



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

R16:1991

Uteluftvärmepumpar i gruppcentraler

Lars-Olof Glas

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400135523

Byggforskningsrådet

R16:1991

UTELUFTVÄRMEPUMPAR I GRUPPCENTRALER

Lars-Olof Glas

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 890717-1
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Lidingö.

REFERAT

Syftet med rapporten är att lämna underlag för dimensionering, konstruktion och drift av värmepumpanläggningar, i första hand med uteluft som värmekälla och för värmning av bostäder från gruppcentral, så att bästa driftekonomi uppnås med hänsyn till anläggningskostnad, energikostnadsbesparing och driftsäkerhet.

Relativt få uteluftvärmepumpar når i drift prestanda i närheten av de beräknade. Projektledaren har sedan 1960 ägnat huvuddelen av sin yrkesverksamhet åt dimensioneringsoptimeringar, detaljkonstruktioner, byggande, idrifttagningar, driftkontroller och analyser av driftresultat för byggnadsinstallationer med tyngdpunkt på värmesystem och värmepumpar innefattande styr- och reglerutrustning.

Användning av elmotor drivna uteluftvärmepumpar för bostadsvärmning förutsätter med 1990 års kostnader för installation och energi för sin lönsamhet gynnsamma installationsförhållanden och användning av absolut bästa tillgängliga utförandeteknik och dimensionering. Bl a krävs vid tillämpning i gruppcentraler:

- Omsorgsfull injustering och eventuell modifiering av värmesystemen för minimering av framledningstemperaturer från värmepumpaggregaten.
- Effektiv men enkel styr- och övervakningsutrustning med stor driftsäkerhet. Datorisering och bildskärmutrustning är ännu ej ekonomisk, eftersom lämpliga program av standardiserad typ för närvarande ej finns och tidsbehov och kostnad för framtagande i realiteten är oerhört dyrbar. Relativt den nytta som kan nås med idealt utförande, erhålls alltför lång återbetalningstid. Praktiskt erhålls ofta, som lök på laxen, avsevärda driftstörningar.
- Kondensor- och förångarekapaciteter väljs, om möjligt i aktuella standardaggregat, för 2 respektive 3°C temperaturdifferens mellan köldmedium och utgående värme- och köldbärare. Detta är omkring hälften av de för närvarande praktiskt använda värdena.
- Installatör måste bindas vid prestanda- och drifttillgänglighetsgarantier och leverera värmepumpsystem med skyddsutrustning mot kompressorhaverier från fel-funktion eller brister hos andra systemkomponenter.
- Idrifttagning måste göras utomordentligt noggrant för att klargöra driftkaraktäristika och eventuella brister. Eljest uppnås ej tillfredsställande prestanda, drifttillgänglighet och livslängd.

Rapporten utgör således ett utmärkt underlag för konstruktion, dimensionering och drift av medelstora och stora uteluftvärmepumpsystem.

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.

R16:1991

ISBN 91-540-5308-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

gotab 93215, Stockholm 1991

INNEHÅLL

1	SYFTE OCH RESULTAT	4
1.1	Syfte	4
1.2	Resultat	4
2	EKONOMI OCH OPTIMAL DIMENSIONERING	7
2.1	Allmänna förutsättningar	7
2.2	Totalekonomi	7
2.3	Optimal kapacitet	9
2.4	Effekt- och temperaturläsningsbalanser för värme- pumpänläggning samt princip för ekonomi- beräkning	10
2.5	Värmepumpaggregat	11
2.6	Köldbärare- och utelufts-system	13
3	INKOPPLING TILL VÄRMESYSTEM OCH STYR- NING AV VÄRMEBÄRARETEMPERATUR	17
3.1	Inkoppling till värmesystem	17
3.2	Värmestyrning	18
4	KÖLDMEDIEVAL OCH LÄCKMINIMERING	20
4.1	Köldmedieval	20
4.2	Köldmedieläckminimering	20
4.2.1	Läckmängd	20
4.2.2	Vanliga orsaker till läckning och mot- åtgärder	21
4.2.3	Läcksökning	24
4.2.4	Exempel på köldmedieläckmängder	25
5	KÖLDBÄRARESYSTEMETS UTFÖRANDE	28
5.1	För- och nackdelar för indirekt kylning jämfört med direkt	28
5.2	Karakteristik av köldbärare	28
5.3	Strömnings- och värmetekniska egenskaper..	29
5.4	Korrosionsskydd och underhåll	31
5.5	Systemutformning	31
5.6	Köldbärarefördelning	33
6	PÅFROSTNING OCH AVFROSTNINGSSYSTEM	34
6.1	Påfrostning	34
6.2	Avfrostning	41
6.3	Styrning av avfrostning	43
7	ENTREPRENADKRAV	48
8	DRIFT, ÖVERVAKNING OCH UNDERHÅLL	50
8.1	Idrifttagning	50
8.2	Övervakning	50
8.3	Underhåll	51
9	LITTERATURFÖRTECKNING	53
FIGURBLAD	2.1 - 2.16	
	3.1 - 3.2	
	5.1 - 5.6	
	6.1 - 6.10	

1 SYFTE OCH RESULTAT

1.1 Syfte

Relativt få uteluftvärmepumpar når i drift prestanda i närheten av de beräknade. Projektledaren L-O Glas har sedan 1960 ägnat huvuddelen av sin yrkesverksamhet åt dimensioneringsoptimeringar, detaljkonstruktioner, byggande, idrifttagningar, driftkontroller och analyser av driftresultat för byggnadsinstallationer med tyngdpunkt på värmesystem och värmepumpar innefattande styr- och reglerutrustning. Ca 5.000 timmar har använts på driftkontroller och driftanalyser av ute- och frånluftvärmepumpar sedan 1980. Härvid har orsaken till de dåliga driftresultaten i huvudsak kunnat härledas till:

- För svaga kunskaper hos projektörer och installatörer gällande kyl-, värme- och styrteknik, innefattande komponenter, optimering av dimensioner och systemutformning.
- Svaga kunskaper och ambitioner avseende behov av instrimning och underhåll.

L-O Glas' erfarenheter från välkonstruerade och intrimrade anläggningar oavsett grad av komplicerat utförande, visar att mycket hög driftgänglighet och prestanda erhålls med ringa behov av tillsyn och underhåll. Självfallet ökar behov av kunskap, konstruktions- och intrimningsarbete med komplikationsgraden. Praktiskt sett måste därför i många fall enklare utföranden väljas.

Sålunda är syftet med rapporten att lämna underlag för dimensionering, konstruktion och drift av värmepumpanläggningar, i första hand med uteluft som värmekälla och för värmning av bostäder från gruppcentral, så att bästa driftekonomi uppnås med hänsyn till anläggningskostnad, energikostnadsbesparing och driftsäkerhet. Detta underlag har tillämpats på flera ute- och frånluftvärmepumpsystem med goda driftresultat. Från rapporter gällande BFR-stödda experimentbyggnadsanläggningar, (7)-(10), har för denna rapport värdefullt underlag erhållits.

Denna rapport kompletteras i väsentliga delar av (1) "Värmeåtervinnings- och värmepumpdrift för kylanläggning med ammoniak som köldmedium" och (2) "Inkopplingsprincipers och inregleringsmetoders inverkan på värmepumpsystems prestanda". Dessa rapporter gällande BFR-projekt har tidigare färdigställts under 1990.

1.2 Resultat

Användning av elmotordrivna uteluftvärmepumpar för bostadsvärmning förutsätter med 1990 års kostnader för installation och energi för sin lönsamhet gynnsamma installationsförhållanden och användning av absolut bästa tillgängliga utförandeteknik och dimensionering. Bl a krävs vid tillämpning i grupp-

centraler:

- Omsorgsfull injustering och eventuell modifiering av värmesystemen för minimering av framledningstemperaturer från värmepumpaggregaten, se även (2). Detta är nödvändigt, både för uppnående av tillräckligt hög värmefaktor med låg drivenergiåtgång och för att möjliggöra användning av R22 eller ammoniak för åtminstone del av installerad värmepumpeffekt. Dessa köldmedier ger en värmepumpaggregatkostnad som endast är 70 % av den för R12.
- Effektiv men enkel styr- och övervakningsutrustning med stor driftsäkerhet. Datorisering och bildskärmutrustning är ännu ej ekonomisk, eftersom lämpliga program av standardiserad typ för närvarande ej finns och tidsbehov och kostnad för framtagna i realiteten är oerhört dyrbar. Relativt den nytta som kan nås med idealt utförande, erhålls alltför lång återbetalningstid. Praktiskt erhålls ofta, som lök på laxen, avsevärda driftstörningar.
- Kondensor- och förångarekapaciteter väljs, om möjligt i aktuella standardaggregat, för 2 respektive 3°C temperaturdifferens mellan köldmedium och utgående värme- och köldbärare. Detta är omkring hälften av de för närvarande praktiskt använda värdena.
- Installatör måste bindas vid prestanda- och drifttillgänglighetsgarantier och leverera värmepumpsystem med skyddsutrustning mot kompressorhavrier från felfunktion eller brister hos andra systemkomponenter.
- Idrifttagning måste göras utomordentligt noggrant för att klargöra driftkaraktäristika och eventuella brister. Eljest uppnås ej tillfredsställande prestanda, drifttillgänglighet och livslängd.
- Med ammoniak som köldmedium kan utan hinder från gällande författningar direktkylningsanläggningar användas. Detta medför vid optimal dimensionering och av driftförhållandena nödvändiggjord tvåstegskompression med mellankylning ca 20 % högre värmefaktor och därmed 20 % lägre drivenergibehov för den del av värmebehovet som kan täckas med högst +58°C varmvattentemperatur, se (1). För större gruppcentralanläggningar bör direktkylning med ammoniak i tvåstegsutförande kunna utföras till nära samma anläggningskostnad som en R12- och R22-anläggning med indirekt kylning, se (1). Därmed skulle en förbättrad totalekonomi kunna erhållas, förutsatt att värmepumpens kapacitet nära helt kan nyttjas med varmvattentemperaturer upp till +58°C.

Vidare behandlar bl a rapporten utförligt köldbärare

för indirekt kylning, med rekommendation av i första hand vatten-kalciumklorid, och påfrostning samt avfrostningssystem. Beräkningsmetoder redovisas för påfrostningshastighet vid godtyckliga förhållanden samt total kapacitetsreduktion på grund av påfrostning och behövt avfrostningsvärme för smältning och värmeförluster under avfrostningen. Denna redovisning utmynnar i förslag till styrning och system för "optimerad behovsavfrostning", vilket visat sig i praktiken vara utan funktionsstörningar i sitt här beskrivna utförande.

2 EKONOMI OCH OPTIMAL DIMENSIONERING

2.1 Allmänna förutsättningar

I detta avsnitt förutsätts elektriska drivmotorer för kompressorer och användning av indirekt kylsystem, dvs köldbärare, till värmekällan uteluft. Dock är många av de samband som redovisas generella och kan användas för andra anläggningsutföranden och tillämpningar för kyl- och värmepumpanläggningar.

Mycket väsentligt för anläggningarnas ekonomi blir hållbarhet och livslängd hos installerade komponenter. Denna påverkas starkt av den övervakning och det underhåll anläggningen erhåller. Tyvärr förutsätter det bästa komponentvalet en omöjligt hög kunskapsnivå. Vanligen blir lägsta pris avgörande för valet, när kvalitetsskillnader ej säkert kan bedömas. För komponenter med vitala funktioner och som vid haverier medför dyrbara reparationer eller följdskador måste dock ett ambitiöst arbete nedläggas för ett rimligt val. Referensanläggningar för aktuella komponenter är mycket väsentliga för lämplighetsbedömningen. För de flesta av BFR:s experimentbyggda anläggningar i gruppcentraler har, såsom exempel nämnt, mycket höga reparationskostnader erhållits från för svagt dimensionerade kuggväxlar hos elmotorer drivande uteluftfläktarna. Kuggväxels pris är i 1990 års prisnivå ej över 5.000 kr. Demontering, reparation av kuggväxel och återmontering kostar mer än dubbla detta belopp. Den genomsnittliga drifttiden före haveri har i genomsnitt varit mindre än två år. Orsaken till haverierna har varit, att de som valt kuggväxlarna enligt praxis dimensionerat dem för det maximala startmoment elmotorn ger, vilket högst uppgår till ca 6 gånger nominellt driftmoment. Senare undersökningar har visat, att vid start av elmotorn de tunga fläktpropellrarna via oundvikliga ingreppsspel och en något elastiskt gummibelagd koppling orsakar en torsionssvängning. Denna kan belasta kuggväxeln med drivmoment upp till 20 gånger elmotorns nominella driftmoment. Under de olika komponentbeskrivande avsnitten nedan skall därför vissa kvalitetskravbetingade uppgifter lämnas.

Med hänsyn till att såväl smärre som större haverier är oundvikliga, måste omsorgsfulla konstruktioner för minimalt arbetskrävande monteringar och demonteringar göras. Detta gäller speciellt delar, för vilka säkra erfarenheter ej finns från långvarig drift under lika betingelser och utan haverier. Ofta betingar demontering och återmontering efter reparation ett högre pris än reparationen av den havererade delen.

2.2 Totalekonomi

Värmepumpar för bostadsvärmning måste förses med en

reservvärmeutrustning såsom el- eller oljepanna. Värmepumpsystemen blir avsevärt mer komplicerade än normala värmepannutrustningar och medför därför betydligt större risk för felstopp och längre reparationsstider. Används, som här är aktuellt, uteluft som värmekälla, erhålls ej heller optimal ekonomi med dimensionering av värmepumpen för det största värmebehovet. Ett tillsatsvärmesystem behövs alltså också av detta skäl. Optimeringen av värmepumpens kapacitet avhandlas nedan i avsnitt 2.3.

Följande samband gäller den kostnadsbesparing S som värmepumpen ger per kW värmeeffekt

$$S = I \cdot (eV - eE/\phi) - I \cdot (a + r + u) \quad \text{kr/kW, år} \quad \dots \quad (2.1)$$

med I = årlig ekvivalent drifttid med dimensionerande värmeeffekt från värmepumpen, för optimal uteluftvärmepumpstorlek mellan 5000 och 7000 h/år, se vidare avsnitt 2.3

eV = kostnad i kr/kWh för den värme som värmepumpen ersätter, för oljevärme i gruppcentral omkring KO/9000, där KO avser oljepris i kr/m³. Med KO = 3000 kr/m³ blir $eV = 0,33$ kr/kWh

eE = kostnad i kr/kWh för värmepumpens drivenergi, för elmotordrift ca 0,45 kr/kWh år 1990

ϕ = årsvärmefaktor för värmepump, för optimal utförd uteluftvärmepump i gruppcentral med väl injusterat värmesystem 2,3 till 2,5 vid indirekt kylning. Direktykylning ger ca 12 % högre värde, dvs 2,6 till 2,8

I = installationskostnad för komplett värmepumpanläggning i kr/kW dimensionerande värmeeffekt från värmepumpen, för uteluftvärmepump i anslutning till gruppcentral 1990 i gynnsammaste fall omkring 6000 kr/kW inkl moms. Detta pris gäller exempelvis för anläggningstyp enligt FIG 2.14

a = amorteringsdel av I per år, normalt ca 0,07

r = kalkylränta för I , i medeltal omkring 0,07 under livslängden för anläggningen

u = underhållskostnadsdel för I , för väl utförd och underhållen anläggning 0,02 inklusive ersättning av förslitna delar

För att lönsamhet skall uppnås måste S vara positivt, dvs

$$\tau \cdot (e_v - eE/\phi) > I \cdot (a+r+u)$$

och för gynnsammare fall erhålls 1990 för uteluftvärmepump i gruppcentral

$$\begin{aligned} \tau \cdot (e_v - eE/\phi) &= 6500 (0,33 - 0,45/2,5) = 980 \text{ kr/år} \\ &\text{för indirekt kylning och } 6500 \cdot (0,33 - 0,45/2,8) = \\ &= 1100 \text{ kr/år för direkt kylning} \end{aligned}$$

Med ovanstående riktvärden blir i bästa fall

$$I \cdot (a+r+u) = 6000 \cdot (0,07 + 0,07 + 0,02) = 960 \text{ kr/år.}$$

Med omsorgsfullt utförd konstruktion, optimal dimensionering och väl genomfört underhåll bör lönsamhet för gynnsamma installationsförhållanden kunna uppnås. Obervera dock att driftstörningar och haverier minskar τ och möjlighet till lönsamhet. Oerhört väsentligt för erhållande av tillräckligt högt ϕ för lönsamheten blir injusteringen av anslutna värmesystem, se (2).

2.3 Optimal kapacitet

FIG 2.1 visar principen för fastställande av optimal, dimensionerande värmeeffekt QV från värmepumpen. Principen är enkel. Anläggningskostnadsökningen ΔI för en höjning av dimensionerande värmeeffekt med ΔQV , och därav orsakad driveffektökning ΔEV för värmepumpanläggningen, får ge en årlig kapitalkostnadsstegring på $\Delta I \cdot (a+r+u)$, se ekv 2.1, som högst uppgår till den därav ökade energikostnadsbesparingen $\Delta QV_m \cdot \tau \cdot V \cdot e_v - \Delta EV \cdot eE - \Delta EV_m \cdot \tau \cdot V \cdot ee$. Beteckningarna är i enlighet med ekv 2.1 och FIG 2.1. Denna illustrerar förhållandena för bostadsvärmning med en uteluftvärmepump, vars värmeeffekt QV minskar med sjunkande utetemperatur liksom värmefaktorn $\phi = QV/EV$. Sålunda ger värmeeffekt- och elbehovsökningen ΔQV och ΔEV vid dimensioneringsutetemperaturen tuV under sin utnyttjandetid τ h/år med lägre utetemperatur än tuV lägre medeleffekter $\Delta QV_m = ca 0,9 \cdot \Delta QV$ respektive $\Delta EV_m = ca 0,95 \cdot \Delta EV$. Värmeeffektökningen ΔQV kan åstadkommas på flera sätt, exempelvis med större kompressor, större kondensor- och förångareytor, högre kapacitet hos köld- och värmebärarepumpar och uteluftfläktar. Förutsätts dock alla komponenter optimerade, se vidare under följande avsnitt 2.5 och 2.6, innebär effekthöjningen ΔQV principiellt att alla komponenter i motsvarande grad förstoras.

Totalekonomin påverkas dock ej väsentligt av måttliga ändringar kring optimala storlekar för komponenter. Dessutom finns normalt dessa komponenter ej tillgängliga i godtyckliga storlekar. FIG 2.1 ger ett exempel för aktuella förhållanden i Sverige 1990, vilka medför $\tau = ca 3500$ h/år eller dimensionerande utetemperatur tuV för värmepumpens effekt på omkring $+5^\circ C$ i Malmö, $+3^\circ C$ i Stockholm och $-1^\circ C$ i Luleå.

2.4 Effekt- och temperaturbalanser för värmepump- anläggningen samt princip för ekonomiberäkning

Grundläggande för ett värmepumpaggregats värmeeffekt och eleffektbehov är kapaciteten hos kompressor, kondensor, strypventil och förångare. Kompressorns köldmedietransport och därmed kyl- och värmeeffekt samt driveffektbehov beror på dess geometriska dimensioner, varvtal, kondenserings- och förångningstemperaturer. FIG 2.2 och 2.3 ger exempel för kolvkompresor respektive skruvkompressor med economizer. Ju större värmeväxlingsytor kondensorer och förångare ges, desto närmare kommer kondenserings- och förångningstemperaturer utgående värme- respektive köldbäraretemperaturer, vilket i sin tur minskar drivelleffektbehovet för en given värmeeffekt. En förutsättning för optimal kapacitet och värmefaktor är, att kondensorn ej får ackumulera köldmedievätska, som täcker av värmebärarens kylda ytor. Detta höjer kondenseringsstemperaturen. Vidare måste köldmedieånga från kondensorutrustningen förhindras nå strypventilen. Köldmedieågan upptar ingen värmeeffekt i förångaren men kräver kompressionsarbete i kompressor. Förångarens köldbärarvärmda ytor skall maximalt täckas av kokande köldmedium, minskande fyllning sänker förångningstemperaturen. Överkokning av köldmedievätska från för stor förångarefyllning kan direkt eller efter en relativt kort drifttid leda till kompressorhaveri på grund av utspädning av smöröljan. Detta är ingen ovanlig haveriorsak för alla typer av displacementskompressor, dvs av kolv-, skruv- och lamelltyp. Ovannämnda önskvärda driftförhållanden kräver ett avancerat kunnande hos konstruktören vad beträffar val och dimensionering av strypventilutrustning, dvs strypventil med tillhörande rörkopplingar till och i förångare samt erforderliga köldmedievätskebehållare i eller efter kondensor. Dessutom får vald köldmediefyllning i anläggningen stor betydelse för nämnda driftförhållanden. Ofta kan konstateras i praktiken, även för aggregat från de ledande kyl- och värmepumpaggregattillverkarna, att man ej väl lyckats uppfylla ovan angivna önskemål. En vanlig brist är en pendlande strypventilfunktion, som periodvis ger för liten köldmediefyllning i förångaren och för låg förångningstemperatur. Uteluftvärmepumpar för bostadsvärmepumpar har speciellt svåra driftförhållanden med starkt varierande köld- och värmebäraretemperaturer, icke minst vid de erforderliga avfrostningarna. Ytterligare synpunkter på aggregatutförandet skall lämnas i avsnitt 2.5 nedan.

FIG 2.4 och 2.5 utgör exempel på kapacitetstabeller för vätskekylaggregat för bl a värmepumpanvändning. Eftersom kompressor, kondensorer, förångare och strypventilutrustning ingår i aggregatet anges kompressoraxeleffektbehov och värmeeffekt som funktion av utgående köld- och värmebäraretemperatur. Så länge köld- och värmebärareflödet överstiger det som ger laminärströmning i förångare respektive kondensor

vätskekyllaggregat med styrning, driftklara efter anslutning till värme- och köldbäraresystem samt elnät. FIG 2.7 illustrerar kyleffekts, Q_2 , och köldfaktors COPA = Q_2/EA förlopp med driftförhållandena för några olika aktuella typer. EA avser kompressorns driveffektbehov. Optimal ekonomi vid användning av R12 och R22 uppnås oftast med economizerförsedda skruvkompressoraggregat, om dimensionerande värmeeffekt överstiger ca 200 kW. Om NH₃ skall användas, se (1), kan tvåstegskoppling med kolvkompressorer och genombubblingsmellankylare bli nödvändigt. Detta ger dock en höjning av COPA med ca 5 % över den economizerkopplade skruvkompressorns värde, se FIG 2.7.

Oftast har de fabriksfärdiga aggregaten oekonomiskt små kondensor- och förångareytor, när bostadsvärming från uteluftvärmepumpdrift avses. I (2) redovisas underlag, som indikerar en ekonomisk temperaturdifferens mellan kondenserings-, t_1 , och utgående värmebäraretemperatur, t_{VF} , på omkring 2°C mot de normala 5 till 7°C. För förångaren avtager värmeövergångstalet på köldmediesidan snabbt med minskande temperaturdifferens mellan köldbärare och köldmedium, se FIG 7.5 i (1) Detta innebär något större ekonomisk temperaturdifferens än för kondensorn. Motsvarande beräkningar som för kondensorn ger då ett värde omkring 3°C för den ekonomiska differensen mellan utgående köldbärare-, t_{BF} , och förångningstemperatur t_2 . Även här uppgår denna differens i praktiken till vanligen 5 till 7°C utan hänsyn till ytterligare försämring från pendlade strypventilfunktion. Det blir sålunda mycket väsentligt att vid upphandling undersöka möjligheten att erhålla aggregat med större kondensor- och förångarekapacitet och kostnaden här för. Därefter kan för det aktuella fallet beräknas ekonomisk storlek. Härvid blir kompressorkapacitetsdiagram av den typ FIG 2.2 och 2.3 visar nödvändiga. I dessa kan utläsas hur mycket "gratisvärmeeffekten" = kyleffekten Q_2 och eleffektbehovet EA ökar för den förångningstemperaturhöjning en större förångarekapacitet ger. Likaledes blir av största intresse, vilka garantier leverantören kan ge vad avser pendlingar i strypventilfunktionen för de huvudsakliga driftförhållandena. Mycket väsentligt är att före upphandling klargöra och överenskomma om aktuella respektive möjliga driftförhållanden.

Oerhört betydelsefullt är, att aggregaten utrustas med säkerhetsutrustning mot haverifarligen driftförhållanden såsom

- vätskeöverkokning från förångare. Skyddsåtgärder är t ex tomsugning av förångare före kompressorstopp, vätskeavskiljare, smörjoljetryckpressostat för stopp vid för lågt oljetryck, termostatstopp från för låg oljetemperatur,
- förångnings- och kondenserings temperaturer utanför acceptabla för rimlig kompressorlivslängd,

- för hög driftström till elmotor,
- för korta stopp- och driftperioder.

Om man kan förutse tillfälliga och kortvariga driftförhållanden, som leder till stopp av exempelvis ovannämnda skäl, bör säkerhetsutrustningen ge automatisk återstart vid stopp från en lägre "säkerhetsstoppnivå". Detta kan realiseras med utrustning för stopp från två olika inställningsvärden eller stopp med manuellt återstartbehov efter det att ett visst antal stopp inträffat inom en viss tid.

Exempel på prisnivåer inkl moms till slutkund år 1990 för fabriksfärdiga vätskekylaggregat med stryp- utrustning är per kW värmeeffekt från kondensor vid -10°C utgående köldbäraretemperatur:

Kolvkompressortyp, värmeeffekt 200 till 500 kW

2000 kr	R22
3000 kr	R12

Skruvkompressortyp, economizer, värmeeffekt 1000 till 2000 kW

1500 kr	R22
2500 kr	R12

Skälet till prisskillnaden mellan R12 och R22 per kW värmeeffekt beror på att samma aggregat används för de båda medierna. R22 ger 55 till 65 % högre effekt vid samma driftförhållande, jfr FIG 2.4 och 2.5.

Marginalkostnaden för högre effekt från en aggregat-enhet uppgår normalt till ca 80 % av ovan angivna värden.

2.6 Köldbärare- och utelufts-system

Köldbärarens egenskaper och köldbärarens systemets principiella uppbyggnad avhandlas i avsnitt 5. Här lämnas i huvudsak uppgifter gällande ekonomisk dimensionering av detta system.

FIG 2.8 och 2.9 visar de grundläggande sambanden för dimensioneringen av kylbatteriet. Beträffande värmeövergångstalet α_k på grund av konvektion bygger angivna värden på vad som redovisats i (3). Denna källa ger resultat av noggranna laboriemätningar, dock gällande batteridjup 1 med sammanhängande fläns på högst 100 mm. Utförda beräkningar visar, att optimalt batteridjup uppgår till ca 400 mm. Sådana batterier utförs av kostnadsskäl med sammanhängande fläns. Dessutom skulle förskjutna "flänsfronter" inne i batteriet snabbt leda till igenfrostning, se vidare avsnitt 6. För aktuella flänsdelningar erhålls efter ca 50 mm i djupled luftströmningsgränsskikt utanför flänsarna, som "vuxit ihop". Härvid uppnås också en

med djupet ej mer förändrad strömning och ett konstant konvektionsvärmeövergångstal α_k . I FIG 2.8 angivna värmeövergångstal α_k har beräknats genom "extrapolering" av i (3) angivna samband med hänsyn till strömningegränsskiktets uppbyggnad. De stämmer också väl med praktiska mätningar för batteridjup mellan 300 och 400 mm.

För valet av optimala dimensioner hos kylbatterier blir självfallet priset för olika utförande av avgörande betydelse. Luftberörda värmeväxlare med köldmedier, exklusive ammoniak, köld- och värmebärare i rör utförs som regel med aluminiumfläns på kopparrör. Rörens centrumavstånd l_l och l_h i FIG 2.8 ligger omkring tre gånger rördiametern d . Åsikter om lämplig flänsdelning varierar. Genom prov och praktisk erfarenhet har konstaterats, att mindre flänsdelning än 4 mm vid vertikalt, uppåtgående luftflöde genom kylbatteriet kan ge igenfrysning av luftinloppet efter avfrostning med fläktstopp. Smältvattendroppar kvarhänger då mellan flänsar vid batteriets underdel och luftinloppssida. Dessa fastfryser och kan täcka större delen av batteriinloppet, när normal värmepumpdrift återupptas efter avfrostningen. För horisontellt luftflöde blir sådan igenfrysning av batteriets undre del utan praktisk betydelse. Ett skäl som framförs för större flänsdelning, s_F i FIG 2.18, är, att längre tid mellan avfrostningsbehov erhålls. Härigenom minskar visserligen ej värmebehovet för frostsmältning, utfälld mängd är proportionell mot påfrostningstiden, men väl antalet behövliga avfrostningar och de därvid oundvikliga värmeförlusterna från uppvärmning av köldbäraresystem med batterier. Dessa förhållanden avhandlas detaljerat i avsnitt 6. Användning av större flänsdelning s_F ger djupare batterier, se FIG 2.8, och höjer väsentligt deras pris. 1990 uppgår pris till slutkund inklusive moms för batterier med mer än ca 1000 m² värmeöverföringsyta till följande värden:

$s_F = 3$ mm	65 kr/m ²	luftberörd yta
$s_F = 5$ mm	90 kr/m ²	---
$s_F = 8$ mm	120 kr/m ²	---

Med dessa priser blir $s_F = 3$ mm mest ekonomiskt, trots att större flänsdelning ger något mindre totalt avfrostningsvärmebehov och ytbehov A från ett något högre värmegenomgångstal k genom ökad relativ andel rörinneryta A_i/A , se FIG 2.8. Marginalkostnaden för ökning av A genom ökat djup l hos batteriet blir 50 till 80 % av ovan angivna priser.

Omfattande optimeringsberäkningar med underlaget i detta avsnitt och avsnitt 6 gällande på- och avfrostning leder till nedan angivna riktvärden för optimalt utförande, beteckningar enligt FIG 2.8:

$s_F = 3$ mm	och	$A/A_i = 25$ till 35
$l = 400$ mm		
$w_S = 2,0$ m/s	vid	$\delta F = 0,3$ mm

$$\begin{aligned}w_B &= 1,0 \text{ till } 1,2 \text{ m/s} \\w_F &= 8 \text{ m/s} \\w_R &= 2,0 \text{ m/s} \\t_U - t_K &\approx t_{BR} - t_{BF} \approx 5^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Denna dimensionering leder till:

$$k \approx 20 \text{ W/m}^2, ^\circ\text{C} \text{ vid } t_{BF} = -10^\circ\text{C} \text{ och användning av vatten med ca 25 viktsprocent kalciumklorid som köldbärare}$$

$$\begin{aligned}t_{BF} &\approx -9^\circ\text{C} \text{ vid utlufttillstånd } t_U = 0^\circ\text{C}, \\ \phi_U &= 85 \%\end{aligned}$$

$$EF \approx EPB \approx 0,03 \cdot QB$$

FIG 2.10 ger en mer detaljerad bild av kylbatterifläktarnas arbetsförhållanden.

Med hänsyn till haveririsk från bl a erosion, korrosion och temperaturspänningar för kylbatterirören bör dessa ha minst 0,6 mm godstjocklek. Vad beträffar köldbäresystemets övriga utförande hänvisas till avsnitt 5. Här skall dock särskilt understrykas, att köldbärarörerna av ekonomiska skäl endast eventuellt behöver isoleras i utrymmen med värmebehov. Eljest försämras ekonomin av isoleringens kostnad och något minskad värmeupptagning i köldbäresystemet.

FIG 2.11 visar hur hänsyn måste tas till temperaturväxlingsspänningar orsakade av speciellt avfrostningar. Ges icke de relativt klena kopparrörsslingorna en tillräckligt lång "fjädringslängd" mellan gavelplåt och fördelnings- och samlingsrören riskeras rörbrott vid gavelplåten. Detta har i praktiken också inträffat vid flera tillfällen, när nämnda "fjädringslängd" varit för liten. Om gavelplåten ligger an mot rören finns också risk för söndernötning av röret. Vid temperaturväxlingar kan då rörets längdändring ge skavning. Även denna typ av röhaverier har inträffat i praktiken.

Ljuddämpning av fläktljud kräver för anläggningar av här aktuell storlek ljudabsorbenter såväl för luftinlopp till batterier med fläktar som för utlopp. FIG 2.12 visar exempel på lämpliga utföranden liksom övriga arrangemang av tövattenuppsamling under batteriet. Tövattenrännan kan värmas med avluft från maskinrummet och möjligen också med utvändigt och torrt förlagd ledning för värmde avfrostningsköldbärare till batterierna, se FIG 2.12. Läggs en sådan ledning i tövattenlådan blir korrosionsförhållandena mycket svåra på grund av den relativt höga temperaturen och samtidiga fuktigheten med föroreningar. En stålörsledning, även med gott initialt rostskydd, rostar sannolikt sönder inom några år.

FIG 2.13 redovisar de samband som gäller vid vindstilla väder för temperatur och hastighet hos en vertikalt uppåt riktad kallluftstråle, såsom för kyl-

batteri-fläktarrangemanget i FIG 2.10 och 2.12. Härav framgår, att just före en avfrostning, när lufthastigheten w_F från fläkten och kylbatteriutloppstemperaturen t_K kraftigt sjunkit, se avsnitt 6, luftstrålen vänder på betydligt lägre höjd än omedelbart efter en avfrostning. Genom inblandning av omgivande luft har dock kallluftstrålens temperatur då avsevärt ökat. Vid vindhastigheter över ett par m/s blir inblandningen av okyld uteluft så stor, att kallluftstrålen för "vändhöjden" x_V helt förlorat sin identitet och undertemperatur. Utan vind och under natt med molnfri himmel ger markvärmeutstrålningen mot den kalla atmosfären på höga höjder och rymden en stabil skiktning av kall luft ovanför marken. Under dessa förhållanden avkyls dessa luftlager ytterligare av den vändande kallluftstrålen. En approximativ värmebalansberäkning för den i FIG 2.10 exemplifierade anläggningen ger för sådana förhållanden en ytterligare avkylning på ca 10°C av luften ovan marken, dvs inloppsluften till kylbatterierna blir 10°C lägre än den skulle varit utan värmepumpdrift. Praktiskt har 7°C lägre temperatur uppmätts. Vid vind på mer än några m/s har i realiteten ingen avkylning av inloppsluften från vändande kallluftstråle kunnat uppmätas. Under lugnare väder har ibland strax före avfrostningar en till högst två $^\circ\text{C}$ uppgående temperatursänkning hos inloppsluften till kylbatterierna kunnat uppmätas jämfört med drift vid nyligen avfrostade kylbatterier. De relaterade förhållandena påvisar alltså beräkningsbarhet för lokala avkylningseffekter och att, om w_F väljs tillräckligt högt, över ca 5 m/s, denna effekt får obetydlig inverkan på driftökonomi.

I inledningen till avsnitt 2 exemplifierades relativt höga underhållskostnader för reparation av underdimensionerade kuggväxlar till fläktpropellrarna. För rimligt låg ljudnivå och effektbehov behövs lågvarviga fläktar med större diameter. Detta ger lägre genomströmningshastighet w_F . Billigast åstadkoms detta med kuggväxelmotorer. Dessa växlar måste dock klara ca 20 ggr elmotorns nominella vridmoment. Senare tid har en utredning genomförts, som visar, att denna belastning erhålls från torsionssvängningar vid start. Gummi-koppling lindrar ej denna last. Observeras skall också, att kuggväxeln under drift kan orsaka en ljudeffekt, som behöver dämpas genom en ljudabsorberande inbyggnad, t ex med en invändigt mineralullsklädd låda kring kuggväxeln.

