



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.



Återvinning av kondensorvärme från kylanläggningar i livsmedelsbutiker

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	80-1347
Plac	Sec

Förstudie

Bertil Hagstedt
Per Helland
Klas Rosberg

4
9/11

R89:1980

ÅTERVINNING AV KONDENSORVÄRME FRÅN
KYLANLÄGGNINGAR I LIVSMEDELSBUTIKER

Förstudie

Bertil Hagstedt
Per Helland
Lars Johansson
Enno Penno
Klas Rosberg
Hans Tönnerfors

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 781451-0
från Statens råd för byggnadsforskning till KFAI AB,
Stockholm.

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

R89:1980

ISBN 91-540-3281-4
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 054486

INNEHÅLL

	SAMMANFATTNING	5
1	INLEDNING	7
2	BYGGNADEN	9
2.0	Allmänt	9
2.1	Konstruktion	9
2.2	K-värden	11
3	ENERGIBALANSER	13
3.0	Allmänt	13
3.1	Transmission	13
3.2	Luftläckage	14
3.3	Ventilation	15
3.4	Kylenheter	16
3.5	Värmetillskott	21
3.6	Sammanställning	22
4	SYSTEMLÖSNING	23
4.1	Tekniska beskrivningar	23
4.2	Värmesystemet	27
4.3	Ventilationssystemet	39
4.4	Kylsystemet	41
4.5	Styrsystemet	55
5	INNEKLIMAT	59
6	ENERGIBESPARING	61
6.0	Allmänt	61
6.1	Belysning	61
6.2	Varmvattenberedning, apparater	61
6.3	Fläktar	61
6.4	Fläktluftvärmare	62
6.5	Pumpar	62
6.6	Kylenheter	62
6.7	Elvärme	63
6.8	Tillsatsvärme	63
6.9	Kylkompressorer	63
6.10	Kylmedelkylare	63
6.11	Sammanställning	64
7	KOSTNADER	65
8	PLAN FÖR UTVÄRDERING	67
8.0	Allmänt	67
8.1	Mätprogram	67
8.2	Värdering av inneklimat	69
BILAGA 1	Planritning över hallbutik	71
BILAGA 2	Principschema för vattenburen åter- vinning av kylkondensorvärme	72
BILAGA 3	Dimensionerande utetemperatur	73
	LITTERATURFÖRTECKNING	75



SAMMANFATTNING

Kondensorvärmern från kylanläggningar i livsmedelsbutiker kan i huvudsak endast användas för uppvärmning av byggnad och ventilationsluft. För de mindre butikerna innebär detta att en stor del av kondensorvärmern inte kan utnyttjas. I den studerade hallbutiken kommer cirka 60 % av tillgänglig energi att återvinnas. Återvinningsgraden kan ökas vid större butikshallar och varuhus. Å andra sidan måste man vid kondensorvärmeåtervinning av här beskrivet slag räkna med ökad energiförbrukning för kompressordrift. Därtill kommer hjälpenergi för fläktar eller pumpar. Utifrån dessa förutsättningar kan återvinningsmöjligheterna totalt inom landet sättas till netto cirka 0,4 TWh per år.

Genom leverans av värme till intilliggande fastighet eller genom sametablering med annan verksamhet än livsmedelsförsäljning, kan en större del av spillvärmern från kondensorerna utnyttjas. En förutsättning är då att återvinningen utföres med vattenburet system.

I en stor del av landets butiker och varuhus har luftburna system för kondensorvärmeåtervinning installerats under 70-talet. Erfarenheterna av dessa anläggningar visar att energibesparingen ofta blivit lägre än väntad.

- Anläggningarna är svåra att injustera samt kräver kvalificerad skötsel och tillsyn.
- Vid utformning och dimensionering av systemen har inte tillräcklig hänsyn tagits till energiförbrukningen för kylkompressorer och fläktar.
- De energibalanser som legat till grund för utformning av systemen har varit ofullständiga.

I denna förstudie redovisas en modell för beräkning av energibalanser för hallbutiker. Vidare ingår dimensionering och konstruktiv utformning av ett vattenburet system för återvinning av kondensorvärme från en hallbutiks kylanläggning.

Det utförda arbetet föreslås ligga till grund för projektering och utförande av en 600 m² hallbutik. I denna hall kommer mätning och utvärdering att genomföras.

Vidare föreslås att denna hall jämföres med erfarenhetsvärden från befintliga anläggningar med luftburna system för att klarlägga skillnader mellan systemen.

Förstudien pekar på att:

- Energibehovet för hallbutiker i storleken 600 m² utförda med vattenburet återvinningssystem är cirka 310 kWh per m² och år. I siffran ingår energibehov för kyla, belysning, motordrift, uppvärmning och ventilation. Det bör noteras att vi räknat med öppen kylridå för mejerikyl samt att driftstiden för kylmaskiner satts till 6 000 timmar per år.
- Återvinning genom vattenburna system förväntas ge lägre energibehov än hittills utförda luftburna system. Skillnaden mellan systemen är ca 75 kWh per m² och år för den undersökta hallen.
- Genom införandet av golvvärmesystem kommer SBN-kraven på termiskt inomhusklimat att kunna innehållas.
- Skillnaden i investeringskostnad mellan vattenburet system och luftburet system kommer att bli marginell.
- Vi uppskattar att nyproduktionen totalt inom landet kommer att bli ca 100 hallbutiker av varierande storlekar per år. Det finns sålunda en betydande sparmöjlighet genom det föreslagna systemet.

1 INLEDNING

Kylanläggningen för livsmedel finns i samtliga dagligvaru-butiker i Sverige. Inom konsumentkooperationen finns cirka 1760 enheter där återvinning av kondensorvärme från kyl-anläggningar kan vara intressant. Fördelningen är ca 1300 livsmedelsbutiker, 280 hallbutiker och 180 varuhus och stormarknader. Sparmöjligheterna inom dessa enheter kan uppskattas till 0,1 TWh per år. I landets totalt ca 9 000 försäljningsställen kan sannolikt sparas cirka 0,4 TWh per år.

Många butiker och varuhus uppförda under 70-talet har utförts med återvinningssystem för kondensorvärme. Anläggningarna har nästan undantagslöst varit utförda för luft-buren värme.

Från leverantörernas sida har totala energiförbrukningen per år för hallar i storleksordningen 600 m² angetts till 400-450 kWh per m² golvyta. Den kalkylerade besparingen har påståtts vara 100-200 kWh per m² och år. Detta förutsätter ett bruttoenergibehov om 500-600 kWh per m² och år. Uppmätning av energiförbrukningen i ett stort antal anläggningar visar följande: Ett fåtal anläggningar ligger under siffran 400, ett större antal ligger över 450, huvudparten dock inom gränserna 400-450. Det intressanta är jämförelsen med likvärdiga anläggningar utan återvinning: Välskötta sådana anläggningar har ofta energiförbruknings-siffror i området 400-450 kWh per m² och år.

Syftet med denna förstudie är att genom detaljprojektering av ett vattenburet återvinningssystem för kondensorvärme i en typisk hallbutik undersöka möjligheterna att erhålla:

- Lägsta möjliga energiförbrukning
- Termiskt inomhusklimat som uppfyller kraven i Svensk Byggnorm



2 BYGGNADEN

2.0 Allmänt

Kondensorvärmeåtervinning är mest aktuell i detaljhandelsenheter med relativt stor andel livsmedelsförsäljning. Sådana enheter byggs med bruttoarea från ungefär 200 m² för de minsta fristående till över 20 000 m² för de största stormarknaderna. Köpcentra kan vara ännu större.

Vi har valt en medelstor typiserad hallbutik som är frekvent i nyproduktionen hos en grupp av byggherrar - konsumentkooperationen. Den är emellertid representativ för hela den svenska marknaden.

Byggnaden är i ett plan med 3 m fri höjd. Dispositionen framgår av bilaga 1.

Areor och volym för byggnaden:

Bruttoarea	576 m ²
Bruksarea	553 m ²
Varuhanteringsarea	487 m ²
Säljarea	372 m ²
Bruttovolym	1 979 m ³

2.1 Konstruktion2.1.1 Komplex och stomme

Planmåttan är ca 29 x 20 m. Taket är fribärande på byggnadens hela bredd. Valet av stommaterial inverkar endast obetydligt på värmegenomgångskoefficienter och byggnadens värmekapacitet, varför detta inte behandlas här.

Övriga material har valts enligt en producent men avvikelserna från övriga gängse konstruktioner torde sakna betydelse i detta sammanhang.

Marknivån intill byggnaden har antagits inte ligga lägre än ca 0,3 m under golvnivån. Jorden under byggnaden har antagits bestå av lera, sand eller grus (dränerade) till minst 1,5 m djup under golvnivån.

2.1.2 Väggar

Ytterväggarna består inifrån räknat av gipsskiva, spånskiva, plastfilm, träreglar med mellanliggande 145 mm mineralullsskivor, gipsskiva, luftspalt och en valfri beklädnad, vars isolerande förmåga försummas i beräkningarna.

2.1.3 Bjälklag

Golvbjälklaget gjuts av 100 mm armerad betong på 150 mm dräneringslager på jord. I yttre randfält isoleras mellan dräneringslagret och betongen med 90 mm mineralull. Sockeln isoleras med 60 mm mineralull eller likvärdigt.

Inom området med golvvärme beläggs golvet med mosaikplattor i cementbruk med en total tjocklek av högst 80 mm. Inom övriga området förekommer betonggolv, i vissa utrymmen belagt med 2 mm plastmatta.

Golvbjälklaget är den enda byggnadsdel som får vissa restriktioner genom valet av golvvärme som uppvärmningssystem. För att kunna gjuta in ca 20 mm rör bör man inte välja mindre höjd än 100 mm, men detta mått förekommer ändå oftast av andra skäl.

Värmerören bör ej korsas genomgående fogar, varför armeringen bör vara kontinuerlig, men även detta är ett vanligt utförande. Gjutningen måste ske försiktigt av hänsyn till värmerören. Infästning av partier, inredningar etc i golv får inte ske med för långa skruv eller spikar.

2.1.4 Tak

Taket består inifrån räknat av gipsskiva, plastfilm, träreglar med mellanliggande 30 mm mineralullsskivor, träreglar med mellanliggande 145 mm mineralullsskivor, hård träfiberskiva, 30 mm mineralullsmatta, luftat mellanrum och vattentak.

2.1.5 Öppningar

Dörrar och port utförs isolerade, sammanlagd area 11 m².

Skjutsdörr i entréparti glasas med ruta av enkelt glas, area 3 m².

Entréparti i yttervägg utförs med fyllning av förseglad tvåglasruta, area 9 m².

Fönster glasas med förseglad treglasruta, sammanlagd area 2 m².

Byggnormen godtar en fönsterarea uppgående till 64 m².

2.2 K-VÄRDEN

2.2.1 Komplex

Byggnaden isoleras ungefär enligt kraven i byggnormen för lokal avsedd att uppvärmas till mer än 18°C, vilket har varit allmän praxis 1979. Detta avviker ej alltför mycket från ekonomiskt optimal isolering med det ränteläge och avskrivningskrav som råder inom detaljhandelsföretagen (1980-01).

2.2.2 Väggar

Ytterväggar	k = 0,22 W/m ² °C	(regelandel 7,5 %)
Innerväggar	k = 0,50 "-	

2.2.3 Bjälklag

Yttre randfält	k = 0,29 W/m ² °C
Inre randfält	k = 0,27 "-
Mittfält	k = 0,21 "-

2.2.4 Tak

Takbjälklag	k = 0,19 W/m ² °C	(regelandel 12,5 resp 6 %)
-------------	------------------------------	----------------------------

2.2.5 Öppningar

Dörrar och port	k = 1,0 W/m ² °C
Skjutdörr	k = 5,0 "-
Entréparti	k = 3,0 "-
Fönster	k = 2,0 "-

2.2.6 Köldbryggor

Summa läckflöde vid kantisolerat bjälklag, utåtgående hörn o d uppgår till ca 5 % av den totala värmetransmissionen.



3 ENERGIBALANSER

3.0 Allmänt

De energibalanser som presenteras i det följande får endast ses som ett försök att bedöma de olika energiflödena i en speciell varuhall. Flera grova antaganden har gjorts i syfte att förenkla och i vissa fall möjliggöra beräkningarna.

Följande antaganden har gjorts

- Klimat i hallbutiken förutom omklädnads och kontorsdelen sommar +21°C, 55 % RF
vinter +18°C, 25 % RF
- Rumstemperatur i omklädnads- och kontorsdel vinter +20°C
- Lika drifttid och driftförhållande för kylmaskiner dag och natt
- Dimensionerande lägsta utetemperatur LUT 1 = -22°C

Den dimensionerande utetemperatur (DUT 1) som teoretiskt kan beräknas för den aktuella byggnaden avviker från den dimensionerande lägsta utetemperatur som anges i SBN*(LUT1). Vid värmebehovsberäkningarna har dock det i SBN angivna värdet tillämpats. Beräkningen av den dimensionerande utetemperaturen för den aktuella varuhallen presenteras i bilaga 3.

3.1 Transmission

Värmeeffektbehovet för transmissionsförlusterna har beräknats enligt nedanstående formel hämtad ur SBN

$$P_T = k \cdot A \cdot (t_l - LUT) + \Delta P_T \quad (3:1)$$

där	P_T = värmeeffektbehovet för transmission	[W]
	k = värmegenomgångstalet	[W/m ² °C]
	A = area genom vilken värmetransporten sker	[m ²]
	t_l = rumsluftens medeltemperatur	[°C]
	LUT = dimensionerande lägsta utetemperatur	[°C]
	ΔP_T = värmeförluster genom köldbryggor	[°C]

För transmissionsförluster genom takareor görs ett påslag med 15 % (enl SBN).

* Med SBN avses Svensk Byggnorm 1975

För golvbjälklaget antas att:

- Transmissionsförlusterna för det yttre randfältet sker till uteluften
- Transmissionsförlusterna för det inre randfältet och mittfältet sker till en konstant marktemperatur på $+7^{\circ}\text{C}$.
- För golvareor med värmeslingor sker ingen värmetransport från rummet via golvet. (Se avsnitt 4.2.1). De k-värden som tillämpas här gäller för golv utan slingor.

De areor och k-värden för de olika byggnadsdelarna som redovisas i kap 2 antas gälla.

Värmeförluster genom köldbryggor har uppskattats till 5 % av transmissionsförlusterna.

Dimensionerande lägsta utetemperatur har antagits till -22°C . Resultatet av transmissionsberäkningarna redovisas i avsnitt 3.6.

3.2 Luftläckage

Luftläckaget i en hallbutik sker huvudsakligen via öppningarna för inlastning och entré (vindfång). Storleken på luftläckaget beror till stor del av de yttre förhållandena t ex vindstyrka samt om hallbutiken är öppen eller stängd. Erfarenhetsvärden pekar mot ett totalt luftläckage motsvarande mellan 0,2 till 0,7 luftomsättningar i timmen (oms/h).

För den här hallbutiken (se bilaga 1) antas ett totalt luftläckage för hallbutiken utom vindfånget till 0,3 oms/h under öppethållandetid* och 0,2 oms/h övrig tid. För vindfånget antas motsvarande värden till 5,0 oms/h respektive 1,0 oms/h. Vid beräkningen av luftläckaget med ovanstående värden för luftomsättningarna har det i kap 2 angivna värdet för bruksarean använts.

Värmeeffektbehovet för luftläckage har beräknats enligt följande:

$$P = 0,33 \cdot (t_l - \text{LUT}) \cdot q \quad (3:2)$$

där	P = värmeeffektbehov	[W]
	t_l = rumsluftens medeltemperatur	[$^{\circ}\text{C}$]
	LUT = dimensionerande lägsta utetemperatur	[$^{\circ}\text{C}$]
	q = luftflöde	[m^3/h]

* för förklaring av begreppet öppethållandetid se 6.0

Resultatet av värmeeffektbehovsberäkningarna för luftläckage redovisas i nedanstående tabell.

		Öppethållandetid		Ej öppethållandetid	
		hallbutik	vindfång	hallbutik	vindfång
Luftläckage	(oms/h)	0,3	5,0	0,2	1,0
Luftväxling	(m ³ /h)	490	185	326	37
Värmeeffektbehov	(W)	6 468	2 442	4 303	488

Figur 3.1 Värmeeffektbehov för luftläckage

3.3 Ventilation

Ventilationsanläggningens (se avsnitt 4.3) värmeeffektbehov kan uppskattas enligt följande.

$$P = 0,33 \cdot (t_l - \text{LUT}) \cdot q \cdot (1 - \eta) - P_F \quad (3:3)$$

där	P = värmeeffektbehov	[W]
	t_l = rumsluftens medeltemperatur	[°C]
	LUT = lägsta dimensionerande utetemperatur	[°C]
	q = luftflöde	[m ³ /h]
	η = värmeväxlarens verkningsgrad	
	P_F = tilluftsfläktens motoreffekt	[W]

Följande värden antas gälla:

$$t_l = +18^\circ\text{C}, \quad \text{LUT} = -22^\circ\text{C}, \quad q = 900 \text{ m}^3/\text{h},$$

$$\eta = 60 \%, \quad P_F = 800 \text{ W}, \quad \text{vilket ger } P = 3952 \text{ W}$$

Ventilationsanläggningens driftstid överensstämmer med öppethållandetiden.

3.4 Kylenheter

3.4.0 Allmänt

Värmeeffektbalanserna för kylenheter (med kylenheter avses här diskar och kylda utrymmen för såväl kyl som frys) utgör en stor del i den totala värmeeffektbalansen för en hallbutik. Det är därför av största vikt att söka uppskatta storleken på såväl utkylningen som kondensormedeffecten så noga som möjligt. Då några riktvärden inte påträffats i en genomförd litteratursökning,* redovisas i det följande en teoretiskt utförd uppskattning av värmeeffektbalanserna för de aktuella kylenhetererna.

Resultatet av uppskattningarna redovisas i figur 3.4. Någon uppskattning av noggrannheten hos siffervärdena i tabellen har inte utförts, vilket innebär att de får anses som relativt osäkra.

De hänvisningar i form av siffror som görs i det följande anknyter till figur 3.4.

3.4.1 Utkylning

Med begreppet utkylning avses här den för lokalen kännbara värme som bortförs via kylenhetererna.

Då klimatet i varuhallen varierar kommer även kyleffektbehovet och utkylningen att variera. Utkylningens storlek är främst intressant för vinterfallet, då den ingår som en faktor vid dimensioneringen av värmesystemet.

Kyleffekten i en kylenhet bestäms av värmetransporten via luftväxling, strålning och transmission. Dessutom tillkommer värmestillförseln från fläktar, värmetrådar (sargvärme) och belysning (se fig 3.2). Under avfrostningsperioderna tillförs kylenheten dessutom värme för avfrostning, i det aktuella fallet direkt elvärme (elavfrostning).

All värme som tillförs kylenheten måste transporteras bort. Den del av värmen som transporteras bort via köldmediet utgör det aktuella kyleffektbehovet. En viss värmeavgivning till omgivningen kan tänkas ske från belysning och värmetrådar.

