



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

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



Rapport

R28:1992

Värmepumpar för direkt- elvärmda villor

Lars-Olof Glas

Eduardo Figueroa-Karlström

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400129229

Bygghforskningsrådet

R28:1992

LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
VÄG- OCH VATTENBYGGNAD
BIBLIOTEKET

VÄRMEPUMPAR FÖR DIREKTELVÄRMDA VILLOR

Lars-Olof Glas
Eduardo Figueroa-Karlström

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 910294-9
från Byggforskningsrådet till Skandinavisk Termoekonomi AB,
Lidingö.

REFERAT

Syftet var, att genom samordning av forskning på högskolenivå och svenska värmepumptillverkares kunskaper konstruera och utprova optimala värmepumpsystem för enbostadshus och speciellt för direktelvärmda villor. De senare saknar ett befintligt värmedistributionssystem till vilket en värmepump kan kopplas.

Förhoppningen var att projektet skulle leda till framtagning av ekonomiskt lönsamma villavärmepumpsystem av svensk tillverkning och konkurrenskraftiga mot importerade, bl a japanska värmepumpaggregat. Projektet innefattade därför provinstallationer av värmepumpar i två direktelvärmda villor och jämförelse i en oljevärmd villa. Dessa installationers teknik har noggrant analyserats under ett provdriftår.

Analyserna har visat att:

- För effektiv driftuppföljning av provinstallationer krävs ett nogg, med stor sakkunskap genomarbetat och fortlöpande kontrollerat mätprogram. Detta leder till ett tillförlitligt, mindre omfattande och mindre komplicerat mätsystem.
- Stort tekniskt-ekonomiskt kunnande behövs för system- och komponentval, dimensionering av komponenter, behov av styr- och övervakningsutrustning. Flera väsentliga brister fanns i detta avseende för projektets installationer.
- Förutsättningarna för värmepumpinstallationer i villor är sådana, att endast storserietillverkning av tekniskt-ekonomiskt optimala system har en möjlighet till lönsamhet och marknad i Sverige. F n finns det knappast något enskilt företag i Sverige eller utomlands som har tillräckliga resurser att utveckla och installera sådana.
- Ett omfattande samarbete mellan forskningsinstitutioner och tillverkningsföretag är en nödvändighet. Detta har dock hitintills ej realiserats. Sannolika skäl härför är bristande probleminsikt hos beslutsfattare eller den icke osannolikt korrekta bedömningen, att lönsamhet ej kan uppnås för här aktuella värmepumpinstallationer, samt konkurrensskäl med orealistiskt optimistiska uppfattningar om det egna företags förmåga.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R28:1992

ISBN 91-540-5472-9
Bygghörsningsrådet, Stockholm

INNEHÅLL

Författare: L-O Glas; avsnitt 1, 4.1.1, 4.2-4, 5 och 6.
Eduardo Figueroa; avsnitt 2, 3 och 4.1.2.

	Sid
1. FÖRUTSÄTTNINGAR OCH RESULTAT	3
1.1 Syfte	3
1.2 Projektets omfattning	4
1.3 Resultatsammanfattning	5
2. MÄTDATAINSAMLING SYSTEM	8
2.1 Mätssystem	8
2.2 Mätningar	9
2.2.1 Mätpunkter	9
2.2.2 Beskrivning mätpunkter, Björks villa	9
2.2.3 Beskrivning mätpunkter, Sundbergs villa	11
2.2.4 Beskrivning mätpunkter, Wikmans villa	11
2.3 Erfarenheter och slutsatser	13
3. LJUDNIVÅ MÄTNINGAR	14
4. VÄRMEDISTRIBUTIONSSYSTEM	20
4.1 Människans värmebalans - "kännbar" rumstemperatur	20
4.1.1 Principer	20
4.1.2 Enkät för provvillor	22
4.2 Värmebehov	27
4.2.1 Tappvattenvärmebehov	27
4.2.2 Rumsvärmebehov	28
4.2.3 Värmebehov för provvillor	30
4.3 Värmedistributionssystemets inverkan på den "kännbara" rumstemperaturen	31
4.3.1 Golvvärme	31
4.3.2 Radiatorvärme	31
4.3.3 Lokal varmluftinblåsning	32
4.3.4 Central varmluftinblåsning	32
4.3.5 Resultat från provanläggningar	34

4.4	Utluftventilation med övertryckstilluft	36
5.	VÄRMEPUMPSYSTEM	38
5.1	Ekonomisamband	38
5.2	Idealt och praktiskt maximala värmefaktorer	42
5.3	Värmepumpsystemets utförande	46
5.3.1	Värmefaktorns ekonomiska betydelse	46
5.3.2	Komponentprestanda	47
5.3.2.1	Kompressor	47
5.3.2.2	Strypventil	49
5.3.2.3	Värmeväxlare	50
5.3.3	Optimalt utförande av värmepumpaggregat	51
5.3.3.1	Allmänna förutsättningar	52
5.3.3.2	Tappvattenvärmning	52
5.3.3.3	Underkylare	53
5.3.3.4	Driftsäkerhetsutrustning	55
5.3.3.5	Avfrostning	57
5.3.3.6	Dimensionering av komponenter och aggregateffekter	58
5.3.4	Värmedistributionssystem och värmestyrnings utförande	62
5.3.4.1	Befintligt system med vattenburen värme	62
5.3.4.2	Befintligt system med direktvärme	64
5.3.5	Provanläggningars utförande	65
5.3.5.1	Villa "Sundberg"	65
5.3.5.2	Villa "Björk"	67
5.3.5.3	Villa "Wikman"	69
5.3.6	Provanläggningars driftresultat	71
5.3.6.1	Mätningars omfattning	71
5.3.6.2	Villa "Sundberg"	72
5.3.6.3	Villa "Björk"	77
5.3.6.4	Villa "Wikman"	82
6.	LITTERATUR	90
	BILAGOR	91

1. FÖRUTSÄTTNINGAR OCH RESULTATSAMMANFATTNING

1.1 Syfte

Statens råd för byggnadsforskning, BFR, har tagit initiativet till projektet, som redovisas i denna rapport. Avsikten var, att genom samordning av forskning på högskolenivå och svenska värmepumptillverkares kunskaper konstruera och utprova optimala värmepumpsystem för enbostadshus och speciellt för direktelvärmda villor. De senare saknar ett befintligt värmedistributionssystem till vilket en värmepump kan kopplas. Projektet skulle förhoppningsvis leda till framtagning av ekonomiskt lönsamma villavärmepumpsystem av svensk tillverkning och konkurrenskraftiga mot importerade, bl a japanska värmepumpaggregat.

1.2 Projektets omfattning

En projektgrupp utarbetade kravspecifikationer, systemlösningar och ekonomiska kalkyler, vilka 1988 ledde till en experimentbyggnadsansökan 880671 -7 för installation av tre olika värmepumpsystem för tre villor i Nyköping. En av dessa villor har ett vattenvärmsystem med radiatorer och oljeeldad panna. De två övriga är värmda av direktelradiatorer.

Med experimentbyggnadslånet finansierades följande installationer, med R 22 såsom köldmedium:

- En uteluftvärmepump med tappvarmvattenberedning anslöts till oljepannan med radiatorsystem i den oljeeldningsvärmda villan. En fläktkonvektor anslöts också till vattenvärmsystemet i villans stora kök såsom komplement för bättre varmhållning av detta.
- En bergvärmepump med direktförångning och värmeavgivning till ett nyinstallerat varmluftkanalsystem, men ej till tappvarmvatten, inbyggdes i en direktelvärmd villa.
- En bergvärmepump med direktförångning och värmeavgivning till ett nyinstallerat vattenvärmt fläktkonvektorsystem och med tappvarmvattenberedning, inbyggdes i den andra direktelvärmde villan.

Mätcentralenheten på KTH, MCE, erhöll uppdraget från BFR, projektnummer 890850-9, att utföra driftmätningar under ett år och sammanställa driftresultaten. Dessa mätningar startade i april 1989, strax efter det att ovannämnda installationer tagits i drift. MCE:s uppdrag innefattade också mätningar av ljudnivåer inomhus orsakade av värmepumpdriften liksom intervjuer med villainnevanarna i de direktelvärmde husen med varmluftvärmning från värmepumparna, gällande innevanarnas uppfattning om inomhusklimatet.

Skandinavisk Termoekonomi AB, L-O Glas, engagerades för besiktning av installationerna och viss rådgivning vad avser mätningars omfattning och värmepumparnas driftsätt. För analyser av driftmätvärden från MCE beträffande inomhusklimat och värmepumpeffektivitet samt utarbetande av optimerat utförande för värmepumpsystem, innefattande rumsvärmsystem, till olika villatyper med totalekonomiberäkningar erhöll Skandinavisk Termoekonomi AB, L-O Glas, uppdrag av BFR, projektnummer 910294 - 9. Utöver MCE-mätningar från Nyköpingsvillorna fanns såsom underlag för detta arbete, dels mer än tio års mycket noggranna driftmätningar för en energibesparingsoptimerad uteluftvärmepump kopplad till ett vattenvärmsystem i en villa, dels jämförande mätningar för rumstemperaturfördelning vid användning av villans vattenvärmsystem med radiatorer och detta system ersatt med endast varmluftvärmning från ett centralt rum. Denna metod är aktuell, om lägsta installationskostnad eftersträvas för värmepumpinstallation i en direktelvärmd villa.

1.3 Resultatsammanfattning

Resultat av ovannämnda projekt blir i huvudsak de följande:

- För effektiv driftuppföljning av provinstallationer krävs ett noga, med stor sakkunskap genomarbetat och fortlöpande kontrollerat mätprogram. Detta leder till ett tillförlitligare, mindre omfattande och mindre komplicerat mätsystem. I detta fall blev alltför stora resurser använda på ett komplicerat och delvis principiellt felaktigt mätsystem, som ej blev korrigerat i erforderlig omfattning.
- Stort tekniskt-ekonomiskt kunnande behövs för system- och komponentval, dimensionering av komponenter, behov av styr- och övervakningsutrustning. Flera väsentliga brister fanns i detta avseende för projektets installationer, t ex avfrostningssystem för uteluftvärmepumpen och de direktelvärmda husens varmluftssystem. Rumsvärmesystemets optimala utformning kräver speciellt ingående kunskaper, om människans värmeavgivning till omgivningen och hennes klimatuppfattning.
- Förutsättningarna för värmepumpinstallationer i villor är sådana, att endast storserietillverkning av tekniskt-ekonomiskt optimala system har en möjlighet till lönsamhet och marknad i Sverige. F n finns det knappast något enskilt företag i Sverige eller utomlands som har tillräckliga resurser att utveckla och installera sådana. Ett omfattande samarbete mellan forskningsinstitutioner och tillverkningsföretag är en nödvändighet. Detta har dock hittills ej realiserats. Sannolika skäl härför är bristande probleminsikt hos beslutsfattare eller den icke osannolikt korrekta bedömningen, att lönsamhet ej kan uppnås för här aktuella värmepumpinstallationer, samt konkurrensskäl med orealistiskt optimistiska uppfattningar om det egna företagets förmåga.
- Provinstallationerna hade god driftsäkerhet, utan nämnvärda feldriftstopp mätperioden april 1989 till mars 1990, och nådde följande driftresultat "extrapolerat" till ett år:

Installation:	Uteluftvärmepump	Bergvärmepump, direktförångning	
	- Vattenvärmesystem	-Varmluftkanaler, ej tappvarmvatten	-Fläktkonvektorer
Villans värmebehov (kWh/år)	41 000	22 000	22 500
Värmepump: Täcker värmebehov ned till utetemperatur (°C)	+ 3	- 6	- 15
Värmeleverans (kWh/år)	31 000	16 000	22 500
Elbehov (kWh/år)	15 500	6 900	9 000
Årsvärmefaktor	2,0	2,3	2,5
"Energibesparing" (kWh/år)	15 500	9 100	13 500

Beräknad installationskostnad vid serietillverkning	65 000:-	64 000:- inkl. varmluftssystem	77 000:- inkl. fläktkonvektorer
---	----------	-----------------------------------	------------------------------------

6

- En ingående analys av komponent- och systemkostnader ledde till följande slutsatser vad avser ett optimalt villavärmepumpsystem i svenskt klimat:

1. Uteluft som värmekälla. Miljölagen kräver minimerad köldmediefyllning för köldmedier med s k "växthus- och ozonnedbrytnings"-effekt. Detta medför nu indirekt kylning och försämrad värmefaktor för en bergvärmepump, så att dess årliga energibesparing ej blir tillräckligt mycket bättre än uteluftvärmepumpens för återbetalning av dess ca 10 000 kr högre installationskostnad. Se dock punkt 7. nedan.
2. Tilluftvärmning i en underkylare i värmepumpen. Detta höjer värmefaktorn ca 20 %.
3. Varmgasavfrostning med reversering av köldmediecirkulation via en 4-vägsventil.
4. Ett av utvecklings- och underhållskostnadsskäl enkelt utfört styrsystem med "rumstermostat"-funktion för rumsvärmestyrningen.
5. För direktelvärmda villor blir vanligen inkoppling för tappvarmvattenberedning från värmepumpen ej lönsam, ej heller användning av annat än en kort varmluftkanal för av värmepumpen direktvärmad rumsluft.
6. Dimensionering för täckande värmebehov ned till mellan +5 och -5 °C utetemperatur beroende på tillgängliga standardstorlekar och deras marginalkostnad för högre värmeeffekter. Beräkningsmetoder för fastställande av energibesparing från olika värmepumpkapaciteter i villor redovisas i rapporten.
7. Optimal årsvärmefaktor blir ca 2,5. Skulle dock lämpliga köldmedier utan "växthus"- och "ozonnedbrytnings"-effekt bli tillgängliga för villavärmepumptillämpning, kan detta medföra, att då tillåten direktförångning i bergborrhålsrör blir mest ekonomiskt. Härvid blir den optimala värmefaktorn omkring 3,5.

Betydelsen av en hög värmefaktor torde vara överskattad. För en optimalt dimensionerad värmepump till en normal svensk villa med 16 000 kWh/år värmeleverans från värmepumpen erhålls följande energibesparingar QS för olika årsvärmefaktorer $\phi\text{Å}$:

$\phi\text{Å}$ =	<u>2.0</u>	<u>2.5</u>	<u>3.0</u>	<u>3.5</u>	<u>6.0</u>
QS(kWh/år)	8 000	9 600	10 700	11 400	13 300
$\Delta\text{QS(kWh/år)}$	1 600	1 100	700	1 900	

Med ett elpris 1992 i Sverige på 0,60 (kr/kWh) blir årsbesparingen för energi KS (kr/år) och ekonomiskt motiverad merinvestering ΔIS för en ökning av värmefaktorn vid av villaägaren normalt önskad "rak återbetalningstid" av denna på 5 år, dvs $\Delta\text{IS} = 5 \cdot \text{KS}$, de följande:

$\phi\text{Å}$ =	<u>2.0</u>	<u>2.5</u>	<u>3.0</u>	<u>3.5</u>	<u>6.0</u>
KS (kr/år)	4 800	5 760	6 420	6 840	7 980
$\Delta\text{IS (kr)}$	4 800	3 300	2 100	5 700	

Ekonomisk merinvestering per enhet ökad värmefaktor minskar sålunda snabbt. Nästan undantagslöst ökar i praktiken dock i kostnaden för en viss procentuell verkningsgrad förbättring långt snabbare än proportionellt mot denna. Det skall också observeras, att ett servicebesök för en anläggning har en "grundkostnad", dvs utan kostnad för eventuella åtgärder, på c:a 1 000 kr. Driftsäkerhet och lång livslängd utan servicebehov får mycket stor betydelse för totalekonomin.

2. MÄTDATAINSAMLING SYSTEM

2.1 Mätssystem

Mätssystem består huvudsakligen av en datalogger fabrikat Data Electronics Aust. Pty. Ltd, modell DataTaker DT100 som central enhet. Datalogger DT100 är ett enkelt mät- och datainsamling system som lämpar sig för att utföra mätningarna där krav på antal mätkanaler är inte särskild hög, ex vis för enskilda hus där både termisk funktion och energisystem önskas utvärderas. Mätssystemet kan hantera 23 st differentiellt analoga mätkanaler samt 9 st kanaler från pulsgivare.

Fördelen med mätssystemet finns också i det totala kapitalkostnad för mätstationen, vilket utgör endast ca 25 % av de av fabrikat Hewlet-Pakard bordsdator HP 85/86 baserade mätsystem, vanligen i bruk inom MCE. Dessutom, på g a minnes utformning är mätsystem baserade på HP 85/86 inte lämpliga för mätdata överföring via modem. Med DT100 mätsystem är både programmering, kontroll och dataöverföring lätt att implementera via modem, dessutom kan visa kanaler användas för fjärrstyrning.

Mät- och dataloggern DT100 tekniska egenskaper som en central enhet av en mät-system avsedd för energitekniska studier uppvisar både för- och nackdelar, vilka härnäst sammanfattas i de andelar som berör projektet.

DT100 har en intern klocka med upplösning av 1 sekund och en noggrannhet av 2 sek/dygn. Tidsangivelse för mättillfälle kan registreras i olika format, bl a hh:mm:ss eller ss. Datum kan endast registreras som dygnsnummer beräknad från datum för mätstart.

Analoga signaler mäts med en upplösning av 15 bit (1 μ V). Data lagras med 13 bit. Noggrannhet för spänningsmätningarna är $\pm 0.15\%$ av avläsning. För temperatur mätningar finns i instrumentet inbyggda anpassning formler för olika termoelement, termistorer och RTD. Bl a för RTD Pt-100 finns polynom anpassning med "a" koefficienten satt till: $a = 0.391$ ($a = 0.390802$, enligt DIN 43760, varvid felet från anpassning är försumbart).

Dessutom är det möjligt att inprogrammera en polynom anpassning per mätkanal med upp till fem koefficienter. Detta tillåter omvandling av visa mätningar (både analoga signaler och pulser) till rätt storhet, exempelvis flöde i m^3/sek , el-mätningar i Kwh, etc.

Mätvärdena kan erhållas antingen som medelvärde efter specificerade antal avläsningar under samplingsperiod (analoga signaler), eller som kumulerade värde (pulsräkning). Instrumentet tillåter även avläsning och registrering av max-respektive min-värde, samt tid för inträffandet av både max- och min-avläsning. Även standard avvikelse kan erhållas. I det aktuella fallet avlästes analoga signaler vart annan minut, varefter medelvärdet beräknades och lagrades som timmedelvärdes avläsningar.

Dataloggern DT100 kan tyvärr inte genomföra inlagring av beräknade storheter under samplingsperiod. Detta medför att i projektet är visa storheter är mindre noggrant framtagna.

DT100 kompletterades med erforderliga spänningsaggregat och kopplingsplintar monterad i en standard skåp för el-installation. Dessutom inkopplades till RS-232 kommunikation snitt (isolerad, full duplex, 1200 baud) ett modem för fjärravläsning, programmering och data överföring.

Instrumentet lagringskapacitet är 11000 avläsningar, vilket motsvarar cirka 7 till 10 dagar mätningar beroende på mätkanaler och konfigurationen av mätsystemet.

2.2 Mätningar

2.2.1 Mätpunkter

Urval av mätpunkterna gjordes med tanke på utvärdering av värmepump funktion och prestanda i första hand. I val av mätpunkter ingick också några temperaturgivare för att kunna få uppskatta byggnadens totala värmetekniska funktion.

Trots likheten mellan de olika delprojekt förekommer skillnader i mätsystem, därför följer en utförlig redovisning av mätpunktsval för varje delprojekt. Dessutom, värmepump systemet är utförd på ett något annorlunda sätt i varje delprojekt. Principiellt är dock värmepump grundläggande koncept detsamma för samtliga delprojekt, skillnader finns dock i utformning av både förångare och kondensorn.

I två delprojekt finner man ett värmepump system där förångare utgörs av ett enkelt rörslinga i ett ca 64 meter djup borrhäll (Björk och Sundberg). I det tredje fallet används uteluft som värmekälla för förångare.

Tillämpade värmenyttjande form samt värmeväxling är också annorlunda från fall till fall. Hos Björk överförs producerad värme till en varmvatten beredare, hos Sundberg används producerad värme till luftburet värme för byggnadens uppvärmning genom luftkanaler för fördelning till olika rum. Hos Wikman är värmepump seriekopplade till en oljepanna. Följaktligen, mätsystemet och givarplaceringen är något annorlunda för varje delprojekt.

2.2.2 Beskrivning av mätpunkter, Björk villa

Mätpunkterna kan sammanfattas som del av så kallad beskrivningsfil. Beskrivningsfil sammanställer nödvändigt underlag för korrekt hantering av det samlade mätunderlag. Beskrivningsfil utgör dessutom en fullständig dokumentation av mätdata basen.

Normalt återges i de första två positionerna i mätdata base både datum och klockslag. I det aktuella fallet lagras datum i form av dygnsnummer, beräknad från datum för mätstart eller som dygnsnummer från årets början. Omvandling till sedvanlig datumangivelse har åstadkommit som efterbehandling av det direkt avläst mätunderlag.

Tidangivelse avlästes i projektet som antal sekunder beräknad från kl 00:00, vilket efter databehandling omvandlades till det format som lämpade sig bäst för analys (SAS format av indata).

Tabell 2.2.2.1: Beskrivningsfil Björk villa

Nr	Beteckn	Kan	Beskrivning	Giv. sort	Enht	Upplösning
1	Dag	Nr				
2	Tid				24 tim	1 sek
3	F3	3D	Flöde rad. fram	Vinghjuls	m ³ /h	1 puls/l
4	F4	4D	Flöde varmvat.	Vinghjuls	m ³ /h	1 puls/l
5	E5	5D	El till konvkt	ERMI	KWh	120 puls/KWh
6	E6	6D	El värmepump	ERMI	KWh	120 puls/KWh
7	E7	7D	El hushål	ERMI	KWh	120 puls/KWh
8*	D1	1D	Driftid komp vp	relé	sek	1 sek
9*	D2	2D	Driftid crk pump	relé	sek	1 sek
10*	T1	1A	Ref. motstånd	100 Ω , .001%	°C	0.05 °C
11	T2	2A	Temp kallvatt	R-100, inst	°C	0.1 °C
12	T3	3A	Temp radt fram	R-100, inst	°C	0.1 °C
13	T4	4A	Temp radt back	R-100, inst	°C	0.1 °C
14	T5	5A	Temp vvb botten	R-100, anlg	°C	0.1 °C
15	T6	6A	Temp borrh fram	R-100, inst	°C	0.1 °C
16	T7	7A	Temp borrh ret	R-100, inst	°C	0.1 °C
17	T8	8A	Temp utomhus	R-100, luft	°C	0.1 °C
18	T9	9A	Temp eft konprs	R-100, anlg	°C	0.1 °C
19	T10	10A	Temp sovr tak	R-100, luft	°C	0.1 °C
20	T11	11A	Temp vrdg tak	R-100, luft	°C	0.1 °C
21	T12	12A	Temp källaren	R-100, luft	°C	0.1 °C
22	T13	13A	Temp tap vv	R-100, inst	°C	0.1 °C
23	T14	14A	Temp sovr undrad	R-100, inst	°C	0.1 °C
24	T15	15A	Temp vrdr undrad	R-100, inst	°C	0.1 °C
25	T16	16A	Temp kök undrad	R-100, inst	°C	0.1 °C
26	T17	17A	Temp hobbyr tak	R-100, inst	°C	0.1 °C
27	P1	20A	Tryck förecomp	Haenni giv	KPa	1.0 KPa
28	P2	21A	Tryck eftercomp	Haenni giv	KPa	1.0 KPa

Mätpunkter nummer 8 och 9 anger drift tid för både värmepump kompresorn och cirkulationspump. Dessa mätningar utförs med hjälp av ett slav-relé kopplad till till/från slagning för el- drift av värmepump respektive cirk. pump.

Mätpunkt 10 är ett mätteknisk kontroll resurs. Mätkanalen är kopplad till ett 100 Ω hög noggrannhet motstånd (0.005%) vid rumstemperatur (placerad i skåp för mätsystemet). Mätsignalen behandlas av datalogger som en temperatur och blir därför omräknad till 0.0 °C. Eventuella avvikelser från 0.0 °C i databasen ger indikation av felaktig funktion av mätningar och signal omvandling funktion för temperatur mätningarna.

I figur 2.2.2.1, 2.2.2.2 och 2.2.2.3 återges en utförligt beskrivning av givarplacering i byggnaden samt värmepump system. Det bör nämnas att nummer som anges i figur är inte relaterad till ovan redovisade nummer, betäckning eller kanal. Förklaring anges i varje figur text.

2.2.3 Beskrivning av mätpunkter, Sundbergs villa

Liksom föregående fall är det i Sundbergs villa delprojek också uppretad en beskrivningsfil som sammanställer mätpunkterna och nödvändigt underlag för vidare hantering av mätdatabasen.

Tabell 2.2.3.1: Beskrivningsfil Sundsbergs villa

Nr	Beteckn	Kan	Beskrivning	Giv sort	Enht	Upplösning
1	Dag	Nr				
2	Tid				24 tim	1 sek
3	E3	3D	El värmepump	ERMI	KWh	120 puls/KWh
4	E4	4D	El hushåll	ERMI	KWh	120 puls/KWh
5	D1*	1D	Driftid komp vp	relé	sek	1 sek
6	D2*	2D	Driftid crk pump	relé	sek	1 sek
7	T1	1A	Ref. motstånd	100 Ω , .001%	°C	0.05 °C
8	T2	2A	Temp utgnd luft	R-100,inst	°C	0.1 °C
9	T3	3A	Temp före komp	R-100,anlg	°C	0.1 °C
10	T4	4A	Temp efter komp	R-100,anlg	°C	0.1 °C
11	T5	5A	Temp ingnd luft	R-100,luft	°C	0.1 °C
12	T6	6A	Temp borrh fram	R-100,inst	°C	0.1 °C
13	T7	7A	Temp borrh ret	R-100,inst	°C	0.1 °C
14	T8	8A	Temp utomhus	R-100,luft	°C	0.1 °C
15	T9	9A	Temp vardagsrum	R-100,anlg	°C	0.1 °C
16	T10	10A	Temp sovr tak	R-100,luft	°C	0.1 °C
17	T11	11A	Temp sovr3	R-100,luft	°C	0.1 °C
18	T12	12A	Temp svr3 undrad	R-100,luft	°C	0.1 °C
19	T13	13A	Temp vrdr undrad	R-100,luft	°C	0.1 °C
20	P1	20A	Tryck före komp	Haenni giv	KPa	1.0 KPa
21	P2	21A	Tryck efter komp	Haenni giv	KPa	1.0 KPa

Mätpunkter nummer 5 och 6 anger drift tid för både värmepump kompresorn och cirkulationspump. Dessa mätningar utförs med hjälp av ett slav-relé kopplad till till/från slagning för El drift av värmepump respektive cirk. pump.

Mätpunkt 7 är ett referensmotstånd för kontroll. Mätkanalen är kopplad till ett 100 Ω hög noggrannhet motstånd (0.005%) vid rumstemperatur (mätsystem skåp).

I figur 2.2.3.1 och 2.2.3.2 återges en utförligt beskrivning av givarplacering i byggnaden samt värmepump system.

2.2.4 Beskrivning av mätpunkter, Wikmans villa

Beskrivningsfil uppretad för Wikmans delprojekt.

Tabell 2.2.4.1: Beskrivningsfil Wikmans villa

Nr	Beteckn	Kan	Beskrivning	Giv sort	Enht	Upplösning
1	Dag	Nr				
2	Tid				24 tim	1 sek
3	F3	3D	Flöde rad. fram	Vinghjuls	m ³ /h	1 puls/l
4	F4	4D	Flöde varmvat.	Vinghjuls	m ³ /h	1 puls/l
5	E5	5D	El till konvkt	ERMI	KWh	120 puls/KWh
6	E6	6D	El värmepump	ERMI	KWh	120 puls/KWh
7	E7	7D	El hushäll	ERMI	KWh	120 puls/KWh
8*	D1	1D	Driftid komp vp	relé	sek	1 sek
9*	D2	2D	Driftid crk pump	relé	sek	1 sek
10*	T1	1A	Ref. motstånd	100 Ω , .001%	°C	0.05 °C
11	T2	2A	Temp kaltvatt	R-100, inst	°C	0.1 °C
12	T3	3A	Temp radt fram	R-100, inst	°C	0.1 °C
13	T4	4A	Temp radt back	R-100, inst	°C	0.1 °C
14	T5	5A	Temp vvb botten	R-100, anlg	°C	0.1 °C
15	T6	6A	Temp borrh fram	R-100, inst	°C	0.1 °C
16	T7	7A	Temp borrh ret	R-100, inst	°C	0.1 °C
17	T8	8A	Temp utomhus	R-100, luft	°C	0.1 °C
18	T9	9A	Temp eft konprs	R-100, anlg	°C	0.1 °C
19	T10	10A	Temp sovr tak	R-100, luft	°C	0.1 °C
20	T11	11A	Temp vrdg tak	R-100, luft	°C	0.1 °C
21	T12	12A	Temp källaren	R-100, luft	°C	0.1 °C
22	T13	13A	Temp tap vv	R-100, inst	°C	0.1 °C
23	T14	14A	Temp sovr undrad	R-100, inst	°C	0.1 °C
24	T15	15A	Temp vrdr undrad	R-100, inst	°C	0.1 °C
25	T16	16A	Temp kök undrad	R-100, inst	°C	0.1 °C
26	T17	17A	Temp hobbyr tak	R-100, inst	°C	0.1 °C
27	P1	20A	Tryck förecomp	Haenni giv	KPa	1.0 KPa
28	P2	21A	Tryck eftercomp	Haenni giv	KPa	1.0 KPa

Mätpunkter nummer 8 och 9 anger drift tid för både värmepump kompressorn och cirkulationspump. Dessa mätningar utförs med hjälp av ett slav-relé kopplad till till/från slagning för el drift av värmepump respektive cirk. pump.

Mätpunkt 10 är ett mätteknisk kontroll resurs. Mätkanalen är kopplad till ett 100 Ω hög noggrannhet motstånd (0.005%) vid rumstemperatur (mätsystem skåp).

I figur 2.2.4.1, 2.2.4.2, 2.2.4.3, 2.2.4.4 och 2.2.4.5 återges en utförligt schematisk beskrivning av givarplacering i byggnaden samt värmepump system. Det bör nämnas att de nummer som anges i figurer är inte relaterad till ovan redovisade tabell nummer, betäckning eller kanal för mätpunkt. Förklaring anges i varje figurtext.

Ljudnivåmätningarna redovisas separat i kap. 3.

2.3 Erfarenheter och Slutsatser

Mätssystemet uppvisade mycket god funktion över hela mätperioden. DT100 är dock ett känsligt mätsystem som kräver varsam hantering och noggrant arbete i samband med data överföring, fjäravläsning, kontroll och programmering.

För att säkerställa data avläsning, kontroll samt dataöverföring till MCE's datorer utformades ett särskild protokoll formulär vilket skulle ifyllas i samband med varje uppkoppling till mätstation. I de tillfälliga bortfall av mätdatainsamling kunde i efterhand konstateras dåligt uppföljning av dessa instruktioner. För att säkerställa kvalitét av mätförfarandet är nödvändigt upprätthålla krav på noggrant dokumentation av samtliga uppkopplingar till mätstation där återställning av erforderliga parametrar till inställningsvärde dokumenteras.

Vidare, visa funktioner under mätinsamlingsperiod föranledde problem med det insamlade mätunderlag. Det är värt att nämna bortfall av mätstation hus Sundberg p g a blixtnedslag i ett till husets angränsande område. Instrumentet visar överkänslighet för överspänningar via RS232 snitt, detta bör säkras med noggrant jordning och dessutom överspänningsskydd för 220 V störningar, samt via uppkoppling till modem. I samband med blixtnedslag blev instrumentet förstörd och omfattande reparation blev nödvändigt hos DT100 leverantör.

DT100 instrumentet uppvisade också problem med IC-krets som hanterar kanal urval under mätförfarandet (scanner funktion). Detta är dock ett problem som kan hänföras till tillförlitlighet för IC-kretsar funktion och prestanda. Efter reparation kunde projektet avslutas utan störningar.

P g a MCE's tekniker bristande erfarenhet med DT100 utfördes i början av projektet några felaktiga uppkopplingar av givare vilka under ett vis tid gav missvisande mätresultat. Även projekt ansvarige genomförde visa misstag p g a bristande erfarenhet med systemet i samband med både dataöverföring och återställning av mätstation parametrar för datalaggring samt med hantering av databasen varvid del av mätunderlag förlorades. Bortsett från utnämnd missöde genomfördes mätdatainsamling utan större problem än det som förekommer i övriga mätprojekt.

Ur mättekniskt synpunkt bör nämnas att möjlighet med fjäravläsning bevisades som ett klart överlägsen system i förhållande till MCE's normala resurser som utkräver att datainsamlings säkerhet vilar på regelbundet besök av mätstation av antingen MCE's teknisk personal eller att MCEs förlitar sig på en drift tekniker som kan åta sig genomföra diskett utbyte och frakta mätdisketten till MCE. Det fjärravläst mätsystemet tillåter däremot, förutsatt noggrant uppföljning av protokollföring för dataavläsning, att mätdata finns alltid på minst två olika datamedia från och med avläsning tillfälle. Vidare, kostnader kunde minskas för mätuppdrag.

3. LJUDNIVA MÄTNINGAR

3.1 Inledning

Ljudnivå mätningar utfördes hos samtliga hus. Syfte var att utröna om förekommande ljudnivån skulle utgöra risk för överträdelse av gängse praxis beträffande inomhus ljudklimat, enligt Svensk Byggnorm.

3.2 Mätningar

3.2.1 Instrument

Ljudnivå mätningar utfördes medelst ett instrument typ 2209, fabrikat Bruel & Kjaer, serie Nr.645287, utlånad efter kalibrering till MCE av Institutionen för Teknisk Akustik/KTH.

3.2.2 Mätförfarande

Mätningarna utfördes hos Björk, Sundberg, och Wikmans hus den 6 oktober 1989. I varje mättillfälle instrumentet placerades ca 60 cm från golvyta och minst 1 m i från närmaste väg. Ljudkälla fanns vid olika höjdpunkter beruende på ljudkälla och installationstyp. Inga särskilda mätmetoder tillämpades för att fokusera ljudkälla, därför, mätningar är att betrakta som representativa av en genomsnyttlig ljudnivå värde för förekommande ljudklimat.

Mätningarna utfördes dagtid under en normal arbetsdygn, därmed omgivnings ljudnivån är beaktas som normalt förekommande för villa område. Därför är slutresultat för uppmät ljudnivån att betrakta som något högre än förväntad ljudnivå nattetid.

Vid samtliga mätvärdes avläsningar inväntades ca: 2-3 minuter för rms avläsning. Ingen top-värde avlästes.

3.2.3 Instrument Inställning

Instrumentet inställdes enligt följande:

Vägningsfilter	A, B, C och Linjär
Signaltyp inställning	rms avläsning (slow)
Mikrofon	1/2 tum, 5-20 KHz \pm 2 dB
Instrument Placering	ca. 1 meter från ljud källa
Operator placering	ca. 1 meter från instrumentet.
Mät onogranhet	\pm 2dB(A)

Varvid mätningarna utfördes enlighet med IEC 179.

Vägningsfiltren verkar mellan instrumentets ingångs- och utgångsförstärkarna och deras karakteristisk kurva är något anorlunda för A, B och C filtren. Frekvensberuendet av instrumentet svar är sämst för A filtren, framför allt mot

låga frekvenser. A-filtren används dock vanligen vid redögörelse av ljudnivåmätningar. I varje fall både A, B och C filtren uppfyller IEC-179 rekommendationen.

För att minska operatörens inflytande på ljudfältet vid mikrofonen, placerades mätningen cirka en meter backom mätinstrumentet så att avläsningsmöjlighet var bra och störning framför mikrofonen minimerades. Ingen rörelse förekom under mättillfälle.

3.3 Ljudnivåmätningar

3.3.1 Björks hus

Mätningar vid olika rum i huset, vp-systemet under normal drift:

Lokalitet	Pump i drift		Pump avstängd	
	A	LIN	A	LIN
Källaren	50	66	43	55 dB
Sovrum (källaren)	41	54	42	54 dB
KPR (bv)	42	56	-	-
Sovrum(bv)	41	54	-	-

Mätningar vid konvektorn för olika driftinställningar. Konvektorn inställd vid olika fläkthastigheter, mätinstrument ca 1 m från konvektor, ca 1 m höjd.

Konvektor	1		2		3		från	
	A	LIN	A	LIN	A	LIN	A	LIN
Vard.rum(bv)	43	57	50	60	49	64	44	55 dB
Hall (bv)	41	54	40	56	47	60	44	55 dB
Källaren	41	54	43	57	48	63	40	53 dB

Dessutom, mätningar utförd i huvudsovrum och med dörren till hallen i öppetläge:

Sovrum (bv)	41	54	40	56	45	59	44	54 dB
-------------	----	----	----	----	----	----	----	-------

3.3.2 Sundbergs hus

Mätningar utfördes vid olika rum i huset, med värmepump i både avstängd och i drift läge

Lokalitet	Pump i drift		Pump avstängd		
	A	LIN	A	LIN	
Tvätttrum	56	73	47	61	dB
Köket	47	62	47	61	dB
Sovrum 1	47	62	47	60	dB
Vard.rum	50	60	46	59	dB
Allrum	47	62	46	59	dB
Sovrum 3	45	59	45	58	dB
Hall	45	59	46	59	dB
Sovrum 2	50	60	39	60	dB

Mätningar vid olika rum i huset, upprepad med värmepump i både avstängd och i drift läge och även med fläkt avstängd:

Lokalitet	Pump och fläkt i drift				Pump avstängd Fläkt i drift				Pump och Fläkt avstängd			
	A	B	C	LIN	A	B	C	LIN	A	B	C	LIN
Tvätttrum	56	63	71	72	47	50	54	60	34	35	40	48
Köket	45	49	53	58	43	45	49	57	34	35	42	50
Sovrum 1	41	45	48	57	41	41	45	56	34	35	41	49
Vard. rum	42	43	47	57	41	41	43	54	35	34	40	49
Allrum	50	54	57	60	44	46	48	58	34	35	40	50
Sovrum 3	40	41	44	56	40	41	45	46	34	35	40	50
Hall	44	47	49	55	42	42	46	55	35	35	41	49
Sovrum 2	42	44	48	56	41	43	45	58	34	34	42	49

3.3.3 Wikmans hus

Mätningar vid olika drift inställningar av konvektor:

Konvektor	1		2		3		från	
	A	LIN	A	LIN	A	LIN	A	LIN
Vard.rum	41	54	42	55	50	65	41	53 dB

3.4 Slutsatser

Ett godtagbar inomhus ljudnivån ligger kring 30-35 dB, mät vid filter inställning A (enligt IEC 179 rekommendationen). Samma typ av max-ljudnivå återges i Svensk Byggnorm, Kap 34, PFS 1980:1 rubricerad "Ljudklimat".

Beträffande SBN 34:23 krav på ljudnivån, säges:

..."En byggnads installationer m m skall anordnas så, att vid normal verksamhet i byggnaden ljudnivån för varaktiga ljud från inom byggnaden men utom lägenheten beläget utrymme inte överstiger 30 dBA i sovrum och vardagsrum och 35 dBA i kök. Under dagen (kl 07-20) får ljudnivån uppgå till 35 dBA i sovrum och vardagsrum." ...,

..."Installationer i lägenheten som är avsedda att fungera dygnet runt (ventilations- och värmeanläggning, frysskåp, kylskåp o d) skall anordnas så, att ljudnivån inte överstiger 30 dBA i lägenhetens sovrum och vardagsrum."...

Vid mätning av ljudnivån godtas normalt att varje typ av störningskälla typ värmeinstallation, ventilationsanläggning, kylskåp, etc, bedöms var för sig. I det aktuella fallet har syftet varit att endast värderade inverkan av VP-anläggningen eller värmedistribution system på inomhus ljudklimat i varje villa, därför redovisas ingen resultat av andra än det samansatta ljudverkningsseffekt på instrumentet vid avstängd eller i drift VP respektive konvektorer.

Diskussion av erhållit mätresultat baseras på mätvärdena redovisad under filter inställning A.

Man kan konstatera att i frånvaro av ljudkällor, se ex. vis mättabell för Sundbergs hus, är 30-35 dBA ett förekommande ljudnivån, vilket är helt i enlighet med normenligt värde.

3.4.1 Konvektorer

Ljud bidrag från konvektorn inställd vid läge 1 kan betraktas som försumbart (ca: 40 ± 2 dBA, ± 5 dBA spridning av mätvärde). Konvektorer ökar ljudnivån till ca $42-45 \pm 2$ dBA (± 5 dBA spridning av mätvärde) vid inställning i lägges 2 och till ca $50-55 \pm 2$ dBA (± 5 dBA spridning av mätvärde) vid fläkt i position 3. Detta gäller både Wikman och Björks hus.

Fläkt inställning vid position 3 alstrar ett ljudtryck som bör upplevas som besvärande vid längre vistelse i rummet. Detta bör dock vara ett situation som uppstår endast vid hög värmebehov, antagligen under korta tidsperioder vintertid för både Wikman och Björks villor.

Vår uppfattning är att konvektorer kan vid det har experimentellt fall accepteras för kontinuerlig drift, vilket normal sker vid inställning läge 1 eller 2. Drift vid läge 3 förekommer endast i undantagsfall. I ett mer långsiktigt perspektiv bör dock rekommenderas att Thermia vidare utvecklar tekniken eller söker andra produkter för ändamålet i o m att dom i bruck i Nyköpingsprojektet inte uppfyller normkrav vid högsta belastning behov.

3.4.2 Fläkt och värmepump

Beträffande Sundbergs villa kan man konstatera att, i frånvaro av både fläkt och värmepumps inverkan som ljud källor, förekommer ett ljud nivå kring 30-35 \pm 2 dBA, vilket är att betrakta som helt normenligt inomhus ljudnivå. I mätningarna, utförd under dagenstidsinterval (kl 07-20) ingår inverkan av kylskåp och andra ljudkällor från omgivning. I mätningarna ingår dock inte i- och avtappning av vatten.

Värmepump inverkan på inomhus ljudnivån begränsas huvudsakligen till den av kompressors alstrad ljud, ett tidsvis förekommande ljudkälla. Förändring i ljudtrycket är relativt låg, den ligger i genomsnitt kring 3 \pm 2 dBA.

Det är dock värt att notera att både tvättrum och allrum uppvisar ett ljud förändring av ca 9 respektive 6 \pm 2 dBA.

Ljudets verkning är desutom lokalt, dessutom fortplantning till övriga delar av byggnaden är låg.

Luftburen värme distributionssystem har ett fläkt monterad vid värmepump. Fläkt inverkan på ljudnivån i huset är däremot ganska stor. Dessutom ljudet fortplantas mycket bra genom fläkt-och värme distributions kanaler. Mätningar uppvisar ett ljudtryck förändring av i genomsnitt ca 8 \pm 2 dBA. Vidare, det kan konstateras att vid tvättrum och allrum är ökning av ljudnivån 13 respektive 10 \pm 2 dBA. I övrigt är ljudnivån i huset ca 40 - 47 \pm 2 dBA under drift av fläkt för luftburen värmedistribution. Detta betyder ett fördubbling av ljudtrycket i förhållande till frånvaro av fläktdrift.

Vid normal drift av både VP- och fläkt för luftburen värmedistribution uppmäts ett ljudnivå mellan ca 40 - 56 \pm 2 dBA, beruende på mätpunkt. Både tvättrum, allrum och vardagsrum samt köket uppvisar de högsta värde, samtliga i klart överträdelse av byggnorm rekommendationer.

3.4.3 Rekommendationer

Enligt förekommande normenliga bestämelse för inomhus ljudklimat, skall inomhusmiljö med installerad värmeanläggning avsedd att fungera dygnet runt uppvisa ett ljudtryck som inte överstiger 30 dBA i lägenhetens sovrum och vardagsrum. I det aktuella fallet, vid bedömning av ljudklimat bör man dessutom utgå ifrån att nödvändiga VP-drift former vintertid kommer att kräva högre belastning av anläggningen. Detta betyder längre tider och mer varaktigt förhöjd inomhus ljudnivå som kan komma att upplävas som mycket störande.

Vid normal drift av värmeanläggning hos Sundberg är ljudnivån ca 45 dBA. I tvättrum och allrum är dock ljudnivån 56 respektive 50 dBA. Detta är en fullständigt oacceptabel ljudnivån.

Hos Björk och Wikmans projekt är däremot situationen anorlunda. Ljudnivån i närheten av konvektorer kan vara hög beroende på driftform (inställning 1, 2 eller 3). Konvektorn som sådan är dessutom ett produkt som tydligen marknadsförs fritt i landet, eventuellt klagomål bör därför ha förekommit tidigare.

Ingen övergripande åtgärd är nödvändigt, däremot rekommenderas noggran tillsyn och kontroll av fläktar i konvektorerna. Vibrationen av motorfläktar, allmänt mekanisk glap och dylig kan öka betydligt de uppmät ljudnivåer. Därför, tillsyn av infästning i gummibusningar eller dyligt i konvektorer bör kontrolleras regelbundet. Aldrandet av gummi- och plastmaterial samt skakning kan ytterligare försämra uppmät ljudnivån.

4 VÄRMEDISTRIBUTIONSSYSTEM

4.1 Människans värmebalans - "kännbar" rumstemperatur

4.1.1 Principer

Människan avger sin värmeutveckling, för vuxna ca $70 + 5 \cdot E$ (W), där E betecknar effekten för utträtt fysiskt arbete, genom konvektion till omgivande luft och lågtemperaturstrålning till omgivande ytor. Värmekomfort erhålls, när denna värmeutveckling kan avges med $+32$ à $+33$ °C hudtemperatur. Sålunda påverkas komfortabla omgivningstemperaturer av fysisk aktivitet, klädsel och lufthastighet, "drag", kring kroppen. För normal inomhusaktivitet och klädsel är det komfortabla värdet t_K för den "kännbara" temperaturen $+20$ till $+23$ °C, varvid såsom riktvärde:

$$t_K = 0,5 \cdot t_L + 0,5 \cdot t_Y - 5 \sqrt{w - 0,1} \quad \dots 4.1$$

med

t_L = lufttemperatur kring kroppen (°C)

t_Y = medeltemperatur för omgivande ytor (°C)

w = lufthastighet (m/s), praktiskt aldrig lägre än 0,1

Denna temperatur mäter ej normala temperaturmätinstrument, vars ringa yta och volym gör, att de praktiskt taget endast registrerar lufttemperaturen t_L . Dock blir oftast t_L och t_Y nära lika utom i närheten av fönster med solinstrålning eller låga utetemperaturer, då t_Y blir väsentligt högre resp. lägre. Det som uppfattas såsom "kalldrag" vid fönster är oftast effekten av kraftig värmeutstrålning mot en kall fönsteryta, t_Y är lågt.

En riktig bestämning av t_K förutsätter ett fastställande av dettas värde för olika kroppsdelar. t_L varierar ofta i höjddel och t_Y får olika värden för olika kroppsdelar, om de omgivningsytor som "syns" från olika delar har olika medeltemperaturer t_Y .

Här utgör åter kalla fönsterytor ett typiskt exempel. De kroppsytor som är vända mot förnret "känner" därvid ett lägre t_K än de som är vända mot rummets innerytor med högre t_Y . För god värmekomfort krävs, att t_K för de olika kroppsdelarna ej överstiger ca 3 °C.

Speciellt ogynnsamt förhållande ger högre temperaturer för huvud än för fötter. Det måste också beaktas, att lufthastigheten w kan skilja väsentligt för olika kroppsdelar, om luftinblåsninganordningar finns i dessas närhet. Ett rums

värme komfort kan alltså ej beskrivas med angivande av en temperaturmätning, dvs fastställande av lufttemperaturen, på exempelvis 1,5 m höjd.

Vid golvet nära ett tvåglasfönster utan värmande radiatoryta och under kall väderlek kan, trots genom "kalluftras" efter fönstret t_L bli $+20\text{ }^\circ\text{C}$, w vara $0,2\text{ m/s}$, samt den kalla fönsterytan ge ett värde på t_Y av $+18\text{ }^\circ\text{C}$ vid lufttemperatur t_L inne i rummet på $+22\text{ }^\circ\text{C}$ och $w = 0,1\text{ m/s}$. Därigenom blir den "kännbara", "komforttemperaturen" $t_K = 0,5 \cdot 18 + 0,5 \cdot 20 - 5 \cdot \sqrt{0,1} = 9 + 10 - 1,5 = +17,5\text{ }^\circ\text{C}$, dvs en komfortmässigt alltför låg temperatur, i synnerhet som den drabbar de "fryskänsliga" fötterna.

Nästan utan undantag används dock en rumslufttemperaturmätning som karakteristik av ett rums komfort, varvid självfallet ej någon förklaring erhålls till varför klagomål på "kalldrag" etc uppkommer. Detta är vanligt för lokaler utan radiatorer under fönstren och med varmluftsystem, som ökar lufthastigheterna w i rummet.

Sålunda påverkar människans värmebalansförhållanden i hög grad lämpligt utförande av lokalvärmarna och deras placering, om god temperaturkomfort skall kunna nås. En värmepump, som för erhållande av lägsta installationskostnad direkt värmer lokalluften för inblåsning på ett eller ett fåtal centrala ställen, kan ge upphov till dålig temperaturkomfort.

Enligt ovan erhålls vid fasadfönster utan värmeytor alltför låga "kännbara" temperaturer under kall väderlek, speciellt nära golv, om komfortabel temperatur skall hållas i lokalens inre delar, dvs icke för hög.

4.1.2 Enkät undersökning

I syfte att utröna bedömningen av bostadskomfort genomfördes ett enkätundersökning under perioden 891203 (v 89:49) t o m 900415 (v 90:15), d v s sammanlagd nitton veckor under senare del av mätperiodens.

I enkät togs upp följande bedömningar: temperatur, drag, ljudnivån, fuktighet och allmänt komfort. Värdering av dessa parametrar gjordes av de boende i form av subjektiv bedömning i en enkelt gradering skala med tre alternativ. Bedömningen begärdes enligt en dagligt schema. I enkät begärdes också angivelse av termostat inställningar för värmepump, El- eller värmeelement och för omkopplare för luft konvektorn enligt vad som förekom i huset i frågan.

Under utvärderingsperiod registrerades ett lågtemperatur dygn med $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ (uppmät 89-12-15, kl 21:30 hos Sundberg). Det är dock värt att nämna att under den vecka (vecka 89:50) är köld upplevelse urfasad mellan Björk och Sundberg och Wikman i två dagar.

4.1.2.1 Resultat av Enkät undersökning hos Björk

Hos delprojektet Björk kan härledas följande slutsatser av inneboende upplevelse av det allmänna komfort i huset:

Under hela utvärderingsperiod har man funnit att fuktighetsnivå är lagom. Detta oavsedd inställningen för termostat av el-element, luftkonvektorer eller värmepumpen. Dessutom, låg utomhustemperatur har tydligen inte medfört kondens, även vid så låg temperatur som $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$. Vidare, det finns ingen kommentar angiven om eventuellt förekomst av fukt i samband med matlagning, tvättning eller dylik.

Drag bedömdes som ej kännbart under de fyra första veckorna, med undantag av 89:v50, 891213-14 då anges som kännbart. Under 90,v01 och v02 anges drag som kännbart, dock acceptabel. Resten av utvärderingsperiod anges drag vara ej kännbart. Det tycks inte finnas annan förklaring en låg utomhustemperatur (under samma period anges termostat för värmepump vara justerat till $22\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Ljudnivån i huset bedöms som acceptabel praktiskt taget över hela utvärderingsperiod. Dock, under 89, v49; 90, v02 och 90, v06 anges ljud vara ej hörbar, vilket sammanfaller med inställning i läge 1 för luftkonvektorernas fläktar. I övriga veckor har en eller flera konvektorer justerade med fläkinställningen i position 2 eller 3.

Normalt är vid position 2 eller 3 för fläkt system som ljud blir klart störande (ca 50 dB(A)), därför kan antagas att vid hög belastning på konvektorer är ljud nivån i huset klart kännbart och kan upplevas som störande. Ljudmätningarna visar att detta kan bli aktuellt vid inställning i läge 3 under dagtid. Emellertid, nattetid kan situationen bli annorlunda med allmänt sänkning av omgivnings ljudnivån, då kan även inställningen i läge 2 upplevas som störande i sovrum i bv, framför allt med öppet dör mot korridoren och hallen.

Inomhus temperatur bedöms som lagom under mesta del av utvärderingsperiod. I samband med extrem låga utomhustemperaturer ($-23\text{ }^{\circ}\text{C}$), uppges dock ett låg inomhustemperaturen.

Man kan också konstatera av redovisade synpunkter att justering av både luftkonvektorer, termostat och värmepump har oftast förekommit. Värmepump termostat har justerats mellan 22 och 23 $^{\circ}\text{C}$ både i samband med angivet för låg inomhus temperatur och även då inomhus temperaturer redovisas som lagom. Justering i $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ för värmepump termostat torde inte ge någon markant förändring så att allmänt temperatur komfort i husets kan upplevas som varken förbättrad eller försämrade.

Det är också redovisat en oftast förekommande justering av termostat på värmeelement och fläktar för konvektorer. Temperatur inställningen hos värmeelement har varierat mellan 18 $^{\circ}\text{C}$ och 22 $^{\circ}\text{C}$ utan en klart uppvärmningsstrategi. Första veckan under utvärderingsperiod (891203-891210) hade man inställt samtliga värmeelement termostat vid 19 $^{\circ}\text{C}$, med undantag av källarvåning där inställningen var 20 $^{\circ}\text{C}$. I mitten av nästa veckan ändrades samtliga värmeelement termostater från 19 till 20 $^{\circ}\text{C}$, i källarvåningen däremot sänktes från 20 till 18 $^{\circ}\text{C}$. Nästa vecka lyftes upp samtliga termostat inställningar till 22 $^{\circ}\text{C}$. Under samma veckan anges upplevd inomhustemperatur som "lagom - för låg - lagom".

Det bör nämnas att strax innan man startade utvärderingsperioden fick huset nya ägare. Den ny inflyttad yngre familj med spädbarn hade antagligen ingen rutin för reglering av husets värmesystem. Dessutom, mot senare del av utvärderingsperiod konstateras ett jämnare inställning av termostater i huset och dessutom är uppfattningen av allmänt komfort genomgående "bra", istället för "dåligt" eller "acceptabel".

Den allmänna komfort i huset är dock sammanfattningsvis bra för hela perioden och det finns inga anmärkningar som kan tolkas som indikation på bristande funktion eller allmänt komfort i huset. De få förekommande påpekande tolkas snarare som indikation för engagemang i utvärderingen samt inläring av husets funktion och svar för värme- och komfortstyrning.

4.1.2.2 Resultat av Enkät undersökning hos Sundberg

Liksom föregående fall är det i Sundbergs villa delprojek också uppretad en enkät undersökning under samma period.

Fuktighet i huset upplevdes också som lagom under hela utvärderingsperiod, oberoende av uppvärmningsform eller utomhustemperatur. Det gavs inga kommentarer i enkät om eventuellt förekomst av kondens eller annan förhöjd fukt nivå i huset, varken i samband med låg utomhustemperatur eller tvättning eller matlagning. Tydligt, den tillkommande luft omsättning p g a luftburet värmedistribution föranledde ingen försämring av fuktigheten i huset eftersom den uppfattades som lagom oavsedd drift form för värmetillförsel och utomhustemperatur, trots att luft insugning för värmepumpen är placerad i grovkök-tvättstugan, bredvid toalettrumet.

