



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.



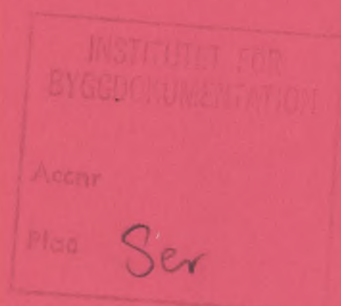
Rapport

R38:1989

**Uteluft- och
grundvattenvärmepump
i Hällbybrunn**

Utvärdering

**Johnny Andersson
Per Wetterström**



R/TL

Byggeforskningsrådet

R38:1989

UTELUFT- OCH GRUNDVATTENVÄRMEPUMP I HÄLLBYBRUNN

Utvärdering

Johnny Andersson
Per Wetterström

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 830860-7 från
Statens råd för byggnadsforskning till Scandiaconsult AB,
Stockholm.

REFERAT

Rapporten redovisar resultaten av de första två årens drift av värmepumpanläggningen i Hällbybrunn och sammanfattar de erfarenheter som kan vara till nytta vid liknande anläggningars tillblivelse och anpassning till bebyggelse och befintliga värmesystem.

Värmepumpanläggningen består av en uteluftvärmepump (2X1,25 MW) och en grundvattenvärmepump (1,7 MW). Grundvattnet kommer från en grusås och används som värmekälla huvudsakligen under vinterhalvåret. Under sommaren återladdas åsen med vatten som pumpas runt via en solvärm� damm.

Värmepumpanläggningen har kopplats in på fjärrvärmeförsörjningen till ett område med mycket skiftande bebyggelse såsom bostäder, ålderdomshem, handelsträdgård och industri.

Värmepumparnas tillgänglighet har varit betydligt lägre än tänkt beroende på att de inte erhållit de driftförutsättningar som var avsedda. Anledningen är att höga fjärrvärmemetemperaturer, övergripande styrsystem m.m försämrat och tidvis omöjliggjort värmepumpdriften. Rapporten påvisar vikten av att alla kringssystem som berör värmepumpen ligger inom de ramar som värmepumpen skall arbeta inom.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblegt papper.

R38:1989

ISBN 91-540-5040-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1989

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

SAMMANFATTNING	1	
1	INLEDNING	5
1.1	Bakgrund	5
1.2	Projektets syfte	5
1.3	Liknande projekt	6
1.4	Utvärdering	6
2	ANLÄGGNINGSBESKRIVNING	8
2.1	Systemuppbyggnad	8
2.2	Fjärrvärmenät, undercentraler och ackumulatortank	11
2.3	Panncentral	13
2.4	Värmepumpar	14
2.5	Uteluftvärmepump	15
2.6	Grundvattenvärmepump	23
2.7	Driftstrategi	26
2.8	Tekniska data	32
2.9	Byggnad	34
2.10	Miljö	38
3	PROJEKTERING OCH UPPHANDLING	39
3.1	Projektering	39
3.2	Upphandling	40
3.3	Anbud och kontrakt	41
3.4	Tidplan	42
3.5	Besiktningar	43
4	MÄTPROGRAM	44
4.1	Inledning	44
4.2	Mätprogram och omfattning	46
4.3	Placering av mätgivare	47
4.4	Mätverksamhet	47
4.5	Erfarenhet från mätningarna	49
5	UTVÄRDERING AV LÅNGTIDSMÄTNINGAR	56
5.1	Inledning	56
5.2	Planerad och uppmätt energiproduktion	56
5.3	Energileverans och effekter	64
5.4	Elenergi, eleffekt och COP	76
5.5	Temperaturer	82
5.6	Drifftider och starter	94
5.7	Tillgänglighet	96
6	UTVÄRDERING AV INTENSIVMÄTNINGARNA	100
6.1	Inledning	100
6.2	Avfrostning	100
6.3	Kapacitetsreglering	101
7	DRIFTERFARENHETER AV VÄRMEPUMPSYSTEMET OCH DESS KOMPONENTER	104
7.1	Drifterfarenheter vid låga utetemperaturer	104
7.2	Värmepumpens dimensionering	104
7.3	Förångare	108
7.4	Kompressor och oljesystem	116
7.5	Ekonomiser	118
7.6	Kondensor	120
7.7	Elsystem	121
7.8	Styr- och övervakningssystem	122
7.9	Köldmedieläckage	123

8	DRIFTERFARENHETER AV KRINGSYSTEMEN OCH DERAS KOMPONENTER	127
8.1	Inledning	127
8.2	Värmebärarsystem	129
8.3	Akkumulator tank	132
8.4	Fjärrvärmenät	136
8.5	Abonnentcentraler	137
8.6	Oljepannor	140
8.7	Övergripande styr- och övervaknings- system	142
8.8	Summering	147
9	GRUNDVATTENSYSTEM	148
9.1	Inledning och bakgrund	148
9.2	Vattendom	151
9.3	Beskrivning av grundvattensystemet	151
9.4	Mätningar	154
9.5	Grundvattenvärmepump	155
9.6	Grundvattentäkten	157
9.7	Infiltration	158
9.8	Akvifären	160
9.9	Miljökonsekvenser	164
9.10	Summering	164
10	DRIFT OCH UNDERHÅLL	165
10.1	Människa - maskin	165
10.2	Byggnad och driftutrymmen	165
10.3	Servicebehov	171
11	EKONOMI	172
11.1	Inledning	172
11.2	Anläggningskostnader	173
11.3	Energibesparing	174
11.4	Energipriser	174
11.5	Kostnad för producerad värmeenergi	175
11.6	Lönsamhet	177
11.7	Återbetalningstid	179
11.8	Inverkan på lönsamheten av varierande värmefaktor och utnyttjningstid	180
11.9	Diskussion kring lönsamhet för uteluft- värmepumparna resp grundvattenvärmepump	183
11.10	Lönsamhet för ackumulatorn	184
12	FÖRSLAG TILL FORTSATT UTVÄRDERING	185
 BILAGOR		
1	MÄTGIVARE	
2	MÄTGIVARNAS PLACERING (FLÖDESCHEMA)	

SAMMANFATTNING

Hällbybrunn ligger inom Eskilstuna kommun ca 5 km väster om centrala Eskilstuna.

Värmepumpanläggningen ägs av Eskilstuna kommun (Tekniska verken) och är finansierad via ett experimentbyggnadslån från Statens Råd för Byggnadsforskning.

Fjärrvärme i Hällbybrunn aktualiserades i slutet av 1970-talet då 300 villor skulle uppföras i ett nytt bostadsområde kallat Gustavsborg. Hällbybrunn består förutom av denna nyproduktion av ca 300 äldre villor, två hyreshus om tillsammans 180 lägenheter, skola, butik, ålderdomshem och en större handelsträdgård med 2 MW värmebehov samt ett industriområde.

Värmeleveranserna startade i Hällbybrunn år 1980 med hjälp av mobila oljepannor.

Från början var det planerat att värmepumpanläggningen skulle bestå av enbart uteluftvärmepumpar på tillsammans ca 4 MW i kombination med oljepannor.

Hällbybrunn är till största delen byggt på en rullstensås och frågan om att ta energi från grundvatten väcktes då verket skulle placeras i närheten av en avställd vatten-täkt för Hällbybrunn.

Anläggningens slutliga utformning består av en uteluftvärmepump på 2,5 MW och en grundvattenvärmepump på 1,7 MW samt två transportabla oljeeldade pannor som tillsammans värmer samhället Hällbybrunn via ett fjärrvärmenät.

Fjärrvärmenätet som succesivt byggts ut är av konventionell typ med undantag av att det är ett lågtemperatur-nät.

Värmepumpanläggningen togs i drift i april 1984. Uteluftvärmepumpen var jämte uteluftvärmepumpen i Fagersjö förmodligen de två största i världen vid denna tid.

Både värmepumpanläggningen i Hällbybrunn och i Fagersjö ingår som delar i den värmepumpsatsning Byggnadsforskningsrådet gjort med tillsammans åtta större värmepumpanläggningar i landet.

Vi har av flera skäl valt att lägga tyngdpunkten i denna rapport på en teknisk utvärdering. Tekniken i och kring värmepumpar är något som vi kan påverka och utveckla, ekonomin styrs av helt andra faktorer som oljepriser, eltaxor, räntor, lånebilder m m. Inte minst omsvängningen mellan el- och oljepris under år 1986 är ett påtagligt bevis för detta.

Utvärderingen grundar sig till stor del på mätresultat som vi erhållit från Mätcentralen för Energiforskning (MCE) på KTH.

Mätperioden startade 1984 10 01 och avslutades 1986 04 30; därmed erhöles två vintersäsonger vilket vi bedömde som den intressantare delen av utvärderingen.

Som referensår valdes 1985 eftersom det i sin helhet ingår i mätperioden. År 1985 var extremt kallt varför vissa data i utredningen är normalårskorrigerade. Normalårskorrigeringen har skett med hänsyn till hela anläggningens energibehov.

Resultatet från utvärderingen är tyvärr inte särskilt positivt vid jämförelse med de underlag och varaktighetskurvor som legat till grund för anläggningens tillkomst.

Orsaken till detta är att värmepumpen ju bara utgör en länk i värmedistributionskedjan. De övriga länkarna, kringssystem i form av fjärrvärmenät, ackumulatorer, övergripande styrsystem m m har i Hällbybrunn fungerat på ett olämpligt sätt och därmed förstört förutsättningarna för en värmepumpdrift enligt de ursprungliga planerna.

Denna utvärdering har därför i en allt större grad kommit att handla om kringssystemens inverkan på värmepumparna.

Naturligtvis är det beklagligt att utvärderingen givit ett mindre bra resultat beträffande värmepumparna. Det har dock det goda med sig att de belyser hur viktigt systemtänkandet är när det gäller värmepumpar. Vi menar därmed ej enbart värmepumpens system utan det totala systemet från uteluft/grundvatten till det sätt på vilket abonnenten använder värmen. I denna rapport framgår att det är helheten som är viktig. Allt från underkylning av köldmedierna till badrutiner på ålderdomshemmet.

Värmepumpar är ej värmeproduktionsanläggningar likt oljepannor och elpannor. Värmepumparna är temperaturhöjande värmetransportanläggningar och skall således beredas förutsättningar därför.

Nedan har vi ställt upp några punkter som vi anser inverkat på resultatet inkl kommentarer med tanke på framtida anläggningar.

1 Kompetens

Hällbybrunnansläggningens tillblivelse har skett via en ganska lång och slingrande väg med flera förändringar under resans gång.

Många människor med specialkompetens inom skilda områden har varit involverade under kortare eller längre tid.

Kommentarer för framtida värmepumpanläggningar

Vi anser det mycket viktigt att beställaren omger sig med en kompetens som följer anläggningen från utredning t o m garantitidens utgång, eventuellt längre. Det är viktigt att ett klart och tydligt ansvar definieras av beställaren. Det är viktigt att det är samma personer som följer anläggningens alla skeden. Därmed skapas ett personligt ansvar för det slutliga resultatet. Eventuellt skulle kontrakterade anställningar kunna komma ifråga.

Inte minst viktigt är att kunna stoppa ett påbörjat projekt om ofördelaktiga förutsättningar framkommer.

2

Ägarförhållanden

I Hällbybrunn ägs abonnentcentralerna av abonnenterna. Till fjärrvärmenätet i Hällbybrunn är anslutet ca 300 abonnenter vilket är ett stort antal i förhållande till det förhållandevis maximala effektuttaget i nätet.

Vid behov av justeringar, alt förändringar, av abonnentcentralerna för att förbättra värmepumparnas driftvillkor är detta därför lättare sagt än gjort.

I villor kan det bli problem att få tillträde för mätningar eftersom de flesta är hemifrån under arbetstid. Än större problem är det att utföra förändringar av dessa abonnentcentraler. Eventuella förändringar måste förhandlas fram vilket kanske resulterar i krav på ekonomisk kompensation etc.

Det är en fördel i detta avseende om abonnenterna är effektmässigt större. Det är därtill mycket enklare om det är samma ägare till både värmeproduktionsanläggningen, fjärrvärmenätet och bostäderna. Därmed kan diskussioner, överväganden och beslut hanteras av en part. En extra åtgärd kan direkt vägas mot dess för- och nackdelar.

3

Hällbybrunnanläggningen

Hällbybrunns fjärrvärmenät är inte det mest lämpade för uppvärmning med hjälp av värmepumpar. Värmepumparna har ju ett flertal begränsningar till vilka hänsyn måste tas för att värmepumpdriften skall bli lönsam. Värmepumpen kräver s k lågtemperaturnät med förhållandevis stora flöden, som resulterar i stora rördimensioner i nätet. Därtill skall värmepumpar helst arbeta mot jämna lugna värmebelastningar då nedreglering av effekten lätt försämrar värmefaktorn. Stora effektuttag måste dessutom kompletteras med annan energi i form av spetsvärme.

Fjärrvärmenätet i Hällbybrunn är förhållandevis långt och har en låg värmebelastning per ytenhet.

Några av de största värmeförbrukarna är belägna längst bort i nätet sett från värmepumpen. Handelsträdgården som är den största förbrukaren har därtill ett högst varierande effektbehov med mycket plötsliga effektförändringar. Vi vill betona vikten av dessa faktorer då de har en stor inverkan på den totala lönsamheten.

Vid en jämförelse med uteluftvärmepumpen i Fagersjö, som utvärderats under exakt samma tidsperiod och i huvudsak bygger på samma komponenter, visar Fagersjö en betydligt högre tillgänglighet. En jämförelse mellan dessa båda uteluftvärmepumpar visar vikten av kringutrustningens funktion. Det bör vara en målsättning att fortsättningsvis minimera kringsystemens begränsande effekt på värmepumparna i Hällbybrunn.

Uteluft är en överallt tillgänglig energikälla, om än svårfångad vintertid vilket leder till låga förågnings-temperaturer. Vi anser att det vore olyckligt att inte i möjligaste mån komma till rätta med problemen i kring-systemen och därmed ge framför allt uteluftvärmepumpen i Hällbybrunn förutsättningar att visa bättre prestanda.

