



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.



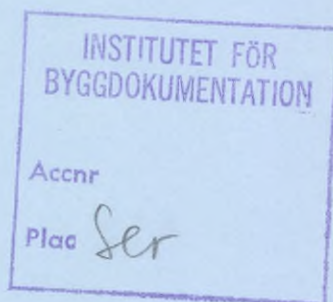
Rapport

R24:1987

**Uteluftsvärmepump i
Brunnsberg, Varberg**

Utvärdering

Reinhold Larsson



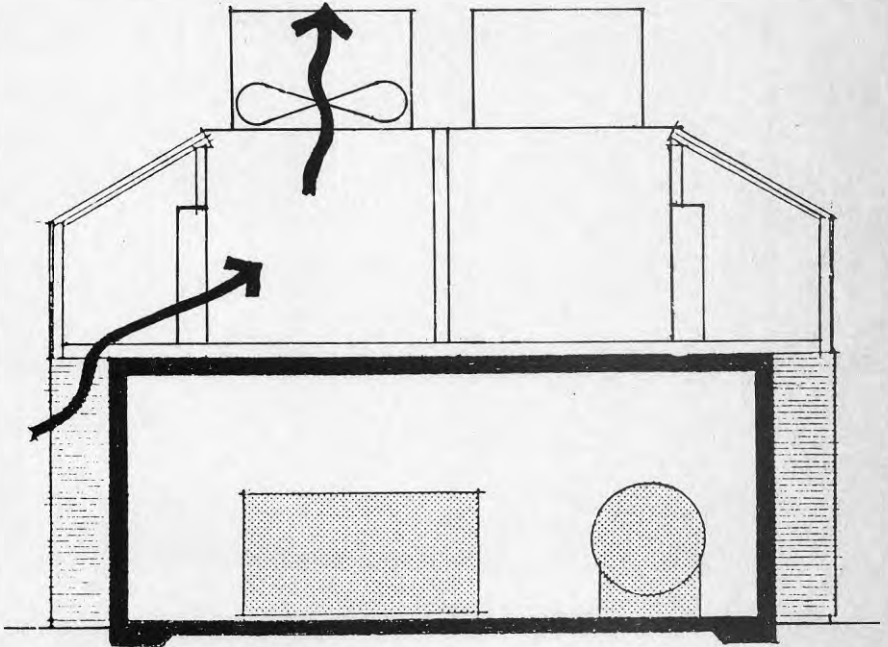
Bygghforskningsrådet

R24:1987

UTELUFTSVÄRMEPUMP I BRUNNSBERG, VARBERG

Utvärdering

Reinhold Larsson



Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820226-8 och 820228-9 från Statens råd för byggnadsforskning till Statens provningsanstalt, Borås.

REFERAT

Målsättningen med utvärderingen har varit att öka erfarenheterna av uteluftsvärmepumpinstallationer i befintliga tätbebyggda bostadsområden. Det primära syftet har varit att fastställa värmepumpens levererade energi och elförbrukning samt andel av årsenergiförbrukningen som värmepumpen kan täcka. Dessutom studerades driftsfunktioner för samkörning mellan värmepump och befintlig panncentral, avfrostningsfunktionen på luftkylarbatterierna, eventuella bullerproblem etc.

Det befintliga värmesystemet förbrukade ca 600 m³/år innan värmepumpinstallationen.

Under mätåret (april 1984 - mars 1985) levererade värmepumpen 3,3 GWh från underkylaren. Den elenergi som uppträfs uppgick till 1,46 GWh och oljeförbrukningen minskade från ca 600 till 186 m³.

Värmepumpens årsmedelvärmefaktor uppgick till 2,3 under mätåret.

Anläggningens totala investeringskostnad uppgick till ca 5,9 miljoner kronor, varav BFR bidragit med ett ränte- och amorteringsfritt lån på 5,5 miljoner kronor. Tack vare BFR-lånet har den totala årskostnadsbesparingen blivit närmare 0,5 miljoner kronor.

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

R24:1987

ISBN 91-540-4695-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

0	SAMMANFATTNING	1
0.1	Orienterande beskrivning	1
0.2	Resultat	2
1	ÖVERGRIPANDE BESKRIVNING	4
1.1	Värmepumpanläggningen	4
1.1.1	Kompressorerna	5
1.1.2	Förångare	5
1.1.3	Avfrostning	7
1.2	Reglering	7
1.3	Befintlig pannanläggning	8
2	SYSTEMETS FUNKTION	9
3	MÄTPROGRAM	10
3.1	Allmänt	10
3.2	Mätutrustning	12
3.3	Databehandling	13
3.4	Mätonoggrannhet	13
4	MÄTRESULTAT	14
4.1	Klimatförhållanden under mätperioden	14
4.2	Periodvis redovisning av systemet	15
4.3	Energileveranser under mätperioden	19
4.3.1	Levererad energi	19
4.3.2	Drivenergi	20
4.3.3	Avfrostning	23
4.4	Befintlig pannanläggning	28
4.5	Sammanställning av hela värmesystemet	30
5	EKONOMI	
BILAGA 1	Förbrukad energi av värmepump och pannanläggning under mätåret	
BILAGA 2	Drifftider för respektive steg i de olika kompressorerna under mätåret	
BILAGA 3	Avfrostningstider för respektive kylbatteri under mätåret	
BILAGA 4	Utdrag ur loggbok	

0 SAMMANFATTNING

0.1 Orienterande beskrivning

Bostadsområdet Brunnsberg i Varberg förvaltas av Stiftelsen Hyresbostäder i Varberg. Området innehåller 374 lägenheter jämte butiker och garage med en total uppvärmd yta av 24 000 m².

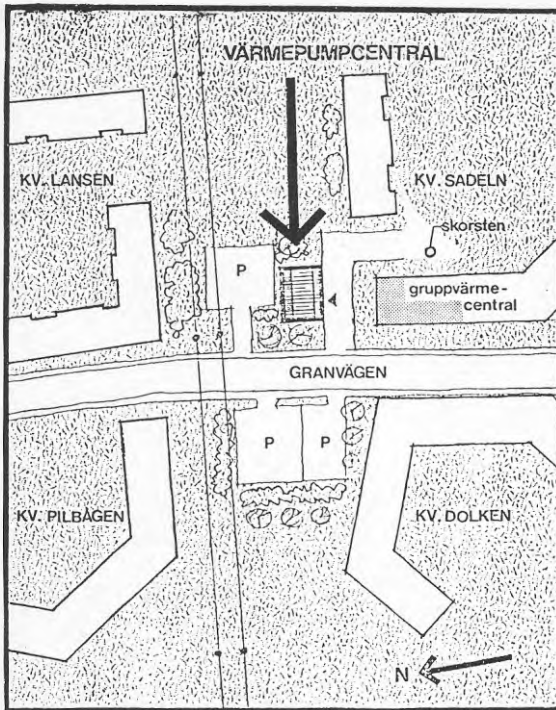
Byggnaderna är uppförda etappvis under åren 1954-57 och 1962-65. Värmeförsörjningen har tillgodosetts från en oljeeldad panncentral belägen i källaren i ett av husen.

Under 1983 försågs området med en värmepumpanläggning med uteluft som värmekälla och en avgiven värmeeffekt av ca 1,1 MW. Sedan oktober samma år får området större delen av sin värmeförsörjning från denna anläggning. Den befintliga pannanläggningen har dock bibehållits för spetsvärme under kallare perioder.

Installationen har föregåtts av en förstudie genomförd av RNK Installationskonsult AB, som också svarat för projekteringsarbetet. Enligt förstudien förväntades oljeförbrukningen komma att reduceras från ca 700 till 250 m³ under ett normalår. Uppföljning och utvärdering har utförts av Statens provningsanstalt i Borås. Förstudien utfördes genom ekonomiskt bidrag från Statens råd för byggnadsforskning, BFR, som också svarar för medel till uppföljningen. BFR har vidare givit lån till Stiftelsen för projektering och uppförande.



Figur 0.1. Foto över värmepumpcentralen.



Värmepumpcentralen har placerats i den kraftledningsgata som går igenom området. Den inkräktar då inte på några primära vistelseort för de boende. Läget innebär också att den kommer i direkt anslutning till den befintliga gruppvärme-centralen samt att den för service lätt kan nås från Granvägen.

Figur 0.2. Planritning över Brunnsbergområdet.

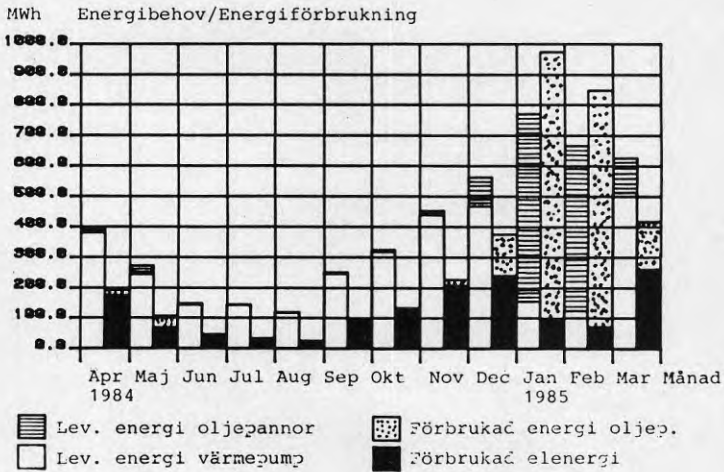
0.2 Resultat

Under mätåret (april 1984 - mars 1985) fick värmepump-anläggningen arbeta under relativt onormala förhållanden; bland annat var hösten 84 klart mycket mildare än normalt, vilket var mycket gynnsamt för värmepumpdriften.

Däremot var vintern och då främst januari och februari 85 extremt mycket kallare än normalt, vilket var mycket ogynnsamt för värmepump-anläggningen. Den varma hösten och kalla vintern medförde ändå ett årsmedelvärde som låg relativt nära det normala.

Värmepump-anläggningen levererade totalt 3,3 GWh under mätåret, fördelat på 0,34 GWh från hetgasvärmväxlaren, 2,6 GWh från kondensorn och 0,3 GWh från värmepumpens underkylare.

För att erhålla den av värmepumpen levererade energin har krävts 1 462 MWh elenergi. Under åren innan värmepumpinstallationen kunde konstateras att oljeförbrukningen sänkts från 700 till 600 m³/år, pga andra energisparåtgärder. Kalkylerna i rapporten beräknas därför efter en tidigare oljeförbrukning på 600 m³/år. Oljepannorna har för behov av tillsatsvärme förbrukat 186 m³ olja, vilket innebär en minskning av oljeförbrukningen med ca 414 m³/år. Med en antagen pannverkningsgrad av 75 % har den totala energibesparingen uppgått till ca 1 700 MWh under mätåret.



Figur 0.3. Levererad och förbrukat energi under mätåret.

Kostnaden för anläggningen uppgick till totalt 5,9 miljoner kronor. Genom BFR har Stiftelsen Hyresbostäder erhållit ett ränte- och amorteringsfritt lån på 5,5 miljoner kronor.

Den "rörliga" elenergitaxan är uppdelad på dels en sommartaxa då elenergikostnaden uppgick till 192 kronor/MWh, dels en vinternattaxa på 202 kronor/MWh samt en vinterdagtaxa på 327 kronor/MWh. Den fasta avgiften för värmepumpanläggningen uppgick till 66 360 kronor. Bortser man från BFR-lånets fördelar och kalkylerar med en realränta på 15 % och inflation på 9 % (vilket ger 6 % kalkylränta) samt räknar med den sammanvägda avskrivningstiden 22 år, erhålls en kapitalkostnad motsvarande ca 490 000 kronor per år.

Detta ger med ett kalkylerat oljepris på 2 500 kronor/m³ och ovan angivna elenergikostnader samt kapitalkostnad och underhållskostnad (ca 2 % av initialkostnaden) en total besparing på ca 16 000 kronor.

1 ÖVERGRIPANDE BESKRIVNING

1.1 Värmepumpanläggningen

Värmepumpanläggningen, som levererats och installerats av Sabroe, avger energi till värme och varmvatten via en överhettare, kondensor och underkylare.

Underkylaren förvärmer inkommande kallvatten. Kallvattnet förvärms ytterligare genom en värmeväxlare ansluten till framledningen från värmepumpens kondensor via en ackumulator eller från pannorna. Den dimensionerade värmeeffekten är max 100 kW.

Kondensorn levererar energi till värmesystemet och tappvarmvattensystemet via en ackumulator på 10 m³. Ackumulatoren är kopplad parallellt med oljepannorna. Kondensorns värmeeffekt är dimensionerad till ca 1000 kW, vid en kondenseringsstemperatur av 65 °C.