* Litteratursökningar har utförts av Byggdok som sökt igenom de databaser man hade tillgång till

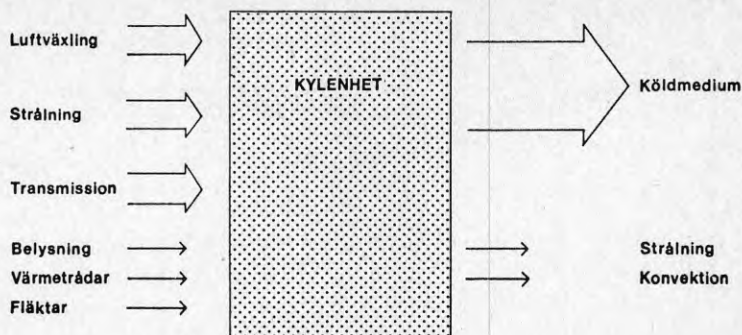


fig 3.2 Schematisk värmeeffektbalans för en kylväxling

Värmetillförseln till en kylväxling kan delas upp i en del beroende och en del oberoende av omgivningens klimat. En grov indelning enligt följande kan göras.

Oberoende: Fläktarbete, Belysningsvärme, Värmetrådar
 Beroende: Luftväxling, Strålning, Transmission

Av de beroende faktorerna antas att strålning och transmission enbart är beroende av omgivningens temperatur, samt att all värme som tillförs kylväxlingen via strålning och transmission påverkar lokalen i form av utkylning.

Värmetransporten via luftväxling består av två delar, en beroende av omgivningens temperatur och en av fuktinnehållet i luften. Den del av värmetransporten som innebär utfällning av kondensvatten på kylytan anses inte påverka utkylningen. Nedkylning av luft utan fuktutfällning antas påverka lokalen i form av utkylning.

De oberoende faktorerna antas inte inverka på lokalen.

Med ledning av det ovan förda resonemanget sätts utkylningen (se 14, 18) till det dimensionerande kyleffektbehovet reducerat med hänsyn till drifttid, fuktutfällning, inre effekter samt temperaturvariationer hos omgivningen. Storleken på de reduktionsfaktorer som ska användas varierar mellan olika kylväxlingar. I de fall då kylväxlingen har en inbyggd kylkompressor med luftkylda kondensorer reduceras utkylningen dessutom med kondensoreffekten. Kylväxlingen kommer då att ge lokalen ett värmetillskott (negativ utkylning) (se 19, 20).

Kylkompressorernas drifttid varierar under året, här antas en drifttid på nittio procent vid det dimensionerande kyleffektbehovet (se 5,6).

När luft kyls under dagpunkten fälls vatten ut på kylelementen. Vattnet avger då sitt ångbildningsvärme vilket måste kylas bort. Är kylelementens temperatur under 0°C fryser vattnet till is och avger då även sitt smältvärme. Vid avfrostningen tillförs smältvärmets i det aktuella fallet av elvärmare i förångarna, vilket resulterar i att isen smälter och vattnet rinner bort via tövattenavloppet. De effektbehov för fuktutfällning som redovisas (se 11) baseras på mätningar av tövattenflöden utförda vid laboratorieprov* (se 10) på kyleheterna. (Värdena i figur 3.4 10 är proportionerade från mätresultaten). För de kyleheter där mätvärden saknas antas att effektbehovet för fuktutfällning utgör trettio procent av det dimensionerande kyleffektbehovet vid samma omgivningsklimat.

Effektvärden för fläktar (se 1), värmetrådar (se 2), och belysning (se 3) är hämtade ur produktkataloger.

En korrektionsfaktor f_t för rumstemperaturens inverkan på utkylningens variation mellan sommar och vinter antas enligt följande.

$$f_t = \frac{\text{rumstemperaturen vintertid} - \text{kylehetens temperatur}}{\text{rumstemperaturen sommartid} - \text{kylehetens temperatur}} \quad (3:4)$$

I avsnitt 3.0 har rumstemperaturen antagits till $+18^{\circ}\text{C}$ vintertid och $+21^{\circ}\text{C}$ sommartid. För kyleheterna antas temperaturen till -20°C för fryns och $+4^{\circ}\text{C}$ för kyl. Insatta värden ger f_t (kyl) = 0,82 och f_t (frys) = 0,93 (se 15).

I figur 3.4 redovisas resultaten av beräkningar utförda i enlighet med ovanstående (se 14, 18)

3.4.2 Kondensormedeleffekt

Den medelvärmeeffekt som avges vid kondensorn varierar under året. Vid dimensioneringen av värmarna (värmebatterier, golvvärmslingor) utgår man från kondensoreffekten vintertid. För att uppskatta kondensoreffekten vintertid med utgångspunkt från det dimensionerande kyleffektbehovet tillämpas i stort samma resonemang som i avsnitt 3.4.1.

Kondensoreffekten är lika med kyleffekten multiplicerad med en avgivningsfaktor se avsnitt 4.4.9.

Korrektionsfaktorerna för driftstid och temperaturvariationer sättes lika med de i avsnitt 3.4.1 (se 6, 15).

Den värmemängd som tillförs i form av fuktvärme varierar mellan sommar och vinter. Med hjälp av ett Mollierdiagram kan en korrektionsfaktor f_f uppskattas (se fig 3.3).

* Omgivande klimat $+20^{\circ}\text{C}$, 50 % RF

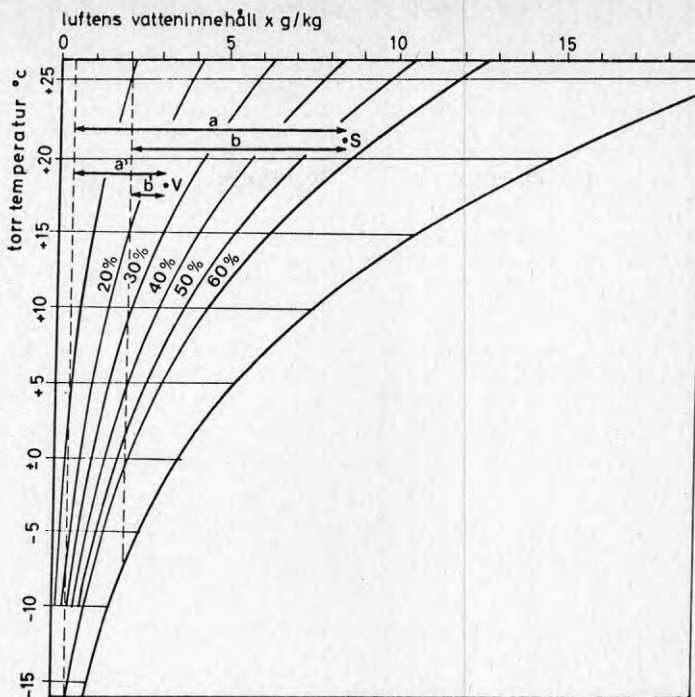


fig 3.3 Mollierdiagram

I figuren finns följande antagna värden inritade.

- S = sommarklimat +21°C, 55 % RF
- V = vinterklimat +18°C, 25 % RF
- streckade linjer motsvarande temperaturen vid förångaren i kyl resp frys.

Med hjälp av sträckorna a, a', b, b' kan antas f_f till enligt följande.

$$f_f = \frac{\text{fuktvärme vinter}}{\text{fuktvärme sommar}} \begin{cases} = \frac{a}{a'}, & \text{för frys} \\ = \frac{b}{b'}, & \text{för kyl} \end{cases} \quad (3:5)$$

Insatta värden ger f_f (frys) = 0,34 och f_f (kyl) = 0,16 (se 12).

Kondensormedeffecten vintertid (se 17) kan nu beräknas enligt samband under figur 3.6.

Rum nr	Kylenhet	Fläkt eff. värmestr. x [W]	Bevisn. xx [W]	Σ Q-0 [W]	Dim. kyl-ef. behov [W]	Drift-tid som. %	Medel kyl-ef. beh. som. faktor [W]	Angivn. faktor	Kond.medel-ef. som. [W]	Tö.v. (/24h)	Fuktvärme som. [W]	Fukt-korr. fr	Fuktvärme vmt. [W]	Utkylning som. [W]	Temp. korr. t	Medel kyl-ef. beh. vmt. [W]	Kond.medel-ef. vmt. [W]	Utkylning vmt. [W]	inh.kond.ersom. [W]	inh.kond.ertvmt. [W]
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)	(20)	
2	FÖW 2x4,5 m	220	-	540	3 800	90	3 420	1,90	6 498	5,5	180	0,34	61	2 480	0,93	3 062	5 749	2 306	-	-
2	KMH 1,8 m	44	65	-	1 600	90	1 440	1,40	2 016	18,0	589	0,16	94	742	0,82	686	960	608	-	-
2	KMH 2,7 m	66	80	-	2 400	90	2 160	1,40	3 024	-	884	0,16	141	1 130	0,82	1 028	1 439	927	-	-
2	KMH 2,7 m	66	80	-	3 150	90	2 835	1,40	3 969	-	884	0,16	141	1 805	0,82	1 582	2 215	1 480	-	-
2	KMH 5,4 m	132	160	-	3 600	90	3 240	1,40	4 536	-	1 768	0,16	283	1 180	0,82	1 172	1 641	968	-	-
2	KDC 1,8 m	44	-	42	86	90	1 044	1,40	1 462	4,4	144	0,16	23	814	0,82	735	1 029	667	-	-
2	KDC 3,6 m	88	-	84	172	90	2 088	1,40	2 923	-	288	0,16	46	1 628	0,82	1 470	2 058	1 334	-	-
2	KKB 4,5 m	175	160	-	7 000	90	6 300	1,40	8 820	48,8	1 595	0,16	255	4 370	0,82	3 826	5 356	3 583	-	-
2	X9 (kondia)	35	30	-	875	90	787	1,40	-	30 %	262	0,16	42	-839	0,82	426	-	-588	1 300	965
19	Kylrum 3,5 m ² Sop	-	-	-	500	90	450	1,40	630	30 %	150	0,16	24	-	0,82	243	340	-	-	-
3	Kylrum 6,5 m ² Kött	-	65	-	1 400	90	1 260	1,40	1 764	30 %	420	0,16	67	775	0,82	680	952	636	-	-
5	Kylrum 8,0 m ² Grönsaker	-	80	-	1 200	90	1 080	1,40	1 512	30 %	360	0,16	58	640	0,82	584	818	525	-	-
2	Kylrum 9,2 m ² Mejeri	-	92	-	1 500	90	1 350	1,40	1 890	30 %	450	0,16	72	808	0,82	729	1 021	663	-	-
5	Frysrum 4,5 m ²	13	-	-	1 400	90	1 260	1,90	2 394	30 %	420	0,34	143	827	0,93	895	1 700	769	-	-
Totalt		883	666	812	2 361	31 925	28 714	41 438	8 394	16 360	17 064	25 278	13 878	1 300	965					

x Fläktornas förbrukade effekt
xx Genomsnittseffekt under dygnet

Figur 3.4 Dimensionerande data för kylenheter

I tabellen gäller följande samband:

$$(4) = (1) + (2) + (3)$$

$$(7) = (5) \times (6)$$

$$(9) = (7) \times (8)$$

$$(13) = (11) \times (12)$$

$$(14) = (7) - (11) - (4) - (19)$$

$$(16) = (7) \times (15) - ((11) - (13))$$

$$(17) = (16) \times (8)$$

$$(18) = (7) - (11) - (4) \times (15) - (20)$$

3.5 Värmetillskott

Med värmetillskott avses här den värmeeffekt som tillförs lokalen från belysning, apparater och personer. Den värme som avges från pumparna till värmemediet räknas alltså inte som något värmetillskott här utan återfinns i avsnitt 4.2. Värmetillskottet från tilluftsaggregatet behandlas separat i avsnitt 3.3.

I det följande har antagits att inget värmetillskott sker under ej öppethållandetid. En uppskattning av värmetillskottet under öppethållandetid redovisas i figur 3.5.

I tabellen har antagits att:

- All belysningseffekt tillförs lokalen i form av värme.
- All upptagen belysning i tabellen är tänd under öppethållandetid.
- En person motsvarar ett värmetillskott på 100 W.
- Golvareor har hämtats ur bilaga 1

Lokal nr	Beteckning	Belysning [W/m ²]	Apparater [W]	Personer antal	Totalt [W]
1	Vindfång	10	-	-	125
2	Varuhall	20	-	10	7 600
3	Chark	20	150	1	840
5	Lager	15	150	1	1 560
6	Kontor	10	-	0,5	110
8	Pentry	10	-	1	175
18	Varumottagning	15	-	-	180
Tot		-	300	13,5	10 590

Figur 3.5 Värmetillskott under öppethållandetid

3.6 Sammanställning

I figur 3.6 sammanfattas resultaten från beräkningar utförda enligt avsnitt 3.1-3.5. Luftläckaget i hallbutiken har antagits jämt fördelat mellan lager (lokal 5) och försäljningsytan (lokal 2). Under öppethållandetid kommer värmeeffektbehovet för ventilation. (3 952 W).

Lokal nr	Lufttemp. [°C]	Transmission [W]	Utkylning [W]	Luftläckage ej öppeth. [W]	Värmeebehov ej öppeth. [W]	Luftläckage öppeth. [W]	Värmetillsk. öppeth. [W]	Värmeebehov öppeth. [W]
1	+18	1 789	-	488	2 277	2 442	125	4 106
2	+18	5 408	11 948	2 151	19 507	3 234	7 600	12 990
3	+18	370	636	-	1 006	-	840	166
5	+18	939	1 294	2 152	4 385	3 234	1 560	3 907
6	+20	223	-	-	223	-	110	113
7	+20	26	-	-	26	-	-	26
8	+20	396	-	-	396	-	175	221
9	+20	117	-	-	117	-	-	117
10	+20	133	-	-	133	-	-	133
11	+20	99	-	-	99	-	-	99
12	+20	111	-	-	111	-	-	111
13	+20	83	-	-	83	-	-	83
14	+18	87	-	-	87	-	-	87
18	+18	491	-	-	491	-	180	311
Tot		10 272	13 878	4 791	28 941	8 910	10 590	22 470

Figur 3.6 Värmeeffektbehov vintertid

4 SYSTEMLÖSNING

4.1 Tekniska beskrivningar

4.1.1 Systembeskrivning, nuvarande (luftburna) system

De system som under de senaste tio åren använts för återvinning av kondensorvärme från livsmedelskylanläggningen inom hallbutiker fungerar i princip så att kylanläggningens kondensorer placeras i ett luftbehandlingsaggregat. Kondensorererna genomblåses med luft, som därvid uppvärms och därefter tillföres hallbutiken. Denna blir sålunda varmluftsuppvärmd.

I princip är återvinningsaggregatet uppbyggt enligt figur 4.1 av följande komponenter. Siffrorna i följande text hänför sig till denna figur.

- Luftkylda kondensorer, som är hopbyggda till ett kondensorpaket, se 2.
- Frånluftsfläktar, som tillika fungerar som kylfläktar för kondensorer. Fläktmotorerna är av 2-hastighetsutförande, FF1 och FF2.
- Uteluftintag med motorstyrt spjäll, se 3, för intagning av minimum uteluftflöde.
- Motorstyrt blandnings- och frånluftspjäll, se 4a, 4b och 4c.
- Luftfilter, se 5
- Tillsstsvärmebatteri, se 6
- Tilluftsfläkt, TF
- Takhuv med galler för till- och frånluft
- Apparatskåp med erforderlig elektrisk hjälputrustning, se 12.

Dessutom kan aggregatet innehålla kylkompressorer och en del av den övriga kylinstallationen. Denna installation beskrivs under avsnitt 3, "Kylanläggningen".

Luft från hallbutiken sugts genom ett antal hål i aggregatets nedre del, 1, in i aggregatet genom frånluftsfläktarna FF1 och FF2. Under hallbutikens öppethållande insugs även en mindre mängd uteluft, det s k hygieniska luftflödet, via det motorstyrda spjället 3. Öppningsgraden av detta spjäll är inställbart från apparatskåpet 12. Frånluften och minimiflödet uteluft passerar förbi kylkompressorerna så att dessas förlustvärme tillvaratas. Det gemensamma flödet av luft kyler kondensorpaketet samtidigt som det värms till ca 30°C. Den uppvärmda luften pressas nu upp till aggregatets huvudspjälldel. Om värmebehov finns i hallbutiken är spjällen 4a och 4c stängda, medan 4b är öppet. Varmluften sugts av tilluftsfläkten TF genom luftfiltret 5, tillsatsvärmebatteriet 6 och trycks genom kanaler och luftspredare ut i hallbutiken.

Om värmebehov ej finnes i hallbutiken är spjällen 4a och 4c öppna, medan 4b är stängt. Den varma luften från kondensorpaketet trycks då upp genom spjäll 4a och takhuven till det fria. Samtidigt suger fläkten TF in uteluft genom spjäll 4c och tillför lokalen filtrerad uteluft.

De tre spjällen 4a, 4b och 4c är mekaniskt hopkopplade och manövreras av spjällmotorn 8.

Spjällmotorn regleras av rumstemperaturgivaren GT1 (11), placerad i hallbutiken, via reglercentralen RC (10). Reglersättet är proportionellt eller proportionellt med integralverkan.

Genom blandningsfunktionen hos spjällen 4a-4b kan hallbutiken sålunda tillföras luft med den temperatur som bestäms av lokalens värmebehov.

Funktionsdiagrammet under figur 4.1 visar hur rumstemperaturen regleras. På y-axeln är spjällägen, frånluftsflöde och tillsatsvärmeeffekt angivna i procent, x-axeln anger rumstemperaturen. Regleringen sker i sekvens, ett kontinuerligt spjällsteg, ett 2-läges fläktvarvsteg och tre 2-läges elvärmesteg. Vid sjunkande rumtemperatur börjar spjällen 4a och 4c att stänga medan 4b öppnar. Då spjällen 4a - 4c nått läget för 15 % återluft (4b) växlar FF-fläktarna till den lägre hastigheten. Vid hög rumtemperatur går de sålunda med den högre hastigheten. När värmeenergin från kondensorererna inte är tillräcklig att värma hallbutiken tillföres värme genom elvärmebatteriet 6. In- och urkopplingen av elvärmestegen sker genom tre kamstyrda mikrobrytare på spjällmotorn 8. Tillsatsvärmebatteriet kan även vara ett hetvattenbatteri. I sådant fall styrs hetvattenfläkt genom en motoriserad styrventil som sekvensregleras med spjällmotorn.

Frånluftsfläktarna FF1 och FF2 måste alltid vara i drift för att kyla kondensorpaketet. Fläktarnas hastighet är som ovan beskrivits beroende av spjällens läge, men om kondensortrycket för fryskompressorerna av någon anledning blir för högt, kommer pressostater på högtryckssidan att ge signal för varvtalsökning hos frånluftsfläktarna så att en effektivare kondensorkylning sker.