3 INKOPPLING TILL VÄRMESYSTEM OCH STYRNING AV VÄRMEBÄRARRETEMPERATUR

3.1 Inkoppling till värmesystem

I (2) ges en utförlig beskrivning av byggnadsvärme-systemens dimensionering och driftförhållanden samt nödvändiga och gynnsamma åtgärder för justering av dessa vid inkoppling av värmepumpar. FIG 2.14 och 15 i avsnitt 2 visar hur en korrekt anslutning av värmepumpaggregat utförs i en gruppcentral till befintliga olje- och elpannor. Värmepumpaggregatens kondensorer seriekopplas på värmebäraresidan i returledningen från undercentralerna före pannorna, som skall leverera tillsatsvärme, när värmepumparna ej klarar hela värmebehovet. Härigenom får värmepumparna lägsta möjliga kondenseringstemperatur. Seriekopplade kondensorer ger också lägre kondenseringstemperatur för alla aggregat utom det sista i strömningsriktningen jämfört med parallellkoppling. Såsom påpekats i avsnitt 2.4 blir kondenseringstemperaturen praktiskt taget oberoende av vattenflödets storlek och bestäms bara av utgående vattentemperatur. Endast om returvattenflödet ger betydande erosionsrisk i kondensortuber eller extremt högt tryckfall i dessa, blir parallellkoppling motiverad.

En ökning av flödet genom seriekopplade kondensorer medelst pumpning av vatten från framledning efter kondensorer till returledning för dessa höjer kondenseringstemperaturen för alla kondensorer utom den sista, om flödet ej är så litet, att eljest laminärströmning erhålls i kondensorererna. I sådant fall är det dock betydligt gynnsammare att öka flödet ut till undercentralerna genom att i de mest avlägsna av dem öppna förbiledningar från fram- till returledning. Härigenom kan också större värmeackumulering nås i distributionssystemet, när ett värmepumpaggregat ger mer värme än behovet. Drift med mindre än ca 70 % av aggregatkapaciteten sänker ju väsentligt aggregatets verkningsgrad.

Seriekopplade aggregat medger också ofta användning av de miljövänligare och aggregatkostnadssänkande köldmedierna R22 och ammoniak, se avsnitt 2.5. Upp till högst +55 å 58°C framledningstemperatur från kondensorer medger nuvarande konstruktioner nämligen drift med dessa medier. För närvarande måste dock över denna temperaturnivå R12 eller R500 användas. Anläggningen i FIG 2.14 använder R22 i det första och R12 i det andra aggregatet i vattenströmriktningen. Endast vid mycket kall väderlek behövs så höga vattentemperaturer, att R22-aggregatet måste stoppas. Jämfört med om endast R12 kunnat användas har härigenom anläggningen blivit ca 15 % billigare, se avsnitt 2.5. Utförs de i (2) angivna och för svenska förhållanden oftast möjliga åtgärderna gällande injustering av byggnadsvärme-systemet, kommer användning av R22 eller ammoniak för åtminstone 60 % av optimal värmepump-

effekt troligen kunna realiseras. Dessutom uppnås en oftast för totalekonomin nödvändig minskning av drivenergibehovet genom kondenseringstemperatursänkningen.

3.2 Värmestyrning

Datoriserad styrning, för vilken ej finns väl utprovade och optimerade utrustningar, program och detaljerad dokumentation, skall ej användas. Praktiken har visat, att icke minst ingenjörsarbetstiden för erhållande av acceptabla program och funktioner blir oerhört lång. Därför blir merkostnaden för datoriseringen för hög, om icke dess kostnad kan fördelas på ett stort antal anläggningar, fler ju lägre deras dimensionerande värmeeffekt är. Kostnaden för datorisering av styrning, övervakning och mätning gällande anläggningarna i FIG 2.14 och 2.15 har uppgått, inkl ingenjörsarbete, till väl över 1 MSEK. Trots detta förekommer, mer än 2 år efter idrifttagning, väsentliga funktionsstörningar på grund av såväl program- som komponentfel hos datorutrustningen. De ekvationer som uppställts av totalentreprenören för programmering har dock ej brister, som medverkat till dessa störningar. Nämda problem förnekas oftast, när det diskuteras i projekterings-skedet, av de företag som marknadsför datorutrustningar och program.

På grund av de mångskiftande och många gånger eleganta funktioner, som en datorisering möjliggör, blir benägenheten stor hos många anläggningsbrukare att föreskriva datorisering. Så var fallet för anläggningarna enligt FIG 2.14 och 2.15. Med anledning av den erfarenhet som "drabbat" mig från flera datoriseringsfall gällande värmepumpstyrning och rollen som totalentreprenör för anläggningen, installerade vi dock för dessa anläggningar "reservstyrningsutrustning". Denna togs i drift vid anläggningens start ca ett år före datorstyrningen hade installerats. "Reservstyrningen", som arbetar med i huvudsak konventionella tidrelä- och termostاتفunktioner fungerade från starten utan störningar. Den inkopplas med en manöverbrytare vid fel hos datorstyrningen. Skillnaden i anläggningens prestanda och totalverkningsgrad vid dator- och reservstyrning motiverar högst en merkostnad för datoriseringen på några hundratusen SEK för de båda anläggningarna, självfallet förutsatt att driftstörningar ej förekommer. För ovannämnda båda anläggningar med 3,4 och 1,0 MW värmeeffekt har den blivit en utomordentligt dålig affär.

FIG 3.1 visar en enkel och billig styrutrustning med standardkomponenter, som kommer ideala funktioner mycket nära gällande samdrift av värmepumpaggregat och tillsatsvärmepanna. RC SV utgörs av konventionell pannshuntventilreglercentral. Pannshuntventilen har en ändlägesbrytare, som öppnar, när shuntventilen helt stängt porten a mot pannan och vice versa. Vid tidreläutrustningar TR1, 2 och 3 ur- respektive inkopplas då driften av panna och värmepumpaggregat med

olika fördröjningstider. För att ändra framledningstemperaturens börvärde t_{FB} som funktion av utetemperatur t_U behöver endast, såsom vid konventionell värming, RC SV:s inställning justeras. Med exemplifierade tider i FIG 3.1 kommer rätt prioritering av driften att erhållas, i första hand hålls VP1 i drift, i andra hand VP2 och först som sista steg för täckande av värmebehov inkopplas och uttas värme från pannan. Denna kan aldrig övertaga värmingen från värmepumparna. Pannvärme kan endast utmatas med SV:s port a öppen, vilket i sin tur betyder, att VP1 och VP2 via tidreläerna TR1 respektive TR2 kommer att få sina förreglingskretsar slutna för drift. Om möjligt inställs värmepumparna för drift med lägst ca 70 % kapacitet upp till deras stopptemperaturer från RC VP1 och RC VP2, t_{VS1} respektive t_{VS2} i framledning. Skälet härför är, att lägre kapacitet ger väsentligt försämrad verkningsgrad. Dock kan lägre kapacitet bli önskvärd, om TR ligger så högt att värmepumpen för möjliggörande av drift måste ha lägre kapacitet inkopplad. Med angivna fördröjningstider T_2 för värmedriftestopp erhålls också rimligt lång drifttid för värmeackumulering i distributionssystemet. För att minska sannolikheten för flertaliga återstarter med kort drifttid efter minsta stopptider för värmepumpaggregaten, ca 10 min, på grund av att t_{V1} och t_{V2} uppnått stopptemperaturer t_{VS1} respektive t_{VS2} , innan fördröjningstid T_2 löpt ut, blir det önskvärdt, att RC VP kan inställas för återstart först sedan t_{V1} och t_{V2} sjunkit under de värden som anges i FIG 3.1. Detta är normalt möjligt.

4 KÖLDMEDIEVAL OCH LÄCKMINIMERING

4.1 Köldmedieval

För byggnadsvärmning, icke minst från gruppcentral, krävs i många fall en stor del av för uteluftvärmepumpen möjlig drifttid framledningstemperaturer från värmepumpen över $+60^{\circ}\text{C}$. Detta förhållande beror dock också ofta på dåligt injusterade värmesystem, se (2). Behov av mer än $+60^{\circ}\text{C}$ framledningstemperatur medger med nu befintliga kompressor- och tryckkärlskonstruktioner ej enbart användning av de med avseende på ozonnedbrytning och växthuseffekt skonsamma köldmedierna R22 och ammoniak. Därför måste då också R12 nyttjas. För minimering av R12-mängden skall utföranden enligt avsnitt 3 eftersträvas med R22 eller ammoniak i ett maximalt antal av de på varmvattensidan seriekopplade aggregaten. Åtgärder för injusterings och modifiering av värmesystemen, som beskrivs i (2) blir härvid oftast nödvändiga. Genom sådana åtgärder kan icke endast R12-mängden minimeras, utan dessutom sänks såväl anläggningskostnad som drivenergibehov, se även avsnitt 2. Däremot ger både R22 och ammoniak med stor sannolikhet högre underhållskostnader för en given kompressortyp. Högre arbetstryck och kompressions-temperaturer ökar lagerbelastningar och bryter snabbare ner smörjoljan. Sålunda blir kraven på kompressorutförandet betydligt högre. Praktiken påvisar tydligt dessa svårigheter. Avsnitt 3. berör mer ingående i (1) egenskaperna hos olika värmepumpaktuella köldmedier, även sannolikt kommande sådana.

4.2 Köldmedieläckminimering

4.2.1 Läckmängd

Läckande mängd m (kg/s) genom en spalt med minsta tvärsnittsarea A (m^2) blir

$$m = w \cdot A \cdot \rho$$

varvid w = strömningshastighet i minsta tvärsnittet (m/s). Om trycket för det läckande mediet, p_1 , är mer än dubbelt så högt som på andra sidan spalten, p_2 , uppgår w till ljudhastigheten = $\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$ med

$$R = 8314/M$$

$$M = \text{det läckande mediets molekylarvikt,} \\ = 121 \text{ för R12 och } = 87 \text{ för R22}$$

$$\kappa = 1,14 \text{ för R12 och R22}$$

$$T = \text{temperatur i K} = ^{\circ}\text{C} + 273$$

$$\rho = \text{densiteten (kg/m}^3\text{) vid minsta tvärsnittsarean. Om } p_1 > 2 \cdot p_2 \text{ blir ungefärligt för R12 och R22}$$

$$\rho = 0,6 \cdot p_1 / (R \cdot T)$$

Oftast är trycket p_1 i en kyl- eller värmepumpanläggning mer än dubbelt så högt som den omgivande atmosfärens tryck $p_2 = 100\,000\text{ N/m}^2 = 1\text{ bar}$. I detta fall blir läckningen av exempelvis "freonerna" R12, R22 och R502 omkring

$$m = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \cdot A \cdot 0,6 \cdot p_1 / (R \cdot T) = 0,6 \cdot A \cdot p_1 \cdot \sqrt{R \cdot T}$$

Med m i kg/h, p_1 i bar, A i mm² och T omkring $27+273 = 300\text{ K}$ erhålls för nämnda "freoner" ungefärligt

$$m\text{ (kg/h)} = 1,4 \cdot p_1 \cdot A$$

Ett läcktvärsnitt på 1 mm^2 ger alltså läckningen

$$\begin{aligned} m &= \text{ca } 1,4 \cdot 5 \cdot 1 = 7\text{ kg/h vid } p_1 = 5\text{ bar} \\ m &= \text{ca } 1,4 \cdot 20 \cdot 1 = 28\text{ kg/h vid } p_1 = 20\text{ bar} \end{aligned}$$

För läckningen 100 kg på ett år = 8760 tim behövs med $p_1 = 20\text{ bar}$

$$A = 100 / (8760 \cdot 1,4 \cdot 20) = 0,004\text{ mm}^2$$

motsvarande ett hål med omkring en femtedel av ett hårstrås diameter! Den olja som cirkulerar i köldmediesystemet får dock en viss tätande effekt vid så klena läckspalter.

4.2.2 Vanliga orsaker till läckning och motåtgärder

För kyl- och värmepumpanläggningar utgörs de mera frekventa läckställena av de nedan angivna, varvid samtidigt exempel på läckreducerande åtgärder anges.

- a) Säkerhetsventiler på högtryckssidan efter öppning på grund av tillfälligt övertryck, exempelvis när högtryckspressostat ej hunnit bryta och stoppa kompressor.
- Byte till säkerhetsventil av bästa kvalitet vad avser tätningsförmåga och minimal skillnad mellan angivet och verkligt öppningstryck.
 - Val av högtryckspressostat med hög precision för inställning av bryttryck och inställning för brytning med god marginal till säkerhetsventils öppning.
 - Anslutning av högtryckspressostat med rörledning, vilken har tillräckligt stor innerdiameter relativt sin längd och en förläggning, som hindrar oljeackumulering i ledningen, för att erhålla snabb brytning vid tryckstegring i köldmediesystemet.

Observera att R12 i detta avseende genom sitt lägre tryck är avsevärt läcksäkrare än det som mindre ozonfarligt bedömda R22. Med R12 uppnås det kondenseringstryck R22 ger vid $+60^\circ\text{C}$ först vid $+85^\circ\text{C}$.

- b) Brott på pressostatbälgar, manometerfjädrör och impulsledningar till dessa samt övriga rörledningar med klenare dimensioner.
- Val av hög utmattningshållfasthet hos bälgar och fjädrar med stor marginal till brottryck.
 - Avstängning av manometrar, när tryckavläsningar ej skall göras.
 - Rörledningar utförs av stål.
 - Manometrar, pressostater och impulsledningar monteras vibrationsfritt.
 - Temperaturväxlingars inverkan på rörspänningar beräknas för bestämning av erforderlig flexibilitet mot temperaturspänningsbrott. Se också FIG 2.11 i avsnitt 2.
- c) Svets- och lödförband med porer och andra brister.
- Säkrare metoder för svets- och lödning, god åtkomlighet av förbandet samt noggrannare kontroll av utförandet. Platsbyggnad av köldmediesystem innebär ofta mycket dålig arbetsmiljö och risk för bristfällig fogning, speciellt när denna är svåråtkomlig.
- d) Skruv- och flänsförband
- Ihopfogade delar skall före sammanfogning väl passa till varandras läge.
 - Högklassiga packningsmaterial används för flänsförband, som ihopdrages med i små steg ökande åtdragningsmoment.
 - Skruvförband smörjs rikligt före ihopskruvning.
 - Efterdragning skall ske vid idrifttagning och efter några hundras timmars drift.
- e) Kompressoraxeltätningar
- Noggrann inriktning av elmotor- och kompressoraxel.
 - Utförande av stativ och fundament för minimala vibrationer.
 - Val av högklassiga material och konstruktioner för axeltätningar.
- f) Ledskenor etc i stora turbokompressor
- På grund av de mycket stora dimensionerna hos sugrörsanslutningen används icke avstängningsventiler kring kompressorn. Därför måste vid

stora läckningar från kompressorn, t ex led-skenemekanismen, snabbt köldmediefyllningen i vätskefas kunna överföras till någon avstängbar samlingsbehållare. Om kompressordrift är möjlig, kan då via kondensorn, med avstängt vätsketillopp till förångaren, kölemediekondensatet snabbt tillföras samlingsbehållaren.

g) Ventilspindlar

- Täta kontroller av läckning och erforderlig åtdragning av gland.
- Ventilspindel vrids och smörjes.
- Eventuella huvmuttrar över ventilspindel utan permanent ratt skall efter varje manövrering fastskruvas med tätningsbricka och riklig smörjning. Detsamma gäller huvmuttrar över serviceventilers anslutningsöppningar. Observera att smörjning av ståldelar är nödvändigt för undvikande av rostning.

h) Sönderrostning

- Isolering av kalla apparatdelar och rör av stål skall endast utföras om detta med hänsyn till kondensordropp är absolut nödvändigt. I första hand skall då dropprännor användas.

Med undantag för platsskummad uretanisolering visar praktiken mycket kraftiga rostangrepp för kalla ståldelar under isolering. Speciellt gäller detta isolering av mineralull och skumgummi. Fuktspärningen blir otillräcklig på grund av att skarvningar och ändtätningar ej kan göras tillräckligt täta hos fuktspärrespektive isolering.

- Effektivt rostskydd för kalla rörledningar kräver antingen återkommande sprutning med lättflytande olja eller vaxartat korrosionsskydd av Tectyltyp. Korrosionsskyddsfärger, som hårdnar, har i praktiken oftast snabbt givit rostangrepp och flagning.

i) Reparationsarbeten

- Noggrann utbildning ges kylmontörer gällande hantering av anläggningars köldmediefyllning vid ingrepp i köldmediesystem. Väl genomtänkta instruktioner behövs för olika aggregat typer hur fyllning flyttas från dessas olika delar till andra aggregatdelar och externa samlings- eller transportbehållare via manövrering av ventiler, kompressorer, tömningsaggregat, fläktar, etc.
- "Påtrycknings"- och kontrollverksamhet genomförs av myndigheter. Behörighet tilldelas

efter vissa villkor kylserviceföretag att utföra ingrepp i köldmediesystem. Denna behörighet förloras, om företaget ej följer uppställda regler för dokumentation av sin köldmediehantering, utförande av köldmediesystem och reparationer av dessa. Även brukare av köldmediesystem åläggs skyldighet att journalföra inträffade reparationer av köldmediesystem och påfyllda köldmediekvantiteter.

Naturvårdsverkets nya CFC-författning och den nya Kylnormen söker med föreskrifter möta bl a ovan beskrivna åtgärdsbehov mot klor- och bromhaltiga köldmediers läckning.

4.2.3 Läcksökning

- a) Okulärsökning från ett köldmediesystem indikerar alltid köldmedieläckning. Denna kan dock vara så obetydlig, att normala läcksökningsutrustningar ej ger något utslag.

Syns ångblåsor i synglas i köldmedievätskeledningen före strypventilen vid normal drift, påvisar detta, att köldmedium sannolikt läcker ut. Detsamma gäller en successivt sjunkande köldmedienivå hos nivåvisare vid givet driftförhållande. Finns inga synglas eller nivåvisare kan läckning indikeras av successivt sjunkande förångningstryck och temperatur hos utgående kylt medium från förångare.

Det absolut säkraste sättet att konstatera mindre läckningar och deras storlek är, att pensla såpvatten eller olja på misstänkt läckställe. Detta blir oftast också den enda möjligheten att fastställa det exakta läget för en mindre läcka.

- b) Läcksokningsinstrument, dvs portabla instrument

På marknaden finns nu ett stort antal olika typer av elektroniska läcksökare. Deras känslighet är ungefär densamma som för den gamla gasbrännaretypen. Känsligheten uppges ofta till indikering av något tiotal gram per år. Egna prov visar dock, att denna uppgift ligger "ljusår" från praktisk känslighet. För såväl R502 som R12 kunde vid prov i omgivning med minimala luft-rörelser konstateras, att en läckning på 100 kg/år krävde ett avstånd till läckstället på mindre än 1 cm för utslag. De portabla elektroniska läcksökarna ger, till skillnad från gasbrännaren, också utslag för alla lättflyktigare kolväten, dvs för lösningsmedel och därmed icke torkade färger. De elektroniska läcksökarnas pris är omkring 2000 kr.

- c) Läckindikatorer, dvs stationära instrument

Läckindikatorer har ett högre pris än läcksökarna.

Deras fördelar jämfört med dessa är:

- Större känslighet, de billigare typerna, ca 10 000 kr, kan indikera ned till ca 10 ppm men ger också utslag för flyktiga kolväten, medan de dyra gasanalyserna, ca 100 000 kr, reagerar för bråkdelar av ppm och endast för det aktuella köldmediet.
- Kontinuerlig övervakning och larmgivningsmöjlighet.

De kan ekonomiskt rimligt aldrig ersätta läcksökningen men de utgör ett viktigt komplement. Priset på läckindikatorutrustningen växer med antal indikatorer. Speciellt i kompressormaskinrum ger behövlig ventilation avsevärda luftrörelser, som kan föra läckande medium från indikatorerna, och en "utspädande" luftomsättning. Egna prov med en läckindikator med känslighet ca 5 ppm visade i ett kompressormaskinrum intet utslag för en läckning av R502 på ca 150 kg/år, eller 30 m³/år, om avståndet från läckställe till indikator var större än 0,5 m. Uteluftomsättningen var då 10 000 m³/h i rumsvolymen 1 000 m³. Vid stationära förhållanden och fullständig blandning skulle halten R502 bli $30/(8760 \cdot 10000) = 0,3$ ppm.

d) Utveckling av utrustning och underhållsrutiner

Det återstår ännu åtskilligt utvecklingsarbete gällande förbättring av apparater för sökning och indikering, deras handhavande respektive montering, rutiner för deras underhåll och läcksökning, innan man för olika aktuella anläggnings typer når en god standard för avslöjande av läckning.

Med hänsyn till svårigheten att finna läckning av "smygtyp", i storleksordningen 100 kg/år, måste läcksökning ske med yttersta omsorg och varje sannolikt läckställe såsom skruvförband, ventilspindlar och huvmuttrar till hela sin utsträckning undersökas. Görs detta, bör "smygläckningen" från en anläggning kunna bringas ned till någon eller några procent av fyllningen per år räknat. Axel-tätningar för s k öppna kompressorer torde aldrig gå att få helt täta. Haveriläckning blir principiellt oberoende av läcksökningen men dess varaktighet kan kortas vid oftare utförd läcksökning. I än högre grad gäller detta effektiv läckindikering med larm till ständigt bevakad larmcentral. Av största betydelse blir åtkomligheten för läcksökning. Inbyggda och svåråtkomliga fogar och tätningar kan omöjliggöra upptäckandet av läckning.

4.2.4 Exempel på köldmedieläckmängder

Självfallet ökar läckrisken med antal fogar och tätnings-

delar hos ett aggregat, de mekaniska påkänningar dessa utsätts för från exempelvis vibrationer och temperaturspänningar samt sämre kvalitet hos material och montage. Sannolik läckmängd ökar också med aggregatets totala fyllning, eftersom läckor vid vilka hela fyllningen förloras kan inträffa. Den sannolika läckmängden är dock inte proportionell mot fyllningen, enär läckor, då hela fyllningen tappas, är sällsynta.

Sedan CFC-mediernas sannolika effekter på klimat och stratosfäriskt ozon upptäckts, har framför allt de energiverk, som använder mycket stora värmepumpaggregat för sin fjärrvärme, vidtagit omfattande åtgärder mot CFC-läckning. De första driftårens läckning, mycket beroende på brister i konstruktionen, har nedbringats från storleksordningen 20 % per år av fyllningsmängden till omkring 5 %. Stora läckmängder erhöles bl a från stora turbokompressorers tätningar för axlar och ledskenemekanismer, vid service- och underhållsarbeten på dem och med läckande axeltätningsoolja.

Energiverken räknar med ytterligare minskning av läckningen som möjlig. I tabellen nedan lämnas jämförande exempel på läckning från olika värmepumpaggregat.

<u>Anläggningstyp</u>	<u>Köldmediefyllning</u>	<u>Läckning</u>	<u>Läckorsak</u>
Turbokompressor- aggregat i energiverk, typiska värden, start 1982-85	R12, R22 eller R500. 1 à 1,5 kg per kW kondensor- värmeeffekt	1988: ca 5% av hela fyll- ningen eller ca 10 g per MWh konden- sorvärme	Axeltätning, läckolja, service och "smygläck- ning"
Platsbyggd uteluftvärme- pump med direktkylning, mycket stort antal venti- ler och fläns- förband, start 1984	R12. 3,5 kg per kW kondensor- värmeeffekt, eller ca 8000 kg	1988: ca 10% av hela fyll- ningen eller ca 80 g per MWh kondensor- värme. Total läckning ca 1000 kg. Juni 1989 - juni 1990 max ca 500 kg	1988: ett rörbrott i förångare- flänsbatteri, ca 5% av fyllningen, återstående 5% från axel- tätningar och "smyg- läckning"
Skruvkompres- soraggregat till uteluft- värmepump med indirekt kyl- ning i Fisk- sätra, start okt 1987	950 kg per aggre- gat, 1 st R12 1300 kW konden- sorvärmeeffekt, 0,7 kg/kW, 1 st R22 2100 kW kondensorvärme- effekt, 0,5 kg/kW	1988: R12 ca 5%. R22 50% av hela fyllningen eller ca 30 g per MWh kon- densorvärme	Diverse reparationer av R22-köld- mediesystem, axeltätningar och smyg- läckning
Skruvkompres- soraggregat till frånluft- värmepump i Täby, start febr 1986	R12. 0,6 kg per kW kondensor- värmeeffekt, totalt 3400 kW från två aggre- gat	1988: ca 5% eller 5 g per MWh kondensor- värme, intet köldmedium har behövt på- fyllas i något av aggregaten med 950 kg fyllning	Någon läckning via axeltät- ningar och "smygläck- ning"
Uteluftvärme- pump för villa, med 4 st ven- tilspindlar och 9 st skruv- och flänstät- ningar, direkt kylning, start 1981	R502. 0,9 kg per kW kondensor- värmeeffekt på 7 kW	1982: 0,5 kg 1988: 2,5 kg Totalt 1981- 1989 3,0 kg = = 0,4 kg/år = = 7% av hela fyllningen per år eller 15 g per MWh konden- sorvärme	1982: Läckande smältplugg. 1988: Säker- hetsventil. Inga "smyg- läckningar"

5 KÖLDBÄRARESYSTEMETS UTFÖRANDE

5.1 För- och nackdelar för indirekt kylning jämfört med direkt

Det indirekta kylsystemets fördelar är, för större anläggningar, när direkta kylsystem ej kan utföras som fabriksfärdiga enheter:

- Mindre köldmediefyllning och köldmedieläckrisk. Svensk naturvårdsförfattning kräver för s k freon-köldmedier ofta indirekt kylning.
- Fabriksfärdigt och fabriksprovat kylaggregat kan användas med snabbare idrifttagning, mindre driftstörningsrisk och underhållskostnad.
- Vid storserietillverkade fabriksfärdiga aggregat lägre total anläggningskostnad.

Nackdelarna är:

- Normalt högre anläggningskostnad, om storserietillverkade aggregat ej finns. Härtill bidrager grövre rörledningar för köldbärare än köldmedium och behov av en "extra" värmväxlare mellan köldmedium och kylt objekt, här förångare kopplad med köldbärare till uteluftkylbatterier.
- Högre driftkostnad genom lägre förångningstemperatur från den "extra" värmväxlingen och köldbärarepumpars effektbehov. FIG 5.1 ger beräkningsunderlag för det större driveffektbehovet vid elmotordrift, normalt omkring 5 % av kyleffekten Q_2 eller omkring 10 à 15 % högre än en direktkylanläggnings kompressoreffektbehov vid optimala dimensioneringar.
- Större risk för sönderkorrodering av köldbärare-system, också utifrån vid läckning.

5.2 Karakteristik av köldbärare

I (4) redogörs för termodynamiska och korrosionsegenskaper hos några vanliga köldbärare. Ner till ett par plusgrader kan vatten användas. Detta har överlägset de bästa egenskaperna av användbara vätskor. Vid förångareyttemperaturer under 0°C behöver vattnet tillsättas fryspunktnedsettande medel. Exempel på sådana är salterna:

kalciumklorid
natriumklorid
kaliumkarbonat

och vätskorna

etylalkohol
metylalkohol

etylenglykol
propylenglykol

Med dessa fryspunktneredsättare erhålls alltefter temperaturen sänks under blandningens "fryspunkt" successivt ökad utfällning av iskristaller, varvid "fryspunkten" ytterligare sjunker. Dessa iskristaller av rent vatten, vilka bildas på den kylda ytan, innesluter mellan sig i köldbärare i vätskefas med allt högre halt av fryspunktneredsättaren. Någon massiv is med risk för rörsprängning etc erhålls ej vid fryssningen, så länge vätskan undanträngd av isvolymökningen kan expandera ut i systemets expansionskärl. Iskristallerna blockerar ej en sådan expansion.

Vid tillgång på syre korroderar nämnd vattenlösningar utan lämpliga korrosionsskyddstillsetser på stål. Kaliumkarbonatlösning angriper då endast långsamt stål men kan ge kraftiga angrepp på kroppar och mässing. Dessa förhållanden behandlas vidare i avsnittet 5.4 nedan.

Bästa värmeöverföringsegenskaperna och lägst pris ger kalciumkloridlösningen. Sämst är propylenglykol i detta avseende. Både propylen- och etylenglykol ger under ca -10°C laminärströmning på grund av hög viskositet och därmed mycket låga värmeöverföringstal, om icke plattvärmeväxlare med trånga kanaler används.

Vid läckning avdunstar vattenlösningar av etyl- och metylalkohol vanligen snabbt och ger inga restbeläggningar. Glykoler avdunstar mycket långsamt och salter praktiskt taget ej alls. Härigenom medför då läckning ofta klubbiga beläggningar och genom syretillgången från luften snabb rostning på stål.

5.3 Strömnings- och värmetekniska egenskaper

FIG 5.2 illustrerar de väsentliga samband, som gäller värmeöverföring och tryckfall för köldbärare. Strömningstryckfall Δp och värmeövergångstal α bestäms till sin storlek i väsentlig grad av rådande Re-tal. Tabell 5.1 ger exempel på värden för α och värmeväxlarens totala värmegeomgångstal k för några olika köldbäraresammansättningar. Uppkommer laminärströmning, dvs vid Re-tal på mindre än 2000, sjunker α - och k -värden drastiskt. För en given värmeväxlare och kyleffekt fördrubblas ungefärligt temperaturdifferensen mellan köldbäraren och köldmediet eller det kylda mediet. Re-talet sjunker med minskande rördiameter d och strömningshastighet w och ökande köldbärareviskositet, kinematisk $= \nu$ eller dynamisk $= \mu$. För etylenglykol är det i praktiken svårt att undvika laminärströmning vid temperaturer under -10°C , för kalciumklorid gäller detta från -20°C . Väsentligt större värmeväxlaretor behövs härvid för optimala temperaturdifferenser, vilket minskar konkurrenskraften mot direktkyllning. För uteluftvärmepumpar bör därför endast kalciumklorid eller kalciumkarbonat ifrågakomma som köldbäretillsats.

Tabell 5.1 Värmetransport för olika köldbärare

KÖLDBÄRARE	$Re =$ $= (w \cdot d / \nu)$	$T =$ $= (\lambda^{0,67} \cdot (\rho \cdot c)^{0,33} / \nu^{0,47})$	$L =$ $= (\lambda^{0,67} \cdot (\mu \cdot c)^{0,33})$
Vatten, 0°C ($w = 1$ m/s $d = 0,015$ m ger $Re = 8400$ och $\alpha_T = 4500$)	$5,6 \cdot 10^5 \cdot w \cdot d$	55000	1,3
<u>Etylenglykol-Vatten</u>			
23% vikt, 0°C frysning -10°C ($w = 1$ m/s $d = 0,015$ m ger $Re = 4500$ och $\alpha_T = 2000$)	$3,0 \cdot 10^5 \cdot w \cdot d$	38000	1,5
44% vikt, -20°C frysning -27°C ($w = 1$ m/s $d = 0,015$ m ger $Re = 950$ och $\alpha_L = 590$)	$0,63 \cdot 10^5 \cdot w \cdot d$	16000	2,2
<u>Kalciumklorid-Vatten</u>			
14% vikt, 0°C frysning -10°C ($w = 1$ m/s $d = 0,015$ m ger $Re = 6500$ och $\alpha_T = 3400$)	$4,3 \cdot 10^5 \cdot w \cdot d$	47000	1,4
24% vikt, -20°C frysning -27°C ($w = 1$ m/s $d = 0,015$ m ger $Re = 2000$ och $\alpha_L = 540$)	$1,3 \cdot 10^5 \cdot w \cdot d$	35000	2,0

VÄRMEGENOMGÅNGSTAL k ($W/m^2, ^\circ C$), se FIG 5.2.

$k = 1 / (1/\alpha + Ab/Au \cdot \alpha_u)$, per ytenhet Ab på köldbäraresida, såsom α_T och α_L ovan.

- a) Flänsbatteri till luft, $Ab/Au \cdot \alpha_u \approx 1/25 \cdot 40 = 0,001$
- | | |
|-----------------|-----------|
| $\alpha = 4500$ | $k = 820$ |
| $= 3400$ | $k = 770$ |
| $= 2000$ | $k = 670$ |
| $= 500$ | $k = 330$ |
- b) Tubpanneförångare till R22, $Ab/Au \cdot \alpha_u \approx 1/2 \cdot 700 = 0,0007$
- | | |
|-----------------|------------|
| $\alpha = 4500$ | $k = 1080$ |
| $= 3400$ | $k = 1000$ |
| $= 2000$ | $k = 830$ |
| $= 500$ | $k = 370$ |

Vad beträffar strömningstryckfall och pumpeffektbehov för olika köldbärare, skiljer de sig obetydligt från varandra. Dessa skillnader får därför ingen betydelse för valet.

I (4) ges erforderliga ämneskonstanter för värmeöverförings- och tryckfallsberäkningar, nämligen $\lambda, \mu = \nu \cdot \rho$, ρ och c för under 5.2 nämnda fryspunktnedsättare, exklusive metylalkohol, vid olika viktkoncentrationer i vatten.

5.4 Korrosionsskydd och underhåll

Syresättning av köldbäraren genom dess kontakt med luft kan förbruka korrosionsskyddstillsatser och ökar korrosionsrisken avsevärt. Lufttäta köldbärarsystem blir därför av stor vikt. Olika köldbärare har olika behov av korrosionsskyddsmedels typ och mängd. Ett lufttätt system med etylalkohol och vatten behöver ej någon tillsats överhuvudtaget. För kalciumklorid används natriumbikromat eller ett organiskt medel av hemlig sammansättning kallat "Drewguard", vilket bl a säljs av Bycosin Kemi AB i Karlstad.

Minimering av korrosion på stål kräver högt pH-värde, ej under 7. För koppar är dock pH över 9 å 10 riskabelt. Med 0,5 kg NaOH per m³ köldbärare erhålls normalt en pH-värdeshöjning från 6 å 7 till 9 å 10.

Ett köldbärarsystem med den korrosionsriskablare kalciumkloriden skall minst en gång per år få köldbäraren analyserad vad avser pH-värde, korrosionsskyddstillsatsens koncentration, halter av järn och koppar i lösning och fasta fällningar. Har korrosionsskyddsmedlen förbrukats, måste omgående nya tillsättas. En tubpanneförångare med stålrör och kalciumkloridköldbärare med natriumbikromat kan få punktfrätning under syrefattig rost, som bildats på rören vid för låg natriumbikromathalt. Denna frätning kan t o m förvärras efter höjning av natriumbikromathalten till det normalt behövliga värdet. Korrosionen fortsätter då med ökad hastighet under den syrefattiga svartrosten.

Av mycket stort värde är, att förse köldbärarsystemet med korrosionsprov av renputsade koppar- och ståldelar, vilka lätt skall kunna uttas för inspektion. De skall placeras i en strömningshastighet, som är den högsta förekommande i systemet, för maximal effekt från erosionskorrosion.

Om isolering ej behövs, för att hindra kondensdropp, som icke kan uppsamlas, men skapar olägenheter, skall isolering av köldbärareledningar undvikas. Skälen är de följande:

- Dess kostnad är hög och största värmeförlust till köldbärarsystemet hos en värmepump är vanligen önskvärda.
- Det är mycket svårt att få isoleringsskarvningar tillräckligt diffusionstäta. Sönderrostning inträffar därför ej sällan på kalla, isolerade stålrör. Rostningens fortskridande under isoleringen, icke minst vid bultflänsförband, blir svår och dyrbar att bevaka.

