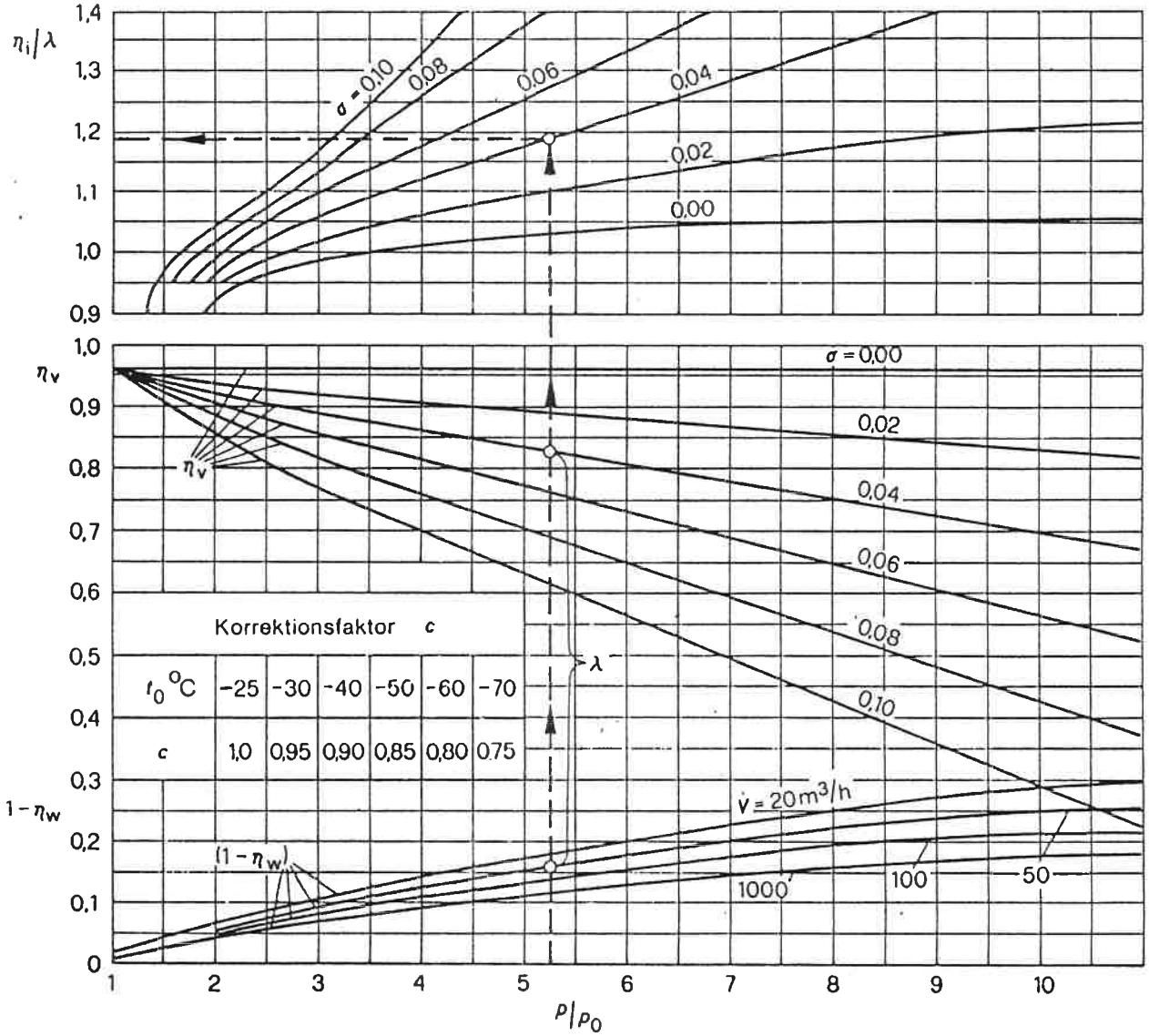
Mollier *h*, *x*-diagram

for 1,0133 bar

DKV - LÍNURITIÐ

99.3 DKV 3-01-Arbeitsblatt




η_i/λ
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
0,9
σ = 0,10
0,08
0,06
0,04
0,02
0,00
η_v
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
σ = 0,00
0,02
0,04
0,06
0,08
0,10
η_v
λ
Korrektionsfaktor c
t_0 °C -25 -30 -40 -50 -60 -70
c 1,0 0,95 0,90 0,85 0,80 0,75
$1-\eta_w$
$\dot{V}$ = 20 m³/h
$(1-\eta_w)$
1000
100
50
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
p/p_0

VARMALEIÐNIFASTI

λ

FYRIR ÝMIS EFNI

Varmeledningskoefficienter λ

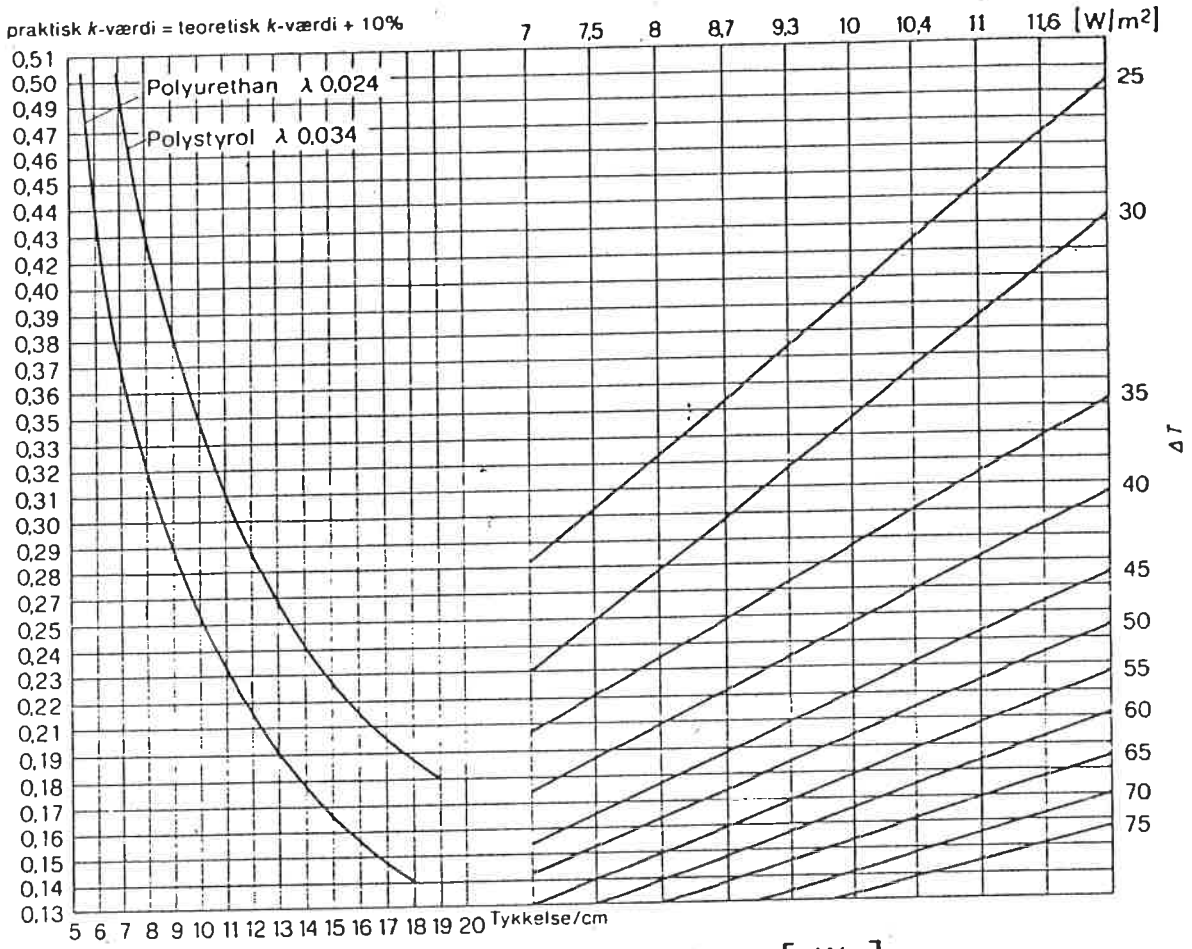
Stof	Varmeledningskoefficient i $\frac{W}{m \cdot K}$
a) **Metaller**	
Aluminium	203
Bly	35
Støbejern	50
Kobber	383
Smedejern	55
Stål	40
Zink	110
Tin	65
b) **Byggematerialer, murværk og mineraler**	
Asfalt	0,69
Beton, grusbeton	1,27
Bimsbeton	0,46
Gipsloftplader	0,25
Gipspuds	0,43
Granit	3,14
Kalksten	0,93
Kalkpuds	0,69
Marmor	2,09
Sandsten	1,27
Slaggebeton	0,58
Pimpsten	0,47
Cementpuds	0,81
Teglsten	0,87
Hulsten	0,46
c) **Ildfaste sten**	
Dinas-sten	1,08 til 1,31
Magnesit-sten	1,50 til 1,66
Silikan-sten	1,02 til 1,39
Chamotte-stampemasse	1,22 til 1,45
Chamotte	0,59 til 0,95
Diatomit »F« ildfast	0,29 til 0,44
d) **Fyldstoffer**	
Jord, groft gruset	0,52
Jord, fugtig	2,32
Flodsand, finkornet, fugtig	1,12
Flodsand, fuldstændig tørt	0,32
Korn	0,12
Høvlspåner	0,08
Trækul	0,061
Højovnsslagger	0,10
Kedelslagger	0,29
Grus	0,61
Savsmuld	0,72
Stenkul	0,18
Tørvesmuld	0,046 til 0,052

Stof	Varmeledningskoefficient i $\frac{W}{m \cdot K}$
e) **Træsorter**	
Fyr, vinkelret på fibrene	0,15
Fyr, parallelt med fibrene	0,34
Eg, vinkelret på fibrene	0,20
Eg, parallelt med fibrene	0,36
f) **Isoleringsstoffer**	
Asbet	0,15 til 0,2
Bomuld	0,055 til 0,062
Glasuld	0,052 til 0,74
Glasgarn	0,048 til 0,68
Træfiberplader	0,046 til 0,050
Expansit korkfliser, begbundet	0,036 til 0,044
Boll expansit	0,033 til 0,039
Magnesia-masse	0,047 til 0,053
Moltopren	0,039
Kieselgur, kalcineret	0,058 til 0,068
Kieselgursten	0,123

Varmeledningskoefficienter λ

	Varmeledningskoefficient i $\frac{W}{m \cdot K}$
Diatomit	0,137 til 0,15
Kunstharpiksskumstof Iporka	0,03 til 0,043
Skumglas (Foamglas)	0,050 til 0,055
Slaggeuld	0,055 til 0,069
Fåreuld	0,038 til 0,048
Silke	0,044 til 0,05
Mineraluld Novolan	0,052 til 0,07
Mineraluld Silan	0,043
Mineraluldmåtter	0,052
Stråfibre	0,045 til 0,046
Styrodur el. lign.	0,03
Styropor	0,032 til 0,055
Tørveplader	0,039 til 0,055
Varmeisolationsmasse af kieselgur	0,067 til 0,076
Cellebeton	0,056 til 0,077

Grafisk fremstilling af isolationstykkelser
Polystyrol - polyuretan



k = Varmetransmission, W pr. kvadratmeter og K $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

ΔT = Temperaturdifferens mellem inde og ude i K

$Q : k\,\Delta T$ = Varmetransmission, Watt pr. kvadratmeter $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

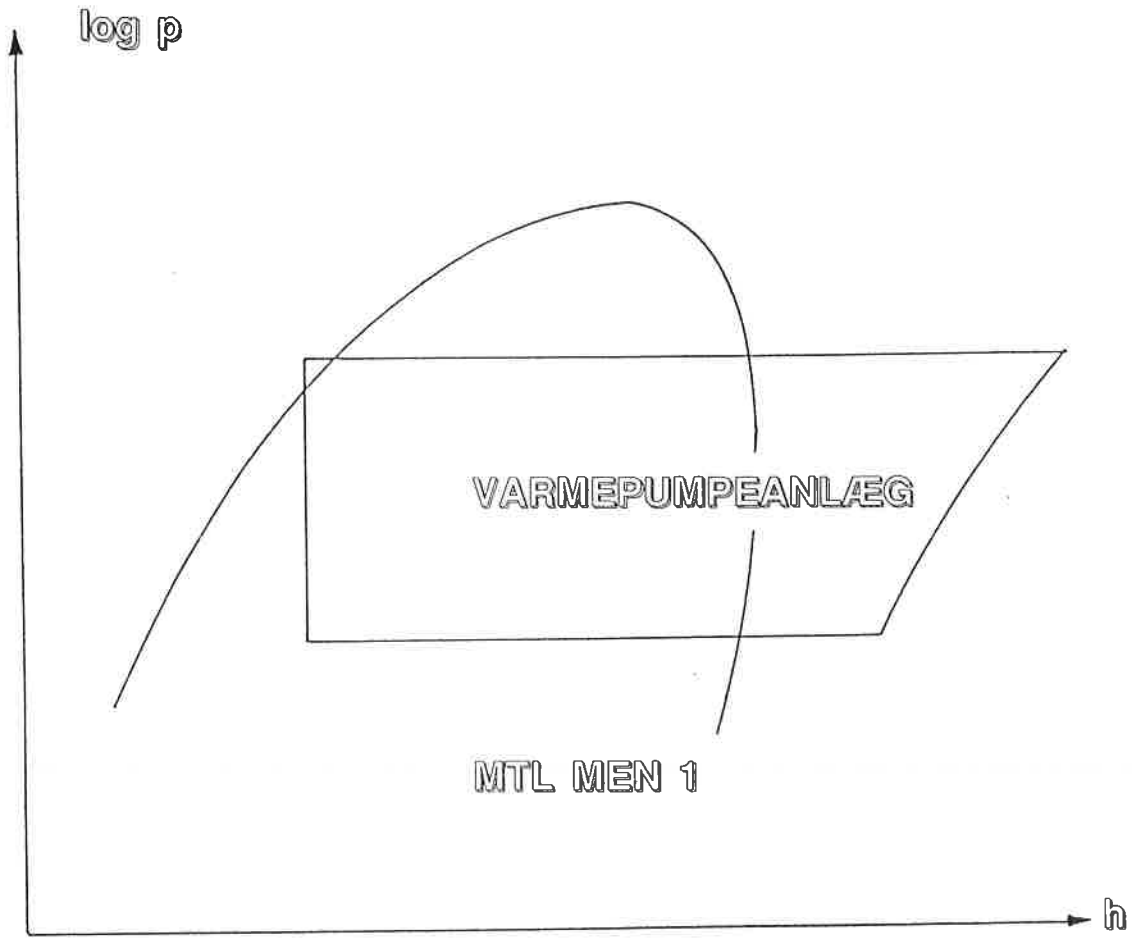
Køleruimsberegning: Varmeindstrømning udefra efter DIN 4701

Rum: _____ Længde: _____ Bredde: _____ Højde: _____

Areal: _____ Volumen: _____ Rumtemperatur: _____

Betegnelse	Verdenshjørne	Vægtykkelse	Længde	Bredde/højde	Areal	Fradrag	Beregnet	Koefficient k	Temperatur-forskel ΔT	$\Delta T \cdot k$	Varmeindstrømning udefra	Bemærkning
		cm	m	m	m^2	m^2	m^2	$\frac{W}{m^2 K}$	K	$\frac{W}{m^2}$	W	
Væg												
Væg												
Væg												
Dør												
Væg												
Loft	–											
Gulv	–											

ÍTAREFNI
Í
KÆL 402



V/ TORKIL SKOVRUP

INGENIØRHØJSKOLEN ODENSE TEKNIKUM

DEN MASKINTEKNISKE STUDIERETNING

1989 (Revideret 1993)

17,50

Forord.

Dette forelæsningsnotat er skrevet med henblik på undervisningen i modulet MTL MEN 1, hvor der er afsat ca. et kvart modul til emnet varmepumpeanlæg.

Det skal understreges, at notatet kun behandler et lille udsnit af et omfattende område.

Ved yderligere studier af varmepumpeanlæg henvises derfor til den efterhånden omfattende speciallitteratur.

Odense, november 1989. Torkil Skovrup

Notatet er revideret i januar 1993. TS

Indholdsfortegnelse.

VARMEPUMPEANLÆG.

Indledning.

Med et varmepumpeanlæg er det muligt, ved tilførsel af f.eks. mekanisk energi, at transportere varmeenergi fra et område med lav temperatur (varmekilden) til et område med høj temperatur (varmedrænet).

Processen i et varmepumpeanlæg er den samme som finder sted i et køleanlæg. I princippet er der således ikke forskel på et varmepumpeanlæg og et køleanlæg. Varmepumpen er ikke et "omvendt køleanlæg", men derimod et køleanlæg, hvor man i stedet for at udnytte den kolde side, udnytter den varme side. Undertiden udnyttes både den varme og den kolde side samtidigt. Her tænkes på varmegenvinding fra køle- og luftkonditioneringsanlæg.

Varmepumpens kredsproces.

De varmepumpeanlæg, der anvendes i praksis, er næsten altid kompressionsanlæg, hvorfor vi her kun vil beskæftige os med disse. Anlæggets arbejdsstof betegnes oftest som kølemiddel.

Den efterfølgende beskrivelse henviser til fig. 1.
I kompressoren indsuges kold kølemiddeldamp fra fordamperen (almindeligvis overhedet nogle få K). Den indsugede damp komprimeres til et højere tryk (og temperatur) og bringes videre til kondensatoren, hvor det højere tryk i forbindelse med afkøling (ved hjælp af vand eller luft) får dampen til at kondensere. Den dannede kølemiddelvæske ledes fra bunden af kondensatoren til receiveren, der har til formål at virke som "buffer" i anlægget ved svingende belastning. Fra receiveren føres væs-

ken gennem ekspansionsventilen til fordamperen. Umiddelbart efter ekspansionsventilen, hvor trykket er sænket (drøvlet), vil en mindre del af væsken være omdannet til damp. I fordamperen vil den øvrige væske blive omdannet til damp, idet den til fordampningen krævede varmeenergi tages fra varmekilden.

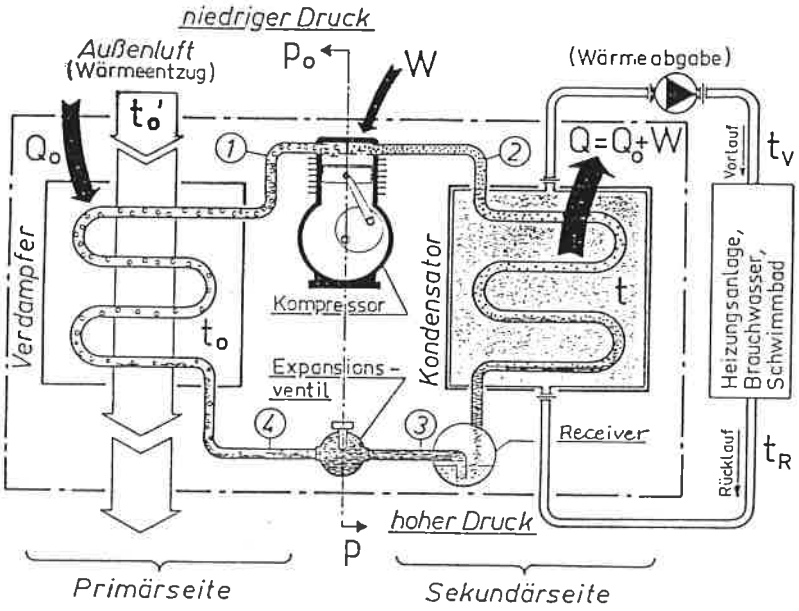


Fig. 1. Varmepumpens principielle opbygning.

1. Sugeledning (kold kølemiddeldamp)
2. Varmgasledning (komprimeret, varm kølemiddeldamp)
3. Væskeledning (kondenseret kølemiddelvæske)
4. Indsprøjtningsledning (blanding af kølemiddelvæske og -damp)

Varmepumpeanlæg inddeles efter deres varmekilde, og mediet (varmedrænet) der fordeler varmeenergien fra kondensatoren. I praksis findes der 4 forskellige grundtyper, som anvendes til opvarmningsformål:

VARMEKILDE
VARMEDRÆN

1. Jord/luft } Som energitransportør fra jord til fordamper
2. Jord/vand } benyttes ofte en saltvandsopløsning (brine).

3. Luft/luft
4. Luft/vand

Varmepumpens kredsproces i log p,h-diagrammet.

Fra termodynamikken kendes f. eks. T,s- og p,v-diagrammer, hvor arealet af en given kredsproces udtrykker henholdsvis varmeenergi og arbejde.
Til beregninger i forbindelse med varmepumpe- og køleanlæg benyttes almindeligvis et log p,h-diagram, hvis areal, i modsætning til de førnævnte diagrammer, ikke udtrykker nogen form for energi.

I et log p,h-diagram eller tryk,entalpi-diagram, er det altid den specifikke entalpi af kølemidlet der benyttes. Enheden for specifik entalpi er kJ/kg. Trykket er afsat logaritmisk for at opnå en hensigtsmæssig form på diagrammet.

Fig. 2 viser et log p,h-diagram i forenklet form. På diagrammet er nedre grænsekurve en kurve for ren væske. Øvre grænsekurve er en kurve for tørmættet damp. Til venstre for nedre grænsekurve er tilstanden underkølet væske. Mellem grænsekurverne er tilstanden en blanding af væske og damp, idet dampandelen vokser med stigende entalpi. Til højre for øvre grænsekurve er tilstanden overhedet damp.

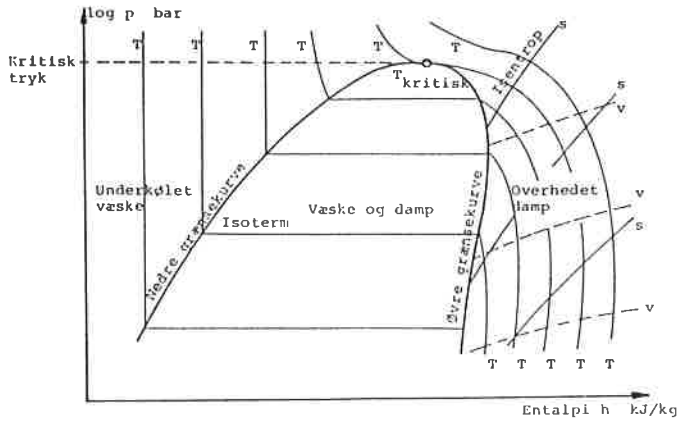


Fig. 2. log p,h-diagrammet i forenklet form.

Kurverne betegnet med T er isotermer. De forløber lodret i området til venstre for nedre grænsekurve, når de ikke ligger for tæt på det kritiske punkt. Mellem grænsekurverne er isotermerne vandrette, idet mættet damps tryk kun afhænger af temperaturen. Til højre for øvre grænsekurve er isotermerne krumme kurver, der nærmer sig lodret for faldende tryk.

Kurverne betegnet med s er isentroper. En tabsfri kompression af damp vil forløbe langs en isentrop. Dette ville være tilfældet, hvis dampen kunne komprimeres reversibelt og adiabatisk med omgivelserne, hvilket ikke kan finde sted i praksis.

Kurverne betegnet med v er isochorer, der benyttes, hvis der er behov for at bestemme kølemidlets volumen ved indsugningen til kompressoren.

Fig. 3 viser en teoretisk kredsproces for et varmepumpe- eller køleanlæg. Anlæggets komponenter er vist ud for delprocesserne.

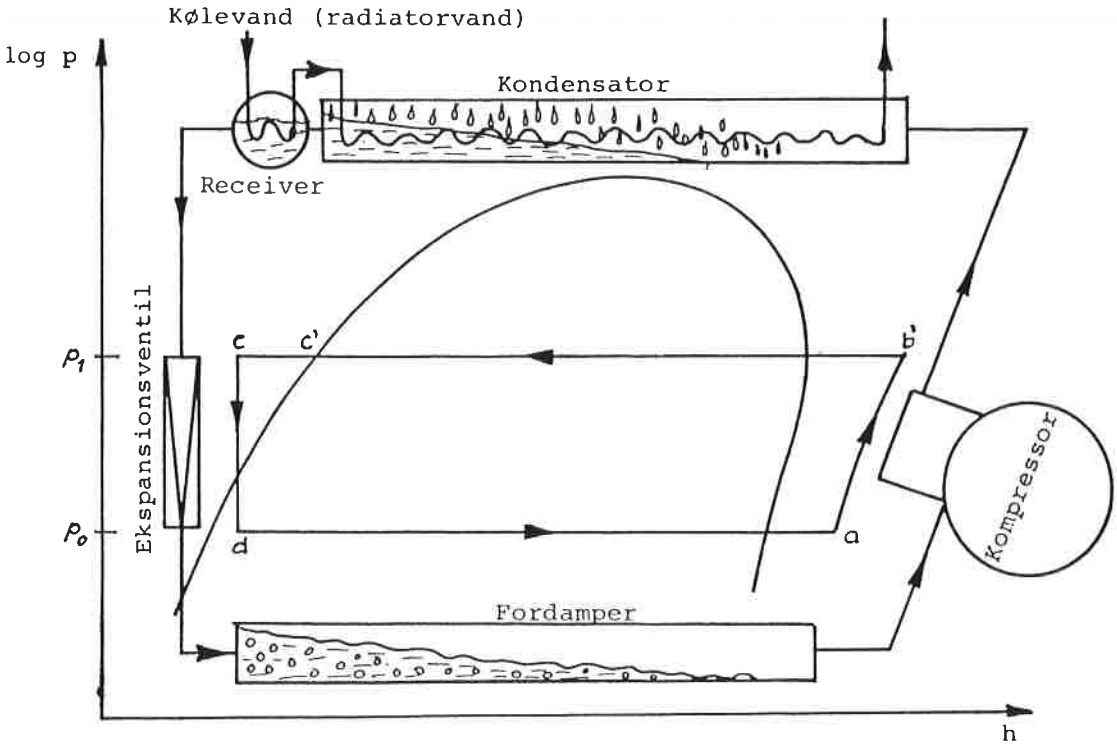


Fig. 3. Anlæggets komponenter vist ud for delprocesserne.

I den teoretiske kredsproces (fig.3) sker der kun drøvling i ekspansionsventilen. Det vil sige, at der ikke finder trykfald sted i hverken kompressorventiler, rørledninger, kondensator eller fordamper. Kompressoren har intet skadeligt rum, og kompressionen sker isentropisk. Endvidere forudsætter den teoreiske proces, at anlægget er adiabatisk med omgivelserne bortset fra processerne i fordamperen og kondensatoren.

Fordamperprocessen fra punkt d til punkt a foregår således ved det konstante tryk p_o, idet der tilføres kølemidlet en specifik varmeenergi q_o (fra varmekilden). Som det ses ligger punkt a i det overhedede område, årsagen hertil er bl.a. at sikre, at kompressoren ikke udsættes for væskeslag, der vil kunne ødelægge kompressorventilerne.

Fra punkt a indsuger kompressoren den overhedede kølemiddeldamp og komprimerer denne isentropisk til punkt b', hvorved kondensatortrykket p_1 opnås. Kompressionsprocessens specifikke isentropiske arbejde betegnes w_{is}.

Processen i kondensatoren sker fra punkt b' til punkt c ved det konstante tryk p_1, herunder afgiver kølemidlet en specifik varmeenergi q_1' til kølevandet (varmedrænet). Efter fuldstændig kondensation i punkt c' fjernes der yderligere varmeenergi fra kølemiddelvæsken, idet der tilføres kølevand gennem receiveren. Delprocessen fra punkt c' til punkt c benævnes underkøling.

Endelig er processen i ekspansionsventilen fra punkt c til punkt d - som allerede nævnt - en drøvling, hvor entalpien er konstant.

Idet den bortførte energi er lig med den tilførte energi fås:

$$q_1' = q_o + w_{is}$$

De enkelte størrelser aflæses i log p,h-diagrammet som entalpidifferenser:

Kondensatorens specifikke energi:

$$q_1' = h_{b'} - h_c$$

Fordamperens specifikke energi:

$$q_o = h_a - h_c; \text{ idet } h_d = h_c$$

Kompressorens specifikke isentropiske arbejde:

$$w_{is} = h_{b'} - h_a$$

Den <u>teoretiske effektfaktor</u> ε_{th} kan benyttes til sammenligning af forskellige kølemidlers egnethed til varmepumpedrift. Ved sammenligningen skal driftsbetingelserne (temperaturerne) naturligvis være ens. Den teoretiske effektfaktor fremkommer udfra aflæste værdier i log p,h-diagrammet som forholdet mellem kondensatorens specifikke energi og kompressorens specifikke isentropiske arbejde:

$$\varepsilon_{th} = q_1'/w_{is} = (h_{b'} - h_c)/(h_{b'} - h_a)$$

Den teoretiske effektfaktor kan antage værdier, der ofte ligger 2 til 3 gange højere end den <u>praktiske effektfaktor</u> ε_p, som vil blive omtalt senere.

Den <u>volumetriske varmeydelse</u> q_v benyttes ligeledes ved sammenligning af kølemidler. Her skal driftsbetingelserne naturligvis også være ens. Den volumetriske varmeydelse udtrykker, hvormeget energi i kJ der opnås pr. m^3 kølemiddeldamp ved givne temperaturer. Eller sagt på en anden måde: Ved sammenligning mellem forskellige kølemidler fås en indikation af kompressorens relative størrelse. Det vil sige, at jo større q_v er, des mindre bliver kompressoren:

$q_v = q_1'/v_a$ her er v_a kølemiddeldampens specifikke volumen ved indsugningstilstanden i kompressoren. v_a aflæses i log p,h-diagrammet som isochoren, der går gennem punktet a.

Det ses, at følgende størrelser har indflydelse på effektfaktoren og den volumetriske varmeydelse:

Fordampningstemperaturen (-trykket)
Kondenseringstemperaturen (-trykket)
Kølemiddelvæskens underkøling
Kølemiddeldampens overhedning

Varmepumpens virkelige kredsproces.

Fig. 4 viser det principielle varmepumpeanlæg med diverse benævnelser på rør og komponenter. I en virkelig kredsproces vil tryktabet i kompressorventilerne, trykrøret, kondensatoren, væskeledningen, fordamperen og sugeledningen have en vis indflydelse, omend denne er ringe for et veldimensioneret varmepumpeanlæg. Den største afvigelse fra idealprocessen gælder kompres-

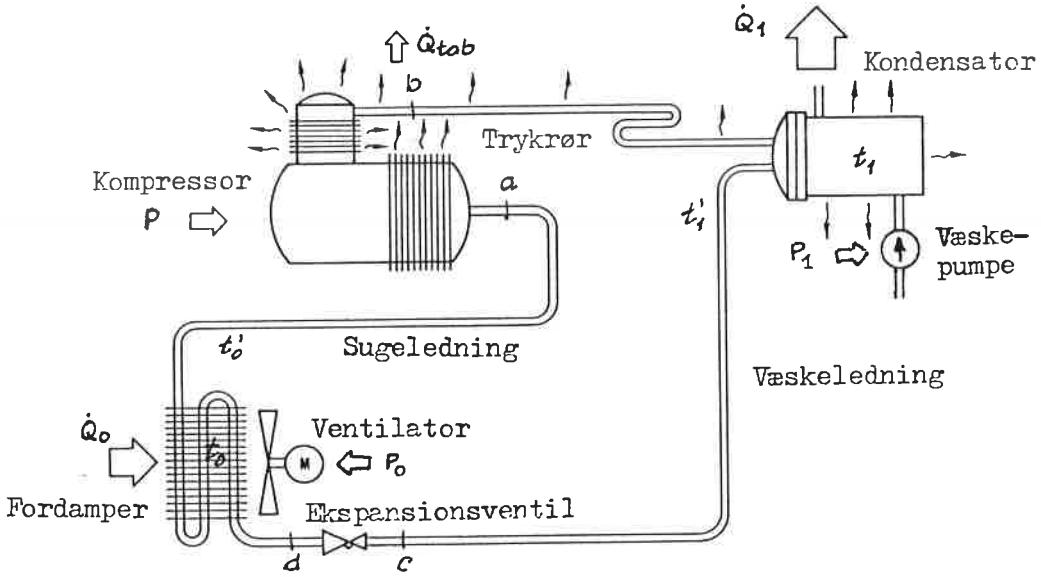


Fig. 4. Det principielle varmepumpeanlæg.

sionsprocessen, der skal behandles i det følgende. Ved beregninger er det almindeligt at anvende den i fig. 5 viste kredsproces som beregningsgrundlag. Denne forenklede proces kaldes modelprocessen. Det bemærkes, at modelprocessen er fastlagt, når følgende størrelser er givne:

Kondenseringstemperaturen t_1
Fordampningstemperaturen t_0

Underkølingstemperaturen t_1'
Overhedningstemperaturen t_o'

Desuden forudsættes trykfaldet i kompressorventilerne, trykrøret, kondensatoren, væskeledningen, fordamperen og sugeledningen at være forsvindende lille.

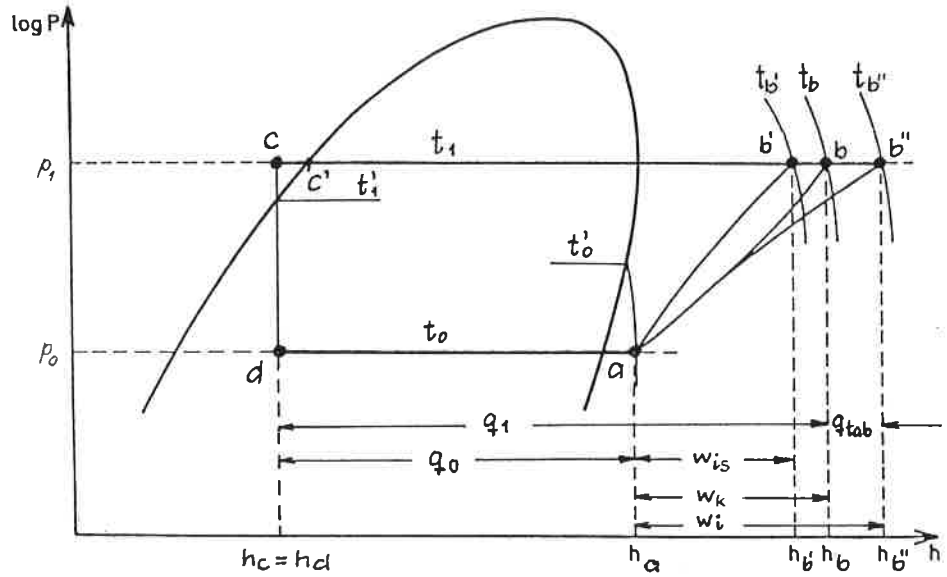


Fig. 5. Modelprocessen i log p,h-diagrammet.

På fig. 4, der viser det principielle varmepumpeanlæg, er angivet tilført og afgivet effekt, hvor:

$\dot{Q}_o$ er varmeeffekten, der hentes fra varmekilden (her: luft der passerer fordamperen).

$\dot{Q}_1$ er varmeeffekten, der fjernes af varmedrænet (her: vand som passerer kondensatoren).

P er kompressorens akseleffekt. (Kompressoren er vist i semihermetisk udførelse.)

$\dot{Q}_{tab}$ er det varmeeffekttab, som i form af stråling og konvektion afgives til omgivelserne fra kompressorcylinderen, idet tabet fra trykrør og kondensator negligeres.

P_o er ventilatorens effekt (index o = kold side). Såfremt var-

mekilden er vand, vil P_o være væskepumpens effekt.

P_1 er væskepumpens effekt (index 1 = varm side). Såfremt varmedrænet er luft, vil P_1 være ventilatorens effekt.

Kondensatorens virkelige afgivne specifikke energi q_1 kan udtrykkes således - se også fig. 5:

$q_1 = h_b - h_c$ (fjernes af varmedrænet)

hvor h_b er entalpien i trykrøret. Bemærk, at den er forskellig fra $h_{b'}$ - som optræder ved isentropisk kompression fra a til b'.

h_b kan herefter beregnes ved hjælp af de følgende udtryk:

Den isentropiske virkningsgrad:

$\eta_{is} = w_{is}/w_i$; hvor w_i er det indicerede arbejde:

$$w_i = w_{is}/\eta_{is} = (h_{b'} - h_a)/\eta_{is} = h_{b''} - h_a$$

η_{is} kan for små kompressorer være 0,5 - 0,6; men vil almindeligvis antage værdier fra 0,7 til 0,8. For store velkonstruerede kompressorer kan værdien være 0,9.

Da kompressorens overflade som regel er varmere end omgivelserne, vil der ofte afgives 20-30% af kompressorens indicerede effekt til disse omgivelser.

I nogle tilfælde anbringes kompressoren på et sted, hvor der ikke er behov for varme, f. eks. udendørs. I så fald går de nævnte 20-30% tabt.

Det omtalte tab udtrykkes ved tabsfaktoren a_k.

Den del af w_i der overføres til varmedrænet benævnes w_k:

$w_k = w_i - q_{tab} = h_b - h_a$; hvor: $q_{tab} = a_k * w_i$

Af det foregående fås:

$$h_b = h_a + w_k = h_a + w_{is}/\eta_{is} * (1 - a_k)$$

Bemærk, at a_k bliver nul, hvis kompressoren anbringes, så denne deltager i varmeproduktionen.

Kølemidlets massestrøm $\dot{m}$ kan nu bestemmes, idet $\dot{Q}_1$, som nævnt, er varmeeffekten der bortføres i kondensatoren:

$$\dot{m} = \dot{Q}_1/q_1 = \dot{Q}_1/(h_b - h_c)$$

Kompressorens indicerede effekt P_i, er den effekt, der udvikles i kompressorens samlede antal cylindre:

$$P_i = \dot{m} * w_i = \dot{m} * (h_b'' - h_a)$$

Kompressorens akseleffekt P beregnes under hensyn til kompressorens mekaniske tab, der udtrykkes ved den mekaniske virkningsgrad:

$$P = P_i/\eta_m = \dot{m} * (h_b'' - h_a)/\eta_m$$

η_m sættes almindeligvis til ca. 0,9, afhængig af kompressorkonstruktionens kvalitet m.v.

Den praktiske effektfaktor.