Husets beskaffenhet tyck vara sådan att byggnaden kan betraktas som tillräckligt tät utifrån inneboendes bedömning, ty oavsedd utomhus temperatur förhållandena eller drift form för uppvärmningen tycks inte finnas drag i huset. Frånvaro av drag under hela utvärderingsperiod bör också uppfattas som en indikation på att luftburet värmedistributions system inte uppfattas som störande ur luft rörelse synpunkt inne i huset, då även vid enbart värmepump drift upplevdes ingen drag. Det bör dock nämnas att luft utsläppts mynningar är högplacerade i samtliga rum och riktad så att luft tillströmning sker parallell med tak, därför är osannolik att under normal vistelse i rum kan luft rörelse uppfatta som kännbart. Dessutom, i samband med utvärdering och granskning av ljud i huset genomfördes mätningar av luft hastigheten i den luft buren värmedistributions system. Lufthastighet uppmät vid förgreningskanalen, efter värmepumpens värmeväxlare, gav en medelhastighet av 4.1 m/s. Lufthastighet uppmät vid utsläpp punkt för luftburet distributionskanal, var olika vid olika utmynningspunkter längs varmluft distributionskanal, i genomsnitt erhöles en medel hastighet av 1.2 m/s.

Ljud nivå upplevdes dock alltid som besvärande i samband med värmepump drift. För närmare utvärdering av förekommande ljudnivån i huset hänvisas till kapitel 4.1.2

Av inlämnade underlag i enkät framgår att värmepump termostat var praktisk taget alltid inställd vid 20 °C och att detta utgav en slut temperatur på olika rum av i genomsnitt 22 °C. Detta kan var en indikation på att värmepump termostaten var inte korrekt inställd. Element termostat var inställd vid 22 °C, vilket tydligen var bättre kalibrerade än värmepump termostat, trots ny installation av värmepumpen. Detta är dock svår att hävda eftersom termostat inställningen bör relaterats till placering för avkännande element, funktion, etc.

I samband med en rekord låg utomhus temperatur (-23 °C, B91215, v 50) noterades att golv temperaturen hade sjunkit till ca 13 °C och att tak temperaturen stannade vid ca 18 - 19 °C. Under dessa förhållandena upplevdes ingen komfort i huset med enbart luftburet värme tillförsel, därför tillkopplades elvärme under några timmar. Eftersom huset är byggt på ett betong platta kan antagas att golv isolering är av sämre kvalitet.

Det är också värt att nämna att under december 89, veckan 49 konstaterades att enbart elvärme gav ett något sämre allmänt komfort.

Trots visa påpekande angående de allmänna komfort under exempel viss mycket låg utomhustemperatur, den allmänna komfort i huset bedömdes generellt sett som acceptabel, oavsedd uppvärmningsform (el- eller värmepump). Det klart negativa del med installerade luftburet värmedistributionsystem i huset är den höga ljudnivån som alstras i fläkt system som trycker luft igenom värmepumpens värmeväxlare. Det framgår av utvärderingen att ljud nivån är klart störande och besvärande för den allmänna komfort i huset.

Vidare, det framgår klart av både mätningar och enkät utvärdering att temperatur fördelningen inom varje rum blir inte bra. Det framgår klart att endast konvektiv rörelse av luftburet värme (utsläpp för varm luft i tackhöjd) är inte tillräckligt för att anbringa komfort med en lagom golvtemperatur.

4.1.2.3 Resultat av Enkät undersökning hos Wikman

Hos Wikman är enkät undersökning något begränsad eftersom det saknas svar för tre veckor och dessutom den inlämnade information är inte svarat med samma omsorg som de övriga. Underlag om samtliga termostat inställningar saknas och redovisningen gjordes för perioder av flera veckor med samma bedömning för hela perioden. Följande slutsatser kan dock dras av den insamlade underlag:

Fuktigheten i huset bedöms också som lagom under hela utvärderings period, o-avsedd förekomst av låg utomhustemperatur eller andra upptänkliga källor för ökad fuktighet. Det gavs ingen kommentar som kan relaterats till matlagning, tvättning eller dylikt. Dessutom, i källaren utfördes hobby arbete med lära, där även en torkningsung kunde vara tillfälligt i drift, eller blöt lära kunde vara under bearbetning eller hållas fuktigt under flera dagar.

Drag i huset uppfattas som låg eller ej kännbart under hela perioden, även under dagar med låg utomhustemperatur.

Ljudnivån klassas som kännbart för hela perioden. En närmare förklaring av detta är svårt att ange eftersom i enkät redovisas inte inställningen för luftkonvektorn i vardagsrummet (se 3.3.3). Detta är dock den enda ljudkälla som kan tänkas bidra till kännbart ljudnivån i huset. Värmepumpen är placerade i källaren och dessutom parallell kopplad en olje panna. Vidare, som uteluft värmepump, den kunde inte ha varit i funktion vid så låg utomhustemperatur som $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Det är sannolikt att konvektorn inställningen justerades vid position 3, och att placeringen av konvektorn bakom möbler och under ett fönster bräda medförde en något förhöjd ljudnivån i rummet. Den redovisat kännbart ljudnivån kan inte vara möjligt i huset övriga rum, därför tolkas som endast subjektiv bedömning förorsakade av troligen långa vistelse i det rum där konvektorn fanns installerad.

Inomhustemperatur bedöms för hela perioden som lagom, med undantag av den låg utomhustemperatur uppmät till $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ kring den 891214-15.

Den allmänna komfort i huset bedöms som bra under hela perioden, med undantag av köld dagar under december (89, v50).

4.1.2.4 Slutsatser

Det kan konstateras att den allmänna komfort bedöms allmänt sett som bra i samtliga delprojekt. Sundberg påpekande av kännbart ljudnivån är klart befogad och i övrigt redovisat i ljudnivån mätningar.

Vidare, trots allmänt tillfredsställelse hos Sundberg, framgår klart av mätningarna och upplevelse att luftburet värmedistributions system i enskilda hus är mindre lämpligt då gradienten mellan golv och tack blir vanligen för stor och därmed mindre behagligt.

Ingen har upplevt varken fukt eller drag som besvärande därför kan göras antagande att samtliga byggnader är lämpligt isolerade och täta dock med erforderligt ventilation för att inte förorsaka fuktighetsproblem. Detta är dock svårt att framhålla endast på basis av subjektiva bedömningar.

Det är intressant konstatera att ingen har påpekat fel funktion eller tekniska missöde med värmepump installationen i huset, fränsett från den uppvisade förhögt ljudnivån hus Sundberg. Wikman har dock utnämnd att visa svårigheter hade förekommit i samband med den speciellt installerad mikroprocessorn styrning av oljepannan och värmesystem, detta är dock ett mindre störning under igångkörning av anläggningen som korrigerades innan genomförande av enkät undersökning.

Under hög belastning av värme system är det klart att konvektorerna är mindre trevligt p g a den kännbara ljud nivån som uppstår när fläktsystem är inställd vid maximalt verkan. Detta är ett problem som eventuellt kan förbättras med bättre konvektorer eller förbättrad design. A andra sida är driften med maximalt fläkt verkan endast förekommande under hög behov av värme tillförsel, därför är i det aktuella fallet något som kan slutligen bedömas som acceptabel.

4.2 Värmebehov

4.2.1 Tappvattenvärmebehov

Tappvattenförbrukningen för en lägenhet eller villa har en normal spridning mellan 100 och 300 liter per dygn beroende på antalet innevånare och vanor. Ett medelvärde ligger omkring 150 l. En lägsta acceptabel tappningstemperatur är +45 °C, vilket innebär minst +50 °C tillgängligt från varmvattenberedarens utlopp. Ingående kallvattentemperatur är vintertid ned till c:a +5 °C, sommartid upp till c:a +15 °C. Största, dimensionerande tappning är omkring 20 l/min eller 0,3 l/s. Dessa förutsättningar ger följande värmebehov, en liter vatten kräver $4,2 \text{ (kWs/}^\circ\text{C)} \cdot (50 - 5) \text{ (}^\circ\text{C)} = 189 \text{ kWs}$:

- a. Värmeeffektbehov för dimensionerande tappning

$$QTD = 0,3 \cdot 189 = 57 \text{ kW}$$

- b. Dygnsmedeleffektbehov $QTm = 150 \cdot 189/24 \cdot 3 \text{ 600} =$

$$= 0,33 \text{ kW.}$$

- c. Årsvärmebehov, 340 dygn med hänsyn till semestrar etc.

$$QTÅ = 340 \cdot 150 \cdot 489/3 \text{ 600} = 2 \text{ 700 kWh såsom riktvärde.}$$

Dessa siffror visar, att det för en villa knappast är rimligt att direktvärma tappvatten, vilket skulle kräva panneffekt QTD. En villaoljevermepanna ger maximalt c:a 30 kW. Därför används tappvarmvatten ackumulatörer med omkring 200 liter volym motsvarande ett dygnsbehov. Tappvattenvärmningen kräver då endast dygnsmedeleffektbehovet QTm. Värmeförluster erhålls dock från ackumulatören, vanligen lägst c:a 0,1 kW och ofta över 0,2 kW eller minst 900 kWh per upp till över 1 800 kWh/år. Ett normalt variationsintervall för tappvattenvärmningens värmebehov blir därvid, inklusive värmeförluster från ackumulatör

$$QTmt = 0,3 \text{ till } 0,9 \text{ kW dygnsmedeleffekt}$$

$$QTÅt = 2 \text{ 500 till } 7 \text{ 500 kWh årsbehov}$$

Tillgänglig värmeeffekt från villans varmepanna, varmepump etc måste prioritera tappvattenvärmningen framför rumsvärmningen. Om tapptemperaturen vid större tappning börjar sjunka under lägsta "komfortabla" temperatur, c:a +45 °C, måste största tillgängliga effekt inkopplas för tappvattenvärmningen.

Eftersom värmekapaciteten i byggnaden är avsevärd, se avsnitt 4.2.2, blir bortkoppling av rumsvärmen för tappvattenvärmning fördelaktig från komfortsynpunkt.

4.2.2 Rumsvärmebehov

FIG 4.1 och 4.2 ger underlag för beräkning av lokalvärmebehovet under olika förhållanden. Bland annat kan beräkning ske av möjlig värmebesparing genom nattsänkning liksom behövlig rumsvärmeeffekt för återvärmning.

Oftast utförs nattsänkningen på ett sätt, som innebär ett ökat värmebehov och i stället en dagshöjning av lokaltemperaturen. För människan är med stor sannolikhet komfortabel temperatur på morgonen ej lägre än på aftonen. Minskad värmeförlust under natten sjunker innetemperaturen. Startar uppvärmningen på morgonen återvärmningslokalen ej omedelbart. En lämplig kvällstemperatur blir då en för låg morgontemperatur. Alltså väljs ofta en högre värmningseffekt under dagen, så att en sänkning under natten från en "för hög" lokaltemperatur ger en komfortabel morgontemperatur.

Skall nattsänkningen resultera i en lokalvärmebehovsminskning med en jämn och "behagligt" låg temperatur under icke-sovtid behövs en relativt tidig start för nattsänkningen liksom återvärmningen. Vid sovtidens slut skall lokaltemperaturen åter ha nått den komfortabla nivån och icke därefter höjas, dvs värmeförlust skall minskas från det höga värdet för återvärmningen.

Med hjälp av ekv 4.3 i FIG 4.1 skall detta illustreras. Det är väsentligt, att här framhålla att de enkla beräkningsprinciperna i FIG 4.1 med hjälp av FIG 4.2 praktiskt tillämpats med god överensstämmelse med verkligt uppmätta temperaturförlopp. Fallen har varit av vitt skilda typer, från nattsänkningar i bostadshus till nattkyllning av varuhus sommartid och kontorsbyggnader i tropiskt klimat. Den största svårigheten ligger i att rätt bestämma och beräkna förutsättningar såsom byggnadens utförande, k-värden och uteluftsomsättningar.

Försök att medelst datorberäkningar med utnyttjande av mer exakta värmebalanser nå noggrannare resultat blir i realiteten meningslösa. Härför behövs mer arbetstid nyttjas långt effektivare till noggrannare fastläggande av ovan nämnda förutsättningar för noggrannare beräkningsresultat med här beskrivna enkla beräkningsmetoder.

Innetemperaturen t_I antas vara $+22\text{ °C}$ kl 22 och utetemperaturen $t_U = 0\text{ °C}$ under hela den här aktuella perioden. Per m^2 bostadsyta A behövs därvid för konstant t_I värmeförlust $QL/AB = 1,8 \cdot (22 - 0) \cdot 7 = 33\text{ W/m}^2$. Lokaltemperaturändringen Δt_I vid "icke balanserad" värmeförlust blir enligt ekv 4.3:

$$\Delta t_I = [QL / (1,8 \cdot AB) - t_I + t_U + 4] \cdot \tau / 56$$

Antas att QL/AB minskas från 33 till 16 W/m^2 kl 22 till kl 6, dvs $\tau = 8\text{ h}$ erhålls

$$\Delta tI = [16 / 1,8 - 21 + 0 + 4] \cdot 8 / 56 = -1,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

För att åter höja temperaturen från +20,8 till +22 °C kl 22 behövs värmeeffekten:

$$QL / AB = 1,8 \cdot (21 - 0) - 7 + 100 \cdot 1,2 / 16 = 43,3 \text{ W/m}^2$$

Jämfört med hållande av konstant $tI = +20,8 \text{ } ^\circ\text{C}$, som antas vara lägsta komfortabla temperatur, blir nu värmebehovsökningen på grund av en dygnsmedelhöjning av tI på

$$1,2 / 2 = 0,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$1,8 \cdot 0,6 = 1,1 \text{ W/m}^2$$

$$\text{eller ca } 100 \cdot 1,2 / 1,8 \cdot (20,8 - 0 - 4) = \underline{4 \%}$$

En "korrekt" nattsänkning skall alltså kl 22 och kl 6 ge $tI = +20,8 \text{ } ^\circ\text{C}$. För att nå maximal nattsänkning och värmebesparing behövs avstängning av värmen kl 22. Antas maximalt tillgänglig effekt för återvärmning vara $QL / AB = 80 \text{ W/m}^2$ gäller för perioden τ från kl 22 med $QL / AB = 0$ och tiden $8 - \tau$ återvärmningen till kl 6:

$$-(0 - tI + tU + 4) \cdot \tau = (80 / 1,8 - tI + tU + 4) \cdot (8 - \tau)$$

$$\tau = (40 - tI + tU) \cdot 8 / 36 = 19 \cdot 8 / 36 = 4,2 \text{ h}$$

$$\text{och } \Delta tI = (0 - 20 + 0 + 4) \cdot 4,2 / 56 = -1,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Värmebehovsminskningen jämfört med hållande av konstant +20,8 °C kl 22 till kl 6 blir genom den i medeltal ca 0,6 °C lägre tI under denna period på 8 timmar

$$1,8 \cdot 0,6 = 1,1 \text{ W/m}^2$$

$$\text{eller ca } 100 \cdot 1,1 \cdot 8 / 1,8 \cdot (20 - 0 - 4) \cdot 24 = \underline{1,3 \%} \text{ av dygnsvärmebehovet.}$$

Även en riktigt utförd nattsänkning ger sålunda en ringa besparing. Vid värmepumpvärmning erhålls dock praktiskt taget alltid en energibehovsökning. Värmepumpen får under återvärmningstiden, som blir lång på grund av ringa övereffekt hos värmepumpen, arbeta med högre framledningstemperatur och därmed kondenseringstemperatur än utan nattsänkning. Detta ökar dess drivenergibehov trots att den skall leverera något mindre värmemängd. För varje °C framledningstemperaturen höjs behöver värmepumpen nämligen ca 1,5 % större drivenergi. Nattsänkning skall sålunda ej användas vid värmepumpvärmning.

Den avsevärda värmekapaciteten hos en byggnad gör, att lokalvärmningen under kortare perioder utan komfortolägenhet kan få reducerad värmning, t ex vid stora uttag av tappvarmvatten. För bostäder innebär detta, att värmeanläggningens effekt normalt kan dimensioneras för summan av lokalvärme vid lägsta dygnsmedelutetemperatur och värme för dygnsmedelvärdet av varmvattentappning.

4.2.3 Värmebehov för provvillor

I FIG 4.6 - 8 anges från mätningar erhållna värden på rumsvärmebehov för provvillorna. Dessa värmebehov stämmer acceptabelt med de som kan beräknas med hjälp av byggnadsbeskrivningar och FIG 4.6 - 4.16. Följande normalårsförbrukningar gäller enligt husägares bedömning, betecknade H i tabellen, och "extrapolerat" från MCE/KTH:s mätningar perioden april 1989 till februari 1990, betecknade M, om värmepumpdrift ej förekommer.

Villa	Totalt elbehov (kWh/år)	Eldningsolja (m ³ /år)	Tappvatten (m ³ /år)
"Wikman"	H: 5 000 (hushållsel) M: 8 000 (- " -)	5 -	170 (varmt och kallt) 60 (endast varmt, 170 l/dygn)
"Björk"	H: 27 000 (direktelvärme) M: 28 000 (varav 5 500 hushållsel)	- -	200 (varmt och kallt) 45 (endast varmt, 120 l/dygn)
"Sundberg"	H: 24 000 (direktelvärme) M: 27 000 (varav 10 000 för hushållsel och tapp- varmvattenberedning)	- -	230 (varmt och kallt) -

Dessa siffror har en rimlig överensstämmelse med vad som redovisats under 4.2.1 och i FIG 4.1. Mätningarna har dock haft ett flertal perioder april 1989 till februari 1990 med avbrott. Mätningen av oljeförbrukning i hus "Wikman" har ej heller fungerat. För olika dygnslånga perioder har relativt stora variationer i energibehov vid lika utetemperaturer uppmäts. Detta torde till stor del bero på temperaturändringar i huset mellan perioderna och variationer i solvarmetillskott från varierande molnighet, skuggning och solhöjd, samt variationer i tappvarmvattenförbrukning. Alla husen har radiatortermostater.

4.3 Värmedistributionssystemets inverkan på den "kännbara" rumstemperaturen

4.3.1 Golvvärme

Grundläggande för utformningen av ett lämpligt värmedistributionssystem i ett bostadshus är de förhållanden, som behandlas avseende människans värmebalans i avsnitt 4.1. Det mest komfortabla värmesystemet kan erhållas med golvvärme, om det följande beaktas vid dess konstruktion:

- Golvytetemperaturen får ej överstiga c:a +28 °C, eljest blir fötterna obehagligt varma.
- Den högsta golvytetemperaturen skall hållas vid ytterväggar, där särskilt fönster eljest ger en låg "kännbar" temperatur vid lägre utetemperaturer.
- Varmvattenrören eller elvärmekabeln i golvet måste värma golvet i en konstruktion med minimal värmekapacitet. Förläggning i betong är speciellt ogynnsam härvidlag. Om en solig, mildare dag följer på en kall natt, erhålls på grund av en varm golvplatta med stor värmekapacitet kraftiga rumsövertemperaturer, även om värmeförseln helt avstängs. Plattan kan med sin relativt höga temperatur för det stora värmebehovet under natten avge alltför stor värmemängd, innan den svalnat.

Golvvärmens ger följande fördelar:

- Från komfortsynpunkt en gynnsam rumstemperaturfördelning med varmare fot- än huvudparti.
- Något lägre rumsvärmebehov vid komfortabel temperatur, som ger lägre rumsluft- och yttemperaturer på väggar och tak.
- Vid användning av värmepump erhålls högsta värmefaktor, om värmepumpen värmer vattnet i golvvärmesystemet med normalt lågt temperaturbehov, maximalt c:a +40 °C.

Golvvärmesystemet har dock den högsta installationskostnaden. Skulle det inbyggas i en befintlig, direktelvärmad villa såsom rumsvärmedistributionssystem för en värmepump, skulle denna kostnad bli orimligt hög.

4.3.2 Radiatorvärme

Värmning från radiatorer under fönster, oavsett om dessa direktel- eller vatten-

värms, ger också god komfort och energiekonomi av samma skäl som golvvärme, om än i mindre påtaglig grad. Speciellt erhålls för värmepumpar relativt högt temperaturnivåbehov för radiatorernas varmvatten, maximalt c:a +60 °C. Rumstemperaturfördelningen blir dock vanligen mycket jämn, se FIG 4.3, särskilt, såsom är aktuellt i denna figur, distributionsrören lagts i golvet. Detta medför också golvvärme vid just ytterväggarna.

4.3.3 Lokal varmluftinblåsning

Varmluft från egen- och fläktkonvektorer under fönster ger sämre komfort- och energiekonomi. Strålningsvärme från konvektorerna är ringa jämfört med radiatorerna, varför kompensationen för de relativt låga fönsterytemperaturerna måste göras med högre rumslufttemperatur. Ojämnare fördelning av den "kännbara" rumstemperaturen blir följd. Detsamma gäller användning av varmluft till rummen via kanaler. Detta system och fläktkonvektorer ger normalt väsentligt högre temperaturer vid tak än vid golv, eftersom varmluft primärt stiger mot taket, och dessutom fås högre luft hastigheter.

Varmluftkanalsystemet kan dock vid optimerat luftflöde för en värmepump, ge denna relativt låg kondenseringstemperatur, maximalt c:a +45 °C, och därmed högre värmefaktor. Ju större luftflöde som väljs, desto lägre blir kondenseringstemperaturen och kompressorns driftbehov. Å andra sidan ökar kostnaden för större luftkanaler och fläktdriften. Ett minimivärde för summan av dessa kostnader som funktion av luftflödet erhålls vid det optimala flödet.

Det måste också beaktas, att större luftflöden orsakar mer oljud eller högre kostnad för ljuddämpning.

4.3.4 Central varmluftinblåsning

Lägsta installationskostnad för värmepumpar i direktvärmda hus erhålls med enhetsaggregat med central varmluftinblåsning, dvs utan distributionssystem till villans alla rum. Detta medför dock, om värmepumpens värmeeffekt helt skall utnyttjas för lägsta energikostnad, mycket stora temperaturskillnader mellan olika rum förutom mellan golv och tak. Rum med ytterväggar och yttertak får med stängda inredningar oacceptabelt stor temperaturskillnad till rummet med varmluftinblåsningen.

Enligt FIG 4.4, som ger ett approximativt beräkningsunderlag för rumstemperaturbestämning vid central luftvärmning, ger 1 °C temperaturskillnad mellan två rum med en öppen dörr mellan dem ett egenkonvektionsluftflöde på c:a 0,13 m³/s eller omkring 500 m³/h. Detta luftflöde transporterar då 0,13 (m³/s) · 1,2 (kg/m³) · 1,0 (kW/kg, °C) · 1 °C = 0,16 kW = 160 W från det varmare till det kallare rummet. Har det kallare rummet denna värmeförlust till utomhus råder jämvikt. Vid 2 °C skillnad ökar luftflödet till 0,13 · √2 = 0,18 m³/s

och värmetransporten blir $0,18 \cdot 1,2 \cdot 2 = 0,44 \text{ kW} = 440 \text{ W}$. k-värde för en normal dörr är ungefär $2 \text{ W/m}^2, ^\circ\text{C}$. Stängs dörren mellan rummen blir värmetransporten genom denna sänkt till $2 \text{ (W/m}^2, ^\circ\text{C)} \cdot 2,1 \cdot 0,7 \text{ (m}^2) = 3 \text{ W/}^\circ\text{C}$ temperaturskillnad mellan rummen, dvs en obetydlighet. Egna prov i en tvåplansvilla, av Vattenfall utförda mätningar i villor och beräkningar enligt FIG 4.4 ger acceptabel överensstämmelse.

Per dörröppning, alltså ej vid stängd dörr, värmen skall transporteras från det direkt varmluftsuppvärmda rummet sjunker temperaturen i en normalvilla vid $0 \text{ }^\circ\text{C}$ utetemperatur c:a $2 \text{ }^\circ\text{C}$. Denna siffra ökar med ökande "central värmeeffekt", dvs för lägre utetemperatur, och vice versa. Givetvis förutsätts ingen annan rumsvärmning i drift.

Av de samband, som ges i FIG 4.4, kan temperaturskillnaden $\Delta t_R = t_V - t_K$ mellan ett varmare och ett kallare rum bestämmas, om det kallare rummets värmebehov för upprätthållande av temperatur t_K uppgår till $Q \text{ (W)}$, som tillförs av luftutbytet genom en öppning mellan de båda rummen. Med luftflöde $V = 0,06 \cdot h \cdot b \cdot \sqrt{h \cdot \Delta t_R}$ genom öppningen, se ekv 4.5 i FIG 4.4 gäller

$$0,06 \cdot h \cdot b \cdot \sqrt{h \cdot \Delta t_R} \cdot 1200 \cdot \Delta t_R = Q \quad \dots 4.11$$

vilket ger

$$\Delta t_R = 0,06 \cdot (Q/b)^{2/3} / h \quad \dots 4.12$$

För en normal dörröppning är $h = 2,1 \text{ m}$, $b = 0,7 \text{ m}$.

Ett rum utan varmare i drift får vanligen beroende på fönstertyp och yta, antal ytterväggar, yttertak, och uteluftinläckning ett värmebehov $Q = 10 \text{ à } 50 \cdot \Delta t_U$, där $\Delta t_U = t_K - t_U =$ skillnad mellan rums- och utetemperatur. Antas $Q = 20 \cdot \Delta t_U$ blir med en dörröppning $h = 2,1$, $b = 0,7$

$$\Delta t_R = 0,27 \cdot (\Delta t_U)^{2/3}$$

Med $\Delta t_U = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ erhålls $\Delta t_R = 2,0 \text{ }^\circ\text{C}$, vilket väl överensstämmer med av Vattenfall erhållna provresultat enligt ovan. Observera dock det stora antal variabler, som påverkar Δt_R . Stora öppningar mellan rummen, låga värmebehov i dessa på grund av stort internvärme, låga k-värden hos ytterytor, ringa övermt uteluftläckage, se avsnitt 4.4 nedan, minskar Δt_R .

Detta enkla värmesystem ger praktiskt ofta för villainnevägnarna så stora rumstemperaturskillnader, att befintliga direktelradiatorer tillåts vara i drift för temperaturutjämning, varvid systemet medför reducerad utnyttjning av värmepumpens kapacitet. Av Vattenfall utförda mätningar indikerar en reduktion med minst 20 % mot den maximalt möjliga. Eftersträvar villainnevägnarna lika rumstemperatur, nyttjas värmepumpen endast för sitt uppställningsrums värm-

ning och reduktionen torde bli mer än 70 %. Accepteras öppna dörrar och en största temperaturskillnad på 5 °C mellan primärt varmt rum och kallaste rum torde hela värmepumpkapaciteten kunna användas. Per °C denna differens skall minskas, torde grovt sett värmepumpens utnyttjningsgrad sänkas med 15 %. Härvid har förutsatts en värmepumpdimensionering för att klara 0 °C ute-temperatur rumsvärmebehov.

4.3.5 Resultat från provanläggningar

FIG 4.3 och 4.5 visar temperaturfördelningar inom och mellan rum erhållna vid egna mätningar i en tvåplansvilla. FIG 4.3 har kommenterats under avsnitt 4.3.2 ovan. FIG 4.5 ger resultatet av temperaturmätningar, dels med radiatorvärme i varje rum, dels med endast värme från två fläktelkaminer i vardagsrummet i bottenvåningen med total värmeeffekt på 4,2 kW. Utomhusförhållandena var likvärdiga för dessa mätningar. Med radiatorvärme i alla rum hölls en innetemperatur i vistelsezonen på 1,5 m höjd över golv mellan +17,3 och +19,3 °C, kallaste resp varmaste rum, för övriga sex rum mellan +18,4 till +18,9 °C.

Med den centrala fläktelkaminvärmningen blev motsvarande värden +18,6 till +23,8, dvs en väsentligt större temperaturspännvidd. Vidare gav radiatorvärmningen i rummen en skillnad mellan tak och golv på högst +1,1 °C. För fläktelkaminer steg denna siffra till +7,4 °C, vilket icke oväntat inträffade i det rum, där fläktelkaminerna placerats. Överhuvudtaget blev temperaturen vid taket högre, vilket naturligtvis beror på att varmluften stiger mot taket, kyls där och särskilt vid ytterväggar med fönster och sjunker ned mot golv för återströmning mot fläktelkaminerna, se FIG 4.4.

Vad avser den "kännbara" temperaturen, se avsnitt 4.1.1 ovan, blir varmluftvärmningen mycket ogynnsam, kalla golv och varmt från huvudhöjd och uppåt. Kompensation för utstrålning mot kalla fönsterytor erhålls ej vid sittplatser nära fönstret i köket. Med radiatorvärme under fönstret med +35 °C ytemperatur blev med +19,3 °C på 1,5 m höjd över golv det "kännbara" klimatet komfortabelt. Med endast den centrala varmluftvärmningen uppfattades där efter c:a 10 minuter uppehållstid en obehaglig kyla, trots att +22,6 °C rådde på 1,5 m höjd över golvet.

Mätningar av MCE på KTH gällande de tre värmepumpprovillorna i Nyköping bekräftar varmluftvärmningens sämre klimatkomfort. FIG 4.6 - 8 visar några typiska resultat från dessa mätningar. I villan med radiatorvärme i alla rum utom köket, se FIG 4.6, erhöles avsevärt jämnare temperaturfördelning i rummen mellan golv och tak än för de varmluftvärmda, nämligen från tre fläktkonvektorer i olika rum, FIG 4.7, och från varmluft via kanaler till alla rum, FIG 4.8. Temperaturskillnaderna Δt_{TG} mellan golv och tak blir vid någon av dessa varmluftvärmeformer omkring

$$\Delta t_{TG} = 0,3 \cdot \Delta t_U$$

...4.13

med ΔtU som temperaturskillnad mellan inom- och utomhus. Detta samband är grundat på mätvärden från FIG 4.5-8. Samtliga villor har 2-glasfönster och k-värde för övriga yttertor på i medeltal $0,4 \text{ W/m}^2, ^\circ\text{C}$. I villor byggda efter 1975 å 1980 används 3-glasfönster och k-värden för övriga yttertor på $0,2$ till $0,3$. Eftersom ΔtTG är ungefärligt proportionell mot varmluftens värmeeffekt, skulle då gälla såsom riktvärde

$$\Delta tTG = 0,2 \cdot \Delta tU$$

...4.14

ΔtTG påverkas också av hur mycket tilluften blandar rumsluften. Ju kraftigare denna blandning är, desto lägre ΔtTG kan förväntas. Inverkan kan med hjälp av FIG 4.5, 7 och 8 grovt bedömas. Följande ungefärliga värden gäller enligt dessa:

Tilluftdon	Värmeeffekt W	Luftflöde m^3/h	Tillufttemp. $^\circ\text{C}$	ΔtTG $^\circ\text{C}$
Fläktelkaminer på golv (FIG 4.5)	4 200	150	+ 100	7
Fläktkonvektor på golv (FIG 4.7)	2 500	500	+ 35	6
Tilluftgaller vid tak (FIG 4.8)	800	100	+ 43	8

Ju större kontaktyta inblåsingsflödet ges med rumsluften, desto kraftigare blandning ger det för ett givet flöde. Fläktelkaminerna enligt FIG 4.5 har horisontell inblåsning c:a 10 cm över golv. Luftstrålarna stiger dock snabbt och får en stor kontaktyta med stora, omgivande luftvolymmer, som bringas till rörelse genom strålarnas impuls. Fläktkonvektorn i FIG 4.7 blåser vertikalt upp mot taket, där den varma luftstrålen "häftar" mot taket och endast till halva sin omkrets kommer i kontakt med rumsluften för blandningsimpuls. Trots mer än tre gånger större luftflöde och lägre värmeeffekt erhålls därför ringa minskning av ΔtTG jämfört med fläktelkaminerna.

Än sämre blandning erhålls tilluft från don, t ex galler vid tak. I detta fall häftar luften direkt vid taket, vilket ger en fördel endast vid inblåsning av kyld eller övervärd luft, då lufthastigheter i vistelsezon över $0,1 \text{ m/s}$ ger upphov till "drag", se avsnitt 4.1.1. Inblåses varmluften med en temperatur på lägst $+35 ^\circ\text{C}$ blir "dragkylning" ingen eller ringa. Under blandning med rumsluften minskar både lufthastighet och "luftövertemperatur" samtidigt.

4.4 Uteluftventilation med övertryckstilluft

Speciellt för uteluftvärmepump utfört som inomhusplacerat enhetsaggregat, kan stora fördelar vinnas, genom att aggregatet förses med en underkylare för ventilation av villan med övertryckstilluft. Förångarens uteluftfläkt används då också för denna ventilation. Följande fördelar erhålls:

- Värmepumpen lämnar genom kondensatunderkylningen 10 till 20% högre värmeeffekt och värmefaktor, varvid kostnaden för underkylaren och tilluftkanaler har återbetalningstid på 2 à 3 år.
- Normalt otäta villor får upp till vindhastighet på åtminstone 5 m/s inläckning av ovärmd uteluft eliminerad. Detta innebär, jämfört med frånluft- och självdragsventilerade villor, att värmebäraren, radiatorvatten eller varmluft, kan ges lägre fram- och returtemperatur. Värmepumpen får därigenom lägre kondenseringstemperatur och ytterligare sänkt elbehov genom högre värmefaktor. Vanligen kan man räkna med minst 5% förbättring på grund härav.
- Villor på radonhaltig mark får eliminerad eller väsentligt reducerad radongasinläckning från grunden.

Ofta framhålls från byggtkniker, att övertrycksventilation ger fuktskador i byggnadens ytterskal. Detta påstående torde vara riktigt, om väsentlig uppfuktning av lokalluften sker genom kontinuerlig befuktning på artificiell väg från tillverkningsprocesser, tilluftbefuktningssaggregat, etc.

I bostäder ger tvätt, diskning, växter och människor vid hygienisk uteluftomsättning på 100 till 200 m³/h per familj en uppfuktning av omsatt uteluft med 1 à 2 g per kg luft. Sådant fuktinnehåll i inomhusluften kan endast ge kondens i ytterskalet vid mycket kall och därmed kortvarig väderlek. Detta kan visas genom noggranna beräkningar. Dessutom har användning av övertrycksventilation med 150 till 200 m³/h från underkylare i över 300 villor med uteluftvärmepumpar under 10 år ej medfört några anmärkningar på fuktskador. Egen erfarenhet omfattar också 10 år av detta system och några andra fuktskador på villan har ej inträffat än på grund av dåligt genomtänkt konstruktion och bygghusk, nämligen:

- Slarvigt utförd och läckande tätning kring avloppsventilation genom yttertak.
- Användning av för klene och oimpregnerade distanslister under takpannor i kombination med otillräcklig nötningsjocklek hos takpapp under dessa lister på takdelar med otillräcklig dräneringslutning.
- Slarvigt utförd takpappsanslutning mot ytterväggar.

Dessa fel och brister har yttrat sig i vattenläckning in i huset vid snösmältning och kraftiga regn men aldrig annars. Efter egna, noggrant utförda reparationer har dessa läckage upphört.

Den värmda övertryckstilluften från underkylaren i värmepumpen ansluts med en tilluftkanal, för villor t ex en cirkulär kanal med 150 mm diameter, till det värmepumpen mest närbelägna bostadsrummet. Används ett enhetsaggregat placerat i bostadsrum behövs ingen kanal. Den spridning av tilluften som erhålls blir något effektivare än om självdragsventilation används och lika effektiv som vid frånluftventilation, men "kalldraget" från de båda sistnämnda ventilationstyperna elimineras eller vid högre vindstyrkor reduceras. Övertryckstilluften lämnar de olika rummen genom de otätheter, som självdragsventilationen nyttjar för sitt till- och utlopp från huset, och får därigenom något bättre "direkt" spridning till de olika rummen.

Underkylarens utförande behandlas under avsnitt 5.3.2.3 och 5.3.3.3.

5. VÄRMEPUMPSYSTEM

5.1 Ekonomisamband

En värmepump ersätter ej ens vid nybyggnad konventionella värmealstrare såsom olje- och elpannor eller direktelradiatorer för rumsvärme. På grund av sin höga anläggningskostnad per effektenhet och betydligt mer komplicerade uppbyggnad, innebärande större driftstoppriks och längre reparationstid, används värmepumpen vanligast såsom energisparare i ett i övrigt konventionellt utfört värmesystem. För denna normala roll gäller ett principiellt enkelt samband för värmepumpens ekonomi och lönsamhet. För detta samband, se ekv 5.1 nedan, lämnas exempel på riktvärden i tabell 5.1 för ingående kostnadstermers storlek, så att ett underlag för bedömning av villkor för lönsam användning och lämpliga användningsområden erhålls.

En värmepumpanläggning ger följande årliga besparing S för sin värmeleverans

$$S = \tau \cdot (KV - KE / \phi - KA \cdot (a + r + u) \text{ kr/kWh, år} \quad \dots 5.1$$

med

τ = årlig ekvivalent drifttid för dimensionerande värmeeffekt från värmepump

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

I villa, EO 1 $KV = KO/7000$
 $KO = \text{ca } 3\,000 - 4\,000 \text{ kr/m}^3 \text{ 1991}$

I gruppcentral,
etc, EO 3 $KV = KO/9000$
 $KO = \text{ca } 2\,500 \text{ kr/m}^3 \text{ 1991}$

För direktelvärmad villa

$$KV = 0,45 - 0,60 \text{ (1991)}$$

KE = kostnad i kr/kWh för värmepumpens drivenergi, exempelvis för drift med

elmotor, $KE = 0,40$ till $0,55$ 1991,

dieselmotor, $KE = 0,40$ - " - ,

gasmotor, $KE = 0,35$

- " - .

 ϕ = årsvärmefaktor för värmepump.

KA = installationskostnad för komplett värmepumpanläggning i kr per kW dimensionerande värmeeffekt från värmepumpen.

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

r = räntedel för KA för aktuellt år, vanligen ca 0,07 som medeltal för avskrivningstid, normalt 15 år.

u = underhållskostnadsdel för KA per år, normalt 0,01 till 0,02.

TABELL 5.1
RIKTVÄRDEN FÖR BERÄKNING AV VÄRMEPUMPEKONOMI FÖR GYNNSAMMA FALL
MED ELMOTORDRIVNA KOMPRESSORER.

Värmesänka	Värmekälla	Värmeeffekt Q (kW)	Årsvärmefaktor ϕ	Drifttid τ (tim/år)	Investering I (kr/kW,Q)
1. Småhus, värmesystem	a. Frånluft	1 - 2	2,8	6 500	5 000(nybyggn)
	b. Uteluft	1 - 3	3,0	4 000	10 000(endast varmluft)
	c. Uteluft	5 - 15	2,5	4 000	8 000
	d. Mark, sjö etc	5 - 15	2,8	4 000	9 000
2. Enstaka fler- familjshus, värmesystem	a. Frånluft	10 - 300	3,0	6 500	7 000
	b. Uteluft	50 - 300	2,5	5 000	6 000
	c. Mark, sjö etc	50 - 300	2,8	5 000	7 000
3. Mindre grupp- central, bostadsvärme- system	a. Frånluft	300 - 1 000	2,8	6 500	6 000
	b. Uteluft	500 - 2 000	2,4	5 000	5 500
	c. Sjö etc	500 - 2 000	2,6	5 000	6 000
4. Större grupp- central, fjärr- värmesystem	a. Frånluft	1 000 - 5 000	2,7	6 500	5 000
	b. Uteluft	2 000 - 5 000	2,4	5 000	5 000
	c. Sjö etc	2 000 - 50 000	2,7	5 000	4 000
	d. Avloppsvatten	2 000 - 50 000	3,0	6 500	3 000
5. Byggnads- och process- värmning	a. Kylanläggnings- kylobjekt	100 - 2 000	2 - 6	2 000 - 6 000	1 500(merkostnad utöver kyl- anläggning)
	b. Spillvärme	1 000 - 50 000	3 - 6	2 000 - 6 000	4 000

Exempel på besparing S från värmepump:

1) *Villa med eldriven bergvärmepump och oljevärme med*

$$\begin{aligned}\tau &= 4\,000 \text{ timmar/år} \\ KV &= 4\,000 / 7\,000 = 0,57 \text{ kr/kWh (EO 1)} \\ KE &= 0,55 \text{ kr/kWh} \\ \phi &= 3,0 \\ a+r+u &= 0,07 + 0,07 + 0,02 = 0,16\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}KA &= 9\,000 \text{ kr/kW} \\ S &= 4\,000 \cdot (0,57 - 0,55 / 3,0) - 9\,000 \cdot 0,16 = \\ &= 1\,550 - 1\,440 = \underline{110} \text{ kr per år och kW värmeeffekt.}\end{aligned}$$

Med oljepris 3 000 kr/m³ blir S = - 450 kr/år, kW.

2) *Villa med direktvärme samt uteluftvärmepump med underkylare för direkt rumsluftvärmning och:*

$$\begin{aligned}\tau &= 4\,500 \text{ timmar/år} \\ KV = KE &= 0,55 \text{ kr/kWh} \\ \phi &= 3,0 \\ a+r+u &= 0,07 + 0,07 + 0,02 = 0,16 \\ KA &= 10\,000 \text{ kr/kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S &= 4\,500 \cdot (0,55 - 0,55 / 3,0) - 10\,000 \cdot 0,16 = \\ &= 1\,660 - 1\,600 = \underline{60} \text{ kr/år och kW värmeeffekt}\end{aligned}$$

Dessa båda exempel visar, att lönsamheten är "nätt". Antagna värden på τ , ϕ , $a+r+u$ och KA uppnås endast för bästa utföranden. Antas räntekostnaden uppvägas av energiprishöjningarnas inverkan på S erhålls en återbetalningstid för båda exemplen på 6 år (9 000/1 550, resp 10 000/1 660). Drifttid, bl a beroende på driftsäkerhet, och värmefaktor måste nå höga värden. Antas för exempel 2) $\tau = 4\,000$ och $\phi = 2,5$ erhålls

$$S = 4\,000 \cdot (0,55 - 0,55/2,5) - 1\,600 = - 280 \text{ kr/år}$$

och återbetalningstid med ovanstående antaganden

$$10\,000/1\,320 = 8 \text{ år}$$

Sålunda behövs för uppnående av tillfredställande ekonomi omsorgsfull konstruktion, dimensionering och driftinjustering, billig storserietillverkning samt

gynnsamma installationsförhållanden. För användning av värmepumpar i elvärmda villor blir elprishöjningar självfallet gynnsamma för värmepumpekonomin. Direktvärme ger särskilda svårigheter vad avser värmedistributionen från värmepumpaggregatet. Detta kan ej kopplas till ett befintligt distributionsystem. Utan installation av ett sådant för värmepumpen, vilket höjer KA, kan komfortabel utnyttning av dess värmeeffekt reduceras, dvs τ minskar. Dessa förhållanden behandlas i avsnitt 4. och vidare i avsnitt 5.3.4.

För värmepump som energisparare i oljevärmd villa är tendenserna för ogynnsamma. Under 1991 har villaoljepriset sjunkit. För år 1992 synes ett pris på ca 3 000 kr/m³ vara sannolikt, vilket enligt exempel 1) ovan innebär olönsamhet för värmepumpinstallation. Sedan 1980 har oljepriset endast stigit med ca 20%, medan elpriset har ökat med nära 140%.

5.2 Idealt och praktiskt maximala värmefaktorer

Naturlagarna sätter gränser för vilka maximala relationer som kan erhållas mellan en värmepumps värmeavgivning Q_1 och energibehov ED . Den blir

$$Q_1 = ED + Q_2 = [1 + \eta_{Ct} \cdot (t_2 + 273) / (t_1 - t_2)] \cdot ED \quad \dots 5.2.1$$

med

Q_2 = kyleffekt = värmeupptagning ur värmekälla

η_{Ct} = total carnotsk verkningsgrad, beror på typ av drivaggregat, dess storlek och differens mellan t_1 och t_2 , se FIG 5.1.

t_1 = värmeavgivningstemperatur för värmepumpprocessen, normalt kondenseringstemperatur. ($^{\circ}C$)

t_2 = värmeupptagningstemperatur för värmepumpprocessen, normalt förångningstemperatur. ($^{\circ}C$)

Den sk värmefaktorn ϕ_D för drivaggregatet, vanligen elmotordriven kompressor, blir

$$\phi_D = Q_1 / ED = 1 + \eta_{Ct} \cdot (t_2 + 273) / (t_1 - t_2) \quad \dots 5.2.2$$

Beaktas drift av behövliga pumpar, fläktar, styr, etc gäller under drift för erhållna värme Q_V med ett totalt drivenergiebehov E_t , se FIG 5.2

$$Q_V = Q_1 + E_1 + E_S - Q_{f2} = ED \cdot \phi_D + E_1 + E_S - Q_{f2} \quad \dots 5.2.3$$

$$E_t = ED + E_1 + E_2 + E_S \quad \dots 5.2.4$$

Vid stillestånd måste kompressorns oljevärme inkopplas och styrutrustningen kräver fortfarande driftström, medan pumpar och fläktar för en villavärmepump med en rätt konstruerad styrning kan stoppas. Drivenergiebehovet E_{to} blir då, se FIG 5.2

$$E_{to} = E_0 + E_S \quad \dots 5.2.5$$

Nyttiggjort värme kan då vanligen sättas till 0, eftersom värmeförlusterna Q_{f2} till den kalla värmekällan och utrustningen för dess kylning uppgår till ungefär samma belopp som E_{to} .

För värmning av rumsluft med en värmepump med uteluft eller mark som värmekälla kan idealt en årsmedelvärmefaktor ϕ_0 uppnås i svenskt klimat, $t_1 = +20^{\circ}C$ och $t_2 = 0^{\circ}C$

$$\phi_0 = 1 + 273/20 = 14,7$$

Det ideala förhållandet förutsätter, att utan effektbehov oändligt stor kvantitet av värmekälla med temperatur $t_2 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ finns tillgänglig vid förångaren, som upptar värme utan temperaturdifferens till värmekällan. Motsvarande gäller värmebäraren med temperatur $t_1 = +20 \text{ }^\circ\text{C}$ vid kondensorn. Värmepumpprocessen förutsätts också vara förlustfri, dvs $\eta_{Ct} = 1$.

I verkligheten behövs fläktarbete för rumsluftens och uteluftens forcering förbi kondensor resp förångare och vid dessa behövs en temperaturdifferens för värmetransporterna Q_1 resp Q_2 , se FIG 5.3. Används markvärme via köldbärare erhålls ett pumpeffektbehov för köldbäraren. Dessutom uppkommer två temperaturdifferenser, en mellan köldbärare och mark och en enligt FIG 5.3 i förångaren, vilket ytterligare sänker t_2 . Med hänsyn till Naturvårdsverkets författning om miljöskydd för miljöpåverkande köldmedier och svårigheter att finna position för mindre läckor i markförlagda rör torde direktförångning i markrör ej vara aktuellt, dvs "indirekt" köldbärarekylning måste väljas. I FIG 5.2, visas vilka temperaturdifferenser, som normalt är tekniskt-ekonomiskt optimala med beaktande av effektbehov för pumpar, fläktar och värmepump-kompressor samt kostnad för dessa komponenter och värmeväxlingsytor för kondensor, A1, och förångare, A2, se FIG 5.3. Med hjälp av FIG 5.1-3 kan för varje aktuellt fall beräknas totala driveffektbehov för olika köld- och värmebärareflöden samt kondensor- och förångarekapaciteter $k_1 \cdot A_1$ och $k_2 \cdot A_2$. Därmed kan också för dessa fall kontrolleras, vilka kombinationer av dimensioneringsvärden, som ger lägsta totalkostnad. Därvid måste priset för tillgängliga komponenter vara känt liksom energipris och aktuell drifttid.

Åtminstone för uteluftvärmepumpar är underkylare för värmning av uteluft-ventilation en mycket lönsam komponent, se FIG 5.2 och avsnitt 4.4 ovan. Underkylaren utgörs flänsat rörbatteri, i vilket köldmediekondensatet i motström värmer uteluft för ventilation på flänssidan. Därmed höjs η_{Ct} och värmefaktorn vid lämplig dimensionering mellan 10 och 20 % såsom årsmedelvärde.

En praktiskt optimerad och maximal värmefaktors årsmedelvärde bestäms av följande dimensionerande storheter för exempelvis en uteluftvärmepump för direkt rumsluftvärmning utan kanalsystem, se FIG 5.1-3:

$$t_1 = 20 + 15 = +35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 0 - 14 = -14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$ED = 1,5 \text{ kW}$$

$$\eta_{Ct} = 1,15 \cdot 0,40 = 0,46 \text{ med underkylare}$$

$$Q_1 = (1 + 0,46 \cdot 259/49) \cdot 1,5 = 5,1 \text{ (kW)}$$

$$t_V = +20 \quad t_V + \Delta t_V = +30 \quad \Delta p_1 = 150 \text{ (Pa)}$$

$$V_1 = 5,1 / 1,2 \cdot 10 = 0,43 \text{ (m}^3\text{/s)} \quad \eta_1 = 0,50$$

$$E1 = 0,43 \cdot 150/0,50 = 130 \text{ (W)}$$

$$tK = 0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad tK - \Delta tK = -5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Delta p_2 = 150 \text{ (Pa)}$$

$$Q_2 = 5,1 - 1,5 = 3,6 \text{ (kW)}$$

$$V_2 = 3,6 / 1,2 \cdot 1,3 \cdot 5 = 0,46 \text{ (m}^3\text{/s)} \quad \eta_2 = 0,50$$

$$E2 = 0,46 \cdot 150 / 0,50 = 140 \text{ (W)}$$

$$ES = E0 = Qf_2 = 50 \text{ W}$$

Detta ger, utan hänsyn till på- och avfrostning:

$$QV = 5 \ 100 + 130 + 50 - 50 = 5 \ 230 \text{ (W)}$$

$$Et = 1 \ 500 + 130 + 140 + 50 = 1 \ 820 \text{ (W)}$$

$$Eto = 50 + 50 = 100 \text{ W}$$

Observera att ovanstående siffror kräver mycket omsorgsfull konstruktion, val av de bästa av 1991 tillgängliga komponenter och mycket omsorgsfullt injusterad strypventil. Utförs avfrostningssystemet med styrning efter samma principer, visar FIG 5.4 erhållna medeldriftförhållanden vid drift med påfrostning. FIG 5.4:s resultat har erhållits från noga studerade och analyserade driftförhållanden för flera olika värmepumptyper med upp till tio driftår, se bl a [1] och [2]. För en optimalt dimensionerad villavärmepump för rumsvärmning kan årlig drifttid antas vara 4 000 timmar, varav 3 600 timmar eller 90 % ger påfrostning. Enligt FIG 5.4 innebär detta följande ungefärliga medeldriftförhållanden

$$QV_p = 0,9 \cdot 0,89 \cdot 5 \ 230 + 0,1 \cdot 5 \ 230 = 4 \ 710 \text{ (W)} = 0,90 \cdot QV$$

$$Etp = 0,9 \cdot 0,98 \cdot 1 \ 820 + 0,1 \cdot 1 \ 820 = 1 \ 790 \text{ (W)} = 0,98 \cdot Et$$

För ett driftår ger detta

$$QV_p = 4,71 \cdot 4 \ 000 = 18 \ 800 \text{ kWh}$$

$$Etp + Eto = 1,79 \cdot 4 \ 000 + 4 \ 760 \cdot 0,10 = 7 \ 600 \text{ kWh}$$

$$\text{Energibesparing} = 18 \ 800 - 7 \ 600 = 11 \ 200 \text{ kWh}$$

Värmefaktor utan hänsyn till på- och avfrostning samt elbehov under värmepumpens ståttd blir

$$\phi_V = 5 \ 230/1 \ 820 = 2,87$$

Med hänsyn till dessa behov sjunker den till

$$\phi_{\text{Å}} = 18\,800/7\,600 = 2,47 = 0,86 \cdot \phi_V$$

Denna "totala" årsvärmefaktor har uppnåtts i stockholmsklimat för välkonstruerade uteluftvärmepumpar med underkylare. Av Statens Provningsanstalt provade värmepumpar av denna typ utan underkylare har som bästa resultat givit $\phi_V = 2,7$ vid $+2\text{ }^\circ\text{C}$ utetemperatur. Vid $0\text{ }^\circ\text{C}$ blir $\phi_V = 2,6$ att jämföra med $2,87$ ovan. Det skall dock observeras, att värmeeffektutbyten till luft är mycket svåra att noggrant mäta. Normalt erhålls säkrare värden med indirekt mätning genom användning av kompressorkapacitetsdiagram, se vidare avsnitt 5.3.1.

Används istället markvärme från borrhål i berg med direktförångning, vilket enligt Naturvårdsverksförfattningen förutsätter köldmedier R 717 (ammoniak) vid fyllning över 10 kg och möjligen även R 134a, R 152a eller R 22 under 10 kg, kan, med en betydligt högre anläggningskostnad, en större värmefaktor nås. Förångningstemperaturen t_2 kan med 25 m borrhålsdjup per kW kyleffekt Q2 höjas till c:a $-5\text{ }^\circ\text{C}$, effektbehov E2 bortfaller liksom på- och avfrostningsförluster. Därför erhålls med underkylare och $Q_1 = 5,1\text{ kW}$ såsom exemplet ovan:

$$\eta_{\text{Ct}} = 1,15 \cdot 0,45 = 0,52 \quad (\text{FIG 5.1, } t_1 - t_2 = 40)$$

$$ED = 5,1 / (1 + 0,52 \cdot 268/40) = 1,14\text{ kW}$$

$$E_{1U} = 30\text{ W för underkylarefläkt}$$

I övrigt enligt tidigare exempel, varför

$$QV = Q_1 + E_1 + E_{1U} = 5\,260\text{ W}$$

$$E_t = 1\,140 + 130 + 50 + 30 = 1\,350\text{ W}$$

$$E_{t0} = 100\text{ W}$$

$$QV = 4\,000 \cdot 5,26 = 21\,000\text{ kWh/år}$$

$$E_t + E_{t0} = 4\,000 \cdot 1,35 + 4\,760 \cdot 0,1 = 5\,900\text{ kWh/år}$$

$$\text{Energibesparing} = 15\,100\text{ kWh/år}$$

$$\phi_{\text{Å}} = 21\,000/5\,900 = 3,6$$

Sådana resultat ligger man f n långt ifrån. Detta beror på att underkylare ej används, värmesystemdimensionering, som ger t_1 högre än $50\text{ }^\circ\text{C}$ och betydligt kortare borrhål, vilka ger t_2 omkring $-10\text{ }^\circ\text{C}$. Optimalt borrhålsdjup måste dock beräknas med hänsyn till tilläggskostnader för borrhållning och längre förångarör.

5.3 Värmepumpsystemets utförande

5.3.1 Värmefaktorrens ekonomiska betydelse

Energikostnadsbesparingen ES för en värmepump, vilken skall finansiera dess installations- och underhållskostnad blir, se ekv. 5.1.1

$$ES = Q \cdot \tau \cdot (KV - KE/\phi\dot{A}) \quad (\text{kr/år}) \quad \dots 5.3.1$$

med beteckningar enligt ekv. 5.1 och Q = aggregatets medelvärmeeffekt under den årliga drifttiden τ årsvärmefaktor $\phi\dot{A}$. Stor betydelse för driftekonomin får τ , som bestäms av värmepumpens effekt relativt värmebehovet och dess driftsäkerhet, samt $\phi\dot{A}$.