Karaktäristiskt för dessa värmeåtervinningssystem är att de arbetar med stort luftflöde över kondensorererna, vilket även medför ett stort tilluftsflöde med stora luftrörelser i själva försäljningslokalen. Nedan följer några aggregatdata för en 600 m² hallbutik:

Tilluftflöde: 10 000 m³/h, drivmotoreffekt: 3,0 kW

Frånluftflöde: 10 000/13 400 m³/h " 2x1,2 kW (½-fart)

4.1.2 Systembeskrivning, nya (vattenburna) systemet

Återvinning av värme tillgår så att hallbutikens värmesystem är kombinerat med kylsystemet för de vätskekylda kondensatorerna i livsmedelskylanläggningen. Kondensatorerna utnyttjas som värmekälla i ett lågtemperatursystem och värmebärarvätskan pumpas ut i en distributionsledning utförd som ettrörsystem. Härifrån uttages värme, dels till olika slag av fläkthörsedda värmare, dels till ett golvvärmsystem.

Uttag av värme från ettrörsledningen till de olika värmarna sker alltefter som kravet på temperaturnivå sjunker.

Om värmebäraren ej till fullo kunnat avge sin värme i de olika värmarna, kyla den (i första hand under den varma årstiden) i en utomhus placerad, fläkthörsedd torr kylmedelkylare.

Hallbutiken luftväxlas endast med det flöde som är nödvändigt utifrån hygieniska krav och sker bara under öppet-hållandetid. Energibehovet för denna luftväxling blir lågt genom användning av en värmeväxlare i luftbehandlingsaggregatet.

Inneklimatet bedöms bli bra, dels genom att huvuddelen av uppvärmningen sker genom golvvärmsystemet, dels genom den lilla luftväxlingen. Genom den relativt stora andelen kylmöbler i denna typ av försäljningslokaler kommer inneklimatet även sommartid att bli behagligt.

Återvinningssystemet är försett med en automatisk styrutrustning som på ett enkelt men effektivt sätt reglerar och styr återvinningsenergin så att minsta möjliga till-satsvärme behöver förbrukas.

Systemets funktion framgår av principschema, bilaga 2.

I avsnitt 4.2 Värmesystemet, är angivet att värmesystemets dimensionerande temperatur är 33/27°C. Framledningstemperaturen +33°C är icke vald genom ekonomisk optimering, utan genom följande praktiska synpunkter:

- största möjliga driftsäkerhet hos kylanläggningen krävs - hallbutikens uppgift är ju bl a försäljning av kylda och frysta livsmedel av god kvalitet
- stor driftsäkerhet kräver då måttligt högt kondenseringstryck (temperatur) för köldmediet, vilket i sin tur medför mindre mekaniska och termiska påkänningar hos kompressorer och högtryckskomponenter i kylanläggningen
- önskemål om att använda standardkomponenter - på både kyl- och värmesidan - väl beprövade, relativt prisbilliga och lättillgängliga
- begränsningar i köldmediets och smörjoljans egenskaper vid höga temperaturer, se avsnitt 4.4.8.

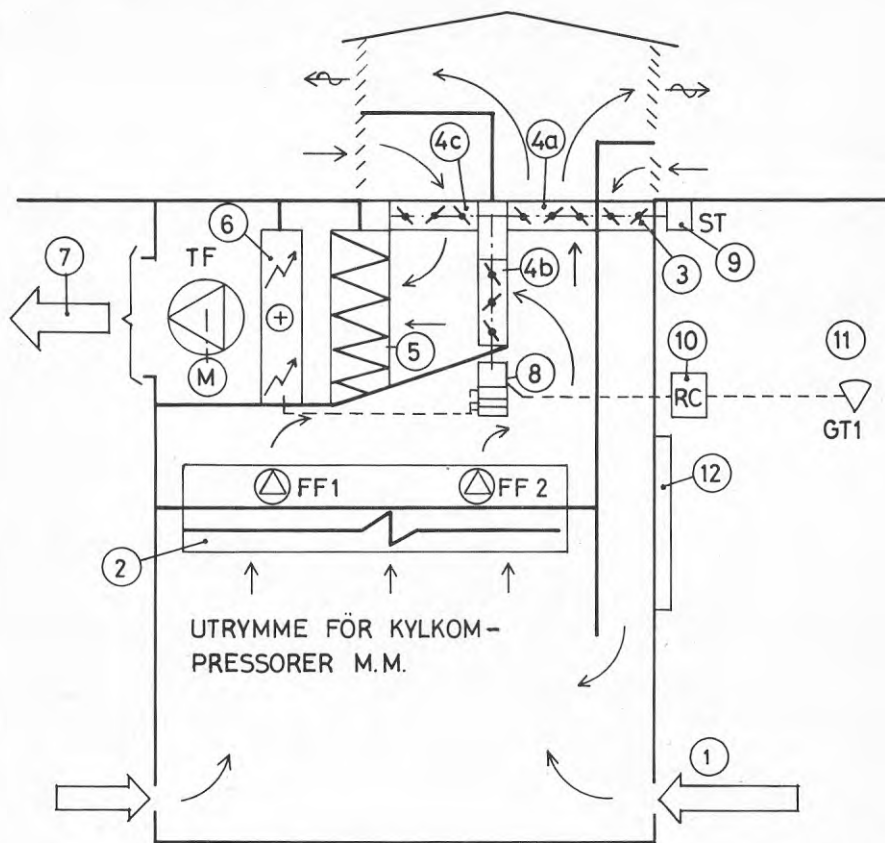
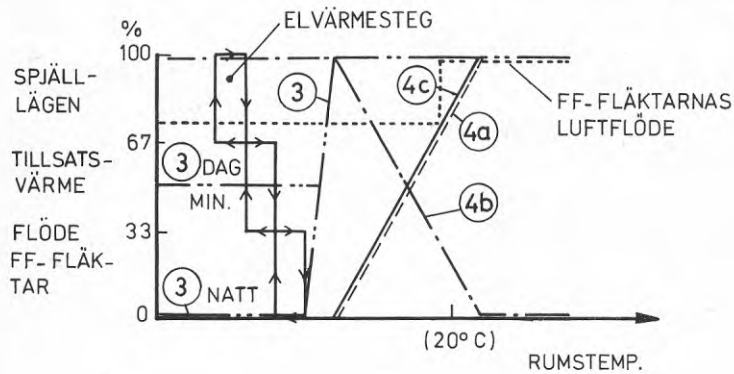


FIG. 4.1



4.2 Värmesystemet

4.2.0 Allmänt

Värmesystemet skiljer sig i flera avseenden från ett konventionellt värmesystem. De viktigaste skillnaderna är:

- Utformningen är ett värmeåtervinningssystem, där värmekällan är livsmedelskylanläggningens vätskekylda kondensorer.
- Värmesystemet är dimensionerat för 33/27°C under vintern
- Den övervägande delen av uppvärmningen i byggnaden sker via golvvärme.

Värmebärare är vatten med en tillsats av glykol för att förhindra frysning i den utomhus placerade återkylaren. Systemets temperaturnivå har i stor grad påverkat utformningen av detsamma.

Resultaten av energibalansberäkningarna (se kap 3) pekar på att den värmeeffekt som återvinns vid kondensorererna inte kan täcka hela värmeeffektbehovet vintertid. Den värmeenergimängd som erfordras i form av tillsatsvärme blir dock liten. Att installera tillsatsvärme i kombination med värmeåtervinning ställer krav på en säker styrning, då tillsatsvärmen inte bör vara i drift om det finns kondensörvärme tillgänglig.

Värmeeffektbehovet i de olika lokalerna i hallbutiken framgår av figur 3.6. I kontor, omklädnings och pentry blir värmebehovet i stort sett täckt när belysningen tänds. Då detta innebär ett krav på snabb reglering av värmeförseln väljs att täcka uppvärmningsbehovet av dessa lokaler separat med el-värme. I övriga lokaler utgör utkylningen en stor del av värmeeffektbehovet, vilket innebär att värmeeffektbehovet inte varierar i lika hög grad. I dessa lokaler är inte nackdelarna med ett trögt uppvärmningssystem så påtagliga.

Data för värmeåtervinningssystemet:

Värmebärare	30 % etylenglykol	70 % vatten
	Fryspunkt -18°C	
	$c_p = 3,78 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$	(vid +30°C)
	$\rho = 1032 \text{ kg/m}^3$	(vid +16°C)
	$\nu = 1,55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	(vid +30°C)

Framledningstemperatur* $t_f = +33^\circ\text{C}$

Returledningstemperatur* $t_r = +27^\circ\text{C}$

* Med fram- och returledningstemperatur avses här värmebärarens temperatur efter och före kondensorererna.

4.2.1 Varmvattenberedning

Tekniskt sett skulle uppvärmning av tappvarmvatten kunna ske med hjälp av spillvärme från kylanläggningen. Hetgasväxlare måste då installeras mellan kylkompressorer och kylkondensorer. Varmvattenbehovet i den hallstorlek som behandlas i denna rapport är emellertid så blygsamt att installationen ej kan försvaras av kostnadsskäl. I föreliggande arbete har vi därför valt en elektrisk varmvattenberedare. Det är emellertid viktigt att maxeffektuttaget begränsas genom lämplig dimensionering av varmvattenförrådet.

4.2.2 Val av värmare

Förutom energibalanserna (se kap 3) har ett flertal andra faktorer påverkat valet av värmare, några av faktorerna är angivna nedan.

- Tillgängligt utrymme för placering av värmare
- Önskemål om ett behagligt klimat (se kap 5)
- Krav på snabb reglering av värmesystemet i vissa rum (pentry, kontor, omklädning)

Den typ av värmare som valts redovisas i nedanstående tabell (Se även bilaga 1)

Lokal	Benämning	Typ av värmare
1	Vindfång	Golvvärme, fläktluftvärmare
2	Säljyta	Golvvärme, fläktluftvärmare
3	Chark	Golvvärme
5 + 18	Lager + inlastn.	* Fläktluftvärmare
6 - 13	Kontor + pentry + omkl + WC	Elvärme

Figur 4.2

4.2.3 Värmeavgivning från kopplingsledningar och rörstammar

Då temperaturen i värmesystemet är förhållandevis låg kan ett oisolerat utförande av värmeledningarna bli aktuellt. För att avgöra om ett isolerat utförande är nödvändigt eller ej kan en bedömning av värmeavgivningen från värmeledningen ligga till grund. De formler och värden som tillämpas i det följande är tagna ur Peterson (1976).

Värmeavgivningen från kopplingsledningar, rörstammar etc kan beräknas enligt

$$P = k \cdot A \cdot \left(\frac{t_f + t_r}{2} - t_l \right) \quad (4:1)$$

där	P	=	avgiven värmeeffekt	[W]
	k	=	värmeegenomgångstal	[W/m ² °C]
	A	=	rörledningens area	[m ²]
	t_f	=	framledningstemperaturen	[°C]
	t_r	=	returledningstemperaturen	[°C]
	t_l	=	rumsluftens temperatur	[°C]

Med hjälp av antagandena att $t_l = +18^{\circ}\text{C}$, $t_f = +33^{\circ}\text{C}$, $t_r = +27^{\circ}\text{C}$, data för luft vid dessa temperaturer samt samband ur Peterson (1976) kan följande uppskattning av värmeegenomgångstalet göras

$$k = 2,1 \cdot d^{-0,25} + 5,6 \quad (4:2)$$

Med hjälp av 4:2 och 4:1 kan nu värmeavgivningen per meter oisolerad rörledning beräknas. Resultatet redovisas i figur 4.3.

En uppskattning av värmeavgivningens storlek i de olika rummen redovisas i figur 4.3

Se nästa sida

Ansl nr	dy [m]	k [W/m ² °C]	A [m ² /m]	P [W/m]
10	0,017	11,4	0,053	7,3
15	0,021	11,1	0,066	8,8
20	0,027	10,8	0,083	10,8
25	0,034	10,5	0,107	13,4
32	0,042	10,2	0,132	16,2
40	0,048	10,1	0,151	17,7
50	0,060	9,8	0,188	22,2
65	0,076	9,6	0,239	27,5

Figur 4.3 Värmeavgivning från rörledningar

4.2.4 Golvvärme

I det följande redogörs för dimensioneringen av golvvärme-systemet. Systemets utsträckning framgår av bilaga 1. Den aktuella golvkonstruktionen redovisas i avsnitt 2.1.3 samt i fig 4.

Golvslingorna utföres i plaströr 20 x 2,0 mm, 120 m

Den totala värmeavgivningen från golvslingor antas lika med värmeavgivningen uppåt \dot{Q}_{upp} plus värmeavgivningen nedåt \dot{Q}_{ned} se fig 4.4. I randfälten sker förmodligen en del av värmeavgivningen utåt sidorna, någon hänsyn till detta har inte tagits i de följande beräkningarna.

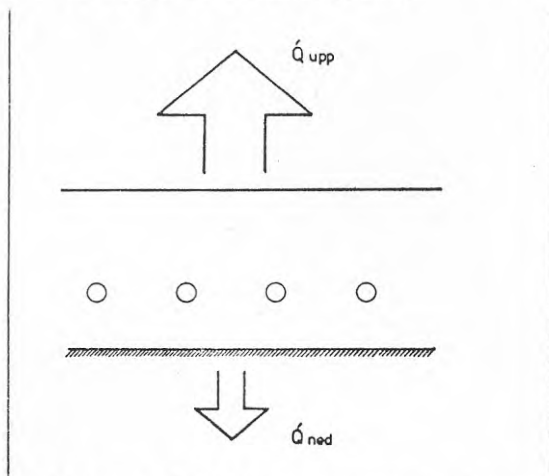


Fig 4.4 Schematisk bild av värmeavgivningen från golvslingor

För ett rum med golvslingor ska man inte räkna med något värmeeffektbehov i den ovanliggande lokalen för att täcka värmeförlusterna genom golvet. Däremot måste man addera till värmeförlusterna nedåt \dot{Q}_{ned} vid dimensioneringen av värmesystemet.

Värmeavgivningen från rörslingor (med konstant temperatur) i en oändligt tjock platta till luften (med konstant temperatur) över plattan har behandlats matematiskt av Rydberg och Huber (1955). Då värmeledningstalet för betong och lösa jordlager är nära lika kan man tillämpa denna lösning i det aktuella fallet.

Den inverkan som en extra isolering under plattan kan ha på värmeavgivningen uppåt antas försumbar. Likaså antas värmeavgivningen uppåt vara lika stor över hela golvytan. Följande beräkningsgång för beräkning av värmeavgivningen per kvadratmeter golvyta anges.

$$1 \quad x = \frac{\alpha}{\lambda} \quad (4:3)$$

$$2 \quad g_2 = \frac{2\pi s - x \cdot l}{2\pi s + x \cdot l} \cdot e^{-\frac{4\pi h}{l} \cdot s}$$

$$3 \quad G_2 = -2 \frac{1 + x \cdot h}{x}$$

$$4 \quad \frac{\Theta_0}{A} = \ln \frac{l}{2\pi \cdot r} - \frac{\pi}{l} \cdot G_2 + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g_2}{s}$$

$$5 \quad \Theta_m = \frac{2\pi \cdot A}{x \cdot l}$$

$$6 \quad \dot{Q}_{upp} = \Theta_m \cdot \alpha$$

där

α	= värmeövergångstalet golv-luft	$[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$
λ	= värmeledningstalet	$[W/m \text{ } ^\circ C]$
l	= delningen	$[m]$
h	= djupet under golvytan	$[m]$
Θ_0	= rörens övertemperatur gentemot luften	$[^\circ C]$
r	= rörens ytterradie	$[m]$
Θ_m	= golvytans temperaturökning p g a rören	$[^\circ C]$
\dot{Q}_{upp}	= värmeavgivningen per kvadratmeter golvyta	$[W/m^2]$

Med hjälp av Peterson (1976) kan följande uppskattning av α -värdet göras, förutsatt att omgivande ytors temperatur är lika med rumsluftens.

$$\alpha \approx \alpha_k + \alpha_s \approx 1,5 \sqrt[3]{t_g - t_l} + C \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] / (T_g - T_0) \quad (4:4)$$

där		
α	= värmeövergångstalet golv-luft	[W/m ² °C]
α_k	= värmeövergångstalet för konvektion	[W/m ² °C]
α_s	= värmeövergångstalet för strålning	[W/m ² °C]
C	= strålningskonstanten	[W/m ² (K/100) ⁴]
t_g	= golvytans medeltemperatur	[°C]
t_l	= rumsluftens medeltemperatur	[°C]
T_g	= golvytans medeltemperatur	[K]
T_0	= omgivningens medeltemperatur	[K]

Om omgivningens temperatur sättes lika med rumsluftens temperatur +18°C, samt följande data antas gälla för betongplattan, $\lambda = 1,7 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $h = 0,12 \text{ m}$, $r = 0,01 \text{ m}$ kan värmeavgivningen från golvplattan (\dot{Q}_{upp}) beräknas som funktion av golvslingornas övertemperatur gentemot luften för en bestämd delning. Beräkningen sker i form av passningsräkning med (4:2) och (4:3). Resultatet av en sådan beräkning visas i fig 4.5.

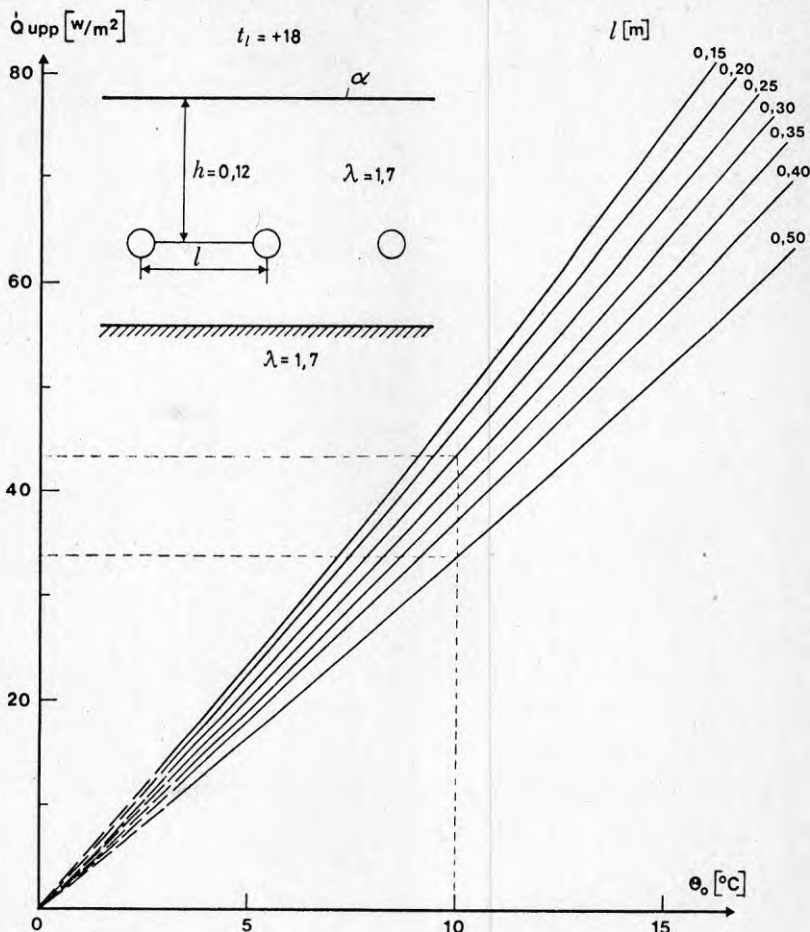
Eftersom golvytan till ca 30 % är täckt av golvhyllor och diskar innebär det att en reducering av värmeavgivningen bör göras. Här antas att värmeavgivningen minskar med 70 % där golvytan är täckt. Detta antagande medför att den genomsnittliga värmeavgivningen blir 79 % av den som fås ur fig 4.5.

$$(1,0 \cdot 0,7 + 0,3 \cdot 0,3 = 0,79)$$

Vid beräkningen av värmeavgivningen till rummet har det förutsatts att golvet utförts utan någon golvmatte. Beläggs golvet med någon typ av matte kommer värmeavgivningen att minska kraftigt.