Der har blandt fabrikanter af varmepumpeanlæg været forskellige opfattelser af, hvilken definition man skulle tillægge effektfaktoren. Nogle fabrikanter har f.eks. opgivet den teoretiske effektfaktor, og derved i virkeligheden misinformeret kunden.

Effektfaktoren bør derfor inkludere energi til alt hjælpeudstyr såsom pumper, ventilatorer og andet energikrævende udstyr.

Den praktiske effektfaktor kan herefter defineres som:

$$\varepsilon_p = \dot{Q}_{nyttig}/P_{anlæg}$$

hvor: $\dot{Q}_{nyttig} = \dot{Q}_o + P_k + P_1 = \dot{Q}_1 + P_1$

her er: $P_k = \dot{m} * w_k = P_i * (1 - a_k)$

$P_{anlæg} = P_{elmotor} + P_1 + P_o + P_{udstyr} + P_{afrimning}$

her er: $P_{elmotor} = P/\eta_{elmotor}$

At hjælpeudstyret kan have en mærkbar indflydelse på anlæggets praktiske effektfaktor ses af følgende opgave:

<u>Opgave.</u>

For et stationært arbejdende vand/vand-varmepumpeanlæg er følgende oplyst:

Kompressorens akseleffekt	2,6 kW
Kompressoren er placeret udendørs, hvorved der kan antages et tab til omgivelserne på	20%
Kompressorens mekaniske virkningsgrad	0,9
Elmotorens virkningsgrad	0,92
Anlæggets fordampereffekt	4,1 kW
Pumpeeffekt på den varme side	120 W
Pumpeeffekt på den kolde side	200 W
Andet eludstyr	80 W

Beregn den praktiske effektfator med og uden hjælpeudstyr.

I litteraturen møder man ofte betegnelsen COP (Coefficient of Performance) som symbol for effektfaktoren.

For mindre anlæg benyttes undertiden <u>års-effektfaktoren</u> $\varepsilon_{år}$, der forudsætter en veldefineret belastningsfordeling.

Kompressorens sugevolumen og hoveddimensioner.

Der skelnes mellem det teoretiske og det geometriske sugevolumen.

Kompressorens teoretiske sugevolumen $\dot{V}_t$ er bestemt, når kølemidlets massestrøm $\dot{m}$, og kølemiddeldampens specifikke volumen v_a i indsugningstilstanden, er kendt.
$\dot{m}$ beregnes som angivet tidligere, og v_a aflæses i log p,h-diagrammet som isochoren, der går gennem punktet a.

$$\dot{V}_t = \dot{m} * v_a$$

Kompressorens geometriske sugevolumen $\dot{V}_s$ må af forskellige årsager, der omtales senere, gøres større end $\dot{V}_t$.

ε_o angiver forholdet mellem det skadelige rums volumen V_o og det geometriske volumen V_s:

$$\varepsilon_o = V_o / V_s$$

ε_o kan antage værdier fra 0,02 til 0,1, hvor ε_o vil være størst for små kompressorer.

Forholdet mellem $\dot{V}_t$ og $\dot{V}_s$ betegnes leveringsgraden λ:

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

Fig. 6 angiver variationen af λ, som funktion af trykforholdet p_1/p_o og forholdet ε_o.

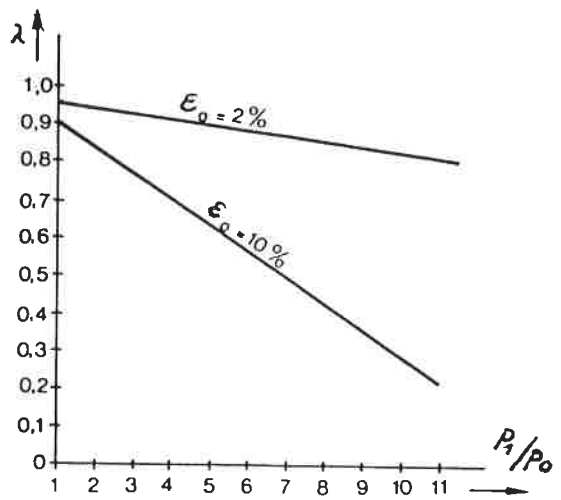


Fig. 6. Leveringsgraden λ som funktion af p_1/p_o og ε_o.

De årsager, der gør at $\dot{V}_s$ bliver større end $\dot{V}_t$, skal her kort beskrives:

1. Det skadelige rum bevirker, at der ved sugeslagets begyndelse allerede er en dampmængde i cylinderen, som vil ekspandere i den første del af sugeslaget.

2. Den damp, der strømmer ind i cylinderen, vil under sugeslaget blive opvarmet af de varmere cylindervægge og derved ekspandere, hvorfor en mindre kølemiddelmasse kommer ind i cylinderen.

3. På grund af trykfald i sugeventilen vil trykket i cylinderen blive lavere end i sugerøret, hvilket formindsker den indsugede kølemiddelmasse yderligere.

4. I den sidste del af trykslaget vil lidt damp kunne kondensere på cylindervæggen og atter fordampe under sugeslaget.

5. Endelig må der påregnes et mindre utæthedstab gennem ventilerne og forbi stempelringene.

<u>Kompressorens hoveddimensioner</u> bestemmes udfra det geometriske sugevolumen (eller slagvolumen) $\dot{V}_s$:

$$\dot{V}_s = z * \pi/4 * D^2 * H * n$$

hvor: z er cylinderantallet, D cylinderdiameteren, H slaglængden og n omdrejningstallet.

Slaglængdeforholdet k = H/D sættes ofte til en værdi på ca. 1.

Omdrejningstallet n vælges almindeligvis således, at stemplets middelhasighed $c_m = 2 * H * n$ bliver omkring 4 m/s. Dette for at undgå for store trykfald i kompressorventilerne.

Kølemidler til varmepumpeanlæg.

Det vil her føre for vidt at komme ind på en nærmere omtale af de enkelte kølemidler, deres egenskaber og deres anvendelsesmuligheder, blot skal de vigtigste nævnes:

ammoniak, NH_3	ISO-betegnelse:	R 717
diklordifluormethan, CCl_2F_2	-	R 12
monoklordifluormethan, $CHClF_2$	-	R 22
azeotropisk blanding af R 22 og R 115 (R 115: $CClF_2CF_3$)	-	R 502
tetrafluorethan, CH_2F-CF_3	-	R 134a

Nedbrydningen af atmosfærens ozonlag og drivhuseffekten har givet anledning til at søge efter alternative kølemidler, uden de skadevirkninger, som er kendetegnende for R 12, R 22 og R 502. Omkring 1990 lanceredes bl.a. det klorfrie kølemiddel R 134a, som næsten problemfrit kan erstatte R 12. Desuden påregnes det miljøvenlige R 717, at få en betydelig andel i forbindelse med kølemidler til varmepumpeanlæg.

Varmeoptagersystemer.

Den givne varmekilde (jord, luft m.v.) har stor indflydelse på varmepumpens anlægsudgifter og driftsforhold. Ved valg af varmekilde kan følgende oversigt benyttes i forbindelse med sammenlignig af forskellige varmekilder.

* temperaturniveau og -årsvariation
* tilgængelighed (lovmæssige og fysiske begrænsninger)
* kapacitet
* specielle krav til varmeoptager (korrosion, støv m.v.)
* installationsudgifter for varmeoptager
* mængden af nødvendig hjælpeenergi
* miljøpåvirkning ved udnyttelsen (forureningsrisiko, forstyrrelse af den økologiske balance, støj)

Jorden.

Ved "jorden som varmekilde" forstås i denne sammenhæng udnyttelse af den akkumulerede solenergi i de øverste jordlag. Temperaturvariationen i uforstyrret jord (dvs. uden varmeoptagersystem) i en typisk nedgravningsdybde på 1,5 m er ca. 10°C, med laveste temperatur (ca. 4°C) i marts og højeste (ca. 14°C) i august. Først ved dybder på omkring 10 m er den årlige temperaturvariation under 1°C.

Ved udnyttelse af jorden som varmekilde afkøles jordmasserne omkring varmeoptagersystemet - normalt nedgravet PEL-rør med en cirkulerende frostsikret væske (brine). Ved korrekt dimensionerede jordslanger vil temperatursænkningen i de koldeste måneder i gennemsnit være omkring 5°C. I spidsbelastningsperioder kan den dog være større. Da retableringen af et højt temperaturniveau uden for fyringssæsonen hovedsagelig sker ved varmeudveksling ved jordoverfladen (solindfald, nedbør) er brugen af mindre nedgravningsdybder - ca. 0,8 m - foreslået for at fremskynde denne proces. Store nedgravningsdybder kan resultere i dannelse af et lag permafrost omkring rørene, fordi den tilførte energi ved overfladen i de varme måneder ikke når ned til rørzonen.

For at mindske muligheden for forurening af jorden ved udsivning fra jordslangerne, har miljøministeriet udfærdiget retningslinier for etablering af jordvarmeanlæg.

Påvirkningen af den økologiske balance i jorden grundet afkølingen er endnu kun sparsomt belyst. Muligvis påvirkes mikroorganismers livsbetingelser, koncentrationen af visse arter regnorme kan mindskes, og væksten for planter med dybtgående rødder hæmmes.

Udeluften.

Udeluftens temperaturvariation igennem året er velkendt af de

fleste. Gennemsnitstemperaturen for den koldeste måned (januar/ februar) er ca. -0,5°C, og for den varmeste (juli) ca. 16,5°C. Årsgennemsnittet er ca. 8,5°C og fyringssæsonens gennemsnit er ca. 4°C. I kortere perioder kan temperaturen som bekendt være betydeligt lavere. I gennemsnit er der ca. 10 døgn, hvor temperaturen er lavere end -5°C, og 45 døgn, hvor den er lavere end 0°C. Karakteristisk for brugen af udeluft som varmekilde er, at lav temperatur for varmekilden - og dermed reduceret varmeydelse og effektfaktor for varmepumpeanlægget - falder sammen med stort varmebehov for huset. Dette forhold medfører i reglen, at varmepumpeanlægget må suppleres med en form for tilskudsvarme (f. eks. elvarme, olie- eller gasfyret kedel).

Af specielle krav til varmeoptageren - her luftkøleren - skal nævnes problemet med rimdannelse på grund af luftens fugtindhold.

Andre varmekilder.

Grundvandets temperatur ligger på 8-12°C året igennem. Muligheden for udnyttelse af grundvand i tilstrækkeligt omfang er til stede næsten overalt i landet, men ofte er der relativt store krav til hjælpeenergi (pumper), ligesom installationsudgiften er høj. Der er endvidere ret strenge miljøkrav til benyttelse af grundvand som varmekilde.

Udnyttelse af havet, søer eller vandløb som varmekilde er også mulig. Da afstanden mellem varmekilder og varmepumpe ofte er relativ stor, er en del hjælpeenergi til pumper sædvanligvis nødvendig. Der kan her være problemer med korrosion og begroning på varmeoptagersystemet.

Afkastluft fra ventilationsanlæg kan udnyttes som varmekilde. Temperaturniveauet er konstant ca. 20°C over året, hvis der ikke er indskudt en varmeveksler på friskluftindtaget. Kapaciteten af denne varmekilde er dog - eller bør være - for lille til en varmepumpe, der skal sørge for opvarmning af en bygning. Afkastluft som varmekilde kan eventuelt benyttes til opvarmning

af brugsvand.

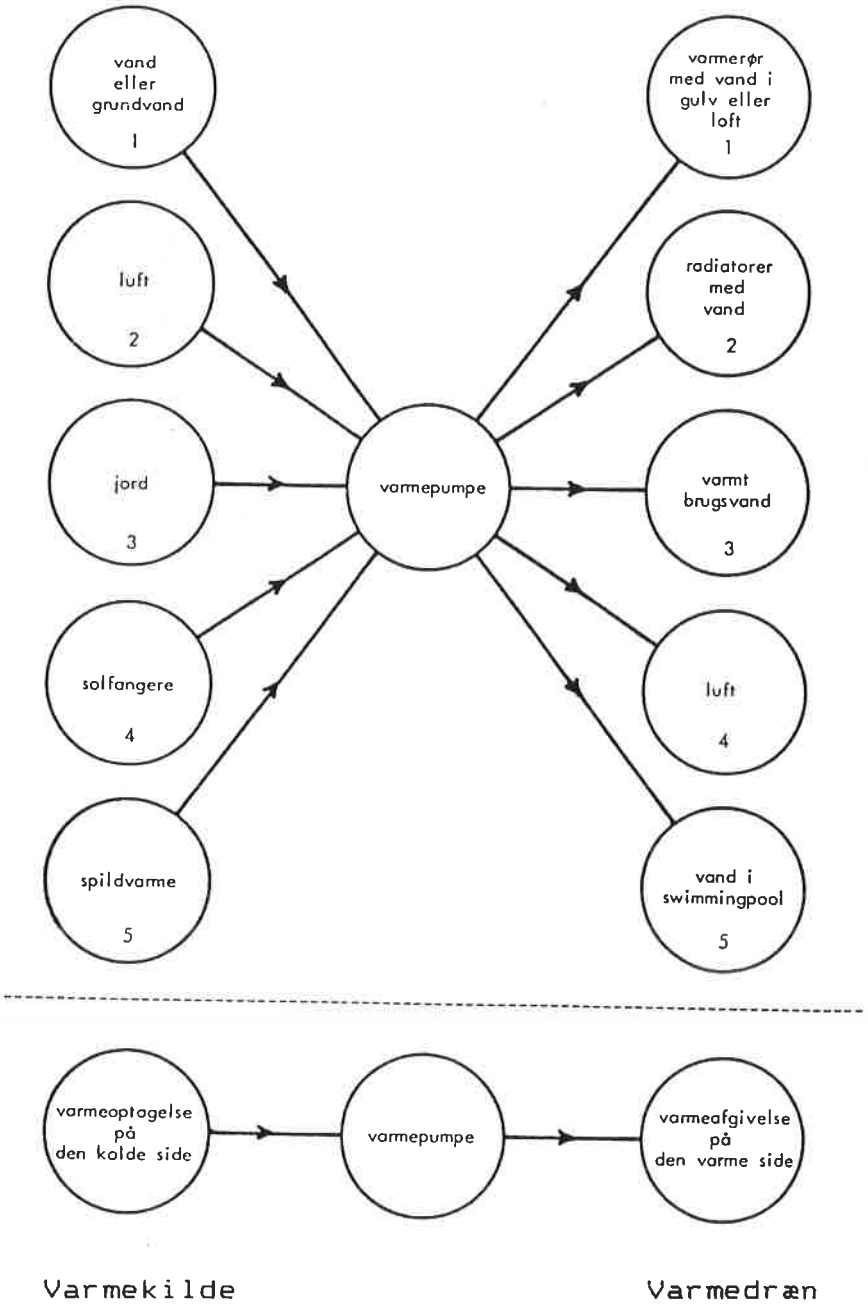
Spildvarme ved så lav temperatur, at den ikke kan anvendes direkte, kan udnyttes som varmekilde. Det kan f. eks. være køle-/spildevand fra industri, landbrug eller husholdning.

Specielt inden for landbruget kan nævnes staldvarme og komposteringsvarme som varmekilder. Det er dog nødvendigt at tage særlige forholdsregler på grund af støv- og korrosionsproblemer. Imidlertid giver disse varmekilder en meget høj effektfaktor.

For varmepumpeanlæg kombineret med solfangere er udnyttelse af solenergi - lagret f. eks. i vandtanke - en mulighed.

Udførelse og placering.

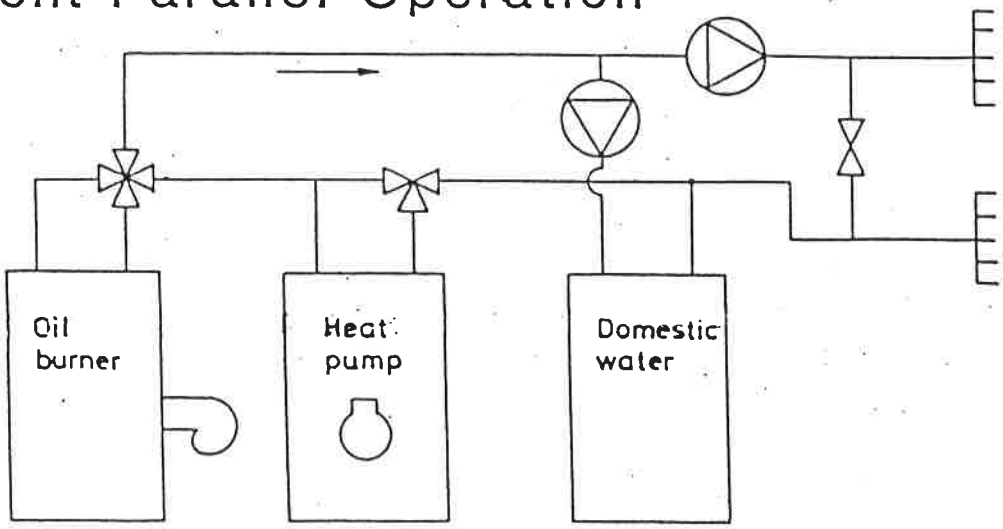
Det gælder generelt for udførelsen og placeringen af varmeoptagersystemer, herunder varmepumpeanlæggets øvrige komponenter, at fabrikantens og myndighedernes krav og specifikationer nøje skal overholdes.

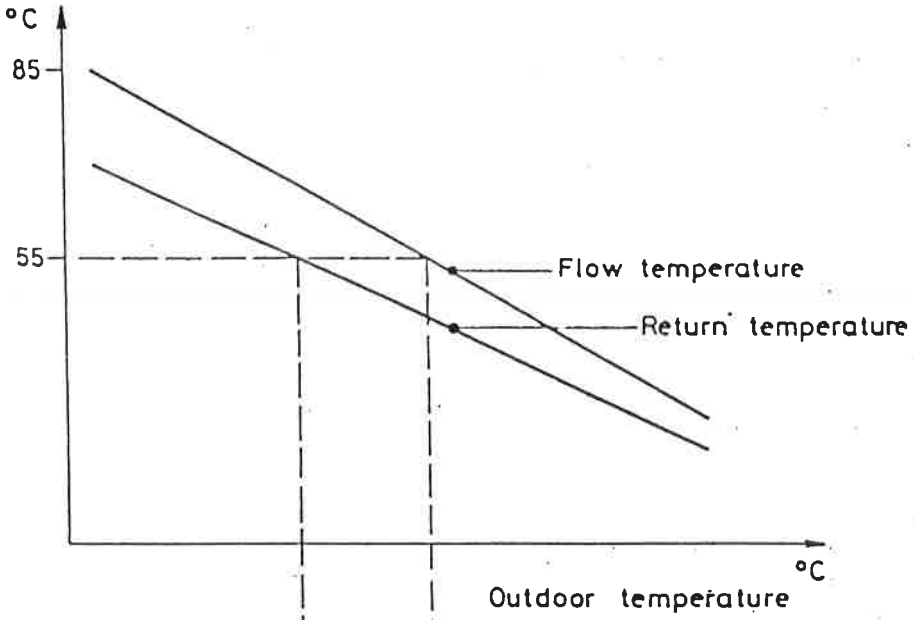


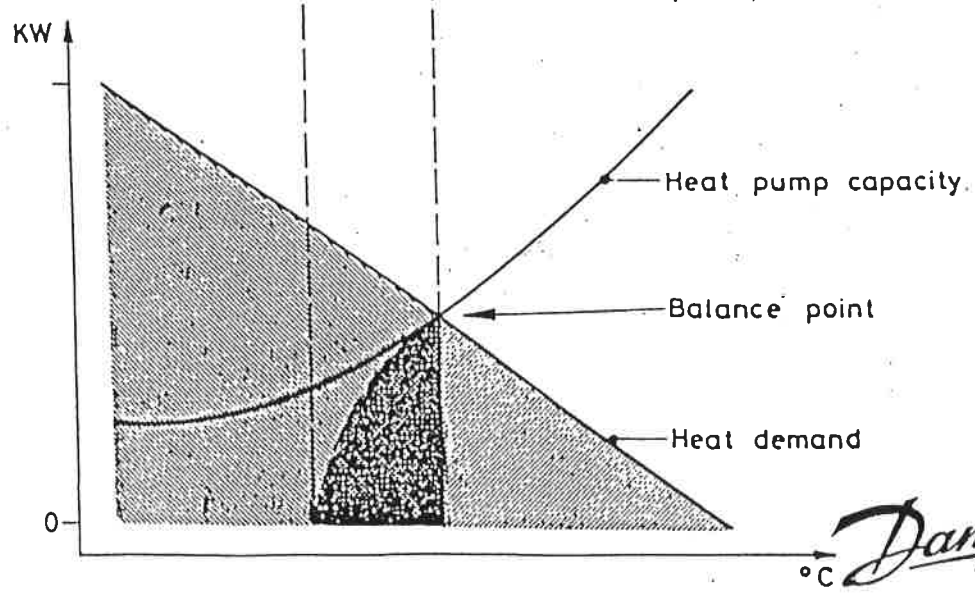
Ovenstående figur viser 5 * 5 = 25 eksempler på, hvordan varmepumpen kan kombineres ved hjælp af forskellige varmekilder og varmedræn.

På de efterfølgende sider vises de almindeligste anlægstyper og eksempler på koblingsdiagrammer.

Bivalent Parallel Operation

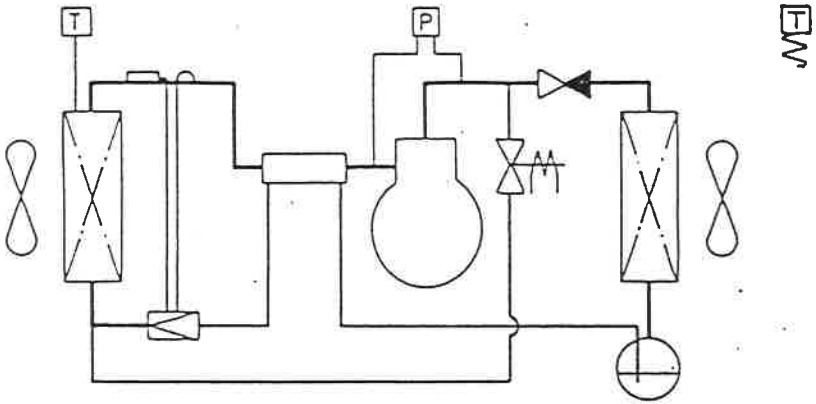






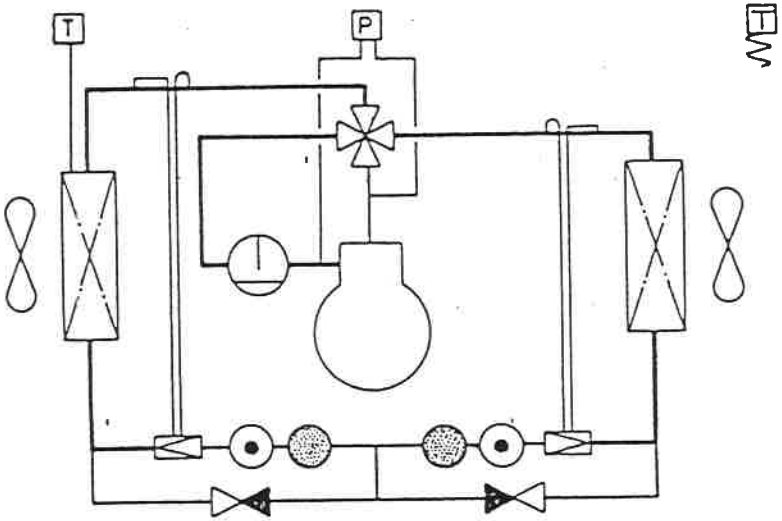
Danfoss

Heat Pump for Room Heating
Air/Air



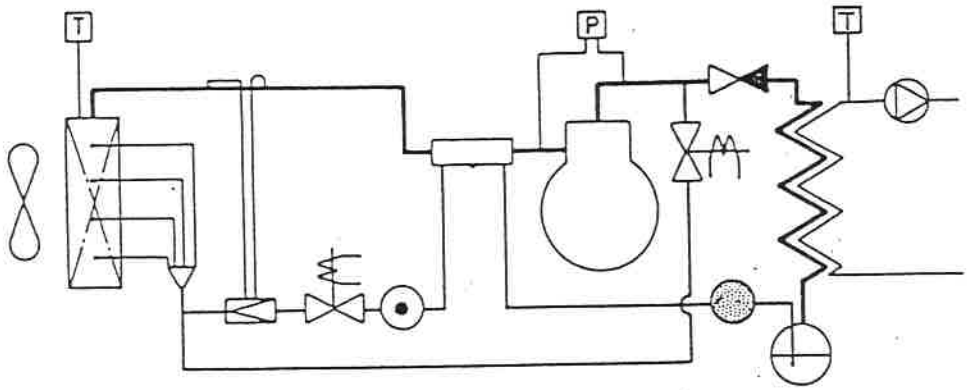
Defrosting by Condenser By-pass

Heat Pump for Room Heating
Air/Air



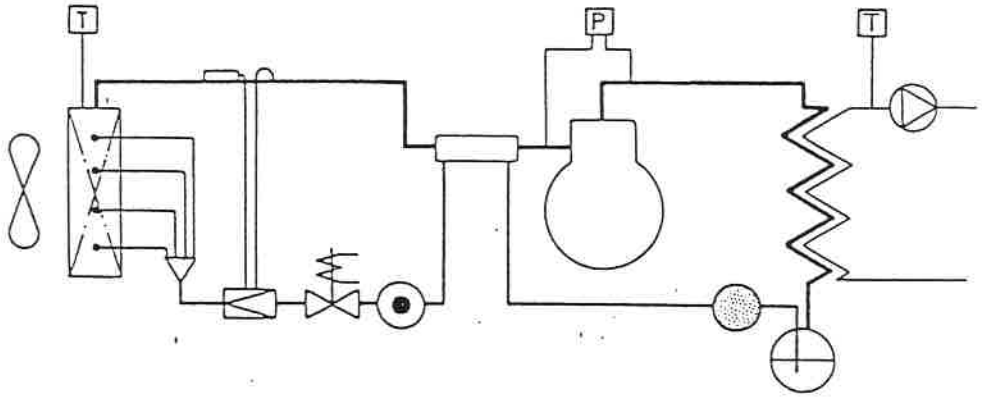
Reversible System

Heat Pump for Room Heating
Air/Water



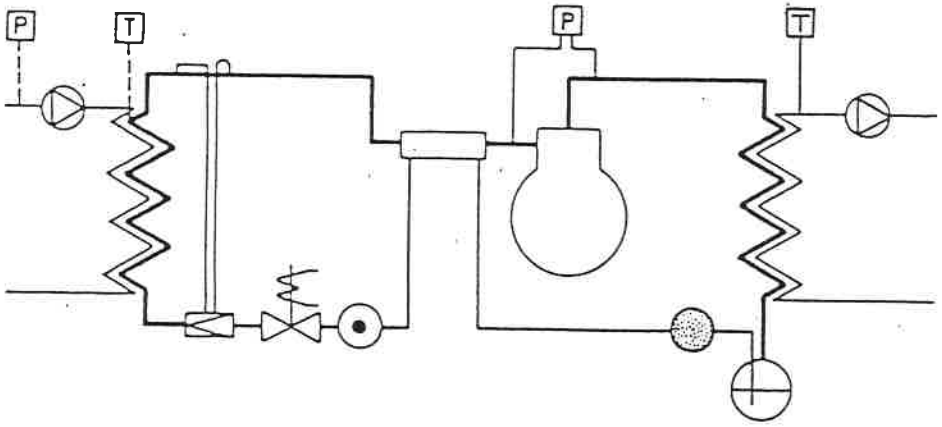
Defrosting by Condenser By-pass

Heat Pump for Room Heating
Air/Water

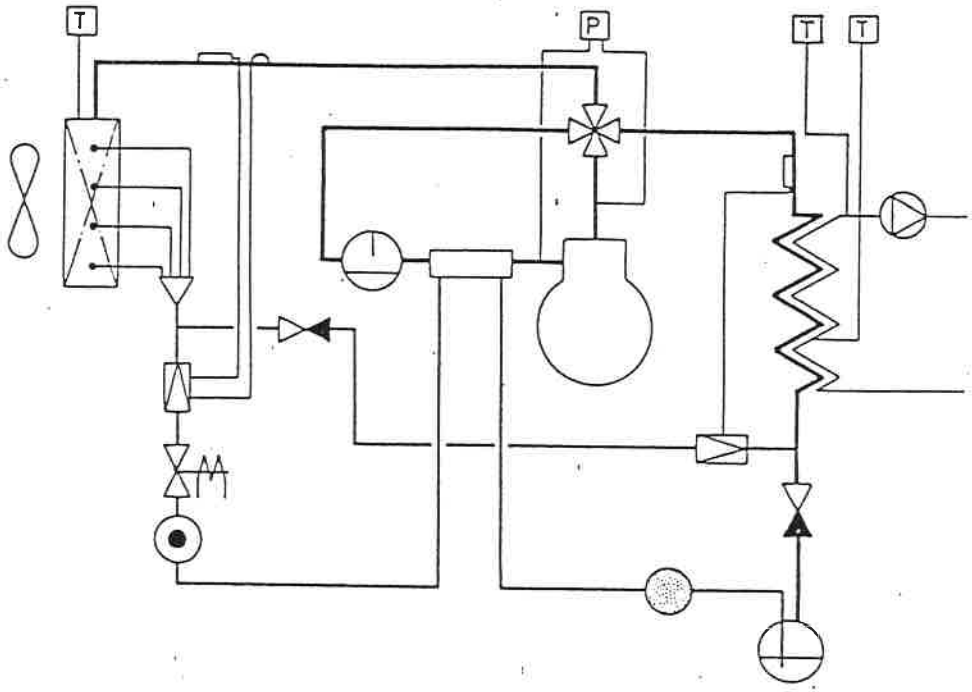


No Defrosting System

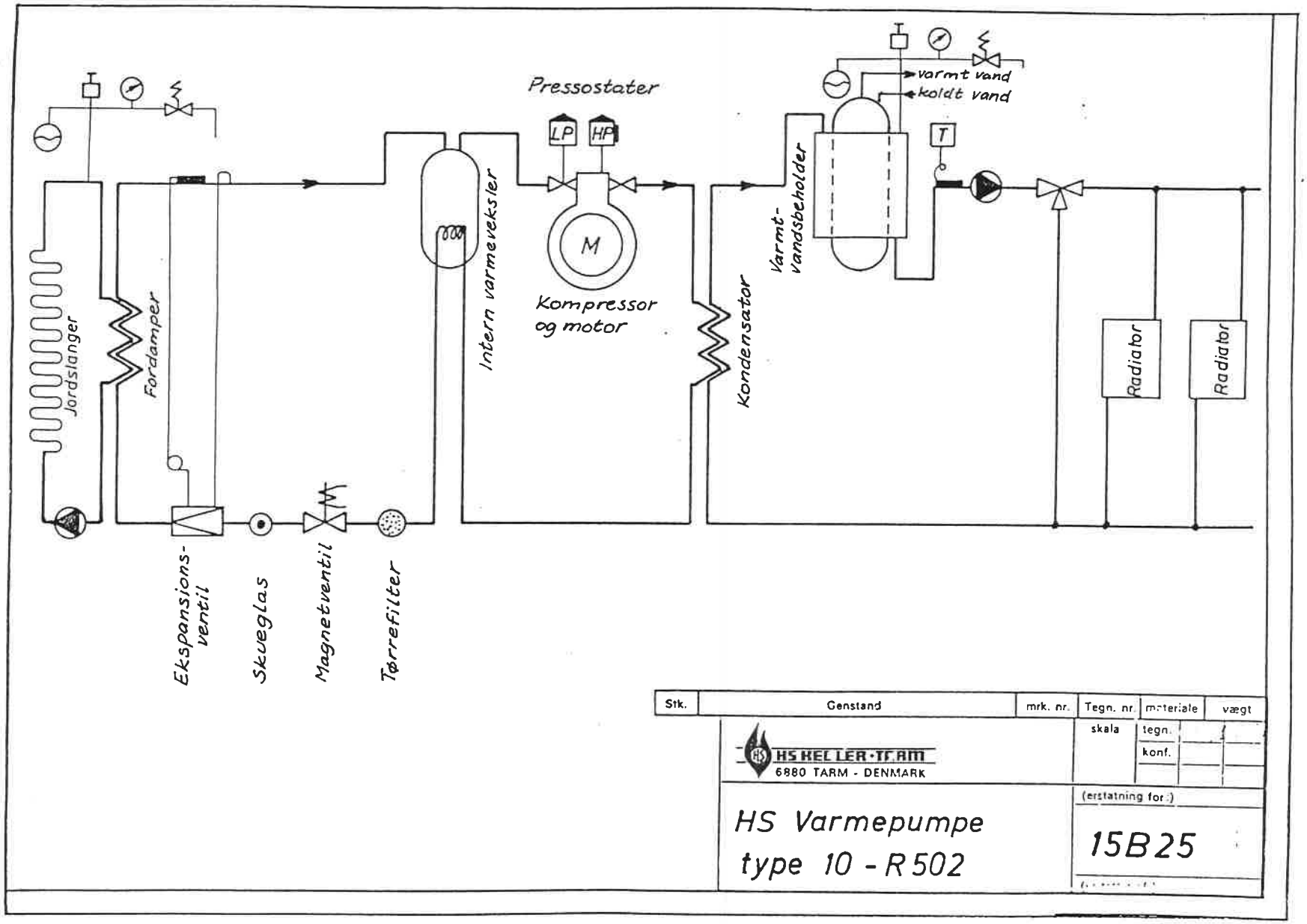
Heat Pump for Room Heating
Water/Water



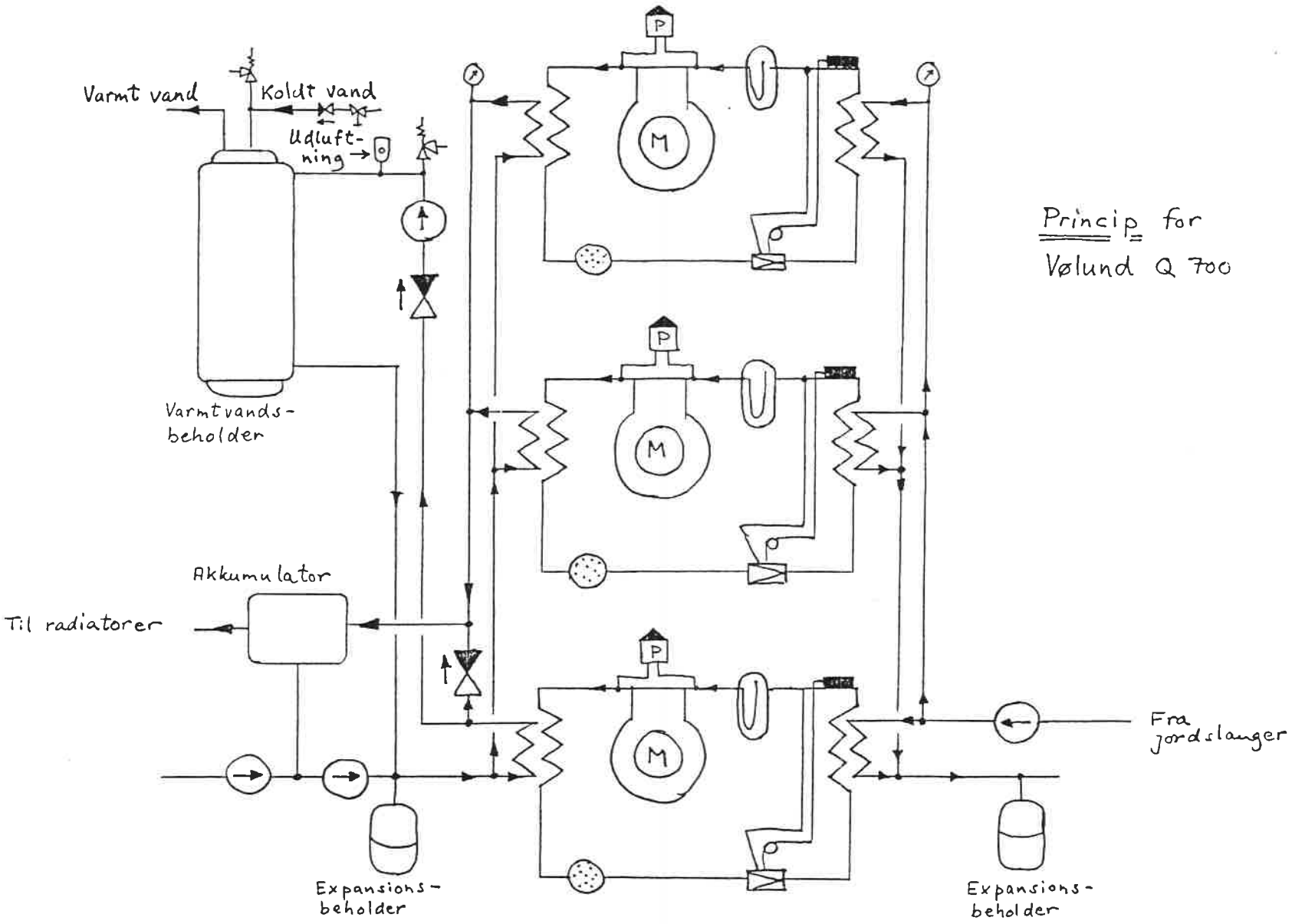
Heat Pump for Room Heating
Air/Water



Defrosting by Reversing of System


Pressostater
LP
HP
M
Kompressor og motor
varmt vand
koldt vand
T
Jordslanger
Fordamper
Intern varmeveksler
Kondensator
Varmt-vandsbeholder
Radiator
Radiator
Ekspansions-ventil
Skueglas
Magnetventil
Tørrefilter
Stk.
Genstand
mrk. nr.
Tegn. nr.
materiale
vægt
skala
tegn.
konf.
HS KELLER·TRAM
6880 TARM - DENMARK
(erstatning for:)
HS Varmepumpe
type 10 - R502
15B25

VPA 23



Princip for
Vølund Q 700

Litteraturhenvisninger.