1 INLEDNING

1.1 Bakgrund

År 1978 genomförde Tekniska verken i Eskilstuna kommun en fjärrvärmeutredning för Hällbybrunn. Anledningen var elnätet i Hällbybrunn som var svagt samt att Gustavsborgsområdet inom Hällbybrunn skulle bebyggas med ca 300 villor.

Utredningen kom fram till att vissa fördelar skulle erhållas om fjärrvärme infördes i Hällbybrunn. Att bygga ihop nätet med Eskilstunas fjärrvärmenät bedömdes för dyrt, varför värmeproduktionen skulle ske med oljeeldade pannor.

För att kunna använda sig av fler alternativ vid värmeproduktionen bestämdes att fjärrvärmenätet skulle utformas som ett lågtemperaturnät.

Det första alternativet var installation av fyra uteluftvärmepumpar. Ett annat alternativ som 1980 kom på tal var utnyttjande av grundvattentäkten för Hällbybrunn som numera är reservvattentäkt för Hällbybrunn efter sammankoppling med Eskilstunas VA-nät.

Den rådande vattendomen för vattentäkten tillät ett maximalt uttag av 25 l/s.

För att undersöka möjligheter att utnyttja en större del av grundvattnet till värmekälla företogs provpumpningar av vattentäkten under hösten 1980.

1983 07 08 erhöles vattendom vilken fastställde att vissa nivåer i vattentäkten och i en grustäkt ca 1,3 km väster ut ej fick underskridas. I övrigt begränsades ej grundvattenuttag eller infiltrationsflöden i vattendomen.

Därmed var grunden lagd för en kombination av uteluftvärmepump och grundvattenvärmepump.

1.2 Projektets syfte

Tanken bakom kombinationen är att man optimalt skall utnyttja luftvärmepumpen under de perioder på året då lufttemperaturen är tillräckligt hög. Under den kallaste perioden utnyttjas den begränsade grundvattentillgången samtidigt som luftvärmepumpen är avstängd.

En viss form av lagring av grundvattenvärme sker därmed vilket möjliggör att hela den tillgängliga grundvattenenergin kan uttagas under en begränsad period under vinterhalvåret.

Uteluftvärmepumpar har den ojämförligt goda fördelen att värmekällan alltid är tillgänglig. Samtidigt har uteluft som värmekälla påtagliga nackdelar. Den är i bostadsuppvärmningssammanhang alltid omvänd mot värmebehovet,

dvs den är som mest svårfångad när värmebehovet är som störst.

Kraven på en uteluftvärmepump är betydligt större såväl termodynamiskt som funktionellt än vad det gäller grundvattenvärmepumpen som har en stabil värmekälla.

Anpassningsproblemen är stora och av skiftande karaktär. Då området är representativt för många mindre orter i Sverige har projektet ett allmänt intresse och erfarenheterna kan tillämpas på ett stort antal av dessa.

1.3 Liknande projekt

Hällbybrunnprojektet (uteluftvärmepump 2,5 MW och grundvattenvärmepump 1,7 MW) ingår som en av de åtta större värmepumpanläggningar som BFR stödjer ekonomiskt. Dessa är förutom Hällbybrunn:

- Kungälv, uteluftvärmepump 3,2 MW
- Fagersjö, uteluftvärmepump 2,5 MW
- Varberg, uteluft 1,0 MW
- Loudden, avloppsvärmepump 5 MW
- Uppsala, avloppsvärmepump 3 x 13 MW
- Visby, avlopp/havsvattenvärmepump 2 x 4 MW
- Lidingö, sjövattnvärmepump 11 + 3,5 MW

1.4 Utvärdering

Denna utvärdering har som ett syfte att sammanställa de resultat som erhållits från värmepumpanläggningen under utvärderingstiden.

Ett annat syfte är att sammanställa erfarenheter som kan vara till nytta för liknande framtida projekt.

Vi anser att vi åtminstone kommit en bit på vägen i dessa avseenden även om mycket mer kan göras.

Denna utvärdering har mer kommit att handla om värmepumparnas kringssystem än själva värmepumparna.

Den grundläggande utvärderingen av värmepumparna har ej gått att utföra som planerats. Värmepumparna har aldrig erhållit de förutsättningar som avsetts. Anledningen till det är höga fjärrvärmemetemperaturer, övergripande styrsystem m m som hela tiden försämrats och tidvis omöjliggjort värmepumpdriften.

Denna utvärdering visar hur viktigt det är att alla kringssystem som berör värmepumpen ligger inom de ramar som värmepumpen skall arbeta inom.

Det är även viktigt att övergripande styr prioriterar värmepumpsdriften på ett optimalt sätt.

2 ANLÄGGNINGSBESKRIVNING

2.1 Systemuppbyggnad

Värmesystemet består av en uteluftvärmepump på 2,5 MW, en grundvattenvärmepump på 1,7 MW samt två mobila oljepannor på 4 MW var. Dessa är placerade i Silverdal. Till detta skall adderas en tidigare avställd mobil oljepanna på 3 MW placerad i Gustavsborg, vilken på grund av drift-erfarenheter återstartas under vinterhalvåret. Systemet levererar värme till ett fjärrvärmenät av lågtemperatur-typ. Abonnenter är villor, lägenheter, affärer, skola, ålderdomshem, handelsträdgård och industri.

Mellan värmeproduktionsanläggningen och fjärrvärmenätet är anslutet en 200 m³ ackumulator.

Värmepumparna används som baslast i systemet. På grund av fjärrvärmenätets flödesvariationer har värmepumparna en intern pumpkrets med konstant flöde. I denna krets ligger värmepumparnas kondensorer i serie med varandra med grundvattenvärmepumpen först, följd av uteluftvärmepumpens två kondensorer. Oljepannorna fungerar som spetslast.

Den driftstrategi som planerats går ut på att grundvattenvärmepumpen skall användas som baslast under vinterhalvåret, dvs under ca 3 500 timmar. Uteluftvärmepumpen används som baslast under sommaren.

Fjärrvärmenätet är ett konventionellt fjärrvärmenät med värmeväxlare hos abonnenterna. Nätet är i lågtemperaturutförande vilket innebär större flöden och ökade dimensioner för rör, värmeväxlare m m jämfört med fjärrvärmenät av normalutförande.

Värmepumparna är placerade i en gemensam byggnad helt planlagd med avseende på värmepumparna. Denna byggnad innehåller förutom värmepumpar även högspänningsutrustning, fjärrvärmepumpar, tryckhållningsutrustning samt kontroll- och personalrum.

De mobila oljepannorna i Silverdal utgörs av två enheter placerade vid sidan om värmepumpbyggnaden och helt skilda från denna.

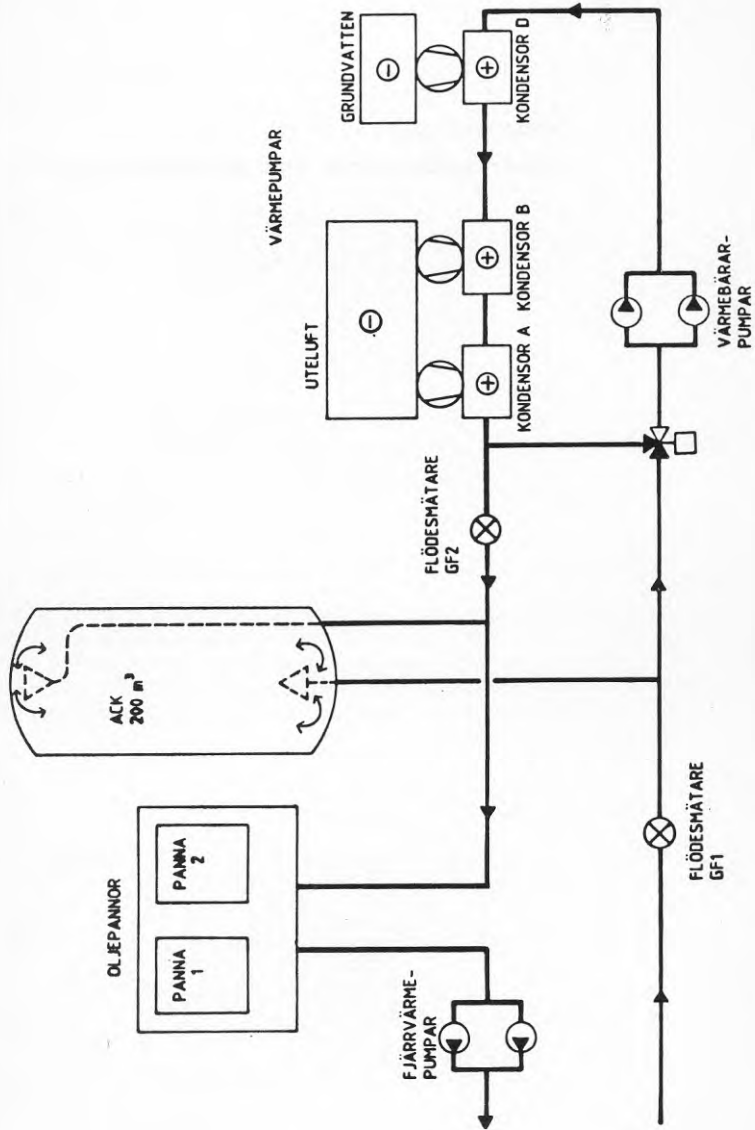
Oljepannanläggningen i Gustavsborg är också en mobil enhet som enbart används för handelsträdgården. Den har ingen koppling till Silverdal. Vid drift av Gustavsborgsanläggningen sker fjärrvärmedistributionen med konstant flöde till handelsträdgården, med hjälp av pump placerad i oljepannanläggningen i Gustavsborg.

Akkumulatortanken är placerad mellan värmepumpbyggnaden och oljepannorna. På sätt och vis är den även systemtekniskt placerad mellan värmepumparna och oljepannorna.

Grundvattenvärmepumpen hämtar grundvatten i Hällbybrunns nedlagda grundvattentäkt belägen ca 200 m sydväst värmepumpbyggnaden.

Beroende på årstid och driftstrategi släpps det nedkylda grundvattnet antingen i dagvattennätet eller återinfiltreras i grusåsen via en 1,5 km lång ledning till en grustäkt.

Grundvattensystemet redovisas i kapitel 9.



Figur 2.1 Systemprincip

2.2 Fjärrvärmesystem, undercentraler och ackumulator-tank

Fjärrvärmenätet är ett fjärrvärmenät i konventionell mening med undantag av att det är anpassat till lågtemperatursystem.

Fjärrvärmenätet har således:

- Varierande flöde efter belastning.
- Fjärrvärmeflödet växlas via värmeväxlare i abonnentcentralernas undercentraler.
- Undercentralerna ägs av abonnenterna.

Anpassningen till lågtemperatursystem innebär att nätet är uppdimensionerat för att klara ett större flöde samt att undercentralernas värmeväxlare har större ytor för att minska temperaturdifferansen mellan nätet och abonnentens sekundärkrets.

Nät och undercentraler är dimensionerade för att framledningstemperaturen skall vara konstant 60°C ned till -5°C utomhus och därefter succesivt höjas till ca 90°C vid -20°C utomhus.

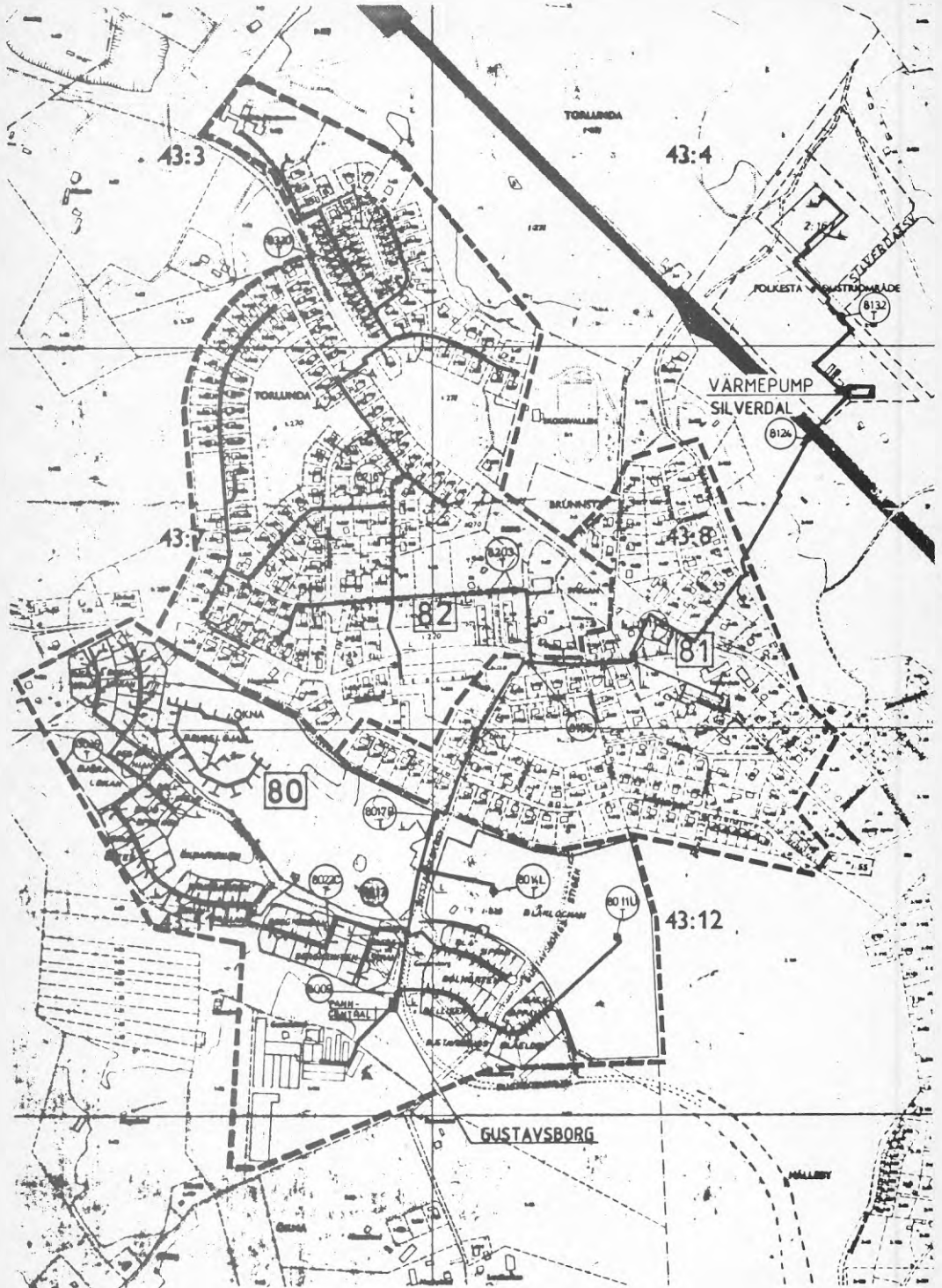
Nätets totala rörlängd är ca 7 000 m.

