



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

R5:1987

**Mätning och utvärdering av
värmepumpsystem med
vindkonvektorer**

Sjukhem/vårdcentral i Mariefred

**Knut-Olof Lagerkvist
Reinhold Larsson**

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac *Ser*

~~18~~
R/O
/A

Byggforskningsrådet

R5:1987

MÄTNING OCH UTVÄRDERING AV VÄRMEPUMPSYSTEM
MED VINDKONVEKTORER

Sjukhem/vårdcentral i Mariefred

Knut-Olof Lagerkvist
Reinhold Larsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811741-8
från Statens råd för byggnadsforskning till Statens
Provningsanstalt, Borås.

REFERAT

Syftet har primärt varit att fastställa värmepumpanläggningens levererade energi och förbrukad elenergi. Övriga faktorer som studerats är vindkonvektorernas egenskaper som värmeupptagare samt på- och avfrostningsegenskaper.

Värmepumpanläggningen installerades i samband med nybyggnad av ett sjukhem och vårdcentral. Byggnaden beräknades behöva ca 1050 MWh/år för värme och varmvatten.

Genom värmepumpanläggningen beräknades energiförbrukningen minska till ca 550 MWh/år. Av den tillförda energin beräknades elpannorna förbruka ca 250 MWh/år och resterande 300 MWh/år förbrukas av värmepumpanläggningen.

Under mätåret (juni 84 - maj 85) levererades totalt ca 1105 MWh, varav ca 711 MWh levererades av värmepumparna, resten ca 394 MWh levererades av elpannorna. Elpannorna förbrukade ca 406 MWh, värmepumparna 296 MWh och övrig kringutrustning (pumpar etc) ca 28 MWh.

Hela värmesystemets värmefaktor blev 1,5. Elpannorna levererade totalt ca 52 MWh el-energi för avfrostning varav ca 43 MWh utnyttjades för avfrostning.

Investeringskostnaden för hela värmesystemet uppgick till ca 2,3 milj kronor varav ca 1,1 milj kronor utgörs av värmepumpanläggningen.

Årskostnadsbesparingen för enbart värmepumpsystem uppgår till totalt ca 120 000 kr. Totalt för hela värmesystemet blev årskostnadsbesparingen ca 25 000 kronor.

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

R5:1987

ISBN 91-540-4680-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1987 640698

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	Sid	
0	SAMMANFATTNING	1
0.1	Orienterande beskrivning	1
0.2	Resultat	2
1	BAKGRUND	4
1.1	Förstudie och förväntat resultat	4
1.2	Projekterings- och installationskedet	4
1.3	Övergripande beskrivning	4
1.3.1	Byggnaden	4
1.3.2	Värmesystemet	6
1.3.3	Kompressorerna	7
1.3.4	Elpannorna	9
1.3.5	Vindkonvektorerna	9
1.3.6	Avfrostning	10
1.3.7	Styr- och regler	11
2	SYSTEMETS FUNKTION	12
3	MÄTPROGRAM	18
3.1	Allmänt	18
3.2	Mätutrustningen	19
3.3	Databehandling	20
3.4	Mätonoggrannhet	22
4	MÄTRESULTAT	23
4.1	Klimatförhållanden under mätperioden	23
4.2	Periodvis redovisning av systemet	26
4.3	Energileveranser under mätperioden	31
4.3.1	Levererad och förbrukad energi för värmepump VPU1	31
4.3.2	Levererad och förbrukad energi för värmepump VPU2	34
4.3.3	Vindkonvektorerna	36
4.3.4	Kyl drift	42
4.4	Levererad energi från elpannorna	42
4.5	Sammanställning av hela värmesystemet	43
5	EKONOMI	46
Bilaga 1	Månadsmedelvärden på levererad och förbrukad energi för värmesystemet.	
Bilaga 2	Prestandaprov på värmepump VPU1.	
Bilaga 3	Prestandaprov på värmepump VPU2.	
Bilaga 4	Upptagen effekt av vindkonvektorerna.	
Bilaga 5	Kontroll och uppmätning av avfrostningsfunktionen (del 1).	
Bilaga 6	Kontroll och uppmätning av avfrostningsfunktionen (del 2).	
Bilaga 7	Utdrag av loggbok.	



Gripsholms slott, Mariefred.

0 SAMMANFATTNING

0.1 Orienterande beskrivning

Experimentbyggnaden, som uppfördes 1981-1982 består av två delar, ett sjukhus och en vårdcentral. Vårdcentralen och sjukhuset är uppfört av Södermanlands läns landsting och är beläget i Mariefred i närheten av Gripsholms slott.

Syftet med projektet var att praktiskt testa egenkonvektionselement för upptagning av energi ur uteluft. Energin överförs via värmepumpar till byggnadens uppvärmnings- och tappvarmvattensystem.



0.1 Foto på vindkonvektorernas placering på taket.

Projektet är en följd av en tidigare arbetsetapp, där olika systemlösningar studerades för värmepumpdrift i vårdcentraler och sjukhus. (BFR-rapport R79:1981).

För projektets genomförande byggdes en projektorganisation upp (en styrgrupp), med personal från bl a Södermanlands läns landsting, Statens provningsanstalt och Wahlings Installationsutveckling AB. Styrgruppen har bl a följt upp de olika delresultaten under projektets gång och gett synpunkter på mätningarna och utvärderingsarbetets genomförande.

Södermanlands läns landsting har stått som projektledare för experimentanläggningen och har dessutom ansvarat för de löpande driften och tillsynen av anläggningen. Maskinpersonalen från landstinget har dessutom varit behjälplig vid registrering av mätdata bl a genom kontinuerliga avläsningar under hela mätperioden.

Projektering och konstruktionen av anläggningen har genomförts genom ett samarbete mellan landstingets VVS-avdelning, Wahlings konstruktionsbyrå AB (som varit VVS-konsult), Litzells Ingenjörsfirma AB (som levererat och konstruerat värmepumpanläggningen) samt Tour & Andersson Sv Försäljnings AB (som svarat för styr- och regleranläggningen).

Statens provningsanstalt har svarat för mätningarnas praktiska genomförande, samt utvärdering av mätresultaten.

BFR (Statens råd för byggnadsforskning) har genom anslag till dels förstudie och värmepumpanläggningens merkostnad bidragit till projektets genomförande.

0.2 Resultat

Utvärdering av anläggningen pågick under ca 2 års tid. Under denna tid upptäcktes brister i systemet varvid ombyggnad skedde. Bl a utnyttjades inte värmepumparna tillräckligt för tappvarmvattenberedning sommartid och avfrostningssystemet uppvisade brister vid besvärliga väderleksförhållanden.

De förändringar som gjorts av systemet under utvärderingsperioden har skett under det s k mätåret (juni 1984 - maj 1985). Detta innebär att systemet studerats både före och efter ombyggnaden.

Byggnaden beräknades förbruka ca 1050 MWh/år för värme och tappvarmvatten. Genom värmepumpanläggningen beräknades energiförbrukningen minska till ca 550 MWh/år. Av den tillförda köpta energin beräknades elpannorna förbruka ca 250 MWh/år och resterande 300 MWh/år förbrukas av värmepumpanläggningen.

Under mätåret levererades totalt ca 1105 MWh, varav ca 711 MWh levererades av värmepumparna, resten ca 394 MWh levererades av elpannorna. Den totala elförbrukningen för värmesystemet uppgick till ca 731 MWh under mätåret.

Elpannorna förbrukade ca 406 MWh och värmepumpanläggningen ca 296 MWh, övrig kringutrustning ca 28 MWh.

Värmesystemets totala energibesparing uppgick således till ca 375 MWh under mätåret.

Värmesystemets värmefaktor (skillnaden mellan levererad och förbrukad energi) beräknades bli ca 1,9 men hamnade istället på drygt 1,5.

Anledningen till den sämre värmefaktorn beror till viss del på att elpannorna fått leverera energi istället för värmepumpanläggningen som fick stå helt stilla under långa perioder på den extremt kalla vintern januari, februari 1985.

En annan orsak är att värmepumpanläggningens årsvärmefaktor ej uppnådde det kalkylerade värdet, som uppgick till ca 2,7. Istället erhöles en värmefaktor på ca 2,3 för värmepumpsystemet. Den lägre värmefaktorn beror till stor del av kringutrustningens drivenergi, som möjligen missbedömts vid kalkyleringen.

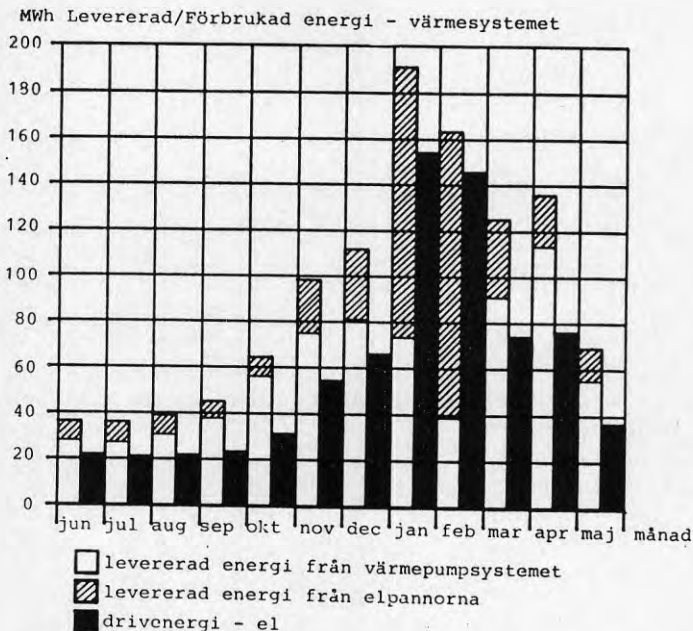


Fig 0.2 Levererad och förbrukad energi av värmesystemet.

Den totala installationskostnaden för enbart värmepumpsystemet uppgick till ca 1,2 miljoner kronor (merkostnaden jämfört med ett konventionellt värmesystem). Projekteringskostnaden uppgick till ca 250 000 kronor. Till anläggningen har även extra byggkostnader tillkommit motsvarande ca 100 000 kronor.

Elenergikostnaden består av en fast del samt en rörlig del som varierar beroende på tidsperiod. Beräknas elenergikostnaden för resp tidsperiod (se kap 5) erhålls en rörlig kostnad på ca 155 300 kr och en fast kostnad på ca 162 000 kr. D v s totalt ca 317 300 kr för mätåret.

Byggnaden har totalt förbrukat ca 1600 MWh elenergi under ett år.

Med de fasta kostnaderna medtagna erhålls ett elpris motsvarande ca 31 öre/kWh.

Detta innebär att värmepumpens årliga besparing uppgår till ca 116 000 kronor.

Pay off tiden för anläggningen kan då beräknas bli ca 15 år.

1 BAKGRUND

1.1 Förstudie och förväntat resultat

I en tidigare arbetsetapp studerades olika systemlösningar för värmepumpanläggningen. Resultatet redovisades i BFR-rapport R79:1981. System med egenkonvektions-element för värmeupptagning ur uteluft, har tidigare ej provats i Sverige varför denna lösning var av särskilt intresse.

Syftet med projektet var att praktiskt testa konvektionselement för upptagning av energi ur uteluft. Energin överförs via värmepumpar till byggnadens uppvärmnings- och tappvarmvattensystem.

Experimentanläggningen förväntades ge uppgifter om förutsättningarna för uppvärmning med värmepump och egenkonvektionselement i vårt klimat. Av speciellt intresse var energiflöden och lönsamhet samt drifterfarenheter med avseende på påfrysning m m.

Byggnadens förbrukning av köpt energi skulle enligt beräkningar att minska från ca 1050 MWh/år till ca 550 MWh/år genom värmepumpinstallationen. Av den förväntade tillförda energin skulle ca 250 MWh/år tillföras från elpannor och resterande 300 MWh/år utgöra värmepumpars drivenergi.

1.2 Projekterings- och installationsskedet

I ett tidigt projekteringsskede var värmeanläggningen försedd med både vindkonvektorer och konventionella uteluft-, frånluftsbatterier som värmeupptagare. Motiveringen för denna dubblering var att vindkonvektorer ej tidigare provats i vårt klimat varför någon form av komplement ansågs behövas.

Byggforskningsrådet (BFR) var dock intresserade av att enbart prova vindkonvektorer, och föreslog därför en anläggning med enbart vindkonvektorer men förberedd för installation och konventionella uteluftsbatterier.

Därmed projekterades anläggningen för att endast utnyttjas med vindkonvektorer som värmeupptagare.

1.3 Övergripande beskrivning

1.3.1 Byggnaden

Experimentbyggnaden, uppfördes under 1981-1982 och består av två delar, ett sjukhem och en vårdcentral. Sjukhemmet har 60 platser för långvård. Vårdcentralen har sin verksamhet i två plan och omfattar allmänläkarmottagning, distriktsvård, distriktstandvård och apotek.

Den totala byggnadsvolymen uppgår till ca 40000 m³. Med hänsyn till närheten till Gripsholms slott har den nya vårdcentralen exteriört försetts, både i utformning och materialval med ett specialbränt tegel, som anpassats efter slottet.

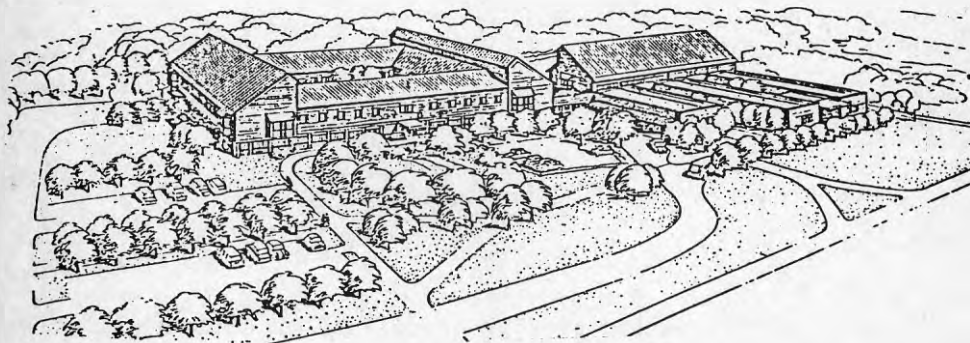


Fig 1.1 Perspektivritning över byggnaden

På vårdcentralens tak har egenkonvektionselement (vindkonvektorerna) monterats.

Värme pumparna har placerats i en värmecentral belägen i sjukhemmets bottenvåning.

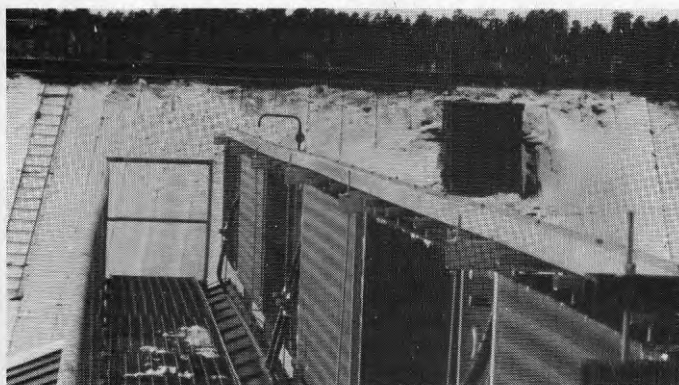


Fig 1.2 Vindkonvektorernas placering på tak

Värmesystemet utgörs av två värmepumpsaggregat här kallade VPU1 och VPU2, och av fyra st elpannor. VPU1, som har uteluft som värmekälla genom vindkonvektorerna och ett köldbärarsystem, svarar för uppvärmning av radiatorer och tillufts-batterier via en kondensator och uppvärmning av tappvarmvatten via hetgasväxellare. Värmepumpen VPU1 kan köras både för värmedrift och kyl-drift. Vid utetemperaturer över +18 °C fungerar värmepumpen som kylmaskin och betjänar då kylbatterier i tilluftsaggregaten.

Värmepump VPU2 projekterades att enbart utnyttjas för värmning av tappvarmvatten. Under mätperiodens gång kunde emellertid konstateras att nyttjandegraden för VPU2 var låg, varför en ombyggnad genomfördes för att öka nyttjandegraden. Värmepumpen levererar nu värme i enlighet med VPU1:s kondensorer. VPU2:s värmekälla utgörs av kondensatorvärme från kökskylanläggningen.

Elpannorna 1 och 2 är komplement på värmesidan. När värmepumpens kapacitet ej är tillräcklig kopplas automatiskt elpannorna in.

Elpanna 3 används dels för tillsatsvärme till tappvarmvatten och dels uppvärmning av ackumulatortank avsedd för avfrostning av vindkonvektorerna.

Elpanna 4 är enbart reserv.

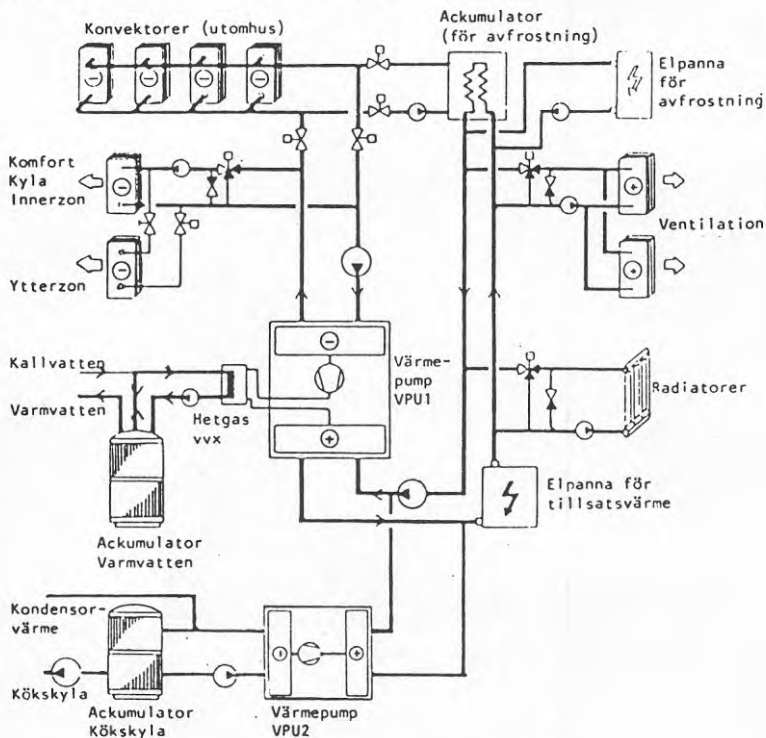


Fig 1.3 Principschema över värmesystemet

1.3.3 Kompressorerna

Värmepump VPU1 består av ett Carrier aggregat typ 30 HR100-HR typ vätska/vätska.

Aggregatet har dimensionerats efter 3 driftsfall, dels vid en utetemperatur av $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (driftsfall 1), dels vid utetemperatur $\pm 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (driftsfall 2) och dels vid utetemperatur $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (driftsfall 3).

För de olika driftsfallen har kyl- och värmeeffekterna kunnat bestämmas efter i nedan tabell angivna dimensionerande tillstånd.

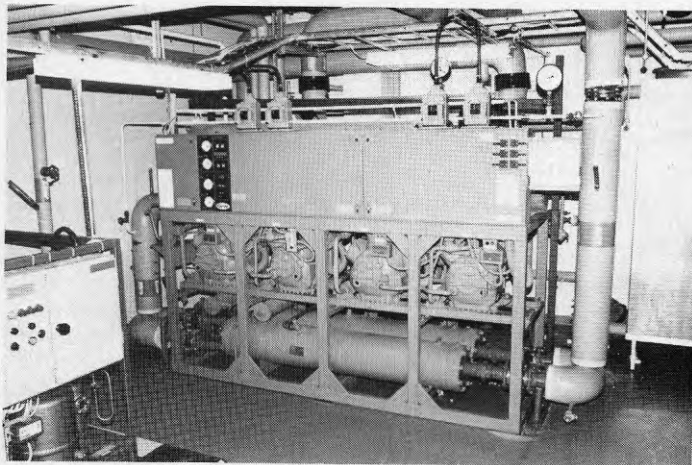


Fig 1.4 Foto över värmepumpaggregat VPU1

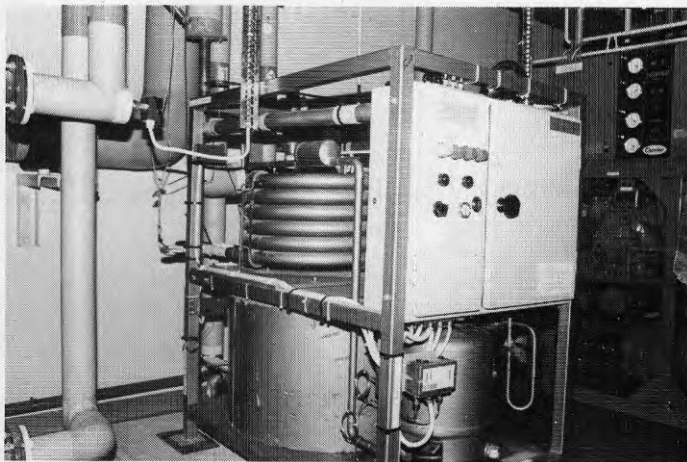


Fig 1.5 Foto över värmepumpaggregat VPU2

Driftsfall	1	2	3
Utetemp. °C	-10	±0	+25
Kyleffekt kW	71	118	275
Värmeeffekt kW	113	175	1)
Förångn.temp. °C	-27	-16	
Kondens.temp. °C	+43	+45	+40
Värmebärrarflöde m ³ /h	29	29	29
Köldbärrartemp. in/ut °C	-18,5/20,1	-8,5/-11,2	+11/+5
Köldbärrarflöde m ³ /h	38	38	38

1) Vid utetemperaturer på över +18 °C nyttjas enbart värmepumpen för kyl drift.