Överhettaren eftervärmer tappvarmvattnet med en teoretiskt beräknad värmeeffekt som uppgår till max 80 kW.

Värmepumpens värmeväxlare utgörs av horisontella tubpannekondensorer med rör av koppar och tubplåt av stål, vilka ligger i serie på värmepumpens tryckledning.



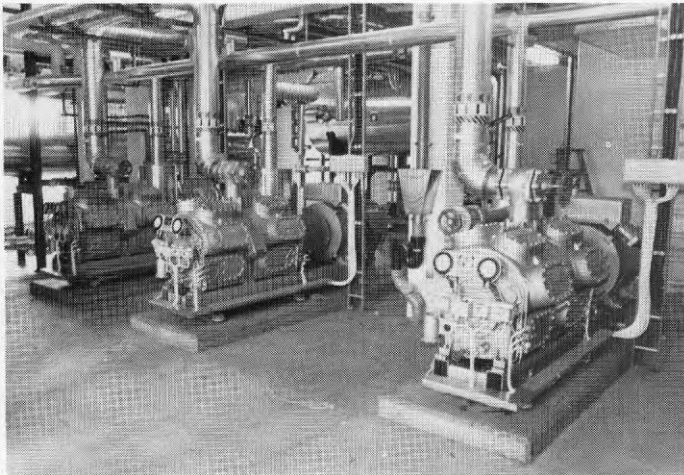
Figur 1.1. Foto på värmepumpens värmeväxlare.

1.1.1 Kompressorerna

Värmepumpanläggningen består av fyra öppna kolvkompressorer. Den avgivna värmeeffekten uppgår till 3 x 315 kW + 1 x 115 kW eller totalt 1060 kW vid dimensionerande tillstånd (utetemperatur +2 °C). Ovan angivna värden avser ej uppmätta värden.

Varje kompressor kan köras i flera steg, vilket ger varierande uteeffekt. Utgående värmebärartemperatur från kondensator regleras mellan 60 och 70 °C beroende på utetemperatur.

Kompressorerna 1-3 är försedda med 4 effektsteg, vilka skall utgöra 25, 50, 75 och 100 % av maximala kapaciteten vid en given driftspunkt. Kompressor 4 är försedd med tre steg, som uppdelats på 33, 66 och 100 %. Samtliga kompressorer är kopplade till ett gemensamt köldmediesystem. Köldmediemängden (R12) uppgår till ca tre ton.



Figur 1.2. Foto på kompressorerna.

1.1.2 Förångare

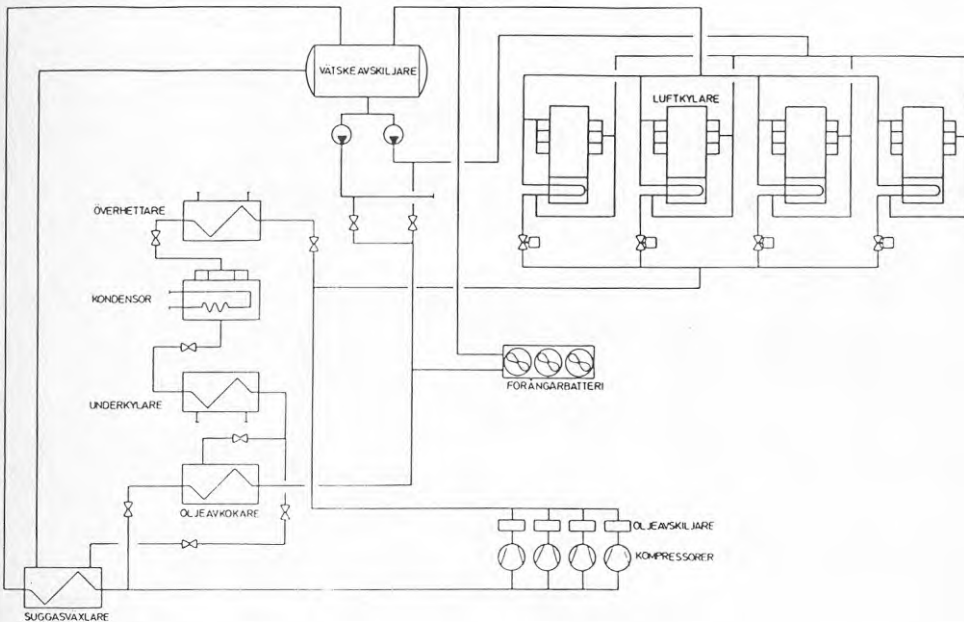
De luftberörda förångarna (luftkylbatterierna) är avsedda för påtryckt strömning och avpassade för utomhusklimat. Förångarna är uppbyggda av kopparrör och aluminiumlameller.

Varje förångare har en separat fläkt, som placerats för ett vertikalt uppåtriktat luftflöde.

Förångarna och fläktarna uppgår till 8 st. Kylkapaciteten beräknas uppgå till 710 kW vid dimensionerande tillstånd, förångningstemperatur $-7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ och kondenseringstemperatur $+65\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Varje förångarbatteri är uppdelat i fyra mindre fördelingsenheter. Det totala luftflödet genom samtliga batterier är dimensionerat för $510\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ eller ca $64\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ per fläkt och batteri.

Anläggningen har så kallad våtförångning, där förångarna är anslutna till en vätskeavskiljare. Köldmedietransport till förångarna sker med cirkulationspump.



Figur 1.3. Kylschema på värmepumpenläggningen.

1.1.3 Avfrostning

Förångarbatterierna avfrostas på olika sätt beroende av utetemperaturen. Vid varm väderlek används s k stoppavfrostning, vilket innebär att köldmedietillförseln stoppas till batteriet och fläkten fortsätter att vara i drift. Den varma luften som sugts genom batteriet smälter då av den is som bildats.

Vid kall väderlek används s k varmgasavfrostning, vilket innebär att den komprimerade varma gasen leds genom batteriet och smälter av isen. Vid varmgasavfrostning stoppas fläkten.

Stoppavfrostning sker då utetemperaturen överstiger +8 °C. Vid utemperaturer under +8 °C nyttjas varmgasavfrostningen.

Avfrostningen styrs genom att man känner tryckdifferensen över förångarbatteriet. Förångarna avfrostas därefter i sekvens efter ett tidur. Om förångaren avfrostas innan tidssekvensens slut, bryter en termostat avfrostningen och avfrostningen startas på nästa förångare.

Den förångare där tryckdifferensen uppgår till det värde, där avfrostning skall påbörjas, inleder hela avfrostningsskedet för samtliga batterier.

1.2 Reglering

Reglering av kompressorkapaciteten sker automatiskt via en elektronisk reglerutrustning. Denna sammanväger utgående värmebärartemperatur, utetemperatur och kompressorernas kondenseringstryck och reglerar in kompressorkapaciteten efter dessa data. Reglerområdet är begränsat till mellan 60 och 70 °C utgående värmebärartemperatur beroende av utetemperatur.

Värmepumpen har dimensionerats för att ensam tillgodose värmebehovet ned till en utetemperatur av +2 °C. I praktiken har det visat sig att den verkliga temperaturgränsen är sänkt till ca 0 °C, vilket är en positiv förändring. Vid lägre utetemperatur startar pannorna successivt. Dessa arbetar då i serie med värmepumpanläggningen. Då utetemperaturen understiger ca -7 °C stoppas värmepumpen och hela värmebehovet tillgodoses av oljepannorna.

Sommartid, då värmebehovet är litet, kan värmepumpanläggningen arbeta utan att förångarbatteriernas fläktar är i drift. Allt eftersom effektbehovet ökar måste fläktarna startas.

Förångningstemperaturen är ca 8 °C lägre än utetempe-
raturen vid full effekt. Det innebär att påfrysning av
is sker på batterierna så att behov av avfrostning
uppstår vid en utetemperatur av +6 à 8 °C och lägre,
beroende av relativa luftfuktigheten.

1.3 Befintlig pannanläggning

Den befintliga anläggningen har ursprungligen dimen-
sionerats för ett effektbehov av 2,8 MW.

I förstudien för installation av värmepump för området
kunde konstateras genom värmevattentemperatur och år-
lig energiförbrukning att effektbehovet var avsevärt
lägre eller maximalt ca 2,1 MW.

Pannanläggningen utgörs av tre pannor, med en märkef-
fekt av ca 1000 kW (850 Mcal/h) som eldas med eo 4.

Oljeförbrukningen under de senaste åren har i genom-
snitt varit ca 600 m³/år.

Pannorna inkopplas och regleras med hjälp av en ef-
fektväljarutrustning.



Figur 1.4. Foto av pumpgrupper.

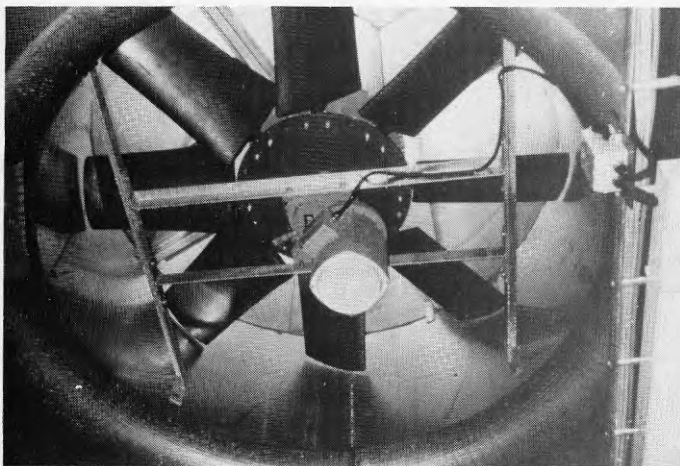
2 SYSTEMETS FUNKTION

Värmepumpanläggningen, som är inkopplad på returledningen före pannorna, dimensionerades för en utgående värmevattentemperatur av max +70 °C. Temperaturen anpassas dock efter behovet, men hålls lägst vid +60 °C.

Eftersom varmvattenberedningen var dimensionerad för en systemtemperatur av 90/70 °C skulle den överförande värmeytan hos befintliga beredare och värmeväxlare bli för liten vid den lägre systemtemperaturen. Värmeöverföringsytan måste därför ökas, varför följande åtgärder vidtogs.

- o En ny värmeväxlare, VVX1, förvärmer inkommande kallvatten till varmvattenberedaren med hjälp av energi från en underkylningsvärmeväxlare på värmepumpanläggningen.
- o Ytterligare värmeväxling till tappvarmvattnet sker med värmevatten (kondensorvärme) via en ny värmeväxlare, VVX2.
- o Den befintliga varmvattenberedareanläggningen utnyttjas för eftervärmning och ackumulering av tappvarmvatten med energi från en hetgasvärmväxlare i värmepumpanläggningen.

Primärkretsen har försetts med en huvudshuntning för att erhålla rätt framledningstemperatur från värmepump och oljepannor. När oljepannor ej är i drift shuntas vattnet förbi dessa. Pannorna har försetts med en gemensam intern cirkulationspump för att returtemperaturen till pannorna ej skall bli för låg med hänsyn till risken för kondensutfällning.



Figur 2.1 Foto på en av fläktarna.

3 MÄTPROGRAM

3.1 Allmänt



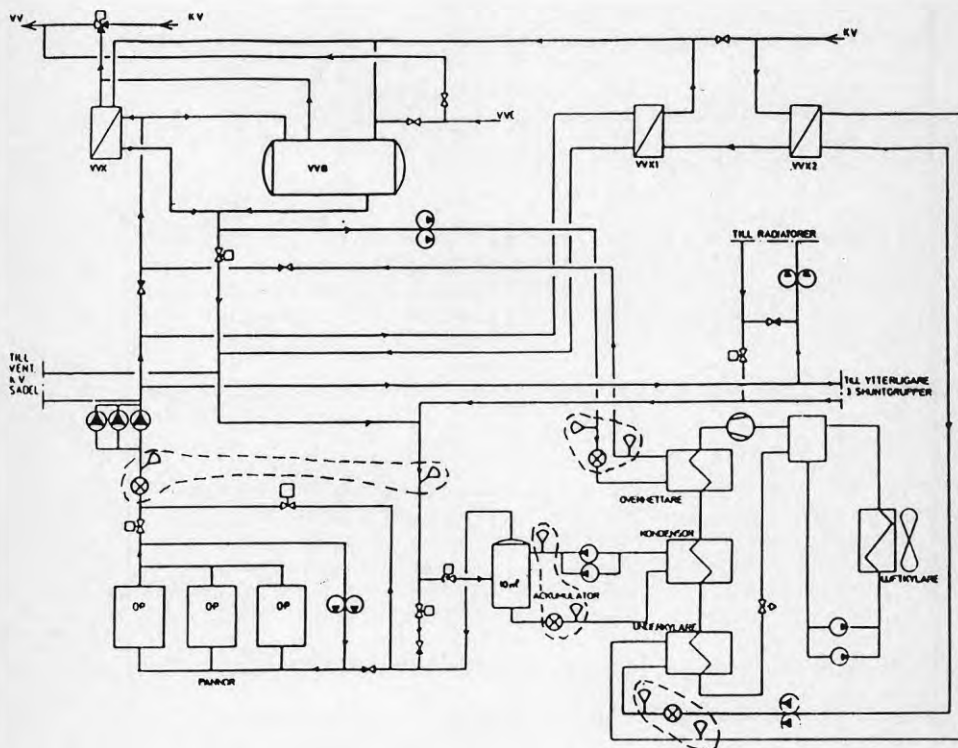
Figur 3.1. Foto över värmepumpcentralen i Brunnsbergsområdet, Varberg.