<u>Exempel</u>	Elvärt hus med $KV = KE = 0,55$ (kr/kW), $\tau = 4\,000$ (h/år) , $Q = 4$ (kW)	
	<u>Ökning av $\phi\dot{A}$ från $\phi\dot{A}1$ till $\phi\dot{A}2$</u>	<u>Ökning av ES (kr/år) =</u> $= Q \cdot \tau \cdot (1/\phi\dot{A}1 - 1/\phi\dot{A}2) \cdot KE$
	2,0 2,5	$8\,800 \cdot (1/2,0 - 1/2,5) = 880$
	2,5 3,0	$8\,800 \cdot (1/2,5 - 1/3,0) = 590$
	3,0 3,5	$8\,800 \cdot (1/3,0 - 1/3,5) = 420$
	3,5 4,0	$8\,800 \cdot (1/3,5 - 1/4,0) = 310$
	3,0 6,0	$8\,800 \cdot (1/3,0 - 1/6,0) = 1\,470$

Det är alltså lätt att beräkna det ekonomiska värdet av en värmefaktorförbättring. En sådan kan erhållas genom exempelvis höjning av kompressor med drivmotors verkningsgrad eller större kondensor- och förångarytor för lägre t_1 och högre t_2 . Sådana förbättringar ökar praktiskt taget alltid aggregatets kostnad. Vanligen accepterar en villaägare en merkostnad, som blir återbetald på högst ca 6 år vad beträffar värmepumpinstallationer. Därför måste en värmefaktorhöjning ge en besparing på minst en sjättedel av sin merkostnad. En värmepumpkonstruktion med ovanstående exempels förutsättningar får högst kosta 9 000 kr mer vid en värmefaktor 6,0 istället för 3,0. Även om en sådan värmefaktorhöjning är teoretiskt och tekniskt möjlig blir den ekonomiskt omöjlig. Med hänsyn till kravet på kompressor- och elmotorkonstruktion, kondensor- och förångareytor, fläkt- och pumpverkningsgrader etc, torde kundpriset stiga åtskilliga tiotusentals kronor.

5.3.2 Komponentprestanda

5.3.2.1 Prestanda och verkningsgrader

Enligt avsnitt 5.2, ekv. 5.2.1 behövs för kyleffekten eller värmeupptagningen ur värmekällan Q_2 , effekten ED till kompressordrivmotorn

$$ED = Q_2 \cdot (t_1 - t_2) / (t_2 + 273) \cdot \eta_{Ct} \quad \dots 5.3.2$$

med

t_1 = kondenseringstemperatur motsvarande trycket p_1
vid kompressorutlopp

t_2 = förångningstemperatur motsvarande trycket p_2
vid kompressorinlopp

η_{Ct} = total carnotsk verkningsgrad. Den sammansätts
av flera verkningsgrader, nämligen

$$\eta_{Ct} = \eta_d \cdot \eta_{\ddot{o}} \cdot \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_{Cd} \quad \dots 5.3.3$$

där

η_d = drivmotorns verkningsgrad

$\eta_{\ddot{o}}$ = kraftöverföringens verkningsgrad

η_m = mekanisk verkningsgrad för kompressorn

η_i = "indicerad" verkningsgrad dvs verkningsgrad med
hänsyn till strömningsförluster i kompressorn

η_{Cd} = köldmediets sk carnotska verkningsgrad

Samtliga verkningsgrader utom köldmediets, η_{Cd} , ökar med kompressorns storlek och effektbehov. Dessutom beror de givetvis på kompressor- och drivmotortyp.

För elmotorer ger FIG 5.1 verkningsgraden η_d som funktion av tillförd eleffekt ED vid bästa belastningsförhållanden, dvs 70-110% av nominell effekt. Förbränningsmotorer nå i bästa fall en verkningsgrad mellan 30 och 40% vid nominell last. Vid delaster avtar verkningsgraden snabbt.

Numera är kompressorer nästan alltid direkt kopplade till drivande elmotor. Verkningsgraden $\eta_{\ddot{o}} = 1$ erhålls då. Om kilrepskraftöverföring

används ligger dess verkningsgrad mellan 0,90 och 0,98.

Verkningsgrader fastställs alltid genom mätningar. För kompressorer är det mycket svårt att separat mäta verkningsgrad med hänsyn till strömningsförluster (η_i) eller mekanisk verkningsgrad (η_m). Därför får man oftast dessa värden som en produkt $\eta_i \cdot \eta_m$. FIG 5.1 visar den to tala Carnotska verkningsgraden η_{Ct} för olika kompressorstorlekar.

Oavsett vilken kompressortyp som används gäller vidare:

$$Q_2 = \eta_s \cdot V_s \cdot \rho_2 \cdot (1-x_2) \cdot r_2 \quad (\text{kW}) \quad \dots 5.3.4$$

där

η_s = kompressorns volymetriska verkningsgrad, för kolvkompressorer, se FIG 5.5

V_s = kompressorns geometriska "insugningsvolymflöde", för kolvkompressorer slagvolym gånger varvtal (m^3/s), se FIG 5.5.

ρ_2 = insugen köldmediångas densitet (kg/m^3), ρ_2 ökar med p_2 och t_2 .

x_2 = ånghalt (kg/kg) i kondensat efter strypventil mellan kondensator och förångare. x_2 ökar med differensen $t_s - t_2$, där t_s är kondensattemperaturen från kondensator, normalt är $t_s = t_1$.

r_2 = köldmediets ångbildningsvärme (kW/kg)

För en given kompressor (V_s) erhålls därför:

- ökande Q_2 med ökande t_2 , enär framför allt ρ_2 men också η_s stiger, medan x_2 något minskar. Ändringen är omkring 4% per $^\circ\text{C}$ t_2 .
- Minskande Q_2 med ökande t_1 , enär η_s minskar och x_2 ökar. Ändringen är omkring 1% per $^\circ\text{C}$ t_1 .
- Köldmedier NH₃, R22 och R502 ger c:a 50% större Q_2 än R12, eftersom deras värde $\rho_2 \cdot r_2$ är c:a 50% större. Deras driveffektbehov blir också lika mycket större.

Effektbehovet ED bestäms av ekv. 5.3.2 ovan. Stigande t_1 ökar vanligen differensen $t_1 - t_2$ mer än Q_2 minskar, varför höjt t_1 vanligen ger större ED. Sjukande t_2 , om $t_1 - t_2$ är större än c:a 20°C , minskar Q_2 mer än differensen $t_1 - t_2$ ökar, varför då också ED minskar. Ovannämnda förhållanden för Q_2 och ED illustreras av exempel på kompressorkapacitetsdiagrammen enligt FIG 5.6 - 10. FIG 5.11 visar beräkning av Q_2 och kompressoreffektbehov $E_A = E_D \cdot \eta_d$, vid godtyckliga driftförhållanden, med hjälp av s. k. i-logp - diagram för

aktuellt köldmedium. Exempel på sådant diagram är FIG 5.12 för R22 (HCFC 22).

Kompressorkapacitetsdiagram av den typ som FIG 5.6 - 10 visar, möjliggör dels jämförelse av elmotor drivna kompressortypers η_{Ct} enligt ekv. 5.3.2 vid givna t_1 och t_2 , dels jämförelse av elmotor drivna kompressortypers η_{Ct} enligt ekv. 5.3.2 vid givna t_1 och t_2 , dels mätning av deras kyleffekt Q_2 , driveffektbehov ED och värmeeffekt $Q_1 = ED + Q_2$ genom tryckmätning vid kompressorns in- och utlopp. Dessa tryck fastställer nämligen kompressorns "kondenseringstemperatur" t_1 och "förångningstemperatur" t_2 såsom de kondenserings- respektive förångningstemperaturer som tillhör de uppmätta trycken för aktuellt köldmedium.

Kompressorkapacitetsdiagrammen har framtagits genom noggranna laboratoriemätningar, varför ovan angiven metod för effektbestämning oftast också är den noggrannaste möjliga. Förutsättningar är dock, såsom normalt är fallet, att kompressorn ej är allvarligt skadad och att insugen köldmedieångas temperatur mätt på inloppsriöret på ett avstånd från kompressorna av minst fem gånger rördiametern är mer än $5\text{ }^\circ\text{C}$ högre än t_2 . En korrigerings måste också göras, om aktuell kondensattemperatur t_s före strypventilen avviker från kompressor-diagrammens. För CFC- och HCFC- medier ökar nämligen Q_2 med c:a 1 % per $^\circ\text{C}$ t_s sjunker, se exempelvis FIG 5.11 och 5.12.

5.3.2.2 Strypventil

Strypventilens primära uppgift i värmepumpaggregat av villatyp är, att till förångaren från kondensorn släppa fram just så mycket köldmedium, som kan avkoka med en mycket nära helt vätskefylld förångare under aktuella driftbetingelser. Dessa bestäms av kompressorns massinsugningskapacitet, se 5.3.2.1 ovan och förångarens värmebelastning från värmekällan, dvs dess typ, flöde och temperatur, se FIG 5.3.

Ju kallare värmekällan blir desto lägre förångningstemperatur behövs för dess avkokning. Detta sänker kompressorns massinsugningskapacitet, varför strypventilen då också måste minska flödet till förångaren. Eljest kokar förångaren över och kompressorn havererar på grund av lager- och ventilskador.

Vid stigande temperatur hos värmekällan skall ventilen istället öppna för ett större flöde, eftersom stigande förångningstemperatur höjer kompressorkapaciteten. Annars blir förångaren delvis torrlagd och får lägre förångningstemperatur än vid fyllt tillstånd.

För maximal kapacitet och värmefaktor hos värmepumpaggregatet skall strypventilen med minimal pendling kunna reglera köldmedieflödet inom ett intervall på 20 till 100 % från överhettningen av köldmedieången från förångaren på 5 till absolut maximalt $10\text{ }^\circ\text{C}$. Det skall observeras, att strypventilens genomsläppning för ett givet läge och öppning ökar, när kondenseringens temperatur och tryck stiger. Detta minskar å andra sidan något kompressorns mas-

sinsugningskapacitet, se avsnitt 5.3.2.1.

De termostatiska strypventiler av mekanisk typ, som finns på grund av sitt låga pris nästan uteslutande används för villavärmepumpar, kan vid omsorgsfullt vald placering av dess impulsorgan för överhettning och injustering av överhettningstillskruven få tillfresställande funktion. Dessa villkor är tyvärr ofta ej uppfyllda, speciellt ej om ventilen utbyts på grund av förmodad felfunktion. En tioprocentig minskning av värmepumpkapacitet och värmefaktor uppkommer lätt av sådana brister. För en uteluftvärmepump får en ytterligare försämring genom snabbare påfrostning och ökat avfrostningsvärmebehov, se [1]. Elektroniskt styrda ventiler kan bli en lösning på nämnda problem men de är åtminstone fortfarande dyra i förhållande till den verkninggradsförbättring de skulle kunna ge.

5.3.2.3 Värmeväxlare

FIG 5.3 visar prestandasambanden, som gäller kondensorer och förångare. Värmepumpens värmeeffekt Q_1 och värmefaktorn ϕD baserad på kompressorns elenergibehov ED ökar, om dessa komponenters värmeväxlingsytor A_1 och A_2 ökar. Flödesökningen medför både högre värmeegenomgångstal k_1 och k_2 , ungefär proportionellt mot $V^{0,3}$, och större temperaturdifferens. Förbättringarna för Q_1 och ϕD beror på den sänkning av t_{V1} och t_1 samt höjning av t_{K2} och t_2 , som därav erhålls, se avsnitt 5.3.2.1. Samtidigt ökar dock aggregatkostnaden och pumpars och fläktars energibehov för de större flödena. Ett optimum för ytor och flöden finns sålunda, se FIG 5.2 och avsnitt 5.3.3 nedan.

Plattvärmeväxlare såsom kondensorer och förångare ger som fördelar små köldmedie- och utrymmesbehov och icke minst på grund av högre k -värden med mindre ytbehov lägre anskaffningskostnad.

Kondensorer och speciellt förångare med flera parallellkopplade köldmediepassager får icke sällan dåligt utnyttjade värmeväxlingsytor på grund av ojämn fördelning av köldmedieflödena genom dessa passager. För högsta effektivitet krävs dels lika flöden av värme- och köldbärare kring varje passage, dels lika köldmedieflöden i dessa.

För förångare innebär detta, att lika köldmedievätsketillförsel måste klaras, vilket fordrar stor omsorg vid utförande av tillopp från strypventil till de parallellkopplade passagera. Efter strypningen erhålls en blandning av ånga och vätska. Denna blandning kräver speciella anordningar för jämn fördelning av vätskan mellan passagera. Ännu 1991 saknas säker teknik härför och ofta får man vid kyl- och värmepumpanläggningar flera graders sänkning av förångningstemperaturen t_2 på grund av ojämn vätskefördelning till förångares köldmediepassager.

Särskilt kraftig försämring uppkommer för förångare med luftkylning, termostatiska strypventiler och påfrostning. De passager eller rörslangor, som får störst köldmedievätskeflöde, erhåller också snabbaste påfrostning och strypning av luftflödet kring dem. Härigenom minskar snabbt avkokningen av väts-

skan, som efter utlopp från passagen ger ökad kylning av överhettad köldmedieånga från slingor med mindre ingående vätskemängd och påfrostning. Strypventilen, som styr köldmedieflödet för hållande av konstant överhettning, 5 à 10 °C, kommer då att behöva strypa än mer och förångaren får allt mindre köldmedievätskeberörd yta och lägre förångningstemperatur. Anmärkningsvärt få konstruktörer och fabrikanter är medvetna om eller har effektiva lösningar på detta problem.

Underkylare för kondensat, se avsnitt 4.4 och 5.2 ovan, utförs självfallet med motströmskopplade köldmedie- och värmebärareflöden för maximal effektivitet. För luft som värmebärare uppnås k-värden på 10 à 15 W/m², °C vid luft-hastighet på 1 à 2 m/s förbi flänsade rörslingor med köldmedievätskehastighet 0,5 à 1 m/s i rören. Exempel på behov av värmeväxlingsyta A (m²) för den flänsade luftsidan, jämför FIG 5.13:

- Villavärmepump med kompressor CRK1 - 0325 med R 22, t₂ = -15 °C, t₁ = +40 °C, underkylareluftflöde 150 m³/h = 1,2 · 150/3 600 = 0,050 kg/s = ml.
- FIG 5.6, 5.11 och 5.12 ger köldmedieflöde $m = Q_2/(i_2K - i_s) = 3,95/(407 - 239) = 0,0235$ (kg/s)
- Köldmedieflödets värmekapacitet blir $m \cdot c = 0,0235 \cdot 1,35$ (kW/s/kg, °C) = 0,032 (kW/°C)
- Luftflödets värmekapacitet blir $mL \cdot cL = 0,05 \cdot 1,00$ (kW/s/kg, °C) = 0,050 (kW/°C)
- Underkylaren med $k = 10$ W/m², °C dimensioneras för köldmediets kylning från +40 till +5 °C, dvs $\Delta t = 40 - 5 = 35$ °C, när värmd uteluft inkommer med 0 °C.
- Underkylares värmeeffekt $Q = m \cdot c \cdot \Delta t = 0,032 \cdot 1,00 \cdot 35 = 1,12$ kW = 1 120 W ger utelufttemperaturhöjning $\Delta tL = Q/mL \cdot cL = 1,12/0,050 = 22$ °C, dvs från 0 till +22 °C.
- Medeltemperaturdifferens för underkylare $\vartheta_m \approx \sqrt{\vartheta_1 \cdot \vartheta_2} = \sqrt{(40 - 22) \cdot (5 - 0)} = 9,5$ °C ger ytbehov $A = 1\,120/10 \cdot 9,5 = 12$ m²

5.3.3 Optimalt utförande av värmepumpaggregat

5.3.3.1 Allmänna förutsättningar

För erhållande av bästa ekonomi för ett värmepumpaggregat måste vid dess konstruktion och produktion i huvudsak följande förhållanden beaktas, se även avsnitt 5.1, [1] och [2]:

- Aktuella energikostnader för dess drift och den värme den ersätter.
- Kostnader för dess komponenter som funktion av deras kapacitet och vilken inverkan de har på värmeeffekten och värmefaktorn från aggregatet och dettas driftsäkerhet, se även avsnitt 5.3.1 och 2.
- Installationsförutsättningar, t ex klimatförhållanden, tillgängliga värmekällor, aktuella värmedistributionssystem.

Nämnda förhållanden ger exempelvis väsentligt skilda optimala utföranden för villor med direktvärme och villor med vattenvärmsystem. Den optimala konstruktionen och installationen kräver också, att konstruktörer och projektörer har avancerade kunskaper i tillämpad termodynamik och styrteknik för utförande av erforderliga beräkningar vad avser system- och komponentval. Sådana kunskaper är tyvärr sällsynta och medför i praktiken, att få värmepumpsystem är tillnärmelsevis optimala.

Med utgångspunkt från FIG 5.13 - 15 skall redovisas lämpliga utföranden för möjliggörande av optimal konstruktion. Dessa figurer visar sådana för dels vattenvärme- och dels luftvärmesystem.

5.3.3.2 Tappvattenvärmning

För olika tillämpningsfall måste beräknas, om tappvattenvärmning från värmepumpen är lönsam. Behövliga installationer för denna blir:

- Anslutning av värmepumpen till tappvarmvattenackumulator via isolerade rörledningar. För ett nyinstallerat värmsystem, där värmepump och ackumulator utgör en aggregatenhet eller uppställs invid varandra blir denna kostnad ringa. I en direktvärmad villa med befintligt värmsystem, vilken utrustas med en i ett bostadsrum placerad rumsluftvärmande värmepump kan denna kostnad bli oekonomiskt hög.
- Pump och värmeväxlare i värmepumpen enligt FIG 5.13 och 15 eller växel- och strypventil enligt FIG 5.14.
- Eventuell "toppvärmare" för höjande av tappvattentemperaturen över den värmepumpen kan åstadkomma, se FIG 5.14. Speciellt vid indirekt tappvattenvärmning, såsom i denna figur, kan detta bli nödvändigt. Värmepumparna klarar oftast ej ge högre utgående vattentemperatur än +50 à 55 °C från sin kondensor. Behovet accentueras för mindre tappvattenackumulatorvolymer.

- Styrning av tappvattenvärmningen från temperaturgivare i tappvattenackumulatören. Styrningen skall prioritera tappvattenvärmningen, se avsnitt 4.2.1 och 4.2.2.

I gynnsammaste fall torde denna utrustning kosta slutkunden ca 3 000 kr. Värmefaktorn för tappvattenvärmning blir relativt låg på grund av den höga kondenseringstemperaturen t_1 med undantag för det normalt dyrare systemet härför enligt FIG 5.13 vid rumsvärmedrift, se vidare nedan.

Exempel

Kompressor CRK1 - 0325 enligt FIG 5.6, vilken har $t_1 = +58\text{ °C}$ och $t_2 = -10\text{ °C}$ vid årsmedelförhållanden för tappvattenvärmedrift. Detta ger

Kompressoreffektbehov $ED = 2,6\text{ kW}$

Kondensoreffekt $Q_1 = Q_2 + ED = 3,7 + 2,6 = 6,3\text{ kW}$

Cirkulationspumps elbehov $EPT = 0,1\text{ kW}$

Uteluftfläkt eller köldbärare-

pumps elbehov $E_2 = 0,1\text{ kW}$

Värmeförluster från värmepump

vid tappvattenvärmedrift $Q_fT = 0,1\text{ kW}$

$$\phi T = (Q_1 + EPT - Q_fT) / (ED + EPT + E_2) = 6,3 / 2,8 = 2,3$$

Härvid har ej hänsyn tagits till på- och avfrostning för en uteluftvärmepump, vilket kommer att sänka ϕT till ca 2.1.

Med ett "normalt" tappvattenvärmebehov på mellan 2 500 och 7 500 kWh/år, se avsnitt 4.2.1, kan värmepumpvärmning för detta spara i storleksordningen 1 200 till 4 000 kWh/år. Vid elvärme och 1991 års eltaxor i Sverige, 0,40 till 0,60 kr/kWh, uppnås därav en energikostnadsbesparing mellan 500 och 2 500 kr/år. Exemplifieringarna visar sålunda en mycket stor variation i lönsamhetsmöjligheten för värmepumpvärmning av tappvatten.

5.3.3.3 Underkylare

Denna, för villavärmepumpar kraftigt värmefaktorhöjande del, förekommer sällan. Orsaken härtill torde dels vara en faktiskt omotiverad rädsla för fukt-skador, se avsnitt 4.4, dels bristande kunskap om dess "termodynamiska" fördelar. I avsnitt 5.3.2.3 har lämnats exempel på dess dimensionering. I det följande exemplifieras dess ekonomi.

Exempel

Utan underkylare har ett värmepumpaggregat med CRK1-0325 kompres-

sor, se FIG 5.6, en drifttid för rumsvärmning på 3 000 timmar/år. Härvid gäller som medeltal $t_1 = +45\text{ °C}$ och $t_2 = -13\text{ °C}$ och

$$Q_2 = 4,1\text{ kW}$$

$$ED = 2,2\text{ kW}$$

$$Q_1 = 6,3\text{ kW}$$

Med 0,25 kW elbehov för rumsvärmsystems pump och uteluftfläkt behövs alltså för rumsvärmningen

$$2,45 \cdot 3\ 000 = \underline{7\ 350\text{ kWh/år}}$$

Med underkylare gäller, se avsnitt 4.4, $t_1 = 45 - 4 = +41\text{ °C}$ och på grund av ca 30 % större kyleffekt Q_2 från underkyllt kondensat och något lägre luftflöde genom förångare $t_2 = -15\text{ °C}$, se FIG 5.13

$$Q_2 = 1,30 \cdot 3,9 = 5,1\text{ kW}$$

$$E_t = 2,1\text{ kW}$$

$$Q_1 = 7,2\text{ kW}$$

För värmeleverans, såsom utan underkylare, uppgående till

$$3\ 000 \cdot 6,3 = 18\ 900\text{ kWh/år}$$

behövs drifttiden

$$18\ 900 / 7,2 = 2\ 630\text{ tim/år}$$

och elbehovet

$$2\ 630 \cdot (2,1 + 0,25) = \underline{6\ 180\text{ kWh/år}}$$

dvs 1 170 kWh/år mindre än utan underkylare motsvarande ca 650 kr/år med 1991 års elpriser.

Installationen av underkylaren får ett pris till kund för en villavärmepump på ca 1 000 kr plus en kanalanslutning med 100 till 150 mm diameter till närmaste rum, som skall ventileras och värmas. Med underkylare för tilluftvärmning kan i mellansvenskt klimat för en optimalt dimensionerad värmepump, se FIG 5.13, årsvärmefaktorer på 2,5 uppnås vid anslutning till ett radiatorvärmsystem. Då har också inräknats effekt av på- och avfrostning. Denna minskar värmeleveransen med ca 10 % för ett år jämfört med om ingen påfrostning skulle ske. Omkring hälften av denna minskning beror på att påfrostning ger sänkt förångningstemperatur med i medeltal ca 1 °C.

Underkylare för tilluftvärmning kan givetvis också användas i berg- och mar-

kvärmepumpar för ytterligare höjning av värmefaktorn och eventuellt också lönsamheten. Dock behövs nu en särskild tilluftfläkt för underkylaren, om ej rumsluftvärmning sker medelst fläkthöjning förbi kondensorn. Någon uteluftfläkt för tilluftinblåsning finns ju ej i "grundutförandet", såsom för uteluftvärmepumpen eller vid direkt rumsluftvärmning.

5.3.3.4 Driftsäkerhetsutrustning

Driftsäkerhetsutrustningen har stor betydelse för drifttillgänglighet och underhållskostnader men utförs ofta totalekonomiskt sett otillräcklig. Priskonkurrensens gällande installationskostnaden, kundens okunnighet om behov av skydd mot dyrbara haverier och konstruktörernas bristande "praktiska" kunskaper är de väsentligaste orsakerna härtill. Speciellt kompressorer på kyl- och värmepumpanläggningarna blir ofta offer för otillräcklig skyddsutrustning. Kompressorn är normalt den dyraste anläggningsdelen och också känsligast för aktuella felfunktioner hos komponenter i framför allt köldmediesystemet. En kompressor som skyddas mot insugning av grövre föroreningar och köldmedievätska, höga kondenseringsstryck och kompressionstemperaturer bör klara drifttider på över 100 000 timmar utan renoveringar.

Oavsett kompressortyp leder vätskeinsugning av större kvantitet till haveri. I turbokompressorer erhålls erosion på skovlar, i skruvkompressorer blir lagerbelastningar för stora och för kolvkompressorer inträffar sönderslagning av sugventiler och eventuellt vevstakar. Liten eller måttlig vätskeinsugning späder ut skruv- och kolvkompressorers smörjolja, vilket medför relativt snabb nerslitning av lager. Kompressorn måste således skyddas mot köldmedievätskeinsugning, vilken bl a har följande orsaker:

- Felaktig funktion hos strypventilutrustning, som vid drift öppnar för mycket och överfyller förångare eller vid kompressorstopp ej stänger tillförsel av köldmedievätska till förångaren. I det senare fallet startar kompressorn med överfylld förångare.
- Otillräcklig värmning av kompressorernas smörjolja under längre stopperioder. Köldmedium, som är lösligt i smörjoljan, vilket oftast är fallet, absorberas lätt under kondensering till vätska i sval olja. Detta leder till en häftig avkokning, när trycket vid kompressorstart snabbt faller i smörjoljeutrymmet. Kolvkompressorer får då ofta så kraftig insugning av en olje-köldmedievätskeblandning, att åtminstone dess sugventiler förstörs.
- Efter varmgasavfrostning av en uteluftvärmepumps förångare, innehåller ofta denna en överfyllning av köldmedievätska. Återgång till värmepumpdrift medför då överkokning.

Följande skyddsutrustning blir vanligen nödvändig för bästa totalekonomi medbeaktande av kompressorhaveririskerna på grund av vätskeöverkokning:

- Vätskeavskiljare, se FIG 5.13, utan metalltrådsnät för oljereturhål i botten av den U-böjda sugledningen till kompressorn. Sådana nät förekommer t o m på vätskeavskiljare tillverkade av en av världens största kompressorfabrikanter. Även små mängder föroreningar i köldmediesystemet, ofarliga för kompressorn, sätter igen detta nät. Härvid stoppar oljereturen till kompressorn och denna havererar av smörjoljebrist. Detta har inträffat åtskilliga gånger.

Oljeavskiljare hindrar ej att av kompressorn utkastad olja i ångfas går ut i köldmediesystemet. Med R 22 nås ofta kompressionstemperaturer över +100 °C med oljehalter i storleksordningen 1 ‰ i köldmediegasen. Från en normalstor villavärmepumpkompressor erhålls ett gasflöde på minst 0,01 kg/s eller 36 kg/h. Oljehalt 1 ‰ innebär, att 36 g olja per timma lämnar kompressorn. Utan olja i retur töms därmed kompressorn på sin oljefyllning av 1 kg på drygt ett dygn.

- Oljetermostat, T5 eller T6 i FIG 5.13, som stoppar kompressor, om oljan ej håller ca +20 °C högre temperatur än omgivningen. Detta förhindrar start med ovärmd olja och drift med vätskeöverkokning, som sänker oljeterperaturen.

Fabrikstillverkning av kyl- och värmepumpaggregat, dvs inga platsmontage av köldmediesystemdelar behövs, innebär oftast att inga föroreningar finns i köldmediesystemet. Med hellödda system kommer dock varje ingrepp i köldmediesystemet, t ex för byte av strypventil, medföra risk för oljekokning och oxidbildning, där skarvar smälts upp och löds igen. Med hänsyn till vad ovan sagts om oljestoppriks i en vätskeavskiljares lilla oljereturhål, även utan metalltrådsnät, torde ett sugfilter före vätskeavskiljare och kompressor vara väl motiverat.

Nästan aldrig utelämnas i standardkonstruktioner de för kompressor och drivmotor nödvändiga skydden:

- högtryckspressostat, HP i FIG 5.13, för stopp vid högre kondensortryck än lager och tryckutsatta delar konstruerats för,
- lågtryckspressostat, LP i FIG 5.13, för stopp vid lägre sugtryck än atmosfärstryck, när insugning av luft riskeras genom eventuella otätheter och kylningen av hermetiska och semihermetiska kompressorers elmotor kan bli otillräcklig. Eventuellt insugen luft medför också fuktighet, vilken kan frysa ut vid strypventilen och stoppa köldmediecirkulationen i aggregatet samt orsaka syrabildning tillsammans med smörjolja och köldmedium,
- överström- och lindningstemperaturstopp för drivande elmotor för undvikande av sönderbränd lindningsisolation och elmotorkortslutning. Ett sådant haveri medför i köldmediesystem med hermetiska och semihermetiska kompressorer behov av omsorgsfull rengöring från de mycket korrosionsfarliga produkterna isolationsbränningen ger.

Med ökande skillnad mellan kondenserings-, t1, och förångningstemperatur,

t_2 , stiger kompressionstemperaturen t_K . För R 22 nås vid $t_2 = -20\text{ °C}$ med $t_1 = +60\text{ °C}$ en kompressionstemperatur omkring $+160\text{ °C}$, se FIG 5.11 och 5.12, eller på tryckröret mätt ca $+130\text{ °C}$. Högre temperatur ger oljekokningsrisk enligt ovan, varför kompressorn då skall stoppas av en tryckrörstermostat, T4 i FIG 5.13.

5.3.3.5 Avfrostning

För uteluftvärmepumpar behövs avfrostning. FIG 5.13 visar den mest ekonomiska och energibesparande utrustningen härför, s k varmgasavfrostning. Vid riktig dimensionering blir avfrostningen mycket snabb., 5 à 6 minuter vid optimal påfrostning för ca 3 °C lägre förångningstemperatur än opåfrostad drift, se [1] och [2].

Vid svåraste påfrostningsförhållanden behövs vanligen en avfrostning varannan till var tredje timma, vid kall väderlek var tionde till tjugonde timma. Vid avfrostning ger 4-vägsventilen omvänd köldmediecirkulationsriktning. Det frostade uteluftkylbatteriet blir då kondensor och värmeväxlaren för rumsvärmesystemet arbetar som förångare. Jämfört med elavfrostning erhålls jämnare och snabbare avfrostning, värmeeffekten uppgår normalt till omkring fem gånger kompressorers nominella eleffekt. Den jämnare batteritemperaturen medför mindre avdunstning och värmeförluster under avfrostningen.

Värmeupptagningen från rumsvärmesystemet för ett optimalt påfrostat uteluftbatteris avfrostning blir ungefär $0,02\text{ kWh}$ per m^2 luftberörd flänsbatteriyta eller för normal storlek 25 till 50 m^2 $0,5$ till $1,0\text{ kWh}$. Ett vattenradiatorsystem i en villa rymmer 50 till 100 liter vatten och får därmed en värmekapacitet på $0,06$ till $0,12\text{ kWh per °C}$. En avfrostning ger därvid ca 10 °C avkylning av vattnet, vilket ej utgör något komfortproblem. Om värmepumpen i sin kondensor direkt värmer rumsluft och vid avfrostning, när kondensorn skiftat till förångarefunktion, kyler rumsluften, erhålls ogynnsammare komfortförhållanden. I en villa med 120 m^2 bostadsyta finns ca $300\text{ m}^3 = 360\text{ kg}$ rumsluft med en värmekapacitet på $0,10\text{ kWh/°C}$. Värmetillförseln från möbler och rumsytor ligger omkring $1,0\text{ kW per °C}$ temperaturskillnad mellan ytorna och rumsluften. Med kyleffekt vid avfrostning på exempelvis 4 kW under en avfrostningstid på 7 minuter eller $0,12\text{ h}$ upptas $0,5\text{ kWh}$ ur rumsluften. Med en rumslufttemperatursänkning Δt_L under avfrostningen fås en ungefärlig medeltemperaturskillnad på $\Delta t_L / 2$ mellan ytor och luft. Detta ger följande värmebalans:

$$0,10 \cdot \Delta t_L + 0,12 \cdot 1,0 \cdot \Delta t_L / 2 = 0,5$$

vilket ger

$$\Delta t_L = 0,5 / 0,16 = 3\text{ °C}$$

Den kännbara temperaturen, se ekv 4.1 i avsnitt 4.1, minskar därvid med omkring 2 °C , eftersom ytemperaturerna sjunker mindre än 1 °C , jämför FIG 4.2.

Temperatursänkningen är dock kortvarig och därför sannolikt acceptabel.

Avfrostningen styrs lättast från ett programur, som startar och stoppar avfrostningar efter inställda tider, som valts för att klara snabbaste påfrostning och smältning av största frostmängd. Vid utomhusplacerat batteri måste då också hänsyn tas till eventuell genomblåsning och kylning från kall uteluft. Detta medför dock, att den årliga tiden för avfrostningar blir avsevärt längre än om behovsavfrostning används, i mellansvenskt klimat omkring 200 timmar i stället för 120 timmar enligt mätning för en värmepump av den typ FIG 5.13 visar. Sålunda förloras beroende på villavärmepumpstorlek 200 till 400 kWh, med 1991 års elpriser 100 till 200 kr/år. Kan behovsavfrostning arrangeras till en merkostnad på högst 500 till 1 000 kr kan den betraktas som lönsam.

Den säkraste och billigaste metoden för behovsavfrostning erhålls från en temperaturdifferensmätning mellan inkommande uteluft och uteluftbatteritemperatur, givare T1 och T2 i FIG 5.13. När differensen mellan deras temperaturer ökat ca 3 °C över värdet omkring 15 minuter efter en avfrostning startas avfrostning. Temperaturdifferensökningen beror praktiskt taget helt på att frosten stryper luftflödet genom batteriet, varvid utgående lufttemperatur och därmed också batteritemperaturen sjunker. Avfrostningen avbryts, när givare T2 uppnår +5 à +10 °C. Styrningen tar hänsyn till att T1-T2 för ett ofrostat batteri minskar med uteluftens temperatur T1, vanligen med 0,25 °C per °C T1. Den med förångningstemperaturen t_2 sjunkande kyleffekten Q_2 är orsaken härtill, se avsnitt 5.3.2.1.

Priset för behovsavfrostningens styrutrustning blir starkt beroende av tillverkningsserier. Köpt som "lösgods" blir den mycket dyrbar. Ett elektronikkrets-kort med ovan angivna funktioner kostar omkring 1 000 kr och vardera temperaturgivare ca 300 kr, dvs totalt 1 500 till 2 000 kr att jämföra med programur för omkring 500 kr. En indikation, på vilket pris som kan erhållas vid storserielltillverkning, utgör de digitala temperaturmätare, som med maximal- och minimaltemperaturminne och två temperaturgivare säljs i minuthandel för under 200 kr.

5.3.3.6 Dimensionering av komponenter och aggregateffekt

Gundläggande för dimensionering av värmepumpaggregatet och dess komponenter är komponentkostnadens beroende av storlek och kapacitet. Med de priser, som är aktuella för komponenter till villavärmepumpar, blir riktvärden för ekonomiskt optimala, dimensionerande temperaturer de som visas i FIG 5.2.

Beräkning av behövliga förångare- och kondensörvärmväxlingsytor utförs såsom FIG 5.3 anger, sedan kondenserings- och förångningstemperaturer fastställs enligt FIG 5.2 och kompressortyp valts. Detta val förutsätter bestämning av ekonomiskt optimal aggregateffekt för aktuellt värmebehov.

Ett värmepumpaggregat har en betydande del av sin tillverkningskostnad som oberoende av dess värmeeffekt. För en villavärmepump är exempelvis styrutrustningens pris ej avhängigt aggregateffekten. En kompressor för värmeeffekt

3,0 kW vid kondenserings- och förångningstemperaturer $t_1 = +45\text{ °C}$ resp $t_2 = -10\text{ °C}$ har ett ungefärligt pris 1991 inklusive moms till slutkund på 5 000 kr. En kompressor för 7,3 kW, dvs mer än 2,4 gånger högre värmeeffekt, kostar under 6 000 kr. En beräkning av marginalkostnaden för villavärmepumpaggregat resulterar i en sådan kostnad på mindre än 3 000 kr/kW värmeeffekt. Beräkningen är baserad på komponentkostnad inkl moms till slutkund. Aggregatets slutpris 1991 till kund brukar ligga mellan 6 000 och 10 000 kr/kW värmeeffekt, jämför med tabell 5.1.

FIG 5.16 visar principerna för beräkning av optimal effekt. Som synes av beräkningsexemplet i figuren, blir för villor optimal, dimensionerande utetemperatur t_{UV} omkring 0 °C i södra Sverige och -5 °C i norra. Serietillverkade värmepumpar, dvs med rimlig anskaffningskostnad, finns dock endast i vissa storlekar och deras prissättning till kund ger i många fall högre marginalkostnad än ovan motiverade och i exemplet använda. Är så fallet utklaras ändock vilken av tillgängliga storlekar, som blir optimal för aktuellt värmebehov Q_B med principen enligt FIG 5.16. Så länge valet av ett större aggregat ger, beteckningar enligt FIG 5.16,

$$\Delta QV_m \cdot eV - \Delta EV_m \cdot ee - \Delta I \cdot (a + r + u) - \Delta EV \cdot eE > 0$$

är detta val lönsamt.

I FIG 5.17 och 18 illustreras en noggrannare metod för fastställande av olika värmepumpaggregattypers värmeleverans Q_V och elbehov EV för villainstallationer. Här kan direkt undersökas ekonomin för större och mindre kapaciteter hos aggregaten. För att rätt kunna beräkna prestanda och kontrollera fabrikantuppgifter är följande underlag nödvändigt:

- Kapacitetsdiagram för aggregatets kompressortyp, se FIG 5.6 - 10.
- Övriga eldrivna komponenters elbehov.
- Styrfunktioner, som påverkar totalt elbehov under drift- och ståtider samt eventuell avfrostning.
- Fläkt- och pumpkapaciteter samt värmeväxlingsytor för beräkning av sannolika kondenserings- och förångningstemperaturer för kompressor, se FIG 5.3.

Observera att, om kompressorn placeras tillsammans med förångare i en separat utomhusdel, ökar Q_f väsentligt jämfört med placering i inomhusdel i varmt utrymme.

Ur FIG 5.17 erhålls nedan angivna jämförelsetal för de olika värmepumptyperna i villan med det totala nettovärmebehovet $Q_{B\dot{A}} = 29\,700\text{ kWh/år}$.

Värmepump	Drifttid	Värmeleverans	Elbehov	Värmetäcknings-	Årsvärme-
-----------	----------	---------------	---------	-----------------	-----------

typ	$\tau V\dot{A}$ (h/år)	$QV\dot{A}$ (kWh/år)	$EV\dot{A}$ (kWh/år)	grad $QV\dot{A}/QB\dot{A}$	⁶⁰ faktor $\phi V\dot{A} =$ $= QV\dot{A}/EV\dot{A}$
BVP d	3 750	29 000	10 800	0,98	2,7
BVP i	4 450	27 900	12 100	0,93	2,3
UVP u	4 080	27 200	11 000	0,92	2,5
UVP o	4 460	25 800	12 600	0,87	2,0

Årsresultaten har beräknats med följande förutsättningar:

- För varje utetemperaturintervall på 5 °C, -20 till -15, -15 till -10, osv uttas QB, QV och EV som medelvärde, dvs vid $t_U = -17,5$ °C, -12,5 °C osv.
- För varje sådant intervall beräknas värmepumpens värmeleverans $QV \cdot \tau V$ och elbehov $EV \cdot \tau V$ med $\tau V = \tau =$ intervallets varaktighet i h/år, när $QV < QB$
 $\tau V = \tau \cdot QB/QV$, när $QV > QB$, dvs intermittendrift sker.
- $QV\dot{A} = \sum QV \cdot \tau V$ och $EV\dot{A} = \sum EV \cdot \tau V + (ES + EO) \cdot (8\,760 - \tau V\dot{A})$, med $\tau V\dot{A}$ som total årlig värmepumpdrifttid.

Denna beräkningsmetod för ett värmepumpaggregat med kända komponenter ger god överensstämmelse med verkligt erhållna resultat, om aggregatet har driftinjusterats väl. Ofta inställs dock de termostatiska strypventilerna bristfälligt med för stor överhettning. Detta ger för låg förångningstemperatur t_2 , värmeeffekt QV och värmefaktor ϕ .

I ett elvärt hus sparas elenergin

$$29\,000 - 10\,800 = 18\,200 \text{ kWh/år med BVP d}$$

$$27\,900 - 12\,100 = 15\,800 \text{ kWh/år med BVP i}$$

$$27\,200 - 11\,000 = 16\,200 \text{ kWh/år med UVP u}$$

$$25\,800 - 12\,600 = 13\,200 \text{ kWh/år med UVP o}$$

vilket med ett elpris på 0,55 kr/kWh

- ökar driftskostnaden för "indirekt" bergvärmepump, BVP i, med 1 300 kr/år jämfört med "direkt" BVP d
- ger 1 700 kr/år lägre driftskostnad för uteluftvärmepump med underkyllare, UVP u, än utan sådan, UVP o.

- medför 1 100 kr/år lägre driftkostnad för BVP d än UVP u, vilket ger BVP d bättre ekonomi än UVP u upp till ca 7 000 kr högre installationskostnad.

Följande utrustning är skiljaktig för UVP u och BVP d

UVP u:

60 m² förångare med fläkt för 1 600 m³/h samt luftkanaler till och från dessa komponenter vid inomhusplacering i enhetsaggregat eller köldmedieledningar till utomhusplacerad förångareenhet. En särskild uppmärksamhet måste ägnas tövattendränning, snö- och vindskydd för en utomhusplacerad förångare. För möjliggörande av drift vid längre perioder med kall, blåsig och snörik väderlek med acceptabel energiekonomi torde få nu befintliga utföranden vara tillräckligt effektiva.

4-vägsventil och styrutrustning för avfrostning.

Slutkundpris för ovanstående utrustning uppgår till omkring 15 000 kr inkl moms 1991, se avsnitt 5.3.5.3.

BVP d:

60 m djupt borrhål samt kopparrör i detta och mellan borrhål och värmepump.

För denna utrustning uppgår pris till slutkund, se avsnitt 5.3.5.2, inkl moms, till omkring 25 000 kr 1991 vid gynnsamma betingelser för borrhning. Dock är det tveksamt om ens HCFC 22 kan tillåtas för direktexpansion. Enligt Naturvårdsverkets författning måste nämligen köldmediefyllningen av CFC- och HCFC-medier minimeras. Sålunda torde för denna aggregattyp endast klorfria köldmedier kunna ifrågakomma.

Samma beräkningar som för FIG 5.17 utförda med hjälp av 5.18 ger nedan redovisade jämförelsetal. Prestanda för värmepumpen UVP o utan underkylare stämmer väl med vad som redovisas för de tre bästa uteluftvärmepumpaggregaten av nio, vilka provats av Statens Provningsanstalt under 1990 och redovistat i [3]. FIG 5.18 ger rumsvärmebehovet $QL\dot{A} = 10\,400$ kWh/år.

Värmepump- typ	Drifttid tVÅ (h/år)	Värmeleverans QVÅ (kWh/år)	Elbehov EVÅ (kWh/år)	Värmetäcknings- grad QVÅ/QLÅ	Årsvärme- faktor $\phi\dot{A} =$ $=QV\dot{A}/EV\dot{A}$
UVP u	3 500	9 400	3 700	0,90	2,5
UVP o	4 000	8 700	4 200	0,84	2,1

Observera att i elbehovet, liksom för jämförelsevärdena från FIG 5.17, ingår el till styrning och den för kompressorn nödvändiga oljevärmen under ståperioder för kompressor. Φ_A motsvarar därför en värmefaktor vid drift, som erhålls vid utetemperatur $t_U = \text{ca } -5 \text{ }^\circ\text{C}$, trots att medeltemperaturen för rumsvärmeperioden är omkring $-1 \text{ }^\circ\text{C}$.

FIG 5.18 ger följande besparingar av elenergi från värmepumpdriften med

UVP u 5 700 kWh/år, 1991 motsvarande ca 3 100 kr/år

UVP o 4 500 kWh/år, 1991 motsvarande ca 2 500 kr/år

I en villa med dubbla värmeeffektbehovet QL , dvs ungefärligt detsamma som för FIG 5.17 stiger denna besparing til ungefärligt, för

UVP u 8 500 kWh/år, 1991 motsvarande ca 4 700 kr/år

UVP o 6 400 kWh/år, 1991 motsvarande ca 3 500 kr/år

Dessa siffror uppnås självfallet ej, om den värmda luftens distribution till husets olika rum ej ger för innevanarna acceptabel temperaturjämnhet, se avsnitt 4.3, [3] och [4].

5.3.4 Värmedistributionssystem och värmestyrnings utförande

5.3.4.1 Befintligt system med vattenburen värme

I villor med distribution av varmvatten till rumsvärmare, t ex radiatorer och konvektorer, erhålls oftast en relativt enkel anslutning. FIG 5.14 visar den totalekonomiskt bästa inkopplingen. Denna koppling ger minimerad kondenseringstemperatur och maximal livslängd för värmepumpskompressorn och högsta värmefaktor. Har befintligt tappvarmvattenförråd direkt värmning från elpatron behövs ett värmepumpaggregat utrustat med separat värmeväxlare och cirkulationspump kopplat till detta förråd, om rumsvärmesystemet ej utförts helt i rostfri metall, t ex koppar. För en värmepump enligt FIG 5.13 behövs ej växelventilen SVT i FIG 5.14. Vid tappvattenvärmebehov skall cirkulationspumpen PR, se FIG 5.13, för rumsvärmesystemet stoppas. Pumpen PT skall alltid vara i drift, när värmepumpskompressorn är i drift för erhållande av högsta tappvattenförrådstemperatur med hetgaskylning, se avsnitt 4.2.1 och 5.3.3.2.

Värmestyrningen utförs enligt det följande för bästa kombination av komfort, energi- och installationskostnadsekonomi :

- Oberoende av varandra startar rumstermostat och tappvattentermostat värmepumpens värmedrift vid en temperatur under inställt börvärde

t_{LB} resp t_{TB} . Denna drift innebär, att kompressor med systemet tillhörande fläktar och pumpar startar, undantag pump PR i FIG 5.13, när tappvattentermostat startat drift, då $t_T < t_{TB} + \Delta t_{TB}$.

- När rumstermostaten får en högre temperatur än $t_{LB} + \Delta t_{LB}$, stoppas rumsvärmningen genom att antingen pump PR, FIG 5.13, stoppar eller växelventil SVT, FIG 5.14 ställer sig i tappvattenläge. Δt_{LB} skall kunna inställas från 0,1 à 0,2 °C till 1 °C. Ett lågt värde är önskvärt, eftersom den avsevärda värmekapacitet som finns i huset gör att såväl uppvärmning som avsvälning går mycket långsamt, se avsnitt 4.2.2. Storleksordningen är 0,5 till 1 °C per timma. Av komfortskäl är det fördelaktigt med litet Δt_{LB} och relativt kort ståtid för värmepumpen, max ca 30 min, vid rumsvärmning. Ett normalt radiatorvärmesystem får radiatorernas övertemperatur mot rumstemperaturen halverad på ca 20 min. Ju längre perioder med svalare radiatorer, som erhålls, desto sämre komfort fås i närheten av fönster med radiatorer vid kall väderlek, se avsnitt 4.1. En optimalt dimensionerad värmepump kopplad till ett normalt villavärmesystem kan vid kontinuerlig drift vid 0 °C ute ej ensam ge högre radiatorframledningstemperatur t_{VF} än ca +40 °C.
- Tappvattenvärmningen stoppas, när dess termostat nått temperatur $t_{TB} + \Delta t_{TB}$, vilket innebär, att kompressor med pumpar och fläktar stoppar, om ej rumstermostaten står i värmedriftläge. Växelventil SVT ställs i läge för rumsvärmning. Δt_{TB} skall kunna väljas från 5 till 20 °C beroende på bl a skiktningförhållanden i tappvattenförrådet, pannan i FIG 5.14. $t_{TB} + \Delta t_{TB}$ får ej väljas högre än att kondensortrycket och kondenseringstemperaturen t_1 ej överstiger det som ger driftstopp från högttryckspressostaten. Speciellt uteluftvärmepumpar får mycket högre värmeeffekt sommartid än under vintern. Detta ger större temperaturskillnader i kondensorn och därmed lägre möjlig tappvattentemperatur sommartid, 3 till 6 °C beroende på kondensorns dimensionering. Ju större kondensorn desto mindre skillnad erhålls. Maximal tappvattentemperatur uppnås, om värmepumpen styrs, så att den alltid fortsätter i drift med tappvattenvärmning tills en "styrhögtryckspressostat" vid ett tryck något lägre än säkerhetspressostatens bryttryck stoppar kompressorn. Utrustningen för denna styrning torde kosta slutkunden ca 1 000 kr.
- Om värmepumpen varit i drift en valbar tid τ_L , 1 till 10 timmar, utan att rumstermostaten når temperatur $t_{LB} + \Delta t_{LB}$, inkopplas tillsatsvärme och manövreras shuntventil SVR för uttag av värme från el- eller oljepannan. Med hänsyn till den mycket stora värmekapaciteten i huset måste SVR öppnas och stängas utomordentligt långsamt, för temperaturändring i framledningen på högst 5 °C per timme vid öppning och, beaktande solvärme, 10 °C per timma vid stängning.

Den enklaste och billigaste styrningen fås, om värmepumpen kopplas direkt till pannan och hålls i drift för att ge denna tillräckligt hög temperatur för tappvattenvärmning under all drifttid. Vad detta innebär för energiförbrukningen, jämfört med separerad drift för rums- och tappvattenvärme enligt ovan, exem-

plifieras i det följande:

- Uteluftvärmepump med kompressor CRK1 - 0325, se FIG 5.6.
- Rumsvärmebehov $QL = 20\,000$ kWh/år.
- Driftsätt "pannvärmning" ger såsom årsmedeltal $t_1 = +57$ °C och $t_2 = -13$ °C, medan "separat rumsvärmning" medför $t_1 = +45$ °C samt $t_2 = -15$ °C på grund av större kyleffekt under den aktuella tiden för rumsvärmning.

FIG 5.6 ger då för:

"Pannvärmning" $ED = 2,40$ kW, $Q_2 = 3,15$ kW
 "Separat rumsvärmning" $ED = 2,15$ kW, $Q_2 = 3,65$ kW

För rumsvärmningen QL behövs därmed för:

"Pannvärmning" $ED_{\Delta} = QL \cdot ED / (Q_2 + ED) =$
 $= 20\,000 \cdot 2,40 / (3,15 + 2,40) =$
 $= 8\,650$ kWh/år
 "Separat rumsvärmning" $ED_{\Delta} = 20\,000 \cdot 2,15 / (3,65 + 2,15) =$
 $= 7\,410$ kWh/år

Driftskostnadsskillnaden blir med elpriset 0,55 kr/kWh ungefär 670 kr/år, vilket motiverar en extra kostnad för "separat rumsvärmning" på ca 4 000 kr. Denna merkostnad till slutkund torde lätt kunna klaras vid serietillverkning. Vid "platsbygge" av enstaka anläggningar syns det dock knappast möjligt.

5.3.4.2 Befintligt system med direktelvärm

Direktelvärmade villor innehåller intet värmedistributionssystem för värmepumpen. Komfort- eller energisparnackdelarna för en centralt placerad rumsluftvärmande värmepump har behandlats i avsnitt 4.3. Denna installation blir självfallet den billigaste men förutsätter för full utnyttning av värmepumpens kapacitet, att husinnevånarna accepterar upp till 6 °C temperaturskillnad mellan varmaste och kallaste rum, om dörrar till alla rum hålls öppna, eljest betydligt större skillnader.

FIG 5.19 visar de tre möjliga arrangemang för värmedistributionen, som kommenterats i avsnitt 4.3 och i figuren. Är kraven på temperaturjämnhet mellan olika rum låg samtidigt som normalt alla dörrar hålls öppna mellan rummen, behövs ej något värmedistributionssystem. Eventuellt kan val av värmepumpoptimalt luftflöde VR begränsas av krav på lägre ljudnivå från aggregatet.

Värmedistributionssystemet skall vid krav på större temperaturjämnhet självfallet av installationskostnads- och utrymmesskäl maximalt begränsas. Kostnaden för sådana systems installation i befintliga hus är så hög, att det ej självklart ger lägsta totalkostnad jämfört med central värmning med viss direktel-

värmetillsats i "avlägsna" rum även då värmepumpens värmeeffekt täcker rumsvärmebehovet. För det senare faller blir optimal värmepumpstorlek något mindre och krävs omsorgsfull injustering av direktelradiatorers termostater för drift endast under lägsta acceptabla rumstemperatur.

Kostnaderna för värmedistributionssystemen blir för gynnsamma fall ungefär de följande:

Varmluftkanaler med tilluftdon var 5:e m 600 kr/m
Fläktkonvektor med tillhörande enkelrörssystem 4 000 kr/st

Lägsta pris för ett komfortmässigt acceptabelt men minimerat värmedistributionssystem torde ej klaras under ca 10 000 kr. För att göra denna kostnad lönsam måste jämfört med centralvärmningen sparas 1 500 kr/år såsom minskad elförbrukning för rumsvärmningen. Detta innebär med 1991 års elpriser, att värmepumpen skall prestera en ökad drifttid för omkring 3 000 kWh/år större värmeupptagning ur värmekällan eller 5 000 kWh/år större värmeleverans. Såsom ovan angivits är detta ej givet. För tillämpningsfall enligt FIG 5.18 kan en maximal värmeleverans på ca 9 000 kWh/år erhållas. Enligt [4] har, för hållande av jämna temperaturer i fyra direktelvärmda villor med centralt värmande värmepumpar, en maximalt möjlig värmeupptagning ur värmekällan reducerats från ca 5 000 kWh/år med mellan 1 000 och 3 000 kWh/år. Detta motsvarar en minskning i maximal värmeleverans med ungefär 2 000 till 6 000 kWh/år.

5.3.5 Provanläggningars utförande

5.3.5.1 Villa Sundberg

FIG 4.8, 4.15 och 4.16 visar villans och rumsluftvärmesystemets från bergvärmepumpen utförande. FIG 5.20 - 24 illustrerar bergvärmepumpens konstruktion.

Följande kommentarer kan göras till systemutformningen utöver den som redovisats för rumsvärmesystemet i avsnitt 4.3:

- Kompressoroljevärmning är ej installerad och vätskeavskiljaren har förbikopplats. Enligt L-O Glas' uppfattning kan detta innebära ej försumbar risk för kompressorhaveri vid strypventilfel eller efter längre tids elstopp under vintern, se avsnitt 5.3.3.4. Leverantörens skäl för utelämnande av dessa säkerhetsutrustningar är besparing av el, ca 50 W, under kompressorstättid och bedömd ringa risk för överkokning, fyllningen är maximalt ca 4 l, de vertikala rören i borrhålet har 20 l rymd. Borrhålets temperatur torde högst bli +10 °C, medan kompressorn står i utrymme med omkring +20 °C. Inlösningen av köldmedie-

vätska i kompressorns olja torde därför ej bli haveririskabel, såvitt ej längre tids elavbrott sänker innetemperaturen mot och under +10 °C.

I strävan att få en låg kostnad och små dimensioner, 100 x 100 mm², för varmluftkanaler har luftflödet valts totalekonomiskt för lågt. Ökas luftflödet från nuvarande 400 m³/h till optimala 1 000 m³/h erhålls följande resultat med hjälp av FIG 5.3 och 5.22 samt förutsatt:

Förångningstemperatur -10 °C för 400 m³/h kondensorluft
 -12 °C för 1 000 m³/h kondensorluft,
 som ger högre kyleffekt Q₂ på grund
 av lägre kondenseringstemperatur.

Med 400 m³/h luftflöde genom kondensator till rum erhålls kondenseringstemperatur t₁ = +55 °C och fläkteffektbehov EF = 60 W. Därmed blir värmepumpens totala elbehov EV = 1 620 W, dess värmeeffekt QV = 3 770 W, och värmefaktorn $\phi V = 3\,770 / 1\,620 = 2,33$.