Avsikten med golvvärmesystemet är att täcka huvuddelen av säljytans värmebehov. Här dimensioneras för en täckning motsvarande 90 % av värmeeffektbehovet. Med hjälp av tabell 3.4, fig 4.5 samt antagandet att golvslingornas medeltemperatur är 10°C högre än rumsluftens medeltemperatur, kan golvslingornas delning uppskattas.

För försäljningsytan är värmebehovet under öppet-hållandetid $37,8 \text{ W/m}^2$. Nittio procent av det värmebehovet ska försörjas via golvvärme, vilket ger $34,0 \text{ W/m}^2$. Hänsyn till den täckta golvytan innebär att \dot{Q}_{upp} i fig 4.5 bör vara $43,1 \text{ W/m}^2$. Detta ger delningen = $0,25$.



Figur 4.5 Värmeavgivning från golvslingor. \dot{Q}_{upp} som funktion av rörens övertemperatur gentemot rumsluften θ_o med rördelningen l som parameter.

I det här fallet väljs att lägga golvslingorna med delning $0,25 \text{ m}$ i rum 1 (vindfång) och rum 2 (försäljningsyta) samt med delning $0,50 \text{ m}$ i rum 3 (chark). Värmeavgivningen till rum 1 och 2 blir då $34,0 \text{ W/m}^2$ samt för rum 3, $26,3 \text{ W/m}^2$ (se fig 4.5). Den totala värmeavgivningen uppåt blir $12\,160 \text{ W}$.

Att göra en allmängiltig bedömning av storleken på \dot{Q}_{ned} är omöjligt, eftersom värmeavgivningen är beroende av de aktuella markförhållandena. För att förenkla problemet antas här att jordlagren består av lera, sand och grus som är dränerande. Detta antagande innebär att värden för jordlagrens värmemotstånd, ur SBN 75 och kommentar till SBN 1977:3, kan tillämpas. (Se avsnitt 2.2).

I SBN föreskrivs en viss isolering av grundplattan i den yttre och inre randzonen. Att läggning av golvslingor skulle kräva en isolering under hela plattan för att minska värmeavgivningen nedåt är långt ifrån självklart. Med hjälp av följande antagande kan en uppskattning av en extra isolering göras.

- Golvbjälklaget är utformat enligt avsnitt 2.2.3.
- Medeltemperaturen på betongplattans undersida är $+23^{\circ}\text{C}$
- Förlusterna i det yttre randfältet sker till uteluften
- Förlusterna i det inre randfältet och mittzonen sker till en konstant marktemperatur på $+7^{\circ}\text{C}$
- Värmemotstånd för jordlagren enligt ovan

	Utan extra isolering	5 cm extra isolering	10 cm extra isolering
Mittzon	3,6 W/m ²	2,9 W/m ²	2,4 W/m ²
Inre randfält	4,7 W/m ²	3,5 W/m ²	2,8 W/m ²
Yttre randfält	16,1 W/m ²	11,5 W/m ²	9,0 W/m ²

Figur 4.6 Värmeförluster nedåt (\dot{Q}_{ned})

Med resultaten i ovanstående tabell som bakgrund väljes här att utgöra grundkonstruktionen utan någon extra isolering p g a golvvärmesystemet. Märk väl att andra grundförhållanden kan innebära en annan grundkonstruktion och andra värmemotstånd

Den totala värmeförlusten nedåt \dot{Q}_{ned} blir 2 250 W.

Golvslingornas totala värmeavgivning ($\dot{Q}_{upp} + \dot{Q}_{ned}$) blir $12\ 160 + 2\ 250 = 14\ 410$ W.

Vid dimensioneringen av pumpen för golvslingorna är det nödvändigt att beräkna tryckfallet över slingorna. Tryckfallet i en slinga är beroende av värmebärarens viskositet som i sin tur är temperaturberoende. I de följande beräkningarna har de data för värmebäraren som anges i avsnitt 4.2.0 antagits gälla oberoende av temperaturen.

Golvslingornas längd har här satts till 120 m. (Denna längd är inte på något sätt optimerad utan låst då golvvärmerören levereras i den längden.) Med en delning på 0,25 m täcker varje slinga ca 28 m², vilket medför att det totalt sett åtgår 13 st slingor. Värmeeffekten som överförs av varje slinga blir 1 108 W.

Medieflödet i en slinga kan beräknas enligt följande.

$$\dot{m} = \frac{Q_s \cdot 10^3}{\Delta t \cdot c_p \cdot \rho} \quad (4:5)$$

där	\dot{m}	= medieflödet	[l/s]
	Q_s	= totala värmeavgivningen från slingan	[W]
	Δt	= temperaturfall över slingan	[°C]
	ρ	= densiteten	[kg/m ³]
	c_p	= specifik värmekapacitet	[J/kg °C]

Tryckfallet i en slinga kan skrivas

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho v^2 \quad (4:6)$$

där	Δp	= tryckfallet i slingan (raka rör)	[Pa]
	λ	= friktionskoefficient	[-]
	L	= rörlängd	[m]
	d	= rörets innerdiameter	[m]
	ρ	= densiteten	[kg/m ³]
	v	= hastigheten	[m/s]

Friktionskoefficienten är beroende av Reynolds tal R_e

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (4:7)$$

där	R_e	= Reynolds tal	[-]
	v	= hastigheten	[m/s]
	ν	= kinematiska viskositeten	[m ² /s]
	d	= rörets innerdiameter	[m]

Med hjälp av (4:5) - (4:7), data för värmebäraren ur avsnitt 4.2.0 samt en del kompletterande värden ur Peterson (1976) kan tryckfallet över en slinga beräknas. Resultatet redovisas i figur 4.7.

Δt (°C)	m (l/s)	v (m/s)	Re	λ	R (Pa/m)	Δp (kPa)
2,0	0,142	0,71	7 329	0,036	585	70,2
2,5	0,114	0,57	5 884	0,037	388	46,5
3,0	0,095	0,47	4 852	0,039	278	33,3
3,5	0,081	0,40	4 129	0,041	212	25,4
4,0	0,071	0,35	3 613	0,042	166	19,9
4,5	0,063	0,31	3 200	0,043	133	16,0

Figur 4.7 Tryckfall i golvslingor, slinglängd 120 m
dimension 20 x 2,0 mm

De värden som anges för λ i tabell 4.4 är mycket osäkra då strömningen sker i gränsområdet mellan laminär och turbulent strömning.

För att säkerställa att eventuella luftsamlingar rycks med bör inte hastigheten väljas för lågt. Tryckfallet över slingan bör ej bli alltför högt med tanke på pumparbetet. Här väljes Δt 3,0°C, vilket ger ett totalt flöde på 1,24 l/s.

4.2.5 Fläktluftvärmare

De fläktluftvärmare som ingår i värmesystemet har dimensionerats med hjälp av data från tillverkare.

4.2.6 Pumpar

De pumpar som ingår i systemet har dimensionerats på konventionellt sätt. Pumpen P1 A/B se bilaga 2 har dock dimensionerats med tanke på skillnaderna i driftförhållandena mellan sommar och vinter.

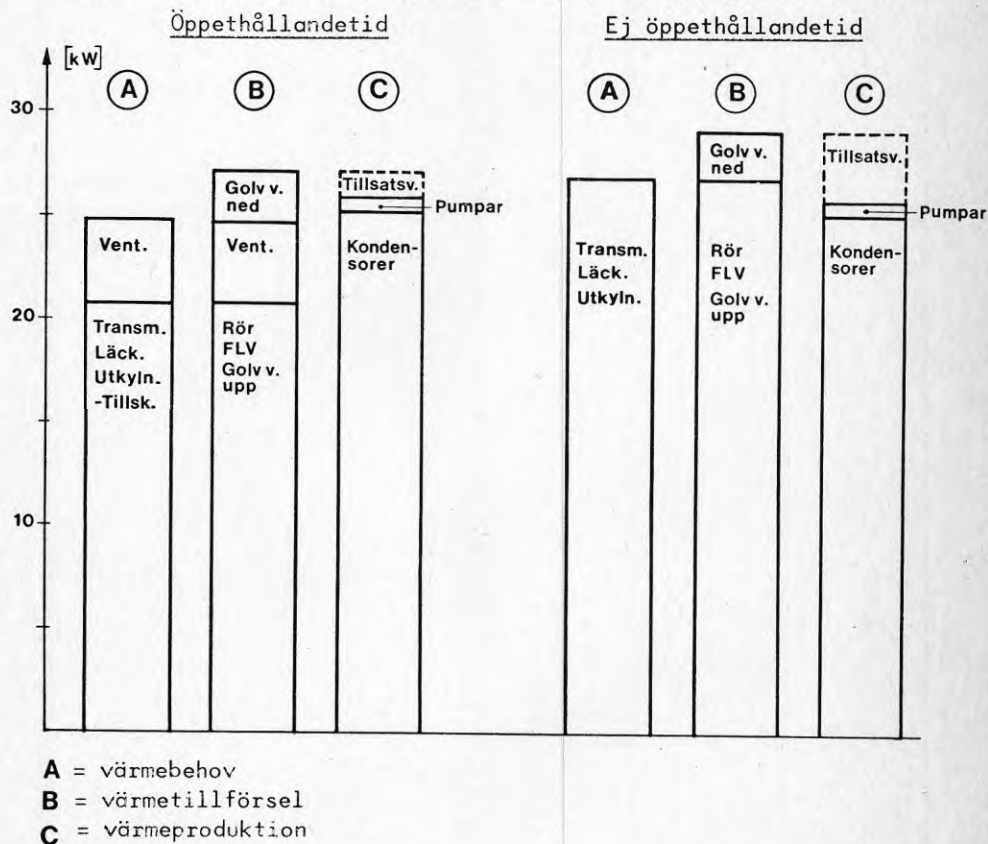
Den värmeeffekt som pumparna avger till värmesystemet uppskattas till 0,5 kW

4.2.7 Sammanställning, värmeeffektbalanser

I figur och figur redovisas värmeeffektbalanser för återvinningssystemet. Tillsatsvärmen behandlas i det följande avsnittet.

Lokal nr	Benämning	V eff behov öppeth.tid [W]	V eff behov ej öppeth.- tid [W]	Värmeavg. fr rör [W]	Golvvärme upp [W]
1	Vindfång	4 106	2 277	89	408
2	Försäljn.	12 990	19 507	1 411	11 016
3	Chark	166	1 006	269	736
5	Lager	3 907	4 385	1 633	-
18	Varuintag	311	491	-	-
Tot		21 480	27 666	3 402	12 160

Figur 4.8 b Värmeeffektbalanser för lokal 1,2,3,5 och 18



Figur 4.8 b Värmeeffektbalanser för lokal 1,2,3,5 och 18

4.2.8 Tillsatsvärme

De beräkningar som utförts för att uppskatta värmeeffektbehovet är relativt grova. Därför kan skillnaden mellan det teoretiska värmeeffektbehovet och det praktiska bli stor. Tillsatsvärmeeffekten bör därför eventuellt* dimensioneras något större än vad som framgår av 4.2.7. Det är dock av största vikt att tillsatsvärmen regleras så att den inte går till då det finns återvinningsvärme tillgänglig.

I detta fall väljs tillsatsvärme i form av elektriska fläktluftvärmare monterade vid tak.

* se bilaga 3

4.3 Ventilationssystemet

4.3.0 Allmänt

Luftflödena i hallbutiker med luftburna värmeåtervinnings-system är oftast kraftigt överdimensionerade i förhållande till ventilationsbehovet. Genom att använda golvvärmesystem för värmeöverföringen från kondensatorerna kan luftflödena minskas, vilket ger en rad förbättringar:

- minskade luft rörelser ger bättre termiskt klimat
- eftersom dragproblemen minskar kan lufttemperaturen sannolikt sänkas
- lägre lufttemperatur och minskade luft rörelser leder till minskat värmeutbyte mellan rumsluften och kyl- och frysenheter
- energiförbrukning för fläktdrift minskar
- eftersom luftbehandlingsanläggningen inte skall nyttjas för värmning av hallen eller kylning av kondensatorer, begränsas driftstiden till butikens öppethållandetid

4.3.1 Luftflöden

Uteluftsflödet i hallbutiken bestäms utifrån hygienkrav i SBN 75. Tilluftsflödet behöver inte dimensioneras för värmning eller kylning eftersom:

- värmebehovet täcks av golvvärmesystemet och fläktluftvärmare
- värmetillskottet från belysning och solinläckning under sommaren kompenseras av utkylning från kyl- och frysenheter

Tilluftsflödet kan därför dimensioneras till ett lågt värde och utan återluftsinblandning, se figur 4.9.

Lokal	Nr	Golvarea m ²	Antal pers.	Min. uteluft m ³ /h
Säljyta	2	330	4	416 *
Chark	3	22	2	27 *
Lager	5	79	1	100 *
Kontor	6	6	2	54
Pentry	8	7,5	2	50
Totalt				647 m ³ /h

* 0,35 l/s m² golvyta

Figur 4.9 Hygieniska uteluftflöden

För ventilation av rum som ej finns upptagna i ovanstående tabell har antagits att överluftförling godtas. Det totala tilluftsflöde som erfordras för att få en god fördelning antas till 900 m³/h.

4.3.2 Luftbehandlingsaggregat

Tilluftsaggregatet består av till- och frånluftsfläkt, värmeväxlare av korsströmstyp, luftfilter, spjäll och luftvärmare. Funktionen beskrivs under 4.5 Styrsystemet.

Huvudmotivet för att installera värmeväxlare har varit att minska hallbutikens maximala effektuttag vid extremt låga utetemperaturer. Luftvärmaren dimensioneras för +33°C ingående temperatur på värmemediet och påverkas därigenom i hög grad av värmeväxlaren. Värmeväxlarens temperaturverkningsgrad är 60 %.

Värmeväxlaren ger en måttlig energibesparing, eftersom spillvärmen från kondensatorerna täcker energibehovet under större delen av uppvärmningsperioden.

Värmeväxlaren ger viss kylning av tilluften sommartid.

Eftersom tilluftsaggregatet är utfört utan återluftskörning, kan gemensamt frånluftssystem utföras för varuhall, toaletter och övriga utrymmen.

4.4 Kylsystemet

4.4.1 Allmänt

Hallbutikens uppvärmningssystem är kombinerat med kylsystemet för kondensorer. Livsmedelskylanläggningens kondensorer används som värmekälla och som värmebärare används luft i nuvarande utförande och vattenglykollösning i det nya utförandet. Hur nuvarande och nytt utförande fungerar framgår av avsnitt 4.1.1 och 4.1.2 samt styrbeskrivning 4.5 och principritning fig 4.10-4.13.

På kylsidan finns ingen större skillnad i systemuppbyggnaden mellan nuvarande och nytt utförande. Kylinstallationen är oförändrad i det nya utförandet förutom att den gemensamma luftkylda kondensorn har ersatts av glykolvattencylda kondensorer i kombination med en utomhus placerad kylmedelkylare/återkylare.

4.4.2 Kylsystemförteckning

Kylsystemuppdelningen har valts lika som för KFs typhall 600 i 1979 års utförande. Omfattning och placering av kyl- och frysenheter framgår av bilaga 1.

Kyl- och frysmöbler är av Husqvarnas fabrikat. De olika disktyperna framgår av systemförteckningen, fig 4.14. I 1980 års hallbutik kommer troligen ur energisynpunkt kylridån i de flesta fall att förses med frontdörrar. För att lättare kunna göra en jämförelse mellan systemen förutsätts här en kylridå utan frontdörrar.

Kyleffektbehoven för kyl- och frysmöbler har beräknats med hjälp av dimensioneringstabeller som framtagits av KF i samarbete med Husqvarna.

För beräkning av kyleffektbehoven för kyl- och frysrum har använts diagram som anger kyleffektbehoven som funktion av golvarean och är baserade på erfarenhetsvärden.