Andersen, S.A.: Køleanlæg, 1976, Gad, København

v.Cube, H.L., Steimle, F.: Väremepumpen. Grundlagen und praxis, 1984, VDI-Verlag, Düsseldorf

Ihle, C.: Die Pumpenwassererheizung, 1979, Verner Verlag, Düsseldorf

Kirn, Herbert: Värmepumpen, 6. Auflage, 1983, Verlag C.F. Müller, Karlsruhe

Varmepumpeanlæg, dimensionering, 1982, DIEU, København

Varmepumpeanlæg for boligopvarmning, 1979, DEFU, København

KULDEHÅNDBOG 1996

sýnishorn

SÝNISHORN AF:
— NORSK KULDENORM —
o.fl.

KULDE handbok

1996

Verkmenntaskóli

BESTILLES FRA: SKARLAND PRESS AS,
Pb. 5042 MAJORSTUA, 0301 OSLO
☎: 22601390, FAX: 22693650

trolleres ved hjelp av hensiktsmessige metoder. (Såpevann, halogenlampe[19] og/eller elektronisk utstyr ved halokarboner som sporgass, brennende svovelblomme, lakmuspapir eller fenolftalein ved ammoniakk).

[19]) Halogenlampe reagerer ikke på klorfrie kuldemedier (HFK, FK).

Eventuelle lekkasjer registreres og utbedres, og prosedyren gjentas inntil anlegget er tett.

Kommentar: På anlegg i drift kan tilsetning av stoff til kuldemediet som registreres med ultrafiolett lys være en effektiv metode for å oppdage lekkasjer.

Når anlegget er tett, utferdiges tetthetsprøveattest. (Jfr. underkapittel 10.2.1.1). Attesten signeres av ansvarlig person. Små ferdiganlegg i henhold til underkapittel 2.1.2 er unntatt fra kravet om attest.

7.10 Vakuumering, uttørking og vakuumprøving av anlegg

7.10.1 Generelt

For påfylling av kuldemedium skal all fuktighet, luft og eventuelle andre fremmedgasser fjernes fra anlegget og det skal kontrolleres at anlegget holder konstant vakuum over tid. Derved er en sikret at anlegget er tørt. Vakuumprøven gir også beste kontrollen på at anlegget er helt tett.

Dårlig vakuumering og uttørking er en viktig årsak til driftsforstyrrelser og havarier, særlig når kuldemediet ikke løser vann, ofte med tap av medium som følge. Normens krav har som hensikt å redusere faren for slike uhell.

Ved overgang til esterolje skjerpes kravet til tørt anlegg uten luft eller andre fremmedgasser ytterligere.

7.10.2 Krav til vakuum

Kuldeanlegg og varmepumper skal vakuumeres til et sluttvakuum, målt på selve anlegget, som ikke er høyere enn 75% av damptrykket for vann ved aktuell omgivelsestemperatur, jfr. Tabell 12.1, Vedlegg 12, og som samtidig minst oppfyller krav som angitt i Tabell 12.2, Vedlegg 12.

7.10.3 Krav til utstyr

For vakuumering av anlegg skal det benyttes egen vakuumpumpe, med oppnåelig sluttvakuum som tilfredsstiller kravene gitt i Tabell 12.1 og 12.2 med god margin. Pumpen skal være utstyrt med mulighet for gassballast for lufting av oljen.

Tilslutningsdimensjoner på pumpe og anlegg, samt vakuumslangens dimensjon, skal være i forhold til pumpens kapasitet. Mindre dimensjon enn 3/8" bør ikke benyttes. Slangen skal være så kort som mulig.

Vakuum skal måles med et egnet vakuummeter. Vakuumeteret skal ha tilstrekkelig nøyaktighet i det aktuelle området for sikker bestemmelse av vakuum. Viserinstrumenter, elektroniske instrumenter m.v. skal kalibreres minst en gang i året.

7.10.4 Prosedyre ved vakuumering og vakuumprøve

Vakuumering må foretas før anlegget isoleres, da vannansamlinger i isolerte rør og beholdere kan være meget vanskelig å oppdage og å fjerne. I enkelte tilfeller er vakuumering av isolerte rør/komponenter likevel vanskelig å unngå, for eksempel etter inngrep i anlegg, ved ombygging osv.

Prosedyren skal utføres ved høyest mulig omgivelsestemperatur, og alltid godt over frysepunktet. Det må påses at vakuumeringen ikke skjer så raskt at eventuelt vann fryser ut. Om nødvendig skal komponenter og rørsystem varmes opp, for eksempel ved gjennomblåsing med varm, tørr luft. I noen tilfeller, som ved inngrep/ombygging i nedkjølt fryselager, må likevel vakuumering ved temperatur under frysepunktet aksepteres.

For å hindre innlekkasje av luft gjennom pakkboks på åpen kompressor eller pumpe, kan provisorisk tetning rundt akseltappen i form av plastisk materiale eller hette benyttes.

Å fjerne fuktighet ved vakuumering ved omgivelsestemperatur er en lite effektiv prosess. Dobbel- eller trippelvakuumering, hvor vakuum brytes med en inertgass (tørr nitrogen) anbefales. Det skal ikke benyttes halokarbon for å bryte vakuum, unntatt ved siste trykksetting med det mediet anlegget skal gå med.

Vakuummeter skal være plassert på selve anlegget, og i god avstand fra tilslutningsstussen for pumpen.

Oppnådd vakuum skal holdes, med vakuumpumpen frakoplet, i tilstrekkelig lang tid til at en er sikker på at anlegget er tørt og at det er tett. Nødvendig holdetid vil være sterkt avhengig av anleggets indre volum. For de minste anleggene kan 15 minutter være tilstrekkelig, mens flere timer vil kreves for å avsløre en liten lekkasje i et stort anlegg.

Vakuumeringsprosedyren ved noe større halokarbonanlegg bør omfatte:

1. Vakuumering til 260 Pa eller lavere
2. Bryting med tørr nitrogen
3. Ny vakuumering til 260 Pa eller lavere
4. Holding av vakuum i minst 6 timer. Bryting med aktuelt kuldemedium

Når vakuumprøve er gjennomført med tilfredsstillende resultat, skal det utferdiges vakuumattest. (Jfr. underkapittel 10.2.1.1). Vakuumattesten skal signeres av ansvarlig person. Små ferdiganlegg i henhold til underkapittel 2.1.2 er unntatt fra kravet om attest.

7.11 Påfylling av kuldemedium

Det skal påses at anlegget påfylles riktig type kuldemedium.

Ved fylling av kuldemedievæske skal dette skje på en slik måte at væskeslag ikke kan oppstå.

Kuldemedieblandinger, utenom rene azeotroper, skal alltid fylles i væskefase for å unngå fraksjonering av blandingen.

Anleggene skal bare fylles opp til minste nødvendige mengde. Denne skal kunne registreres på hensiktsmessig måte, ved seglass i væskeledning, nivåglass e.l. Påfylt kuldemediemengde skal registreres og noteres i journal/revisjonsbok.

Etter oppfylling, skal fyllestussen på anlegget forsynes med blindhette og kuldemedieflasken/beholderen skal blindes av.

8. Sikkerhetsutrustning

8.1 Formål

Sikkerhetsutrustningen på kuldeanlegg og varmepumper har som oppgave å forhindre at det oppstår fare ved feil på anlegget, ved unormale driftsforhold, ved stillstand og under transport. Faremomenter kan være høye trykk, høye og lave temperaturer, utslipp av giftig, brennbart eller miljøskadelig kuldemedium o.s.v. Sikkerhetsutrustningen skal samtidig forhindre at komponenter eller rørsystemer sprenges som følge av trykkstigning ved sterk oppvarming, for eksempel ved brann. Trykkavlasting skal skje på en slik måte at fare for skade på personer, miljø og eiendom minimaliseres.

8.2 Trykkavlastingsanordninger

8.2.1 Generelt

8.2.1.1 Funksjon

Trykkavlastingsanordning skal aktiveres når største arbeidstrykk i anlegg eller anleggsdel overskrides, ved at anordningen åpner for avblåsing av gass og/eller væske.

Trykkavlastingsanordning med tilhørende rørforbindelse og utstyr skal ha tilstrekkelig kapasitet til at mediet kan strømme ut uten at trykket overskrider største arbeidstrykk med mer enn 10%.

8.2.1.2 Typer

Trykkavlastingsanordning kan være utført som sikkerhetsventil, sprengplate, smeltesikring eller overstrømningsventil. Hvilken type som benyttes, avhenger av om det sikres mot gass- eller væsketrykk, type og størrelse på komponent eller anlegg, medietype o.s.v. De tre førstnevnte typene gir mer eller mindre momentan åpning til full kapasitet. Slike skal alltid benyttes når et system med gass eller gass og væske skal sikres.

8.2.1.3 Arrangement

Trykkavlastingsanordning kan blåse av til omgivelsene, internt til anleggsdel med lavere trykk, til et absorberende medium eller til en egen beholder. Samlet avlåsningskapasitet kan deles på flere trykkavlastingsanordninger.

Sikkerehetsventil for avlasting av høytrykkssiden bør fortrinnsvis avlaste internt til lavtrykkssiden. Lavtrykkssiden må da være forsynt med tilstrekkelig avblåsingskapasitet til å beskytte alle sammenkoblede systemdeler og komponenter som kan utsettes for høyt trykk.

Trykkavlastingsanordning skal være montert på eller i rimelig nærhet av den komponent eller systemdel den er forutsatt å beskytte. Rørforbindelsen til komponenten skal være uten avstengningsmuligheter[20] eller andre hindringer som kan påvirke anordningens funksjon. Vekselventil (se neste underkapittel) eller tilsvarende regnes ikke som avstengningsventil.

Trykkavlastingsanordning skal alltid plasseres med avløpet over væskenivået. Unntatt er anordning som beskytter mot væskeovertrykk, som ved stumfylling og ved trykksikring i pumpesirkulasjonskrets. Trykkavlastingsanordning skal være lett tilgjengelig.

[20]) Avstengningsventil til låssystem typekontrollert av kvalifisert tredjepartsorgan kan monteres i tilknytning til sikkerhetsventil.

8.2.1.4 Trykkavlastingsanordning montert på vekselventil

Trykkbeholder med større indre volum enn 100 l skal være forsynt med to trykkavlastingsanordninger montert på vekselventil. Disse skal hver for seg ha tilstrekkelig kapasitet til å beskytte beholderen.

Med vekselventil menes to sammenkoblede avstengningsventiler som er arrangert slik at bare en ventil kan være stengt om gangen. Vekselventilen skal ha fullt strømningsgjennomløp uansett hvilken posisjon den står i.

Ved intern overblåsing kan enkel sikkerhetsventil benyttes.

Tilslutningsstuss på eventuell felles avblåsingsledning (se underkapittel 8.2.8) skal kunne stenges av når trykkavlastingsanordningen er tatt bort.

8.2.1.5 Minste strømningsareal

Minste strømningsareal for sikkerhetsventil eller sprengplate skal ikke være mindre enn 15 mm². Det må ikke reduseres på grunn av gjennomsveising e.l.

8.2.2 Sikkerhetsventil

8.2.2.1 Bruksområde

Sikkerhetsventil kan brukes for ekstern og intern avblåsing, enten det gjelder gass, væske eller blanding av disse.

8.2.2.2 Krav til konstruksjon

Sikkerhetsventil skal være slik konstruert at den er fullt åpen ved et trykk som maksimalt tilsvarer 1.1 ganger trykket ved begynnende åpning. Sikkerhetsventil må ikke kunne tvangsåpnes.

Sikkerhetsventil for intern trykkavlasting, for eksempel fra høy- til lavtrykkssiden, skal være slik konstruert at åpningstrykket ikke påvirkes nevneverdig av mottrykket etter ventilen. Ved dimensjonering av ventil for intern overblåsing, skal det regnes med et mottrykk tilsvarende maksimalt avblåsingstrykk på lavtrykkssiden.

Kommentar: Dersom trykkforholdet over sikkerhetsventilen blir mindre enn kritisk trykkforhold (jfr. Tabell 8.1), avtar ventilkapasiteten betydelig.

Rørstuss for plassering av sikkerhetsventil skal ha minst samme nominelle diameter som ventilen. Dette gjelder også for eventuell vekselventil plassert foran sikkerhetsventilen.

Sikkerhetsventil m blåsing til atmosfæren skal være utstyrt med anordning som kan avsløre små lekkasjer i ventilen.

8.2.2.3 Dimensjonering av sikkerhetsventil

Sikkerhetsventilens nødvendig strømningsareal ved gitt avblåsingskapasitet skal fastlegges av produsenten. Ventilkapasiteten skal oppgis i kg/sek (eller annen enhet) for aktuelt kuldemedium eller for luft (jfr. underkapittel 8.2.6).

8.2.2.4 Seriekopling av sprengplate og sikkerhetsventil

Sikkerhetsventiler er ofte kilde til lekkasje i kuldeanlegg og varmepumper. For å redusere faren for dette, kan sikkerhetsventil kombineres med sprengplate foran ventilen, under forutsetning av at:

* sikkerhetsventilen dimensjoneres opp med 20%
* sprengplatens sprengingstrykk er det samme som ventilens åpningstrykk
* volumet mellom de to trykkavlastingsanordningene tilsluttes en lekkasjealarm, for eksempel en trykkgiver. Alarmen skal gi signal til kontrollrom, eventuelt også stoppe anlegget. For medium i klasse L1 kan det alternativt benyttes et 1mm hull i kombinasjon med gassdetektor som er tilknyttet alarm.

8.2.2.5 Merking av sikkerhetsventil

Sikkerhetsventil skal være merket med innstilt åpningstrykk. Dessuten skal minst en av følgende størrelser være lett tilgjengelig, enten ved merking eller gjennom datablad fra produsent:

* avblåsingskapasitet, for eksempel som luftmengde per tidsenhet
* strømningskoeffisient og strømningsareal

Merkingen kan gjøres direkte på ventilen eller på en godt festet merkeplate.

Sikkerhetsventilens plombe skal være merket med produsentens kjennemerke eller merket til eventuelt godkjenningsorgan.

8.2.3 Sprengplate

8.2.3.1 Krav

Når anlegg eller del av anlegg beskyttes av sprengplate, skal nominelt sprengingstrykk ikke overskride største arbeidstrykk med mer enn 10%. Når sprengplaten benyttes i serie med sikkerhetsventil, skal sprengingstrykket ikke overskride største arbeidstrykk.

8.2.3.2 Bruksområde

Sprengplate skal normalt ikke benyttes som eneste trykk avlastingsanordning ved avblåsing til atmosfæren, men bare i serie med sikkerhetsventil (jfr. underkapittel 8.2.2.3). Sprengplate alene kan benyttes ved avlasting til reservoar/beholder med kjent mottrykk. Sprengtrykket må korrigeres for trykket bak platen dersom dette avviker fra atmosfæretrykket.

8.2.3.3 Dimensjonering av sprengplate

Nødvendig diameter for sprengplate kan beregnes ved:

$$d = 85.75 \cdot \sqrt{\frac{G_{s,luft}}{p}} \text{ mm} \qquad \text{(Lign 8.1)}$$

alternativt:

$$d = 200 \cdot \sqrt{\frac{G_{s,R}}{p \cdot \sqrt{M}}} \text{ mm} \qquad \text{(Lign 8.2)}$$

hvor: $G_{s,luft}$ - kapasitet i kg/s luft
$G_{s,R}$ - kapasitet i kg/s kuldemedium
M - kuldemediets molvekt
p - sprengplatens sprengingstrykk, bar abs

Kommentar: Formlene gjelder bare dersom trykkforholdet over sprengplaten er større enn kritisk trykkforhold.

Sprengplatens strømningsareal skal aldri underskride 15 mm².

Trykktapet i sprengplate kan regnes lik tapet i rett rør med platens gjennomløpsdiameter og lengde lik 80 diametere. (For beregning se underkapittel 8.7.3).

8.2.3.4 Merking av sprengplate

Sprengplate skal være merket med kjennemerke for produsent, samt nominelt sprengingstrykk. Dessuten skal minst en av følgende størrelser være lett tilgjengelig, enten ved merking eller gjennom datablad fra produsent:

* avblåsingskapasitet, for eksempel som luftmengde per tidsenhet
* strømningskoeffisient og strømningsareal

Sprengplatens merking skal kunne avleses uten at platen må demonteres, og skal være utført på en slik måte at platens funksjon ikke påvirkes.

8.2.4 Smeltesikring

8.2.4.1 Funksjon og bruksområde

Smeltesikring kan bare beskytte mot sprenging som følge av ekstremt høye temperaturer, som for eksempel ved brann. Den skal plasseres over væskenivået i beholder eller systemdel som sikres, og skal ikke være termisk isolert.

Smeltesikring skal kun benyttes i anlegg med medium i gruppe L1 og ved mindre enn 10 kg fylling.

8.2.4.2 Smeltetemperaturen

I tilfelle brann, skal smeltesikringen smelte før kuldemediet i tilsluttede deler av anlegget har nådd 65 °C. Dette regnes i praksis å oppnås når smeltetemperaturen for selve sikringen er 150 °C eller lavere.

For kuldemedieflasker gjelder særskilte regler. (Jfr. underkapittel 6.6.9.5).

8.2.4.3 Merking av smeltesikring

Smeltetemperaturen være innstemplet på smeltesikringen eller på skilt som er plombert til sikringen.

8.2.5 Overstrømningsventil

Overstrømningsventilen er en trykkavlastingsventil som åpner proporsjonalt med trykkdifferansen over ventilen. Den gir betydelig trykkstigning mellom begynnende åpning og fullt åpen ventil. Overstrømningsventil er egnet for bruddsikring bare i forbindelse med væsketrykk, for eksempel som sikring mot stumfylling.

8.2.6 Avblåsingskapasitet for trykkavlastingsanordning

8.2.6.1 Dimensjoneringskrav

Trykkavlastingsanordning for gass skal være dimensjonert for å avlaste utstrømmet gassmengde i forbindelse med ekstrem varmetilførsel (brann) eller kompressorens maksimale gassleveranse (gjelder kompressorens trykkside).

Brannkriteriet vil normalt komme til anvendelse ved sikring av enkeltkomponenter eller systemdeler, mens kompressorkriteriet eventuelt benyttes ved generell sikring av høytrykkssiden mot sviktende kondensatorfunksjon. Når det er hensiktsmessig å kombinere begge sikringer i en trykkavlastingsanordning, dimensjone-

res denne for det tilfellet som gir største gasstrømmen ved beregning som vist i underkapittel 8.2.6.2.

For systemdel som inneholder rørslange eller rørsats, skal trykkavlastingsanordningen ha tilstrekkelig kapasitet til å forhindre fare ved eventuelt rørbrudd. Eksempelvis skal mantelsiden i rørkjelvarmeveksler være sikret mot skade som følge av brudd i varmevekslerrør.

Ved sikring mot rent væskeovertrykk (stumfylling) vil det normalt være tilstrekkelig med en liten overstrømningsventil. Dersom væsken kan inneholde noe gass, må det tas hensyn til at ventilens kapasitet reduseres kraftig.

8.2.6.2 Beregning av avblåsingskapasitet

Nødvendig avblåsingskapasitet beregnes ved:

a. Sikring ved brann:

$$G_{s1} = \frac{Q * A}{r}, \quad \text{kg/s} \qquad \text{(Lign. 8.3)}$$

hvor: A - samlet varmebelastet utvendig flate for systemdelen/beholderen/rørsystemet som beskyttes, m^2
G_{s1} - nødvendig avblåsingskapasitet, kg/s
Q - maksimal varmebelastning på flaten, W/m^2. (Settes lik Q = 10000 W/m^2)
r - kuldemediets fordampningsvarme ved 1.1 x trykkavlastingsanordningens åpnings trykk, J/kg

Dersom flere komponenter beskyttes ved hjelp av samme trykkavlastingsanordning, skal A settes lik summen av komponentenes overflater. For rørbatteri kan A regnes lik batteriets ytre omhyllingsflate.

b. Sikring ved sviktende kondensering:

$$G_{s2} = \frac{V_s * \lambda * \rho_i}{3600}, \quad \text{kg/s} \qquad \text{(Lign. 8.4)}$$

hvor: G_{s2} - nødvendig avblåsingskapasitet, kg/s
V_s - kompressorens slagvolum, m^3/h
λ - kompressorens leveringsgrad, - (antas lik 0.9 dersom den ikke er kjent)
ρ_i - suggassens tetthet, kg/m^3 (refereres til metningstilstand ved +10 °C)

Dersom det er flere kompressorer i parallell, skal kapasiteten til den største kompressoren legges til grunn, forutsatt at alle kompressorene er utstyrt med høytrykksvakt.

Dersom kravene til sikring mot sviktende kondensatorfunksjon kan dekkes ved hjelp av kompressorens innebygde sikkerhetsventil, bortfaller kravet om egen sikring for dette forholdet.

8.2.6.3 Angivelse/omregning av kapasitet for trykkavlastingsanordningens

Kapasitet for trykkavlastingsanordning angis som regel som gjennomstrømmet luftmengde i kg/s (eller annen enhet) ved aktuelle trykk- og temperaturforhold.

Omregning fra nødvendig kapasitet i kg/s kuldemedium til kg/s luft gjøres ved:

$$S_{s,luft} = G_{s,R} \cdot \sqrt{\frac{M_{luft}}{M_R}}, \quad \text{kg luft/s} \qquad \text{(Lign. 8,5)}$$

hvor: M_{luft} - molvekt luft (29)
M_R - molvekt aktuelt kuldemedium (se Tabell 2.1, Vedlegg 2A)

Omregning av kapasitet fra ett kuldemedium R1 til et annet kuldemedium R2 gjøres tilsvarende ved:

$$G_{s,luft}(R2) = \sqrt{\frac{M_{R2}}{M_{R1}}} \cdot G_s(R1) \qquad \text{(Lign. 8,6)}$$

hvor: $G_s(R1)$ - kapasitet i kg/s kuldemedium R1
$G_s(R2)$ - kapasitet i kg/s kuldemedium R2
M_{R1} - molvekt kuldemedium R1
M_{R2} - molvekt kuldemedium R2

Dersom aktuell utblåsningstemperatur avviker vesentlig fra temperaturen som ligger til grunn for oppgitt kapasitet, må det korrigeres for dette:

$$G_s(T_{tabell}) = G_s(T_{aktuell}) \cdot \sqrt{\frac{T_{aktuell}}{T_{tabell}}}, \quad \text{kg/s} \qquad \text{(Lign. 8,7)}$$

hvor: T_{tabell} - absolutt temperatur leverandørens kapasitetsdata refereres til, K
$T_{aktuell}$ - aktuell absolutt temperatur ved avblåsingen, K

Trykkavlastingsanordningens kapasitet er uavhengig av trykket etter anordningen (baktrykket) så lenge trykkforholdet over anordningen er større enn kritisk trykkforhold Γ:

$$\left(\frac{p_{foran}+1}{p_{etter}+1}\right) > \Gamma = \left(\frac{K+1}{2}\right)^{\frac{K}{K-1}} \qquad \text{(Lign. 8.8)}$$

hvor: p_{foran} - trykket foran ventilen, bar over trykk
p_{etter} - trykket etter ventilen, bar over trykk
Γ - kritisk trykkforhold, -
κ - gassens adiabateksponent, -

Dersom trykkforholdet over trykkavlastingsanordningen er lavere enn kritisk trykkforhold, avtar avblåsingskapasiteten. Dette kan for eksempel skje ved intern overblåsing mellom høy- og lavtrykkssiden i anlegget og ved stort trykkfall i avblåsingsledningen. Ventilleverandøren skal i slike tilfeller konsulteres for dimensjoneringen.

Kritisk trykkforhold for noen vanlige kuldemedier er vist i Tabell 8.1.

Tabell 8.1 Kritisk trykkforhold for noen vanlige kuldemedier

Kulde	Gasstemperatur °C					
medium	0	20	40	60	80	100
R-12	1.72	1.68	1.64	1.61	1.57	1.52
R-22	1.75	1.72	1.69	1.67	1.64	1.60
R-502	1.68	1.64	1.61	1.56	1.51	1.46
HFK*						
R-717	1.84	1.84	1.82	1.80	1.79	1.78

*) For nye kuldemedier mangler foreløpig data for kritisk trykkforhold. For praktiske formål anbefales benytt at K =1.7

8.2.7 Dimensjonering av vekselventil og tilslutningsrør fram til trykkavlastingsanordning

8.2.7.1 Maksimalt akseptabelt trykktap før trykkavlastingsanordning

Samlet trykktap fra systemet/komponenten som sikres og fram til trykkavlastingsanordningen skal ikke overskride 3% av anordningens åpningstrykk, med mindre produsenten kan dokumentere at anordningen kan fungere sikkert ved større trykktap.

8.2.7.2 Beregning av trykktap i vekselventil

Trykktap i vekselventil beregnes ved:

$$\Delta p_{veksel} = \frac{13000}{\rho} \cdot \left(\frac{G_s}{k_v}\right)^2, \quad \text{bar} \qquad \text{(Lign. 8.9)}$$

hvor: Δp - trykktapet over vekselventilen, bar
ρ - gassens tetthet ved utstrømning, kg/m^3
G_s - utstrømmet mengde, kg/s
k_v - ventilens k_v-faktor[21] (oppgis av leverandør), -

[21]) k_v-faktoren uttrykker gjennomstrømmet mengde vann i m^3/h ved 1 bar trykkfall.

8.2.7.3 Beregning av trykktap i tilslutningsrør

I tilslutningsrøret vil det oppstå trykktap ved innløpet til røret (innløpstap), i eventuelle bend og T-stykker (tap i enkeltmotstander) og som følge av rørfriksjon (friksjonstap). De enkelte tapsbidragene beregnes på i prinsippet samme måte ved hjelp av formelen i Lign. 8.10.

$$\Delta p_{rør} = \frac{0.81 \cdot \xi \cdot G_s^2}{\rho \cdot d^4} \cdot 10^{-5}, \quad \text{bar} \qquad \text{(Lign. 8.10)}$$

hvor: ξ - tapskoeffisient, -
d - indre rørdiameter, m

De enkelte deltrykktapene beregnes hver for seg og summeres. Beregningene baseres på følgende tapskoeffisienter:

$\xi_{innløp}$ - 1.5
ξ_{bend} - 0.25
$\xi_{T\text{-}stk}$ - 1.2
ξ_{rett} - λL/d

hvor: λ - friksjonsfaktor, -
L - rørlengden, m

Friksjonsfaktoren λ kan settes lik 0.018 for kobberrør og 0.025 for stålrør.

Dersom det er montert sprengplate foran sikkerhetsventil, skal trykktapet i denne regnes som angitt i underkapittel 8.2.3.3.

8.2.8 Avblåsingsledning

8.2.8.1 Generelle krav

Trykkavlastingsanordning bør alltid tilsluttes avblåsingsledning slik at gassen blir ført ut av rommet/huset.

Det er krav om avblåsingsledning for kuldemedier i klasse L2 og L3. Det kreves også for medier i klasse L1 når fyllingen er så stor at det er krav om maskinrom og praktisk korttids grenseverdi (Tabell 2.2, Vedlegg 2B) samtidig kan overskrides.

Rom hvor trykkavlastingsanordning er montert uten avblåsingsledning skal være godt ventilert og utstrømningen skal skje mot et område der personer normalt ikke oppholder seg.

Avblåsing kan også skje til egnet absorbent, for eksempel vannreservoar ved ammoniakk som kuldemedium. Reservoaret skal være så stort at hele fyllingen på det største anlegget i rommet kan absorberes.

Avblåsingsledning til det fri skal være lagt slik at det ikke oppstår fare om gass eller væske strømmer ut av ledningen. Det skal tas særlig hensyn til forholdene lokalt, hvordan dører, vinduer som kan åpnes, friskluftinntak og faste brannstiger er plassert. Munningen skal være beskyttet mot regn, snø og forurensninger, uten at avblåsingen hindres.

Avblåsingsledning skal være styrkeberegnet etter et trykk som er lik halvparten av trykkavlastingsanordningen åpningstrykk. Den skal være utført i ikke-brennbart materiale.

8.2.8.2 Dimensjonering av av blåsingsledning

Avblåsingsledningens indre diameter kan beregnes etter følgende formel:

$$d_i = 100 \cdot \sqrt[5]{\frac{L_E \cdot G_s^2}{M \cdot [(1+\Delta p)^2 - 1]}}, \text{ mm (Lign. 8.11)}$$

hvor: d_i - ledningens indre diameter, mm
G_s - avblåst mengde, kg/s
L_E - ledningens ekvivalente lengde, m
M - kuldemediets molvekt, (jfr. Tabell 2.1, Vedlegg 2A)
Δp - dimensjonerende trykktap i avblåsingsledningen, bar

Avblåst mengde (G_s) skal settes lik trykkavlastingsanordningens kapasitet (som vil være større eller lik bereg maksimalt behov for gassavlasting).

Dersom flere trykkavlastingsanordninger på samme anlegg er tilsluttet felles avblåsingsledning, skal fellesrøret dimensjoneres ut fra det av alternativene A og B nedenfor som gir størst gassmengde:

A: Summen av kapasiteten av alle trykkavlastingsanordninger på høytrykkssiden eller summen av alle avlastingsanordninger på lavtrykkssiden. (Det som gir størst rørdimensjon benyttes). Dersom høytrykkssiden er sikret ved overblåsing til lavtrykkssiden eller begge sider har samme sikringstrykk, skal samtidig avblåsing fra samtlige trykkavlastingsanordninger legges til grunn.

B: Kapasiteten til den største kompressoren i anlegget (forutsatt at ekstern sikring mot sviktende kondensering er nødvendig, jfr. underkapittel 8.2.6.2).

Dersom flere anlegg er tilknyttet felles utløpsledning, skal fellesledningen dimensjoneres på grunnlag av det anlegget som gir størst rørdimensjon.

Dimensjonerende trykktap i avblåsingsledningen (Δp) skal ikke settes høyere enn 10% av sikringstrykket, om ikke produsenten godtar større trykktap.

Dersom flere trykkavlastingsanordninger er tilsluttet felles avblåsingsledning, fordeles disponibelt trykktap skjønnsmessig på fellesrøret og de enkelte grenrørene fram til fellesrøret.

Ekvivalent rørlengde (L_E) tilsvarer den lengde rett rør som har samme trykktap som aktuelt røroppleggg, med rettstrekk og eventuelle bend. Den kan beregnes overslagsmessig som:

$$L_E = L_v + (2 \times B) \text{ , m} \qquad \text{(Lign. 8.12)}$$

hvor: L_E - ekvivalent rørlengde, m
L_v - virkelig rørlengde, m
B - antall rørbend i avblåsingsledningen

Avblåsingsledningen skal ikke ha mindre indre diameter enn $d_{i,min}$ = 10 mm.

Formelen i lign. 8.11 gjelder ikke dersom gassen når lydhastighet i utløpet av avblåsingsledningen. Beregnet diameter må derfor kontrolleres for dette ved hjelp av følge igning, som gir ca. 0.9 x lydhastigheten i rørutløpet:

$$d_{min} = 150 \cdot \sqrt{\frac{G_s}{\sqrt{M}}}, \text{ mm} \qquad \text{(Lign. 8.13)}$$

hvor: d_{min} - minste diameter for å unngå lyd hastighet i utløpet av avblåsingsledningen, mm

Ved endelig valg av rørdimensjon, må største verdi av beregnet diameter i henhold til lign. 8.11 og 8.13 velges. Ved flere trykkavlastingsanordninger tilsluttet felles avblåsingsrør, trenger bare fellesrørets dimensjon kontrolleres mot Lign. 8.13.

8.3 Sikkerhetsautomatikk

8.3.1 Trykkvakter

Høytrykksvakt som ikke benyttes for reguleringsformål skal være utstyrt med manuell reset. Automatisk reset kan brukes dersom bryting er kombinert med alarm til betjent driftssentral eller hjemmevakt. Ved kompressorslagvolum mindre enn 90 m³/h kan automatisk reset benyttes ved kuldemedium i klasse L1.

Lavtrykksvakt som sikrer mot skader som kan føre til lekkasje av kuldemedium, skal være forsynt med manuell reset dersom lekkasje kan medføre fare for personer eller miljø. Eksempel på slik skade er frostsprenging av rør i væskekjølere.

Trykkvakter basert på trykkceller med signalutgang skal gi alarm dersom måleverdien når nedre eller øvre målegrense og ved bortfall av signal.

8.3.2 Temperaturvakter

Lavtemperaturvakt skal være forsynt med manuell reset, etter samme regler som for lavtrykksvakt.

8.3.3 Nivåvakter

Nivåvakt for høyt nivå skal være utstyrt med manuell reset, dersom gjentatt oppfylling kan medføre særlig fare, for eksempel væskeslag.

8.3.4 Strømningsvakter

Strømningsvakt som beskytter mot forhold som direkte eller indirekte kan medføre fare eller miljøskade, skal være utstyrt med manuell reset.

8.4 Utstyr for overvåking av kuldemedielekkasje

8.4.1 Overvåking av anleggsfyllingen

Utstyr for automatisk overvåking av fyllingen på anlegget skal være plassert slik at minkende fylling registreres på et tidligst mulig tidspunkt. Det skal være utformet slik at "falske signaler" ikke fører til alarm. (For eksempel midlertidig gassdannelse i væsken, nivåvariasjoner på grunn av naturlig fyllingsvandring i anlegget o.s.v.).

Seglass i væskeledningen skal være plassert slik at væsken er fri for flashdamp. Ved registrering av nivå, bør væskespeilet ha minst mulig overflate. Utstyr for direkte avlesning skal være lett tilgjengelig.

Utstyr for direkte, manuell avlesning/registrering skal alltid brukes i tillegg til eventuelt automatisk varslingsutstyr. Automatisk utstyr skal kontrolleres/kalibreres minst en gang per år.

8.4.2 Utstyr for deteksjon av kuldemedium i romluften

Utstyr for deteksjon av kuldemedium i romluften skal ha tilstrekkelig følsomhet til at forekommende lekkasjer kan avsløres. (For eksempel vil en lekkasje på 0.25 kg per m³ romvolum og år tilsvare ca. 11 ppm kuldemediekonsentrasjon i avluften ved 2 luftvekslinger per time). Om nødvendig skal det etableres prosedyre med periodevis avstenging av ventilasjonen for å oppdage mindre lekkasjer.

Utstyrets følsomhet og funksjon skal kontrolleres/kalibreres med egnet testmedium.

Detektor som "går i metning" ved særlig høye konsentrasjoner skal gi alarm når slike situasjoner oppstår. Dersom sensoren ikke kan rekalibreres pålitelig etter å ha gått i metning, skal den skiftes ut.

9. Kuldemaskinrom
(oppstillingssted klasse D)

9.1 Innledning

Av hensyn til sikkerheten er det ved større anlegg nødvendig å plassere det kuldetekniske utstyret, spesielt kompressorer og andre høytrykkskomponenter, i et eget kuldemaskinrom[23] (i det videre forkortet til "maskinrom"). Maskinrom skal oppfylle kravene i etterfølgende avsnitt.

Maskineri og utstyr som er oppstilt i det fri skal være egnet for utendørs plassering. Det skal ikke være tilgang for uvedkommende. Dersom systemet er plassert på tak, skal det sørges for at kuldemedium ikke kan trenge inn i bygningen eller på annen måte medføre fare.

[23]) Container e.l. som er gasstett og ventilert til det fri eller med intern absorpsjon/nøytralisering av kuldemediet kan også tjene som maskinrom

9.2 Maksimal fylling av ulike typer kuldemedium

Kuldemedium i klasse L1:
Det er ingen begrensninger i fyllingsmengden for kuldemedium i klasse L1.

Kuldemedium i klasse L2:
Maskinrom for brennbart kuldemedium i klasse L2, utenom ammoniakk, er ikke tillatt plassert på loft eller i kjeller. Samlet beholdervolum ved disse mediene skal ikke være større enn det som er angitt i Tabell 4.1, uten at det er gitt tillatelse fra brannstyret eller DBE.

For øvrig gjelder det ingen begrensninger, forutsatt at maskinrommet ikke har direkte forbindelse til oppholdssted i klasse A eller B. I motsatt fall gjelder begrensninger som for disse romkategoriene.

Dersom bygningen har oppholdsrom i klasse A, skal maskinrommet ha dør direkte ut i friluft.

Kuldemedium i klasse L3:
Maskinrom for kuldemedium i klasse L3 er ikke tillatt plassert på loft eller i kjeller.

Samlet beholdervolum skal ikke være større enn det som er angitt i Tabell 4.1, uten at det er gitt tillatelse fra brannstyret eller DBE. I tillegg opererer Norsk Kuldenorm med maksimale akseptable fyllingsmengder avhengig av hvilke kategorier oppholdssteder som finnes i bygningen:

Oppholdssted i klasse A: Maksimalt 5kg.
Fyllingen skal samtidig ikke overskride en mengde som beregnes ut fra romvolumet og praktisk grenseverdi (Tabell 2.2, Vedlegg 2B).

Oppholdssted i klasse B: Maksimalt 10 kg.
Oppholdssted i klasse C: Maksimalt 25 kg.

9.3 Felles krav til maskinrom

9.3.1 Generelt

Maskinrom skal tjene som oppstillingssted for kuldeteknisk maskineri, men behøver ikke være utelukkende for denne utrustningen. Komponenter, rør, og armatur skal være installert som beskrevet i kapittel 7.

Kuldemediegass i maskinrom skal hindres i å trenge inn i tilgrensende rom, trappeoppganger, gårdsplasser, gangveier og bygningens dreneringssystem, men skal ventileres ut uten fare for omgivelsene eller absorberes i egnet absorbent/nøytraliseres inne i rommet.

Luftinntak til forbrenningsmotorer, kjeler, luftkompressorer skal være fra et punkt der det ikke er kuldemediegass. Dersom slikt utstyr står i kuldemaskinrom, skal avsuget være fra utsiden av maskinrommet.

Det skal ikke være installert utstyr som gir permanent flamme. Brennbare materialer, utenom kuldemedium, skal ikke være lagret i maskinrommet.

9.3.2 Rømning

Det skal være mulig å forlate maskinrommet raskt i tilfelle fare.

9.3.3 Nødstopp

Det skal være montert fjernbryter for å stoppe kuldemaskineriet på utsiden av rommet, nær maskinromsdøren.

9.3.4 Elektrisk utrustning

Elektrisk utrustning skal være i henhold til gjeldende norske forskrifter. I tillegg skal regler som gitt i underkapittel 4.6 gjelde.