5.5 Systemutformning

Om isolering måste användas, exempelvis för att kondens- och smältvattendropp måste undvikas och ej

kan klaras av billiga dropprännor, etc, bör uretanskum-isolering med hög utförande-kvalitet användas. Tätning av skarvar mellan isolerdelar och avslutningar mot ventilspindlar m m måste göras mycket omsorgsfullt. För andra isolertyper än uretanskum, krävs en effektiv rostskyddsbehandling av ståldelar före isolering. Exempel på en sådan, som visat sig ha mycket lång livslängd, är Valvoline Tectyl 506 WD. Den ger en seg vaxartad beläggning med mycket god vidhäftning.

FIG 5.3 visar två olika utföranden för de i köldbärarsystem nödvändiga avluftnings-, blandnings- och expansionsfunktionerna. Utförande I ger alla dessa funktioner och också smuts-grovavskiljning till särklassigt lägsta kostnad. Eftersom atmosfärstryck råder ovan tankens vätskenivå, torde det dock ej medge högre förläggning av köldbärarsystemdelar än ca 7 m över denna nivå. Utförandet har tillämpats i en uteluftvärmepump-anläggning med 5 m³ vatten med 24 % viktsprocent kalciumkloridinblandning och 0,5 % "Drewguard" som korrosionsskyddsmedel. Efter fyllning av tanken med köldbärare behövde köldbärare-pumpen avluftas, innan den började suga vätska från tanken. Därefter pressades all luft ur systemet och avskiljdes i tanken på några minuter, utan att några avluftare användes, ej ens på kylbatteriernas överdelar ca 3 m över tankens vätskenivå. Detta köldbärarsystem har varit i drift sedan juli 1987 utan störningar. Vid starten nedsänktes i tanken korrosionsprov. Dessa har regelbundet inspekterats och de ihopskruvade handelståls-, mässing- och kopparplåtarna har inga som helst korrosionsangrepp. Korrosionsskyddet "Drewguard" är starkt rostlösende och binds också vid rostpartiklar. Initialfyllningen med ca 0,5 % "Drewguard" visade sig vid analys efter 6 månaders drift helt sakna "Drewguard" i lösningen. Den hade bundits av rostslammet i köldbäraren. pH-värdet var då endast ca 6, men korrosionsproven var fortfarande helt oan-gripna och blanka. Påfyllnad av natriumhydroxid och Drewguard skedde snabbt och enkelt direkt ner i tanken. Sedan denna påfyllning har endast en obetydlig minskning av pH- och Drewguardhalt skett till senaste analys juli 1989.

Utförande II medger hållning av övertryck i alla köldbärarsystemdelar oavsett nivå-skillnad till blandkärlet, eftersom detta normalt ej är inkopplat i systemet. Ett slutet expansionskärlet på pumpens sug-sida svarar för hållande av önskat tryck. Observera att, liksom för utförande I, en snabb luftavskiljning kräver en låg strömnings-hastighet, högst ca 0,2 m/s, i avluftaren, att inströmmande köldbärare riktas uppåt i denna och att avgående köldbärare tas relativt nära botten. Riktas öppningen på inloppsledningen mot utloppsledningen går en stor del av luftbubblorna direkt till denna. En onödigt långsam avskiljning erhålls. Utförande II har lika komplikationsfritt som utförandet I använts i en tre gånger större uteluftvärmepump med kylbatteriers överdel ca 10 m över avluftningskärlet. Avluftningen krävde ej heller här, att några avluftare på andra systemdelar behövde användas. Dock är komplette-

ring av köldbärarefyllning och dess komponenter mer tidskrävande än för utförande I.

5.6 Köldbärarefördelning

FIG 5.4 visar några olika arrangemang för fördelning av köldbärare mellan parallellkopplade slingor för kylning. Exempel är luftkylare och rör i isbanor. Det normalt billigaste utförandet för en given jämnhet i fördelningen är III. Det har också minst utrymmesbehov. Om fördelnings- och samlingsrören, såsom vid isbanor, är mycket långa, kan givetvis en "nedtrappning" av deras diameter ske såsom i utförandet I. Detta gäller givetvis också för utförandet II.

Av avgörande betydelse för jämnhet i fördelningen blir för alla utföranden, I, II och III, att välja tillräckligt grov dimension för fördelnings- och samlingsrör. Erforderligt beräkningsunderlag för detta finns i FIG 5.4 - 5.6. Beräkningen för I och II blir dock besvärligare än för III, eftersom den måste utföras i flera steg med de angivna ekvationerna, för varje "avtappad" dimension respektive för "primära" och "sekundära" fördelnings- och samlingsrörpar.

6 PÅFROSTNING OCH AVFROSTNINGSSYSTEM

6.1 Påfrostning

FIG 6.1 visar de samband som gäller fuktutfällning och påfrostning på ett kylbatteri samt exempel på beräkningsmetoder, varvid FIG 6.2 - 6.5 utgör nödvändiga hjälpmedel. Den för fuktdiffusionen grundläggande Lewis' ekvation (6.1) i FIG 6.1 är av typ "naturlag". Den stora svårigheten i att göra en noggrann bestämning av fuktdiffusionen ligger i fastställandet av konvektionsvärmeövergångstalet α_k från luften, ur vilken fuktutfällningen sker, till den kylda ytan och detsamma, α_B , mellan det kylande mediet och rörväggen. Dessa värmeövergångstal har ett avgörande inflytande på den luftberörda kylda ytans temperatur t_f , se ekv (6.12) i FIG 6.1. För en påfrostad yta har också frostens värmeledningstal λ_f en viss inverkan på t_f , fastän måttlig vid de optimala flänsdelningar s_F kring 3 mm. För frottjocklekstillväxten δ_f får frostens täthet ρ_f stor betydelse, se ekv (6.13) i FIG 6.1. Ett mycket omfattande och noggrant arbete gällande fastställande av λ_f och ρ_f har redovisats i (6). De i FIG 6.1 angivna värdena $\lambda_f = 0,15 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ och $\rho_f = 150 \text{ kg/m}^3$ är för tillämpningen uteluftvärmepumpar rimliga riktvärden. Den i FIG 6.1 redovisade beräkningsmetoden har använts, för att beräkna påfrostningshastigheter och utfällda fukt- och frostmängder för en mängd olika praktikfall. Dessa har gällt såväl olika flänsdelningar s_F som väsentligt skilda kyleffekter per batteriytenhet, Q_B/A från både kokande köldmedier och köldbärare i rören. Med de i FIG 2.8 angivna värdena för α_k och i FIG 6.1 redovisade λ_f och ρ_f har god överensstämmelse erhållits med verkliga iakttagelser och mätningar för praktikfallen.

Följande karakteristiska förhållanden, vilka såväl beräkningarna som praktiken visar, skall framhållas:

- Vid mildare väderlek blir $t_f > 0^\circ\text{C}$ för batteriets luftinlopp. Frost börjar då utfällas först längre in i batteriet och igenfrostning inträffar snabbast nära luftutloppssidan.
- Vid utelufttemperaturer under någon eller några plusgrader och relativ fuktighet över ca 90 % sker frostatfällning snabbast på luftinloppssidan. Speciellt för direktförångningsbatterier blir skillnaden mellan frosttjocklek vid luftinloppet och luftutloppet stor. Luftinloppet kan då få i storleksordningen fem gånger snabbare frosttjocklekstillväxt. Märkligt nog har dock i praktiken ej iakttagits påtagligt snabbare igenfrostning ens för flänsdelning $s_F = 3 \text{ mm}$ vid kraftiga blötsnöfall. I stor utsträckning sugs snöflingorna igenom batteriet och kan då samlas i drivor på luftutloppssidan, allt beroende på lufthastighetsfördelningen där.
- Frosttjocklekstillväxten blir snabbare ju större

kyleffekten QB är relativt kylbatteriets luftberörda yta A och ju högre uteluftens fuktinnehåll XU är. XU sjunker normalt kraftigt med utetemperaturen tU. Dessa förhållanden illustreras av nedan utförda beräkningar enligt de metoder, som visas i FIG 6.1 och 6.2, gällande fukt- och frostutfällningar på kylbatterier.

Förutsättningar

- Värmepumpaggregat av vätskekyltyp, se FIG 2.6, ekv 2.6, med:

$$nB = 1, \text{ dvs } a = 0 \text{ och } tBFm = tBF, tBFO = -10^{\circ}\text{C}, \\ QBO = 2000 \text{ kW}, CB = 100 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}, tVFO = tVFm$$

$$\text{ger } QB = 3000 + 100 \cdot tBF \text{ kW}$$

- Luftkylningsbatterier med köldbärare, se FIG 2.6 och 2.8 med:

$$l = 400 \text{ mm} \quad ll = lh = 50 \text{ mm} \quad b=10 \text{ st} \times 4,0 \text{ m} = 40 \text{ m} \\ h = 2,5 \text{ m} \quad sF = 3 \text{ mm} \quad \delta F = 0,25 \text{ mm aluminium} \\ d = 16 \text{ mm kopparrör} \quad di = 14,8 \text{ mm} \quad nL = 400/50 = \\ = 8 \text{ st} \quad nH = 2,5/50 \cdot 10^{-3} = 50 \text{ st} \quad -6 \quad -3 \\ A = 8 \cdot 50 \cdot (2 \cdot 50 \cdot 50 - \pi \cdot 16^2) / 2 + \pi \cdot (3 - 0,25) \cdot 16 \cdot 10^{-6} \cdot 40 / 3 \cdot 10^{-3} = \\ = 25 \cdot 300 \text{ m}^2 \\ A/Ai = (2 \cdot 50 \cdot 50 - \pi \cdot 16^2) / 2 + \pi \cdot (3 - 0,25) \cdot 16 / \pi \cdot 14,8 \cdot 3 = 34$$

$$wL = 1,8 \text{ m/s} \quad VL = 40 \cdot 2,5 \cdot 1,8 = 180 \text{ m}^3/\text{s} \quad 0,35 \\ wS = 1,8 \cdot 3 / (3 - 0,25) = 2,0 \text{ m/s} \quad \alpha_k = 30 \cdot 2,0 = \\ = 38 \text{ W/m}^2, ^{\circ}\text{C} \quad \alpha_B = 1500 \text{ W/m}^2, ^{\circ}\text{C} \\ WB = VB \cdot \rho_B \cdot CB = 400 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$$

- Kylbatterierna förutsätts vara obetydligt frostade, dvs avfrostning har just skett. Detta innebär, se FIG 6.1, $\delta f = 0$ och $\alpha_F = \alpha_f = (1+f) \cdot \alpha_k$
- $\lambda f = 0,15 \text{ W/m}, ^{\circ}\text{C}$, $\rho_f = 150 \text{ kg/m}^3$.

Beräkningsfall, se FIG 2.8, 2.9, 6.1 - 6.5.

$$\text{I. } tu = +1^{\circ}\text{C} \quad \phi_u = 100 \% \quad (xu = 4,13 \cdot 10^{-3})$$

1. Beräkning av f och totalt utfälld fuktmängd är nödvändig för bestämning av smältvärmebehov för avfrostning samt ger ett första "passningsvärde" för f vid beräkning av lokal påfrostning. Denna varierar med avståndet från batteriets luftinlopp och behöver beräknas för bedömning av möjlig och lämplig påfrostningstid τ_f före avfrostning, se vidare beräkning under 2. och II.2 nedan.

$$fl = 0,5: \quad wL = 180 \cdot 1,3 \cdot 1,5 = 360 \\ \alpha_f = 1,5 \cdot 38 = 57 \quad \eta_F = 0,66 \\ k = 1 / (1 / (0,66 \cdot 57) + 34 / 1500) = \\ = 20 \text{ W/m}^2, ^{\circ}\text{C} \\ KBm = 0,020 \cdot 25300 = 510 \text{ kW}/^{\circ}\text{C} \\ KB = 510 / (1 + (1/360 + 1/400) \cdot 255) = 217$$

$$\begin{aligned} t_{BF1} &= (217-3000)/(217+100) = -8,8, \\ X_{BF1} &= 1,80 \cdot 10^{-3} \quad (\text{FIG 6.4}) \\ f_2 &= 2,85 \cdot (4,13-1,80)/(1+8,8) = \\ &= 0,68 > f_1 + 0,1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_2 = 0,68: \quad W_L &= 180 \cdot 1,3 \cdot 1,68 = 393 \\ \alpha_f &= 1,68 \cdot 38 = 64 \quad \eta_F = 0,63 \\ k &= 1/(1/(0,63 \cdot 64) + 34/1500) = 21 \\ K_{Bm} &= 0,021 \cdot 25300 = 530 \\ K_B &= 530/(1+(1/393+1/400) \cdot 265) = 227 \\ t_{BF2} &= (227-3000)/(227+100) = -8,5, \\ X_{BF2} &= 1,86 \cdot 10^{-3} \\ f_3 &= 2,85 \cdot (4,13-1,86)/(1+8,5) = 0,68 = \\ &= f_2 = f \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Detta ger } Q_B &= 300-100 \cdot 8,5 = 2150 \\ t_{BR} &= -8,5+2150/400 = -3,1 \quad (\text{ekv 2.24, FIG 2.8}) \\ t_K &= 1-2150/393 = -4,5 \quad (\text{ekv 2.25, FIG 2.8}) \\ t_{fK} &= -4,5-0,63 \cdot (-4,5+8,5) \cdot 1500/(1500+0,63 \cdot 64 \cdot 34) = \\ &= -5,8 \quad (\text{ekv 6.12, FIG 6.1}) \end{aligned}$$

FIG 6.2 och 6.5 visar för detta fall luftkylning med $\phi_L = 100\%$ för hela förloppet och ger $X_K = 1,00 \cdot 2,62 \cdot 10^{-3}$ i FIG 6.4

$$\begin{aligned} M_f &= 180 \cdot 1,3 \cdot (4,13-2,62) \cdot 10^{-3} = 0,35 \text{ kg/s} \quad (\text{ekv 6.14}) \\ m_f &= 0,35/25300 = 14 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s, m}^2 \text{ A} \\ \delta f &= (14 \cdot 10^{-6}/150) \cdot 3600 \cdot 10^3 = 0,33 \text{ mm/h} \text{ som medel-} \\ &\text{tal för hela batteriytan.} \end{aligned}$$

2. Beräkning av fuktfällning vid in- och utlopp

INLOPP

$$\alpha_k = 50 \cdot w_s^{0,35} = 64 \quad (\text{ekv 2.31, FIG 2.8})$$

$$\begin{aligned} \text{Enligt 1. ovan: } t_B &= t_{BR} = -3,1 \\ t_L &= t_u = +1 \\ f_{L1} &= f_2 = 0,68 \text{ antas} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_f &= 1,68 \cdot 64 = 108, \quad \eta_F = 0,52, \quad t_f = t_{fU} = 1-0,52 \cdot \\ &\cdot (1+3,1) \cdot 1500/(1500+0,52 \cdot 108 \cdot 34) = 0,1 > 0 \\ x_f &= x_{fU} = 3,86 \cdot 10^{-3}, \quad f_{L2} = 2,50 \cdot (4,13-3,85)/(1-0,1) = \\ &= 0,78 = f_{L1} + 0,1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_{L2} &= 0,78, \quad \alpha_f = 1,78 \cdot 64 = 114, \quad \eta_F = 0,51, \\ t_f &= t_{fU} = 1-0,51 \cdot (1+3,1) \cdot 1500/(1500+0,51 \cdot 114 \cdot 34) = \\ &= +0,1. \quad f_{L3} = f_{L2} = f_L = 0,78 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_f &= 64 \cdot (4,13-3,85) \cdot 10^{-6} = 17 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s, m}^2 \\ \delta F &\approx (17 \cdot 10^{-6}/150) \cdot 3600 \cdot 10^3 \approx 0,41 \text{ mm/h} \text{ något innan-} \\ &\text{för inlopp, eftersom flänsyttemperatur } t_{fU} \text{ vid} \\ &\text{inlopp är } +0,1^\circ\text{C} \text{ och ej ger frost utan vattenutfäll-} \\ &\text{ning.} \end{aligned}$$

UTLOPP

$$\begin{aligned} \text{Enligt 1. ovan: } t_B &= t_{BF} = -8,5 \\ t_L &= t_K = -4,5 \\ f_{L1} &= f_2 = 0,68 \text{ antas} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}XK &= 2,62 \cdot 10^{-3}, \quad \alpha_f = 64, \quad \eta_F = 0,63 \\t_f &= t_{fk} = -5,8 \text{ med } x_{fk} = 2,34 \cdot 10 \\f_{L2} &= 2,85 \cdot (2,62 - 2,34) / (-4,5 + 5,8) = 0,61 < f_{L1} + 0,1 \\f_{L2} &= f_L = 0,61 \\m_f &= 38 \cdot (2,62 - 2,34) \cdot 10^{-6} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s, m}^2 \\d_f &= (11 \cdot 10^{-6} / 150) \cdot 3600 \cdot 10^3 = 0,26 \text{ mm/h}\end{aligned}$$

För detta fall inträffar alltså igenfrostning snabbast strax efter luftinloppet, där flänsyttemperaturen just ligger under 0°C .

$$\text{II. } t_u = +1^\circ\text{C} \quad \phi_u = 70 \% \quad (x_u = 0,7 \cdot 4,13 \cdot 10^{-3} = 2,89 \cdot 10^{-3})$$

1. Beräkning av f och totalt utfälld fukt mängd

$$\begin{aligned}f_1 &= 0,5: \quad \text{såsom I .1.} \quad t_{BF1} = -8,8 \text{ och } X_{BF1} = \\&= 1,80 \cdot 10^{-3} \\f_2 &= 2,85 \cdot (2,89 - 1,80) / (1 + 8,8) = \\&= 0,32 < f_1 + 0,1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}f_2 &= 0,32: \quad WL = 1,3 \cdot 1,32 \cdot 180 = 309, \\&\alpha_f = 1,32 \cdot 38 = 50 \quad \eta_F = 0,68 \\k &= 1 / (1 / (0,68 \cdot 50) + 34 / 1500) = 19 \\KB_m &= 0,019 \cdot 25300 = 480 \\KB &= 480 / (1 + (1 / 309 + 1 / 400) \cdot 240) = 202 \\t_{BF2} &= (202 - 3000) / (202 + 100) = -9,3 \\X_{BF2} &= 1,72 \cdot 10^{-3} \\f_3 &= 2,85 \cdot (2,89 - 1,72) / (1 + 9,3) = 0,32 = \\&= f_2 = f\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}QB &= 3000 - 100 \cdot 9,3 = 2070 \\t_{BR} &= -9,3 + 2070 / 400 = -4,1 \\t_K &= 1 - 2070 / 309 = -5,7 \\t_{fk} &= -5,7 - 0,68 \cdot (-5,7 + 9,3) \cdot 1500 / (1500 + 0,68 \cdot 50 \cdot 34) = \\&= -7,1\end{aligned}$$

Approximativt erhålls förlopp som inritats i FIG 6.5 efter principerna enligt FIG 6.2. Inritat förlopp ger $\phi_K \approx 0,97$ och ur FIG 6.4 erhålls då med $t_K = -5,7$ $x_K = 0,97 \cdot 2,36 \cdot 10^{-3} = 2,29 \cdot 10^{-3}$

$$\begin{aligned}M_f &= 180 \cdot 1,3 \cdot (2,89 - 2,29) \cdot 10^{-3} = 0,14 \text{ kg/s} \\m_f &= 0,14 / 25300 = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s, m}^2 \\d_f &= (5,5 \cdot 10^{-6} / 150) \cdot 3600 \cdot 10^3 = 0,13 \text{ mm/h såsom} \\&\text{medeltal för hela batteriet. Enligt beräkningar} \\&\text{under 2. nedan sker dock fuktutfällning på endast} \\&\text{ca 60 \% av batteriytan närmast luftutloppet, vilket} \\&\text{innebär, att där medelhastigheten för frostill-} \\&\text{växten blir ca } 0,13 / 0,6 = 0,22 \text{ mm/h.}\end{aligned}$$

Beräkning av fuktutfällning vid in- och utlopp

2.

INLOPP

$$\alpha_k = 50 \cdot w_s^{0,35} = 64$$

$$\begin{aligned}\text{Enligt 1. ovan: } t_B &= t_{BR} = -4,1 \\t_L &= t_u = +1 \\f_{L1} &= f_2 = 0,32\end{aligned}$$

$\alpha_f = 1,32 \cdot 64 = 84$. $\eta_F = 0,57$. $t_f = t_{fu} = 1 - 0,57 \cdot (1+4,1) \cdot 1500 / (1500 + 0,57 \cdot 84 \cdot 34) = -0,4$. $x_f = x_{fu} = 3,73 \cdot 10^{-3} > x_u$ dvs någon fuktutfällning sker ej och $fL2 = 0$.

$fL2 = 0$ $\alpha_f = 64$. $\eta_F = 0,63$. $t_f = t_{fu} = 1 - 0,63 \cdot (1+4,1) \cdot 1500 / (1500 + 0,63 \cdot 64 \cdot 34) = -0,7$. $x_{fu} = 3,62 \cdot 10^{-3} > x_u$, varför $fL3 = fL2 = 0$ och $m_f = \delta f = 0$. Frostning börjar först när flänstemperaturen t_f kommer under uteluftens daggningstemperatur t_D , som i detta fall med $x_u = 2,89 \cdot 10^{-3}$ blir $-3,4^\circ\text{C}$, se FIG 6.4. Approximativt avtager t_L , t_B och t_f linjärt med avståndet från luftinloppet, varför $t_f = -3,4^\circ\text{C}$ uppnås efter $(-0,7+3,2)/(-0,7+7,1) = 39\%$ av batteridjupet.

UTLOPP

Enligt 1. ovan: $fL1 = f2 = 0,32$
 $t_B = t_{BF} = -9,3$
 $t_L = t_k = -5,7$
 $t_f = t_{fK} = -7,1$ med $x_{fK} = 2,10 \cdot 10^{-3}$
 $\alpha_f = 50$, $\eta_F = 0,68$

$fL2 = 2,85 \cdot (2,29 - 2,10) / (-5,7 + 7,1) = 0,39 < fL1 + 0,1$
 $m_f = 38 \cdot (2,29 - 2,10) \cdot 10^{-6} = 7,2 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s, m}^2$
 $\delta f = (7,2 \cdot 10^{-6} / 150) \cdot 3600 \cdot 10^3 = 0,17 \text{ mm/h}$

III. $t_u = +1^\circ$ $f = 0$, dvs ingen fuktutfällning

$WL = 1,3 \cdot 180 = 234$. $\alpha_f = 38$. $\eta_F = 0,73$
 $k = 1 / (1 / (0,73 \cdot 38) + 34 / 1500) = 17$
 $KB_m = 0,017 \cdot 25300 = 430$
 $KB = 430 / (1 + (1/234 + 1/400) \cdot 215) = 175$
 $t_{BF} = (175 - 3000) / (175 + 100) = -10,3$

$QB = 3000 - 1030 = 1970 \text{ kW}$
 $t_{BR} = -10,3 + 1970 / 400 = -5,4$
 $t_k = 1 - 1970 / 243 = -7,4$

$t_{fK} = -7,4 - 0,73 \cdot (-7,4 + 10,3) \cdot 1500 / (1500 + 0,73 \cdot 38 \cdot 34) = -8,7$

För att ingen fuktutfällning skall ske måste luftens daggningstemperatur vara lägre än $-8,7^\circ\text{C}$, dvs $x_u < 1,92 \cdot 10^{-3}$, se FIG 6.4. Detta ger $\phi_u < 1,92 / 4,13 = 46\%$.

För de ovan visade beräkningarna är spalten mellan flän-sarna $s_F - \delta F = 2,75 \text{ mm}$. Igenfrostning inträffar, när frosttjockleken på flän-sarna nått värdet $(s_F - \delta F) / 2 = 1,4 \text{ mm}$. Frosttjocklekstillväxten δf kan med rimlig noggrannhet antas vara konstant under påfrostningen. Fall I ovan med $t_u = +1^\circ\text{C}$ och $\phi_u = 100\%$ erhålls då igenfrostning först nära inloppet efter tid $1,4 \text{ (mm)} / 0,41 \text{ (mm/h)} = 3,4 \text{ h}$. I fall II med $t_u = +1^\circ\text{C}$ och $\phi_u = 70\%$ erhålls snabbast igenfrostning mellan ca 40% av batteridjupet från luftnoppssidan räknat, där fukt- och frostutfällning börjar, och luftloppet. För detta avsnitt blir medelfrosttjocklekstillväxten $\delta f = 0,22 \text{ mm/h}$

enligt ovan, vid utloppet 0,17 mm/h. Ungefärlig tid till igenfrostning skulle därför uppgå till ca $1,4/0,25 =$ ca 6 h. Dessa tider stämmer väl med i praktiken uppmätta tider för en anläggning med utförande enligt förutsättningarna.

Inträffar igenfrostning i någon sektion av kylbatteriet stoppas luftgenomflödet. Detta leder snabbt till stopp av kompressorerna från lågtryckspressostaterna, eftersom köldbärare- och förångningstemperaturer sjunker raskt, när värmeförseln från uteluften upphör. Ett optimalt val av tidsintervall mellan avfrostningar innebär dock att igenfrostning ej får ske. Grundläggande för detta val är de driftförhållanden som påfrostningen ger och värmebehovet för avfrostningen utöver frostmältvärmes. Driftförhållandena under påfrostning skall därför beräknas för samma anläggning som ovan behandlats beträffande driften strax efter avfrostning med frostoffritt kylbatteri. Såsom ytterligare nödvändigt underlag tjänar då FIG 2.10 och FIG 6.6 med exempel. Dessa figurer visar beräkningsprinciper för fastställande av luftflödet genom kylbatteriet vid avfrostning minskad luftspalt mellan flänsarna. För att erhålla enklare beräkning men ändå rimlig noggrannhet antas, att frosttjockleken δf är konstant över batteriet. Den verkliga frosttjockleksfördelningen för här aktuella förhållanden är normalt ojämnare med ner till ca halva frosttjockleken på luftutloppssidan, se exemplen ovan. Vid medelfrosttjocklek, som överstiger storleksordning 30 % av den frostfria luftspalten $sF - \delta F$, kan sålunda igenfrostning inträffa vid exempelvis luftinloppet. För medelfrosttjocklek δf större än ca 30 % av $sF - \delta F$ kan nedan utförda beräkningar därför ge dålig noggrannhet.

Förutsättningar

- Anläggning såsom för ovanstående exempel I - III.
- Luftflöde VL och lufthastigheter ws i luftspalt mellan flänsar vid olika frosttjocklekar δf enligt exempel i FIG 6.6
- För frosten gäller $\lambda f = 0,15 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.
- α_k är enligt FIG 2.8 det högsta av värdena $30 \cdot ws^{0,35}$ och $4 \cdot \lambda_L / (sF - \delta F - 2 \cdot \delta f) = 100 / (2,75 - 2 \cdot \delta f)$ med δf i mm. Det senare värdet är det lägsta värde som kan nås, det gäller laminärströmning.
- $t_u = +1^\circ\text{C}$ och $f = 1,5$, vilket svarar mot $\phi_u =$ ca 85 %, jämför exemplen ovan. Detta ger $WLo \cdot \rho_L \cdot c_L \cdot (1+f) = WLo = 180 \cdot 1,3 \cdot 1,5 = 350 \text{ kW}^\circ\text{C}$.

$$\delta f = 0,1 \text{ mm}$$

$$ws = 2,06 \text{ m/s} \quad \alpha_k = 30 \cdot 2,06^{0,35} = 39 \text{ eller}$$

$$100/2,55 = 39$$

$$\alpha_f = 1,5 \cdot 39 = 59 \quad \alpha_F = 1/(1/59 + 0,1/150) = 57$$

$$\eta_F = 0,66$$

$$\begin{aligned}
 WL &= 350 \cdot 2,06 \cdot 2,55 / 2,0 \cdot 2,75 = 334 \\
 k &= 1 / (1 / (0,66 \cdot 57) + 34 / 1500) = 20,3 \\
 kBm &= 0,0203 \cdot 25300 = 514 \\
 KB &= 514 / (1 + (1 / 334 + 1 / 400) \cdot 257) = 213 \\
 tBF &= (213 - 3000) / 313 = \underline{-8,9} \quad QB = 3000 - 890 = \underline{2110}
 \end{aligned}$$

$$\delta f = 0,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 ws &= 2,11 \text{ m/s} \quad \alpha k = 30 \cdot 2,11^{0,35} = 39 \text{ eller} \\
 &\quad 100 / 2,35 = 43 \\
 \alpha f &= 1,5 \cdot 43 = 54 \quad \alpha F = 1 / (1 / 65 + 0,2 / 150) = 60 \\
 \eta F &= 0,65 \\
 WL &= 350 \cdot 2,11 \cdot 2,35 / 2,0 \cdot 2,75 = 316 \\
 k &= 1 / (1 / (0,65 \cdot 60) + 34 / 1500) = 20,7 \\
 KBm &= 0,0207 \cdot 25300 = 524 \\
 KB &= 524 / (1 + (1 / 316 + 1 / 400) \cdot 262) = 211 \\
 tBF &= (211 - 3000) / 311 = \underline{-9,0} \quad QB = 3000 - 900 = \underline{2100}
 \end{aligned}$$

$$\delta f = 0,4 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 ws &= 2,15 \text{ m/s} \quad \alpha k = 30 \cdot 2,15^{0,35} = 39 \text{ eller} \\
 &\quad 100 / 1,95 = 51 \\
 \alpha f &= 1,5 \cdot 51 = 77 \quad \alpha F = 1 / (1 / 77 + 0,4 / 150) = 64 \\
 \eta F &= 0,64 \\
 WL &= 350 \cdot 2,15 \cdot 1,95 / 2,0 \cdot 2,75 = 268 \\
 k &= 1 / (1 / (0,64 \cdot 64) + 34 / 1500) = 21,2 \\
 KBm &= 0,0212 \cdot 25300 = 537 \\
 KB &= 537 / (1 + (1 / 268 + 1 / 400) \cdot 269) = 201 \\
 tBF &= (201 - 3000) / 301 = \underline{-9,3} \quad QB = 3000 - 930 = \underline{2070}
 \end{aligned}$$

$$\delta f = 0,6 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 ws &= 2,11 \text{ m/s} \quad \alpha k = 100 / 1,55 = 65 \\
 \alpha f &= 1,5 \cdot 65 = 98 \\
 \alpha F &= 1 / (1 / 98 + 0,6 / 150) = 70 \quad \eta F = 0,62 \\
 WL &= 350 \cdot 2,11 \cdot 1,55 / 2,0 \cdot 2,75 = 208 \\
 k &= 1 / (1 / (0,62 \cdot 70) + 34 / 1500) = 21,9 \\
 KBm &= 0,0219 \cdot 25300 = 554 \\
 KB &= 554 / (1 + (1 / 208 + 1 / 400) \cdot 277) = 183 \\
 tBF &= (183 - 3000) / 283 = \underline{-10,0} \quad QB = 3000 - 1000 = \underline{2000}
 \end{aligned}$$

$$\delta f = 0,8 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 ws &= 1,98 \text{ m/s} \quad \alpha k = 100 / 1,15 = 87 \\
 \alpha f &= 1,5 \cdot 87 = 131 \\
 \alpha F &= 1 / (1 / 131 + 0,8 / 150) = 77 \quad \eta F = 0,60 \\
 WL &= 350 \cdot 1,98 \cdot 1,15 / 2,0 \cdot 2,75 = 145 \\
 k &= 1 / (1 / (0,60 \cdot 77) + 34 / 1500) = 22,6 \\
 KBm &= 0,0226 \cdot 25300 = 571 \\
 KB &= 571 / (1 + (1 / 145 + 1 / 400) \cdot 286) = 155 \\
 tBF &= (155 - 3000) / 255 = \underline{-11,2} \quad QB = 3000 - 1120 = \underline{1880}
 \end{aligned}$$

$$\delta f = 1,0 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 ws &= 1,69 \text{ m/s} \quad \alpha k = 100 / 0,75 = 133 \\
 \alpha f &= 1,5 \cdot 133 = 200 \\
 \alpha F &= 1 / (1 / 200 + 1 / 150) = 86 \quad \eta F = 0,57 \\
 WL &= 350 \cdot 1,69 \cdot 0,75 / 2,0 \cdot 2,75 = 81 \\
 k &= 1 / (1 / (0,57 \cdot 86) + 34 / 1500) = 23,2 \\
 KBm &= 0,0232 \cdot 25300 = 587
 \end{aligned}$$

$$KB = 587 / (1 + (1/81 + 1/400) \cdot 289) = 111$$

$$t_{BF} = (111 - 3000) / 211 = \underline{-13,8} \quad QB = 3000 - 1380 = \underline{1620}$$

Detta beräkningsexempel visar, att frostens inverkan på värmeöverföringen från luften till flänsen är fördelaktig, k -värdet ökar. Värmeövergångsförbättringen mellan luft och fläns mer än kompenserar för frostens isolerande effekt vid den aktuella flänsdelningen $s_f = 3$ mm. För större flänsdelningar erhålls inte denna förbättring, se ekv 2.32 och 2.33 i FIG 2.8. Försämringen av kylbatteriets kapacitet med sänkning av t_{BF} och kyleffekt QB beror här helt på strypningen av luftflödet genom de av frosten alltmer minskade luftspalterna mellan flänsarna.

FIG 6.7 beskriver de samband som avgör, vilken påfrostningstid τ_{fo} , som är optimal, innan avfrostning skall ske. Avfrostningsvärmeförlusterna Q_{Af} utgör alltså värmebehovet vid avfrostningen utöver frostmältvärmets Q_{As} . Q_{Af} har fastställts såväl genom prov för en mängd olika värmepumpstyper, från villavärmepumpar med direktförångning till gruppvärmecentralanläggningar med flera MW värmeeffekt med både direkt och indirekt kylning, som genom beräkningar. Oavsett typ utgör i FIG 6.7 angivet värde för Q_{Af} , endast beroende på kylbatteriets luftberörda yta A , ett bra riktvärde.

FIG 6.7 visar också det ovan beräknade förloppet för köldbärareframledningstemperaturen t_{BF} som funktion av medelfrosttjockleken δ_f under påfrostning. Detta förlopp måste vara känt för beräkningen av τ_{fo} . Under avsnitt 6.3 skall i samband med förslag till avfrostningsstyrning vidare diskuteras förhållandena under påfrostning.

6.2 Avfrostning

Avfrostningen kan genomföras med utrustning enligt FIG 2.14 och 2.15. Returvatten från värmeförbrukare till värmepumpaggregaten passerar före dessa en värmeväxlare. Denna värmer under avfrostning köldbäraren till kylbatterierna eller en grupp av dessa. Avfrostas alla kylbatterier samtidigt måste värmepumpaggregaten liksom självfallet alla uteluftfläktar stoppas. Sker avfrostningen gruppvis av kylbatterier, vilket är det utförande FIG 2.14 och 15 visar, kan värmepumpaggregaten hållas i drift under avfrostningen med icke avfrostande kylbatterigrupper, vars uteluftfläktar hålls i drift, såsom värmekälla. Detta ger bättre energiekonomi, värmepumparna får längre drifttid, men höjer anläggningskostnaden, eftersom varje kylbatterigrupp måste förses med trevägsventiler för köldbärarens in- och utlopp till grupperna. Ju fler avfrostningsgrupper som väljs, desto gynnsammare blir energiekonomi på grund av att högre förångnings- och köldbäraretemperatur kan hållas under avfrostningsdriften med större kylbatteriyta tillgänglig för uteluftvärmeupptagning.

