



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R50:1990

**Värmeåtervinnings- och
värmepumpdrift för
kylanläggning med ammoniak
som köldmedium**

Lars-Olof Glas

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400135456

Byggforskningsrådet

R50:1990

VÄRMEÅTERTVINNING- OCH VÄRMEPUMPDRIFT
FÖR KYLANLÄGGNING MED AMMONIAK
SOM KÖLDMEDIUM

Lars-Olof Glas

Denna rapport hänför sig till del av forskningsanslag
850695-4 från Statens råd för byggnadsforskning till
Skandinavisk Termoeekonomi AB, Stockholm.

REFERAT

Med ammoniak som köldmedium kan med lämpligt utformat köldmediesystem även ned till under -20°C förångningstemperatur upp till ca $+58^{\circ}\text{C}$ värmebäraretemperatur åstadkommas.

Större, platsbyggda anläggningar med ammoniak som köldmedium kan också vid lägre förångningstemperaturer få betydligt bättre totalekonomi än standard - vätskekyllaggregat med CFC 12 och HCFC 22.

Värme- och värmeåtervinningsdrift för kylanläggningar blir normalt mycket lönsam.

I Byggeforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R50:1990

ISBN 91-540-5210-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

gotab Stockholm 1990

INNEHÅLL

1.	FÖRSTUDIENS SYFTE OCH SAMMANFATTNING AV RESULTAT	4
2.	EKONOMI FÖR VÄRMEPUMPAR OCH KYLANLÄGGNINGAR MED VÄRMEPUMP- OCH VÄRMEÅTERVINNINGSDRIFT	6
3.	AMMONIAKENS KARAKTERISTISKA EGENSKAPER SOM KÖLDMEDIUM JÄMFÖRT MED CFC 12 OCH HCFC 22	10
4.	EKONOMISKT VÄRDE AV HÖGRE KONDENSERINGS- OCH VÄRMEBÄRARETEMPERATURER	13
4.1	Optimering med hänsyn till kondensor- och drivenergikostnad	13
4.2	Optimering med hänsyn till kondensorvärme- utnyttjande	14
5.	AMMONIAKKÖLDMEDIESYSTEM FÖR MAXIMAL KONDEN- SERINGSTEMPERATUR	17
6.	VÄRMEÅTERVINNING GENOM GASKYLNING	19
7.	ANLÄGGNINGSAUTFÖRANDEN FÖR VÄRMEÅTERVINNING- OCH VÄRMEPUMPDRIFT AV AMMONIAKKYLANLÄGGNING	20
7.1	Gaskylningens ekonomi	20
7.2	Systemutformning	20
7.3	Systemdimensionering och prestanda	22
8.	TOTALEKONOMI	25

FIGURBLAD	4.1
	5.1 - 5.5
	7.1 - 7.7
	8.1 - 8.2

1. FÖRSTUDIENS SYFTE OCH SAMMANFATTNING AV RESULTAT

Förstudien syftar till att, dels allmänt behandla köldmediet ammoniakens konkurrensmöjligheter med de nu dominerande men som "fjärrmiljöriskabla" bedömda köldmedierna CFC 12 och HCFC 22, dels att för ett praktiskt fall ge dimensioneringsdata, prestanda och anläggningsökonomi för en ammoniakkyllanläggning med värmepump- och värmeåtervinningsdrift. Dessutom skall, mycket kortfattat på grund av ännu knapphändigt tillgängliga uppgifter, en egenskapsjämförelse också göras med köldmedierna R134a och 152a. Dessa bedöms för närvarande kunna bli ersättningsmedier för CFC-12.

Resultaten av studien är de följande:

- Med nu och i framtiden sannolikt gällande energipriser förutsätter lönsamhet för eldrivna värmepumpar för byggnadsvärmning vanligen, att värmepumpdriften är en tillsatsfunktion för en kylanläggning, dvs en stor del av anläggningskostnaden bärs av kylbehovet.
- Dimensioneringspraxis för kondensorer till anläggningar med värmepumpdrift ger alltför små kondensorer för bästa totalekonomi. Detta förhållande blir än mer påtagligt, om behov av höga värmebäretemperaturer begränsar värmepumpens drift från högsta möjliga kondenseringstemperatur. I sådana fall får också komponenter, speciellt kompressorer, som tillåter drift med högre kondenseringstemperatur, överlägsen totalekonomi även vid väsentlig merkostnad. Användning av gas kylare i köldmediesystemet höjer värmebäretemperaturen utan att kondenseringstemperaturen behöver höjas.
- För uppnående av tillräckligt höga värmebäretemperaturer med uteluftvärmepumpdrift eller kyl-drift vid förångningstemperaturer under ca 0°C, behöver köldmediet ammoniak tvåstegskompression med nära ideal mellankylning. Detta innebär en betydande anläggningsmerkostnad jämfört med det normala enstegsutförandet men höjer värmefaktorn väsentligt och ger därmed lägre energikostnad.
- För alla undersökta anläggningsalternativ gällande kylanläggning för isbana tillsatsutrustad för värmeåtervinnings- och uteluftvärmepumpdrift erhålls sannolikt lönsamhet. De platsbyggda tvåstegs ammoniakkyllanläggningar syns till och med få avsevärt bättre totalekonomi än användning av fabriksfärdiga vätskekylaggregat med "standardköldmedierna" CFC 12 och HCFC 22.
- Det här aktuella kylbehovet, en utomhusisbana i mellansvenskt klimat, är ej ekonomiskt gynnsamt för värmeåtervinnings- och värmepumpdrift på grund

av kort drifttid för kylningen. Den ekvivalenta drifttiden med dimensionerande kyleffekt uppgår endast till ca 1000 timmar per år. Användningen av de i denna rapport beskrivna anläggningsalternativen för kylbehov med längre varaktighet ger bättre totalekonomi, eftersom då längre tid med värmeåtervinningsdrift erhålls. Denna ger betydligt lägre "extra" eleffektbehov för kompressor-driften än värmepumpdrift, när kylning ej behövs.

Riskmomenten mot den i rapporten beskrivna anläggningens lönsamhet torde framför allt vara:

- Åtgärder för minimering av framledningstemperaturer till undercentraler utförs bristfälligt. Härigenom blir värmeåtervinningens storlek mindre än den i rapporten beräknade.
- Kompressortillverkaren har bedömt högsta möjliga kondenseringstemperatur för säker drift för optimistiskt, vilket exempelvis kan ge kompressorlagerhaverier som följd. I detta fall måste givetvis också värmeåtervinningen begränsas för drift med lägre kondenseringstemperatur.
- Val av otillräckliga kvaliteter och dimensioner hos mellankylareutrustning och reverseringsventiler i köldmediesystemet med täta driftsstörningar som följd. Maximal kunskap och noggrannhet krävs för köldmediesystemets konstruktion. Detta gäller även i högsta grad för styrsystemet.
- Bristfällig injustering av drift från entreprenörer.

Ovanstående risker kan självfallet reduceras, om konstruktörer och installatörer med av praktiken dokumenterad hög kunskaps- och ambitionsnivå konstruerar och bygger anläggningen.

2. EKONOMI FÖR VÄRMEPUMPAR OCH KYLANLÄGGNINGAR
MED VÄRMEPUMP- OCH VÄRMEÅTERVINNINGSDRIFT

En värmepumpanläggning ger följande årliga besparing
S för sin värmeleverans

$$S = \tau \cdot (KV - KE / COP) - KA \cdot (a + r + u) \text{ kr/kWh, år} \quad \dots (2.1)$$

med τ = årlig ekvivalent drifttid för maximal
värmeeffekt från värmepump, för byggnads-
värmning vanligen mellan 3000 och 7000
timmar/år.

KV = kostnad i kr/kWh för av värmepumpen ersatt
värme, exempelvis för oljevärme med olja
till pris KO kr/m³:

I villa $KV = KO/7000$
I gruppcentral $KV = KO/9000$

KE = kostnad i kr/kWh för värmepumpens driv-
energi, exempelvis för drift med

elmotor, KE = 0,25 till 0,45 i Sverige 1989
dieselmotor, KE = 0,35 -"-
gasmotor, KE = 0,30 -"-

COP = årsvärmefaktor för värmepump, se tabell
nedan.

KA = installationskostnad för komplett värme-
pumpanläggning i kr per kW maximal värme-
effekt från värmepumpen, se tabell nedan.

a = amortering eller avskrivningsdel av KA
per år, normalt 0,07.

r = räntedel för KA för aktuellt år, för när-
varande ca 0,07 som medeltal.

u = underhållskostnadsdel för KA per år, nor-
malt 0,01 till 0,02

Tabell 2.1 Exempel på årsvärmefaktorer COP och totala installationskostnader KA år 1989 för olika värmepumpanläggningstyper förutsatt gynnsamma installationsförhållanden och väl utförda aggregat och värmesystem.

Byggnad	Värme- källa	Driv- motor	Värme- effekt kW	COP	KA kr/kW
Villa	Frånluft	El	2	2,8	8000
	Uteluft	El	>5	2,5	8000
	Berg	El	>5	3,0	8000
Flerfamiljs- hus, grupp- eller fjärr- värmecentraler	Frånluft	El	200	3,0	8000
			>3000	3,0	5000
	Uteluft	El	200	2,5	8000
			>3000	2,5	5000
	Avlopps- och sjö- vatten	El	Diesel	>3000	1,5
El			>3000	3,0	2500
Industri, kontor, affärer	Kylvatten, frånluft, etc	El Absorp- tion	>2 >100	<6 <2	≥1000 ¹⁾ ≥2000 ¹⁾²⁾

1) KA avser endast kostnader för ett kylaggregats extra utrustning.

2) Såsom drivenergi kan spillvärme med mer än ca +100°C temperatur utnyttjas.

Exempel på besparing S från värmepump:

2.1 Villa med eldriven bergvärmepump och oljevärme med

$$\begin{aligned}
 \tau &= 4000 \text{ timmar/år} \\
 KV &= 3000/7000 = 0,43 \text{ kr/kWh (E01)} \\
 KE &= 0,45 \text{ kr/kWh} \\
 COP &= 3,0 \\
 a + r + u &= 0,07 + 0,07 + 0,02 = 0,16 \\
 KA &= 8000 \text{ kr/kW} \\
 S &= 4000 \cdot (0,43 - 0,45/3,0) - 8000 \cdot 0,16 = \\
 &= 1120 - 1280 = -160 \text{ kr per år och kW} \\
 &\text{värmeeffekt, dvs installationen är} \\
 &\text{med dessa förutsättningar olönsam}
 \end{aligned}$$

2.2 Villa såsom 1 men med elvärme, vilket endast ändrar värdet för KV i "sparekvationen"

$$KV = KE = 0,45 \text{ kr/kWh}$$

$$\begin{aligned}
 S &= 4000 \cdot (0,45 - 0,45/3,0) - 8000 \cdot 0,16 = \\
 &= 1200 - 1280 = -80 \text{ kr per år och kW värme-} \\
 &\text{effekt och fortfarande ej lönsamt. Något} \\
 &\text{högre elpris eller lägre } a + r \text{ behövs för} \\
 &\text{lönsamhet}
 \end{aligned}$$

2.3 Flerfamiljshus med eldriven frånluftvärmepump och oljevärme

$$\begin{aligned}
 \tau &= 6500 \text{ h/år} \\
 KV &= 2700/9000 = 0,30 \text{ kr/kWh (E03)} \\
 KE &= 0,35 \text{ kr/kWh} \\
 COP &= 3,0 \\
 a + r + u &= 0,07 + 0,07 + 0,02 = 0,16
 \end{aligned}$$

a) Värmepumpeffekt i storleksordningen 200 kW ger KA = 8000 kr/kW

$$\begin{aligned}
 S &= 6500 \cdot (0,30 - 0,35/3,0) - 8000 \cdot 0,16 = \\
 &= 1190 - 1280 = -90 \text{ kr per år och kW värme-} \\
 &\text{effekt}
 \end{aligned}$$

b) Värmepumpeffekt större än 3000 kW ger KA = 5000 kr/kW

$$\begin{aligned}
 S &= 6500 \cdot (0,30 - 0,35/3,0) - 5000 \cdot 0,16 = \\
 &= 1190 - 800 = 390 \text{ kr per år och kW värme-} \\
 &\text{effekt}
 \end{aligned}$$

Ovanstående exempel visar, att för lönsamhet för värmepumpinstallationer krävs, vid användning av oljevärme och med nuvarande el- och oljepriser, COP över 3,0 med en av värmepumpen orsakad installationskostnad under 7000 kr/kW. Enligt tabellen kan dessa förhållanden erhållas för mycket stora sjö- och avloppsvattenvärmepumpar eller värmepump- och värmeåtervinningsdrift av kylanläggningar. För de andra tillämpningarnas lönsamhet krävs, att oljepriserna stiger snabbare än elpriserna. I elvärmda hus kan värmepumpen få lönsamhet vid elpriser över ca 0,50 kr/kWh.

Exemplen ovan pekar alltså på en ringa sannolikhet, för att värmepumpar byggda enbart för bostadsvärming skall kunna bli lönsamma. I första hand bör därför tillgängliga personella och materiella resurser inriktas på att förse nyinstallerade kylanläggningar med värmeåtervinnings- och värmepumpdriftmöjligheter. Detta ger oftast en avsevärt lägre installationskostnad för värmeleveransen än om enbart värmepumpdrift är aktuell. Om kylanläggningens hetgas- och kondensorvärme kan tillgodogöras, utan att kondenseringstemperaturen t_1 behöver höjas, erhålls ingen annan energi- och driftkostnad för erhållen värme än för eventuellt utökade pump- och fläktenergibehov orsakade av värmets tillvaratagande. Måste kondenseringstemperaturen höjas från t_{10} till t_{1V} för detta ändamål, blir det extra energibehovet ΔE för kylanläggningens kompressorer

$$\Delta E = Q_2 \cdot [(t_{1V} - t_2) / \eta_{CtV} - (t_{10} - t_2) / \eta_{Ct0}] / (t_2 + 273) \dots (2.2)$$

med

$$Q_2 = \text{kyleffekt}$$

$$\eta_{CtV} \text{ och } \eta_{Ct0} = \text{total carnotsk verkningsgrad, för större elmotordrivna kompresorläggningar, } t_1 = t_{1V} \text{ resp } t_{10},$$

$$= \text{ca } 0,70 - (t_1 - t_2)^2 / 25\ 000 \text{ vid enstegs-kompression}$$

$$= \text{ca } 0,70 - (t_1 - t_2)^2 / 50\ 000 \text{ vid tvåstegskompression}$$

$$t_2 = \text{förlagringstemperatur}$$

Nyttiggjord värmeeffekt QV blir, om andel n av hetgas- och kondensorvärme tillvaratas under drift med den högre kondenseringstemperaturen t1V

$$QV = n \cdot (Q_2 + E) \dots (2.3)$$

med

$$E = \text{kompressorel motors eleffektbehov} =$$

$$= Q_2 \cdot (t_{1V} - t_2) / \eta_{CtV} \cdot (t_2 + 273), \text{ med beteckningar som ovan}$$

Ju större andel n, som tillvaratas, desto lägre blir sålunda värmens kostnad. ΔE är ej beroende av denna andels storlek. Ekv 2.4 ger COP för värmeåtervinningsdriften med ΔE och QV enligt ekv (2.2) resp (2.3) samt EH merdriveffekt för pumpar etc för värmeåtervinningskylning av gaskylare och kondensorer jämfört med denna utan värmeåtervinning. Observera att EH kan bli negativt.

$$COP = QV / (\Delta E + EH) = QV / \Delta E (1 + h) =$$

$$= n \cdot [\eta_{CtV} \cdot (t_2 + 273) + t_{1V} - t_2] / [t_{1V} - t_2 - (t_{10} - t_2) \cdot \eta_{CtV} / \eta_{Ct0}] \cdot (1 + h) \dots (2.4)$$

Exempel

2.4 $t_2 = -10^\circ\text{C}$, $t_{1V} = +55^\circ\text{C}$, $t_{10} = +25^\circ\text{C}$, dvs utan värmeåtervinning kan kylanläggningen hållas i drift med kondenseringstemperatur $+25^\circ\text{C}$. Det aktuella fallet skulle kunna vara exempelvis en kylageranläggning med uteluftkyld kondensator och årsmedelförhållanden avses. Anläggningen förutsätts ha ett större elmotordrivet enstegs kompressoraggregat.

$$\eta_{CtV} = 0,70 - 65^2 / 25\ 000 = 0,53$$

$$\eta_{Ct0} = 0,70 - 35^2 / 25\ 000 = 0,65$$

$$COP = n \cdot [0,53 \cdot 263 + 65] / [65 - 35 \cdot 0,53 / 0,65] \cdot (1 + h) =$$

$$= n \cdot 5,6 / (1 + h)$$

Med $n = 1$, dvs all värme återvinnes och $EH = h \cdot \Delta E = 0$ såsom oftast ungefärligt gäller, blir $COP = 5,6$.

3. AMMONIAKENS KARAKTERISTISKA EGENSKAPER SOM KÖLDMEDIUM JÄMFÖRT MED CFC 12 OCH HCFC 22

Ett intensivt arbete pågår för närvarande hos bl a flera stora kemiföretag att framtaga ersättningsköldmedier för deras nu mycket stora tillverkning av CFC 12. Detta riskerar användningsförbud i flera stora industriländer på grund av bedömd "fjärrmiljöfara" från ozonnedbrytning i stratosfär och drivhuseffekt. De ersättningsmedier som för närvarande syns mest sannolika är HFC 134a och HFC 152a. Omfattande prov pågår vad avser deras hälsoeffekt och egenskaper som köldmedier. "Fjärrmiljöpåverkan" bedöms som obetydlig jämfört med CFC 12. Följande nackdelar finns:

- De blir sannolikt minst 5 ggr dyrare än CFC 12.
- HFC 152a är brännbart och explosivt.
- HFC 134a ger enligt vissa undersökningar och prov för förångningstemperaturer t_2 under ca $+20^{\circ}\text{C}$ jämfört med CFC 12 ett större kompressoreffektbehov. Vid -20°C har det blivit ca 30 % större. Detta är en mycket allvarlig nackdel för värmepump-tillämpningar, vars ekonomiska konkurrenskraft enligt ovan redan nu är svag. Dock finns prov för kylskåpsaggregat som givit motsatt resultat. Analyser av orsakerna till dessa skillnader föreligger ännu ej. Det är dock inte sällsynt med både felmätningar och felberäkningar vid provning.
- HFC 134a kräver speciella, ännu ej i köldmediesystem tillräckligt utprovade smörjoljor.