9.3.5 Brannslokkeutstyr

Maskinrom skal være forsynt med bærbare brannslokningsapparater i relevant omfang og av relevant type i forhold til type kuldemedium, sekundærmedium og isolasjon.

For anlegg med brennbare medier skal det være plassert slokkeapparater også ved inngangen til kjøle/fryserom og arbeidsrom der det er plassert kuldeteknisk utrustning

9.3.6 Merking

Maskinrom skal være forsynt med skilt med:

* påskriften "Kuldemaskinrom"
* angivelse av hvilket/hvilke kuldemedier som er benyttet og samlet mengde av hver type
* varsel om eventuell helsefare eller eksplosjonsfare
* varsel om adgang forbudt for uvedkommende
* anvisning av plassering av mulige eksterne brytere for nødstopp, start av nødventilasjon etc.
* forbud mot røyking

9.3.7 Dimensjoner og tilgjengelighet

Det skal være god plass for installasjon av utstyr og komponenter, med tilstrekkelig rom for service, vedlikehold, drift og demontering. Dersom container e.l. tjener som maskinrom, kan tilgang for service og vedlikehold oppnås ved demontering av veggseksjoner eller ved spesielle dører.

Dersom det er nødvendig, skal gangbaner og faste stiger være montert for bygging, drift, vedlikehold og inspeksjon av anlegget, for å unngå at noen står eller går på røropplegg, rørdeler, komponenter og understøttelse for rørdeler og komponenter.

Det skal være minst 2 m høyde under utrustning som er montert over gangveier og permanente arbeidsplasser.

9.3.8 Dører og åpninger

Det skal ikke være åpninger som kan medføre utilsiktet strømning av kuldemedium, andre gasser eller lukt til andre deler av bygningen. Åpninger til det fri skal ikke være plassert under trapper for rømning.

Maskinrom skal ha tettsluttende dører som åpner ut, og tilstrekkelig mange i antall til å sikre rømningsmuligheter for personell i tilfelle nødsituasjoner.

Dørene skal kunne åpnes fra innsiden (antipanikk system). De skal være selvlukkende dersom de fører inn i bygningen.

Dører skal være av brannhemmende konstruksjon som minst motstår brann i 30 minutter (B30). Dører i innervegger skal kunne motstå brann i minst 1 time (B60).

9.3.9 Vegger, golv og tak

Alle skiller (vertikale og horisontale) mellom maskinrom og det indre av bygningen skal være tette, og skal kunne motstå brann i minst 1 time (B60). Gjennomføringer for rør og kanaler skal være tett forseglet.

9.3.10 Ventilasjon

9.3.10.1 Generelt

Maskinrom skal være ventilert med naturlig eller mekanisk ventilasjon. Kapasiteten skal være tilstrekkelig for så vel normal drift som for nødsituasjoner, og skal minst være som bestemt i underkapittel 9.3.10.2 og 9.3.10.3. Se også underkapittel 9.4.2.

Det skal sørges for at tilført friskluft fordeles godt i rommet, uten blinde hjørner og uten kortslutning mellom inntak og avsug[24]. Utløpet skal vende bort fra bygningen på en slik måte at ventilering av kuldemediegass det ikke medfører ubehag eller fare.

For kuldemedier som er tyngre enn luft, skal minst 50% av avsugd luftmengde tas fra laveste punkt i maskinrommet og luftinntaket skal være ved høyeste punkt. For kuldemedier som er lettere enn luft, skal avsuget være plassert på høyeste punkt og inntaket i nærheten av laveste punkt.

I maskinrom som er plassert helt eller delvis under grunnen, eller andre maskinrom der naturlig ventilasjon ikke er mulig, for eksempel om bord i båter og i gruver, skal mekanisk ventilasjon alltid være i drift.

[24]) Kanaler for fordeling av luften kan være nødvendig

9.3.10.2 Naturlig ventilasjon
Ved naturlig ventilasjon av maskinrommet skal totalt fritt åpent areal være minst:

$A = 0.14 \times G^{1/2}$

der:
A - fritt åpent areal i m^2
G - fyllingsmengden i kg for det anlegget som har størst fylling, og som helt eller delvis er plassert i maskinrommet

Fri lufting gjennom vinduer, rister, ventilasjonsåpninger eller kanaler skal ikke hindres av vegger, gjerder, bygninger eller andre hindringer, og det skal tas hensyn til kuldemediets tetthet.

9.3.10.3 Mekanisk ventilasjon

Mekanisk ventilasjon skal besørges med vifter med kapasitet på minst:

$V = 14 \times G^{2/3}$

der:
V - luftvolumstrømmen i liter per sekund
G - fyllingsmengden i kg for det anlegget som har størst fylling, og som helt eller delvis er plassert i maskinrommet

Det skal likevel ikke være påkrevd med mer enn 15 luftvekslinger i timen.

Ventilasjon ved normal drift (grunnventilasjon) skal være minst to luftvekslinger per time. Det kan med fordel benyttes tohastighets vifte for å dekke ventilasjonsbehovene.

Viftene skal kunne slås på og av både innenfra maskinrommet og fra utsiden. Dersom maskinrommet er plassert under bakkenivå, helt eller delvis, skal bryteren på utsiden være plassert i første etasje.

Viftemotorer som kan komme til å stå i brannfarlige konsentrasjoner av gass skal være i overensstemmelse med gjeldende krav for drift i brannfarlig atmosfære. Materialet i viftene og viftenes konstruksjon skal være slik at gnistdannelse fra statisk elektrisitet ikke oppstår.

9.4 Spesielt for maskinrom for kuldemedier i gruppe L2

9.4.1 Nødutgang

Minst en utgang skal være nødutgang som fører direkte ut i det fri, eller til en nødkorridor. Dørene i denne korridoren skal være slik at de kan åpnes manuelt fra innsiden (anti-panikk system).

9.4.2 Ventilasjon ved brennbart kuldemedium

Ved brennbart kuldemedium i gruppe L2 (utenom ammoniakk) skal beregningsmåtene i 9.3.10.2 og 9.3.10.3 kontrolleres mot DBEs veiledninger for ventilasjon i forbindelse med oppbevaring av brannfarlige varer. DBEs veiledninger skal benyttes dersom disse gir større ventilasjonsmengde enn beregnet av angitte formler.

Naturlig ventilasjon ved gulvnivå (for gasser som er tyngre enn luft) gir en driftssikker løsning som bør velges når forholdene ligger til rette for dette. Ved mekanisk ventilasjon skal det gis alarm og strømmen til maskinrommet skal brytes dersom ventilasjonssystemet svikter.

9.4.3 Krav til maskinrom for ammoniakk

Dører inn til arbeidslokaler skal være i utførelse A60S.

Det skal være installert bryter(e) for utkopling av all strøm til maskinrommet, utenom nødventilasjon, nødbelysning og lavvolts alarmkurser. Bryteren(e) skal være av helkapslet type eller plassert utenfor rommet.

Automatisk bryting av strømmen (med unntak som nevnt) skal vurderes, avhengig av anleggets størrelse og forholdene lokalt.

Ammoniakkmaskin[illegible]skal ha separat, mekanisk nødventilasjon, uten forbindelse til bygningens øvrige ventilasjonssystem. Det skal aktiveres automatisk fra gassdetektor. Viftemotoren og tilhørende elektrisk utrustning skal være av helkapslet type eller være plassert på utsiden av rommet. Feil ved ventilasjonssystemet skal aktivere alarm.

Utblåsingen skal være over tak i god avstand fra luftinntak for ventilasjonsanlegg, eller til intern utrustning for absorpsjon/nøytralisering av gassen. Kapasiteten skal være tilstrekkelig til å ta hånd om hele fyllingen på det største anlegget som har komponenter plassert i maskinrommet.

Maskinrommet skal vurderes forsynt med vannsystem for manuell spraying eller vannskjerm for å absorbere ammoniakk ved lekkasje.

Ved bruk av vann, skal det tas nødvendige forholdsregler slik at forurenset vann kan avhendes på en sikker måte.

Sluk skal være sikret mot tilførsel av gass eller væske til offentlig avløpsnett.

9.5 Spesielt for maskinrom for kuldemedier i gruppe L3

Maskinrom for kuldemedium i gruppe L3 skal oppfylle kravene i avsnitt 9.4.1 og 9.4.2 og skal være konstruert i henhold til gjeldende forskrifter for rom hvor det kan være eksplosjonsfare (jfr. underkapittel 4.4.1A).

Det skal i samråd med myndighetene vurderes om maskinrommet skal forsynes med mulighet for eksplosjonsavlasting, for eksempel lett utblåsbar vegg. Dersom kuldemediekonsentrasjonen kan overstige nedre eksplosjonsgrense, skal avlastningsvegg bygges inn.

9.6 Annet

Krav til gassvarsling og gassvarslere i forbindelse med maskinrom er gitt i underkapittel 4.5.

Krav om verneutstyr og beredskapsutstyr er behandlet i underkapittel 4.9.

10. Ferdigkontroll av anlegg

10.1 Generelt

I forbindelse med sluttføringen av anlegget skal det utføres ferdigkontroll. Formålet er å påse at anlegget er utstyrt som planlagt, at alt arbeid er fagmessig utført, at sikkerhetsfunksjonene er

ivaretatt, at nødvendige dokum[illegible]er foreligger o.s.v. Ferdigkontroll skal også utføres etter større ombygginger/reparasjoner, i forbindelse med utviding eller flytting av anlegget o.s.v. Den del av kontrollen som omfatter inspeksjon av rørsystem, beholdere m.v. skal utføres før anlegget isoleres.

Ferdigkontroll av verksted/fabrikkmontert aggregat foretas på produksjonsstedet. Aggregatet skal være forsynt med skilt som viser at slik kontroll er utført.

Ferdigkontroll omfatter kontrollpunkter som beskrevet i underkapittel 10.2 til 10.9. Med hensyn til ferdigkontroll av ammoniakkanlegg, se også underkapittel 11.4.

Kontrollen utføres som internkontroll av kvalifisert, ansvarlig person, som også signerer attest for utført kontroll. Ved meldepliktige ammoniakkanlegg (over 610 kg fylling) kreves det tredjepartskontroll, jfr. underkapittel 11.1.

Eventuelle feil eller mangler som avdekkes, skal utbedres så raskt som mulig. Når kontrollen er utført med godkjent resultat, skal det utferdiges attest med følgende innhold:

* Dato for kontrollen og hvem som har utført den
* Hvilket anlegg det gjelder
* Kuldemedietype
* Laveste tillatte fordampningstrykk/temperatur
* Høyeste tillatte kondensatortrykk/temperatur
* Avlastingsanordningenes åpningstrykk
* Bekreftelse på at alle kontrollpunktene i underkapittel 10.2 til 10.9 er undersøkt og funnet i orden

Eksempel på attest for ferdigkontroll er gitt i Vedlegg 13. Ferdigkontroll av amoniakkanlegg dokumenteres i revisjonsboken. Dersom fyllingen er mindre enn 25 kg fylling, er det tilstrekkelig med ferdigkontroll-attest som for anlegg med andre kuldemedier.

10.2 Visuell inspeksjon av anlegget

Hele anlegget skal inspiseres visuelt med hensyn til:

* Tegn på lagrings- eller transportskade eller annen oppstått skade
* Kvalitet av utført montasjearbeide
* Adkomst til betjeningsorganer (ventiler, hendler, brytere o.s.v.)
* Plassering av og opplagring komponenter og utstyr m.v.
* At roterende deler er forskriftmessig skjermet
* At anlegget forøvrig er i henhold til god kuldeteknisk praksis

10.3 Kontroll av sikkerhetsutrustning

Det skal kontrolleres at

* anlegget er forsynt med nødvendig sikkerhetsutrustning (avlastingsanordninger, trykk og temperaturvakter, nivå- og strømningsvakter, nødstopp, alarmer m.v.)
* utstyret er av riktig type og korrekt montert
* settpunktet for utstyret er riktig valgt/satt i forhold til den aktuelle sikringsfunksjonen
* sikkerhetsventiler og sprengplater har korrekt påstemplet kapasitet, eller at korrekt kapasitet kan dokumenteres gjennom datablad e.l.
* smeltesikring er påstemplet smeltetemperatur
* avblåsingssystemet er dimensjonert i henhold til normen (jfr. underkapittel 8.2.8)

Dersom det ikke kan dokumenteres at avlastingsanordningene er egnet, skal de byttes ut. Smeltesikring montert på standard ferdigaggreagater er unntatt fra denne regelen.

Kontroll av sikkerhetsutrustningens funksjon, utenom avlastingsanordningene, utføres i forbindelse med igangkjøring av anlegget. Se underkapittel 10.9.

10.4 Kontroll av rørsystem

Det skal kontrolleres at rørsystemet er lagt opp på en sikker og hensiktsmessig måte og at rørsammenføyninger m.v. er utført i henhold til normen. Dette omfatter kontroll av klamring, rørgjennomføringer, rørsystemets fleksibilitet med hensyn til vibrasjoner og temperaturutvidelse/kontraksjon, valg og utførelse av rørskjøter m.v.

Det skal kontrolleres at all armatur er korrekt montert, både ut fra sikkerhets- og funksjonssynspunkt.

10.5 Kontroll av samlebeholder og seksjoneringsmuligheter

Ved bruk av halokarbon kuldemedium skal det kontrolleres at anlegget er utstyrt med tilstrekkelig samlebeholdervolum til at inngrep kan foretas uten at medium må blåses av.

Det skal kontrolleres at det er montert seksjoneringsventiler der dette er nødvendig av

hensyn til tilgjengelig samlebeholdervolum, og når slike ventiler kreves på grunn av fyllingens størrelse. (Jfr. underkapittel 4.10.3.7).

10.6 Kontroll av kuldemedium

Det skal kontrolleres at korrekt type kuldemedium er fylt på, og at påfylt mengde medium er journalført. (Jfr. underkapittel 12.3.2.4).

Kommentar: Medietypen kontrolleres lettest ved å sammenholde trykk og temperaturer med tabellverdier.

10.7 Dokument og skiltkontroll

Det skal kontrolleres at alle dokumenter og skilt som kreves for det aktuelle anlegget foreligger. (Jfr. kapittel 10).

10.8 Kontroll av verneutstyr

Det skal kontrolleres at foreskrevet verneutstyr foreligger. (Jfr. underkapittel 4.5).

10.9 Kontroll i forbindelse med igangkjøring

Før oppstart skal det kontrolleres at:

* styrestrømskretsen fungerer som den skal
* det er korrekt spenning på alle faser
* sikkerhetsautomatikken er korrekt innstilt
* at reguleringsautomatikken er korrekt innstilt
* at all hjelpeutrustning av sikkerhetsmessig betydning fungerer (vifter, pumper m.v.)
* at anlegget forøvrig er sikkerhetsmessig klart for oppstart

I forbindelse med driftsprøve etter oppstart, kontrolleres sikkerhetsautomatikkens funksjon, og settpunktene for pressostater, termostater, nivåvakter m.v. finjusteres ved behov. Det skal kontrolleres at vibrasjoner som kan føre til brudd, eller andre uregelmessigheter som kan representere fare, ikke er til stede. I motsatt fall skal utbedring foretas snarest mulig, og før anlegget settes i regulær drift.

Etter at anlegget er kommet i regulær drift og normale driftsforhold er oppnådd, foretas nødvendig innjustering av termoventiler og andre reguleringsorganer som har betydning for anleggets energiforbruk. Motorvern innstilles.

Ettertrekking av flens- og flensmutterkoblinger (flare) bør gjennomføres etter ca. 400 timers drift.

11. Særskilt kontroll i forbindelse med ammoniakkanlegg

11.1 Generelt

Ammoniakkanlegg er underlagt spesifikke kontroller fra konstruksjon til ferdigstillelse (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 20), i form av konstruksjonskontroll, produksjonskontroll og ferdigkontroll.

For å opprettholde sikkerheten over tid for anlegg i drift gjennomføres tilstandskontroll (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 24).

Ved ombygging av anlegg føres det kontroll med dette (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 25).

Kontrollomfanget fastlegges ut fra kravet om at beregninger, materialer, produksjon og prøving i alle henseende skal tilfredsstille kravene i ammoniakkforskriften, anvendte normer/standarder, spesifikasjoner m.v. Dersom fyllingen ikke overstiger 25 kg, gjelder de generelle anvisningene i Norsk Kuldenorm.

Kontrollene skal utføres av uavhengig organ med godt kvalifisert personell. Kvalifikasjonene skal være dokumentert. Ved meldepliktige anlegg (mer enn 610 kg fylling) stilles det særlige krav til organisering av kontrollen (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 20.5).

Utført kontroll skal rapporteres og attesteres av den som har utført kontrollen.

Når kontroll av anlegg eller deler av anlegg som er bygd i utlandet er avsluttet, skal det fremlegges et dokument fra den som har kontrollert at utførelsen stemmer overens med gjeldende forskrifter og med kontrollert dokumentasjon.

Rapporter og attester tas inn i revisjonsboken (jfr. underkapittel 12.5.2).

11.2 Konstruksjonskontroll

Konstruksjonskontroll omfatter verifikasjon av at tegninger, beregninger, materialvalg etc. er i samsvar med de spesifikasjoner som er lagt til grunn for konstruksjonen.

Kontrollerte tegninger, styrkeberegninger m.v. kan benyttes ved senere produksjon av identiske anleggsdeler.

For detaljer vises til veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 20.1.

11.3 Produksjonskontroll

Produksjonskontroll er kontroll med at arbeidet utføres i henhold til forskrifter, normer/standarder og øvrige konstruksjonsforutsetninger. Den omfatter bl.a. trykkprøving og radiografiprøving.

Ved radiografiprøving av beholdere og rørsystemer skal det alltid gjennomføres minimum 10% kontroll av alle buttsveiser. For anlegg som ikke er meldepliktige til DBE (mindre enn 610 kg fylling) og rørdimensjon mindre enn DN 32 kan radiografiprøving sløyfes ut over det som anvendt norm/standard krever. Norsk Kuldenorm krever ikke radiografiprøving i disse tilfellene. Rørledninger dimensjonert for 40 bar eller høyere nominelt trykk skal radiografiprøves 100%.

For detaljer henvises til veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 20.2.

11.4 Ferdigkontroll

Ferdigkontrollen utføres på montasjestedet før anlegget tas i bruk. Kravene til kontrollen er dekket gjennom tetthetsprøving (underkapittel 7.9.2) og ferdigkontroll (kapittel 10) som spesifisert for alle typer anlegg.

Før brukt anlegg tas i bruk eller anlegg som har vært ute av bruk startes opp igjen, skal det gjennomføres tilstandskontroll (jfr. neste underkapittel).

11.5 Tilstandskontroll

Tilstandskontroll skal gjennomføres regelmessig for å finne eventuelle kritiske feil som ikke oppdages ved vanlige vedlikeholds- og servicerutiner.

Omfang og hyppighet må sees i forhold til utstyrets risikopotensiale og tilpasses produsentens anbefalinger og egne erfaringer. Anleggets plassering i forhold til egne arbeidsplasser og nabolaget skal også tas med i vurderingen.

Organisering og gjennomføring av tilstandskontroll skal være beskrevet i bedriftens internkontrollsystem.

Viktige elementer i tilstandskontrollen vil være:

* besikting av trykkpåkjente deler, inkl. slanger og fleksible rørelementer
* kontroll av sikkerhetsutrustning og annen armatur, herunder kontroll av sikkerhets ventilenes åpningstrykk
* trykkprøving eller bruk av likeverdige metoder for verifikasjon av utstyrets styrke

Kontrollmetoder mm. skal fremgå av revisjonsboken.

Som retningsgivende for hyppighet kan det antas tilstandskontroll hvert femte år. Sikkerhetsventiler skal funksjonstestes og slanger og fleksible rørforbindelser skal styrkeprøves med 2.5 års mellomrom. Slanger og fleksible rørforbindelser skal inspiseres visuelt årlig.

Dersom det vurderes som uforsvarlig å fortsette driften etter at skade eller svekkelse er oppdaget, skal berørt anleggsdel, eventuelt hele anlegget straks tas ut av drift. Skaden skal undersøkes nærmere av sakkyndig og om nødvendig utbedres før anlegget settes i drift igjen.

For detaljer henvises til veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 24.

11.6 Kontroll ved ombygging m.v.

I forbindelse med reparasjoner, endringer eller ombygging av anlegg skal det kontrolleres at anlegg og utstyr fremdeles oppfyller de krav og forutsetninger som anlegget eller utstyret ble produsert etter. Se ellers veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 25.

12. Dokumentasjon

12.1 Generelt

Det skal være dokumentasjon tilgjengelig som viser at kuldeanlegg og varmepumper er utformet, konstruert, bygget, kontrollert og drevet etter retningslinjene i kuldenormen, og oppfyller kravene i regelverket som normen viser til. Med "tilgjengelig" menes at dokumentet foreligger på anleggsstedet, eller at det kan skaffes til veie fra leverandør/produsent.

Dokumenter som spesifisert i underkapittel 12.2-12.4 skal være tilgjengelig uavhengig av type kuldemedium. Ekstra dokumentasjon som myndighetene krever fremlagt ved ammoniakk som kuldemedium er beskrevet i underkapittel 12.5

Leverandør er ansvarlig for at den dokumentasjon som kreves er tilgjengelig ved overlevering av anlegget. Han skal stille opp oversikt over hvilke dokumenter som leveres med anlegget og hvilke som kan skaffes fra produsent.

Bruker er ansvarlig for at overleverte dokumenter oppbevares forsvarlig og at de er tilgjengelige ved behov. Dokumentene skal følge anlegget ved eventuell overdragelse til ny eier. Leverandør er ansvarlig for at dokumenter som ikke overleveres er tilgjengelige.

Bruker er ansvarlig for at journaler etc. knyttet til anleggets drift føres i henhold til normen.

12.2 Dokumentasjon i forbindelse med bygging/installasjon av anlegg

12.2.1 Maskinrommet

Oppslag med leverandørens navn, vakttelefon og eventuell kontaktperson skal finnes godt synlig i maskinrommet.

Dersom fyllingen er så stor at det er krav om maskinrom, skal bruker sørge for at navn, telefonnummer og adresse til vakthavende driftsoperatør, lege/legevakt, politi og brannvesen er lett tilgjengelig.

Maskinromsdøren skal være skiltet på utsiden som angitt i underkapittel 9.3.6.

Datablad med helsemessige opplysninger for aktuelt kuldemedium (kuldemedier), olje og eventuelt sekundærmedium skal være lett tilgjengelig i maskinrommet.

12.2.2 Anlegget

Det skal foreligge signert attest fra styrkeprøve, tetthetsprøve og vakuumprøve av anlegget. Forslag til utforming av attest er vist i Vedlegg 14.

Det skal være tilgjengelig montasjeattest(er) undertegnet av utførende montør(er) eller ansvarlig montasjeleder. Forslag til utforming av montasjeattest fremgår av Vedlegg 15.

Det skal foreligge attest for utført ferdigkontroll, signert av ansvarlig person. Forslag til utforming av slik attest er vist i Vedlegg 13.

12.2.3 Trykkbeholdere

Trykkbeholdere skal være merket med skilt slik som beskrevet i underkapittel 6.6.5.

Ytterligere informasjon som skal være tilgjengelig er:

* tegnings- og beregningsunderlaget
* materialspesifikasjoner/sertifikater
* informasjon om sveisemetode(r)
* trykkprøvingsattest
* eventuelle attester fra ikke-destruktiv kontroll

12.2.4 Kompressorer og kuldemediepumper

Kompressorer og kuldemediepumper skal være merket som beskrevet i underkapitlene 6.5.4 og 6.9.2.

12.2.5 Andre komponenter

For annen armatur og utstyr skal det være tilgjengelig informasjon som viser at vedkommende komponent t tåler det trykk og den temperatur den kan bli utsatt for og at den er beregnet for aktuelt kuldemedium. Informasjon angitt i katalog fra produsent godtas som dokumentasjon.

12.2.6 Rørsystemet

Prinsipielt rørarrangement med rørdimensjoner påført skal fremgå av rørskjema (flytskjema).

Ytterligere informasjon som skal være tilgjengelig er:

* styrke- og ekspansjonsberegninger, dersom slike beregninger er foretatt
* materialspesifikasjoner/sertifikater
* informasjon om sveise/loddemetode(r) og materialer
* attester fra eventuell ikke-destruktiv kontroll av sveiseforbindelser

12.3 Dokumentasjon i forbindelse med overlevering av anlegg

12.3.1 Overleveringsrapport

Det skal foreligge overleveringsrapport som inneholder resultatene fra overleveringsprøve, dersom slik prøve er foretatt (jfr. kapittel 13).

Dersom formell overleveringsprøve ikke finner sted, skal rapporten dokumentere anleggets mest sentrale driftsdata fra driftsprøve, som er foretatt etter at alt utstyr er innregulert og anlegget er kommet i regulær drift.

Overleveringsrapporten skal være undertegnet av ansvarlige representanter for henholdsvis leverandør og kjøper.

12.4 Dokumentasjon i forbindelse med drift av anlegg

12.4.1 Driftsinstruks

Ved leveranse av anlegg skal det medfølge lettfattelig driftsinstruks. Den skal beskrive hvordan anlegg og komponenter fungerer og gi anvisninger for betjening, kontroll og vedlikehold. Forholdsregler ved eventuelt havari eller større lekkasje skal fremgå.

Driftsinstruksens omfang skal være tilpasset anleggets kompleksitet og automatiseringsgrad. Ved utformingen av instruksen bør det tas hensyn til brukerens kvalifikasjoner.

Driftsinstruksen skal normalt inneholde:

* anleggsidentifikasjon (for eks. Kjølerom I, Fryserom II osv.)
* leverandørens/produsentens navn, adresse og telefonnummer

* type kuldemedium
* beskrivelse av anlegget, med formål, virkemåte, driftsområde, regulering osv.
* anvisninger for betjening, kontroll og vedlikehold. Sjekklister i tilknytning til driften
* nødprosedyrer (ved større anlegg)
* rørskjema (flytskjema), med hovedkomponenter, ventiler og annet utstyr inntegnet og mer ket i samsvar med medfølgende komponentliste
* el- og automatikkskjema
* tekniske spesifikasjoner for hovedkomponentene
* instruksjonsblader for automatikk og komponenter
* attester
* vaktliste med telefonnummer

Driftsinstruksen skal være skrevet på norsk når ikke annet er avtalt mellom partene.

Beskrivelse av systemer og komponenter kan leveres som eget dokument dersom dette finnes hensiktsmessig.

12.4.2 Anleggskort

For hvert anlegg skal det finnes anleggskort festet til anlegget eller oppbevart i nærheten av anlegget og slik plassert at det er lett å ta fram. Kortet skal i det minste inneholde følgende informasjon:

* navn, adresse og telefonnummer til leverandør, servicefirma og personer med ansvar for anlegget
* anleggsidentifikasjon
* angivelse av type kuldemedium (R-nummer og kjemisk formel) og fyllingsmengde
* angivelse av type, fabrikat og viskositetsgrad for oljen
* instruks for nødstopp
* høyeste tillatte trykk på høy- og lavtrykkssiden
* høyeste innstillingstrykk for høytrykksbryter

Anleggskortet skal være godt beskyttet mot tilsmussing og skade.

12.4.4 Journalføring

For å dokumentere anleggets drift, skal det føres driftsprotokoll over observasjoner fra jevnlig (daglig) ettersyn (jfr. underkapittel 14.3). Protokollerte data skal være signert.

Utførte vedlikeholdsoppgaver mv. skal dokumenteres i vedlikeholdsjournal. Vedlikeholdsjournalen kan inneholde ulike elementer, avhengig av anleggets type, størrelse osv.

Følgende elementer bør alltid inngå:

* utførte oppgaver i forbindelse med (preventivt) vedlikehold
* beskrivelse av oppståtte feil i anlegget, samt årsak og utførte tiltak for utbedring
* angivelse av utløste alarmer og årsaken til disse
* avtapping/etterfylling av kuldemedium, olje og sekundærmedium
* opprinnelse til eventuelt påfylt brukt kuldemedium, samt analysedata dersom mediet er analysert
* frysepunktsbestemmelse av sekundærmedium

Kommentarer i vedlikeholdsjournalen skal være tidfestet og signert av den person som har ført dem inn.

Informasjon som føres i revisjonsboken for ammoniakkanlegg (jfr. underkapittel 12.5.3) behøves ikke gjentas i full tekst i journalen, men journalen bør inneholde henvisning til revisjonsboken.

Avhengig av forholdene kan det finnes hensiktsmessig å kombinere vedlikeholdsjournal og anleggskort i ett hefte, eventuelt vedlikeholdsjournal og driftsprotokoll.

12.4.5 Skilt og merking

12.4.5.1 Generelt

Følgende krav til skilt og merking gjelder:

* Kuldeanlegg og varmepumper skal være merket som angitt i underkapittel 4.12
* Dør til maskinrom skal være forsynt med skilt som angitt i underkapittel 9.3.6. Type kuldemedium og fyllingsmengden skal alltid fremgå av skilt e.l., uavhengig av om det er krav om maskinrom eller ikke
* Rør og ventiler skal være merket med hensyn på innhold og funksjon som beskrevet i underkapittel 7.7
* Kompressorer skal være merket som beskrevet i underkapittel 6.5.1
* Trykkbeholdere skal være merket som beskrevet i underkapittel 6.6.5.
* Fordampere skal være merket som beskrevet i underkapittel 6.7.1.
* Kondensatorer skal være merket som beskrevet i underkapittel 6.8.1.
* Kuldemediepumper skal være merket som beskrevet i underkapittel 6.9.
* Elektromotorer skal være merket som beskrevet i underkapittel 6.10.

12.4.5.2 CE-merking

Maskineri som sorterer under EUs maskindirektiv skal være CE-merket. Dette omfatter bl.a. roterende maskineri som vifter og pumper. Kompressorer regnes i denne forbindelse ikke som maskineri. Hele kuldeanlegg/varmepumper og sammenbygde aggregater er derimot merkepliktige.

Med CE-merking går leverandøren god for at utstyret oppfyller direktivets krav til sikkerhet.

12.5 Utvidet dokumentasjon ved ammoniakk som kuldemedium

12.5.1 Generelt

Myndighetene krever gjennom ammoniakkforskriften med veiledning mer omfattende dokumentasjon enn det som Norsk kuldenorm krever for anlegg generelt. Den ekstra dokumentasjonen er beskrevet i etterfølgende punkter.

Dersom fyllingen er under 25 kg, vil det være tilstrekkelig at de generelle kravene i underkapittel 12.2-12.4 er oppfylt.

12.5.2 Oversikt over enheter som er underlagt forskriften

Bruker av ammoniakkanlegg skal ha oversikt over samtlige enheter som er underlagt forskriften, samt status for disse (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 12.1).

12.5.3 Revisjonsbok

Ved ammoniakkanlegg skal det foreligge revisjonsbok med dokumentasjonssett for trykkbeholdere og varmevekslere. Det kan være hensiktsmessig at hver komponent har egen revisjonsbok. Revisjonsboken kommer i tillegg til driftsprotokoll og vedlikeholdsjournal.

Revisjonsboken skal inneholde hoveddata for komponenten, samt all "historikk" og annen nødvendig informasjon for å gi en komplett oversikt over komponentens status til enhver tid.

Ved eventuelle fravik fra ammoniakkforskriften eller avvik fra veiledningen, skal dette fremgå av revisjonsboken.

Revisjonsboken kan være i form av hullperm eller fast sidenummerert bok med ett dokumentasjonssett. Den kan også foreligge på data. Den skal oppbevares og oppdateres så lenge anlegget er i bruk. Ved eventuell omsetning skal revisjonsboken følge komponenten/utstyret som omsettes.

12.5.4 Dokumentasjon av beholdere og prosessutstyr

Beholdere og varmevekslere skal dokumenteres med dokumentasjonssett hvor det skal fremgå hvordan komponenten er beregnet, konstruert, produsert, plassert, montert, brukt og vedlikeholdt, hva slags kontroller som er utført og resultatet av disse, hvem som har utført kontrollene, eventuelle pålegg, hvordan disse er etterkommet osv. Anvendte metoder ved utførte kontroller skal fremgå.

For detaljer vises til veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 12.2 og 12.3.

Dokumentasjonen oppbevares i revisjonsboken.

12.5.5 Dokumentasjon av rørsystemer

Rørsystemer i ammoniakkanlegg skal dokumenteres med rapporter fra utførte obligatoriske kontroller (jfr. underkapittel 11), slik som beskrevet i veiledningen ammoniakkforskriften, til § 12.2.2. Rapportene oppbevares hos eier/bruker.

12.5.6 Dokumentasjon av kvalifikasjoner

Dokumenterte kvalifikasjoner kreves på visse områder. Det kreves at:

* sveisere skal ha godkjenningsbevis (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 14.3.2.3)
* montører skal ha fagbrev (til § 14.3.2.2)
* kontrollorgan som skal kontrollere meldepliktige anlegg (mer enn 610 kg fylling) skal frem legge erklæring med hensyn til organets kvalifikasjoner (til § 12.2.1.2/12.2.2.2)
* opplæringen av driftspersonell skal være dokumentert, og personellet skal når som helst kunne dokumentere overfor tilsynsmyndighet at det er fortrolig med håndtering av ammoniakk (til § 22.1)

Dokumentasjonskravet i forbindelse med kvalifikasjoner faller bort for anlegg med mindre enn 25 kg fylling.

12.5.7 Dokumentasjon i tilknytning til lekkasjeberedskap

12.5.7.1 Situasjonsplan

Det skal være utarbeidet situasjonsplan som viser anleggets plassering i forhold til omgivelsene, rørtraceer etc. (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 12.6)

12.5.7.2 Varslings- og redningsplan

For større ammoniakkanlegg skal det foreligge varslings- og redningsplaner (jfr. underkapittel 14.8.2 og veiledningen til § 27 i forskriften)

13. Overleveringsprøve

13.1 Generelt

Før anlegget overtas av kjøper, bør det utføres overleveringsprøve for å godtgjøre at anlegget er som spesifisert med hensyn til funksjon, ytelse og effektivitet. Det er krav om slik prøve når samlet kompressormotoreffekt er større enn 25 kW.

Ved prøven registreres sentrale driftsdata som underlag for analysen. Datasettet vil samtidig tjene som referanse ved daglig oppfølging av funksjon og effektivitet ved senere drift.

Juridisk overlevering av anlegget behøver ikke falle sammen med den tekniske overleveringsprøven.

13.2 Overleveringsprøvens innhold

Omfanget av en overleveringssprøve fastlegges etter avtale mellom kjøper/rådgiver og leverandør. Omfanget av prøven og kriterier for godkjent skal være avklart allerede ved inngåelse av kontrakt.

Overleveringsprøven skal minimum omfatte registrering av sentrale driftsdata, så som:

* Sugetrykk og leveringstrykk for kompressor(er), samt korresponderende metningstemperaturer. Ved totrinns anlegg registreres også mellom trykket og mellomtrykkstemperaturen
* Det kjølte mediets temperatur inn på fordamper (for eksempel inngående lufttemperatur for luftkjølere)
* Det kjølende mediets temperatur inn på kondensator (for eksempel inn gående lufttempera tur for luftkjølte kondensatorer)
* Fordampertrykk, målt på fordamperutløpet, samt korresponderende metningstemperatur ("fordampingstemperaturen")
* Gasstemperatur etter fordamper(e)
* Suggasstemperatur til kompressor(er)
* Trykk i eventuell væskeutskiller
* Trykkgasstemperatur fra kompressor(er)
* Kondensatortrykk, målt på kondensatorinnløpet, samt korresponderende metningstem peratur ("kondenseringstemperaturen")
* Kompressormotoren(e)s kraftforbruk (for motorer under 4 kW kan måling av spenning og strømforbruk aksepteres)

Overleveringsprøven bør foretas ved full last på kompressoren(e) og ved stabile driftsforhold. Aktuelle driftsdata skal registreres gjentatte ganger over en periode på minst 30 minutter. Målingenes middelverdi journalføres. Originale måleskjema skal oppbevares.

Ved manglende naturlig belastning skal tilleggsbelastning benyttes, i form av byggtørker e.l. Prøven skal bare rent unntaksvis foretas under nedkjøling på lavtemperatursiden. I slike tilfeller kreves samtidig registrering av alle driftsdata.

Ved senere drift av anlegget bør observasjonene ovenfor, eller et utvalg av disse, inngå i forbindelse med daglig tilsyn av anlegget. (Jfr. underkapittel 13.2).

13.3 Måleutrustning

Ved overleveringsprøven skal det benyttes nykalibrert utstyr som er i god teknisk stand. Fordamper og sugetrykk skal kunne registreres med en nøyaktighet som tilsvarer ±0.5°C metningstemperatur eller bedre. Temperaturer skal kunne måles med en nøyaktighet innenfor ±0.5°C.

Elektriske størrelser skal kunne måles med en nøyaktighet på ±3% eller bedre.

Dersom det er knyttet spesiell garanti til overleveringsprøven, skal det benyttes mer nøyaktig utstyr. Måleprogrammet bør dessuten utvides og det skal beskrives særskilte rutiner for prøven.

14. Drift, ettersyn og vedlikehold

14.1 Generelt

Bruker av kuldeanlegg eller varmepumpe er ansvarlig for at anlegget drives, etterses og vedlikeholdes på en forsvarlig måte. Bruken skal være i tråd med de forutsetninger anlegget er bygget etter og i henhold til leverandørens anvisninger.

Bruker er ansvarlig for at driftspersonellet har de nødvendige kvalifikasjoner og at betjening og vedlikehold utføres i henhold til instruks.

14.2 Instruksjon av driftspersonell

Før et nytt anlegg settes i drift, skal den ansvar-

lige for anlegget sørge for at driftspersonellet blir instruert av leverandøren om anleggets oppbygging, funksjon og vedlikehold, så vel som om sikkerhetstiltak i forbindelse med driften og håndtering av kuldemediet. Opplæringen skal være lagt opp omkring driftsinstruksen for anlegget.

For ammoniakkanlegg med mer enn 25 kg fylling, fortrinnsvis også for øvrige anlegg, skal det være dokumentert at opplæringen er gjennomført.

Kommentar: For større anlegg kan det være fordelaktig at driftspersonellet kan være til stede under sluttmontasjen og i forbindelse med igangkjøringen.