Med 1 000 m³/h blir motsvarande värden, när kanaldimensionen ökas från 100 x 100 mm² för vardera av tre kanaler, se FIG 4.8, till 100 x 150 mm²

t₁ = +39 °C
 EF = 150 W
 EV = 1 500 W
 QV = 4 200 W
 $\phi V = 2,80$

Om värmepumpen skall leverera 16 000 kWh/år för rumsvärmningen såsom aktuellt för villa Sundberg, jämför avsnitt 4.2.3, behövs för värmepumpen elenergin vid

$$400 \text{ m}^3/\text{h} \quad 16\,000/2,33 = 6\,900 \text{ kWh/år}$$

$$1\,000 \text{ m}^3/\text{h} \quad 16\,000/2,80 = 5\,700 \text{ kWh/år}$$

Luftflödeshöjningen sparar alltså 1 200 kWh/år motsvarande ca 600 kr/år med 1991 års elpriser och blir lönsam upp till minst 3 000 kr installationskostnadsökning för de större kanalerna. Den beräknade kostnadshöjningen är mindre än 1 500 kr.

Styrningen är föredömligt enkel och torde vara optimal. Eftersom tappvattenvärmning ej sker från värmepumpen förenklas också dess principer. Med hänsyn till att tappvattenberedare redan fanns vid värmepumpinstallationen blir inkoppling av värmepump för sådan värmning sannolikt ej ekonomisk, se avsnitt 5.3.3.2.

Följande kostnader för värmepumpinstallationen har redovisats av leverantören Thermia AB, dec 1989, inkl totalt 6 700:- moms:

Värmepumpaggregat, exkl rörsystem på lågtryckssida ("kyldel", förångaredel)	24 000:-
Rörsystem på lågtryckssida inkl installation, varav 5 000:- för materiel (rör)	15 600:-
Borrhål för förångarerör, varav 2 500:- för frakt av borrhög	10 000:-
Luftkanalsystem med 100 x 100 mm ² kanal, 100 x 200 mm ² 1 200:- dyrare	10 200:-
Elinstallation	<u>4 300:-</u>
	64 100:-

Denna investering sparar sålunda enligt ovan ca 10 000 kWh/år eller med 1991 års elpris omkring 5 000 kr/år.

5.3.5.2 Villa "Björk"

FIG 4.7 och FIG 4.11 - 14 visar villans utförande och placeringen av de fläktkonvektorer som värms av värmepumpen via ett vattenrörsystem. FIG 5.25 - 30 ger värmepumpsystemets uppbyggnad.

Kommentarer till värmepumps med rumsvärmsystem utförande utöver de som lämnats i avsnitt 4.3 för rumsvärmsystemet blir de följande:

Konstruktionen, inkl styrning, syns väl utförd och sannolikt nära optimal för en bergvärmepump till nybyggnad, där tappvattenberedare skall installeras. Kapaciteten hos fläktkonvektorerna är avstämd till den kombinerade värmeväxlingen till tappvatten och rumsvärmsystemet. För att realisera lägsta elenergiåtgång genom minimerad kondenseringstemperatur blir arrangemang för minsta konvektion i tappvattentanken avgörande. Möjligen skulle bästa möjliga skiktning kunna medföra större flänsbatterier såsom optimala i fläktkonvektorerna för lägre behövlig framledningstemperatur till dessa, jämför FIG 5.30.

Den kombinerade värmeväxlingen till tapp- och rumsvärmevattnet från hetgaskylnings- och kondensorrör lindade kring tappvattenberedaren ger en viss "låsning" av tapp- och rumsvärmevattentemperaturerna till varandra. För lägre kondenseringstemperatur t₁ behövs högre och smalare tank för bättre temperaturskiktning i tanken. Inkommande tappkallvatten och svalare returvatten från rumsvärmsystem skall ge relativt låg temperatur i tankens nedre del. Hetgaskylning kring dess övre del skall fördelaktigast ge väsentligt högre tappvattentemperatur där än kondenseringstemperaturen t₁. Placering av och startinställning från termostat TV, se FIG 5.26, samt stopptryck för styrpressostaten påverkar väsentligt medelvärde för t₁ under drift och värmefaktor. Skulle, som o gynnsammast möjliga fall, fullständig blandning och lika tempe-

ratur fås i hela tanken blir differensen mellan t_1 och tankvattentemperatur t_T högst ca $10\text{ }^\circ\text{C}$, när rumsvärmsystemets pump ej är i drift. Med denna pump i drift erhålls då efter längre driftperiod utan tappvattenförbrukning $t_1 - t_T$ högst omkring $5\text{ }^\circ\text{C}$, varvid t_T ungefärligt har medeltemperaturen hos rumsvärmsystemets vatten. En slinga kring tanknederdelen för underkyllning av kondensat från inkommande tappkallvatten skulle vara energiekonomiskt fördelaktig. Detta förutsätter, att köldmediebehållaren inkopplas före denna slinga.

En beräkning av prestanda med hjälp av FIG 5.26, 5.27 och 5.30 samt sannolik förångningstemperatur $t_2 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ enligt MCE-mätning ger resultatet

	<u>Rums- och tappvatten- värmning</u>	<u>Endast tappvatten- värmning</u>
Värme QV (kW)	6,6	5,9
Elbehov EV (kW)	2,5	2,4
Värmefaktor ϕ_V	2,6	2,5

Med en antagen värmeleverans från värmepumpen på $20\ 000\text{ kWh/år}$ till drift med rums- och tappvattenvärme samtidigt samt $2\ 000\text{ kWh/år}$ för tappvattenvärmning enbart maj till september, vilket är aktuellt för villa "Björk", se avsnitt 4.2.3, blir årsresultatet:

Elbehov till värmepumpen med $0,10\text{ kW}$ till kompressoroljevärme och styrning under stopptid

$$20\ 000/2,6 + 2\ 000/2,5 + (8\ 760 - 20\ 000/6,6 - 2\ 000/5,9) \cdot 0,10 =$$

$$= 9\ 030\text{ kWh/år}$$

$$\text{Årsvärmefaktor } 22\ 000/9\ 030 = 2,4$$

Elenergibesparing $13\ 000\text{ kWh/år}$, motsvarande ca $7\ 000\text{ kr/år}$ med 1991 års elpriser.

Detta resultat förutsätter dock, att direktvärme ej inkopplas förrän värmepumpen icke klarar att hålla medeltemperaturen inne över $+20\text{ }^\circ\text{C}$.

Leverantören Thermia AB redovisar dec 1989 följande kostnader för värmepumpinstallationen, inkl totalt $8\ 000\text{: -}$ moms:

Värmepumpaggregat, exkl rörsystem på lågtrycks- sida ("kyldel", förångaredel)	28 000:-
Rörsystem för lågtryckssida, endast materiel	8 200:-

Borrhål för förångarerör, varav 2 500:- för frakt av borrhög	11 100:-
3 st fläktkonvektorer	7 500:-
Installation av rörsystem till fläktkonvektorer och lågtryckssida för värmepumpaggregat	17 100:-
Elinstallation	<u>5 400:-</u>
	77 300:-

5.3.5.3 Villa "Wikman"

FIG 4.6, 4.9 och 4.10 beskriver villans utförande och FIG 5.31 - 37 värmepumpinstallationen. Värmepumpaggregat exklusive förångardel, här uteluftförångare, och styrning, här avancerat datoriserad, är detsamma som i villa "Björk".

Kommentarer till installationen blir:

- Värmepumpaggregatet styrs från en datorreglercentral med avancerade funktioner för bl a rumstemperaturstyrningen. Dock startas ej avfrostningar från "behov", se [2], utan med programmerade tidsintervaller för fem olika utetemperaturområden. Avfrostningen stoppas av en högtrycksdriftpressostat eller efter en maximalt programmerad avfrostningstid. Även kompressorn stoppas då och startar ej förrän efter dess minsta stopptid 5 min. Med denna styrmetod förloras en del av värmepumpens optimala energisparmöjlighet jämfört med behovsavfrostning utan 5 min kompressorstopp efter avfrostningar. Dessa inträffar i medeltal ca var 150:e minut. Med datorstyrning skulle optimal avfrostning lätt och billigt kunnat ha arrangerats.
- Värmepumpaggregatet exklusive förångardel, avfrostnings- och styrutrustning är detsamma som för villa "Björk". Därför blir också kopplingen mellan tappvatten- och rumsvärmevattentemperatur från värmepumpdriften detsamma som för detta aggregat, se avsnitt 5.3.5.2.
- Avfrostning sker med hjälp av kompressorhetgas och ca 3,5 kW elvärmepatroner i förångaren. Vid avfrostning öppnar en magnetventil, 21 i FIG 5.31, parallell med strypventilen, varvid det avses, att av kompressionen överhettad köldmediegas tillsammans med elvärmerna i förångaren skall avfrostas uteluftförångaren. Metoden har dock flera nackdelar jämfört med den s k varmgasavfrostningen som beskrivs av FIG 5.13 och avsnitt 5.3.3.5. När värmepumpen täcker hela värmebehovet, blir avfrostningsenergiebehovet betydligt större. Risker för vätskeöverkokning under avfrostning blir större och oundviklig, om elpatronerna i förångaren av någon anledning ej värmer. Utrustningen blir något dyrare, sex elpatroner à 0,6 kW med elkabel och kontakter samt magnetventil jämfört med en 4-vägs magnetventil och kapillärör som strypor-

gan för varmgasavfrostning.

- Placering av förångaren utomhus med platsmonterade köldmedieledningar kommer ej att ge minimerad köldmediefyllning och läckrisk, varför den enligt Naturvårdsverkets författning av 1989-1991 knappast kommer att kunna godtas för andra köldmedier än sådana utan "växt-hus-" och "ozoneffekt". Dessutom kan den ge en dyrare installation än ett på värmepumpaggregatet fabriksmonterad uteluftförångare med fläkt, om detta kan uppställas direkt mot en ytterväggs insida. I detta fall kan dock av intransportskäl ej tappvattenberedaren sammanbyggas med värmepumpen. Inomhusplacering medför betydligt effektivare servicemöjligheter och säkrare tövattendrainering. Snörika, kalla vintrar torde skapa stor risk för driftstopp från igenisade luftinlopp till utomhuskylbatteriet, dels på grund av under avfrostningar ackumulerat fryst tövatten under förångare, dels på grund av vinddriven snöanhopning. Vid normalt vinterväder, $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ och 90 % relativ fuktighet, erhålls per månad c:a 1 m^3 tövatten från en uteluftvärmepump.
- Någon specifikation av förångarens, se FIG 5.34, luftberörda yta har ej lämnats. Uppgiven flänsfördelning 6 mm är oekonomiskt stor, se [2]. Prestandadiagrammet, FIG 5.37, syns ge något optimistiska värden, jämför "Exempel" i denna figur. Med exemplets något sannolikare värden, se även avsnitt 5.3.6, skulle följande årsresultat erhållas i villa "Björk", se avsnitt 5.3.5.2 ovan, för jämförelse mellan berg- och uteluftvärme:

Avfrostningar minskar QV från 6,6 kW till $0,9 \cdot 6,6 = 5,9\text{ kW}$
liksom ϕV från $6,6/2,7 = 2,4$ till $5,9/2,7 = 2,2$

För tappvattenvärmning enbart sommartid antas medelutetemperatur $t_U = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$ med $t_2 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $t_1 = +58\text{ }^{\circ}\text{C}$, som med FIG 5.27 ger

$$\begin{aligned} Q_2 &= 6,0\text{ kW} & ED &= 3,0\text{ kW} \\ QV &= 6,0 + 3,0 - 0,20 = 8,8\text{ kW} & (Q_f &= 0,20\text{ kW}) \\ EV &= 3,0 + 0,25 = 3,25\text{ kW} \\ \phi V &= 8,8/3,25 = 2,7 \end{aligned}$$

FIG 5.37 ger för $t_U = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $t_{VF} = +53\text{ }^{\circ}\text{C}$, sannolikt innebärande $t_1 = \text{ca } +58\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $QV = 9,2\text{ kW}$ och $EV = 3,4\text{ kW}$ sannolikt innefattande radiatorpumpbehov ca 0,1 kW, se FIG 5.31. Radiatorpump är dock stoppad vid enbart tappvattenvärmning.

Elbehov

$$20\ 000/2,2 + 2\ 000/2,7 + (8\ 760 - 20\ 000/5,9 - 2\ 000/8,8) \cdot 0,1 = 9\ 090 + 740 + 510 = 10\ 340\text{ kWh/år}$$

$$\text{Årsvärmefaktor } 22\ 000/10\ 340 = 2,1$$

Elenergibesparing 11 700 kWh/år motsvarande ca 6 000

kr/år med 1991 års elpriser.

Leverantören Thermia AB redovisar dec 1989 följande kostnader för värmepumpinstallationen inkl totalt ca 7 000:- moms och med kompletteringar av L-O Glas för ofullständiga uppgifter.

Värmepumpaggregat, exkl rörsystem på lågtryckssida ("kyldel", förångaredel), med styrning av typ villa Björk och med avfrostningsutrustning	ca	31 000:-
Rörsystem för lågtryckssida, förångare placerad utomhus ca 10 m från värmepumpaggregat, inklusive installation		5 100:-
Flänsbatteriförångare med fläkt enligt FIG 5.34	ca	8 000:-
Röranslutning av värmepumpaggregat till panna och tappvattensystem	ca	9 000:-
Elinstallation (utöver villa "Björks" installation behövs här elanslutning av elpatroner i förångare och shuntventil i panna)	ca	10 000:-
	ca	63 000:-

5.3.6 Provanläggningars driftresultat

5.3.6.1 Mätningars omfattning

I avsnitt 4.2.3 redovisas provvillornas "Sundberg", "Björk" och "Wikman" bedömda och från MCE-mätningar extrapolerade energibehov. Såsom där påpekats har det förekommit flera mätavbrott under mätperioden april 1989 till februari 1990. Några värmeflödesmätare har ej använts. Detta hade ej betytt någon avsevärd nackdel vad beträffar klarläggandet av värmepumpdriftens energibesparing, om icke samtidigt ovannämnda mätavbrott inträffat, vissa viktiga apparaters drifttider ej mätts eller drifttidmätningen inte fungerat, viss oklarhet förelegat om vilka elapparater de olika elenergimätningarna omfattade, och tryck- och temperaturmätningar för värmepumparnas köldmediesystem uppmätts som medelvärden för hela mätperioder även om värmepumpen tidvis stoppat under dessa. Intermittentdrift med stopp under mätperioder har varit mycket vanliga på grund av mild väderlek under mättiden och speciellt för villor "Sundberg" och "Björk" som haft tillräcklig värmeeffekt från värmepumparna ner till ca -5 resp -15 °C utetemperatur.

Mätvärdena från MCE har redovisats dels såsom dygnsvärden för el till värmepumpaggregat och totalt till villan samt medelvärden för temperaturer och tryck under tiden 890420 till 900228, dels såsom 4-minutersvärden under två dygn per månad tiden oktober 1989 till mars 1990. De senare mätningarna kallas nedan "intensivmätningar".

Relativt stora svårigheter har förelegat att under mätperioden få den omfattande och komplicerade mätutrustningen, se avsnitt 2, att fungera tillfredsställande. Flera mätvärden var under de inledande mätmånaderna felaktiga. Dessa förhållanden behandlas i de följande avsnitten.

5.3.6.2 Villa "Sundberg"

För driftresultattabeller nedan används följande beteckningar:

- τ_M = mätperiods längd, (tim = h)
- τ_F = drifttid för värmepumps kondensator - varmluftfläkt, normalt kontinuerlig drift, (tim = h)
- τ_D = drifttid för värmepumps kompressor, (tim = h)
- Et = el till villa, dvs total elförbrukning (kWh)
- EV = EF + ED = el till fläkt och kompressor (kWh eller kW)
- EF = el till fläkt (kWh) ED = el till kompressor (kWh)
- tu = medelutetemperatur för period τ_M vid huset
- t1 = kondenseringstemperatur enligt tryckmätning vid kompressorutlopp
- t2 = förångningstemperatur enligt tryckmätning vid kompressorinlopp

Tabell 5.3.1

"Intensivmätvärden" från MCE (exkl. 890630, kl 10²⁰), 4min-medelvärden.

Datum	Kl	EV kW	Et kW	tU °C	t1 °C	t2 °C	Anm
890420	6	0,7	0,94	- 2	+66	+13	Felaktiga mätvärden
890630	10.20	-	-	-	+55	- 7	Manometermätning
891020	11	1,74	1,74	+11	+54	- 4	
891116	18	1,74	3,84	- 1	+54	- 4	
891117	8	1,74	3,60	- 3	+54	- 4	
900118	9	1,62	3,24	- 3	+54	- 4	
900302	7	1,65	2,01	- 1	+55	- 4	
900316	1	0,12	1,8	+ 9	+ 2	+ 2	kompressor stoppad, t1 och t2 indikerar ca +2 °C i borrhål.
900316	10	1,65	3,36	+10	+53	- 5	

Enligt mätningar av MCE, se nedan, torde EF = 66 W gälla. Vid t1 = +54 °C, t2 = -4 °C ger ovanstående mätningar kompressorelbehov ED = 1,65 à 1,74 - 0,07 = 1,58 à 1,67 kW. Kompressordiagrammet, se FIG 5.22, visar då ED = 1,74 kW. Med manometertryckavläsningar 890630, vilka gav t1 = +55 °C, t2 = -7 °C blir ED = 1,66 kW. Detta tyder på, att MCE-mätning ger något för högt t2. För hela mätperioden april 1989 till mars 1990 visar MCE-mätningen praktiskt taget oförändrade t1 och t2, vilket i sin tur skulle innebära, att värmekällan, berget, ej har någon temperaturändring under mätperiodens värmeuttag. En möjlig förklaring härtill skulle vara en kraftig grundvattengenomströmning, se FIG 5.21.

Tabell 5.3.2

Dygnsmätvärden från MCE, månadssummerade. EF = 66 W antaget, se JULI nedan. MCE-mätning EV = ED + EF, dvs ej separat mätning av ED och EF.

Månad	τ_M h	τ_F h	τ_D h	E_t kWh	EV kWh	EF kWh	ED kWh	ED kW	tU °C	τ_D/τ_M
APR -89	240	240	85,8	461	153	16	137	1,59	(-14,7)	0,36
MAJ	672	(56857)	(304)	916	148	~50	~100	-	+13,1	~0,15
JUNI	552	552	27,8	822	93	37	56	(2,0)	(+ 8,1)	0,05
JULI	648	648	0	720	43	43	(ger EF = 66 W)		(+13,7)	0,00
AUG	720	720	30,1	750	94	48	46	1,53	(+11,3)	0,04
SEPT	216	216	17,1	283	43	14	29	1,70	(+199)	0,08
OKT	432	432	118	652	216	29	187	1,58	+10,9	0,27
NOV	672	671	378	1338	611	45	566	1,50	+ 2,1	0,56
DEC	744	728	511	1838	798	48	750	1,47	- 0,8	0,69
JAN -90	72	72	55,9	170	88	5	83	1,49	- 2,2	0,78
FEB	528*)	413	225	1112	380	27	353	1,57	+ 4,4	0,49*)
Summa	5 496	ca 5 360	ca 1 500	9 062	2 667	ca 360	ca 2 300			

*) Av tiden τ_M var värmepumpen stoppad 72 h i en följd, för kontroll av villans energibehov med direktvärme utan värmepumpdrift. τ_D/τ_M har därför beräknats med $\tau_M = 528 - 72 = 456$ h.

Denna tabell visar flertaliga mätningssvikt, τ_M borde ha varit 672 h (FEB), 720 h (APR; JUNI; SEPT; NOV), 744 h (MAJ; JULI; AUG; OKT; DEC; JAN) och totalt för hela mätperioden 7 536 h. Utetemperaturmätningen var felaktig april till september. Medelvärde för ED, 1,55 kW, visar att t2 ej är -4 °C utan ca -10 °C, se FIG 5.22 med t1 = +55 °C, om ej EV är felaktigt mätt.

Med hjälp av mätvärdena, uppgifter om aggregatutförandet, se FIG 5.20-24, och villans värmebehov, se avsnitt 4.2.1, 4.2.3 och FIG 4.8, kan följande allmänna driftdata beräknas:

Värmepumpens elbehov vid drift.	EV = 1,55 + 0,066 = 1,62 (kW)
- " - " - " - stopp av kompr.	EV0 = 0,066 (kW) = EF
- " - " - " - värmeavgivning vid drift.	QV = EV + Q2 = 1,62 + 2,2 = 3,8 (kW)

Villans värmebehov för rumsvärmning	QL = 0,18 · (20 - tU) - 0,8 =
-------------------------------------	-------------------------------

(Rumstemp. +20 °C, solvärme, hushållsel och värme från människor = 0,8 kW har antagits).

$$= 2,8 - 0,18 \cdot tU \text{ (kW)}$$

$$QL = 0 \text{ för } tU > tU0 = +16 \text{ °C}$$

vid mulet väder.

Villans tappvattenvärmebehov, inkl. värmeförluster från varmvattenberedare, dygnsmedelvärde.

$$ET = 0,33 + 0,2 = 0,5 \text{ (kW)}$$

Utetemperatur tUD under vilken värmepumpen behöver vara i kontinuerlig drift, dvs $\tau D = \tau M$ skall erhållas.

$$QL = 2,8 - 0,18 \cdot tUD = QV = 3,8$$

ger $tUD = -6 \text{ °C}$.

Dygnsmedelvärde för hushållseffekt.

$$EH = 0,6 \text{ (kW)}$$

Totalt elbehov $E_t = EV + ET + EH + (QL - QV)$ med $QL - QV =$ rumstillsatsvärmebehov = 0, när $tU > tUD = -6 \text{ °C}$, > 0 , $tU < tUD = -6 \text{ °C}$.

$$E_t = 1,62 + 0,5 + 0,6 + 2,8 - 0,18 \cdot tU - 3,8 = 1,7 - 0,18 \cdot tU \text{ (kW)},$$

när $tU < tUD = -6 \text{ °C}$.

$$E_t = 1,1 + 1,62 \cdot (2,8 - 0,18 \cdot tU) / 3,8 = 2,3 - 0,077 \cdot tU \text{ (kW)},$$

och

$$EV = E_t - 1,1 = 1,2 - 0,077 \cdot tU \text{ (kW)}$$

när $+16 > tU > -16 \text{ °C}$.

$$E_t = 1,1 \text{ (kW)},$$

när $tU > tU0 = +16 \text{ °C}$.

Ovannämnda el- och värmeeffekter kommer att visa stora variationer mellan olika dygn, även om tU ej ändras. ET bestäms i huvudsak av dygnets tappvarmvattenförbrukning och av det värmda kallvattnets temperatur, max +5 °C på senvinter och ca +15 °C på sensommar. EH varierar med användning av hushållsmaskiner, speciellt tvätt- och diskmaskiner, samt belysning, vilken sommartid behövs i mindre utsträckning. Egna mätningar visar på normala variationsintervaller i en villa på mellan 6 och 25 kWh per dygn vid ett årsmedelbehov på 12 kWh per dygn. El till disk- och tvättmaskiners vattenvärmning ger relativt ringa rumsvärmetillskott, medan el till belysning, kyl- och frysmöbler och huvuddel till spis praktiskt taget helt tillgodogöres.

Solvärmetillskottet genom oskuggade och oskärnade tvåglasfönster uppgår till ungefärligt de värden tabell 5.3.3 visar.

Tabell 5.3.3

Datum Solvärme qS kWh per dygn och m² fönsteryta till rum innan för detta vid klart väder. Helt mulen himmel ger ca 10 % av angivna värden.

	Öst- och <u>Västfasad</u>	Sydfasad	Sydost- och <u>Sydvästfasad</u>
22/12	0,12	1,0	0,68
22/11 och 22/1	0,31	1,7	1,2
22/10 och 22/2	0,80	3,0	2,2
22/9 och 22/3	1,7	3,8	3,0
22/8 och 22/4	2,6	3,5	3,4
22/7 och 22/5	3,0	2,9	3,3
22/6	3,4	2,6	3,1

Exempel

10 m² oskuggade fönster i sydost- och sydvästfasader ger i december vid molnfri himmel ca 7 kWh rumsvärme per dygn, dvs 0,3 kW såsom dygnsmedeleffekt. Helmulet väder minskar dessa värden till ca 0,7 kWh och 0,03 kW. Motsvarande siffror för september och mars blir 30 kWh och 1,3 kW vid klart väder resp 3 kWh och 0,13 kW vid helmulet väder.

Tabell 5.3.4 visar exempel på dygnselbehov EV och Et enligt beräkningssamband ovan och såsom jämförelse MCE-mätningar för dygn i en period om minst tre dygn i följd med tU nära i tabellen angivna värden.

Tabell 5.3.4

tU	EV (kWh/dygn)		Et (kWh/dygn)	
	<u>Beräknat</u>	<u>MCE</u>	<u>Beräknat</u>	<u>MCE</u>
-10	39	36	84	77 - 86
0	29	12 - 27	55	44 - 61
+10	10	7 - 19	38	26 - 48

Överensstämmelsen är acceptabel med hänsyn till ovan angivna variationer i verkligt värmebehov. MCE-mätvärdena i jämförelse med beräkningarna visar också, att direktvärme för höjning av relativt låg golvtemperatur och låg operativ temperatur vid fönster, se avsnitt 4.1 och 4.3.5, ej i betydande omfattning

använts. För ett år torde sålunda det driftresultat, som beräknats under avsnitt 5.3.5.1, erhållits, dvs årsvärmefaktor ca 2,3 och elbesparing omkring $16\ 000 - 6\ 900 = 9\ 100$ kWh/år. MCE-mätningar tyder ej på att nämnvärda feldriftstopp förekommit.

5.3.6.3 Villa "Björk"

För mättablerna nedan används samma beteckningar som för villa "Sundberg", varvid EF i detta fall avser driftel till rumsfläktkonvektorernas fläktar, sannolikt alla tre. Drifttiden för värmepumpens kompressor och radiatorcirkulationspump har mätts, men tidvis har orimliga mätvärden erhållits såsom upp till 100 drifttimmar per dygn. De kan därför ej användas för analys av driftresultaten.

EV innefattar i detta fall enligt MCE el till oljevärme, $E0 \approx 50$ W, vid kompressorstopp och el till konvektorvattenpump EP1 ≈ 120 W, se FIG 5.26.

Tabell 5.3.5

"Intensivmätvärden" från MCE (exkl 890630, kl 12).
4-min-medelvärden, där ej annat anges.

Datum	Kl	EV kW	Et kW	tU °C	t1 °C	t2 °C	Anm
890420	6	1,00	1,66	+0,8	+41	-2	1 timme-medelvärde
890630	1200	2,25	2,76	+16	+50	-8	2 min-medelvärde
	1240	2,25	5,25	+17	+52	-4	- " -
	1230	-	-	-	+52	-5	Manometervärden
891016	12	2,10	2,34	+8	+53	-3	Drifttid ca 6 min mellan stopp
891215	14	2,10	3,4	-17	+48	-11	Efter ett dygns kontinuerlig drift.
910118	18	2,22	3,2	+3	+55	-7	Drifttid ca 15 min mellan stopp.
910301	20	2,22	6,0	-2	+57	-7	Efter en timmes drift
910315	21	2,10	3,1	+9	+41	-9	Efter 1,5 tim drift.
	22	2,22	3,2	+9	+56	-8	Efter 15 min drift.

Värmepumpens värmeeffekt är tillräcklig ned till utetemperatur ca $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, se vidare nedan. Villans innevånare störs av ljudet från konvektorfläktar vid högsta driftvarvtal, se FIG 5.30. Därför har sannolikt lägsta eller mellanvarvtal, läge 1 resp 2, normalt använts för fläktdriften, se även nedan. 891215 var $EF = 120\text{ W}$, vilket motsvarar tre fläktar i drift med mellanvarvtal. Med de lägre varvtalen krävs dock högre vattentemperaturer till konvektorerna, för att avge kondensorns värmeeffekt. 890630 blev denna temperatur $+52\text{ }^{\circ}\text{C}$ vid högsta varvtalet och $+18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ingående luft till bottenplanet konvektor,3, se FIG 4.7. Konvektorernas värmeväxlingsyta är för liten relativt värmepump- och fläktkapacitet och fläktarna sannolikt otillräckligt ljuddämpade med avseende på optimal ekonomi. De nämnda förhållandena medför också, vilket klart framgår av intensivmätningarna, att kompressorns gångtid blir kort efter relativt täta starter, åtmonstone när utetemperaturen ligger över $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

891215 var golvtemperaturen endast $+11$ à $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$, se FIG 4.7, vilket ger en mycket låg luftinloppstemperatur, högst $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ till konvektorerna. Värmepumpens relativt låga förångningstemperatur t_2 på $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ ger då också en lägre värmeeffekt, $6,3\text{ kW}$ mot omkring $7,9\text{ kW}$ 890630 med $t_2 = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, se FIG 5.27. Detta förklarar den lägre kondenseringstemperaturen 891215, $t_1 = +48\text{ }^{\circ}\text{C}$, mot $+52\text{ }^{\circ}\text{C}$ 890630.

Hetgas-kondensorrörslingorna lindade kring tappvarmvattenberedaren med köldmediemotström mot rumsvärmslingornas vattenflödesyns ge utgående konvektorvattentemperatur nära kondenseringstemperaturen på grund av hetgaskylningens värmetillskott.

Vid kontinuerlig drift sjunker t_2 under $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. De högre värdena i tabell 5.3.5 gäller vid korta driftperioder, när stationära driftförhållanden, bortsett från den mycket långsamma avkylningen av bergmassan längre från borrhålet, ej uppnåtts.

Uppmätta värden för $EV = ED + 0,12\text{ kW}$ är för låga relativt mätta t_1 - och t_2 -värden. Enligt FIG 5.27 erhålls såsom exempel

$$\begin{aligned} ED &= 2,6\text{ kW} \quad \text{vid } t_1 = +52 \quad \text{och } t_2 = -5\text{ }^{\circ}\text{C} \\ ED &= 2,3\text{ kW} \quad \text{vid } t_1 = +48 \quad \text{och } t_2 = -11\text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Uppmätta värden är $2,25 - 0,12 = 2,1\text{ kW}$ resp $2,10 - 0,12 = 2,0\text{ kW}$. Fel kan exempelvis föreligga i mätning av t_2 , lägre värde sänker ED, och av EV. Den relativa gångtiden för värmepumpen har beräknats för tabell 5.3.6 med förutsättning att kontinuerlig drift skulle givit $EV = 2,6 \cdot \tau M$ (kWh).

Tabell 5.3.6.

Dygnsmätvärden från MCE, månadssummerade.

Månad	τ_M h	tU °C	Et kWh	EV kWh	EF kWh	EF/ τ_M W	Relativ gång- tid= $EV/(2,6 \cdot \tau_M)$
-89 APR	240	+ 6,8	423	182	23,5	98	0,29
MAJ	744	+11,9	755	266	62,0	83	0,14
JUNI	600	+15,5	497	160	33,5	56	0,10
JULI	672	+17,4	525	132	54,9	82	0,08
AUG	720	+15,9	573	149	68,3	95	0,08
SEP	432	+12,1	458	190	41,8	97	0,17
OKT	528	+ 8,9	822	439	49,8	94	0,32
NOV	360	+ 6,0	578	339	34,7	96	0,36
NOV	312	- 3,0	642	443	36,5	117	0,55
DEC	696*)	- 1,3	1903	785	52,0	75	0,55($\tau_M=552$)
-90 JAN	624*)	+ 1,4	1700	660	44,0	70	0,53($\tau_M=480$)
<u>FEB</u>	<u>576</u>	<u>+ 4,0</u>	<u>1290</u>	<u>652</u>	<u>48,9</u>	85	0,44
Summa	6 504	-	10 166	4 397	550		

*) Av tiden τ_M var för vardera månad värmepumpen stoppad 144 h i en följd, för energimätning vid endast direktelvärmefaktor.

Mätavbrott har för villa "Björk" varit drygt 1 000 h kortare än för villa "Sundberg". Eftersom drifttidmätningen för kompressorn och konvektorfläktarna ej varit korrekt, kan ytterligare bedömningar av kompressoreffektbehovet ED och varvtalsval för konvektorfläktarna ej göras med hjälp av tabell 5.3.6. Dock syns av denna, att lägsta medeleffekt EF/ τ_M använts i juni och den högsta i den kalla novemberperioden. Konvektorfläkt drift har dock i huvudsak använts även mycket varma dygn med mellan 66 eller 99 W dygnmedeleffekt, t ex motsvarande exempelvis två resp tre fläktar i drift med lägsta varvtal, se FIG 5.30. Konvektorfläktarna borde stoppats, när deras vattencirkulationspump stoppat, för att erhålla lägsta elförbrukning. När rumsvärmebehov under sommarhalvåret ej finns, blir fläktdrivenergin en ren förlust. Vid rumsvärmebehov bidrar den visserligen med hela sin effekt till rumsvärmningen, men dess värmefaktor blir ett mot värmepumpens ca 2,5.

Med hjälp av mätvärdena, uppgifter om aggregatutförandet, se FIG 5.25-30, och villans värmebehov, se avsnitt 4.2.1, 4.2.3 och FIG 4.7, kan följande allmänna driftdata beräknas:

Värmepumpens och konvektorfläktars elbehov vid drift, $t_1 = +50$, $t_2 = -10$ (höst-vår).

$$EV = ED + EP1 + EF \approx 2,35 + 0,12 + 0,10 = 2,6 \text{ (kW)}$$

Värmepumpens och konvektorfläktars värmeavgivning vid ovan nämnda driftförhållande.

$$QV = EV + Q2 = 2,6 + 4,1 = 6,7 \text{ (kW)}$$

Värmepumpens elbehov vid enbart tappvattenvärmning, när EP1 och EF antas vara 0. $t_1 = +55$ $t_2 = -8$ (sommar).

$$EVT = ED = 2,55 \text{ (kW)}$$

Värmepumpens värmeavgivning vid tappvattenvärmning enligt ovan och värmeförlust från tappvattenberedare $Q_f = 0,2$ kW.

$$QVT = ED + Q2 - Q_f = 2,55 + 4,1 - 0,2 = 6,5 \text{ (kW)}$$

Värmepumpens elbehov vid stopp, varvid EF = 0 antas.

$$EVo = E0 \approx 0,05 \text{ (kW)}$$

Villans värmebehov för rumsvärmning. (Rumstemp $+20$ °C, solvärme, hushållsel och värme från människor = $0,8$ kW antas)

$$QL = 0,20 \cdot (20 - tU) - 0,8 = 3,2 - 0,20 \cdot tU \text{ (kW)}$$

$QL = 0$ för $tU > tU0 = +16$ °C vid mulet väder.

Villans tappvattenvärmebehov QT för 120 l/dygn, se avsnitt 4.2.3, med värmeförlust $Q_f = 0,2$ (kW), dygnsmedelvärde.

$$QT = 0,2 + 120 \cdot 4,2 \cdot (50 - 5) / 86400 = 0,5 \text{ (kW)}$$

Utetemperatur tUD under vilken värmepumpen behöver vara i kontinuerlig drift.

$$QL + QT = 3,2 - 0,20 \cdot tUD + 0,5 = QV = 6,7 \text{ ger } tUD = -15 \text{ °C}$$

Hushållseffekt, dygnsmedelvärde

$$EH = 0,6 \text{ (kW)}$$

Totalt elbehov, när $tUD < tU < tU0$, $-15 < tU < +16$ °C, dygnsmedelvärde ($EV = Et - EH$).

$$Et = EH + (QL + QT) \cdot EV/QV = 0,6 + (3,7 - 0,20 \cdot tU) \cdot 2,6/6,7 = 2,0 - 0,078 \cdot tU \text{ (kW)}$$

Totalt elbehov, när $tU > tU0 = +16$ °C, dygnsmedelvärde ($EV = Et - EH$).

$$Et = EH + QT \cdot EVT / QVT = 0,6 + 0,5 \cdot 2,55 / 6,5 = 0,8 \text{ (kW)}$$

Kommentarer till ovan angivna beräknade effektsamband är desamma som de,

vilka givits i avsnitt 5.3.6.2 för villa "Sundberg". Tabell 5.3.7 ger exempel på beräknade dygnselbehov EV och Et i jämförelse med MCE:s mätvärden för dygn i perioder om minst tre dygn i följd med tU nära i tabellen angivna värden.

Tabell 5.3.7

tU (°C)	EV (kWh/dygn)		Et (kWh/dygn)	
	Beräknat	MCE	Beräknat	MCE
- 10	53	42 - 46	67	57 - 72
0	34	32 - 35	48	47 - 51
+ 10	14	10 - 15	29	21 - 36
>+16	5	3 - 5	19	13 - 22

- Liksom för villa "Sundberg" erhålls tillfredsställande överensstämmelse för beräkningen jämfört med MCE-mätningar. Tillsatsvärme från direktelradiatorer för erhållande av jämnare temperaturer mellan olika rum och mellan golv och tak syns därför ej heller kommit till användning i nämnvärd utsträckning. Det skall dock observeras, att MCE-mätning enligt ovan eventuellt ger 10 à 20% för lågt EV. Beräkningsvärden för EV och MCE-mätningar i tabell 5.3.6 tyder ej på att några feldriftstopp av nämnvärd omfattning förekommit. Mätvärden och beräkningar innebär en driftvärmefaktor på

$$QV/EV = 6,7 / 2,6 = 2,6 \text{ vid rums- och tappvattenvärmning}$$

och $QVT/EVT = 6,5 / 2,55 = 2,5$ vid enbart tappvattenvärmning.

För villans totala värmebehov, ca 28 000 - 5 500 = 22 500 kWh/år, se avsnitt 4.2.3, skulle därför gälla med hänsyn till en obetydlig varaktighet för utetemperaturer under tUD = -15 °C ett normalår:

$$EV = 22\,500 / 2,6 = 8\,700 \text{ kWh/år}$$

$$\tau V = 22\,500 / 6,7 = 3\,400 \text{ h/år}$$

För värmepumpens totala elförbrukning tillkommer kompressoroljevärmning under 5 360 h/år

$$EV_o = 0,05 \cdot 5\,360 = 300 \text{ kWh/år}$$

Årsvärmefaktorn uppgår därmed till

$$22\,500 / 9\,000 = 2,5$$

och sparad elenergi till

$$22\,500 - 9\,000 = 13\,500 \text{ kWh/år.}$$

5.3.6.4 Villa "Wikman"

I mättabellerna nedan används samma beteckningar som för villor "Sundberg" och "Björk". Enligt MCE innefattar EV el till kompressor, ca 50 W oljevärme vid kompressorstopp och 3,6 kW elpatroner för avfrostningsvärme, se FIG 5.31.

Tabell 5.3.8

"Intensivmätvärden" från MCE (exkl 890630 kl 16⁴⁸)

4-min-medelvärden, där annat ej anges.

Datum	Kl	EV kW	Et kW	tU °C	t1 °C	t2 °C	t1k °C	Anm
890630	1646	3,00	3,24	+14	-	(+14)	+105	2 min-medelvärde
	1648	-	-	-	+51	+1	-	Manometermättn.
891016	1305	2,58	3,00	+8	-6	-6	+102	t1-mätning fel
	1317-29	0,06	0,66	+8	-30	+2	-	- " - kompr. ej i drift
900118	1724	2,46	4,62	+3,8	+44	-9	+82	8 min efter avfr.
	1832	2,34	10,2	+3,6	+48	-10	+113	
	1940	2,22	4,50	+1,3	+47	-13	+116	
	1948	6,36	9,00	+1,0	+50	+7	+56	ca 1947 start avfr
	1952	6,84	9,00	+0,8	+57	+13	+59	ca 1958 avfr slut
	2008	2,34	4,86	0,0	+46	-10	+91	
	2328	5,22	7,38	-3,2	+53	-11	+111	Sannolikt 3kW "elsköld" i drift
900119	0120	2,22	3,00	-2,4	+53	-11	+132	
900215	2248	2,10	2,58	-1,4	+44	-15	+108	Kl 2016 och 2356 12 min långa avfr och kl 2224 -2236 värmepumpstopp.
900316	0904	2,58	5,58	+8,8	+46	-6	+91	

"Intensivmätningarnas" värden på t_1 och t_2 och FIG 5.27 bekräftar acceptabelt prestanda enligt FIG 5.37 och driftförhållanden enligt exemplet i figuren för värmepumpaggregatet. Dock förefaller aggregatets elbehov EV, i motsats till villa "Björk", enligt mätningarna vara riktigt. För exempelvis $t_1 = ca +47\text{ °C}$ och $t_2 = -10\text{ °C}$ har 900118 mätts $EV = 2,34\text{ kW}$, medan enligt FIG 5.27 kompressorelbehov ED vid dessa förhållanden är $2,31\text{ kW}$. Observera att elbehov för radiatorcirkulationspump, utluftfläkt och styrning enligt MCE ej ingår i EV. Dessa effekters summa är enligt FIG 5.31, 5.34 och 5.37 ca $0,35\text{ kW}$. Verkligt elbehov till värmepumpdriften blir sålunda omkring $0,35\text{ kW}$ större än det av MCE mätta.

Uppenbarligen, se mätning 900118 kl 23⁰⁸, innefattar EV också $3,0\text{ kW}$ el till elvärmesköldar kring varmvattenberedaren, vilka också under andra perioder med utetemperatur under ca -3 °C ökat EV med $3,0\text{ kW}$. Detta gör en analys av värmepumpaggregatets prestanda betydligt osäkrare, enär inkopplingstid för elvärmesköldarna ej uppmätts.

Typiska driftvärden för avfrostningar visar tabell 5.3.8 kl 19⁴⁸ och 19⁵². Under denna avfrostning hade tappvattenberedarens överdel $+58\text{ °C}$ temperatur, dess nederdel $+42$ till $+47\text{ °C}$. Utgående köldmedium till stryp- och avfrostningsmagnetventil, se FIG 5.31, hade temperatur $t_{S1} = +40$ till $+47\text{ °C}$. Köldmediereturtemperaturen från förångaren till kompressorn mättes till praktiskt taget samma temperatur som förångningstemperaturen t_2 mätt genom insugningstrycket till kompressorn. Direkt efter avfrostningen stiger tryckrörstemperaturen t_{1K} , då nära lika med kondenseringstemperaturen t_1 mätt genom utloppstryck från kompressorn, från $+56\text{ °C}$ under ca 40 min drift till "jämviktsvärdet" $+112\text{ °C}$. Under denna driftperiod råder praktiskt konstanta $t_1 = +46$, $t_2 = -12$ och kondensattemperatur från kondensor $t_{S1} = +44\text{ °C}$. För den totala avfrostningsdrifttiden ca 11 min torde följande förhållanden, med stöd av studier av förloppet i ett entalpi-tryckdiagram för köldmediet R22, se FIG 5.38, därför gälla:

- Den något överhettade ångan från kompressorutloppet, ca 60 °C svalare än vid normal värmepumpdrift, avkyls och kondenserar eventuellt något vid passage av hetgas-kondensorvärmväxlaren lindad kring tappvarmvattenberedaren, se FIG 5.26. Radiatorvattenpumpen är med största sannolikhet stoppad, eljest skulle betydande kondensering av köldmediet erhållas med sänkt avfrostningsvärmeeffekt och eventuellt katastofal vätskeinsugning i kompressorn som följd. På grund av att ringa kondensering erhålls i kondensorn och tryckfallet i denna och i vätskeledningarna till magnet- och strypventiler är proportionellt mot köldmediets medelvolymitet, blir tryckfallet i den normalt vätskefyllda systemdelen ca 10 gånger större. Detta skulle förklara, att t_{S1} blir $+47\text{ °C}$ för den ringa vätskebevärgda ångan före ventilerna, trots att trycket efter kompressorn motsvarar $+57\text{ °C}$ kondenseringstemperatur.
- I avfrostningsmagnetventilen stryps köldmedieångan till tryck motsvarande $+7$ till $+13\text{ °C}$ förångningstemperatur t_2 . Tillsammans med $3,6\text{ kW}$ värmeeffekt från förångarens avfrostningselatroner avges i förångaren huvuddelen av elenergin tillförd kompressorn, varvid en viss kondensering av köldmediet sker i förångaren. Enligt MCE-mätning tillförs kom-

pressorelmotorn effekt ED omkring $6,6 - 3,6 = 3,0$ kW, som medeltal för avfrostningsperioden. Under denna gäller såsom medelvärde för t_1 och t_2 temperaturer $+54$ resp $+10$ °C. FIG 5.27 ger för dessa värden $ED=3,3$ kW. Med en betydande vätskeinsugning i kompressorn, nära 20 % av medieflödet enligt FIG 5.38, kan dock ett mindre effektbehov uppkomma genom den lägre ångtemperaturen under kompressionen.

- Den efter avfrostningen mycket låga och långsamt stigande kompressorutloppstemperaturen t_1K visar, att vätskeavskiljaren före kompressorns inlopp innehåller mycket köldmedievätska, som uppsamlats efter kondensering i förångaren och sedan succesivt returneras till kompressorn via hålet i botten av vätskeavskiljarsugledningen.
- Under avfrostningen, med sannolikt försumbar värmeförlust till värmesystemet enligt ovan, uppgår elförbrukning för elpatroner och kompressor till $6,6 \text{ kW} \cdot (11/60) \text{ h} = 1,2 \text{ kWh}$. Av denna värmemängd förloras i den utomhusplacerade förångaren med ca 60 m^2 luftberörda ytor under avfrostningen genom konvektion och avdunstning från den i medeltal åtminstone till $+5$ °C av varmgas och elpatroner värmda ytan

$$5 \text{ (W/m}^2, \text{ °C)} \cdot 60 \text{ (m}^2) \cdot (5 - 1) \text{ (°C)} = 1\,200 \text{ W}$$

och på 11 min

$$1,2 \text{ (kW)} \cdot (11 / 60) \text{ h} = 0,2 \text{ kWh}$$

Att kompressorn med den aktuella avfrostningsmetoden icke direkt havererar på grund av vätskeinsugning, beror troligen på att vätskeavskiljaren och den kontinuerliga tillförseln ger en finfördelad vätskedimma. Volymmässigt upptar vätskan ej mer än ca 0,3% av insugen ångvolym, 20% av massflödet med en densitet på nära 90 gånger ångans. Däremot finns på längre sikt en risk för lagerhaveri. Vätskeinsugningen späder ut kompressorns smörjolja. Styrningen ger i medeltal avfrostning var 2,5:e drifttimma eller omkring 1 500 gånger per år. Detta betyder drift med kraftig vätskeinsugning omkring 400 timmar per år. En varmgasavfrostning för en villavärmepump enligt FIG 5.13 med förångaryta mot luft på 54 m^2 och en 20% större kompressor än här aktuell kompressor, ger vid samma frostmängd ett totalenergibehov på omkring 0,5 kWh. Den arbetar under avfrostningen med väsentligt lägre kondenseringstemperatur t_1 , ca $+20$ °C i medeltal mot enligt tabell 5.3.8 $+54$ °C. Förångningstemperaturen blir också lägre, under 0 °C. Avfrostningstiden är omkring 5,5 min, varvid kompressorns elbehov uppmätts till 0,17 kWh. Till detta elbehov kommer återvärmning av rumsvärmesystemets vatten, vilket avkylts såsom värmekälla till rumsvärmesystemets värmeväxlare, vid avfrostning förångare med kyleffekt Q_{2A} . Denna återvärmning kräver för värmepumpdriften eleffekten Q_{2A}/ϕ_A , där Q_{2A} uppmätts till $9 \text{ (kW)} \cdot (55 / 60) \text{ (h)} = 0,83 \text{ kWh}$ och ϕ_A till minst 2,5 vid utetemperaturer -5 till 0 °C. Detta ger ovannämnda totala elbehov för avfrostning på

$$0,17 + 0,83 / 2,5 = 0,50 \text{ kWh}$$

vilket är mindre än hälften av den för aggregat enligt FIG 5.31 behövliga avfrostningsenergin. För de omkring 1 300 avfrostningar, som i medeltal årligen uppmätts 1981 till 1991 i stockholmsklimat med behovsstyrd avfrostning, ger sålunda varmgasavfrostning ett "primärt" minskat avfrostningsenergiebehov med ca 900 kWh/år. Dock måste det extra tryckfall, som den för varmgasavfrostningen nödvändiga fyrvägsventilen ger, beaktas liksom eventuell köldmedieläckning från tryck- till sug sida, som kan ske i den. Köldmedieläckningen ligger enligt mätning för det här aktuella aggregatet under 2%, vilket med ett totalt elenergiebehov på ca 10 000 kWh medför ett ökat "sekundärt" elbehov på mindre än 200 kWh per år. Fyrvägsventilen har sådan dimensionering, att dess summerade tryckfall för tryck- och sugpassager motsvarar omkring 1 °C av differensen $t_1 - t_2$, dvs skillnad mellan kondenserings- och förångningstemperatur mätt vid kompressors anslutningar. Eftersom kompressorelbehovet är ungefärligt proportionellt mot denna differens, som vid medeldriftförhållanden uppgår till $+45 - (-15) = 60$ °C, ökar detta tryckfall elenergiebehovet ungefärligt $10\,000 \cdot (1/60) = 170$ kWh. Totalt medför det aktuella jämförelsefallet därför varmgasavfrostningen ett totalt minskat elbehov på 500 kWh eller 5% av årsbehovet. En otät och klen dimensionerad fyrvägsventil kan dock mer än eliminera denna vinst, men varmgasavfrostningens fördel med ingen eller ringa vätskeöverkokning kvarstår.

Tabell 5.3.9

Dygnsmätvärden från MCE, månadssummerade

Månad	τ_M h	t_U °C	τ_D h	EV kWh	Et kWh	EV/ τ_D kW	τ_D/τ_M
-89 APR	216	+ 7,0	(0)	497	730	-	-
MAJ	696	+12,3	89,1	447	1001	5,0	0,13
JUNI	672	+15,3	102	340	887	3,3	0,15
JULI	672	+18,2	27,6	159	679	5,8	0,04
AUG	720	+15,0	105	359	1035	3,4	0,15
SEPT	720	(-138)	189	549	1192	2,9	0,26
OKT	552	+ 7,8	256	759	1438	3,0	0,46
NOV	192	+ 6,3	102	311	517	3,0	0,53
DEC	0	-	-	-	-	-	-
-90 JAN	288	+ 1,7	260	829	1171	3,2	0,90
<u>FEB</u>	<u>600</u>	+ 4,4	<u>442</u>	<u>1276</u>	<u>1932</u>	2,9	0,74
Summa	5 328		(1 573)	5 526	10 582		

Såsom kommenterats för tabell 5.3.8 innefattar EV tidvis inkopplade 3,0 kW elvärmesköldar på varmvattenberedare och elpatroneffekt på 3,6 kW för avfrostning. Detta förklarar de relativt höga effektbeloppen $EV/\tau D$, om kompressordrifttiden τD antas vara riktigt uppmätt.

Med hjälp av mätvärdena, uppgifter om aggregatutförandet, se FIG 5.27, 5.31-37, och villans värmebehov, se avsnitt 4.2.1, 4.2.3 och FIG 4.6, kan följande allmänna driftdata beräknas:

Värmepumpens elbehov EV enligt FIG 5.37 under rums-
värmningsperiod med till-
lägg för elvärme till avfrostning med 3,6 kW
under 11 min per 150 min drifttid som års-
medeltal. Medeltal för $tVF = +45\text{ }^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned} EV &= 2,6 + 3,6 \cdot (11 / 150) + \\ &+ 0,04 \cdot tU = \\ &= 2,9 + 0,04 \cdot tU \quad (\text{kW}) \end{aligned}$$

Värmepumpens värmeavgivning QV
enligt FIG 5.37 under rums-
värmningsperiod med reduk-
tion för avfrostningstids uteblivna värme-
leverans och påfrostnings sänkning av
förångningstemperatur med i driftmedel-
tal $1\text{ }^\circ\text{C}$, motsvarande ca 4% lägre QV.
Medeltal för $tVF = +45\text{ }^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned} QV &= (1 - 11 / 150) \cdot (6,2 + \\ &+ 0,20 \cdot tU) = \\ &= 5,7 + 0,19 \cdot tU \quad (\text{kW}) \end{aligned}$$

Värmepumpens elbehov EVT vid enbart
tappvattenvärmning. Medeltal för
 $tVF = +53\text{ }^\circ\text{C}$ och $tU = +15\text{ }^\circ\text{C}$. Inga
avfrostningar, se FIG 5.37.

$$EVT = 3,3 \quad (\text{kW})$$

Värmepumpens värmeavgivning QVT vid
enbart tappvattenvärmning, se FIG 5.37.

$$QVT = 9,3 \quad (\text{kW})$$

Värmepumpens elbehov vid stoppad kom-
pressor, uteluftfläkt och radiatorpump
men med el till styr- och oljevärmeutrust-
ning.

$$EVo = 0,10 \quad (\text{kW})$$

Villans värmebehov för rumsvärmning.
(Rumstemp $+20\text{ }^\circ\text{C}$, solvärme, hushålls-
el och värme från människor = 1,3 kW)

$$\begin{aligned} QL &= 0,40 \cdot (20 - tU) - 1,3 = \\ &= 6,7 - 0,40 \cdot tU \quad (\text{kW}) \\ QL &= 0 \text{ för } tU > tUD = +17\text{ }^\circ\text{C} \\ &\text{vid mulet väder.} \end{aligned}$$

Villans tappvattenvärmebehov QT för
170 l/dygn, se avsnitt 4.2.3, med värme-
förlust $Q_f = 0,3\text{ kW}$, dygnsmedelvärde.

$$QT = 0,3 + 170 \cdot 4,2 \cdot (50 - 5) / 86\,400 = 0,7\text{ kW}$$

Utetemperatur tUD under vilken värme-
pumpen behöver vara i kontinuerlig
drift.

$$\begin{aligned} QL + QT &= 7,4 - 0,40 \cdot tUD = \\ &= QV = 5,7 + 0,19 \cdot tUD \\ \text{ger } tUD &= +3\text{ }^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Hushållseffekt, dygnsmedelvärde,
se avsnitt 4.2.3.

$$EH = 0,9 \text{ (kW)}$$

Totalt elbehov, när $tU < tUD$ och
oljepannndrift antas såsom tillsats-
värme = $QL + QT - QV =$
 $= 7,4 - 0,40 \cdot tU - 5,7 - 0,19 \cdot tU =$
 $= 1,7 - 0,59 \cdot tU \text{ (kW)}.$

$$Et0 = EH + EV = 0,9 + 2,9 +$$

$$+ 0,04 \cdot tU = 3,8 + 0,04 \cdot tU$$

$$\text{(kW)}$$

D:o med elvärmertiltsats.

$$EtE = 3,8 + 0,04 \cdot tU +$$

$$+ 1,7 - 0,59 \cdot tU =$$

$$= 5,5 - 0,55 \cdot tU \text{ (kW)}$$

Totalt elbehov för $+3 < tU < +17 \text{ }^\circ\text{C}.$
($EV = Et - EH$)

$$Et = EH + (QL + QT) \cdot EV / QV =$$

$$= 0,9 + (7,4 - 0,40 \cdot tU) \cdot$$

$$\cdot (2,9 + 0,04 \cdot tU) / (5,7 +$$

$$0,19 \cdot tU) \text{ (kW)}$$

$$tU = +5$$

$$Et = 0,9 + 5,4 \cdot 3,1 / 6,7 = 3,4 \text{ (kW)}$$

$$tU = +10$$

$$Et = 0,9 + 3,4 \cdot 3,3 / 7,6 = 2,4 \text{ (kW)}$$

$$tU = +15$$

$$Et = 0,9 + 1,4 \cdot 3,5 / 8,6 = 1,5 \text{ (kW)}$$

Totalt elbehov för $tU > +17 \text{ }^\circ\text{C}.$
($EV = Et - EH$)

$$Et = EH + QT \cdot EVT / QVT =$$

$$= 0,9 + 0,7 \cdot 3,3 / 9,3 =$$

$$= 1,15 \text{ (kW)}$$

I tabell 5.3.10 ges exempel på beräknade dygnselbehov EV och Et enligt sam-
banden i jämförelse med mätvärden från MCE.