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 hösten 1983 och kontinuerliga mätningar påbörjades våren 1984. Mätdata har sänkts till SP varje vecka, varefter de analyserats och sammanställts till en månadsrapport.

Genomförandet av mätningarna och utvärderingen har skett i samarbete mellan mättningsansvariga, projektörer, leverantörer och användare.



Figur 3.2. Principschema med markerade mätpunkter.

3.2 Mätutrustning

För att få kunskap om energiflödena i värmepumpanläggningen har en mängd mätutrustning installerats. Med hjälp av denna har mätdata registrerats under ca 1,5 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. Vattenburen värme har registrerats med hjälp av konventionella värmemätare. Datainsamlingsutrustningen har bestått av integratorer och räkneverk så att medelvärden och summor över avläsningsperiodens tidsintervall har kunnat avläsas och beräknas. Energiflöden i anläggningen har registrerats med hjälp av elmätare och värmemätare.

För att underlätta avläsningarna har signaler från värmemätarna sammandragits till en central räkneverkseenhet placerad i värmepumprummet. Där har även övrig mätutrustning såsom elmätare, drifttidsmätare samt integrator för temperatur och relativ luftfuktighet placerats.

Mätdata från följande mätpunkter har registrerats.

Värmeenergier:

- Total energileverans till bostadshuset (oljepanna + värmepump, dock enbart energi från värmepumpens kondensor)
- levererad energi från värmepumpens överhettarvärmväxlare
- levererad energi från värmepumpens kondensor
- levererad energi från värmepumpens underkylare

Elförbrukningar:

- elförbrukning för kompressor 1
- elförbrukning för kompressor 2
- elförbrukning för kompressor 3
- elförbrukning för kompressor 4
- elförbrukning för fläktar till luftkylare

Drifttider:

- kompressorer - varje effektsteg
- luftkylarfläktar för respektive batteri
- avfrostning för respektive batteri

Temperaturer och klimatdata:

- temperaturer mäts på samtliga ställen där värmeenergi registreras
- utetemperatur
- relativ luftfuktighet

3.3 Databehandling

Avläsning av den registrerade 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.

Under vissa perioder har mätdata registrerats i form av timmedelvärden med hjälp av PROM. Under en kallperiod har även minutvärden registrerats på avfrostningssystemet med hjälp av särskild uppmonterad dator (ACUREX). 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.

3.4 Mätnoggrannhet

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

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

Integrerande datainsamlingssystem (EB): på temperaturer är onoggrannheten $< 0,05$ °C respektive 0,1 mV.

Två ingångar kan kombineras för mätning av temperaturskillnad eller tillsammans med en pulsingång för värmemätning.

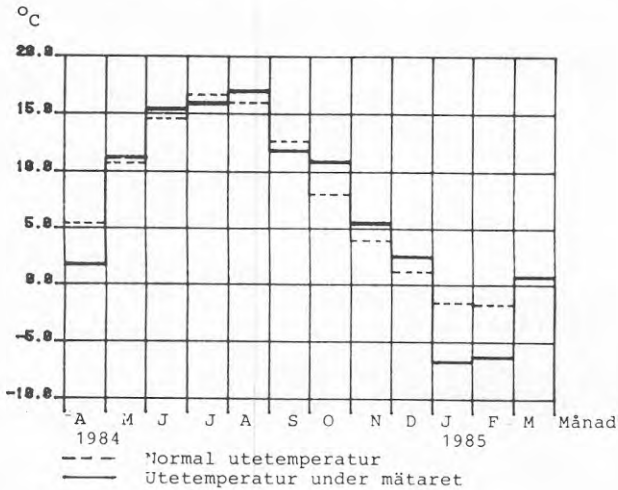
Den senare funktionen ger mycket god noggrannhet vid små temperaturskillnader, bland annat tas hänsyn till vattnets varierande värmekapacitivet.

4 MÄTRESULTAT

4.1 Klimatförhållanden under mätperioden.

Klimatförhållanden under mätperioden uppvisade extrema avvikelser från normala förhållanden (med normala förhållanden avses här SMHI:s statistik mellan 1931-1960 enligt "klimatdata för Sverige").

För att kunna klargöra värmepumpens driftssituation vid normala förhållanden, har här uppmätts kontinuerligt de parametrar som påverkar värmepumpens drift dvs utetemperatur och relativ luftfuktighet.

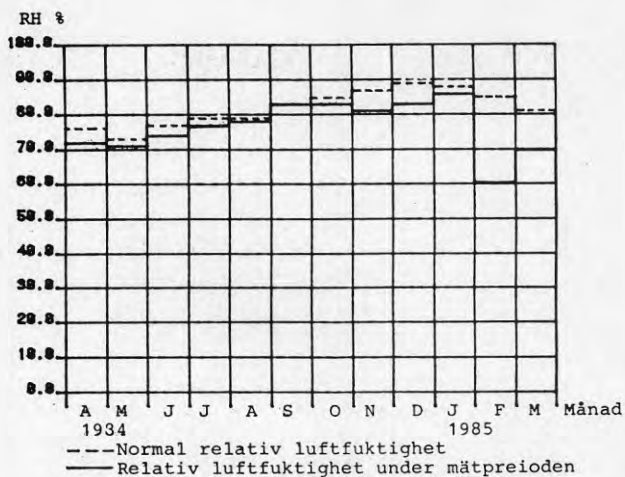


Figur 4.1. Utetemperatur under mätperioden.

Perioden inleddes med en betydligt kallare månad än normalt, medan de efterföljande sommarmånaderna i stort sett blev normala.

Höstmånaderna oktober och november blev betydligt varmare liksom även den inledande vintermånaden. Januari och februari var dock extremt mycket kallare än normalt, vilket gjorde att årsmedeltemperaturen blev nära det normala värdet.

Den relativa luftfuktigheten följde i stort sett normala värden med små avvikelser under de olika månaderna, periodvis var dock variationerna betydligt större. Mätperiodens sista två månader februari och mars 85 visade ett betydligt torrare klimat än normalt till följd av den kalla vintern.

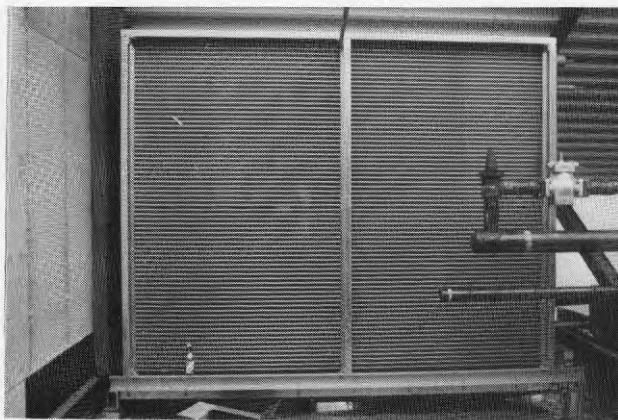


Figur 4.2. Relativ luftfuktighet under respektive månad.

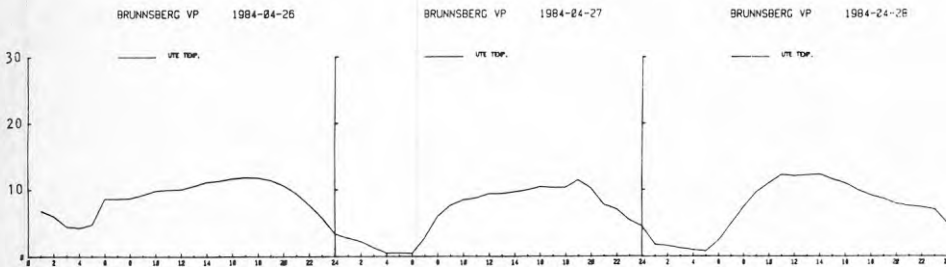
4.2 Periodvis redovisning av systemet

Under vissa tider av mätperioden gjordes intensivmätningar på värmepumpsystemet. Med intensivmätningar menas mätningar som utförs under mycket kort tid och med täta mätintervaller.

Redovisningen baseras dels på mätningar med timmedelvärdet för tiden 26-28 april 1984 och dels minutvärdet den 24 april 85 där avfrostningsfunktionen kontrollerades.



Figur 4.3. Foto på ett batteri under byggnadsskedet.

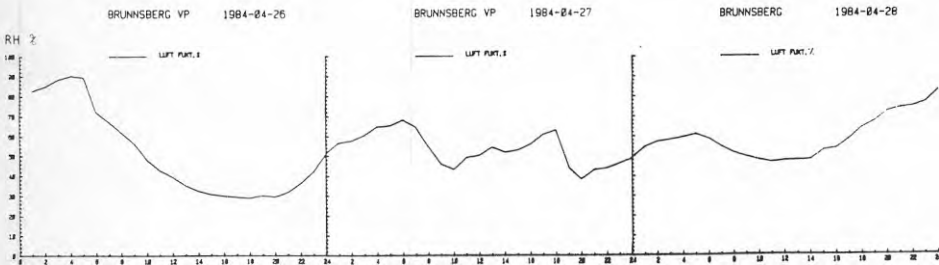


Figur 4.4. Utetemperatur under mätperioden.

Av figuren ovan framgår dygnsvariationen på utetemperaturen under de tre dygnen. Dygnens lägsta utetemperatur uppnås vid 4-tiden på morgonen, medan lägsta värdet mer är beroende av om vädret är klart eller ej.

Vid soligt väder stiger utetemperaturen snabbare till ett högsta värde mitt på dagen, medan vid molnigt väder erhålls en långsammare stigning med ett maximum något senare på dagen.

Naturligtvis är utetemperaturen beroende av flera faktorer, så som vindriktningar, hög- respektive lågtryck etc.



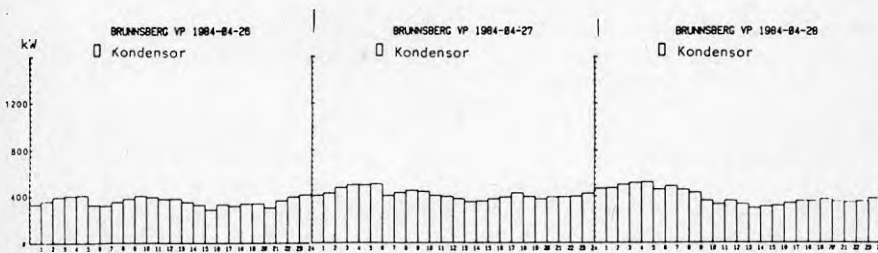
Figur 4.5. Relativ luftfuktighet under mätperioden.

Den relativa luftfuktigheten kan variera kraftigt under ett dygn, vilket framgår av den 26/4, där luftfuktigheten tidigt på morgonen ligger över 90 % för att senare på eftermiddagen sjunka ner till 30 %.

Den relativa luftfuktigheten är normalt störst senare under natten eller tidigt på morgonen, vilket också framgår av värdena för 26 och 28 april. Den 27 får man en höjning av relativa luftfuktigheten mitt på dagen, vilket är ett tecken på väderomslag, exempelvis en lågtryckfront som kommer in.

Värmepumpen kan som bekant avge energi från en kondensator, en underkylare och en hetvärmväxlare. Underkylaren förvärmer inkommande kallvatten, som skall bli tappvarmvatten. Hetgasvärmväxlaren eftervärmer sedan tappvarmvattnet till brukstemperatur.

Kondensorn levererar energi via en ackumulator (utgör buffertlager för att stimulera värmepumpens drift).