Fjärrvärmenät - värmebärare - ackumulator

Fjärrvärmeflödet är i värmepumpanläggningen (Silverdal) uppdelat i två skilda kretsar. Den ena kretsen är det tidigare berörda fjärrvärmenätet med variabelt flöde. Den andra kretsen består av ett konstant flöde över värmepumparnas kondensorer och brukar i värmepumpsterminologin benämnas värmebärare.

Det som skiljer dessa båda kretsar åt är ackumulator-tanken och en 3-vägsventil.

I ackumulatortanken som är ett tryckkärl kan flödet variera både till riktning och storlek. Det styrs endast av skillnaden mellan fjärrvärmenätets flöde och det värmebärarflöde som värmepumparna distribuerar mot nätet.



Figur 2.2 Fjärrvärmenätets utbredning.

Den sista meningen fordrar troligen en förklaring. Med "värmebärrarflöde som distribueras mot nätet" menas ej det totala flödet över kondensatorerna utan det flöde som passerar flödesmätare GF2.

Det är 3-vägsventilen som är orsak till att flödet skiljer mellan flödesmätare GF2 och kondensatorerna. Ventilen har till uppgift att konstanthålla temperaturen på utgående värmebärare och oavsett värmepumparnas kapacitet och därmed möjliggöra laddning av ackumulatortanken. Se figur 2.1.

Akkumulatortanken är ett stående tryckkärl med höjden 16 m och volymen 200 m³. Fjärrvärmevattnet kommer in i alternativt ut ur ackumulatortanken via en diffusor i toppen och en i botten. Vid laddning pumpas det varmare vattnet in i toppen och det kallare tas ut i botten. Vid urladdning sker det omvända förhållandet.

Det rör som ansluter till ackumulatorns topp går oisolerat inuti tanken, se figur 8.4.

En givare i toppen och en i botten av ackumulatortanken i kombination med flödesmätare GF1 och GF2 används till styrning av värmepumparna och därmed indirekt ackumulatortanken.

2.3 Panncentraler

De befintliga transportabla oljepannorna i Silverdal och Gustavsborg uppfördes samtidigt med att fjärrvärmenätet påbörjades år 1980. I Silverdal är två oljepannor à 4 MW uppställda som numera utgör spetslast till värmepumparna. I Gustavsborg är en 3 MW oljepanna uppställd.

När det gäller Gustavsborg var det tänkt att denna oljepanna ej skulle ha någon funktion efter sammankopplingen av fjärrvärmenätet.

På grund av handelsträdgården, som tidvis har mycket speciella krav, resulterar detta i höga returtemperaturer i fjärrvärmenätet. Detta gav i sin tur problem med värmepumpdriften.

Det bestämdes efter en tids driftserfarenhet att återstarta oljepannan i Gustavsborg.

Under vinterhalvåret försörjer oljepannan i Gustavsborg handelsträdgården, såväl värmetekniskt som flödestekniskt. Det är endast tryckhållning i fjärrvärmenätet som sker från huvudanläggningen i Silverdal.

När det gäller huvudanläggningen i Silverdal varmhålls dessa pannor sommartid och i övrigt när de är avställda med hjälp av värmepumparnas framledningstemperatur.

Oljepannorna är i princip seriekopplade med värmepumpar och fjärrvärmepumpar och följdaktligen passerar "hela" fjärrvärmeflödet dessa.

Oljepannorna är inbördes parallellt kopplade i fjärrvärmeledningen.

Styr- och reglermässigt finns ingen koppling till värmepumparna. Oljepannorna styrs av egen utrustning som kräver en manuell återföring till värmepumparna via maskinisten.

Reglerutrustningen för oljepannorna inkl kommentarer finns redovisad i kapitel 8.6.

2.4 Värmepumpar

Värmepumparna är två, en för uteluft och en för grundvatten.

Vid första påseendet förefaller det som om det var en grundvattenvärmepump och två uteluftvärmepumpar eftersom uteluftvärmepumpen har två kompressorer, två kondensorer osv. Köldmedietekniskt är det en värmepump med dubbla kompressorer, kondensorer m m som arbetar med ett gemensamt förångarsystem.

Vi har fortsättningsvis valt att redovisa uteluftvärmepumpen och grundvattenvärmepumpen var för sig.

Eftersom vissa av komponenterna och funktionerna är identiska hänvisar vi till uteluftvärmepumpen istället för att upprepa beskrivningar och funktioner.

Elsystem

Värmepumpbyggnaden förses med nödvändig elenergi från en inkommande 10 kV-ledning.

Inkommande kraft fördelas till startutrustning för de tre kompressormotorerna och en 10/0,4 kV transformator. Transformatorn levererar ström till elförsörjning av värmepumpens hjälputrustning samt övrig elutrustning i VP-stationen.



Figur 2.3 Högspänningsfördelning med truckbrytare.

Kompressormotorerna är 2-poliga på 10 kV med effekten 700 kW. Motorerna är direktstartade.

Startutrustningen består av en truckbrytare (hjulförsedd startutrustning) per kompressor. Brytarna placerade i värmepumpbyggnadens högspänningsdel.

Kringutrustning matas med 380 V som transformeras ned från 10 kV.

2.5 Uteluftvärmepump

Uteluftvärmepumpen består av två skruvkompressorer vilka arbetar på ett gemensamt förångarsystem. Förångarsystemet består av en gemensam vätskeavskiljare samt åtta förångarbatterier, se figur 2.4.

Kompressorerna arbetar med var sin kondensator som mot fjärrvärm nätet är seriekopplade.

Värmepumpen är utrustad med ekonomiserkoppling för respektive kompressor.

Av ovan framgår att värmepumpen består av ett gemensamt köldmediesystem. Köldmedium är R12.

Vid +60°C i utgående värmebärartemperatur är värmepumpens effekt 2 500 kW vid -5°C i utomhustemperaturen och ca 3 500 kW vid +10°C i utomhustemperaturen.

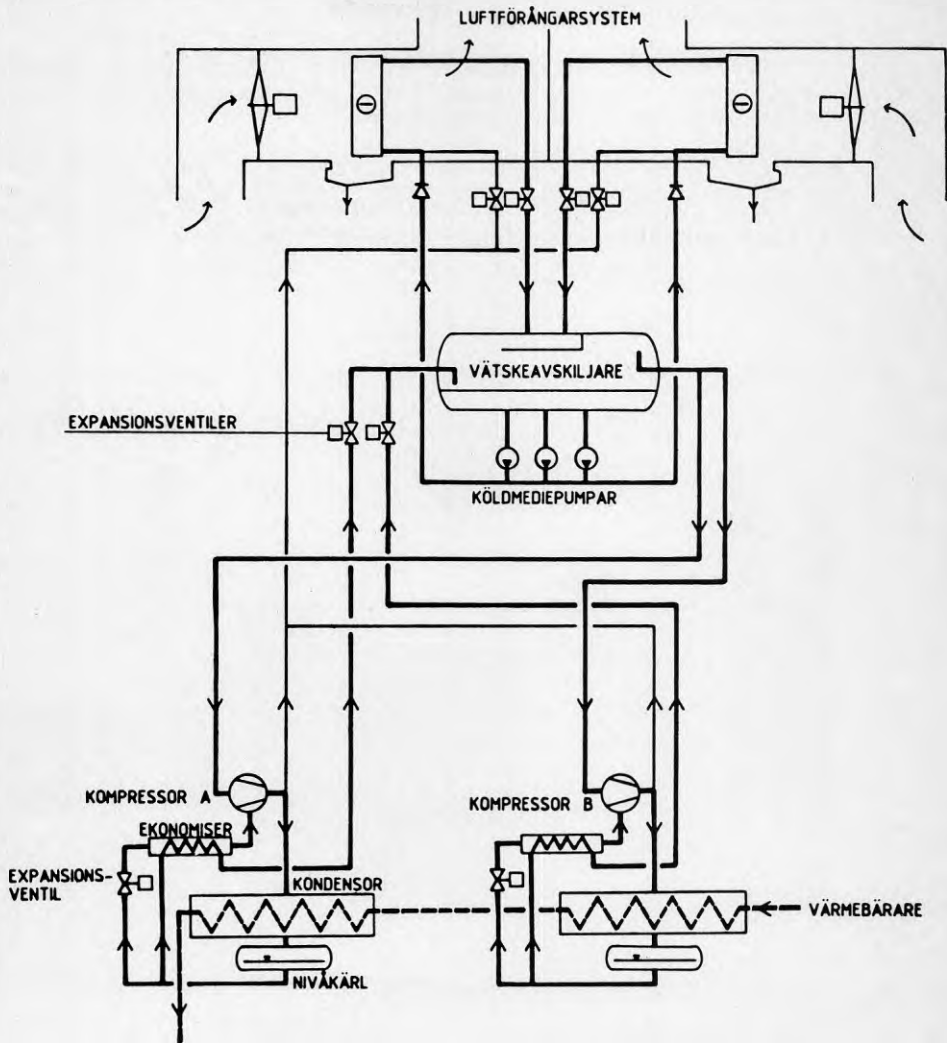
Förångare

Uteluftvärmepumpens förångarsystem är gemensamt för uteluftvärmepumpens båda kompressorer och består av 8 st förångarbatterier och en gemensam vätskeavskiljare.

Förångarbatterierna är placerade på byggnadens tak och tillsammans med in- och utloppskanaler utgör batterierna också en del av byggnadens tak.

Under varje förångarbatteri är ett kombinerat vattenavlednings- och ventilationstråg placerat. Uteluft tas in under förångardelarnas "överhäng" utefter husets båda långsidor, passerar horisontellt genom fläktarna och förångarbatterierna och blåses ut vertikalt i längsgående öppningar. Förångarbatterierna bildar separata celler helt skilda från varandra.

Fläkten är placerad i inloppskanalen och före förångarbatteriet. Varvtalet är 320 r/min vid 100 % och kan styras i tre steg (60 %, 75 % och 100 %) via en gemensam frekvensomformare för samtliga åtta fläktar.



Figur 2.4 Flödesprincip för uteluftvärmepumpens köldmediekrets. Endast två av de åtta förångarbatterierna är redovisade i figuren.

Luftflödet vid 320 r/min över respektive batteri är $29,7 \text{ m}^2/\text{s}$.

De åtta förångarbatterierna är alla utrustade med motorventiler för avfrostning.

Vid avfrostning av batteri stoppas fläktarna i aktuell battericell. Avfrostningen sker med varm köldmediegas, vilken leds in i batteriets topp.

För att förhindra den varma gasen att passera direkt genom batteriet utan att avge önskvärd värme, är en överströmningsventil placerad i returledningen. Överströmningsventilen släpper igenom kondensatet och upprätthåller kondenseringsstrycket i batteriet under avfrostningen.



Figur 2.5 Värmepumpbyggnaden med sina karaktäristiska förångardelar för uteluftvärmepumpen.

Den kalla köldmedievätskan töms ur batteriet tillbaka till returledningen, samma väg leds också kondensatet bort under avfrostningen.

När fläktarna stoppas leds varm maskinrumsluft bakvägen upp genom ventilationstråget. Den varma luften värmer trågets sidor och botten så att isbildning i tråg och dräneringsledning hindras.

Vätskeavskiljare

Förångarna är försedda med en gemensam vätskeavskiljare. Denna består i princip av en stor tank vilken samtidigt tjänstgör som köldmediebehållare.

Vätskeavskiljaren är monterad i köldmediesystemet mellan förångarbatterier och kompressorer. Detta för att köldmedievätskan som returneras från förångarbatterierna skall avskiljas från gasen, så att torr gas leds vidare till kompressorerna. Den avskilda köldmedievätskan återcirkuleras till förångarna med pump samtidigt som ny vätska tillförs kontinuerligt via expansionsventilerna.

Köldmedienivån i vätskeavskiljarna varierar med hänsyn till anläggningens driftsituation.

Kompressor

Kompressorerna i värmepumpanläggningen är av typen skruvkompressorer. De är båda av samma storlek och betecknas SVR 73 E, där E:et talar om att anläggningen är försedd med ekonomiser. (I fortsättningen beskrivs bara ett kompressorsystem.)

Kompressorn arbetar med ett varvtal av 2 950 v/min och kraften överförs från motorn direkt till skruvrotorn utan mellanliggande växel.

Kapacitetsregleringen sker via en slid, som ligger i kompressorhusets rotorlopp samt under rotorernas centrumlinje. Slidventilen är utformad så att den utgör en del av rotorloppens mantelytor. Sliden är skjutbar i axiell led och då den förskjuts (öppnas) mot avloppet, minskas volymen i gängluckorna så att gas strömmar tillbaka till inloppet utan att någon kompression har skett.

Sliden förskjuts hydrauliskt med hjälp av kompressorns oljetryck. Reglering sker med elektriskt styrda magnetventiler som styr oljetrycket till önskat läge av sliden.

Minimalt kapacitetsläge motsvarar ca 30 % av full effekt.

Under kompressorns arbetsgång sprutas olja in på kompressorns sug sida. Detta görs dels för att smörja skruvkompressorn och dels för att tätas skruven mot köldmedieläckage. Oljan skiljs senare från gasen i en oljavs-kiljare.