Tabell 5.3.10

tU ($^\circ\text{C}$)	EV (kWh/dygn)		Et (kWh/dygn)		MCE
	Beräknat	MCE	Beräknat Et0	Beräknat EtE	
+20	6	3 - 8	28	28	10-30
+10	36	17 - 29	58	58	23 - 63
+ 6	55	38 - 42	77	77	59 - 78
+ 2 (2 dygn)	72	67 - 71	94	106	90 - 101
- 2 (1 dygn)	67	97	89	158	129

Utöver de kommentarer som gjorts i avsnitt 5.3.6.2 för villa "Sundberg" gällan-
de beräknade elbehov föreligger här, såsom ovan berörts. ytterligare osäkerhe-
ter. Mycket fåtaliga MCE-dygnsvärden finns för dygn med tU kring $0 \text{ }^\circ\text{C}$ och
det lägsta värdet med sannolikt korrekt mätning är $-2 \text{ }^\circ\text{C}$. I MCE-mätning
ingår i EV också de tidvis inkopplade elvärmesköldarna med $3,0 \text{ kW}$ effekt
men ej i beräkningsvärdet, eftersom styrningen av elvärmes ej kunnat klarläg-

gas. Detta gäller också användningen av oljevärme, där MCE misslyckats med att mäta oljeåtgång och oljebrännaredrifttid. Tidvis förekommer relativt stor elenergiförbrukning i en keramikbränningsugn, vilken höjer medelelåtgången och ger större dygnsvariationer.

Det skall här poängteras, att en uteluftvärmepumps driftelbehov sjunker med sjunkande utetemperatur t_U , genom att dess förångningstemperatur t_2 blir lägre, se exempelvis FIG 5.27 och 5.37. MCE-mätningen av EV i tabell 5.3.10 för $t_U = -2$ °C innefattar alltså en betydande del el till varmvattenberedarens elvärmesköldar.

Speciellt en uteluftvärmepump ger i en elvärm villa ett elbehov E_t , som är mycket beroende av utelufttemperaturvariationerna under en period med viss medelutetemperatur. Detta skall här illustreras med ett räkneexempel för villa "Wiklund" med antagande av elvärmets tillsats.

Exempel.

Totalelbehov E_t för två tvådygnsperioder, en med konstant utetemperatur $t_U = +3$ °C, en med två olika, konstanta t_U för vardera dygn, -3 respektive $+9$ °C, dvs för tvådygnsperioden gäller även nu medeltemperatur $+3$ °C. Detta ger för tvådygnsperioderna värmebehov från värmepumpen och tillsatsvärmen

$$Q_L + Q_T = 48(\text{h}) \cdot (7,4 - 0,40 \cdot 3) (\text{kWh}) = 298 \text{ kWh}$$

Vid konstant temperatur $t_U = +3$ °C under hela perioden behövs ingen tillsatsvärme, $t_{UD} = +3$ °C och

$$E_t = 48 \cdot (E_H + E_V) = 48 \cdot (0,9 + 2,9 + 0,04 \cdot 3) = \underline{188 \text{ kWh}}$$

Vid $t_U 0 -3$ och $+9$ °C för respektive dygn blir

$$E_t = 24 \cdot [0,9 + (7,4 - 0,40 \cdot 9) \cdot (2,9 + 0,04 \cdot 9) / (5,7 + 0,19 \cdot 9)] \\ + 24 \cdot (0,9 + 2,9 - 0,04 \cdot 3 + 1,7 + 0,59 \cdot 3) = 62 + 172 = \\ \underline{234 \text{ kWh}}$$

Den betydande skillnaden beror dels på att värmepumpen i det senare fallet skall leverera den mindre värmemängden med den bättre värmefaktorn, dels att en del av värmen då måste alstras som tillsatsvärme med värmefaktor ett. Värmepumpen får 48 h gångtid för det första fallet, men i det senare endast;

$$24 + 24 \cdot (7,4 - 0,40 \cdot 9) / (5,7 + 0,19 \cdot 9) = 24 + 12 = 36 \text{ h.}$$

Tabell 5.3.9 och exemplet tyder på, att värmepumpen ej haft några betydande feldriftstopp. Dess relativa gångtid τ_D/τ_M under mätperioderna ligger omkring de sannolikt maximala för denna installation.

Vid tappvattenvärmning enbart blir värmepumpens driftvärmefaktor ungefärligt;

$$\phi_{VTD} = Q_{VT} / E_{VT} = 9,3 / 3,3 = 2,8$$

För tappvarmvattenbehov, inklusive värmeförluster från beredare, $Q_T =$

= 0,7 kW erhöles en gångtid på

$$\tau_{DT} / \tau_M = QT / QVT = 0,7 / 9,3 = 0,08$$

vilket kan jämföras med värden enligt tabell 5.3.9 på 0,04 till 0,15 i maj till augusti 1989. Tidvis har sannolikt rumsvärmning förekommit under denna period. Med beaktande av elbehov $EV_0 = 0,10$ kW under stopptid blir "totalvärmefaktor" för tappvattenvärmning omkring

$$\phi_{VT} = 0,08 \cdot 9,3 / (0,08 \cdot 3,3 + 0,92 \cdot 0,10) = 2,1$$

Under perioder med rums- och tappvattenvärmning, dvs för utetemperatur under c:a +17 °C vid mulet väder sommarhalvåret, blir driftvärmefaktorn vid medeltemperatur ute $t_U = 0$ °C för driften av denna installation

$$\phi_{VD} = QV / EV = 5,7 / 2,9 = 2,0$$

Denna värmefaktor är väsentligt lägre än den som uppmätts under tiden 1981 - 1991 i en uteluftvärmepump enligt FIG 5.13, dock med 10 % mindre förångareyta, 54 m² mot luft, i en villa med värmebehov

$$QT = 0,7 \text{ kW}$$

$$QL = 4,1 - 0,27 \cdot t_U \text{ kW}$$

Såsom medeltal har erhöles ϕ_V över 2,5 inräknat återställande av uttaget av frostningsvärme och elförbrukning EV_0 på drygt 0,1 kW under ståtad för kompressor och uteluftfläkt. Vid mulet väder krävs ingen tillsatsvärme förrän under c:a -4 °C (= t_{UD}). Den bättre värmefaktorn beror dels på användning av underkylarevärme, dels på varmgasavfrostning med behovsstyrning. Med detta utförande skulle än högre värmefaktor nåtts i villa "Wikman" med sitt större värmebehov.

Den värmepumpanläggning, som installerats i villa "Wikman", kan leverera c:a 75 % av villans värmebehov eller ungefärligt av rumsvärmning 35 000 kWh/år och tappvattenvärmning 6 000 kWh/år

$$0,75 \cdot 41\ 000 = 31\ 000 \text{ kWh/år}$$

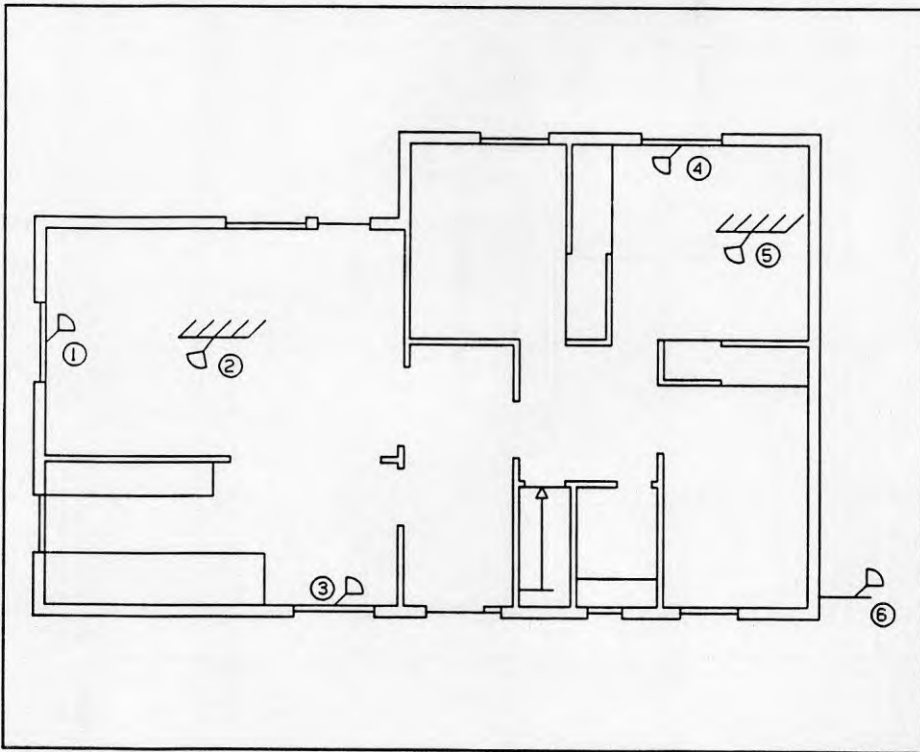
med totalvärmefaktor ϕ_V på 2,0. Härigenom sparar installationen omkring

$$16\ 000 \text{ kWh/år.}$$

Erhöles tillsatsvärmnen från en oljepanna sparas omkring 2,1 m³ olja per år, vilken 1991 kostar omkring 7 000 kr. Med el som tillsatsvärme sparas 1991 normalt mer än 8 000 kr/år. Energikostnadsbesparingen blir, trots betydligt sämre värmefaktor, större än för villa "Björk". Det avsevärt större värmebehovet med längre årlig drifttid för värmepumpen mer än kompenserar för den sämre värmefaktorns minskade energibesparing per driftimme.

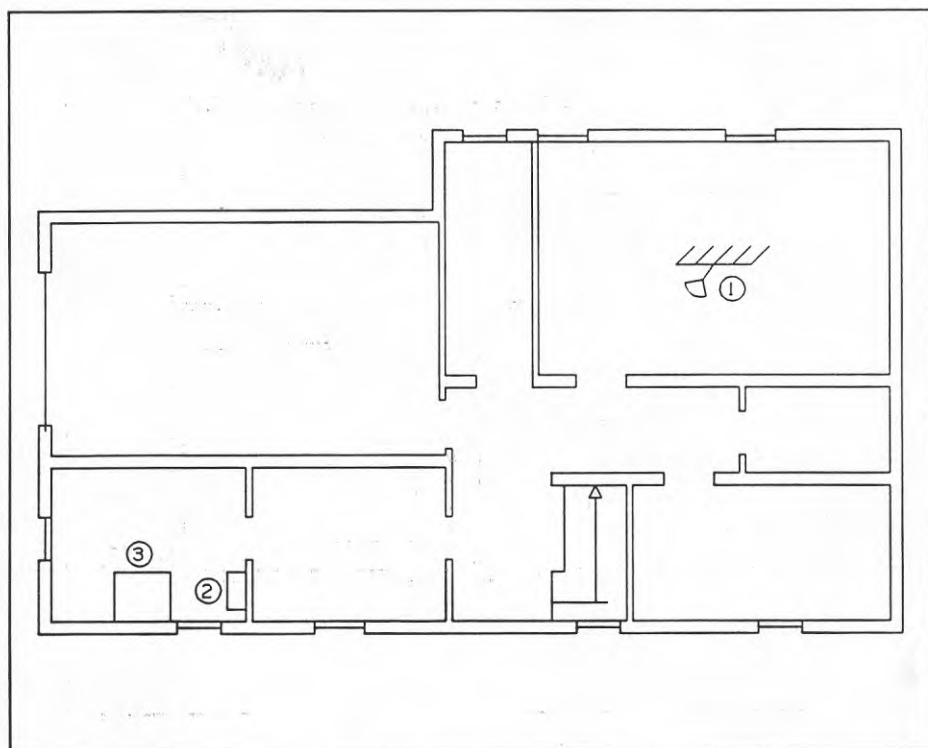
6. LITTERATUR

- [1] BFR-rapport R73:1982. "Utveckling av värmepumpsystem för bostäder". L-O Glas, G. Karlsson, H. Kenne.
- [2] BFR-rapport R16:1991. "Uteluftvärmepumpar i gruppcentraler". L-O Glas.
- [3] Råd & Rön 3/91: "Pumpen kan sänka elkostnaden". (Redovisning av prestandaprov från Statens Provningsanstalt för nio uteluftvärmepumpar för rumsvärmning). M. Lagergren och D. Hagman.
- [4] Energi & Miljö 6791: "Dyrt konvertera eluppvärmda hus. Värmepumpen en bra delösning." G. Amnell.



Figur 2.2.2.1 Björks hus, botenplan. I figuren anges placeringen för olika temperaturgivare.

1. Vardagsrum, temperaturgivare placerad under värmelement
2. Vardagsrum, inomhus temperaturgivare placerad i miten av taket
3. Köket, temperaturgivare placerad under värmelement
4. Huvud sovrum, temperaturgivare placerad under radiatort
5. Huvud sovrum, temperaturgivare placerad i taket
6. Utomhus temperaturgivare



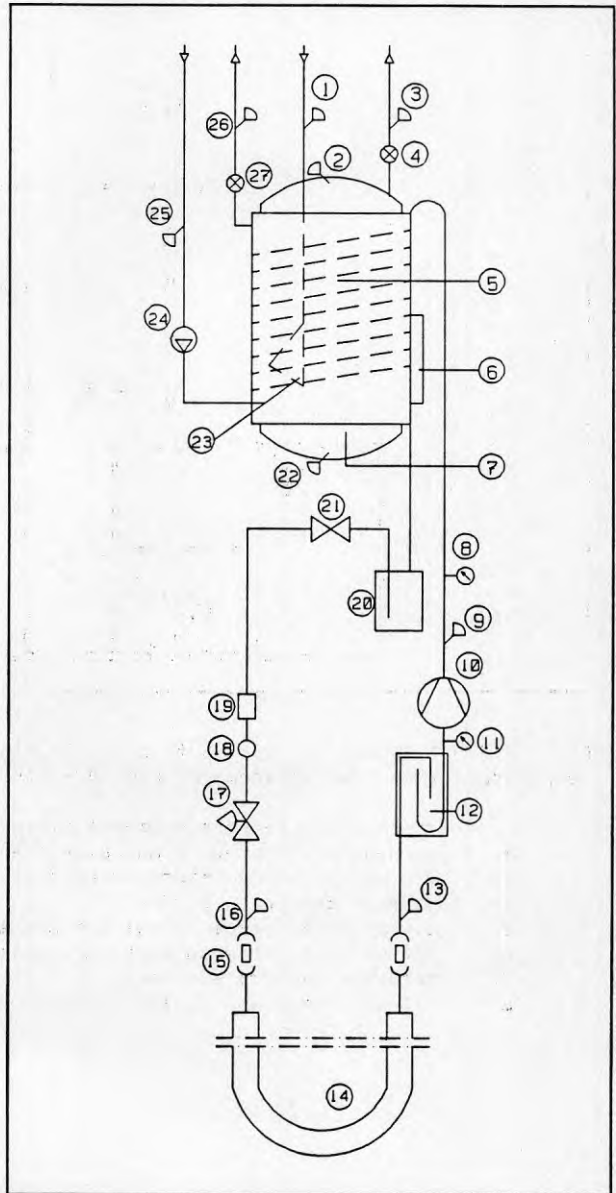
UN.

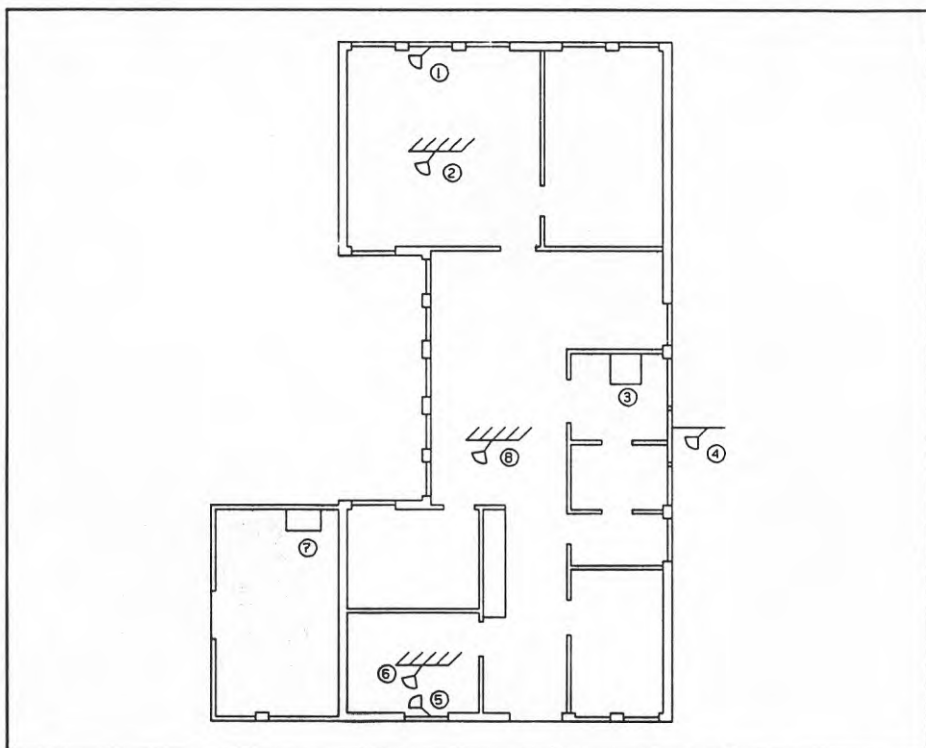
Figur 2.2.2.2 Björks hus, källarvåning. I figuren anges placering för olika temperaturgivare samt värmepumpen och mätsystemet.

1. Hobbyrum, temperaturgivare placerad i miten av taket
2. Mätenhet
3. Värmepump

Figur 2.2.2.3 Björks hus, värmepumpsystem samt givarplacering:

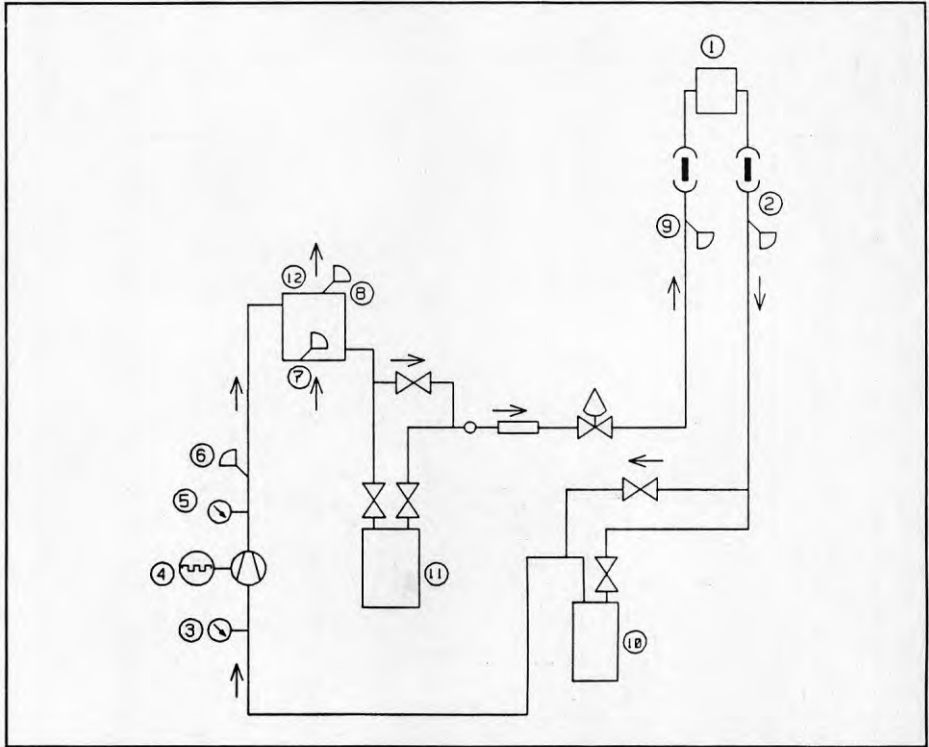
1. Kaltvatten temperatur
2. Temperatur i topen av
värmvattenberedare
3. Varmvatten temperatur
4. Vatten flödesmätare
5. Hetgas värmväxlare
6. Värmesköldar
7. Varmvattenberedare
8. Tryckgivare efter
kompressor
9. Temperatur efter
kompressor
10. Kompressor
11. Tryckgivare före
kompressor
12. Vätskeavskiljare
13. Temperatur efter mark-
kollektor
14. Markkollektor
15. Köldmedieanslutning
16. Temperatur före mark-
kollektor
17. Exp ventil-normaldrift
18. Synglas
19. Torkfilter
20. Recipient
21. Avstängningsventil
22. Temperatur i boten av
värmvattenberedare
23. Diffusor kalltvatten
inlopp
24. Radiatorpump
25. Radiatorer returtempera-
turgivare
26. Temperaturgivare för
radiatorer vv
27. Varmvatten flödesmätare
för vv-radiatorer





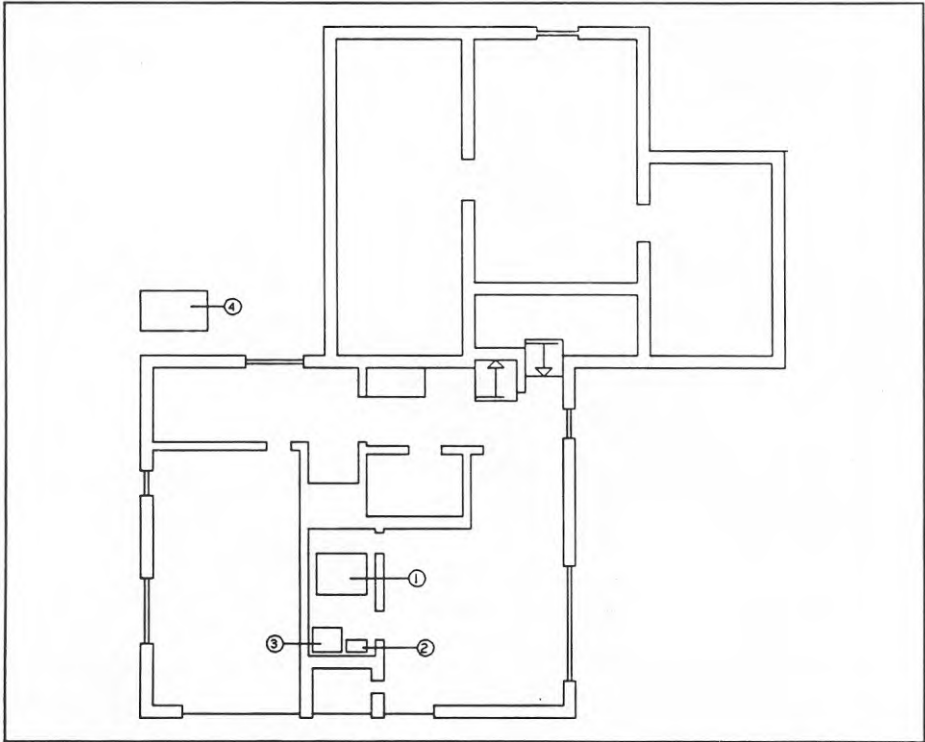
Figur 2.2.3.1 Sundbergs hus, botenplan. I figuren anges placering för olika temperaturgivare samt värmepumpen och mätsystemet.

1. Vardagsrum, temperaturgivare placerad under värmeelement
2. Vardagsrum, inomhus temperaturgivare placerad i mitten av taket
3. Värmepump samt luftburet värmedistributionscentral
4. Utomhus temperaturgivare
5. Sovrum nr 3, temperaturgivare placerad under värmeelement
6. Sovrum nr 3, inomhus temperaturgivare placerad i mitten av taket
7. Mätdatainsamling systemet
8. Allrum, temperaturgivare i mitten av taket



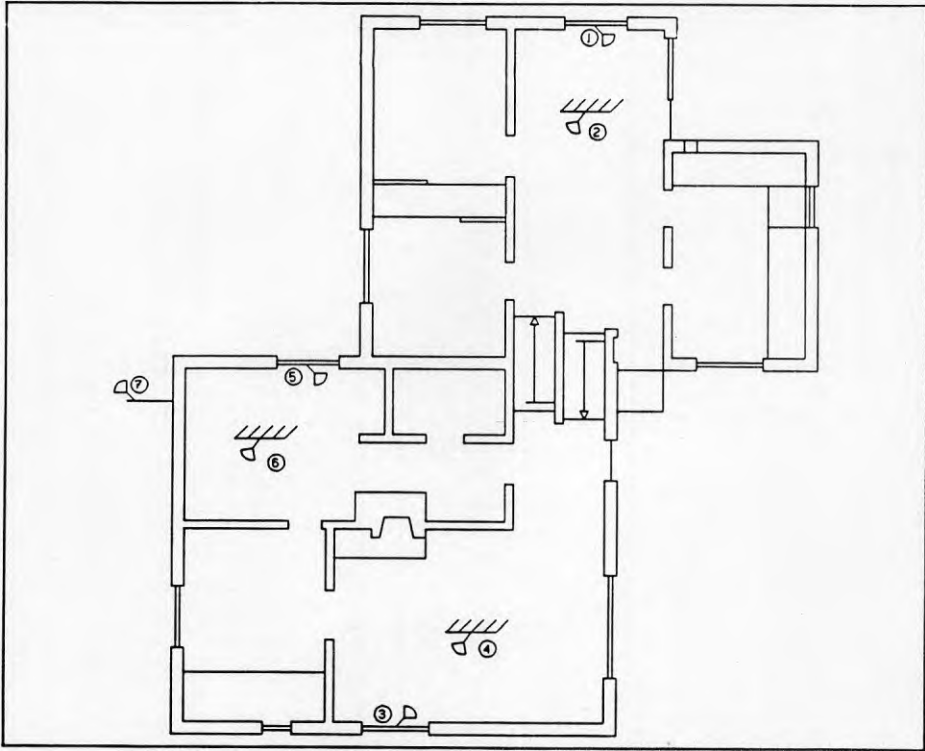
Figur 2.2.3.2 Sundbergs hus, värmepumpsystem samt givarplacering:

1. Markkolektor
2. Temperaturgivare efter markkolektor
3. Tryckgivare före kompressor
4. Drifttid för kompressorn
5. Tryckgivare efter kompressor
6. Temperaturgivare för freon efter kompressor
7. Temperaturgivare för luftintag före värmeväxlare
8. Temperaturgivare efter luftvärmeväxlare
9. Temperaturgivare för freon före markkolektor
10. Vätskeavskiljare
11. Recipient
12. Kondensator, luftvärmeväxlare



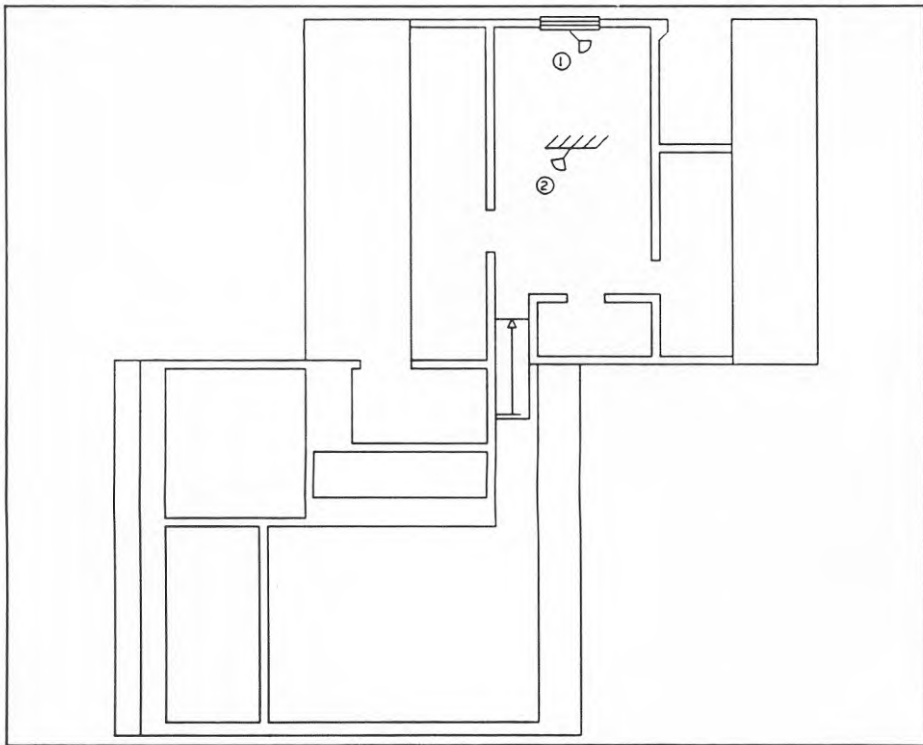
Figur 2.2.4.1 Wikmans hus, källarvåning. I figuren anges placering för värmepumpen, luftkollector, oljepanan och mätsystemet.

1. Oljepanan
2. Mätdatainsamling system
3. Värmepump
4. Utomhus luftkollector



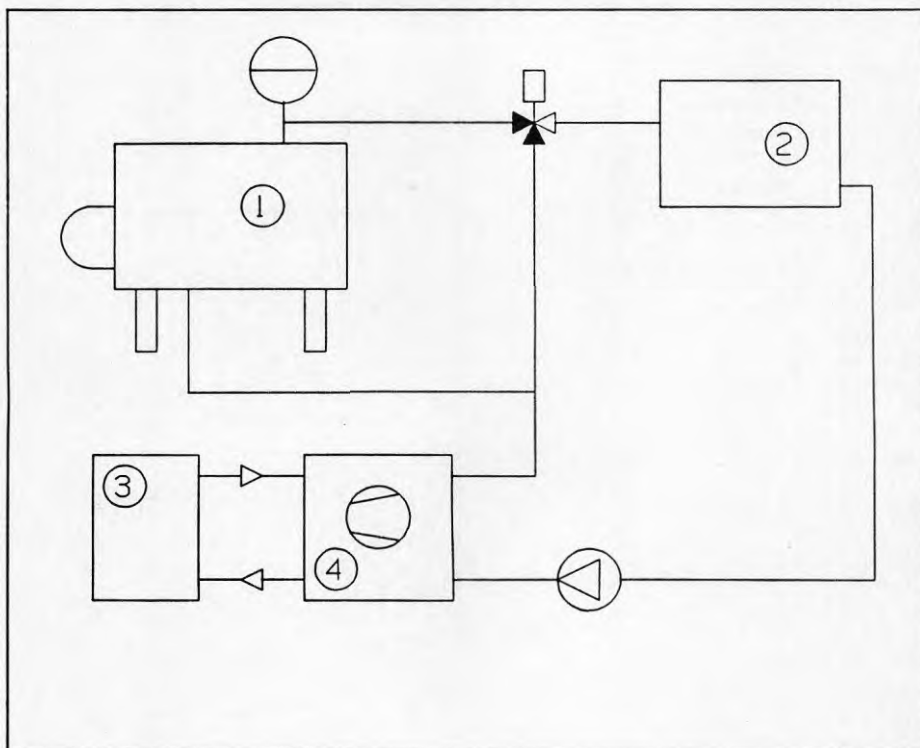
Figur 2.2.4.2 Wikmans hus, botenplan. I figuren anges placering för olika temperaturgivare

1. Allrum, temperaturgivare placerad under luftkonvektor
2. Allrum, inomhus temperaturgivare placerad i mitten av taket
3. Vardagsrum, temperaturgivare placerad under värmeelement
4. Vardagsrum, inomhus temperaturgivare placerad i mitten av taket
5. Sovrum, temperaturgivare placerad under värmeelement
6. Sovrum, inomhus temperaturgivare placerad i mitten av taket
7. Utomhus temperaturgivare



Figur 2.2.4.3 Wikmans hus, övervåning. I figuren anges placering för olika temperaturgivare

1. Allrum, temperaturgivare placerad under värmeelement
2. Allrum, inomhus temperaturgivare placerad i mitten av taket

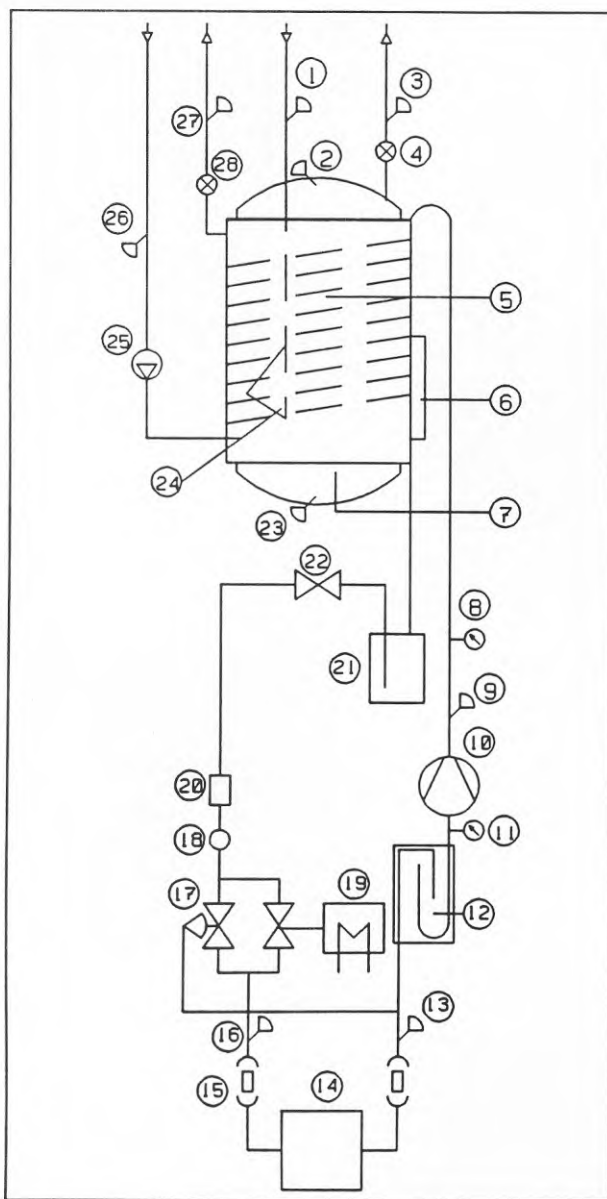


Figur 2.2.4.4 Wikmans hus, Schematisk beskrivning av värmesystem:

1. Oljepannan
2. Radiatorer
3. Uteluft förångare
4. Värmepump

Figur 2.2.4.5 Wikmans hus, värmepumpsystem samt givarplacering:

1. Kaltvatten temperatur
2. Temperatur i topen av värmvattenberedare
3. Varmvatten temperatur
4. Vatten flödesmätare
5. Hetgas värmväxlare
6. Värmesköldar
7. Varmvattenberedare
8. Tryckgivare efter kompressor
9. Temperatur efter kompressor
10. Kompressor
11. Tryckgivare före kompressor
12. Vätskeavskiljare
13. Temperatur efter luftkolektor
14. Luftkolektor
15. Köldmedieanslutning
16. Temperatur före luftkolektor
17. Exp ventil-normaldrift
18. Synglas
19. Magnetventil
20. Torkningsfilter
21. Recipient
22. Avstängningsventil
23. Temperatur i boten av värmvattenberedare
24. Diffusor kalltvatten inlopp
25. Radiatorpump
26. Radiatorer returtemperaturgivare
27. Temperaturgivare för radiatorer vv
28. Varmvatten flödesmätare för vv-radiatorer



PROJEKT VP-NYKÖPING ENERGI

ALLMÄNT KOMFORT BEDÖMNING

Projekt Sundberg, Nyköping Energi

MCE/KTH

Veckonr:.....

	Mån	Tis	Ons	Tor	Fre	Lör	Sön
Temp.							
Drag							
Ljudnivå							
Fuktigh.							
Komfort							

Utvärd.

Betyg Temp. Drag Ljudnivå Fuktighet Komfort

- | | | | | | |
|----|----------|-------------|------------|---------|------------|
| 1. | För låg | För kraftig | För hög | För hög | Dålig |
| 2. | Lagom | Acceptabel | Acceptabel | Lagom | Acceptabel |
| 3. | För högt | Ej kännbart | Ej hörbar | För låg | Bra |

TERMOSTAT INSTÄLLNING:

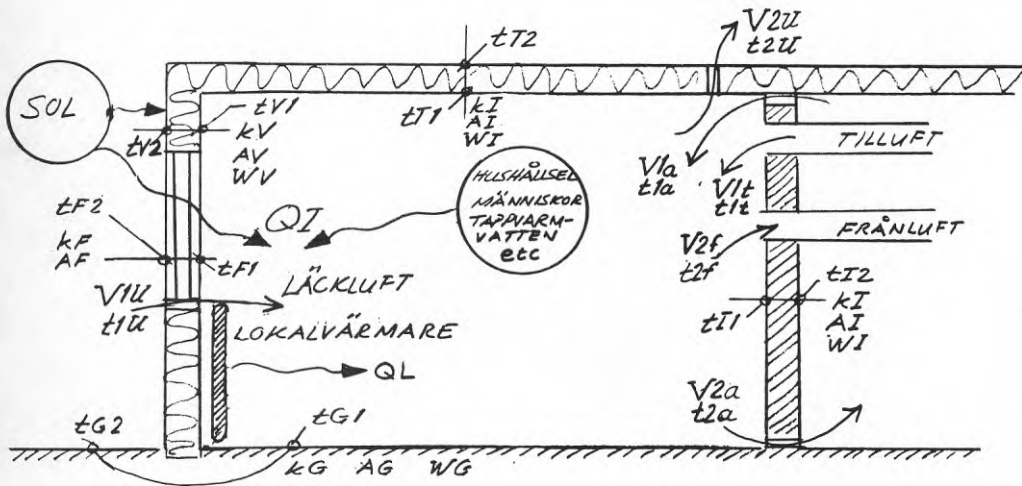
Element Inst datum/tid

Element Inst datum/tid

RUMSTERMOSTAT FÖR VP-STYRNING:

Termostat Inst datum/tid

--	--	--



t = temperatur ($^{\circ}\text{C}$) A = värmeöveringsyta (m^2) k = värmegenomgångstal ($\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$)
 V = Luftflöde (m^3/h) $\rho \cdot c$ = Luftflödets värmekapacitet $\approx 0,33 (\text{Wh}/\text{m}^3\text{ }^{\circ}\text{C})$
 W = värmekapacitet hos rumselement ($\text{Wh}/^{\circ}\text{C}$), se FIG 4.2. AB = bostadsyta (m^2)

LUFTFLÖDESBALANS: $V1U + V1a + V1t = V2U + V2a + V1f$
 $V1U + V1t \sim AB$ (m^3/h) för villor.

VÄRMEBALANS: $QL + QI = \rho \cdot c \cdot (V2U \cdot t2U + V2a \cdot t2a + V2f \cdot t2f - V1U \cdot t1U - V1a \cdot t1a -$
 för tidsperiod $- V1t \cdot t1t) + kG \cdot AG \cdot (tG1 - tG2) + kF \cdot AF \cdot (tF1 - tF2) +$
 Z (h) med temp. - $+ kV \cdot AV \cdot (tV1 - tV2) + kT \cdot AT \cdot (tT1 - tT2) + kI \cdot AI \cdot (tI1 - tI2) +$
 ändringar $\Delta tG, \dots$ $+ (WG \cdot \Delta tG + WV \cdot \Delta tV + WT \cdot \Delta tT + WI \cdot \Delta tI) / Z$
 (4.2.)

Med, såsom normalt med tillräcklig noggrannhet gäller såsom dygnsmedelvärden $tG1 = tF1 = tV1 = tI1 = tI$ och $tG2 = tF2 = tV2 = tT2 = tU$ kan som riktvärden för QL användas sambanden:

Villa byggd 1950-1975

$$QL = AB \cdot [1,8 \cdot (tI - tU) - 7 + 100 \cdot \Delta tI / Z] \quad \dots (4.3.)$$

För ett år erhålls med $tI = +21^{\circ}\text{C}$, $tU = +2^{\circ}\text{C}$, $Z = 6000$, $\Delta tI / Z \approx 0$

$$QL = AB \cdot 160 \text{ (kWh/år)}$$

Villa byggd efter 1975

$$QL = AB \cdot (1,1 \cdot (tI - tU) - 7 + 100 \cdot \Delta tI / Z)$$

För ett år erhålls med $tI = +21^{\circ}\text{C}$, $tU = +2^{\circ}\text{C}$, $Z = 5000$, $\Delta tI / Z \approx 0$

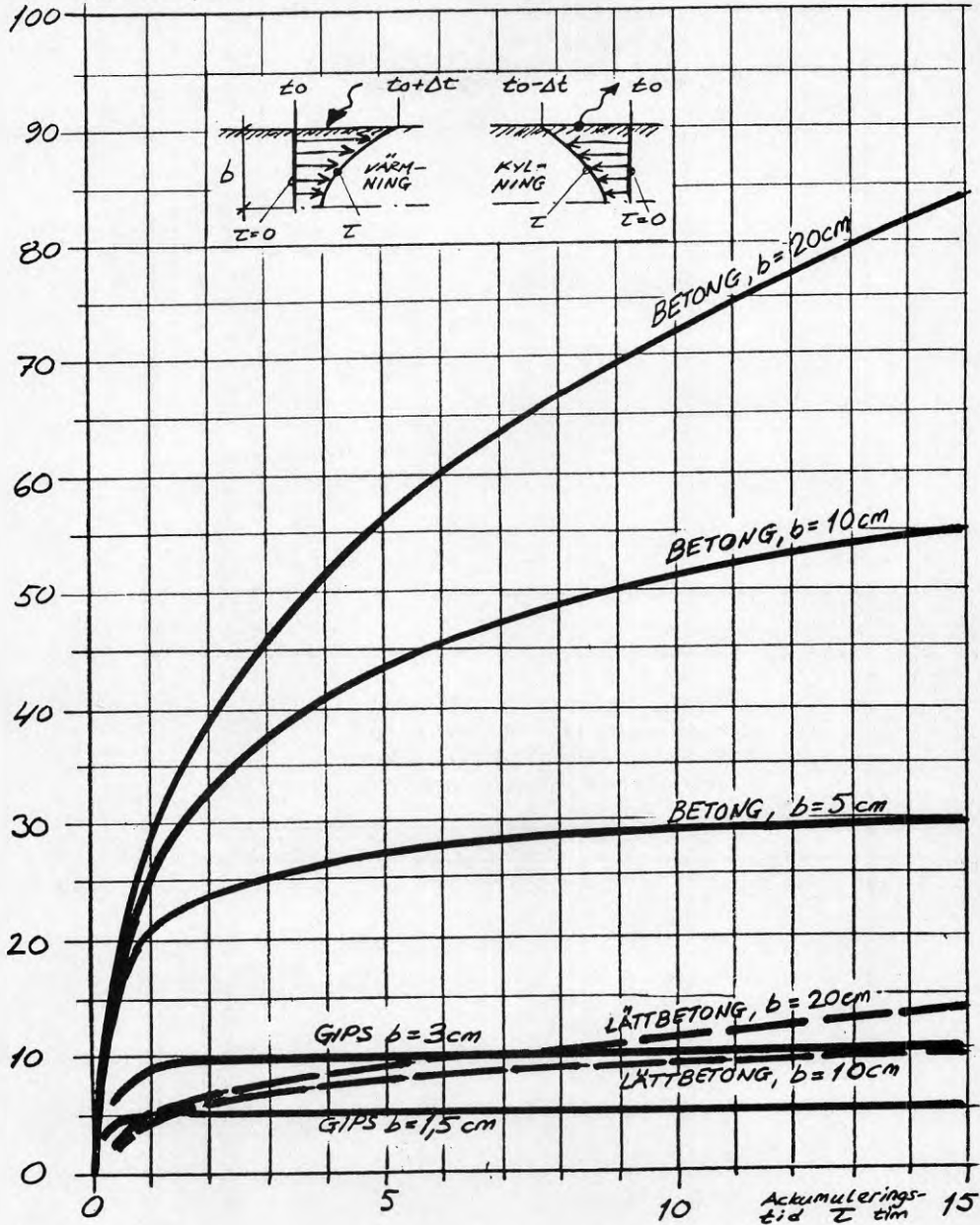
$$QL = AB \cdot 70 \text{ (kWh/år)}$$

OBS! QI beror på grund solstrålning starkt av årstid, klockslag och molnighet, se vidare avsnitt 5.3.6.2

"EFFEKTIV" VÄRMEKAPACITET FÖR NÅGRA BYGG-
NADSMATERIAL

FIG 4.2.

W VärmeKapacitet i Wh per m² yta och °C ytttemp. höjning Δt

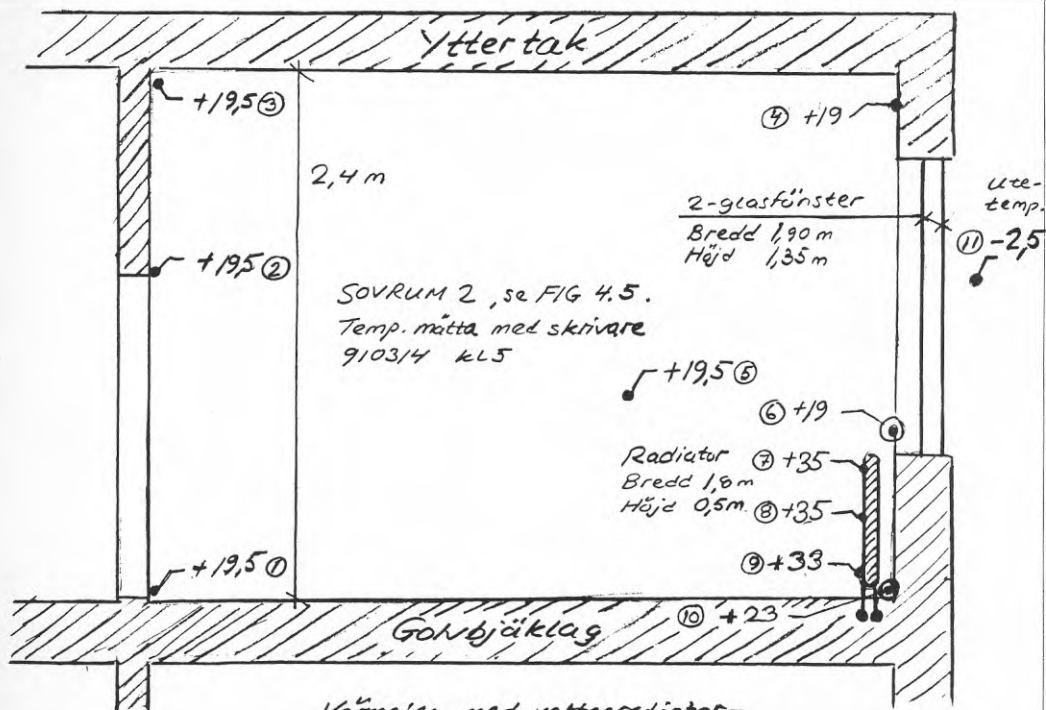


För golv, tak och väggar, som utgör byggnadens ytter-
skal, är b hela tjockleken, medan dessa delar skiljan-
olika lokaler i byggnaden får b lika med halva tjockleken.

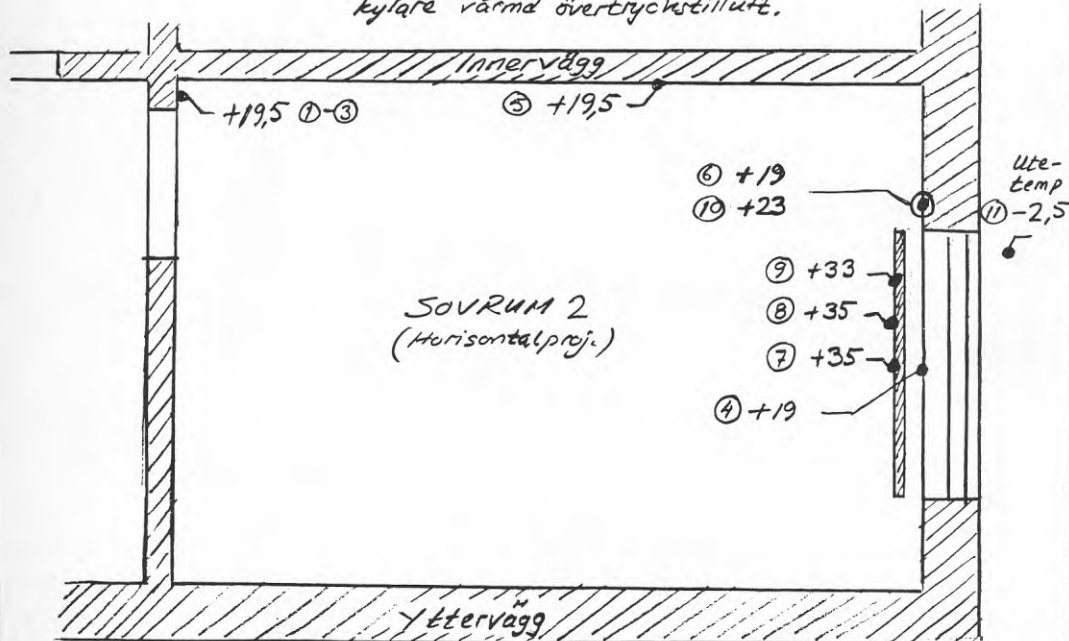
Exempel på värmeKapacitet c hos inredningsmaterial:

Material	$c = W/h/kg, °C$	$\rho \cdot c = W/h/m^3, °C$
Trä	~ 0,6	~ 400
Tegel, betong, sand, mineralull	~ 0,25	~ 500, dock ej mi- neralull
Stål	0,13	1000
Koppar	0,11	1000
Aluminium	0,25	700

RUMSTEMP. FÖRDELNING VID RADIATORVÄRME - EXEMPEL



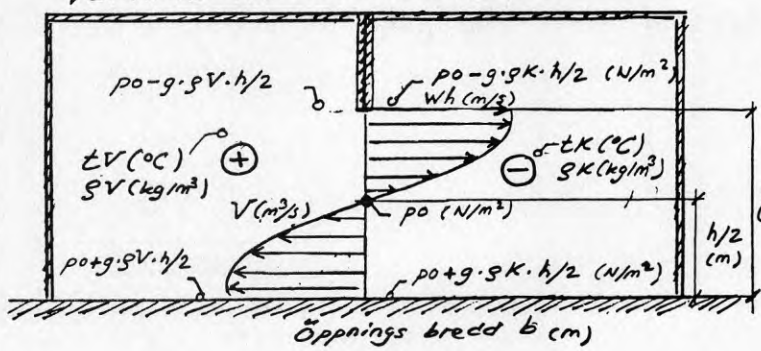
Värmning med vattenradiatorsystem från värmepump enligt FIG 5.13 med 750 m³/h i underkylare värmd övertrycksstilluft.



ARFNDE/PROJ

CENTRAL RUMSLUFTVÄRMNING - LUFTFLÖDEN

VERTIKAL ÖPPNING MELLAN RUM



$$\Delta p = g \cdot (\rho_K - \rho_V) \cdot h/2$$

$$= \rho \cdot g \cdot \frac{wh^2}{2}$$

$$\rho = (\rho_V + \rho_K) / 2$$

ger

$$wh = \sqrt{\frac{g \cdot h \cdot (\rho_K - \rho_V)}{\rho}}$$

$$g = 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

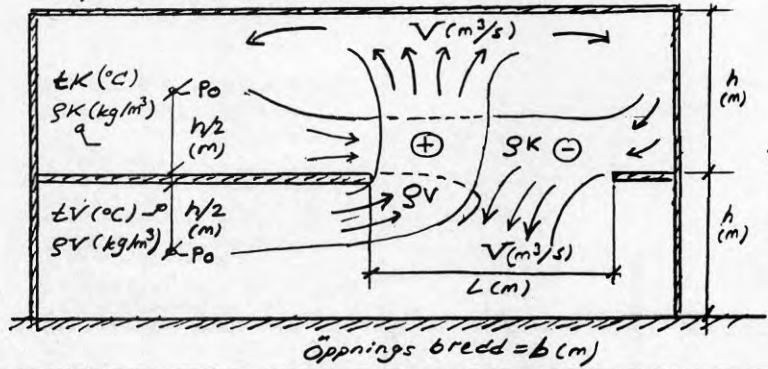
$$\rho \approx 1$$

$$\frac{\rho_K - \rho_V}{\rho} \approx \frac{t_V - t_K}{300}$$

$$V \approx 0,7 \cdot wh \cdot b \cdot h/2 \approx 0,06 \cdot h \cdot b \cdot \sqrt{h \cdot (t_V - t_K)} \text{ (m}^3\text{/s)} \dots (4.5)$$

Exempel: Dörr, h = 2,1 (m) b = 0,7 (m), tV - tK = 1°C V = 0,06 \cdot 2,1 \cdot 0,7 \sqrt{2,1 \cdot 1} = 0,13 m³/s = 460 m³/h

HORISONTELL ÖPPNING MELLAN RUM



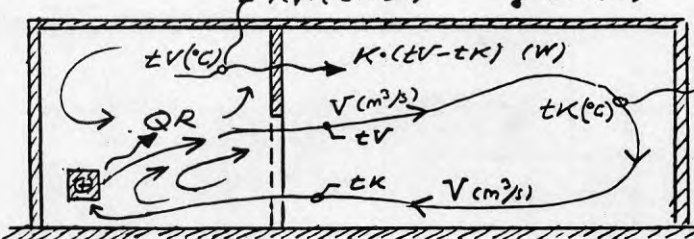
$$\Delta p \approx g \cdot (\rho_K - \rho_V) \cdot h/2$$

säsong för vertikal öppning, dvs

$$V \approx 0,06 \cdot L \cdot b \cdot \sqrt{h \cdot (t_V - t_K)} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

OBS! Mycket komplicerade strömlinjer och temperaturförhållanden, sambanden enligt ovan grovt approximativa.