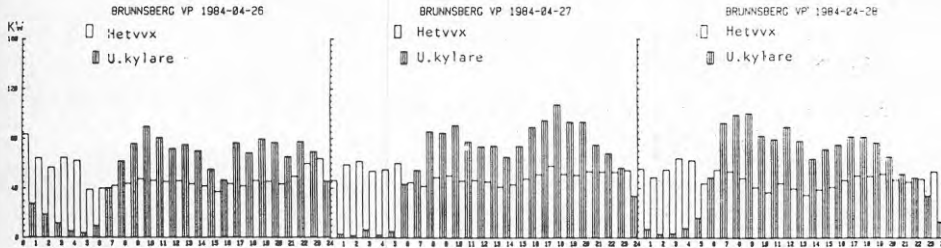


Figur 4.6. Levererad effekt från kondensorn.

Effektbehovet på värmesystemet följer till viss del utetemperaturen. Vid lägre utetemperatur krävs ett större effektbehov, medan det vid stigande utetemperatur krävs lägre effekt.

Variationerna i effektbehovet blir mer markerade vid större variationer på utetemperaturen, vilket framgår av figurerna ovan.

Värmepumparnas effektleverans uppgår till mellan 400 och 500 kW tidigt på morgonen dessa dagar och minskar till ca 300 kW senare på dagen.



Figur 4.7. Effektleverans från hetvärmväxlare och underkylare.

Effektleveransen från hetgasvärmväxlaren ligger relativt konstant dygnet runt, dock kan en viss ökning av effekten märkas då stora tappningar sker. Effektleveransen från hetgasvärmväxlaren varierade mellan 40 och 70 kW under denna mätperiod.

Underkylarens effektleverans är betydligt mer varierande, eftersom den är beroende av tappningsintensiteten. Vid stora tappvarmvattenförbrukningar erhålls också ett stort effektuttag på underkylaren.

Av figuren framgår inte bara effektuttaget under mätperioden, utan också under vilka tider tappvarmvattenförbrukningen är som störst. Mellan midnatt och 6-tiden på morgonen är tappningen ringa, vilket innebär en liten effektleverans ca 5-10 kW för att täcka vvc-förlusterna. Vid 6-tiden ökar tappningen markant för att nå en topp vid 9-11-tiden, effekten uppgår då till ca 100 kW. Mellan 11-15-tiden sjunker återigen tappvarmvattenförbrukningen något, (effekten uppgår då till ca 70 kW), för att vid 15-tiden åter öka till en ny topp vid 16-tiden, effekten uppgår då åter till ca 100 kW. Under kvällen sjunker förbrukningen långsamt fram till midnatt.

Under mätperioden har det relativt låga effektbehovet medfört att inte alla kompressorer har behövt vara i drift, vilket också framgår av figurerna nedan.

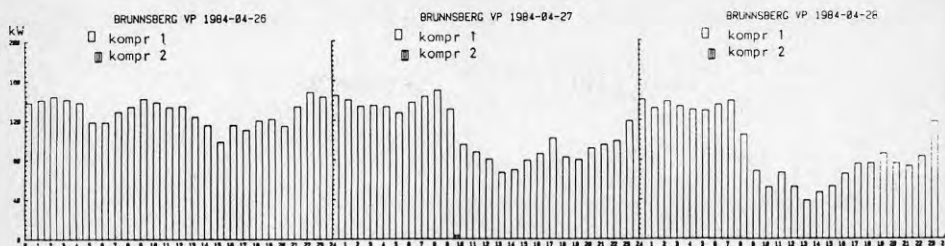


Fig 4.8. Förbrukad eleffekt för kompressor 1 och 2.

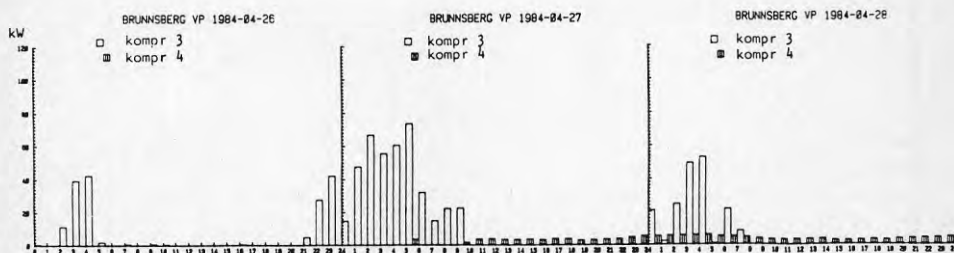


Fig 4.9. Förbrukad eleffekt för kompressor 3 och 4.

Av figurerna ovan framgår att effektbehovet i stort sett täcks av en enda maskin vid rådande utetemperaturer. Vid fullast ligger effektbehovet för kompressormotor 1 till 3 på ca 160 kW, dellasten kan utgöras av dels 75 %, 50 % och 25 % av fullast, vilket således innebär ca 120 kW respektive 80 kW och respektive 40 kW. För kompressor 4 är effektbehovet ca 55 kW vid fullast.

Det är endast då utetemperaturen sjunker ner till en nivå under $+5^{\circ}\text{C}$, som ytterligare en kompressor går in, men då nedlastad.

4.3 Energileveranser under mätperioden

4.3.1 Levererad energi

Värmepumpanläggningen har levererat totalt 3,3 GWh under mätperioden.

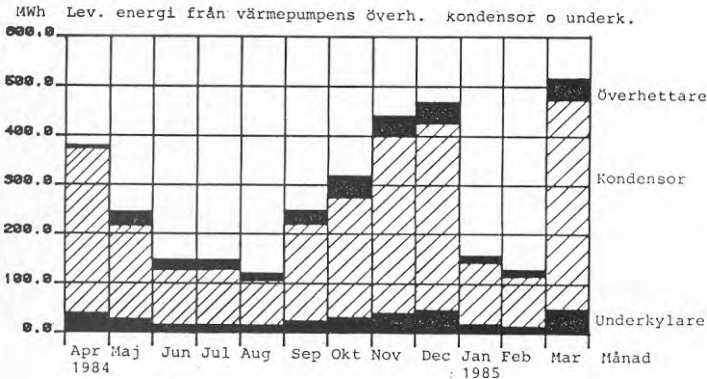
Genom separat mätning på respektive hetgasvärmväxlare, kondensator och underkylare har energileveransen från respektive växlare registrerats.

Hetgasvärmväxlaren levererade totalt 0,34 GWh och underkylaren 0,32 GWh för uppvärmning av tappvarmvatten. Detta utgör vardera 10 % av värmepumpens totala energileverans. Kondensorn levererade totalt 2,6 GWh.

I tabell nedan framgår respektive växlars energileverans under mätperiodens olika månader.

		Mätår 1984										1985		
		A	M	J	J	A	S	O	N	D	J	F	M	
Överhettare	MWh	40	27	15	17	16	25	32	41	46	19	15	50	
Kondensor	MWh	334	188	112	110	89	194	242	358	379	122	100	423	
Underkylare	MWh	6	30	19	19	16	28	45	41	45	16	13	44	

De låga energileveranserna i januari och februari 85 har sin förklaring i de låga utetemperaturerna under dessa månader. Värmepumpen stod helt stilla under långa perioder, vilket ledde till att värmesystemet försågs med energi i huvudsak från oljepannorna.



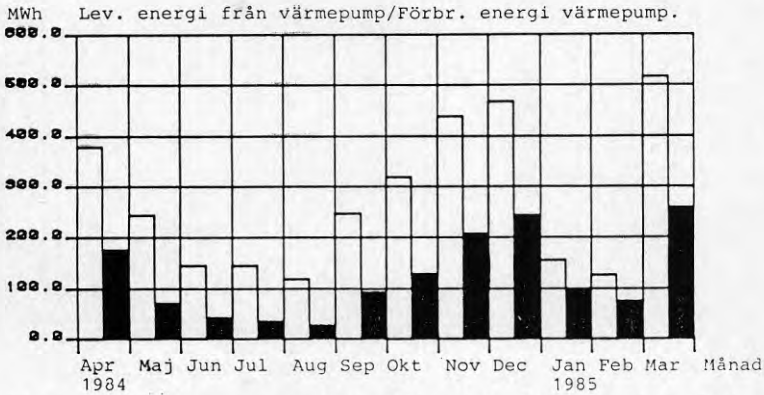
Figur 4.10. Levererad energi från värmepumpens överhettare, kondensor och underkylare.

4.3.2 Drivenergi

För att erhålla ovan redovisade energimängder har drivenergi i form av el krävts bland annat för kompressorer, fläktar, pumpar och styrutrustningen.

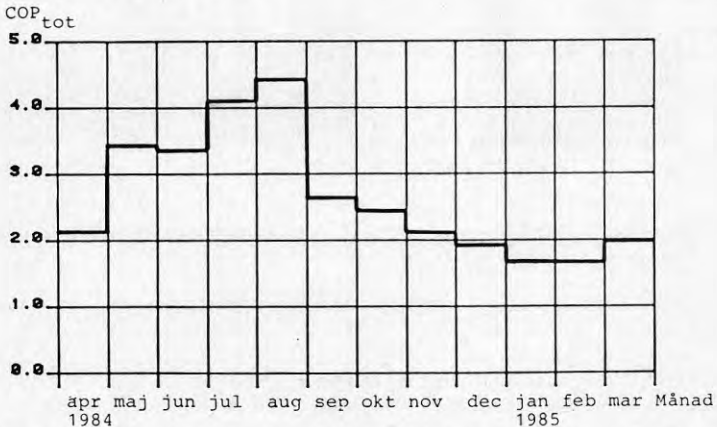
Under mätåret förbrukade kompressorerna totalt 1,2 GWh elenergi och fläktarna 0,22 GWh. Övrig drivenergi, för cirkulationspumpar, styrutrustning etc, vilket kan antas tillhöra värmepumpanläggningen och dess drift beräknas uppgå till ca 0,008 GWh/år.

Totalt har således krävts ca 1,5 GWh elenergi för värmepumpen samt ytterligare ca 0,08 GWh för kringutrustningen.



Figur 4.11. Levererad resp förbrukad energi för värmepump

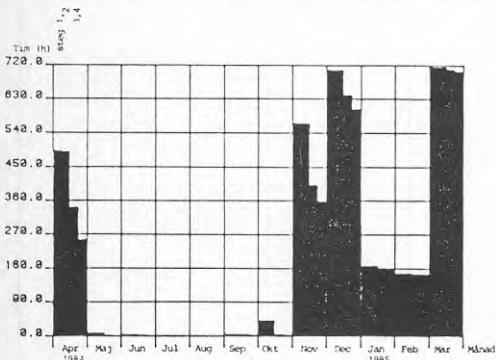
I nedanstående figur visas värmefaktorns variation under mätåret. Den värmefaktor som här redovisas inkluderar värmepumpens totala elförbrukning, dvs inklusive fläktarna. Värmefaktorns månadsvärden har varierat mellan 4,2 och 1,8, vilket gett en årsvärmefaktor av 2,2.



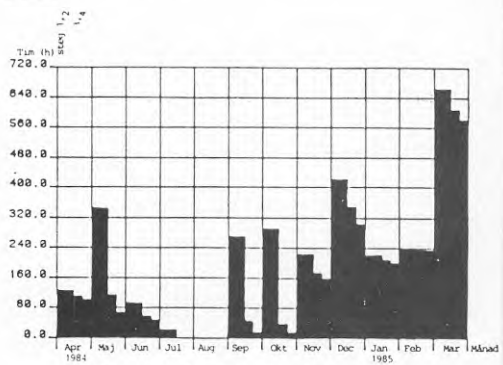
Figur 4.12. Värmefaktorns variation under mätåret.

Som tidigare nämnts är de fyra kompressorerna kapacitetsreglerade i steg. Genom drifttidsmätare på samtliga steg på varje kompressor har drifttiden kunnat registreras. Av figurerna nedan framgår att varje kompressor alltid går med minst 50 % kapacitet när kompressorn är i drift.

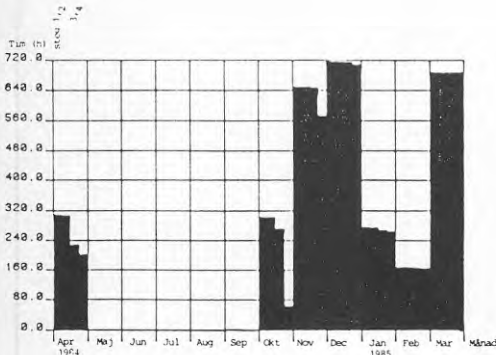
I nedanstående figurserie framstår drifttiden för respektive steg och kompressor.