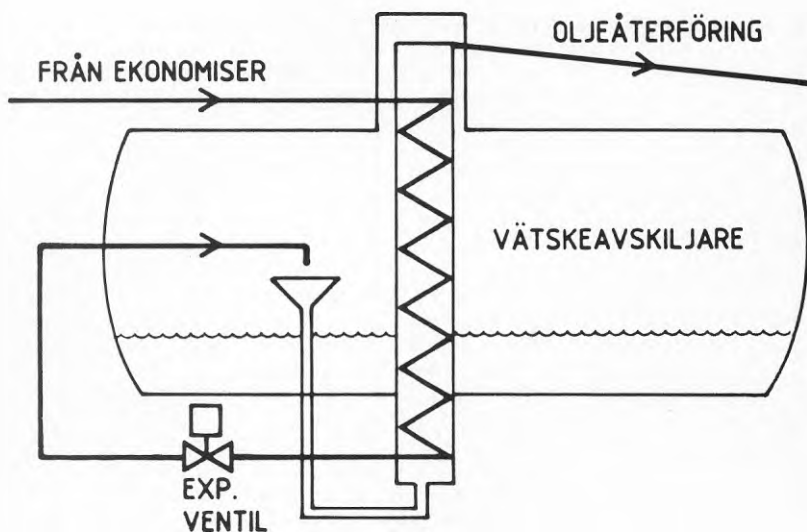
Oljesystem

Oljesystemet består i huvudsak av pump, oljeavskiljare, oljekylare och filter.

Pumpen är placerad på kompressorn och direktdrivs av denna. Pumpen pressar in olja i skruvkompressorn som smörjs och tätas. Oljan följer med hetgaserna ut från kompressorn och avskiljs i oljeavskiljaren.

Oljeavskiljaren består i princip av ett stort kärl genom vilket hetgasen tvingas passera nedifrån och upp. Genom att kärlet har en stor diameter sjunker gashastigheten och oljepartiklarna faller av tyngden ned i oljeavskiljarens botten som tjänstgör som oljereservoar.

Före oljepumpen passerar oljan ett sugoljefilter som förhindrar att föroreningar skadar oljepumpen. Från oljepumpen trycks oljan till kompressorn via en oljekylare och ett tryckoljefilter. Tryckoljefiltret har till uppgift att finfiltrera oljan.



Figur 2.6 Vätskeavskiljare, oljeåterföring.

Oljan har en hög temperatur då den transporteras med hetgasen. Oljan kyls därför innan den åter pumpas in i kompressorn. I Hällbybrunn kyls oljekylarna av köldmediekondensat som efter att de lämnat kondensatorerna i ett delflöde passerar oljekylarna.

Trots kompressoraggregatens oljeavskiljare passerar en del olja med ut i köldmediesystemet. Denna olja, vilken till en del är löst i köldmediet, måste återföras till kompressorerna. Detta sker med en oljeåterförare (värmewäxlare) vilken är monterad på vätskeavskiljaren.

Den med olja blandade kalla köldmedievätskan returneras till vätskeavskiljaren och samlas i tratten. Trattens funktion är att oavsett nivå i övriga vätskeavskiljare alltid förse oljeåterföraren med tillräcklig mängd oljeblandad köldmedievätska.

När den varma köldmedievätskan från ekonomisern passerar genom oljeåterföraren sker en häftig uppvärmning och därmed kokning av den kalla köldmedievätskan i oljeåterförarens tuber. Gasens större volym ökar hastigheten i tuberna mot utloppet och oljan rycks med upp på oljeåterförarens topp och dräneras kontinuerligt tillsammans med gasen till kompressorn.

Kondensor

För överföring av värme från köldmediesystemet till fjärrvärmenätet används tubpannekondensorer, genom vilka vattnet strömmar i två stråk.

För att ytan i kondensatorerna skall nyttjas maximalt till kondensering av köldmediegas har en nivåbehållare anslutits till varje kondensor.

Nivåbehållaren har flera funktioner i systemet:

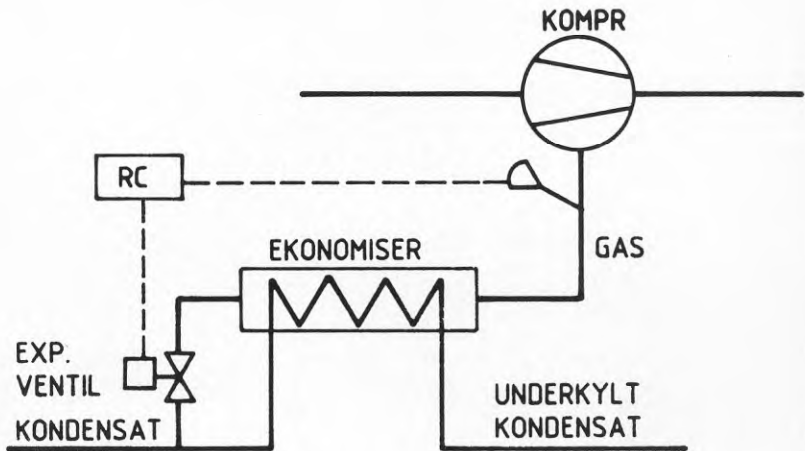
- För kondensatuppsamling från kondensorn så att kondensorns värmeöverföringsyta maximalt utnyttjas.
- För att säkerställa gasfri vätska genom ekonomiser till huvudexpansionsventil.
- För att säkerställa gasfri vätska till ekonomiserns expansionsventil.
- För att säkerställa gasfri vätska till oljeåterföraren.

Låg nivå undviks genom att expansionsventilens öppningsgrad kontrolleras av givare i nivåbehållare.

Ekonomiser

Kompressoraggregaten är utrustade med ekonomiser. Dessa minskar anläggningens specifika kraftförbrukning och ökar värmefaktorn. Detta erhålls genom under kylning av köldmedievätskan före vätskeavskiljarens expansionsventiler.

För att optimalt utnyttja ekonomisern är den inkopplad vid kompressoreffekt över 75 % kapacitetsläge.



Figur 2.7 Flödesprincip, ekonomiser.

Ekonomisern är en kylare i kylprocessen som underkyler högtrycksvätskan efter kondensorn.

Ett delflöde av högtrycksvätskan får passera en expansionsventil och ekonomiser (förångare) varvid den större mängden högtrycksvätska underkyls.

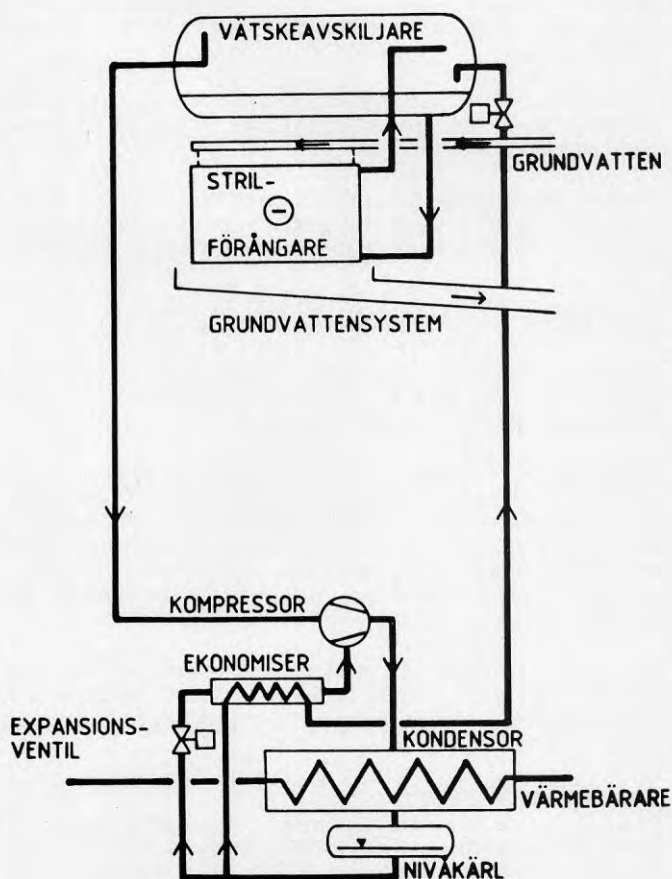
Härigenom kan en större energimängd transporteras per viktseenhet köldmedium.

Det i ekonomisern förångade delflödet avsugs via en mellantrycksport i kompressorn. Härmed uppnås ytterligare en fördel då denna gas endast deltar i en del av kompressorns arbete.

2.6 Grundvattenvärmepump

Grundvattnet som utgör värmekälla för grundvattenvärmepumpen hämtas ur vattentäkten ca 200 m sydväst värmepumpenläggningen. En dränkbar pump pumpar upp vattnet till strilförångaren.

Det nedkylda vattnet uppsamlas i en gjuten bassäng under förångaren och leds till en utomhusplacerad uppsamlingsbrunn.



Figur 2.8 Flödesprincip för grundvattenvärmepumpen.

Grundvattnet från uppsamlingsbrunnen dräneras dels fritt via dagvattenledning, dels via infiltrationspumpar till infiltrationsplats. Totalt grundvattenuttag är 200 m³/h. Infiltrationsmängd väljs med två olika pumpar, dels 90 m³/h, dels 180 m³/h. Val av infiltrationsmängd görs helt manuellt, både vad avser erforderlig ventilmställning och pumpval.

Grundvattnet kyls från ca +6,5°C till +2,5°C vilket motsvarar ca 1,0 MW. Värmepumpens effekten är då ca 1,7 MW vid en utgående värmebärartemperatur av +60°C.

Grundvattenvärmepumpen är till sitt köldmedietekniska system mycket lik uteluftvärmepumpen. Även vissa komponenter som kompressor, kondensor, ekonomiser m m är identiska.

Grundvattenvärmepumpen består till skillnad av uteluftvärmepumpen av en förångardel, en kompressor, en kondensor etc.

Nedan beskrivs grundvattenvärmepumpens köldmedietekniska system. När komponenterna och funktion är identiska med uteluftvärmepumpen hänvisar vi till denna.

Förångare

Strilförångaren för upptagande av värme från grundvatten är placerat under vätskeavskiljaren i en tät isolerad låda med demonterbara luckor.

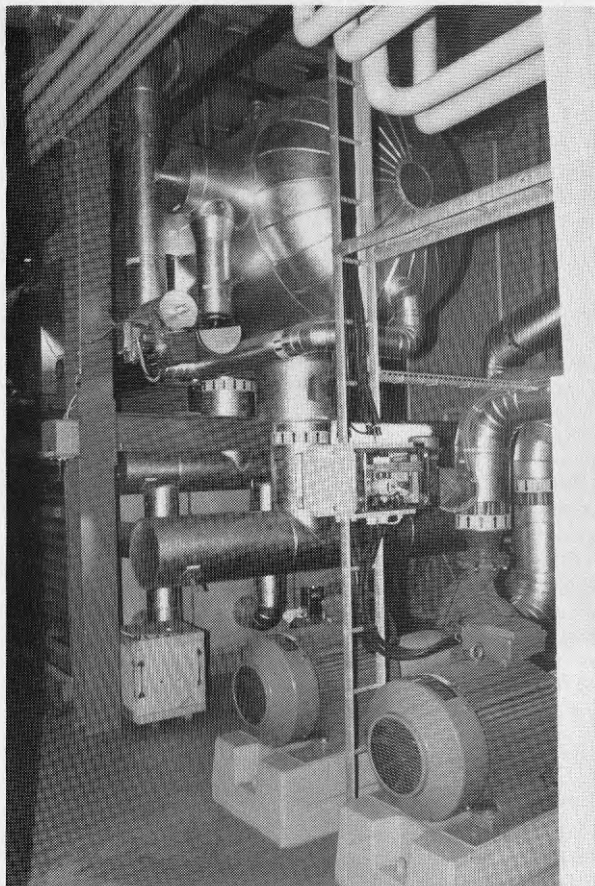
Köldmedievätskan cirkulerar genom förångarbatteriet enligt själv-cirkulationsprincipen från den högre placerade vätskeavskiljaren. Grundvattnet leds in i förångarbatteriets vattenfördelningsutrustning och strilar utvändigt över förångarens rörpaket, under avlämnande av värme till köldmediesystemet. Rörpaketet består av släta galvaniserade rör.

För att hindra frysning av vattnet är en min begränsningstermostat för kontroll av kompressorns kapacitet placerad i utloppsrör till uppsamlingsbrunn.

Vätskeavskiljare

Strilförångaren är försedd med en vätskeavskiljare. Denna består i princip av en stor tank vilken samtidigt tjänstgör som köldmediebehållare.

Vätskeavskiljaren är monterad i köldmediesystemet mellan förångarbatterier och kompressorer. Detta för att köldmedievätskan som returneras från förångarbatterierna skall avskiljas från gasen, så att torr gas leds vidare till kompressorerna. Den avskilda köldmedievätskan åter-cirkulerar till strilförångaren enligt själv-cirkulationsprincipen. Den skiljer sig härigenom således från uteluftvärmepumpen.



Figur 2.9 Grundvattenvärmepumpens vätskeavskiljare. I förgrunden fjärrvärmepumparna.

Kompressor

Grundvattenvärmepumpen har en kompressor. I övrigt är funktionen och komponenter detsamma som för uteluftvärmepumpen.

Oljesystem

Se uteluftvärmepumpen.

Kondensor

Se uteluftvärmepumpen.

Ekonomiser

Se uteluftvärmepumpen.

Elsystem

Se uteluftvärmepumpen.

2.7 Driftstrategi

Driftstrategin för värmepumpen är baserad på samkörning med fjärrvärmenät via en ackumulatortank. Effektregleringen av värmepumpen sker genom in- och urkoppling av marginalkompressor. Detta innebär att ackumulatortanken laddas när producerad värmeeffekt är större än fjärrvärmenätets behov och att tanken laddas ur vid motsatt förhållande.

Att systematiskt beskriva styr-, regler- och övervakningssystemen i Hällbybrunnanlagen är inte helt lätt. Vissa system är helt fristående, andra har en gemensam reglermässig koppling och därtill finns det system som är reglertekniskt fristående men på grund av temperaturer, flöden etc ingår i ett reglertekniskt samband.

Om vi delar in anläggningen i oljepannor, fjärrvärmenät och värmepumpar skulle följande beskrivning av styrsystemen kunna genomföras.

Oljepannor

Oljepannanläggningen är kopplad i serie med fjärrvärmepumparna och hela fjärrvärmeledet passerar således denna. Inbördes är de två 4 MW oljepannorna parallellkopplade.

När pannorna är avställda hålls de uppvärmda med hjälp av fjärrvärmeledet som då värms av värmepumparna.