För skruvkompressorer, som saknar ett "buffertförråd"

av smörjolja i kompressorn men har detta i oljeavskiljaren, kan en snabb och stor kondenseringstemperatursänkning från avfrostningsvärmväxlarens kylning av returvarmvattnet leda till kompressorstopp från för lågt oljetryck. Orsaken är, att köldmedier med större löslighet i smörjoljan, speciellt R12, då i stor mängd kokar ur oljan i oljeavskiljaren och ger en skummande olja med otillräckligt flöde till kompressorn. Därför måste i sådana fall vid avfrostningens start köldbärarekyleffekten till avfrostningsvärmväxlaren begränsas, så att ovannämnda olägenhet undviks.

Värmebehovet QA för avfrostning blir, se FIG 6.7:

$$QA = QAs + QAf \approx (0,015 + 14 \cdot \delta f) \cdot A \quad (\text{kWh}) \quad \dots (6.30)$$

Med optimalt valt avfrostningsintervall τ_{fo} och kylbatteritutförande, se avsnitt 2.6, blir enligt FIG 6.7

$$\begin{aligned} \delta f &\approx 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ (m) och därmed} \\ QA &\approx 0,025 \cdot A \text{ (kWh)} \quad \dots (6.31) \end{aligned}$$

Med n st kylbatterigrupper med separerade avfrostningsperioder, vardera batterigrupp med A/n (m²) luftberörd yta och tillgänglig värmeeffekt från avfrostningsvärmväxlaren QA (kW) blir avfrostningstiden τ_A per grupp

$$\tau_A = 0,025 \cdot A / n \cdot QA \quad (\text{h}) \quad \dots (6.32)$$

För QA gäller

$$QA = k \cdot Aa \cdot \sqrt{\Delta T} = Wv \cdot \Delta T_V = WB \cdot \Delta T_B \quad \dots (6.33)$$

med $k =$ värmegenomgångstal för avfrostningsvärmväxlare, plattvärmväxlare ge $k = \text{ca } 2$ (kW/°C, m²)

$Aa =$ värmväxlarens värmeöverföringsyta (m²)

$\sqrt{\Delta T} =$ medeltemperaturskillnad mellan returvarmvatten och köldbärare till avfrostning

$Wv = 1,15 \cdot VV =$ värmekapacitet (kW/°C) för varmvattenflöde VV (m³/h) i returledningen

$\Delta T_V =$ returvarmvattnets temperatursänkning i värmväxlaren

$WB \approx VB =$ värmekapacitet (kW/°C) för köldbärareflöde VB (m³/h) till avfrostning

$\Delta T_B =$ köldbärarens temperaturhöjning i värmväxlaren

Såsom riktvärden gäller vid optimala utföranden för större anläggningar, värmepumpvärmeeffekt > ca 500 kW:

$$\begin{aligned} n &= 3 \\ \tau_A &= 0,1 \text{ h (per grupp av 3)} \end{aligned}$$

$$\Delta t_B = \Delta t_V = 10^{\circ}\text{C}$$

$$v_m = 40 - 10 = 30^{\circ}\text{C}$$

Detta ger $QA = 0,08 \cdot A \quad (\text{kW})$
 $Aa = 0,0013 \cdot A \quad (\text{m}^2)$

Det är av yttersta vikt, att avfrostningen ej avslutas förrän all frost bortsmälts. Eljest börjar en successiv igenisning av kylbatterierna. Dock skall självfallet avfrostningstiden ej väljas med stora säkerhetsmarginaler, enär detta medför större värmeförluster QA_f och längre stopptider eller längre tids drift med minskad kylbatterikapacitet för värmepumparna.

FIG 6.8 visar en alternativt möjlig avfrostningsmetod genom ackumulering av underkylningsvärme från köldmediekondensat. Beräkningarna i FIG 6.8 antyder, att denna avfrostningsmetod kan bli ekonomiskt gynnsammare än den ovan beskrivna och ofta använda värmningen från returvärmevatten.

6.3 Styrning av avfrostning

Den enklaste och billigaste avfrostningsstyrningen omfattar endast ett programur som startar och stoppar avfrostningen. För kylanläggningar, som arbetar med konstanta förhållanden vad avser kyleffekt, luftflöde, luftfuktighet och temperatur till kylbatteriet eller för anläggningar med låg kyl- och värmeeffekt, såsom villavärmepumpar, kan detta ändock vara den mest ekonomiska avfrostningsstyrningen. Dess nackdel är, att den måste inställas för det kortaste behövlige avfrostningsintervallet och avfrostningstid för största påfrostning. Säkerhetsmarginaler måste också väljas för dessa tider med hänsyn till tillfälliga variationer, eftersom igenfrostning eller igenisning på grund av otillräcklig avfrostningstid leder till driftstopp. Styrmetoden innebär alltså ett visst energislöseri.

FIG 6.9 visar, grundat på beräkningar i avsnitt 6.1 ovan, förloppet för utgående köldbäraretemperatur t_{BF} under påfrostning. Detta förlopp är karakteristiskt för praktiska mätningar på flera olika anläggningar med både köldbärare, dvs indirekt kylning, och direktförångning. I det senare fallet gäller då som t_{BF} exempelvis temperatur mätt på rörkrök vid förångarebatteris gavel. Utnyttjandet av den under påfrostningen ökande differensen mellan köldbärare- eller förångningstemperaturen och utelufttemperaturen möjliggör en mycket tillförlitlig och nära optimal metod för styrning av avfrostning efter behov. I sin enklaste och billigaste form omfattar denna följande utrustning:

- Två temperaturgivare, t ex Ni 1000-typ, för placering i uteluft till kylbatteri, T_1 , och en för placering på köldbärareledning till eller från kylbatterier, T_2 .

- Elektronik-kretskort till vilka T1 och T2 ansluts och vilket innehåller ett relä för initiering och stopp av avfrostning. Kretskortet skall medge inställning av

1. $T_2 = T_{2A0} = t_{BF}$ för start av avfrostning vid en given utelufttemperatur $T_1 = T_{10}$.
2. $\Delta T_{2A}/\Delta T_1$ för ändring av $T_1 - T_2 = T_1 - T_{2A}$ för avfrostning. När T_1 ändras från $T_1 = T_{10}$, skall $T_1 - T_{2A} = T_{10} - T_{2A0} + (T_1 - T_{10}) \cdot \Delta T_{2A}/\Delta T_1$ eller $T_{2A} = T_{2A0} + (T_1 - T_{10}) \cdot (1 - \Delta T_{2A}/\Delta T_1)$.
3. $T_2 = T_{2S}$ för stopp av avfrostning från returkøldbäraretemperatur hos kylbatterier under avfrostning.

Lämpligt värde T_{2A0} avgörs genom provdrift eller beräkning, som visats i avsnitt 6.1 ovan. T_{2A0} väljs lämpligast ca 3°C under det T_2 , som erhålls vid drift, när $T_1 = T_{10}$, om uteluftens relativa fuktighet ϕ_u är över 90 %, men ca 1°C under detta T_2 , om ϕ_u är lägre än 60 %, se FIG 6.9. Härvid förutsätts, att kylbatterierna är frostfria och stabila driftförhållanden gäller, såsom t ex ca 15 minuter efter en avfrostning. Används flera kapacitetssteg vid drift genom in- och urkoppling av exempelvis aggregatenheter, när påfrostning kan ske, måste T_{2A0} justeras med hänsyn härtill. Enklast görs detta med hjälp av till motståndstemperaturgivare T_2 via driftreläer inkopplade motstånd. Motstånden in- och urkopplas via driftreläerna hos de olika kapacitetsstegen, varvid av kretskortet avkänt T_2 ändras till att motsvara fullkapacitetsdrift. Härigenom erhålls avfrostningen åter efter samma temperatursänkning för T_2 .

Vid sjunkande utetemperatur och T_1 -värde, minskar t_{BF} och förångningstemperatur. Detta sänker kyleffekten Q_{Bm} , se FIG 2.5-6, och differensen $t_u - t_{BF}$ eller $T_1 - T_2$. Därför måste stigande T_1 ge ökande $T_1 - T_{2A}$ och vice versa. Detta realiseras av funktionen under punkt 2 ovan. Ett lämpligt inställningsvärde för $\Delta T_{2A}/\Delta T_1$ är $0,25^\circ\text{C} \Delta T_{2A}$ per $^\circ\text{C} \Delta T_1$. Finns icke denna inställningsmöjlighet erhålls med stigande T_1 allt mindre intervall t_f mellan avfrostningar. Vid låga T_1 riskeras igenfrostning och driftstopp. Energiekonomin försämras sålunda betydligt.

Avfrostas alla kylbatterier samtidigt, skall temperaturgivare T_2 också via kretskortet återställa sitt relä för att stoppa avfrostningen. I detta fall måste T_2 -givaren vara placerad på den ledning, som utgör køldbäraretemperatur vid avfrostningarna. Eljest erhålls omedelbart efter avfrostningsstart en uppvärmning av T_2 -givaren till den höga tempertur ingående varma køldbärare har. Används samma strömningsriktning som vid icke-avfrostningsdrift, dvs uteluftkyllning, måste inställningsvärdet för T_{2A0} väljas med hänsyn till att därvid T_2 avkänner i kylbatterier värmd returkøldbärare. Dennas temperatur sjunker något snabbare än

framledningstemperaturen, när utelufttemperatur (T1) och luftfuktighet sjunker, vilket gör inställningen av T2A0 något känsligare. Detsamma gäller under påfrostning. Mindre kyleffekt QBm minskar ju köldbärarens uppvärmning i kylbatteriet samtidigt som dess ingångstemperatur sjunker. Stoppstemperaturen T2S för avfrostning från utgående köldbärare utprovas helst, men normalt är +10°C ett tillräckligt högt värde för att under alla fall klara total frostsältning.

Avfrostas kylbatterierna gruppvis och i sekvens för inställningen av T2S endast betydelse för återställning av avfrostningsreläet. I detta fall måste utrustningen kompletteras för sekvensstyrning av de olika kylbatterigruppernas trevägsventiler på in- och utlopp, se FIG 2.14 och 2.15, och deras fläktar. När avfrostningsreläet initierat avfrostningsstart för den första kylbatterigruppen, skall sedan automatiskt avfrostningen fortsätta för de övriga grupperna. Varje grupps avfrostning kan avslutas och nästa startas antingen efter en viss inställbar tid eller, såsom ovan, från utloppstemperaturen hos köldbäraren. Billigast arrangeras nämnda sekvensfunktioner med tidprogramverk.

För den avfrostningsutrustning, som FIG 2.14 och 2.15 visar, ger FIG 6.10 en beskrivning av de olika styrfunktionerna. Används avfrostningsmetod enligt FIG 6.8 blir styrningen nära identisk, dock elimineras behovet att styra avfrostningsvärmeeffekten från en avfrostningsvärmväxlare, så att kompressorstopp från köldmediekokning i smörjoljan vid kondenseringstemperatursänkning förhindras. Följande väsentliga funktioner skall därutöver beaktas under avfrostningen:

- Kylbatterigruppens fläktar stoppas vid avfrostnings start och startas först ca 2 minuter efter avfrostningens slut. Härigenom förloras mindre värme från de uppvärmda kylbatterierna till uteluften samtidigt som smältvatten på batterierna i större utsträckning hinner avrinna vid utetemperaturer under 0°C.
- Trevägsventilen i första till och med näst sista kylbatterigrupps returledning stänger sitt avfrostningsläge först 1/w sekunder efter gruppens tillloppsventilers stängning för avfrostning. 1 är batteriets seriekopplade rörlängd i meter och w köldbärarens strömningshastighet i meter per sekund i rören under avfrostningen, se FIG 2.8. Genom denna funktion tillvaratas den värmda köldbäraren i kylbatterigruppen direkt till avfrostningsvärmväxlaren. Eljest inblandas den i den kalla köldbäraren till förångarna. Beräkningar och praktiska mätningar har visat, att därvid en obetydlig del av köldbärarens "övervärmeinhåll" nyttiggöres.

Ovannämnda styrmetod har praktiskt använts på flera anläggningar med upp till nio års drifttid. Den enda störning som erhållits har varit några haverier för

givare T2. Denna utsätts för två påfrestningar, dels fuktdiffusion, dels snabba temperaturväxlingar. Det förra förhållandet är det svåraste. Givaren har normalt en temperatur långt under uteluftens daggpunktstemperatur. Är motstånds- eller termistorelementets hölje ej diffusionstätt, kommer kondenserande vatten i höljet att vid frysning efter smältning vid varje avfrostning så småningom att förstöra elementet.

FIG 6.9 redovisar också jämförande beräkning av olika avfrostningsstyrningars ekonomi. Den enkla och billiga tidintervallavfrostningen ger ca 4 % lägre energibesparing än den ovan beskrivna styrmetoden för "behovs-avfrostningen". För en medelstor villavärmepump med ca 15 000 kWh/år som energibesparing betyder 4 % 600 kWh/år motsvarande omkring 250 kr/år vid oljevärme. Med en acceptabel "rak" återbetalningstid på 5 år får merkostnaden för den beskrivna "behovsavfrostningen" ej överstiga 1 500 kr. Detta belopp kan endast underskrivas vid tillverkning av fabriksfärdiga aggregat i större serier. Kompletteras den enkla tidintervallstyrningen med en termostاتفunktion, som över en viss utetemperatur, +5 à 8°C, förhindrar avfrostningen, ökar energibesparingen QS med ca 380 (kWh/st) (6000-4500)/2,0 (st/år) = 290 000 kWh/år eller nära 3 % för exemplet i FIG 6.9. En sådan funktion lyfter upp den principiellt enkla tidintervallavfrostningen till i närheten av energisparnivån för "behovsavfrostningen". Denna ger dock för exemplet 100 000 kWh/år större energibesparing motsvarande a 40 000 kr/år vid oljevärme.

En avfrostningsstyrning, som alltid ger "energioptimalt" avfrostningsintervall, punkt 3 i FIG 6.9, innebär för exemplet 30 000 kWh/år större energibesparing än "behovsavfrostning" enligt beskrivningen ovan och punkt 2 i FIG 6.9. Den "energioptimala" avfrostningen kräver hänsynstagande till mycket komplicerade och variabla driftförhållanden. Det är icke sannolikt att den därför kan bli ekonomiskt realiserbar ens för mycket stora anläggningar och standardkonstruktioner. Rimligt lönsam och bästa avfrostningsmetod för uteluftvärmepumpar torde här beskrivna "behovsavfrostning" vara. Det elektroniska kretskortet med ovan angivna funktioner har i ett par olika versioner tillverkats av K Lidström AB, Skellefteå, men också använts i av Tour & Andersson AB, Stockholm utvecklad styrutrustning för värmepumpar, bl a i villavärmepumpen TA3200.

Vad påfrostning med sänkning av köldbärare- och förångningstemperatur samt totalt avfrostningsvärmebehov QA innebär för den totala energibesparingen QS = ur uteluften upptagen värmemängd, framgår med hjälp av exemplet I och II i FIG 6.9. Jämfört med kylning av uteluft utan fuktutfällning förloras med "behovs-avfrostning" ca 400 000 kWh per år eller omkring 4 %. Jämfört med kylning av fuktig luft under medelförhållanden utan påfrostning och avfrostningsvärmebehov förloras ca 1 300 000 kWh/år eller omkring 11 %.

Slutligen skall framhållas, att årligt antal avfrostningar, ca 1 400, som erhålls med "behovsavfrostning" och i FIG 6.9 angivna dimensionering bekräftas av anläggningar i drift.

7 ENTREPRENADKRAV

Med hänsyn till att ett uteluftvärmepumpsystem har komplicerade funktioner och kräver samverkan mellan ett mycket stort antal komponenter, behövs antingen en projektering på mycket hög kunskapsnivå för erhållande av ett detaljspecificerat upphandlingsunderlag eller sakkunnig totalentreprenör. En mycket stor andel av hitintills installerade värmepumpar har utförts utan dessa förutsättningar och därför blivit en mycket dålig affär för åtminstone brukaren. I största utsträckning skall välbeprövade standardkomponenter användas. När passande sådana ej finns, måste specialkonstruktioner utföras med yttersta omsorg och fackkunskap. Detta gäller i all synnerhet styrutrustning. Goda säkerhetsmarginaler till tillåtna gränsvärden för drift skall föreskrivas, särskilt för komponenter, som har tidskrävande demontering och montering relativt anskaffningspris. Korrosionsskydd för kalla anläggningsdelar och sådana med utomhusplacering skall ha hög klass.

Minst två års garanti skall krävas för systemets alla delar liksom uppgift från leverantörer om tillåtna driftgränsvärden. För värmepumpaggregaten skall dessutom värmeeffekt och eleffektbehov garanteras vid de väsentliga driftfallen liksom drifttillgänglighet, se också avsnitt 2.4 och 2.5. Härför måste mätmetoder föreslås för leverantör och överenskommas med denna. Normalt kan eleffektbehov mätas med 2 % noggrannhet, medan värmeflödesmätning innebär, att upp till 10 % mätfel måste accepteras. Drifttillgänglighet, som skall garanteras, bör ligga på en nivå av lägst 90 % under det första driftåret och 95 % under det andra. Bötesbelopp eller garantitidsförlängningar skall föreskrivas och kopplas till bristens storlek. Används totalentreprenad gäller krav på prestanda och drifttillgänglighet hela värmepumpsystemet.

För prestandakontrollerna måste systemet innehålla lämplig mätutrustning. Normalt behövs en värmeflödesmätare i varmvattenledningen till värmepumpen, precisionstermometrar i dyrkrör på köld- och värmebärarein- och utlopp till värmepumpaggregaten, tryckdifferensmätning över köld- och värmebärarepumpar samt el-kWh-mätare för varje kompressor och för övrig elutrustning i systemleveransen. För anläggningar under något hundratal kW värmeeffekt kan värmeflödesmätningen utgå med hänsyn till dess kostnad. Med hjälp av kompressorkapacitetsdiagram, se FIG 2.2 och 2.3, och manometrar på kompressorers in- och utlopp kan då med rimlig noggrannhet aggregatprestanda fastställas. Dessa manometrar är också nödvändiga för driftövervakningen. Härutöver behövs för denna gångtidsmätare och starträknare för elmotorer och avfrostning.

Driftinstruktioner för systemet måste vara mycket detaljerade vad avser styrfunktioner. Ett krav är, att dessa beskrivs med figurer och ekvationer.

Eljest blir möjligheten att rätt förstå funktionerna obetydlig. Det krävs en sällan existerande språklig och logisk talang för att i ord beskriva de komplicerade funktioner, som är aktuella.

Värmepumpaggregaten eller systemet måste vara utrustade med styr- och säkerhetsutrustning, som omöjliggör drift vid haveririskförhållanden såsom:

- Kondenserings- och förångningstemperaturer som var för sig eller i kombination ligger utanför acceptabla värden.
- För lågt smörjoljetryck eller smörjoljebrist, inklusive oljeutspädning genom köldmedievätskeinsugning från förångare.
- För hög kompressionstemperatur.
- För hög elmotorbelastning.
- Start vid oljevärmarefel, som ger risk för vätskeslag i kompressor.

De exemplifierade driftförhållandena kan aldrig med någon säkerhet undvikas. Såväl felfunktioner hos värmepumpaggregatets egna apparatkomponenter som köld- och värmebäraresystemens kan orsaka dem. Finns ovan nämnda säkerhetsutrustning ej erhålls med stor sannolikhet dyrbara kompressor- eller elmotorhaverier som följd av andra komponenters funktionsbrister.

8 DRIFT, ÖVERVAKNING OCH UNDERHÅLL

8.1 Idrifttagning

Ju noggrannare och sakkunnigare konstruktionen av värmepumpsystemet utförts, desto mindre sakkunskap och tid kräver idrifttagningen. Dock behövs alltid en kompetent och detaljerad genomgång av systemets funktioner och prestanda vid aktuella och väsentliga driftfall. Härvid skall samtidigt erhållna driftinstruktioner studeras, kompletteras och justeras till överensstämmelse med aktuell anläggning. Idrifttagningens huvudsyfte är givetvis att upptäcka anläggningens prestanda- och funktionsbrister samt klarlägga driftkarakteristik och komponentegenskaper. Den tjänar som nödvändigt underlag för anläggningens underhåll, behov av övervakning, bedömning av om värden enligt driftjournaler indikerar brister samt för genomförande av slutbesiktningen. Erfarenheten har visat att t o m väl utförda konstruktioner måste ägnas betydande tid för idrifttagningskontroller, icke minst gällande driftinstruktioner. Många bristfälliga anläggningar, icke minst vad avser styrsystem har krävt tusentals arbetstimmar. Självfallet skall entreprenörerna då svara för huvuddelen av detta tidsbehov.

Vid idrifttagningen skall driften om möjligt injusteras så att ingen kompressor nedreglerar sin kapacitet till mindre än 70 % före stopp, se även avsnitt 3.

8.2 Övervakning

Ett utmärkt medel för driftövervakning är förande av drift- och feljournaler. Vad beträffar köldmedieläckning är detta en skyldighet, som regleras av en Naturvårdsförfattning och Kylvornen, om R12, R22, R502 och andra s k freonköldmedier används. Drift- och feljournaler blir också av största värde för bedömning av garantikrav icke minst vid garantibesiktningen. Dessutom ökar sannolikheten, att driftpersonal och driftansvariga lär sig, när ingrepp är nödvändiga för undvikande av dyrbarare haverier och eliminering av prestandaförsämringar.

Bäst är att utforma drift- och feljournal som en blankett, dvs såväl driftvärden som fel ifylls i kronologisk ordning på samma blankett. Härigenom förbättras överskådligheten av samverkan mellan fel och driftvärden samt underlättas ifyllande. Mycket väsentligt är att drift- och feljournal "tvingar" driftpersonalen att passera alla anläggningsdelar. Detta är nödvändigt för avslöjande av haveririsker, t ex genom onormala driftljud, olje- och köldbärare-läckning. Sådan information kan icke erhållas från en ekonomiskt rimligt utförd bildskärmsutrustning. En större anläggning bör minst varannan arbetsdag kontrolleras genom ifyllande av drift- och feljournaler.

Följande driftvärden skall avläsas och införas på drift- och feljournal såsom minimum:

- Datum och tid på dygnet för avläsningar.
- Utelufttemperatur i skugga.
- kWh-mätare för el och ev oljeflödesmätare till oljepannor för tillsatsvärme.
- Gångtidmätare för elmotorer, avfrostning, elpannor och oljebrännare.
- Starträknare för elmotorer, avfrostning, elpannor och oljebrännare.
- Ev värmeflödesmätare.
- Tryckuppsättning för köld- och värmebärarepumpar.
- Köld- och värmebäraretemperaturer till och från värmepumpaggregaten.
- Nivåer hos ev köldmedievätskenivåvisare och ev ångblåsor i köldmedievätskesynglas.
- Manometrar vid kompressorers tryck- och sug sida.
- Ev kompressoroljetryckmätare.
- Ev ampèremätare eller kapacitetsindikatorer för kompressorer.

Drift- och feljournalerna skall månadsvis kontrolleras för bedömning och beräkning av huruvida prestanda och driftförhållandena avviker från de normala och därmed påkallar åtgärder. Dessutom skall vid varje avläsnings-tillfälle driftvärdena jämföras med vad som är de enligt idrifttagningen normala. Härigenom kan eventuella prestandabristar och haveririsker snabbare uppmärksammas för åtgärdande.

8.3 Underhåll

Underhållsåtgärder, som gäller köldmedieläckning och köldbärarekorrosion, har behandlats i avsnitt 4.2 respektive 5.4 Underhållsinstruktioner från leverantörer skall kritiskt granskas och bedömas med hänsyn till anläggningens utförande och driftförhållanden. I vissa fall är de föreskrivna åtgärderna onödiga eller oekonomiska med hänsyn till tidsåtgång och kostnad härför jämfört med effekten. Beträffande fabriksfärdiga kyl- och värmepumpaggregat förekommer, att fabrikanter föreskriver byte av olja, torkare-filter, smörjoljepumpar, ventilplattor för kolvkompressorer, etc med intervaller på några tusen till något tiotusental drifttimmar. Min egen erfarenhet från flera sådana anläggningstyper visar, att detta är onödigt. Att icke följa dessa anvisningar har i intet fall lett till haverier trots drifttider på mer än 25 000 till 40 000 timmar. Orsaken till kompressor- och smörjoljepumphaverier, som inträffat vare sig anvisningarna följts eller ej har varit:

- Köldmedievätskeinsugning i kompressor på grund av felkonstruktion hos aggregat eller fel hos andra aggregatkomponenter.
- Otillräckliga oljefilter som skydd mot insugning i kompressor eller smörjoljepump av föroreningar

från felaktig aggregattillverkning.

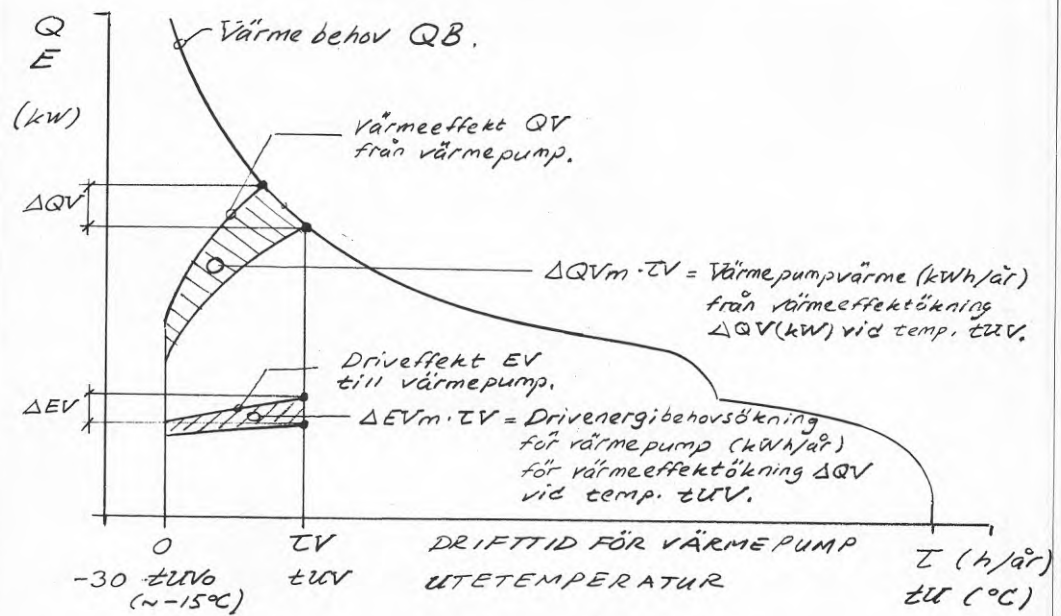
- Av fabrikanter för högt tillåtna kompressionstryck.

Har fabrikanten, såsom oftast är fallet, utformat komponenter och aggregatsystem sakkunnigt, monterat aggregaten med normal renlighet samt inställt säkerhetsutrustning mot drift över högsta kompressionstryck med rimlig säkerhetsmarginal, blir driftpåkänningar och slitage på kompressor obetydligt så länge övriga komponenter fungerar rätt. Är detta ej fallet och kompressorn och smörjoljepumpen ej skyddas såsom angivits i avsnitt 7, inträffar haveriet vanligen inom högst några hundra timmars drift. Ett värmepumpaggregat som sålunda arbetar korrekt, skall mellan kompressorrenoveringar klara minst 50 000 drifttimmar. En köldmediekompressor i ett hermetiskt system har, jämfört med exempelvis bilmotorer och tryckluftkompressorer, drift under mycket gynnsamma förhållanden. Jag har demonterat en hermetisk kylskåpskompressor, som varit i drift 21 år eller ca 100 000 timmar. Såväl kompressor som smörjolja var i kondition som ny. Några tecken på slitage fanns ej hos de rörliga delarna. Så länge driftprestanda och driftljud ej väsentligt avviker från det normala torde, även om drifttiden betydligt överstiger 50.000 timmar, renoveringar vara överflödiga. För aggregat över några hundra kW värmeeffekt kan dock en oljeanalys avseende innehåll av fukt, syror och lagermetallmaterial kunna vara motiverad ca var 10 000:e timme. Denna analys är ett gott underlag för avgörande av om några åtgärder behöver vidtas. Priset för en oljeanalys blir dock totalt ca 5 000 kr.

9 LITTERATURFÖRTECKNING

- (1) L-O Glas, "Värmeåtervinnings- och värmepumpdrift för kylanläggning med ammoniak som köldmedium", BFR-projekt 850695-4, BFR Rapport R50:1990.
- (2) L-O Glas, "Inkopplingsprinciper och inregleringsmetoders inverkan på värmepumpsystems prestanda", BFR-projekt 850695-4, BFR Rapport R49:1990.
- (3) Eric Granryd, "Värmeövergång och tryckfall vid påtryckt strömning genom fläselement", Kulde, augusti 1965.
- (4) Åke Melinder, "Köldbärare för värmepumptillämpningar", BFR-rapport R114:1985.
- (5) Bertil Rosquist, Johnny Andersson, Sven Åberg, "Buller från stora värmepumpar", Kommande BFR-rapport, forskningsanslag 830858-0.
- (6) Åke Mälhammar, "Frostpåslag vid flänsade ytor", Institutet för Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, KTH, Stockholm.
- (7) Reinhold Larsson, "Uteluftvärmepump i Brunnsberg, Varberg", BFR-rapport R24:1987.
- (8) Stefan Aronsson, Per Erik Nilsson, Viveka Olving, "Uteluftvärmepump i Kungälv. Utvärdering av två års drift", BFR-rapport R109:1988.
- (9) Johnny Andersson, Per Wetterström, "Uteluftvärmepump i Fagersjö. Utvärdering", BFR-rapport R39:1989.
- (10) Johnny Andersson, Per Wetterström, "Uteluft- och grundvattenvärmepump i Hällbybrunn. Utvärdering", BFR-rapport R38:1989.

OPTIMAL VÄRMEPUMPKAPACITET



ΔQV_m = medelvärmeeffekt (kW) under drifttid ZV med utetemp. tU = tUV_0 till tUV för värmeeffektökning ΔQV vid tUV .
 ΔEV_m = medeldriveffektökning (kW) under drifttid ZV för värmeeffektökningen ΔQV vid utetemperatur tUV .

$\Delta I \cdot (a+r+u)$ = årlig kapital- och underhållskostnadsökning för marginalkostnad ΔI för ökning av värmepumpens värmeeffekt med ΔQV vid tUV .
 a = amorteringsdel, r = årlig medelräntedel för ΔI (ungefär hälften av kalkylränta), u = underhållskostnadsdel för ΔI .

eV = pris (kr/kWh) för av värmepump ersatt värme, t.ex frånolja.
 eE = pris (kr/kWh) för driveffekt till värmepump, t.ex. elfaktaavgift.
 ee = pris (kr/kWh) för drivenergi till värmepump, t.ex. elenergiavgift.
OBS! eE och ee avser priser under perioden ZV , dvs vintertid.

Optimal värmepumpkapacitet $QV = QB$ vid tUV . Värmepump får då drifttid ZV med full kapacitet. Därvid gäller

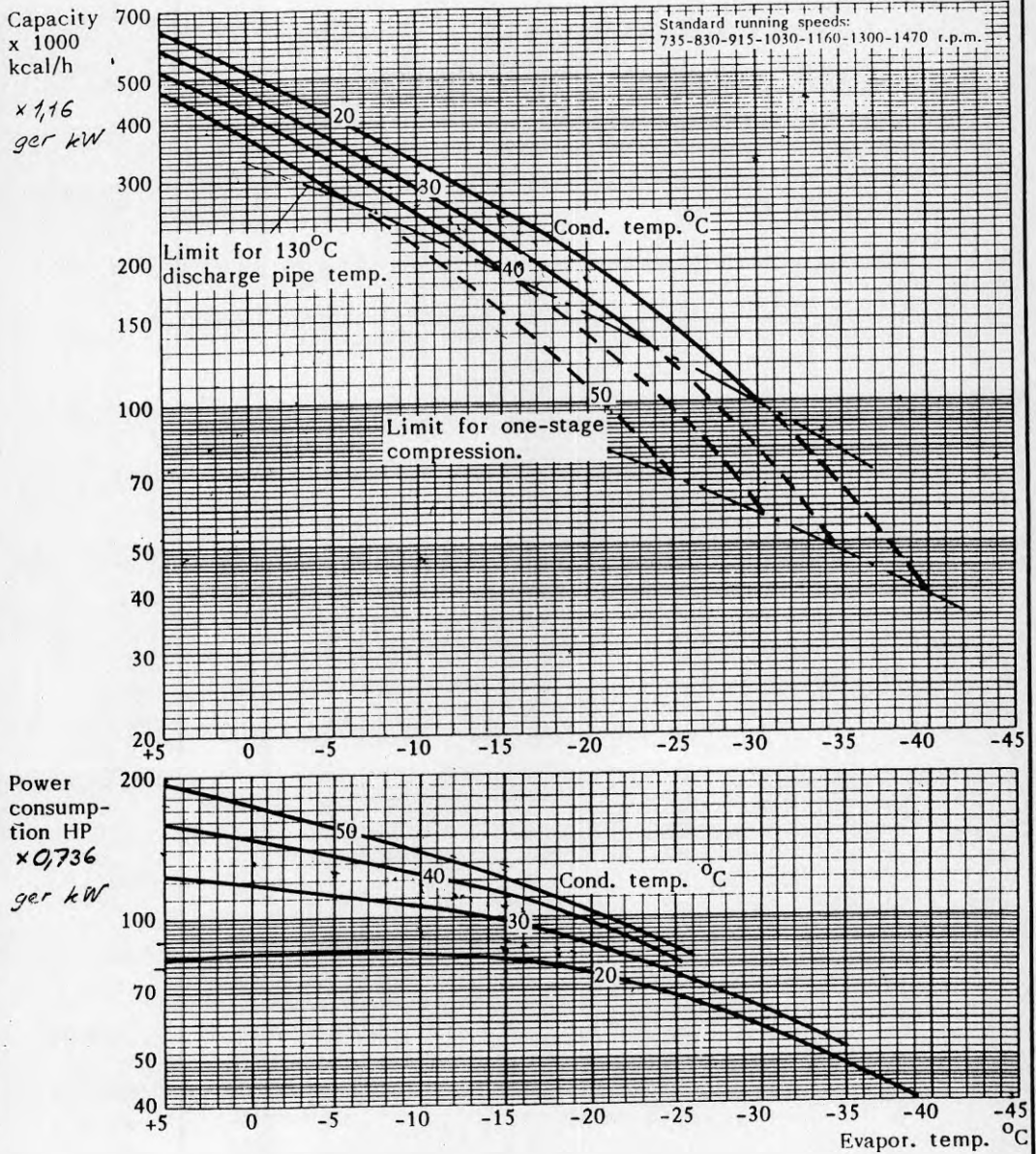
$$ZV = (\Delta I \cdot (a+r+u) + \Delta EV \cdot eE) / (\Delta QV_m \cdot eV - \Delta EV_m \cdot ee) \quad \dots (2.2)$$

Exempel: Elmotordriven uteluftvärmepump med $\Delta I \cdot (a+r+u) = 2500 \cdot \Delta QV \cdot (0,07 + 0,07 + 0,01) = 375 \cdot \Delta QV$ (kr/år), $eV = 3200$ (kr/m³) / (9000 kWh/m³) = 0,35 (kr/kWh), $eE = 300$ (kr/kWh, år), $ee = 0,45$ (kr/kWh) "vintertaxa".
 $\Delta EV = 0,40 \cdot \Delta QV$, $\Delta QV_m = 0,90 \cdot \Delta QV$, $\Delta EV_m = 0,38 \cdot \Delta QV$

$$ZV = (375 + 0,4 \cdot 300) / (0,90 \cdot 0,35 - 0,38 \cdot 0,45) = \underline{3400 \text{ h/år}}$$

motsvarande tUV = c:a + 5°C i Malmö
 = c:a + 3°C i Stockholm
 = c:a - 1°C i Luleå

Capacities and Power Consumption for Ammonia Compressor Type HC 8-125



The curves are based on 1000 rpm and will change in proportion with running speed.
 Required motor starting torque: See Data sheet 0 00 42.