Ammoniak har sedan 1867 använts som köldmedium och används ofta fortfarande i stora industriella kylanläggningar. En väl utvecklad teknik för komponenttillverkning och anläggningsmontage finns för medelstora till större anläggningar. För små anläggningar är användningen sällsynt, varför vissa för dessa erforderliga komponenter kan bli svåra att finna och bli dyra på grund av specialtillverkning i små serier. Ammoniak väljs oftast för stora anläggningar på grund av att installationskostnaden blir lägre än med CFC 12 och HCFC 22. Ammoniakens pris är också mindre än en fjärdedel av dessas. Den lägre anläggningskostnaden beror dock främst på att kondensorer och förångare genom ammoniakens flera gånger högre kok- och kondensationsvärmeövergångstal kan göras mindre. Ännu har ingen riskabel "fjärrmiljöpåverkan" avslöjats för ammoniak.

Ammoniakens nackdelar jämfört med CFC 12 och HCFC 22 är de följande:

- Den är giftig. Livsfarlig halt är ca 0,5 volymprocent i luften. Avenvärt lägre halter ger genom påverkan på ögon och slemhinnor starka smärt-effekter och risk för panikreaktioner. Lukten

av mycket små och ofarliga ammoniakmängder är skarp. Dessa förhållanden medför, att risken för en "smygande" förgiftning blir obefintlig.

- Ammoniak absorberas mycket lätt i vatten, varför värmeväxlare för ammoniak till tappvatten utan mellanmedium ej är tillåtet. En läcka på värmeväxlaren kan ge höga ammoniakhalter i vattnet och omgående livsfarliga skador vid exempelvis dusching. Säkerhetsregler för ammoniakkyllanläggningar tillåter ej förläggning av ammoniakfyllda delar i publika lokaler. I kontor, varuhus, restauranter, sjukhus, etc måste sålunda ett ammoniakköldmediesystem med mer än något kg ammoniak helt placeras i maskinrum. Dock kan utomhusbanor med banrören som ammoniakförångare tillåtas, om vissa krav beträffande utrymningsmöjligheter uppfylls. Ammoniak är lättare än luft och tenderar vid läckning stiga. Vid åtskilliga tillfällen har banrör skurits till läckning av ishyvelmaskiner utan några personskador som följd.

Säkerhetsregler förbjuder ej placering av ett ammoniakkyllmaskinrum i en publik lokals källarvåning eller en sådan i tätbebyggelse. En kraftig läckning skulle då dock kunna ge panikskapande mängder till befolkade utrymmen såväl inom- som utomhus. En yttertakplacering av kylmaskinrummet minskar avsevärt denna risk.

- Den är explosiv, volymhaltgränser för explosion i luft ligger mellan 15 och 28 % men antändningstemperaturen överstiger $+650^{\circ}\text{C}$. Motsvarande värden för etan, propan och butan uppgår till 2 %, 10 % och mer än $+400^{\circ}\text{C}$. Explosionsolyckor för ammoniakkyllanläggningar är dock utomordentligt sällsynta. I vare sig svenska eller utländska säkerhetsregler har ammoniakkyllanläggningar klassificerats såsom explosionsfarliga. Några särskilda krav med hänsyn till explosionsrisk och brandfara finns därför ej i nu gällande regler.
- Nuvarande tryckkärls- och kompressorkonstruktioner tillåter högst ca $+60^{\circ}\text{C}$ kondenseringstemperatur, vilket begränsar möjligheter till värmeåtervinning- och värmepumpdrift. För CFC 12 kan över $+80^{\circ}\text{C}$ nås, medan för HCFC 22 nära $+65^{\circ}\text{C}$ gäller.
- Kompressionstemperaturen blir mycket högre, om en effektiv gaskylning ej kan användas under kompressionen såsom i skruvkompressorn med stor insprutad oljemängd. Detta är ej möjligt för kolvkompressorer.

För att undvika kraftigt kompressorlivslängdsförkortande smörjoljekoksning får den s k tryckrörstemperaturen ej överstiga ca $+130^{\circ}\text{C}$. Detta svarar mot en verklig kompressionstemperatur på omkring $+170^{\circ}\text{C}$ för gasen vid utlopp ur kompressorn. Någon förbättring för kolvkompressorer kan nås genom

vattenkylda topplock och ventilplattor. Detta kyler ej gasen eller oljedroppar i denna nämnvärt men väl metallytorna. Därmed minskar risken för oljekoksning på dessa inklusive ventilerna.

Skall kolvkompressorer användas för ammoniak och en differens mellan kondenserings- och förångningstemperatur större än ca 50°C , måste tvåstegskompression med mellankylning tillgripas.

4. EKONOMISKT VÄRDE AV HÖGRE KONDENSERINGS- OCH VÄRMEBÄRARETEMPERATURER

4.1 Optimering med hänsyn till kondensor- och drivenergikostnad

För det fall behövlig värmebäraretemperatur, t_{VF} , från kondensator ej är högre än att allt kondensatorvärme, QVK, kan nyttiggöras upp till denna temperatur erhålls optimal kondenseringsstorlek, när kondensatorns installationskostnad, KA, och drivenergikostnadens, KD, för önskad "avskrivningsdrifttid" τ , summa når minimivärde. Figur 4.1 ger erforderligt underlag för denna beräkning, sedan kostnaden för olika kondensatorstorlekar, önskad "avskrivningsdrifttid" τ i timmar och drivenergikostnaden KE i kr/kWh fastlagts.

Med hänsyn till att drivenergikostnadsstegring och kalkylräntor ej väsentligt torde skilja sig under "avskrivningsdrifttiden" τ , kan denna sättas lika med den årliga ekvivalenta drifttiden med aktuell "dimensionerande" värmeeffekt QVK gånger önskad avskrivningstid i år för kondensatorinvesteringen.

Exempel, se Figur 4.1.

- Kondensatorvärmeeffekt QVK = 2000 kW.
- $t_{VF} = +55,0^{\circ}\text{C}$.
 $V = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ ger $W = 4200 \cdot 0,05 = 210 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$ och
 $t_{VR} = 55 - 2000/210 = +45,4^{\circ}\text{C}$.
 Elmotor drift av kompressorer och kondensatorpumpar med $KE = 0,30 \text{ kr}/\text{kWh}$.
- $\Delta PK = 80 \text{ kPa}$, $n_t = 0,5$ ger $EP = 0,05 \cdot 80/0,5 = 8 \text{ kW}$.
- $t_2 = -10^{\circ}\text{C}$ och tvåstegskompression med ammoniakkompressor, dvs $n_{Ct} = 0,70 - (t_1 - t_2)^2/50\ 000$.
- $k =$ kondensatorvärmegenomgångstal = $1,2 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}, \text{m}^2$.
- "Avskrivningsdrifttid" $\tau = 4 \text{ år} \times 4000 \text{ h}/\text{år} = 16\ 000 \text{ h}$.

4.1 Kondensatoryta $A = 160 \text{ m}^2$, installationskostnad
 $KA = 220\ 000 \text{ kr}$

$$t_1 = 45,5 + 2000/210 \cdot (1 - e^{-1,2 \cdot 160/210}) = 45,5 + 15,9 = 61,4$$

$$t_1 - t_{VF} = 61,4 - 55,0 = 6,4$$

$$n_{Ct} = 0,70 - 71,4^2/50\ 000 = 0,60$$

$$EK = 2000 \cdot 71,4 / (71,4 + 0,60 \cdot 263) = 623 \text{ kW}$$

$$KA + KD = 220\ 000 + 631 \cdot 16\ 000 \cdot 0,30 = \underline{3\ 249\ 000 \text{ kr}}$$

4.2 $A = 210 \text{ m}^2$, $KA = 270\ 000 \text{ kr} (+ 1000 \text{ kr/m}^2)$

$$t_l = 45,5 + 2000/210 \cdot (1 - e^{-1,2 \cdot 210/210}) =$$

$$= 45,5 + 13,6 = 59,1$$

$$t_l - t_{VF} = 59,1 - 55,0 = 4,1$$

$$\eta_{Ct} = 0,70 - 69,1^2/50\ 000 = 0,60$$

$$EK = 2000 \cdot 69,1 / (69,1 + 0,60 \cdot 263) = 609 \text{ kW}$$

$$KA + KD = 270\ 000 + 617 \cdot 16\ 000 \cdot 0,30 = \underline{3\ 232\ 000 \text{ kr}}$$

4.3 $A = 280 \text{ m}^2$, $KA = 330\ 000 \text{ kr} (+ 860 \text{ kr/m}^2)$

$$t_l = 45,5 + 2000/210 \cdot (1 - e^{-1,2 \cdot 280/210}) =$$

$$= 45,5 + 11,9 = 57,4$$

$$t_l - t_{VF} = 2,4$$

$$\eta_{Ct} = 0,70 - 67,4^2/50\ 000 = 0,61$$

$$EK = 2000 \cdot 67,4 / (67,4 + 0,61 \cdot 263) = 592 \text{ kW}$$

$$KA + KD = 330\ 000 + 600 \cdot 16\ 000 \cdot 0,3 = \underline{3\ 210\ 000 \text{ kr}}$$

4.4 2 st à $A = 210 \text{ m}^2$, $KA = 2 \cdot 270\ 000 \text{ kr} =$
 $= 540\ 000 \text{ kr} (+ 1500 \text{ kr/m}^2)$

$$t_l = 45,5 + 2000/210 \cdot (1 - e^{-1,2 \cdot 420/210}) =$$

$$= 45,5 + 10,5 = 56,0$$

$$t_l - t_{VF} = 56,0 - 55,0 = 1,0$$

$$\eta_{Ct} = 0,70 - 66,0^2/50\ 000 = 0,61$$

$$EK = 2000 \cdot 66,0 / (66,0 + 0,61 \cdot 263) = 583 \text{ kW}$$

$$KA + KD = 540\ 000 + 591 \cdot 16\ 000 \cdot 0,3 = \underline{3\ 377\ 000 \text{ kr}}$$

Sålunda ger kondensorstorlek enligt 4.3 optimal ekonomi. Ovan exemplifierade kondensorstorlekar och priser har erhållits från en kylaggregatfabrikant, vars största kondensorenhet har värmeöverföringsytan 280 m^2 som i c. För att erhålla högre kondensorkapacitet behövs därför två kondensorenheter, vilket ger ett "språng" i installationskostnaden KA. Hade en större enhet tillverkats, skulle denna sannolikt blivit optimal. Ett riktvärde i detta fall för optimal kondensorstorlek är, att skillnaden mellan kondenserings- och utgående värmebäraretemperatur, $t_l - t_{VF}$, skall vara omkring 2°C förutsatt att "kostnadssprång" ej erhållits från övergång till fler kondensorenheter, annan kondensortyp, behov av maskinrumsutrymme, etc.

4.2 Optimering med hänsyn till kondensorvärmeutnyttjande

Om tillgängligt kondensorvärme är mindre än värmebehovet men större än det som kan användas med värmebärare värmd till högsta möjliga kondenseringsstemperatur t_l , måste också "förlorad" värmeleverans upp

till temperaturen t_l beaktas vid optimering av kondensorstorlek och val av utrustning för erhållande av högre möjligt t_l och t_{VF} .

Värdet KVF är en ökad värmeåtervinning från med Δt_F °C höjd framledningstemperatur blir i detta fall och med samma beteckningar som under 4.1 ovan och i Figur 4.1

$$KVF = W \cdot \Delta t_F \cdot \tau \cdot KV \quad \dots (4.1)$$

med KV = pris för värme som ersatts av värmeåtervinnings- eller värmepumpdriften.

Vid optimering av kondensorstorleken skall sålunda kondensorn väljas för högsta värde hos KVF-KA. t_l är då givet och lika med högsta möjliga driftvärde.

Vid val av utförande av kompressor och övriga komponenter betyder en höjning av möjlig kondenserings-temperatur med Δt_l °C och därmed också framledningstemperaturen med samma belopp, att värmekostnaden kan sänkas med KVF enligt ekv (4.1) med $\Delta t_F = \Delta t_l$. Samtidigt höjs dock drivenergibehovet EK till kompressorerna enligt Figur 4.1, varför nettodriftkostnadsbesparingen, att väga mot installationsmerkostnaden, blir

$$Kl = (W \cdot \Delta t_l \cdot KV - (EK_{II} - EK_I) \cdot KE) \cdot \tau \quad \dots (4.2)$$

EK_I avser drivenergibehovet vid den lägre kondenserings-temperatur t_{II} och EK_{II} vid den högre, $t_{III} = t_{II} + \Delta t_l$.

Exempel - Kondensorstorlek

Samma förutsättningar gäller som för exemplen under 4.1 ovan. Värmeåtervinningen antas öka med värdet KVF enligt ekv (4.1) med Δt_{VF} lika med den höjning av t_{VF} som erhålls från en större kondensator med konstant t_l . Ersatt värmes kostnad KV antas 0,25 kr/kWh.

$$\begin{aligned} 4.5 \quad & \text{Kondensoryta ökas från } A = 160 \text{ till } 210 \text{ m}^2. \\ & \text{Enligt exempel 4.1 och 4.2 ändras då KVF-KA} \\ & 210 \cdot (6,4 - 4,1) \cdot 16000 \cdot 0,25 - (270000 - 220000) = \\ & = 1\,932\,000 - 50\,000 = \underline{1\,882\,000 \text{ kr}} \end{aligned}$$

En 50 000 kr dyrare kondensator sparar sålunda 1 932 000 kr i värmekostnad under den antagna drifttiden 4000 h/år med den ökade värmeleveransen för en önskad avskrivningstid på 4 år.

$$4.6 \quad \text{A ökas från } 210 \text{ till } 280 \text{ m}^2. \text{ Ändringen i KVF-KA blir härför, se exempel 4.2 och 4.3:}$$

$$\begin{aligned} & 210 \cdot (4,1 - 2,4) \cdot 16000 \cdot 0,25 - (330000 - 270000) = \\ & = 1\,428\,000 - 60\,000 = \underline{1\,368\,000 \text{ kr}} \end{aligned}$$

Sålunda fortfarande en lönsam ökning av A.

- 4.7 A ökas från 280 m² till 2 st kondensorenheter
å 210 m². Ändring i KVF-KA blir nu, se exempel
4.3 och 4.4:

$$210 \cdot (2,4 - 1,0) \cdot 16000 \cdot 0,25 - (540000 - 330000) = \\ = 1\,176\,000 - 320\,000 = \underline{966\,000 \text{ kr}}$$

- 4.8 A ökas från 2 x 210 m² till 2 x 280 m². Enligt
Figur 4.1 är

$$t_1 - t_{VF} = [1 / (1 - e^{-kA/W}) - 1] \cdot Q_{VK}/W = \\ = [1 / (1 - e^{-1,2 \cdot 560 / 210}) - 1] \cdot 2000 / 210 = \\ = 0,4^\circ\text{C}$$

Ändring i KVF-KA

$$210 \cdot (1,0 - 0,4) \cdot 16000 \cdot 0,25 - (660000 - 540000) = \\ = 504\,000 - 120\,000 = \underline{384\,000 \text{ kr}}$$

Med för detta exempel aktuella förutsättningar
erhålls mycket stora optimala kondensorytor, $t_1 - t_{VF}$
skall vara mindre än 0,5°C. Kortare årlig utnyttj-
ningstid för värmeåtervinningen och önskad avskriv-
ningstid ger enligt ovan mindre optimala kondensor-
ytor. Ytor enligt exempel 4.8 är dock fortfarande
optimala för τ så lågt som 4000 timmar.

Exempel - Högsta kondenseringstemperatur

- 4.9 Beräkning av värdet för 5°C höjning av t_1 ,
 $\Delta t_1 = \Delta t_{VF} = 5^\circ\text{C}$. Samma förutsättningar som
för exempel 4.1-4.8, $t_{1I} = +55^\circ\text{C}$, $t_{1II} =$
 $= +60^\circ\text{C}$, $t_2 = -10^\circ\text{C}$ och tvåstegskompression
antas. Enligt Figur 4.1 är

$$\eta_{CtI} = 0,70 - 65^2 / 50\,000 = 0,62 \\ \eta_{CtII} = 0,70 - 70^2 / 50\,000 = 0,60$$

$$EKI = 2000 \cdot 65 / (65 + 0,62 \cdot 263) = 570 \text{ kW} \\ EKII = 2000 \cdot 70 / (70 + 0,60 \cdot 263) = 616 \text{ kW}$$

Med elkostnad KE = 0,40 kr/kWh blir, se Ekv (4.2),
 $K_1 = (210 \cdot 5 \cdot 0,25 - (616 - 570) \cdot 0,40) \cdot \tau = 244 \cdot \tau$ kr. Med
 $\tau = 16000$ h blir $K_1 = 3\,900\,000$ och med $\tau = 4000$ h
erhålls $K_1 = 976\,000$ kr. Alltså innebär exemplets
förutsättningar, att en måttlig höjning av möjlig
kondenseringstemperatur kan bära en betydande mer-
investering för realiserande av denna.