14.3 Regelmessig ettersyn av anlegget

Kuldeanlegg og varmepumper skal ha regelmessig ettersyn. Hyppighet og kontrollpunkter skal fremgå av driftsinstruksen, og vil være avhengig av automatiseringsgrad, anleggets størrelse og kompleksitet, type medium og fyllingsmengde, plassering, installerte alarmer o.s.v.

Det anbefales daglig ettersyn med alle plassmonterte anlegg og større fabrikkmonterte enheter. For anlegg med så stor fylling at det er krav om maskinrom, skal anlegget etterses daglig.

Ettersynet har som formål å registrere eventuell utvikling av uregelmessigheter på et tidlig tidspunkt og sørge for nødvendige tiltak/utbedringer, samt å følge med at temperaturer og trykk ligger på korrekt nivå.

Særlig viktige punkter vil være:

* Vibrasjoner eller skader som følge av vibrerende deler
* Svinn av kuldemedium (fallende nivå i væskestandsglass, bobler i seglass, "svetting" av olje på skruforbindelser, ventilspindler og akseltetning(er),lukt (ved ammoniakk))
* At fordampere er rimfrie etter avriming
* Kompressoren(e)s suge- og leveringstrykk
* Kompressoren(e)s sugeledning- og trykkrørstemperatur
* Kompressorenes oljestand
* Oljetrykk og -temperatur
* Tente signallamper som varsler feil i anlegget
* Indikasjoner på lekkasje i sikkerhetsventiler eller andre lekkasjeutsatte punkter
* Funksjon av kraftoverføring til ikke direkte koplet kompressor m.v., for eksempel removerføring
* Indikasjoner på fuktighet i anlegget

Ettersynet kan s eres med ytterligere driftsparametere fra listen i underkapittel 14.4, i den utstrekning dette finnes hensiktsmessig.

Feil og mangler som kan representere fare ved fortsatt bruk av del av eller hele anlegget skal utbedres omgående. Ved alvorlige feil i ammoniakkanlegg, skal anlegget gjennomgå tilstandskontroll før anleggsdelen eller anlegget settes i drift igjen (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 21.2.2). Det kreves ikke tilstandskontroll når fyllingen er under 25 kg.

Kuldeanlegg som lekker skal ikke holdes i drift ved gjentatt etterfylling av kuldemedium. Ved mistanke om lekkasje skal det foretas lekkasjesøking snarest og feilen skal utbedres. Mulige lekkasjepunkter som angitt i underkapittel 14.5 skal særlig påaktes.

Etterfylling av halokarbon skal ikke skje før feilen er reparert, så sant dette er mulig av hensyn til konsekvensene av eventuell stopp i anlegget.

Dersom sikkerhetsventil har vært i funksjon, skal årsaken bringes på det rene og feilen rettes før anlegget settes i drift igjen. Etter utblåsning skal sikkerhetsventilen kontrolleres nøye for lekkasje. Dersom ventilen ikke er tett, skal den repareres eller byttes ut.

Merknader i forbindelse med ettersynet skal føres inn i driftsprotokollen. Nødvendige vedlikeholdsinngrep føres i vedlikeholdsjournal og eventuelt i revisjonsbok.

14.4 Kuldemedie- og oljeregnskap

Det skal føres regnskap med påfylt og avtappet mengde kuldemedium og olje.

Hensikten med kuldemedieregnskapet er å holde svinn av kuldemedium under oppsikt. Oljeregnskapet skal vise hvor mye olje som akkumulerer i anlegget. Mye olje i anlegget vil redusere effektiviteten og kan redusere anleggets levetid.

14.5 Funksjonsprøving og vedlikehold

Anlegg og komponenter skal funksjonsprøves i henhold til leverandørens anvisninger. Ved funksjonssvikt skal komponenter som er av vesentlig betydning for sikkerhet, miljø eller energiforbruk straks repareres eller skiftes ut.

Sikkerhetsventiler i ammoniakkanlegg skal funksjonsprøves hvert to og et halvt år. Kravet gjelder ikke for anlegg med mindre enn 25 kg fylling.

Forebyggende vedlikeho i redusere antall driftsforstyrrelser, øke sikkerheten og redusere faren for kuldemedielekkasje. Samtidig vil det bidra til at anleggets effektivitet opprettholdes.

Anlegg og komponenter skal gjennomgå forebyggende vedlikehold i henhold til driftsinstruks. Følgende punkter bør inngå:

* Vurdering av kuldemediets og oljens tilstand. For halokarboner kontrolleres fuktinnhold (fuktighetsindikator) og eventuelt syreinnhold (syretest av oljen)
* Oljeskift, særlig i forbindelse med konvensjonelle ammoniakkanlegg
* Analyse av oljen med hensyn på metaller, fuktighet etc. (større anlegg)
* Smøring av ventilspindler hvor dette er påkrevd
* Smøring/ompakking av ventilpakkbokser etter behov
* Jevnlig smøring av glideflater i pakkboks for åpne kompressorer i anlegg som ikke er i drift, for eksempel ved oppstart en gang per uke
* Funksjonstesting av sikkerhetsautomatikk
* Innstilling av reguleringsautomatikk
* Rengjøring av fordampere og kondensatorer på luft/væskesiden
* Inspeksjon av oppretting motor/kompressor. Ved remdrift også kontroll av stramming, slitasje osv.
* Inspeksjon av arbeidsventiler og stempelfjærer etter kompressorprodusentens anvisninger (stempelkompressorer)
* Inspeksjon av pakkboksens tilstand, lagerslitasje og annen slitasje eller skade (alle typer kompressorer og pumper)
* Inspeksjon av kontaktorer og eltavler med hensyn på mulig varmgang i kontaktpunkter o.l. Tiltrekking av kontaktpunkter (særlig viktig ved aluminimumkabler). Ved større anlegg anbefales termografering av eltavler en gang i året.
* Inspeksjon av rør, beholdere, komponenter m.v. med hensyn på korrosjonsskader
* Inspeksjon av sekundærmedium for sammensetning (frysepunkt) og innhold av kuldemedium
* Funksjonskontroll av fastmonterte og bærbare kuldemediedetektorer
* Lekkasjesøking i henhold til underkapittel 14.5

Funksjonsprøving og vedlikehold skal bare utføres av kvalifisert personell. Dersom bedriften ikke selv har mannskap med de nødvendige kvalifikasjoner, skal arbeidet settes bort til kompetent eksternt firma.

Når vedlikehold av ammoniakkanlegg med mer enn 25 kg fylling utføres av eksternt firma, skal det være opprettet vedlikeholdsavtale (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 21.2.1).

Utførte kontroller, resultatet og iverksatte tiltak føres inn i vedlikeholdsjournal og eventuelt i revisjonsbok.

Anlegg som normalt vil stå med undertrykk ved stillstand skal tilføres varme slik at trykket holdes over atmosfæretrykk når anleggene er ute av drift.

Ved behov skal vedlikeholdsoppgaver som krever assistanse av sveiser, elektriker, instrumentspesialist osv. utføres under veiledning av kuldeteknisk kyndig person som kjenner anlegget.

14.6 Lekkasjesøking

I tillegg til enkel visuell kontroll av fyllingen, skal kuldeanlegg og varmepumper lekkasjesøkes minst en gang per år, når eventuell lekkasje ikke røpes ved lukt e.l. Dersom fylling av halokarbon er større enn 50 kg, skal lekkasjesøking utføres minst to ganger i året.

Når anleggsfyllingen er så stor at det stilles krav om maskinrom, eller driftsforholdene tilsier økt sjanse for lekkasje, skal høytrykkssiden lekkasjesøkes minst fire ganger per år. "Pressing" av anlegget, eksempelvis drift med stort trykkforhold, er eksempel på driftsbetingelser som gir økt sjanse for lekkasje.

Det første driftsåret bør anleggene lekkasjesøkes oftere enn angitt ovenfor. Det samme gjelder første året etter konvertering til klorfritt kuldemedium.

Småanlegg som definert i underkapittel 2.1.2 skal lekkasjesøkes som angitt i driftsinstruksen.

Sannsynlige lekkasjepunkt skal undersøkes særlig grundig. Dette er i første rekke:

* Ventilspindler
* Akseltetninger
* Andre tetninger i tilknytning til kompressor, for eksempel oljestandsglass
* Flensmutterforbindelser (flare). Forbindelser som utsettes for temperaturforandringer er særlig utsatt, for eksempel utgangsforbindelsen på termoventil og forbindelser som varmes opp ved avriming.
* Flensforbindelser generelt

* Lodde/sveiseforbindelser som utsettes for vibrasjoner
* Kapillarrør (særlig endefestene)
* Gjennomføringer av stålrør mellom varme og kalde rom (korrosjon)

Ved lekkasjesøking skal det benyttes egnet, nykalibrert utstyr (jfr. underkapittel 8.4.2). Når lekkasje er konstatert, skal feilen straks utbedres, slik som angitt i underkapittel 14.3. Resultatet av lekkasjesøkingen, iverksatte tiltak og resultatet av disse føre i vedlikeholdsjournal og eventuelt i revisjonsbok.

14.7 Reparasjoner og inngrep i anlegget

Reparasjonsarbeid og andre inngrep i anlegget skal utføres av kvalifisert personell, etter samme retningslinjer som for funksjonsprøving og vedlikehold (underkapittel 14.5).

Aktuelle systemdeler skal tømmes til egnet beholder som beskrevet i kapittel 15 og ikke blåses av til omgivelsene. Om nødvendig skal eget tømmeaggregat benyttes. Mindre mengder ammoniakk kan blåses av under forutsetning at dette kan skje uten sjenanse for omgivelsene eller absorberes i vann.

Før avtapning av kompressorolje, skal kuldemediet kokes ut av oljen. (Kompressoren pumpes ned og oljen varmes).

Før reparasjonsarbeid som krever lodding eller sveising igangsettes, skal systemdelen gjennom blåses med inertgass, for eksempel tørr nitrogen. Det skal påsees at arbeidet også i andre henseende kan utføres uten at fare oppstår. Brannslokkingsapparat skal alltid være lett tilgjengelig.

Rommet skal være godt utluftet og ventilasjonen skal holdes i drift under arbeidet. Ved kuldemedium i luften, skal særlige tiltak iverksettes. som punktavsug e.l. Det må ikke røykes i rom der det er mistanke om halokarboner eller hydrokarboner i luften.

I forbindelse med større reparasjoner, skal rørsystemer som åpnes blindes av, i tilfelle stoppventilene ikke holder tett.

For utførelse av sveisearbeid på ammoniakkanlegg skal det benyttes sveiser med gyldig sertitifikat. Dersom fyllingen er under 25 kg, er det ikke krav om sertifikat.

Etter at arbeidet er ferdig, skal inngrepsstedet tetthetsprøves og evakueres før påfylling. Ved tetthetsprøvingen bør trykket være lavere enn i tilgrensende kuldemediefylte deler, dersom det er fare for at gass som brukes ved prøvingen (nitrogen) kan lekke inn på anlegget.

Etter større reparasjoner, inngrep i trykkbeholdere osv., skal det utføres styrkeprøve. Prosedyre som beskrevet i underkapittel 7.9.1 skal benyttes. Ved ammoniakk som kuldemedium kan det kreves det gjennomført tilstandskontroll, unntatt for anlegg med mindre enn 25 kg fylling.

Resultatet fra prøver og kontroller skal dokumenteres i vedlikeholdsjournal og eventuell revisjonsbok.

I forbindelse med etterfylling av kuldemedium, skal det påses at trykket i fyllebeholderen er større enn trykket i anlegget, slik at tilbakestrømning og eventuell stumfylling av beholderen ikke kan skje.

Kuldemedium som ikke tilbakeføres til anlegget etter utført reparasjon, skal renses før det eventuelt benyttes på annet anlegg (jfr. kapittel 15).

Kuldemedium skal ikke brukes for rengjøringsformål.

14.8 Anlegg som tas ut av drift

Det skal føres regelmessig tilsyn med kuldeanlegg og varmepumper som er midlertidig ute av drift, eller kuldemediet skal tappes av og oppbevares på en forsvarlig måte.

Anlegg som tas permanent ut av bruk skal tømmes for kuldemedium. Medium som skal benyttes på nytt skal oppbevares på tett flaske eller beholder eller returneres for regenerering. Medium som ikke skal gjenbrukes skal returneres for destruksjon (jfr. kapittel 15).

14.9 Spesielle krav til beredskap og varsling i forbindelse med drift av ammoniakkanlegg

14.9.1 Varsling om uhell til DBE

Bruker av ammoniakkanlegg er forpliktet til å underrette DBE straks dersom det inntreffer større uhell eller det er tilløp til slikt uhell (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 26).

14.9.2 Varslings- og redningsplan

Ved gasslekkasje som kan medføre fare skal lokal redningsmyndighet og politiet varsles umiddelbart. Varslings- og underretningsplikten skal fremgå av en egen Varslings- og redningsplan (veiledningen til ammoniakkforskriften, til § 27). Planen bør utarbeides i samarbeid med lokal redningstjeneste (brannvesen).

Anvisning for oppstilling av Varslings- og redningsplan finnes i veiledningen til ammoniakk forskriften, til § 27. Retningslinjer er også utarbeidet av Norsk Kjøleteknisk Fore-ning[24].

[24]) "Retningslinjer. Retning- og varslingsplaner for ammoniakk kuldeanlegg". Norsk Kjøleteknisk Forening 1986.

15. Retur, gjenvinning og destruksjon av kuldemedium og olje

15.1 Halokarboner

Halokarboner som tappes fra kuldeanlegg og varmepumper skal tas vare på for gjenbruk eller destruksjon. Avblåsing til atmosfæren er ikke tillatt.

Ved enkle serviceinngrep skal anleggsdelen tømmes til 1.05 bar(abs) (0.05 bar overtrykk). Ved tømming av anlegg eller anleggsdel, skal sluttrykket ikke overstige 0.6 bar(abs) (0.4 bar undertrykk) for anlegg med volum mindre enn 200 l og 0.3 bar(abs) (0.7 bar undertrykk) for større anlegg. Sluttrykket skal alltid måles ved romtemperatur.

For retur av brukt kuldemedium skal det bare benyttes flasker som er beregnet for det aktuelle mediet. Flaskene skal være tydelig merket med kuldemedietype, og at det dreier seg om returmedium. Ulike kuldemedier må ikke blandes.

Ved tømming av medium over på flaske(r) skal det alltid benyttes vekt, og flaskene skal aldri fylles til mer enn 80% av påstemplet netto kapasitet for det aktuelle mediet.

Flaske som har vært benyttet for brukt medium, må ikke tas i bruk for nytt medium uten å være omhyggelig rengjort.

Ved tømming av kondemnert anlegg med tømmeaggregat skal mediet så langt som praktisk mulig tappes av i gassfase, slik at faste forurensninger, olje m.v. ikke trekkes med. Kompressoren bør være av en slik konstruksjon at kuldemediet ikke kommer i kontakt med motoren. Etter tømming av særlig forurenset medium, for eksempel etter motorbrann, skal oljen på tømmeaggregatet syretestes og skiftes ut ved behov.

15.2 Andre kuldemedier

Også andre typer kuldemedier, som ammoniakk og hydrokarboner, bør så langt som praktisk mulig tas vare på for gjenbruk i forbindelse med inngrep i anlegg eller kondemnering.

Avblåsing til atmosfæren tillates likevel når dette kan skje på en absolutt betryggende måte, helt uten fare eller sjenanse for omgivelsene. Mindre mengder ammoniakk kan absorberes i vann, dersom vann/ammoniakkløsningen kan avhendes på forsvarlig vis.

Avblåsing av ammoniakk skal skje på et så høyt punkt som mulig, og det skal forsikres om at gass i sjenerende konsentrasjoner ikke kan føres med vinden mot område der mennesker oppholder seg.

15.3 Gjenbruk av kuldemedium

Brukt kuldemedium vil være av varierende kvalitet, og det er viktig at forurensninger fjernes før mediet brukes om igjen. Kvalitetskravene for halokarboner beskrives i ARI Standard 700-88. Denne skal gjelde også for kuldemedium som gjenbrukes, bortsett fra innhold av annet kuldemedium. Inntil 2% fremmedkuldemedium tillates (mot 0.5% i standarden). Utdrag fra standarden er gjengitt i Tabell 15.1.

Tilsvarende grenser gjelder også for HFK så langt de er relevante. Merkbart innhold (200 ppm eller mer) av klorholdig kuldemedium i brukt HFK aksepteres imidlertid ikke.

Håndteringen av brukt kuldemedium kan følge forskjellige ruter, slik som antydet i Fig. 15.1.

Følgende regler skal gjelde for halokarboner. De bør benyttes også for andre kuldemedier, i den grad de er relevante:

1. Kuldemedium kan tilbakeføres til samme anlegg som det er tappet fra. For halokarboner bør fyllingen skje gjennom et egnet filter.
2. Kuldemedium som ikke skal tilbakeføres til samme anlegg, skal fortrinnsvis returneres til godkjent mottak for sentral regenerering eller destruksjon. De rutiner som til enhver tid gjelder for retur av brukt medium skal følges.
3. Kuldemedium kan regenereres lokalt for alminnelig gjenbruk. Det skal kun benyttes utstyr som kan bringe mediet tilbake til en kvalitet som spesifisert i Tabell 15.1. Utstyret skal vedlikeholdes grundig og leverandørens anvisninger skal følges nøye.

Bruker av utstyret er ansvarlig for at kvaliteten av renset medium tilfredsstiller kravene, og bør forsikre seg om dette ved jevnlig laboratorieanalyse.

Regenerering lokalt må ikke utføres uten at det er tatt syreprøve av oljen og testen er negativ (ingen syre), og mediet For øvrig virker rent og fritt for forurensninger (kuldemedievæsken er klar, ingen utslag på fuktindikator, ingen tegn til

slam etc. på seglass osv.)

Medium fra havarerte anlegg, hvor havariet kan ha forringet mediets kvalitet (for eksempel motorbrann), skal alltid returneres til mottak for analyse/regenerering.

Blandinger av .demedium og inertgass som benyttes for tetthetsprøving, kreves ikke renset før gjenbruk. Så sant det er praktisk mulig, skal gassen suges av etter bruk og lagres for fremtidig tetthetsprøving.

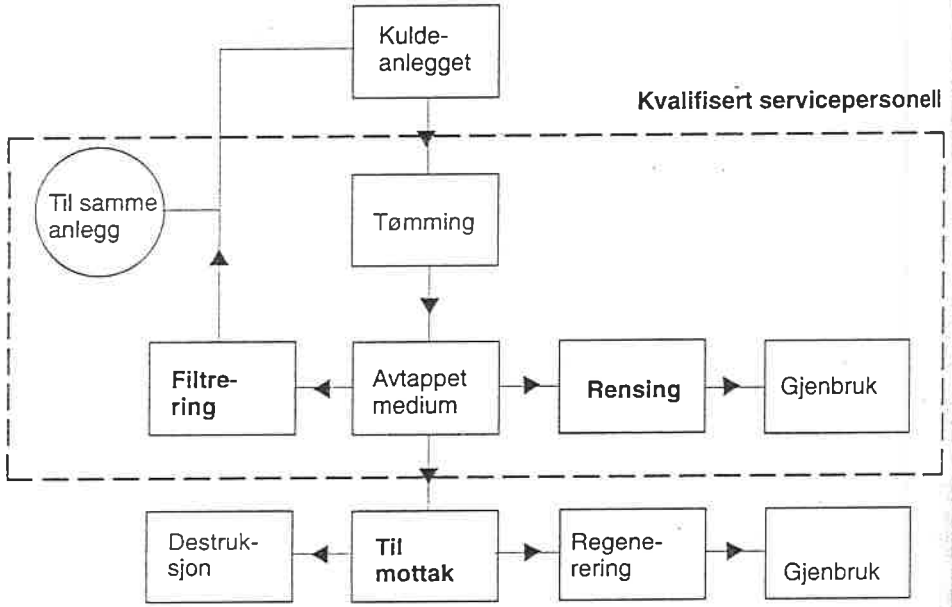


Fig. 15.1 Aktuelle behandlingsalternativer for brukt kuldemedium

Tabell 15.1 Kvalitetskrav til (H)KFK kuldemedier. Fra ARI Standard 700-88

	Type kuldemedium						
	Enhet	R11	R12	R-22	R-114	R-500	R-502
Normal kokepunkt	°C	23.8	-29.8	-40.8	3.8	-33.5	-45.4
Kokepunktsheving, maks.	°C	0.5	0.5	0.5	0.5	0.9	0.9
Ikkekondenserbare gasser	vol%	-	1.5	1.5	0.5	1.5	1.5
Vanninnhold , maks	ppm	10	10	10	10	10	10
Klorid-ioner. Ingen turbiditet for "pass"		OK	OK	OK	OK	OK	OK
Surhetsgrad, maks.	ppm	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Rest etter avdampning, maks.	vol%	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Faste partikler. Ingen synlige partikler for "pass"		OK	OK	OK	OK	OK	OK
Andre kuldemedier, maks.[25]	vekt%	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5

[25]) For gjenbruk av brukt medium tillates avvik fra standarden. Maks. grense for innhold av annet kuldemedium er 2%. Derav følgende økt kokepunktsheving for brukt medium aksepteres samtidig.

Vedlegg 1

Definisjoner[1]

Absolutt trykk:
Trykket målt i forhold til absolutt vakuum.

Absorpsjonssystem/adsorpsjonssystem:
Kuldeanlegg der kjøling oppnås ved at fordampet kuldemedium absorberes eller adsorberes av et absorpsjons- eller adsorpsjonsmiddel, som mediet senere drives ut av ved tilførsel av varme og deretter kondenseres ved avkjøling.

Alarm*:
Varsel om unormal driftstilstand, uten noen form for automatisk inngripen i prosessen.

Anerkjent norm*:
Veiledning, standard, kode mv. som er internasjonalt og/eller nasjonalt anerkjent innenfor et fagområde.

Ansvarlig person:
Person med myndighet til å opptre på bedriftens (leverandørens) vegne. (For eksempel i forbindelse med attestering av utført arbeid eller kontroll.)

Automatisering*:
Fellesbetegnelse for regulering, styring og sikring i et prosessanlegg.

Avblåsingsledning:
Rørledning som leder utstrømmende kuldemedium fra en avlastningsanordning.

Avhende:
Overføre et produkt til en annen part, vanligvis for kondemnering eller destruksjon.

Avlastingsanordning:
Sikkerhetsanordning som åpner ved et bestemt trykk, trykkdifferanse eller temperatur.

Avvik*:
Mangel på oppfyllelse av spesifiserte krav.

[1]) Definisjoner som er merket med (*) er hentet fra "Veiledning til forskrift om innretning og anlegg for klor, svovldioksid og ammoniakk", DBE 1995

Beregningstrykk:
Det overtrykk som benyttes ved fastlegging av nødvendig materialtype, veggtykkelse og utforming av komponenter med hensyn til komponentenes evne til å tåle trykk.

Besiktigelse:
Visuell inspeksjon av anlegg eller anleggsdel.

Blokkeringsventiler:
Par av make avstengningsventiler som benyttes for å stenge av seksjoner av anlegg og som er slik arrangert at disse seksjonene kan koples sammen før ventilene åpnes eller skilles etter at ventilene stenges.

Bruddtrykk:
Overtrykket hvor en komponent eller del av anlegg sprekker.

Bruttovolum, indre:
Volum beregnet vha. beholderens indre mål, uten hensyn til volumet av innvendige deler.

Direkte forbindelse:
Det regnes som direkte forbindelse når skille mellom rom inneholder åpning som eventuelt kan lukkes med dør, vindu, luke e.l.

Driftstrykk:
Trykket i anlegget eller anleggsdelen under drift. Varierer med driftsforholdene.

Dynamisk kompressor:
Kompressor der trykkøkning oppnås uten endring av det indre volumet i kompresjonskammeret.

Ferdiganlegg:
Komplett fabrikkprodusert kuldeanlegg, montert i passende stativ eller innkapsling, som er bygget og transportert i en eller flere seksjoner og hvor det ikke foretas sammenkopling på stedet av deler som inneholder kuldemedium annet enn ved blokkeringsventiler.

Ferdigkontroll:
Kontroll på monteringsstedet at anlegget er bygget, utstyrt og prøvd i henhold til forutsetningene og at nødvendig dokumentasjon foreligger.

Flareforbindelse:
Metall-mot-metall kompresjonsforbindelse der en konisk utvidelse er dannet i enden av røret.

Flenset forbindelse:
Forbindelse dannet ved å bolte sammen et par flensede ender.

Flensmutterforbindelse:
Det samme som flareforbindelse.

Fordamper:
Varmeveksler der kuldemedievæske fordampes under opptak av varme fra det mediet som skal kjøles.

Fordelerrør:
Et rør med parallelle grenrør for fordeling av medium.

Forseglet anlegg:
Kompaktanlegg der alle kuldemedieholdige deler, unntatt trykkavlastningsanordning, er forseglet mot lekkasje ved sveising eller hardlodding.

Fortrengningskompressor:
Kompressor der trykkøkning oppnås ved endring av kompresjonskammerets indre volum.

Fortrengningspumpe:
Pumpe der væsken fortrenges mekanisk, ved at pumpekammerets volum reduseres.

Fravik*:
Dispensasjon fra oppfyllelse av spesifiserte krav i forskriften.

Fyllingsgrad*:
Forholdet mellom væskefasens volum og beholderens rominnhold.

Halokarbon:
Organisk kuldemedium på metan- eller etanbasis, hvor ett eller flere av hydrogenatomene er erstattet med halogener. (Halogen = fellesbetegnelse for stoffene fluor, klor, brom, iod og astat). Brukes bl.a. som kuldemedier.

Halon:
Halokarboner som i første rekke benyttes som brannslukningsmidler. (Flere av halonene kan også benyttes som kuldemedium).

Hardloddet forbindelse:
Gasstett forbindelse dannet ved sammenføying av deler av metall ved hjelp av legering som smelter ved temperaturer over 450°C, men lavere enn smeltetemperaturen for delene som sammenføyes.

Harmonisert standard*:
En europeisk standard som er vedtatt av CEN eller CENELEC i overensstemmelse med et mandat fra EU-kommisjonen og EFTA-landene, og som er offentliggjort i Det Europeiske Fellesskaps Tidende.

Header:
Rørdel hvor det er forbundet flere andre rør for fordeling eller samling av kuldemedium.

Hermetisk kompressor:
Kompressor der drivmotoren og selve kompressoren er innesluttet i et felles hus som er helsveist.

HFK:
Halokarbon som i tillegg til karbon inneholder hydrogen og fluor. (For eksempel tetrafluoretan, HFK134a).

HKFK:
Halokarbon som i tillegg til karbon inneholder klor, fluor og hydrogen. (For eksempel monoklordifluormetan, HKFK22 (R22).

Hurtiglukkeventil:
Avstengningsventil som stenger automatisk (ved hjelp av vekt, fjær, kule osv.) eller som har svært liten stengingsvinkel.

Hvilestrømskopling*:
Kopling hvor en funksjon aktiveres når en normalt strømførende krets blir brutt

Hygienisk grenseverdi:
Høyeste godtagbare gjennomsnittsinnhold av forurensning (for eksempel kuldemedium) i luften som pustes inn. Nivået varierer med eksponeringstiden.
Se også "TLV" og "Praktisk, korttids grenseverdi".

Høytrykkssiden:
Den delen av kuldemediekretsen hvor trykket er tilnærmet lik kondensatortrykket.

Ikke-destruktiv prøving:
Prøving av sveis med metode som ikke skader sveisen. Eksempelvis visuell inspeksjon, radiografisk prøving og magnetpulverprøving.

Inhibitor:
Kjemikalium som tilsettes i små mengder for å forhindre korrosjon. (Vanlig benyttet i for eksem pel sekundærmedier).

Inngående temperaturdifferanse:
For fordamper: Differansen mellom temperaturen på inngående medium som skal kjøles (luft, vann osv.) og metningstemperaturen ved trykket i fordamperutløpet. For kondensator: Differan sen mellom metningstemperaturen ved trykket i kondensatorinnløpet og temperaturen på inngående medium som skal varmes (luft, vann osv.).

Innretning*:
Beholder, rørsystem og prosessutstyr for svoveldioksid, klor og ammoniakk.

Innstillingstrykk:
Det trykket sikkerhetsanordning som skal beskytte anlegg eller anleggsdel mot for høyt eller for lavt trykk skal aktiveres ved.

Internkontroll:
Bedriftens egne tiltak for å kontrollere og sikre at krav i regler og forskrifter m.v. oppfylles.

Kapillarrør:
Rør med særlig liten diameter. Brukes for eksempel som struperør og som trykkforbindelse til pressostat m.v.

KFK:
Halokarbon som i tillegg til karbon inneholder klor og fluor. Betegnes også klorfluorkarbon. (For eksempel diklordifluormetan, KFK12 (R12)).

Kjølemedium:
Medium for eks. luft eller vann, som fjerner varme fra varmeavgivende deler.

Kjølested:
Kjøle/fryserom, kjøle/frysemøbler, ventilasjonsaggregat, prosessutrustning etc.

Kjøling, direkte:
Overføring av varme fra gods (varer o.l.), væske eller luft til kuldemediet direkte via fordamperflaten.

Kjøling, indirekte:
Overføring av varme fra gods (varer o.l.), væske eller luft til kuldemediet indirekte med sirkulerede kuldebærer som mellommedium.

Kompaktanlegg:
Ferdiganlegg som er komplett sammenbygget og testet før installasjon og som installeres uten å forbinde kuldemedieholdige deler på stedet.

Kompetanse:
Evne og ferdigheter til å utføre arbeidet i et yrke på en tilfredsstillende måte. Det inkluderer også evnen til å overføre og anvende kunnskaper på nye arbeidssituasjoner og til å samarbeide effektivt med andre.

Kompressoraggregat:
Sammenbygd kompressor og motor uten kondensator og væskesamler.

Kondensator:
Varmeveksler der kuldemediet etter kompresjon til passende trykk kondenserer under avgivelse av varme til et passende kjølemedium.

Konisk skruforbindelse:
Gjenget rørforbindelse hvor det kreves fyllmateriale for å tette for lekkasje langs gjengespiralen.

Konstruksjonskontroll*:
Kontroll av at tegninger, beregninger, materialvalg etc. er i samsvar med de spesifikasjoner som er lagt til grunn for konstruksjonen.

Kuldeanlegg:
Anlegg med de komponenter og utrustning som kreves for å frembringe kulde.

Kuldebærer:
Sekundærmedium (væske) som transporterer varme fra varmekilde til varmepumpe eller fra kjølested til kuldeanlegg.

Kuldekompressor:
Mekanisk komponent i kuldemediekrets som suger inn kuldemediedamp, vanligvis fra fordamperen, og avgir den ved et høyere trykk.

Kuldemediekrets:
Kombinasjon av sammenkoplede komponenter og rørsystemer som danner en sluttet krets der det strømmer kuldemedium for å oppta og avgi varme.

Kuldemedium:
Arbeidsmedium i en kuldemediekrets. Kuldemediet opptar varme ved lav temperatur og lavt trykk og avgir varme ved høyere temperatur og høyere trykk, vanligvis gjennom tilstandsforandring.

Kyndig person:
Person som har de kvalifikasjoner (utdannelse, praksis, kjennskap til lovverket osv.) som kreves for det nevnte arbeidet i henhold til gjeldende forskrifter og regler.

Lavtrykkssiden:
Den delen av kuldemediekretsen hvor trykket er tilnærmet lik fordampertrykket.

LEL (Lower Explosion Limit):
Laveste konsentrasjon (ofte angitt i volumprosent) av brennbar gass i luft som medfører eksplosjonsfare.

Logartimisk middeltemperaturdifferanse (LMTD):
Beregnet midlere temperaturdifferanse som normalt representerer den faktiske middeltemperaturdifferansen ved varmeveksling best (se formel under forkortelser).

Maksimalt avblåsningstrykk:
Det største trykket som tillates i anlegget under avblåsning gjennom avlastningsanordning.

Maskineri:
Utstyr som danner del av kuldeanlegg/varmepumpe, så som kompressor, kondensator, fordamper.

Maskinrom:
Rom som av sikkerhets- og miljøgrunner er spesielt konstruert og beregnet for plassering av kuldeanlegg/varmepumpe eller deler av anlegg.

Mellomtrykk:
Trykk som opptrer på angitt sted mellom to trykkøkende enheter i et flertrinnsanlegg.

Mobilt anlegg:
Anlegg som ved vanlig drift normalt er under transport (eksempelvis kulde- og luftkondisjoneringsanlegg i båter, biler, jernbanevogner, kranhus mv.).

Mykloddet forbindelse:
Gasstett forbindelse dannet ved sammenføying av deler av metall ved hjelp av legering som smelter ved temperaturer generelt mellom 200 og 450°C.

Nettovolum, indre:
Volum beregnet ut fra beholderens indre mål og med fratrekk for volumet av innvendige deler.

Omsetning*:
Overføring av eiendomsrett eller bruksrett.

Oppholdssted:
Lokale der folk oppholder seg over lengre tid eller stadig besøker. Tilgrensende rom med luftforbindelse til lokalet skal regnes som del av oppholdsstedet.

Optimal:
Best mulig i følge nærmere angitte kriterier. (I normen brukt i betydningen økonomisk optimal, det vil si den tekniske løsning, for eksempel dimensjonerende inngående temperaturdifferanse for fordamper, som gir laveste totalkostnader over tid (avskrivning, rente + driftskostnader).

Overtrykk:
Differansen mellom det absolutte trykket og atmosfæretrykket på stedet. (Overtrykket antas til vanlig å være 1 bar lavere enn det absolutte trykket).

Passasje:
Korridor for gjennomgang.

Periodisk overvåkning:
Overvåkning i et slikt omfang at det kan betraktes som betryggende mht. risiko for ulykker, i henhold til offentlige forskrifter, leverandørens oppgaver og gjeldende driftsbetingelser.

ppm (parts per million):
Del per million deler, for eks. en liter gass (damp) per million liter luft, cm^3 gass (damp) per m^3 luft osv.

Praktisk korttids grenseverdi
Grenseverdi ved korttids eksponering i luft som inneholder gass som benyttes ved bestemmelse av maksimal tillatt fylling av kuldemedier i forhold til romstørrelse.

Pressluftapparat:
Komplett pusteapparat med bærbar forsyning av trykkluft, uavhengig av omgivende luft, og hvor utblåsningsluften tilføres omgivelsene uten resirkulasjon.

Produksjon*:
Innen- eller utenlandsk produksjon av innretning som skal brukes i Norge.

Produksjonskontroll*:
Kontroll med at arbeidet utføres i henhold til forskrifter, normer, standarder og øvrige konstruksjonsforutsetninger.

Produkttall:
Karakteristisk tall for trykkbeholdere. Det fremkommer ved å multiplisere beholderens indre volum i liter med beholderens beregningstrykk i bar (overtrykk).

Prosessutstyr*:
Innretning som inngår i en prosess, og som inneholder klor, svoveldioksid eller ammoniakk.

Prøvetrykk ved styrkeprøve:
Overtrykk som tilføres ved prøving av anlegg eller anleggsdel for å teste styrke.

Prøvetrykk ved tetthetsprøve:
Overtrykk som tilføres ved prøving av anlegg eller anleggsdel for å teste tetthet.

Receiver:
Beholder som er permanent tilknyttet anlegget med inn- og utløpsrør for akkumulering av kuldemedievæske

"Recover" (samle opp):
Tappe av kuldemedium fra kuldeanlegg/varmepumpe og oppbevare det i en ekstern flaske eller beholder.

"Recycle" (gjenvinne, generelt):
Å rense oppsamlet, brukt kuldemedium for senere gjenbruk.

"Reclaim" (gjenvinne til spesifisert kvalitet):
Å rense oppsamlet, brukt kuldemedium og bringe det tilbake til samme spesifikasjoner som for nytt medium.

Revisjonsbok*:
Bok med all dokumentasjon om trykkpåkjent utstyr i anlegget.

Romvolum:
Volumet av det minste lokale der kuldemedium kan lekke inn, med tillegg av (del av) eventuelle tilliggende rom som står i åpen forbindelse med rommet.

Rørledning:
Ledning bestående av rør med tilhørende ekspansjonsordninger, flensforbindelser, armatur og lign. for væsker, damp, eller gasser. Grensen mellom beholder og rørledning regnes gå ved sveisen mot beholderstussen, eller for flenset tilslutning ved beholderens motflens. Sveisen regnes å tilhøre rørledningen.

Rørsystem:
Rørledninger som forbinder delene i en kuldemediekrets.

Samlerør:
Et rør hvor det samles medium fra flere parallelle grenrør.

Sekundæranlegg:
Sirkulasjonssystem med sekundærmedium som benyttes for å transportere varme mellom produktet eller rommet det angår og kuldeanlegget/varmepumpen.

Sekundærmedium:
Fellesbetegnelse for kuldebærer og varmebærer.

Semihermetisk kompressor:
Som for hermetisk kompressor, men med huset skrudd sammen.

Sertifikat*:
Dokumentasjon utstedt av et akkreditert sertifiseringsorgan, annet bemyndiget selskap eller offentlig myndighet, som bekreftelse på at et produkt, en tjeneste eller aktivitet er i samsvar med spesifiserte krav som er fastsatt i, eller i medhold av lov, eller for øvrig er gjeldende for utstederen.

Sikkerhetsanordning:
Anordning som fungerer som trykk- og temperatur- og nivåsikring for maksimums- og minimumstrykk, respektive temperatur og nivå.

Sikkerhetsfjær:
Fjæranordning som avlaster sylindertrykket, for eksempel i forbindelse med væskeslag

Sikkerhetsventil:
Trykkstyrt ventil som holdes stengt vha. en fjær eller tilsvarende, og som er utformet slik at den åpner automatisk når trykket når en grense som ikke er høyere enn høyeste tillatte trykk. og som stenger igjen når normalt trykknivå igjen er etablert

Skruforbindelse:
Gjenget rørforbindelse hvor det ikke kreves noen form for tetningsmateriale

Slagvolum:
Kompressorens geometriske fortrengningsvolum per omdreining multiplisert med antall omdreininger per tidsenhet, det vil si tilsvarende kompressorens teoretisk innsugde gassvolum per tidsenhet.

Smeltesikring:
Avlastningsanordning som inneholder et materiale som smelter ved en bestemt temperatur.