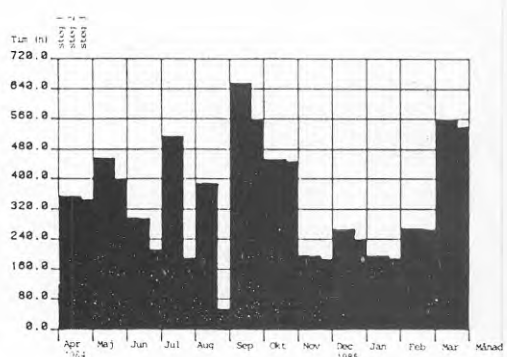
Figur 4.13. Drifttid kompressor 1



Figur 4.14. Drifttid kompressor 2



Figur 4.15. Drifttid kompressor 3



Figur 4.16. Drifttid kompressor 4

Av figurerna framgår att effektbehovet skulle kunna täckas in av en kompressor under ca 7 månader av året.

Kompressor 4, som är den mindre kompressorn, klarar hela behovet under sommarmånaderna. Under de månader när kompressorerna i det närmaste haft 100 % relativ gångtid, kan de återstående procenten förklaras med avfrostningsdrift.

Kompressorernas relativa gångtid (dvs förhållandet mellan kompressorernas drifttid och maximal möjlig drifttid) framgår av nedanstående uppställning.

<u>Kompressor nr</u>	<u>Steg nr</u>	<u>Rel gångtid</u>
1	1	33 %
	2	33 %
	3	28 %
	4	25 %
2	1	33 %
	2	33 %
	3	22 %
	4	20 %
3	1	35 %
	2	35 %
	3	34 %
	4	30 %
4	1	53 %
	2	52 %
	3	41 %

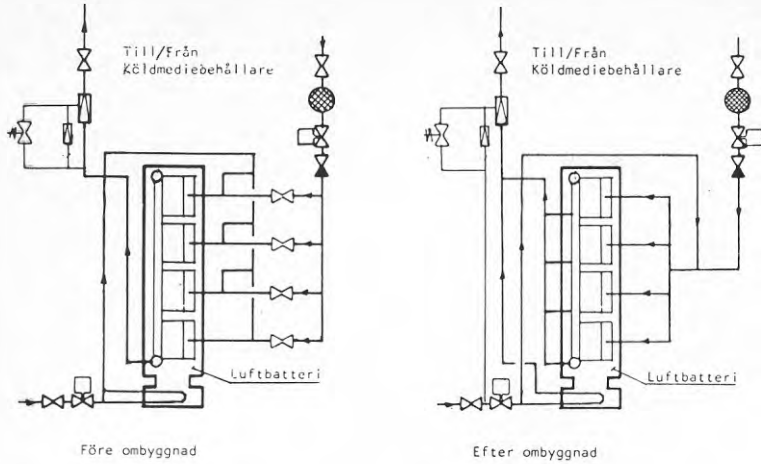
Den relativa gångtiden för kompressorn vid enbart värmeproduktion är dock ca 1-2 procentenheter lägre eftersom kompressorerna under vissa tider går för avfrostning av förångarna. Skillnaden mellan avfrostningstiden och värmedriftstiden har ej kunnat separeras vid mätningarna.

Vid -8°C stannar värmepumpanläggningen helt, dvs i verkligheten kan värmepumpen inte uppnå hela årets drifttid utan bara ca 94 % av tiden.

Drifttiderna för respektive kompressor, steg och månad framgår av bilaga 2.

4.3.3 Avfrostning

Redan tidigt under intrimningsperioden (vintern 83/84) kunde konstateras problem med avfrostning och påfrysning av batterierna. Anledningen till ojämn påfrysning och avfrostning visade sig vara ojämn fördelning av köldmediet genom batteriet.



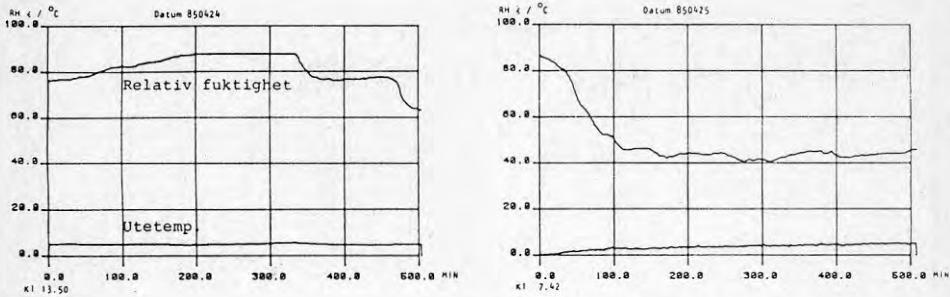
Figur 4.17. Köldmediefördelning över luftkylar batteri före och efter ombyggnad.

Efter ombyggnad av köldmediefördelningen till batterierna enligt ovanstående figur genomfördes en intensivmätning för att kontrollera funktionen. Av figur 4.19 framgår att fördelningen över batteriet var relativt jämn. Däremot kan konstateras att avfrostningscykeln och avfrostningstiden inte fungerade tillfredsställande.

Avfrostningen pågick alltför länge, med tanke på den relativt ringa påfrysningen.

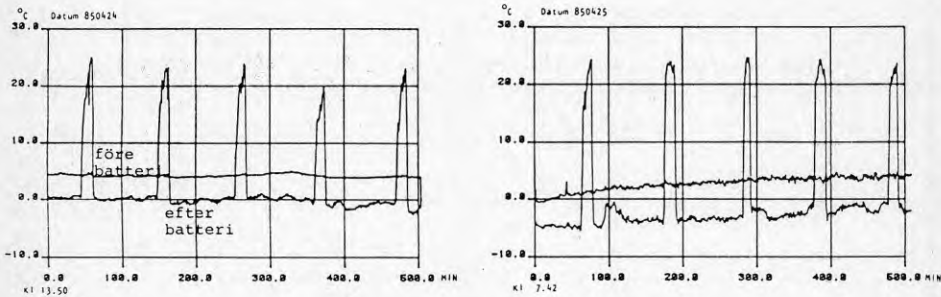
Avfrostningscyklerna kom också för tätt, trots att det vid vissa tillfällen inte ens fanns tendens till påfrysning av batteriets lameller.

Det är naturligtvis oekonomiskt att avfrosta batterierna då ingen påfrysning sker, men samtidigt är det kritiskt att låta det frysa på för mycket på batterierna, eftersom kyleffekten kan minska och förhindra en optimal drift av värmepumpen.



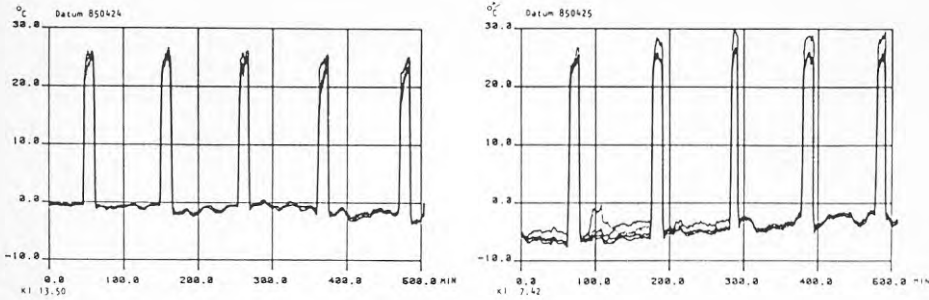
Figur 4.18. Klimatdata under mätperioden.

Utetemperaturen under hela mätperioden ligger relativt konstant på +4 -- +15 °C. Den relativa luftfuktigheten steg sakta under dagen från ca 75 % till ett maximum av ca 90 % senare på eftermiddagen. Senare på kvällen klarnade det sakta upp, vilket också kan märkas på den relativa luftfuktigheten, som snabbt sjönk ned till ca 60 %.



Figur 4.19. Temperatur före och efter batteri.

Av figuren nedan framgår kylkapaciteten över batteriet. Temperaturdifferensen mellan före och efter batteriet uppgår till ca 4,5 °C. Staplarna i kurvan visar när avfrostningen legat inne. Avfrostningstiden framgår av stapelns bredd och avfrostningscykeln av avståndet mellan staplarna. Med ett antaget luftflöde av ca 17,6 m³/s genom batteriet och ovan angivna temperaturdifferens erhålls en kyleffekt på ca 100 kW vid rådande förhållanden.

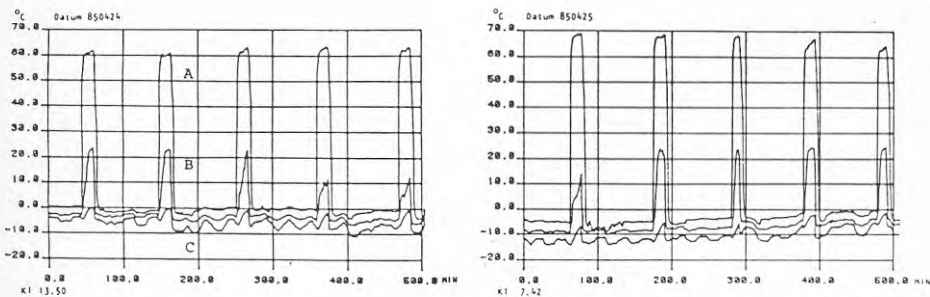


Figur 4.20. Temperaturer på batteriets olika sektioner.

Fördelningen av köldmediet och hetgasen fungerar till synes tillfredsställande.

Av figuren ovan framgår temperaturen på batteriets fyra olika sektioner. Avvikelserna mellan de olika sektionerna är marginella.

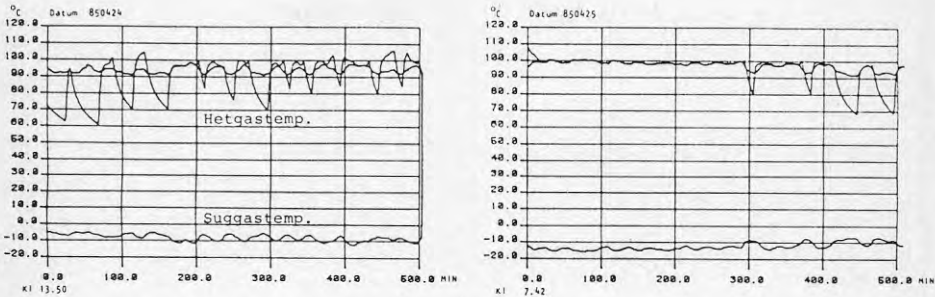
Under mätperioden registrerades även temperaturen på (A) hetgasledningen före luftkylaren (vid avfrostning), och (B) hetgasledningen efter luftkylaren (vid avfrostning) samt (C) vätskeledning före luftkylare (vid normal drift). Av figur 4.20 framgår hur hetgasen kyls genom batteriet vid avfrostningen.



Figur 4.21. Temperaturer på gas- och vätskeledningar vid avfrostning.

Under samma tidsperiod gjordes även intensivmätningar på kompressorerna. På två av kompressorerna (1 och 2) mättes tryckrörstemperaturen efter kompressorn samt sugrörstemperaturen före kompressor 1.

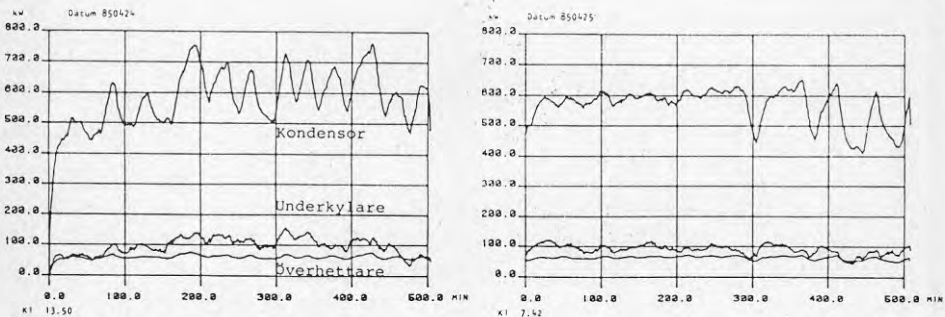
Under mätperioden uppmättes dessutom fram- och returledningstemperaturer från respektive värmeväxlare samt flöden, vilket innebär att effektleveransen kunde bestämmas.



Figur 4.22. Temperaturer på tryckrör för kompressor 1 och 2.