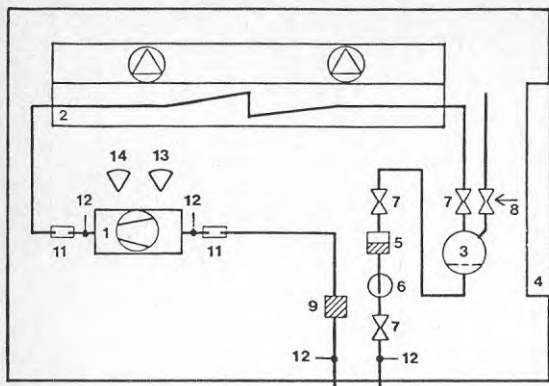


Fig 4.10
Rörprincipschema för kylsystem nuvarande utförande

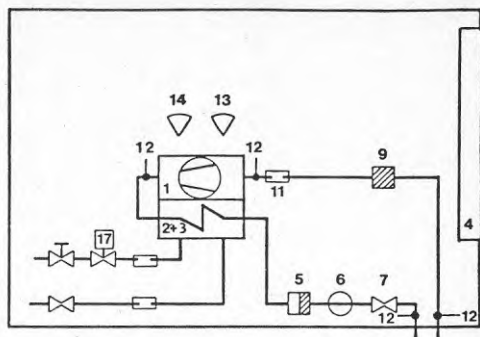


Fig 4.11
Rörprincipschema för kylsystem nytt utförande

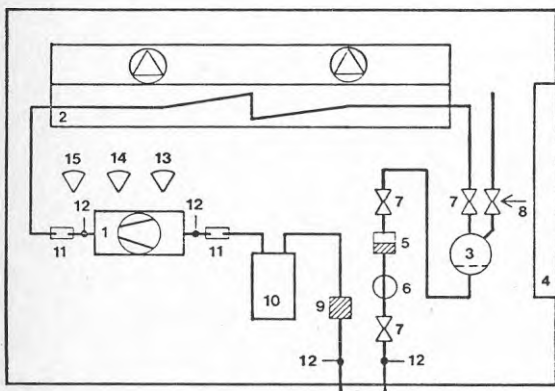


Fig 4.12
Rörprincipschema för fryssystem nuvarande utförande

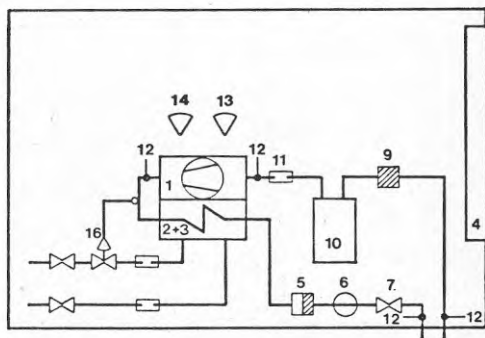


Fig 4.13
Rörprincipschema för fryssystem nytt utförande

- 1 Kompressoraggregat
- 2 Kondensor
- 3 Köldmediebehållare
- 4 Apparatskåp
- 5 Torkare
- 6 Synglas
- 7 Avstängningsventil
- 8 Säkerhetsventil
- 9 Sugfilter

- 10 Vätskeavskiljare
- 11 Bälgrör
- 12 Nippelventil (Schraderventil)
- 13 Kombinerad hög- och lågtryckspressostat
- 14 Oljetrycksvakt
- 15 Kondensorpressostat
- 16 Tryckstyrd vattensparventil
- 17 Magnetventil

System nr	Inkopplade enheter	Beteckning	Benämning/ varuslag	Yta/längd m ² /m	Temperaturkrav °C	Kyleffektbehov W	Förångnings- temperatur efter expansionsventil °C
11	kylrum	RK 11a	soprum	3,5	10 ± 1	500	-10
		RK 11b	grönsdker	8,0	7 ± 1	1 200	
		RK 11c	mejeri	9,2	7 ± 1	1 500	
		RK 11d	kött	6,5	1 ± 1	1 400	
						4 600	
12	kylridå KRB	RÅ 12	mejeri	4,5		7 000	-10
13	kyldiskar KMH KDC	DK 13a	ost o kon- server	4,5		4 000	-10
		DK 13b	aktivitets- varor	1,8		1 160	
		DK 13b	kött	3,6		2 320	
						7 480	
14	kyldiskar KMH KMH	DK 14a DK 14b	chark frukt o grönt	2,7 5,4		3 150 3 600	-10
						6 750	
15	frysdisk FGW	DF 15	frysta varor	4,5		1 900	-35
16	frysdisk FGW	DF 16	frysta varor	4,5		1 900	-35
17	frysrum	RF 17	frysta varor	4,5	-23 ± 1	1 400	-33

Figur 4.14 Systemförteckning

4.4.3 Nuvarande system

Endast de delar av kylsystemen som skiljer mellan nuvarande och nytt utförande kommer att beskrivas.

Kondensor

Kondensorn är luftkyld och har två direktdrivna fläktar med tvåhastighetsmotorer. Fläktarnas varvtal styrs av blandningsspjällets läge.

Växling från halv- till helfartsdrift sker vid ett spjälläge som svarar mot ca 15 % återvinning av kondensorvärme.

Ett av fryssystemen förses dessutom med en kondensorpresostat för styrning av hel- och helfartsdrift. Vid +43°C kondenseringstemperatur övergår fläktarna till helfartsdrift oberoende av återvinningsautomatiken och återgår till helfartsdrift vid ca +40°C.

Kondensorn är uppdelad i separata köldmediekretsar. Kondensorn är dimensionerad för 16°C temperaturdifferens mellan inkommande luft och kondenseringstemperatur vid helfartsdrift. Luftflöde vid helfartsdrift är ca 13 400 m³/h och vid helfartsdrift ca 10 000 m³/h.

Utmärkande för denna kondensordimensionering är det låga luftflödet som är följden av en kompromiss mellan VVS- och KYL-synpunkter och som leder till hög kondenseringstemperatur och hög energiförbrukning för kompressormotorer.

Kondensorelementet är utfört i kopparrör med påpressade kragade aluminiumlameller.

Vid +22°C temperatur på inkommande luft till kondensorn fås 38°C kondenseringstemperatur vid helfartsdrift och ca 41°C kondenseringstemperatur vid helfartsdrift.

Tillförd eleffekt till kondensorfläktar är genomsnittligt 2,4 kW.

Köldmediebehållaren

Köldmediebehållaren rymmer hela systemfyllningen och är försedd med avluftnings- och säkerhetsventil.

Säkerhetsventilen är utförd med summan av den kapacitet som föreskrivs för köldmedietank och kondensoryta enligt kylnormerna. Säkerhetsventiler är försedda med urladdningsledningar eftersom det annars finns risk att köldmediegas sprids till lokalen via luftbehandlingssystemet.

4.4.4 Nytt system

Kondensor

I kylsystemens kondensorer överförs köldmediets ångbildningsvärme under kondenseringen till kylmedlet/värmebäraren. Detta medför att kylmedlets/värmebärarens temperatur, under passagen genom kondensorer, stiger. Kylmedlet kyla genom att avge värme till varuhallens uppvärmningssystem och/eller en uteluftkyld kylmedelkylare.

Här har som kondensortyp valts tubpannekondensorer. Detta av följande skäl:

- kondensor och köldmediebehållare kan kombineras till en enhet.
- Avstängningsventiler och säkerhetsventil kan monteras direkt på kondensorn.
- Möjlighet att anpassa flöde och tryckfall på kylmedelsidan till lämpligt värde genom att serie- eller parallellkoppla kylmedelpassagerna.
- Vanlig typ ute på marknaden

Kylmedelkylare

Kylmedelkylaren utförs som luftkyld standardkondensor men med anslutningar och rörkopplingar anpassade till kylmedlet och med en vätskehastighet på 1 m/s. Elementen är utförda i kopparrör med påpressade, kragade aluminiumlameller.

Data:

Luftflöde 27 400 m³/h

Antal fläktar 3 st vardera med anslutn.effekt 0,37 kW

Kyleffekt 46 kW

Dimensionerande temperaturdifferens 9°C mellan ingående luft och kylmedlets medeltemperatur.

4.4.5 Temperaturhöjning av kylmedlet/värmebäraren i kondensorn

För ett kylsystem kostar temperaturnivån på kylmedlet ca 2,5 - 3 % mer i elenergi per °C höjning av kylmedeltemperaturen.

Genom att minimera kostnaderna för pumparbete och kompressormotorarbete samt ta hänsyn till marginalkostnadsökningar för värmebärarkretsen fås lägsta årliga totalkostnad vid ca 6°C temperaturhöjning på kylmedlet vid passage genom kondensorn.

Kondenseringstemperaturen har antagits öka med 1°C om kylmedlets temperaturhöjning ökar med 1°C . Vidare har tryckfallet i kylmedel-/värmebärarkretsen antagits konstant.

4.4.6 Temperaturdifferens vid kondensorer

Temperaturen på kylmedlet vid dimensionerande fall antas vara $t^{\circ}\text{C}$ före kondensorn och blir då vid 6°C temperaturstegring i kondensorn $t + 6^{\circ}\text{C}$ efter kondensorn. Kondenseringstemperaturen skall väljas så att lägsta totalkostnad erhålles. Det är i huvudsak två faktorer som är dimensionerande för den ekonomiska temperaturdifferensen, nämligen kondensorkostnad och kompressorns driftskostnad.

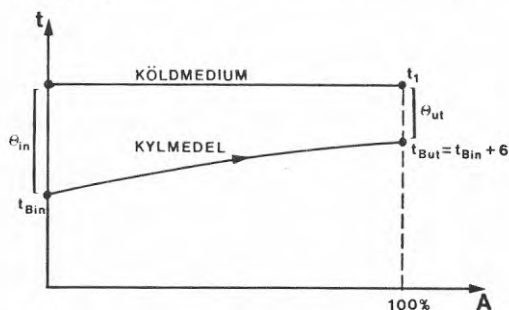


Fig 4.15 Temperaturförlopp i kylmedelkyld kondensor

t_1 = kondenseringstemperatur

$t_{B_{in}}$ = ingående kylmedels temperatur

$t_{B_{out}}$ = utgående kylmedels temperatur

Värmeöverföringen i kondensorn bestäms av uttrycket:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \theta_{in} \quad (4:7)$$

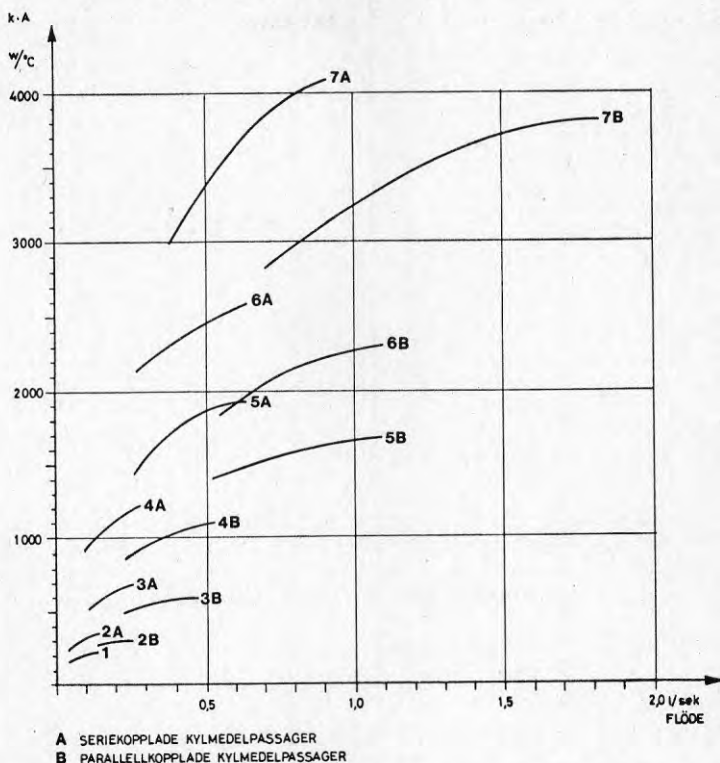
$$\text{där } \theta_{in} = \frac{\theta_{in} - \theta_{out}}{\ln \frac{\theta_{in}}{\theta_{out}}} = \frac{6}{\ln \frac{\theta_{in}}{\theta_{in} - 6}} \quad (4:8)$$

$\dot{Q} = \dot{Q}_1$ = kondensoreffekt

k = värmegenomgångstal för kondensorn

A = värmeöverföringsyta i kondensorn

$k \cdot A$ -värdet bestämmer kondensorns effekt vid en viss temperatordifferens. En kondensorns $k \cdot A$ -värde är beroende av kylmedlets strömningshastighet. I fig 4.16 har förts in tillverkaruppgifter omräknade till $k \cdot A$ -värde som funktion av totalflöde genom kondensornerna. Från detta diagram erhålles ett "medel"- $k \cdot A$ -värde för varje kondensör.



Figur 4.16 $k \cdot A$ för olika kondensorer som funktion av totalt flöde genom respektive kondensör (baserat på tillverkarens uppgifter)

I nedanstående tabell har detta värde samt uppgifter om värmeöverföringsyta och pris tagits med.

Kondensör	$k \cdot A$ $W/^\circ C$	A m^2	K $W/m^2 \text{ } ^\circ C$	pris kr	per $k \cdot A$ kr $/W/^\circ C$
1	200	0,18	1 100	1 245	6,23
2	300	0,28	1 100	1 540	5,13
3	600	0,56	1 100	1 855	3,09
4	1 050	1,06	990	2 030	1,93
5	1 700	1,77	960	3 160	1,86
6	2 300	2,38	970	3 565	1,55
7	3 600	3,81	945	5 215	1,45

Figur 4.17 Vätskekylda kondensorer, priset gäller 1980-01 (exkl moms)

Som ett rimligt värde på kondensorkostnaden per år antages 20 % av kondensorns pris. I fig 4.18 har kondensorkostnaden avsatts som funktion av $k \cdot A$ -värdet.

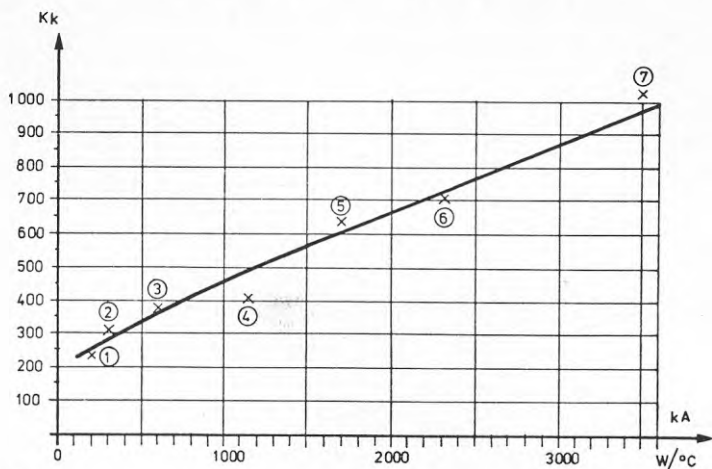


Fig 4.18 Årlig kondensorkostnad som funktion av $k \cdot A$ -värdet.

För varje värde på θ_{in} kan nu motsvarande $k \cdot A$ -värde räknas fram, varvid beaktas att avgivningsfaktorn enligt fig 4.19 ökar med ökad kondenserings-temperatur. $k \cdot A$ -värdet ger kondensorkostnaden K_k enligt fig 4.18.

Kompressorns driftskostnad är:

$$K_d = \dot{E} \cdot H_{el} \cdot T \quad (4:9)$$

\dot{E} = av kompressormotorn upptagen effekt

H_{el} = elkostnad (ca 20 öre/kWh totalt, fast avgift + energiavgift)

T = drifttid per år vid full effekt (ca 6 000 timmar)

För hermetiska och semihermetiska kompressorer är

$$\frac{E}{\dot{Q}_2} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} - 1 \quad (4:10)$$

\dot{Q}_2 = kyleffekt

$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2}$ = avgivningsfaktor

Avgivningsfaktorn vid olika förångnings- och kondenserings-temperaturer erhålles ur fig 4.19.

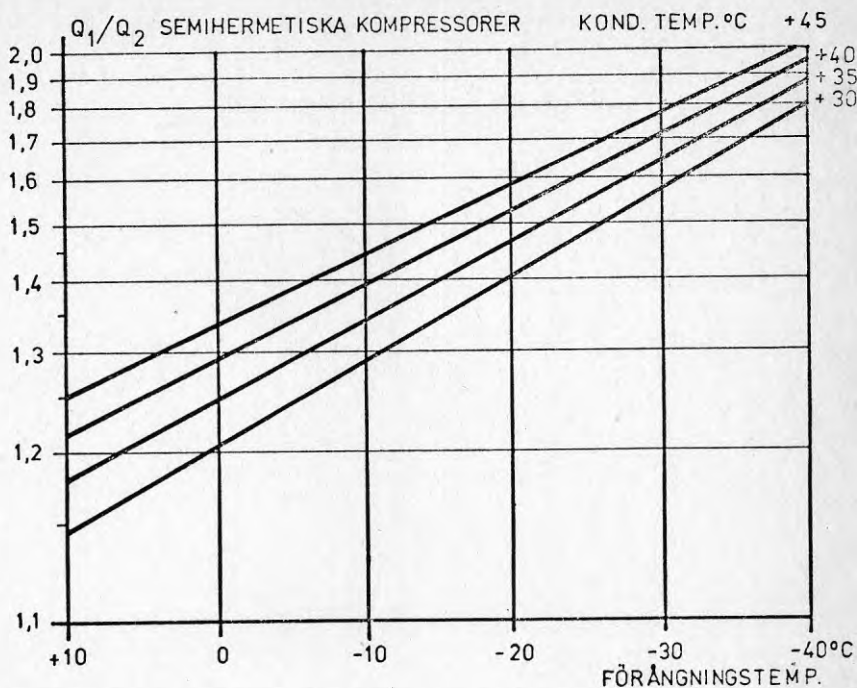


Fig 4.19 Avgivningsfaktorn som funktion av förångningstemperatur och kondenserings-temperatur

Vid optimeringen räknas endast med ökningen av driftskostnaden i förhållande till driftsfall med oändligt stor kondensator eller att $\theta_{in} = 0$.

Summan av kondensorkostnaden och driftskostnaden kan nu räknas ut för olika differenser mellan kondenserings-temperatur t_1 och ingående kylmedels temperatur t_{bin} . Lägsta total-kostnad ger ekonomisk temperaturdifferens.

I figur 4.20 redovisas resultatet av en sådan beräkning för -10°C förångningstemperatur och kyleffekterna 4,6 och 8 kW samt för -35°C förångningstemperatur och kyleffekterna 2,4 och 6 kW.

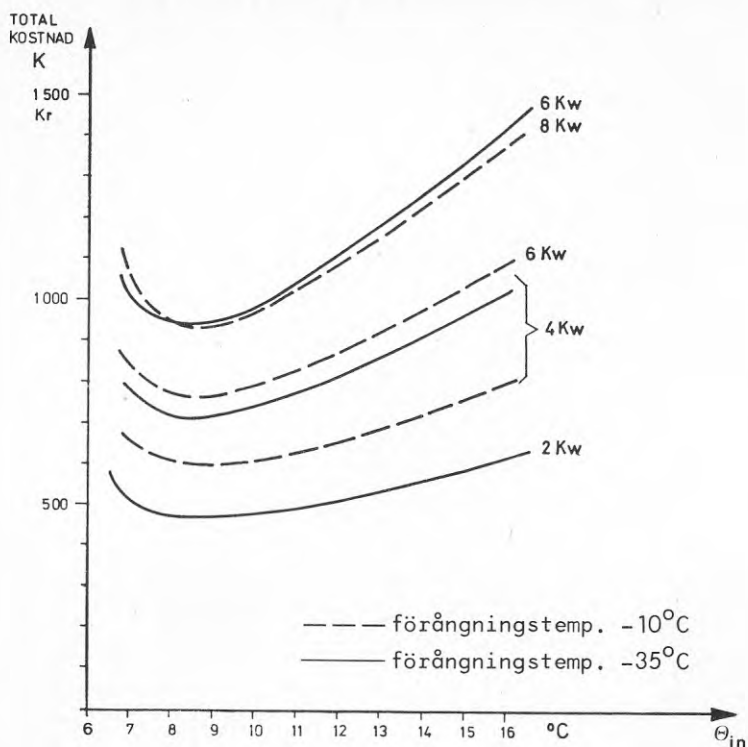
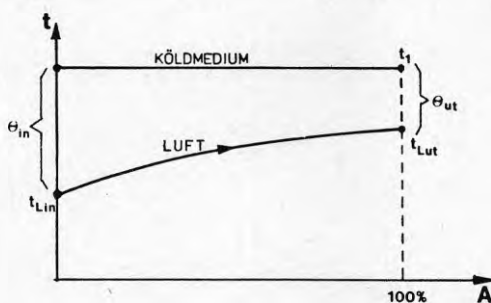


Fig 4.20 Summan av driftskostnad och kondensorkostnad som funktion av ingående temperaturdifferens i kondensorn.