Splittsystem ("split system"):
Komplett kuldemediesystem bestående av to hovedelementer, vanligvis kondenseringsaggregat og fordamper, som er forbundet med væskerør og gassrør

Sprengskive:
Avlastningsanordning som består av blikk eller folie som brister ved en bestemt trykkdifferanse.

Struperør:
Kapillarrør benyttet med formål å skape trykksenkning mellom høy- og lavtrykkssiden i en kuldemediekrets.

Største arbeidstrykk:
Det høyeste trykket som kan forekomme i anlegget under drift og ved stillstand, unntatt når trykkavlastningsanordning er i funksjon. (I praksis det trykk anlegg/komponent er sikret ved).

Sveist forbindelse:
Gasstett forbindelse dannet ved sammenføying av deler av metall som er i plastisk eller smeltet tilstand.

TBK 1-2:
"Generelle regler for trykkbeholdere". Utgitt av Den Norske Trykkbeholderkomite.

TBK 5-6:
"Generelle regler for rørsystemer". Utgitt av Den Norske Trykkbeholderkomite.

Temperaturvakt:
Temperaturstyrt regulerbar eller fast forinnstilt instrument, for eksempel termostat, som er konstruert og installert for å sikre mot temperaturer som kan medføre fare.

Teknisk kontrollorgan*:
Organ som har til oppgave å gjennomføre samsvarsvurdering og -attestering i henhold til EØS-avtalen

Tilstandskontroll*:
Omfattende kontroll av anlegg og utstyr i drift, til fastsatte intervaller, i henhold til fastsatte prosedyrer som bedriften selv bestemmer.

TLV (Threshold Limit Value):
Hygienisk grenseverdi for tillatt konsentrasjon av gass i luft ved langtidseksponering, ofte angitt i ppm.

Trykk:
Overtrykk i forhold til atmosfæretrykket.

Trykkbeholder (gjelder for kuldemedier utenom ammoniakk):
Komponent som inneholder kuldemedium, unntatt:
* kompressorer og pumper
* fordampere hvor hver enkelt seksjon har mindre volum enn 15 l
* rørslange- og rørkveilvarmevekslere
* komponenter samt fordeler og samlestokker med diameter mindre enn 152 mm, når volumet er mindre enn 100 l
* rør, rørdeler, automatikk

Trykkbeholder* (gjelder ved bruk av ammoniakk):
Varmeveksler, beholder eller annen sammenlignbar innretning for oppbevaring av klor, svoveldioksid eller ammoniakk med trykk høyere enn atmosfæretrykket. Vakuumbeholder regnes som trykkbeholder.

Trykkavlastningsanordning:
Sikkerhetsventil eller sprengplate som er installert for automatisk avlastning ved for høyt trykk.

Trykkvakt:
Trykkstyrt regulerbar eller fast forinnstilt instrument, for eksempel høytrykkspressostat, som er konstruert og installert for å stoppe den trykkskapende komponenten og eventuelt også initiere alarm.

Utgang:
Gang i umiddelbar nærhet av utgangsdør (til det fri).

Utstyr*:
Pumper, vifter, ventiler, temperatur-, trykk- og nivåmålere, samt annet utstyr som er nødvendig for betryggende bruk av innretningen eller anlegget.

Vakuumprosedyre:
Prosedyre for å kontrollere tetthet ved å sette komponent, anleggsdel eller anlegg under vakuum.

Forkortelser:

BS - Britisk standard

DBE - Direktoratet for brann- og eksplosjonsvern

DIN - Den tyske standardiseringsorganisasjonen (Deutsches Institut für Normung). Utgir DIN-standarder

EN - Europeisk standard

ISO - Den internasjonale standardiseringsorganisasjonen (The International Organization for standatdization). Utgir ISO-standarder

Varmebærer:
Sekundærmedium som transporterer varme fra kuldeanlegg for avgivelse til omgivelsene eller fra varmepumpe for avgivelse til bruksted.

Varmepumpe:
Anlegg med samtlige komponenter som behøves for å frembringe en kuldeprosess. Formålet er primært å overføre varme.

Visuell kontroll*:
Kontroll av at utstyret er produsert i henhold til kontrollert dokumentasjon.

Varmeveksler:
Komponent hvor varme overføres fra et medium til et annet medium med lavere temperatur.

Vekselventil:
Ventil med to utløp, konstruert slik at begge utløpene ikke kan stenges samtidig og at samlet strømningsareal er minst like stor i alle ventilposisjoner som når det ene løpet er helt åpent

Verifisere*:
Undersøke for å få bekreftet at en aktivitet, et produkt eller en tjeneste er i samsvar med spesifiserte krav.

Vestibyle:
Inngangshall eller befolket lokale som anvendes som venterom.

$$LMTD = \frac{\Theta_{inn} - \Theta_{ut}}{\ln\left[\frac{\Theta_{inn}}{\Theta_{ut}}\right]}, \ ^{\circ}C$$

hvor: Θ_{inn} - inngående temperaturdifferanse, °C
Θ_{ut} - utgående temperaturdifferanse, °C

NS - Norsk standard

NS-EN - Europeisk standard adoptert som Norsk standard

NS-ISO - ISO-standard adoptert som Norsk standard

SFT - Statens forurensningstilsyn

VEDLEGG 2A

Tabell 2.1 Kuldetekniske data for kuldemedier

Side 1 (3)

Kuldemedie-gruppe		Kulde-medie-nummer	Navn Komponenter i blan-ding	Kjemisk formel Blandings-forhold, %	Molvekt	Normalkoke-punkt, °C	Kritisk temperatur, °C	Temperatur-glidning ved atmos-færetrykk, °C
L	A,B							
L1	A1,B1	R-11	Triklorfluormetan	CCl_3F	137.4	23.8	198.0	0
"	"	R-12	Diklordifluormetan	CCl_2F_2	120.9	-29.8	112.0	0
"	"	R-12B1	Bromklordifluormetan	$CBrClF_2$	165.4	- 3.7	154.6	0
"	"	R-13	Klortrifluormetan	$CClF_3$	104.5	-81.4	28.8	0
"	"	R-13B1	Bromtrifluormetan	$CBrF_3$	148.9	-57.8	67.0	0
"	"	R-22	Klordifluormetan	$CHClF_2$	86.5	-40.8	96.0	0
"	"	R-23	Trifluormetan	CHF_3	70	-82.1	25.6	0
"	"	R-113	Triklortrifluoretan	CCl_2FCClF_2	187.4	47.6	214.1	0
"	"	R-114	Diklortetrafluoretan	$CClF_2CClF_2$	170.9	3.6	145.7	0
"	"	R-115	Klorpentafluoretan	CF_3CClF_2	154.5	-39.1	79.9	0
"	"	R-124	Klortetrafluoretan	CF_3CHClF	136.5	-12.0	145.7	0
"	"	R-125	Pentafluoretan	CF_3CHF_2	120.0	-48.5	66.3	0
"	"	R-134a	Tetrafluoretan	CF_3CH_2F	102.0	-26.5	100.6	0
"	"	R-218	Oktafluorpropan	$CF_3CF_2CF_3$	188.0	-39.0	72	0
"	"	R-227	Heptafluorpropan	CF_3CHFCF_3	170.0	-16.5	101.8	0
"	"	R-C318	Oktafluorbutan	C_4F_8	200.0	- 5.8	115.3	0
"	"	R-500	R-12/R-152a	73.8/26.2	99.3	-33.50	105.5	0
"	"	R-501	R-12/R-22	25/75	93.1			0
"	"	R-502	R-22/R-115	48.8/51.2	111.6	-45.6	82.2	0
"	"	R-503	R-13/R-23	59.9/40.1	87.2	-88.7	19.5	0
"	"	R-507	R-125/R-143a	50/50	98.9	-46.7		0

VEDLEGG 2A

Tabell 2.1 Kuldetekniske data for kuldemedier

Side 2 (3)

Kuldem.gruppe		Kulde-medie-nummer	Navn Komponenter i blan-ding	Kjemisk formel Blandings-forhold,%	Molvekt	Normalkoke-punkt, °C	Kritisk temperatur, °C	Temperatur-glidning ved atmos-færetrykk, °C
L	A,B							
L1	A1,B1	R-718	Vann	H_2O	18.0	100.0	374	0
"	"	R-744	Karbondioksid	CO_2	44.0	-78.4*	31.1	0
"	A1/A1,B1	R-401A	R-22/R-152a/R-124	53/13/34	94.4	-33.2	109	6.3
"	"	R-401B	R-22/R-152a/R-124	61/11/28	92.8	-34.6		5.9
"	"	R-401C	R-22/R-152a/R-124	33/15/52	101	-28.3	108	6.3
"	"	R-402A	R-125/R-22/R-290	60/38/2	101.6	-49.0	75.2	2.0
"	"	R-402B	R-125/R-22/R-290	38/60/2	94.7	-47.1	81.7	2.2
"	"	R-403A	R-22/R-218/R-290	75/20/5	92.0	-		
"	"	R-403B	R-22/R-218/R-290	56/39/5	103.3	-50.2	90.0	1.2
"	"	R-404A	R-125/R-143a/R-134a	44/52/4	97.6	-46.5	74.4	0.7
"	"	R-407A	R-32/R-125/R-134a	20/40/40	90.9	-45.5		6.6
"	"	R-407B	R-32/R-125/R-134a	10/70/20	102.8	-47.3		4.4
"	"	R-407C	R-32/R-125/R-134a	23/25/52	85.9	-43.6		7.1
"	"	R-408A	R-125/R-143a/R-22	7/46/47	87	-		
"	"	R-409A	R-22/R-124/R-142b	60/25/15	97.4	-		
"	"	R-410A	R-32/R-125	50/50	72.2	-		
"	"	R-410B	R-32/R-125	45/55	75.2	-		
L2	A2, B1	R-32	Difluormetan	CH_2F_2	51.6	-51.6	78.4	0
"	"	R-50	Metan	CH_4	16.0	-161.5	-82.6	0
"	"	R-141b	Diklorfluoretan	CCl_2FCH_3	116.9	32.0	210.3	0

VEDLEGG 2A

Tabell 2.1 Kuldetekniske data for kuldemedier

Side 3 (3)

Kuldem. gruppe L	Kuldem. gruppe A,B	Kuldemedie-nummer	Navn / Komponenter i blanding	Kjemisk formel / Blandingsforhold,%	Molvekt	Normalkokepunkt, °C	Kritisk temperatur, °C	Temperaturglidning ved atmosfæretrykk, °C
L2	A2,B1	R-142b	Klordifluoretan	$CClF_2CH_3$	100.5	- 9.8	137.1	0
"	"	R-143a	Trifluoretan	CF_3CH_3	84.0	-47.6	73.1	0
"	"	R-152a	Difluoretan	CHF_2CH_3	66.1	-25.0	113.5	0
"	"	R-160	Etylklorid	CH_3CH_2Cl	64.5	12.4	187.2	0
"	A1,B2	R-123	Diklortrifluoretan	CF_3CHCl_2	152.9	27.6		0
"	"	R-764	Svoveldioksid	SO_2	64.1	-10.0	157.5	0
"	A2,B2	R-30	Metylenklorid	CH_2Cl_2	84.9	40.2	237.0	0
"	"	R-40	Metylklorid	CH_3Cl	50.5	-24.2	143.1	0
"	"	R-611	Metylformiat	$C_2H_4O_2$	60.1	31.8	214.0	0
"	"	R-717	Ammoniakk	NH_3	17.0	-33.3	133.0	0
"	"	R-1130	Dikloretylen	$CHCl=CHCl$	96.9	47.8	243.3	0
"	A3,B1	R-170	Etan	CH_3CH_3	30.1	-88.8	32.2	0
"	"	R-290	Propan	$CH_3CH_2CH_3$	44.1	-42.1	96.8	0
"	"	R-600	Butan	$CH_3(CH)_2CH_3$	58.1	- 0.5	152.0	0
"	"	R-600a	Isobutan	$CH(CH_3)_3$	58.1	-11.7	135.0	0
"	"	R-1150	Etylen	$CH_2=CH_2$	28.1	-103.7	9.3	0
"	"	R-1270	Propen (propylen)	$CH_3=CHCH_3$	42.1	-47.7	91.8	0
"	"	R-	Dimetyleter	CH_3OCH_3	46.1	-24.8	128.8	0

VEDLEGG 2B

Tabell 2.2 Helse- og miljødata for kuldemedier

Side 1 (3)

Kuldemediegruppe L	Kuldemediegruppe A,B	Kuldemedie-nummer	Navn / Komponenter i blanding	Giftighet: Hyg. grenseverdi, ppm	Giftighet: Kortt. grenseverdi, g/m³	Eksplosjonsområde i luft: Nedre grense vol%	Nedre grense g/m³	Øvre grense vol%	Øvre grense g/m³	Miljøeffekter: Atm. levetid år	ODP	GWP
L1	A1,B1	R-11	Triklorfluormetan	500	300	-	-	-	-	50	1	4000
"	"	R-12	Diklordifluormetan	500	500	-	-	-	-	102	1	8500
"	"	R-12B1	Bromklordifluormetan		200	-	-	-	-		3	
"	"	R-13	Klortrifluormetan		500	-	-	-	-	640	1	11700
"	"	R-13B1	Bromtrifluormetan	500	600	-	-	-	-	65	10-16	5600
"	"	R-22	Klordifluormetan	500	300	-	-	-	-	13.3	0.055	1700
"	"	R-23	Trifluormetan		300	-	-	-	-	250	0	12100
"	"	R-113	Triklortrifluoretan		400	-	-	-	-	85	1.07	5000
"	"	R-114	Diklortetrafluoretan	500	700	-	-	-	-	300	0.8	9300
"	"	R-115	Klorpentafluoretan		600	-	-	-	-	1700	0.5	9300
"	"	R-124	Klortetrafluoretan	*	550	-	-	-	-	5.9	0.022	480
"	"	R-125	Pentafluoretan	*	500	-	-	-	-	36.0	0	3200
"	"	R-134a	Tetrafluoretan	*	300	-	-	-	-	14	0	1300
"	"	R-218	Oktafluorpropan	*		-	-	-	-		0	
"	"	R-227	Heptafluorpropan	*		-	-	-	-	40	0	
"	"	R-C318	Oktafluorbutan		800	-	-	-	-		0	
"	"	R-500	R-12/R-152a		400	-	-	-	-		0.74	6310
"	"	R-501	R-12/R-22		400	-	-	-	-		0.29	3400
"	"	R-502	R-22/R-115		400	-	-	-	-		0.283	5590
"	"	R-503	R-13/R-23		400	-	-	-	-		0.6	11860
"	"	R-507	R-125/R-143a		400	-	-	-	-		0	3800

VEDLEGG 2B — Tabell 2.2 Helse- og miljødata for kuldemedier — Side 2 (3)

Kuldemedie-gruppe		Kulde-medie-nummer	Navn / Komponenter i blan-ding	Giftighet		Eksplosjonsområde i luft				Miljøeffekter		
				Hyg. grense verdi, ppm	Kortt. grense verdi, g/m³	Nedre grense		Øvre grense		Atm.f. leve-tid, år	ODP	GWP
L	A,B					vol%	g/m³	vol%	g/m³			
L1	A1,B1	R-718	Vann	-	-	-	-	-	-	-	0	
"	"	R-744	Karbondioksid	5000	100	-	-	-	-		0	1
"	A1/A1,B1	R-401A	R-22/R-152a/R-124	*	310	-	-	-	-		0.03	1080
"	"	R-401B	R-22/R-152a/R-124	*	310	-	-	-	-		0.035	1190
"	"	R-401C	R-22/R-152a/R-124	*	290	-	-	-	-		0.03	830
"	"	R-402A	R-125/R-22/R-290	*	410	-	-	-	-		0.02	2570
"	"	R-402B	R-125/R-22/R-290	*	380	-	-	-	-		0.03	2240
"	"	R-403A	R-22/R-218/R-290	*		-	-	-	-		0.04	
"	"	R-403B	R-22/R-218/R-290	*		-	-	-	-		0.03	
"	"	R-404A	R-125/R-143a/R-134a	*	390	-	-	-	-		0	3750
"	"	R-407A	R-32/R-125/R-134a	*		-	-	-	-		0	1920
"	"	R-407B	R-32/R-125/R-134a	*		-	-	-	-		0	2560
"	"	R-407C	R-32/R-125/R-134a	*		-	-	-	-		0	1610
"	"	R-408A	R-125/R-143a/R-22	*	350	-	-	-	-		0.026	3050
"	"	R-409A	R-22/R-124/R-142b	*	390	-	-	-	-		0.048	1440
"	"	R-410A	R-32/R-125	*		-	-	-	-		0	1890
"	"	R-410B	R-32/R-125	*		-	-	-	-		0	2020
L2	A2, B1	R-32	Difluormetan	*	54	12.7	270	33.4	710	6	0	580
"	"	R-50	Metan		6	4.9	32	15	98	14.5	0	25
"	"	R-141b	Diklorfluoretan		53	5.6	268	17.7	847	9.4	0.11	630

VEDLEGG 2B — Tabell 2.2 Helse- og miljødata for kuldemedier — Side 3 (3)

Kuldemedie-gruppe		Kulde-medie-nummer	Navn / Komponenter i blan-ding	Giftighet		Eksplosj. område i luft				Miljøeffekter		
				Hyg. grense verdi, ppm	Kortt. grense verdi, g/m³	Nedre grense		Øvre grense		Atm.f. leve-tid, år	ODP	GWP
L	A,B					vol%	g/m³	vol%	g/m³			
L2	A2,B1	R-142b	Klordifluoretan	*	49	6	247	18	740	19.5	0.065	2000
"	"	R-143a	Trifluoretan	*	48	7	244	16.1	553	55	0	3800
"	"	R-152a	Difluoretan	*	27	5.1	137	17.1	462	1.5	0	140
"	"	R-160	Etylklorid	500	19	3.6	095	14.8	390			
"	A1,B2	R-123	Diklortrifluoretan	*	62	-	-	-	-	1.4	0.02	93
"	"	R-764	Svoveldioksid	2	0.26	-	-	-	-			0
"	A2,B2	R-30	Metylenklorid	35		12	417	22	764			15
"	"	R-40	Metylklorid	25	21	7.1	147	18.5	382			
"	"	R-611	Metylformiat		12	5	123	28	687			0
"	"	R-717	Ammoniakk	25	0.35	15	104	28	195		0	0
"	"	R-1130	Dikloretylen	100		6.2	246	15	595			
"	A3,B1	R-170	Etan		8	3	37	15.5	190		0	2
"	"	R-290	Propan	500	8	2.1	38	9.5	171		0	3
"	"	R-600	Butan	250	8	1.5	36	8.5	202		0	4
"	"	R-600a	Isobutan		8	1.8	43	8.5	202		0	4
"	"	R-1150	Etylen		6	2.7	31	34	391		0	2
"	"	R-1270	Propen (propylen)		8	2.5	43	10.1	174		0	3
"	"	R-	Dimetyleter		11	3.4	64	26	489		0	2

* Hygieniske grenseverdier for de nye halokarbonene er ikke endelig fastlagt.
Anbefalte verdier er 500-1000 ppm, unntatt for R-123 hvor anbefalt verdi er 30 ppm

VEDLEGG 2C

Tabell 2.3 Ammoniakkgass' innvirkning på mennesker

Beskrivelse	Konsentrasjon	
	ppm	mg/m³
Kan luktes	5-20	4-15
Ubehagelig, men ikke farlig innen 1-2 t	100-200	80-150
Utålelig	500-1000	400-800
Farlig innen 30-60 min	1200-1800	900-1400
Dodbringende eller alvorlig skade innen få minutter	3000-6000	2300-4600

Vedlegg 3

Benevnelse

KM - kuldemedium
KB - kuldebærer
VB - varmebærer

Indirekte åpent system

Indirekt luftet åpent system

Indirekte lukket system

Indirekte luftet lukket system

Dobbelt indirekte system

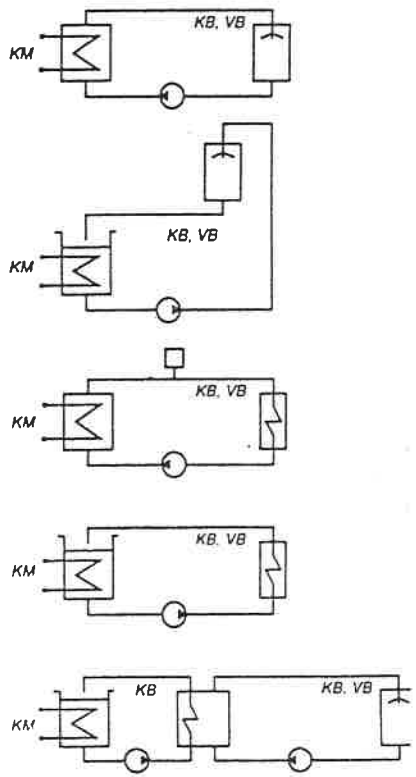


Fig. 3.1 Ulike typer indirekte system
(skissene er lånt fra Svensk Kylnorm)

VEDLEGG 3 **Tabell 3.1 Fysikalske data for noen sekundærmedier** (side 2 AV 2)

Medium	Kjemisk formel	Frysepunkt, °C	Eutektisk punkt Temp., °C	Eutektisk punkt Vekt, %	Typisk laveste temp., °C	Tetthet ved 0°C, kg/m³ Rent	Tetthet ved 0°C, kg/m³ Eutek. bland.	Spes. varmekap. ved 0°C, J/kg K Rent	Spes. varmekap. ved 0°C, J/kg K Eutek. bland.	Termisk kond. ved 0°C, W/mK Rent	Termisk kond. ved 0°C, W/mK Eutek. bland.	Kinematisk viskositet ved 0 °C, mm²/s Rent	Kinematisk viskositet ved 0 °C, mm²/s Eutek. bland.	Merknad
Vann	H_2O	0			2	1000		4226		0.59		1.80		1
Glyserin	$C_3H_5(OH)_3$	-17	(-44)	66	-5	1260	1180	2428	3010	0.29	0.36	1175	127	2
Natriumklorid	NaCl		-21	23	-15		1180		3330		0.54		2.54	2,3
Propylenglykol		(<-70)	(<-70)	(60)	-15	1100	(1060)	2320	(3330)	0.22	(0.35)	182	27.4	2,3,4
Etylenglykol		-15	-47	62	-20	1130	1090	2650	2940	0.19	0.38		11.9	
Kaliumkarbonat	K_2CO_3		-37	40	-30		1420		2690		0.52	53.1	5.63	2,3
Kalsiumklorid	$CaCl_2$		-52	30	-45		1300		2760		0.53		4.62	6,7
GS4		<-50			-45		1295*		2800*		0.37*		9.27	5
d_limonene	$C_{10}H_{16}$	-97			-80	869		1760		0.14		0.45		2
Trikloretylen	C_2HCl_3	-86			-80	1500		920		0.15		0.47		5
Etanol	C_2H_5OH	-117			-80	810		2230		0.17		2.10		7
SYLTHERM XLT		-93			-80	862		1600		0.11		1.90		2,4
Metylenklorid	CH_2Cl_2	-97			-85	1360		1150		0.17		0.37		

1 - Data for ren glyserin gjelder ved 20°C
2 - Korrosiv overfor bl.a. stål og aluminium
3 - Handelskvalitet vanligvis tilsatt inhibitor
4 - Giftig
5 - Brennbar i visse konsentrasjoner
6 - GS4 består av 50% kaliumacetat i vann, tilsatt inhibitor
7 - Handelsnavn
8 - Gjelder for 50%/50% blanding

Transport, emballasje og lagring
Det må kun nyttes sterk, hel og forsvarlig lukket emballasje. Såvel beholdere som indre og ytre emballasje skal være merket i henhold til gjeldende forskrifter. I tillegg stilles det ved transport forskjellige, spesielle krav til emballering, merking o.l. avhengig av type transportmiddel.
Stålsylindre: 20 kg, 42 kg og flaskebatteri 6 x 42 kg
Tanker/beholdere: 500 kg, 1000 kg, 2500 kg og 4000 kg.

Ammoniakk lagres tørt og kjølig i godt ventilerte rom. Oppbevaring er underlagt offentlige bestemmelser om brannfarlige varer.
Beholdere med ammoniakk må ikke utsettes for unødige mekaniske påkjenninger eller temperaturer over 35 °C.

Yrkeshygieniske data
Grenseverdi (administrativ norm): 25 ppm, 18 mg/m^3
Luktgrense: 5 - 10 ppm

Helserisiko
Ammoniakkgass virker sterkt irriterende og etsende. Høye gasskonsentrasjoner (over 2500 ppm) kan gi alvorlige skader og i verste fall føre til død.
Symptomer ved eksponering er hoste, sviende følelse i nese og svelg og rennende øyne. Flytende ammoniakk gir frostsår på huden.

Innånding/svelging av ammoniakk fører til irritasjon av slimhinnene. Etsskader ved høye konsentrasjoner. Fare for lungeødem (væskesamling i lungene).

Personer som er blitt utsatt for så høye konsentrasjoner at puste ær eller sjenerende irritasjon har inntruffet, må straks bringes ut . frisk luft. Vanlig førstehjelp. Om nødvendig gis kunstig åndedrett og eventuell oksygentilførsel. Bevisstløse personer legges i stabilt sideleie og holdes varme. Løs stramtsittende klær. Ved hjertestans bruk hjertekompresjon. Hurtigst mulig legehjelp.

Hud: Rød hud, svie, blærer og sår kan forårsakes ved høye konsentrasjoner, spesielt når det er fuktighet til stede.
Eventuelt tilsølt tøy fjernes, og huden som har vært i kontakt med gassen vaskes godt med såpe og vann.

Øyne: Ammoniakk virker irriterende på øynene. Sprut eller høyere dampkonsentrasjoner kan føre til skade.
Ved sprut skylles øynene med store mengder vann i minst 15 minutter. Deretter transport til øyespesialist, eventuelt annen legehjelp.

Vernetiltak
Forebyggende tiltak mot ammoniakkskader er
* øyevern
* øyespylemuligheter
* dusj nær arbeidsplassen
* hansker og øvrig beskyttelsesutstyr av plast, gummi eller annet motstandsdyktig materiale.
* gassmaske med filter K (grønn) gir beskyttelse en viss tid hvis gasskonsentrasjonen ikke er for høy
* trykkluftmaske og beskyttelsesdrakt mot høye gasskonsentrasjoner.
* å feste eller sikre stående eller løse gassflasker.
* å påse at slanger, ventiler etc. ikke har lekkasjer

Rørføring i kuldeanlegg

Professor Einar Brendeng
Institutt for klima- og kuldeteknikk, NTH

Innholdsfortegnelse

1 Krav til rørføring i kuldeanlegg

Rørsystemet i et kuldeanlegg har stor betydning for anleggets driftssikkerhet og driftsøkonomi. I rørledningene skal kuldemedium i væske- og dampform, og eventuelt olje, transporteres med passende trykkfall mellom de forskjellige apparater. Det er viktig at denne transporten foregår jevnt, og at det ikke er sekker i systemet som for eksempel kan gi anledning til oppsamling av væske eller olje i en dampledning, eller gi støtvis befordring i en returledning, ved tofase-strømning. En olje- eller væskesekk som plutselig tømmes når trykkfallet blir stort nok, kan forårsake uregelmessigheter i driften eller endog maskinhavari.

Det vil ikke være prinsipielle forskjeller i opplegget av rørsystem for NH_3- og fluorcarbonanlegg. I fluorcarbonanlegg er det imidlertid oppløst olje i kuldemedievæsken fra kondensatoren, og for at kompressoren skal kunne holdes i drift uten oljepåfylling, må denne oljemengde føres tilbake til kompressoren ved sugeledningen. Ved NH_3-anlegg løses ikke oljen i kuldemedievæsken, men kan allikevel rives med over til lavtrykkssiden. Det er imidlertid små muligheter for å bringe oljen tilbake til kompressoren ved sugeledningen, og man må derfor sørge for at olje kan tappes av på lavtrykkssiden på kuldeanlegget.

Et rørsystem må altså oppfylle følgende krav:
1) Optimalt trykktap
2) Bringe olje tilbake til kompressor ved sugeledningen i fluorcarbonanlegg
3) Unngå at kuldemedium og olje føres til stillestående kompressor ved flere parallellkoblede kompressorer
4) Unngå at kondensert kuldemedium og olje strømmer tilbake til kompressorens trykkside ved stillstand
5) Unngå uønskede oljelommer, også ved delbelastning
6) Unngå støy og vibrasjoner

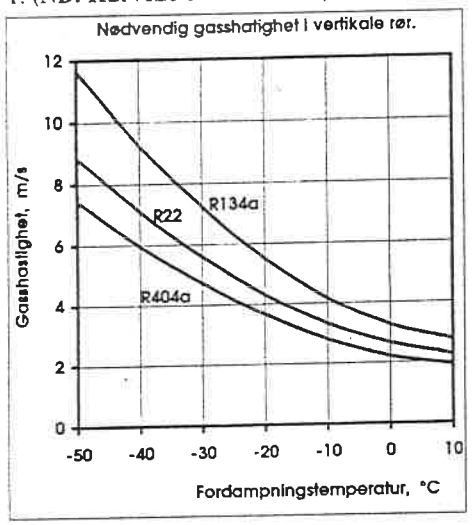
2. Sugeledninger

Fluorcarbonanlegg
Ved et fluorcarbonanlegg må sugeledningen også kunne befordre olje fra fordamper til kompressor. Den må derfor tilfredsstille følgende krav

* gi optimalt trykktap
* gi sikker oljeretur under alle forhold
* forhindre overflytting av kuldemedium eller olje til andre fordampere

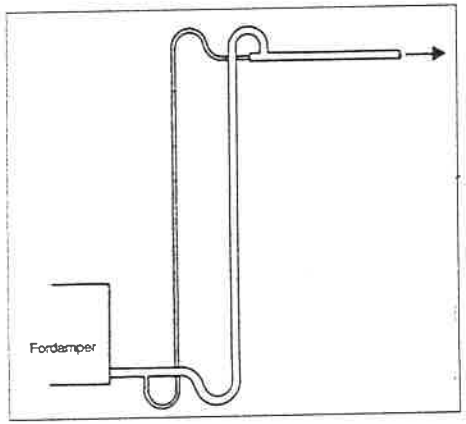
Man kan regne med sikker oljeretur i horisontale rørledninger lagt med fall 5 mm/m, ved

hastigheter 2.5-4 m/s. I oppadstigende vertikale rørledninger kan man anslå hastigheter etter Fig. 1. **(NB! Kurvene er veiledende).**



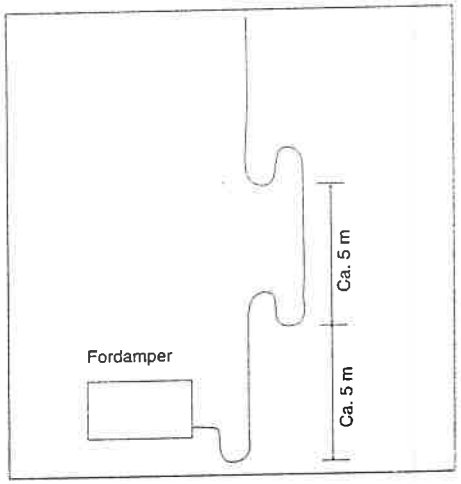
Figur 1

Ved kompressorer med ytelsesregulering kan man lett få hastigheter under minimumsgrensen, og det kan være nødvendig å benytte doble stigerør. Hovedløpet blokkeres her ved at olje samler seg i oljelåsen ved redusert ytelse, og kuldemedium og olje befordres i sekundærløpet med mindre diameter, Fig. 2. Ved større løfte-



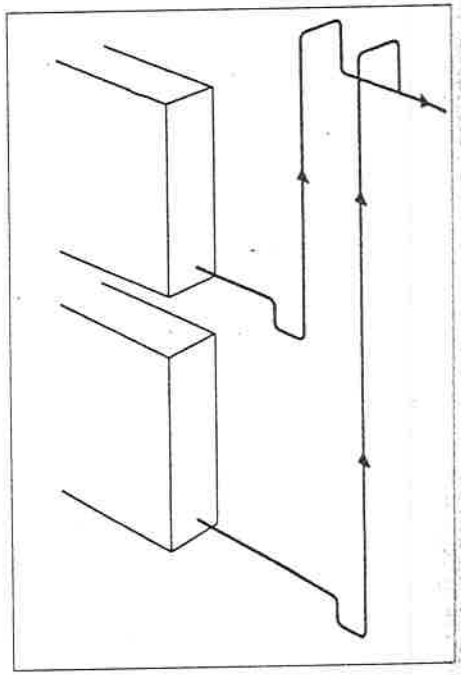
Figur 2

høyder enn 5 m bør det settes inn flere oljelåser med maksimal avstand 3 - 5 m. Fig. 3.

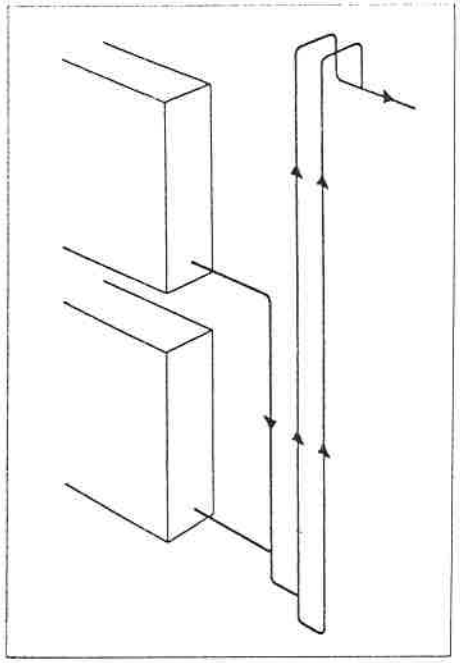


Figur 3

Ved anlegg med flere parallelle fordampere må sugeledningen utføres slik man ikke får overført kuldemedium og olje fra en fordamper til en annen, Fig. 4. Fordampere med horisontale kuldemedieløp eller væsketilførsel i toppen, må heller ikke kunne dreneres til sugeledningen, Fig. 5.

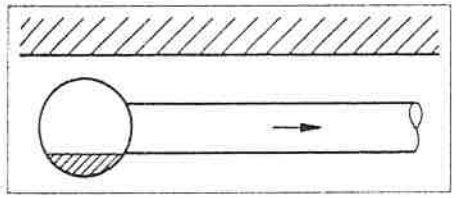


Figur 4



Figur 5

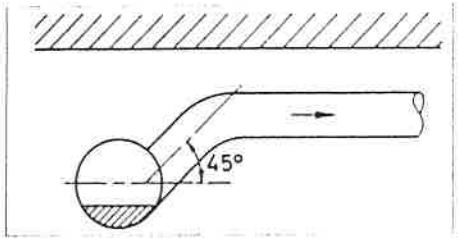
Også ved innføring til kompressoren må det tas hensyn til oljereturen. Sugeledningen legges med svakt fall, 5 mm/m, til kompressor, og ved flere parallellkoblede kompressorer må man påse at innsugningsforholdene blir mest mulig like, slik at oljen blir jevnt fordelt på kompressorene. Sugerør til hver enkelt kompressor tas horisontalt ut fra sugefordelingsstokk, Fig. 6.



Figur 6

NH_3-anlegg

Ved NH_3-anlegg skal sugeledningen ikke befordre olje, og man behøver bare å ta hensyn til optimalt trykktap ved dimensjoneringen. For å forhindre at forurensninger blir ført til kompressor tas sugerøret til hver enkelt kompressor ut ovenfra eller i 45° fra sugefordelingsstokken, Fig. 7.

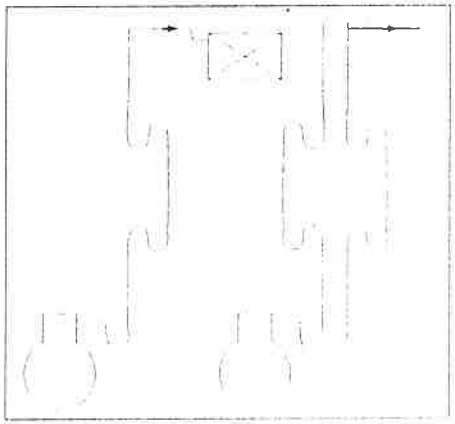


Figur 7

3. Rørføring kompressor - kondensator

Fluorcarbonanlegg

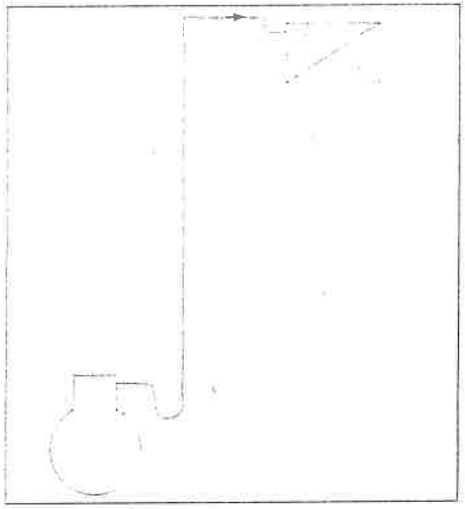
Rørføringen kompressor - kondensator må gi tilfredsstillende hastighet, slik at olje befordres til kondensatoren. Dette er særlig viktig ved anlegg uten oljeutskiller. Det benyttes korte oljelåser før vertikale stigerør. Doble stigerør kan være nødvendig ved kompressorer med felles kondensator, Fig. 8 og 9. Ved større høyder enn 5 m bør det settes inn flere oljelåser med maksimal avstand 3 - 5 m. Ved bruk av oljeutskiller kan benyttes enkle stigerør, også ved kompressorer med ytelsesregulering.