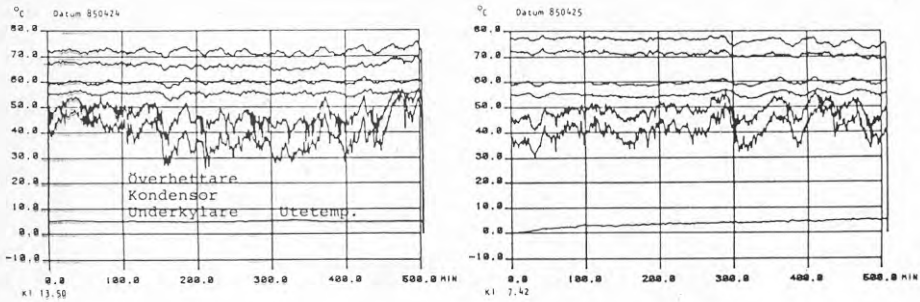
Av figuren framgår hur kompressor 2 lastar ner periodvis under mätperioden

Nedlastningen av kompressor 2 märks även på levererad effekt, främst från kondensorn men även från underkylaren och överhettaren, fast i mindre grad.



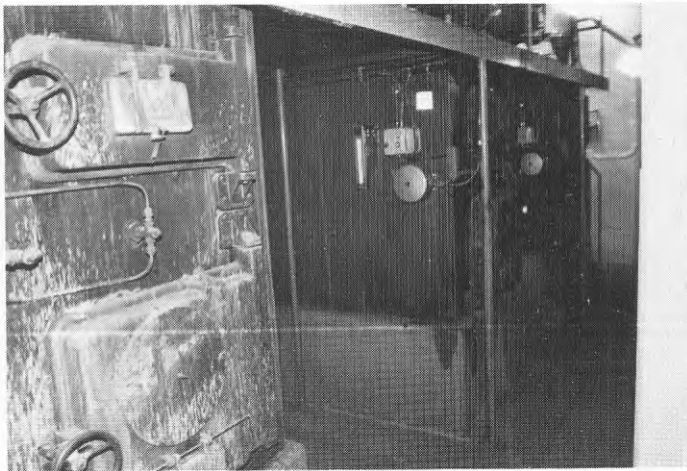
Figur 4.23. Levererad effekt från kondensör, underkylare och överhettare.

Under mätperioden låg temperaturen på inkommande respektive utgående vatten från överhettaren på ca 72 °C respektive ca 67 °C. temperaturerna från kondensorn på ca 60 °C respektive 55 °C och temperaturerna från underkylaren (varierar kraftigt) i genomsnitt på ca 45 °C respektive 38 °C. Temperaturförändringarna är relativt små när kompressorn lastar ner, men kan ändå tydas relativt klart i nedanstående kurvor, speciellt på fram- och returtemperatur från underkylaren.



Figur 4.24. Temperaturer till och från överhettare, kondensör och underkylare.

4.4 Befintlig pannanläggning



Figur 4.25. Foto på befintlig pannanläggning.

Den befintliga pannanläggningen nyttjas för att dels spetsa den basenergi som levereras från värmepump-
anläggningen och dels betjäna värmesystemet då värme-
pumparna ej kan vara i drift på grund av låga utetem-
peraturer eller annat stillestånd.

Samtliga tre pannor arbetar i systemet större delen av
året men är helt avstängda under juli och augusti.
Pannorna 2 och 3 är dessutom avstängda i juni.

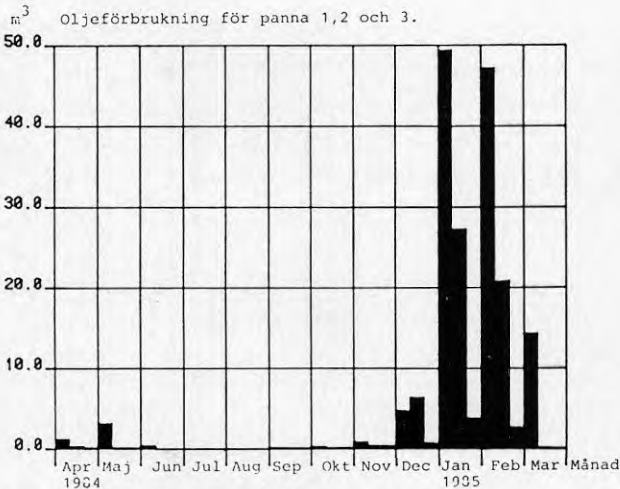
Av mätresultaten framgår klart, att en panna under normala förhållanden klarar att täcka hela behovet av tillsatsvärme.

Med tanke på värmepumparnas drift visar det sig tydligt att värmepumparna skulle klarat hela behovet utom i januari, februari och mars 1985, dvs under övriga månader under mätåret har oljepannedriften varit onödig och medfört en merförbrukning av ca 20 m³ olja för mätåret.

Totalt förbrukades 186 m³ olja under mätåret, varvid merparten av förbrukningen skedde under januari och februari 1985.

Förbrukningen för respektive panna uppgick till följande.

Panna 1	122 m ³ olja
Panna 2	56 m ³ olja
Panna 3	8 m ³ olja



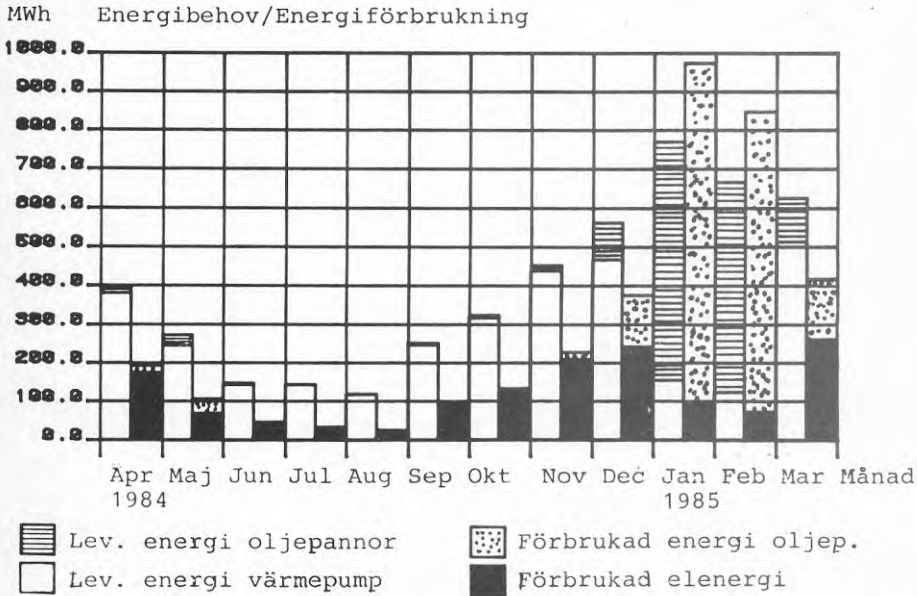
Figur 4.26. Oljeförbrukning för respektive panna under mätåret.

Av figuren framgår att relativt liten tillskottsenergi från oljepannorna skulle krävs, under normala klimatförutsättningar. Detta ger också belägg för att man bör eftersträva att så långt möjligt enbart utnyttja en panna och därmed minska pannförlusterna.

4.5 Sammanställning av hela värmesystemet

Totalt har levererats ca 4,7 GWh till värmesystemet från oljepannorna och värmepumparna. (För oljepannorna har då kalkylerats en medelverkningsgrad av 70 %.)

Av dessa 4,7 GWh har värmepumpanläggningen producerat ca 70 % eller ca 3,3 GWh och resterande 30 % eller 1,4 GWh kommer från pannorna.



Figur 4.27. Månadssammanställning av levererad och förbrukad energi under mätåret.

Av figuren ovan framgår att värmepumpanläggningen normalt klarar hela värmebehovet under större delen av året.

Problemen uppstår dock när utetemperaturen sjunker. Framledningstemperaturen ökar samtidigt som förångningstemperaturen sjunker i värmepumpen. Värmepumpens temperaturlyft blir orimligt högt och medför större slitage på kompressorer och övriga komponenter. Dessutom krävs avfrostning allt oftare.

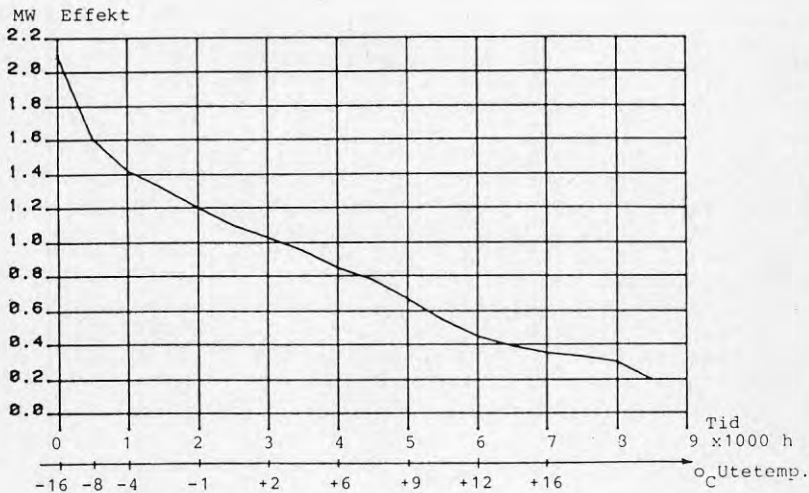
Vid lägre temperaturer blir det därför nödvändigt att oljepannorna går in i stället för värmepumpen. Vid extremt låga utetemperaturer är framledningstemperaturen för hög för att värmepumpen skall kunna lyfta till denna nivå. Samtidigt blir också returtemperaturen på värmesystemet för hög för värmepumpen att arbeta med.

För att ge en något tydligare bild på hur värmepumpdriften och oljepannedriften beter sig under ett år, måste hänsyn tas till effektbehovets variation med utetemperatur. För att klara detta har effektbehovet lagts in i ett varaktighetsdiagram.

Effektbehovet varierar med utetemperatur men påverkas också väsentligt av vind, solstrålning och relativ luftfuktighet.

För att kunna dimensionera en lämplig värmepumpanläggning är det nödvändigt att känna till effektbehovet. I Brunnsbergsområdet beräknades effektbehovet vid olika utetemperaturer, där effektbehovet baserades på de senare årens oljeförbrukning.

I nedanstående varaktighetsdiagram framgår bruttoeffektbehovet vid olika utetemperaturer.

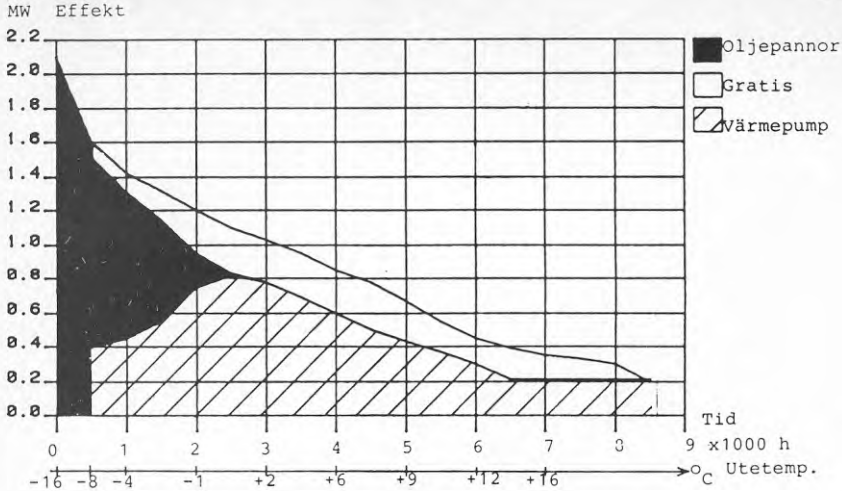


Figur 4.28. Varaktighetsdiagram på effektbehovet.

Nettoeffekten, eller nyttiggjorda effektbehovet, är något lägre än ovanstående kurva, beroende av oljepannornas verkningsgrad.

Pannverkningsgraden har ej tidigare registrerats men har uppgått till mellan 70 och 75 % under mätperioden.