5. AMMONIAKKÖLDMEDIESYSTEM FÖR MAXIMAL KONDENSERINGSTEMPERATUR

Följande tre faktorer begränsar högsta kondenseringsdrifttemperatur:

- I. Tryckkärlens och kompressorernas konstruktionstryck. Dessa medger för närvarande högst ca $+60^{\circ}\text{C}$ kondenseringstemperatur vid drift med ammoniak som köldmedium.
- II. Konstruktionsbelastningar för lager i kompressorer och på rotorerna i skruvkompressorer. Också dessa konstruktionsdata tillåter högst ca $+60^{\circ}\text{C}$ kondenseringstemperatur med ammoniak, för många skruvkompressor typer ej ens över $+55^{\circ}\text{C}$.
- III. Kompressionstemperaturen får ej överstiga ca $+170^{\circ}\text{C}$. Över denna temperatur nedbryts kompressorns smörjolja, koksning inträffar. Följden blir, att inom kort tid kompressorn får lager- eller tryckventilhaveri. För ammoniak över-skrids denna temperatur för kolvkompressorer vid en differens mellan kondenserings- och förångningstemperatur, t_1-t_2 , mellan 50 och 60°C , om kompression sker i ett steg. Ibland anges ca $+130^{\circ}\text{C}$ som högsta "tryckrörstemperatur". Härvid avses en mätning av kompressionstemperaturen på tryckutloppsroret från kompressorn. En sådan mätning kan, beroende på temperaturgivarens värmeledningskontakt med rörytan, värmeavledning från givaren och roret till deras omgivning, ge högst variabla och alltid lägre mättemperaturer än den verkliga gas-temperaturen i tryckröret. För skruvkompressorer med insprutning av stora oljemängder vid skruvinloppet och kylning av denna olja efter utblåsning tillsammans med köldmediegasen före oljans återgång till skruvinloppet, kan kylningen av tryckgasen göras så effektiv, att kompressionstemperaturen, oavsett praktiskt förekommande differenser t_1-t_2 , ej överstiger $+170^{\circ}\text{C}$.

Figur 5.1-5.5 ger underlag för beräkning av kompressionstemperaturen för såväl en- som tvåstegskompression. Köldmediediagrammen enligt 5.2-5.4 är nödvändiga hjälpmedel härvid. Figur 5.5 visar en möjlig typ av tvåstegs köldmedieprocess, som blir nödvändig för kolvkompressorer när t_1-t_2 överstiger 50 à 60°C , för undvikande av oljekokande kompressionstemperaturer. Förutom en betydligt sänkt kompressionstemperatur vinnas följande ytterligare fördelar:

- a. Lägre driveffektbehov för kompressorerna, relativt enstegskompression ökar vinsten med ökande t_1-t_2 .

- b. Vid t_1-t_2 större än ca 60°C , erhålls mindre totalt behövlig kompressorinsugningsvolym.

Skälet till vinsten under a. är, att lågtryckssteget arbetar med en mindre köldmediemängd för samma kyl-effekt som med ett steg. Strypånga, som ej ger någon kyleffekt, bortsugs vid mellantrycket till högtryckssteget. Dessutom får högtryckssteget lägre insugningstemperatur och därmed lägre effektbehov och blir kompressorernas effektverkningsgrad högre med det minskade arbetstryckförhållandet per steg.

Vinsten under b. beror på, att den volymetriska verkningsgraden höjs med det minskade arbetstryckförhållandet och sänker insugningsvolymbehovet för lågtryckssteget mer än det tillkommande insugningsvolymbehovet för högtryckssteget.

Nackdelen för tvåstegskompression blir i första hand den extra kostnaden för mellantryckskylutrustningen och eventuellt behov av dubbla antalet kompressor-drivmotorenheter, när kolvkompressorer används och dessa ej är tillgängliga som tvåstegsenheter med tillräckligt stor kapacitet. Skruvkompressorer utrustas ofta med s k economizer, vilket innebär användning av tvåstegsprincipen, dock med något sämre verkningsgrad än den Figur 5.5 visar.

6. VÄRMEÅTERVINNING GENOM GASKYLNING

Utan höjning av kondenseringstemperaturen hos en kylanläggning kan värme vid en relativt hög temperatur tillvaratas genom kylning av den heta gasen från kompressorutloppet. Ammoniak är särskilt gynnsamt i detta hänseende. Uttagbar värmemängd ner till en viss gastemperatur t_{1H} är större än för både R22 och i all synnerhet R12. Med Figur 5.1:s beteckningar gäller såsom exempel tabell 6.1:s värden för relation Q_H/Q_L mellan gaskylnings- och total värmeeffekt från ett kyl- eller värmepumpaggregat för några olika köldmedier. Kompressorverkningsgraden har antagits vara 80 %, förångningstemperaturen $t_2 = -10^\circ\text{C}$ och suggastemperaturen 0°C vid kompressorinloppet.

Tabell 6.1.

Kond temp $^\circ\text{C}$	Köldmedium	Kompr temp t_{1K} $^\circ\text{C}$	Q_H/Q_L	Q_H/Q_L vid $t_{1H} = +50^\circ\text{C}$
+25	NH3	+115	$(115-t_{1H})/530$	0,12
	HCFC 22	+ 65	$(65-t_{1H})/300$	0,05
	CFC 12	+ 50	$(50-t_{1H})/230$	0,00
+50	NH3	+180	$(180-t_{1H})/560$	0,23
	HCFC 22	+115	$(115-t_{1H})/290$	0,22
	CFC 12	+ 85	$(85-t_{1H})/210$	0,17

Används sådan kylning av gasen från lågtryckskompressorn i en tvåstegsanläggning, se Figur 5.5, före gasen kyls i mellankylaren, minskas köldmedieavkokningen i denna. För ett givet kyleffektbehov minskar då högttryckskompressorns storlek och driveffektbehov. För ammoniak vid kondenseringstemperaturer mellan $+50$ och $+60^\circ\text{C}$ samt förångningstemperaturer -10 till -20°C blir reduktionerna vid en kylning med Δt $^\circ\text{C}$ för både insugningsvolymen och driveffektbehovet ungefärligt, se Figur 5.5:

$$100 \cdot C \cdot \Delta t / 1,2 \cdot r \approx 250 \cdot \Delta t / 1400 = 0,18 \cdot \Delta t \% \quad \dots (6.1)$$

C = ammoniakgasens värmekapacitet $\approx 2,5 \text{ kWs/kg, } ^\circ\text{C}$
 r = ångbildningsvärme för ammoniak $\approx 1200 \text{ kWs/kg}$

Figur 6.1 ger underlag för gaskylaredimensionering.

7. ANLÄGGNINGSGRÄNSUTFÖRANDE FÖR VÄRMEÅTERVINNINGS- OCH VÄRMEPUMPDRIFT AV AMMONIAKKYLANLÄGGNING

7.1 Gaskylningens ekonomi

Enklast och till lägsta installationskostnad kan utan ökat drivenergi behov värme uttas ur den heta gasen från kompressorerna i en värmeväxlare, se avsnitt 6. Om denna värmemängd ligger väsentligt under behövlig värmemängd, kan utnyttning också av kondensorvärme bli lönsam. I detta fall ökar dock installationskostnaden väsentligt på grund av en omfattande extra apparat- och styrutrustning. Dessutom erfordras för byggnadsvärmsystem oftast en avsevärd höjning av kondenseringsstemperaturen för erhållande av tillräckligt varm värmebärare. Vid lönsamhetsberäkningen måste då också beaktas en förhöjd driftkostnad för kylkompressorerna. Självfallet krävs även en kontroll av vilka åtgärder och kostnader som behövs för en sänkning av behövlig värmebäraretemperatur för optimal ekonomi.

Gaskylares installationskostnad beror starkt på typ och storlek. Värmeväxlarepris och erhållen kapacitet, $kW/m^2, ^\circ C$, skiljer sig ej nämnvärt för ammoniak jämfört med CFC 12 och HCFC 22. Vid värmeväxling till vatten kan överslagsvis installationskostnaden sättas till $KG = 4000 (kr/m^2)/0,4 (kW/m^2, ^\circ C) = 10\,000 (kr/kW/^\circ C)$. Observera att en installationskostnad KGV för anslutning till vattenvärmsystemet tillkommer. Denna kostnad varierar normalt mer än värmeväxlareinstallationens, KG, och den kan bli betydande, exempelvis om ackumulering måste ske för tillvaratagande av värmes. Med en ekonomisk medeltemperaturdifferens mellan köldmediegas och vatten på $\Delta T (^\circ C)$ blir den "raka återbetalningstiden

$$n = (KGV + QG \cdot KG / \Delta T) / (KV \cdot QG \cdot \tau) \quad \dots (7.1)$$

med QG som dimensionerande värmeväxlareffekt (kW), τ som årlig ekvivalent drifttid (h) med denna effekt och KV (kr/kWh) som pris för ersatt värme.

Exempel

7.1 Gaskylarevärmesåtervinning från kylanläggning till bandybana utomhus med

$$\begin{array}{ll} KGV = 50\,000 \text{ kr} & QG = 300 \text{ kW} \\ KG = 10\,000 \text{ kr/kW/}^\circ C & \Delta T = 15^\circ C \\ KV = 0,25 \text{ kr/kWh} & \tau = 1000 \text{ h/år} \end{array}$$

$$\text{ger } n = (50000 + 300 \cdot 10000 / 15) / (0,25 \cdot 300 \cdot 1000) = 3,3 \text{ år}$$

7.2 Systemutformning

Studier av nu tillgängliga kompressorutrustningar för

ammoniak visar, att högsta kondenserings-temperatur kan uppnås med några specifika kompressorkonstruktioner. Allra högsta temperatur för något utförande gäller för en kolvkompressor, nämligen $+60^{\circ}\text{C}$. Härvid blir dock för förångningstemperaturer under 0°C tvåstegskompression nödvändig, se avsnitt 5.

I det praktikfall som här skall behandlas, en utomhus bandybanas kylanläggning med värmeåtervinnings- och uteluftvärmepumpdrift till ett gruppvärmecentral-system för bostäder, blir varje $^{\circ}\text{C}$ kondenserings-temperaturen kan höjas mycket värdefull, se exempel 4.9. Behövlig förångningstemperatur för dominerande del av drifttid ligger mellan -10 och -20°C . Självfallet är dessa kondenserings- och förångningstemperaturer aktuella också för andra tillämpningsfall. Även systemutformningen enligt nedan kan användas för andra praktikfall.

Figur 7.1 och 7.2 visar två sannolika optimala system för ovan angivet praktikfall med direkt respektive indirekt kylning. Direkt kylning ger lägre anläggningskostnad och drivenergibehov än indirekt kylning. Dock blir olycksfallsrisken, om än mycket låg, större än för indirekt kylning. En kraftig läckning från banrörssystem med ammoniak, som når en större åskådareanhopning, kan orsaka panik genom ammoniakens mycket kraftiga slemhinneretning och smärteffekt. Ammoniak i banrörssystem är ej sällsynt, men några olyckor med personskador som följt har ej inträffat i Sverige, ej heller för industriella anläggningar med direktkylning.

Funktionerna för systemen enligt Figur 7.1 och 7.2 är de nedan angivna. Kylbehov, dvs kylning av utomhusbandybanan, är normalt aktuellt i mellansvenskt klimat från mitten av oktober, då isfrysning börjar, till slutet av mars, då isbanan ej längre används. Ekvivalent drifttid med dimensionerande kyleffekt ca $7000 \text{ m}^2 \times 200 \text{ W/m}^2 = 1400 \text{ kW}$ blir därvid omkring 1000 timmar per år. Under ca 0°C utetemperatur behövs ingen iskyllning. Större delen av drifttiden uttas mindre än hälften av den dimensionerande kyleffekten. Därför behövs uteluftkylbatterierna för utnyttjning av kylaggregatets fulla kapacitet under större delen av året med kompletterande uteluftvärmepumpdrift. Värmeupptagning från isbanan vid kallare väderlek ger en mycket hård och spröd is. Därför är denna en olämplig värmekälla. När någon is ej finns, har banrören en mycket begränsad värmeupptagningskapacitet. De ger med full kylkapacitet, om ej varm och solig väderlek råder, jämfört med värmeupptagning i kylbatterierna mycket lägre förångningstemperatur. Möjligen kan banrörssystemet användas som en kompletterande värmekälla. Figur 7.4 illustrerar de nämnda förhållandena.

- Kylanläggningarna kan erhålla kondensorkylning med endast uteluft, dvs ingen värmeleverans sker till värmebärare. Härigenom sänks kondenserings-temperaturen och kompressordrivmotorernas elbehov medan

kyleffekten ökar. Detta driftsätt kan bli aktuellt vid mycket varm väderlek eller reducerad kylkapacitet på grund av aggregatfel, när isbanekylning behövs. Uteluftkylbatterierna inkopplas då som kondensorer, se Figur 7.1, respektive värmebärarekylare till kondensorn, se Figur 7.2

- När isbanan ej behöver hela kylkapaciteten används resten i uteluftkylbatterierna. Ventilerna SVI, SVU och SVÅ i Figur 7.1 fördelar köldmedievätskan mellan banan och uteluftkylarna förållande av önskad förångnings- eller kyltemperatur för banan. I Figur 7.2 fördelar de köldbäraren mellan banan och uteluftkylarna efter samma princip. Avstängs isbanan går allt köldmedium respektive köldbärare till uteluftkylarna, varvid ren uteluftvärmepumpdrift föreligger.

Allt gaskylarevärme och normalt också kondensörvärme avges till värmebäraren. Skulle dock returvärmebäraren bli för varm för drift med allt kondensörvärme avgivet till denna, kan för direktkylning enligt Figur 7.1 viss del av kondensörvärmets bortkylas i uteluftkylbatterierna. Ventiler SVG och SVK modulerar denna kylning för högsta kondenseringsstemperatur. Vid indirekt kylning enligt Figur 7.2 kyls returvärmebäraren via värmeväxlarens köldbärare i uteluftkylbatterierna på analogt sätt.

Avfrostning av uteluftbatterierna sker vid direktkylningen, se Figur 7.1, med varmgas och successivt för var och en av minst två batterigrupper. Ventiler SVG och SVÅ öppnar härvid för aktuell batterigrupp. Dennas ventiler SVU och SVK är då stängda. SVG öppnar helt, medan SVÅ endast öppnar något och skall fungera som strypventil med någon ånggenomsläppning för optimal avfrostningseffekt. Utan denna ångpassage kommer viss del av batterirör endast värmas av kondensat under kylning, vilket ger låg värmeeffekt. För indirekt kylning, se Figur 7.1, erhålls batterivärmningen från returvärmebäraren via köldbärarens värmning i värmeväxlaren med avfrostning av en batterigrupp åt gången. Avfrostning initieras när skillnaden mellan uteluftens och köldbärarens temperatur vid utgång från batterierna överstiger börvärde, som något skall avtaga med sjunkande utetemperatur.

7.3 Systemdimensionering och prestanda

Figur 7.1 och 7.2 visar också dimensioneringsdata för vardera alternativ direkt och indirekt kylning. I båda fallen har användning av den kompressortyp som tillåter drift med den högsta kondenseringsstemperaturen, nämligen $+60^{\circ}\text{C}$, förutsatts. Detta är en kolvkompressor. Beräkning av antal behövliga kompressorer, dessas varvtal och effekter för kompressorer och värmeväxlare har utförts med hjälp av fabrikantens

diagram för kyleffekt och kompressoraxeleffektbehov för olika kondenserings- och förångningstemperaturer, kompressorelmotorverkningsgrad 95 %, principer enligt Figur 5.1 och 5.5 samt ammoniakdata enligt Figur 5.2-5.4. Observera att gaskylaren GM för mellantrycket från lågtryckskompressorn ej endast ger möjlighet till värmning av ett mindre vattenflöde upp mot $+100^{\circ}\text{C}$ utan också kraftigt kan sänka gastemperaturen till mellankylaren. Enligt Figur 5.5 minskar detta högtryckskompressorernas kyleffekt QM med samma effekt som gaskylarens värmeeffekt QGM och därmed också deras driveffektbehov EH. Vid de i Figur 7.1 och 7.2 visade dimensionerande driftfallen blir minskningarna i QM 116 respektive 178 kW och EH 29 respektive 47 kW.

Beträffande dimensionering av värmeväxlare ger, i den mån fabrikanter ej kan lämna aktuella prestandauppgifter för dessa, Figur 6.1 och 7.5 underlag härför. Såsom framgår av dessa figurer har ammoniak väsentligt högre värmeövergångstal än CFC 12 och HCFC 22 med undantag för i gasfas. Observera dock värmeväxlingens andra mediums, vatten, köldbärare, luft, etc, värmeövergångstal utjämnar skillnaden i total kapacitet. Kokningens värmeövergångstal ökar också med kvadraten på differensen mellan kokytans och köldmediets temperatur. Detta bidrager också för förångare till att fördelen med ammoniak blir måttlig. Sålunda kan man överslagsvis räkna med, att för givna värmeeffekter och temperaturdifferenser ν mellan medierna, ammoniak behöver 35 % mindre kondenseringsyta och 20 % mindre förångaryta än CFC 12 och HCFC 22. Gaskylarekapaciteten blir dock praktiskt taget densamma.

Figur 7.6 och 7.7 visar kyleffekt, Q2, eleffektbehov för kompressormotorer, EE, och totalt, Et, samt värmeleverans QV från utförandena enligt Figur 7.1 och 7.2 vid uteluftvärmepumpdrift. Detta driftsätt dominerar och är därför avgörande för årsdriftresultatet. Vid isbanedrift kommer övervägande del av tiden kompletterande värmeupptagning ske ur uteluft. Härvid avviker driftförhållandena obetydligt från ren uteluftvärmepumpdrift. Varm väderlek, över ca $+5^{\circ}\text{C}$ utetemperatur under isbanedrifts säsongen oktober till mars, ger dock behov av lägre köldbärare- och förångningstemperaturer än ren uteluftvärmepumpdrift. Härigenom minskas kylaggregatens värmeavgivning och energibesparing. För prestanda enligt Figur 7.7 har å andra sidan ej hänsyn tagits till att minst två kondensorenheter torde bli aktuella och att bandybanan under icke-isbanesäsongen kan användas som kompletterande värmekälla, se Figur 7.4. Det senare förhållandet höjer förångningstemperatur, värmeavgivning och energibesparing. Uppdelning av kompressorerna på två grupper med separata högtrycksdelar kopplade till var sin kondensator, seriekopplade på vattensidan, sänker kondenseringsstemperaturen i den kondensator som först nås av returvattnet. Dess kompressorgrupps elbehov minskar härigenom samtidigt som kompressorernas kylkapacitet ökar. Ej heller har beaktats, att vid

värmebehov mindre än det dimensionerande drift av färre kompressoraggregat med full kapacitet ger högre värmefaktorer från den därav höjda förångningstemperaturen. Nämda förhållanden torde innebära, att användning av Figur 7.7:s prestanda för driftekonomiberäkning ej kommer att ge bättre energisparresultat än det verkliga.