VÄRMEBALANSER



$$K, K_K, K_V = \text{värmeförändring genom väggar (W/}^\circ\text{C)}$$

Värmebalanser med $K + V \cdot \rho \cdot c = K + 1200 \cdot V \text{ (W/}^\circ\text{C)} = W :$

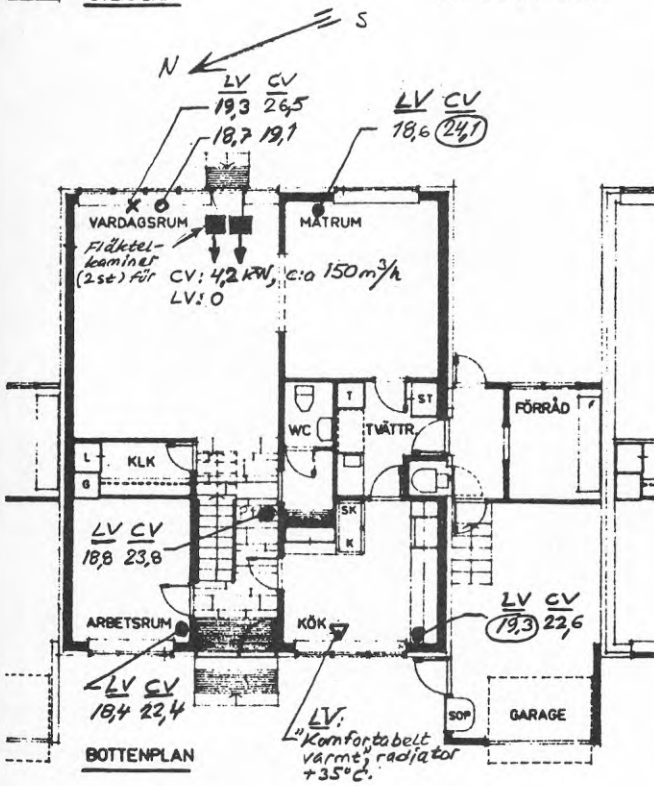
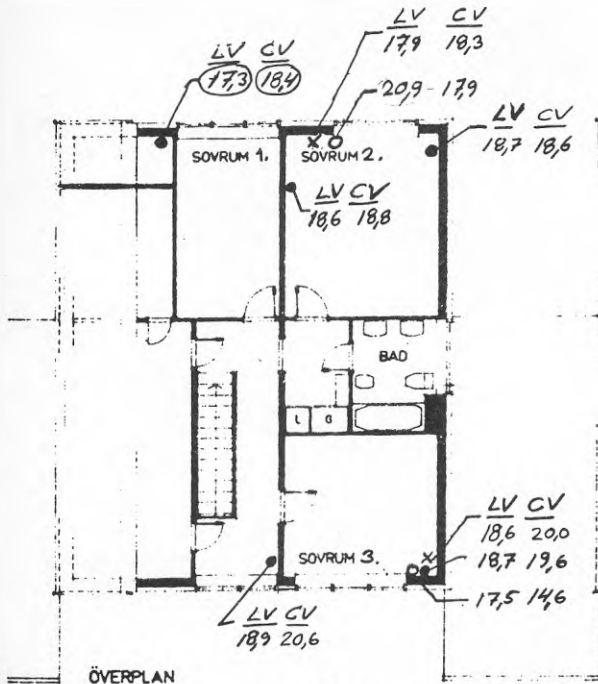
$$\begin{cases} K_V \cdot (t_V - t_U) + K_K \cdot (t_K - t_U) = Q_R = \text{värme behov, centralt tillförs} \dots (4.6.) \\ 1W \cdot (t_V - t_K) = K_K \cdot (t_K - t_U) \dots (4.7.) \end{cases}$$

ger

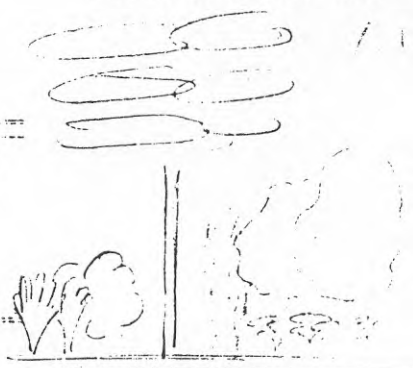
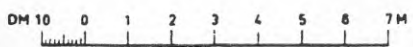
$$t_V = t_U + Q_R \cdot (W + K_K) / (K_V \cdot (W + K_K) + K_K \cdot W) \dots (4.8.)$$

$$t_K = t_U + Q_R \cdot W / (K_V \cdot (W + K_K) + K_K \cdot W) \dots (4.9.)$$

$$t_V - t_K = Q_R \cdot K_K / (K_V \cdot (W + K_K) + K_K \cdot W) \dots (4.10.)$$



CV: "Obehagligt kallt", radiator ej värmd.



Rumstemperaturmät-punkter:

X = c:a 2,2 m över golv
 ● = c:a 1,5 m -"-
 ○ = på golv
 Högsta och lägsta temp. i vistelsezon "inringad" för resp. LV och CV.
 Tidpunkt för angivna värder
 LV 910128 kl 930, halv-mulet, utetem. -0,2; c:a 4 m/s NV-vind.

CV 910129 kl 845 klart, utetem. -3,0°C, c:a 2 m/värlande vind.

LV = "Lokal" rumsvärme från värm radiatorer under väg, fönster och från tillhörande distributionsrör & go vid fasad, medeltemperatur c:a +35°C.

CV = "central" rumsvärme radiatorer ovanför, från två fläktelkaminer på totalt 4,2 kW och luftflöde c:a 150 m³/h, placerade på golv i "vardagsrum" i botten-ränning.

ALLA INOMHUSDÖRRAR ÖPPNA UNDER MÄTPERIODEN.

**LÅNGSJÖHÖJDEN
 KEDJEHUS TYP B**

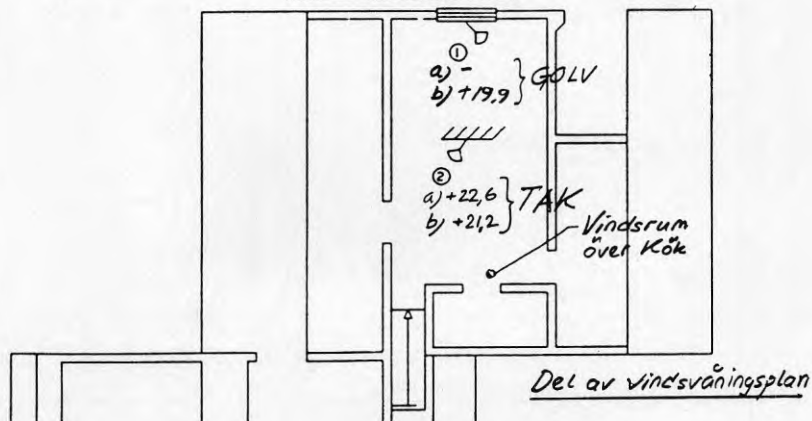
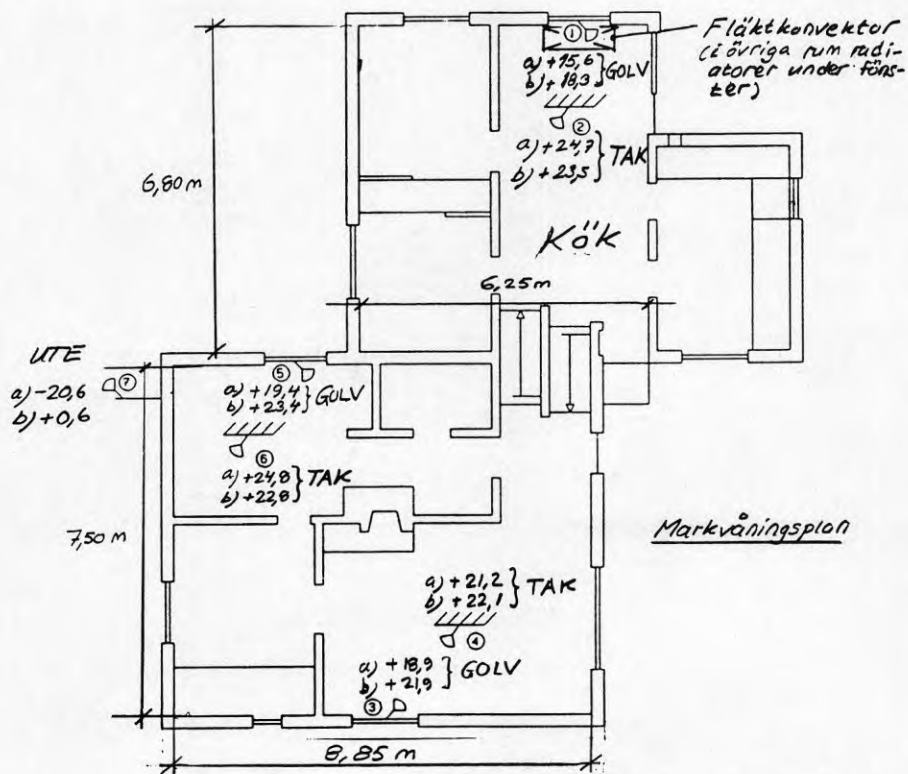
nr 36 Byggar 1966
 Golvplatta: Betong på berg.
 Mellanbjälklag: 20cm lättbetong.
 Ytterväggar: -"-
 + 1/2 sten tegel.
 Ytter tak: 10cm mineral + panel + tegelpannor.
 Σ k.A: c:a 230 W/°C

HUS Wikman (W) - NYKÖPING

Exempel på rumstemperaturfördelning a) 89/215 kl 20
b) 90 0126 : dygnsmedeltemp.

Värmesystem: Uteluftvärmepump (UVP) kopplad till befintligt vatten-
radiatorsystem med oljepanna (grundsystem)

Värmedata för hus: Planyta 120 m² för vardera källare- och markvåningsplan
2-glasfönster
Spjälvdraagsventilation c:a 250 m³/h $\Delta 80$ W/°C
 $\Sigma k \cdot A =$ c:a 320 W/°C

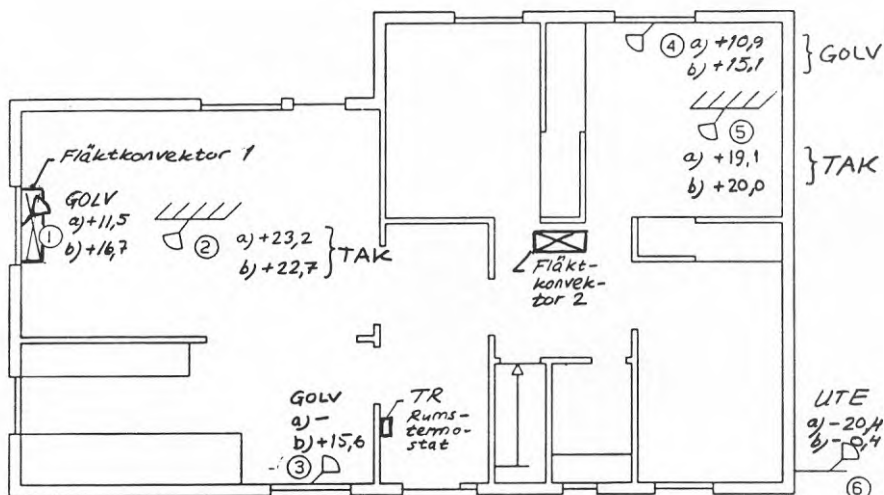


HUS Björk (B) - NYKÖPING

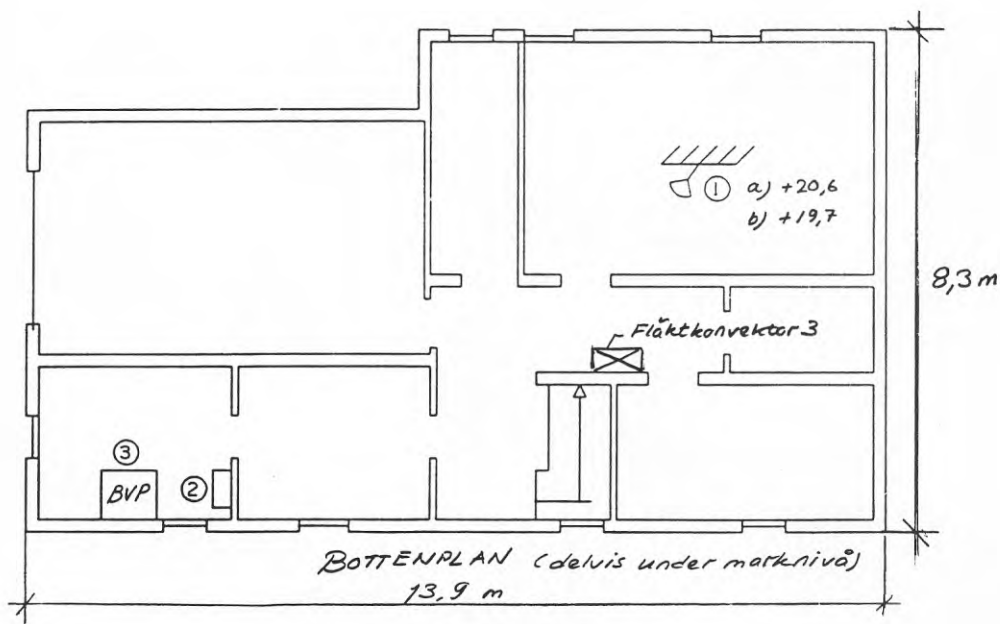
Exempel på rumstemperaturfördelning a) 891214 kl 19
b) 891201 dygnsmedeltemp.

Värmesystem: Bergvärmepump (BVP) med 3st vattenvärmda fläktkonvektorer samt direkt radiatorer (grundsyst.)
Max. luftflöde 500 m³/h per konvektor

Värmedata för hus: Planyta 98 m² för vardera två våningar.
2-glas fönster
Självdraagsventilation c:a 150 m³/h \pm 50 W/°C
 $\Sigma k \cdot A = c:a 150 \text{ W/}^\circ\text{C}$



ÖVERPLAN



BOTTEPLAN (delvis under marknivå)

13,9 m

Hus Sundberg (S) - NYKÖPING

Exempel på rumstemperaturfördelning a) 891214 kl 19

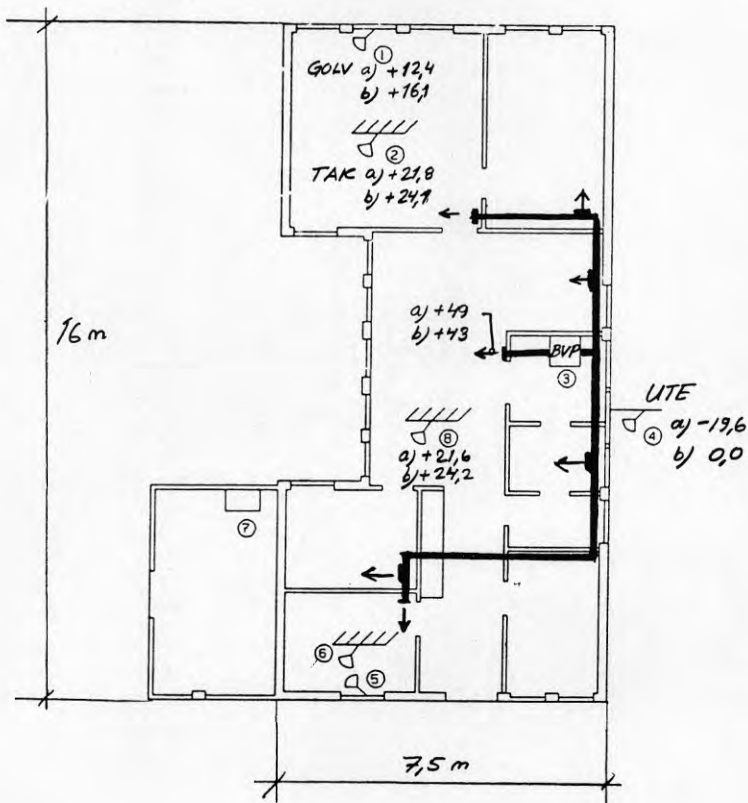
b) 891201 Dagensmedeltemp.

Värmesystem: Bergvärmepump (BVP) kopplad till varmluftkanal system med inblåsningsskan i alla rum samt direkta radiatorer (grundsystem). Total tilluftemängd c:a 450 m³/h

Värmedata för hus: Planyta 100 m², ett plan
2-glasfönster.

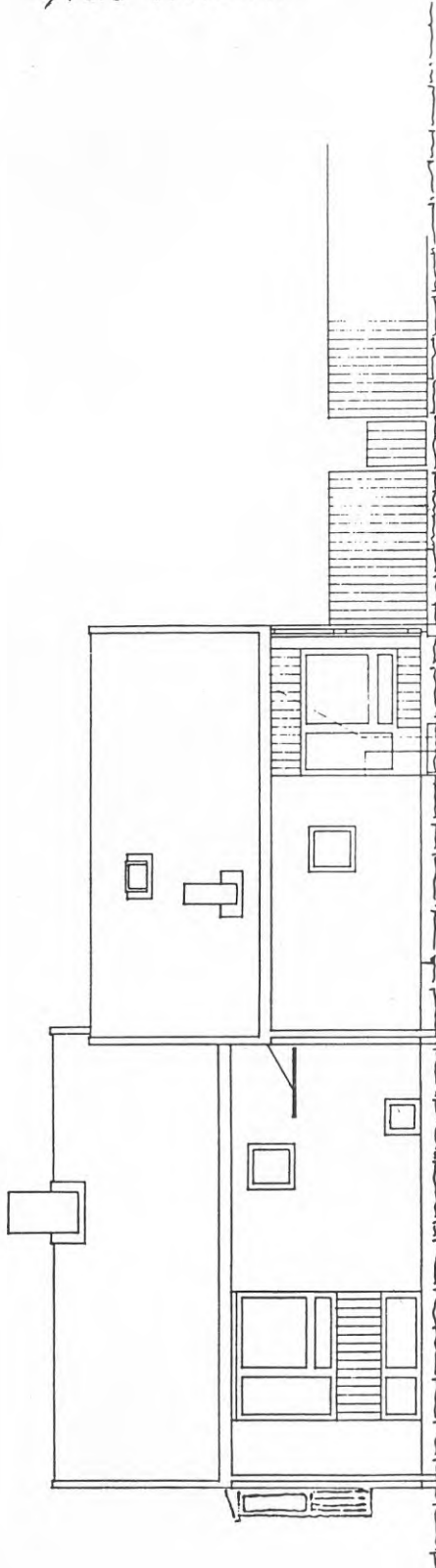
Självdraagsventilation c:a 150 m³/h \approx 50 W/°C

$\Sigma k \cdot A =$ c:a 130 W/°C



Hus "Wikman"

FIG 4.9.



SÖDER

Skala 1:100

133 §. År 1959 den 14/5 lämnad
nadsnämnden i Nyköping lov till upp-
å tomten nr 3 inom 69 kv. Poppen
å öster av nyttyggnad i enlighet med
ritning; betygar.

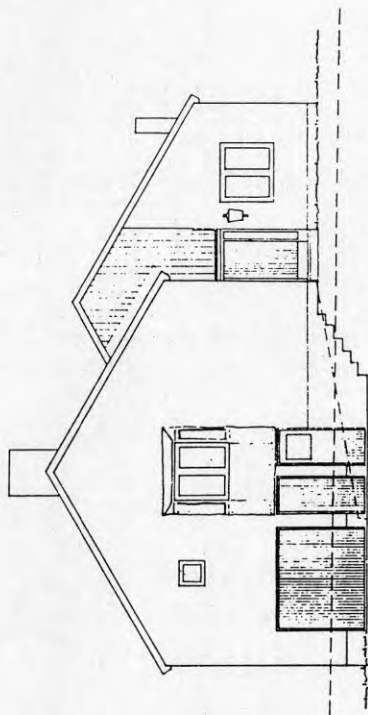
På Byggnadsnämndens vägnar:

Ay Åska Kugelberg

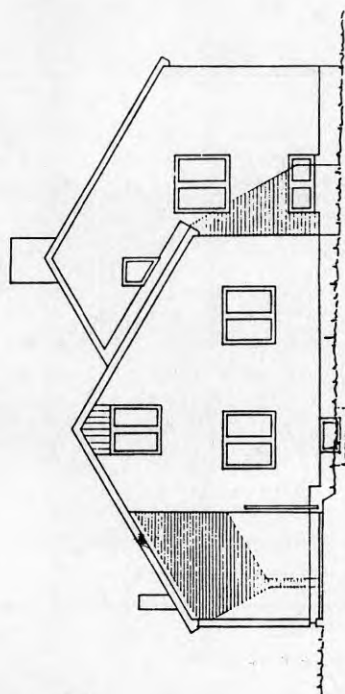
Hus "Wikman"

FIG 4.10.

Skala 1:150



VÄSTER

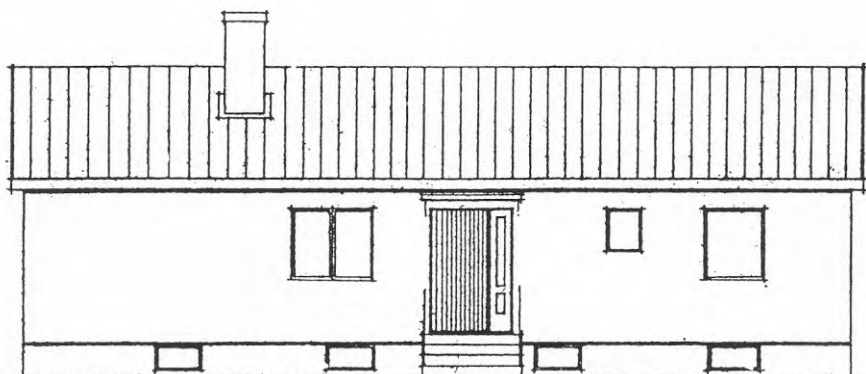


ÖSTER

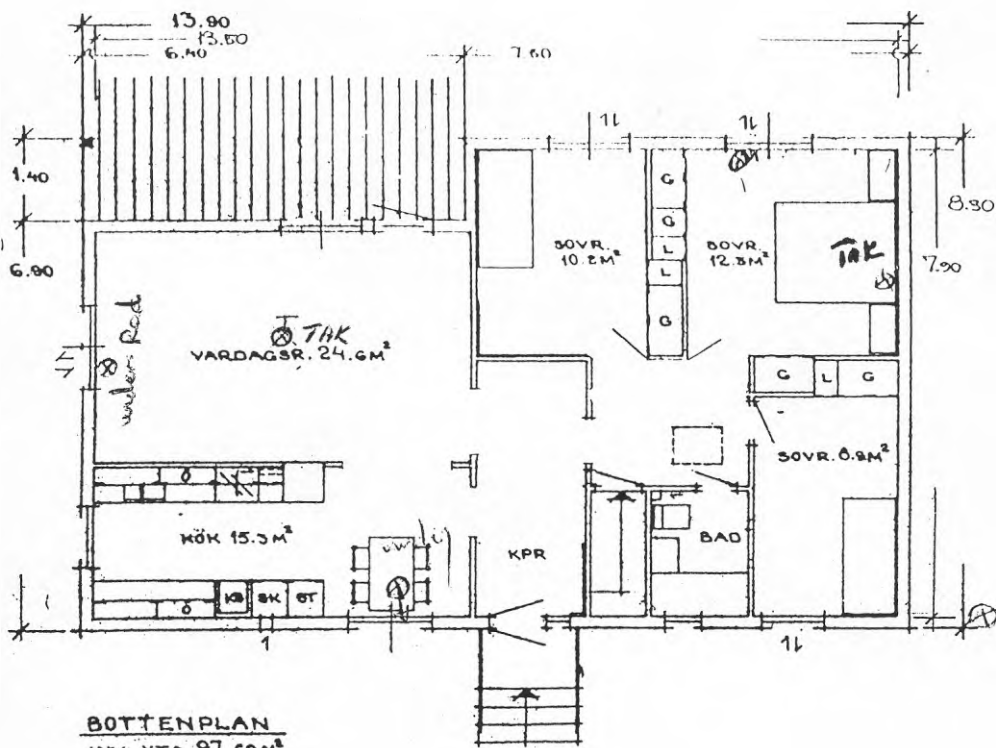
P-O Björk
 Lagerhällsvägen 1
 611 57 NYKÖPING

HUS "BJÖRK"

FIG 4.11



FASÄD MOT NÖRDNÖST

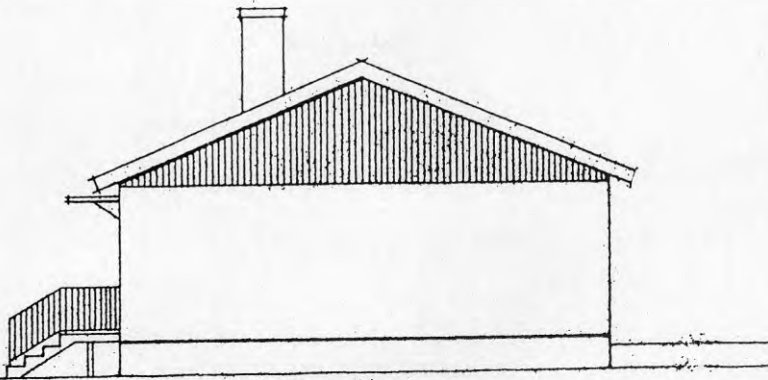


BOTTENPLAN
 INV. YTA 97.69M²

SITTFÄRDEN		ÄNDRINGEN AVSEER	
ENFAMILJSHUS FÖR		SKALA	UTGÅNGSTYP
HERR LUGO JOHANSSON		1:100	H-353 6
REV 20	BYGGENS	DATUM	BYGGENS
7 th /10	1422-MB5/536	21.3.63	

HUS "BJÖRK"

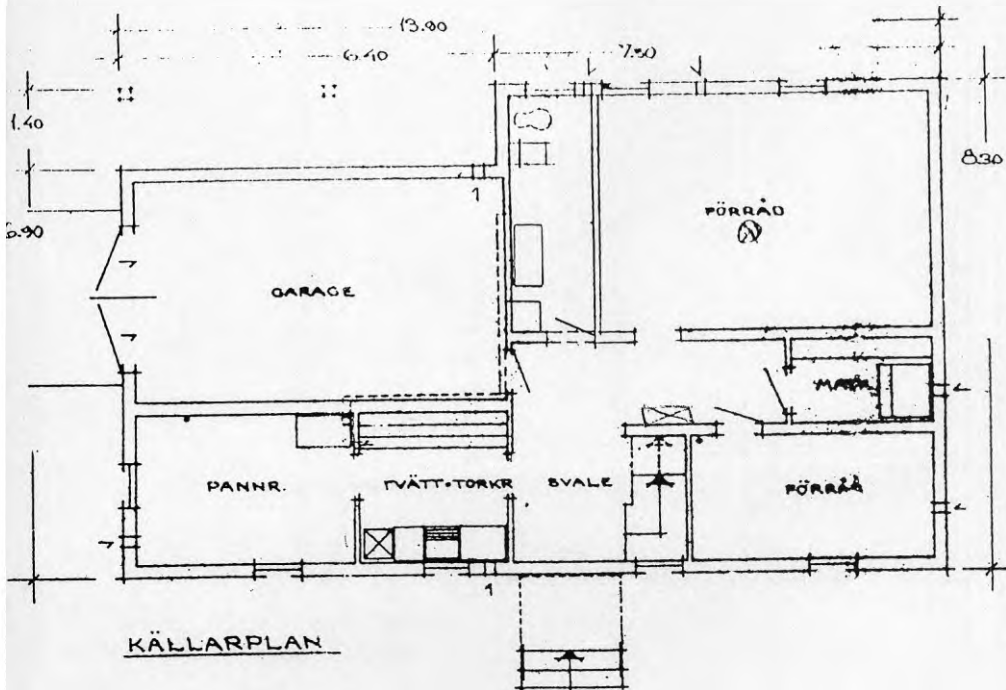
FIG 4.12



FASAD MOT NORDVÄST



FASA

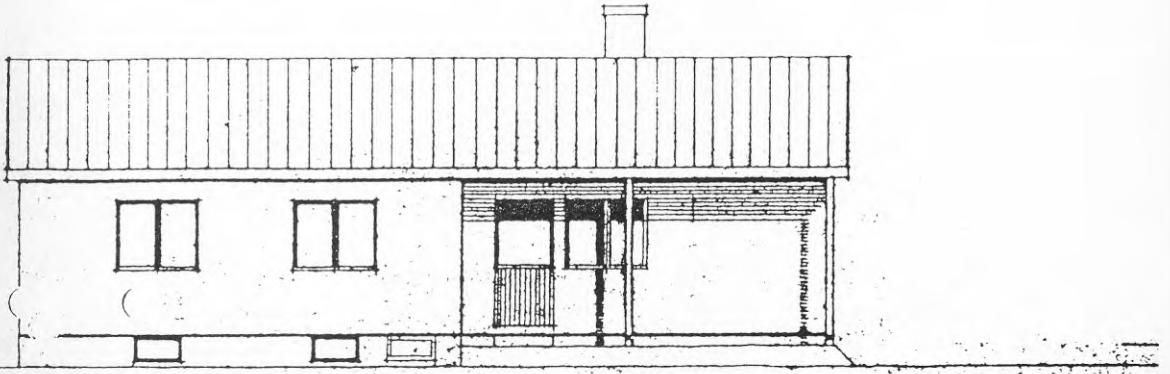


KÄLLARPLAN

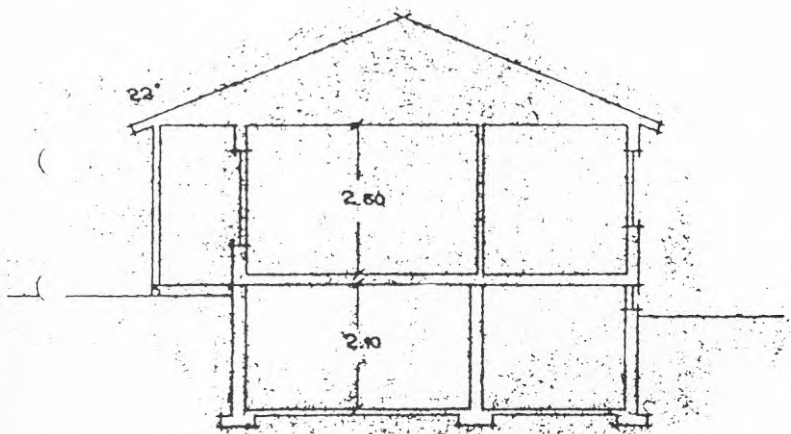
Per-Olov Björk
Lagerhållsvägen 1
61157 Nyköping
rit 1/100/77

HUS "LISK"

FIG 4.13



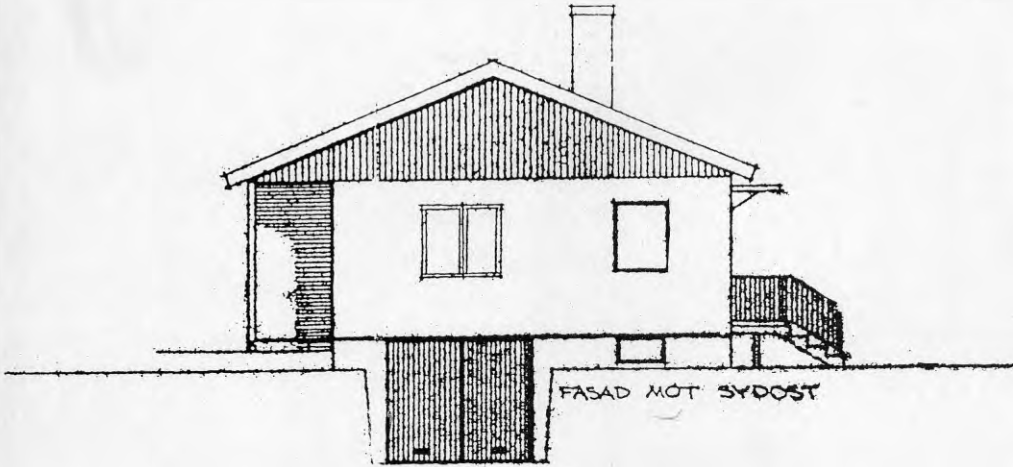
FASAD MOT SYDVÄST



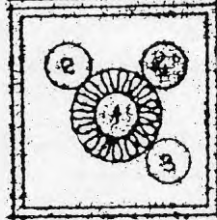
SEKTION

HUS "BJÖRK"

FIG 4. 14.



SKORTESSKEMMAN AR. 1:50

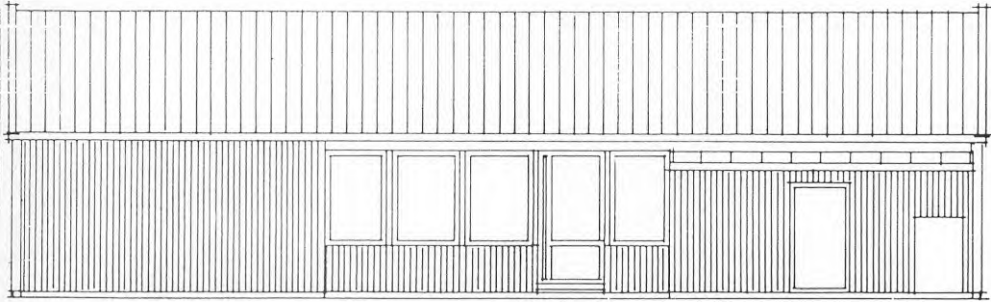


- 1 RÖKÅR AR PANNA
- 2 EVAK. FR. HOK
- 3 EVAK. FR. TVÄTTST
- 4 EVAK. FR. WC & KÄLLA

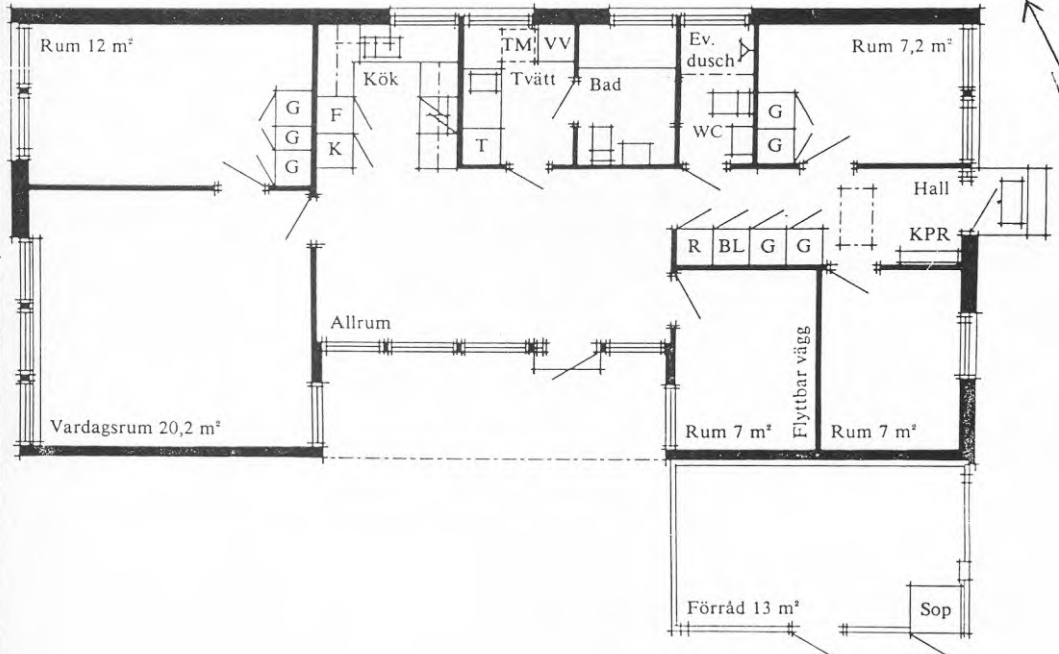
HUS "SUNDBERG"

FIG 4. 15. C

Lägenhetsyta 99,07 m²



Fasad mot uteplats



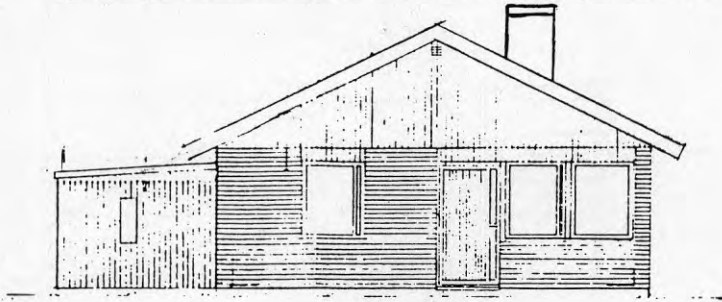
Skala 1:100 (1 cm = 1 m)

FIG 4.16

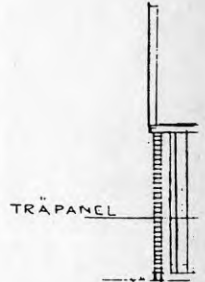
HUS "SUNDBERG"

Skala 1:100

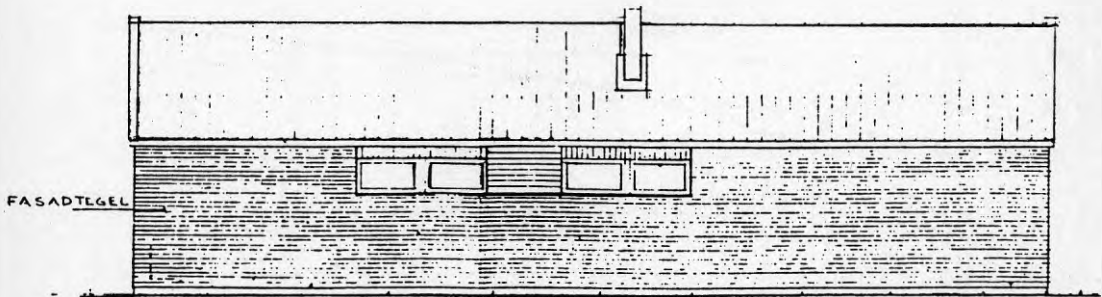
PAPP TRÄPANEL TEGEL BETONGPANNOR TRÄPANEL



FASAD MOT GATA



FAS

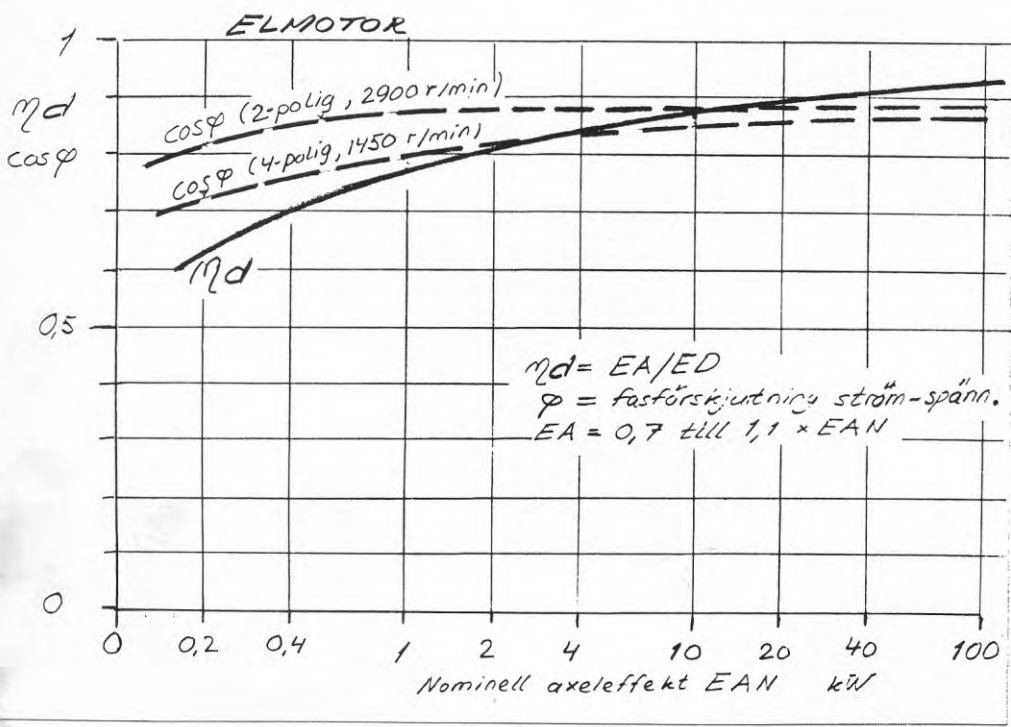
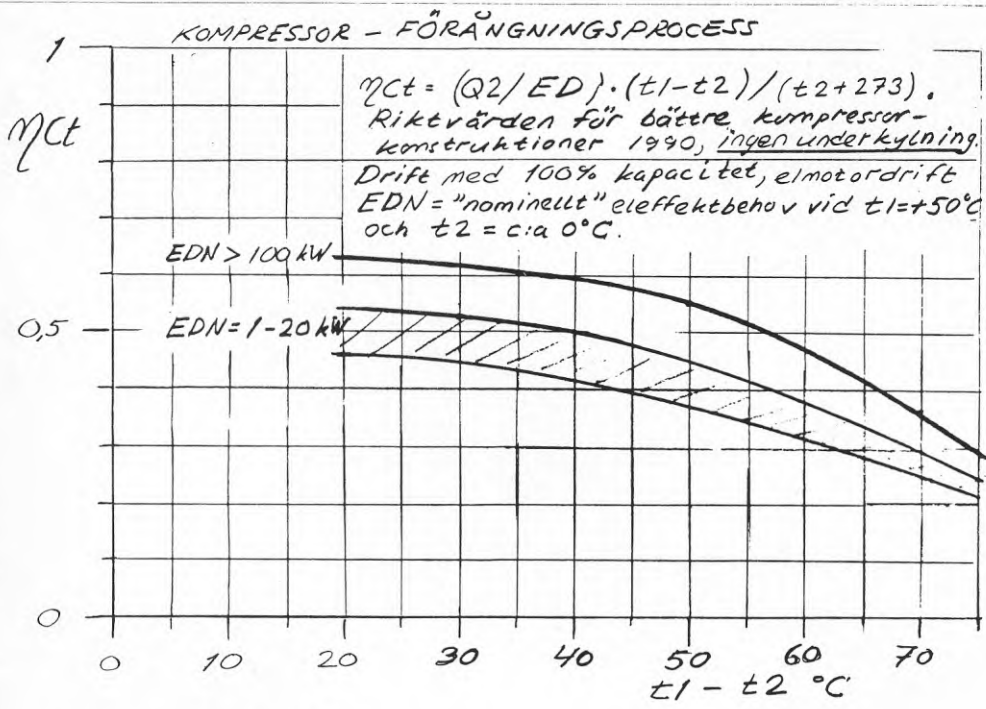


BAKTASAD EV. TEGELBEK...

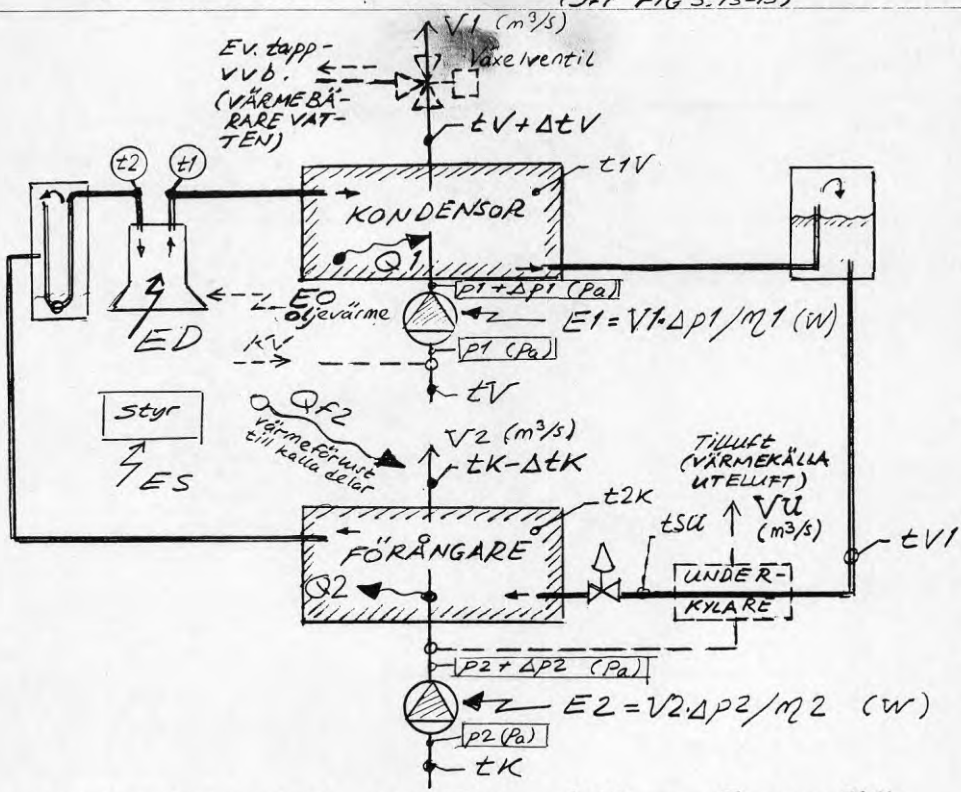


119

FIG 8.2. VERKNINGSGRADER



VILLA VÄRMEPUMP - OPTIMALT UTFÖRANDE (JFC FIG 5.13-15)



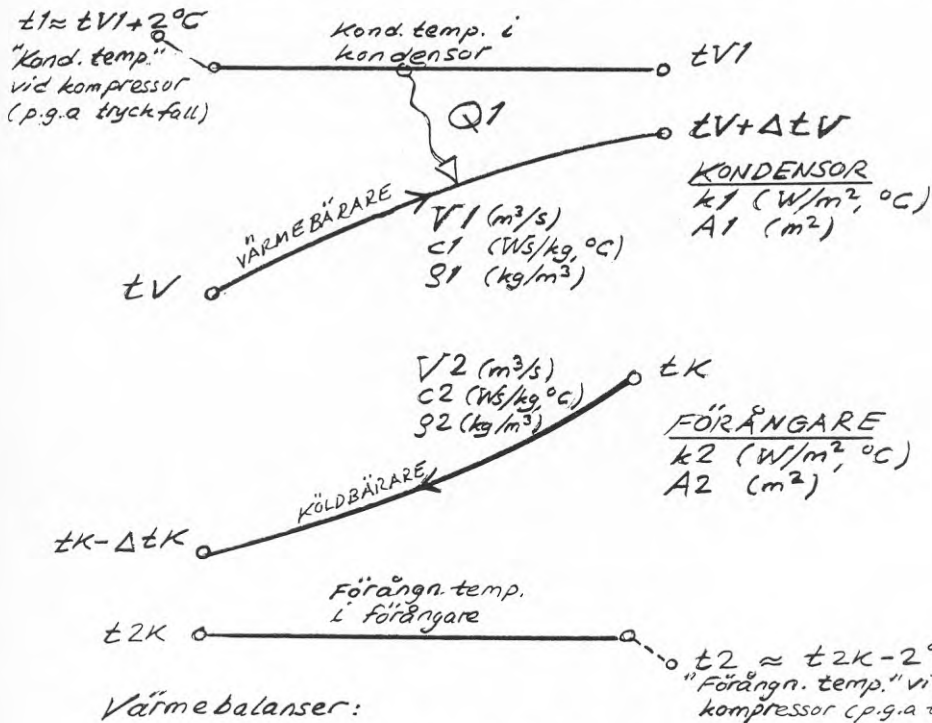
Dimensionerande utetemp. $t_{UD} = -5$ till $+5^{\circ}C$
 (Marginal kostnad per kW värmeeffekt 2000 till 3000 kr för värmepumpaggregat, baserat på slutkundpriset för värmepumpens komponenter)

Optimala temperaturer vid t_{UD} :

VÄRMEBÄRARE VATTEN	$\frac{t_1 = t_{1V} + 2^{\circ}C}{t_V + 10^{\circ}C}$	$\frac{\Delta t_V}{5^{\circ}C}$	$\frac{t_V}{+30 \text{ à } +40}$
LUFT	$t_V + 15 \text{ à } 20^{\circ}C$	$10 \text{ à } 15^{\circ}C$	$+20$
VÄRMEKÄLLA MARK-INDIR.	$\frac{t_2 = t_{2K} - 2^{\circ}C}{t_K - 10^{\circ}C}$	$\frac{\Delta t_K}{5^{\circ}C}$	$\frac{t_K}{-5^{\circ}C}$
DIR.	$t_K - 10^{\circ}C$	-	$0^{\circ}C$
UTELUFT	$t_{UD} - 12 \text{ à } 15^{\circ}C$	$5^{\circ}C$	t_{UD}

Underkylare lönsam, ökar COP med 10 à 20%,
 $t_{SU} = t_U + 10^{\circ}C$ vid $t_U = t_{UD}$ är en lämplig dimensionering för underkylaren för ventilationsluftflödet $V_U = 0,03 \text{ à } 0,05 \text{ m}^3/s$

VÄRMEPUMPVÄRMEVÄXLARE (Jfr FIG 5.2)



Värmebalanser:

Q_2 , ED och $Q_1 = Q_2 + ED$ enligt kompressorkapacitetsdiagram.

$$Q_1 = V_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1 \cdot \Delta t_V = k_1 \cdot A_1 \cdot \Delta t_V / \ln[(t_{V1} - t_V) / (t_{V1} - t_V - \Delta t_V)]$$

$$Q_2 = V_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2 \cdot \Delta t_K = k_2 \cdot A_2 \cdot \Delta t_K / \ln[(t_K - t_{K2}) / (t_K - \Delta t_K - t_{K2})]$$

vilket ger

$$t_{V1} = t_V + Q_1 / (V_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1 \cdot (1 - 1/e^{k_1 \cdot A_1 / (V_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1)}))$$

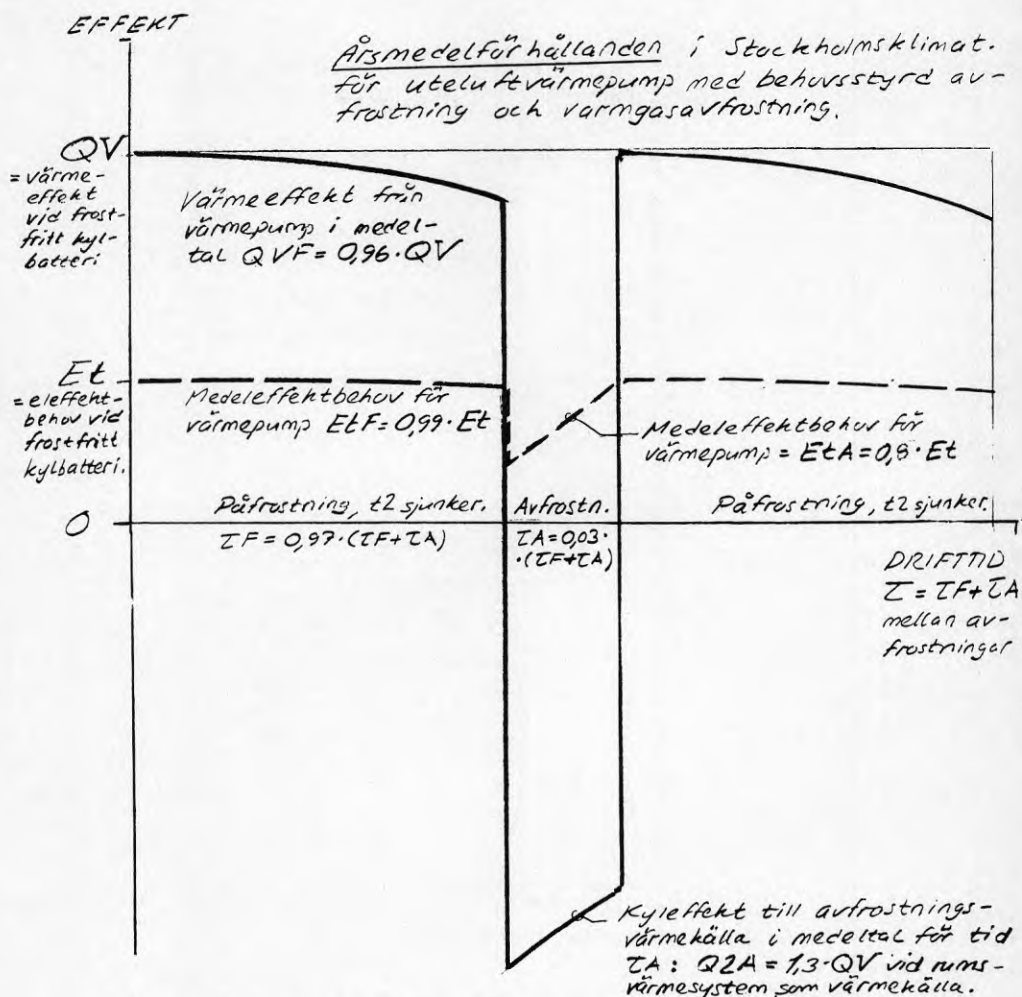
$$t_{K2} = t_K - Q_2 / (V_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2 \cdot (1 - 1/e^{k_2 \cdot A_2 / (V_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2)}))$$

RIKTVÄRDEN FÖR ρ , c , k

Medium	ρ kg/m^3	c $\text{W}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$	Värmeväxlare	k $\text{W}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$
Vatten	1000	4200	Förångare med vätska	500
Saltlös.	1200	3000	med luft	12
Glykollös.	1050	3400	Kondensator med vatten	1000
Luft	1,3	1000	med luft	15

$f = 1$ utan fuktutfällning
 $f = 1,3$ för uteluftvärmepump
 förångare eller kyl-
 batteri

VÄRMEPUMPS DRIFTEFFEKTER VID PÅ- OCH AVFROSTNING



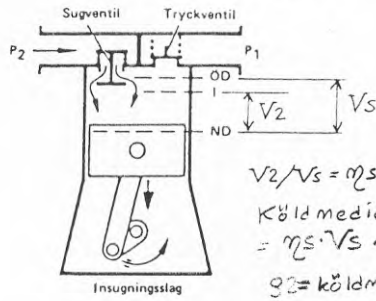
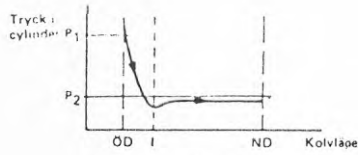
Påfrostning erhålls vid optimal dimensionering under $c_{ia} + 7^\circ C$ utetemperatur, omkring 4500 h/år i stockholmsklimat. För varmgasavfrostning med rumsvärmsystem som värmekälla under avfrostning gäller:

Medelvärmeeffekt till rumsvärmsystem.

$$QV_p = (QVF \cdot ZF - Q2A \cdot ZA) / (ZF + ZA) = (0,96 \cdot 0,97 - 1,3 \cdot 0,03) \cdot QV = 0,89 \cdot QV$$

Medel driveffektbehov till värmepumpaggregat.

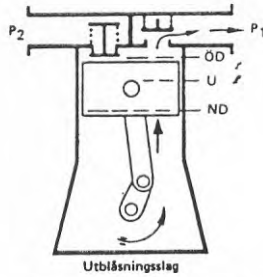
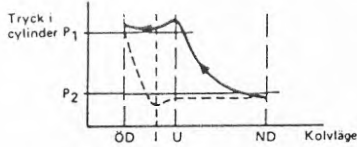
$$Et_p = (EtF \cdot ZF - EtA \cdot ZA) / (ZF + ZA) = (0,99 \cdot 0,97 + 0,8 \cdot 0,03) \cdot Et = 0,98 \cdot Et$$



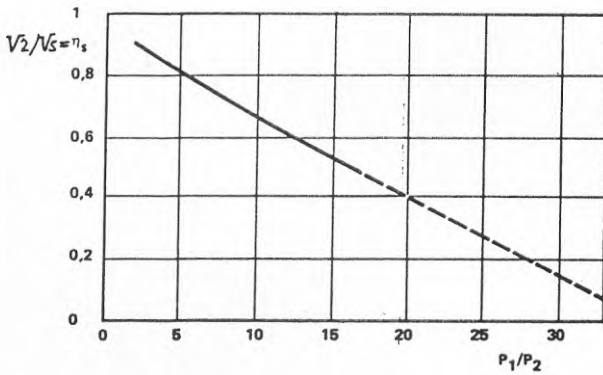
$$V_2/V_s = \eta_s$$

Köldmediemängdflöde m (kg/s) = $\eta_s \cdot V_s \cdot \rho_2$

ρ_2 = köldmedieångans densitet (kg/m³).



Principen för kolvumpressorns konstruktion och funktion.



Volymetrisk verkningsgrad η_s för större kolvumpressorer (effektbehov mer än ca 1 kW) som funktion av tryckförhållandet p_1/p_2 . Skadligt rum ca 3%.