Värmepump VPU2 som enbart var tänkt att användas för tappvarmvatten dimensionerades för en kyleffekt av ca 19,5 kW och en värmeeffekt av ca 26,5 kW vid dimensionerande tillstånd, förångningstemperatur +5 °C och kondenseringstemperatur +50 °C.

Värmepump VPU1 består av fyra st kompressorer och kan totalt köras i 8 olika kapacitetssteg.

Kompressor 1 i 67 % resp 100 % drift.

Kompressor 2 i 50 % resp 100 % drift.

Kompressor 3 i 100 % drift.

Kompressor 4 i 100 % drift.

Kompressorerna avger sin värme dels till två seriokopplade hetgas värmeväxlare för värmning av tappvarmvatten och dels till två seriekopplade kondensorer, för värmesystemet.

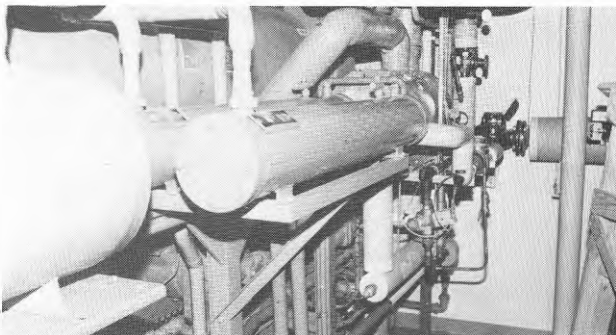


Fig 1.6 Foto på hetväxlarna

1.3.4 Elpannorna

Elpannorna ELP1 och ELP2 är inkopplade till värmesystemet i serie med värmepump VPU1. Elpanna ELP3 betjänar tappvarmvattensystemet och ombesörjer även uppladdning av ackulator, som nyttjas för avfrostning av vindkonvektorerna. Elpanna ELP4 utgör enbart reserv för de övriga pannorna.

Elpannorna är försedda med reglercentral med steginkopplare för uppdelning av resp elpannas effekt i steg om vardera 15 kW.



Fig 1.7 Foto på elpanna 1 och 2

Den totala värmeeffekt elpannorna kan avge, uppgår till 200 kW (driftstemperaturen ligger mellan 40-100 °C).

1.3.5 Vindkonvektorerna

Vindkonvektorerna utgörs av Asarums egenkonvektions-element med epoxylackade lameller för stående montage på yttertak.

Elementen är dimensionerade för ett köldbärarflöde på 0,48 l/s genom resp batteri och en köldbärarblandning av 40 % glykol och 60 % vatten.

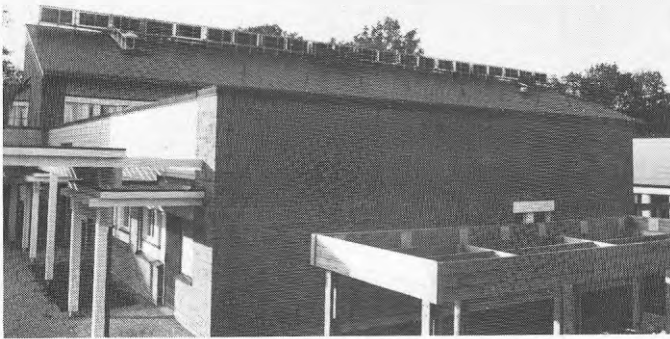


Fig 1.8 Vy över vindkonvektorerna på taket

Lamellernas flänsdelning uppgår till 8 mm och den totala kylytan av 67 m²/batteri.

Hela vindkonvektionsanläggningen (förångardelen) utgörs av totalt 22 st batterier, som är sammankopplade parallellt.

Den totala kylytan uppgår således till ca 1475 m².

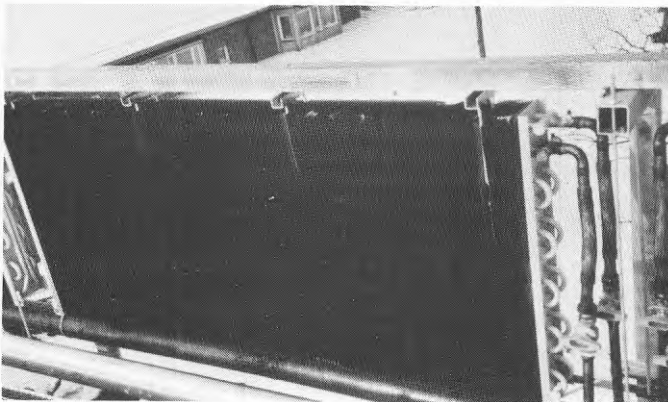


Fig 1.9 Foto på en vindkonvektor

1.3.6 Avfrostning

För avfrostning av vindkonvektorerna har installerats en avfrostningstank (ACK2) med volymen 2500 lit.

När köldbärartemperaturen understiger -1 °C under ett helt dygn, ska avfrostning ske.

Avfrostningen sker då med hjälp av det uppvärmda värmevattnet i ACK2.

När utetemperaturen under ett dygn understiger ± 0 °C uppvärms ACK2 till +60 °C av elpannorna, för att vara förberedd för avfrostning.

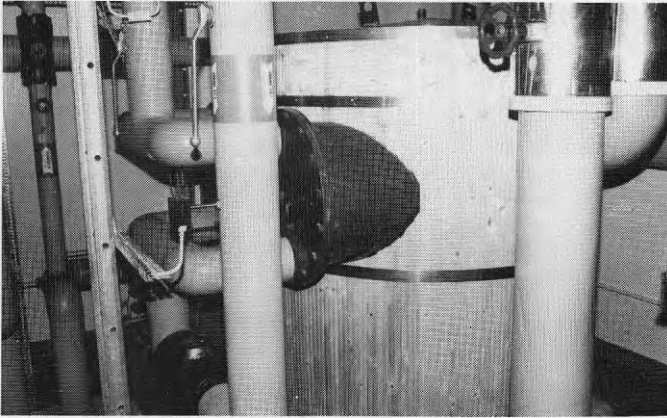


Fig 1.10 Ackumulator för avfrostning (ACK2)

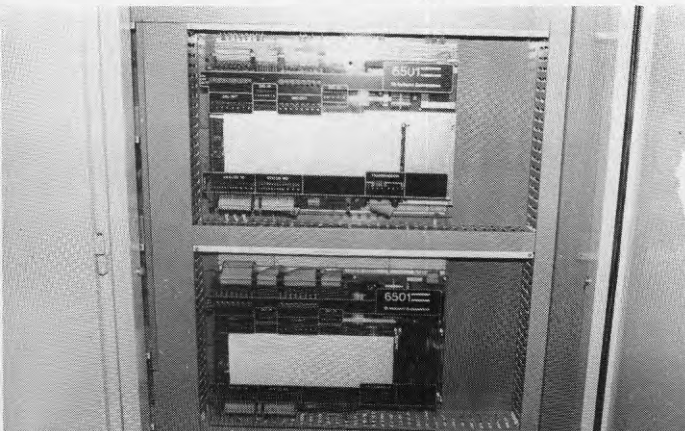
1.3.7 Styr- och regler

Hela anläggningen styrs automatiskt via en mikrodatort av fabrikat TA typ 3000.

Mikrodatortn styr och övervakar såväl värme- som kyl- driften.

Datortn är programmerad att välja den mest ekonomiska värmekällan (uteluft/elvärme).

Datortns kapacitet uppgår till 64 impulser/sek. Styr- och reglerfunktion utgörs bl a av att reglera kompres- sorkapaciteten i 8 olika steg, elpannorna i 15 olika steg vardera, temperaturer, ventiler och pumpar etc för att erhålla en så stor energibesparing som möjligt.



1.11 Foto på styrenheten (mikrodatortn)

2 SYSTEMETS FUNKTION

Värmeanläggningens två värmepumpsaggregat är seriekopplade på kondensorsidan. Det mindre aggregatet, VPU2, avger värme till radiatorsystemet, tillluftsbatterierna samt förvärmning av tappvarmvatten. Det större aggregatet, VPU1, avger värme till radiatorsystemet, tillluftsbatterier och tappvarmvattensystem.

Värmesänkan består av två st radiatorgrupper, åtta st tilluftsaggregat samt tappvarmvattensystem. När värmepumparnas avgivna värme ej är tillräcklig sker eftervärmning av värmebärare i elpannor. Utegivare och framledningsgivare styr via reglercentralen en styrventil så att rätt framledningstemperatur erhålls. Vid radiatorgrupperna och tilluftsaggregaten finns cirkulationspumpar och tvåvägs styrventiler som shuntar in erforderlig mängd värmebärarvatten via givare och reglercentraler.

På värmebärarledningen vid VPU1:s kondensator sitter en tvåvägs styrventil som styrs av en temperaturgivare, så att konstant framledningstemperatur hålls, oberoende av värmeeffekten.

Tappvarmvatten värms av värmepumparna i hetgasvärmväxlare ÖHK. Tappvattnet går parallellt in i värmväxlarna och via temperaturstyrda tvåvägsventiler kan tappvarmvattentemperaturen hållas konstant. Tappvattnet ackumuleras i en varmvattenackumulator och om temperaturen ej är tillräcklig från värmepumparna sker värmning med el i ackumulatoren.

Vid fallande temperatur startar först VPU1 varvid den internt kapacitetsregleras upp till full effekt. Vid ytterligare värmebehov startar elpanna 1, som regleras i 15 steg och därefter elpanna 2, som även den regleras i 15 steg. Vid minskat värmebehov urkopplas elpannorna stegvis, varefter VPU1, efter behov, arbetar igenom sitt kapacitetsområde. Vid en utomhustemperatur lägre än $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ stoppas värmepumpen, varvid endast elpannorna ombesörjer värmeförsörjningen. Vid dessa låga utetemperaturer körs pumpen för köldbärarstystemet periodvis, för att undvika frysning av köldbärarvätskan. Köldbärarpumpen startas normalt samtidigt med VPU1.

För avfrostning av vindkonvektorerna finns en avfrostningstank installerad (ACK2). Denna tank laddas som tidigare nämnts med hjälp av elpanna ELP3.

Temperaturen i tanken (ACK2) är utomhuskompenserad, vilket ger en behovsanpassad avfrostningseffekt. När köldbärartemperaturen understiger $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ under ett dygn, ska avfrostning ske. Före avfrostningens start ges en signal till dropprännans elvärmekablar (placerade under vindkonvektorerna). På var 3:e vindkonvektor finns en avfrostningstermostat monterad. Vid en yttemperatur på $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$ avbryts avfrostningen. Vid konstant köldbärartemperatur under $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ sker avfrostning 2 ggr/dygn.

Sommartid vid utetemperatur över $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ fungerar värmepumpen VP1 som kylmaskin och betjänar kylbatterier i tilluftsaggregat för kök och apotek, två fläktluftkylare i sterilcentral samt en luftkylare i värmecentralen. VP1 styrs så att $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ erhålls på köldbäraren. Kondensorvärme från kylmaskinerna avges i vindkonvektorerna via avfrostningstanken ACK2. Värmebäraren cirkuleras genom ACK2 och kyls ute i vindkonvektorerna. Distribution av köldbärare sker nu ut till kylbatterierna. En by-pass ledning tillser att minflöde över förångaren upprätthålls.

VP2:s värmekälla är kondensorvärme från kökskylanläggningen, som ackumulerats i en separat tank (ACK1 köskyla). Ackumuleringstanken kyls av VP2 när köldbärartemperaturen överstiger $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. När utgående köldbärartemperatur är $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ stoppas driften. Om temperaturen utomhus överstiger $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ska avfrostningssystemet fungera som värmeavgivningssystem för kondensorvärme.

Överskottet av kondensorvärme från VP1 och VP2 kommer från kylning av kökskylans kondensorer samt från kylning av kylbatterier i tilluftsaggregat. Kökskylans kondensorer kyls med pumpcirkulationskrets via en pump, som startas samtidigt med kökskylans kylaggregat. En temperaturgivare styr VP2 så att temperaturen ut till kylaggregatens kondensorer blir max $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. I kylvattekretsen för kökskylans kondensorer finns två st ackumuleringstankar för utjämning av temperaturvariationer. Om VP2 inte kyler bort kondensorvärmerna finns reservkylning via tappkallvatten som tillförs och avtappas om temperaturen in till kondensorererna blir för hög.

Av ovan text framgår att anläggningen i princip har tre driftsfall plus ett avfrostningsfall. Driftsfallen utgörs av ett somrardriftsfall t ex vid utetemperatur $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$, ett mellandriftsfall t ex $\pm 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ och ett vinterdriftsfall t ex $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

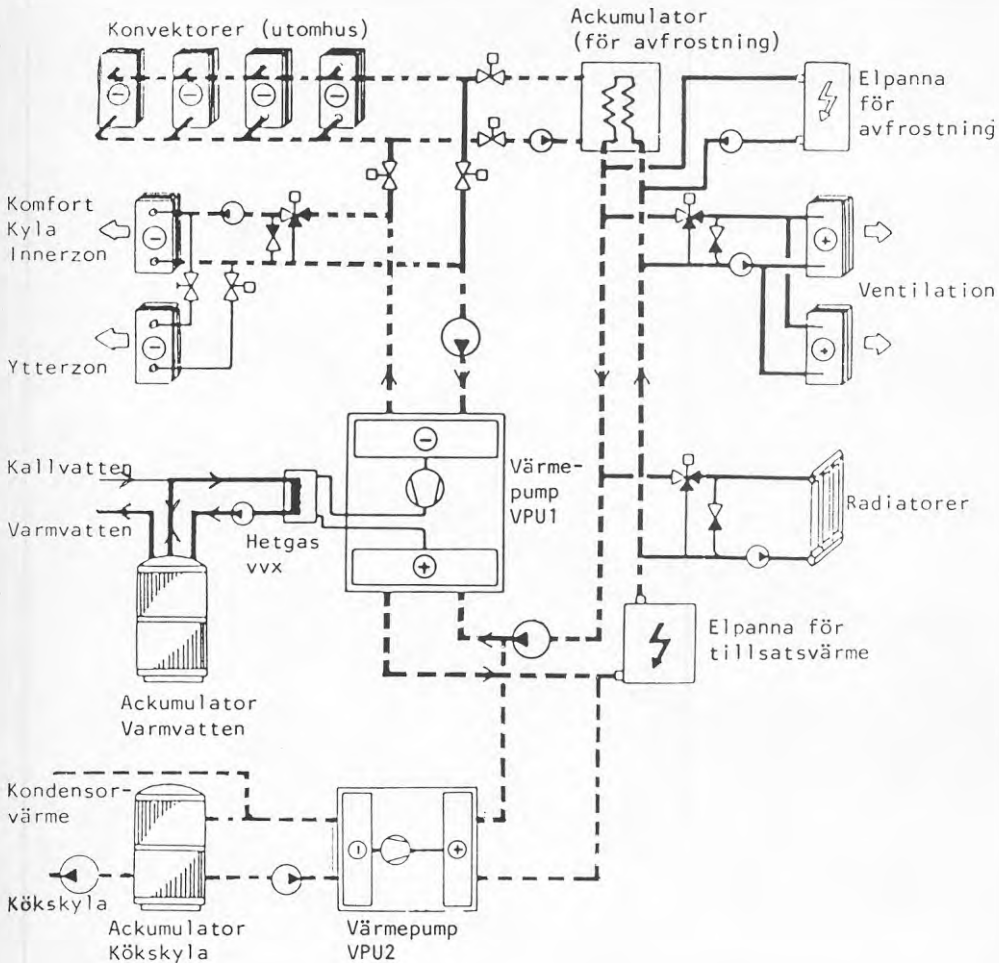


Fig 2.1 Reglering i sommarfallet (streckat)

Sommar driftsfallet (utetemperatur +25 °C)

Värmepumparna arbetar helt och hållet som kylmaskiner. Överskottsvärmen kyls bort genom vindkonvektorerna via ackumulatortorn för avfrostning.

Tekniska data för driftsfallet är enligt tillverkaren följande:

Kyleffekt max 275 kW
 Kyleffektbehov 50 kW
 Kondenseringstemp +40 °C
 Värmebärarflöde 8,06 l/s

Köldbärarflöde 10,56 l/s
 Köldbärartemp +11/+5 °C
 Utetemper +25 °C

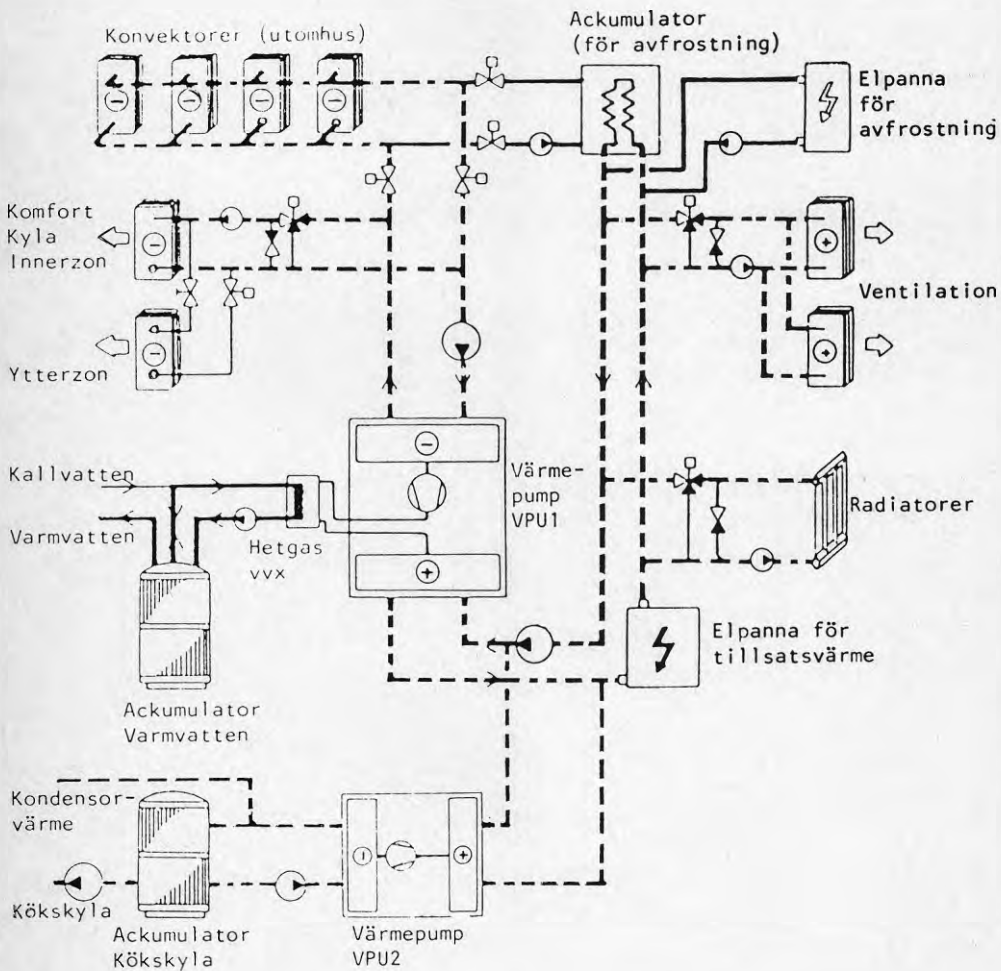


Fig 2.2 Reglering i mellandriftsfallet (streckat)

Mellandriftsfallet (utetemp ± 0 °C)

Värme överförs till värmesystemet, genom värmepumparnas kylning av vindkonvektorerna och kökskylans kondensörvärme.

Komfortkylan fungerar även vid detta driftsfallet och kan utnyttjas vid behov.