I Figur 7.6 och 7.7 redovisade värden baserar sig på omfattande beräkningar av systemsamstämda komponentprestanda vid dimensionering enligt Figur 7.1 och 2. Vad beträffar reduktionsfaktor a för värmeavgivning med hänsyn till på- och avfrostning av uteluftkylbatterier, har denna också underbyggts med betydande mängder mätdata från ett flertal uteluftvärmepumpanläggningar med här aktuellt avfrostningssystem och styrning.

De styrprinciper som behövs har beräknats och utprovats på en verklig anläggning med utförande enligt Figur 7.2 "Alt VFI" för kylning av en ishockeyhalls isbana i Norrtälje. Denna styrning har utan någon driftstörning sedan intrimningen avslutades i oktober 1988 fram till nu, februari 1990, helautomatiskt realiserat alla de under avsnitt 7.2 ovan beskrivna driftfallen. Värmen levereras till två bostadsområden, desamma som här utgör "praktikfallet", se vidare under avsnitt 8 nedan.

8. TOTALEKONOMI

Med totalekonomi avses här dels en jämförelse av kapital- och driftkostnader för anläggningar enligt Figur 7.1 och 2 med sådana anläggningar utan utrustning för värmeåtervinnings- eller värmepumpdrift, dvs för endast primärändamålet kylning, se Figur 7.3, dels en jämförelse av tvåstegsammoniakanläggningarna i Figur 7.1 och 2 med fabriksfärdiga standardaggregat med CFC 12 och HCFC 22 samt samma driftmöjligheter. Indirekt kylning måste då med hänsyn till den stora köldmediefyllningen väljas. Detta är ett krav från nu gällande svensk författning. Ekonomiskt gynnsammast för standardaggregaten blir economizerkopplade skruvkompressoraggregat. Såsom påpekats i avsnitt 5 är detta en tvåstegskopplingstyp, dock mindre effektiv än Figur 7.1 och 2:s princip. Såsom framgår av Figur 8.1 uppnås betydligt bättre värmefaktor, $COPE = Q1/EE =$ kvot av kondensorvärmeeffekt och eleffekt till kompressordrivmotorer, för anläggningen i Figur 7.2 jämfört med de fabriksfärdiga skruvkompressoraggregaten. Förbättringen ökar med sjunkande köldbärare- och förångningstemperatur från ca 7 % vid 0°C till ca 17 % vid -15°C med utgående värmebäraretemperatur +58°C. Än bättre är anläggningen i Figur 7.1.

I Figur 8.1 ges driftförutsättningar för värmebärare-sidan i här aktuellt praktikfall, nämligen värmning av bostadsområdena "Flygfältet" och "Grossgårdet" samt LV3 i Norrtälje. En viss intrimning av LV3:s värmesystem kommer att krävas för att klara i Figur 8.2 angiven framledningstemperatur t_F . Sänkning under Figur 8.2:s värden torde vara möjliga men kräver betydande tid och kunskaper från verkställarna. För varje °C t_F kan sänkas, ökas "gratisvärmets" Q_2 med $q_{2F} = 10-15$ kW och sänks driveffektbehovet EE med $eEF = 5-15$ kW, se Figur 2.6. Med ekvivalent full-effektstid τ h/år, av värmepumpen ersatt värmes kostnad KV kr/kWh och elpris KE kr/kWh blir besparingen i energikostnad KF :

$$KF = [q_{2F} \cdot KV + eEF \cdot (KE - KV)] \cdot \tau \text{ kr per år och } \dots (8.1)$$

°C sänkning av t_F

Drivenergin EE , noggrannt räknat elmotorverkningsgrad gånger EE , avges ju som värme från kompressor till kondensor och värmebärare tillsammans med kyl-effekten Q_2 . En sänkning av EE med beloppet eEF minskar värmeavgivningen Q_V med samma belopp, medan Q_2 -höjningen lika mycket ökar Q_V .

För detta praktikfall är, se Figur 8.2, ungefärligt:

$$\begin{aligned} \tau &= 5000 \text{ h/år} \\ KV &= 2700 \text{ kr/m}^3 / 9000 \text{ kWh/m}^3 = 0,30 \text{ kr/kWh} \\ KE &= 0,45 \text{ kr/kWh} \end{aligned}$$

varför storleksordningen på KF uppgår till

$$KF = [12 \cdot 0,30 + 10 \cdot 0,15] \cdot 5000 = 26\ 000 \text{ kr/år, } ^\circ\text{C}$$

En sänkning av t_F med 5°C motiverar med en "rak" återbetalningstid på 4 år en arbets- och materialinsats på $4 \cdot 5 \cdot 26000 = 520\ 000$ kr.

Med hjälp av Figur 7.1-4, 7.7 och 8.2 kan total-ekonomiberäkningar göras för de ovan angivna jämförelsefallen. För utetemperaturintervall som anpassats till driftförhållandens och eltaxors förändring beräknas för varje anläggningsalternativ värmeavgivning Q_V och elbehov E_t . Med aktuell eltaxa och pris för ersatt värme i angivna utetemperaturintervall kan energikostnader beräknas och summeras för ett år. Tillsammans med i Figur 7.1-3 visade anläggningskostnader kan därefter totalkostnadsjämförelser göras.

I Figur 7.1-3 angivna anläggningskostnader innefattar alla bygg- och installationskostnader med undantag för banrörssystem. De kan därför användas för andra kylobjekt än bandyisbanor. Kostnaderna har beräknats med hjälp av fabrikantpriser för huvudkomponenter med de dimensioner som anges i figurerna och underentreprenadpriser på likartade rör- och elinstallationer. Till summan av dessa kostnader har lagts 30 % av denna för administration, konstruktion, driftinjusteringar, oförutsett och eventuell vinst för totalentreprenören. Icke minst utförandet av styrutrustningen är mycket kunskaps- och tidskrävande för drift- och energieffektivsäker funktion. Tyvärr är denna kapacitet sällsynt, men om den ej nyttjas, blir med stor sannolikhet driftsäkerhet och prestanda katastrofalt svaga.

Enär eltaxan består av effekt- och energiavgifter som varierar med månad och tidpunkt på dygnet medan elbehov och värmeleverans i huvudsak består av utetemperaturen, måste för rimligt beräkningsarbete en approximation göras. Denna innebär det följande, se Figur 8.2:

- Eltaxeperiod november-mars, 3624 tim, tilldelas utetemperaturer t_U under $+4^\circ\text{C}$.
- Eltaxeperioder april, september, oktober, 2184 tim, tilldelas utetemperaturer från $+4^\circ\text{C}$ till $+11^\circ\text{C}$.
- Eltaxeperiod maj-augusti, 2952 tim, tilldelas utetemperaturer över $+11^\circ\text{C}$.

Dessa utetemperaturintervall har samma varaktighet som tillhörande eltaxeperiod och tillhör också i huvudsak denna. Approximationen ger därför ringa noggrannhet.

Med nu gällande mycket höga elpriser under höglastperioder för här aktuella anläggningsstorlekar, måste kontrolleras, att ren uteluftvärmepumpdrift, som ju har den lägsta "nettovärmefaktorn", då ej ger energikostnadsförlust. För perioden november till mars är

elpriset i Norrtälje 1990 för elenergin 46,9 öre/kWh. Eleffektavgifter måste erläggas, oavsett värmepumpdrift, för isbanekyldriften vid mildare väderlek.

Detta gäller också de flesta andra kylprocesser, dock vanligen ej luftkonditionering i svenskt klimat, med värmepumpdriftmöjlighet. I Tabell 8.1 visas de för en isbanekylanläggningen i Stockholmsklimat karakteristiska driftförhållandena, vilka är förutsättningar för driftkostnadsberäkningar för sådana anläggningar. Under driftsäsongen oktober till mars kommer på grund av högsta statistiska dygnsmedelvärde för utomhustemperatur, se Tabell 8.1, och frysning av spolvatten vid mild och blåsig väderlek med stor sannolikhet dimensionerande kyleffekt behöva uttas under alla månader vid normala väderleksförhållanden för driftsäsongen. Eleffektbehov E_t för anläggningen innefattar hjälpmaskiner, se Figur 7.3. E_{tN} avser detta vid dimensioneringsförhållanden.

Tabell 8.1

Månad	Dygns- medel- utetem- peratur	Statis- tiskt högsta dygns- medel- utetemp	Konden- serings- tempera- tur vid utetemp t_{Uh}	El- effekt- behov vid t_{Uh}	Ekviva- lent drift- tid med elbehov E_{tN}
	$t_{Um}(^{\circ}C)$	$t_{Uh}(^{\circ}C)$	$t_{lh}(^{\circ}C)$	$E_{th}(kW)$	(tim)
Jan	-3	+ 5	+27	0,8 · E_{tN}	70
Febr	-3	+ 5	+27	0,8 · E_{tN}	80
Mars					
1-15	-2	+ 8	+30	0,9 · E_{tN}	100
Okt					
15-20	+7	+15	+35	E_{tN}	300
Nov	+3	+10	+31	0,9 · E_{tN}	300
Dec	-1	+ 7	+29	0,9 · E_{tN}	150
					<u>1000</u>

Av drifttiden torde minst 80 % infalla kl 6-22 = 16 h = 67 % av dygns-tid på grund av sol, högre utetemperatur och isspolning denna tid. Detta ger en drifttid mellan kl 6 och 22 för perioden november till mars på ca 600 tim, för samma period kl 22-6 ca 100 tim.

Exempel - Uteluftvärmepumpdriftkostnad under höglastperiod

Med hjälp av Figur 7.7 erhålls värmekostnaden KVV för de olika anläggningsalternativen under ovannämnda höglastperiod med tillägg för driftberoende underhållskostnad $u_D = 0,01$ kr/kWh QV som

$$KVV = KE \cdot Et / QV + uD = 0,469 \cdot Et / QV + 0,01 \text{ kr/kWh}$$

Vid $t_U = 0^\circ\text{C}$ gäller för vardera alternativ

$$\underline{VFI}: \quad KVV = 0,469 \cdot 1120 / 2380 + 0,01 = 0,23$$

För att driften skall vara lönsam krävs ett oljepris överstigande $0,23 \text{ kr/kWh} \cdot 9000 \text{ kWh/m}^3 = 2060 \text{ kr/m}^3$.

$$\underline{VPI}: \quad KVV = 0,469 \cdot 940 / 2250 + 0,01 = 0,206$$

Lönsam drift förutsätter oljepris över $0,206 \cdot 9000 = 1850 \text{ kr/m}^3$.

$$\underline{VPD}: \quad KVV = 0,469 \cdot 830 / 2110 + 0,01 = 0,186$$

Lönsam drift förutsätter oljepris över $0,186 \cdot 9000 = 1670 \text{ kr/m}^3$.

Med sannolika oljepriser på minst 2500 kr/m^3 blir för alla alternativ sålunda värmepumpdriften lönsam utom vid mycket kall väderlek, som väsentligt sänker värmefaktorn under den för 0°C utetemperatur gällande.

Resultatet av energikostnadsberäkningar för de olika jämförelsealternativen enligt ovan ges i Tabell 8.2.

Tabell 8.2

Anläggnings- alternativ	Anl.kostn. exkl ban- rörssystem KA kr	Värme- leverans QV MWh/år	Elbehov Et MWh/år	El- och kylvatten- kostnad KE kr/år
<u>KPD</u> , se Fig. 7.3 Endast kyl- ning, NH ₃	7 200 000	0	570	550 000
<u>KPI</u> , se Fig. 7.3 Endast kyl- ning, NH ₃	7 900 000	0	700	710 000
<u>VPD</u> , se Fig. 7.1 NH ₃	12 100 000	13 820	5 370	2 250 000
<u>VPI</u> , se Fig 7.2 NH ₃	14 800 000	14 230	5 850	2 490 000
<u>VFI</u> , se Fig 7.2 CFC 12 och HCFC 22	14 200 000	14 600	6 730	2 950 000

Tabell 8.2 visar ekonomisk överlägsenhet för direkt kylning av isbanan jämfört med indirekt kylning, även om det i det senare fallet betydligt billigare plast-rör kan användas som banrör. Ammoniak i banrören kräver att dessa utförs av stål. Användning av plast-rör innebär dock större drivelbehov, eftersom köldbäraren måste ges ca 2°C lägre temperatur vid dimensionerande kyleffekt jämfört med stålrör, som här förutsatts vid dimensioneringen. Dock föreligger större risker för stora ammoniakläckningar med direktkylningen. Beroende på lokala förhållanden kan byggnads- och brandmyndigheter förbjuda dess användning, se avsnitt 7.2 ovan. Relevanta ekonomiska jämförelser blir därför de i Tabell 8.2 visade. Med beteckningar som i Tabell 8.2 gäller för Tabell 8.3:

"Nettodriftkostnad" $KD = KE + 0,015 \cdot KA - 240 \cdot QV$ kr/år,
varvid underhållskostnaden, såsom normalt är 1,5 % av anläggningskostnaden KA och värdet av nyttiggjord värme QV är 300 kr/MWh såsom vid värme från olja till priset 2700 kr/m³.

"Återbetalningstid" $n = (KA_1 - KA_2) / (KD_2 - KD_1)$ år, dvs det antal år, som behövs för att anläggning 1:s meranläggningskostnad jämfört med anläggning 2:s skall betalas av dess lägre driftkostnad.

Tabell 8.3

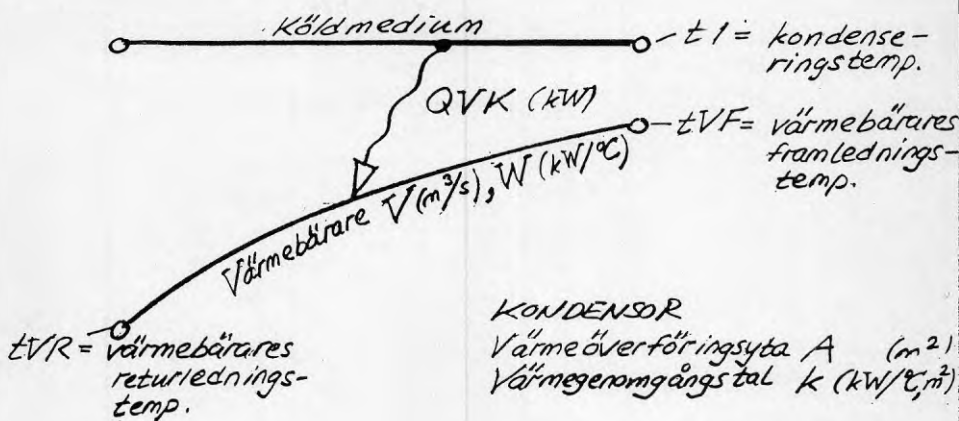
Jämförda alternativ	Anläggningskostnads-skillnad KA ₁ -KA ₂ (kr)	Driftkostnads-skillnad KD ₂ -KD ₁ (kr/år)	n år
Anl 1 = VPD Anl 2 = KPD	4 900 000	300 · 13820 - 1700000 - -0,015 · 4900000 = = 2 370 000	2,1
Anl 1 = VPI Anl 2 = KPI	6 900 000	300 · 14230 - 1780000 - -0,015 · 6900000 = = 2 390 000	2,9
Anl 1 = VPI Anl 2 = VFI	600 000	-300 · 370 + 4600000 - -0,015 · 600000 = = 340 000	1,8

Utrustning av en kylanläggning för värmeåtervinnings- och värmepumpdrift visar i detta fall god lönsamhet, trots att kyldrifftiden är kort med en utomhusisbana. Denna drifttid är jämförbar med en luftkonditioneringskylanläggning i svenskt klimat. Kylprocesser, som

kräver längre kyldrifftider ger än bättre totalekonomi, eftersom detta innebär, att en större del av elbehovet betalas av kyldrifftiden. Jämfört med fabriksfärdiga aggregat med HCFC 22 och CFC 12 ger denna tillämpning bättre ekonomi för de platsbyggda aggregaten med ammoniak. Detta beror till stor del på att platsbygget medger längre driven optimering av systemutförande och dimensionering. Det måste starkt understrykas, att byggnadsvärmning oftast kräver minst 50 å 60°C framledningstemperatur. Såsom avhandlats i avsnitt 4 blir möjlig maximal framledningstemperatur väsentlig för totalekonomin. För ammoniak och nu tillgängliga komponentutföranden kan praktiskt högst +53°C nås. Detta gäller också HCFC 22, dock ej för skruvkompressorer. CFC 12 möjliggör upp till +80°C. Självfallet blir då värmefaktorn och driftekonomin dålig på grund av stor skillnad mellan kondenserings- och förångningstemperatur. För alternativet VFI har för lägsta totalkostnad fabriksfärdiga skruvkompressoraggregat valts. Detta betyder, att CFC 12 måste användas i ett aggregat, det sista i värmebärareströmningsriktningen. Skulle HCFC 22 kunnat användas för båda aggregaten, kunde omkring 500 000 kr lägre anläggningkostnad erhållits. Standardaggregaten utförs komponentmässigt nära identiskt för CFC 12 och HCFC 22, men det senare köldmediet ger för givet aggregat ungefär 50 % större värme- och kyleffekt.



OPTIMERING AV t_1 - t_{VF} - KONDENSOR



1. Värmebalanser, beräkning av $t_1 = f(A)$:

$$QVK = W \cdot (t_{VF} - t_{VR}) = k \cdot A \cdot (t_{VF} - t_{VR}) / \ln[(t_1 - t_{VR}) / (t_1 - t_{VF})}$$

ger

$$t_{VF} = t_R + QVK / W$$

$$t_1 = t_R + QVK / W \cdot (1 - e^{-k \cdot A / W})$$

$$t_{VF} = t_1 + QVK / W - QVK / W \cdot (1 - e^{-k \cdot A / W})$$

2. Drivenergikostnad $KD = ED(kW) \cdot T(h) \cdot KE(kr/kWh)$:

$ED = EK + EP =$ kompressor- och kondensorpumpdriv effekt

$$EK = QVK \cdot (t_1 - t_2) / [t_1 - t_2 + \eta_{ct} \cdot (t_2 + 273)]$$

$t_2 =$ förångnings temperatur

$\eta_{ct} =$ total carnotsk verkningsgrad, för $EK > 100kW$, $\approx 0,70 - (t_1 - t_2)^2 / 25000$, enstegs kompr.