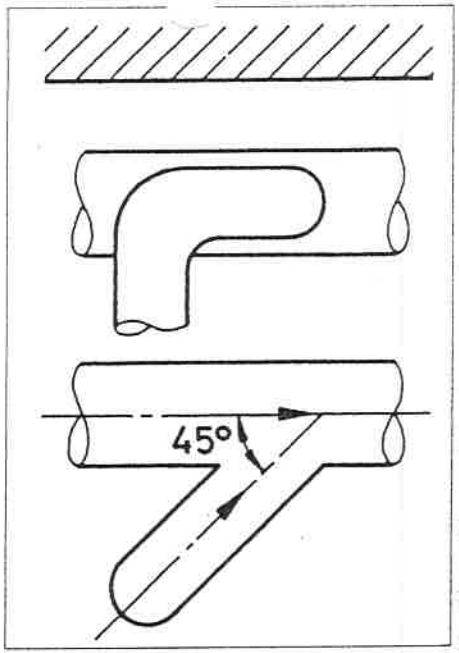
Figur 8

Særlig ved lange stigerør fra kompressor til kondensator kan det være fordelaktig å føre trykkrøret i en sløyfe mot gulvet, Fig. 10. Dette forhindrer at kuldemedium som kan kondensere i stigerøret når kompressoren er ute av drift, renner tilbake til toppen av kompressoren. Det kan også monteres en tilbakeslagsventil. Ved flere parallellkoblede kompressorer benyttes alltid tilbakeslagsventiler, for forhindre at kulde-

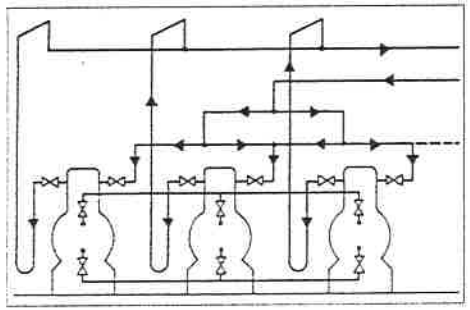
medium kondenserer i trykkledningen eller oljeutskilleren til kompressorer som ikke er i drift. Trykkledningen fra hver enkelt kompressor kan føres inn ovenfra eller fra siden til trykksamlestokken, Fig. 11.



Figur 9



Figur 11



Figur 10

NH_3 - anlegg

Ved NH_3-anlegg anvendes alltid oljeutskiller. Ved anlegg med stempelkompressorer, med oljeutskiller for hver kompressor.

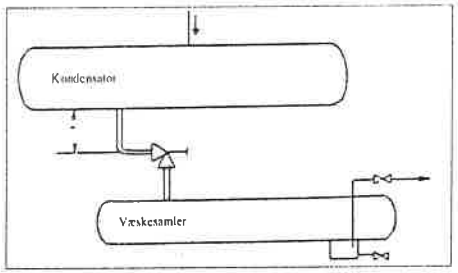
For skruekompressoranlegg plasseres tilbakeslagsventil før oljeutskiller, og også etter oljeutskiller, for å unngå utligning av trykket i oljeutskilleren til sugesiden gjennom kompressor. Dette gjelder selvfølgelig også der skruekompressoren benyttes i fluorcarbonanlegg.

4 Rørføring kondensator - væskesamler

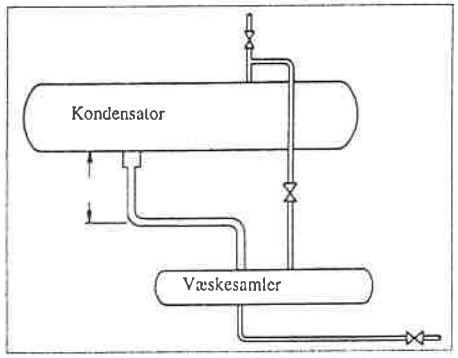
Kuldemediefyllingen i fordamperen vil variere med belastningen. For eksempel for en fylt fordamper vil en fyllingsvariasjon fra 15% til 60% ikke være uvanlig. Denne fyllingsvariasjonen må tas opp av væskeutskilleren på lavtrykkssiden, men i mange tilfelle vil man også ha behov for en væskesamler på høytrykkssiden. Denne monteres etter kondensator, og en viss påpasselighet ved rørføringen fra kondensator til væskesamler vil være nødvendig.

Dersom væskesamleren er plassert kaldere enn laveste kondensasjonstemperatur, som ved system med væskesamleren montert i nær tilslutning til luftkjølt kondensator, vil man ikke få vanskeligheter med dreneringen av kondensatoren. I mange andre tilfelle kan omgivelsestemperaturen for væskesamleren være høyere enn kondensasjonstemperaturen, og spesielle hensyn må tas.

Ved de fleste kondensatortyper vil man få noen graders underkjøling på kuldemediet ut av kondensatoren. Ved vanlige gj[illegible]mstrømningsvæskesamlere, Fig. 12, vil denne underkjøling lett gå tapt, dersom væskesamleren er plassert varmere enn kondensasjonstemperaturen. Ved stigevæskesamlere, Fig. 13, vil man lettere kunne ta vare på underkjølingen.



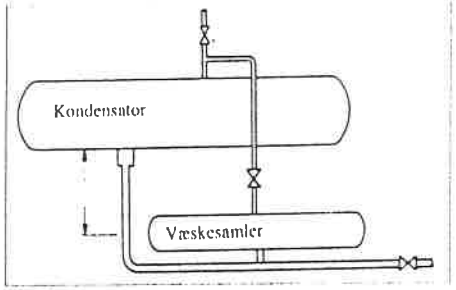
Figur 12



Figur 13

For rørkjelkondensatorer, der trykktapet gjennom kondensatoren er lavt, kan man sikre tilfredsstillende driftsforhold ved tilstrekkelig stor rørdimensjon mellom kondensator og væskesamler, maksimal strømningshastighet 0.5 m/s, slik at damp fra væskesamleren kan passere i motstrøm til væsken og kondensere i kondensatoren, Fig. 12. Ventiler må monteres slik at det ikke dannes gass- eller væskelås. Det kan også benyttes trykkutligningsrør opp til toppen av kondensatoren, Fig. 13. Trykktapene bør beregnes dersom man f.eks. har høy maskinromstemperatur.

Ved stigevæskesamler, Fig. 14, kan væskeledningen fra kondensator til væskesamler dimensjoneres for en væskehastighet opp til 0.75 m/s. Ventiler plasseres under væskespeilet.

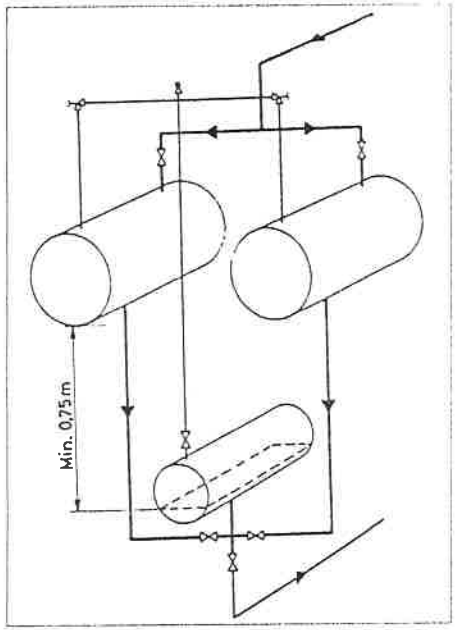


Figur 14

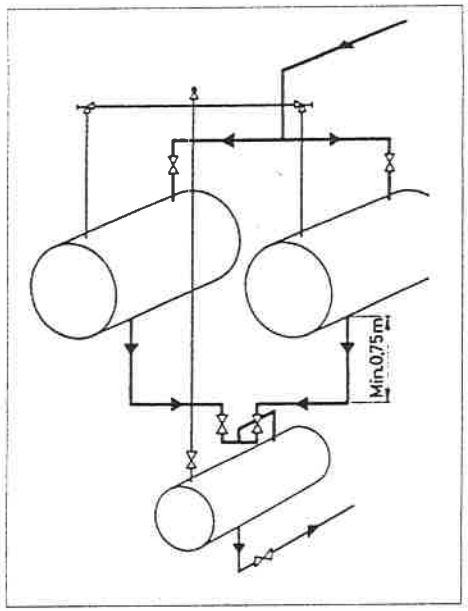
Dersom det benyttes flere like og like belastede rørkjelkondensatorer koblet i parallell på kuldemediesiden, kan rørene føres sammen før væskesamleren, og væskehastigheter velges som angitt ovenfor, Fig. 15 og 16.

For NH_3-anlegg er en plassering som vist i Fig. 17 mer vanlig. Hastigheten i dreneringsledningen bør ikke overstige 0.5 m/s, og de horisontale strekninger holdes så korte som mulig.

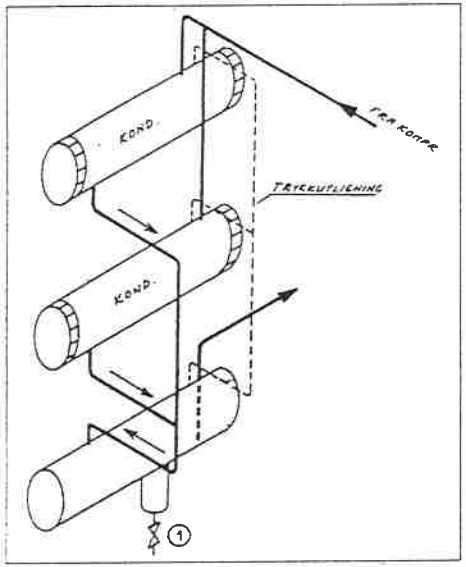
For vertikale rørkjelkondensatorer blir rørføringen som vist i Fig. 18:



Figur 15

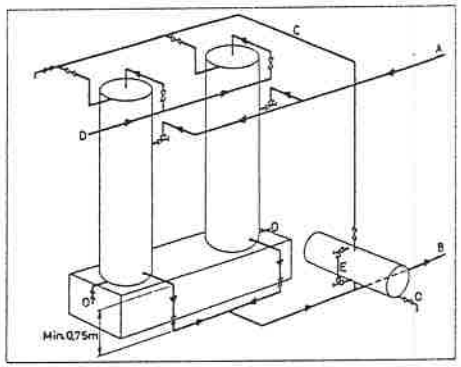


Figur 16

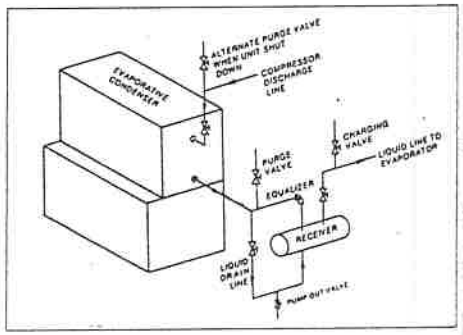


Figur 17

Ved kondensatorer med større trykktap på kuldemediesiden, som luftkjølte kondensatorer og fordunstningskondensatorer, må man ta spesielle hensyn til trykktapet, særlig ved parallellkobling av kondensatorer. Fig. 19 viser utførelse ved en kondensator, med gjennomstrømnings-



Figur 18



Figur 19

væskesamler, der utligningsrøret er ført til utløpet av kondensatoren. Ved flere parallellkoblede kondensatorer benyttes arrangement som vist i Fig. 20.

Trykktapet gjennom kondensatorene kan være forskjellig, på grunn av forskjell i konstruksjon eller driftsforhold. Høyden H skal minst kunne tilsvare trykktapet mellom tilslutningsstedet for trykkutligningsrøret og væskeutskilleren ved alle tenkelige driftsforhold, dvs. dersom man bare tar med trykkfallet i kondensator

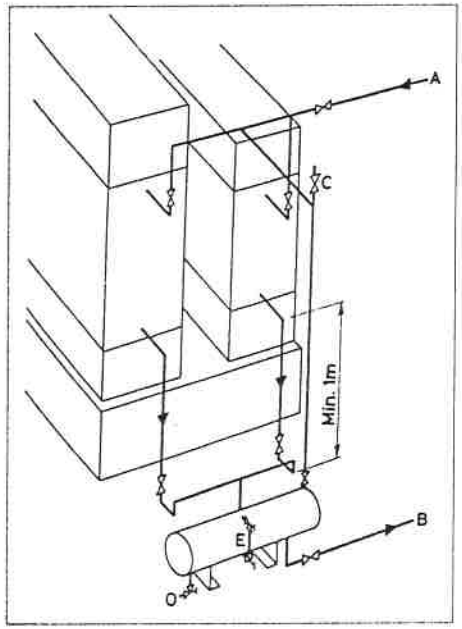
Det må kontrolleres at høyden H er tilstrekkelig til at overfylling av en av kondensatorene unngås. Et sikkerhetstilslag på 0.15 - 0.3 m anbefales.

Væskestokken under kondensatorene i Fig. 21 må ha tilstrekkelig volum til at fallrørene kan fylles til høyden H. Fig. 22 viser alternativ utførelse, der beholderen med angitt høyde X må ha tilstrekkelig volum for å fylle fallrørene til høyden H.

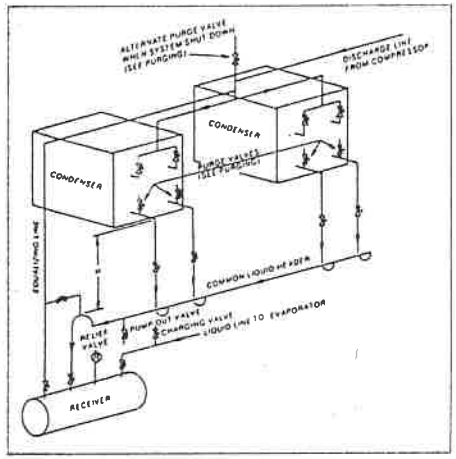
Ved utførelse med stigevæskesamler blir ut-

førelsen som vist i Fig. 23, der man også har vist forholdet ved parallellkobling av rørkjelkondensator og fordunstningskondensator.

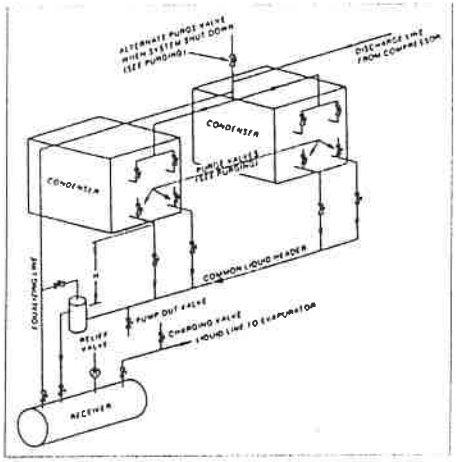
Hastigheten i væskeledning fra kondensator til væskesamler velges også ved disse utførelser 0.5 m/s.



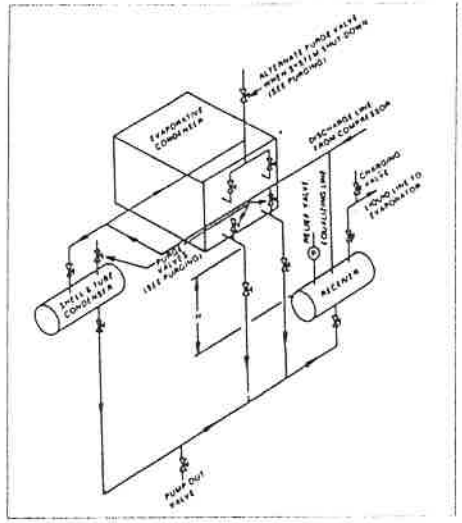
Figur 20



Figur 21



Figur 22



Figur 23

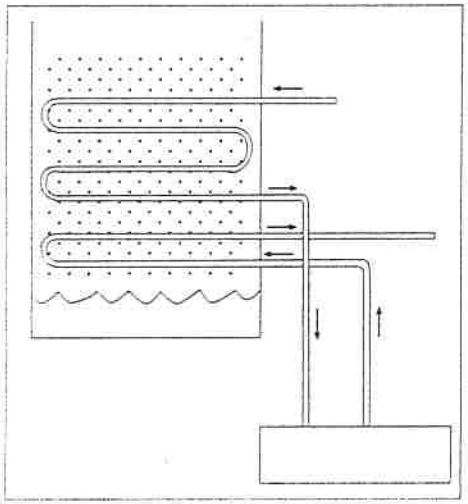
5 Væskeledninger

Væskeledningene gir som regel små problemer. Det må imidlertid påses at trykktapet og statisk høyde ved vertikalt oppadstigende rør ikke overstiger den verdi som svarer til underkjølingen i væskeledningen. Vanlige hastigheter er 1 m/s for NH_3 og 0.5 m/s for fluorcarboner. Dersom væsken ikke er tilstrekkelig underkjølt, vil man få damputvikling, med følgende konsekvenser:

* trykktapet øker på grunn av større hastighet, forårsaket av dampandelen
* mulighet for utilstrekkelig væsketilførsel til fordamper
* kavitasjon og støy i strupeorganet
* ujevn væskefordeling i fordamper, ved flere parallelle seksjoner

Tilstrekkelig underkjøling kan sikres ved
* kjølig plassering av væskesamler
* bruk av stigevæskesamler
* bruk av underkjølere
* bruk av varmeveksling væskerør - sugerør

Ved bruk av gjennomstrømningsvæskesamler kan underkjølingen fra kondensator gå tapt, og underkjølingsseksjonen i en fordunstningskondensator må legges etter kondensatoren, Fig. 24.

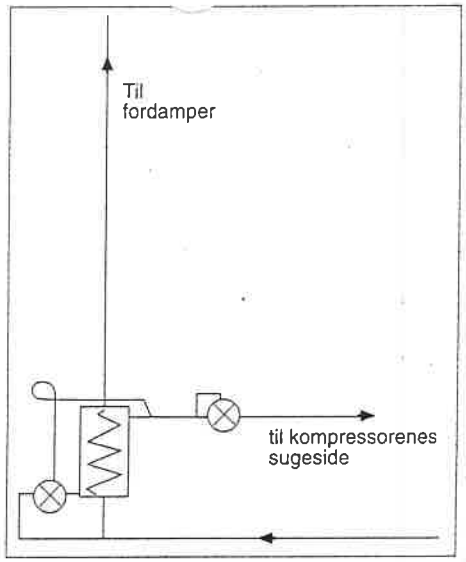


Figur 24

Ved vertikalt oppadstigende væskerør kan det være nødvendig med en egen underkjøler, Fig. 25.

6 Returledninger

I anlegg med selvsirkulasjonsfordamper er returledningene fra fordamper til væskeutskiller sjelden særlig lange, og kan lett dimensjoneres når man har kjennskap til det maksimale sirkulasjonsforhold som oppnås. I pumpesirkulasjonssystemer kan returledningene bli lange, og man må påse at trykktapet ikke blir for høyt.



Figur 25

Det trykkfall man får i returledningen vil nemlig gi en nær tilsvarende underkjøling på væsken inn på fordamper. Dette kan gi dårlige varmeovergangsforhold i den første del av fordamperen, idet man bare får varmeovergang ved konveksjon inntil væsken er varmet opp til kokepunktet. Trykkfallet må derfor beregnes, og varmeovergangsforholdene i fordamperen vurderes.

Returledninger bør legges horisontalt eller vertikalt med nedstrøm. Oppstrøms vertikale ledninger bør om mulig unngås, fordi man lett kan få oppstuving i slike ledninger og ujevn befordring, særlig hvis hastigheten er for lav.

7 Væskeledninger fra pumper i resirkulasjonssystem

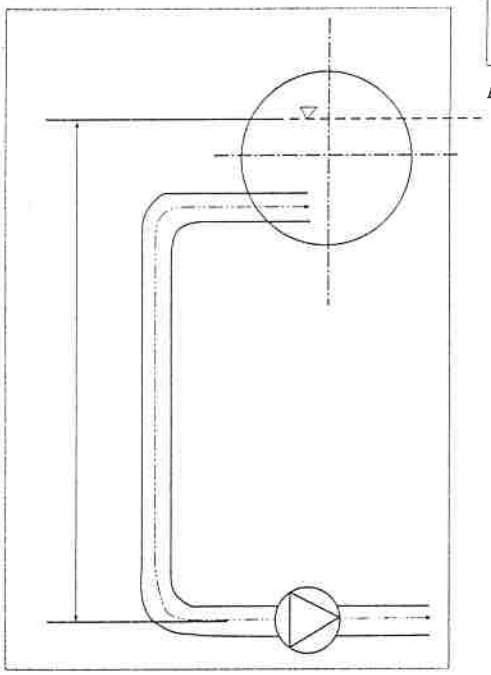
Væskehastighet i pumpeledninger velges som for vanlige væskeledninger. Det må påses at trykktapet ikke blir for stort for den pumpetype man benytter. Et totalt trykktap på 0.3 bar anses ofte passende.

8. Sugeledninger til pumper i resirkulasjonssystem

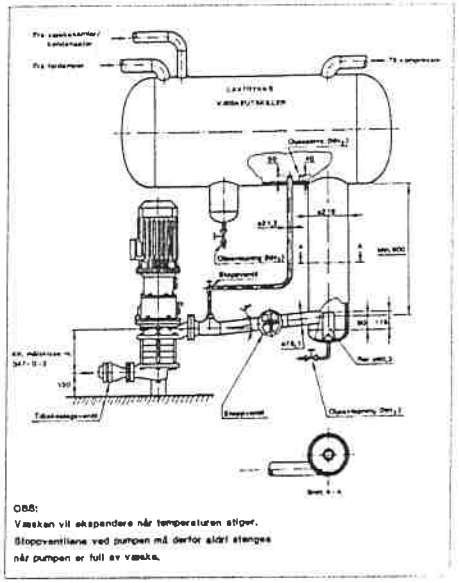
Pumpene i et resirkulasjonsanlegg suger væske på metningspunktet, og det skal lite til før kavitasjon kan inntreffe. Den statiske trykkøkningen ved væskesøylen i fallrøret må alltid være større enn trykkfallet, og temperaturøkning på grunn av varmetilførsel og temperatursenkning i systemet. Som regel vil man oppnå tilfredsstillende forhold ved en væskehastighet i fallrøret på ca. 1 m/s. Det må også påses at det ikke kan suges gass inn i fallrøret, enten ved at fallrøret tas ut fra siden på væskebeholderen, Fig. 26, eller ved at det innsettes antirotasjonsblikk.

En annen løsning er å utforme fallrøret med stor diameter, og ta ut røret til pumpen tangentielt, slik at dampen kan stige opp i midten av fallrøret, Fig. 27. Det kan også settes inn en egen damputskiller for pumpen.

Alle ventiler i fallrør til væskepumper må gi lite trykktap, og det anbefales brukt kuleventiler.



Figur 26



Figur 27

Litteratur

1) ASHRAE Handbook, 1973, Systems.
2) Danfoss: Dimensioning and arrangement of piping.
3) E. Böttiger: Smøreoljeproblemer i kommersielle kuldeanlegg. Norsk Kjøleteknisk Møte 1979.
4) V. Villadsen: Olie i köleanlæg. Norsk Kjøleteknisk Møte 1979.
5) Baltimore Aircoil Company, Evaporative Condenser Engineering Manual. Bulletin 146, June 1967.
6) G. Lorentzen: Kavitasjonsproblemet i forbindelse med væskepumper for kjøleanlegg. Kjøleteknikk og Fryserinæring, 6/1963.
7) Kataloger fra Kværner Kulde A/S.

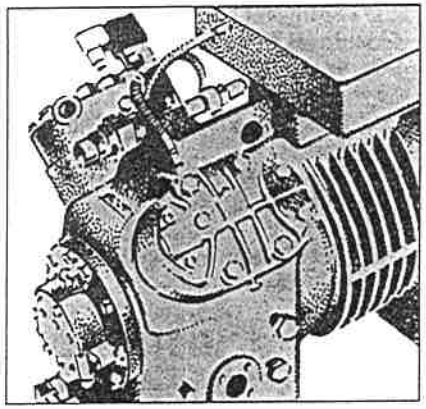
Danfoss

MONTAGETIPS

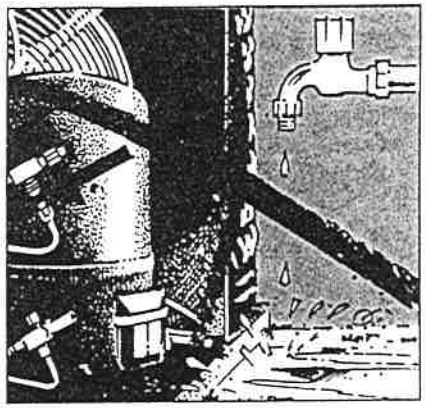
TIPS TIL MONTØREN

Krav til montagearbejde

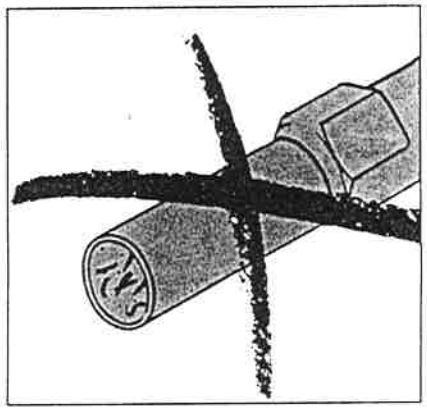
Omhyggelig montage.
Flere og flere kommercielle køleanlæg og luftkonditioneringsanlæg i tilsvarende størrelser opbygges med hermetiske eller semihermeriske kompressorer. Disse kompressortyper er normalt mere sårbare end åbne kompressorer over for urenheder i kølemiddelsystemet og over for forkerte driftsforhold. Der stilles derfor særligt store krav til kvaliteten af montagearbejde og indregulering af et moderne køleanlæg.



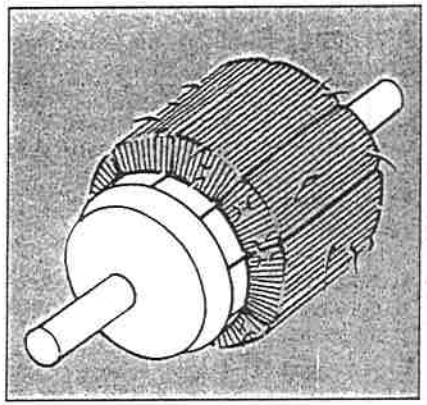
Rørsystemet skal holdes rent.
Grundlaget for et driftssikkert køleanlæg med lang levetid er et veldimensioneret og fejlfrit monteret og indreguleret kølemiddelsystem.
Et absolut krav til et kølemiddelsystem er, at systemet ikke indeholder fremmede stoffer (urenheder).
Arbejdet skal derfor udføres med en meget høj grad af renlighed. Dette gælder især for anlæg med de nye kølemidler, se "Tips til Montøren, R134a".



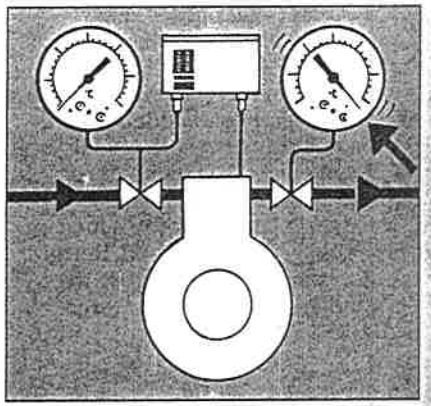
Særligt skadelige urenheder:
- Fugtighed.
- Atmosfærisk luft.
- Flussmiddel fra loddeprocessen.
- Rust, kobberilte, glødeskaller.
- Metalspåner.
- Ustabile olier.
- Visse klorerede opløsningsmidler (f.eks. R11 og tetraklorkulstof).
- Snavs og støv af enhver art.



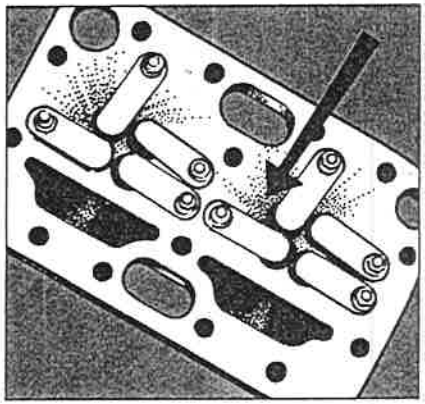
Fugt i anlægget kan medføre:
- Vandudskillelse og isdannelse (blokering) i ekspansionsventilen.
- Syredannelse.
- Ældning og nedbrydning af olien.
- Korrosion.
- Kobberplettering (opløst kobber fra rørsystemet udfældes på blanke ståldele i kompressoren).
- Ødelæggelse af motorviklingernes isoleringslak.



Atmosfærisk luft
samt andre ikke kondenserbare gasser kan medføre:
- Iltning af olie.
- Kemiske reaktioner mellem kølemiddel og olie.
- Forhøjet kondensatortryk.

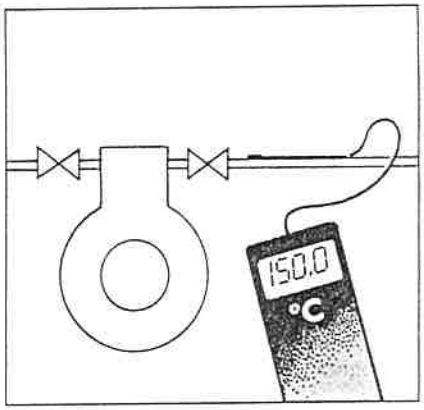


Nedbrydning af olie og kølemiddel kan medføre:
- Dannelse af organiske og uorganiske syrer.
- Korrosion.
- Dårlig smøring.
- Unormalt slid.
- Mørkfarvning af olien.
- Slamdannelse.
- Utætte trykventiler pga. aflejring af oliekoks.
- Forhøjet trykgastemperatur.
- Kompressorhavari.
- Motorafbrænding.



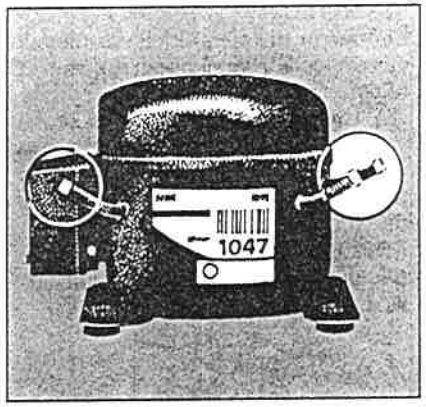
Øvrige urenheder.
De øvrige nævnte urenheder kan forårsage:
- Fremskyndelse af kemiske processer (nedbrydning).
- Mekaniske og elektriske fejl.

Nedbrydningsprocesserne fremskyndes ved stigende temperatur. Derfor skal unormalt høje kondenseringstemperaturer og især unormalt høje trykrørstemperaturer undgås.
Der må derfor stilles en række krav, hvoraf nogle gennemgås nedenfor.

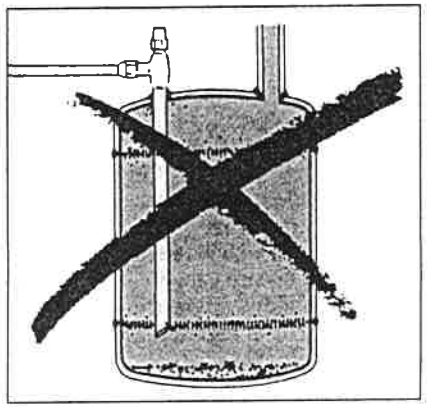


Krav til komponenter og materialer

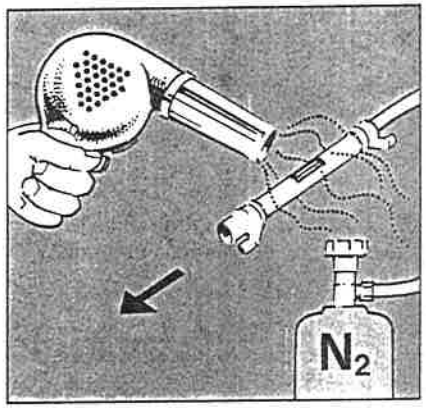
Komponenter.
Kompressorer til køle- og varmepumpeanlæg har på kompressorfabrikken gennemgået en omfattende rensningsproces, således at praktisk taget alle spor af fugtighed og andre urenheder er fjernet.
Alle øvrige komponenter i anlægget bør leve op til samme standard.
Alle komponenter skal opfylde kravene til renhed. I tvivlstilfælde bør komponenterne kontrolleres.



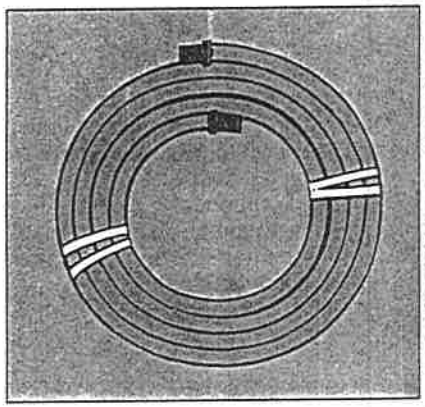
Urenheder og fugt.
Urenheder, som kan forekomme i komponenter fra useriøse fabrikanter er:
- Rust og glødeskaller (løst eller fastsiddende).
- Gammel olie.
- Flussmiddel.
- Metalspåner.
- Fugtighed.



Fugtighed i mindre mængder i komponenter kan fjernes ved opvarmning og samtidig gennemblæsning med tør kvælstof (N_2).
De andre urenheder kan det næppe betale sig at forsøge fjernet.
Komponenter med indhold af disse urenheder bør derfor ikke anvendes i kølemiddelsystemer for halogenkølemidler.



Kobberrør.
Kobberrør til kølemiddelsystemer skal være specielle kølekobberrør, som er fuldstændig rene og tørre. Endvidere skal rørene være hermetisk lukkede i enderne. Andre rør end de nævnte må ikke anvendes i kølemiddelsystemer, med mindre det er godtgjort, at rørene opfylder de samme krav til renhed.
Alle komponenter skal forblive tæt tillukkede indtil det øjeblik, hvor de skal monteres i systemet.



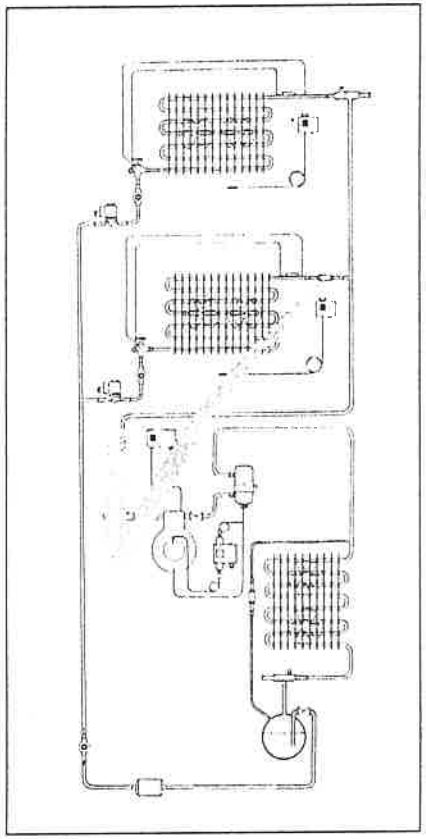
Krav til kølemidler.
Kølemidler bør kun indkøbes gennem anerkendte forhandlere.
Kølemidler til hermetiske systemer må højst indeholde:
- 10 ppm = 0,001 % vand.
- 100 ppm = 0,01 % højtkogende kølemiddel.
- 0 ppm = 0 % syre.
- 15000 ppm = 1,5 % ikke kondenserbare gasser.

Der skal således udvises varsomhed med genbrug af regenereret kølemiddel.

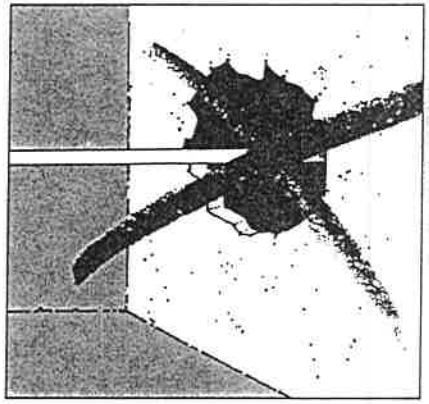
Krav til kompressorolie.
Kompressorolie skal være godkendt af kompressorfabrikanten og må højst indeholde 25 ppm (0,0025 %) vand og 0 % syre.

Montageprocessen

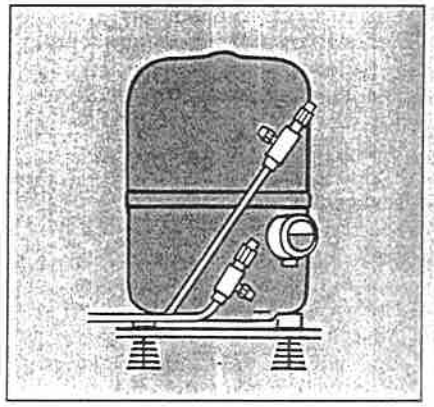
Montageprocessen består af:
- ✓ Planlægning af komponentplacering og rørføring.
- ✓ Opstilling af hovedkomponenterne.
- ✓ Rør- og komponentmontage.
- ✓ Evakuering.
- ✓ Skylning.
- ✓ Trykprøve.
- ✓ Tæthedsprøve.
- ✓ Fyldning.
- ✓ Indstilling af sikkerhedsudstyr.
- ✓ Afprøvning af sikkerhedsudstyr.
- ✓ Indstilling af automatik.
- ✓ Afprøvning af det samlede anlæg og efterindstilling af automatik m.v.



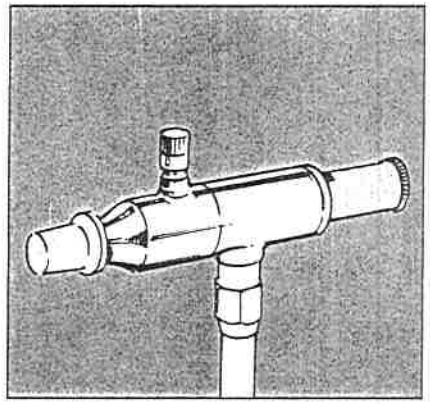
Planlægning.
Montagen skal planlægges således, at:
- Bygningsdele herunder kølerumsisolering beskadiges mindst muligt.
- Komponenterne placeres funktionelt rigtigt. (f. eks. tilstrækkelig luftadgang til kompressor, kondenator, fordamper).
- Rørføring bliver kortest mulig.



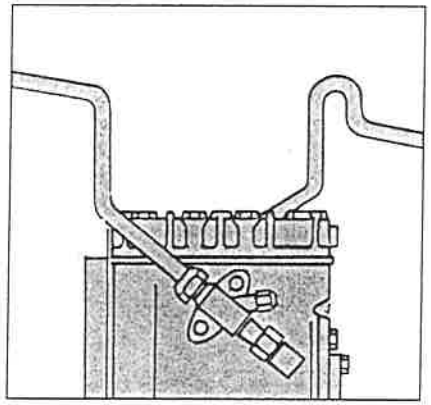
Placering af hovedkomponenterne.
Hovedkomponenterne (kompressor, kondensator, fordamper m.v.) fastgøres solidt vha. de medleverede beslag m.v. efter leverandørens anvisninger.
Kompressoren skal altid fastgøres til et vandret underlag. Eventuelle medleverede vibrationsdæmpere skal benyttes.