Resultatet av optimeringen ger en ingående temperaturdifferens på 9°C . Vid optimeringen har ingen hänsyn tagits till att en kompressors kylkapacitet sjunker vid ökande kondenseringstemperatur (1-1,5 % per grad). Ej heller att en del av den ökade energiförbrukningen vid ökad kondenseringstemperatur kan tillgodoräknas som värme i hallens uppvärmningssystem. Drifttiden för detta marginella tillskott är dock mycket liten.

4.4.7 Effekt- och temperaturjämförelse mellan luftkyld kondensor och kylmedelkylare

Kondensor

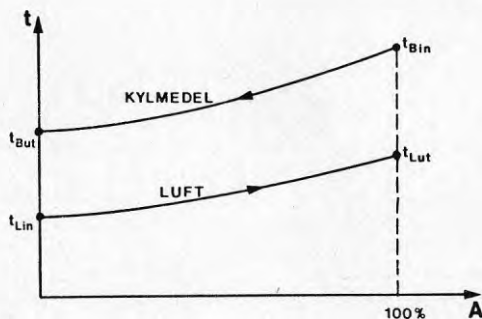


t_{Lin} = ing lufts temp.
 t_{Lut} = utg lufts temp.
 t_1 = kondenseringstemp.
 $\theta_{in} = t_1 - t_{Lin}$
 $\theta_{ut} = t_1 - t_{Lut}$

Fig 4.21 Temperaturförlopp i luftkyld kondensor

Kondensorns effekt erhålles av $\dot{Q}_1 = C \cdot \theta_{in}$ (4:11)
 och dimensionerande temperaturdifferensen $\theta_d = \theta_{in}$

Kylmedelkylare/återkylare



t_{Bin} = ing. kylmedels temp.
 t_{But} = utg. kylmedels temp.

Fig 4.22 Temperaturförlopp i luftkyld kylmedelkylare

Kylmedlets temperatur i kylaren är ej konstant. I stället för ingående temperaturdifferens måste då θ_d vara differensen mellan en medeltemperatur på kylmedlet och ingående luft.

$$\theta_d = \frac{t_{Bin} + t_{But}}{2} - t_{Lin} \quad (4:12)$$

Under förutsättning att värmeövergångstalet på insidan av rören är lika fås lika effekt som för kondensor vid lika θ_d . Effekten erhålls då ur

$$\dot{Q}_1 = C \cdot \left[\frac{t_{Bin} + t_{But}}{2} - t_{Lin} \right] \quad (4:13)$$

Värmeövergångstalet vid kondensering av fluor-substituerade kolväten, (ex R12, R502, R22) är ca 2 000 W/m² C och överensstämmer väl med värmeövergångstalet för 30 % vattenglykolblandning om hastigheten är ca 1 m/s i rören.

Vi ser av fig 4.22 att kylmedlets temperaturlinje är något krökt men felet man gör genom att betrakta den krökta linjen som rak är försumbart utom i extrema fall.

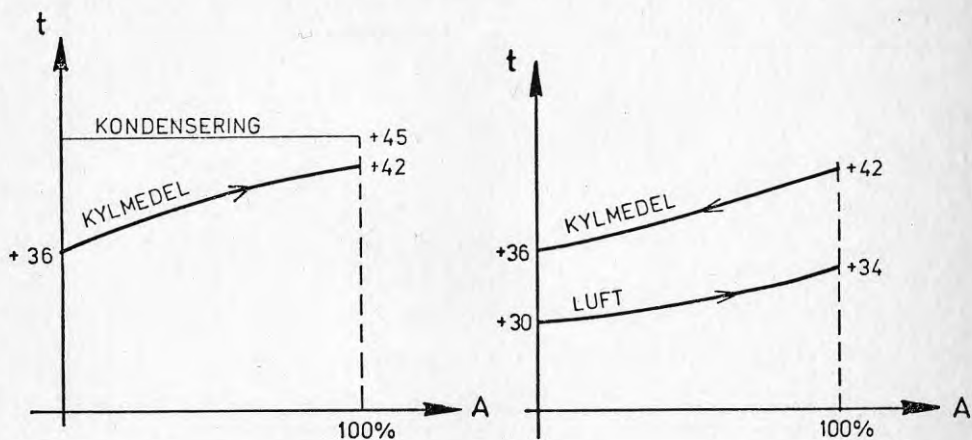
Således kan vi gå in med kylmedlets medeltemperatur som kondenseringstemperatur i kapacitetsdiagram för luftkyllda kondensorer vid dimensionering av kylmedelkylare.

4.4.8 Temperaturdifferens vid kylmedelkylare

Den ekonomiska temperaturdifferensen blir mycket hög eftersom drifttiden är kort, kanske 500 timmar omräknat till full effekt.

Praktiskt möjliga temperaturgränser blir bestämmande. Så kan t ex ingångstemperaturdifferensen mellan kylmedel/värmebärare och kondenserande köldmedium i kondensorn ej bli större än att kondenseringstemperaturen ligger under ca +45°C för fryssystem och +60°C för kylsystem. Eljest fås lätt en sönderdelning av smörjoljan och köldmediet om detta utgörs av R12 och R502.

Om vi utgår från max 45°C kondenseringstemperatur vid 30°C utelufttemperatur leder det till att kylmedelkylaren skall dimensioneras för maximalt 9°C temperaturdifferens mellan inkommande luft och värmebärarens medeltemperatur.



Figur 4.23 Temperaturförhållande i kondensor och kylmedelkylare vid 30°C utelufttemperatur, inget värmebehov i hallen och samtliga kompressorer i drift

Vid dimensionerande utetemperatur $+21^{\circ}\text{C}$ blir förhållandet i kondensor och kylmedelkylare enligt figur 4.24.

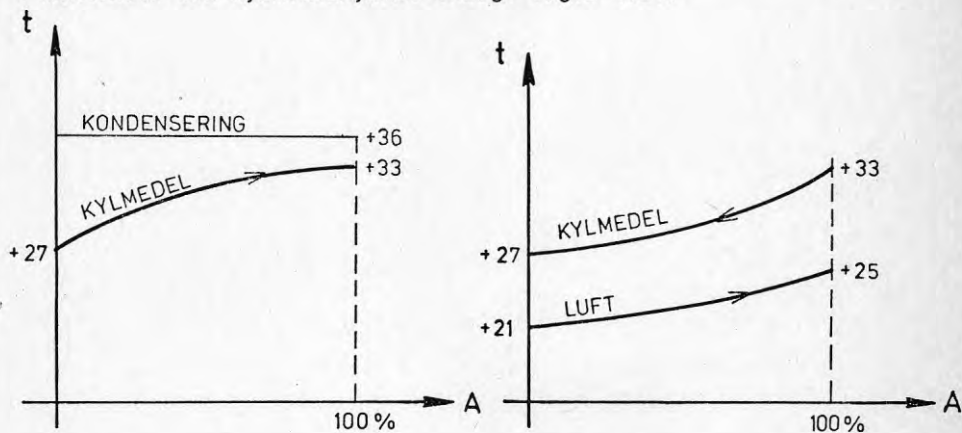


Fig 4.24 Temperaturförhållande i kondensor och kylmedelkylare vid 21°C utelufttemperatur, inget värmebehov i hallen och samtliga kompressorer i drift.

Temperaturen på kylmedlet/värmebäraren blir alltså $+27/33^{\circ}\text{C}$ vilket också är rimliga värden för luftvärmare och golvvärmslingor.

4.4.9 Kondensoreffekt och tillförd eleffekt till kompressormotorer

Kondensorns effekt utgörs av kyleffekt plus kompressorn tillförd eleffekt.

Mindre avvikelser förekommer i praktiken genom att en del värme bortförs från kompressorer och rörledningarna till luften.

Vid dimensionering av kylmedel/värmebärarkrets utgår vi från att all kondensorvärme tillförs kretsen.

Syst nr	Kyleffekt W	t_{2k}/t_{1k} $^{\circ}\text{C}$	Kond.- effekt W	Tillförd eleffekt W
11	4 600	-12/+36	6 350	1 750
12	7 000	-12/+36	9 660	2 660
13	7 480	-12/+36	10 320	2 840
14	6 750	-12/+36	9 320	2 570
15	1 900	-37/+36	3 460	1 560
16	1 900	-37/+36	3 460	1 560
17	1 400	-35/+36	2 490	1 090
	<u>31 030</u>		<u>45 060</u>	<u>14 030</u>

Figur 4.25 Tabell över kylsystemens kyleffekt, kondensoreffekt och tillförd eleffekt.

Av tabellen framgår att totala kondensoreffekten är ca 46 kW om pumparbete medtages. Denna effekt är dimensionerande för kylmedel/värmebärarflödet genom kondensorererna.

Avgivningsfaktorn $\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2}$ är hämtad ur fig 4.19 för semihermetiska kompressorer.

Totalt tillförd eleffekt är ca 14 kW när samtliga kompressormotorer är i drift.

Vid kompressor- och kondensordimensionering måste hänsyn tas till tryckfall i sugledning.

Därför specificeras effekten i figur 4.25 vid 2°C lägre förångningstemperatur än vid förångaren.

4.5 Styrsystemet

4.5.0 Allmänt

Hallbutikens uppvärmningssystem är kombinerat med kylsystemet för kondensorererna i livsmedelskylanläggningen. Sålunda används kylkondensorererna som värmekälla och värmebäraren är en vatten-glykollösning. Värmebäraren pumpas runt med huvudpumparna P1A/B som är av tvillingtyp och kontinuerligt i drift.

Den utgående temperaturen på värmebäraren är 33°C vintertid. Värmen avges dels till olika slags fläktförsedda värmare, dels till ett golvvärmesystem. Om värmebäraren inte kan avkylas tillräckligt i olika värmarna, kyls den i en utomhus placerad torr kylmedelkylare.

Tillförseln av värmebäraren till de skilda kondensorererna 2-lägesregleras av en magnetventil för kylkompressorernas kondensorer, medan den proportionellt regleras av en självverkande, tryckstyrd ventil (s.k. vattensparventil) för fryskompressorernas kondensorer. Magnetventilerna får sin styrsignal från kylkompressorernas motorskydds brytare, medan de självverkande ventilerna får sin styrsignal från fryskompressorernas kondensortryck.

Denna reglering av värmebärarflödet genom kondensorererna är nödvändig för att erhålla högsta möjliga temperatur på värmebäraren i den gemensamma framledningen. Värmesystemet är utformat som ettrörsystem och där tappning av värme sker alltefter sjunkande krav på värmebärarens temperatur.

4.5.1 Tillluftsaggregatet TA1

TA1 är försett med till- och frånluftsfläktar, plattvärmväxlare av korsströmstyp, luftfilter, 2-lägesreglerade avstängningsspjäll samt luftvärmare med tillhörande cirkulationspump, (P2), och reglerutrustning. TA1 styrs av ett kopplingsur och är i drift under hallbutikens öppethållande. Genom plattvärmväxlaren återvinnes en stor del av frånluftens värmeinnehåll och erforderlig tillsatsvärme tas via styrventilen SV3-TA1 från värmebärarsystemet. En elektronisk reglerutrustning, med en temperaturgivare i tilluftskanalen, konstanthåller tilluftstemperaturen vid +20°C.

Om igenfrostning sker på värmväxlarens frånluftssida, ger differenstrykgivaren GP7 signal att stoppa tilluftfläkten, medan frånluftfläkten fortsätter att gå. Härvid kommer frosten i värmväxlaren att smälta. Efter en viss tidsfördröjning startar ånyo tilluftfläkten.

4.5.2 Fläktluftvärmare FLV1, FLV2 och FLV3

Fläktluftvärmare FLV1 för inlastningen
Fläktluftvärmare FLV2 för kundentrén
Fläktluftvärmare FLV3 för kassorna
matas med värmebärare genom pump P3 som kontinuerligt är i drift. Fläktluftvärmarna startas och stoppas med hjälp av var sin rumstermostat GT5-FLV.

4.5.3 Golvslingor

Hallbutikens huvudsakliga uppvärmning sker genom ingjutna golvslingor. Dessa tillföres värmebärarvätska genom cirkulationspumpen P4, som kontinuerligt är i drift samt styrventilen SV3-P4.

Framledningsgivaren GT1 reglerar via reglercentralen RC1-P4 styrventilen SV3-P4 att hålla en konstant, men av utetemperatur beroende, framledningstemperatur. Se funktionsdiagrammet på principschemat, bilaga 2. Reglerkurvan kan dessutom parallellförskjutas av rumstemperaturgivaren GT3:2.

4.5.4 Kylmedelkylare (återkylare) ÅK1

Om värmebäraren, framför allt under sommaren, inte avkyls tillräckligt styrs värmebärarflödet via styrventilen SV3-ÅK1 till den utomhus placerade återkylaren ÅK1.

Temperaturen på värmebäraren regleras av temperaturgivaren GT1 via reglercentralen RC3-ÅK1 i tre steg:
I första steget styrs en del av värmebäraren till ÅK1 där det genom kylarens egenkonvektion kyls och därefter i styrventilen blandas med okyld värmebärare till den rätta temperaturen. När styrventilen öppnat helt för flöde genom återkylaren och temperaturen fortsätter att stiga, inkopplas det andra steget, som medför att den ena fläkten i kylaren startar. Då denna kylning är otillräcklig inkopplas det tredje steget, varvid den andra fläkten startar.

Temperaturgivaren GT1s börvärde förskjuts av utegivaren GT3:1 så att värmebärartemperaturen till kylkondensatorerna sänks vid stigande utetemperatur. Denna reglerade sänkning sker ner till den gräns som återkylaren förmår kyla värmebäraren. Därefter sker en viss höjning av värmebärartemperaturen vid stigande utetemperatur, se funktionsdiagrammet på principschemat, bilaga 2.

Vid fallande utetemperatur blir reglerföljden omvänd mot vad ovan har beskrivits.

4.5.5 Tillsatsvärme, FLV-EL

När kondensörvärmen ej förmår att värma hallbutiken till önskad rumstemperatur inkopplas automatiskt fläktluftvärmaren FLV-EL med hjälp av sin rumstermostat GT5-FLV-EL, som har en förreglad inställning på 17°C. Vissa personalutrymmen har uppvärmning med elradiatorer. Dessa regleras av i radiatorerna inbyggda termostater.

4.5.6 Styrning av cirkulationspumpar

Cirkulationspumparna

P1A/B huvudpump för värmebärarkretsen
P2 för batteriet i tilluftaggregatet TA1
P3 för fläktluftvärmarna FLV1-5
P4 för golvslingorna

startas och stoppas med manuella omkopplare på apparat-skåpet "A".

Vid fel på den i drift varande pumpen P1A/B, startar automatiskt den andra pumpen.

4.5.7 Apparatskåp, "A"

All elektrisk hjälputrustning för KYL- och VVS-anläggningarna inbyggs i ett apparatskåp, på principalschemat betecknat med "A". Detta innehåller huvudbrytare, säkringar, kontaktorer, motorskyddsbrytare, mellanreläer, omkopplare, signallampor, kopplings- och avfrostningsur, tidreläer, kopplingsplintar och larmtablå.

Hela KYL- och VVS-anläggningen kan sålunda styras, regleras och övervakas från detta apparatskåp.



5 INNEKLIMAT

I Svensk Byggnorm, kapitel 35, anges följande dimensionerande värden för termiskt inomhusklimat.

- Riktad operativ temperatur i vistelsezonen skall vara lägst $+18^{\circ}\text{C}$. I begreppet riktad operativ temperatur sammanvägs lufttemperatur och inverkan av omgivande ytors strålningstemperatur. För utförligare definition av begreppet riktad operativ temperatur hänvisas till Svensk Byggnorm.
- Yttemperaturen på golv skall ligga inom intervallet $16-27^{\circ}\text{C}$.
- Ovan angivna minimikrav gäller under förutsättning att lufthastigheten i vistelsezonen ej överskrider 0,2 meter per sekund. Högre lufthastigheter måste kompenseras genom att öka lufttemperaturen eller omgivande ytors temperatur, t ex installera radiatorer.
- Variationerna i riktad operativ temperatur i olika punkter och riktningar i lokalen får vara högst 5°C .

Erfarenhetsvärden och mätningar från befintliga anläggningar visar stora avvikelser från kraven i Svensk Byggnorm. Golvtemperaturen vid utgångskassor, intill kyl- och frysenheter samt vid inlastning ligger ofta långt under acceptabla värden.

Luftomsättningar mellan 5 och 10 gånger per timme krävs för att klara överföringen av kondensoreffekten i hallbutiker med luftburna återvinningssystem. Detta har lett till höga lufthastigheter i vistelsezonen och därmed krav på högre lufttemperatur.

Höga lufthastigheter uppstår även genom drag från entréer och genom kallras från kylridåer och flerplans kyldiskar.

Genom att överföra kondensorvärmern till ett golvvärmsystem kan klimatkraven tillgodoses på ett tillfredsställande sätt.

- Golvytans temperatur kommer att kunna hållas inom intervallet $18-25^{\circ}\text{C}$. Därmed kan kravet på lägst $+18^{\circ}\text{C}$ riktad operativ temperatur uppfyllas vid relativt låg lufttemperatur.
- Luftomsättningen i hallbutiker dimensioneras endast för uteluftbehovet, vilket minskar risken för höga lufthastigheter.
- Höga lufthastigheter vid entréer, kylridåer m fl kompenseras genom att öka golvytans temperatur.

- Golvvärmesystemet ger - jämfört med luftvärmesystem - betydligt gynnsammare temperaturgradient, dvs skillnaden mellan temperaturen vid tak respektive golv är liten. Se F Peterson (1976).

6 ENERGIBESPARING

6.0 Allmänt

Den energibesparing som det nya vattenburna värmesystemet förväntas ge jämfört med det nuvarande luftburna har i det följande uppskattats teoretiskt.

För att uppskatta energiförbrukningen under ett år krävs kännedom om driftstider för fläktar, pumpar, belysning etc. Driftstiderna för belysning och fläktar är beroende av personalens arbetstider som i sin tur är beroende av hallbutikens öppettider. I den här rapporten har öppethållandestiden satts lika med hallbutikens öppettid plus två timmar för städning och uppackning varje dygn då hallbutiken är öppen. Följande öppettider har antagits

Måndag - torsdag	9 00 - 18 00
Fredag	9 00 - 20 00
Lördag	9 00 - 14 00
Söndag	Stängt

Den totala öppettiden under en vecka blir 52 timmar. Med ett påslag med 12 timmar för städning och uppackning fås en öppethållandetid på 64 timmar per vecka. Hallbutiken antas vara stängd under 2 veckor per år p g a helger och reparationer. Under ett år blir den totala öppethållandetiden 3 200 timmar.

6.1 Belysning

Valet av värmeåtervinningssystem påverkar inte energiförbrukningen för belysning. Antagen belysningseffekt i avsnitt 3.5 är 10 350 W. Om belysningen antas vara tänd under öppethållandetid motsvarar det en årsenergiförbrukning på 33,1 MWh.