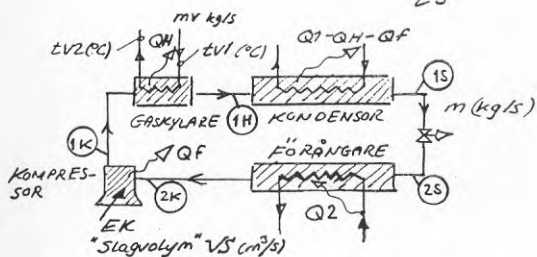
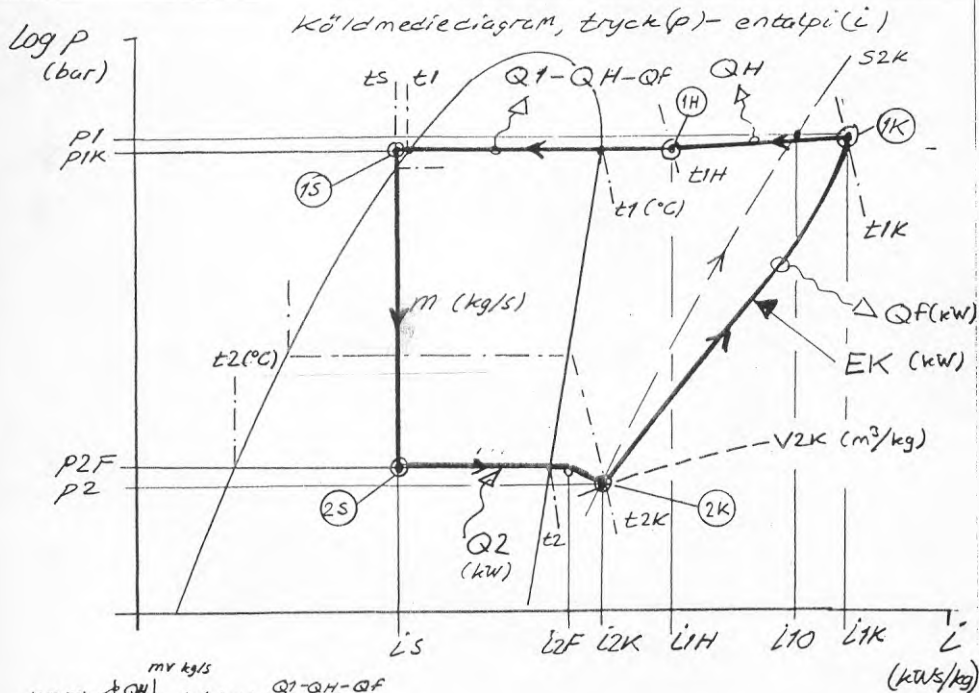
$\approx 0,70 - (t_1 - t_2)^2 / 50000$, tvåstegs kompr. med genom bubblings- mellankylare

$$EP = V(m^3/s) \cdot \Delta PK(kPa) / \eta$$

$\Delta PK =$ tryckfall i kondensator för värmebärareflöde V

$\eta =$ verkningsgradprodukt för pump och dess elmotor.

ENSTEGSKOMPRESION - KYLPROCESS



Q_f = kompressorns värmeavgivning till omgivning inkl. ev. kylmedium, såsom i skruvkompressor insprutad olja. Utan särskild kylning blir $Q_f < 0,1 \cdot E_k$.

Kyleffekt = $Q_2 = m \cdot (i_{2K} - i_S)$, $m = \eta_s \cdot V_S / v_{2K}$

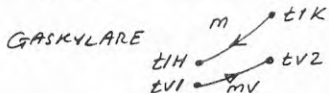
$\eta_s \approx 0,95 - 0,04 \cdot P_1 / P_2$
för större NH3-kolvkompressorer

Kompressoreffektbehov = $E_k = m \cdot (i_{1K} - i_{2K}) + Q_f$
 $= m \cdot (i_{10} - i_{2K}) / \eta_k$

$\eta_k = 0,6$ till $0,8$

Total värmeavgivning $Q_1 = Q_2 + E_k$

Värmeavgivning i gaskylare $Q_H = m \cdot (i_{1K} - i_{1H}) = m \cdot v \cdot c \cdot (t_{V2} - t_{V1})$



Med kända $t_1(p_1)$, $t_2(p_2)$, t_S , t_{2K} , Q_2 , E_k och Q_f kan t_{1K} avläsas i köldmediediagram via p_1 och beräknat i_{1K}

$i_{1K} = i_{2K} + (E_k - Q_f) / m$ $m = Q_2 / (i_{2K} - i_S)$

FIG 5.2.
 Ulf Ingvar Ekroth
 "Köldmediedata"

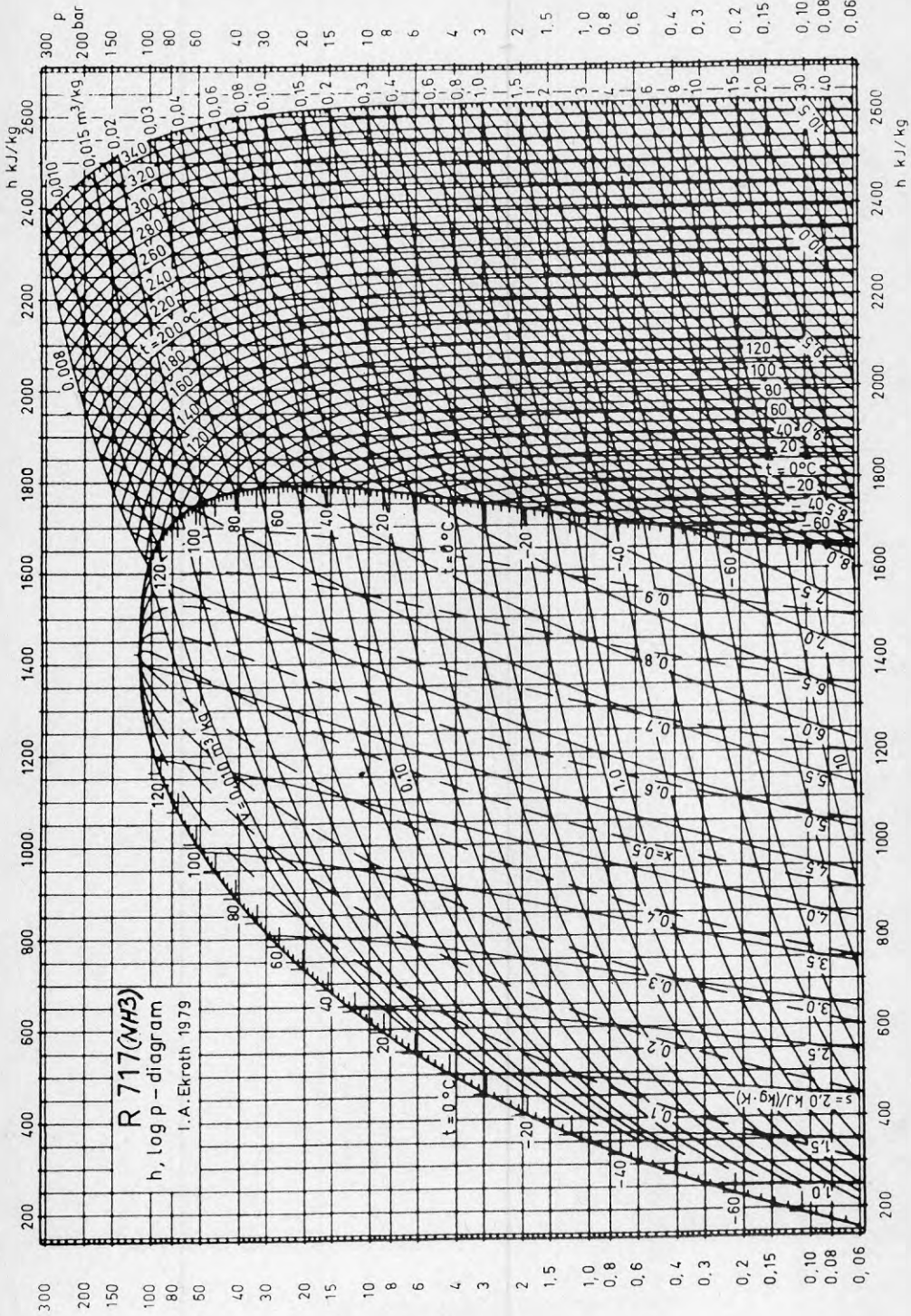
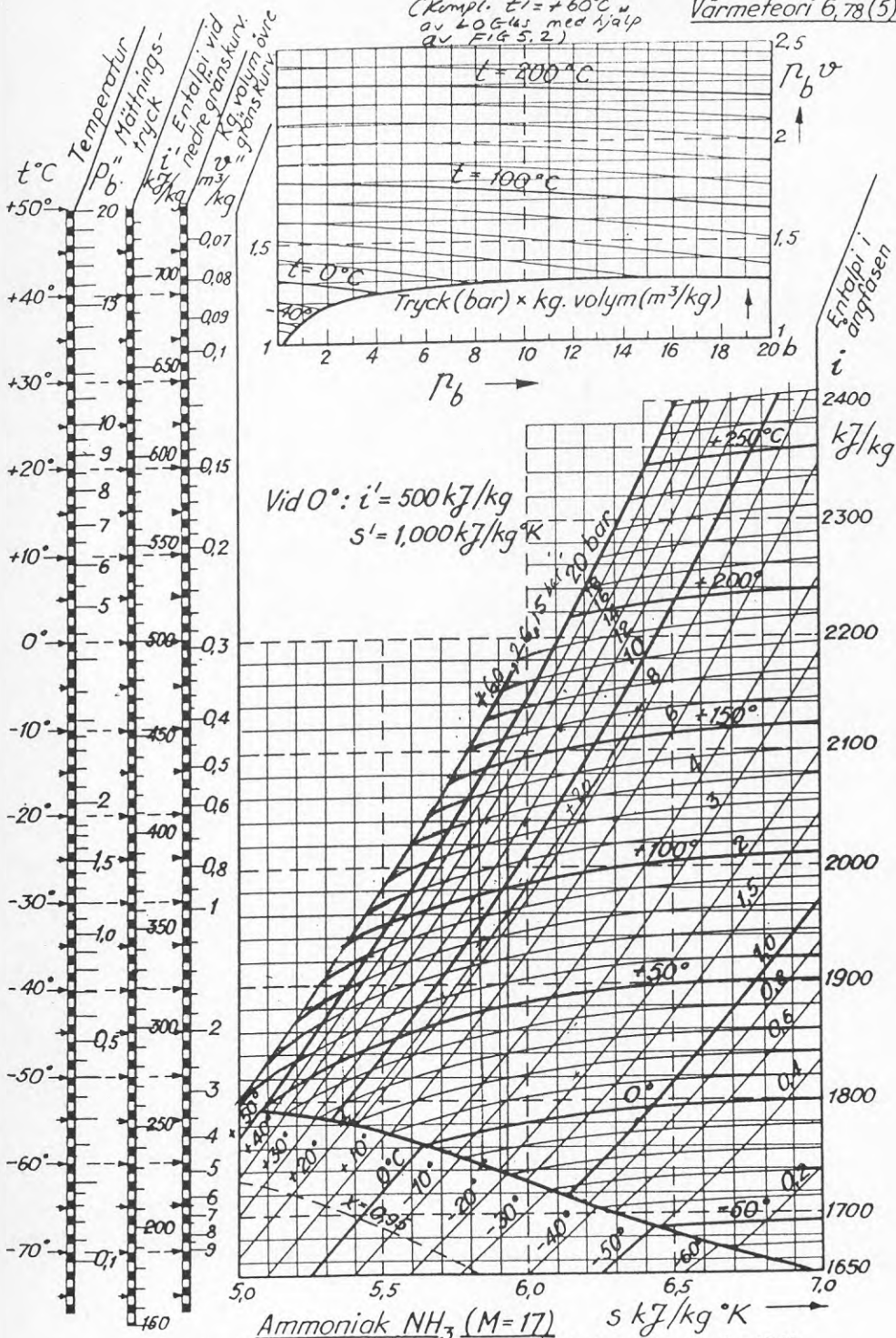


FIG 5.3.

Ur Mats Bäckström
 (Kompl. $t_1 = +60^\circ\text{C}$
 av LOG 45 med hjälp
 av FIG 5.2)

Kylteknik 10.31(3)
 Värmeteori 6,78(5)N



Institution Kylteknik, Kungl. Tekn. Högskolan, Stockholm 1949
 Värden beräknade ur tabeller och diagram byggda på Bureau of Standards,
 Washington samt J. Kuprianoff.

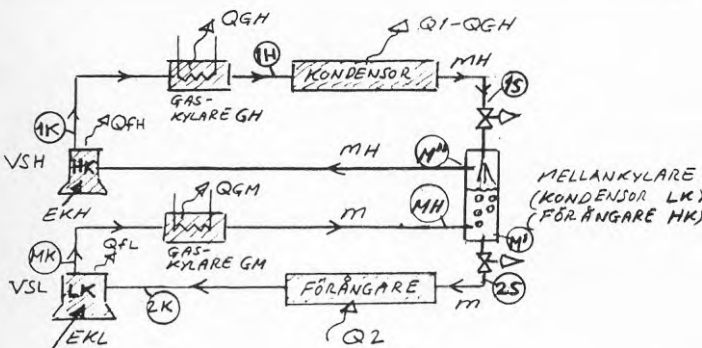
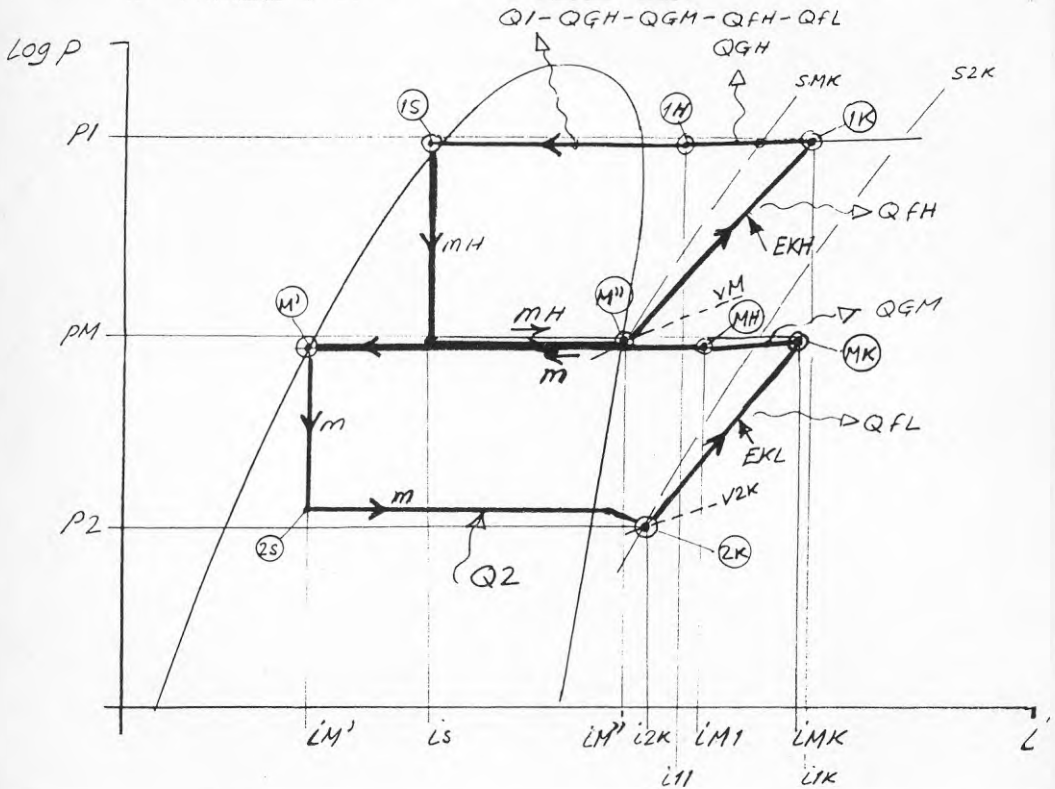
Tabell för ammoniak (NH₃)

(Omarbetad från "Kältemaschinen-Regeln", 1950)