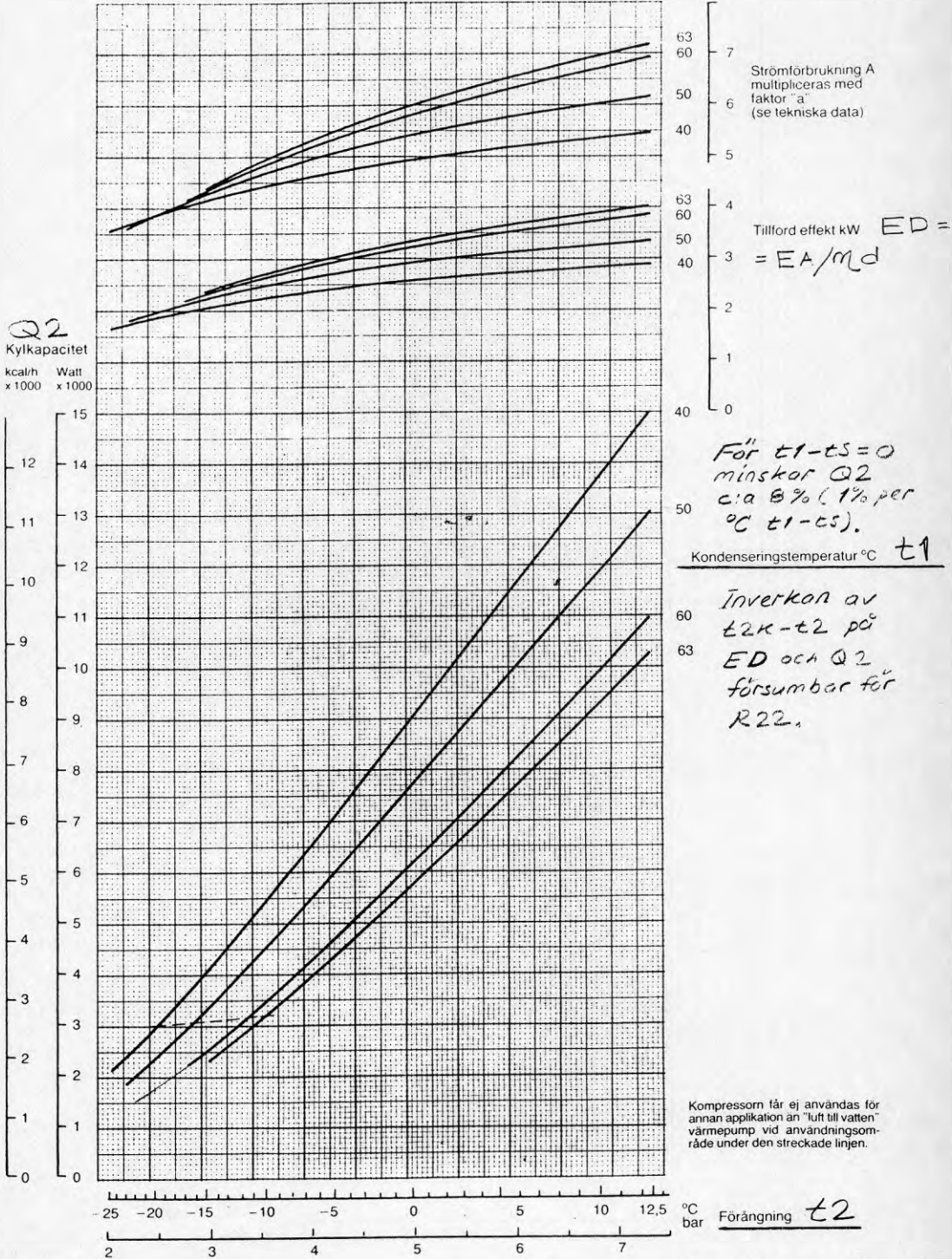
Hermetisk kylkompressor

FIG 5.6.

CRK1-0325

Suggasöverhettning 11 K = $t_{2k} - t_2$
 Vätskeunderkylning 8,3 K = $t_1 - t_s$
 Omgivande temperatur 35°C (cirkulerande luft)

R 22

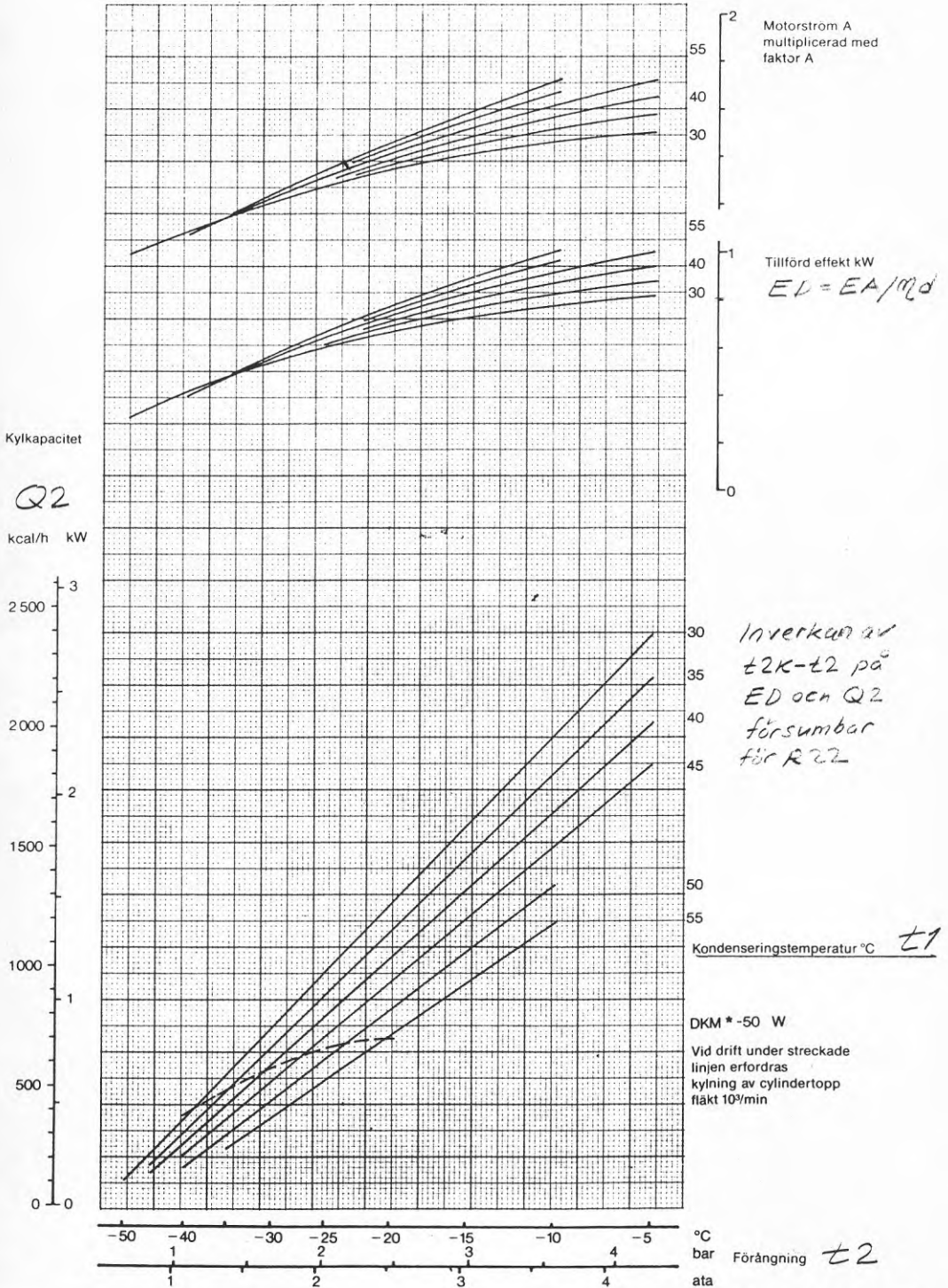


Hermetisk kalukompressor

FIG 5.7

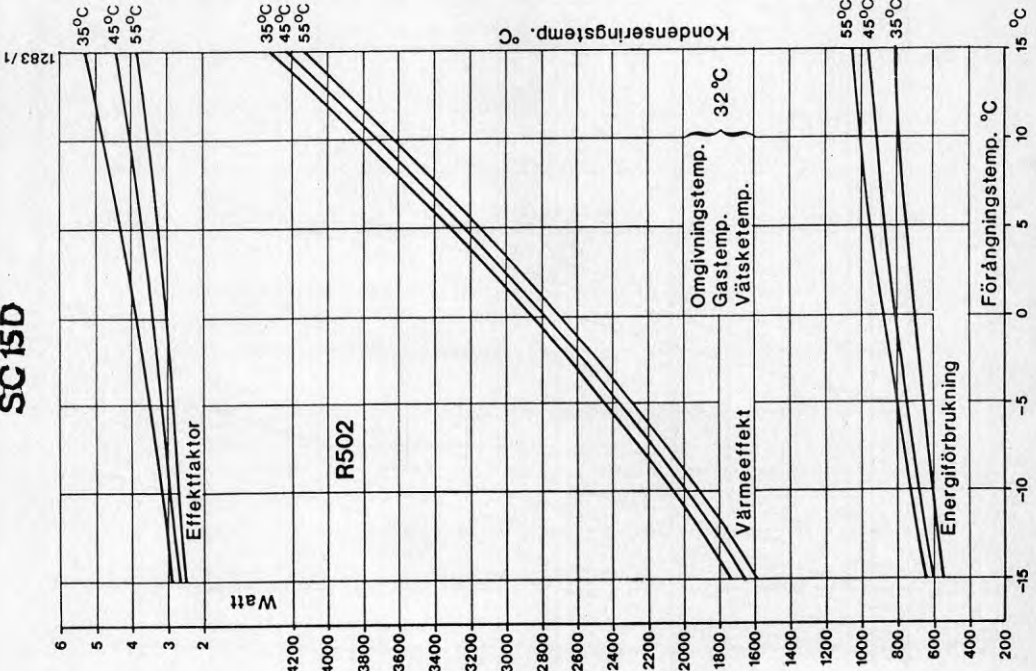
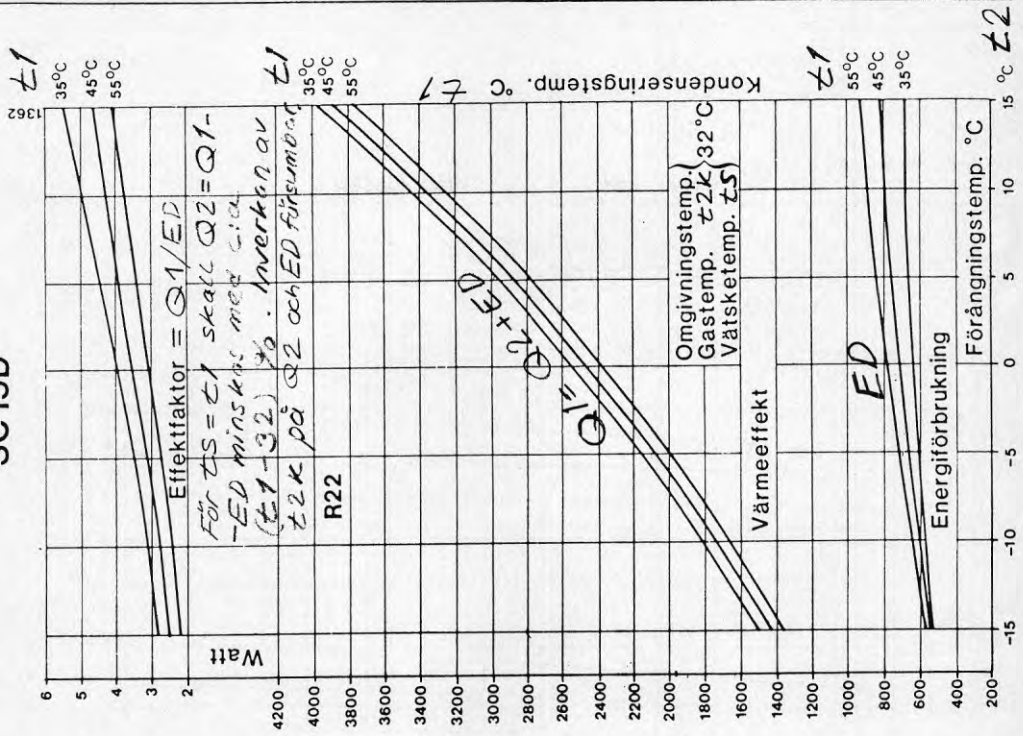
Data vid 18°C saggastemperatur $t_2K = +18^\circ C$
 utan vätskeunderkyllning $t_1 - t_5 = 0$

DKM*-50



Hermetiska tankkylare SC15D

SC15D



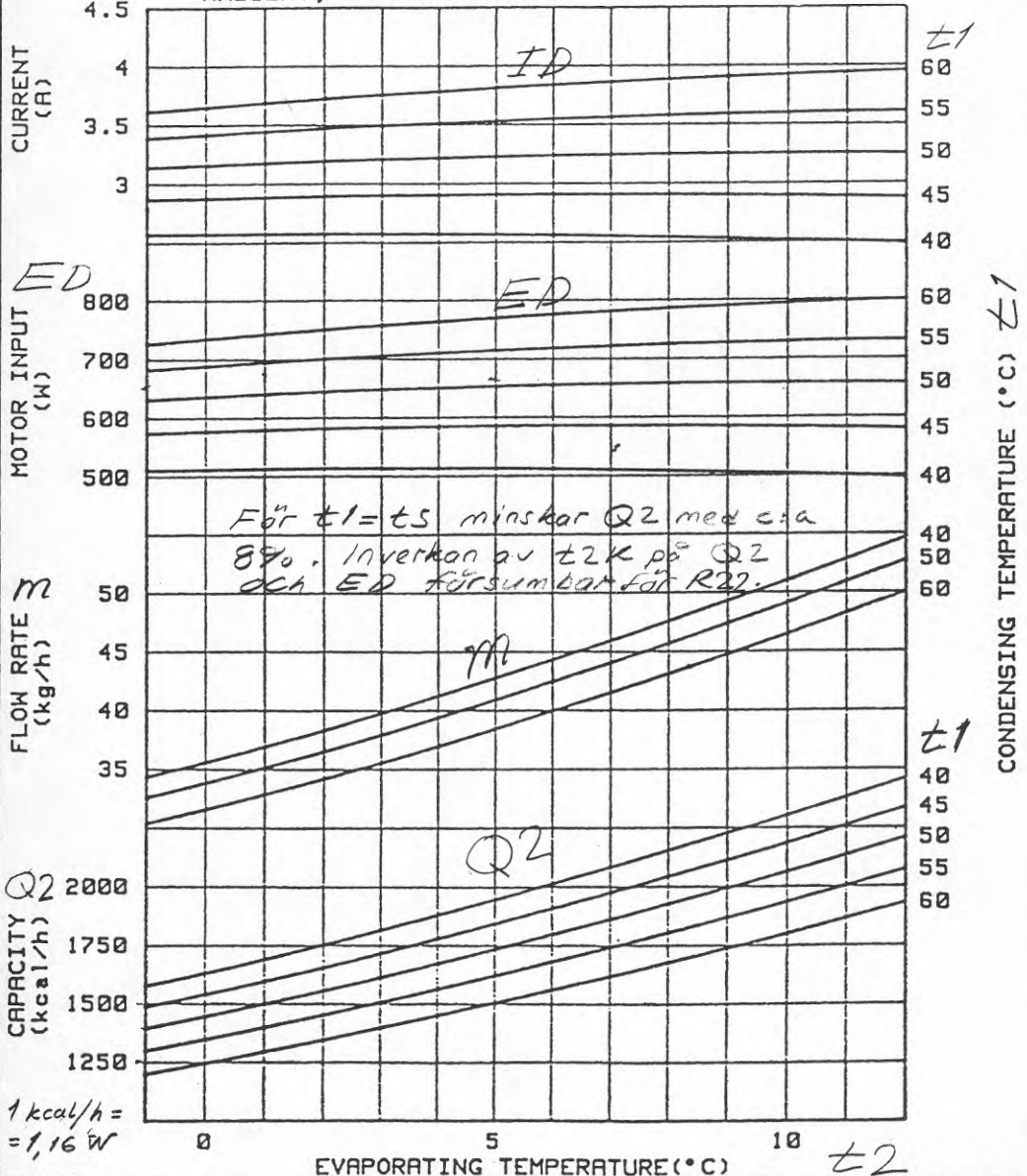
Värmeeffekten definieras som kylkapaciteten + energiförbrukningen vid de angivna mätbetingelserna. Värmeeffekten vid andra mätbetingelser kan beräknas ur formeln på sid 20.

FIG 5.9.

R	PERFORMANCE CURVE	No. SC-C-ZR026-R	
	<i>Hermetisk rotationskompessor</i>	APPROVED	CHECKED
	Model: 2RS126D3AE01		
	TENTATIVE	1PH, 220/240V, 50Hz	DRAWN Y.J. Oct. 28. '88

BASED ON VOLTAGE 220 V , FREQUENCY 50 Hz
 RETURN GAS $t_2K = 35.0 \text{ } ^\circ\text{C}$
 LIQUID SUB COOLING $t_1 - t_5 = 8.3 \text{ } ^\circ\text{C}$
 AMBIENT, AIR OVER 1 m/sec $35.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

R22



△		△		△	
△		△		△	
Sym.	Revision	Signed	Checked	Sym.	Revision
					Signed

FIG 5.10.

MITSUBISHI ELECTRIC

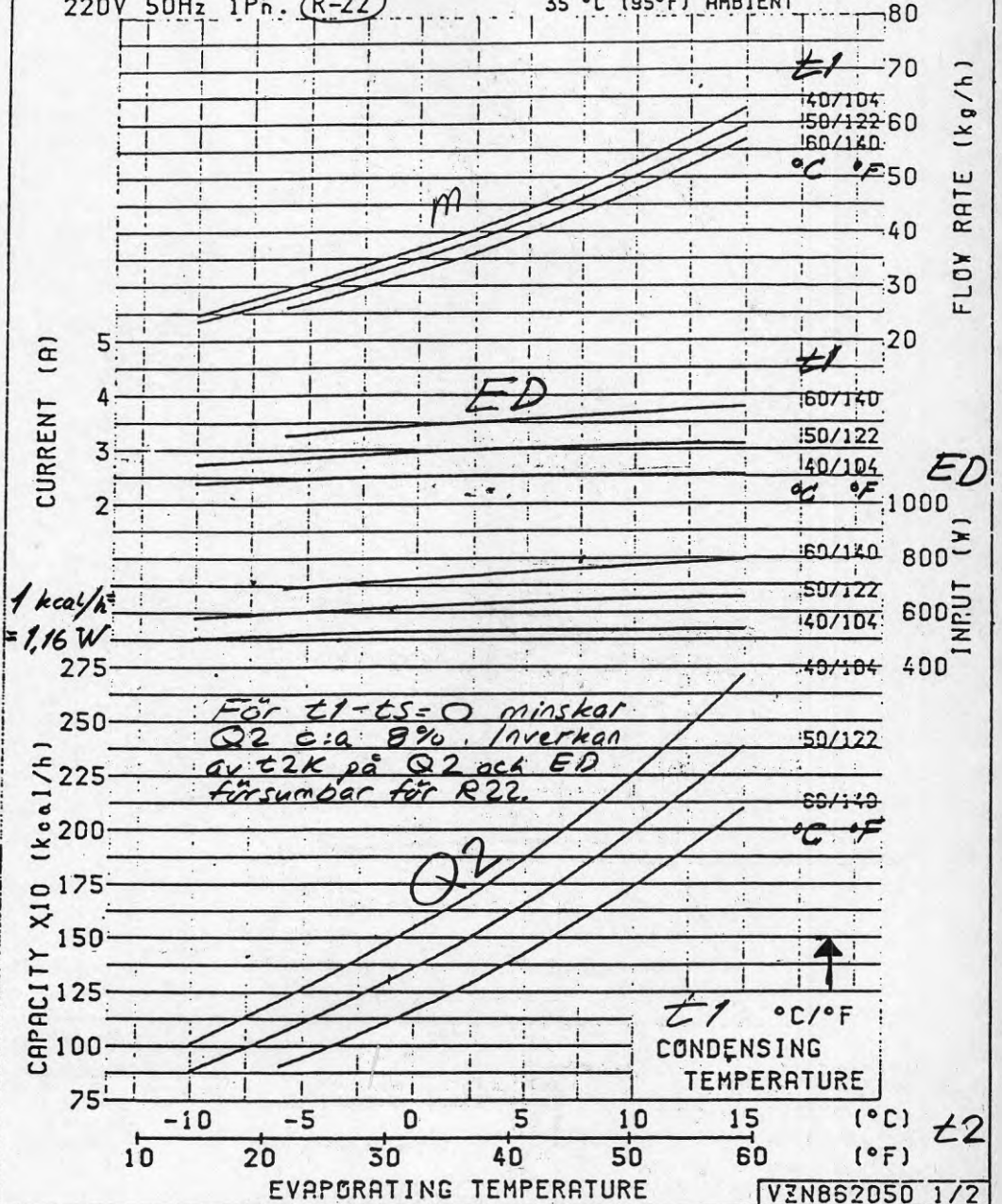
KH122V

COMPRESSOR PERFORMANCE CURVE

t_2K-t_2
↑

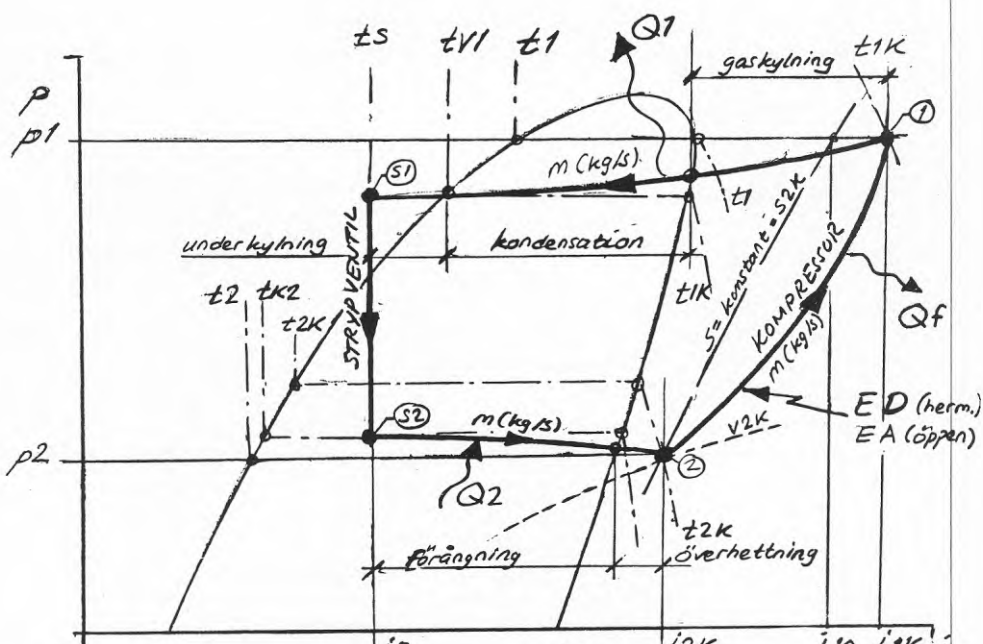
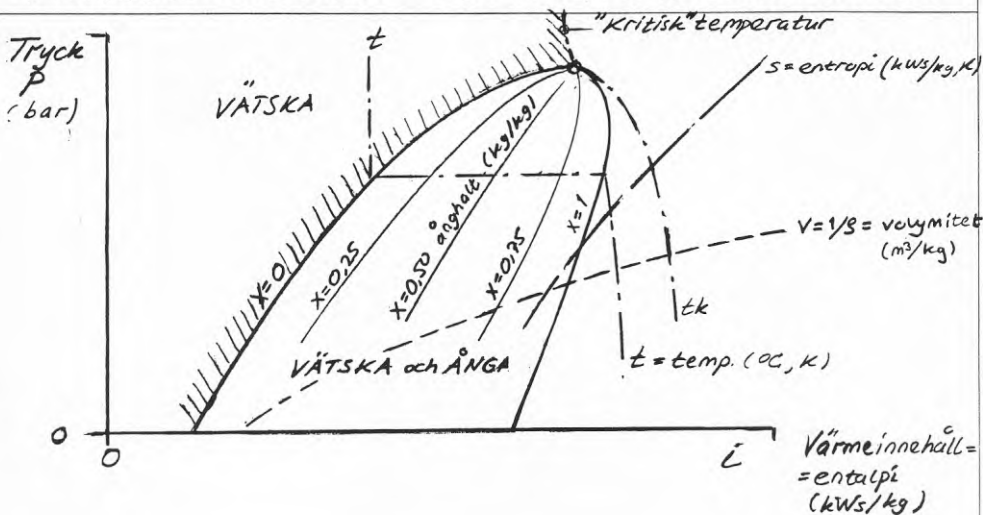
RATING CONDITION: 11 °C (20°F) RETURN GAS SUPERHEATED
8.3°C (15°F) LIQUID SUBCOOLED= t_1-t_s
35 °C (95°F) AMBIENT

220V 50Hz 1Ph. (R-22)



ÄRENDE/PROJ

KÖLDMEDIETILLSTÅND I KYL- ELLER VÄRMEPUMPAGGREGAT



$$\begin{aligned}
 Q_2 &= m \cdot (i_{2K} - i_S) \\
 EA &= m \cdot (i_{1K} - i_{2K}) + Q_F = \\
 &= m \cdot (i_{10} - i_{2K}) / \eta_i \cdot \eta_{mk} \\
 Q_1 &= Q_2 + EA - Q_F \\
 i_{1K} &= i_{2K} + (EX - Q_F) / m, \text{ ger } t_{1K} \\
 &\text{vid givet } t_1 (p_1), t_2 (p_2) \\
 &\text{och } t_{2K}. \\
 EX &\approx EA \text{ f\u00f6r \u00f6ppen kompr.} \approx 1,4 \cdot (i_{10} - i_{2K}) \cdot m \\
 EX &\approx ED \text{ f\u00f6r herm. kompr.} \approx 1,7 \cdot (i_{10} - i_{2K}) \cdot m
 \end{aligned}$$

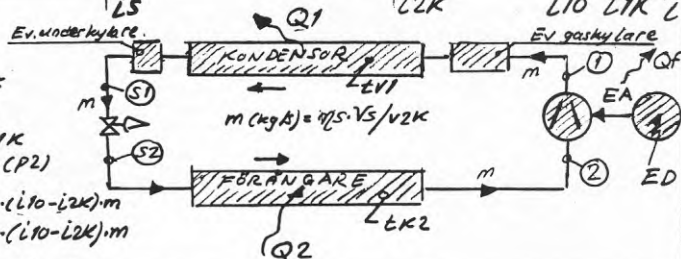
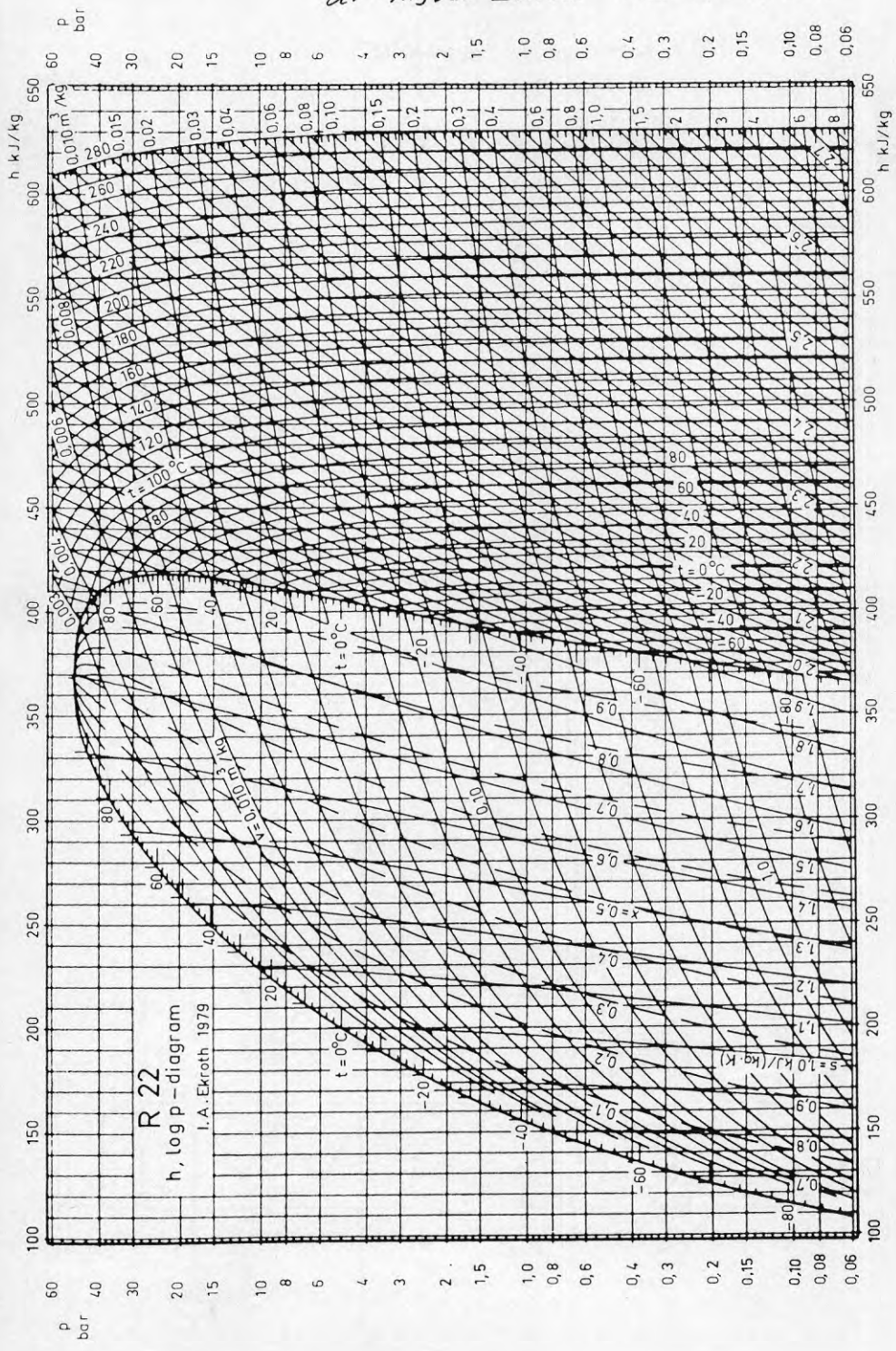
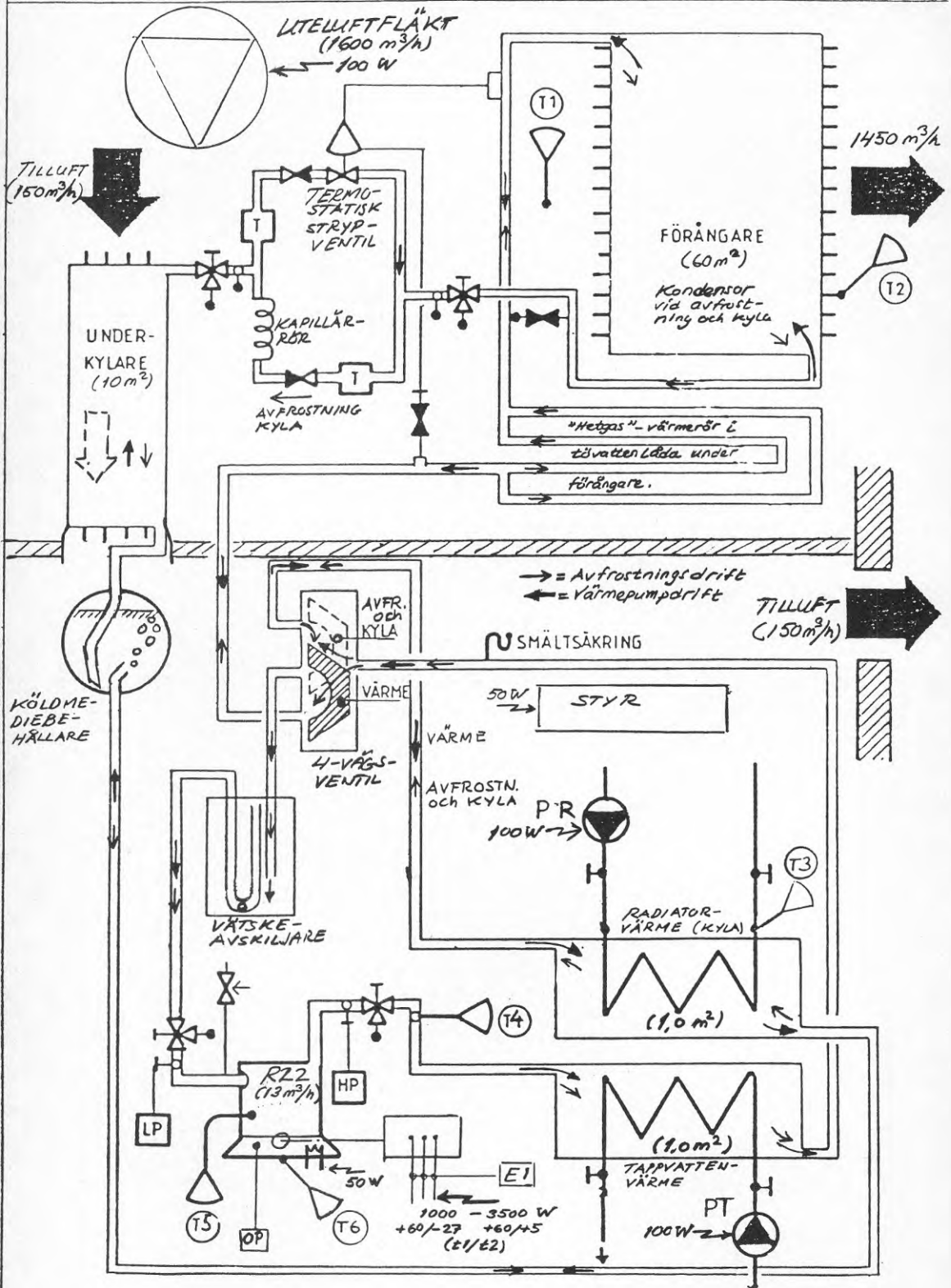


FIG 5.12.

Ur Ingvar Ekroth "Kölkmediedata"





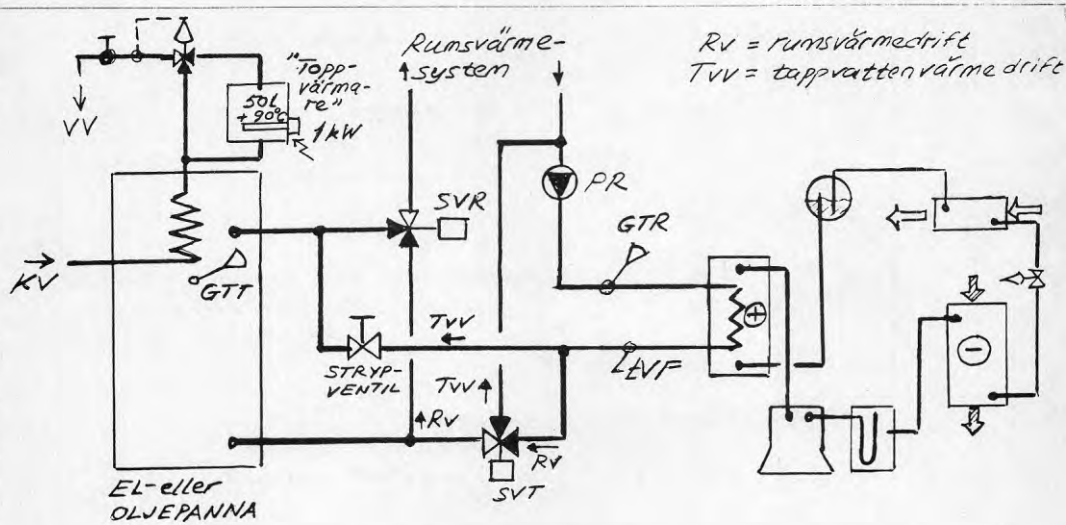


FIG 5.14. Värmepump ansluten till rums- och tappvarmvatten-system

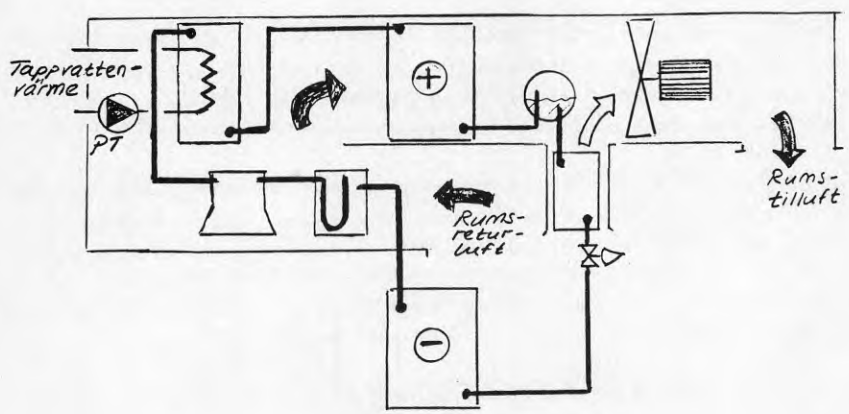
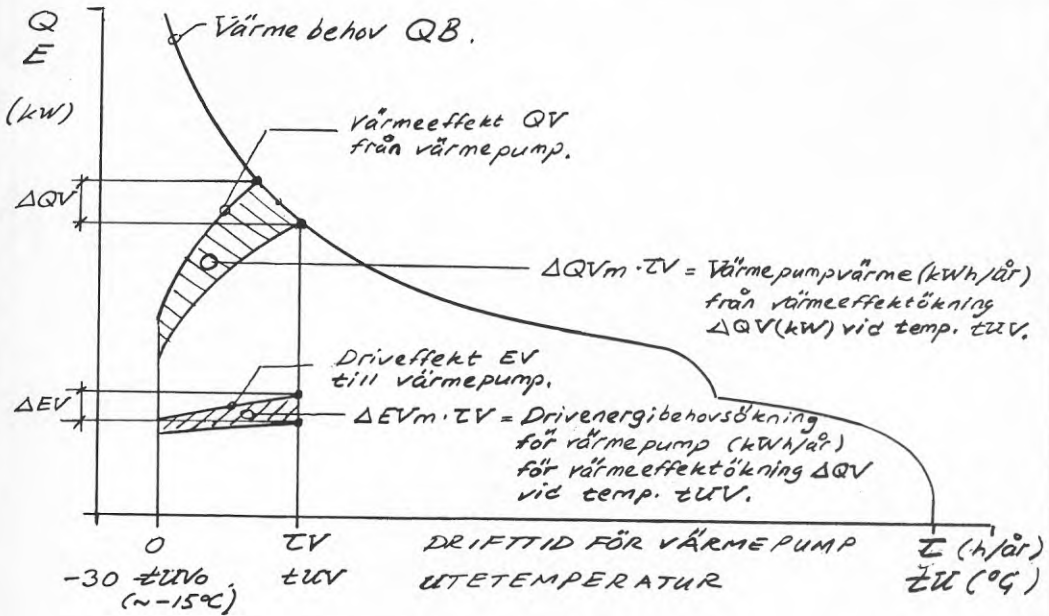


FIG 5.15. Värmepump ansluten till rumsluftvärmesystem och tappvarmvattenvärmning

OPTIMAL VÄRMEPUMPKAPACITET



ΔQV_m = medelvärmeeffekt (kW) under drifttid tV med utetemp. $t_u = t_{uV}$ till t_{uV} för värmeeffektökning ΔQV vid t_{uV} .
 ΔEV_m = medeldrivkraftökning (kW) under drifttid tV för värmeeffektökningen ΔQV vid utetemperatur t_{uV} .

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

eV = pris (kr/kWh) för av värmepump ersatt värme, t.ex från olja.
 eE = pris (kr/kWh) för drivkraft till värmepump, t.ex elfektavgift.
 ee = pris (kr/kWh) för drivenergi till värmepump, t.ex elenergiavgift.
OBS! eE och ee avser priser under perioden tV , dvs vintertid.

Optimal värmepumpkapacitet $QV = QB$ vid t_{uV} . Värmepump får då drifttid tV med full kapacitet. Därvid gäller

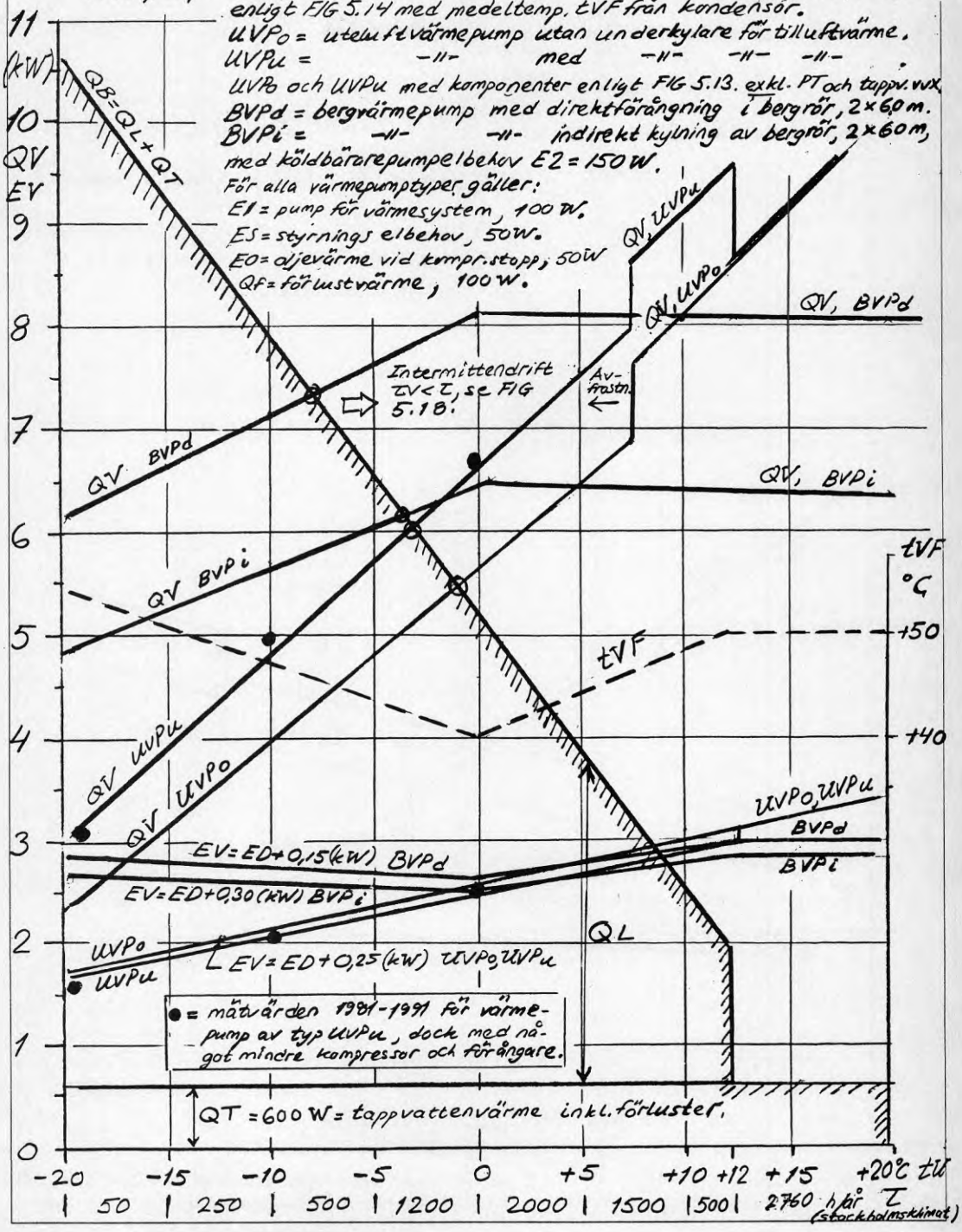
$$tV = (\Delta I \cdot (a+r+u) + \Delta EV \cdot eE) / (\Delta QV_m \cdot eV - \Delta EV_m \cdot ee) \dots (5.3.5)$$

Exempel: Elmotor driven uteluftvärmepump med $\Delta I \cdot (a+r+u) = 3000 \cdot \Delta QV \cdot (0,07 + 0,07 + 0,02) = 480 \cdot \Delta QV$ (kr/år), $eV = ee = 0,60$ kr/kWh vid ersättning av elvärme, $eV = 3500$ (kr/m³) / 7000 (kWh/m³) = 0,50 kr/kWh vid ersättning av oljvärme. För villor blir $eE = 0$.
 $\Delta EV = 0,40 \cdot \Delta QV$ $\Delta QV_m = 0,90 \cdot \Delta QV$ $\Delta EV_m = 0,38 \cdot \Delta QV$

$tV = 480 / (0,90 - 0,38) \cdot 0,60 = 1500$ h/år (elvärme) ; $= 480 / (0,90 - 0,38 - 0,60) = 2200$ h/år (oljvärme)
 motsvarande $t_{uV} = -1^\circ C$ resp. $+1^\circ C$ i Malmö
 $= -3^\circ C$ resp. $-1^\circ C$ i Stockholm
 $= -8^\circ C$ resp. $-5^\circ C$ i Luleå

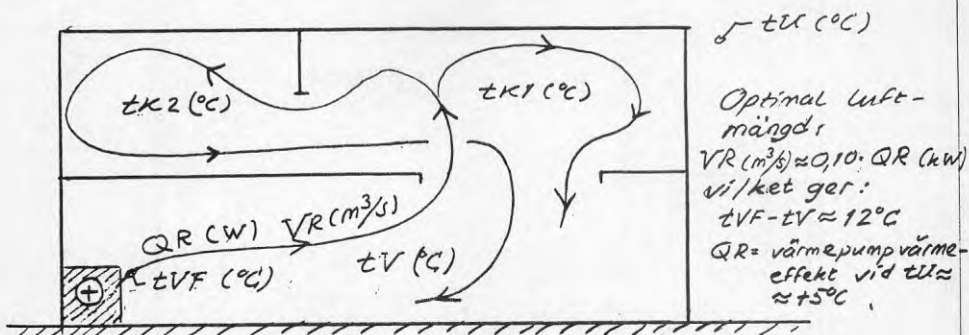
BOSTADSVÄRMEPUMP - ÅRSDRIFTFÖRHÅLLANDEN

Villa: Se FIG 4.1, ekv. 4.3, $AB=150\text{ m}^2$, $t_I=12^\circ\text{C}$ ger rumsvärmebehov Q_L .
 Värmepump: Kompressor CRK1-0325, se FIG 5.6. Inkoppling till värmesystem enligt FIG 5.14 med medeltemp. tVF från kondensör.
 UVPo = uteluftvärmepump utan underkylare för tilluftvärme.
 UVPu = " " " " " " " " " " " "
 UVPo och UVPu med komponenter enligt FIG 5.13. exkl. PT och tappv. vx.
 BVPd = bergvärmepump med direktförvärmning i berggröt, $2 \times 60\text{ m}$.
 BVPi = " " " " indirekt kylning av berggröt, $2 \times 60\text{ m}$, med köldbärarepumpelbehov $E_2=150\text{ W}$.
 För alla värmepumpstyper gäller:
 E1 = pump för värmesystem, 100 W .
 E2 = styrnings elbehov, 50 W .
 E0 = djevärme vid kompr. stopp, 50 W .
 Qf = förlustvärme, 100 W .



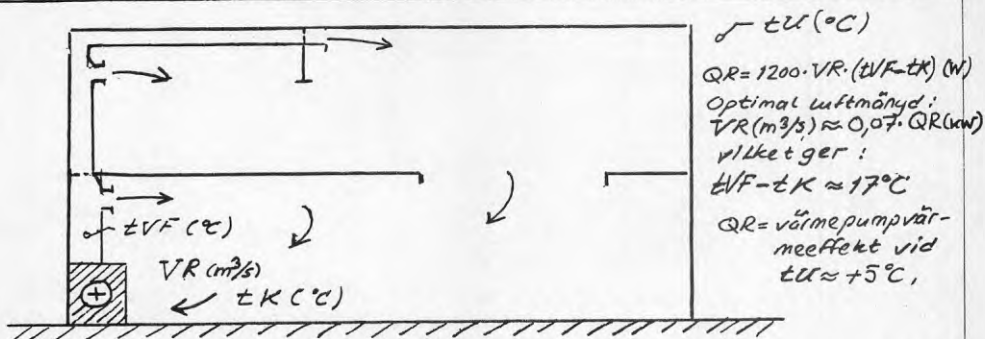
● = mätvärden 1981-1991 för värmepump av typ UVPu, dock med något mindre kompressor och förångare.

VÄRMNING AV BOSTADSRUM Jfr avsnitt 4.3.

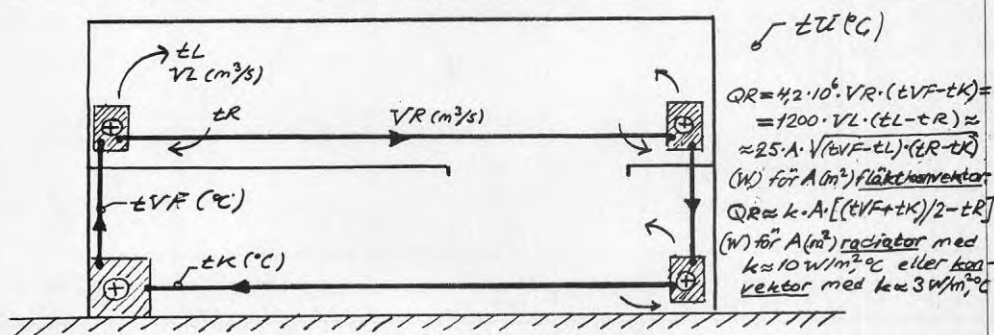


Central värmning av rumsluft ger i alla rum väsentligt kallare golv än tak och medeltemperatur t_{KX} för luft i rummen
 $t_{KX} \sim t_V - 0,1 \cdot n \cdot (t_V - t_U)$

med $n =$ antal öppningar à c:a $1,5 m^2$ (= dörröppningar) mellan rum, som varmluften måste passera före aktuellt rum nås,



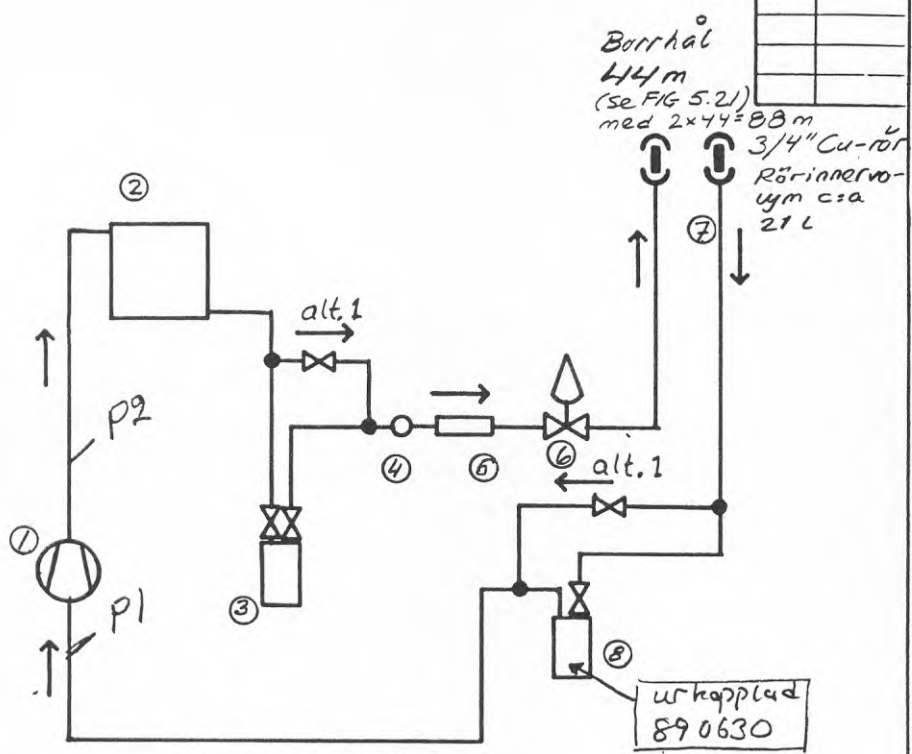
Värmning via varmluftkanaler ger i alla rum betydligt kallare golv än tak men medeltemperatur för luft i rummen kan bli jämn. Ju större luftflöde från kanaler desto mindre skillnad mellan golv- och taktemperaturer.



Värmning via vattenvärmda konvektorer eller radiatorer... Temperaturförhållandena blir likartade de för varmluftkanaler, om konvektorer används.

FIG. 5.20

Märke	Medd. Nr.



Köldmedium: C:a 4 kg R22

1. Kompressor Kompressor Copeland DCRD1-0200-TFD, se FIG 5.22. (utan oljevärme)
2. Kondensor Luftkytt flänsbatteri med fläkt, friblåsande 550 m³/h, med aktuellt kanalsystem c:a 400 m³/h, elbehov EF ≈ 60 W, 66 W enligt MCE-mätning
3. Receipient
4. Synglas
5. Torkfilter
6. Expansionsventil
7. Kollektor
8. Vätskeavskiljare

Delbeteckning	Ant.	Delbeteckning	Ant.	Benämning	Pos. nr	Dimension Material	Ämne	Netto Vikt kg/st.
Variant		Variant		Ritad av <i>[Signature]</i> Kontr. Skala	1			
				880927		Tol. för icke direkt toleranssatta mått enl. SMS 715 medel		
Villa "Sundberg"								
E-myran 5 Luftvärme till rum						Ersätter		
Värmekälla: Berg						Ersatt av		

SLUTRAPPORT

Villa "Sundberg"

FIG 5.21

Beställare: Thermia AB

Adress: Box 950, 671 29 ARVIKA Tel: 0570/130 50

Fastighetsbet: Päröngången 3 Församling: Kommun: Nyköping

Borrplatsens läge på fastigheten: Län:

Borringen avslutad: Dec. -88 Uppmätt vattenmängd: 1.200 l/tim

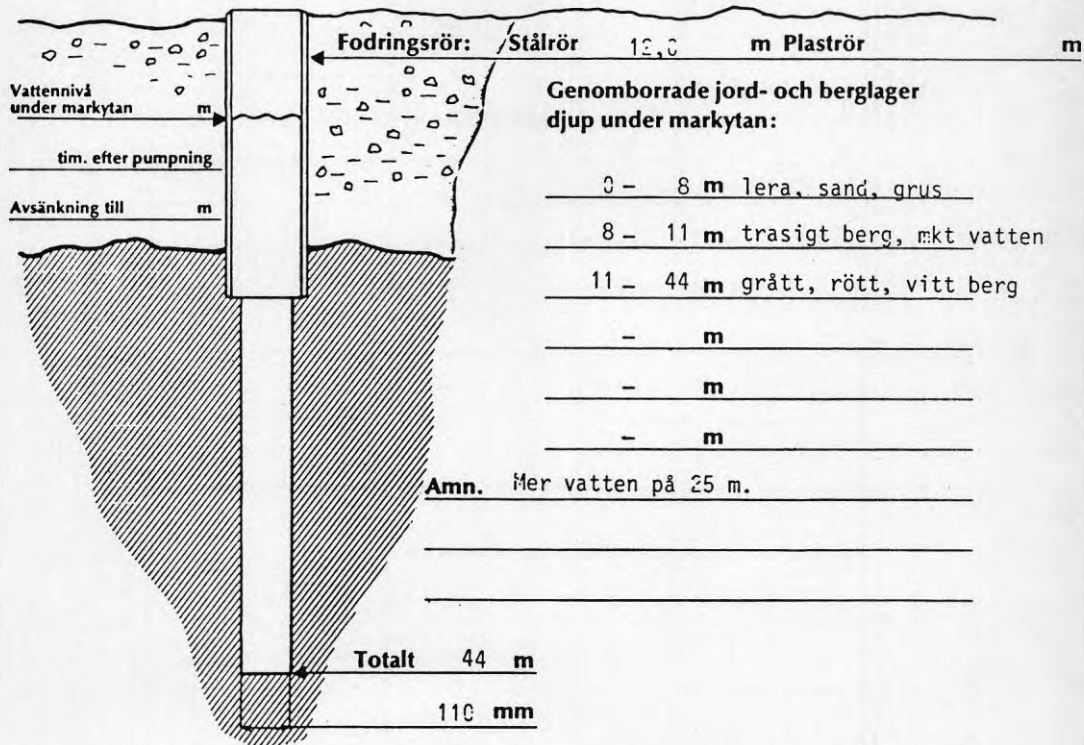
Fördjupning av: Grävd brunn Borråd brunn ENERGIHAL

Borringen avser: Hushållsvatten Industrivatten Annat vatten

Vattenmängd uppmätt genom: Blåsning Flottörmätning Pumpn. tim

Bormaskintyp: Sänkhämmare Topphämmare

Gradborring: Hydraulisk tryckning Vattenanalys önskas



Garanterad vattenmängd minimum m³/dygn

Garantitid för vattenmängd och utförande 1 (ett) år från angiven datum. Förbehåll för naturkatastrofer eller annan omständighet som entreprenören ej kan råda över.