6.2 Varmvattenberedning, apparater

Varmvattenförbrukningen påverkas inte av värmeåtervinningssystemet. För den aktuella hallbutiken antas årsenergibehovet för varmvattenberedning till 2 MWh.

För apparater antas effekten 300 W (se avsnitt 3.5) ligga inne under öppethållandetid. Detta motsvarar ett årsenergi-behov på 1 MWh.

6.3 Fläktar

Såväl luftflöde som drifttid skiljer det nya vattenburna värmesystemet från det nuvarande luftburna. Skillnaden i luftflöde är betydande (se avsnitt 4.1 och 4.3), vilket innebär en avsevärd skillnad i motoreffekt. För det nya

systemet är tillförd elmotoreffekt ca 1,6 kW och för det nuvarande systemet genomsnittligt 5,4 kW. Se avsnitt 4.1.1. Driftstiden för det nya systemet är lika med öppethållandetid medan fläktarna i det nuvarande systemet går dygnet runt. Förutom fläktarna i aggregatet tillkommer för det nuvarande systemet en fläkt för omklädnad, WC och pentry. Fläktens tillförda elmotoreffekt antas till 50 W, vilket med en drifttid motsvarande öppethållandetid medför en årsenergiförbrukning på 0,2 MWh.

Årsenergiförbrukningen för fläktdrift blir 5,1 MWh för det nya systemet och 47,3 + 0,2 MWh för det nuvarande. Här erhålls en energibesparing motsvarande 42,4 MWh/år.

6.4 Fläktluftvärmare

I det nya vattenburna värmesystemet sker uppvärmningen av entré och varumottagning (lager) i huvudsak med hjälp av fläktluftvärmare. Dessutom kommer en fläktluftvärmare att komplettera golvvärmen i försäljningsytan vid mycket låga utetemperaturer.

Den tillförda elmotoreffekten uppskattas till 0,3 kW. Med en drifttid på 3 000 timmar per år blir årsenergiförbrukningen 0,9 MWh.

6.5 Pumpar

Jämfört med det nuvarande luftburna systemet som inte innehåller några pumpar innebär driften av pumparna i det nya systemet ett ökat energibehov. Vid uppskattningen av årsenergibehovet för pumparbete har den tillförda elmotoreffekten 0,75 kW antagits för hela året. Detta ger en årsenergiförbrukning motsvarande 6,6 MWh.

6.6 Kylenheter

Den energimängd som åtgår i kyllenheterna förbrukas dels vid avfrostning (elavfrostning), dels för drift av belysning, värmetrådar och fläktar. Återvinningssystemet påverkar inte denna energiförbrukning.

Avfrostningsvärmen antas vara 20 % av fuktvärmen. Se avsnitt 3.4.1. Medeleffektbehovet för belysning, värmetrådar och fläktar sätts till det som anges i figur 3.4. Ovanstående antaganden medför att årsenergiförbrukningen för belysning, värmetrådar, fläktar och avfrostning kan uppskattas till 20,7 MWh respektive 8,6 MWh, totalt 29,3 MWh.

6.7 El-värme

I såväl det nuvarande luftburna som det nya vattenburna värmesystemet sker uppvärmningen av de rum som inte är anslutna till värmeåtervinningssystemet med direkt elvärme. Medelvärmeeffektbehovet för de aktuella rummen fås ur figur 3.6 till 1 043 W. Om orten antas ha 100 000 gradtimmar per år kan årsenergiförbrukningen uppskattas till 2,5 MWh.

6.8 Tillsatsvärme

Den tillsatsvärmemängd som måste tillföras värmeåtervinningssystemet antas bli något mindre i det nya vattenburna systemet. För det nuvarande luftburna systemet har tillsatsvärmemängden under ett år uppskattats till 10 MWh och för det nya vattenburna systemet till 5 MWh.

6.9 Kylkompressorer

Kondenseringstemperaturen för det nya systemet uppskattas vara 2° lägre än för nuvarande system. Detta ger en lägre energiförbrukning för kompressorernas motorer.

Avgivningsfaktorn vid 36° kond är

vid -12° förångning	1,38
" -35 förångning	1,78
" -37 förångning	1,82

Vid 38°C kondensering är motsvarande värden 1,40, 1,81 och 1,85. Detta ger ett effektbehov för kompressorernas motorer på 14,70 kW att jämföra med effektbehovet 14,03 kW vid +36° kondensering enligt kap 4.4.9.

Drifttiden uppskattas till 6 000 timmar. I det nya systemet minskar alltså energiförbrukningen för kylkompressorerna med 4,0 MWh.

Här har ingen hänsyn tagits till att den mindre luft rörelsen med det nya systemet medför att kylbehovet i kyl och frysdiskar sannolikt blir lägre.

6.10 Kylmedelkylare

I det nya systemet tillkommer en luftkyld kylmedelkylare för att kyla kylmedlet när kondensörvärmets överstiger hallens värmebehov. Under större delen av denna tid kan värmeöverföringen ske med egenkonvektion och således utan att fläktarna kopplas in. Drifttiden för den första fläkten uppskattas till ca 2 000 timmar och för de två andra till 1 000 timmar, vilket medför en årsenergiförbrukning på 1,5 MWh.

6.11 Sammanställning

I figur 6.1 har de tidigare beräknade årsenergiförbrukningarna sammanställts. Vid beräkningen av energiförbrukning per kvadratmeter golvyta har bruksarean 553 m² använts, se avsnitt 2.1.

	Nytt vattenburet värmesystem MWh/år	Nuvarande luftburet värmesystem MWh/år
Belysning	33,1	33,1
Varmvatten	2,0	2,0
Apparater	1,0	1,0
Fläktar	5,1	47,6
Fläktluftvärmare	1,5	-
Pumpar	6,6	-
Kylenheter	29,3	29,3
El-värme	2,5	2,5
Tillsatsvärme	5,0	10,0
Kylkompressorer	84,2	88,2
Kylmedelkylare	1,5	-
Totalt	171,8	213,7
Specifik förbrukning	311 kWh/m ² ,år	386 kWh/m ² ,år

Figur 6.1 Årsenergiförbrukningen (teoretisk)

Enligt ovan blir energibesparingen 41,9 MWh/år eller 75 kWh/m²,år med det nya systemet jämfört med det nuvarande. Det är viktigt att observera att energibesparingen sker utan någon större ändring av tillsatsvärmens som är relativt låg i bägge fallen.

Den specifika energiförbrukningen kan synas hög även för det nya systemet, en orsak till detta är den stora kyl-effekt per kvadratmeter golvyta som finns i försäljningsytan. En annan förklaring kan ligga i det faktum att beräkningarna endast är teoretiska.

7 KOSTNADER

Anläggningskalkyler för det nuvarande och det nya systemet visar att vissa installationsdelar dels skiljer sig något från varandra, dels tillkommer i det nya värmesystemet. Skillnaderna i kostnad är följande:

<u>Installationsdel</u>	<u>Nya systemet</u>
EL	+ 2 000:- kronor
Luftbehandling	- 20 000:- kronor
Värmeåtervinnings- aggregat	-
Värmesystem inkl golvslingor, rör och armatur samt glykol- fyllning	+ 33 000:- kronor
	<hr/>
Skillnad,	+ 15 000:- kronor

Orsaken till att kostnaden för luftbehandling minskar med 20 000 kronor beror på att luftflödet minskar från ca 10 000 m³/h till 1 000 m³/h med det nya systemet.

Den marginella merinvesteringen för det nya systemet blir 15 000 kronor enligt ovan.

Enligt kapitel 6 beräknas energibesparingen till ca 40 MWh/år.

Med ett energipris av 20 öre/kWh (inkl fasta avgifter och energiskatt) blir besparingen:

$$40 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 8\,000 \text{ kr/år} \quad (1980)$$

Den marginella merinvesteringen är således betald efter 2 år med dagens energipriser.

8 PLAN FÖR UTVÄRDETRING

8.0 Allmänt

Utvärderingen av detta system för kondensorvärmeåtervinning syftar till att ge vetskap om hallbutikens totala energiförbrukningen under ett år och därur beräkna den specifika förbrukningen i kWh/m² golvarea. Detta mått ger en möjlighet att jämföra skilda hallars energiförbrukning. Dessutom skall utvärderingen leda till kunskap om de skilda installationsdelarnas (belysningen, kylanläggningen, tillsatsvärme m m) energiförbrukning.

8.1 Mätprogram

8.1.1 El-energimätning

Denna utförs delvis med vanliga energimätare i standardutförande, dels med drifttidmätare för belastningsobjekt som har känt och konstant effektuttag (mest ohmsk belastning)

Energimätaren för totalförbrukningen (elkraftleverantörens mätare) är en s k maximalmätare för att även indikera medeleffektuttaget.

Sålunda installeras:

- 1 st maximalmätare för totalförbrukningen
- 1 st energimätare, enbart för kylkompressormotorer
- 1 st energimätare för hjälpenergi till kylanläggningen (avfrostningsvärme, vevhusvärme, fläktmotorer i kylenheter, fläktmotorer i återkylare m m)
- 1 st energimätare för belysningsanläggningen
- 1 st energimätare för tillsatsenergi (elradiatorer och elvärmd fläktluftvärmare)
- 1 st energimätare för grill, värmeplattor i betjäningssavdelning, kassor, pentry, utebelysning, motorvärmare m m
- 9 st drifttidmätare för avfrostningsvärme
- 7 st dito för kyl- och fryskompressorer (monteras permanent i apparatskåpets front)

- 3 st dito för återkylarfläktar (monteras permanent i apparatskåpets front)
- 4 st dito för fläktluftvärmare
- 2 st dito för cirkulationspumpar P1A/B (monteras permanent i apparatskåpets front)
- 1 st dito för el-varmvattenberedaren
- 1 st dito för mätning av avfrostningstider för värmeväxlaren i TA1.

8.1.2 Energimätning i värmebärarkretsen

Denna utföres med elektromekaniska värmemängdmätare (vinghjulsvattenmätare + elektriska resistansmätgivare + elektroniskt integreringsverk) för följande energiflöden:

- 1 st för energin från de vätskekylda konsensorerna
- 1 st för golvslingegruppen
- 1 st för återkylarkretsen

8.1.3 Temperaturmätning

Denna skall utföras med termoelement, koppar-konstantan, samt automatiskt registreras på en datalogger så att utskrift av aktuell temperatur erhålles.

Följande par av temperaturgivare installeras:

1a-b	Värmebärartemp	före	och	efter	kylkondensor
2a-b	"	"	"	"	värmebatteri i TA1
3a-b	"	"	"	"	fläktluftvärmare
4a-b	"	"	"	"	golvslingor
5a-b	"	"	"	"	återkylare

För mätning av lufttemperatur installeras:

- 6 Utetemperatur
- 7-10 Temperaturer vid aggregat TA1
- 11a-d Yt- och rumstemperatur vid kassor
(a = yttemp på golv, b = 0,1 m över golv, c = 1,8 m över golv, d = yttemperatur på innertak)

- 12a-d dito vid kyl- och frysmöbler
- 13a-d dito vid manuell betjäning
- 14a-d dito vid specerivaror
- 15 Rumstemperatur i entré
- 16 " " i varumottagning
- 17 " " i kylmaskinrum
- 18 Relativ fukt i försäljningslokal
- 19a Tryck vid kylkompressors högtryckssida
- 19b " " " " lågtryckssida

Dataloggern kan bl a programmeras så att den med valda tidsmellanrum snabbt kan mäta igenom hela antalet mätpunkter.

Med dessa mätdata som underlag kan man sedan upprita ett diagram liknande funktionsdiagrammet i principalschemat, bilaga 2 och därigenom få bekräftat om värmeåtervinnings-systemet fungerar på avsett sätt.

8.1.4 Täthetsmätning

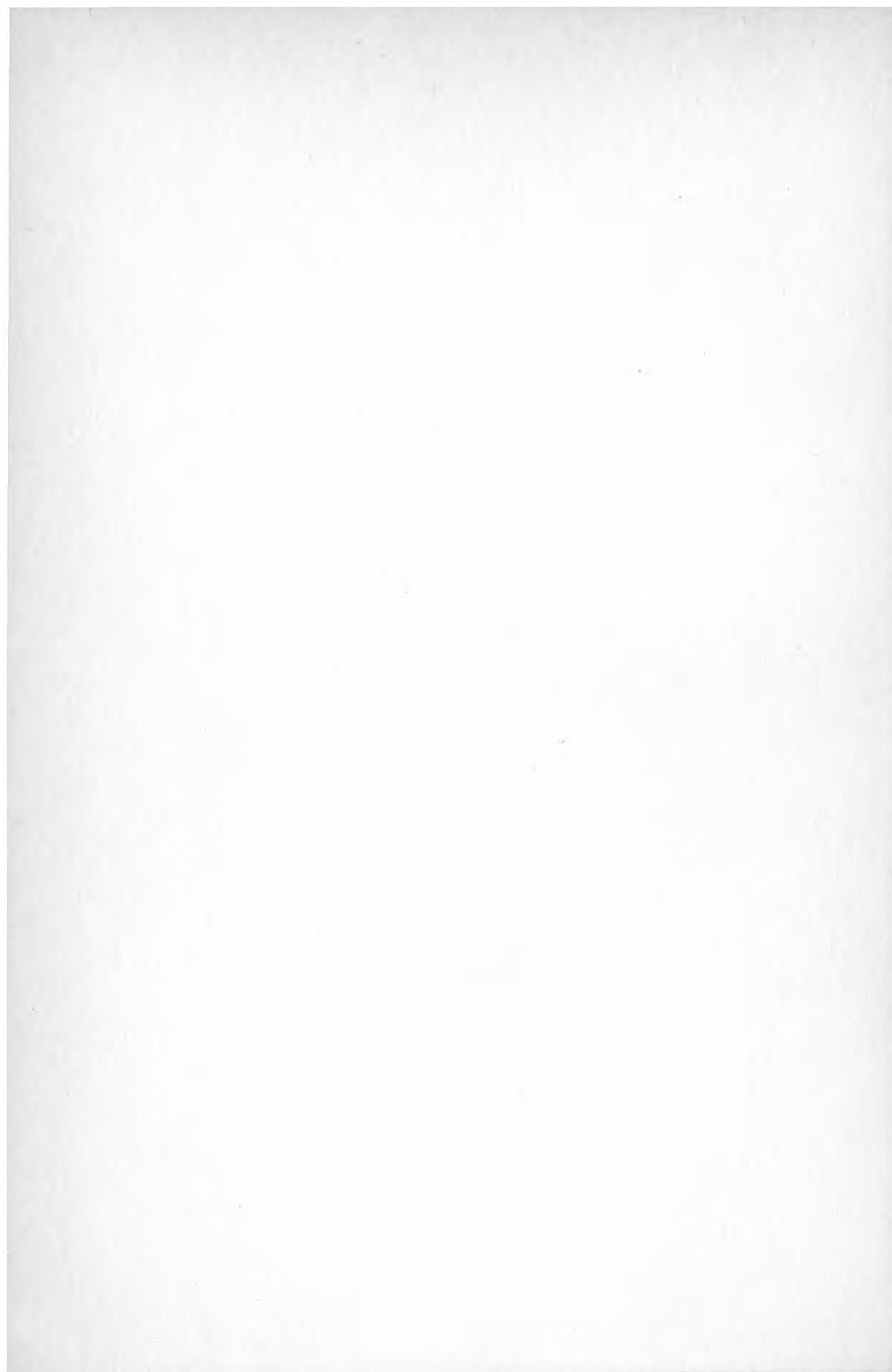
Hallbutiken kommer att täthetsprovas, dels vid slutbesiktning, dels efter det hallbutiken varit i drift en tid för att få en uppfattning om luftläckningens storlek.

8.1.5 Diverse mätningar

I samband med injustering, kontroll och besiktningar utföres en mängd mätningar med transportabla mätinstrument för mätning av nätspänning, motorströmmar effekter; temperaturer på ytor, i rum, rörledningar och luftkanaler; tryckfallsmätningar över strypventiler, tryckuppsättning vid pumpar, statiskt tryck i värmesystemet, kondenserings- och förångningstryck vid kylanläggningen; luftflödesmätningar vid luftbehandlingsanläggningen o s v.

8.2 Värdering av inneklimat

Förutom de mätningar som görs av temperaturer och relativ fuktighet, kommer intervjuer med hallbutikens personal att ge kunskap om hur de upplever en arbetsplats med golvvärmning och relativt små luftrörelser.