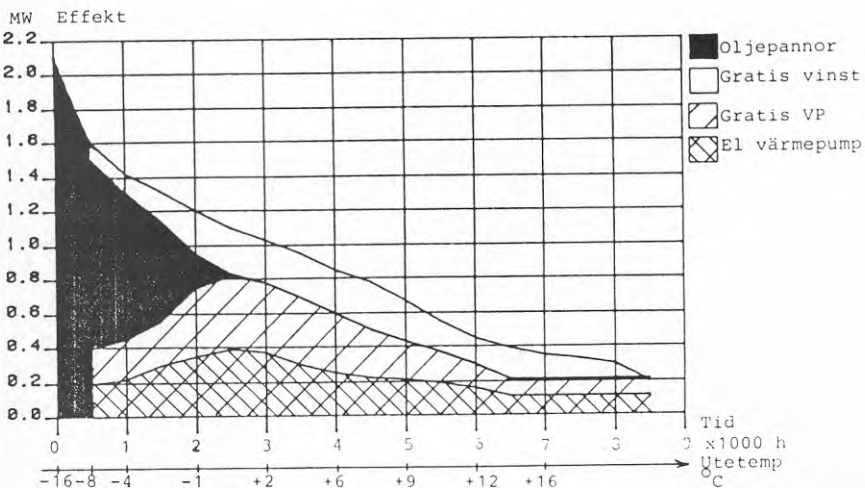
I projekteringsskedet kalkylerades med att värmepumpen skulle klara hela effektbehovet ner till 2 °C. Under mätåret visade det sig dock att värmepumpanläggningen i stort sett klarar hela effektbehovet ner till ± 0 °C. Vid lägre utetemperaturer än -8 °C stoppas värmepumpen helt och oljepannorna svarar för hela effektleveransen. Värmepumpens arbetsområde framgår i varaktighetsdiagrammet nedan.



Figur 4.29. Värmepumpens arbetsområde.

Vitmarkerad yta i ovanstående diagram visar den besparing som erhålls genom att oljepannorna ej används, dvs motsvarar oljepannornas verkningsgrad.

Genom att markera värmepumpanläggningens driveffekt (vilket har gjorts genom att anta att årsmedelvärmefaktorn gäller vid samtliga effekter på värmepumpens effektkurva) kan hela värmeanläggningens energibesparing visas. I nedanstående varaktighetsdiagram framgår energibesparingen av det vita fältet. Det undre vita fältet visar enbart värmepumpens energibesparing, det övre visar energibesparing vid övergång från befintlig oljepannedrift till värmepumpsdrift, utgörs främst av oljepannornas verkningsgrad.



Figur 4.30. Hela värmesystemets besparing.

5 EKONOMI

Den totala investeringen inklusive konsultarvode har uppgått till 5,9 miljoner kronor. Härav har ett lån på 5,5 miljoner kronor erhållits från BFR, vilket Stiftelsen Hyresfastigheter i Varberg får disponera ränte- och amorteringsfritt under utvärderingsperioden.

BFR (Byggeforskningsrådet) har dessutom lämnat bidrag till förstudie och utvärdering.

En tidigare driftsstatistik visade att oljeförbrukningen i genomsnitt uppgått till ca 700 m³ per år. Under mitten av 1970-talet gjordes energisparåtgärder i syfte att sänka oljeförbrukningen. Dessa åtgärder medförde att den årliga genomsnittliga oljeförbrukningen sjönk från ca 700 m³ per år till ca 600 m³ per år. Genom värmepumpanläggningen beräknades oljeförbrukningen reduceras till 250 m³/år, men samtidigt tillkommer en elförbrukning av 900 MWh/år.

Under mätåret april 84 till mars 85 reducerades emellertid oljeförbrukningen med ca 414 m³ olja, samtidigt som en elförbrukning på 1 461 kWh/mätår tillkom.

De ekonomiska kalkylerna i förstudien baserades på ett oljepris av 2 000 kr/m³. Kostnaden för el var fördelad på effektavgifter och energikostnader etc och genomsnittspriset blev 236 kr/MWh inklusive effektavgifter.

Under mätåret varierade oljepriset något, men bedöms i genomsnitt ha uppgått till 2 500 kronor/m³. Elkostnaden fördelades på en fast avgift på 66 360 kronor och en energikostnad, fördelad på dels en sommar- och en vintertaxa samt dels en dag- och nattaxa under vinterperioden. Sommartaxan på 192 kr/MWh tillämpas mellan 1 april och 31 oktober.

Vintertaxan används således mellan 1 november och 31 mars, då energikostnaden uppgår till 327 kr/MWh mellan kl 06.00 och 22.00 och 202 kr/MWh mellan kl 22.00 och 06.00.

Elenergiförbrukningen mellan 1 april och 31 oktober uppgick till 578,1 MWh och mellan 1 nov och 31 mars till 883,5 MWh.

Om värmepumpens drift under vinterfallet antas vara lika fördelad under natt- och dagtid, erhålls 441,8 MWh för respektive natt- och dagtid.

För att få en mer rättvis bedömning av ekonomin för hela anläggningen bortser vi från BFR-lånets fördelar under de inledande mät- och utvärderingsåren.

I ett tidigare skede kalkylerades med en 15 % realränta och 9 % inflation, vilket ger 6 % kalkylränta. Den vägda avskrivningstiden för byggnad, pumpar etc är 22 år, vilket ger annuiteten 8,3 %.

Den exakta underhållskostnaden har ej kunnat fastställas, men brukar normalt uppgå till ca 2 % av initialkostnaden. Den verkliga initialkostnaden är dock något lägre än här angivet, eftersom även konsultkostnader etc innefattas i de 5.9 miljonerna.

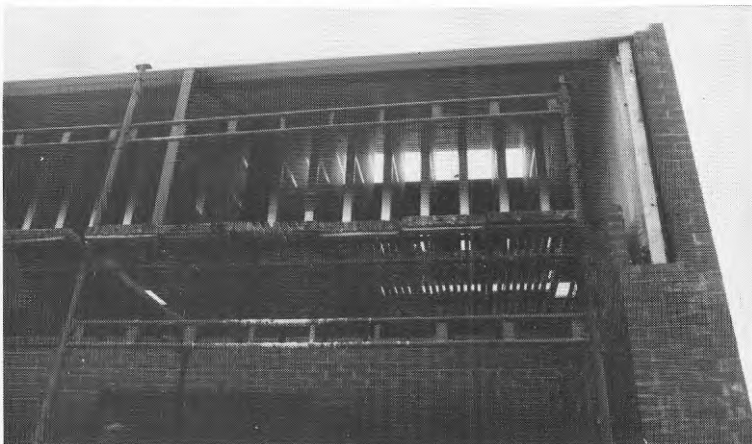
Med ovan angivna data kan därmed följande ekonomiska kalkyl sammanställas för mätåret.

	Tidigare befintlig anläggning	Värmepump-anläggning under mätåret
Oljekostnader	(600 m ³) 1 500 000	(186 m ³) 465 000
Elkostnad		
Fast avgift		66 000
Elenergikostnad		(578,1 MWh) 111 000 (441,8 MWh) 89 000 (441,8 MWh) 145 000
Kapitalkostnad		489 700
Underhållskostnad		118 000
Summa års-kostnader kr	1 500 000	1 483 700

Därmed framgår att besparingen under mätåret har uppgått till ca 16 000 kronor/år.

Till följd av BFR-lånet på 5,5 miljoner kronor belastas ej anläggningen av denna kapitalkostnad under mät- och utvärderingstiden, vilket medför att besparingen under denna tid uppgår till ca 473 000 kronor/år.

Skillnaden i driftkostnad mellan den nya och den gamla anläggningen har alltså varit 506 000 kronor under mätåret, vilket ger en pay-off tid på ca 11,5 år.



Figur 5.1 Montering av ljudbafflar under byggperioden.

LEVERERAD OCH FÖRBRUKAD ENERGI AV VÄRMEPUMP- OCH
PANNANLÄGGNING UNDER MÄTÅRET



Foto på ackumulator
efter färdig installa-
tion.

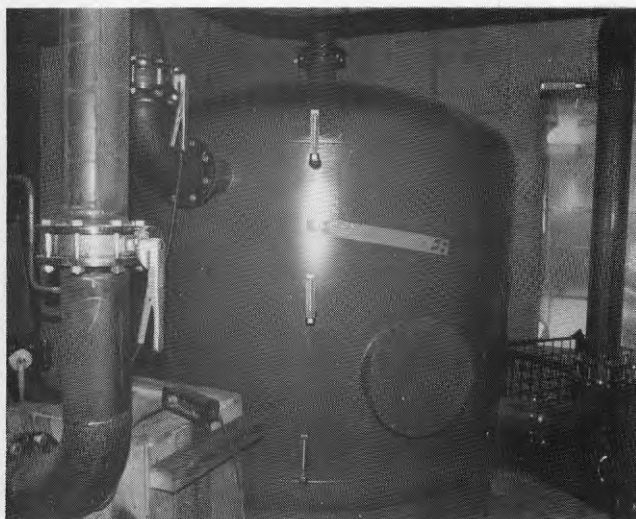


Foto på ackumu-
lator under bygg-
perioden.

BRUNNSBERG I VARBERG - UTELUFTSVÄRMEPUMPANLÄGGNING

	1984				1985				Totalt				
	Apr	Maj	Jun	Jul	Aug	Sep	Oktober	Nov		Dec	Jan	Feb	Mar
Lev från värmepumpens hetvärmväxlare	MWh 39,7	27,3	15,0	17,3	15,5	25,4	32,1	41,2	46,2	18,6	14,6	49,8	342,7
Lev från värmepumpens kondensator	MWh 334,0	187,7	111,5	109,6	89,1	194,3	241,5	357,7	378,7	121,6	99,6	423,1	2648,4
Lev från värmepumpens underkylare	MWh 6,1	30,2	19,3	19,1	15,6	28,1	45,3	41,1	44,8	16,1	12,6	43,8	322,1
Totalt lev från värmepump	MWh 379,8	245,2	145,8	146,0	120,2	247,8	318,9	440,0	469,7	156,3	126,8	516,7	3313,2
Drivenergi för värmepump inkl fläktar	MWh 177,3	71,4	43,5	35,6	27,1	93,6	129,6	209,0	244,3	94,4	76,7	259,1	1461,6
COP TOT	2,1	3,4	4,1	4,4	4,4	2,6	2,5	2,1	1,9	1,7	1,6	2,0	2,3
Drivenergi värmepumpar	MWh 154,0	55,2	34,8	25,1	17,9	70,1	102,4	184,2	217,5	82,4	66,2	233,8	1243,6
Drivenergi fläktar	MWh 23,3	16,2	8,7	10,5	9,2	23,5	27,2	24,8	26,8	12,0	10,5	25,3	218,0
Fläktarnas procentandel av total drivenergi	13	23	20	29	34	25	21	12	11	13	14	10	15
Utetemperatur	°C 1,7	11,1	15,4	15,9	17,0	11,8	10,8	5,5	2,4	-6,7	-6,2	0,8	6,6
Relativ fuktighet (RH)	% -	61	70	72	73	77	80	78	83	83	81	84	76
PANNCENTRAL													
Förbrukad olja panna 1	m ³ 1,215	3,165	0,415	0	0	0,220	0,250	0,900	4,770	49,420	47,225	14,290	121,9
Förbrukad olja panna 2	m ³ 0,280	0,105	0	0	0	0,100	0,130	0,375	6,430	27,335	20,800	0,150	55,7
Förbrukad olja panna 3	m ³ 0,105	0,140	0	0	0	0,120	0,160	0,435	0,775	3,820	2,735	0,115	8,4
Total förbrukning olja pannor	m ³ 1,600	3,410	0,415	0	0	0,440	0,540	1,710	11,975	80,575	70,760	14,555	186,0
Total förbrukning olja pannor (10916)	MWh 17,5	37,2	4,5	0	0	4,8	5,9	18,7	130,7	879,6	772,4	158,9	2,030,2

DRIFTTIDER FÖR RESPEKTIVE STEG I DE OLIKA KOMPRESSORERNA
UNDER MÄTÄRET

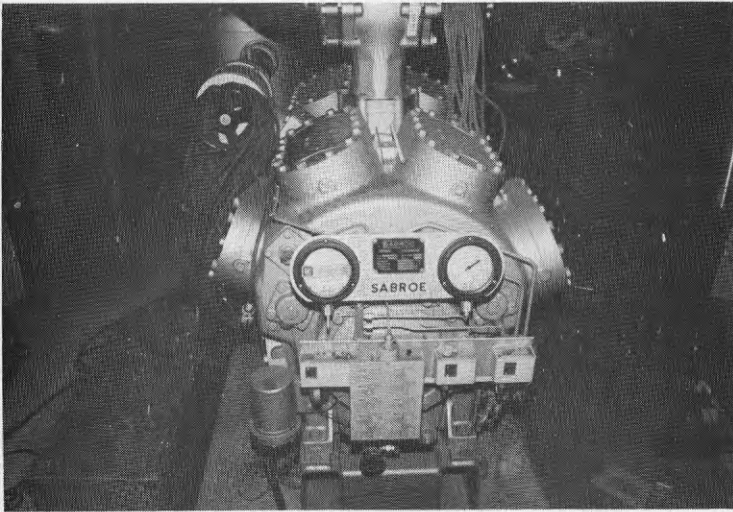


Foto på en av kompressorerna under byggperioden.