STAL-MINI screw compressor

**COMPRESSOR R57E - 40 (50 Hz)
and R55E - 40 (60 Hz)
Volume ratio 4.0 STALOMIZER
Refrigerating capacity and power consumption**

CAPACITY DATA

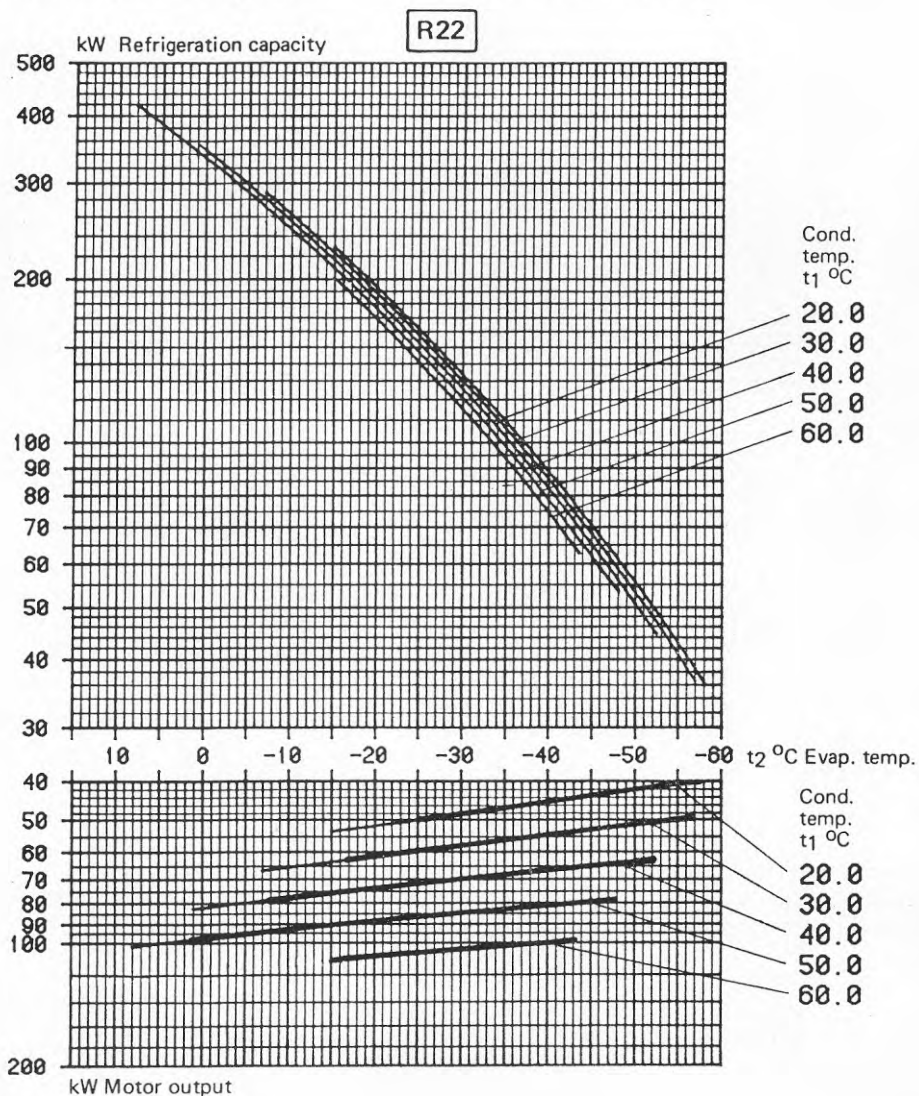
The capacity curves refer to a process with no subcooling of liquid upstreams a bubble STALOMIZER operating at nominal pressure and no superheating of the suction gas. Corrections are to be made according to pages 13 and 14/14. For operating conditions outside thick line, select the built in volume ratio of 2.5.

The capacity data are based on series-produced compressors incorporating suction strainer, suction check valve and STALOMIZER flash gas strainer and piping.

The capacity data are valid for nominal oil cooling load and for normal sized a. c. induction motor drive. The power consumption is reduced to the motor shaft.

CONDENSER PERFORMANCE AND OIL COOLING LOAD
See manual sheet 4815-E-1.

WORKING RANGE
See manual sheet 4815-E-115.



STAL-MAXI Aggregat Storlek vid 50 Hz	Utgående värme- bärar- temp. °C	Värmeeffekt Q ₁ , axeleffekt elmotor Na																	
		Utgående köldbärartemperatur																	
		-20°C		-10°C		-5°C		0°C		5°C		10°C		20°C		30°C		35°C	
Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW		
VSP 51EC	40	325	118	424	120	483	121	548	122	620	122	699	122	878	123				
	50	336	148	438	155	495	155	558	156	629	157	706	157	880	158				
	60	350	182	452	191	507	193	569	194	638	196	713	197	882	199				
	70	368	220	464	228	519	232	580	235	648	238	721	241						
VSP 57EC	40	490	179	640	181	728	182	826	184	935	184	1054	185	1324	185				
	50	506	223	661	234	746	235	842	235	948	237	1064	238	1326	238				
	60	528	274	682	289	765	291	858	292	962	295	1075	298	1329	300				
	70	555	332	700	345	783	350	875	355	977	360	1086	364						
VSP 71EC	40	663	230	864	236	983	237	1114	237	1260	238	1420	238						
	50	680	286	890	300	1008	303	1137	304	1281	306	1437	307	1791	304				
	60	720	359	919	371	1034	374	1160	376	1299	378	1451	380	1795	379	2202	375	2428	373
	70	774	446	953	453	1061	456	1184	459	1319	463	1467	467	1803	471	2193	471	2409	469
	75	800	493	973	501	1080	506	1201	510	1334	515	1480	521	1809	528	2192	530	2400	528
	80	826	543	996	555	1102	562	1221	568	1353	575	1496	582	1818	593				
VSP 73EC	40	977	341	1277	351	1454	354	1649	356	1866	357	2104	359						
	50	1003	423	1313	445	1490	451	1682	454	1895	458	2127	461	2654	459	3273	455		
	60	1064	532	1357	550	1526	555	1714	559	1920	563	2146	567	2657	570	3260	568	3596	565
	70	1149	666	1407	672	1566	676	1747	682	1947	689	2167	696	2665	707				
	75	1191	739	1438	745	1593	750	1771	758	1969	767	2185	776						
	80	1235	818																

Tabell 9. Färgat fält visar högsta värmefaktor för V₁, 2,6.

Köldmedium R12. Kompressorns V₁, 4,2.

STAL-MAXI Aggregat Storlek vid 50 Hz	Utgående värme- bärar- temp. °C	Värmeeffekt Q ₁ , axeleffekt elmotor Na																	
		Utgående köldbärartemperatur																	
		-20°C		-10°C		-5°C		0°C		5°C		10°C		20°C					
Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW				
VSP 51EC	40	322	110	428	119	490	124	560	129	637	134	724	143						
	50	329	134	437	147	499	153	567	158	641	163	724	170						
	60	332	156	444	176	506	184	573	190	646	195	726	202	912	221				
	70	330	175	449	205	512	216	580	225	652	233	729	240						
VSP 57EC	40	485	167	645	180	739	187	844	194	961	203	1091	215						
	50	496	203	659	222	752	231	854	239	966	246	1092	256						
	60	500	236	670	266	763	277	864	287	973	295	1094	305	1375	333				
	70	498	265	677	310	772	327	874	340	983	352	1098	362	1362	386				
VSP 71EC (FIG 3, 2)	40	665	221	876	237	1003	246	1144	256	1302	269								
	50	680	267	896	291	1020	301	1155	309	1309	321								
	60	682	307	909	345	1036	360	1172	372	1322	384	1485	397						
	70	676	345	917	402	1047	424	1185	442	1332	457	1489	469						
	80	684	399	927	470	1056	497	1192	519	1337	539	1491	511						
VSP 73EC	40	980	327	1294	352	1482	367	1692	383	1926	402								
	50	1001	394	1321	432	1506	447	1707	460	1935	479								
	60	1004	452	1340	510	1527	533	1730	552	1952	572	2194	592						
	70	999	512	1350	594	1542	627	1746	655	1965	679	2197	698						
	75	1005	552	1358	643	1549	679	1752	710	1968	737	2198	760						
	80	1018	599	1366	696	1555	735	1755	768	1970	799								

Tabell 10. Färgat fält visar högsta värmefaktor för V₁, 4,2.

Värmefaktorn beräknas enligt följande formel.

$$\varepsilon = \frac{Q_1 \times \eta}{Na}$$

ε = värmefaktor.
Q₁ = värmeeffekt, kW.
Na = axeleffekt elmotor, kW.

η = elmotorns verkningsgrad vid märkeffekt.
Motorverkningsgraden varierar normalt mellan 0,92–0,95.

I de fall utgående köldbärartertemperatur varierar över gränsen där värmefaktor är högst, välj kompressorns V_i så att högsta totalverkningsgrad erhålls.

Observera begränsningen för kompressor med V_i 4,2 vid högre köldbärartertemperaturer.

Kyleffekter framgår av prestandatabeller i broschyren STAL-MAXI Vätskekylaggregat.

Värmebärande vatten. Köldbärande kalciumklorid, densitet 1,24.

Med vatten som köldbärande från +5°C och uppåt ökas effekten Q_1 med 0,5–1%.

Underkyllning av köldmediet i kondensor 5°C.

Förmutsningsmotstånd för kondensor 0,0001 m² °C/W.

Förmutsningsmotstånd för förångare 0,00005 m² °C/W.

Köldmedium R22. Kompressorns V_i 2,6.

STAL-MAXI Aggregat Storlek vid 50 Hz	Utgående värme- bärar- temp. °C	Värmeeffekt Q_1 , axeleffekt elmotor Na															
		Utgående köldbärartertemperatur															
		-20°C		-10°C		-5°C		0°C		5°C		10°C		20°C			
		Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW		
VSP 51EC	40	553	198	706	204	794	207	894	208	1000	209	1122	212				
	45	563	220	715	228	802	232	904	235	1008	236	1126	238				
	50	573	243	726	254	809	259										
VSP 57EC	40	831	299	1060	307	1193	311	1343	314	1501	315	1685	319				
	45	846	331	1075	343	1204	349	1358	353	1514	356	1691	358				
	50	861	365	1090	382	1215	389										
VSP 71EC	40	1132	391	1447	400	1632	402	1834	402	2061	404	2320	409	2845	414		
	45	1152	435	1464	448	1648	452	1851	454	2077	456	2326	458	2846	462		
	50	1172	480	1480	499	1666	506	1874	511	2096	513	2330	510	2844	509		
	55	1192	527	1496	553	1687	565	1902	575	2119	576	2332	565	2841	556		
VSP 73EC	40	1677	586	2144	600	2418	605	2716	606	3051	610	3436	617	4216	627		
	45	1707	651	2168	672	2441	679	2742	683	3075	688	3444	691	4215	698		
	50	1737	718	2192	748	2467	759	2776	769	3106	774	3450	769				
	55	1767	787	2216	829	2497	847										

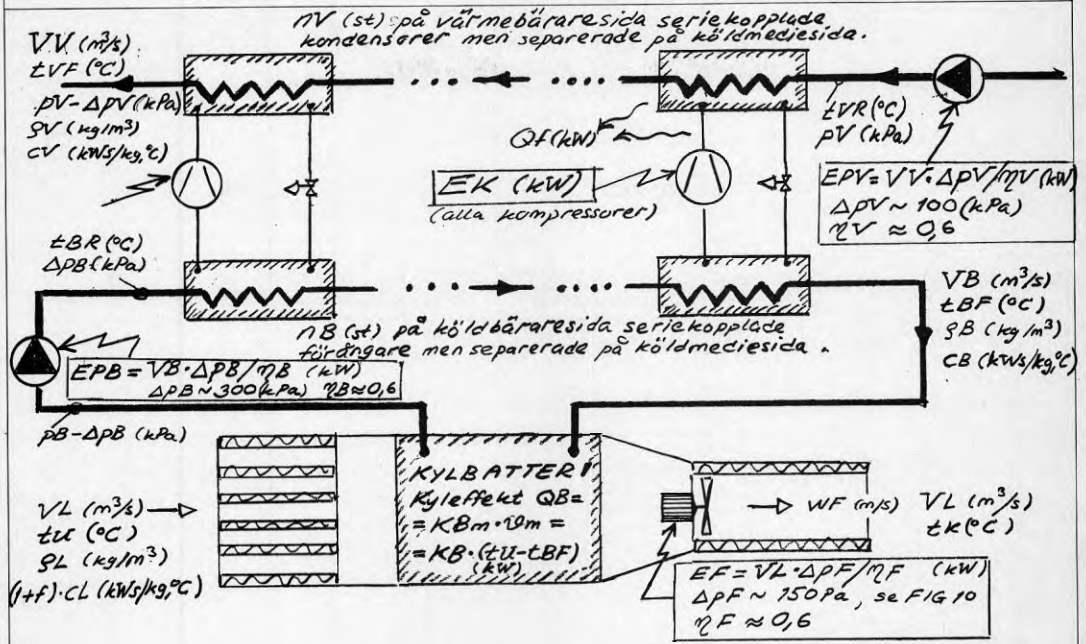
Tabell 7. Färgat fält visar högsta värmefaktor för V_i 2,6.

Köldmedium R22. Kompressorns V_i 4,2.

STAL-MAXI Aggregat Storlek vid 50 Hz	Utgående värme- bärar- temp. °C	Värmeeffekt Q_1 , axeleffekt elmotor Na															
		Utgående köldbärartertemperatur															
		-20°C		-10°C		-5°C		0°C		5°C							
		Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW	Q_1 kW	Na kW						
VSP 51EC	40	540	178	702	196	798	206	901	217	1018	229						
	45	549	196	710	216	805	225	905	237	1019	248						
	50	560	217	720	237	813	246	910	258								
VSP 57EC	40	811	267	1054	295	1198	310	1353	327	1528	345						
	45	825	295	1066	324	1209	338	1359	356	1531	373						
	50	841	326	1081	357	1221	369	1366	387	1534	404						
VSP 71EC (FIG 3.2)	40	1109	353	1445	388	1644	408										
	45	1128	390	1462	425	1657	445	1870	468								
	50	1150	430	1482	466	1674	486	1881	508								
	55	1175	475	1506	511	1694	530	1895	550								
VSP 73EC	40	1642	527	2139	580	2434	611	2756	645								
	45	1670	582	2164	636	2454	666	2768	700								
	50	1703	643	2194	697	2478	727	2785	760								
	55	1741	710	2230	764	2508	794	2806	824								

Tabell 8. Färgat fält visar högsta värmefaktor för V_i 4,2.

EFFEKT- OCH TEMP. BALANSER FÖR VÄRMEPUMPSYSTEM.



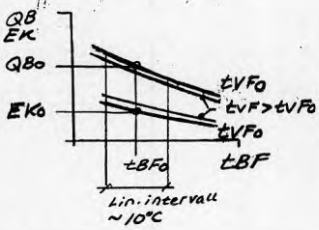
KOMPRESSORER: Motoreffektbehov = \$EK\$ Kompressoraxeleffektbehov = \$\eta \cdot EK\$
 = \$Na\$ i FIG 2.4 och 2.5.

KYLEFFEKT: \$QB = KB \cdot (tU - tBF)\$ (2.3)
 \$WB \approx 3600 \cdot VB\$ \$QB = VB \cdot SB \cdot CB \cdot (tBR - tBF) = WB \cdot (tBR - tBF)\$ (2.4)
 \$WL \approx 1,3 \cdot (+f) \cdot VL\$ \$QB = VL \cdot SL \cdot (+f) \cdot CL \cdot (tU - tL) = WL \cdot (tU - tL)\$ (2.5)

VÄRMEEFFEKT: \$QV = \eta_E \cdot EK + QB - QF + EPV\$, \$QF \approx 0,05 \cdot EK\$ (2.6)
 \$QV = QI\$ i FIG 2.4 och 2.5.

KYL BATTERI: \$QB = KBm \cdot \dot{V}m\$, \$\dot{V}m \approx (tK - tBF + tU - tBR) / 2\$ (2.7)
 \$QB = KB \cdot (tU - tBF)\$, \$KB \approx KBm / (1 + (1/WL + 1/WB) \cdot KBm / 2)\$ (2.8)
 Ekv. för \$\dot{V}m\$ och \$KB\$ gäller med god noggrannhet, om \$0,3 < WB/WL < 3\$

VÄTSKEKYL AGGREGAT: \$tBFm = tBF + QB \cdot (nB - 1) / 2 \cdot nB \cdot WB\$ (2.9)
 \$tVFm = tVF - QV \cdot (nV - 1) / 2 \cdot nV \cdot WV\$ (2.10)
 \$WV = VV \cdot SV \cdot CV\$



\$QB = QB_0 + CB \cdot (tBFm - tBF_0) + CV \cdot (tVF_0 - tVFm)\$ (2.11)
 \$EK = EK_0 + CBK \cdot (tBFm - tBF_0) + CVK \cdot (tVFm - tVF_0)\$ (2.12)
 \$CB, CV, CBK, CVK, QB_0\$ och \$EK_0\$ är approximativt konstanter, som uttas ur fabrikanterns prestandatabeller, se FIG 2.4 och 2.5. Detta gäller dock med acceptabel noggrannhet för temp. intervall \$tBFm - tBF_0\$ och \$tVF_0 - tVFm\$ på högst ca 10°C. \$CB \sim 3\$ à \$5\%\$ av \$QB_0\$, \$CV \sim 0,2\$ à \$1\%\$ av \$QB_0\$, \$CBK \sim 0,5\$ à \$1\%\$ av \$EK_0\$, \$CVK \sim 1\$ à \$3\%\$ av \$EK_0\$.
 FIG 2.4 och 5 ger \$QB = QI - Na\$

Med \$tVFm = tVF_0\$ erhålls med ovanstående ekvationer:
 \$tBF = (KB \cdot tU + CB \cdot (tFBo - a \cdot tU) - QB_0) / (KB + CB \cdot (1 - a))\$ (2.13)
 med \$a = (KB / WB) \cdot (nB - 1) / 2 \cdot nB\$. \$tBF\$ enligt ekv. 2.13 ger \$QB = KB \cdot (tU - tBF)\$ (2.14)
 Därefter kan \$tBFm\$ enligt ekv. 2.9 beräknas och totalt kompressormotoreffektbehov \$EK\$, ekv 2.11, samt värmeeffekt \$QV\$, ekv. 2.6, fastställas.

KYLEFFEKT Q_2 OCH $COPA = Q_2/EA$ BEROENDE AV t_1 OCH t_{VF}

t_1 = kondenseringstemp. t_2 = förångningstemp.
 t_{VF} = värmebärarens framledningstemp. EA = kompressoraxeleffekt
 $t_2 = -15^\circ\text{C}$ (utgående köldbäraretemp. c:a -10°C)

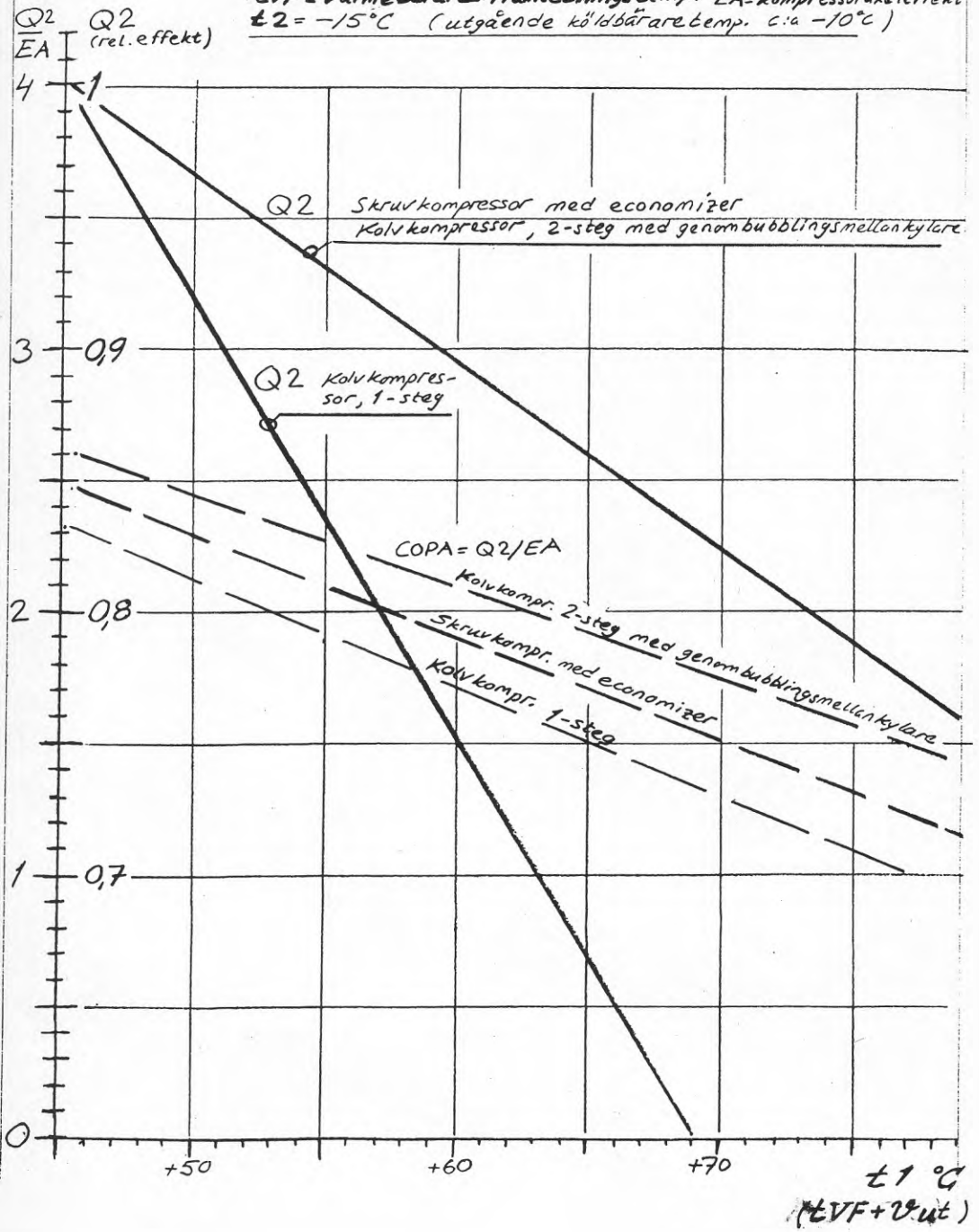
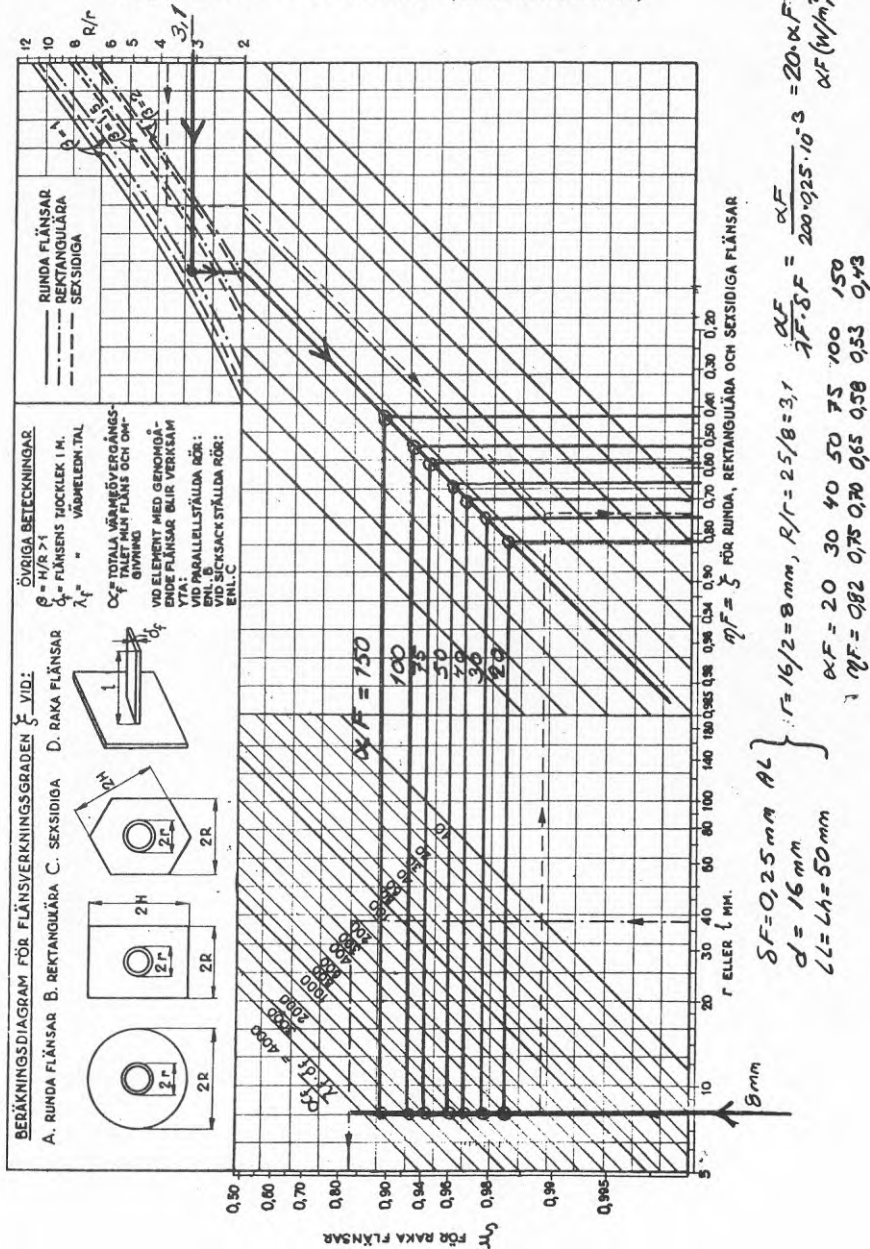


Diagram utarbetat av Bo Pierre (K. T. 1951, sid. 53)

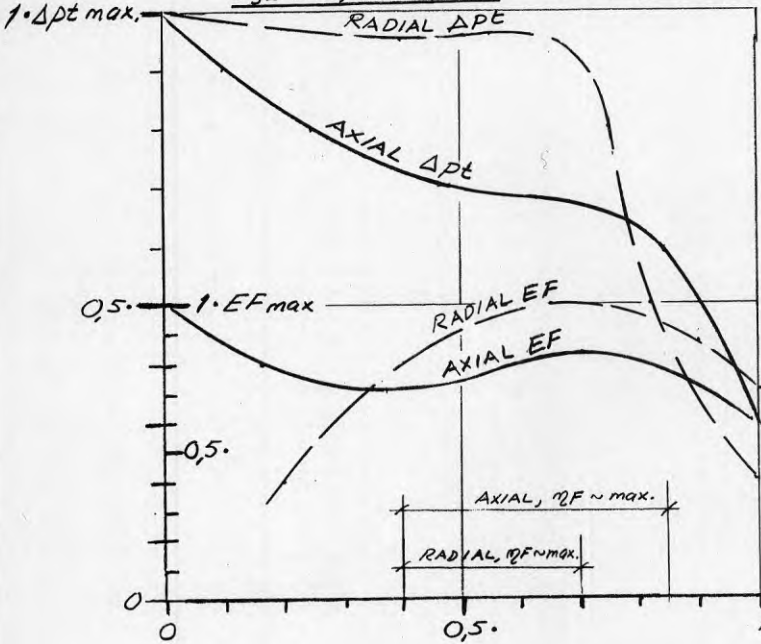


Exempel: Kvadratisk Al-fläns av dimensionen $0,5 \times 60 \times 75 \text{ mm}$ på $5/8''$ Cu-rör. $\lambda_f = 204 \text{ J/m} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$; $\alpha_f = 23,3 \text{ J/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$. Med $\alpha_f / (\lambda_f \cdot \delta_f) = 23,3 / (204 \cdot 0,0005) = 228$, $\beta = H/R = 75/60 = 1,25$, $r \approx 8 \text{ mm}$ och $R/r = 30/8 = 3,75$ erhålles enl. streckade linjedragningen $\xi = 0,74$.

ÄRENDE/PROJ

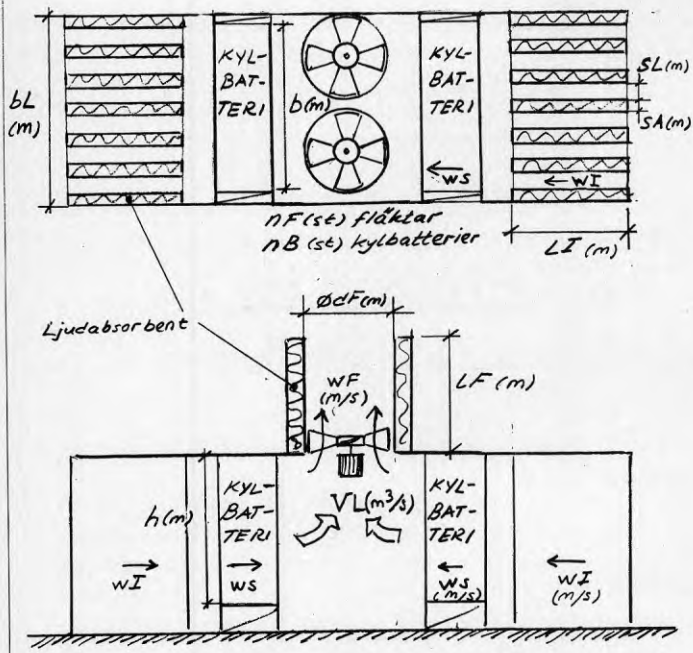
UTELUFTFLÄKTARS ARBETSFÖRHÅLLANDEN OCH UTELUFTSYSTEM

KARAKTERISTIK TRYCKHÖJNING $\Delta p_t = \Delta p_{dyn.} + \Delta p_{stat} =$
 $= 3L \cdot WF^2 / 2 + \Delta p_{stat}$, OCH FLÄKTEFFEKTBEHOV $EF = \Delta p_t \cdot VL / \eta_F$



För uteluftvärme-pumpar används vanligen axialfläktar (propeller) med:
 $VL = 0,7 \text{ à } 0,8 \cdot VL_{max}$
 vid frostfria batterier och
 $VL \approx 0,3 \cdot VL_{max}$
 vid avfrostningsstart, när optimala avfrostningsintervaller används, se avsnitt 6, och FIG 6.6 och 6.7,
 $\eta_{Fmax} \approx 0,75$
 (exkl. elmotor)

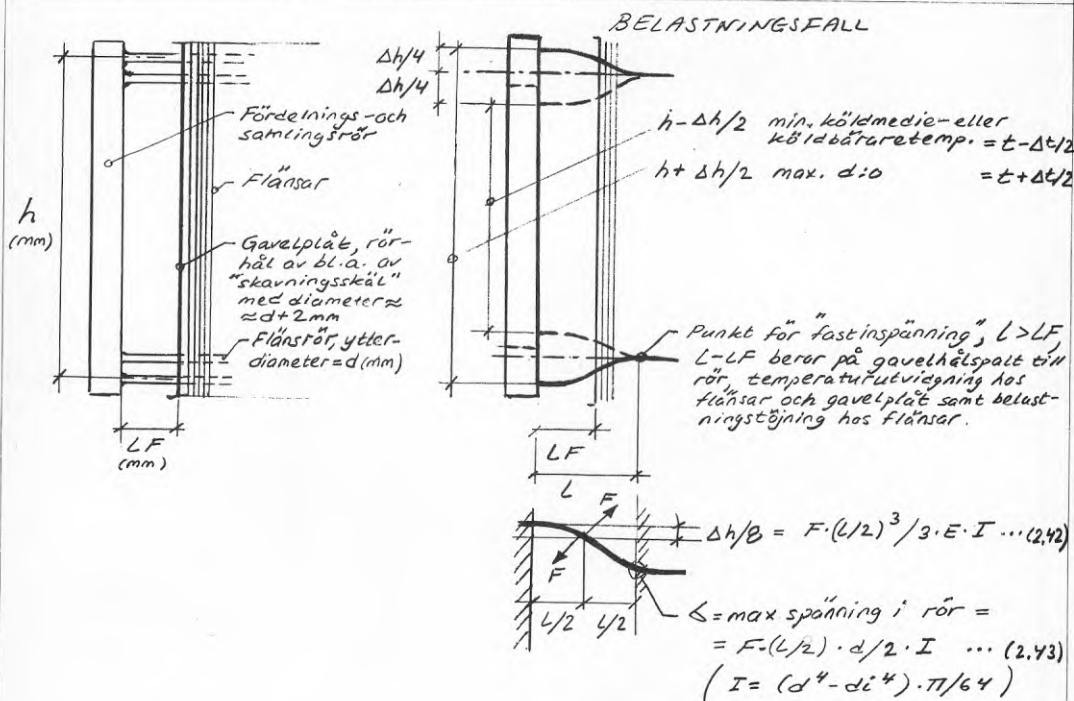
ARRANGEMANG FÖR UTELUFTSYSTEM



Se även FIG 2.8 och 2.12
 $VL = nF \cdot WF \cdot \pi \cdot d^2 / 4 \dots (2.38)$
 $= nB \cdot ws \cdot b \cdot h \cdot (SF - \delta F) / SF \dots (2.39)$
 $= nB \cdot WI \cdot b \cdot h \cdot SL / (SL + SA) \dots (2.40)$
 ger för givet VL
 WF, ws och WI

$\Delta p_t \approx 3L \cdot (0,6 \cdot WF^2 + 0,8 \cdot WI^2 +$
 $+ 0,02 \cdot WI^2 \cdot LI / 2 \cdot SA +$
 $+ 0,02 \cdot WF^2 \cdot LF / dF) +$
 $\Delta p_L \dots (2.41)$
 Δp_L enligt ekv. 2.37 i FIG 2.37.