Oljepannorna har ett helt individuellt reglersystem. Detta har ingen koppling till det övergripande styrsystemet. Start av oljepannorna sker manuellt. Därefter styrs brännarna av temperaturen i respektive pannvatten.

Det utgående fjärrvärmeledet styrs av en förbigångsventil som genom att stänga eller öppna shuntar förbi mer eller mindre fjärrvärmevatten av lägre temperatur.

Styrningen sker via en kurva som är beroende av framledningstemperatur och utetemperatur.

En grundligare funktionsbeskrivning finns i kapitel 8.6.

Fjärrvärmenätet

Detta styrs av två parametrar, flöde och temperatur.

Flödet styrs via varvtalsreglerade fjärrvärmepumpar som i sin tur styrs av differenstrycksgivare i nätets längst

bort belägna del. När abonnentcentralerna kallar på värme öppnar ventilerna för abonnentcentralernas värmeväxlare och släpper igenom ett större flöde. Därmed sjunker differenstrycket mellan fram- och returledning. När givaren känner att differenstrycket minskar i bortre delen av fjärrvärmenätet får fjärrvärmepumparna en signal som ökar pumparnas varvtal, med stigande flöde och tryckdifferens som följd.

Under förutsättning att inte oljepannorna är i drift styrs fjärrvärmenätets framledningstemperatur av en trevägsventil. Ventilen är flödestekniskt placerad före värmepumparnas kondensorer.

Ventilen har till uppgift att konstanthålla en vald temperatur på utgående värmebärare från kondensorererna oavsett antal värmepumpar som är i drift. Detta sker genom återinblandning av utgående värmebärare före kondensorererna.

Eftersom flödet över kondensorererna är konstant, och varierande grad av återinblandning sker beroende på driftsituation, kommer flödet från värmepumpen till fjärrvärmenätet över flödesmätare GF2 att variera.

Värmepumpar

Värmepumparna har förutom interna styr- och övervakningssystem ett gemensamt övergripande styrsystem som man valt att kalla effektregering.

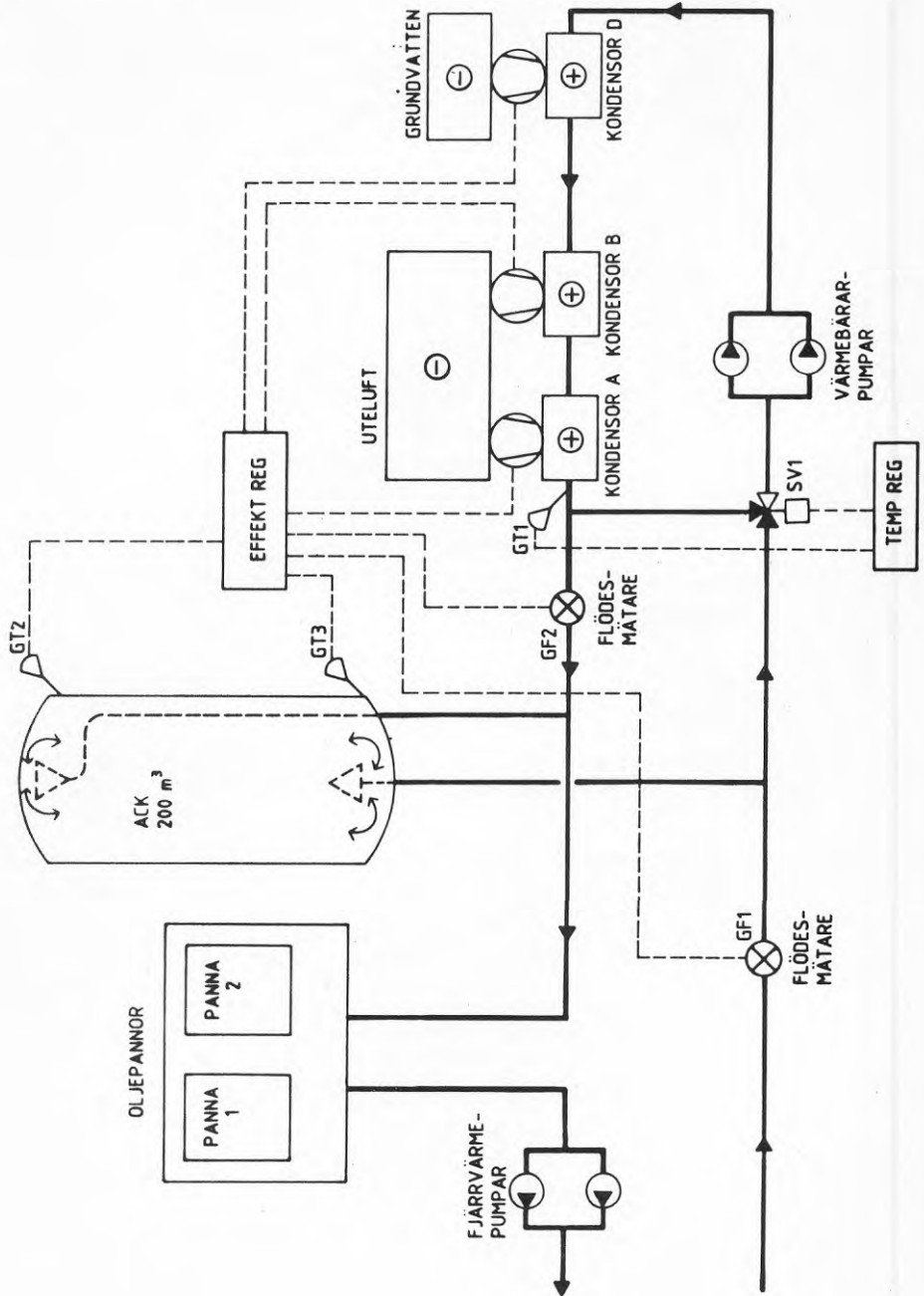
Effektregulatorn påverkar kompressorerna i anläggningen och kan därmed sägas arbeta i 3-steg eftersom det är totalt tre kompressorer.

Det var meningen att varje effektsteg skulle starta och köra en kompressor med 100 % alternativ stoppa dem.

På grund av störningar som uppstått i elnätet vid start av kompressorer har denna strategi tills vidare ej kunnat användas. Istället har stopp enligt ovan inneburit att kompressorn aldrig stannat utan istället reglerat ned till sitt lägsta effektläge. Lägsta effektläge innebär att reglerslidan stannar på 30 % och kompressorns kapacitet motsvarar ca 40 % av nominell effekt.

Styrningen av effektstegen sker med hjälp av flödesmätare GF1 och GF2 samt en temperaturgivare placerad i ackumulatortankens topp och en i dess botten.

Temperaturgivarna bestämmer ändlägena dvs då dessa känner samma temperatur och den är lika med eller större än inställt börvärde är ackumulatortanken fulladdad.



Figur 2.10 Flödesschema visande styr- och reglerprincip.

Känner temperaturgivarna samma temperatur och den är lägre än börvärdet är ackumulatortanken urladdad.

Flödesmätarna används till att bestämma laddnings- respektive urladdningshastighet samt laddningsgrad.

Laddnings- respektive urladdningshastigheten bestäms av differansen mellan erhållna flöden åt respektive håll.

Laddningsgraden bestäms av skillnaden i flöde mellan de två flödesmätarna efter att ett ändläge har uppmätts.

Avfrostning

Utetemperaturgivare bestämmer om stopp- eller varmgas-avfrostning skall ske. Vid stoppavfrostning gäller att utetemperaturen måste vara tillräckligt hög för att luften skall kunna smälta frosten på batteriytorna. Gränsen mellan varmgas- och stoppavfrostning ligger vid ca +5°C i utetemperatur.

Stoppavfrostning innebär att batteri, som skall avfrostas, får sin köldmediereturledning till vätskeavskiljaren avstängd, medan dess fläkt hålls i drift. Ingen förångning sker då i batteriet, varför uteluften smälter frost på batteriet.

Stoppavfrostning sker som en kontinuerlig process där avfrostning av ett batteri alltid pågår.

Varmgasavfrostning innebär att batteri, som skall avfrostas, får sin returledning till vätskeavskiljaren kraftigt strypt, medan tilloppet från vätskeavskiljaren stängs. I stället öppnas en tilloppsledning från kompressorernas högtrycksledning till batteriet, varvid hetgas strömmar in i batteriet och helt eller delvis kondenserar, varvid frost smälter från batteriytan.

Vid hetgasavfrostning avfrostas ett batteri åt gången samtidigt som de återstående sju batterierna hämtar värme ur uteluften.

Avfrostningsförloppen styrs av programmeringsenhet (PC).

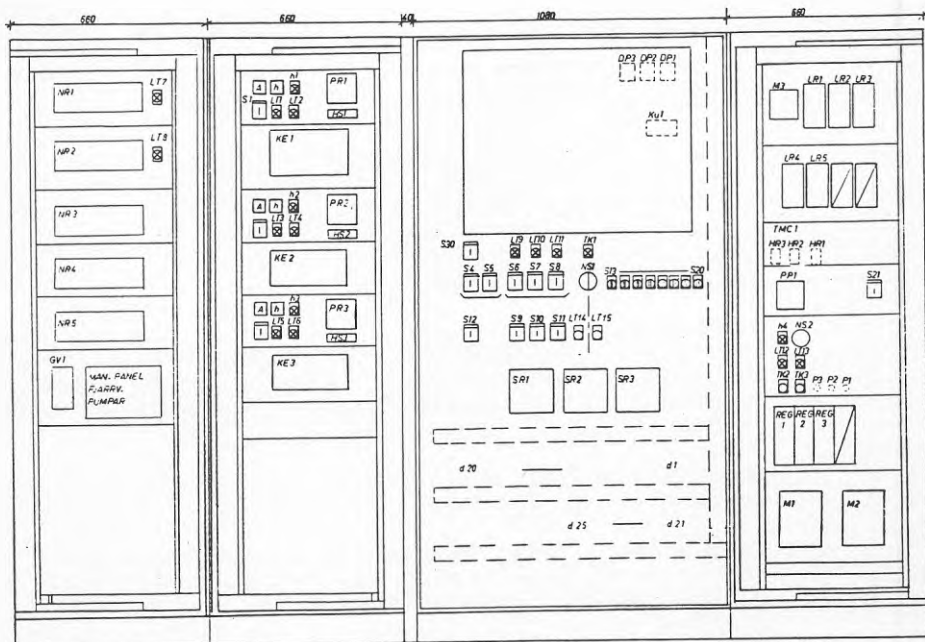
Ordningsföljden vid en hetgasavfrostning för ett batteri är i princip följande:

- 1 Stopp av förångarfläkt
- 2 Suggasventil stänger
- 3 Varmgasventil öppnar
- 4 Avfrostning pågår
- 5 Varmgasventil stänger
- 6 Suggasventil öppnar
- 7 Fläktar startar

Den behovsstyrda avfrostningen styrs av temperatur-differensen mellan utetemperatur och förångningstemperatur.

Förångningstemperaturen mäts via köldmediets mättnads-tryck i vätskeavskiljaren.

Varje värmepump har därtill sin interna reglerutrustning för kapacitetsreglering, nivåhållning, temperaturbegränsning, strömbegränsningsutrustning m m.



Figur 2.11 Apparatskåp

Grundvattenvärmepumpen har en temperaturgivare som känner utgående grundvattentemperatur. Om vattnets temperatur närmar sig $\pm 0^\circ\text{C}$ begränsas värmepumpens kapacitet oavsett värmebehov för att förhindra isbildning i strilförångaren.

Registrering av driftsdata sker i tre st 6-kanals skrivare.

Skrivare 1 Temp in kondensor, värmebärare
 Temp ut kondensor, värmebärare
 Temp framledning fjärrvärme

Temp retur fjärrvärme
 Flöde värmepumpanläggning (GF2)
 Flöde fjärrvärme (GF1)

- Skrivare 2 Utetemperatur
 Flöde värmepumpanläggning
 Flöde fjärrvärme
- Temp tryckrör kompressor 1
 Temp tryckrör kompressor 2
 Temp tryckrör kompressor 3
- Skrivare 3 Värmeeffekt från värmepumpanläggning
 Värmeeffekt ut på nät
 Tryck före fjärrvärmepump
- Tryck efter fjärrvärmepump
 Differenstryck fjärrvärmenät
 Grundvattenivå.

Övervakning

Kompressordriften övervakas av en kontrollenhet för respektive kompressor, monterade i apparatskåp i vilken följande funktioner är samlade:

- Kompressorns kapacitet styrs (slidventilläge) genom impuls från övergripande effektreglering.
- Avkänna kapacitetsslidens kapacitetsläge och indikera detta.
- Förhindra överbelastning av kompressorns elektriska drivmotor.
- Förhindra alltför frekventa starter av kompressoraggregatet.
- Blockera oljetrycksvaktfunktionen under kompressorns startperiod.

Kompressoraggregatet är också utrustat med följande säkerhetsvakter, vilka förhindrar drift utanför tillåtna driftvärdet.

- Högtryckspressostat
- Lågtryckspressostat
- Oljetrycksvakt
- Tryckrörstermostat
- Överhettningsskydd på kompressorns drivmotor
- Överströmsskydd på drivmotorns startutrustning.

För indikering av kompressorernas driftstryck och temperatur är dessa utrustade med följande instrument placerade i respektive kompressoraggregat.

- Högtrycks- oljetrycksmanometer
- Lågtrycksmanometer
- Oljetemperaturmätare

Samtliga larm- och felsignaler är anslutna till larmtablå med utgående summeralarm.

För övervakning av köldmedium i maskinrumsluften är anläggningen försedd med köldmediedetektor med känselkropparna placerade i anslutning till ventilationsspjäll i husets yttervägg, samt i grundvattenförångarens hölje.