Tekniska data för driftsfallet är enligt tillverkaren följande:

Värmeeffekt 175 kW
 Kyleffekt 118 kW
 Förångningstemp -16 °C
 Kondenseringstemp $+45$ °C

Värmebärrarflöde 8,06 l/s
 Köldbärrarflöde 10,56 l/s
 Köldbärrartemp $-8,5/-11,2$ °C
 Utetemp ± 0 °C

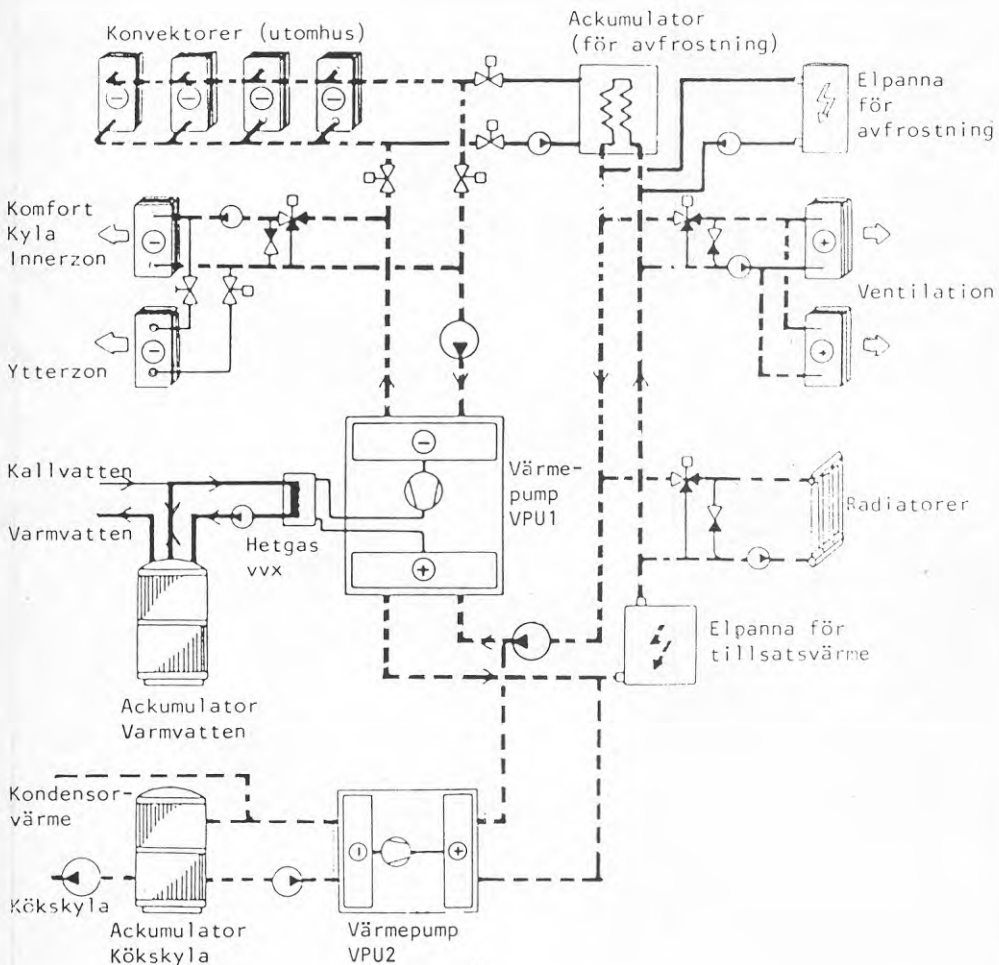


Fig 2.3 Reglering i vinterdriftsfallet (streckat)

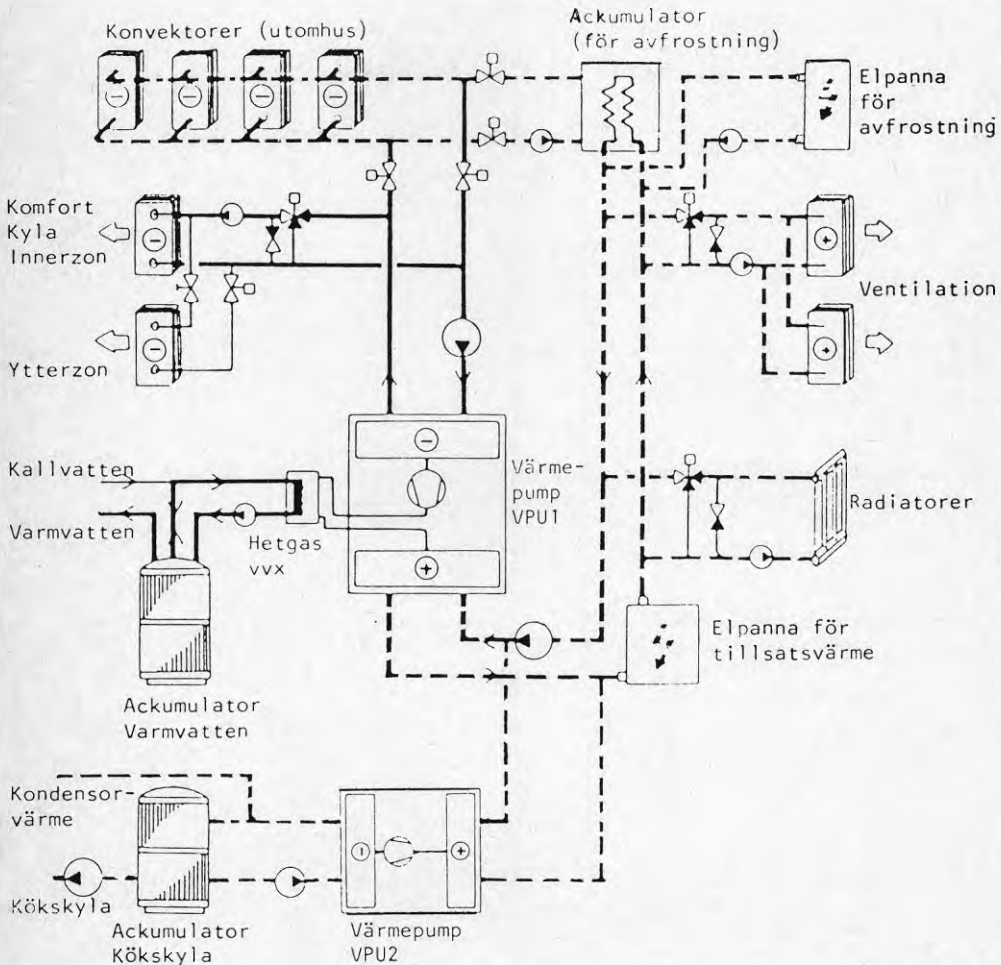
Vinterdriftsfallet (utetemp $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Driftsfallet liknar mellandriftsfallet, skillnaden är endast att här ligger även elpannorna med och spetsar med värme vid behov.

Tekniska data för driftsfallet är enligt tillverkaren följande:

Värmeeffekt 113 kW
 Kyleffekt 71 kW
 Förångningstemp $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenseringstemp $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$

Värmebärrarflöde 8,06 l/s
 Köldbärrarflöde 10,56 l/s
 Köldbärrartemp $-18,5/-20,1\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Utetemp $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$



2.4 Reglering vid avfrostningsfall (streckat)

Avfrostningsfallet

Värmepump VPU1 stoppas helt. Förvärmad glykolvattenblandning från avfrostningsackumulatortorn pumpas ut i vindkonvektorerna som härigenom avfrostas. Tillsatsvärmens tillslagna effekt bibehålls i samma nivå under hela avfrostningsperioden. Det är ej nödvändigt med någon effektökning på uppvärmning p g a värmesystemets tröghet. Avfrostningsperioderna är temperatur- och tidsstyrda. Så snart vindkonvektorerna är rena från snö och is avbryts avfrostningen.

3 MÄTPROGRAM

3.1 Allmänt

Statens provningsanstalt (SP) har ansvarat för projektering och uppbyggnad av mätsystemet. Mätningarna har genomförts med hjälp av ett relativt enkelt mätsystem baserat på manuella avläsningar av räkneverk, utförda av maskinpersonal. Härigenom har en naturlig driftövervakning av anläggningen kunnat åstadkommas. Under mätperioden har dessutom vissa punktinsatser gjorts för noggrannare studier av vissa komponenter i anläggningen.

Målsättningen med mätningarna har varit att studera och analysera värmepumpanläggningens egenskaper vid olika driftsförhållanden. Härigenom har en bedömning av anläggningens energibesparingspotential och ekonomiska förutsättning kunnat genomföras. De uppmätta energiflödena i värmepumpanläggningen ger även kunskap om de enskilda komponenternas funktion, energibesparing och ekonomi.

Mätutrustningen installerades under våren 1983 och kontinuerliga mätningar påbörjades sommaren 1983. Mätdata har sänts till SP varje vecka, varefter de analyserats och sammanställts till en månadsrapport.

Genomföradnet av mätningarna och utvärderingen har skett i samarbete mellan mättingsansvariga, projektörer, leverantörer och användare.

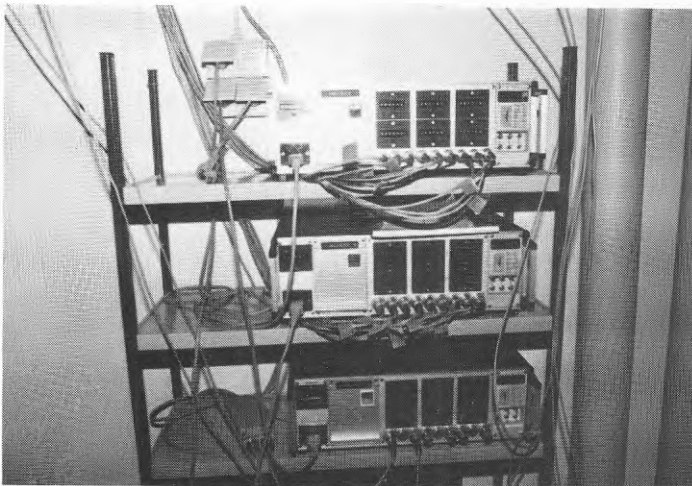


Fig 3.1 Foto på integreringsverk för datainsamling

3.2 Mätutrustningen

För att få kunskap om energiflödena i värmepumpinstalleringen har en mängd mätutrustning installerats. Med hjälp av denna har mätdata registrerats under ca 2 års tid. Mätningarna har dels omfattat en kontinuerlig mätvärdesinsamling och dels kortare studier av enskilda komponenter i anläggningen.

För de kontinuerliga mätningarna har mätgivare installerats för registrering av temperatur, flöden, förbrukad elenergi, uteklimat m m. Datainsamlingsutrustningen har bestått av integratorer och räkneverk så att medelvärden och summor över avläsningsperiodens tidsintervall har kunnat avläsas och beräknas.

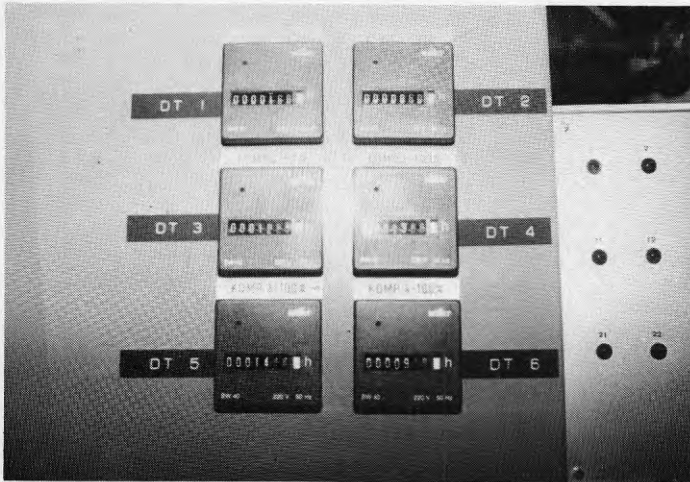


Fig 3.2 Foto på drifttidsmätare över kompressorernas olika steg

Mätdata från följande mätpunkter har registrerats.

Värmeenergier:

- Energileverans från VPU1 till värmevattensystemet
- Energileverans från VPU1 till tappvarmvattnet
- Energileverans från VPU2 till tappvarmvatten
- Avfrostningsenergi till ACK2
- Avfrostningsenergi från ACK2
- Upptagen och avgiven energi från vindkonvektorerna

Elförbrukningar:

- Elförbrukning för VPU1
- Elförbrukning för VPU2
- Elförbrukning för Elpanna 1
- Elförbrukning för Elpanna 2
- Elförbrukning för Elpanna 3
- Elförbrukning för Elpanna 4
- Total elförbrukning för värmesystemet

Drifttider:

- Kompressor 1, 67 % drift (VPU1)
- Kompressor 1, 100 % drift (VPU1)
- Kompressor 2, 50 % drift (VPU1)
- Kompressor 2, 100 % drift (VPU1)
- Kompressor 3, 100 % drift (VPU1)
- Kompressor 4, 100 % drift (VPU1)
- Pump 505 (för avfrostning)
- Pump 506 A/B (för vindkonvektorerna)
- Kyldrift

Temperatur och klimatdata:

- Temperaturer mäts på samtliga ställen där värmeenergi registreras
- Utetemperaturer
- Relativ luftfuktighet
- Solinstrålning

Övrigt:

- Kallvattenmängd
- Varmvattenmängd
- Nödkylning
- Värmekabel för avfrostning

3.3 Databehandling

Avläsning av den registrerande mätutrustningen har under den största delen av mätperioden skett en gång per vecka. För avläsningarna har anläggningens maskinister ansvarat. Mätvärdena har sedan sänts till SP för vidare bearbetning och utvärdering. Efter varje månads utgång har resultatet sammanställts till en månadsrapport, vilken utsänts till deltagarna i projektgruppen.

I rapporten har energileveranser för olika delar av värmepumpanläggningen, värmepumparnas leveranser kontra elförbrukning, temperaturer och klimatdata samt oljeförbrukning kunnat utläsas.

Månadsrapporterna har legat som underlag för de sammanställningar och diagram över mätresultaten som redovisas i denna rapport.

Under vissa perioder har mätdata registrerats i form av timmedelvärden med hjälp av en speciell datalagringskassett. Under en kallperiod har även minutvärden registrerats på avfrostningssystemet med hjälp av särskild uppmonterad datalogger.

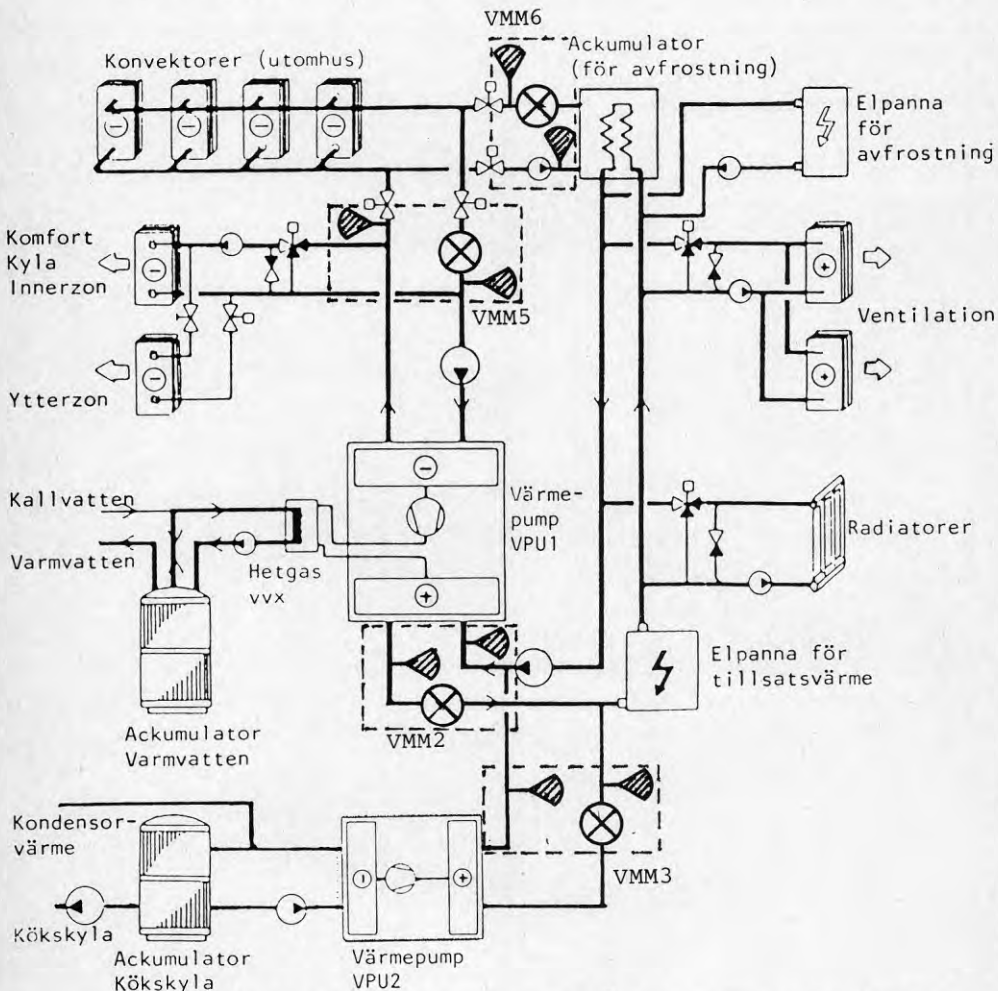


Fig 3.3 Placering av värmemängdsmätare i värmesystemet

3.4 Mätö noggrannhet

Temperaturgivare: Pt 100 parade med en avvikelse < 0,01 °C i två punkter.

Vattenmätare: typ vinghjul eller Woltman med en ö noggrannhet < 2 % vid aktuellt flöde.

Integrerande datainsamlingssystem: ö noggrannheten är < 0,05 °C respektive < 0,1 mV.

Ingångar finns för mätning av temperatur, mV-signal och pulsräkning. Genom att kombinera två ingångar för mätning av temperaturskillnad och utnyttja en tredje för pulsräkning kan vattenburen värme registreras direkt. Denna funktion ger mycket god ö noggrannhet även vid små temperaturskillnader. Förutom god ö noggrannhet vid mätning av temperaturskillnader tas bland annat hänsyn till vattnets varierande värmekapacitivitet och densitet.

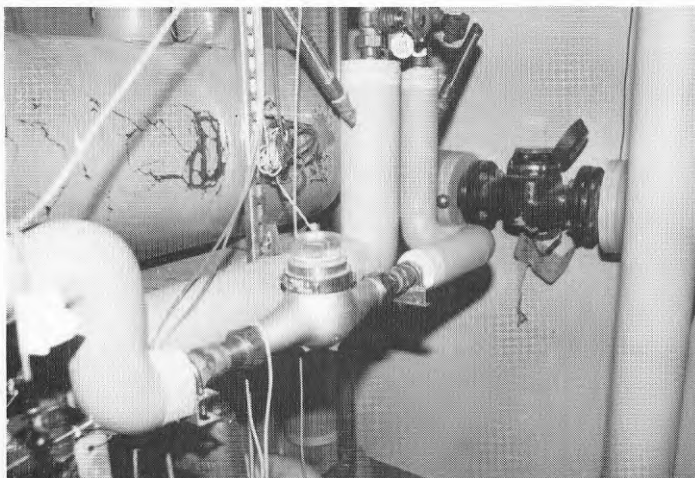


Fig 3.4 Foto värmemängdsmätare placerad efter hetvärmväxlare

4 MÄTRESULTAT

4.1 Klimatförhållanden under mätperioden

Mätperioden avser tiden juni 1984 till och med maj 1985. Anledningen till att denna mätperiod utvalts av de ca 2 år då mätningar förekommit är bland annat dels att fler mätpunkter har registrerats under denna tid, samt att vissa förändringar gjorts på systemet.

Klimatförhållanden under mätperioden uppvisade varierande, och ibland extrema avvikelser i förhållande till normala klimatförutsättningar. Med normala klimatförutsättningar avses här SMHI:s statistik mellan 1931 och 1960 för området. (Källa: "Klimatdata för Sverige" samt SMHI:s månadsrapporter "Väder och vatten").

För att kunna klargöra värmeanläggningens driftssituation vid normala förutsättningar har de parametrar som kan påverka värmeanläggningens drift registrerats kontinuerligt. Dessa parametrar utgörs av bland annat utetemperatur, relativ luftfuktighet och solinstrålning.

Utetemperaturen under mätåret varierade kraftigt, men trots extremt låga temperaturer under vintermånaderna erhöles i det närmaste ett normalt årsmedelvärde. Detta beror främst på en betydligt varmare höstsäsong än normalt.

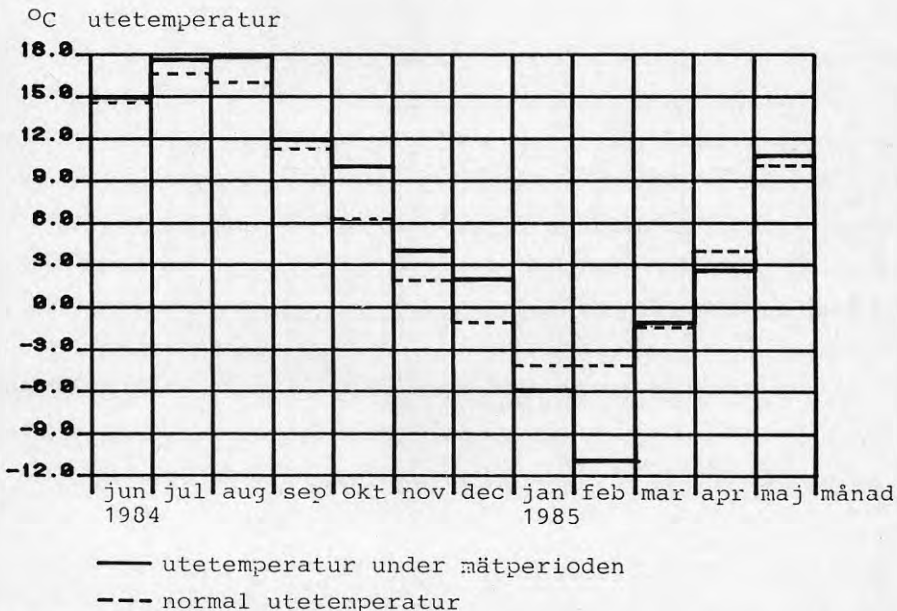


Fig 4.1 Utetemperaturer, månadsmedelvärde

Sommarmånaderna visade relativt normala månadsmedelvärden, med bara någon tiondels grads avvikelse. Höstmånaderna var flera grader varmare än normalt, vilket var mycket gynnsamt för värmepumpdriften.

Vintermånaderna januari och februari var extremt mycket kallare än normalt, vilket också satte värmepumpanläggningen på hårda prov. På grund av den extremt låga utetemperaturen under februari månad stod värmepumpanläggningen stilla under långa perioder. Den relativt goda snötillgången under vintern skapade också problem för vindkonvektorerna, genom snö och isbeläggningar dels på vindkonvektorerna och dels på avfrostningsrännan.

Den relativa luftfuktigheten följde i stort sett de normala värdena för området. Periodvis kunde dock luftfuktigheten variera kraftigt under ett dygn beroende på väderomslag. I nedanstående figur framgår den relativa luftfuktighetens månadsmedelvärden under mätperioden.