TEMPERATURSPÄNNINGAR I KYLBATTERIRÖR



Med max. temp. variation Δt för fördelnings- eller samlingsrör och, såsom normalt är aktuellt, försumbar kontraktion- eller förlängning av dessa rör på grund av böjmotståndet hos kylbatteriets flänsrör gäller:

$$\Delta h = h \cdot \alpha \cdot \Delta t \dots (2.44) \quad \alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ för stål, } 16 \cdot 10^{-6} \text{ för koppars}$$

$$\Delta h/8 = F \cdot (L/2)^3 / 3 \cdot E \cdot I \text{ ger } F = 3 \cdot E \cdot I \cdot h \cdot \alpha \cdot \Delta t / L^3 \dots (2.45)$$

$$\underline{\sigma = F \cdot (L/2) \cdot d / 2 \cdot I = 3 \cdot E \cdot h \cdot \alpha \cdot \Delta t / 4 \cdot L^2} \dots (2.46)$$

Exempel Fördelningsrör av stål, $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, med $h = 2500$ mm
Kylbatterirör av koppars, $E = 12000 \text{ kp/mm}^2$, $d = 19$ mm
 $\Delta t = +50 - (-25) = 75^\circ\text{C}$, avfrostning ger ingående köldbäraretemp. $+50^\circ\text{C}$, "kyldrift" ger lägst -25°C

$$\sigma = 3 \cdot 12000 \cdot 2500 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 75 \cdot 19 / 4 \cdot L^2 = 385000 / L^2 \text{ (kp/mm}^2\text{)}$$

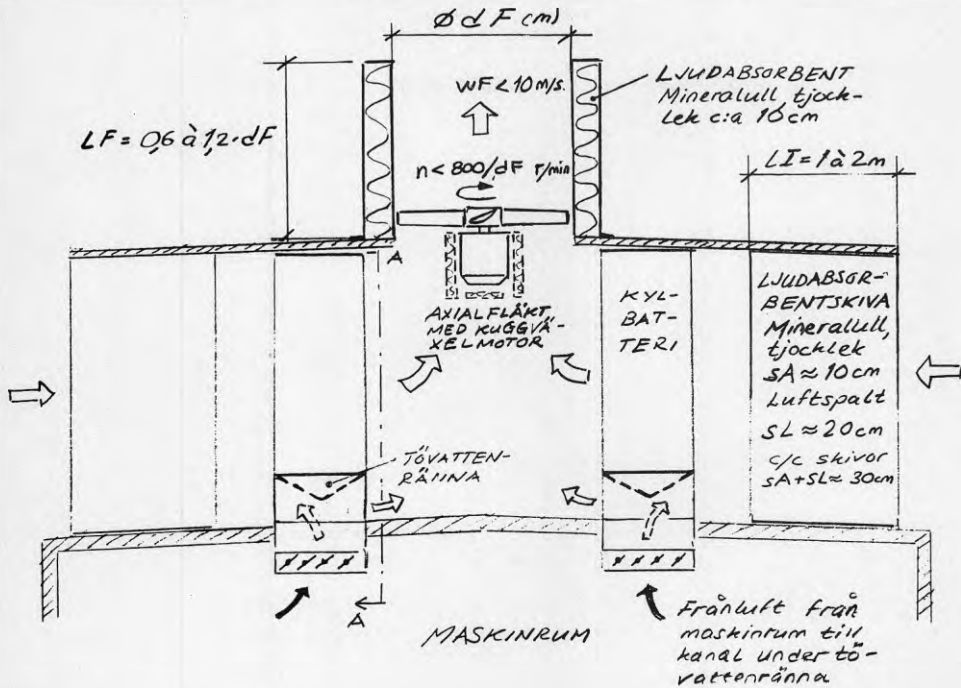
$$\sigma < \sigma_B = 22 \text{ kp/mm}^2 = \text{brottspänning för koppars ger } L < 130 \text{ mm}$$

$$\sigma < \sigma_S = 4 \text{ kp/mm}^2 = \text{sträckspänning för koppars ger } L < 310 \text{ mm}$$

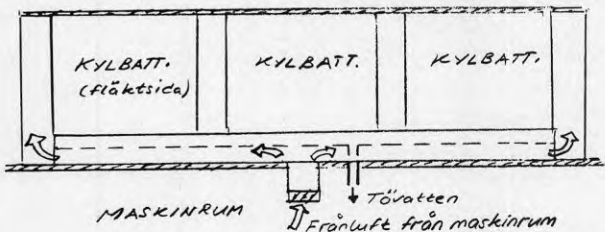
Exemplet förhållanden svarar mot praktiska fall "Fagersjö" och "Fisksötra". För "Fagersjö" med $LF = 100$ mm har två rörbrott vid gavelplåt för flänsar erhållits under 6,5 års drift, totalt 6 st kylbatterier. För "Fisksötra" $LF = 150$ mm, totalt 12 st kylbatterier, har under 2,5 års drift låga rörbrott inträffat. Antalet avfrostningar per år för "Fagersjö" är c:a 2000 ($QB/A \approx 0,15 \text{ kW/m}^2$, $SF = 4$ mm), för "Fisksötra" c:a 1200 ($QB/A \approx 0,07 \text{ kW/m}^2$, $SF = 3$ mm)

ARENDE/PROJ

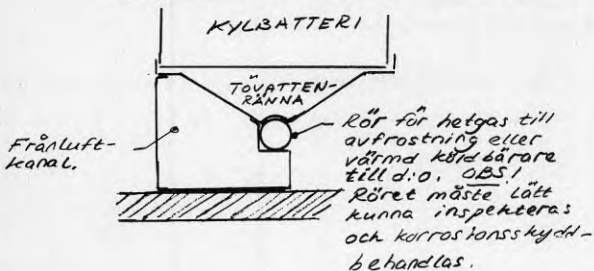
UTELUFTSYSTEM OCH LJUDABSORBENTER



SNITT A-A



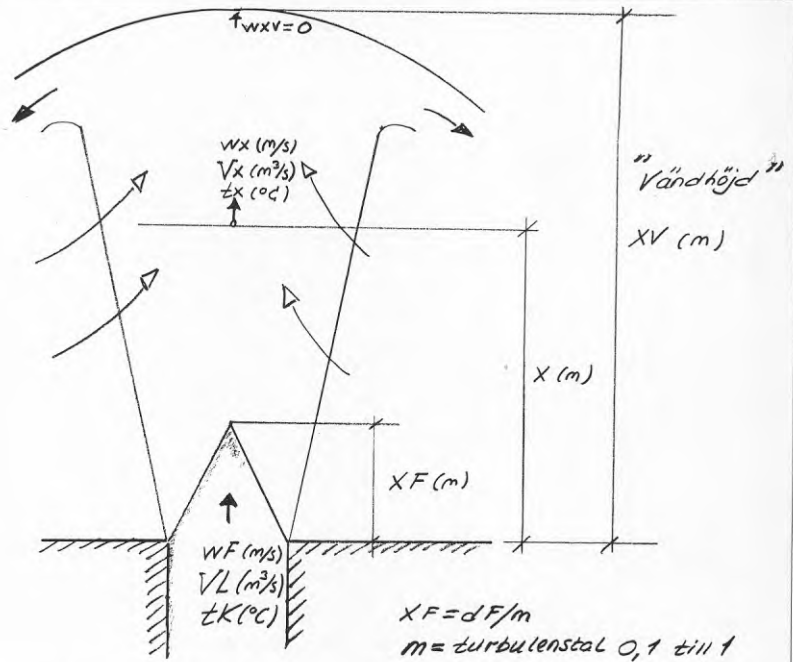
EXEMPEL PÅ KOMPLETTERANDE TÖVATTENVÄRME



BULLERDÄMPNING (se även [5]).

De högre värdena för LI och LF för fläkt-ljuddämpning, när bostadsbyggnad ligger närmare än c:a 100 m. Såväl maskinrum som kylbatteri byggnad kan utföras i trapetsprofilerad plåt med invändig klädsel av c:a 10 cm mineralull.

"VÄNDHÖJD" FÖR KALLLUFTSTRÅLE VID VINDSTILLA



För $x > x_F$: $Vx = 2 \cdot VL \cdot x / x_F$... (2.47)
 $t_x = t_K + (1 - VL/Vx) \cdot (t_U - t_K) =$
 $= t_K + (1 - x_F/2 \cdot x) \cdot (t_U - t_K)$... (2.48)

För $t_U > t_K$: $w_x = WF \cdot (x_F/x - \sqrt{[1 + \ln(2 \cdot x/x_F)]^2 \cdot Ar/m})$... (2.49)
 $Ar = (t_U - t_K) \cdot g \cdot dF / WF^2 \cdot (t_U + 273)$
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2 \text{ vid havsnivå}$

När "vändhöjd" uppnåtts, dvs $x = x_V$ och $w_x = w_{xV} = 0$ gäller:

$$\ln x_V + \ln(2/x_F) + 1 = WF^2 \cdot x_F \cdot (t_U + 273) / g \cdot (t_U - t_K) \cdot x_V^2 \dots (2.50)$$

Exempel: $dF = 1,8 \text{ m}$, $m = 0,5$, $t_U = 0^\circ\text{C}$ ger $x_F = 3,6 \text{ (m)}$ och
 $\ln x_V + 0,4 = 100 \cdot WF^2 / (t_U - t_K) \cdot x_V^2$.

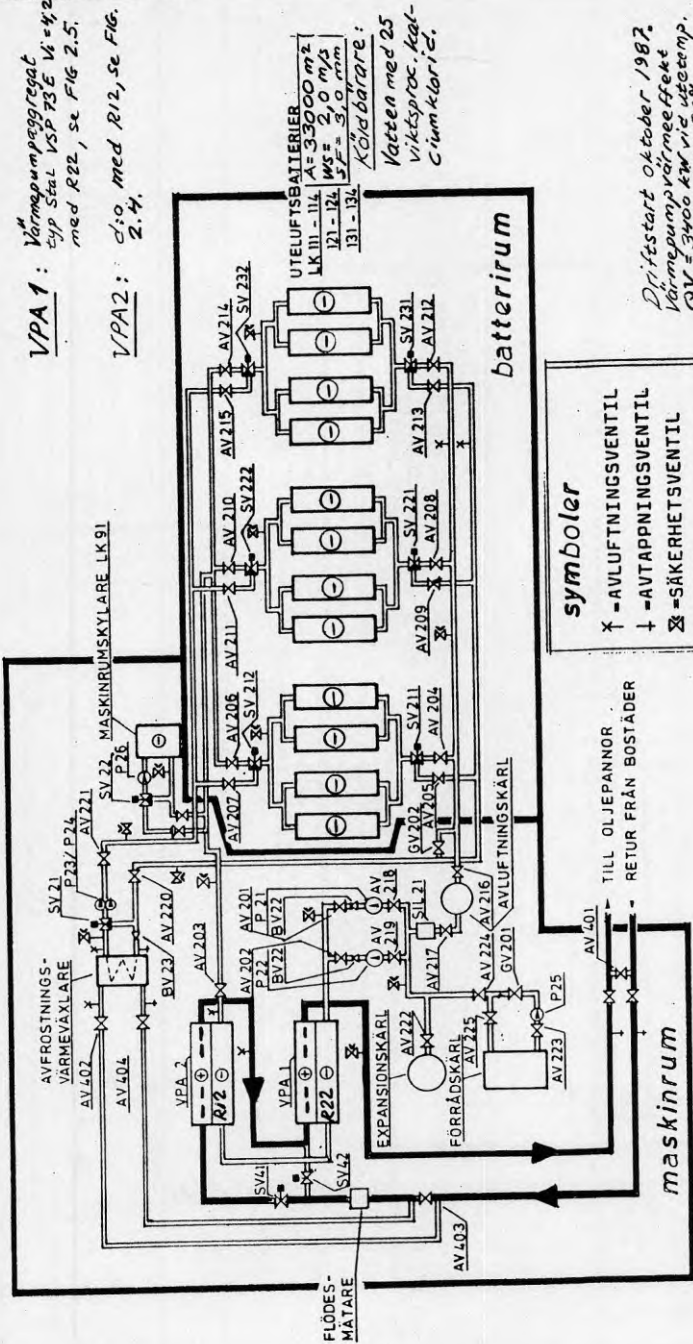
Vid frostfria kylbatterier är $WF = 70 \text{ m/s}$ och $t_U - t_K = 6^\circ\text{C}$,
 varvid $x_V = 22 \text{ m}$ och $t_{xV} = -6 + (1 - 3,6/44) \cdot 6 = -0,5^\circ\text{C}$.

Omedelbart före avfrysning, se avsnitt 6. och FIG 6.6.,
 är $WF = 4 \text{ m/s}$ och $t_U - t_K = 12^\circ\text{C}$, varvid
 $x_V = 8 \text{ m}$ och $t_{xV} = -6 + (1 - 3,6/16) \cdot 6 = -1,4^\circ\text{C}$

VÄRMEPANLÄGGNING FISKSÄTRA NACKAHEM

VPA 1: Värmepumpaggregat
typ Seal VSP 73 E V_i = 4,2
med R22, se FIG 2.5.

VPA 2: d:o med R12, se FIG.
2.4.



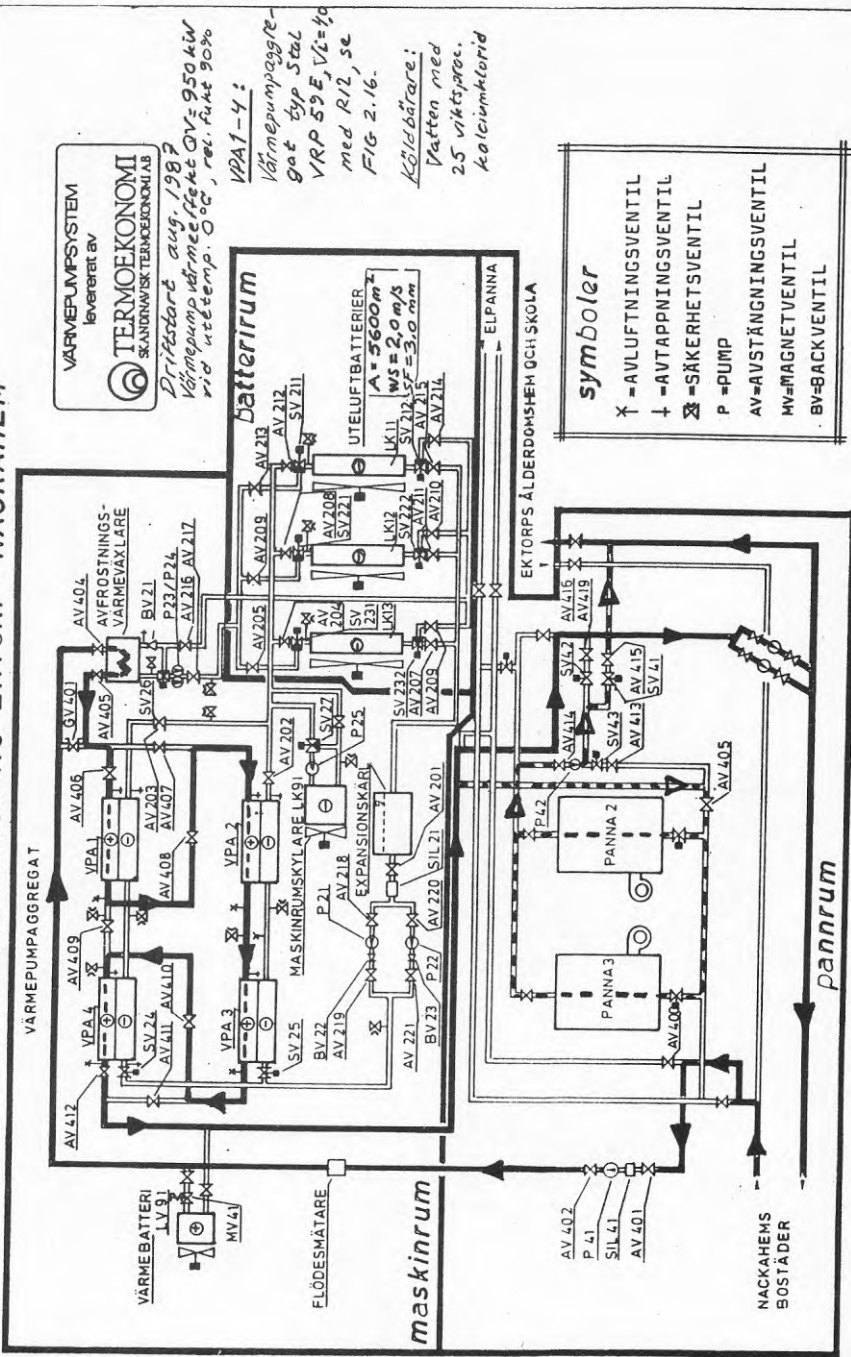
UTELUFTSBATTERIER
LK III - 114 A = 33000 m²
121 - 124 M_s = 2,0 M_s
125 - 134 M_s = 3,0 M_s
Köldbärare:
Vatten med 25
viktsproc. Kal-
ciumklorid.

- symboler**
- X - AVLUFTNINGSVENTIL
 - ↓ - AVTAPPNINGSVENTIL
 - ⊗ - SÄKERHETSVENTIL
 - P - PUMP
 - AV - AVSTÄNGNINGSVENTIL
 - MV - MAGNETVENTIL
 - BV - BACKVENTIL

Driftstart oktober 1982.
Värmepumpvärmeeffekt
Q_V = 3400 kW vid utetem-
p. 0°C, rel. fukt 90%.

VÄRMEPUMPSYSTEM
levererat av
TERMOKONOMI
SÄNDINNSK TERMOEKONOMI AB

VÄRMEPUMPANLÄGGNING EKTORP - NACKAHEM



**Köldmedium R12.
Kompressorns V₁ 2,5.**

*Stal Refrigeration AB
VätskyLaggregat*

FIG 2.16.

STAL-MINI Aggregat Storlek vid 50 Hz	Utgående värme- bärar temp. °C	Värmeeffekt Q ₁ , och axeleffekt elmotor Na																
		Utgående köldbärartemperatur																
		-25°C		-20°C		-10°C		0°C		10°C		20°C		30°C		35°C		
Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	
VRP 53E	40	91	36	102	37	131	38	167	38	211	37	264	36					
	50	96	44	107	45	136	46	172	47	215	47	266	47	327	45	361	45	
	60	102	53	114	55	142	57	177	58	219	59	269	59	328	58	362	57	
	70	109	65	121	66	150	69	184	72	225	73	273	73	330	73	361	72	
	75	114	71	126	73	154	76	188	79	228	81	275	81	330	81	360	81	
VRP 55E	40	107	43	121	44	155	45	197	46	248	45	309	44					
	50	113	52	127	54	161	56	202	57	253	57	313	57	384	55	424	54	
	60	121	64	135	65	169	68	209	70	259	71	317	71	386	70	425	70	
	70	131	77	144	79	178	83	218	86	265	87	321	88	388	88	424	88	
	75	136	85	150	87	183	91	222	95	269	97	324	98	388	98	423	98	
VRP 57E	40	130	52	146	53	186	54	237	55	298	54	371	52					
	50	137	63	154	64	194	67	243	68	304	68	375	67	460	65	508	64	
	60	147	76	163	78	203	81	252	83	311	84	380	84	463	83	509	82	
	70	158	92	175	95	214	99	262	102	319	104	386	104	465	103	509	103	
	75	165	101	181	104	221	109	268	113	324	115	389	116	466	115	509	114	
VRP 59E	40	157	63	177	64	225	66	286	67	359	67	446	65					
	50	167	77	186	78	234	81	294	83	366	83	451	82	552	80	609	79	
	60	179	93	198	95	246	99	304	102	374	103	457	103	556	102	611	101	
	70	193	112	212	115	260	120	317	124									
	75	201	123															

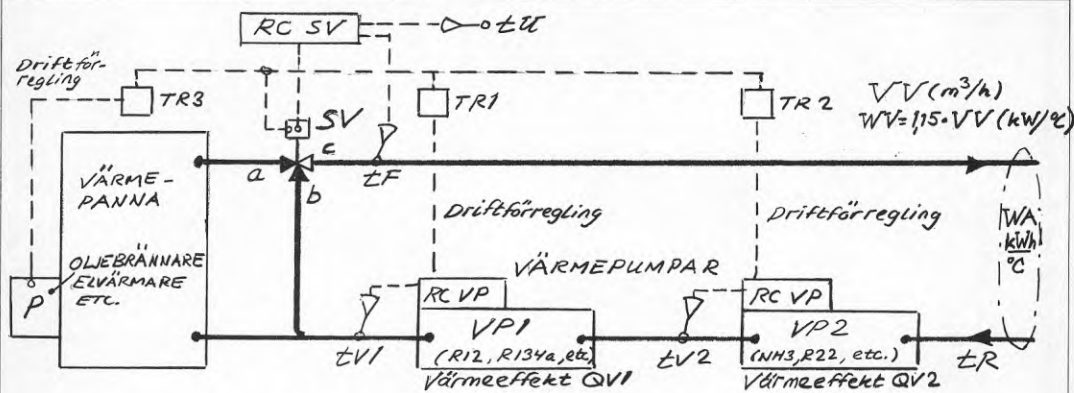
Tabell 9. Färgat fält visar högsta värmefaktor för V₁ 2,5.

**Köldmedium R12.
Kompressorns V₁ 4,0.**

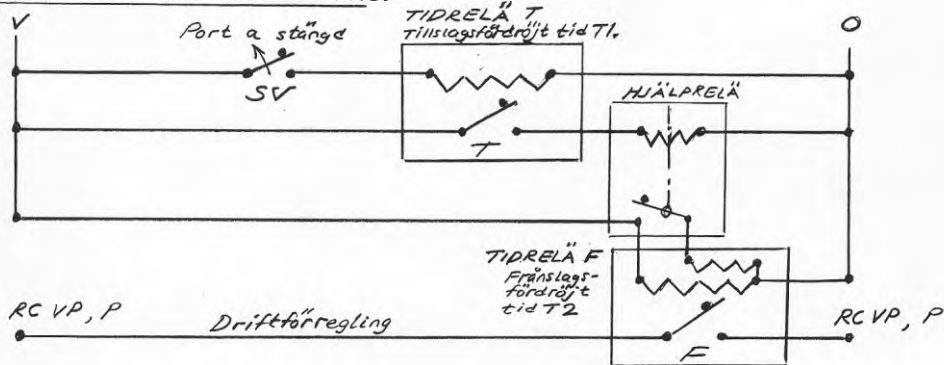
STAL-MINI Aggregat Storlek vid 50 Hz	Utgående värme- bärar temp. °C	Värmeeffekt Q ₁ , och axeleffekt elmotor Na															
		Utgående köldbärartemperatur															
		-25°C		-20°C		-10°C		0°C		10°C		20°C					
Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW	Q ₁ kW	Na kW				
VRP 53E	40	91	35	102	35	130	36	167	37								
	50	96	42	106	42	134	43	170	44	213	46						
	60	102	51	112	51	140	52	174	54	216	55	268	58				
	70	109	61	120	62	146	63	179	65	220	67	269	69				
	75	114	67	124	68	150	70	183	71	222	73	270	75				
VRP 55E	40	107	41	120	42	154	43	196	45								
	50	112	49	125	50	158	52	200	54	252	56						
	60	120	59	132	60	165	62	205	64	255	67	316	70				
	70	129	72	141	73	173	75	212	78	260	80	317	83				
	75	134	79	146	80	177	82	215	85	262	88	318	91				
VRP 57E	40	128	49	144	50	185	52	237	55								
	50	134	58	150	59	191	62	241	65	304	68						
	60	143	70	158	71	198	74	247	77	308	81	381	85				
	70	153	84	168	85	207	89	255	92	313	96	383	100				
	75	159	92	174	94	212	97	259	101	316	105	383	109				
VRP 59E	40	154	58	174	60	225	65	288	69								
	50	161	69	181	71	230	76	292	80	368	85						
	60	170	82	190	84	238	89	299	95	372	100	460	105				
	70	183	99	202	101	249	107	307	112	377	118	461	124				
	75	190	108	209	111	255	117	312	122								

Tabell 10. Färgat fält visar högsta värmefaktor för V₁ 4,0.

STYRNING AV VÄRMEBÄRARETEMPERATUR



TIDRELÄUTRUSTNING TRI-TR3:



- STYRPRINCIP:**
- RC SV styr SV för $t_F = t_{FB} = f(t_U)$. Port a öppnar, när $t_F < t_{FB}$.
 - Ändlägesbrytare SV sluter, när SV börjar öppna port a. Om SV port a oavbrutet är öppen längre tid än ett tidrelä T:s tillslagsfördröjningstid T_1 , sluter detta relä, varvid via hjälprelä tidrelä F också omedelbart sluter förreglingskretsen för drift av tillhörande VP1, 2 resp. P.
 - Ändlägesbrytare SV öppnar, när SV stängt port a. Härvid öppnar tidrelä T och hjälprelä. För att tidrelä F skall bryta sin förreglingskrets för stopp av tillhörande VP1, 2 resp. P, krävs att tidrelä T och därmed hjälprelä oavbrutet är öppna längre tid än tidrelä F:s fördröjningstid T_2 . Observera dock, att om SV port a öppnar, tidrelä T och hjälprelä är öppna tills port a oavbrutet varit öppen fördröjningstiden T_1 .
 - Exempel: TR1: $T_1 = 5 \text{ min}$ $T_2 = 2 \text{ h}$, TR2: $T_1 = 10 \text{ min}$ $T_2 = 1 \text{ h}$, TR3: $T_1 =$ = längsta tid av 20 min, avfrostningstid + 10 min, VP:s minsta stopptid + 10 min. $T_2 = 2 \text{ h}$ för oljebrännare, ej för ofta start med svalt pannvatten.
 - RC VP stoppar värmepump, när driftförreglingskrets öppnas, liksom, då inställda högsta driftbörvärden t_{V1S} och t_{V2S} uppnås av t_{V1} resp. t_{V2} . För att minimerat antal starter för VP2, jämför FIG 3.2, är det önskvärt att RC VP ej tillåter start efter stopp förfrån, beteckningar enligt FIG 3.2:
 $t_{V1} < t_{V1S} - Q_{V1}/WV - 5^\circ\text{C}$ (Q_{V1} och Q_{V2} avser VP1 resp. 2 värmeeffekt vid utetem p. t_{U1})
 $t_{V2} < t_{V2S} - Q_{V2}/WV - 3^\circ\text{C}$

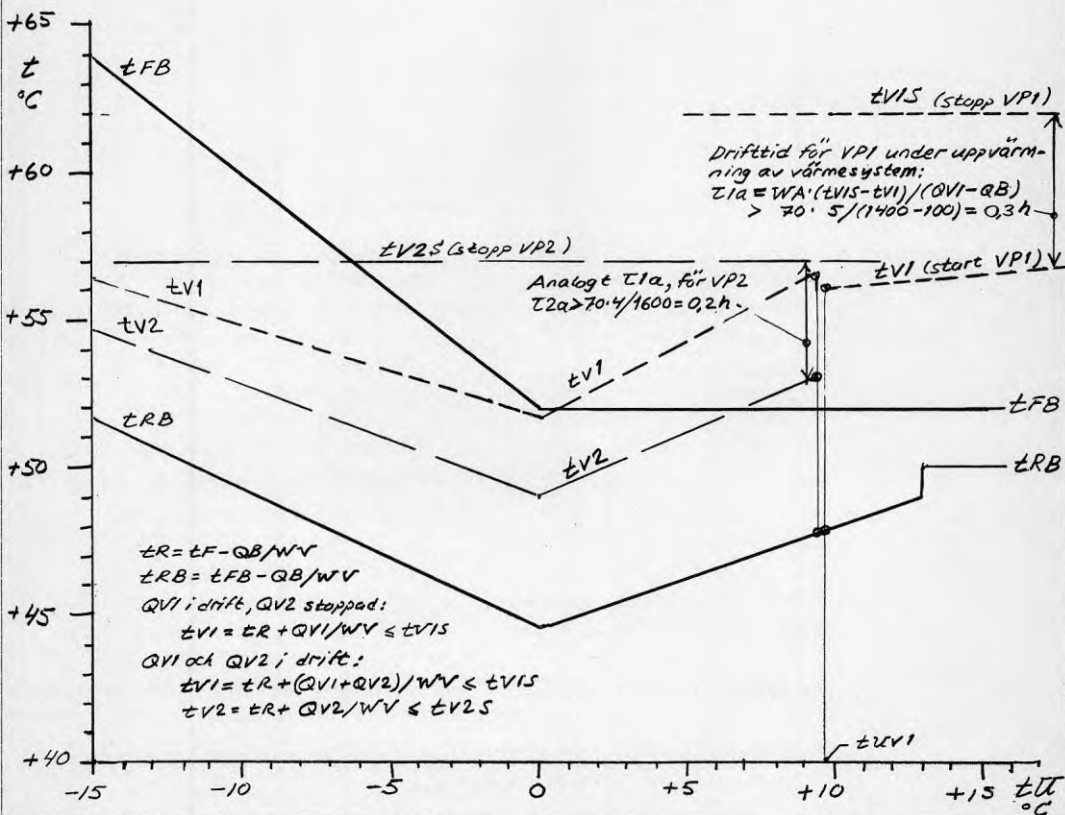
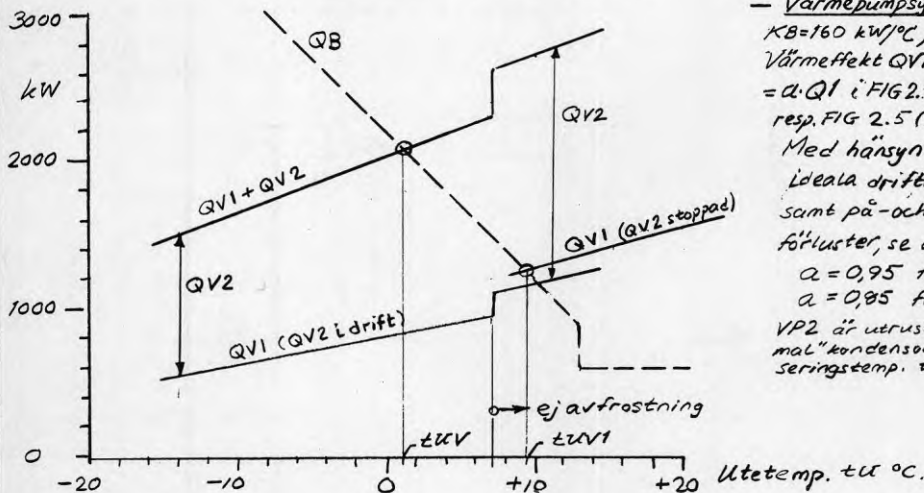
EXEMPEL PÅ STYRNING AV VÄRMEBÄRARETEMPERATUR

FÖRUTSÄTTNINGAR:

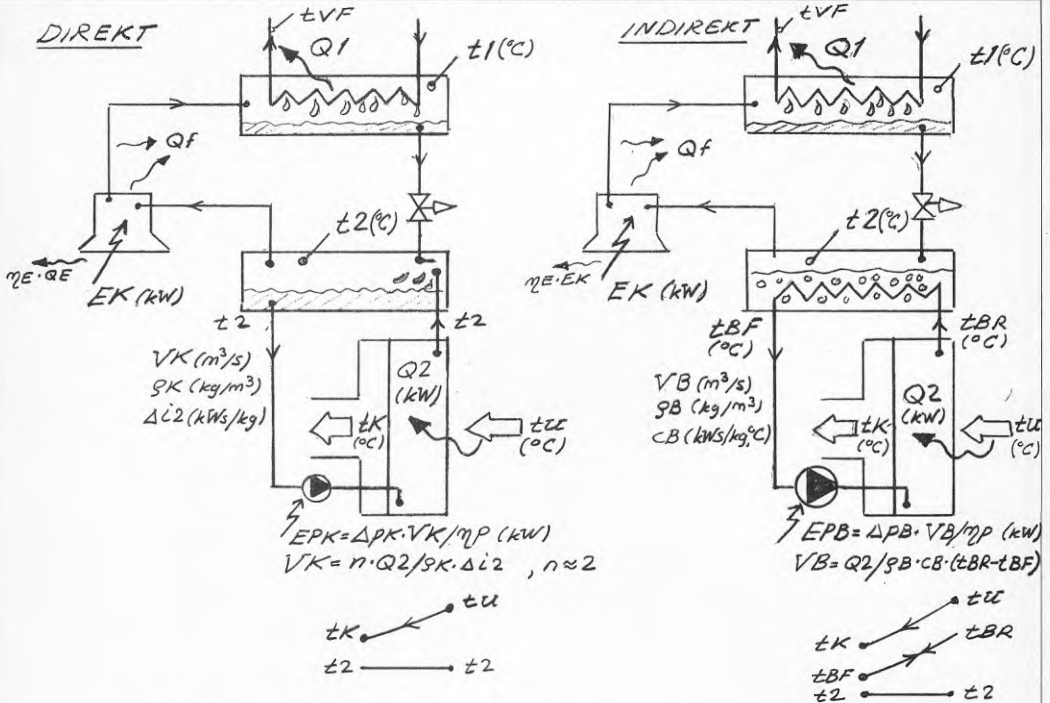
- Beteckningar enligt FIG 3.1.
- $WV = 300 \text{ kW/}^\circ\text{C}$. Värmekapacitet i värmesystem $WA = 80 \text{ kWh/}^\circ\text{C}$ (70m^3)
- Värmebehov $QB = 600 \text{ kW}$, $tU > +13^\circ\text{C}$. $QB = 2200 - 100 \cdot tU \text{ kW}$, $tU < +13^\circ\text{C}$
- $t_{FB} = +52^\circ\text{C}$, $tU > 0^\circ\text{C}$. $t_{FB} = 52 - 0,8 \cdot tU$.

- Värmepumpsystem

$KB = 160 \text{ kW/}^\circ\text{C}$, se FIG 2.6.
 Värmeeffekt $QV1$ och $QV2 = \alpha \cdot Q1$ i FIG 2.4 (71EC, $V_i = 4,2$)
 resp. FIG 2.5 (71EC, $V_i = 4,2$)
 Med hänsyn till icke ideala driftbetingelser samt på- och avfrostningsförluster, se avsnitt 6.
 $\alpha = 0,95$ för $tU > +7^\circ\text{C}$.
 $\alpha = 0,85$ för $tU < +7^\circ\text{C}$.
 VP2 är utrustad med optimal kondensort för kondenserings-temp. $t_1 = t_{V2} + 3^\circ\text{C}$.



DIREKT OCH INDIREKT KYLNING - EFFEKTBEHOV



$$EK = Q2 / COP_E \dots (5.1) \quad Q1 = \eta_E \cdot EK + Q2 - QF = EK \cdot (\eta_E + COP_E - QF/EK) \dots (5.2)$$

$$COP_E = \eta_C t_c \cdot (t_2 + 273) / (t_1 - t_2) \dots (5.3)$$

För stora economizerutrustade aggregat $\eta_C t_c \approx 0,70 - (t_1 - t_2)^2 / 30000$

$\eta_E \approx 0,95$ (elmotorverkningsgrad)

$QF/EK \approx 0,05$

$EK \approx Q1 / (0,90 + COP_E)$

Exempel $Q1 = 2000$ kW $t1 = tVF + 3 = 57 + 3 = 60^{\circ}C$ $tU = 0^{\circ}C$ $tK = -5^{\circ}C$

Ekvivalent drifttid med full kapacitet 6500 h/år

Jämförelsedriftkostnad $KE = (EK + EP) \cdot 6500 \cdot Q45kr/kWh = 2900 \cdot (EK + EP)$ kr/år

DIREKT $t2 = -8$

$SK = 600$ (NH_3)

$\Delta t_2 = 1100$

$\eta = 2$

$\Delta PK = 200$ $\eta_P = 0,4$

$\eta_C t_c = 0,70 - (60 + 8)^2 / 30000 = 0,54$

$COP_E = 0,54 \cdot 265 / 68 = 2,10$

$EK = 2000 / 3,00 = 670$ kW

$Q2 = 670 \cdot 2,10 = 1410$ kW

$VK = 2 \cdot 1410 / 600 \cdot 1100 = 4,3 \cdot 10^{-3} m^3/s$

$EPK = 200 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3} / 0,4 = 2$ kW

$KE = 2900 \cdot 672 = 1,95$ Mkr/år

INDIREKT $tBF = -10$ $tBR = -5$ $t2 = -13$

$SB \cdot CB = 3500$ ($kWh/m^3 \cdot ^{\circ}C$)

$\Delta PB = 300$ $\eta_P = 0,6$

$\eta_C t_c = 0,70 - (60 + 13)^2 / 30000 = 0,52$

$COP_E = 0,52 \cdot 260 / 73 = 1,85$

$EK = 2000 / 2,75 = 730$ kW

$Q2 = 730 \cdot 1,85 = 1350$ kW

$V_B = 1350 / 3500 \cdot 5 = 77 \cdot 10^{-3} m^3/s$

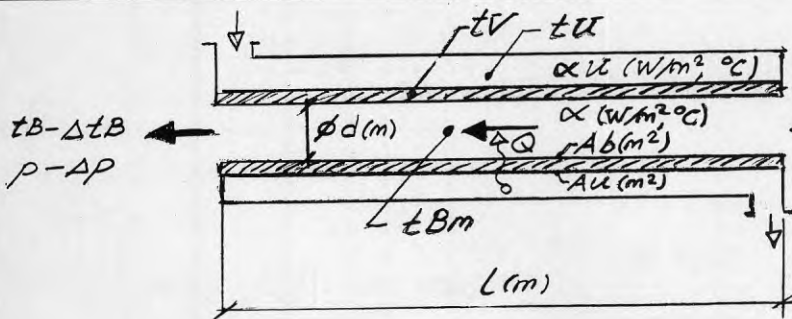
$EPB = 300 \cdot 77 \cdot 10^{-3} / 0,6 = 39$ kW

$KE = 2900 \cdot 769 = 2,23$ Mkr/år

\therefore Indirekt kylning ger 280 000 kr/år högre drivenergi kostnad och 97 kW högre effekttbehov.