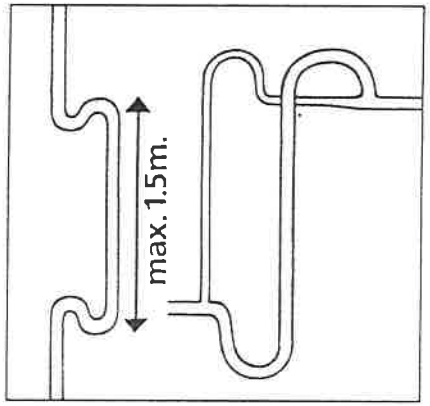
Montage af kølesystemet.
Montagen af systemet skal foregå hurtigst muligt, således at der ikke kan ophobes nævneværdige mængder af fugtighed, luft eller andre urenheder i systemet.
Kompressor og tørrefilter bør derfor monteres sidst, umiddelbart før evakuering og fyldning af anlægget.
Ved pauser i montagearbejdet skal alle åbninger ind til kølemiddelsystemet ubetinget lukkes luft- og vanddamptæt.



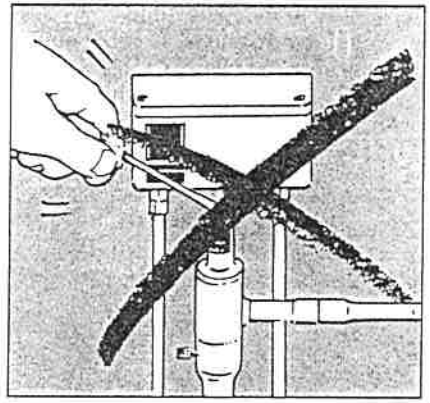
Rørmontage.
Rørføringen skal i hovedsagen være vandret eller lodret.
Undtagelser er:
Sugeledninger, som kan gives et svagt fald *hen mod* kompressoren.
Trykrør, som kan have et svagt fald *bort fra* kompressoren.
Rørholdere skal placeres med passende afstand i afhængighed af rørdiameter og belastning fra komponenter monteret i rørledningen.



I lodrette sugeledninger monteres olielåse med en afstand af 1,2 til 1,5 m. I anlæg med særligt store belastningsvariationer kan det være nødvendigt at udføre "double riser", på dansk: "dobbelt hejs".
Iøvrigt skal sugeledninger udføres med hensyntagen til olietilbageføring til kompressoren.
I anlæg med varierende belastning stilles der særligt store krav ved lav belastning.



Placering af øvrige komponenter.
Alle komponenter bør monteres således, at de er let tilgængelige for service og eventuel reparation.
Automatik og sikkerhedsudstyr skal placeres således, at afprøvning og justering let kan foretages med almindeligt værktøj.



Parallelkoblede kompressorer.
Parallelkoblede kompresorer skal monteres med olieudligning mellem kompressorernes krumtaphuse, ellers vil den eller de kompressorer, som kører oftest stjæle olie fra de øvrige. Olieudligningen kan foregå med udligningsrør mellem oliesumpene. *Med ét udligningsrør* skal dette monteres mellem kompressorernes oliesumpe og have så stor diameter, at både olie og kølemiddeldamp uhindret kan passere.

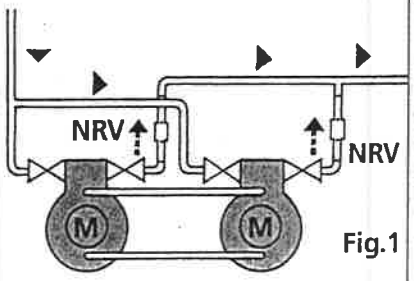


Fig.1

Med to udligningsrør (fig. 1) monteres det ene mellem kompressorernes oliesumpe og det andet mellem kompressorernes damprum.
Med ovennævnte former for olieudligning skal kompressorerne opstilles nøjagtigt i samme vandrette plan.

Olieniveauregulatorer (fig. 2)
Olieudligningen kan også foretages ved hjælp af olieniveauregulatorer. I så fald kan kompressorerne opstilles i forskellige niveauer.

Til gengæld er denne metode betydeligt dyrere end metoderne med udligningsrør. Ved olieniveauregulering er følgende komponenter nødvendige:
- Olieudskiller (1).
- Trykudligningsventil (2).
- Oliereservoir (3).
- Oliefilter (4).
- Olieniveauregulator (5).

Husk, at hver kompressor skal sikres med højtrykspressostat f.eks. KP5.

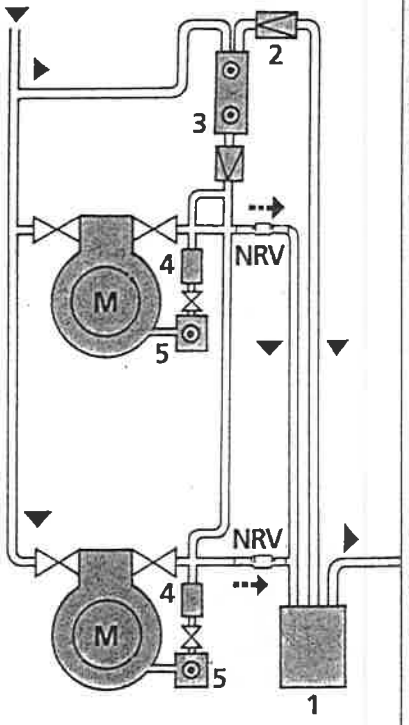
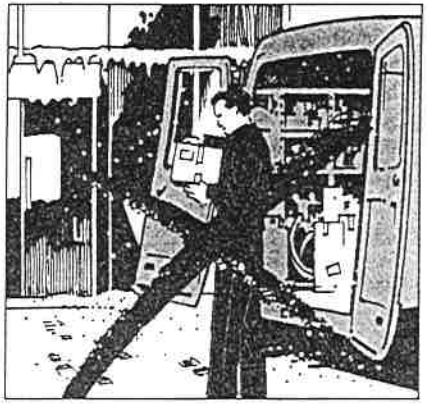


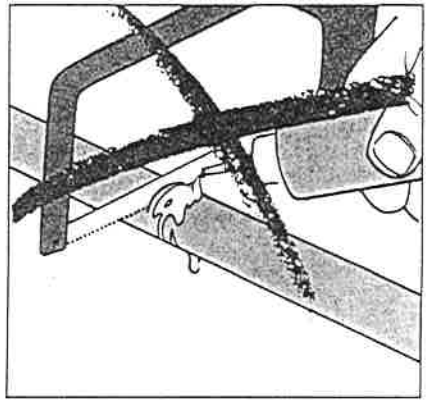
Fig. 2

Vigtige montageprocesser.
De processer, som især kan give anledning til forurening af kølemiddelsystemer er:
- Oplagring af komponenter.
- Afkortning af rør.
- Rensning af rørender.
- Lodning.
- Flaresamlinger.

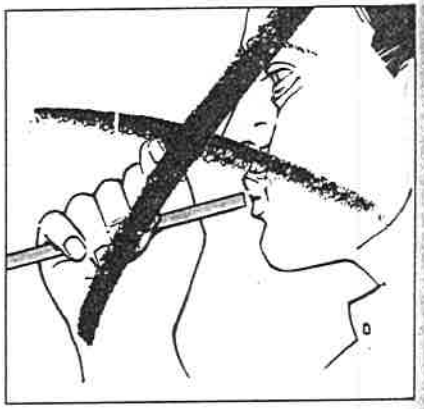
Oplagring af komponenter.
Alle komponenter skal, inden de åbnes og monteres have en temperatur, som ikke er lavere end omgivelsernes. Herved kan man undgå kondens i komponenterne. Komponenterne må f.eks. ikke monteres umiddelbart efter at de er bragt ind fra en kold servicevogn til et lokale med højere temperatur.



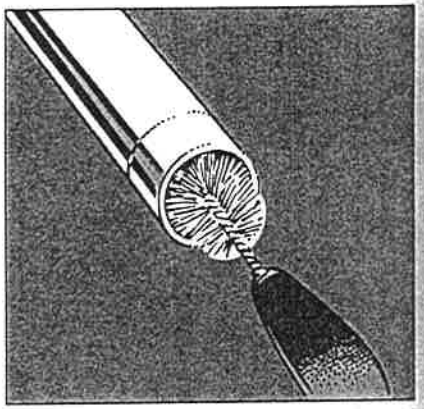
Afkortning af rør.
Rørene afskæres med rørskærer eller saves.
Anvend aldrig nogen form for smøre/kølemidler.
Fjern indvendige og udvendige grater med specielt afgratningsværktøj.
Undgå kobberspåner i røret.
Brug kalibreringsværktøj for at opnå den rigtige diameter og rundhed.



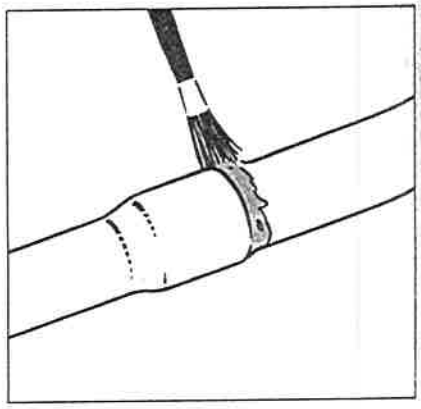
Rensning af rør.
Blæs røret igennem med en kraftig strøm af tørret trykluft eller tør nitrogen (kvælstof).
Anvend aldrig almindelig trykluft, på grund af stort fugtighedsindhold.
Pust aldrig med munden gennem røret.
Rør, forarbejdet til senere brug, lægges parat med lukkede ender sammen med øvrige komponenter.



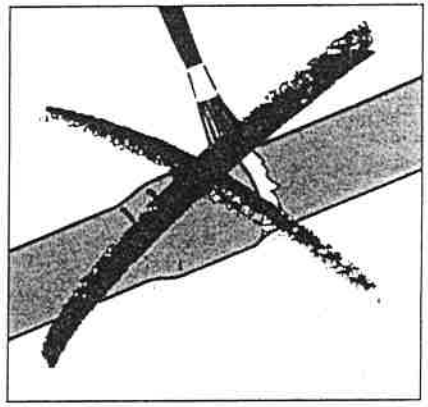
Lodning med sølvlod.
Sølvlod består af 30% sølv med kobber, zink og tin.
Smelteområde fra godt 655 °C til ca. 755 °C.
Sølvlod binder kun på rene ikke iltede metaloverflader.
Rens rørenderne med specielle rensebørster og påfør straks flussmiddel *umiddelbart før* lodning.
Flussmidlet til sølvlodning opslemmes i sprit, aldrig i vand.



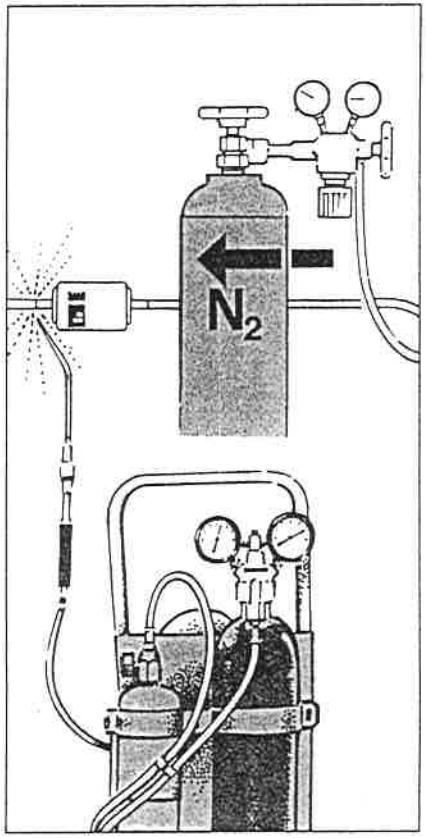
Flussmidlet smøres i et tyndt lag omkring loddestedet efter at delene er sammenføjet.
Sølvlod kan anvendes til sammenlodning af forskelligt materiale, f.eks. kobber/kobber og jern/kobber.



Lodning med fosforlod.
Fosforlod består af 2–15% sølv med kobber og fosfor.
Smelteområde fra ca. 640 °C til ca. 740 °C.
Der skal *ikke* bruges flussmiddel ved lodning med fosforlod.
Fosforlod kan kun anvendes til sammenlodning af kobber med kobber.

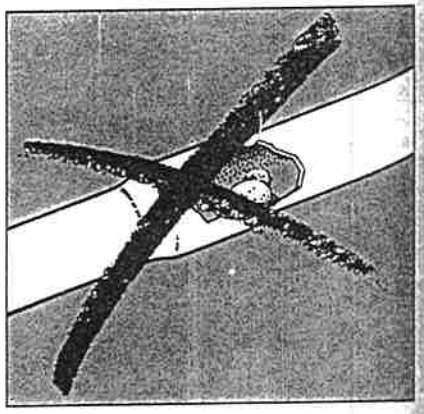


Brug beskyttelsesgas ved lodning.
Ved de høje loddetemperaturer, dannes omgående iltningsprodukter (glødeskaller), hvis røret er i kontakt med atmosfærisk luft.
Systemet skal derfor gennemstrømmes af en beskyttetsesgas under lodningen.
Send en svag strøm af tør kvælstof eller en anden inaktiv luftart gennem rørene.
Påbegynd først lodningen, når der ikke er mere luft i vedkommende komponent.

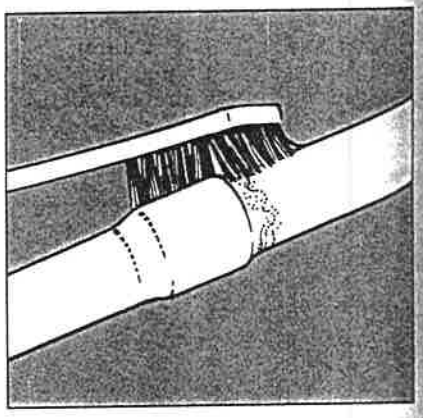


Indled operationen med en ret kraftig strøm af beskyttelsesgas.
Nedsæt derefter hastigheden til et minimum, når lodningen påbegyndes.
Oprethold denne svage strøm af beskyttelsesgas under hele loddeprocessen.
Lodningen foretages med ilt og gas med svagt iltunderskud og med relativ stor brænderspids.
Loddemidlet tilføres først, når smeltetemperaturen er nået.

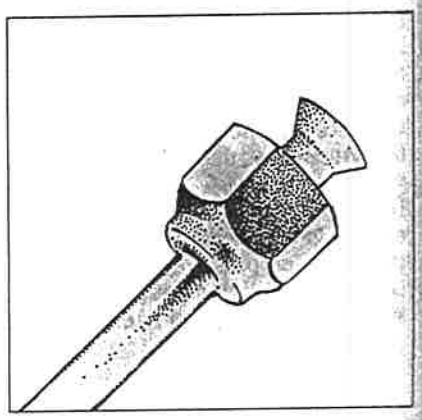
Spar på loddemidlet.
Anvend aldrig mere loddemiddel end nødvendigt, da der ellers kan opstå hel eller delvis blokering af røret.
Gennemfør lodningen så hurtigt, at flussmidlets iltabsorberende virkning ikke ødelægges, dvs. i løbet af ca. 15 sekunder.



Pas på temperaturen.
Temperaturen må ikke blive højere end nødvendigt. Træk derfor langsomt flammen tilbage, når smeltetemperaturen er nået.
Udvendige flussmiddelrester fjernes ved afbørstning med varmt vand.
Legeringer på basis af tin eller bly frarådes anvendt som loddemidler til kølemiddelsystemer.



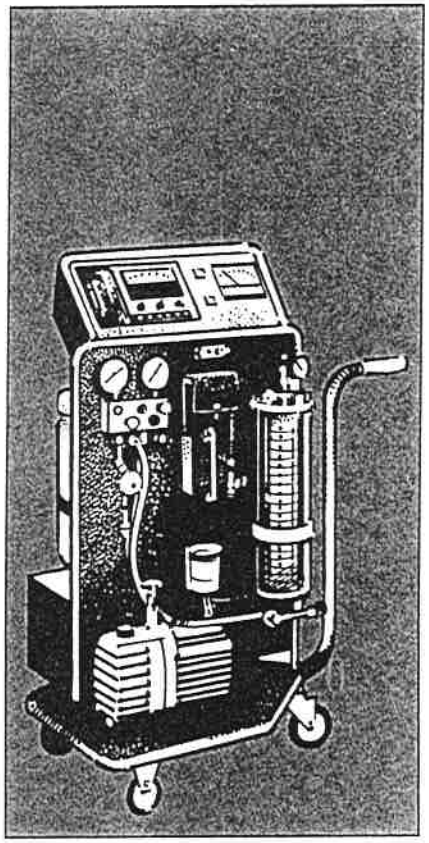
Flaresamlinger (kobberrør).
Brug kun godkendte kølekobberrør.
Afskær vinkelret på røret.
Fjern alle ind- og udvendige grater.
Fremstil kraven i den rigtige størrelse, hverken for lille eller for stor.
Tryk ikke kraven så kraftigt, at den bliver hård.
Den sidste tilspænding foretages ved [illegible]



Evakuering, skylning og fyldning

Videre fremgangsmåde.
Når anlægget er færdigmonteret skal følgende gennemføres:
- Evakuering og påfyldning af kølemiddel.
- Tæthedsprøvning.
- Igangsætning og indregulering.

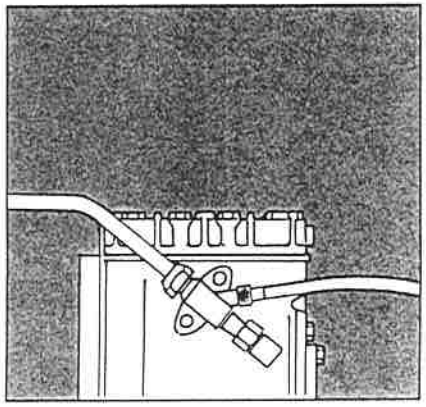
Hvis der opstår fejl på anlægget efter at det har været i drift, kan der yderligere blive tale om:
- Reparation af anlæg, som har været i drift.



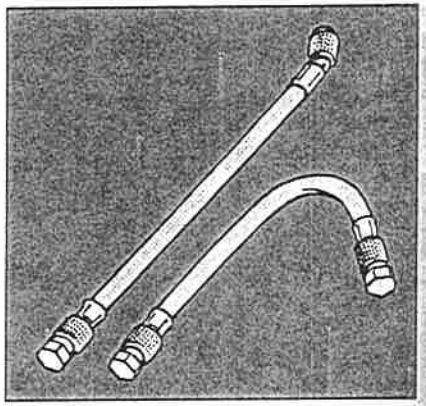
Nødvendigt udstyr:
- Vakuumpumpe.
- Vakuummeter.
- Fyldeglas (eller serviceflaske med kølemiddel) (Vakuumpumpe, vakuummeter og fyldeglas kan fås samlet som evakuerings- og fyldestand).
- Fyldeslanger.
- Læksøger.

Fjern fugtighed, atmosfærisk luft og beskyttelsesgas fra systemet ved evakuering.

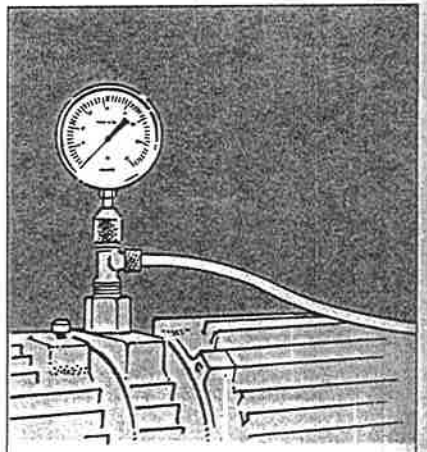
Vakuumpumpen.
Vakuumpumpen bør hurtigt kunne suge systemtrykket ned til ca. 0,05 mbar.
Pumpekapacitet f.eks. 20 l/minut.
Effektiv evakuering kræver store rørdiametre. Det må derfor frarådes at evakuere gennem "Schrader"-ventiler.
Benyt en "Quick Connector", til kompressorer med procesrør. Ellers benyttes processtudsene på kompressorens suge- og evt. trykstopventil. Ventilspindelen skal stå i midterstilling.

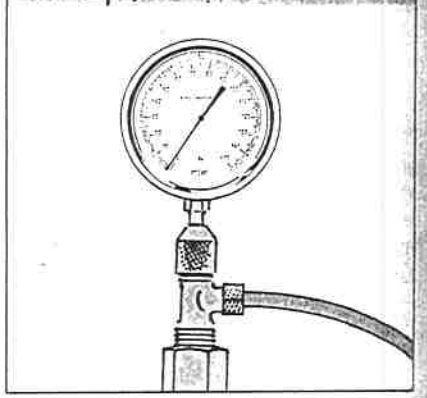


Vakuumslanger.
Vakuumslanger og -rør skal være så korte som muligt, og diameteren skal være passende stor.
Normalt kan almindelige 1/4" påfyldeslanger af højst 1 m's længde anvendes.
Evakuer i to trin med mellemliggende skylning med kølemiddel.
Nedenfor gennemgås fremgangsmåden ved evakuering, skylning og fyldning.



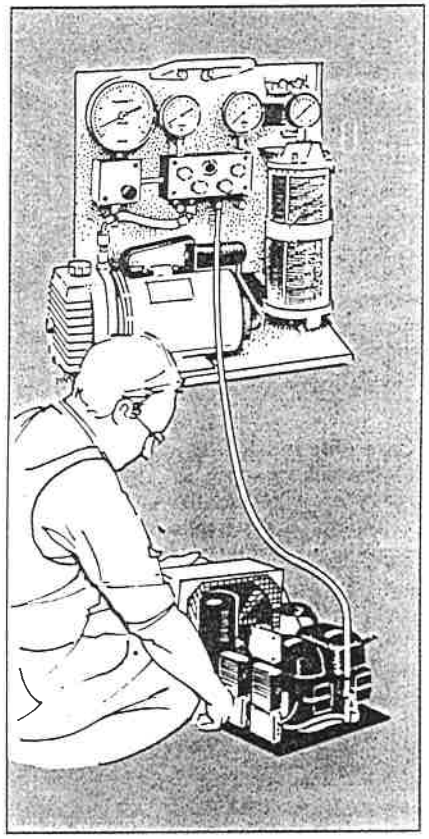
Kontrol af vakuumpumpe og -slanger.
a) Monter fyldeslanger mellem fyldestand og kompressor. Afspær forbindelsen mellem fyldeslanger og kompressor.
b) Start pumpen og lad den suge trykket så langt ned som muligt.
c) Afspær pumpen fra resten af systemet.
d) Stands pumpen.
e) Aflæs og noter vakuummetervisningen. Trykket må højst være 0,05 mbar.
f) Kontroller, at vakuumet kan holdes. Hvis ikke udskiftes fyldeslanger og/eller utætte ventiler og/eller vakuumolien i vakuumpumpen.





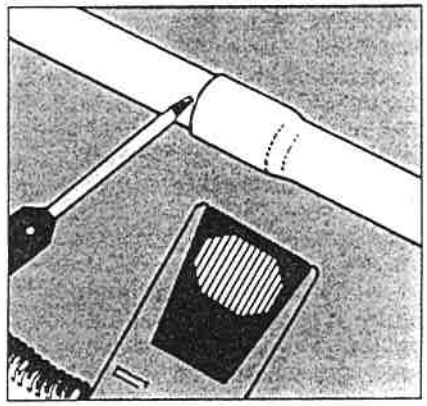
Første evakuering.
Evakuering fra kompressorens sugeside og eventuelt også trykside.
- Fyldeslange(r) monteret mellem fyldestand og kompressor.
- Alle ventiler incl. magnetventiler åbnes.
- Automatiske reguleringsventiler stilles til maximal åbningsgrad.
- Anlægget evakueres om muligt til det før aflæste tryk på vakuummeteret.

Vakuumkontrol af anlæg.
- Udføres som nævnt under "Kontrol af vakuumpumpe og -slanger".
- Såfremt der findes utætheder:
- Omtrentlig lokalisering ved sektionsvis afspærring af anlæg. Ny efterspænding af flare- og/eller flangesamlinger. Gentag evakuering.
- Gentag dette punkt indtil vakuumet kan holdes eller fortsæt med næste punkt.

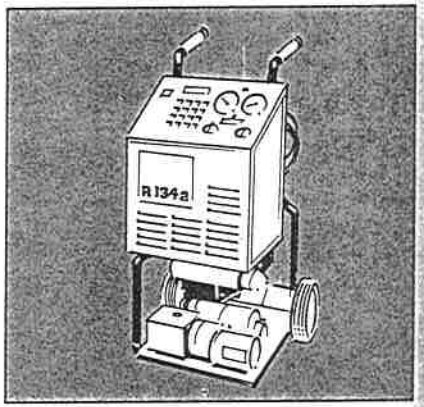


Skylning og foreløbig tæthedsprøve.
- Kølemiddeltryk sættes på anlægget (ca. 2 bar overtryk).
- Læksøg alle samlinger.
- Såfremt der findes utætheder:

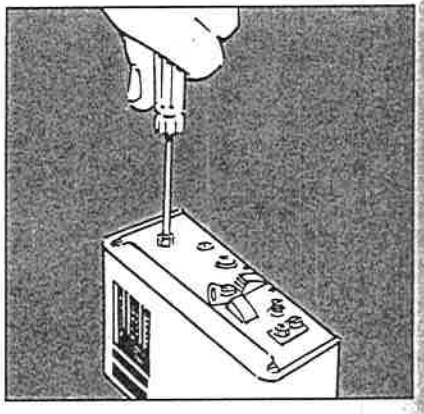
Fjern kølemidlet fra systemet med genvindingsaggregat og vakuumpumpe.
Reparer utæthederne.
Gentag dette punkt indtil anlægget er tæt.



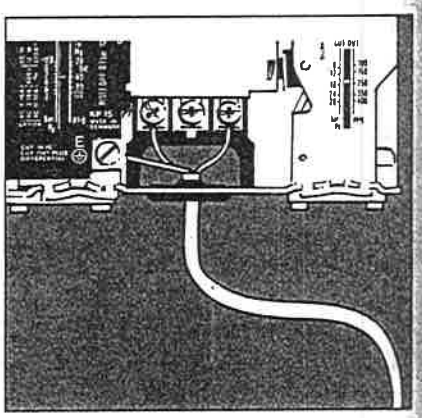
Anden evakuering.
- Hvis der stadig er overtryk på anlægget, tømmes det for kølemiddel ved hjælp af genvindingsaggregat.
- Herefter foretages igen evakuering som nævnt under "Første evakuering".
  Herved fjernes yderligere luft og fugtighed fra kølemiddelsystemet.



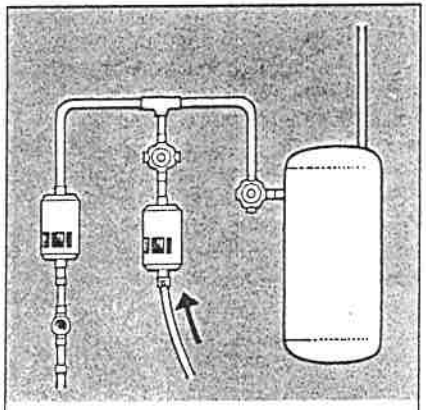
Foreløbig indstilling af sikkerhedsudstyr.
- Undersøg og indstil højtrykspressostat og eventuelt andet sikkerhedsudstyr herunder motorværn (indstilling efter skalaværdier).



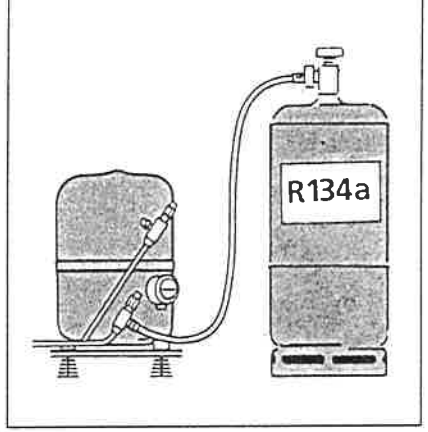
Kontrol af el-montage.
- Kontroller ledningsføring.
- Afprøv styresystem med kompressormotor frakoblet.
- Kontroller omdrejningsretning for motor. Ombyt eventuelt 2 faser.



Påfyldning af kølemiddel.
Efter afsluttet evakuering foretages påfyldning af kølemiddel.
Hertil benyttes en fyldestand, som med tilstrækkelig nøjagtighed kan docere den rigtige kølemiddelmængde til systemet. Ved systemer uden receiver kræves særlig stor nøjagtighed. Kølemidlet kan tilføres væskeledningen som væske, hvis der er monteret en påfyldeventil.
Ellers må kølemidlet tilføres kompressorens sugestopventil som damp, med kompressoren i drift.



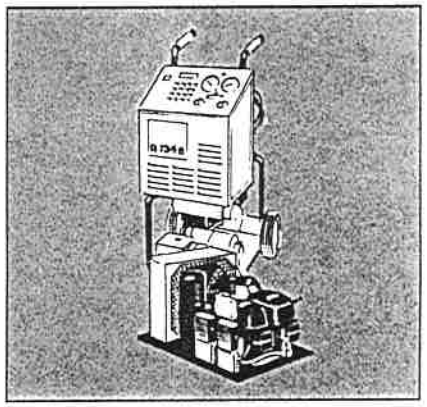
Påfyldningen fortsættes indtil der ikke er dampdannelse i skueglasset med mindre dampdannelsen skyldes andre fejl, se "Tips til Montøren, Fejlfinding".
Kendes den nødvendige kølemiddelmængde ikke, benyttes sidstnævnte metode. Det er herunder nødvendigt hele tiden at kontrollere, at kondensatortryk og sugetryk er normale samt at termoventiloverhedningen ikke er for lille.



For højt kondensatortryk.
For højt kondensatortryk under fyldeprocessen kan skyldes, at systemet er blevet overfyldt med kølemiddel, således at en del må tappes af.

Benyt altid genvindingsaggregat, hvis det er nødvendigt at aftappe kølemiddel.

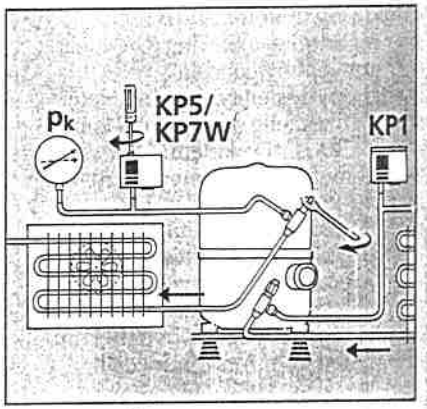
For lille overhedning under fyldeprocessen kan medføre væskeslag i kompressoren.



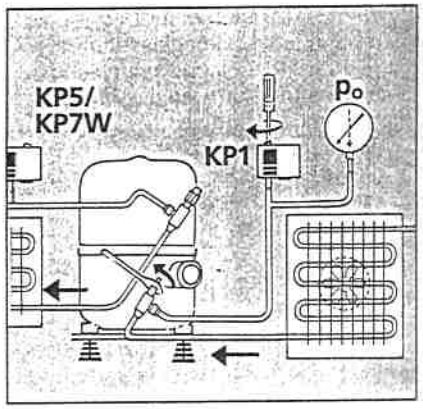
Indstilling og afprøv..ng af sikkerhedsudstyr

Betingelser.
Den endelige indtilling og afprøvning af sikkerhedsudstyr skal foregå med udstyret mekanisk og elektrisk monteret på anlægget og med anlægget i drift. Funktionerne skal kontrolleres med retvisende måleinstrumenter. Se iøvrigt "Tips til Montøren" under vedkommende udstyr.

Indstilling af højtrykspressostat.
- Forøg kondensatortrykket til max. tilladeligt tryk og indstil højtrykspressostaten ved hjælp af manometer

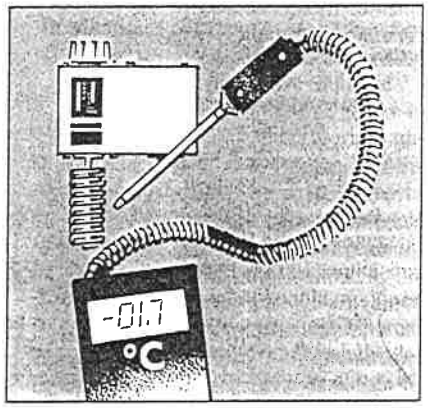


Indstilling af lavtrykspressostat.
- Formindsk sugetrykket til min. tilladeligt sugetryk og indstil lavtrykspressostaten ved hjælp af manometer.
- Indstil eventuelt andet sikkerhedsudstyr.



Indstill..g og afprøvning af reguleringsudstyr

Fremgangsmåde.
- Grovindstil en eventuel jævntryksventil.
- Indstil ekspansionsventilens overhedning.
- Indstil jævntryksventil vha. manometer.
- Indstil eventuel kapacitetsregulator m.v.
- Indstil termostater (kontrol med termometer).



Under ovenstående indstillinger kontrolleres hele tiden, om anlægget arbejder normalt (tryk m.v.).

TEKNISKE DATA FOR MATVARER

Vare	Spesifikk varme kjøling kJ/(kg · K)	Fryse-punkt °C	Spesifikk varme latent kJ/kg	Spesifikk varme frysing kJ/(kg · K)	Modnings-varme W/kg
Agurker	4,05	+0,8	318	2,05	0,012 - 0,014
Appelsiner	3,77	+0,8	288	1,92	0,014 - 0,019
Asparges	3,93	+1,2	312	2,01	0,161 - 0,081
Bacon	2,09	+3,9	67	1,26	
Bananer	3,35	+2,2	251	1,76	0,084 (12°C)
Blomkål	3,89	+1,0	307	1,97	0,061 - 0,081
Bringebær	3,56	+0,6	284	1,86	0,092 - 0,114
Broccoli	3,85	+0,6	302	1,97	0,102 - 0,474
Brød	2,99	+6,0	123	1,47	
Egg	3,18	+2,8	232	1,86	
Erter	3,30	+1,1	246	1,76	0,163 - 0,226
Epler	3,60	+2,0	281	1,88	0,015 - 0,021
Druer	3,68	+3,2	270	1,84	0,009 - 0,017
Fjørkre	3,30	+2,8	246	1,55	
Fisk	3,55	+2,5	270	1,85	
Grønsaker	3,77	+1,1	302	1,88	
Gulrøter	3,60	+1,3	293	1,88	0,028 - 0,063
Iskrem	3,26	+2,8	223	1,88	
Jordbær	3,89	+1,2	300	1,97	0,048 - 0,098
Kalvekjøt	2,97	+1,7	212	1,63	
Kirsebær	3,64	+1,8	280	1,88	0,028 - 0,042
Kremfløyte 40%	3,56	+2,2	209	1,68	
Kål	3,93	+0,5	308	1,97	0,028 - 0,063
Lammekjøt	2,97	+1,7	212	1,63	
Mjølk	3,88	+0,6	288	2,05	
Oksekjøt	3,22	+1,7	232	1,68	
Ost	2,68	+8,3	184	1,51	0,049
Plommer	3,68	+0,83	274	1,88	0,012 - 0,027
Poteter	3,60	+1,7	263	1,97	0,017 - 0,020
Pølser	3,72	+3,3	312	2,34	
Pærer	3,81	+2,2	284	2,10	0,015 - 0,046
Salat	4,01	+0,5	184	2,01	0,039 - 0,059
Selleri	3,97	+1,5	314	2,01	0,032
Skinke	2,53	+2,0	167	1,46	
Smør	2,68	+1,1	35	1,42	
Solbær	3,68	+1,0	280	1,88	
Sopp	3,89	+1,0	302	1,97	0,210
Svinekjøt	2,84	+2,2	201	1,59	
Tomater	3,85	+0,75	307	1,92	0,042 (+10°C)

TEKNISKE DATA FOR MATERIALER

Verdiar ved temperatur 20°C	Tettleik α	Lineær utvidings-koeffisient α	Termisk konduk-tivitet	Spesifikk varme-kapasitet c	Fryse/smelte-punkt		Spesifikk smelte-varme l_s	Kokepunkt		Spesifikk fordamping varme l_f
Stoff	kg/m³	m/(m·K)·10⁶	W/(m·K)	kJ/(kg·K)	°C	K	kJ/kg	°C	K	kJ/kg
Aluminium	2700	23,8	229	0,900	658	931	385			
Aceton	790			2,180	+94,3	178,7	96	56	329	525
Asbest	2500		0,100	0,800						
Bakelitt	1300		0,230							
Betong	2300	10	1,700	0,880						
Bly	11340	28	35	0,126	327,3	600,3	24			
Ekspandert kork	140		0,640							
Gassbetongblokk	500		0,150							
Glasvatt A	21		0,040							
Glasvatt B	15		0,045							
Glykol	1120				+17,4	255,6	197	197	470	800
Gran	600		0,140	2,7						
Granitt	2700		3,500	0,750						
Gull	19300	14	10	0,130	1063	1336	67			
Is	917		2,200	2,100	0	273	332			
Jern	786	12	70	0,465	1528	1801	270			
Koppar	8700	17	400	0,390	1083	1356	210			
Kvikksølv	13550			0,14	+38,87	234,13	11,7			
Lecablokk	770		0,220							
Loddetinn				0,170						
Luft	1,2		0,024	1,004						
Nikkel	8800	13	58	0,460	1452	1725	290			
Polystyren	20		0,040							
Polyuretan	35		0,032							
Polyuretanskum	40		0,023	1,25						
Sink	7140	29	13	0,380	419,5	692,5	112			
Skumglas	120		0,053							
Sponplater	600		0,140							
Steinull A	32		0,040							
Steinull B	25		0,045							
Støypejern	7250	10	58	0,54						
Stål, bløtt	7850	11	50	0,46	1500	1773				
Sølv	10500	20	20	0,235	960	1233	105			
Teglstein	1800		0,700							
Tinn	7280	27	66	0,226	231,9	504,9	59			
Trefiberplater	800		0,100							
Trikloretylen	1480			0,96	+86,4	186,6		86,8	359,8	240
Vatn	1000			4,18	0	273	332	100	373	2260