2.8 Tekniska data för värmepump

Förångare, uteluft/st (8 st)

Kyleffekt	194 kW
Luftflöde	29,7 m ³ /s
Ingående luft	- 5°C
Utgående luft	- 10°C
Förångningstemperatur	- 13°C
Tryckfall luft	99 Pa
Flänsdelning	5 mm
Antal rör i djupled	8
Flänsad längd	4,8 m
Flänsad bredd (höjd)	1,9 m

Fläktar till förångare/st (8 st)

Märkeffekt	11 kW
Effektförbrukning vid fullvarv	8,4 kW
Varvtal	320 r/m
Fläkt diameter	2 200 mm
Tryckuppsättning	160 Pa

Förångare, grundvatten (1 st)

Kyleffekt	1 250 kW
Vattenflöde	180 m ³ /h
Ingående vattentemperatur	+ 8°C
Utgående vattentemperatur	+ 2°C
Förångningstemperatur	-2°C

Kompressor/st (3 st)

STAL typ SVR 73 EB	
Varvtal	2 950 r/min
Slagvolym	2 505 m ³ /h
Reglerbar slagvolym	10 - 100 %
Kyleffekt ($t_1 = 65^\circ\text{C}$, $t_2 = -10^\circ\text{C}$)	942 kW
Axeffekt	550 kW
Värmeeffekt	1 492 kW

Kompressormotor/st (3 st)

Märkeffekt	700 kW
Märkström	48 A
Driftspänning	10 kV
Varvtal	2 950 r/m
Cos φ	0,88
Skyddsform	IP 23

Kondensorer/st (3 st)

Tubpannekondensor	
Överföringsyta köldmedium	360 m ²
Överföringsyta värmebärare	105 m ²
Försmutningsmotstånd	0,0001 m ² °C/W
Värmebärarflöde	210 m ³ /h
Tryckfall vid maxflöde	60 kPa
Konstruktionstryck hölje/tubsida	2,2 / 1,0 MPa

Värmebärarpumpar (2 st)

Märkeffekt	11 kW
Effektbehov	8 kW
Varvtal	2 925 r/min

Fjärrvärmepumpar (2 st)

Märkeffekt	55 kW
Varvtal	0 - 3 000 r/min

2.9 Byggnad

Oljepannorna består av två transportabla oljepannor uppställda vid sidan om värmepumpbyggnaden. Mellan oljepannor och värmepumpbyggnad är ackumulatortanken uppställd. Detta framgår av figur 7.3.

Värmepumpbyggnaden mäter 12 x 30 m i plan. Höjd till överkant förångardel är ca 9 m.

Figur 2.12 och 2.13 visar planritning och sektion på byggnaden.

Stommen består av stålpelare och stålbalkar. Väggarna utgörs av liggande lättbetongelement, invändigt klädda med mineralull. Taket utgörs av isolerat plåttak.

Byggnaden vilar på en grundplatta i gjuten betong.

Byggnaden är uppdelad i maskinrum, kontrollrum, elutrymmen för hög- och lågspänning samt personalutrymmen.

Maskinrum

Maskinrummet innehåller hela grundvattenvärmepumpen samt uteluftvärmepumpen med undantag av uteluftvärmepumpens förångarbatterier.

Förångarbatterierna är placerade ovanpå byggnaden och tillsammans med in- och utloppskanaler utgör batterierna också del av byggnadens tak.

Under varje förångarbatteri är ett kombinerat vattenavlednings- och ventilationstråg placerat.

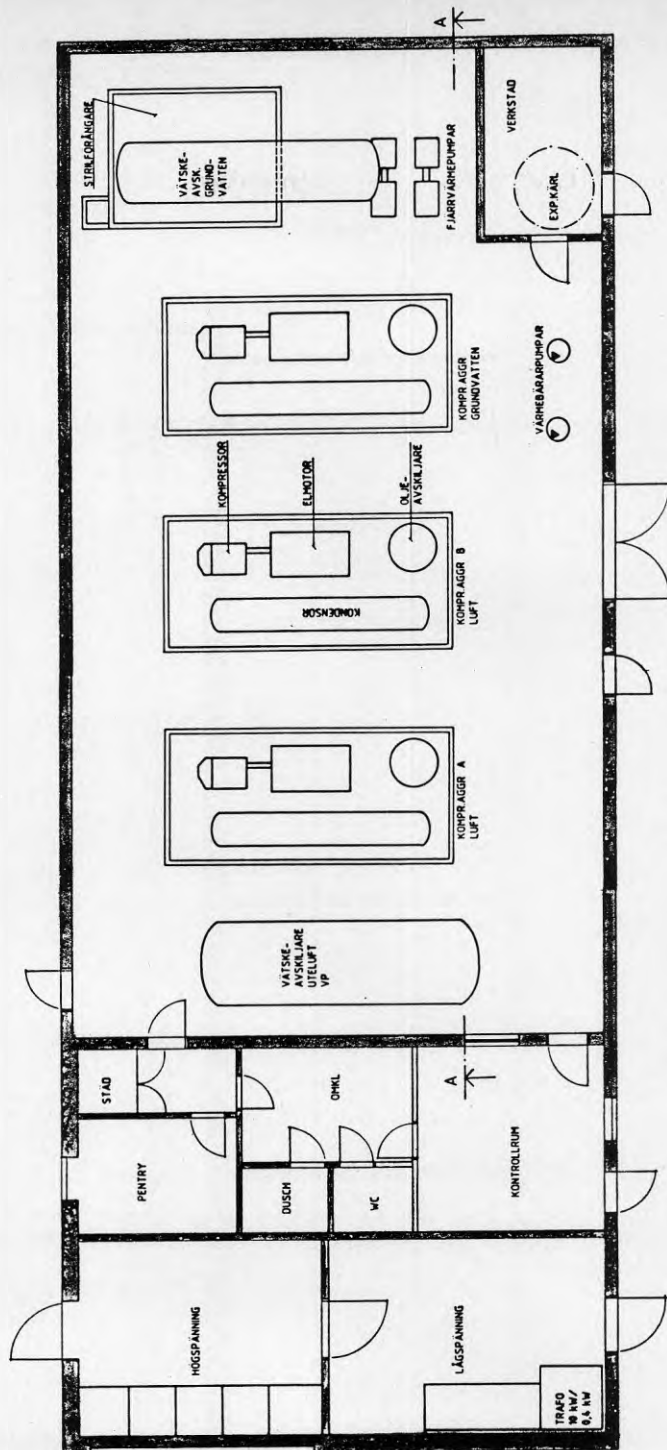
De fläktar som är i drift ger via tråget under respektive batteri ett övertryck i maskinrummet. Om temperaturen i maskinrummet stiger öppnas de motorstyrda ventilations-spjällen i maskinrumsväggen och varm maskinrumsluft strömmar ut och fångas av luftströmmen upp genom förångarbatterierna. Kall luft förs in i maskinrummet genom ventilationstrågen. All ventilation av maskinrum sker på detta sätt.

Värmepumparnas kompressorer och elmotorer är uppställda på fundament av betong, varje kompressorenhet inklusive drivmotor, oljeavskiljare, kondensor, ekonomiser m m är placerat i var sin ljuddämpande inneslutning.

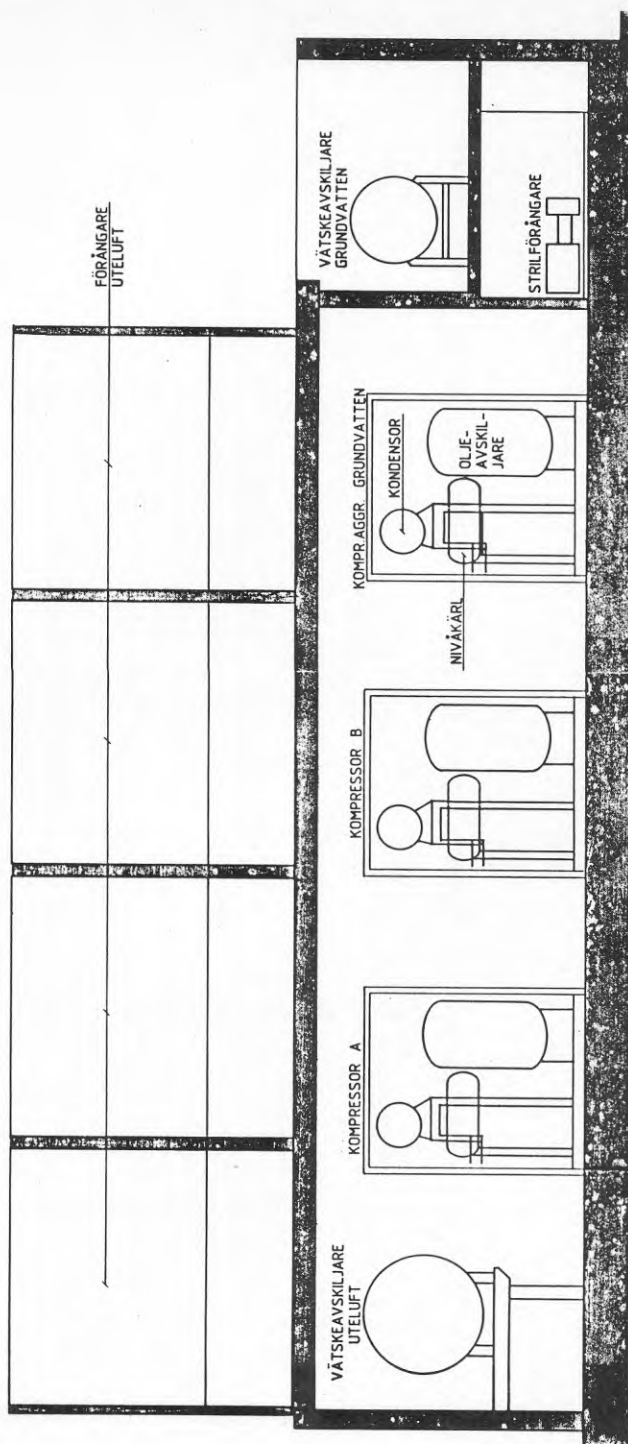
Dessa har dörrar, luckor etc för servis och övrig åtkomlighet.

Fjärrvärmepumpar, cirkulationspumpar för värmebärarkretsen samt tryckhållningsutrustning för fjärrvärmenätet är placerat i maskinrummet.

Maskinrumsdelen innehåller stegar och gångbryggor av gallerdurk.



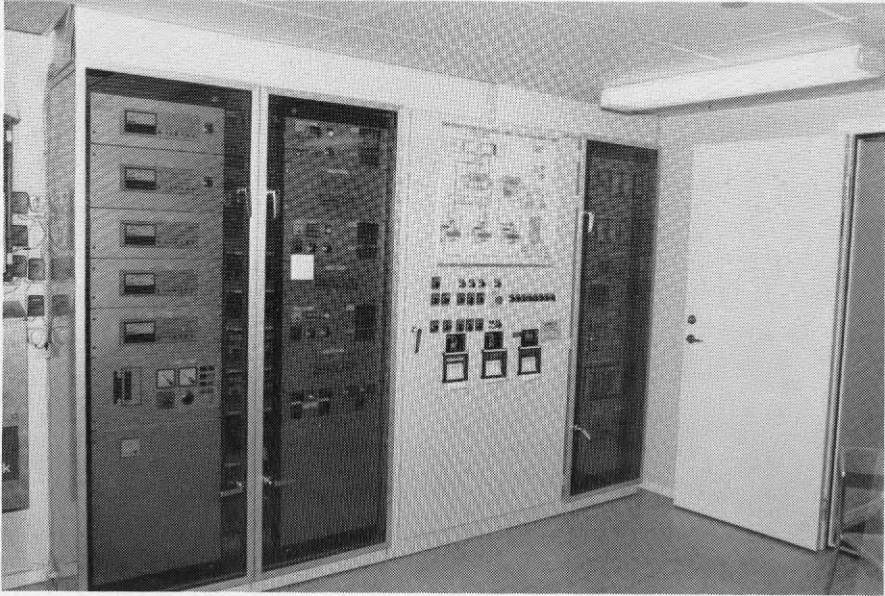
Figur 2.12 Skiss visande plan av värmepumpsbyggnad.



Figur 2.13 Skiss visande sektion A-A av värmepump-byggnad.

Kontrollrum

Kontrollrummet innehåller all styr, regler-, drift- och övervakningsutrustning för anläggningen. På apparatskåpet finns ett flödesschema vilket via lysdioder visar anläggningens driftstatus.



Figur 2.14 Apparatskåp i kontrollrum.

Elutrymmen

Elutrymmena fördelar sig på en hög- och en lågspänningsdel.

Högspänningsdelen innehåller fördelningsfack och startutrustning till kompressorer.

Lågspänningsdelen innehåller transformator, frekvensomformare samt startutrustning för pumpar och fläktar.

Personalutrymmen

Personalutrymmen som ligger i anslutning till kontrollrummet innehåller duschrum, WC och omklädningsrum samt ett matrum.

2.10 Miljö

I denna rapport finns inga miljöaspekter redovisade med undantag av redovisade freonanvändning i kapitel 7.9.

Bullermätning från Hällbybrunnsvärmepumpen redovisas i en separat BFR-rapport som gäller bullerutvärdering av åtta större värmepumpar.

3 PROJEKTERING OCH BYGGANDE

Anläggningsägare: Eskilstuna kommun, Tekniska Verket,
Värmeverket

Totalentreprenör: Stal Refrigeration AB

3.1 Projektering

Hösten 1978 beslutade kommunen att Hällbybrunn skulle uppvärmas genom fjärrvärme, på ett nät som ej skulle sammankopplas med stora fjärrvärmenätet i Eskilstuna.

I samarbete med Vattenfall projekterades ett lågtemperaturnät för anslutning till värmepumpar.

Mätningar företogs i de befintliga hyreshusen. De visade att radiatortemperaturen var mellan 10 och 15°C lägre än det dimensionerande värdena. Villorna bedömdes klara de lägre temperaturerna utan större problem.

Handelsträdgården i Gustavslund skulle under ett par år få anpassa sig till de lägre framledningstemperaturerna.

Lågtemperaturdimensioneringen medförde att kulvertdimensionerna skulle öka med i genomsnitt ett anslutningsnummer. Detta medförde ökade kulvertförluster men genom den lägre framledningstemperaturen skulle förlusterna totalt sett bli något lägre än i ett normalt system.

Den lägre framledningstemperaturen medför att värmeväxlarna blir dyrare än vid normalfallet, detta gäller även kulvertarna. Merkostnaden erhöles av medel från Statens Råd för Byggforskning och belastade ej värmeverket eller abonnenterna.

Fjärrvärmenätet för lågtemperatur byggdes och värmeleveransen i Hällbybrunn påbörjades år 1980 med hjälp av transportabla oljeeldade pannor.