Temp. °C	Tryck p bar	Rymlighet		Entalpi	
		v' dm ³ /kg	v'' m ³ /kg	i' kJ/kg	i'' kJ/kg
-75	0,0750	1,368	12,89	168,8	1645,1
-70	0,1092	1,3788	9,009	189,7	1654,4
-68	0,1262	1,3832	7,870	198,1	1658,1
-66	0,1456	1,3876	6,882	206,5	1661,5
-64	0,1673	1,3920	6,044	215,3	1665,2
-62	0,1916	1,3965	5,324	223,7	1668,6
-60	0,2190	1,4010	4,699	232,0	1672,4
-58	0,2494	1,4056	4,161	240,8	1675,7
-56	0,2833	1,4103	3,693	249,6	1679,5
-54	0,3209	1,4150	3,288	258,0	1682,8
-52	0,3626	1,4197	2,933	266,4	1686,2
-50	0,4088	1,4245	2,623	275,2	1689,5
-48	0,4596	1,4293	2,351	283,9	1692,9
-46	0,5155	1,4242	2,112	292,3	1696,2
-44	0,5768	1,4392	1,901	301,1	1699,6
-42	0,6441	1,4442	1,715	309,9	1702,9
-40	0,7177	1,4493	1,550	319,1	1706,3
-39	0,7570	1,4519	1,4752	323,4	1705,9
-38	0,7980	1,4545	1,4045	327,8	1709,5
-37	0,8408	1,4571	1,3377	332,3	1711,2
-36	0,8854	1,4597	1,2746	336,7	1712,8
-35	0,9320	1,4623	1,2151	341,2	1714,4
-34	0,9806	1,4649	1,1589	345,7	1715,9
-33	1,0312	1,4676	1,1058	350,1	1717,5
-32	1,0839	1,4703	1,0555	354,6	1719,1
-31	1,1386	1,4730	1,0080	359,1	1720,6
-30	1,1955	1,4757	0,9630	363,6	1722,2
-29	1,254	1,4784	0,9204	368,1	1723,8
-28	1,316	1,4811	0,8801	372,5	1725,3
-27	1,380	1,4839	0,8418	377,0	1726,8
-26	1,446	1,4867	0,8056	381,5	1728,3
-25	1,516	1,4895	0,7712	386,0	1729,8
-24	1,588	1,4923	0,7386	390,5	1731,3
-23	1,662	1,4951	0,7076	395,0	1732,7
-22	1,740	1,4980	0,6782	399,5	1734,2
-21	1,820	1,5008	0,6502	404,9	1735,7
-20	1,903	1,5037	0,6236	408,6	1737,1
-19	1,988	1,5066	0,5983	413,1	1738,5
-18	2,076	1,5096	0,5742	417,6	1739,9
-17	2,168	1,5125	0,5513	422,2	1741,3
-16	2,264	1,5155	0,5295	426,7	1742,7
-15	2,363	1,5185	0,5087	431,3	1744,0
-14	2,465	1,5215	0,4889	435,9	1745,4
-13	2,570	1,5245	0,4700	440,4	1746,7
-12	2,679	1,5276	0,4520	444,9	1748,0
-11	2,792	1,5307	0,4348	449,5	1749,3
-10	2,909	1,5338	0,4184	454,1	1750,5
-9	3,029	1,5369	0,4028	458,6	1751,8
-8	3,154	1,5400	0,3828	463,2	1753,0
-7	3,282	1,5432	0,3735	467,8	1754,3
-6	3,414	1,5464	0,3599	472,4	1755,5
-5	3,549	1,5496	0,3469	477,0	1756,7
-4	3,688	1,5528	0,3344	481,5	1757,9
-3	3,833	1,5561	0,3225	486,1	1759,0
-2	3,982	1,5594	0,3111	490,7	1760,2
-1	4,136	1,5627	0,3002	495,3	1761,3
0	4,294	1,5660	0,2897	500,0	1762,5

Temp. °C	Tryck p bar	Rymlighet		Entalpi	
		v' dm ³ /kg	v'' m ³ /kg	i' kJ/kg	i'' kJ/kg
+1	4,457	1,5694	0,2797	504,6	1763,5
+2	4,625	1,5727	0,2700	509,2	1764,6
+3	4,798	1,5761	0,2608	513,9	1765,7
+4	4,975	1,5796	0,2520	518,5	1766,8
+5	5,158	1,5831	0,2435	523,2	1767,8
+6	5,345	1,5866	0,2353	527,8	1768,8
+7	5,538	1,5901	0,2275	532,5	1769,8
+8	5,736	1,5936	0,2200	537,1	1770,7
+9	5,940	1,5972	0,2128	541,8	1771,7
+10	6,150	1,6008	0,2058	546,5	1772,6
+11	6,365	1,6045	0,1992	551,2	1773,6
+12	6,585	1,6081	0,1927	555,9	1774,4
+13	6,812	1,6118	0,1866	560,6	1775,3
+14	7,044	1,6156	0,1806	565,3	1776,2
+15	7,284	1,6193	0,1749	570,0	1777,0
+16	7,529	1,6231	0,1694	574,7	1777,8
+17	7,780	1,6270	0,1642	579,5	1778,6
+18	8,038	1,6308	0,1591	584,2	1779,4
+19	8,302	1,6347	0,1542	588,9	1780,2
+20	8,572	1,6386	0,1494	593,7	1780,9
+21	8,850	1,6426	0,1449	598,5	1781,6
+22	9,134	1,6466	0,1405	603,2	1782,3
+23	9,425	1,6507	0,1363	608,0	1783,0
+24	9,724	1,6546	0,1322	612,8	1783,7
+25	10,028	1,6588	0,1283	617,6	1784,4
+26	10,340	1,6630	0,1245	622,4	1784,9
+27	10,660	1,6672	0,1209	627,2	1785,5
+28	10,988	1,6714	0,1174	632,1	1786,1
+29	11,323	1,6757	0,1140	636,9	1786,7
+30	11,665	1,6800	0,1107	641,7	1787,2
+31	12,015	1,6844	0,1075	646,5	1787,7
+32	12,373	1,6888	0,1045	651,4	1788,2
+33	12,740	1,6932	0,1015	656,3	1788,7
+34	13,116	1,6977	0,0986	661,1	1789,1
+35	13,499	1,7023	0,0959	666,0	1789,5
+36	13,892	1,7069	0,0932	670,9	1789,8
+37	14,292	1,7115	0,0906	675,8	1790,2
+38	14,701	1,7162	0,0881	680,7	1790,5
+39	15,117	1,7209	0,0857	685,6	1790,8
+40	15,544	1,7257	0,0833	690,6	1791,1
+41	15,979	1,7305	0,0810	695,5	1791,4
+42	16,424	1,7354	0,0788	700,5	1791,6
+43	16,878	1,7404	0,0767	705,4	1791,9
+44	17,341	1,7454	0,0746	710,3	1792,0
+45	17,814	1,7504	0,0726	715,3	1792,1
+46	18,298	1,7555	0,0707	720,3	1792,3
+47	18,791	1,7607	0,0688	725,3	1792,4
+48	19,293	1,7659	0,0670	730,3	1792,4
+49	19,805	1,7712	0,0652	735,3	1792,5
+50	20,327	1,7775	0,0635	740,2	1792,6
+52	21,41	1,788	0,0602	750,4	1792,8
+54	22,53	1,800	0,0572	760,4	1793,0
+56	23,68	1,812	0,0543	770,5	1793,0
+58	24,88	1,825	0,0515	780,9	1792,5
+60	26,15	1,838	0,0489	791,4	1792,1
+62	27,44	1,851	0,0464	802,3	1791,7
+64	28,79	1,864	0,0441	813,2	1791,9
+66	30,18	1,877	0,0420	824,1	1789,6
+68	31,63	1,891	0,0399	835,0	1788,3
+70	33,12	1,905	0,0379	836,3	1786,7

TVÅSTEGSKOMPRESION - KYLPROCESS (JFR. FIG.5.1)



Analogt FIG 5.1. ;
 Kyleffekt = $D:0$ för LK =
 $= Q_2 = m \cdot (i_{2K} - i_{1M'})$
 $E_{KL} = m \cdot (i_{1K} - i_{2K}) + Q_{FL}$
 $m = \eta_{SL} \cdot V_{SL} / v_{2K}$

$m \cdot (i_{1M} - i_{1M'}) = m_H \cdot (i_{1M''} - i_{1S})$
 $\rightarrow m_H = m \cdot (i_{1M} - i_{1M'}) / (i_{1M''} - i_{1S})$
 $Q_{GM} = m \cdot (i_{1M} - i_{1M'})$
 $\rightarrow i_{1M} = i_{1M'} + Q_{GM} / m$

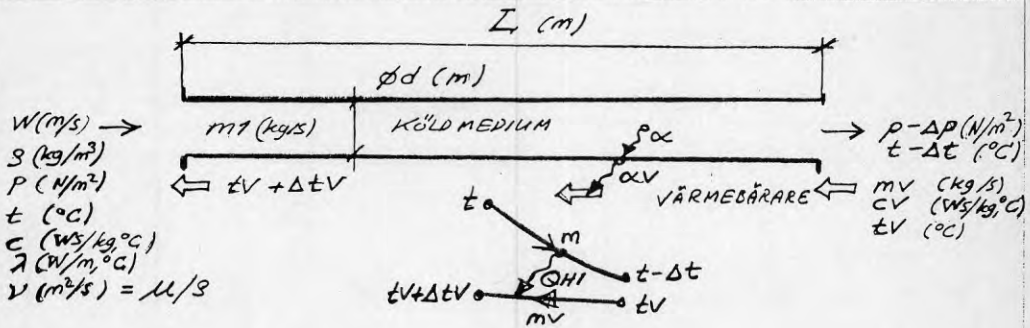
Kyleffekt för HK =
 $= Q_M = m_H \cdot (i_{1M''} - i_{1S}) =$
 $= Q_2 + E_{KL} - Q_{FL} - Q_{GM}$
 $E_{KH} = m_H \cdot (i_{1K} - i_{1M''}) + Q_{FH}$
 $m_H = \eta_{SH} \cdot V_{SH} / v_M$
 $\rightarrow V_{SH} = m_H \cdot v_M / \eta_{SH}$
 $Q_{GH} = m_H \cdot (i_{1K} - i_{1H})$

$Q_1 = Q_2 + E_{KL} + E_{KH}$

- Beräkning av i_{1M} och i_{1K} sker analogt med metod enligt FIG 5.1.
- $\eta_{SL} = 0,95 - 0,04 \cdot P_M / P_2$, $\eta_{SH} = 0,95 - 0,04 \cdot P_1 / P_M$ för större NH₃-kol-kompressorer



GASKYLARE DIMENSIONERING, se även FIG 7.5.



Per köldmedietub av totalt n st:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_l = m/n = \rho \cdot W \cdot d^2 \cdot \pi / 4 \\ m_l \cdot c \cdot \Delta t = m_l V \cdot c_V \cdot \Delta t_V = k \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot \nu = Q_{HI} \\ k = 1 / (1/\alpha_V + 1/\alpha) \\ \nu = (\Delta t - \Delta t_V) / \ln((t - t_V - \Delta t_V) / (t - t_V - \Delta t)) \\ \alpha = 0,023 \cdot \lambda \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} / d \quad \text{om } Re > 3000 \\ Re = W \cdot d / \nu, \quad Pr = \mu c / \lambda \\ \Delta p = f_l \cdot \rho \cdot W^2 \cdot L / d \\ f_l = 0,16 / Re^{0,25} \quad \text{om } Re > 3000 \end{array} \right.$$

Total värmeväxlingsyta $AH = n \cdot \pi \cdot d \cdot L$

För gaskylare ammoniak till vatten:

$$\begin{aligned} \alpha_V &\approx 3000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \\ \Delta t &\gg \Delta t_V \text{ antas, varvid } \nu \approx \Delta t / \ln((t - t_V) / (t - t_V - \Delta t)) \\ \text{och} \\ \Delta t &= (t - t_V) \cdot (1 - 1/e^{k \cdot \pi \cdot d \cdot L / m_l \cdot c}) = \\ &= (t - t_V) \cdot (1 - 1/e^{4 \cdot k \cdot L / c \cdot \rho \cdot W \cdot d}) \end{aligned}$$

"Ekonomiskt" $\Delta p \sim 5000 \text{ N/m}^2 \triangleq 0,08^\circ\text{C} \Delta t_l$ vid $t_l = +60^\circ\text{C}$
 $\triangleq 0,2^\circ\text{C} \Delta t_l$ vid $t_l = +20^\circ\text{C}$

För $t_l = +60^\circ\text{C}$ och $t - \Delta t/2 = +90^\circ\text{C}$: $\lambda = 0,031$
 $\rho = 17$
 $\mu = \nu \cdot \rho = 13 \cdot 10^{-6} \text{ (kg/s, m)}$
 $C = 3200$

För $t_l = +20^\circ\text{C}$ och $t - \Delta t/2 = +90^\circ\text{C}$: $\lambda = 0,031$
 $\rho = 5$
 $\mu = \nu \cdot \rho = 13 \cdot 10^{-6}$
 $C = 2500$

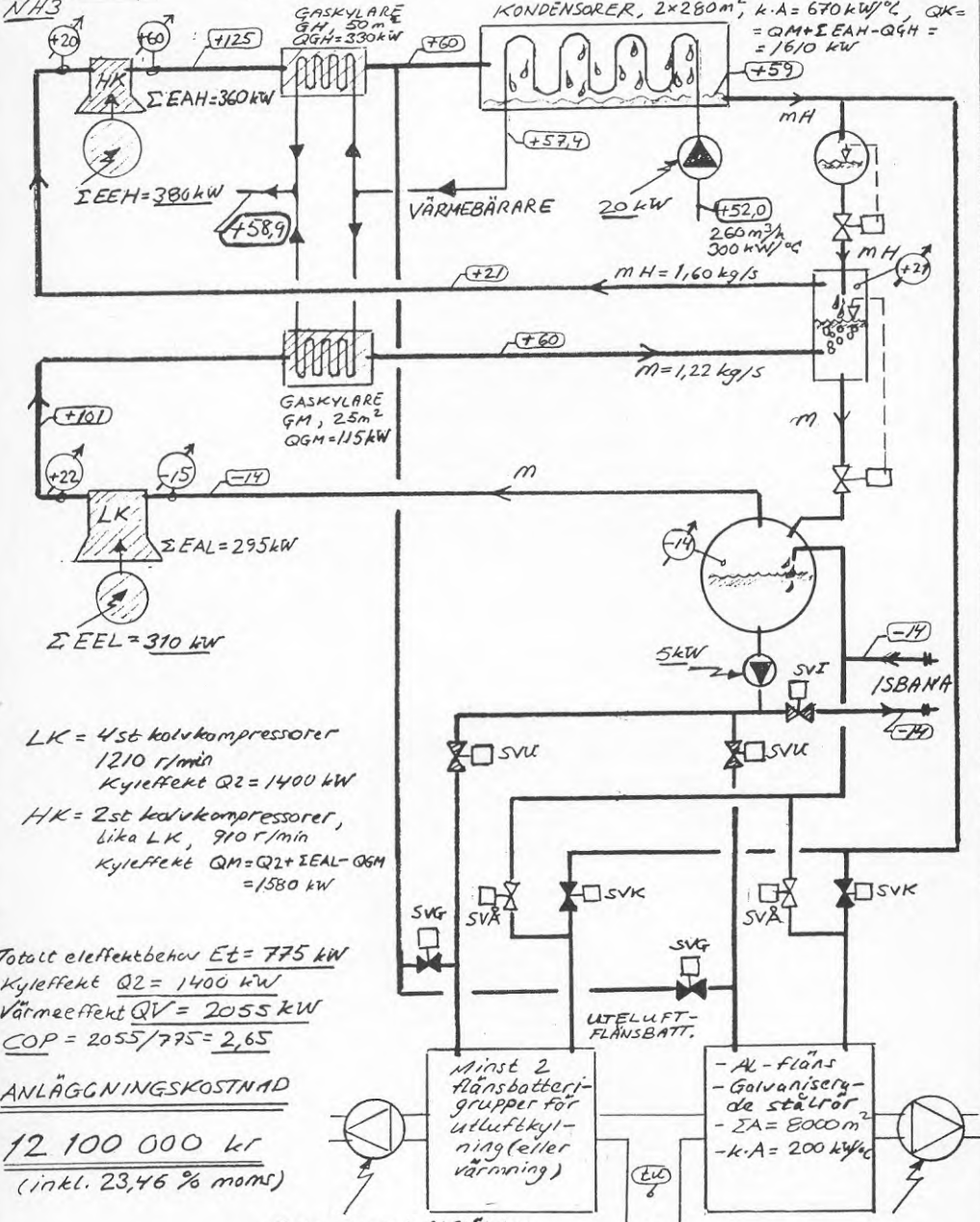
Med $d = 15 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$ erhålls för dessa båda fall
 $\alpha \approx 150 \cdot W^{0,8} \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$



ARI SIDI PROJ **KYLANLÄGGNING MED VÄRMEÅTERTVINNINGSGH VÄRMEPUMPDRIFT - DIMENSIONERANDE DRIFTFALL**

Alt. VPD

⊙ = mätningstemp. ○ = temp.