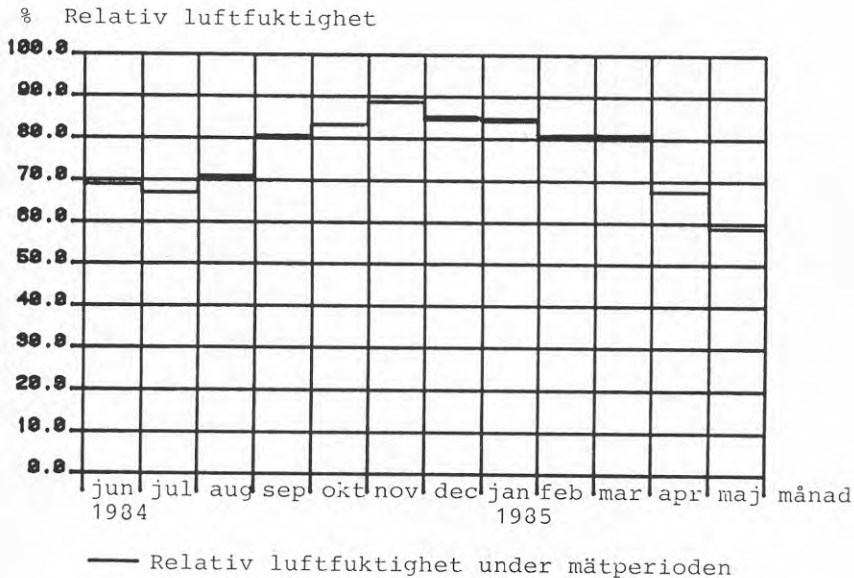


Fig 4.2 Relativ luftfuktighet

Under mätperioden har även solinstrålningen registrerats kontinuerligt.

Effektupptagningen av vindkonvektorerna ökar naturligtvis vid en direktbestrålning från solen.

Svårigheter föreligger dock att bedöma hur mycket av den upptagna energin av vindkonvektorerna som kommer från dels solinstrålningen och dels från uteluften. Solinstrålningen uppmättes i horisontalplanet vid vindkonvektorerna.

I SMHI:s rapporter finns iga uppgifter om områdets normala solinstrålning. Solinstrålningen registreras normalt inte lika detaljerat som exempelvis utetemperaturen. Därför jämförs här uppmätta värden på solinstrålningen med normalvärden på närmast belägen plats där solinstrålningen registrerats. I detta fall visar sig väderstationen vid Bromma flygplats vara den närmast belägna.

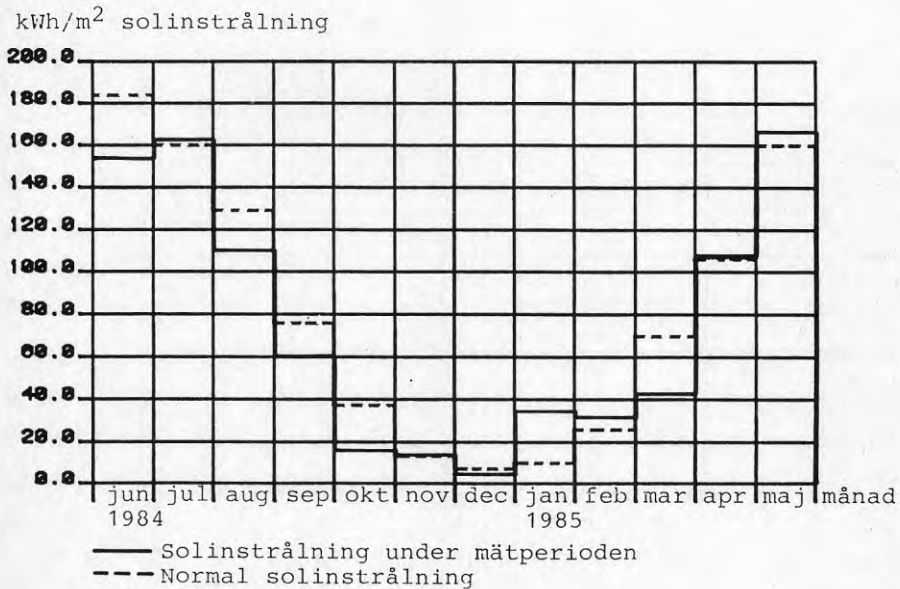


Fig 4.3 Solinstrålning

Sommaren och hösten 1984 visar i genomsnitt en betydligt sämre solinstrålning än normalt. Under månaderna juli och november var dock solinstrålningen relativt normal.

Under januari och februari var solinstrålningen bättre än normalt, främst beroende på det kalla och klara klimatet under denna tid.

Trots att solinstrålningen var upp till tre gånger så stor under exempelvis januari, erhöles dock ingen större energimängd. Under våren 1985 erhöles värden nära det normala.

4.2 Periodvis redovisning av systemet

Vid vissa tillfällen under mätperioden gjordes intensivmätningar på vissa delar av värmesystemet. Med intensivmätningar avses här mätningar där mätintervallet utgörs av timmedelvärden och för vissa komponenter i anläggningen även minutvärden.

Två kortare perioder redovisas här med timmedelvärden. Dels en period 84-01-14--84-01-21 (ca 160 timmar) och dels 85-02-06--85-02-10 (ca 100 timmar).

Under dessa perioder registrerades bland annat utetemperatur, brinetemperaturen, solinstrålningen, effekter och värmevattentemperaturer.

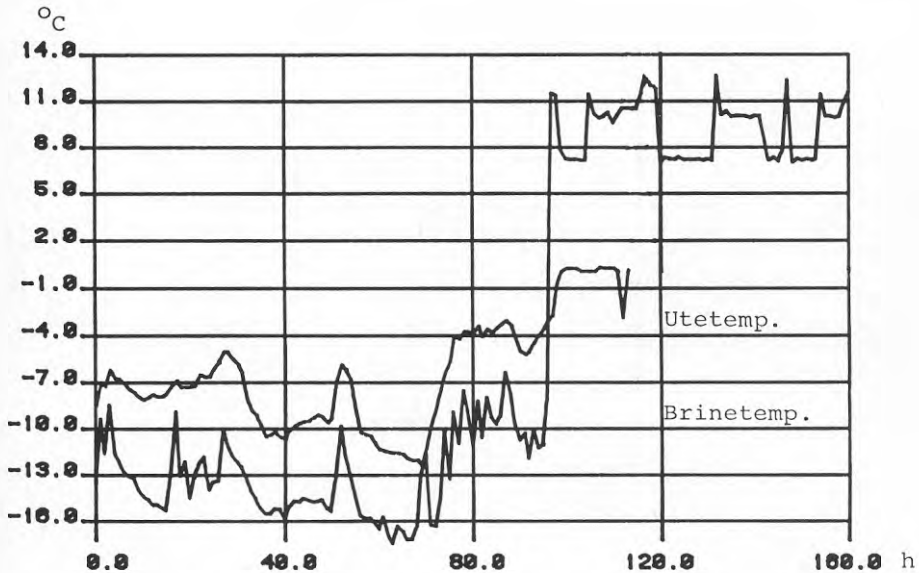


Fig 4.4 Utetemperatur och brinetemperatur

Av figuren framgår hur stor temperaturskillnaden är mellan brinen och uteluften vid drift. Orsaken till att brinetemperaturen stiger kraftigt under mätperiodens senare del beror på driftsstopp.

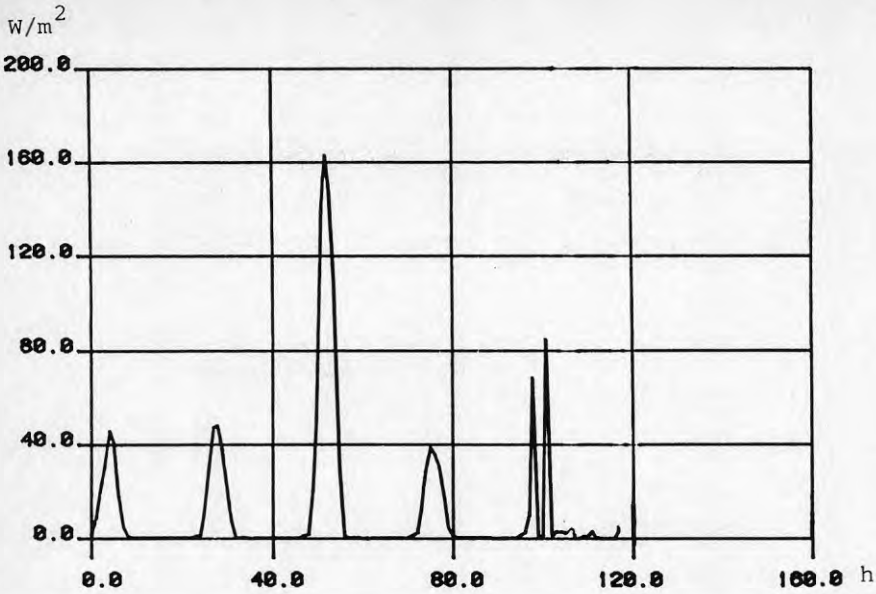


Fig 4.5 Solinstrålning

Solinstrålningen kan variera kraftigt beroende på väderleksförhållandena.

Av figuren framgår hur stora variationerna kan bli, kurvans toppar visar värdet klockan 12.00 på dagarna, medan värdet mellan staplarna utgör kvälls- och nattperiod.

Av staplarnas bredd framgår hur lång tid dagtiden motsvarar.

Påverkan av molnighet framgår av sista stapeln i diagrammet. Efter en solig morgon täcks solen av en molnström mitt på dagen, varefter det åter klarnar upp.

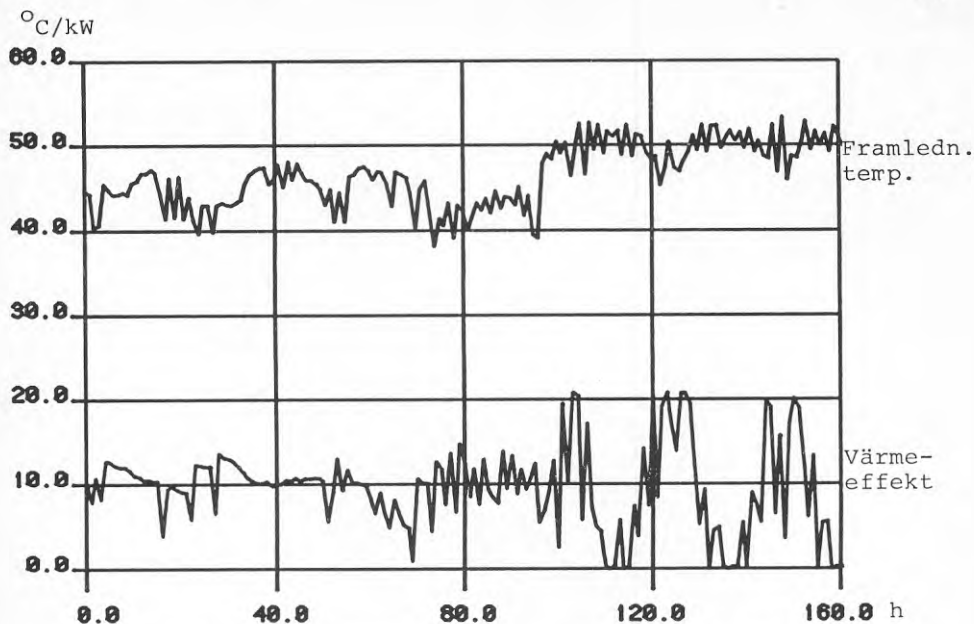


Fig 4.6 Framledningstemperatur och värmeeffekt

Värmepumpen VP1 ingår i en styrfunktion, där en i det närmaste konstant framledningstemperatur eftersträvas, oavsett värmepumpens effektleverans. Hur denna reglering fungerar, framgår tydligt i ovanstående figur, speciellt av den senare perioden.

Värmepumpens låga effektleverans på mellan 10 och 20 kW beror på det kalla vädret under perioden. Under periodens senare del steg utetemperaturen åtskilliga grader, vilket också framgår av effektleveransen från värmepumpen. Den stora energileveransen under perioden erhöles från elpannorna.

Mätperioden 8502-06--85-02-10 visade ett fortfarande extremt kallt klimat, framför allt under periodens senare del, där dagstemperaturen inte ens översteg -10°C de solrika dagarna. Under natten sjönk utetemperaturen ner mot -20°C .

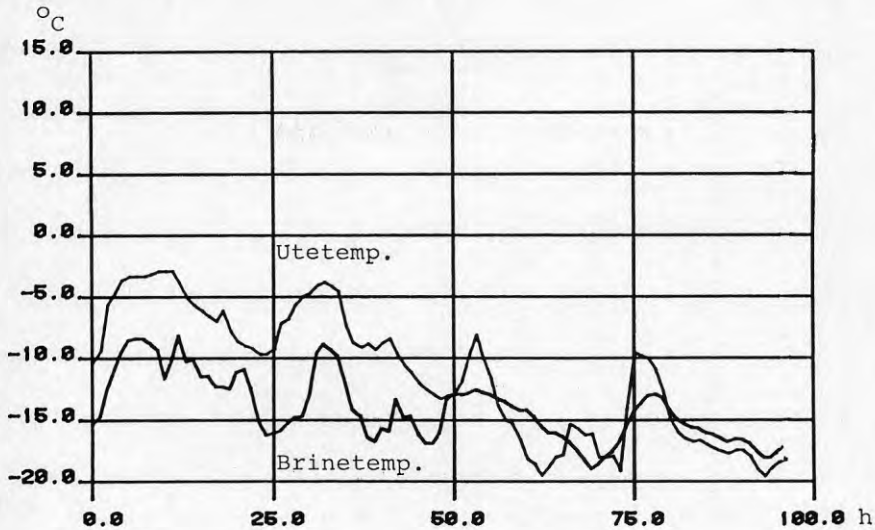


Fig 4.7 Utetemperatur och brinetemperatur

Brinetemperaturen ligger ca 5 °C lägre än utetemperatur-
 ren under värmepumpdrift. Under periodens senare del
 har brinetemperaturen erhållit ett värde motsvarande
 utetemperaturens. Detta beror på att värmepumpsystemet
 helt enkelt har stoppat på grund av den låga utempe-
 raturen.

Orsaken till att brinetemperaturen registrerar likarta-
 de värden som utetemperatur, är att cirkulationen av
 brinesystemet fortsätter trots att värmepumpen stoppat.

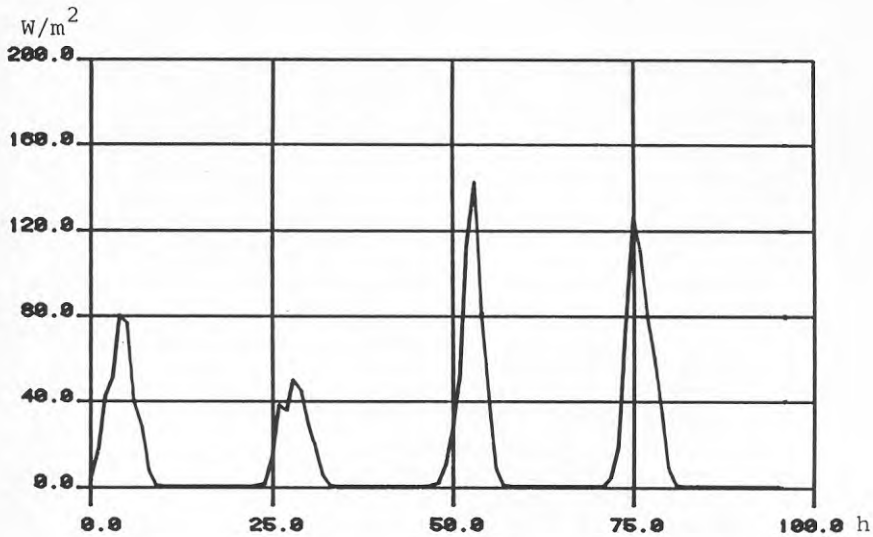


Fig 4.8 Solinstrålning

Solinstrålningen framgår av ovanstående figur. Skillnaden mellan solinstrålningen under denna mätperiod och den förra är inte bara effektmässig utan även energimässig.

Ytinnehållet i staplarna visar den instrålade energimängden. Hur mycket solinstrålningen betyder för värmepumpsystemets drift är svårt att utvärdera eftersom många olika faktorer som bl a vind påverkar här redovisade mätningar. Däremot framgår det om man studerar dels figuren med solinstrålningen och dels figuren med brinetemperaturen att brinetemperaturen är högre än lufttemperaturen vid solinstrålning.

Ovan framgår hur brinetemperaturen höjs på grund av solinstrålningen (speciellt efter ca 70 timmar). Vid sista stapeln (efter ca 75 timmar) stiger brinetemperaturen avsevärt tidigare än utetemperaturen, men senare på dagen påverkas naturligt nog brinetemperaturen av utetemperaturen, då denna stiger snabbare på grund av brinesystemets tröghet.

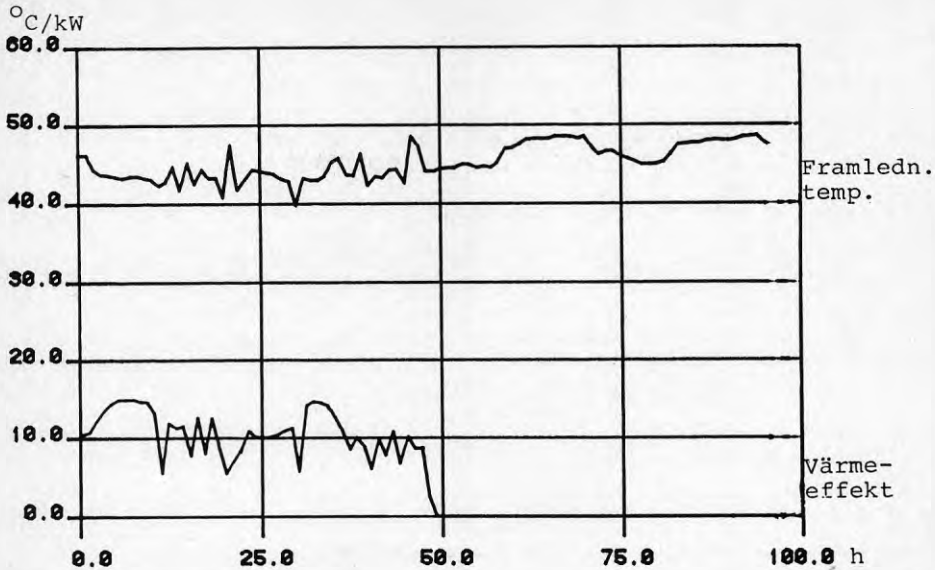


Fig 4.9 Framledningstemperatur och värmeeffekt

Värmepumpdriften sätts på stora prov under denna kalla period. Av ovanstående figur framgår värmepumpens kapacitet vid dessa utetemperaturer.

Då utetemperaturen i genomsnitt understiger $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, stoppas värmepumpen helt, vilket också framgår här. Hela värmebehovet täcks då av elpannorna.

4.3 Energileveranser under mätperioden

4.3.1 Levererad och förbrukad energi för värmepump VPU1

Värmesystemet, radiatorer, tappvarmvatten etc tillförs energi från VPU1, VPU2 och elpannorna.

Energileveransen från VPU1 sker dels till radiatorer, tillluftsbatterier och dels till tappvarmvatten.

Energileveransen till tappvarmvattnet sker över en hetgasvärmväxlare, som kan styras att stänga helt, d v s ingen leverans sker till tappvarmvattnet via hetgasvärmväxlaren. Totalt har värmepump VPU1 levererat 612 MWh via värmepumpens kondensator och 17,7 MWh via värmepumpens hetgasvärmväxlare under mätåret. Under perioden januari 1985 till maj 1985, d v s mätperiodens senare del, har hetgasvärmväxlaren varit helt avstängd. All energi har således levererats från kondensorn under denna period.

Den lägre energileveransen i januari och februari 1985 beror på de låga utetemperaturerna under perioden.

För att erhålla den av värmepumpen avgivna energimängden har drivenergi i form av elenergi fått uppoffras, dels till kompressorerna och dels till pumpar, styrutrustning etc.

Värmepumpens kompressorer har totalt förbrukat 206 MWh elenergi under mätåret.

Drivenergi för cirkulationspumpar, styrventiler och reglerutrustning, d v s kringutrustning för värmepumpsystemet, har uppgått till totalt 66,2 MWh under mätåret.