Under perioden 1978-81 skedde omfattande utredningar om hur värmeproduktionen skulle ske i Hällbybrunn och här utkristalliserades snabbt ett alternativ med en värmepumpanläggning med uteluft som värmekälla. Kontakter togs med Statens Råd för Byggforskning, som ställde upp med medel för att göra en omfattande utvärdering. Utvärderingen gjordes av Tekniska Verken, Scandiaconsult och Vattenfall gemensamt. Vid utvärderingen fanns anbud från två leverantörer och under arbetets gång utökades uppdraget till att omfatta även grundvatten som värmekälla.

Hällbybrunn är till största delen byggt på en rullstensås och frågan om att ta energi från grundvatten väcktes då verket placerades i närheten av en reservvattentäkt för Hällbybrunn.

För att bestämma förutsättningarna för grundvattenenergiuttag vid Hällbybrunn gjordes en undersökning, omfattande

bland annat provpumpning och infiltration. Målsättningen med undersökningen var att bestämma den naturliga värmetillgången i grundvattnet och bedöma erforderliga åtgärder för att utnyttja denna maximalt under vinterhalvåret.

Enligt en gammal vattendom fick 90 m³/h tas ur tälkten. En ny vattendom erhöles som bygger på att vissa grundvattennivåer i grusåsen ej underskrids. Detta medgav ett större grundvattenuttag framför allt i kombination med infiltration. I vattendomen finns också inskrivet vissa höjder för andra brunnar, som Energiverket är skyldiga att följa upp och kontrollera.

I den undersökta grusåsen planerades en konstgjord infiltrationsbassäng. Om denna utnyttjas för aktiv laddning av grundvattenmagasinet beräknas den uttagbara energitillgången öka med 40 %.

Infiltrationsbassängen utfördes med ytan ca 6 000 m² och den har ett bottenintag där man för in vattnet vintertid och ett ytintag så att vattnet exponeras mot solen sommartid. Energiuttaget ur åsen blir ca 4 000 MWh och genom att bara använda åsen under vinterhalvåret beräknas man få en fullständig återhämtning så att man till nästa vintersäsong har normal temperatur i åsen igen.

Ovanstående utredningar och vattendom ledde fram till att förågningsunderlaget för värmepumarna ändrades till det slutliga 2,5 MW för uteluft och 1,7 MW för grundvatten.

3.2 Upphandling

Beställaren i samråd med Vattenfall bestämde sig för en nyckelfärdig anläggning, en s k paketlösning vilket innebar att entreprenören skulle för byggnad, värmepumpar, ackumulator, övergripande styr påta sig ansvaret inom byggnaden. Beställaren svarade för fjärrvärmenät, abonnentcentraler och allt som rörde grundvatten och infiltration.

De entreprenadformer som kunde komma ifråga med den valda paketlösningen var:

- Totalentreprenad (ABT 74)
- Allmänna bestämmelser för leverans av anläggningar (ABA 78).

ABT 74 är ett komplement till AB 72 och gäller för totalentreprenader. Totalentreprenad innebär att det är entreprenören som ansvarar för de tekniska lösningarna och denne ikläder sig därmed ett tyngre funktionsansvar för entreprenaden. Detta innebär att totalentreprenören även har ett större funktionsansvar under garantitiden.

ABT 74 är utarbetat av byggandets kontraktskommitté i vilken ingår en rad föreningar för både entreprenörer och beställare.

ABA 78 är utformad av Svenska Mekanförbundet och är avsett för större maskinläggningar. I likhet med ABT 74 är det i detta fall leverantören som ensam ansvarar för tekniska lösningar och genomförandet av anläggningen. ABA 78 talar om ansvarstid vilket är att jämföra med garanti-tid.

ABA 78 är ingen entreprenad utan är ett leveransavtal som sorterar under köplagen.

3.3 Anbud och kontrakt

I upphandlingsskedet förekom två anbudsgivare med relativt likvärdiga alternativ.

En omfattande utvärdering av anbuderna genomfördes på initiativ från Vattenfall.

Eftersom det handlade om en experimentanläggning var frågeställningarna både många och svåra. Vattenfall med ekonomiskt bistånd från Byggforskningsrådet garanterade att den anbudsgivare som ej erhöll uppdraget skulle till viss del ekonomiskt kompenseras för nedlagt arbete.

Stal Refrigeration AB erhöll slutligen uppdraget och anläggningen såldes genom deras Stockholmsfilial beroende på geografisk placering.

Kontrakt

Kontraktet gäller leverans av anläggning enligt ABA 78.

Kontraktssumman är 11 597 000 kronor exkl moms.

Övriga data av betydelse:

- Övertagande av anläggning 1984 03 08.
- Förseningsvite 0,25 % per vecka av kontraktssumman, dock maximalt 75 % av kontraktssumman.
- Prestandavite utgår ej.
- Säkerhet 35 % av kontraktssumman fram till leverans av huvudkomponenter. Därefter och t o m ansvarstidens utgång 10 % av kontraktssumman.
- Ansvarstid 1 år från övertagande (1983 03 08 t o m 1984 04 07).

3.4 Tider

Tiderna som redovisas gäller från utredningar, projektering, byggstart till utvärdering.

1978	Utredning om Hällbybrunns framtida värmeförsörjning. Resulterad i fjärrvärme.
1979	Projektering av fjärrvärmenät.
1979-1980	Olika uppvärmningsalternativ utreds.
1980	De första abonnenterna ansluts till det delvis byggda fjärrvärmenätet. Uppvärmningen sker med olja.
1980	Provpumpning och utredning av grundvatten.
1981	Utvärdering av anbud.
1982	Kontrakt.
1983 02 01	Preliminära lay-outritningar.
1983 03 01	Förhandsbesked byggnadslov.
1983 04 01	Godkänt byggnadslov.
1983 04 15	Byggstart.
1983 05 01	Rör-, el- och sammanställningsritningar klara inkl tekniska beskrivningar.
1983 07	Vattendom
1983 10 15	10 kV framdragen och spänningssatt.
1983 11 01	Signal och manöverledningar anslutna. Drifts- och skötselinstruktioner klara. Grundvattenledningar och VA-ledningar framdragna och anslutna.
1983 03 01	Provdrift påbörjas.
1983 03 08	Övertagande.
1984 05	"Garantitiden" börjar.
1984 10	Mätprogram för utvärdering startas.
1984 11	Värmepumpanläggningen invigs.
1985 01	Ombyggnad av oljesystem.
1985 05	"Garantitiden" upphör.
1986 01	Ombyggnad av oljekylning.
1986 04	Mätprogram för utvärderingen stoppas.

3.5 Besiktningar

ABA 78 använder sig ej av besiktningförfarandet. Det som närmast skulle kunna jämföras med besiktning är provdrift och prestandaprov.

Provdrift genomfördes 1983 03 01 - 07.

Prestandaprov har ej genomförts.

En form av "Leveransbesiktning" har genomförts 1984 04 10.

4 MÄTPROGRAM

4.1 Inledning

För att få kännedom om hur värmepumpen och dess komponenter arbetar, hur den samarbetar med oljepannor samt hur hela värmesystemet fungerar har omfattande mätningar utförts.

Främst har temperaturer, flöden och tider registrerats, men även lägesindikeringar, tryck m m.

I ett tidigare skede bestämdes av BFRs värmepumpgrupp att Hällbybrunnsanläggningens värmepumpar skulle mätas enligt "kategori tre", dvs med mätningar även av köldmediesidan.

Mätningarna är indelade i långtidsmätningar och intensivmätningar.

Långtidsmätningarna var vid projektstarten planerade till två år (24 månader).

Sommarhalvåret 1985 visade sig innehålla mindre intressant information för utvärderingen varför mätning av sommarhalvåret 1986 ansågs ge jämförelsevis låg utdelning i förhållande till kostnaderna för mätningarna.

Efter två vintersäsonger beslutade vi i samråd med BFR att förkorta långtidsmätningarna till 19 månader, till förmån för intensivmätningar och utvärderingsarbete.

Intensivmätningarna bygger på korta mätperioder där hela anläggningen, alternativt vissa delar, bevakas genom intensivmätningar.

Samtliga mätningar har utförts av Mätcentralen för energiforskning (MCE) vid KTH.

De första kontakterna mellan MCE och oss, som utvärderare av projektet, skedde i juli 1983.

Under sensommaren tog mätprogrammet form och diskussioner med berörda installatörer fördes.

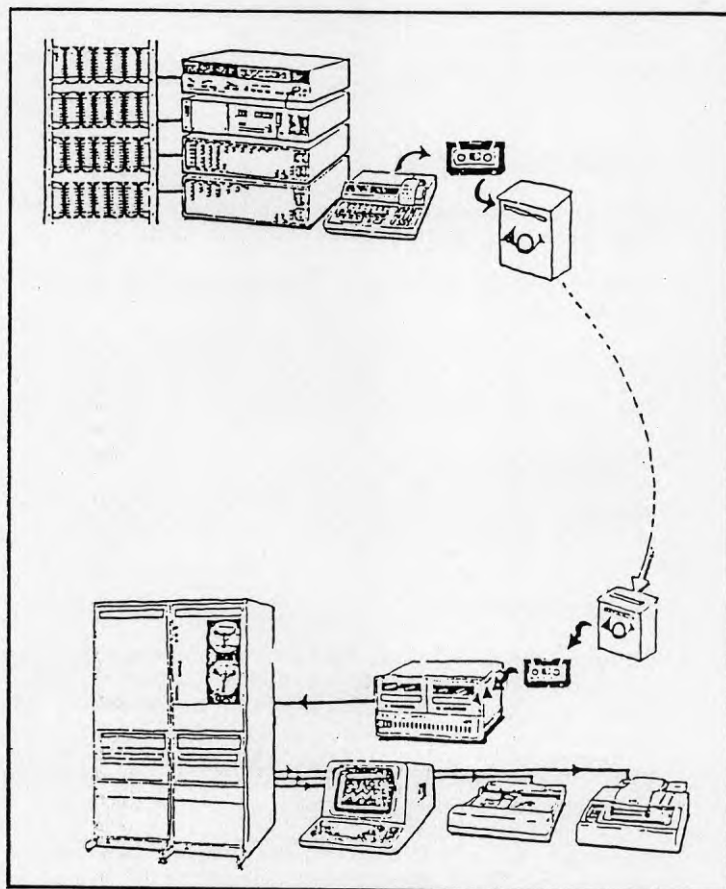
MCE beställde installation av dykfickor, kabelförläggning, mätuttag m m under hösten 1983.

Installationen utfördes av berörda installatörer under vintern 1983/84 varefter värmepumpsanläggningen startades upp i mars 1984.

Mätsystemet startades upp i augusti 1984 och var i sk provdrift fram till 1984 10 01 då själva utvärderingsprogrammet startades.

Utvärderingsprogrammet pågick kontinuerligt fram till 1986 04 30.

Utöver det mätsystem MCE tillhandahållit har vi under utvärderingen använt oss av den mätutrustning som levererats med värmepumpenläggningen i form av skrivare, manometrar m m.



Figur 4.1 Principskiss för hantering av mätdata (MCE).

4.2 Mätprogram och omfattning

Mätprogrammet bygger på en modell som tagits fram och tidigare använts vid värmepumpsutvärderingar. Som exempel på värmepumpsanläggningarna kan nämnas Lovudden, Lidingö, Uppsala m fl.

Utvärderaren har i samråd med MCE bestämt vilka mätpunkter som skall installeras och sedan har MCE ansvarat för val av mätutrustning, installation, igångkörning samt insamling av mätdata.

Mätsystemet består i korthet av en mikrodator, två mätpunktsväljare samt utrustning för mätning av analoga och digitala signaler. Datorn styr utrustningen, samlar in, bearbetar och lagrar mätvärden.

Långtidsmätningar

Mätvärden samlas upp ute i anläggningen på disketter som var 14:e dag sänds till MCE på KTH.

Disketternas innehåll lagras där på band i väntan på utvärderingen.

MCE levererar månadsvis ett mindre antal sk månadsgrafer till utvärderaren för att denne skall vara fortlöpande informerad om de väsentligaste av senast insamlade data.

Långtidsmätningarna bygger på att mätdata från samtliga mätpunkter samlas in var 5:e minut (12 ggr/h). De analoga mätpunkterna medelvärdesbildas och de digitala summeras. Dessa värden lagras sedan på disketter.

Intensivmätningar

Intensivmätningarna bygger på samma utrustning som långtidsmätningarna. Skillnaden består i att varje mätvärde lagras och att någon medelvärdesbildning ej förekommer.

Tiden mellan mätningarna kan förkortas från var 5:e minut till var 30:e sekund under förutsättning att antalet mätpunkter begränsas till ca 30 st.

Värdena från intensivmätningarna samlas på samma typ av disketter som långtidsmätningarna och lagras slutligen på band hos MCE.

Tabellmätningar

En form av mätningar ute i anläggningen kallas av MCE "tabell". Mätningen kan avläsas direkt på skärmen. Mätpunkternas antal är begränsade till sex stycken som registreras var 20:e sekund.

4.3 Placering av mätgivare

Mätgivarnas placering framgår av bilaga 2.

Följande antal mätpunkter/givare har installerats:

Tabell 4.1

	<u>Mätpunkter</u>	<u>Givare</u>
Temperatur	34 st mätpkt	54 st givare
Flödesmätare	6 st mätpkt	6 st givare
Nivåmätare	2 st mätpkt	2 st givare
Drifftid	28 st mätpkt	-
Lägesindikering	11 st mätpkt	-
Tryck	8 st mätpkt	8 st givare
Elenergi	4 st mätpkt	4 st mätare

På grund av risk för temperaturskiktning i vissa rör, alt svårighet att bestämma den mest representativa mätpunkten för erhållande av en viss temperatur, används flera givare vars värden sammanlagras. Detta är anledningen till att antalet temperaturgivare är större än antalet mätpunkter.

4.4 Mätverksamhet

Efter ca två månaders provdrift av mätsystemet startade utvärderingsperioden 1984 10 01.

Vissa mätpunkter var vid denna tidpunkt ej installerade, och en del ofullständigheter kunde märkas i det ännu ej helt inkörda mätsystemet. Detta framgår också av vissa diagram och mätdata i utvärderingen.