LK = 4st kylkompressorer
1210 r/min
Kylteffekt $Q_2 = 1400 \text{ kW}$
HK = 2st kylkompressorer,
lika LK, 910 r/min
Kylteffekt $Q_M = Q_2 + \Sigma EAL - Q_{GM}$
 $= 1580 \text{ kW}$

Totalt elftektbehov $E_t = 775 \text{ kW}$
Kylteffekt $Q_2 = 1400 \text{ kW}$
Värmeeffekt $Q_V = 2055 \text{ kW}$
 $COP = 2055 / 775 = 2,65$

ANLÄGGNINGSKOSTNAD

12 100 000 kr
(inkl. 23,46 % moms)

$\Sigma 10 \text{ st uteluftfläktar}$
 $\dot{Q} = 60 \text{ kW}$

UTELUFT
 $\Sigma 180 \text{ m}^3/\text{s} \approx c \cdot a = 300 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
(Vid $t_U = -4^\circ\text{C}$ kan kylteffekt
 1400 kW upptas av batterier)

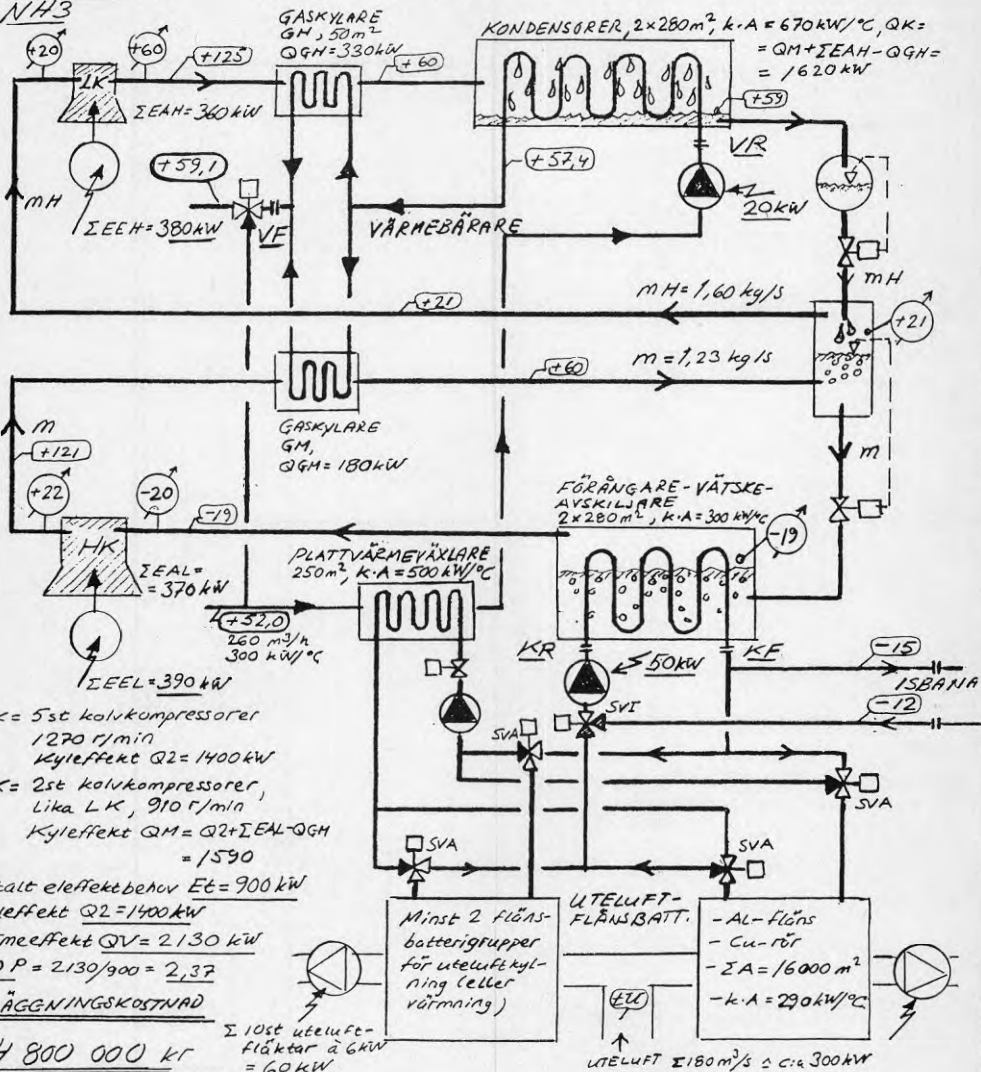


KYLANLÄGGNING MED VÄRMEÅTERTVINNINGSG- OCH VÄRMEPUMDRIFT
- DIMENSIONERANDE DRIFTFALL

Alt. VPI.

⊙ = mätningstemp, ○ = temp.

NH3



LK = 5st kolvkompressorer
1270 r/min
Kyl-effekt $Q_2 = 1400 \text{ kW}$
HK = 2st kolvkompressorer,
lika LK, 910 r/min
Kyl-effekt $Q_M = Q_2 + \Sigma EA_L - Q_{GH} = 1590$

Totalt elfeffektbehov $E_t = 900 \text{ kW}$
Kyl-effekt $Q_2 = 1400 \text{ kW}$
Värmeeffekt $Q_V = 2130 \text{ kW}$
 $COP = 2130/900 = 2,37$

ANLÄGGNINGSKOSTNAD

14 800 000 kr
(inkl. 23,46% moms)

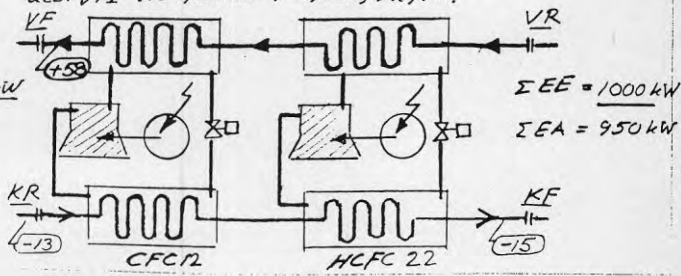
Alt. VFI.

Inkopplingspunkter till köld- och värmebäraressystem enligt alt. VFI vid punkter KR, KF, VR, VF.

En CFC12-aggregat
En HCFC22-aggregat
Totalt elfeffektbehov $E_t = 1130 \text{ kW}$
Kyl-effekt $Q_2 = 1500 \text{ kW}$
Värmeeffekt $Q_V = 2450 \text{ kW}$
 $COP = 2450/1130 = 2,17$

ANLÄGGNINGSKOSTNAD

14 200 000 kr
(inkl. 23,46% moms)



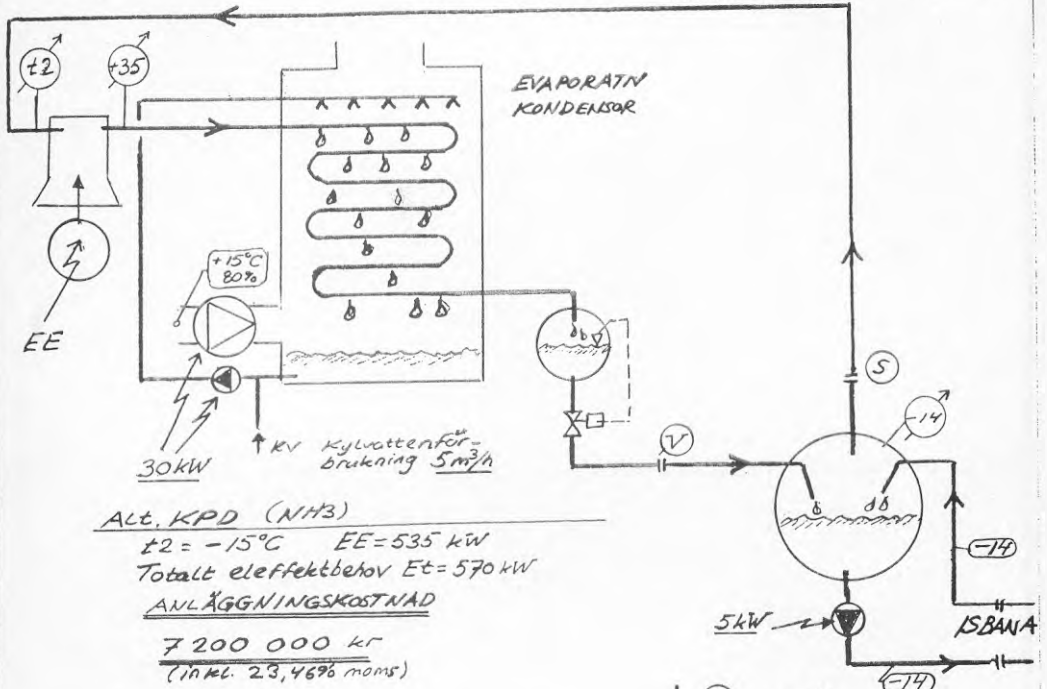
ARI SDF-PROJ

KYLANLÄGGNING FÖR EX.VIS ISBANA - DIMENSIONERANDE DRIFTFALL

○ = mätningstemp.
□ = temp.

Kyleffekt $Q_2 = 1600 \text{ kW}$

För utföranden enligt FIG. 7.1-2. kan kyleffekten höjas från 1400 till 1600 kW vid kondensorkylning till uteluft.



Alt. KPD (NH3)

$t_2 = -15^\circ\text{C}$ $EE = 535 \text{ kW}$
Totalt eleffektbehov $E_t = 570 \text{ kW}$

ANLÄGGNINGSKOSTNAD

7 200 000 kr
(inkl. 23,46% moms)

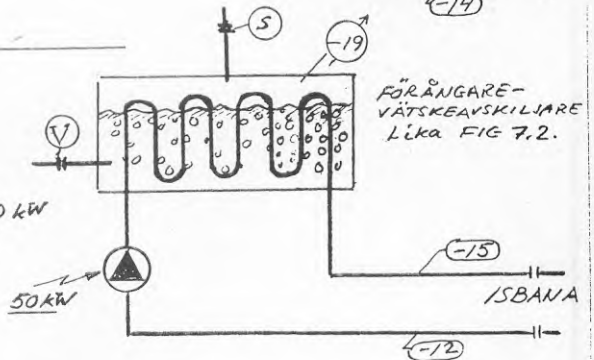
Alt. KPI (NH3)

Köldmediesystem Lika
KPD från anslutnings-
punkter (V) och (S).

$t_2 = -20^\circ\text{C}$ $EE = 620 \text{ kW}$
Totalt eleffektbehov $E_t = 700 \text{ kW}$

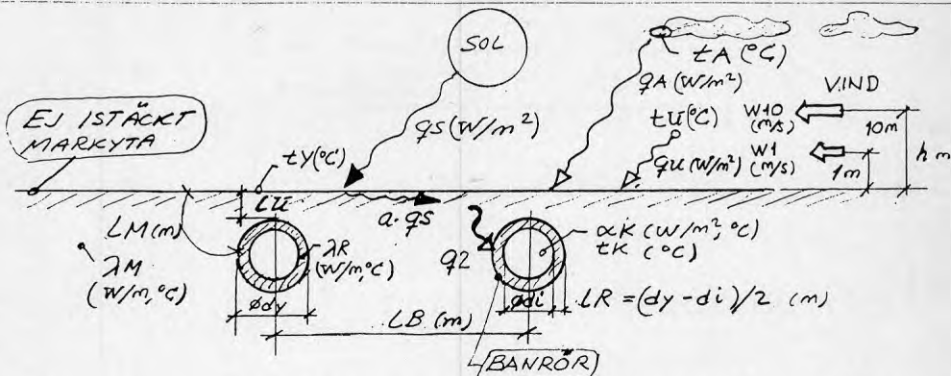
ANLÄGGNINGSKOSTNAD

7 900 000 kr
(inkl. 23,46% moms)





ISBANA - VÄRMEKÄLLA



Värmebalans: $a \cdot q_s + q_A + q_U = k_M \cdot (t_Y - t_K) = q_2 =$ kyl effekt från kyl-
anläggning, sjunker med ca 4% per °C t_K -sänkning

$a \approx 0,8$ för gräs, stenmjöl etc.

$$q_A = \alpha_A \cdot (t_A - t_Y)$$

$t_A \approx t_U - 15^\circ\text{C}$ vid klart väder
 $t_A \approx t_U$ vid lågt liggande, tjocka moln
 $\alpha_A \approx 4 \text{ (W/m}^2\cdot^\circ\text{C)}$

$$q_U = \alpha_U \cdot (1+f) \cdot (t_U - t_Y)$$

$$\alpha_U \approx 2 \cdot W_{10}^{0,8} \text{ (W/m}^2\cdot^\circ\text{C)} \quad \text{wh} \approx W/h^{0,2}$$

$$\approx 3 \cdot W^{0,8} \text{ (W/m}^2\cdot^\circ\text{C)}$$

$$f = 2,9 \cdot (x_U - x_Y) / (t_U - t_Y) \approx 1 \text{ normalt}$$

$t_U =$ utlufttemp.

$x_U =$ utluftens fuktinnehåll (g/kg)

$x_Y =$ mätnadsfuktinnehåll för

luft vid marktemp. t_Y (g/kg)

$x_U < x_Y$ ger $f = 0$ vid torrt mark.

$$k_M = 1 / [L_M / (\alpha_M \cdot \lambda_M) + L_R / (\alpha_R \cdot \lambda_R) + 1 / (\alpha_K \cdot \alpha_K)] \text{ (W/m}^2\cdot^\circ\text{C)}$$

$$L_M \approx L_U + 0,5 \cdot d_y + 0,2 \cdot L_B \quad \alpha_M \approx \sqrt{\pi \cdot d_y / L_B}$$

$$\alpha_R \approx \alpha_K = \pi \cdot d_i$$

$$\alpha_K = 500 \text{ till } 1500 \text{ (W/m}^2\cdot^\circ\text{C)}$$

Ur ovanstående ekvationer erhålls:

$$t_Y = [a \cdot q_s + k_M \cdot t_K + \alpha_A \cdot t_A + \alpha_U \cdot (1+f) \cdot t_U] / [k_M + \alpha_A + \alpha_U \cdot (1+f)]$$

$$t_K = [a \cdot q_s + \alpha_A \cdot t_A + \alpha_U \cdot (1+f) \cdot t_U - (q_2 / k_M) \cdot (\alpha_A + \alpha_U \cdot (1+f) + k_M)] / [\alpha_A + \alpha_U \cdot (1+f)]$$

EXEMPEL $L_B = 0,100$ $d_y = 0,025$ $d_i = 0,020$ $\alpha_K = 1000$ $\alpha_M \approx 0,9$ $\alpha_R \approx \alpha_i = 0,7$

a) Stålrör i stenmjöllyta $L_U = 0$ $L_M \approx 0,04$ $\lambda_M = 2$ $\lambda_R = 40$

$$\text{ger } k_M \approx 40 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

b) Plaströr i asfalt eller
spårad asfalt med sand-
fyllt konstgräs ovanför

$$L_U = 0,02$$

$$L_M \approx 0,06$$

$$\lambda_M = 1,5$$

$$\lambda_R = 0,2$$

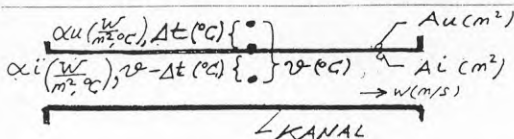
$$\text{ger } k_M \approx 16 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

Fall a) Klar natt, $t_U = +5$, $t_A = -10$, $q_s = 0$, $f = 1$, $\alpha_A = 4$ $W_{10} = 2$ som ger $\alpha_U = 3$
ger $t_K = -1 - 0,13 \cdot q_2$, $q_2 = 150 \text{ W/m}^2$ medför $t_K = -21^\circ\text{C}$

Klar dag, som ovan men $a \cdot q_s = 0,8 \cdot 300 = 240$ som dagsmedelvärde
i april ger $t_K = 23 - 0,13 \cdot q_2$, $q_s = 250 \text{ W/m}^2$ medför $t_K = -10^\circ\text{C}$

Fall b) Detta ger betydligt lägre t_K än fall a), k_M är mindre.

VÄRMETRANSPORTER - VÄRMEVÄXLARE, se även FIG 6.1.



NH3 = Ammoniak

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T = \alpha_u \cdot A_u \cdot \Delta T = \alpha_i \cdot A_i \cdot (T_2 - \Delta T) = \text{värmetransport (W)}$$

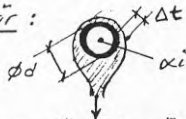
$$A_u/A = a_u \quad A_i/A = a_i \rightarrow k = 1 / (1/\alpha_i \cdot a_i + 1/\alpha_u \cdot a_u) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{°C})$$

I. Entasströmning, gas eller vätska, i kanal: $Nu \approx 0,23 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$, $Re > 3000$

- $Nu = \alpha \cdot d / \lambda$ $Re = w \cdot d / \nu$ $Pr = \mu \cdot c / \lambda = g \cdot \nu \cdot c / \lambda$
- λ = värmeledningsstal (W/m, °C)
- d = hydraulisk diameter (m) = diameter för rör
- w = strömningshastighet i kanal (m/s)
- ν = kinematisk viskositet (m²/s), μ = dynamisk viskositet = $g \cdot \nu$
- g = densitet (kg/m³)
- c = värmekapacitet (Ws/kg, °C)

$\rightarrow \alpha_u \approx 0,23 \cdot \lambda \cdot (w/\nu)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} / d^{0,2}$, ungefär lika α för gaserna NH3, CFC12 och HCFC22 men för NH3-vätska c är 3ggr högre än för CFC12- och HCFC22-vätska, huvudsakligen på grund av c är 4ggr större λ i vätskefasen.

II. Kondensering på rör:

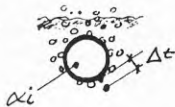


$$Q = \alpha_u \cdot A_u \cdot \Delta T$$

$$\alpha_u \approx 0,7 \cdot \left(\frac{\lambda^3 \cdot \Gamma \cdot g \cdot \rho}{\nu \cdot \mu \cdot d \cdot \Delta T} \right)^{0,25}$$

λ, g, ν enligt ovan gällande vätskefas, Γ = kok- och kondensationsvärme (Ws/kg), g = gravitationskonstant, på havsnivå = $9,81 \text{ (m/s}^2)$, N = antal rör i vertikal linje
 α_u för NH3 ungefär 3 gånger större än för CFC12 och HCFC22, huvudsakligen på grund av c är 4ggr större λ och c är 5ggr större Γ .

III. Kokning på rör:

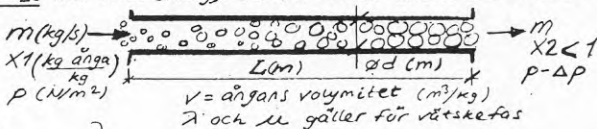


$$Q = \alpha_u \cdot A_u \cdot \Delta T \quad \alpha_u \approx C \cdot \Delta T^2$$

Ångtryck (bar) =	1	2	3	4	6
NH3 : C =	43	91	120	180	420
CFC12, HCFC22: C =	16	33	47	64	190

Enligt ekv. ovan erhålls $\Delta T^3 / (\nu \cdot \Delta T) = \alpha_i \cdot a_i / a_u \cdot C$ ger ΔT och α_u
 Vid givet ΔT har NH3 c är 3ggr större α_u än CFC12 och HCFC22.