MWh levererad/förbrukat energi VPU1

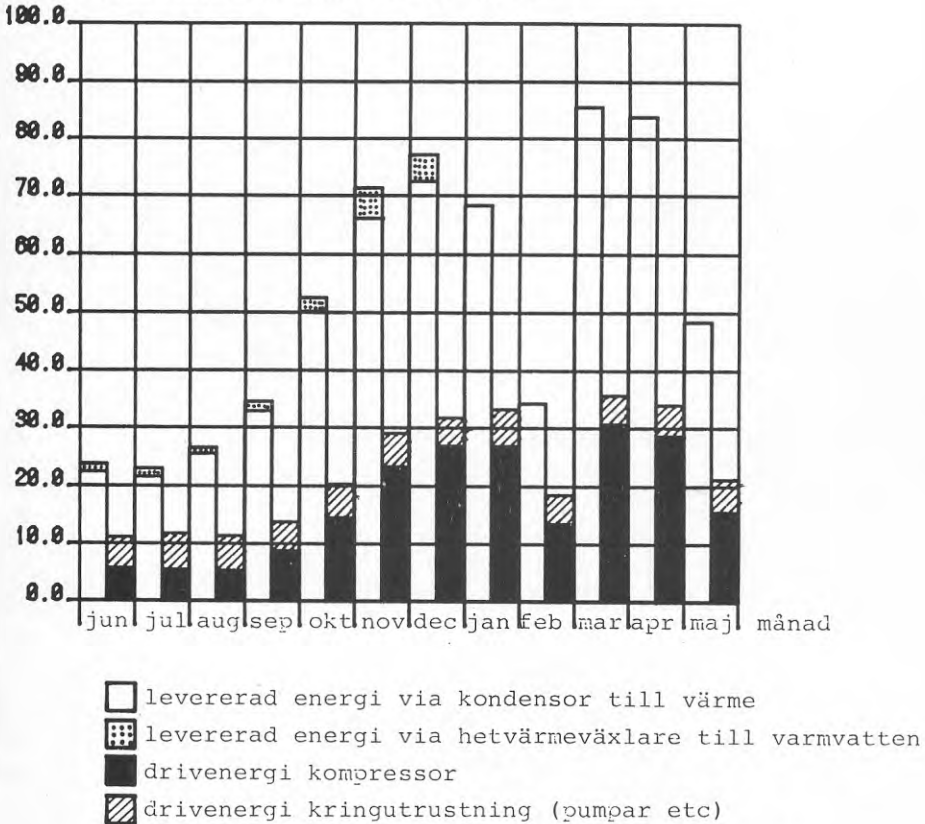


Fig 4.10 Levererad och förbrukat energi för VPU1

Av diagrammet ovan framgår hur stor betydelse kringutrustningen får vid perioder då värmepumpen ej går till 100 %, d v s då värmepumpens driv-elenergi är liten. Detta syns tydligast under sommarmånaderna juni-augusti, där kringutrustningens drivenergi till och med vid något tillfälle är större än värmepumpens drivenergi.

Den största boven hos kringutrustningen är cirkulationspumpen för brinesystemet, som med sina 7,5 kW och kontinuerlig drift bidrar till en stor energiförbrukning.

Kringutrustningen bidrar naturligtvis till att värmepumpens värmefaktor (förhållandet mellan levererad och förbrukad energi) sjunker markant.

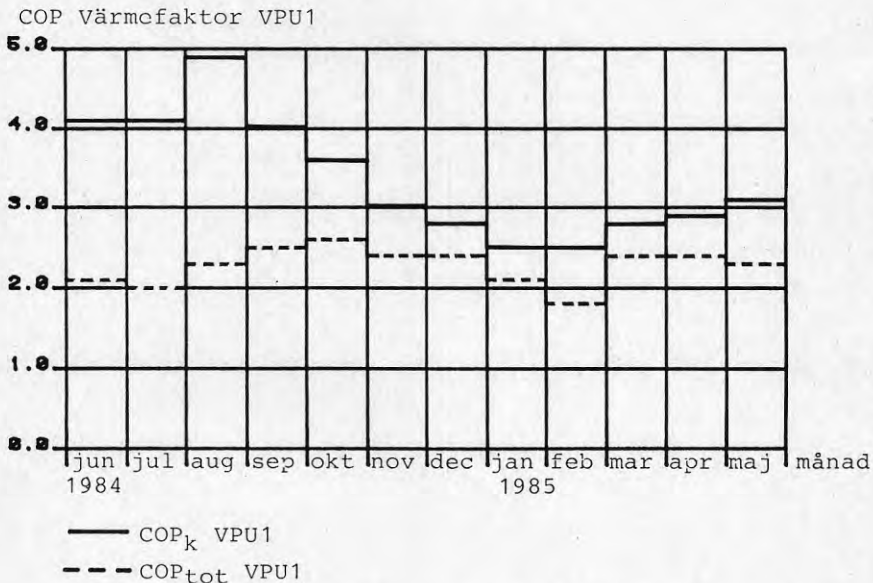


Fig 4.11 VPU1:s värmefaktor under mätperioden

Skillnaden mellan COP_k (värmepumpens värmefaktor utan kringutrustning) och COPTOT (värmepumpens värmefaktor med kringutrustning) är som synes markant, speciellt under de månader då energibehovet är lågt. Under vissa månader sjunker värmefaktorn till ca hälften.

I bilaga 1 redovisas varje månadsmedelvärde av levererad och förbrukad energi av VPU1 under mätåret.

Vid separat mätning har värmepumparnas prestanda uppmätts, vilket framgår av bilaga 2.

4.3.2 Levererad och förbrukad energi för värmepump VPU2

Värmepumpen levererar enbart värme till tappvarmvatten, genom att kyla kondensorvärme från könskyleanläggningen. Det visade sig dock i ett relativt tidigt skede att värmepumpens kapacitet inte utnyttjades till fullo. Bland annat under sommartid kunde ej värmen från värmepumparna tas tillvara utan skickades ut på taket, samtidigt som tappvarmvattnet fick värmas med direktel.

Under mellandriftsfallet (höst och vår) och varmare delen av vinterdriftsfallet kunde inte heller värmepumparna utnyttjas för att få maximal beredning av tappvarmvatten. Detta ledde till att en ombyggnad kom till stånd under mätåret, vilket även framgår av mätresultatet. Ombyggnaden innebar att tappvarmvattenuppvärmningen enbart ombesörjs med hjälp av VPU1:s hetgasväxlar. Värmeenergin från VPU2:s kondensor leds i stället direkt in i värmesystemet.

Ombyggnaden innebar också att köldmediet i VPU2 ändrades från typ R502 till R12. Detta innebar också att VPU2 erhöll andra effektdata. Värmeeffekten beräknas nu uppgå till 21 kW, kyleffekten 16 kW och dimensionerande tillstånd köldbärartemperatur in/ut +20/+10 °C, köldbärarflöde 0,5 l/s, värmebärartemperatur in/ut +45/+50 °C och köldbärarflöde 1 l/s.

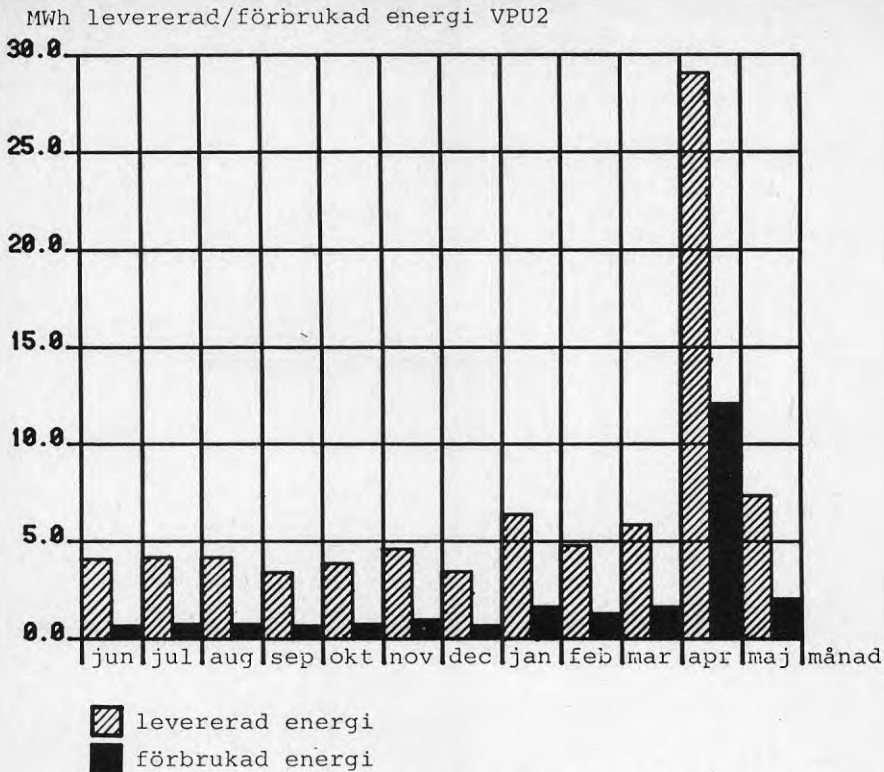


Fig 4.12 Levererad och förbrukad energi för VPU2

Av figuren framgår att värmepumpen kan leverera betydligt mycket mer energi när den levererar energi till värmesystemet i stället för till tappvarmvattensystemet. VPU2 har totalt levererat 81,5 MWh till värme och varmvattensystemet under mätperioden.

Värmepumpens drivenergi har under mätperioden uppgått till totalt 24,4 MWh.

Kringutrustningens drivenergi för VPU2 är betydligt lägre än för VPU1. Här uppgår drivenergin till mellan 1 och 1,5 MWh/år, vilket i sammanhanget är relativt obetydligt.

Värmepumpens värmefaktor blir ganska hög med den höga förångningstemperaturen och den relativt låga kondenseringstemperaturen som värmepumpen arbetar med. Efter ombyggnad av värmepumpen, då värmeenergin istället leds in på värmesystemet, får värmepumpen arbeta mot en högre temperatur på kondensorsidan. Detta innebär en något lägre värmefaktor på grund av en högre kondenserings-temperatur.

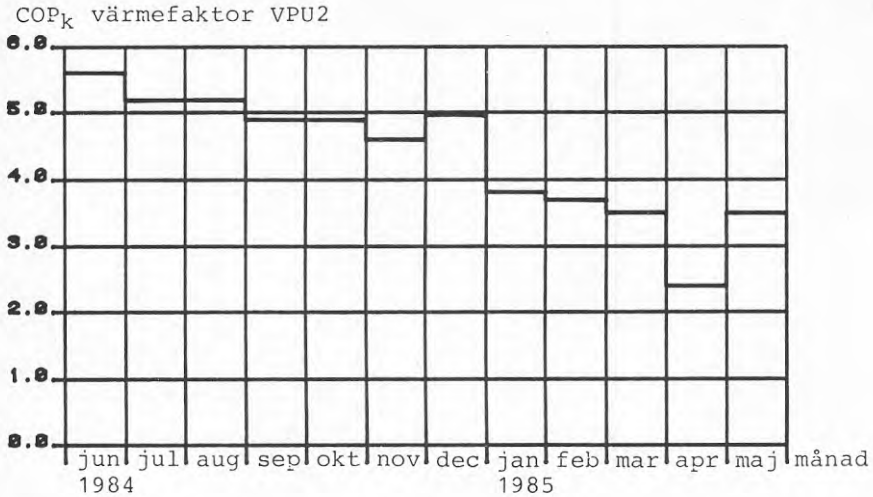


Fig 4.13 VPU2:s värmefaktor under mätperioden

Värmepumpens levererade och förbrukade energi under mätåret framgår av bilaga 1.

Under mätperioden utfördes även ett prestandaprov på VPU2, vars resultat framgår av bilaga 2. (Mätningarna utfördes före utbyte av köldmedium).

4.3.3 Vindkonvektorerna

Vindkonvektorerna används dels som värmeupptagare för värmepumpen och dels som värmeavgivare för bortkylning av överskottsvärme vid sommar driftsfallet.

Värmeupptagningen från vindkonvektorerna varierar mycket kraftigt beroende dels på solinstrålning och framför allt på vindförhållanden. En annan påverkande faktor är också den relativa luftfuktigheten.

Vid kraftig vind och hög relativ luftfuktighet ökar kyleffekten markant.

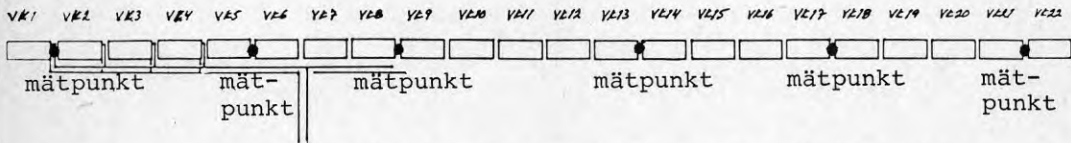
Det kan dock uppstå problem vid hög relativ luftfuktighet och låga utetemperaturer. Vindkonvektorerna påfrysas då av is, som måste avfrostas för att inte förlora allt för stor kyleffekt.

I bilaga 3 framgår kyleffekten, uppmätt vid det tillfälle då prestandaprov utfördes på värmepumparna. Kyl-effekten uppgick då till totalt ca 70 kW vid givna förutsättningar.

Vid låga utetemperaturer och hög relativ luftfuktighet måste vindkonvektorerna avfrostas.

Temperaturen på brinesystemet ligger i genomsnitt 5-6 °C lägre än utetemperaturen. Detta innebär i princip att påfrysning sker redan då utetemperaturen ligger kring 5-6 plusgrader.

Redan under första vinterperioden kunde konstateras att problem uppstår vid avfrostning. Konvektorerna blev inte helt isfria. Detta ledde till att en särskild intensivmätning utfördes på brinesystemet och dess avfrostningssystem. Placeringen av mätpunkterna på vindkonvektorerna framgår av nedanstående figur.



Vindkonvektorerna är numrerade från vänster till höger, (från byggnadens södersida sett) med beteckningen VK1 - VK22.

Fig 4.14 Mätpunkter för temperaturregistrering under avfrostning

Mätpunkterna har placerats på till- och returledning för VK1, VK5, VK9, VK14, VK18 och VK22.

Fram- och returledningen från värmepumpcentralen kommer fram mellan VK6 och VK7 (se figuren). Detta innebär av naturliga skäl att uppvärmd brine för avfrostning hin- ner kylas ner tidigare än t ex VK22 jämfört med exem- pelvis VK7.

Kontrollen av avfrostningen skedde i två omgångar, för att få en försäkran om att temperaturnivåerna inte var någon tillfällighet.

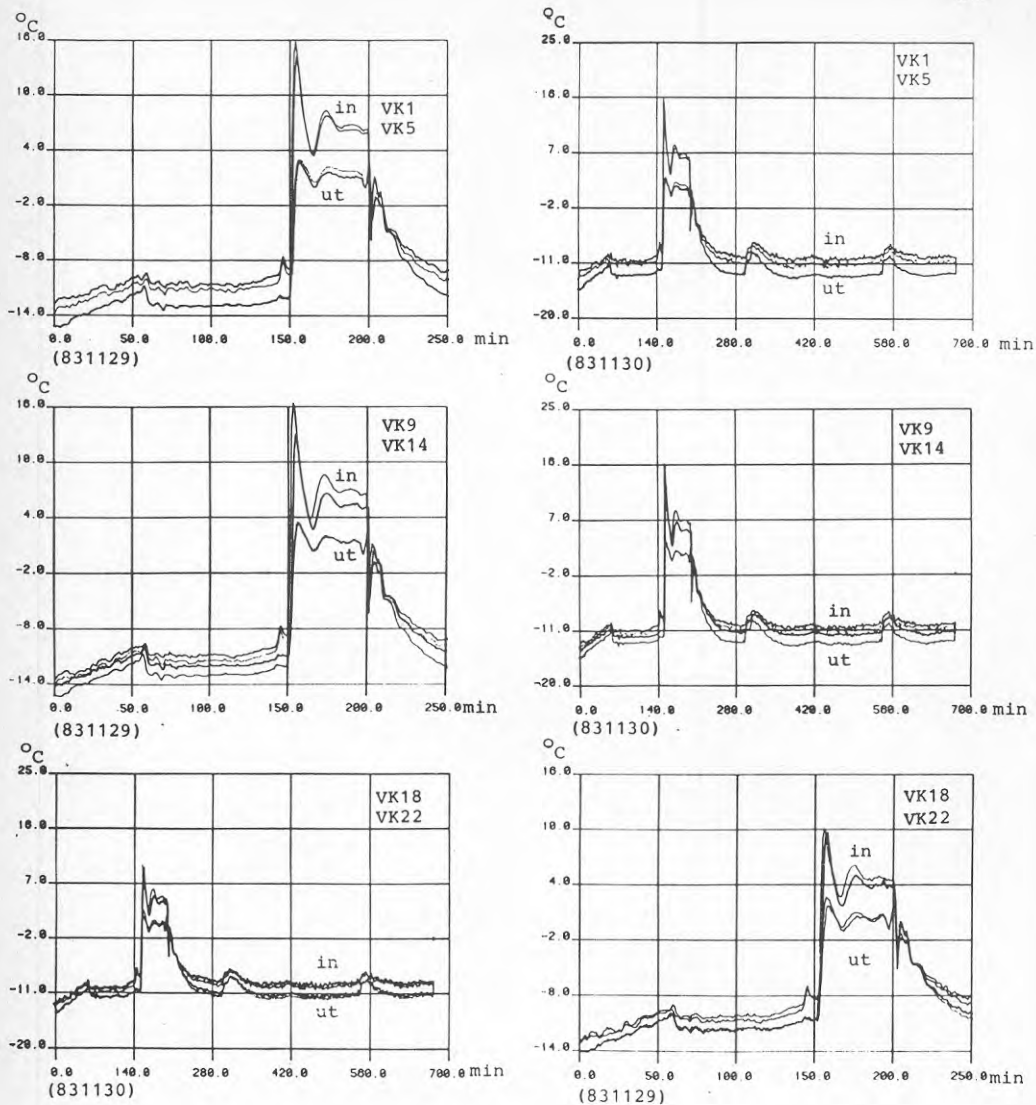


Fig 4.15 Temperaturnivåer på olika mätpunkter på vindkonvektorerna

Av figurserien ovan framgår fram- och returledningstemperaturen på brinesystemet för de olika vindkonvektorerna.

Varje figur representerar två nära intilliggande vindkonvektorer, vilket också framgår av temperaturdifferensen mellan respektive vindkonvektorer fram- och returledning, som kan betraktas som relativt små temperaturskillnader. Däremot framgår (som tidigare nämnts) skillnaden mellan vindkonvektorer belägna längre bort.

Vid avfrostning erhålls t ex en temperatur på brinen, som är 5-6 grader lägre vid VK22 än vid t ex VK9.

Av bilaga 4 framgår mer detaljerade siffror kring avfrostningen. Det mest anmärkningsvärda för avfrostningen är den höga temperatur som finns tillgänglig för avfrostningen genom en ackumulator (ACK2).

Vid avfrostningens start uppgår temperaturen till närmare 80 °C och vid avfrostningens slut har temperaturen sjunkit till 55 °C. Trots den då relativt höga tillgängliga temperaturen för avfrostningen erhöles således inte mer än ca max 15-16 °C ut till vindkonvektorerna.

Vid extremt dåliga väderleksförhållanden (snöslask) skedde ordentliga påfrysningar, som på grund av den låga avfrostningstemperaturen fick till följd att vindkonvektorerna inte blev rena från is. Problemen visade sig återkomma så ofta att en ombyggnad av avfrostningsprincipen utfördes.

Ett av problemen var att den uppvärmda mängden brine var förhållandevis liten jämfört med hela brinesystemets volym. Merparten av värmeenergin för avfrostningen gick därför åt till att höja temperaturen på den kalla brinen (-11 - -13 °C). Samtidigt tas även energin upp av brinerören (kopparrören). Ackumulator ACK 2 var utformad med en volym av värmevatten och batterier med cirkulerande brine. Vid en ombyggnad ändrades ackumulatortorn så att brinelösningen utgör volym och värmevattnet cirkulerar i batterier. Dessutom försågs brinekretsen med en ny separat rörkrets, med klenare rör och därmed erhöles en mindre volym brine som måste värmas vid avfrostningsdriften.

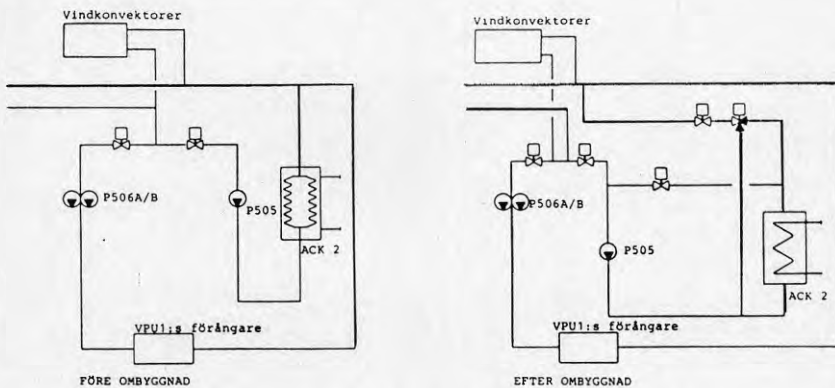


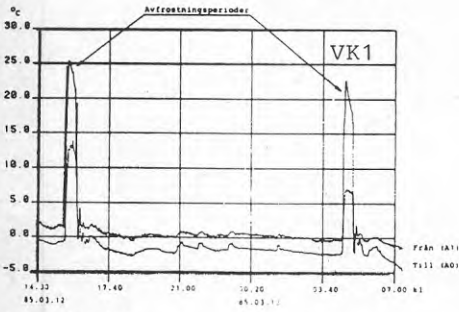
Fig 4.16 Ombyggnad avfrostning

Efter ombyggnaden utfördes ytterligare en intensivmätning på avfrostningsprincipen för att kontrollera den nya funktionen. I bilaga 5 framgår resultatet i detalj.

Förutsättningen var något annorlunda gentemot de första mätningarna, bland annat var klimatet något mildare, vilket också innebar att brinetemperaturen var högre. Att jämföra de båda mätningarna kan inte anses vara helt riktigt på grund av olika förutsättningar. Det kan dock påvisas att trots ca 20 °C lägre temperatur i ackumulatören ACK2 erhålls betydligt högre temperaturer på brinen ute vid vindkonvektorerna. En viss del kan naturligtvis hänföras till det mildare klimatet.