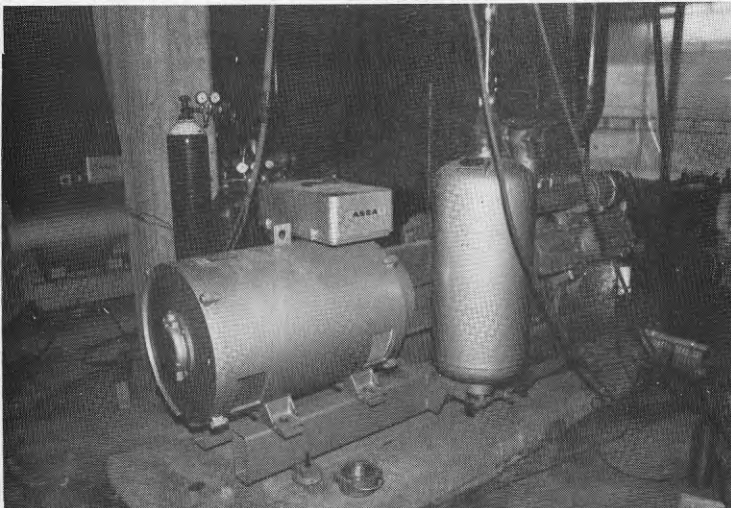


Foto på kompressorns elmotor.

BRUNNBERG I VARBERG - UTELUFTSVÄRMEPUMPANLÄGGNING

Drifftider för respektive steg i de olika kompressorerna under mätåret.

	1984												Totalt
	Apr	Maj	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dec	Jan	Feb	Mar	
Drifftid kompressor 1													
- steg 1	491,0	7,2	3,4	0	0	3,7	41,6	565,9	707,7	186,9	166,8	716,1	2890,3
- steg 2	489,4	7,2	2,4	0	0	3,7	41,4	565,8	707,7	186,9	166,8	716,1	2887,4
- steg 3	341,8	1,0	1,5	0	0	2,5	2,2	400,6	640,6	181,5	165,9	709,7	2447,3
- steg 4	257,7	0,1	0,5	0	0	1,7	1,1	356,3	603,5	175,9	165,4	703,9	2266,1
Drifftid kompressor 2													
- steg 1	125,3	344,7	93,1	22,2	0,2	271,6	292,6	224,1	421,8	221,5	239,9	664,8	2921,8
- steg 2	124,8	344,0	91,9	21,9	0,2	271,6	292,2	224,1	421,7	221,4	239,9	664,8	2918,5
- steg 3	110,8	114,1	57,8	0	0	44,8	37,2	173,8	342,7	209,5	238,1	608,1	1936,9
- steg 4	102,1	66,7	47,8	0	0	16,3	13,8	157,5	304,1	201,6	235,3	581,1	1726,3
Drifftid kompressor 3													
- steg 1	308,0	0,1	0,5	0	0	0,8	302,8	649,2	714,6	274,6	166,6	688,1	3105,3
- steg 2	306,7	0,1	0,4	0	0	0,8	302,8	649,2	714,6	274,5	166,6	688,1	3104,9
- steg 3	228,5	0,05	0,2	0	0	0,5	271,9	647,4	714,4	268,3	165,1	688,0	2984,4
- steg 4	202,5	0,05	0,2	0	0	0,5	63,9	573,2	709,1	264,5	164,3	687,6	2665,8
Drifftid kompressor 4													
- steg 1	354,1	456,4	295,6	514,6	385,5	655,4	451,6	196,8	266,2	196,8	268,8	557,4	4599,2
- steg 2	354,0	456,4	295,4	514,2	385,3	655,3	451,6	196,5	266,2	196,8	268,8	557,4	4597,9
- steg 3	345,9	398,8	212,2	190,0	55,4	556,1	447,5	188,5	237,8	190,1	266,3	539,7	3628,3

AVFROSTNINGSTIDER FÖR RESPEKTIVE KYLBATTERI UNDER MÄTÄRET



Montering av luftkylbatterier under bygghetiden.



Ljudbafflarnas placering utanför luftkylbatterierna

3RUNNSBERG I VARBERG - UTELUFTSVÄRMEPUMPANLÄGGNING

AVFROSTNINGSTIDER

Savf = stoppavfrostning
 Vavf = varmgasavfrostning

Drifftider i h

	April	Maj	Jun	Jul	Aug	Sep	Oktober	Nov	Dec	Jan	Feb	Mar	Totalt
Batt 1	Savf 15,70 29,10	5,09 3,53	0,84 0	0,26 0	0,36 0	15,00 4,67	29,63 4,48	7,19 52,75	0,54 95,96	0 69,71	0 3,77	0 44,90	74,61 308,87
Batt 2	Savf 14,19 39,73	4,95 3,65	0,53 0	0,26 0	0 0	15,00 3,26	31,70 2,45	8,27 51,74	0,55 96,50	0 43,58	0 67,33	0 90,51	75,45 398,75
Batt 3	Savf 13,08 39,92	4,81 3,79	0,40 0	0,26 0	0 0	15,00 3,21	32,42 1,94	7,89 51,58	0,64 96,43	0 25,47	0 52,99	0 89,98	74,50 365,31
Batt 4	Savf 13,14 39,23	4,37 4,13	0,26 0	0,26 0	0 0	13,23 0,72	30,29 0,63	7,12 18,04	0,58 32,97	0 28,08	0 29,16	0 133,79	69,29 286,75
Batt 5	Savf 14,12 38,80	11,31 3,45	0,26 0	0,26 0	0 0	12,81 2,92	3,94 1,32	2,31 22,23	0,55 96,26	0 38,62	0 40,89	0 101,61	45,56 346,10
Batt 6	Savf 13,96 42,38	11,64 5,15	0,26 0	0,26 0	0 0	12,83 3,74	29,11 4,30	7,08 49,14	0,55 96,80	0 35,94	0 37,04	0 102,12	75,69 376,61
Batt 7	Savf 14,35 41,19	12,38 3,81	0,26 0	0,26 0	0 0	12,83 3,56	28,48 4,11	6,82 46,10	0,55 96,82	0 34,88	0 36,35	0 102,17	75,93 368,99
Batt 8	Savf 11,94 41,95	12,59 3,95	0,26 0	0,26 0	0 0	12,90 4,16	28,82 4,80	6,25 51,94	0,54 96,86	0 33,69	0 36,55	0 102,84	73,56 376,74

UTDRAG UR LOGGBOK

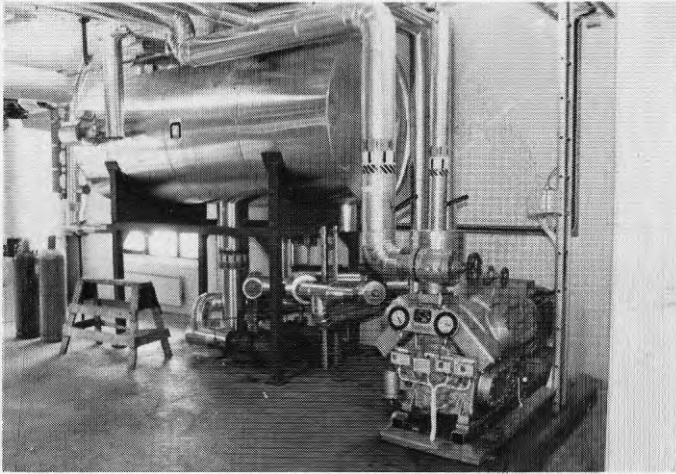


Foto på köldmediebehållaren i värmepumphuset.



Vy över pump- och shuntgrupper i panncentral.

UTDRAG UR LOGGBOK

<u>Datum</u>	<u>Anm</u>
1983	
14/10	Start av mätningar
10/11	Start efter reparation
30/11	Stopp på grund av kyla
30/11	Självstart
30/11	Stopp på grund av kyla
1/12	Startat under natten
9/12	Stopp på grund av kyla
19/12	Packbox gått på 2:ans kompressor
19/12	Endast en kompressor kan köras p g a lågt tryck och dålig avfrostning
1984	
10/1	Anläggningen stängs av för ombyggnad av förångarna
9/2	Återstart efter ombyggnad
7/3	Olja försvunnit ur VP4
10/3	VP4 stängs av p g a oljeförlust
20/3	Anläggningen stängs av p g a läckage på tryckledning
22/3	Återstart
5/4	Läckage på varmgasavfrostningen vid ett batteri. Anläggningen körs med max 50 % drift.
7/4	Oljeläckage VP2
11/4	Anläggningen körs till 100 % igen
12/4	Packbox i VP3 trasig
14/4	Packbox i VP3 trasig
26/4	4 fläktar stått still några dagar p g a trasiga säkringar
2/5	VP4 löser ut på motorskydd
3/5	Ny typ av packbox provas på VP3
3/5	50 % drift
19/5	VP4 löser ut på motorskydd trots max 50 % drift
9/6	Stopp av 2 fläktar p g a problem med snäckväxel
3/7	Fläktarna plockas ner - hjulen hade lossnat på axeln

5/9	Trasiga säkringar
28/9	Fläkt 5 stannat p g a lager
18/10	VP4 - oljeläckage
6/11	VP3 lågt oljetryck. Enbart VP1 och VP2 i drift
6/11	Säkringar trasiga till fläktar 1-4
8/11	Byte av packbox och termostat VP4
16/11	VP2 löst ut p g a lågt oljetryck
22/11	Reparation av fläkt 6
23/11	Reläbyte till fläktarna
1985	
2/1	Freonläckage vid VP3, anläggningen stoppas
3/1	Oljeläckage VP3, packbox trasig
4/1	Oljeläckage VP4, packbox trasig
31/1	VP 3 stoppat p g a lågt oljetryck
5/2	VP3 stoppat p g a lågt oljetryck
11/1-5/2	Påfyllt 700 kg freon
5/2	Fläkt 1 ur funktion, slirar på axel
21/2	Påfyllt ytterligare 700 kg freon
21/2	Återluftsaggr återstartas efter 2 månader
25/2	VP1 lågt tryck
25/2	VP3 hög temperatur på olja
12/3	Fläkt 1, 6 och 7 lagade, byte av meter. Fläktblad på fläkt 7 utslitna p g a att motorn halkat ned
4/4	Fläktar 1-4 löst ut
2/5	Säkringar till avfrostning för fläkt 1-4 går ett par gånger i veckan, anläggningen körs därför med 50 % drift
25/7	Säkringar till fläktar 1-4 går alltid. Byte av 2 magnetventiler
26/7	Motorer till fläktar 1, 6, 7 och 8 går ej. slirar troligen i reduceringsväxlarna
6/8	Säkring till VP2 går sönder när maskinen skall koppla ur från 50 % till stopp
20/9	Freonläckage vid VP4 vid backventil
14-17/10	Maskinerna avstängda p g a service och oljebyte
17/10	Säkring sönder till fläktar 5-8 + freonpump
21/10	Fläkt 3 på plats igen
23/10	2 st säkringar sönder igen
24/10	Hög temperatur på olja i VP1

- 24/10 Hög temperatur på olja VP2
VP4 löst ut för högt tryck
Säkring löst ut
- 4/11 Lågt tryck VP1, 2 och 3
Hög temperatur på olja VP4
Motorskydd löst ut på fläkt 5, 6, 7, 8
2 säkringar gått sönder för fläkt 1-4
- 5/11 1 säkring gått sönder fm
- 8/11 3 säkringar gått sönder em för fläkt 1-4
och 5-8
- 11/11 4 säkringar gått sönder em för fläkt 1-4
och 5-8
- 14/11 Säkringar till fläktarna bytta från 50 Amp
till 63 Amp
- 25/11 Slutbesiktning
- 26/11 Värmepumparna startar ej (trots bara
-4,5 °C), men har ej löst ut p g a kyla
- 26/11 Värmepumparna startar senare på dagen, men
då har VP2 löst ut på högt tryck och VP4
på lågt tryck
- 3/12 Hög temperatur på olja i VP1 och VP2
- 1986
- 13/1 Lågt tryck VP2
- 14/1 Lågt tryck VP2
- 15/1 Ventil till återluftsaggregat låst, suger
ej
- 27/1 Fläkt 3 slirar på reduceringsväxel (motorn
går - ej fläkthjulet)
- 1/2 VP2 avstängd på grund av läckage
- 11/2 Fläkt 5 och 8 slirar - avstängda
Anläggningen stängs av

Anläggningen har sedan varit avstängd hela tiden tills
denna rapport slutförts 1986-02-28.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820226-8
och 820228-9 från Statens råd för byggnadsforskning till
Statens provningsanstalt, Borås.

R24: 1987

ISBN 91-540-4695-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707024

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirka pris: 33 kr exkl moms