ÄRENDE/PROJ

KÖLDBÄRARE - TRYCKFALL OCH VÄRMEÖVERGÅNGSTAL

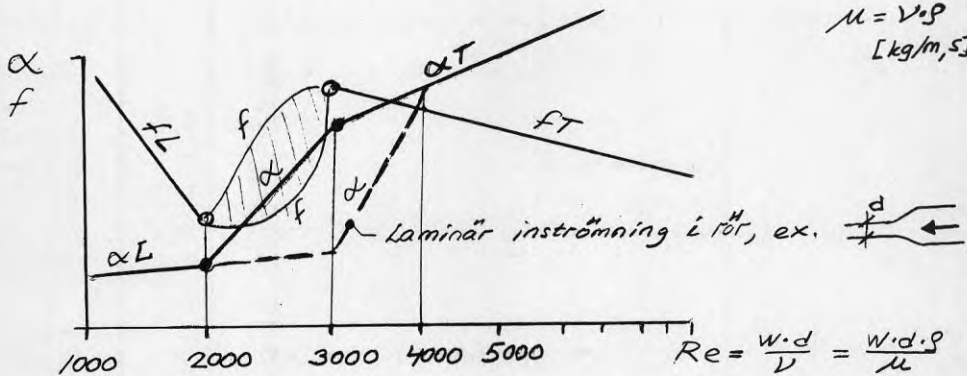


KÖLDBÄRARE

Se tabell 5.1 och [4].

t_B ($^{\circ}\text{C}$)
 p (N/m^2)
 w (m/s)
 λ ($\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$)
 ν (m^2/s)
 ρ (kg/m^3)
 c ($\text{Ws/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)

$\mu = \nu \cdot \rho$
 $[\text{kg/m}\cdot\text{s}]$



$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

$$\begin{cases} Q = \alpha \cdot A_b \cdot (t_{Bm} - t_V) = \alpha_u \cdot A_u \cdot (t_V - t_U) = k \cdot A_b \cdot (t_{Bm} - t_U) \quad (\text{W}) \dots (5.4-6) \\ \Delta p = f \cdot \rho \cdot w^2 \cdot L / d \quad (\text{N/m}^2) \dots (5.7) \end{cases}$$

$$Re < 2000 \quad f = f_L = 32 / Re \quad \Delta p_L = \frac{32 \cdot \nu}{w \cdot d} \cdot \rho \cdot w^2 \cdot L / d = 32 \cdot \mu \cdot w \cdot L / d^2 \dots (5.8)$$

(Laminär)

$$\alpha L \approx 4 \cdot \lambda^{0.67} \cdot (\mu \cdot c)^{0.33} / d = 4 \cdot L / d, \quad L = \lambda^{0.67} \cdot (\mu \cdot c)^{0.33} \dots (5.9)$$

$$d = 0,015 (\text{m}) \rightarrow \alpha L \approx 270 \cdot L \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$$

$$Re > 3000 \quad f = f_T \approx 0,16 / Re^{0,25} \quad \Delta p_T \approx \frac{0,16}{Re^{0,25}} \cdot \rho \cdot w^2 \cdot L / d \quad \dots (5.10)$$

(turbulent)

$$\alpha T \approx 0,023 \cdot \lambda \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} / d, \quad Pr = \nu \cdot \rho \cdot c / \lambda \quad \dots (5.11)$$

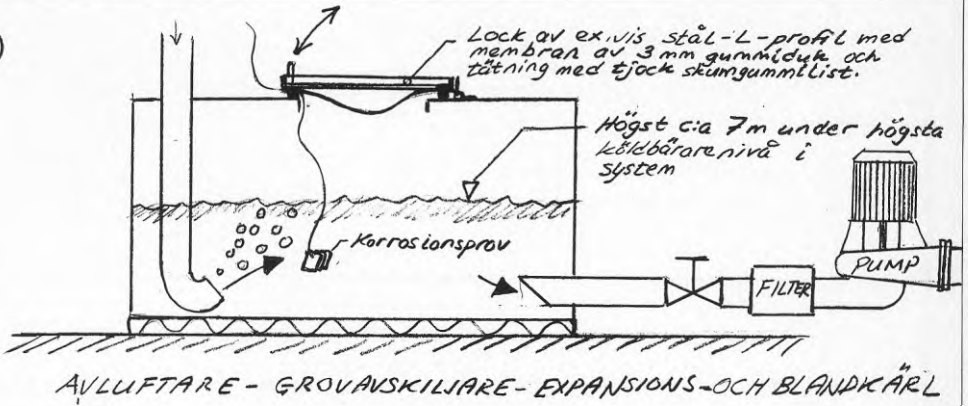
$$\alpha T \approx 0,023 \cdot T \cdot w^{0,8} / d^{0,2}, \quad T = \lambda^{0,67} \cdot (\rho \cdot c)^{0,33} / \nu^{0,47} \dots (5.12)$$

$$w = 1 (\text{m/s}) \quad d = 0,015 (\text{m}) \quad \alpha T \approx 0,053 \cdot T \quad \text{W}$$

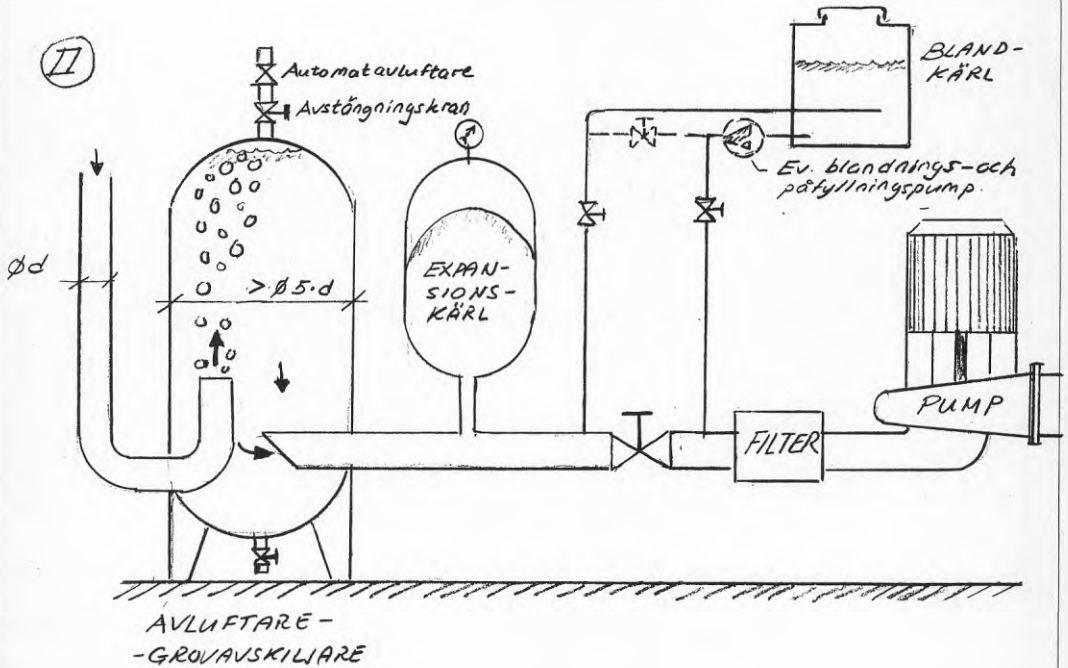
ARIENDE/PROJ

KÖLDBÄRARESYSTEM - AVLUFTARE ETC

I



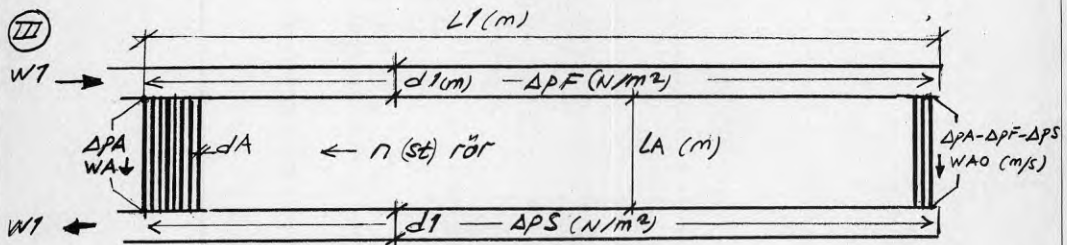
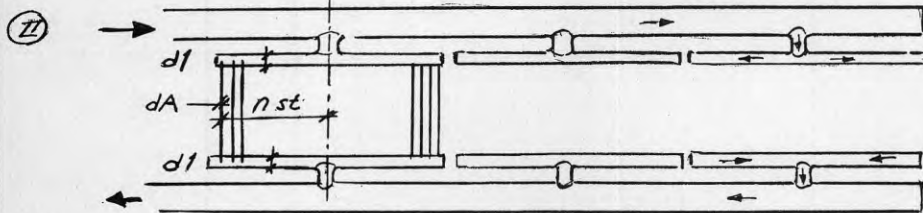
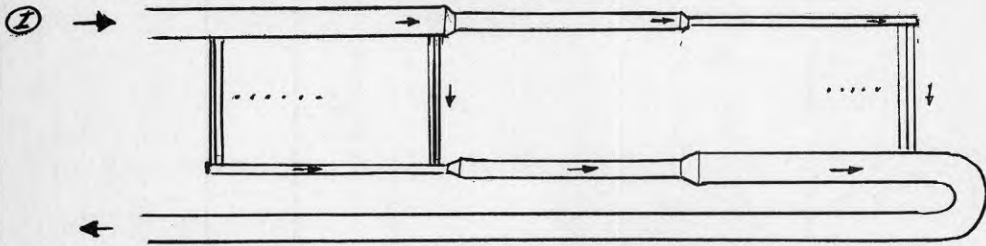
II



ÄRENDE/PROJ

KÖLDBÄRARESYSTEM - FÖRDELNING OCH SAMLING

Alternativa kopplingar (I) - (III):



$$\Delta P = (S/2 + f \cdot L/d) \cdot \rho \cdot w^2, \quad S \text{ se FIG 5.6.} \quad \dots (5.13)$$

$$\Delta P_A = (S_{FA}/2 + S_{SA}/2 + f \cdot L_A/d_A) \cdot \rho \cdot w_A^2, \quad S_{FA} \approx 0, S_{SA} \approx 2 \quad \dots (5.14)$$

$$\Delta P_F \approx (S_{Ft}/2 + f \cdot L_1/3 \cdot d_1) \cdot \rho \cdot w_1^2, \quad S_{Ft} \approx 0 \text{ (retardation)} \quad \dots (5.15)$$

$$\Delta P_S \approx (S_{St}/2 + f \cdot L_1/3 \cdot d_1) \cdot \rho \cdot w_1^2, \quad S_{St} \approx 1 + 0,1 \cdot n \text{ (acceleration)} \quad \dots (5.16)$$

$$w \sim \sqrt{\Delta P} \rightarrow w_{A0} = w_A \cdot \sqrt{1 - (\Delta P_F + \Delta P_S) / \Delta P_A} \quad \dots (5.17)$$

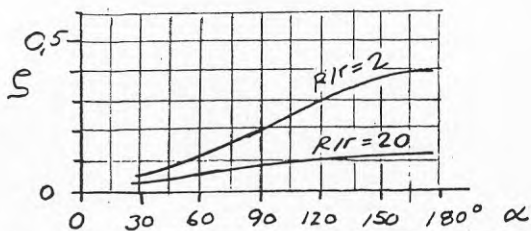
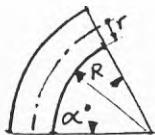
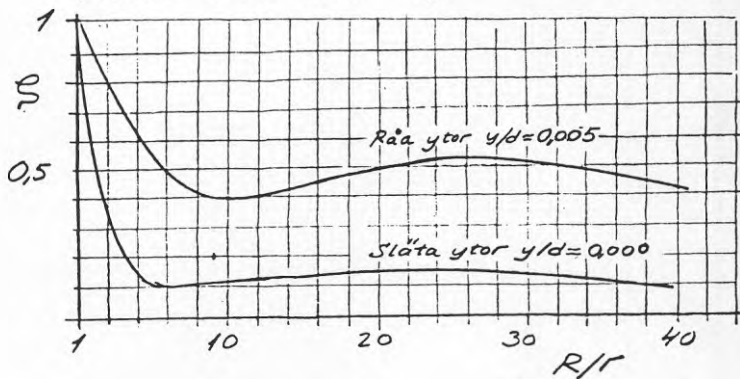
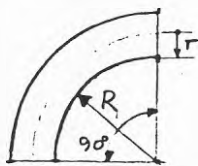
För $w_{A0} \geq 0,9 \cdot w_A$ behövs alltså $(\Delta P_F + \Delta P_S) / \Delta P_A \leq 0,2$.

OBS! Oavsett arrangemang enligt (I), (II) eller (III) blir tryckfallet i fördelningsledning (F) lägre än i samlingsledning (S). Den förra har tryckhöjande hastighetsminskning, den senare trycksänkande acceleration.

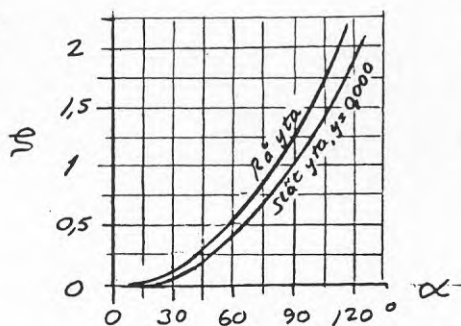
För viss jämnhet i fördelning w_{A0}/w_A blir utförande enligt (III) billigast och minst utrymmeskrävande.

"MOTSTÅNDSTAL" S ($\Delta p = S \cdot Q \cdot W^2/2$) - EXEMPEL

RÖRKRÖKAR : Motståndstal S , exkl. friktionsstryckfall vilket ökar med R/r ($L = \pi \cdot R/2$)



RÖRKNÄN :



T-RÖR :



Avgrening
 $S_H \approx 0$
 $S_A \approx 1,0$



Förening
 $S_H \approx 0,5$
 $S_A \approx 0,5$

VENTILER :

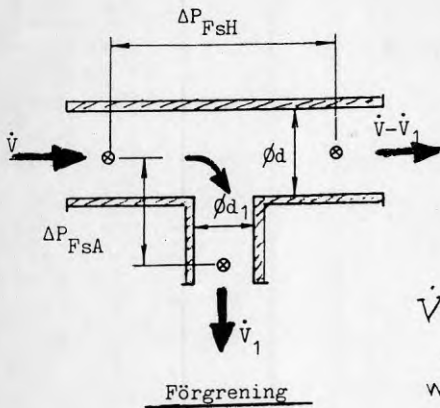


Ansl. 50 100 300
 S 3 2,5 1,0

0,6 - 2

0,1 - 0,3

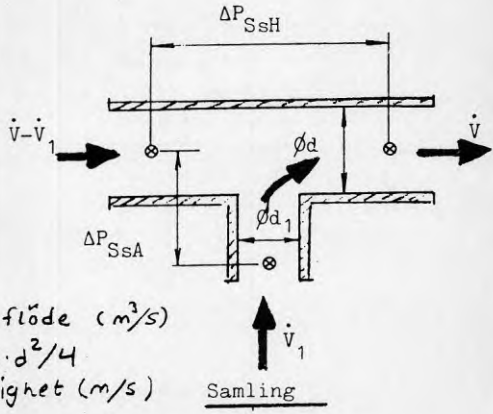
"MOTSTÅNDSTAL" ζ -EXEMPEL FÖR FÖRDELNING OCH SAMLING



Förgrening

$$\Delta P_{FsH} = \zeta_{FH} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot d^2/4} \right)^2 / 2$$

$$\Delta P_{FsA} = \zeta_{FA} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot d^2/4} \right)^2 / 2$$



Samlng

\dot{V} = volymflöde (m^3/s)
 $= w \cdot \pi \cdot d^2/4$
 w = hastighet (m/s)

$$\Delta P_{SsH} = \zeta_{SH} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot d^2/4} \right)^2 / 2$$

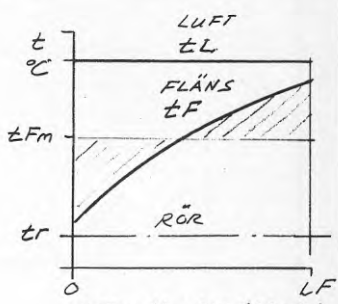
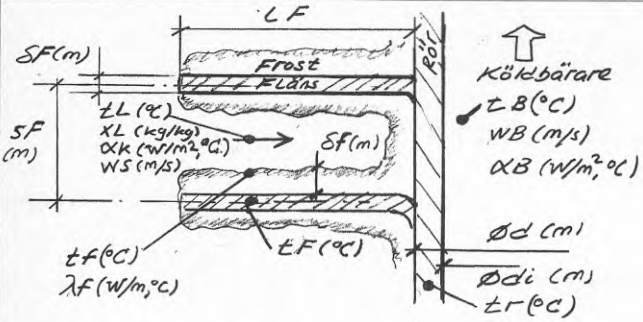
$$\Delta P_{SsA} = \zeta_{SA} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot d^2/4} \right)^2 / 2$$

Enligt försök av Vogel - Petermann

\dot{V}_1/\dot{V}	$d_1/d = 1$				$d_1/d = 0,6$			
	ζ_{FH}	ζ_{FA}	ζ_{SH}	ζ_{SA}	ζ_{FH}	ζ_{FA}	ζ_{SH}	ζ_{SA}
0	0,03	0,95	0,05	-1,0	0	1,3	0,3	-0,5
0,2	-0,09	0,89	0,2	-0,4	-0,02	1,6	0,5	0,2
0,4	-0,05	0,89	0,3	0,08	0	2,4	0,8	1,3
0,6	0,06	0,95	0,4	0,45	0,1	4,3	1,0	2,8
0,8	0,2	1,09	0,5	0,72	0,2	7,0	1,3	4,9
1	0,33	1,28	0,6	0,9	0,3	-	1,5	7,3

ÄRENDE/PROJ

PÄFROSTNINGSBERÄKNINGAR



Värmeledning i frost mot rör försumbar jämfört med denna värmeledning i fläns.

$t_{Fm} = t_L - \eta_F \cdot (t_L - t_F)$
 $t_F = t_L - \eta_{FL} \cdot (t_L - t_F)$
 $\eta_F, \text{ se FIG 2.9.}$

LOKAL FUKTUTFÄLLNING m_f (kg/s, m²).

$m_f = \alpha_k \cdot (X_L - x_f) / c_f \approx 10^{-3} \cdot \alpha_k \cdot (X_L - x_f)$ (kg/s, m²) ... (6.1-2)
 $\alpha_k, \text{ se ekv 2.31-2.33 i FIG 2.8. } X_L \text{ och } x_f \text{ se FIG 6.4 och 6.5,}$
 $X_L = \text{luftens fuktinnehåll, } x_f = \text{luftens fuktinnehåll vid } t_f \text{ °C och mättnad, } \varphi = 1.$
 $\alpha_f \cdot (t_L - t_f) = (\lambda_f / s_f) \cdot (t_f - t_F) = \alpha_f \cdot (t_L - t_f) = \eta_{FL} \cdot \alpha_f \cdot (t_L - t_f) = \alpha_B \cdot (t_F - t_B) \cdot A / A_i =$
 $= k \cdot A \cdot (t_L - t_B) \dots (6.3-7). \alpha_f = (1 + f_L) \cdot \alpha_k, f_L \text{ se FIG 6.2. } \lambda_f \sim 0,15 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$
 $\text{se FIG 2.8. } A / A_i, \text{ se FIG 2.8. } \alpha_B, \text{ se avsnitt 5. } \alpha_B \sim 1500 \text{ W/m}^2\text{°C.}$

Ekv. 6.3-7 ger:

$k = 1 / (1 / (\eta_{FL} \cdot \alpha_f) + A / (A_i \cdot \alpha_B)) \dots (6.10) \quad \alpha_f = 1 / (1 / \alpha_f + s_f / \lambda_f) \dots (6.11)$
 $t_f = t_L - \eta_{FL} \cdot (t_L - t_B) \cdot \alpha_B / (\alpha_B + \eta_{FL} \cdot \alpha_f \cdot A / A_i) \cdot (1 + \alpha_f \cdot s_f / \lambda_f) \dots (6.12)$

Beräkning av lokalt m_f vid givna $t_L, X_L, \alpha_k, s_f, \alpha_B, A / A_i$ och t_B :
 PASSNINGSRÄKNING.

1. Antag ett första värde på f_L genom skissning av förlopp enligt FIG 6.2 i $t-x$ -diagram för luft, se FIG 6.5. Alternativt används f enligt beräkning "TOTAL FUKTUTFÄLLNING" nedan.
2. Beräkna α_f, α_F och η_{FL} , vilket med rimlig noggrannhet kan uttas som η_F ur FIG 2.9.
3. Beräkna t_f och fastställ x_f .
4. Beräkna f_L enligt ekv. 6.20 i FIG 6.2. Om detta f_L avviker mer än 0,1 från enligt 1. antaget, görs ny beräkning enligt 1.-4. ovan med f_L lika med det beräknade värdet.

Lokal frosttjocklekstillväxt δ_f och frosttjocklek δ_f efter påfrostningstid t_f

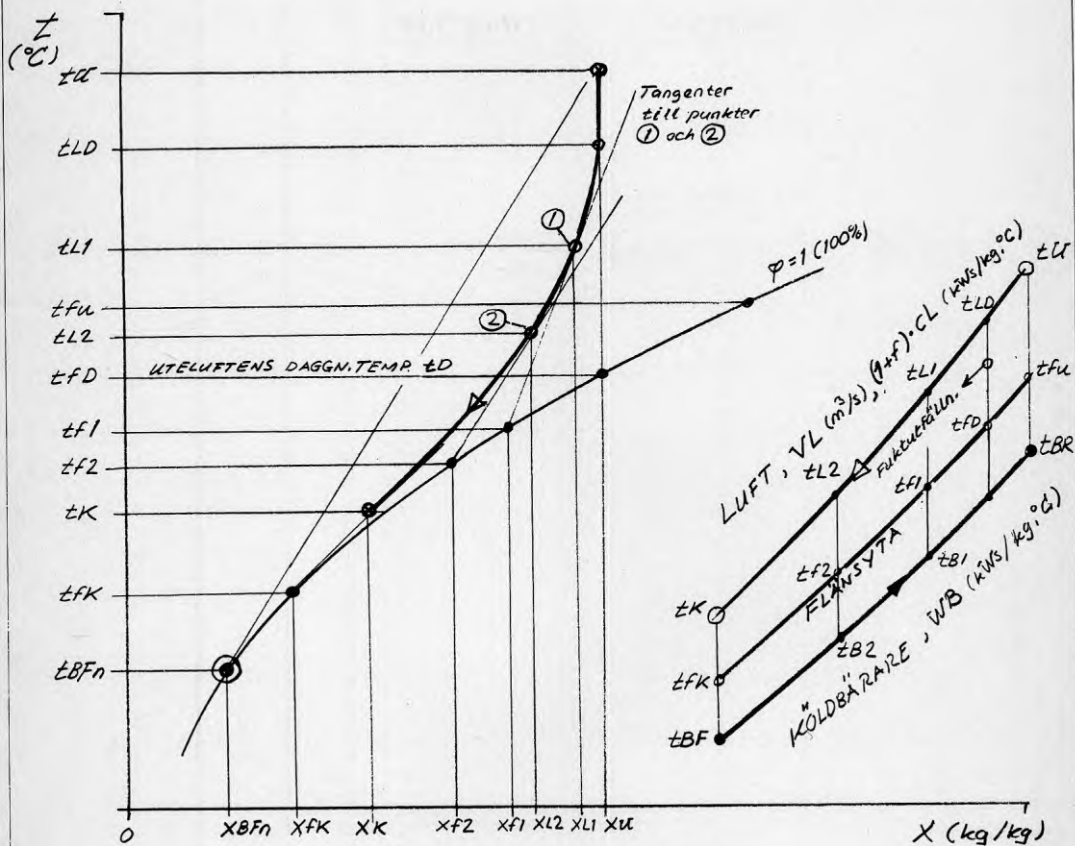
$\delta_f (m) = \delta_f (m/s) \cdot t_f (s) \quad \delta_f = m_f / s_f$ (m/s) $s_f \sim 150 \text{ (kg/m}^3\text{)}, \text{ se [6]} \dots (6.13)$

TOTAL FUKTUTFÄLLNING OCH DENNA VID IN- OCH UTLOPP FÖR LUFT.

Total fukt mängd M_f (kg) på tid t_f (s): $M_f = V_L \cdot \rho_L \cdot (x_u - x_k) \cdot t_f$ (kg) ... (6.14)
 I FIG 6.2 visas principerna för denna beräkningarna och definieras beteckningar.
 För beräkningarna krävs passningsräkning för givet batteriutförande, q_B, V_L, W_B, t_L, x_L och α_B :
 $f = f_1 = 0,5$ antas. $W_L = V_L \cdot \rho_L \cdot c_L \cdot (1 + f) = V_L \cdot 1,3 \cdot 1,5 = 2,0 \cdot V_L$. $\alpha_f = 1,5 \cdot \alpha_k = 45 \cdot w_s^{0,35}$ ger k ,
 $K_B m = k \cdot A$, K_B och $t_B f_1 = t_B f$ enligt ekv 2.8 eller 2.13 i FIG 2.6. $f = f_2$ beräknas enligt FIG 6.2 med
 ekv. 6.21. Avviker f_2 mer än 0,1 från f_1 görs ny beräkning med f_2 , osv., tills avvikelse blir
 mindre än 0,1. Sist beräknat $f = f_n$ används då för fastställande av $t_B f_n = t_B f$ (ekv.
 2.8 eller 2.13), $t_B R$ (ekv 6.15) och $t_B K$ (ekv 6.16). Inritning av förlopp i $t-x$ diagram (FIG
 6.5) enligt principer i FIG 6.2 ger X_K och M_f (ekv 6.14). Fukt- och frostutfällning kan nu ok-
 så beräknas för luftin- och utlopp enligt "LOKAL FUKTUTFÄLLNING", $t_B = t_B R$ resp $t_B K$, $t_L = t_L$ resp $t_L K$.

ARENDE/PROJ

LUFKYLNINGSFÖRLOPP I KYLBATTERI



Beteckningar, se också FIG 2.6, 2.8 och 6.1.

$$Q_B = W_B \cdot (t_{BF} - t_{BR}) = V_L \cdot \rho_L \cdot c_L \cdot (1+f) \cdot (t_u - t_K) \dots (6.15-16)$$

$$f = C_f \cdot (x_u - x_K) / (t_u - t_K) \quad C_f = 2850, \text{ när } t_f < 0^\circ\text{C} \dots (6.17)$$

$$C_f = 2500, \text{ när } t_f > 0^\circ\text{C}$$

För varje delförlopp, L1 till L2, i t-x diagrammet, se också FIG 6.5 :

$$\Delta Q_B = W_B \cdot (t_{B1} - t_{B2}) = V_L \cdot \rho_L \cdot c_L \cdot (1+f_L) \cdot (t_{L1} - t_{L2}) \dots (6.18)$$

$$f_L = C_f \cdot (x_{L1} - x_{L2}) / (t_{L1} - t_{L2}) \dots (6.19)$$

eller $f_L = C_f \cdot (x_L - x_f) / (t_L - t_f) \dots (6.20)$

med C_f enligt ovan.

t_{f2} > t_{fD} = luftens daggningstemp. ger x_{L1} - x_{L2} = 0 och f_L = 0

$$t_{BFn}, \text{ se FIG 6.1, ger } f = f_n = C_f \cdot (x_u - x_{BFn}) / (t_u - t_{BFn}) \dots (6.21)$$

för första passningsräkningar av verkligt f via skissning av förlopp enligt och fastställande av totalt utförd fukt mängd M_f, se FIG 6.1, och kyl effekt Q_B enligt FIG 2.6.

Vattenångas mättningstryck
 p'' som funktion av tempe-
 raturen t

FIG 6.3
 L-O Glas
 P

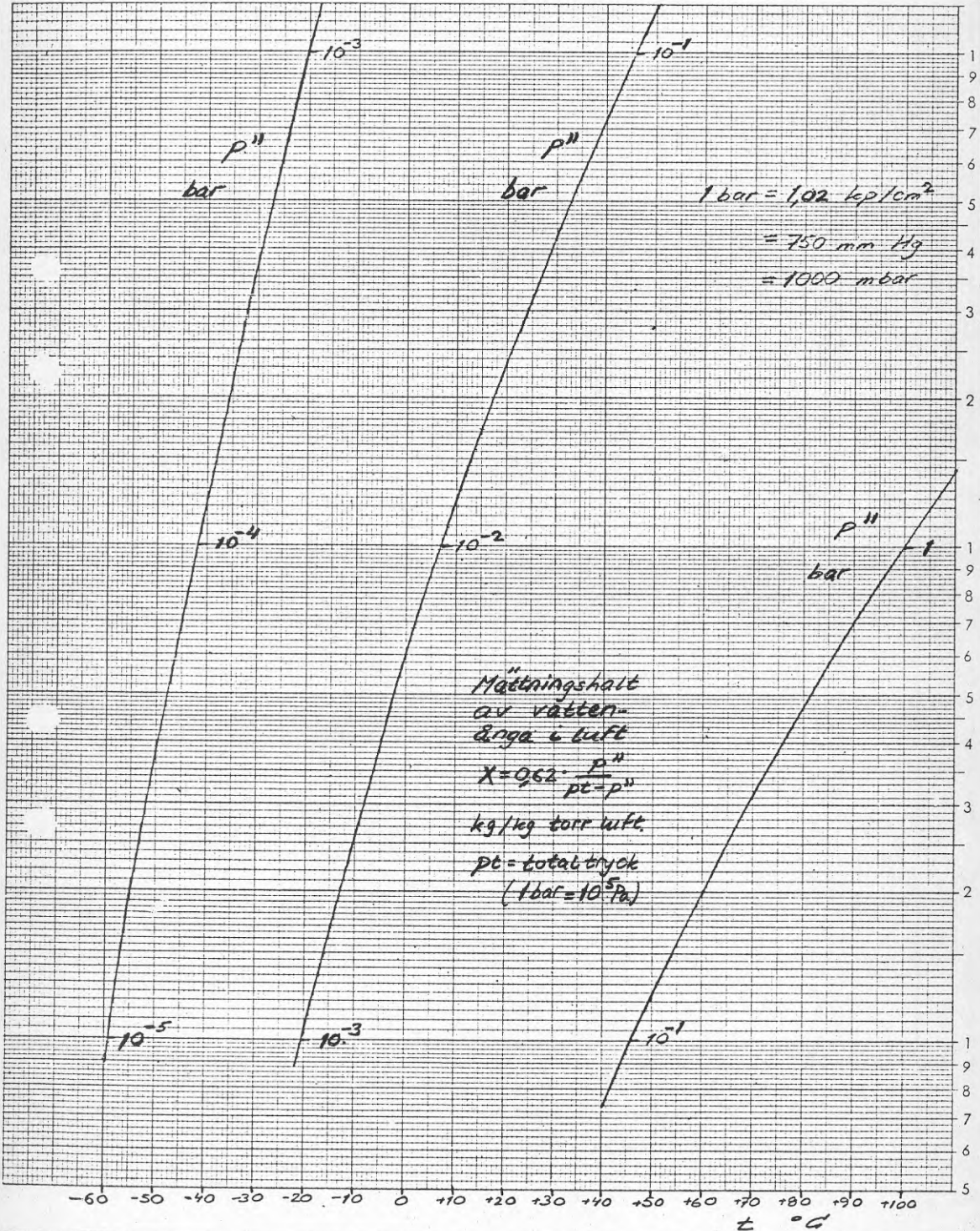


FIG 6.4
L-O GLAS

MÄTTNINGSHALT X FÖR
VATTENÅNGA I LUFT VID
TOTALTRYCK 1 bar.
(kg/kg torr luft)

$X \cdot 10^3$
5 — 30

Fuktnnehåll X_L i luft vid relativ
fuktighet φ

$$X_L = \varphi \cdot X$$

4 — 25

3 — 20

2 — 15

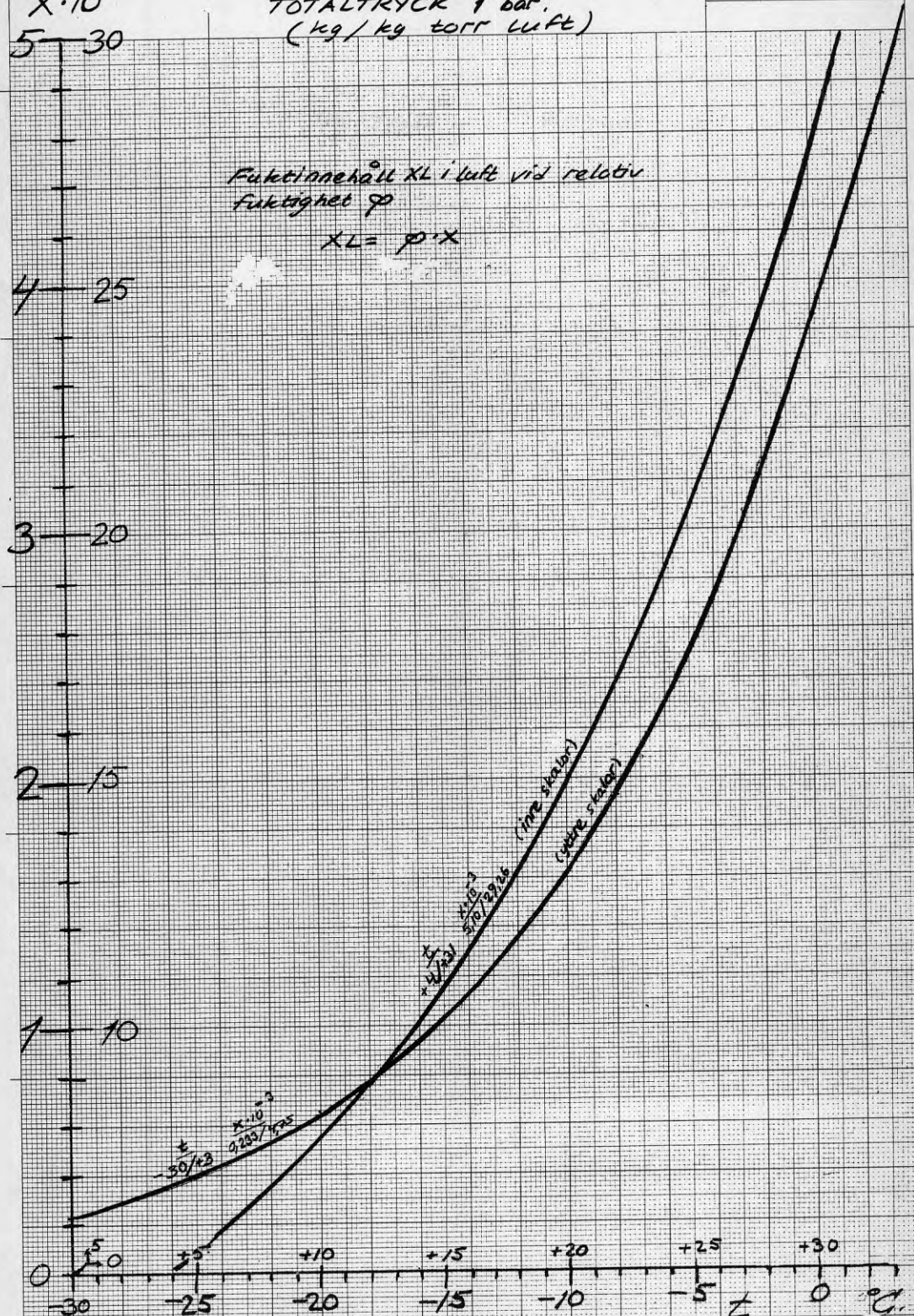
1 — 10

0 — 30 — 25 — 20 — 15 — 10 — 5 — 0 °C.