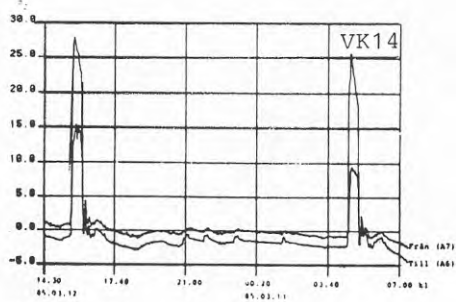
Värdecentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK1 (kanal A0,A1).



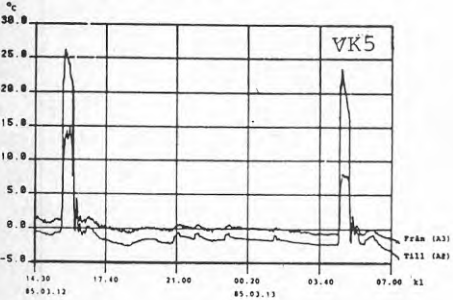
Värdecentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK14 (kanal A6,A7).



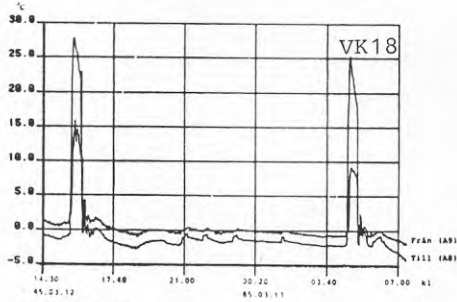
Värdecentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK5 (kanal A2,A3).



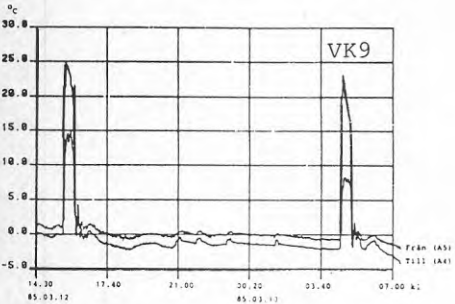
Värdecentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK18 (kanal A8,A9).



Värdecentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK8 (kanal A4,A5).



Värdecentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK22 (kanal A10,A11).

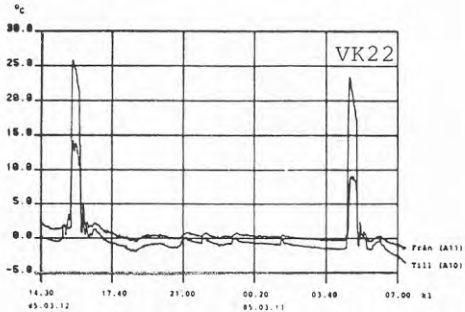


Fig 4.17 Temperaturnivåer på olika mätpunkter på vindkonvektorerna

Av figurerna framgår att skillnaden på brinetemperaturen mellan de olika vindkonvektorerna var betydligt mindre vid detta mättillfälle. Detta kan dock bero på flera faktorer, bland annat genom att brinen på grund av sin högre temperatur blir mer lättflytande och genom detta högre flöde hinner värmeenergin för avfrostningen inte kylas ned, innan den nått samtliga konvektorer.

Under mätåret levererade elpanna 3 ca 52 MWh värmeenergi för uppladdning av ackumulator (ACK2) för avfrostning. Ackumulator ACK2 levererade ca 42 MWh värmeenergi ut till vindkonvektorerna. Skillnaden ca 10 MWh utgör således förluster från ACK2, rör, ventiler etc.

För avfrostningssystemet på vindkonvektorerna finns även en kondensvattenränna, belägen under själva konvektorerna. Rännan måste på grund av avfrostning vid kall väderlek hållas uppvärmd. Detta sker med en värmekabel. Eleenergin till värmekabeln har uppgått till ca 700 kWh under mätåret. Denna post belastar värmepump-anläggningens drivenergi.

4.3.4 Kylldrift

Värmepumpanläggningen kan även användas för kylldrift genom att kyla tillufts batterier till olika lokaler. Kylldriftsenergin har ej registrerats genom mätningar men däremot har antalet drifttimmar registrerats över cirkulationspumpen för kylldrift.

Kylldriften sker naturligt under årets varmaste period, vilket också framgår av uppmätta drifttider. I nedanstående tabell framgår under vilka månader kylldrift förekommit under mätåret.

Månad	Kylldrift i timmar
Jun 84	106,4
Jul 84	130,6
Aug 84	152,2
Sep 84	6,2
Maj 85	34,7

Totalt har anläggningen gått med kylldrift ca 430 timmar under mätåret.

Värmepump VPU2, som utnyttjar kondensorvärmern från kökskyleanläggningen, har inte alltid kapacitet att kyla bort all kondensorvärme. I detta läge får nödkylsystemet kopplas in, d v s kondensorvärmern kyls med kallvatten.

Under mätåret har ca 5 480 m³ kallvatten förbrukats för nödkylning. Nödkylningen belastar ej värmepumpdriften.

4.4 Levererad energi från elpannorna

Byggnadens energiförbrukning var beräknad till ca 1 050 MWh/år. Av detta beräknades elpannorna tillföra ca 250 MWh/år. Resten skulle då klaras av värmepumparna. Elpanna 1 och elpanna 2 är komplement till tappvarmvattnet och elpanna 4 utgör enbart reserv. Elpanna 4 har inte behövt vara i drift någon gång under hela utvärderingsperioden, varför den ej omtalas mer i detta kapitel.

Elpanna 1 förbrukade totalt 257 MWh under mätåret. Den avgivna energin från elpannorna har ej uppmätts, men på grund av elpannornas utformning och rådande temperaturer (temperatur bland annat i maskinrummet), uppskattas förlusterna i elpannorna uppgå till endast 2-3 procent.

Elpanna 2 förbrukade totalt 13,2 MWh under mätåret. Detta innebär att värmesystemet totalt har tillförts ca 270 MWh elenergi under mätåret.

Tappvarmvattnet har kontinuerligt fått eftervärmas med elpanna 3. Denna energimängd har uppgått till ca 84 MWh för mätåret.

Energileveransen från elpanna 1 och 2 har framför allt skett under årets kalla del, då värmepumparna ej klarat hela energibehovet själva, eller då värmepumparna fått stoppa på grund av låga utetemperaturer eller andra driftstopp. Energileveransen från elpanna 3 är relativt jämnt fördelad över mätåret, med höjdpunkterna under vinterhalvåret p g a avfrostningen.

MWh Elförbrukning

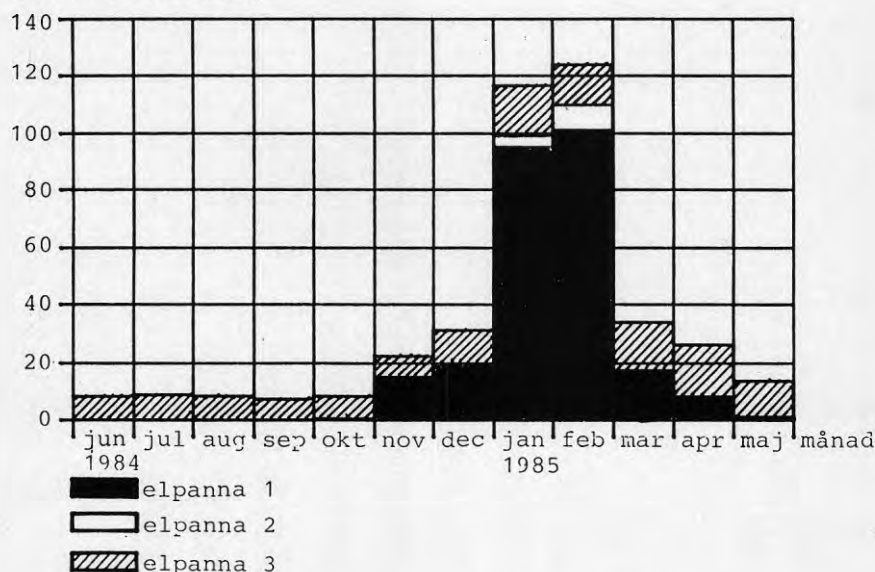


Fig 4.18 Elpannornas energiförbrukning

Elpannans månadsmedelvärde av förbrukad energi framgår av bilaga 1.

4.5 Sammanställning av hela värmesystemet

Hela värmepumpanläggningen har, frånsett driftstopp för bland annat ombyggnad av värmepump VPU2 och avfrostningsprincipen, haft en relativt god driftssäkerhet.

Värmepumpanläggningarna VPU1 och VPU2 har dessutom om man frånser kringutrustningens drivenergi haft en förhållandevis hög värmefaktor.

Elpannorna har dock fått gå in och spetsa med värmeenergi, men detta beror främst på den extremt kalla vintern. Däremot har elpanna 3 i stort sett varit inkopplad kontinuerligt för att spetsa tappvarmvattenvärmen.

Totalt har 394 MWh levererats från elpannorna och 711 MWh från värmepumpen till värme och tappvarmvatten under mätåret. Den elenergi som fått uppoffrats har uppgått till ca 296 MWh för värmepumparna och ca 406 MWh för elpannorna under mätåret. För elpannorna har då kalkylerats med en årsverkningsgrad av ca 97 %.

Totalt har alltså värmeanläggningen levererat ca 1 105 MWh under mätåret till byggnaden och samtidigt förbrukat ca 703 MWh elenergi. Elenergi på övrig kringutrustning i värmesystemet uppgår till ca 28,2 MWh/år.

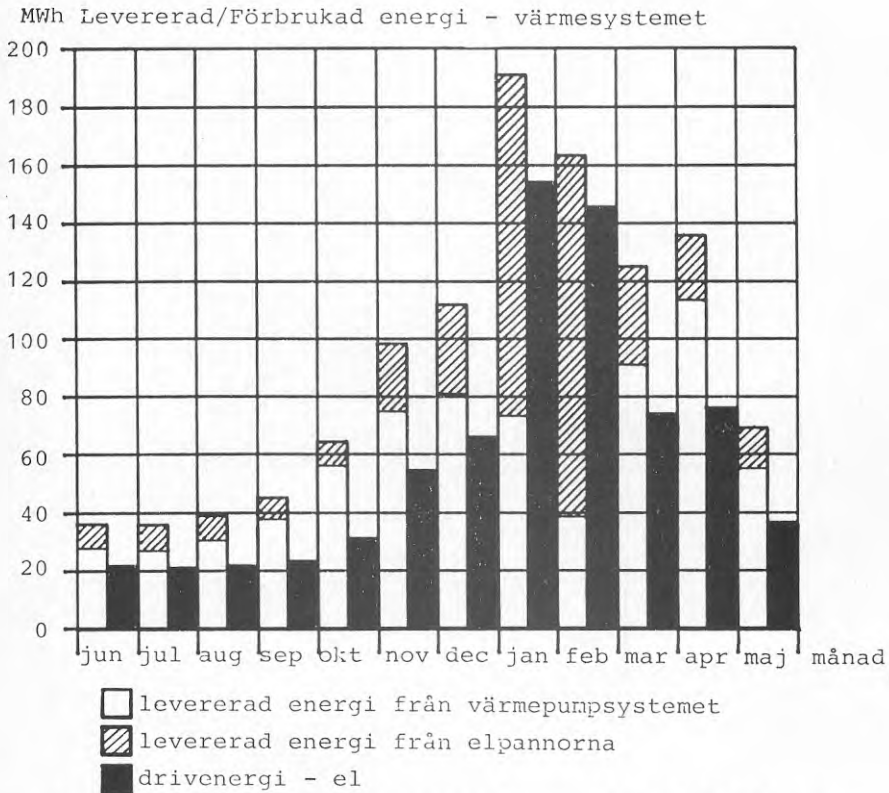


Fig 4.19 Värmesystemets energileverans och energiförbrukning

Jämförs de kalkylerade energimängderna, energibehovet ca 1 050 MWh/år och elenergibehovet ca 550 MWh/år, med de uppmätta värdena under mätåret, energibehovet 1 105,2 MWh och elenergibehovet 731 MWh, erhålls likvärdiga resultat beträffande energibehovet.

Däremot har behovet av tillsatsvärme från elpannorna varit avsevärt större än beräknat. Detta beror främst på den kalla vintern, där eltillsatsen var stor framför allt under månaderna januari och februari.

Om man kalkylerar med att normala förutsättningar rått under dessa två månader, skulle elenergibehovet säkerligen minska med ca 100 MWh. Därmed innefattar kalkylen ett fel på ca 50-60 MWh/år, vilket kan härröra sig till en missbedömning av kringutrustningens elenergibehov.

Av ovan angivna kalkylerade värden framgår att man beräknat kunna erhålla en värmefaktor på ca 2,5 för värmepumpsystemet. Värmefaktorn blev dock något lägre för VPU1, ca 2,2 över året. Värmefaktorn för VPU2 blev dock klart högre, ca 4,3.

Om energimängderna för VPU1 och VPU2 sammanställs, erhålls en värmefaktor på i genomsnitt 2,3 över mätåret. Beräkna hela värmesystemets värmefaktor, erhålls ett genomsnitt över året på ca 1,7.

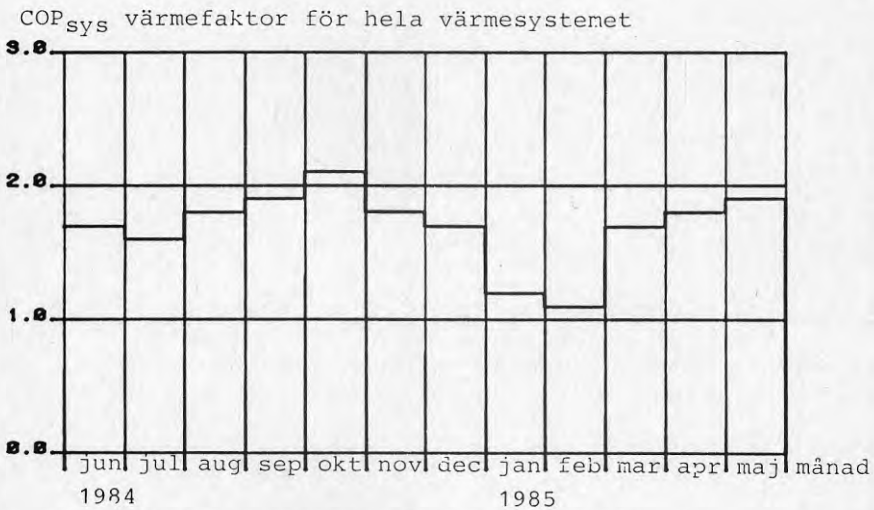


Fig 4.20 Värmesystemets totala värmefaktor

5 EKONOMI

Värmeanläggningens totala investering är i detta sammanhang ointressant, eftersom den utgörs av ett konventionellt system. Av intresse är däremot den merkostnad som värmepumpanläggningen inneburit för byggnaden.

Den totala investeringen för hela värmesystemet uppgår till ca 2,3 miljoner kronor.

Värmepumpenhetens investeringskostnad uppgick till 1.16 miljoner kronor, fördelade på följande:

Värmepumpar	250 000 kronor
Vindkonvektor	140 000 kronor
Rör till brinesyst.	130 000 kronor
Avfrostningssystemet	55 000 kronor
Cirkulationspumpar	50 000 kronor
Gångbro-tak	10 000 kronor
Framtida installation	65 000 kronor
Byggherre och proj.	240 000 kronor
Ombyggnad avfrostn.	<u>220 000 kronor</u>

Totalt 1 160 000 kronor

Hela värmesystemet har totalt levererat ca 1 104 MWh och förbrukat totalt ca 731 MWh. Värmesystemets besparing utgör då ca 373 MWh under mätåret.

Elenenergikostnaderna är uppbyggda på en fast och en rörlig del. Den rörliga delen varierar under året.

Under månaderna maj, juni, augusti och september uppgår elenergitaxan till 11 öre/kWh + 7,2 kWh i skatt. För juli månad gäller 8 öre/kWh + 7,2 öre/kWh i skatt. För perioden oktober till och med april är taxan 14,8 öre/kWh + 7,2 öre/kWh i skatt.

Den fasta delen utgörs av en abonnemangsavgift, en högbelastningsavgift, en allmän fast kostnad, ett index-tillägg på hela energikostnaden, ett energipristillägg samt en kärnkraftsavgift.

Den fasta kostnaden har under det senaste året uppgått till ca 162 000 kronor (exkl skatt). Denna kostnad är då delvis beroende av energiförbrukningen.

Totalt förbrukar vårdcentralen och sjukhemmet ca 1 600 MWh/år i elenergi, varav ca 700 MWh/år åtgår för drift av värmesystemet.

Genom att dela hela elenergikostnaden med den totala förbrukningen erhålls ett elenergipris på ca 31 öre/kWh. Om värmesystemets energibesparing beräknas efter detta elenergipris erhålls en kostnadsbesparing på ca 120 000 kronor/år.

Byggforskningsrådet har genom ett lån finansierat 600 000 kronor av investeringen. Detta lån är ränte- och amorteringsfritt under utvärderingsperioden. Den övriga investeringskostnaden, d v s ca 1,7 miljoner kronor, finansieras enligt vanlig praxis.

Kalkylerar man med en realränta på 12 % och en inflation på 6 % erhålls en kalkylränta på 6 %. Om amorteringstiden beräknas uppgå till 20 år i genomsnitt för anläggningen, erhålls en annuitet på 8,7 %.

Med ledning av ovannämnda data, kan en ekonomisk kalkyl sammanställas på

	Drift med värmepump + pannor	Drift med enbart elpannor
Investeringskostnad	1,7 milj kr	600 000 kronor
<hr/>		
Elenergikostnader	226 600	346 300
Kapitalkostnad	<u>147 900</u>	<u>52 200</u>
Summa	374 500	398 500

Här antas att investeringen för enbart en installation av elpannor skulle uppgått till ca 600 000 kronor.

Energikostnadsbesparingen har uppgått till ca 120 000 kronor under mätåret. Med hänsyn till kapitalkostnaden och Byggeforskningsrådets fördelaktiga lån (på 600 000 kronor) för värmepumpanläggningen, kan påvisas en total kostnadsbesparing på ca 25 000 kronor under mätåret.

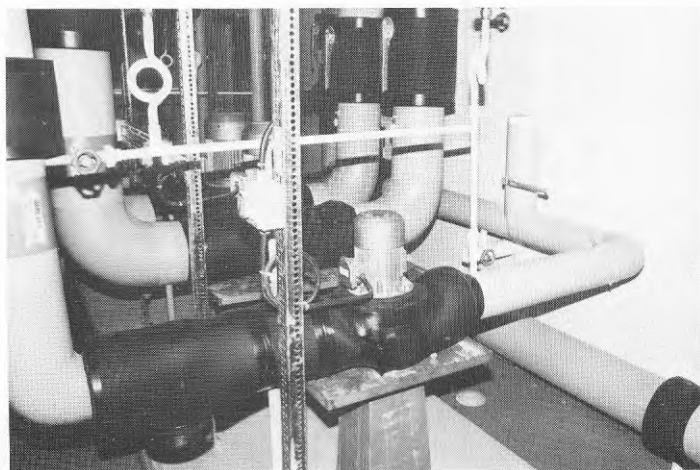
Beräknas årskostnaden för värmepumpdrift enbart med värmepumpanläggningens merkostnad ca 1,16 miljoner kronor erhålls istället följande kalkyl:

Elenergikostnader	226 600 kronor
Kapitalkostnader	<u>48 800 kronor</u>
Summa	275 400 kronor

Kapitalkostnaden blir klart lägre eftersom endast 560 000 kronor finansieras enligt praxis. I detta fall kan kostnadsbesparingen påvisas uppgå till ca 123 000 kronor.

BILAGA 1

MÅNADSMEDELVÄRDEN PÅ LEVERERAD OCH FÖRBRUKAD
ENERGI FÖR VÄRMESYSTEMET



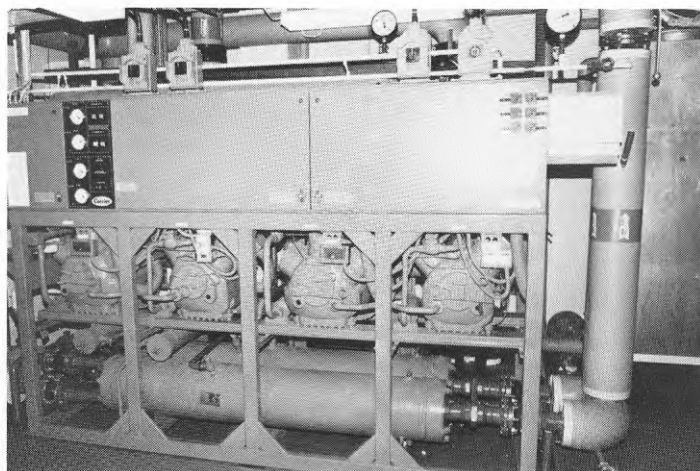
Figur. Isolering av pumpar och ventiler etc.