Finspång den 88-12-28

[Signature]

Medlem i Svenska Brunnsborrares Branschorganisation

Villa "Sundberg"

DCRD 1-0200-TFD
R 22

Sauggasüberhitzung 11K
Superheated return gas 11K
Surchauffé 11K

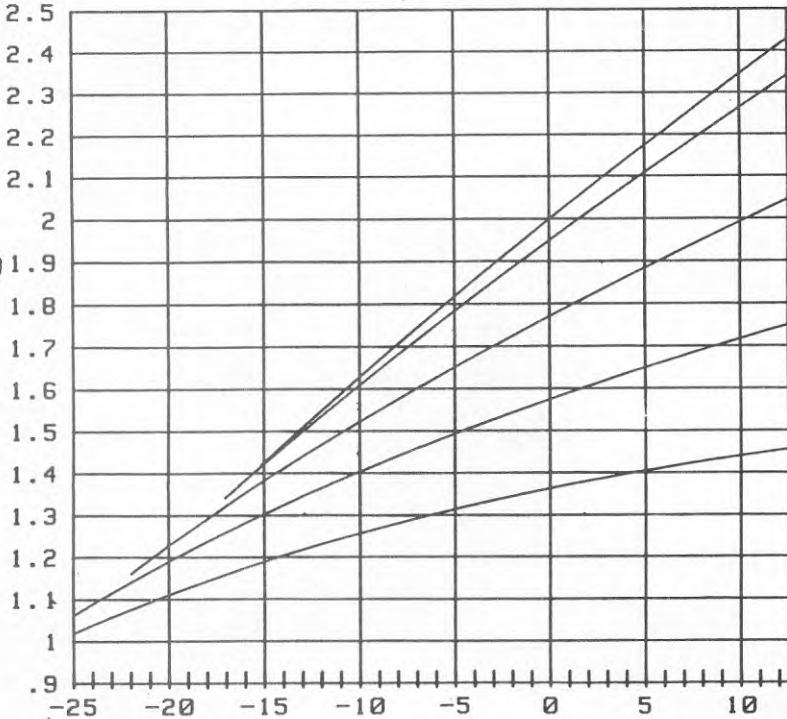
Flüssigkeitsunterkühlung 8,3K
Liquid subcooling 8,3K
Sous-refroidissement liquide 8,3K

FIG 5.22

$V_S = 7,16 \text{ m}^3/\text{h}$ 2900 r/min

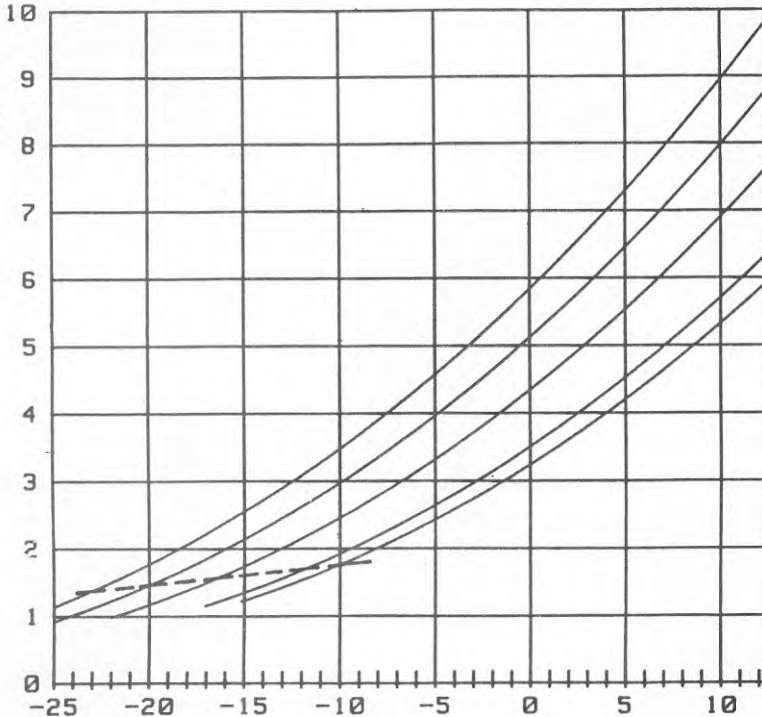
(50 Hz) kW
Leistungsaufnahme
Power input
Puissance absorbée

ED



(50 Hz) kW
Kälteleistung
Capacity rating
Puissance frigorifique

Q2

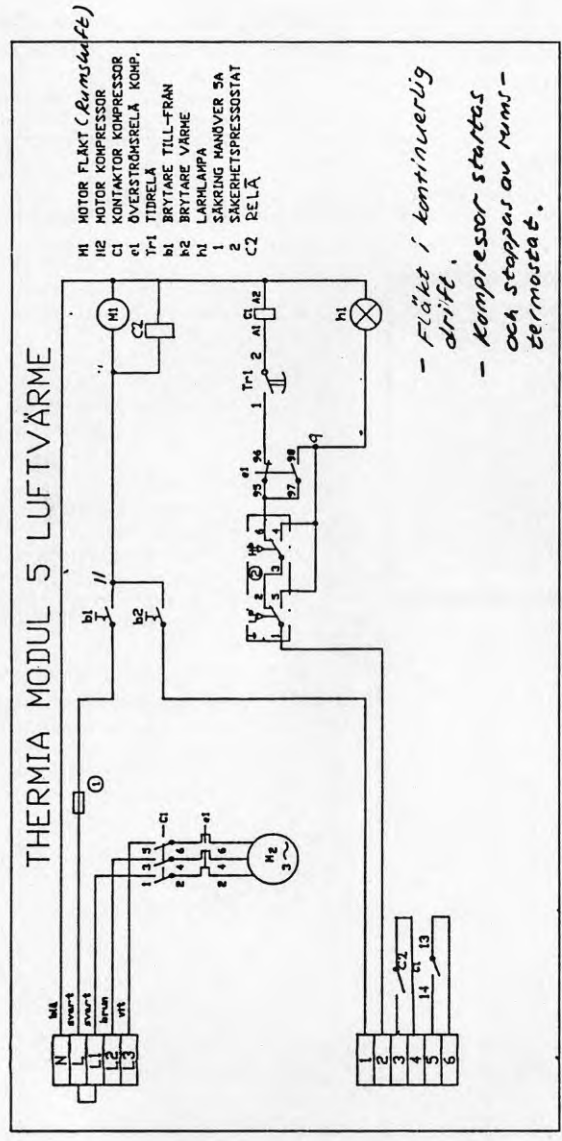


MÅ-ke	Hedd. nr.

Värmepump Villa "Sundberg"

Elschema

FIG 5.23.



Utförande: Självhäftande dekal
 Svart tryck på vitt botten
 Format 260x130 mm

Avsedd för

THERMIA AB
 MODUL DIREKT, LUFT, NYKÖPING
 KLISTERDEKAL KRETSSCHEMA

98-09-97 1 DL HDLNT-KE

Skötsel och underhåll

Säkerhetsventiler för varmvattenberedare och ev slutet expansionskärl på radiatorsystemet ska regelbundet motioneras – ca 4 gånger/år.

Om man vill stoppa värmepumpen under längre tid (mer än 24 timmar), ska detta göras på reglerautomatiken för att vevhusvärmaren i kompressorn ska vara i funktion.

Stoppas värmepumpen med huvudbrytare måste denna vara tillslagen minst 4 timmar innan värmepumpen startas.

Om larm indikeras

Felsökning som kan utföras av brukaren:

Värmepump har följande återställbara säkerhetsfunktioner, samtliga placerade under frontplåten.

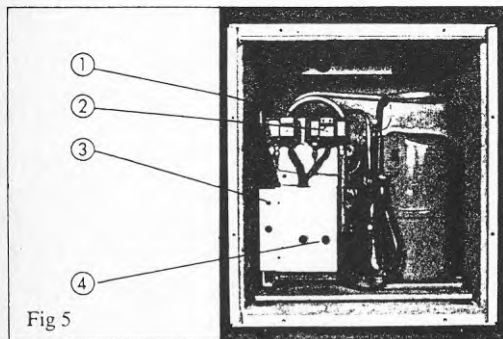


Fig 5

- ① Lågtryckspressostat
- ② Högtryckspressostat
- ③ Säkring 5A manöver
- ④ Motorskydd kompressor 3-fas

Innan återförsäljare kontaktas – kontrollera i instruktionen om felet är av sådan art att speciell servicemon-tör måste anlitas.

(1) Lågtryckspressostat utlöst:

Orsak: Värmeupptagningen ur värmekällan har försämrats.

- Åtgärd:
- Återställ genom att trycka på den **vänstra** röda knappen på pressostaten.
 - Om åtgärderna ej ger önskat resultat – kontakta Din installatör.

(2) Högtryckspressostat utlöst:

Orsak: Värmepumpen blir ej av med värmen.

- Åtgärd:
- Kontrollera om luft finns kvar i värmesystemet.
 - Kontrollera om radiatorpumpen går.
 - Kontrollera att ventilerna i värmesystemet är i rätt läge.
 - Återställ genom att trycka på den **högra** röda knappen på pressostaten.
 - Om åtgärderna inte ger önskat resultat – kontakta Din installatör.

(3) Säkring utlöst:

Orsak: För höga strömmar har uppträtt i manöverkretsen.

- Åtgärd:
- Återställ säkringen genom att trycka in den **svarta** knappen helt.
 - Om åtgärden ej ger önskat resultat – kontakta Din installatör.

(4) Motorskydd för Kompressormotor utlöst:

Orsak: För höga strömmar har uppträtt i motorskyddet.

- Åtgärd:
- Återställ motorskyddet genom att trycka in den **högra** blå knappen helt.
 - Om åtgärden ej ger önskat resultat – kontakta Din installatör.

Thermia Värmepump DUO 760

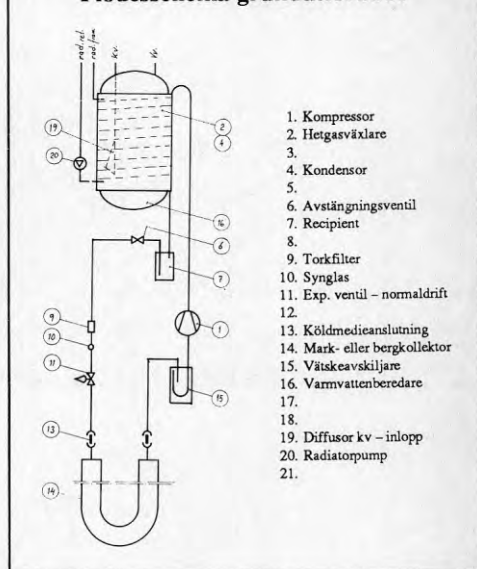
Thermia DUO 760 är en värmepump med grundfunktion att producera värme, exempelvis till radiatorsystem och värme för varmvattenproduktion. Värmepumpen består av en varmvattenberedardel och en kompressordel. Varmvattenberedaren är en kopparfodrad beredare i vars yttermantel kondensorn är placerad.

Värmepumpen utnyttjar den lagrade solenergin i värmekällorna mark eller berg. Värmepumpen är direktförångad d v s skall ha en förångare av kopparrör placerad i mark eller berg.

Thermia DUO 760

Lättplacerad	Kompakt värmepump i modulutförande med inbyggd varmvattenberedare.
Enkel installation	Lättåtkomliga anslutningar för universellt montage på ovasidan.
Låg ljudnivå	Kompakt välisolerad konstruktion med helhermetisk kompressor.
Servicevänlig	Alla viktiga komponenter lätt åtkomliga.
Enkel reglering	Värmepumpen styrs av en intern termostat.
Ekonomisk elanslutning	Internt färdigkopplad med kontakter och motorskydd. Anslutning sker till en koppplingsplint.
Miljövänlig	Uppbyggnadssättet ger liten köldmediemängd.

Flödesschema grundutförande



Tekniska data

Kompressor	Helhermetisk
Spänning	380 V, 3-fas
Startström	37 A
Starttid	0,06 sek
Köldmedium	HCFC 22
Mängd	5,5 kg bergkolektor 6,0 kg markkolektor
Beredarvolym	200 l

Rätt till konstruktionsändringar förbehålles.

Förångningstemp	-8°C/radiatortemp 45°C
Effekt avgiven	7,5 kW
Effekt tillförd	2,4 kW
Ansl rad	25 inv. gängad
Mått	Bredd 600 mm Djup 600 mm Höjd 1 730 mm
Vikt inkl emballage	150 kg

Villor "Björk" och "Wikman"

FIG 5.2

DORJ1-0300-TF5/TFD
R 22

Sauggasüberhitzung 11K
Superheated return gas 11K
Surchauffé 11K

Flüssigkeitsunterkühlung 8,3K
Liquid subcooling 8,3K
Sous-refroidissement liquide 8,3K

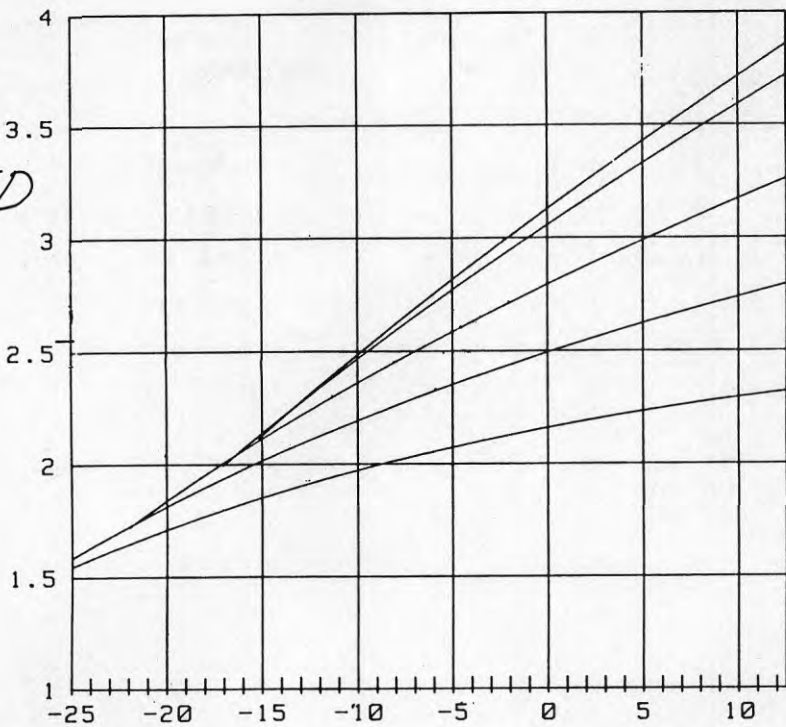
$V_S = 11,12 \text{ m}^3/\text{h}, 2900 \text{ r/m}$

Verflüssigung
Condensing
Condensation

63° C
60° C
50° C
40° C
30° C

(50 Hz) kW
Leistungsaufnahme
Power input
Puissance absorbée

ED

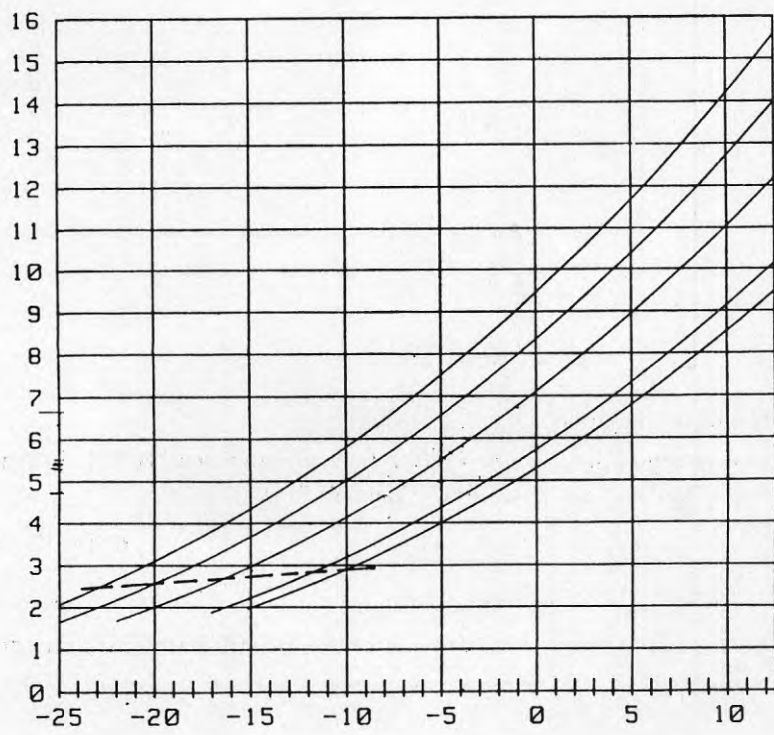


t2

Verdampfung
Evaporation
Evaporation

(50 Hz) kW
Kälteleistung
Capacity rating
Puissance frigorifique

Q2



30° C
40° C
50° C
60° C
63° C

t1

siehe Rückseite
--- see overleaf
voir au verso

t2

Verdampfung
Evaporation
Evaporation

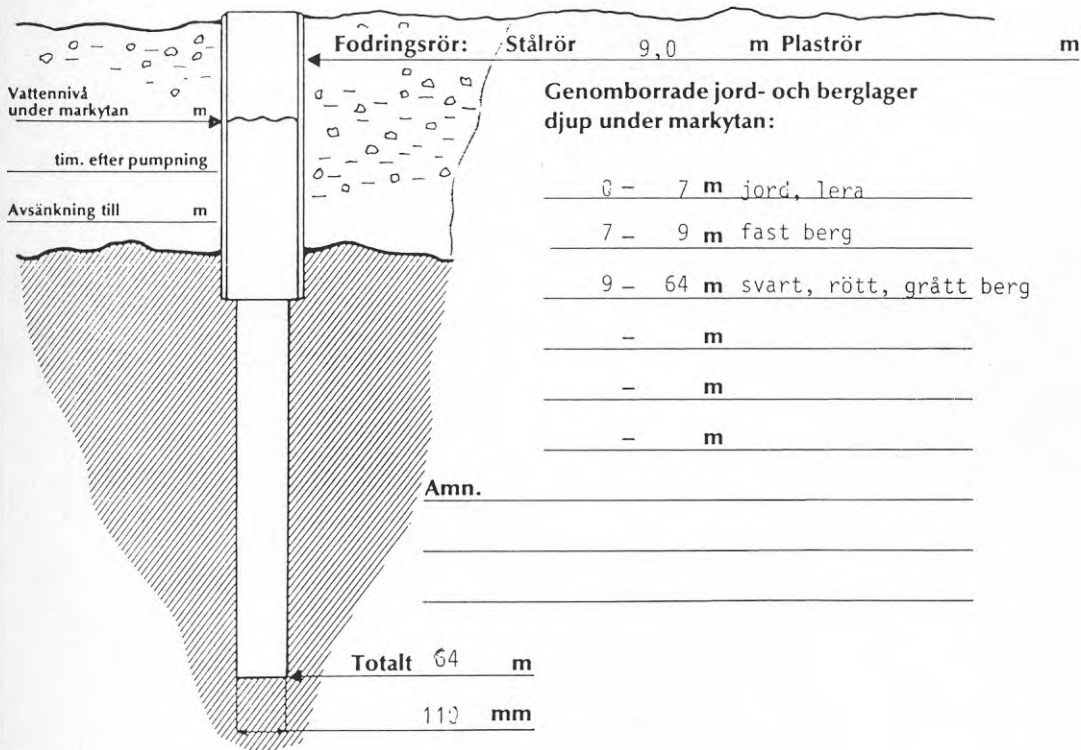
Villa Björk
SLUTRAPPORT

F/IG 5.28

Ägare Thermia AB
 Adress Box 950, 671 29 ARVIKA Tel 0670/130 50
 Fastighetsbet Lagerhällsvägen 1 Församling Kommun Nyköping
 Borrplatsens läge på fastigheten Län

Borrningen avslutad Dec. -88 Uppmätt vattenmängd 6.000 l/tim

- Fördjupning av: Grävd brunn Borrard brunn **ENERGIHÅL**
 Borrningen avser: Hushållsvatten Industrivatten Annat vatten
 Vattenmängd uppmätt genom: Blåsning Flottörmätning Pumpn.tim
 Borrmaskintyp: Sänkhammare Topphammare
 Gradborrning Hydraulisk tryckning Vattenanalys önskas



Garanterad vattenmängd minimum..... m³/dygn

Garantitid för vattenmängd och utförande 1 (ett) år från angiven datum. Förbehåll för naturkatastrofer eller annan omständighet som entreprenören ej kan råda över.

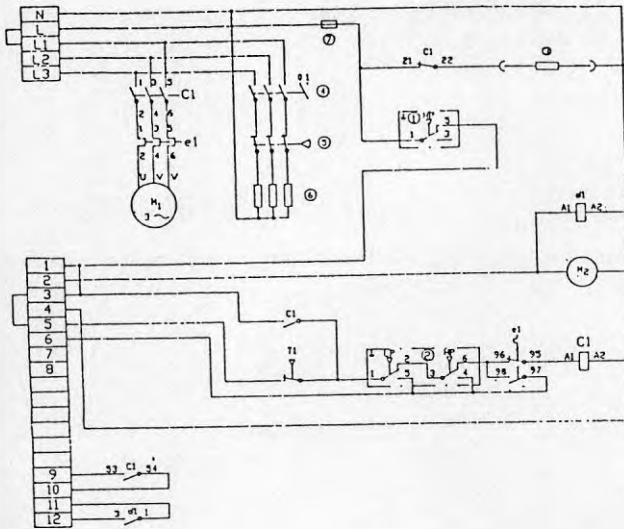
Finspång den 88-12-28

Medlem i Svenska Brunnsbörres Branschorganisation

Villa "Björk"

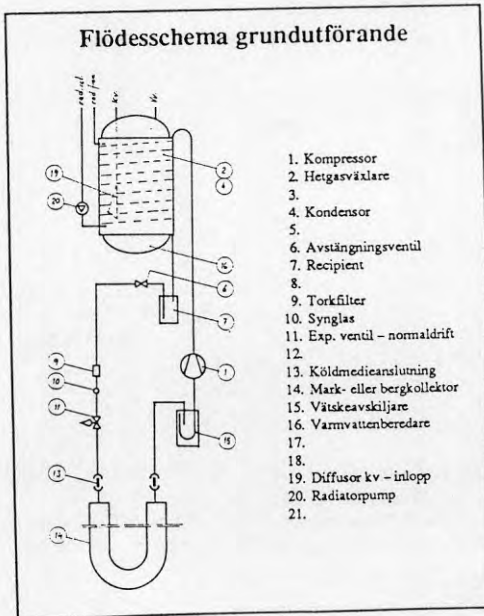
FIG 5.29

Thermia Värmepump DUO 760



- M1 KOMPRESSOR
- M2 CIRKULATIONSPUMP RADIATOR
- C1 KONTAKTOR KOMPRESSOR
- e1 MOTORSKYDD KOMPRESSOR
- 1 RELÄ DRIFT TIDSHÄTNING CIRK.PUHP
- 2 DRIFTPRESSOSTAT
- 3 SÄKERHETSPRESSOSTAT
- 4 VEVHUSVÄRMARE
- 4 STRÖMSTÄLLARE RESERVVÄRME
- 5 TERMOSTAT-TEMPERATURBEGÄNSARE
- 6 MOTSTANDELEMENT
- 7 SÄKRING MAHÖVER

Flödesschema grundutförande



- 1. Kompressor
- 2. Hetsväxlare
- 3. Kondensor
- 4. Avstängningsventil
- 5. Recipient
- 6. Torfilter
- 7. Synglas
- 8. Exp. ventil - normaldrift
- 9. Köldmedieanslutning
- 10. Mark- eller bergkollektor
- 11. Vätskeavskiljare
- 12. Varmvattenberedare
- 13. Diffusor kv - inlopp
- 14. Radiatorpump
- 15.
- 16.
- 17.
- 18.
- 19.
- 20.
- 21.

Thermia Fläktkonvektor

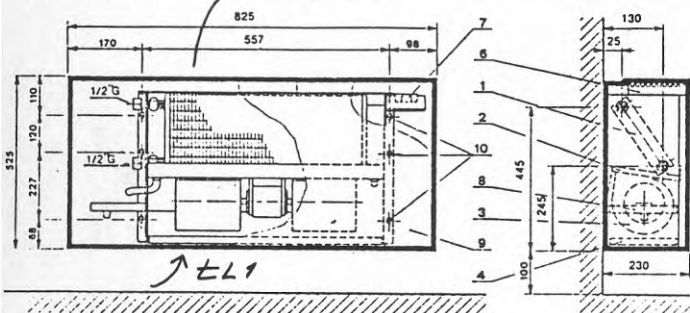
Thermia fläktkonvektor är den idealiska värmeavgivaren för villor med direktverkande elvärme i samband med värmepumpsinstallation.

Lämplig också som komplement i befintligt vattenburet system.

Fläktkonvektorn har inbyggt rensbart filter som samlar upp damm och partiklar i inomhusluften och skapar därigenom en behaglig inomhuskomfort.

Luftflödet kan regleras i tre hastigheter.

Tekniska data V_L (m^3/h)
 t_{L2} ($^{\circ}C$)

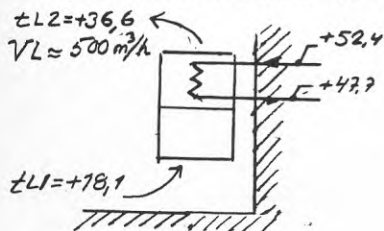


1. Värmebatteri
2. Kondensskål endast vid kyla
3. Fläkt
4. Filter rensbart
5. Spridningsgaller
6. Hastighetsreglage och elinkopplingsplint
7. Kondenssuppsamlare med avlopp (endast vid kyla)
8. Mantelplåt
9. Hål för upphängning

Reglage	Luftmängd V_L	Fläkt- elbehov
Läge 0	Egenkonv.	0 W
Läge 1	290 m^3/h	34 W
Läge 2	390 m^3/h	43 W
Läge 3	500 m^3/h	84 W

Värmeavgivning ca 2,5 kW vid 45/38 $^{\circ}C$, rumstemperatur 20 $^{\circ}C$ och luftmängd läge 3. Detta ger $t_{L2} = 20 + 2500/165 = +35^{\circ}C$ och $\vartheta_{m} = \sqrt{10 \cdot 18} \approx 13^{\circ}C$
 $k \cdot A \approx 2500/13 \approx 190 \text{ W}/^{\circ}C$

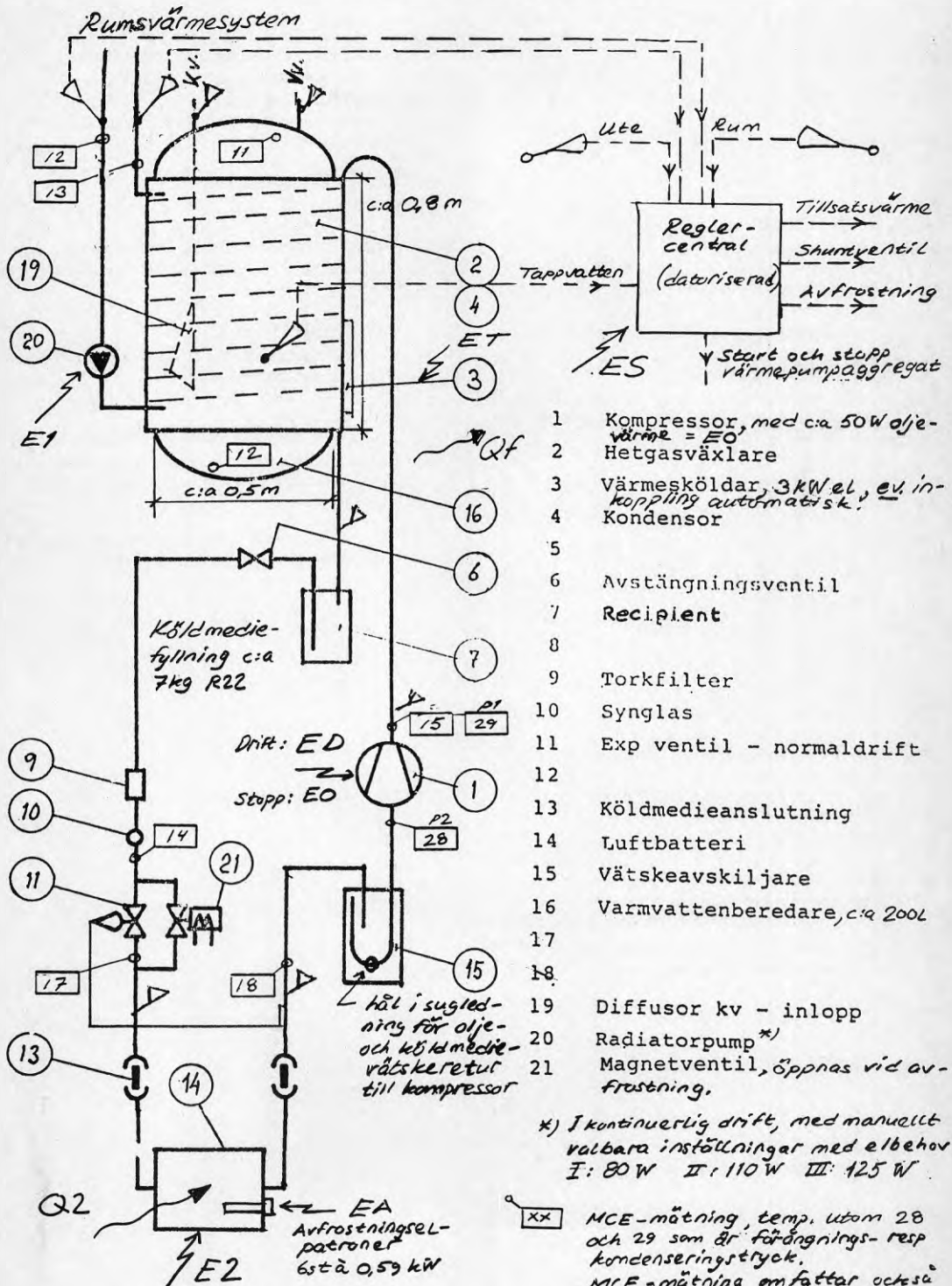
Elanslutning 220 V, 1 fas, max effekt 90 Watt
Provdrift B90630 KL12³⁰⁻³⁵ med reglage läge 3;



Värmeeffekt $Q_L \approx 165 \cdot (36,6 - 18,1) = 3,1 \text{ kW}$ för konvektorn
 $k \cdot A \approx 3100 / \sqrt{296 \cdot 15,8} \approx 140 \text{ W}/^{\circ}C$
 $(k \cdot A)_{in} \approx 3100 / (52,4 - 18,1) = 90 \text{ W}/^{\circ}C$
Reglage läge 0, egenkonvektion, torde ge
 $k \cdot A \approx 20 \text{ W}/^{\circ}C$

Flödesschema grundutförande

L-O Glas



- 1 Kompressor, med c:a 50W oljevärmepump = EO
- 2 Hetgasväxlare
- 3 Värmeskådar, 3kW el, ev inkoppling automatisk.
- 4 Kondensator
- 5 Avstängningsventil
- 6 Avstängningsventil
- 7 Recipient
- 8
- 9 Torkfilter
- 10 Synglas
- 11 Exp ventil - normaldrift
- 12
- 13 Köldmedieanslutning
- 14 Luftbatteri
- 15 Vätskeavskiljare
- 16 Varmvattenberedare, c:a 200L
- 17
- 18
- 19 Diffusor kv - inlopp
- 20 Radiatorpump *)
- 21 Magnetventil, öppnas vid avfrysning.

*) I kontinuerlig drift, med manuellt valbara inställningar med elbehov
 I: 80 W II: 110 W III: 125 W

xx MCE-mätning, temp. utom 28 och 29 som är förångnings- resp kondenseringstryck.
 MCE-mätning omfattar också summaelbehov för sannolikt ED+EA+ET eller EO+ET (stopp) med beteckningar enligt figur.

Drift: ED
 Stopp: EO

EA Avfrysningselektropatroner
 6st à 0,59 kW

hål i sugledning för olje- och köldmedievätskeretur till kompressor

Köldmediefyllning c:a 7kg R22

Rumsvärmsystem

Reglercentral (datoriserad)
 Tillsatsvärme
 Slutventil
 Avfrysning
 Start och stopp värmpumpaggregat
 ES

Ute Rum

E1

Qf

Q2

EA

E2

xx

Tekniska data

Värmepump Thermia MODUL LUFT

Kompressor

Kompressortyp:	Hermetisk	Se FIG 5.27
Spänning:	380 V, 3-fas	
Startström:	37 A	
Starttid:	0,06 sek	
Säkringsstorlek	16 A, trög	
Köldmedium:	R 502	3,5 kg

Radiatorpump

Val av radiatorpump.

För värmepump Thermia MODUL LUFT krävs ett flöde över kondensorn på min 20 liter/minut. vid detta flöde är tryckfallet över kondensorn 0,2 mvp.

Tryck-klass kondensor: 0,3 MPa

Varmvattenberedare

Vid varmvattenberedning med Thermia MODUL LUFT krävs en dubbelmantelvolym av min 90 liter. Lämplig beredare är Thermia 250/110.

Luftkolektor

Se FIG 5.34 och 5.35

Fläktmotor	
Varvtal:	450 r/m
Spänning:	380 V, 3-fas
Luftmängd:	3200 m ³ /h

Elstavar	
Effekt:	6x590 W
Spänning	380 V, 3-fas

Elinkoppling

Följande externa kopplingar behövs:

- 3-fasanslutning 16 A, 5-ledare, min. 2,5 mm²
- Kabel mellan värmepump och värmepumpsdator, 10-ledare, 1,5 mm²
- Kabel till fläktmotor, 4-ledare, 1,5 mm²
- Kabel till elstavar, 4-ledare, 2,5 mm²
- Kabel till magnetventil, 3-ledare, 1,5 mm²
- Kabel till suggagivare, svagström, 2-ledare, 0,5 mm²
- Kabel till utegivare, 2-ledare, 0,5 mm²
- Kabel till rumsenhet, 3-ledare, 0,5 mm²
- Kabel till framledninggivare, 2-ledare, 0,5 mm²

Kablar för samkörning och shuntmotor tillkommer, beroende på hur befintlig anläggning ser ut.

Vid varmvattenberedning med Thermia MODUL LUFT tillkommer:

- Kabel till växelventil, 4-ledare, 1,5 mm²
 - Kabel till varmvattengivare, 2-ledare, 0,5 mm²
- Total anslutningseffekt: 7.240 W

Leveransomfattning

Thermia MODUL LUFT består av värmepumpdel – för placering inomhus – och luftkolektor – för placering utomhus, samt värmepumpsdator för styrning av drift och tillsatsvärme. Färdigfyllda kylrör beställs i varje enskilt fall.

Transportskada

Vid ev transportskada skall detta anmälas inom 7 dagar till respektive transportör.

Garanti

Återförsäljare/installatör lämnar garanti i form av effektivgaranti och materialgaranti på Thermia värmepumpar. Thermias kunnande och resurser innebär en extra trygghet.

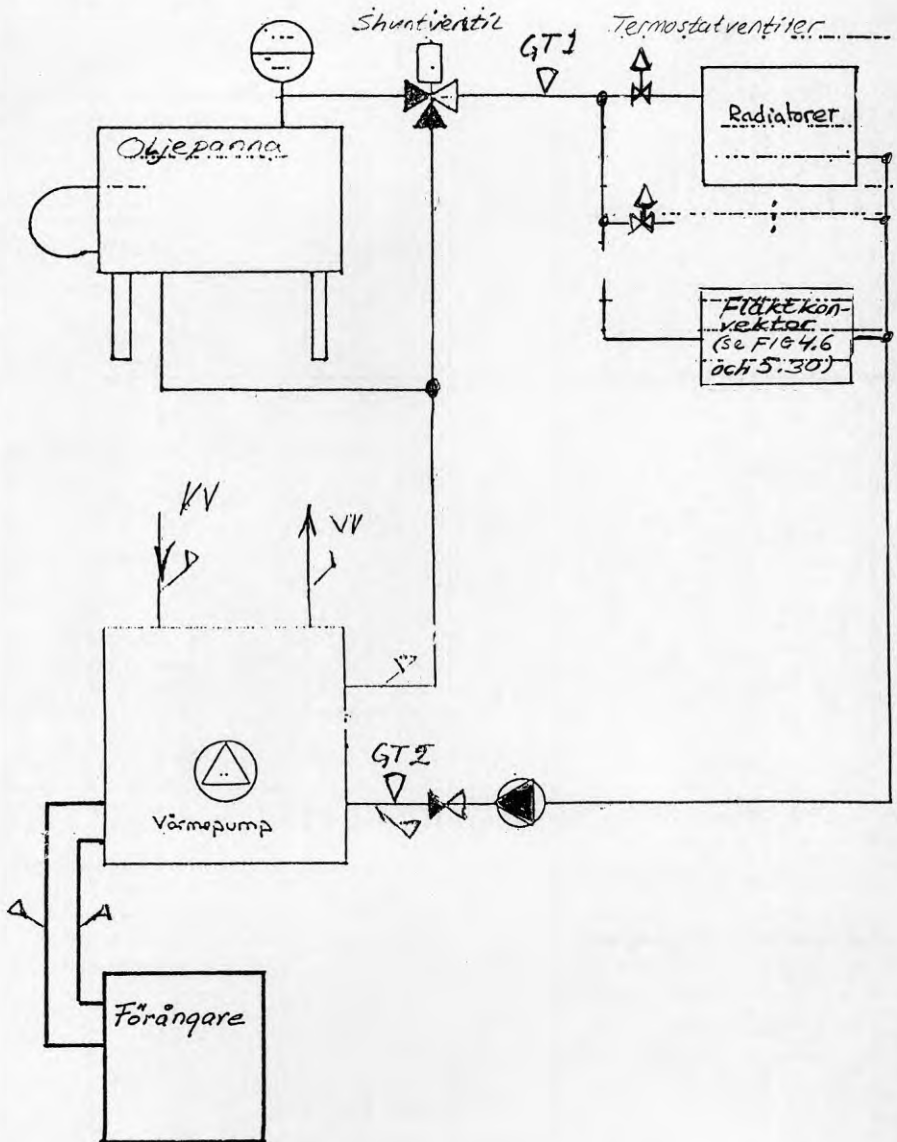
Rätt till ändringar i komponenter och specifikationer förbehålles.

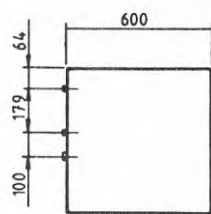
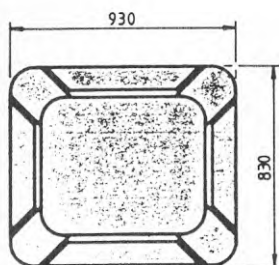
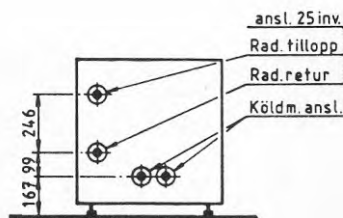
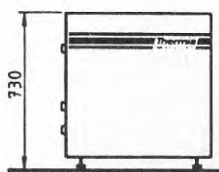
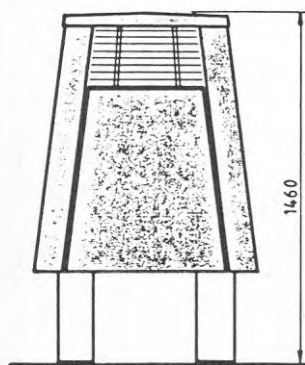
Villa "Wikman"

FIG 5.33

GT4 

Rumsgirare: GT22





Flänsdelning
för förångare-
batteri: 6 mm
Fläkt: 450T/m
c:a 200W eleffekt-
behov

Serviceavstånd:

1 m fritt framsida
0,2 m fritt vänster sida
0,15 m fritt baksida

Mått och vikt Thermia Värmepump MODUL LUFT

	Värmepump	Luftkollektor	Lämplig varmvattenberedare
Bredd:	600 mm	930 mm	Thermia 250/110
Djup:	600 mm	830 mm	600 mm
Höjd:	730 mm	1460 mm	600 mm
Vikt:	140 kg.	80 kg	1800 mm

Speciella anvisningar och rekommendationer

Köldmedieledningar inomhus - mellan yttervägg och värmepump - kondensisolerar.

Ur ljud och vibrationssynpunkt bör lättare golvkonstruktioner om möjligt undvikas.

Uppställning av luftkollektor skall ske så dränering av smältvatten erhålles.

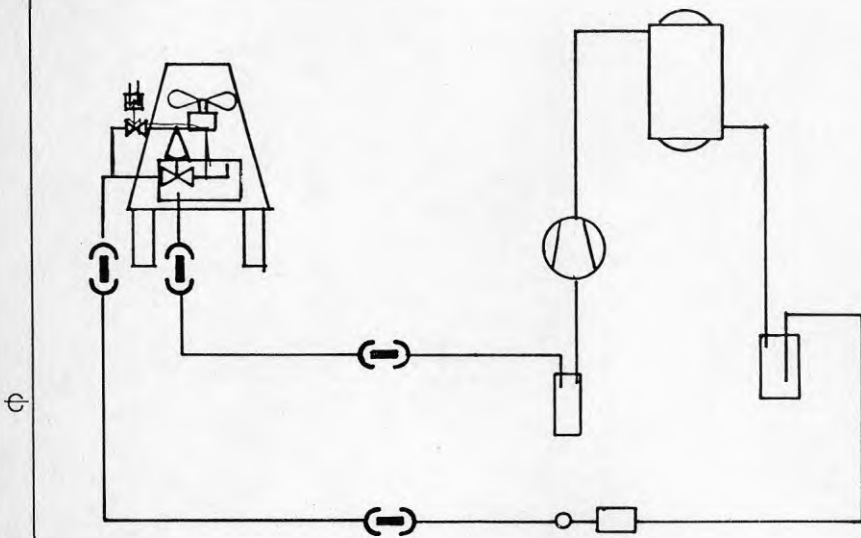
Hantering

Värmepumpen skall hanteras och transporteras stående. Vid inbärning i samband med installation får värmepumpen fällas åt två håll. Antingen så att sidan med anslutningar vänder uppåt, eller över värmepumpens baksida.

Villa "Wikman"

FIG 5.35.

Märke	Mejd. Nr.



Delbeteckning	Ant.	Delbeteckning	Ant.	Benämning	Pos. nr	Dimension Material	Antal Nettovikt kg/st
Variant		Variant		Ritad av	Kontr.	Skala	Tol. för icke direkt toleranssatta mått enl. SMS 715 medel
Östra Villavägen 24						Ersätter	
						Ersatt av	

Avsedd för

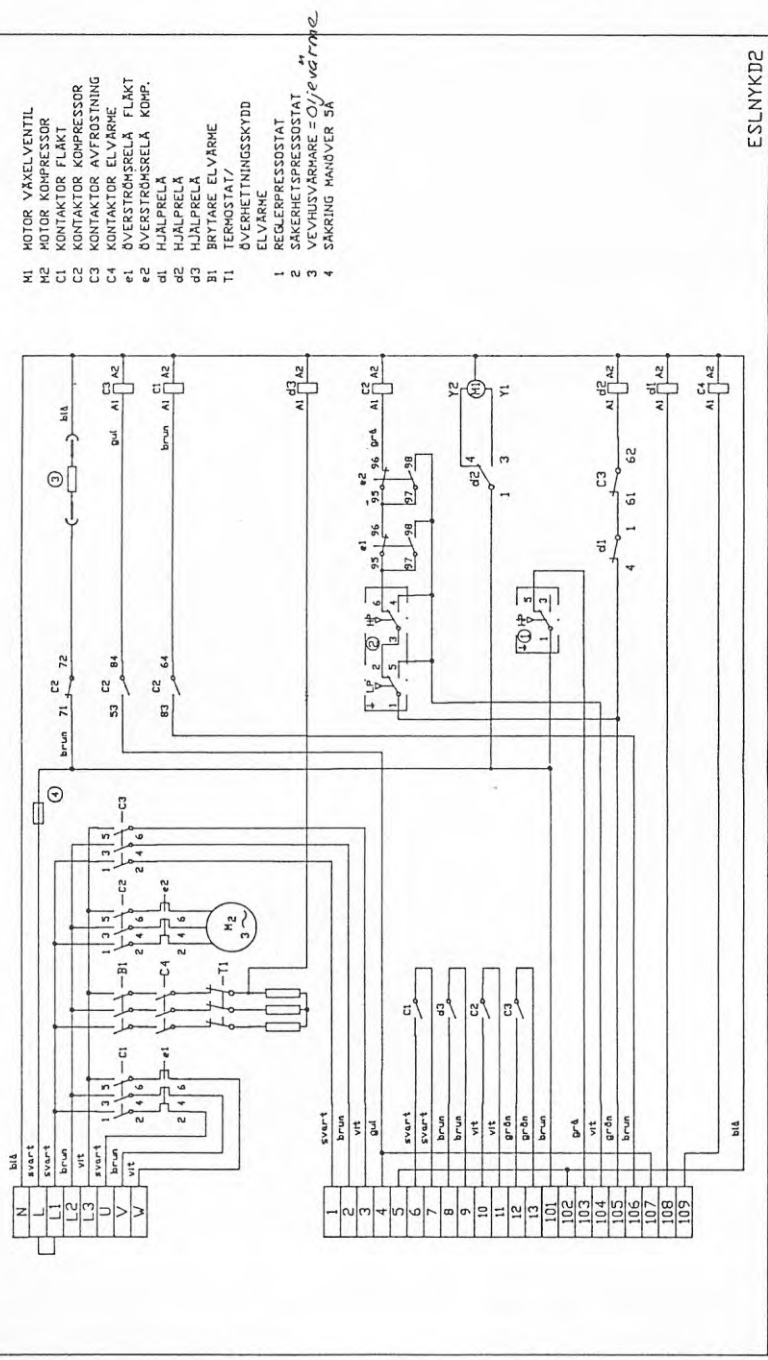
Märke

Hedda. nr.

THERMIA ENERGISTACK LUFT PROTOTYP NYKÖPING

Villa "Wikman"

FIG 5.36
L-O GLO



ESLNYKD2

THERMIA AB
ENERGISTACK LUFT PROTOTYP
KLISTERDEKAL KRETTSCHEMA

Form
85-04-071

DL ESLNYKD2

Villa "Wikman"

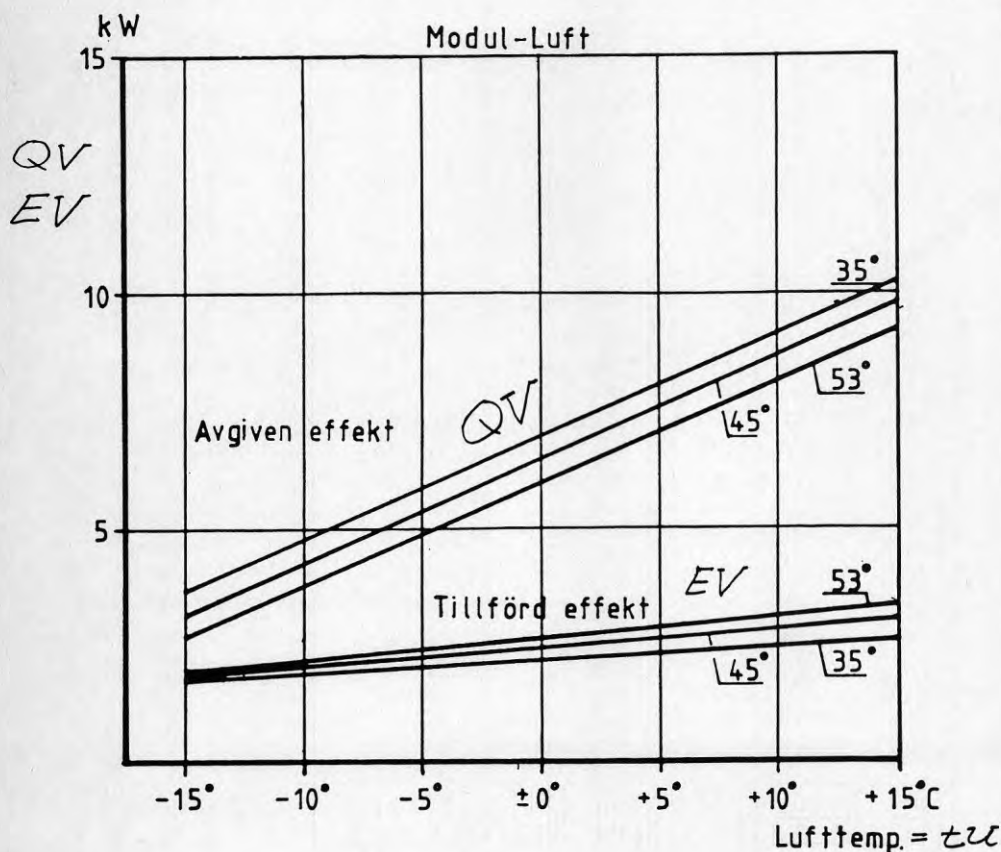
FIG 5.37
L-O Glas

Kapacitetsdiagram (jfr FIG 5.31, 34 och 5.27)

$$QV = Q2 + ED + E1 + ES - Qf \approx Q2 + ED - Qf + 0,15 \text{ kW}$$

$$EV = ED + E1 + E2 + ES \approx ED + 0,35 \text{ kW}$$

$Qf = 0$ under rumsvärmsäsong, $\approx 0,3 \text{ kW}$ övrig tid.



Framledningstemp radiator 35°C, 45°C, 53°C = tVF

Exempel $tVF = +45^\circ\text{C}$ $tU = 0^\circ\text{C}$

- Diagram ger $QV = 6,45 \text{ kW}$ $EV = 2,45 \text{ kW}$

- FIG 5.27 ger med högsta sannolika $t2 = -10^\circ\text{C}$ och lägsta sannolika

$t1 = +50^\circ\text{C}$: $Q2 = 4,1 \text{ kW}$ $ED = 2,35 \text{ kW}$ och

$QV = 4,1 + 2,35 + 0,15 = 6,6 \text{ kW}$, om värmeförluster $Qf = 0$.

$EV = 2,35 + 0,35 = 2,7 \text{ kW}$

Med $t1 = +45^\circ\text{C}$ och $t2 = -12^\circ\text{C}$ erhålls:

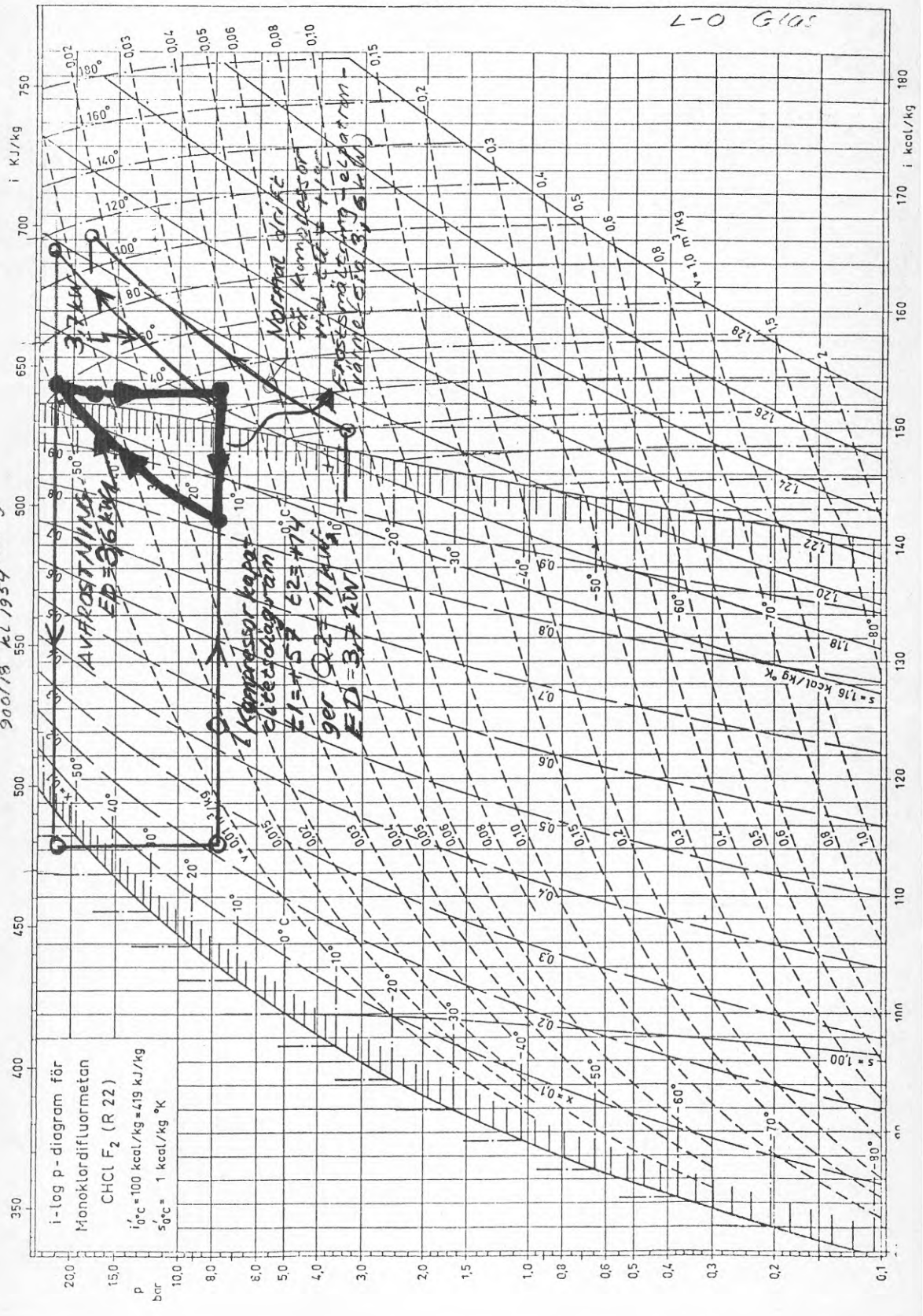
$Q2 = 4,0 \text{ kW}$ $ED = 2,20 \text{ kW}$ och

$QV = 4,0 + 2,20 + 0,15 = 6,35 \text{ kW}$

$EV = 2,20 + 0,35 = 2,55 \text{ kW}$

1024 Mars 85

Wikman a/frostning
900/18 KL 1954



R28:1992

ISBN 91-540-5472-9

Byggeforskningsrådet, Stockholm

Art.nr: 6812028

Abonnemangsgrupp:
W. Installationer

Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna

Cirkapris: 80 kr exkl moms