$X = 2.283 / 1.724$
 $X \cdot 10^{-3} = 1.325$
-30/°C

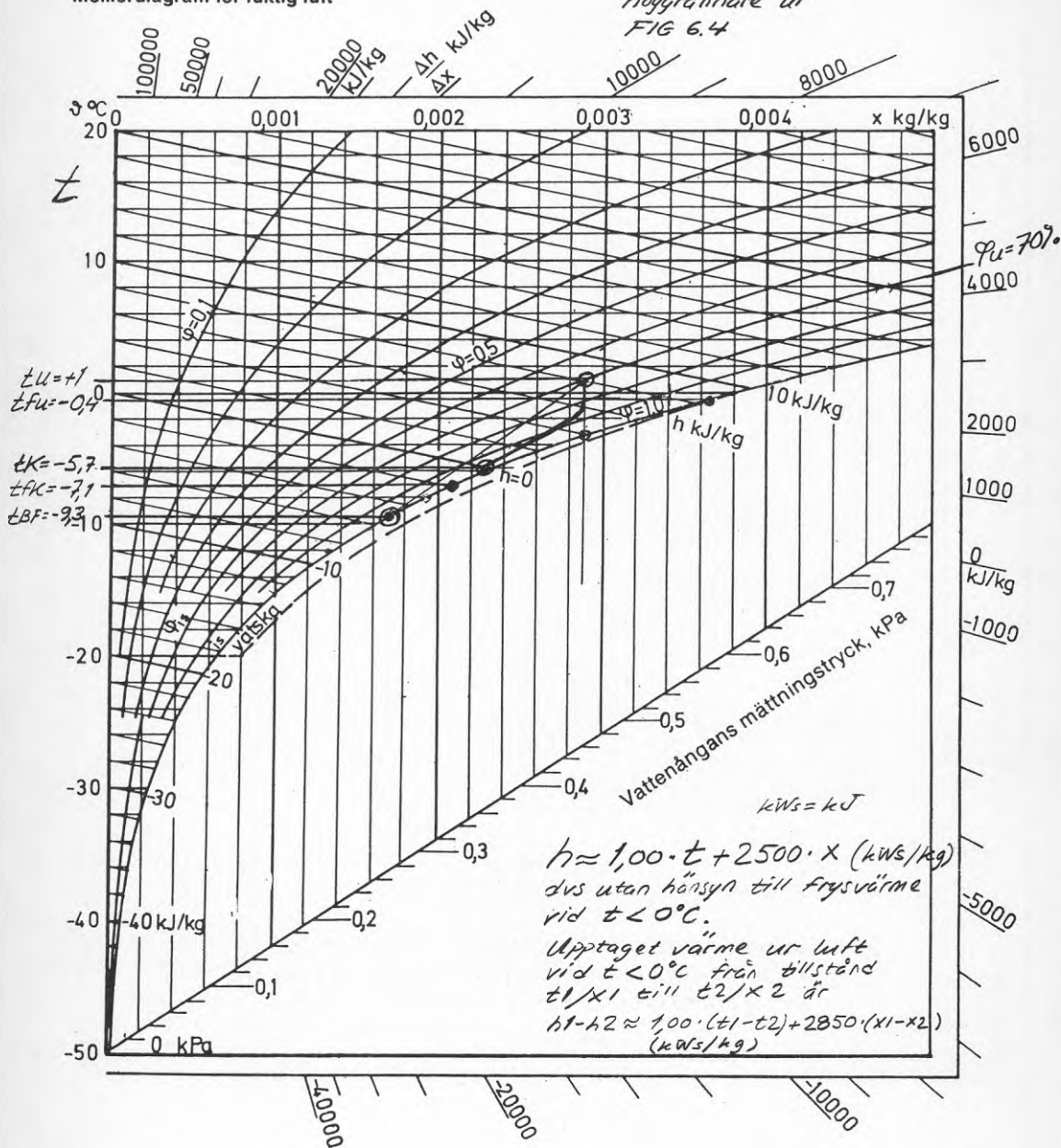
$X = 5.70 / 3.926$
 $X \cdot 10^{-3} = 1.452$
+15/°C

(1100 hPa) (1100 hPa)
(1013 hPa) (1013 hPa)



Mollierdiagram för fuktig luft

X-värden erhålls
noggrannare ur
FIG 6.4

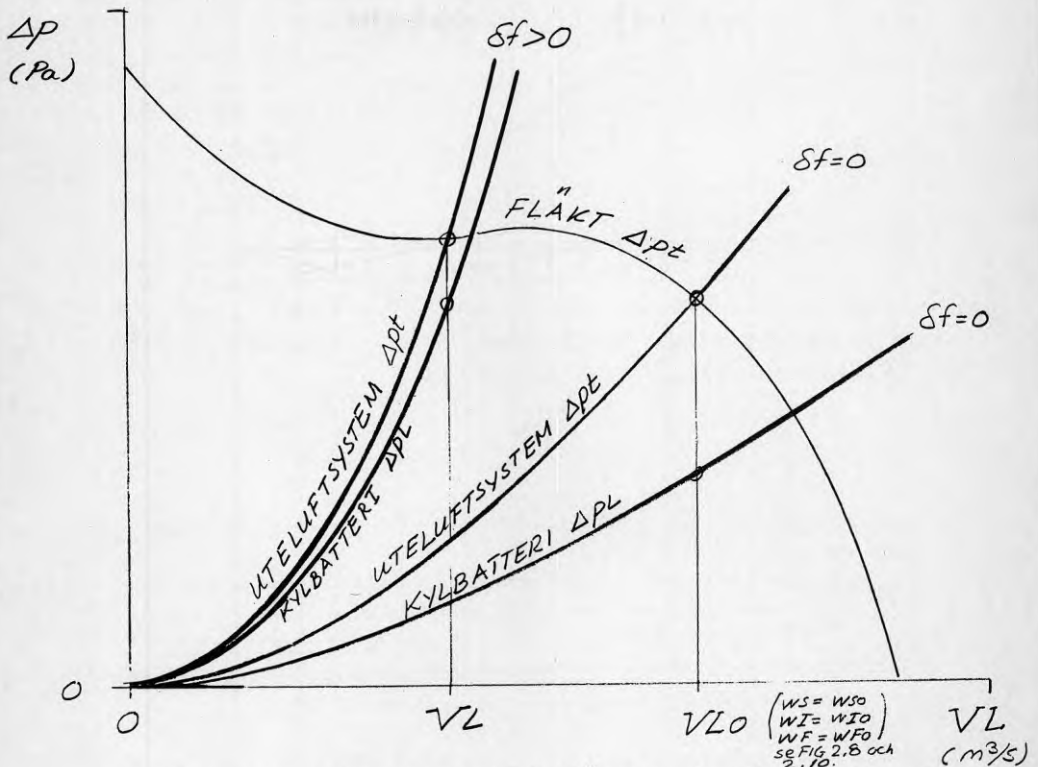


Beteckningar:

- h = entalpiet för 1 kg torr luft, kJ/kg
- x = vatteninnehåll för 1 kg torr luft, kg/kg
- φ = relativ fuktighet
- t = torra termometers temperatur, °C
- t_w = våta termometers temperatur, °C

Diagrammet gäller vid atmosfärstryck 101,3 kPa = 1013 mbar

LUFTFLÖDE GENOM KYLBATTERI UNDER PÅFROSTNING



- Fläkt ger $\Delta p_t \approx$ konstant för aktuell påfrostning, se FIG 2.10.
 - utelufts-system $\Delta p_t = \Delta p_L + \Delta p_I + \Delta p_F + \Delta p_U$... (6.22)
 - $\Delta p_L = \rho_L \cdot w_s^2 \cdot L \cdot [10 + 0,07 / (\delta f - \delta F - 2 \cdot \delta f)]$, se FIG 2.8. ... (6.23)
 - $\Delta p_I, \Delta p_F$ och Δp_U , se FIG 2.10.
 - $V_L = V_{L0} \cdot w_s \cdot (\delta f - \delta F - 2 \cdot \delta f) / w_{s0} \cdot (\delta f - \delta F)$... (6.24)
- Exempel: $\delta f - \delta F = 2,75 \cdot 10^{-3}$ (m) $\rho_L = 1,3$ (kg/m³) $L = 0,40$ (m) $L_I = L_U = 2,0$ (m) $d_I = 2 \cdot 0,2 = 0,4$ (m)
- När $\delta f = 0$, $w_{s0} = w_{i0} = 2,0$ (m/s) $w_{f0} = 9,0$ (m/s). När $\delta f > 0$, $w_i = w_s \cdot (\delta f - \delta F - 2 \cdot \delta f) / (\delta f - \delta F)$
- $w_f = 4,5 \cdot w_s \cdot (\delta f - \delta F - 2 \cdot \delta f) / (\delta f - \delta F)$. δf antas vara konstant för hela batteriet.

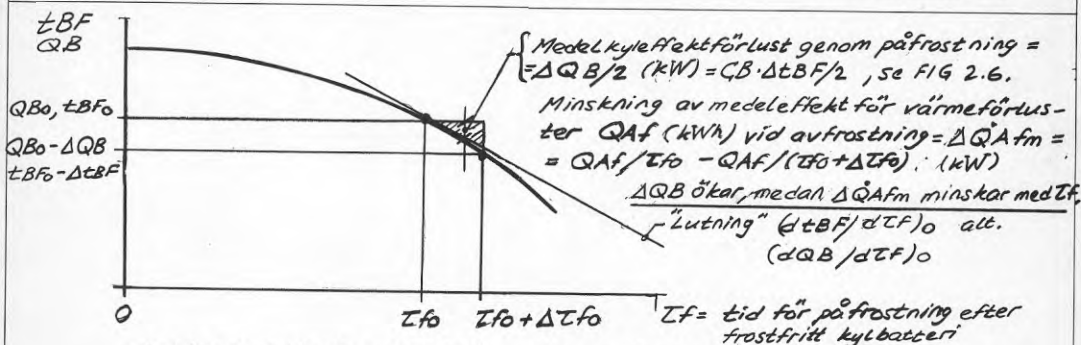
$$\Delta p_t = \text{konstant} = 1,3 \cdot 40 \cdot 0,40 \cdot (10 + 70 / 2,75) + 9,0^2 \cdot 1,3 \cdot 2,0 \cdot (4,0 / 0,4 + 8 / 1,7) + 1,3 \cdot 81 / 2 =$$

$$= 74 + 30 + 53 = 157 \text{ Pa} = w_s^2 \cdot 0,52 \cdot [10 + 70 / (2,75 - 2 \cdot \delta f)] + 83 \cdot (2,75 - 2 \cdot \delta f)^2 / 2,75^2 \cdot 4,0 =$$

$$= w_s^2 \cdot (5,2 + 36 / (2,75 - 2 \cdot \delta f) + 2,7 \cdot (2,75 - 2 \cdot \delta f)^2) \quad \delta f \text{ i mm.}$$

$\delta f = 0$	$w_s = \frac{w_{s0}}{1} = 2,0$ m/s	$V_L = 1,00 \cdot V_{L0}$
$\delta f = 0,1$ mm	$w_s = \sqrt{157 / 37} = 2,06$ m/s	$V_L = 0,96 \cdot V_{L0}$
$\delta f = 0,2$ mm	$w_s = \sqrt{157 / 35} = 2,11$ m/s	$V_L = 0,90 \cdot V_{L0}$
$\delta f = 0,4$ mm	$w_s = \sqrt{157 / 34} = 2,15$ m/s	$V_L = 0,76 \cdot V_{L0}$
$\delta f = 0,6$ mm	$w_s = \sqrt{157 / 35} = 2,11$ m/s	$V_L = 0,59 \cdot V_{L0}$
$\delta f = 0,8$ mm	$w_s = \sqrt{157 / 40} = 1,98$ m/s	$V_L = 0,41 \cdot V_{L0}$
$\delta f = 1,0$ mm	$w_s = \sqrt{157 / 55} = 1,69$ m/s	$V_L = 0,23 \cdot V_{L0}$

OPTIMALT TIDSINTERVALL T_{fo} FÖR AVFROSTNING



Optimalt tidintervall T_{fo} mellan avfrostningar uppstår, när:

$$Q_B \cdot \Delta t_{BF}/2 = Q_{Af} \cdot [1/T_{fo} - 1/(T_{fo} + \Delta T_{fo})] = Q_{Af} \cdot \Delta T_{fo} / (T_{fo}^2 + \Delta T_{fo} \cdot T_{fo}) \dots (6.25)$$

Detta samband ger, när $\Delta T_{fo} \rightarrow 0$:

$$(dt_{BF}/dTf)_0 = 2 \cdot Q_{Af} / (Q_B \cdot T_{fo}^2) \dots (6.26)$$

$$\text{och } T_{fo} = \sqrt{2 \cdot Q_{Af} / (Q_B \cdot (dt_{BF}/dTf)_0)} \dots (6.27)$$

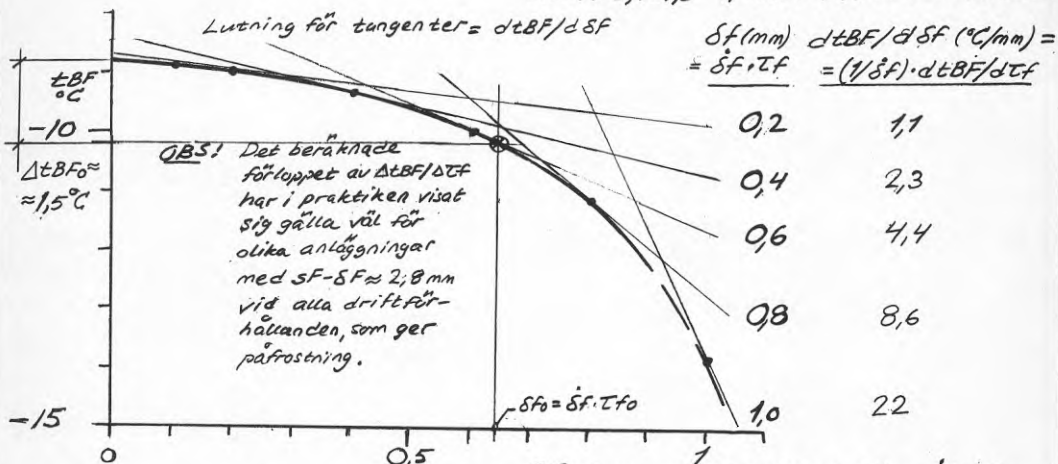
dt_{BF}/dTf kan grafiskt fastställas för aktuellt förlopp, uppmätt eller beräknat, se exempel i avsnitt 6.

Q_{Af} = värmeförluster vid avfrostning genom uppvärmning av kylbatterier, köldbärare eller köldmedium, avdunstning och konvektion, $\approx 0,015 \cdot A$ (kWh) för indirekt kyting, $\approx 0,010 \cdot A$ (kWh) vid direkt kyting.

Q_A = smältvärme för frost = $Q_{09} \cdot M_f = 0,09 \cdot \delta_f \cdot \rho_f \cdot A = 0,09 \cdot \delta_f \cdot T_f \cdot \rho_f \cdot A \approx 14 \cdot \delta_f \cdot A$ (kWh)
 M_f (kg) och δ_f (m), se FIG 6.1, A (m²), se FIG 2.8.

Exempel, se avsnitt 6.

$Q_B = 3000 + 100 \cdot t_{BF}$ (kW) och $A = 25300$ (m²)
 ger $Q_B = 100$ och $Q_{Af} = 0,015 \cdot 25300 = 380$ (kWh)
 $t_u = +1^\circ\text{C}$, $f = 1,5$ ($p_u \approx 85\%$), δ_f antas konstant.



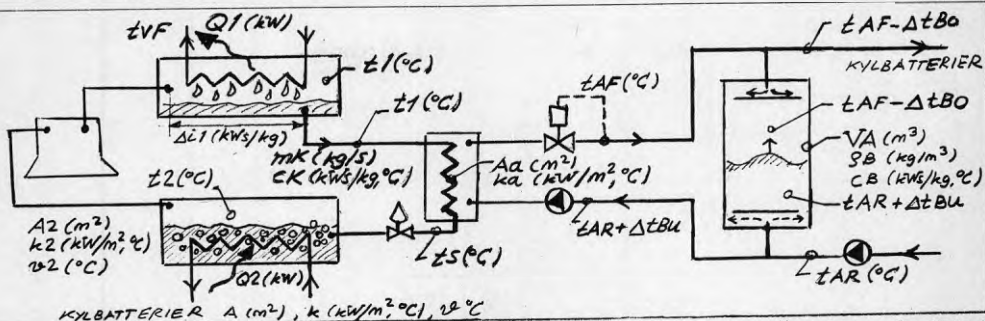
För $\delta_f > 0,6$ mm erhålls ur diagrammet $(1/\delta_f) \cdot dt_{BF}/dTf \approx 20 \cdot (\delta_f \cdot T_f)^3$, vilket i sin tur ger $dt_{BF}/dTf \approx 20 \cdot \delta_f^4 \cdot T_f^3$ (δ_f i mm/h, T_f i h).

Ekv. 6.27 med detta dt_{BF}/dTf : $T_{fo} = 1/\sqrt{2 \cdot \delta_f^4 \cdot T_f^3}$ ger $T_{fo} = 0,03/\delta_f^{0,8} \dots (6.28)$

$\delta_{fo} = \delta_f \cdot T_{fo} = 0,03 \cdot \delta_f^{0,2} \dots (6.29)$. Enligt exempel i avsnitt 6. ger $t_u = +1^\circ\text{C}$, $p_u = 100\%$
 $\delta_f = 0,33$ mm/h, $\delta_{fo} = 0,03 \cdot 0,33^{0,2} = 0,66$ mm, $T_{fo} = 2,0$ h och vid $p_u = 70\%$ $\delta_f = 0,22$ mm/h, $\delta_{fo} = 0,03 \cdot 0,22^{0,2} = 0,61$ mm

ÄRENDE/PROJ

KÖLDMEDIKONDENSATVÄRMNING AV KÖLDBÄRARE FÖR AVFROSTNING



KYLBATTERIER A (m²), k (kW/m²°C), v²°C

SAMBAND: Beteckningar, se FIG 2.6, 2.8 och 6.7. Q_A = avfrostningsvärmebehov (kW/h/str) ... (6.30)

$mk = Q_1 / \Delta t_1 =$ köldmediestridning

$QA = QAS + QAF = mk \cdot CK \cdot (t_1 - t_5) \cdot t_f = VA \cdot \rho_B \cdot CB \cdot (t_{AF} - t_{AR} - \Delta t_{BO} - \Delta t_{BU})$... (6.31-6.33)

$Aa = QA / t_f \cdot ka \cdot v_a$, $v_a = \sqrt{(t_1 - t_{AF}) \cdot (t_5 - t_{AR} - \Delta t_{BU})}$... (6.34)

$\Delta Q_2 = QA / t_f$... (6.35) ger $\Delta A_2 = \Delta Q_2 / k_2 \cdot v_2$ $\Delta A = \Delta Q_2 / k_2 \cdot v_2$ såsom yttäckningsbehov för förångare och utskylningsbatterier för oförändrat t₂, alternativt, utan ändring av dessa ytor, sjunker t₂ med $\Delta t_2 = (v_2^2 + v_2) \cdot \Delta Q_2 / Q_2$

EXEMPEL t₁ = +60 t₂ = -15 Q₁ = 3000 Q₂ = 2000 Δt₁ = 200 (R22), 1500 (NH₃) CK = 1,45 (R22), 3,4 (NH₃)
 A = 25000 Q_A = (0,015 + 14,08 · 10⁻³) · 25000 = 655, jfr FIG 6.9. t_f = dimensionerande = minsta tid mellan avfrostningar = 2,5 (h) = 9000 (s), ρ_B · CB = 3500, t_{AF} = +55 t_{AR} = +10
 Δt_{BU} = Δt_{BO} = 5 k_q = 1,0 k₂ = 0,50 k = 0,020 v₂ = v = 4°C (v = Q/k · A)

R22: 655 = 1,45 · (60 - t₅) · 2,5 · 3000 / 200 ger t₅ = 60 - 12 = 48 v_a ≈ √5,33 = 13°C

NH₃: 655 = 3,4 · (60 - t₅) · 2,5 · 3000 / 1500 ger t₅ = 60 - 38 = 22 v_a = √5,7 = 6°C

655 · 3600 = VA · 3500 · (55 - 10 - 5 - 5) ger VA = 19 m Aa = 655 / 2,5 · 1,0 · 13 = 20 m² (R22)

ΔA₂ = 655 / 2,5 · 0,5 · 4 = 130 (m²) ΔA = 655 / 2,5 · 0,02 · 4 = 3300 (m²) Δt₂ = (4+4) · 655 / 2,5 · 2000 = 1,0°C

Obs! VA kan minskas, om kylbatterigrupper avfrostas med jämna intervaller. För exempelvis tre grupper, såsom i FIG 2.14 och 15, blir VA = 19/3 = 7,3 m³.

Installationskostnad, riktvärden, inkl. moms men exkl. rörsystem och ventiler för kylbatterier.

a) VA = 7 m ³ · 8000 kr/m ³ inkl. montage och isolering	= 60 000 kr (tre grupper)
Aa = 20 m ² · 3000 kr/m ² inkl. montage	= 60 000 kr
Pump, rörsystem och ventiler från värmväxlare till tank	= 50 000 kr
	<hr/>
	170 000 kr
b) Alternativ för oförändrat t ₂ , ΔA ₂ = 130 m ² · 1500 kr/m ²	200 000 kr
(kostnad för ökade ytor) ΔA = 3300 m ² · 50 kr/m ²	170 000 kr
	<hr/>
	+ 370 000 kr

Motsvarande utrustning för system enligt FIG 2.14 och 15:

Aa = 0,0013 · 25000 = 33 m ² · 3000 kr/m ²	100 000 kr
Ventiler och rörsystem vid värmväxlare	20 000 kr
	<hr/>
	120 000 kr

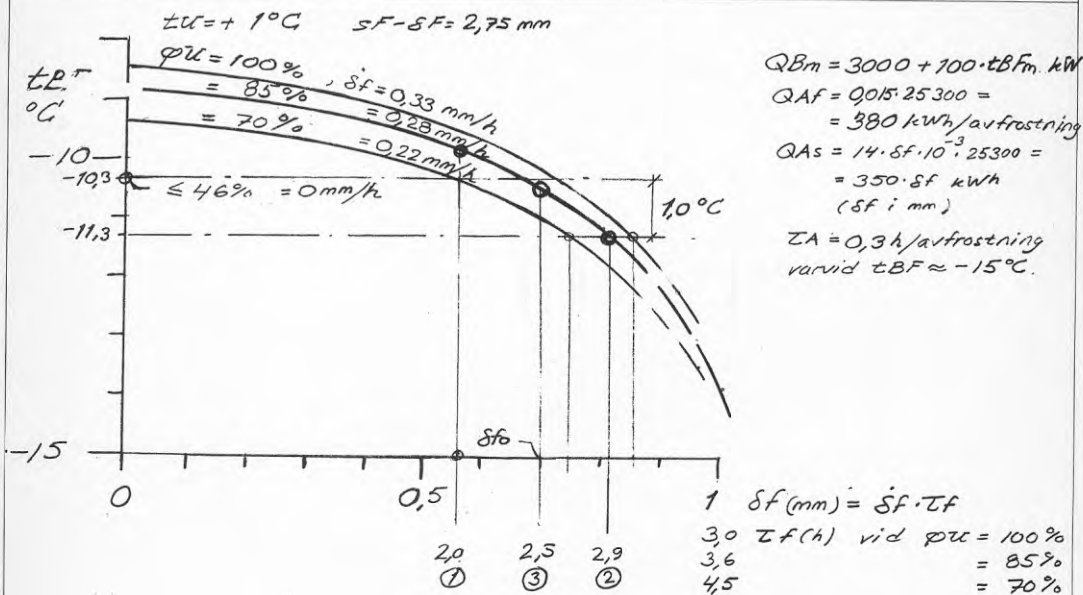
Energi kostnader för avfrostning för drifttid med avfrostningar under vinter 4000 h/år och medeltid t_f = 3,5 h mellan avfrostningar, elpris 0,45 kr/kWh, värmepris 0,35 kr/kWh (olja).

a) ΔA = ΔA₂ = 0, t₂ sänkt från -15 till -16°C. FIG 2.3 ger ΔQ₂ = -(200-193) · 2000/200 = -70 kW
 ΔEA = -0,5 · 2000/200 = -5 kW, varvid ΔQ₁ = -75 kW. Detta ger total kostnad för avfrostning på 4000 · (70 · 0,35 - 5 · 0,45) · 2,5/3,5 = 64000 kr/år.

b) Med ökning av förångare- och kylbatteriytor enligt ovan för oförändrat t₂ elimineras energikostnaden enligt a). Investeringen här för blir dock, se ovan 370 000 kr.

System enligt FIG 2.14 och 15 för avfrostningsenergi kostnaden
 4000 · (655/3,5) · 0,35 = 260 000 kr/år.

Kondensatunderskylningsavfrostningens merinstallationskostnad enligt alternativ a) återbetalas alltså på c:a (170 000 - 120 000) / (260 000 - 64000) = 0,3 år



$$Q_{Bm} = 3000 + 100 \cdot t_{BFm} \text{ kW}$$

$$Q_{Af} = 0,15 \cdot 25300 = 380 \text{ kWh/avfrostning}$$

$$Q_{As} = 14 \cdot \delta_f \cdot 10^3 \cdot 25300 = 350 \cdot \delta_f \text{ kWh} \quad (\delta_f \text{ i mm})$$

$$Z_A = 0,3 \text{ h/avfrostning varvid } t_{BF} \approx -15^\circ\text{C}$$

Årsvärmemängder, exempel

- Drifttid, ekvivalent med full kapacitet, totalt $Z_D = 6000 \text{ h/år}$, med frostning $Z_{DF} = 4000 \text{ h/år}$
- Medelförhållanden för angivna drifttider antas vara: $t_u = +1^\circ\text{C}$ $\phi_u = 85\%$. Under 1/3 av tiden är $t_{BF} = -8,8^\circ\text{C}$, ingen påfrostning, under 2/3 av tiden med påfrostning blir $t_{BF} = 0,6 \cdot -8,8 + 0,4 \cdot t_{BF0}$ som medeltal.
- Värmepumpens energibesparing $Q_S = Q_{Bm} \cdot Z_D - n_A \cdot Q_{Af} - Q_{As}$ med $n_A = \text{antal avfrostningar per år}$, $Q_{As} = 350 \cdot 0,28 \cdot 4000 = 390\,000 \text{ kWh/år}$

1. "Tidintervallavfrostning" en gång per 2,0 timma vid drift, $t_{BF0} = -9,2^\circ\text{C}$:
 $n_A = 6000/2,0 = 3000$, $t_{BFm} = -8,8/3 + -9,2 \cdot 2/3 = -9,1$ $Q_{Bm} = 3000 - 910 = 2090$
 $Q_S = 2090 \cdot 6000 - 3000 \cdot 380 - 390\,000 = 11\,070\,000 \text{ kWh/år}$
2. "Behovsavfrostning" vid $t_{BF} = -11,3^\circ\text{C} = t_{BF0}$:
 $n_A = 4000/2,9 = 1370$, $t_{BFm} = -8,8/3 + -9,8 \cdot 2/3 = -9,5$ $Q_{Bm} = 3000 - 950 = 2050$
 $Q_S = 2050 \cdot 6000 - 1370 \cdot 380 - 390\,000 = 11\,390\,000 \text{ kWh/år}$
3. "Optimalintervallavfrostning" $\delta_{fo} = 0,7 \text{ mm}$ med $t_{BF0} = -10,5^\circ\text{C}$:
 $n_A = 4000/2,5 = 1600$, $t_{BFm} = -8,8/3 + -9,5 \cdot 2/3 = -9,3$ $Q_{Bm} = 3000 - 930 = 2070$
 $Q_S = 2070 \cdot 6000 - 1600 \cdot 380 - 370\,000 = 11\,420\,000 \text{ kWh/år}$

- Jämförelsevärden för drift utan på- och avfrostningar, $n_A = Q_{As} = 0$

- I. $f = 0$, dvs ingen fuktutfällning, vid $t_u = +1^\circ\text{C}$ $\phi_u \leq 46\%$
 $t_{BFm} = -10,3$ $Q_{Bm} = 3000 - 1030 = 1970$
 $Q_S = 1970 \cdot 6000 = 11\,820\,000 \text{ kWh/år}$
- II. $f = 1,5$, dvs fuktutfällning men utan hänsyn till påfrostnings sänkning av t_{BF} och värmebehov för avfrostning.
 $t_{BFm} = -8,8$ $Q_{Bm} = 3000 - 880 = 2120$
 $Q_S = 2120 \cdot 6000 = 12\,720\,000 \text{ kWh/år}$

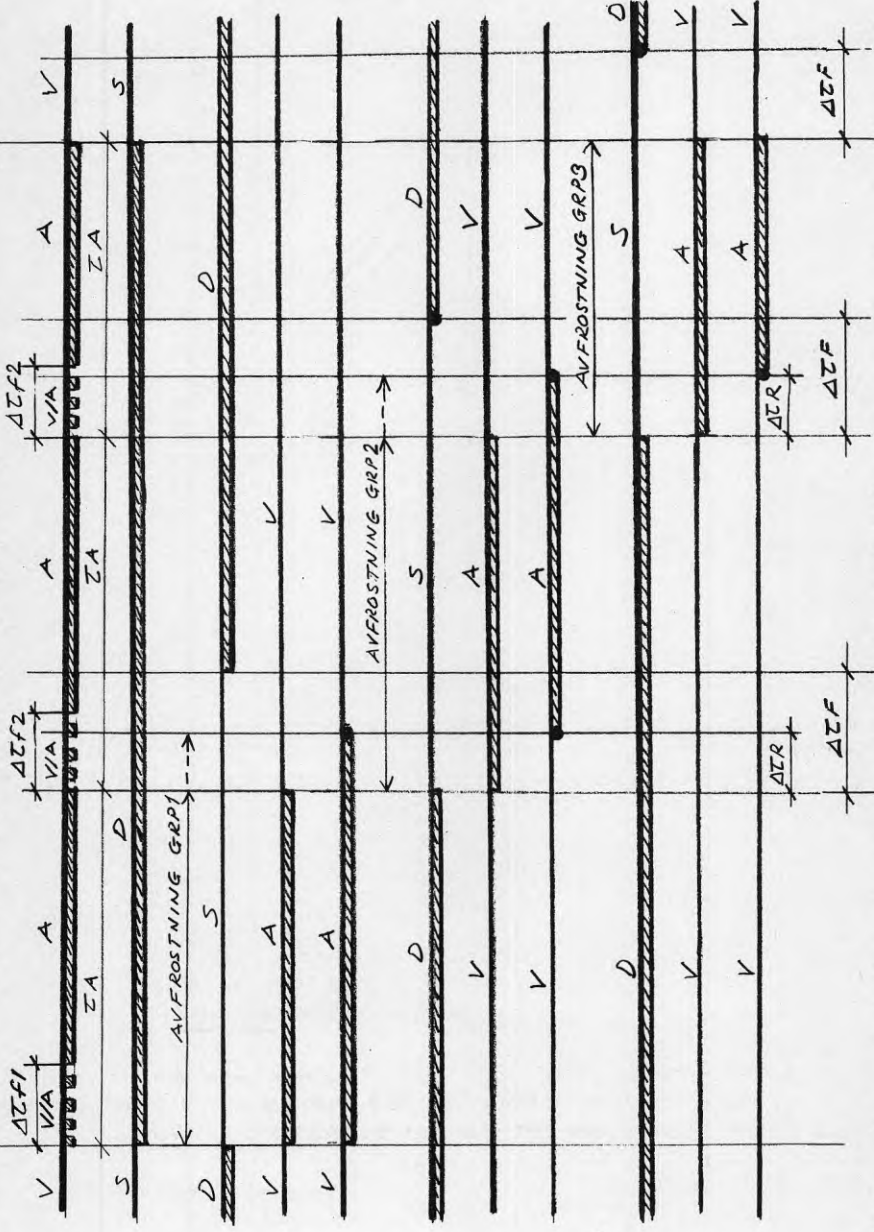
ÄRENDE/PROJ

KOMPONENTSTYRNING UNDER AVFROSTNING.

AVFROSTNINGENS
SLUT

AVFROSTNINGENS
START

D = Drift S = Stopp A = Avfrostningsläge V = Värmepumpdriftläge



KOMPONENT
Beteckningar
enligt FIG 2,14

- SV26 (Avfrostnings vx)
- P23/24 (Auftragspumpe)
- KYL BATTERI GRP1; F111-113 (Uteluftfölkölar)
- SV211 (Avfr. ventil, in)
- SV212 (Avfr. ventil, ut)
- KYL BATTERI GRP2; F121-123 (Uteluftfölkölar)
- SV221 (Avfr. ventil, in)
- SV222 (Avfr. ventil, ut)
- KYL BATTERI GRP3; F131-133 (Uteluftfölkölar)
- SV231 (Avfr. ventil, in)
- SV232 (Avfr. ventil, ut)

$T \approx 6$ à 8 min. $\Delta T f 1 =$ öppningstid för SV26 vid avfrostning vid kall köldbärare retur ≈ 5 min, ejsett risk för alltför snabb kondenseringsstemp.sänkning. $\Delta T f 2 =$ d:io ljum köldbärare retur från grupper 1 och 2 ≈ 3 min. $\Delta T R =$ tid för ljum returköldbärare från avfrostad grupp, 1 och 2, till avfrostningsvärmeväxlare, ≈ 1 min. $\Delta T F =$ följefrysningstid för fläkstart efter avfrostnings slut för reducering av värme för avst till uteluft.

R16: 1991

ISBN 91-540-5308-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6811016

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna**

Cirkapris: 56 kr exkl moms