MARIEFREDS VÄRDCENTRAL OCH SJKKHEM

Månad	1984 Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dec	1985 Jan	Feb	Mar	Apr	Maj	Aret
VÄRMEPUMP VPU1													
Avgiven värme MWh	23.8	22.9	26.6	34.6	52.5	71.3	77.2	68.3	34.3	85.5	83.9	48.4	629.3
Förbrukad elenergi kompressorer MWh	5.8	5.6	5.4	8.7	14.6	23.4	26.9	27.0	13.6	30.8	28.7	15.5	206.0
COP _k	4.1	4.1	4.9	4.0	3.6	3.0	2.9	2.5	2.5	2.8	2.9	3.1	3.05
Förbrukad elenergi pumpar, värmekabel MWh	5.3	6.1	6.0	5.0	5.8	5.8	4.9	6.3	5.0	4.9	5.5	5.6	66.2
COP _{tot}	2.1	2.0	2.3	2.5	2.6	2.4	2.4	2.1	1.8	2.4	2.4	2.3	2.3
VÄRMEPUMP VPU2													
Avgiven värme MWh	4.1	4.2	4.2	3.4	3.9	4.6	3.5	6.4	4.8	5.9	29.1	7.4	81.5
Förbrukad elenergi kompressor MWh	0.7	0.8	0.8	0.7	0.8	1.0	0.7	1.7	1.3	1.7	12.1	2.1	24.4
COP _k	5.6	5.2	5.2	4.9	4.9	4.6	5.0	3.8	3.7	3.5	2.4	3.5	3.3
VÄRMESYSTEMET													
Avgiven värme värmepumpar MWh	27.9	27.1	30.8	38.0	56.4	75.9	80.7	74.7	39.1	91.4	113.0	55.8	710.8
Elförbrukning elpannor MWh	8.4	9.0	8.3	7.3	8.3	22.5	31.2	116.6	124.2	33.7	25.9	13.8	409.2
Total elförbrukning för hela värmesystemet MWh	21.9	21.0	21.9	23.4	31.4	54.8	66.3	154.5	146.2	74.3	76.4	36.8	728.9

BILAGA 2

PRESTANDAPROV PÅ VÄRMEPUMP VPU 1.



Figur. Foto på värmepump 1 (VPU1).

PRESTANDAPROV

VPU 1 och VPU 2 MARIEFREDS SJUKHEM

Mätningar utfördes vid för värmepumparna stabila driftsförhållanden. Med stabil drift avses att

- köldbärartemperaturen får variera högst $\pm 0,5$ °C
- köldbärarflödet får variera högst ± 5 %
- värmebärartemperaturen får variera högst $\pm 0,5$ °C
- värmebärarflödet får variera högst ± 5 %

Före provet gick värmepumparna stabilt i 20 minuter, varefter mätningarna utfördes under 15 minuter, med avläsningar varannan minut. Temperaturstabiliteten på köld- och värmebärare övervakades kontinuerligt med hjälp av skrivare.

Följande mätnoggrannhet gällde vid provet:

- Temperaturmätning (även differens) $< \pm 0,1$ °C
- Flödesmätning $< \pm 2$ %
- Eleffektmetning $< \pm 2$ %

Under mätningarna registrerades följande data:

- Temperatur köldbärare in
- Temperatur köldbärare ut
- Flöde köldbärare

- Temperatur köldbärare in
- Temperatur värmebärare ut
- Flöde värmebärare

- Förångningstryck
- Kondenseringstryck

- Eleffekt, kompressormotorer

SAMMANFATTNING AV RESULTAT FRÅN PRESTANDAPROV AV VPU 1

	Kompr 1,2,3,4	Kompr 2,3,4	Kompr 2,3	Kompr 2	Kompr 1	Kompr 1,2,3,4
Värmebärartemp °C	41,6	38,9	42,7	41,8	39,6	41,4
Köldbärartemp °C	-13,8	-10,8	-8,1	-7,4	-7,1	-9,0
AVGIVEN VÄRMEEFFEKT						
- kondensor kW	91+4	90+4	80+3	34+3	50+3	138+4
- ÖH-vvx kW	23±0,5	8,9±0,2	--	--	--	--
UPPTAGEN ELEFFEKT kW	48±1	37±0,8	30±0,6	12±0,3	18±0,4	55±1
VÄRMEFAKTOR	2,4±0,1	2,7±0,1	2,7±0,1	2,8±0,3	2,8±0,2	2,5±0,1
Kondenseringstemp °C	47/47	42/46	46,5/48,5	46	45,5	49/49
Förångningstemp °C	-22/-22	-16/-19,5	-13,5/-15	-12,5	-13,5	-17/-18,5
COP _k /COP _c	52	--	--	51	52	--

Kompressor 1, 2, 3, 4 i drift. ÖH-vvx inkopplad

Värmebärartemperatur, till kondensör	41,6 °C
Värmebärartemperatur, från kondensör	44,6 °C
Flöde genom kondensör	7,3 l/s

Avgiven värmeeffekt, kondensör	91 kW

Värmebärartemperatur, till ÖH-vvx	22,3 °C
Värmebärartemperatur, från ÖH-vvx	56,8 °C
Flöde genom ÖH-vvx	0,158 l/s

Avgiven värmeeffekt, ÖH-vvx	23 kW

Totalt avgiven värmeeffekt	114 kW
Upptagen eleffekt, kompressor	47,5 kW

Värmefaktor, COP _k	2,4

Förångningstemperatur	-22/-22 °C
Kondenseringstemperatur	+47/+47 °C

Carnotvärmefaktor, COP _c	4,6

COP _k /COP _c	0,52

Köldbärartemperatur, till förångare	-13,8 °C
Köldbärartemperatur, från förångare	-15,7 °C
Flöde genom förångare	10,6 l/s

Kyleffekt	74 kW

Avvikelse värmebalans	6,6 %
-----------------------	-------

Kompressor 1, 2, 3, 4 i drift. ÖH-vvx avstängd

Värmebärartemperatur, till kondensor	41,4 °C
Värmebärartemperatur, från kondensor	45,9 °C
Flöde genom kondensor	7,3 l/s

Avgiven värmeeffekt, kondensor	138 kW
<hr/>	
Upptagen eleffekt, kompressorer	55,4 kW
<hr/>	
Värmefaktor, COPk	2,5
<hr/>	
Förångningstemperatur	-17,0/-18,5 °C
Kondenseringstemperatur	+49,0/49,0 °C
<hr/>	
Köldbärartemperatur, till förångare	-9,0 °C
Köldbärartemperatur, från förångare	-11,3 °C
Flöde genom förångare	10,7 l/s

Kyleffekt	90 kW
<hr/>	
Avvikelse värmebalans	5,4 %

Kompressor 2, 3, 4 i drift. ÖH-vvx inkopplad

Värmebärartemperatur, till kondensor	38,9 °C
Värmebärartemperatur, från kondensor	41,8 °C
Flöde genom kondensor	7,4 l/s

Avgiven värmeeffekt, kondensor	90 kW
<hr/>	
Värmebärartemperatur, till ÖH-vvx	46,1 °C
Värmebärartemperatur, från ÖH-vvx	59,5 °C
Flöde genom ÖH-vvx	0,159 kg/s

Avgiven värmeeffekt, ÖH-vvx	8,9 kW
<hr/>	
Totalt avgiven värmeeffekt	99 kW
Upptagen eleffekt, kompressorer	37 kW

Värmefaktor, COPk	2,4
<hr/>	
Förångningstemperatur	-16,0/-19,5 °C
Kondenseringstemperatur	+42,0/+46,0 °C
<hr/>	
Köldbärartemperatur, till förångare	-10,8 °C
Köldbärartemperatur, från förångare	-12,5 °C
Flöde genom förångare	10,8 l/s

Kyleffekt	6,7 kW
<hr/>	
Avvikelse värmebalans	5,1 %

Kompressor 2 och 3 i drift. ÖH-vvx avstängd

Värmebärartemperatur, till kondensor	42,7 °C
Värmebärartemperatur, från kondensor	45,4 °C
Flöde genom kondensor	7,22 l/s

Avgiven värmeeffekt, kondensor	80 kW

Upptagen eleffekt, kompressorer	30 kW

Värmefaktor, COPk	2,7

Förångningstemperatur	-13,5/-15,0 °C
Kondenseringstemperatur	+46,5/+48,5 °C

Köldbärartemperatur, till förångare	-8,1 °C
Köldbärartemperatur, från förångare	-9,4 °C
Flöde genom förångare	10,6 l/s

Kyleffekt	51 kW

Avvikelse värmebalans	1,3 %

Kompressor 2 i drift. ÖH-vvx avstängd

Värmebärartemperatur, till kondensor	41,8 °C
Värmebärartemperatur, från kondensor	43,0 °C
Flöde genom kondensor	7,2 l/s

Avgiven värmeeffekt, kondensor	34 kW
<hr/>	
Upptagen eleffekt, kompressor	12 kW
<hr/>	
Värmefaktor, COP _k	2,8
<hr/>	
Förångningstemperatur	-12,5 °C
Kondenseringstemperatur	+46,0 °C

Carnotvärmefaktor, COP _c	5,5

COP _{1k} /COP _c	0,51
<hr/>	
Köldbärartemperatur, till förångare	-7,4 °C
Köldbärartemperatur, från förångare	-8,0 °C
Flöde genom förångare	10,6 l/s

Kyleffekt	24 kW
<hr/>	
Avvikelse värmebalans	5,6 %

Kompressor 1 i drift. ÖH-vvx avstängd

Värmebärartemperatur, till kondensor	39,6 °C
Värmebärartemperatur, från kondensor	41,3 °C
Flöde genom kondensor	7,3 l/s

Avgiven värmeeffekt, kondensor	50 kW
<hr/>	
Upptagen eleffekt, kompressor	18 kW
<hr/>	
Värmefaktor, COP _k	2,8
<hr/>	
Förångningstemperatur	-13,5 °C
Kondenseringstemperatur	+45,5 °C

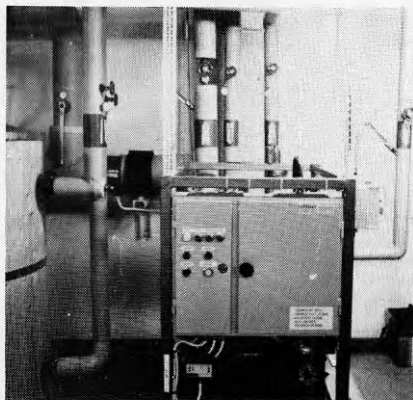
Carnotvärmefaktor, COP _k	5,4

COP _k /COP _c	0,52
<hr/>	
Köldbärartemperatur, till förångare	-7,1 °C
Köldbärartemperatur, från förångare	-8,0 °C
Flöde genom förångare	10,6 l/s

Kyleffekt	35 kW
<hr/>	
Avvikelse värmebalans	6 %

BILAGA 3

PRESTANDAPROV PÅ VÄRMEPUMP VPU 2.



Figur. Frontpanel till värmepump 2 (VPU2).

Värmebärartemperatur, till kondensor	21,4 °C
Värmebärartemperatur, från kondensor	41,7 °C
Flöde genom kondensor	0,36 l/s

Avgiven värmeeffekt, kondensor	30 kW
Upptagen eleffekt, kompressor	8,4 kW
<hr/>	
Värmefaktor COPk	3,6
<hr/>	
Förångningstemperatur	+8,5 °C
Kondenseringstemperatur	+48,0 °C

Carnotvärmefaktor, COPc	8,1

COPk/COPc	0,44
<hr/>	
Värmebärartemperatur, till förångare	30,2 °C
Köldbärartemperatur, från förångare	18,7 °C
Flöde genom förångare	0,48 l/s

Kyleffekt	23 kW
<hr/>	
Avvikelse värmebalans	3,3 %

BILAGA 4

UPPTAGEN EFFEKT AV VINDKONVEKTORERNA.

Utetemperatur	-7,0 °C
Luftfuktighet	85 %
Vindhastighet	1 m/s

Vätsketemperatur, till vindkonvektorer	-13,4 °C
Vätsketemperatur, från vindkonvektorer	-11,4 °C
Flöde genom vindkonvektorer	10,8 l/s

- - - - -

Upptagen effekt, vindkonvektorer	80 kW
----------------------------------	-------

BILAGA 5

KONTROLL OCH UPPMÄTNING AV AVFROSTNINGS-
FUNKTIONEN (DEL 1).

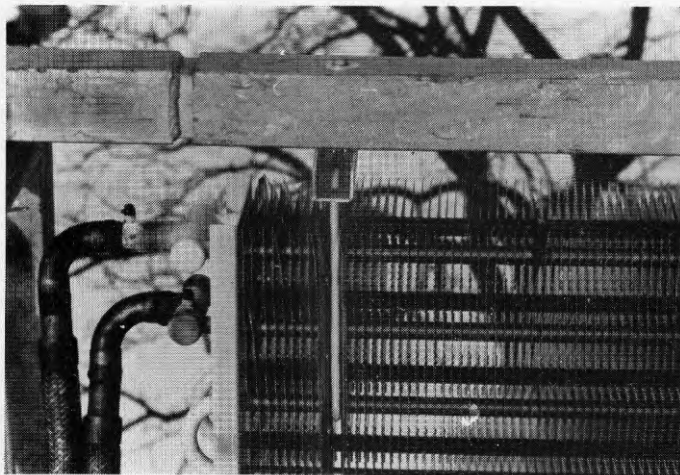


Figur. Foto på vattenbesprutning av vind-
konvektorerna för kontroll av av-
frostningsfunktionen.

Tabellerna på följande tre sidor visar temperaturförhållandena i brinekretsen och ackumulatortanken under en avfrostningsperiod.

BILAGA 6

KONTROLL OCH UPPMÄTNING AV AVFROSTNINGS-
FUNKTIONEN (DEL 2).



Figur. Foto på röranslutning till vind-
konvektor.

0707C, ubl

1985-04-15

ENERGITEKNIK
 Reinhold Larsson
 Tel 033-165508

VÄRMEPUMPANLÄGGNING I MARIEFRED

KONTROLL AV AVFROSTNING 85-03-12--85-03-14

Klimatförutsättningar

Under mätperioden varierade utetemperaturen mellan ± 0 °C och $+ 6,1$ °C, relativa fuktigheten varierade mellan 85 och 90 % och vindhastigheten mellan 0 och 4 m/s.

Driftsförutsättningar

Vid konstant normaldrift, dvs utan avfrostningar, uppgår brinetemperaturen ut till vindkonvektorerna till ca -2 °C och returen från vindkonvektorerna till 0 °C. På grund av relativt gynnsamma temperaturförhållanden kördes en manuellt styrd och en automatisk avfrostning.

Temperaturen i akkumulatortanken ligger konstant på ca 70 °C under icke avfrostningsperiod.

Mätperiod

Mätperioden varade mellan 85-03-12 kl 14.30 och 85-03-13 kl 07.30. Under mätperioden registrerades två avfrostningsperioder varav en var tvångsstyrd.

Mätinstrument

Mätningarna utfördes med en datalogger typ Acurex, med uppkopplade givarelement typ termoelement koppar-konstantan. Dessutom användes uppkopplade datainsamlingsboxar.

Under den tvångsstyrda avfrostningen kontrollerades även utgående temperaturer samt returtemperatur från akkumulatortanken.

När signal för avfrostning ges, startas cirkulationspump för avfrostning omedelbart.

Det visar sig här, att styrventilerna är något långsamma, det tar ca 10 minuter innan fullt flöde uppnås i avfrostningskretsen (brinekretsen). I tabell 1 nedan framgår temperaturerna till och från akkumulatortanken.

RAPPORT

1985-04-15

TABELL 1

Avfrostningen startade kl 15.13

Kl	Temp från ack tanken °C	Temp till ack tanken °C	Flöde över kretsen l/s
15.13	59,1	43,6	0,5
15.14	59,5	35,1	0,8
15.15	59,8	33,2	1,4
15.16	60,1	28,2	1,9
15.17	62,3	20,9	
15.18	63,5	8,2	
15.19	52,5	1,4	
15.20	44,2	1,4	3,0
15.21	39,6	2,1	
15.22	36,4	2,9	3,3
15.23	33,9	4,6	
15.24	32,0	6,0	3,6
15.25	31,0	7,9	
15.26	30,1	9,2	
15.27	29,6	10,3	3,6
15.28	29,2	11,4	
15.29	28,9	12,4	
15.30	28,5	13,1	3,6
15.31	28,3	13,8	
15.32	27,9	14,3	
15.33	27,8	14,9	
15.34	27,5	15,2	3,6
15.35	27,2	15,1	
15.36	26,7	14,9	
15.37	26,3	14,5	
15.38	25,7	14,6	
15.39	25,5	14,8	3,6
15.40	25,2	14,9	
15.41	25,1	15,2	
15.42	24,9	15,4	3,6
15.43	24,8	15,4	
15.44	24,4	15,0	

Avfrostning slut.



RAPPORT

1985-04-15

Energiförbrukningen under avfrostningen uppgick till ca 160 kWh.

Av bilagorna 1-6 framgår temperaturerna på fram- resp returledningar på vindkonvektorerna.

I figur 1 nedan framgår placeringen av mätpunkterna. Jämför även tidigare rapport beträffande kontroll av avfrostning (rapport daterad 83-11-29--30).

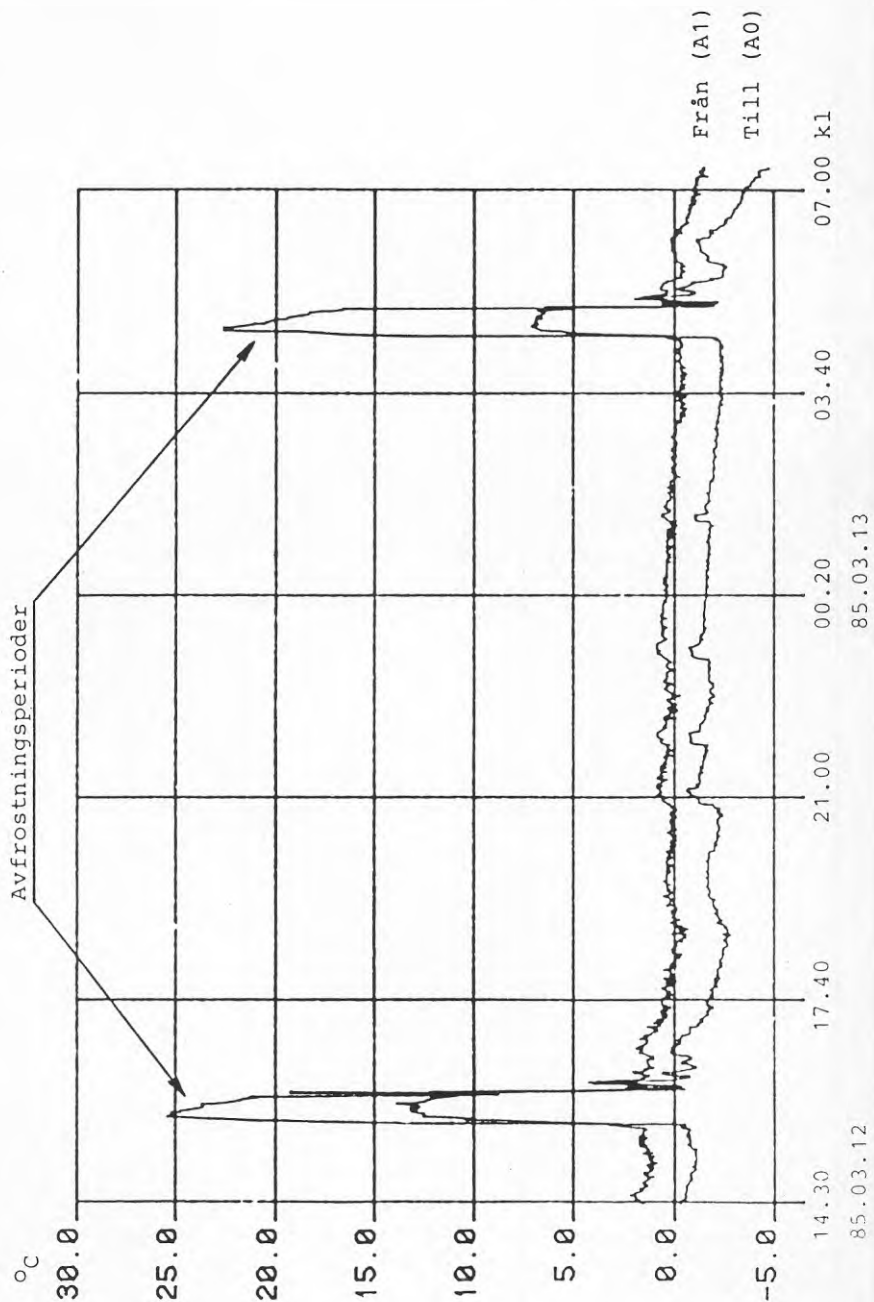
VE1	VE2	VE3	VE4	VE5	VE6	VE7	VE8	VE9	VE10	VE11	VE12	VE13	VE14	VE15	VE16	VE17	VE18	VE19	VE20	VE21	VE22	

Vindkonvektorer är numrerade från vänster till höger, (från byggnadens södersida sett) med beteckningen VK1 - VK22.

Mätningarna av till- och returtemperaturerna har gjorts på VK1, VK5, VK9, VK14, VK18 och VK22. (Jämför rapport 83.11.29-30).