IV. Kokning i rör:



$$T_1 \cdot (X_2 - X_1) = \Delta L \quad (\text{Ws/kg})$$

$$m \cdot \Delta L = \alpha_i \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot d \cdot L = Q \quad (\text{W})$$

$$\alpha_i \approx 10^{-3} \cdot \sqrt{\Delta L / L} \cdot g \cdot m \cdot \lambda / \mu \cdot d^2$$

$$\text{ger } \left\{ \begin{array}{l} L = 6 \cdot 10^5 \cdot \Delta L \cdot (\mu \cdot d / \lambda \cdot \Delta T)^2 \\ \Delta T = 800 \cdot \mu \cdot d \cdot \sqrt{\Delta L \cdot L} / \lambda \end{array} \right. \text{ med } g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Medelberoende $\Delta L \cdot (\mu/\lambda)^2$, exempel:

$$E2 = -10^\circ\text{C koktemperatur } X_2 - X_1 = 1$$

$$\text{NH3 : } \Delta L \cdot (\mu/\lambda)^2 = 280 \cdot 10^6$$

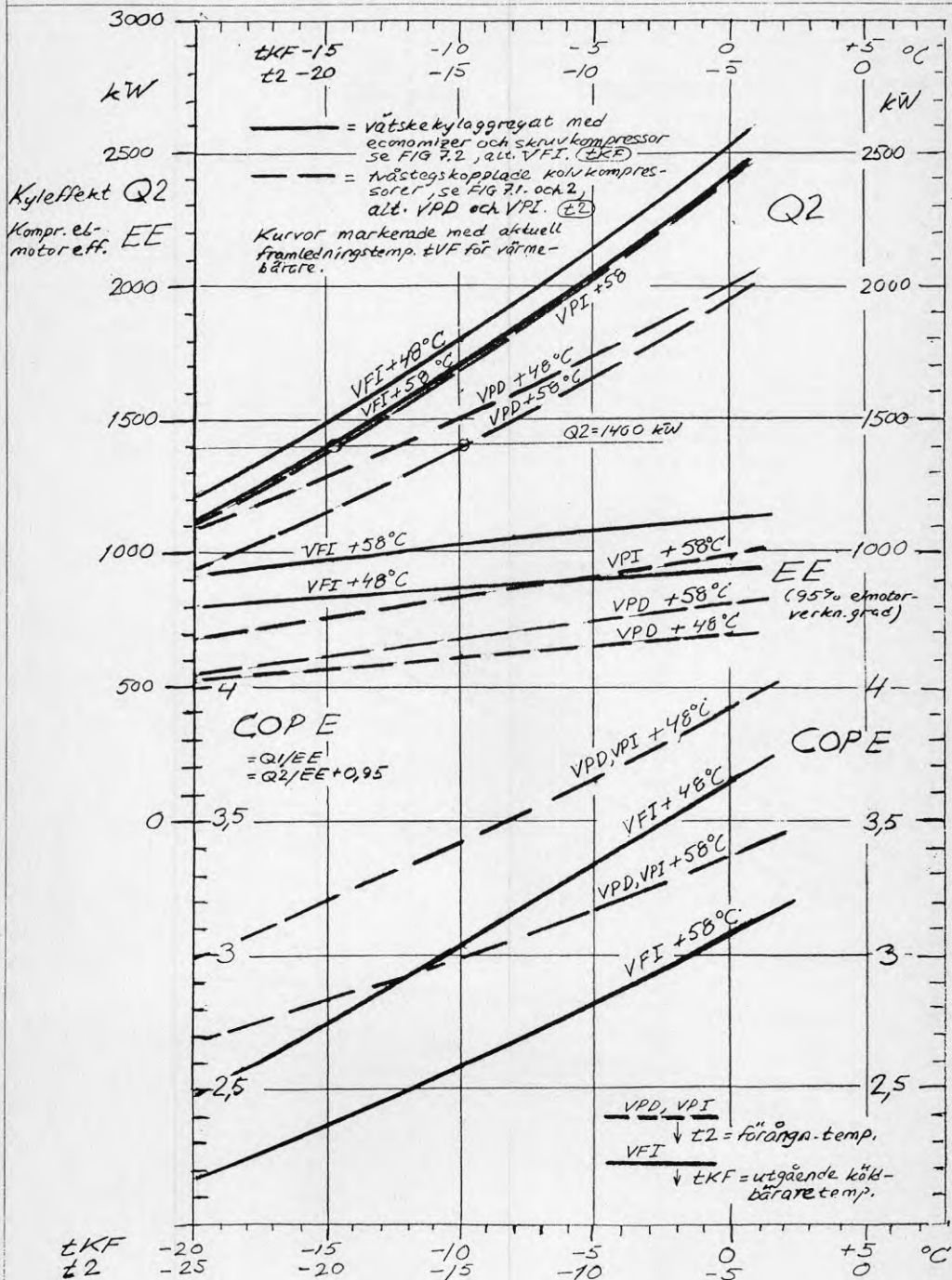
$$\text{HCFC22 : } \quad \quad \quad = 1160 \cdot 10^6$$

betyder att NH3 har c är 4ggr större α_i vid givet ΔT



ARI NDE PROJ

PRESTANDA FÖR OLIKA ANLÄGGNINGSLTERNATIV, se FIG 7.1. och 2.

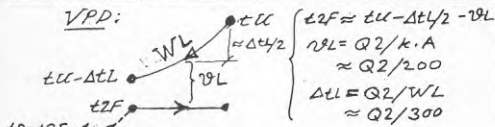




PRESTANDA FÖR OLIKA ANLÄGGNINGSSALTERNATIV VID UTELUFT-VÄRMEPUMPDRIFT OCH UTETEMPERATUR t_{LU}

- Anläggningssalternativ, se FIG 7.1., 2. och 3., VPD, VPI och VFI, med grundprestanda enligt FIG 7.6.
- Värmebätares framledningstemp. t_{VF} = +58°C
- Värmeeffekt $Q_V = a \cdot Q_I - 30 = 0,93(Q_2 + 0,95 \cdot EE) - 30$ (kW), se FIG 7.6.
 Faktor a = 0,93 på grund av påfrostning och avfrostningsvärmebehov. Nettovärmeöverföring 30 kW på grund av värmeöverluster från varma apparatdelar i köldmediesystem, c:a 45 kW, minus värmebätarepumpens "arbetsvärme" till värmebätare, c:a 15 kW.
- Samband mellan t₂, för alla VPD och VPI, och t_{KF} för alla VFI och t_{LU} med dimensioneringsdata enligt FIG 7.1. och 2.:

VPD:

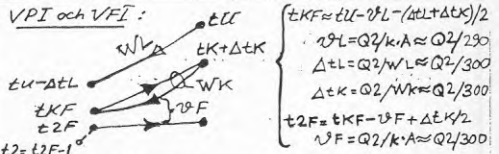


$$t_2 = t_{2F} - 1$$

$$\rightarrow t_2 = t_{2F} - 1 = t_{LU} - Q_2 \cdot (1/600 + 1/200) - 1 = t_{LU} - Q_2/150$$

$$Q_2 = f(t_2), \text{ se FIG 7.6. } t_2 \rightarrow Q_2 \rightarrow t_{LU} = t_2 + 1 + Q_2/150$$

VPI och VFI:



$$t_{KF} = t_{LU} - \Delta t_L - (\Delta t_L + \Delta t_K)/2$$

$$\Delta t_L = Q_2/k.A \approx Q_2/250$$

$$\Delta t_K = Q_2/W.K \approx Q_2/300$$

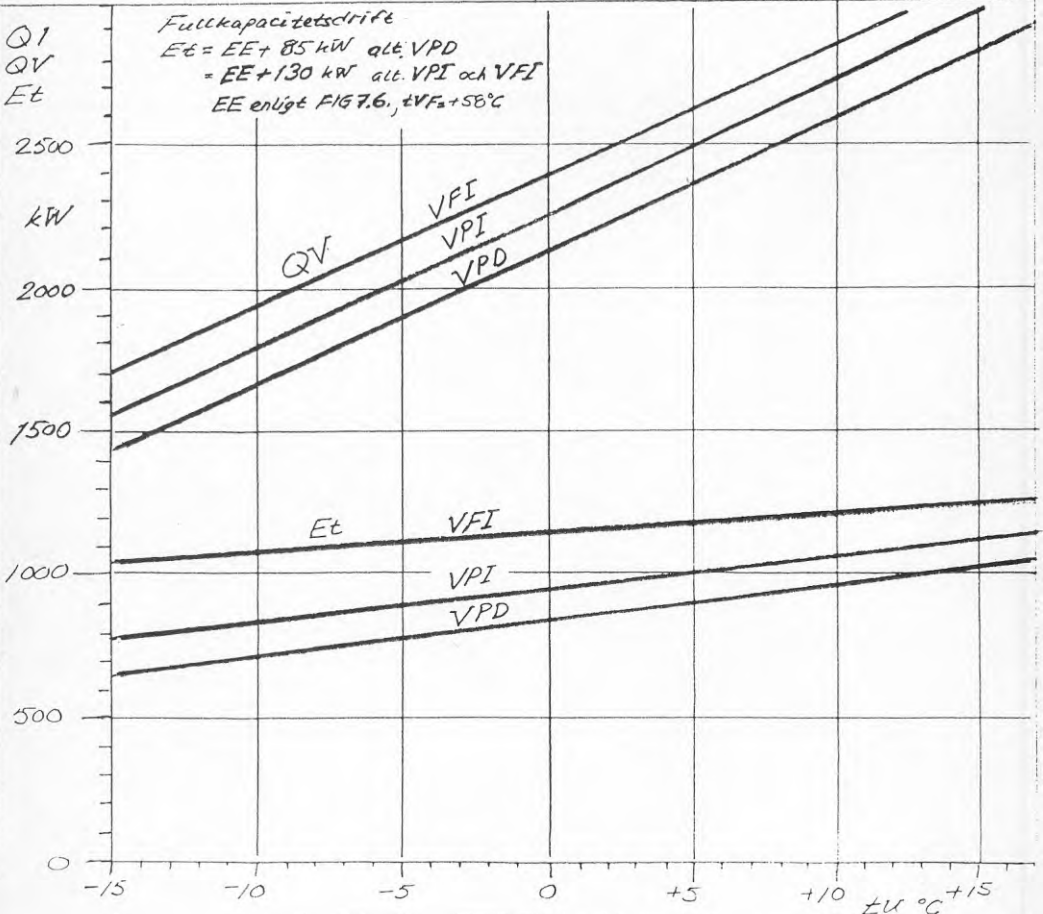
$$\Delta t_L = Q_2/W.K \approx Q_2/300$$

$$t_{2F} = t_{KF} - \Delta t_{VF} + \Delta t_{K/2}$$

$$\Delta t_{VF} = Q_2/k.A \approx Q_2/300$$

$$\rightarrow t_{KF} = t_{LU} - Q_2/150 \quad t_2 = t_{LU} - 1 - Q_2/120$$

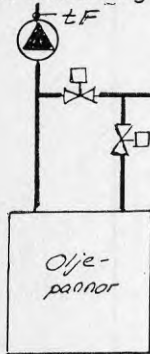
$$Q_2 = f(t_2) \text{ för VPI och } Q_2 = f(t_{KF}) \text{ för VFI, se FIG 7.6.}$$



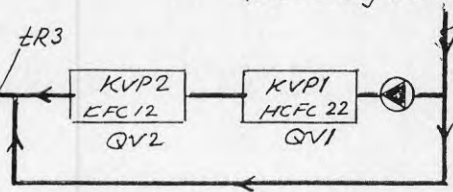


VÄRMEBEHOV - PRAKTIKFALL NORRTÄLJE BANDYISBANA

Framledning till undercentraler



Returledning från undercentraler



KVP1 och 2 = Befintliga kyl-värmepumpar för ishockeyhall med samma driftprinciper som beskrivits i avsnitt 7.2. Anläggningen har varit i helautomatisk drift sedan oktober 1988. Kölmedium är HCFC22 och CFC12.

KVP3 = Kyl-värmepump enligt något av alternativen VFI, VPI eller VPD i FIG 7.1. och 2.

Q_{V1}, Q_{V2}, Q_{V3} = Värmeeffekt från KVP1, KVP2 resp KVP3.

t_u = utetemperatur

Q_B = dygnsmedelvärde för värmebehov.

ALLMÄNT

$$t_F = t_{F0} \text{ för } t_U > t_{U0} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_F = t_{F0} - b \cdot t_U \text{ för } t_U < t_{U0}$$

$$Q_B = A - B \cdot t_U \text{ (kW) för } t_U < t_{UR}$$

$$Q_B = C \text{ (kW) för } t_U > t_{UR}$$

$$t_{ER} = t_F - Q_B/W \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_{R3} = t_{ER} + (Q_{V2} + Q_{V1})/W$$

$$t_{F3} = t_{R3} + Q_{V3}/W = t_F - (Q_B - Q_{V3} - Q_{V2} - Q_{V1})/W$$

PRAKTIKFALL NORRTÄLJE - Efter inbörmsning av vissa undercentraler.

$$t_{F0} = +57^\circ\text{C} \quad t_{U0} = 0^\circ\text{C}$$

$$b = 1$$

$$t_{UR} = +14^\circ\text{C}$$

$$A = 3000 \quad B = 150 \quad C = 700$$

$$W = 300 \text{ kW/}^\circ\text{C} \text{ (ca } 260 \text{ m}^3/\text{h)}$$

$$Q_{V1} + Q_{V2} \approx 400 \text{ kW normalt}$$

$$550 \text{ kW maximalt}$$

$$t_U > 0^\circ\text{C} : t_{F3} = t_{F0} = +57^\circ\text{C}$$

$$t_U < 0^\circ\text{C} : t_{F3} \approx 57 - (3000 - 150 \cdot t_U - Q_{V3} - 400)/300 = 48 - 0,5 \cdot t_U + Q_{V3}/300$$

$$\text{Oavsett } t_U : t_{F3} \leq +58^\circ\text{C med}$$

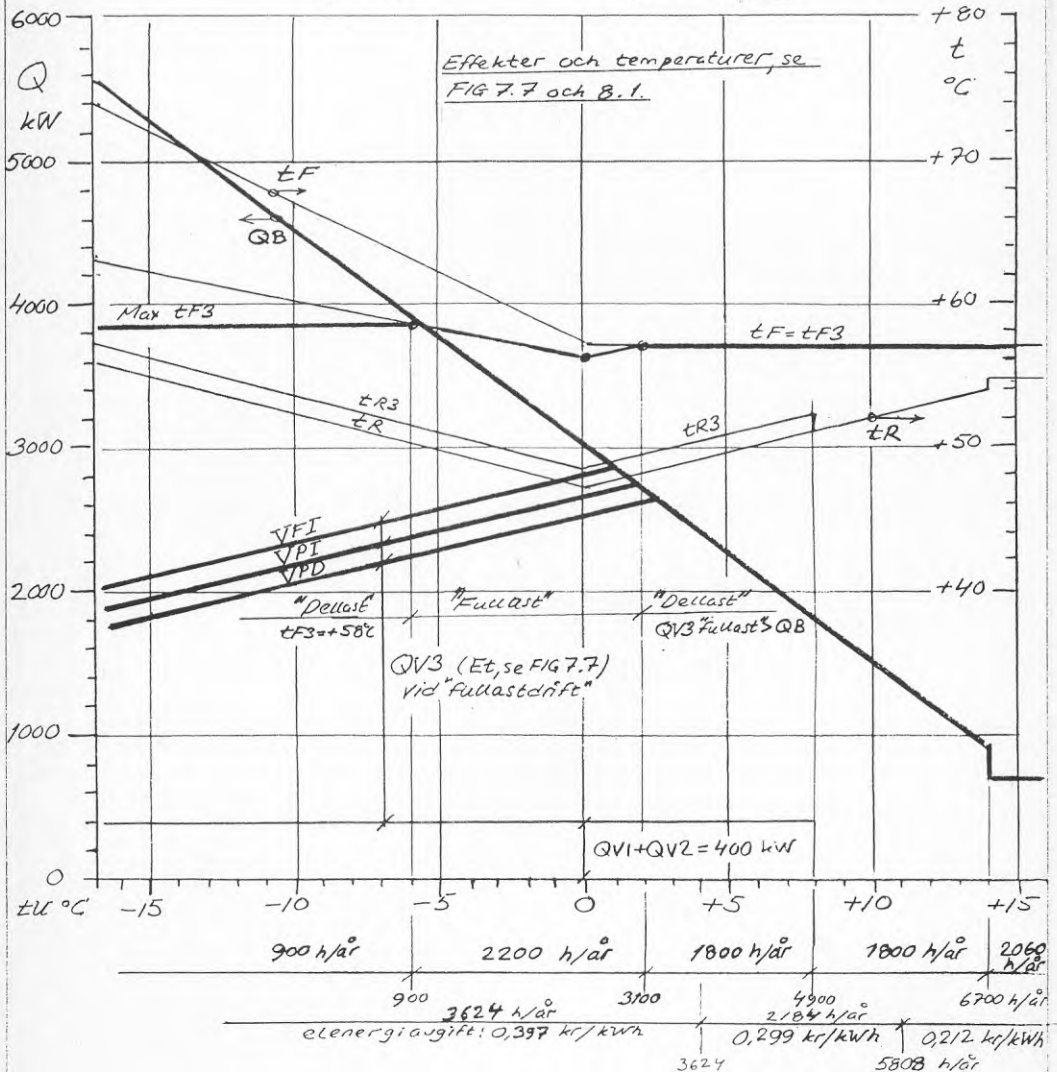
hänsyn till maximal kondenseringstemp. $+60^\circ\text{C}$ jfr FIG 7.1. och 2.

* Om KVP3 installeras, stoppas ren uteluftvärmepumpdrift från KVP1 och 2, när KVP3 ensam klarar värmebehovet, max $Q_{V3} \geq Q_B$. KVP3 får lägre elbehov för samma värmeleverans som KVP1 och 2.



Ettaxa för KVPI-3 i Norrtälje 1990, från 1/3, inkl skatter

Fast avgift : 6540 kr/år
 Abonnemangsavgift : 98 kr/kWh, år
 Eleffektaavgift för nov.-mars : 93 kr/kWh för varje månad, 5st
 Energiavgift
 Nov.-mars, må-fr, kl 6-22: 0,469 kr/kWh tid 1726 tim/år
 övrig tid : 0,331 kr/kWh tid 1898 tim/år
 medelpris 0,397 kr/kWh tid 3624 tim/år
 Apr., sep., okt. : 0,299 kr/kWh tid 2184 tim/år
 Maj-aug. : 0,212 kr/kWh tid 2952 tim/år



Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 850695-4
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Stockholm.

R50: 1990 Värmeåtervinnings- och värmepumpdrift för kylanläggning med ammoniak som köldmedium L-O Glas

R50: 1990

ISBN 91-540-5210-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art. nr: 6801050

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna

Cirka pris: 41 kr exkl moms