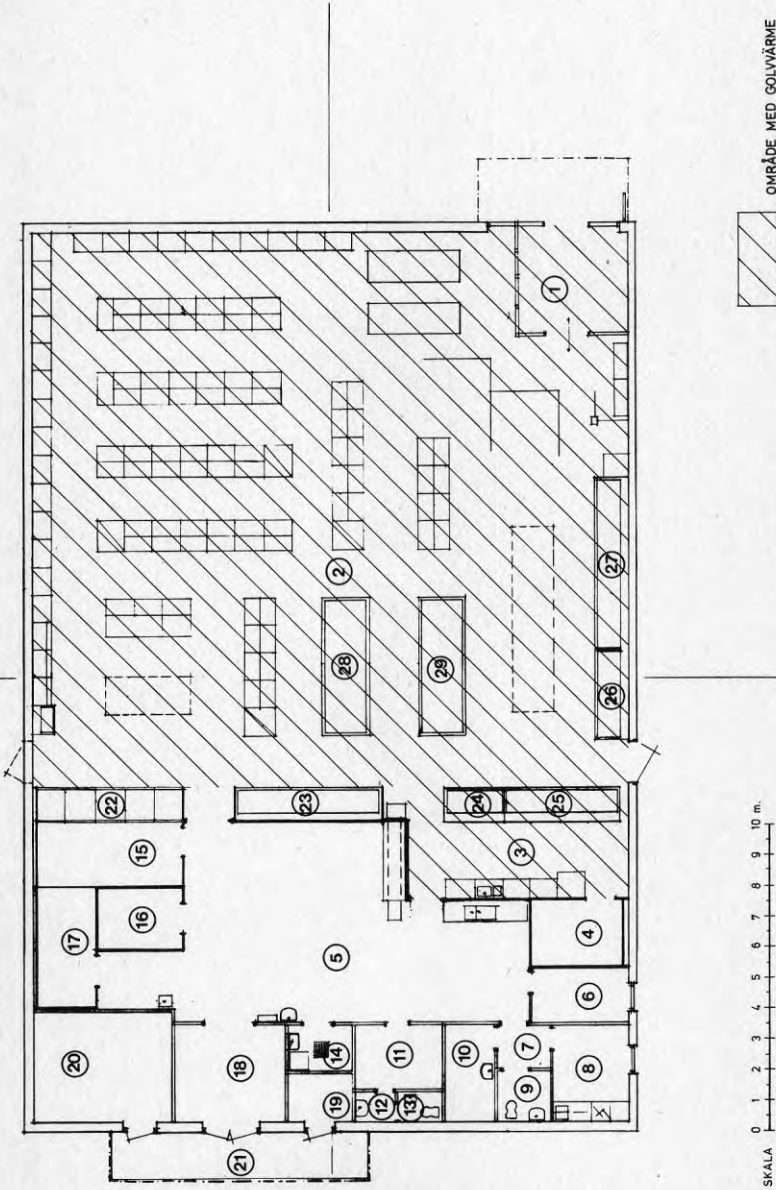


RUMSBETECKNINGAR

- 1 VINDFÅNG
- 2 FÖRSÄLJNINGSYTA
- 3 CHARK
- 4 KYLRUM, KÖTT, RK 11d
- 5 LAGER
- 6 KONTOR
- 7 FÖRRUM
- 8 PENTRY
- 9 HKP-WC
- 10 OMKLÄDNAD
- 11 " " "
- 12 FÖRRUM
- 13 WC
- 14 STÅD
- 15 MEJERIKYL, RK 11c
- 16 FRYSRUM, RF 17
- 17 KYLRUM, GRÖNSAKER, RK 11b
- 18 VARUINTAG
- 19 KYLT SOPRUM, RK 11a
- 20 INSTALLATIONSROM
- 21 LASTKAJ
- 22 KYLRIDA, RA 12
- 23 KYLDISK, OST OCH KONSERVER, DK 13a
- 24 KYLDISK, AKTIVITET, DK 13b
- 25 KYLDISK, KÖTT, DK 13c
- 26 KYLDISK, CHARK, DK 14a
- 27 KYLDISK, FRUKT OCH GRÖNT, DK 14b
- 28 FRYSDISK, DF 15
- 29 FRYSDISK, DF 16

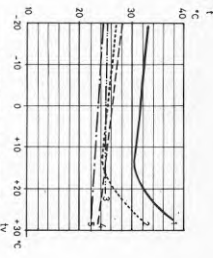
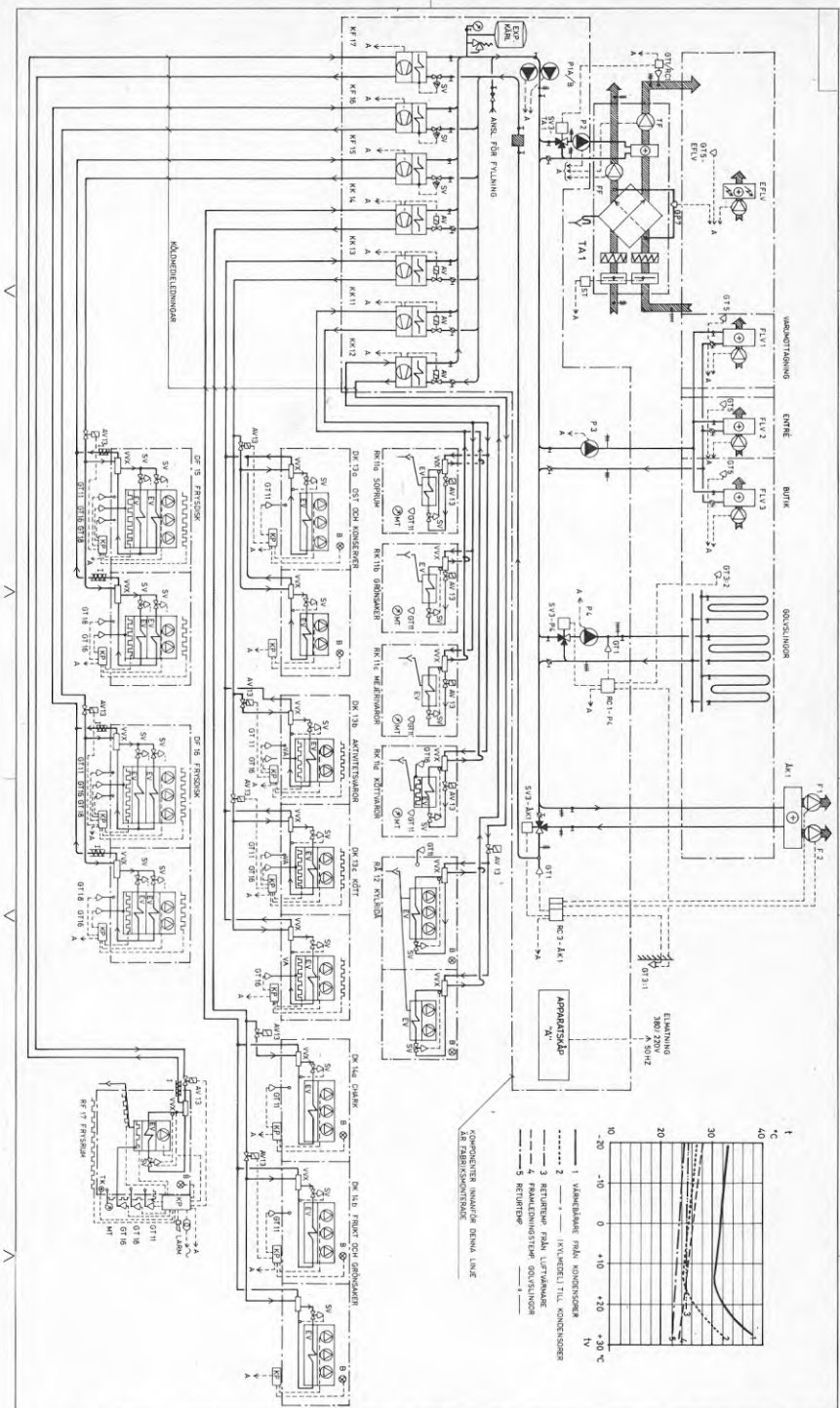
BILAGA 1

PLANRITNING ÖVER HALLBUTIK



SKALA 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 m.

OMRÅDE MED GOLVÄRME



BETEGNINGSLISTE

- AV * APTROPPING AVSTÅNINGSVENTIL
- AV * APTROPPING AVSTÅNINGSVENTIL FOR RØKSTRØMME
- AV3 * 3-ÅRS STRØMME
- 1 SV * TENDOSTØRRE ERVIDNINGSVENTIL
- 2 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 3 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 4 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 5 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 6 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 7 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 8 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 9 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 10 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 11 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 12 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 13 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 14 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 15 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 16 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 17 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 18 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 19 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 20 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 21 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 22 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 23 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 24 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 25 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 26 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 27 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 28 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 29 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 30 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 31 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 32 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 33 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 34 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 35 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 36 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 37 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 38 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 39 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 40 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 41 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 42 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 43 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 44 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 45 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 46 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 47 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 48 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 49 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 50 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 51 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 52 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 53 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 54 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 55 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 56 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 57 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 58 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 59 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 60 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 61 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 62 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 63 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 64 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 65 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 66 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 67 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 68 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 69 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 70 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 71 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 72 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 73 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 74 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 75 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 76 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 77 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 78 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 79 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 80 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 81 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 82 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 83 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 84 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 85 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 86 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 87 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 88 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 89 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 90 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 91 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 92 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 93 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 94 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 95 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 96 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 97 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 98 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 99 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL
- 100 SV * TENDOSTØRRE VENTILVENTIL

HALLBUTIK 600
 PRØJESJØMA OG UTTENNINGS-
 ATERNINGEN AV KYLNINGEN-
 VÅRME

SKALA 1:50

BILDA 2

Bilaga 3 Dimensionerande utetemperatur

För den dimensionerande utetemperaturen gäller enligt Peterson (1976) följande uttryck.

$$DUT1 = EUT1 + \frac{3}{1 - e^{(-24/\tau_b)}} \quad (10:1)$$

där $DUT1$ = dimensionerande utetemperaturen lätt byggnad
 $EUT1$ = extrema utetemperaturen lätt byggnad
 τ_b = byggnadens tidskonstant

Byggnadens tidskonstant kan approximativt uttryckas:

$$\tau_b = \frac{\Sigma m \cdot c_p}{V \cdot n \cdot \rho \cdot c_p + \Sigma k \cdot A} \quad (10:2)$$

där $\Sigma m c_p$ = summan av de olika byggnadsdelarnas (effektiva) värmekapacitet (m = massa, c_p = spec. värmekapacitet hos respektive del)

$V \cdot \rho \cdot c_p$ = värmekapacitet hos uteluftflödet till byggnaden. (V = volym, ρ = densitet, c_p = spec. värmekapacitet hos luft) utan värmeväxling

n = antal luftväxlingar (uteluft) per tidsenhet

$\Sigma k \cdot A$ = effektbehovet av gradtemperaturskillnad ute/inne (k = respektive anslutningsytas värmegenomgångstal, A dess area)

Vid beräkning av $\Sigma m \cdot c_p$ har den effektiva massan antagits bestå av:

- för väggar och tak, massan innanför isoleringen
- för golv, halva massan
- för varor, $m = 2 \cdot 10^3$ kg, $c_p = 2,0$ kWh/kg °C

Dessa antaganden ger $\Sigma m \cdot c_p \approx 3,1 \cdot 10^4$ Wh/°C

För beräkningen av $V \cdot n \cdot \rho \cdot c_p$ gäller att byggnaden tillförs 900 m³/h uteluft via ventilationssystemet när det är i drift. Luftbehandlingsaggregatet är försett med en värmväxlare med en verkningsgrad på ca 60 %. Drifttiden hos ventilationsaggregatet antas vara tolv timmar per dygn. Byggnaden tillförs dessutom uteluft via läckage (se avsnitt 3.2).

$$V \cdot n \cdot \rho \cdot c_p = (0,5 \cdot 0,4 \cdot 900 \cdot 0,33 + 0,5 \cdot 390 \cdot 0,33 + 0,5 \cdot 242 \cdot 0,33) = 164 \text{ [W/}^\circ\text{C]}$$

Ur transmissionsberäkningarna (ej redovisade) fås $\Sigma k \cdot A = 240 \text{ W/}^\circ\text{C}$. De värmeförluster som sker ner i marken påverkar inte byggnadens tidskonstant. För områden i den yttre randzonen görs ett tillägg till $\Sigma k \cdot A$ med $22 \text{ W/}^\circ\text{C}$. Totalt blir $\Sigma k \cdot A = 262 \text{ W/}^\circ\text{C}$.

Med de aktuella värdena insatta i (10:2) blir:

$$\tau_b = \frac{3,1 \cdot 10^4}{164 + 262} \approx 73 \text{ h}$$

Detta insatt i (10:1) ger

$$\text{DUT1} = \text{EUT1} + \frac{3}{1 - e^{(-24/73)}} = \text{EUT1} + 10,7$$

För en ort med $\text{LUT1} = -22^\circ\text{C}$ gäller ett EUT1 värde på ca -26°C . Den dimensionerande utetemperaturer för den aktuella byggnaden kan nu uppskattas till $-15,3^\circ\text{C}$. (Detta kan jämföras med den temperatur som tillämpas vid beräkningarna i kapitel 3.)

LITTERATUR

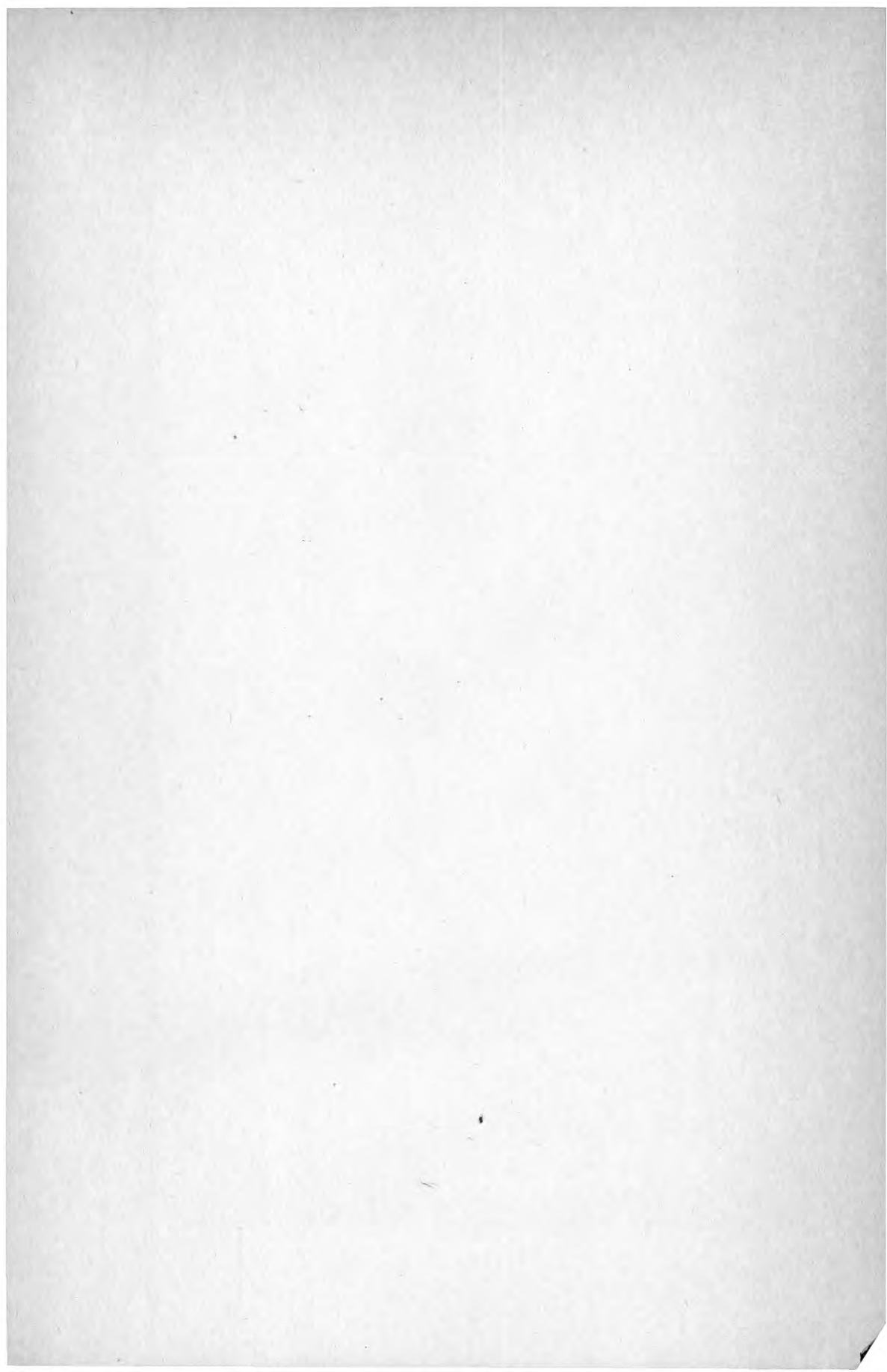
Bäckström M
Kylteknikern
Uppsala 1970

Huber C
Golvvärmning av källarlösa hus
VVS-tekniska föreningens förhandlingar 1952
Stockholm 1952

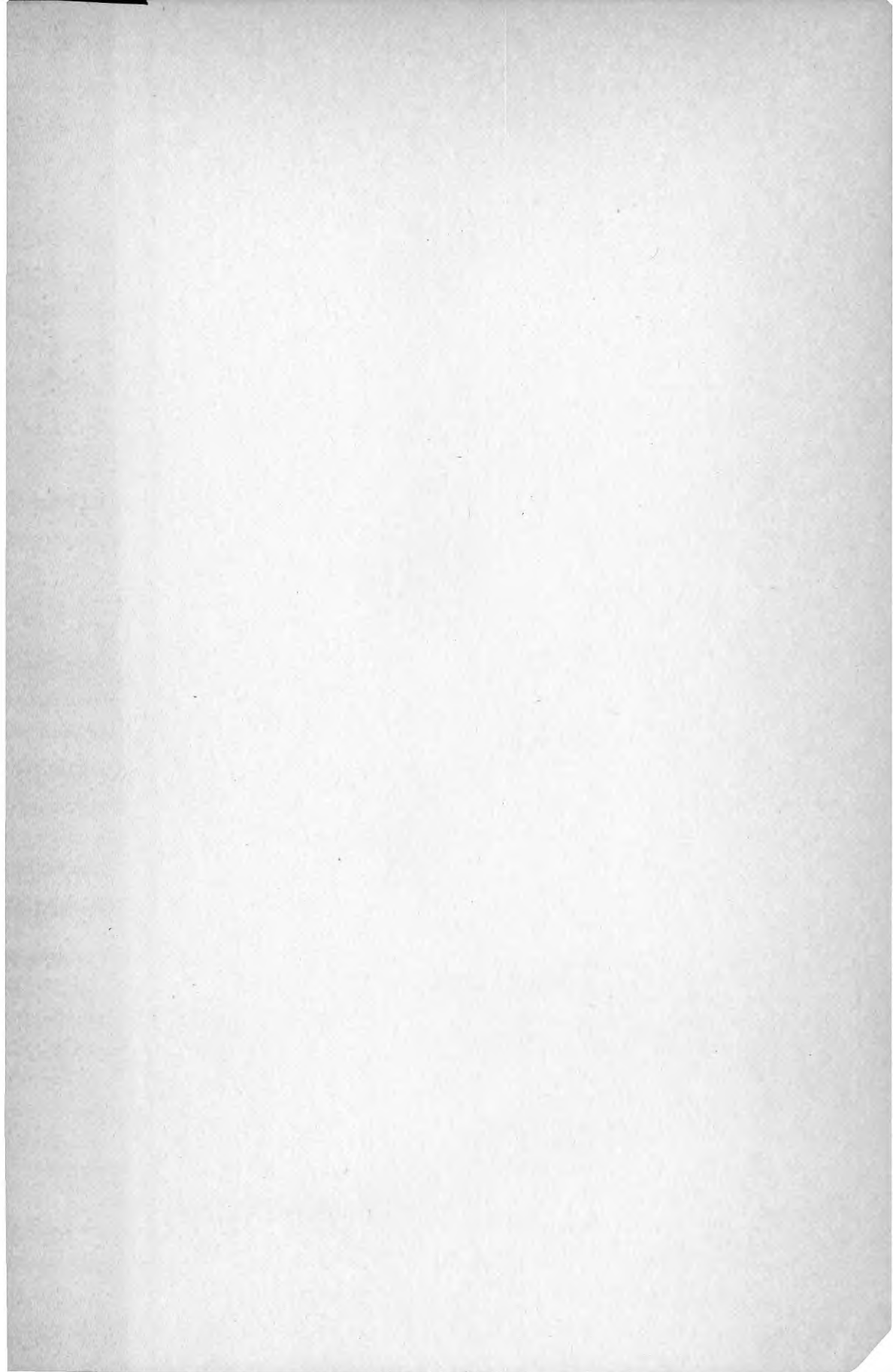
Peterson F
Uppvärmning och ventilationsteknik
Kompendier (1976)

Rydberg J och Huber C
Värmeavgivning från rör i betong eller mark
Svenska värme- och sanitetstekniska
föreningens handlingar nr IX
Förlags AB VVS Stockholm 1955











**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
781451-0 från Statens råd för byggnadsforskning
till KFAI AB, Stockholm.**

R89: 1980

ISBN 91-540-3281-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700189

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirka pris: 30 kr exkl moms