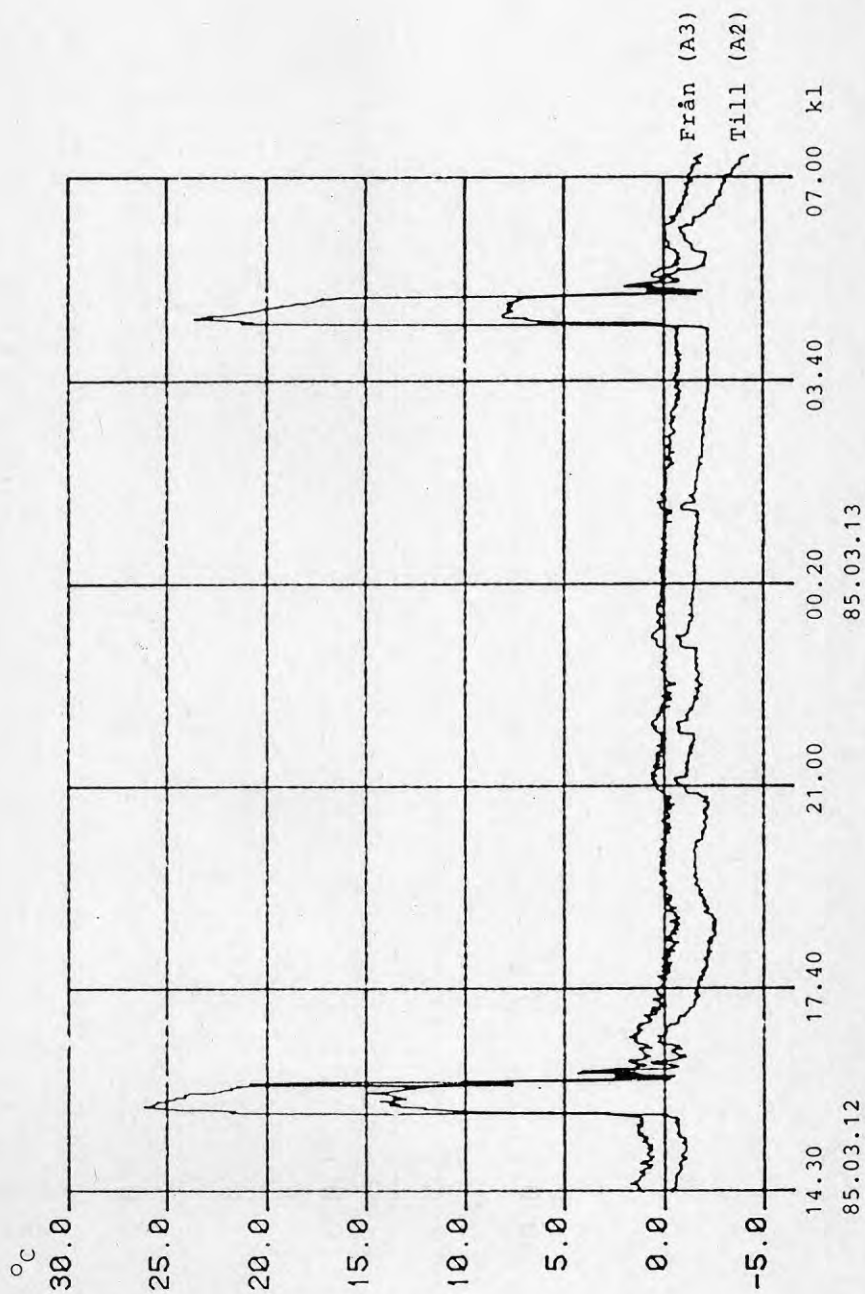
Vårdcentralen i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK1 (kanal A0,A1).



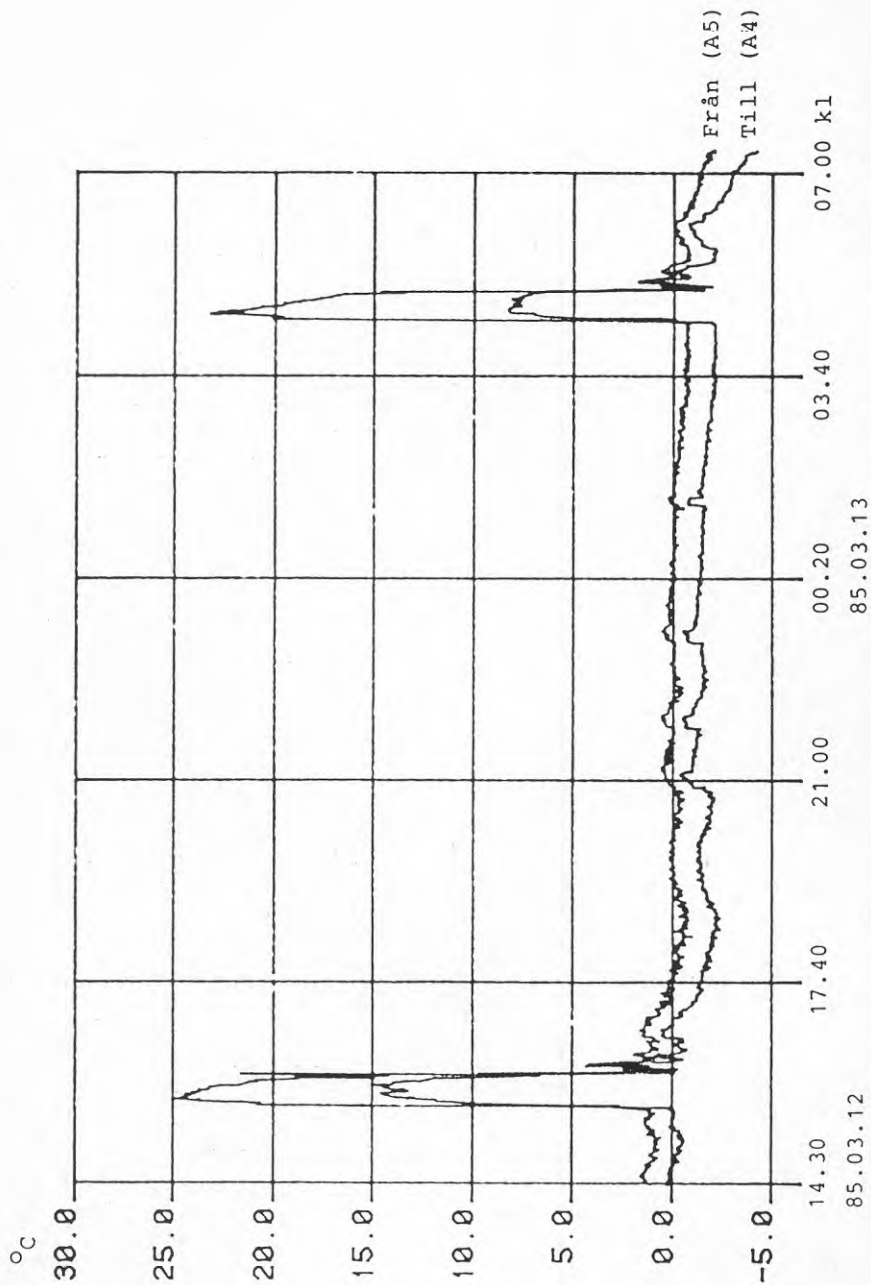
Vårdcentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK5 (kanal A2,A3).



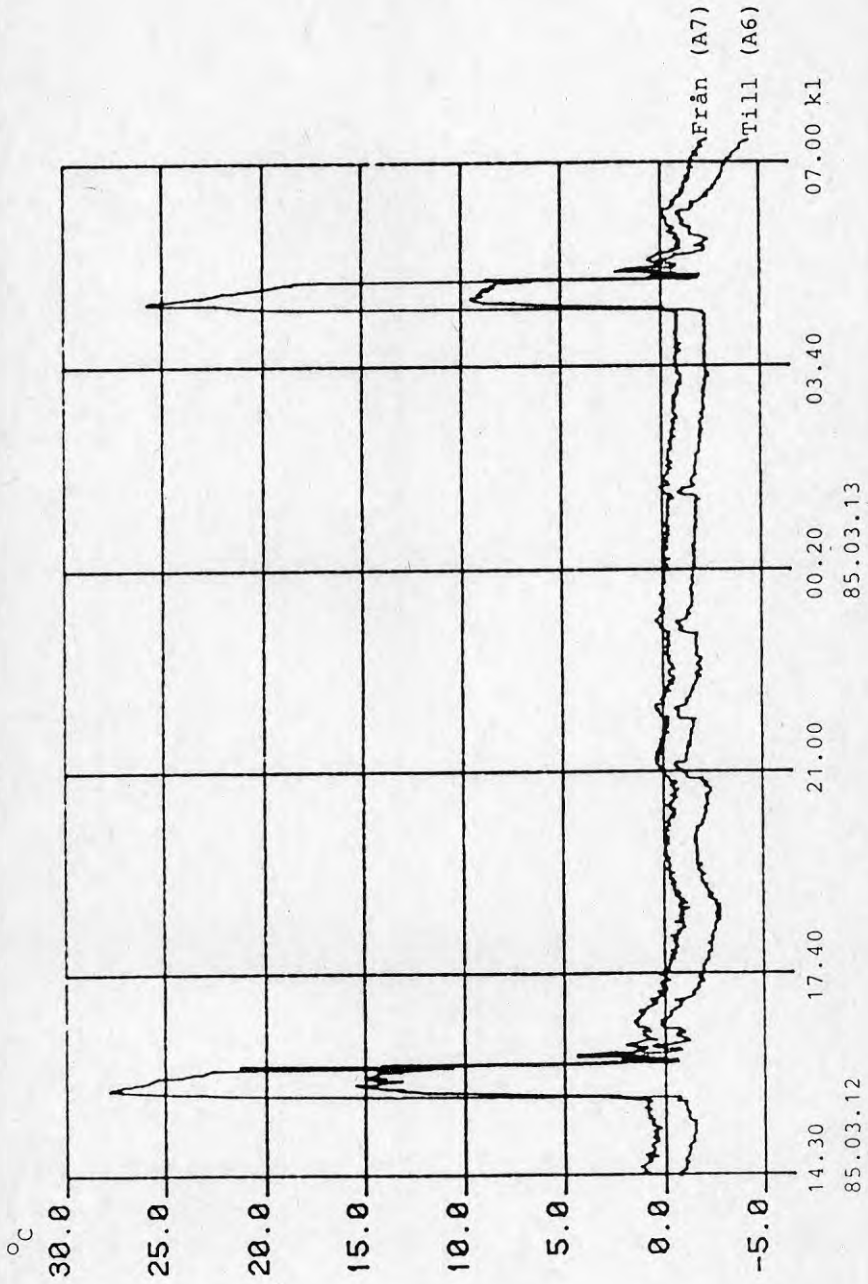
Vårdcentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK9 (kanal A4, A5)



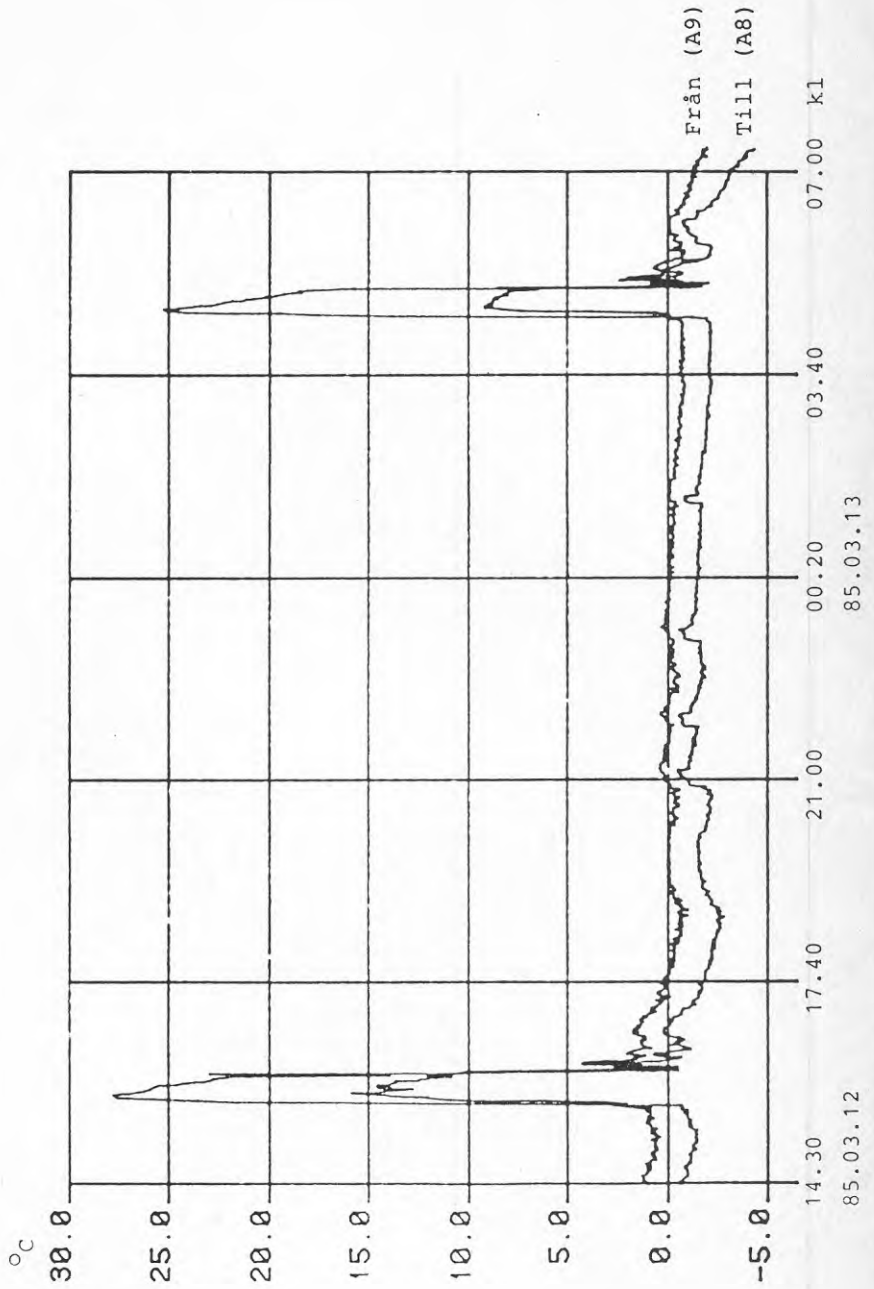
Vårdcentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK14 (kanal A6, A7).



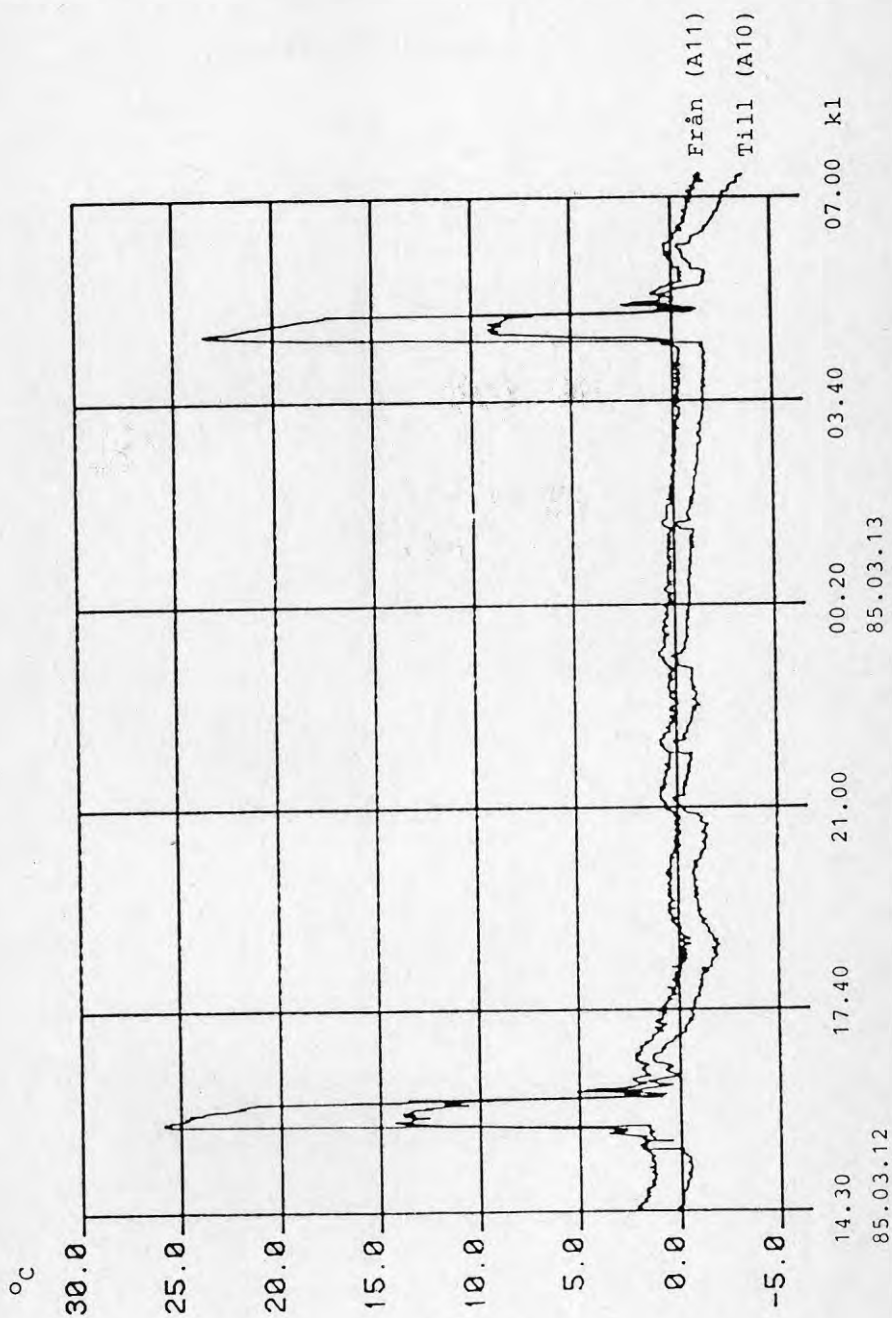
Vårdcentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK18 (kanal A8,A9).



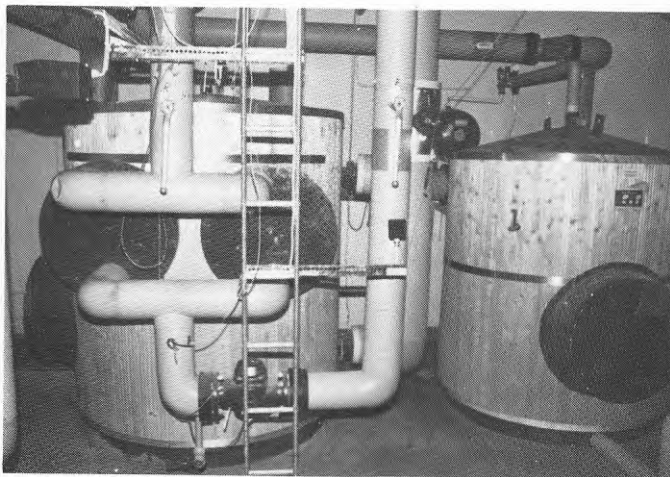
Vårdcentral i Mariefred.

Mätning av till- och returtemperatur över vindkonvektor VK22 (kanal A10, A11).



BILAGA 7

UTDRAG UR LOGGBOK.



Figur. Foto på avfrostningstank (ACK2) och varmvattenberedare.

Datum	Anm
1983 16/8	Stängt vattenflödet till hetgasvärmväxlaren på VPU1
17/8	Hetgasvärmväxlaren öppen igen
13/9	Högtryckspressostat på kompressor 1 och 2 löst ut
29/9	Hetgasvärmväxlare stängd igen (för att kunna köra VPU2 mer)
14/11	Avfrostningen tvångskörd i 1,5 timme Batterierna ändå ej helt avfrostade
18/11	Avfrostningen varit ur funktion på grund av programfel
21/11	VPU2 avstängd
19/12	Avfrostningen tvångskörd
21/12	Avfrostningen tvångskörd
1984 5/1	Elpanna 1 larmar
5/1	Högtryckspressostat på kompressor 1 och 2 löst ut
10/1	Värmepump och elpannor stoppas under ca 1 timme för byte av säkerhetsventiler och manometrar
16/1	Högtryckslarm på kompressor 3 och 4
24/1	Högtryckspressostat på kompressor 3 och 4 löst ut
25/1	Högtryckspressostat på kompressor 3 och 4 löst ut
25/1	Hetgasvärmväxlaren öppnad igen
30/1	Avfrostning tvångskörd (kl 09.00)
30/1	Avfrostning tvångskörd (kl 12.30)
31/1	Avfrostning tvångskörd (kl 07.00)
31/1	Avfrostning tvångskörd (kl 11.30)
7/2	Hetgasvärmväxlaren stängd på VPU1

- 10/2 Avfrostningen tvångskörd (kl 07.00)
- 10/2 Avfrostningen tvångskörd (kl 11.00)
- 10/2 Avfrostningen larmar
- 13/2 Högtryckspressostat på lampa 1 och 2 löst ut
- 13/2 Elpanna 1 och 2 löst ut
- 13/2 Avfrostningen tvångskörd (kl 11.30)
- 14/2 Avfrostningen tvångskörd (kl 08.30)
- 15/2 Avfrostningen tvångskörd (kl 08.30)
- 16/2 Högtryckspressostat på kompressor 1 och 2 löst ut
- 16/2 Avfrostningen tvångskörd (kl 10.00)
- 17/2 Högtryckspressostat på kompressor 1 löst ut
- 23/2 Högtryckspressostat på kompressor 1 och 2 löst ut
- 27/2 Högtryckspressostat på kompressor 1 och 2 löst ut
- 27/2 Hetgasvärmväxlaren öppnad igen
- 28/2 Högtryckspressostaten löst ut på kompressor 1 och 2.

Under mars månad löste frysskyddet på VPU2 ut vid flera tillfällen liksom högtryckspressostaten på kompressor 1 och 2 (VPU1).

- 15/11 Anläggningen stoppad på grund av ombyggnad av avfrostningssystemet samt VPU2:s värmeavgivningssystem
- 21/11 Ombyggnad klar - start av värmepumpanläggningen.

Efter ombyggnaden har inga driftstopp förts upp i loggboken, men enligt maskinpersonalen har anläggningen fungerat utan några speciella driftstörningar.



Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811741-8
från Statens råd för byggnadsforskning till Statens
Provninganstalt, Borås.

R5: 1987

ISBN 91-540-4680-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707005

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirkapris: 42 kr exkl moms