Som utvärderare var vi medvetna om bristerna, men vi ansåg oss inte kunna uppskjuta starten av utvärderingen längre på grund av årstiden. Vid utvärdering av en ute-luftvärmepump ansåg vi hösten med stigande värmebehov och sjunkande utetemperatur som ytterst intressant.

Mätpunkter som saknades vid utvärderingens början:

84 10 09	installerades: bl a oljemängdsmätare, flödesmätare grundvatten, drifftidsmätning av kompressor B och fläkt 8, temperaturgivare för suggas kompressor, grundvattenvärmepump.
85 01 16	installerades: temperaturgivare uteluft, fuktgivare uteluft.
85 03 25	installerades: nivåmätare i grundvattenkälla samt infiltrationsgrop, temperaturmätare infiltrationsplats.

Mätproblem och förändringar av mätsystemet vilka är av större betydelse för utvärderingen.

84 12 12 - Elenergimätare SEE 901 för total elenergi
85 03 01 trasig.

Felet uppmärksammades i januari 1985. Att det ej åtgärdades omgående berodde på att det finns en parallell mätpunkt för total eleffekt (SEE 902) ur vilken motsvarande energimängder kan beräknas. Tyvärr har det i efterhand visat sig att (SEE 902) ej lagrat tillförlitliga värden. Grundorsaken lär vara att (SEE 902) ej är en renodlad energimätare för MCE utan en effektmätare installerad av värmepumpsentreprenören för styrning av processinstrument. MCE har använt signaler från denna utrustning till mätpunkt SEE 902. Någon form av överföringsavvikelse lär ha uppstått. Felet är i detalj ej känt för oss.

84 12 21 - Samtliga mätdata saknas.
85 01 05 På grund av sjukdom hos driftpersonalen i Hällbybrunn byttes disketten av jourpersonalen. Därvid byttes fel skiva, vilket på grund av helger och semestrar inte upptäcktes förrän efter nyår.

85 07 15 - Åsknedslag 15 juli orsakade att samtliga
85 08 16 analoga signaler var felaktiga. Eftersom de digitala signalerna fungerade verkade systemet intakt för driftpersonalen i Hällbybrunn. Därmed uppmärksammades ej felet förrän disketter anlände till MCE för inläsning den 9 augusti.

85 11 06 Installerades telefonkommunikation mellan MCE och mät datorn i Hällbybrunn.

Telefonkommunikationen tillkom mot bakgrund av de störningar som förekommit samt det geografiska avståndet mellan MCE och Hällbybrunn.

Samtidigt byttes programdisketten för datorn. I och med detta infördes villkorliga mätningar på ett flertal mätpunkter. Detta innebär att dator endast mäter t ex temperaturer på en kompressor under förutsättning att kompressorn är i drift alt varit i drift ett visst antal minuter före mätningen.

85 12 21 - 23 Voltmeter haverade och gav felaktiga värden för samtliga temperaturer.

Förutom ovan nämnda har enskilda mätpunkter fallit ur under längre eller kortare tid. Rent allmänt kan sägas att tryck och temperaturgivarna för köldmediesidan ofta

har fallerat. Detta hör troligen samman med vibrationer från kompressorerna.

4.5 Erfarenheter från mätningarna

När vi summerar intrycken av mätningar och mätsystem från planeringsstadiet till utvärdering vill vi göra följande kommentarer.

BFRs värmepumpgrupp hade redan bestämt att det skulle vara mätningar av "kategori 3", dvs mätning även av köldmediesystemet. En hög ambitionsnivå var således bestämd redan från början.

Referensobjekt

Vi hade i viss mån värmepumpsanläggningarna i Loudden, Lidingö och Visby som referensobjekt; dessa utvärderingar hade påbörjats tidigare och även de var bestämda att baseras på mätningar enligt "kategori 3".

Omfattning

Med ovanstående utgångspunkter blev mätprogrammet mycket omfattande. Detta beror på att uteluftvärmepumpen i Hällbybrunn (på 2,5 MW) innehåller nära nio gånger fler rörliga komponenter att bevaka jämfört med t ex ASEA-Stals värmepump på 11 MW (Lidingö).

Till detta skall läggas att uteluftvärmepumpen i Hällbybrunn ständigt påverkas av skiftande temperatur, fukt och snö. Avfrostningar inträffar med några timmars mellanrum och påverkar varje gång omställning av 16 st motorventiler och åtta fläktar samt påverkar kondensering, förångning m m. Detta att jämföra med grundvattenvärmepumpen alternativt ASEA-Stal sjövärmepump som kontinuerligt arbetar under samma förhållanden flera veckor i följd.

Installation

Med facit i hand är vi nöjda med själva installationen. Vi och MCE fick tidvis kämpa för att få mätare flyttade och placerade efter våra önskemål.

Vi anser att vi startade rätt med att vara mycket noggranna med installation av flödesmätare och övriga givare. Om inte flödesmätare och dykrör kommer på rätt plats före igångkörningen av anläggningen kommer de med all säkerhet aldrig att placeras rätt. Det medför allt för omfattande ingrepp att ändra i en redan idrifttagen anläggning. Ofta måste driften stoppas vilket är känsligt i fjärrvärmesystem.

Ett exempel var flödesmätaren för fjärrvärme. Det är kanske den viktigaste mätgivaren i anläggningen eftersom effekter och energimängder beräknas med hjälp av flödet. Vi ansåg att flödesmätaren var olämpligt placerad före och efter T-stycken och rörböjar.

Vi erhöll en kompromisslösning när det gällde flyttning av mätaren. Kraven på erforderliga rakstäckor av tio diametrar före och fem diametrar efter mätaren gick ej att uppfylla vid denna placering.

På grund av detta genomförde vi speciella prov med ett års mellanrum där vi kopplade om så att fjärrvärmeflödet och flödet från värmepumpen blev i serie med varandra.

Vid dessa prov var skillnaden i flöde mindre än en procent vilket var inom fabrikantens värden vilka vara 0,5 % per mätare.

Mätstart

Mätprogrammet var inte helt intakt vid utvärderingens början.

Kanske var inkörningstiden två månader av mätprogrammet för kort?

Mätavbrott

De mätavbrott som inträffat har varit mest störande då det gällt hantering av energimängderna.

Med hjälp av beräkningar samt jämförande kontroller anser vi oss ha ett tämligen säkert underlag för de månadsvärden där mätavbrott förekommit.

Telekommunikation

De uppkomna mätavbrott ledde till att en telefonförbindelse installerades mellan mätdata i Hällbybrunn och MCE i november 1985. Denna förbindelse gav en påtaglig förbättring av flera skäl. Mätningarna kunde nu kontrolleras dagligen; mätavbrott kunde ofta startas om via förbindelsen. Dessutom innebar telekommunikationen en klar fördel för oss som utvärderare när det gällde att få dagsaktuell information från anläggningen. Mer om detta under mätdataöverföring.

Mätdataöverföring

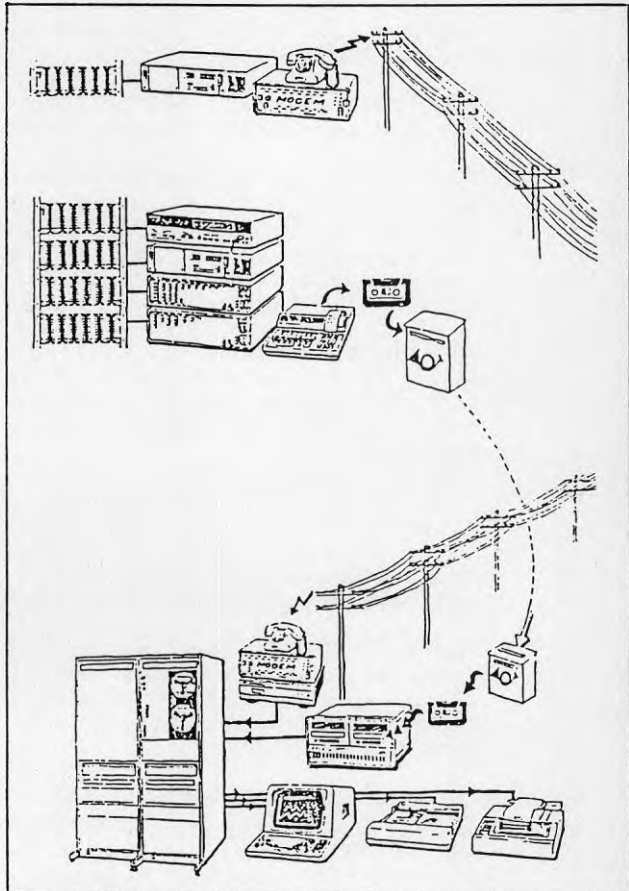
Disketten som lagrar mätdata, är fylld efter ca 14 dagar varefter personalen från MCE byter ut disketten och levererar den inlästa till MCE. Vid MCE läses mätdata från disketten över till band och lagras där i avvaktan på utvärdering.

MCE utför ett begränsat antal månadsgrafer från de överförda datalagringarna. Detta för att själva få en kvittens på att mätsystemet fungerar som avsett samt för att ge utvärderaren en viss information om anläggningens drift. Hanteringen av data via disketter som sänds till MCE för inläsning på band innebär en försening av denna information. Därtill skall adderas att MCE kanske ej alltid kan hantera dessa data omgående.

Vi är medvetna om de problem som föreligger med en snabbare överföring av de mycket stora mängder mätdata det är fråga om. Vi som utvärderare såg helst att detta gick att lösa, åtminstone med en begränsad mängd mätdata.

Den mot slutet av utvärderingen införda telekommunikationen via modem känns som ett stort steg i rätt riktning. Med hjälp av denna kunde vi som utvärderare ha direktkontakt med anläggningen och avläsa nuläget på ett begränsat antal punkter åt gången.

Fördelarna var uppenbara, vi kom på detta sätt i fas med anläggningen och var ej som tidigare hänvisad till historiska skeenden och tillbakablickar.



Figur 4.2

Princip för mät-
datahantering
inkl telekommuni-
kation

Bearbetning av mätdata

Bearbetningen av de datalagrade mätdata skall enligt planerna genomföras på MCE av utvärderaren. Denna del av utvärderingen har för vår del varit det definitivt största problemet, en "flaskhals".

Med tanke på det omfattande mätprogrammet och den stora mängden insamlade mätdata är det viktigt att hanteringen sker rationellt.

Vi använde en stor del av vår tid till att sätta oss in i systemet, men erhöll aldrig den effektivitet i den datahantering vi ansåg vara en förutsättning för utvärderingens genomförande.

Vi valde slutligen att köpa själva datahanteringen från MCE.

Tid och kostnader för datahantering hos MCE bör inte underskattas vid framtida utvärderingar.

Långtidsmätningar

Systemet är mycket bra för insamling av stora mängder mätdata som i efterhand kan hanteras ingående.

Problemen består i att man tämligen passivt i efterhand får konstatera vad som har förekommit.

En nackdel är tidsaspekten som redan nämnts ovan under Mätdataöverföring. En annan nackdel är att timmedelvärden erhålls genom att tolv femminutersvärden summeras och divideras med tolv. Härmed blir korta förändringar som registrerats under ett femminutersvärde dividerat med tolv och avvikelserna blir fullständigt utslätad.

Långtidsmätningarna är till sin utformning uppbyggda för att i efterhand informera om hur ett resultat blev. Långtidsmätningarna är däremot ett starkt begränsat hjälpmedel när det gäller att avslöja varför resultatet blev som det blev.

I november 1985 infördes något som vi valt att kalla villkorliga mätningar för vissa mätpunkter.

Bakgrunden var de erfarenheter vi erhöll under sommaren med täta start och stopp av värmepumpen.

Under sommaren medelvärdesbildades mätresultatet från ståtider samt drifttider och av detta gick ingenting att utläsa när det gällde köldmediesystemets temperaturer och tryck. Ett annat exempel var värmefaktorn som kunder pendla från närmare noll till sextio i timmedelvärde.

Anledningen till detta är att vid start och stopp står ej förbrukade effekten i proportion till den avgivna effekten på grund av trögheter i systemet. Vid t ex stopp av en kompressor upphör elförbrukningen direkt, medan kon-

densorn fortsätter att leverera värme tills den erhåller samma temperatur som fjärrvärmevattnet. Vid den momentana mätningen kan detta leda till en våldsam skillnad som sedan minskas genom medelvärdesbildning till timmedelvärden. Trots detta har alltså värmefaktorer upp mot sextio registrerats vid ett par tillfällen.

När dessa värden hanterades rent matematiskt i datorn erhöles ofta en månadsmedelvärmefaktor av ca sex till åtta. Anledningen till detta är att värden upp mot sextio får en betydligt större inverkan än de värden som närmade sig noll.

När detta uppmärksammats bestämde vi oss tillsammans med MCE att införa villkorliga mätningar. Detta innebär som första villkor att värmepumpen skall vara i drift. Som andra villkor gäller att driften skall ha pågått ett visst antal minuter för att stabila värden skall erhållas.

Intensivmätningar

Intensivmätningarna består egentligen av en långtidsmätning där varje femminutersvärde lagras utan medelvärdesbildning. Metoden kan även snabbas upp och därmed förkorta tiden mellan mätningarna.

Vi mätte ned till intervaller på 30 s men då på bekostnad av att antalet mätgivare begränsades till 30.

Om denna intensivmätningssmetod kan sägas mycket.

Här nedan nämner vi något av det mest påtagliga.

Vad som skall mätas och hur ofta måste bestämmas i förväg varvid MCE programmerar en särskild diskett. I anläggningen byts program och lagringsdisketterna för långtidsmätningarna ut till motsvarande disketter för intensivmätningarna.

Problem 1

Påtagligt ofta kan inte mätningen genomföras som planerats, och såsom disketten programmerats, på grund av driftsituation hos anläggning och nät, väderleksbetingelser etc.

Problem 2

Under provens gång upptäcks ofta behovet av kompletterande prov till vilket det ej finns någon programmerad diskett.

Problem 3

Metoden mäter ej kontinuerligt utan läser med vissa intervaller av givaren. Snabba förlopp är därmed svåra att följa. Själva avfrostningsförloppet på förångar batterierna är alldeles för snabbt för att kunna följas.

Problem 4

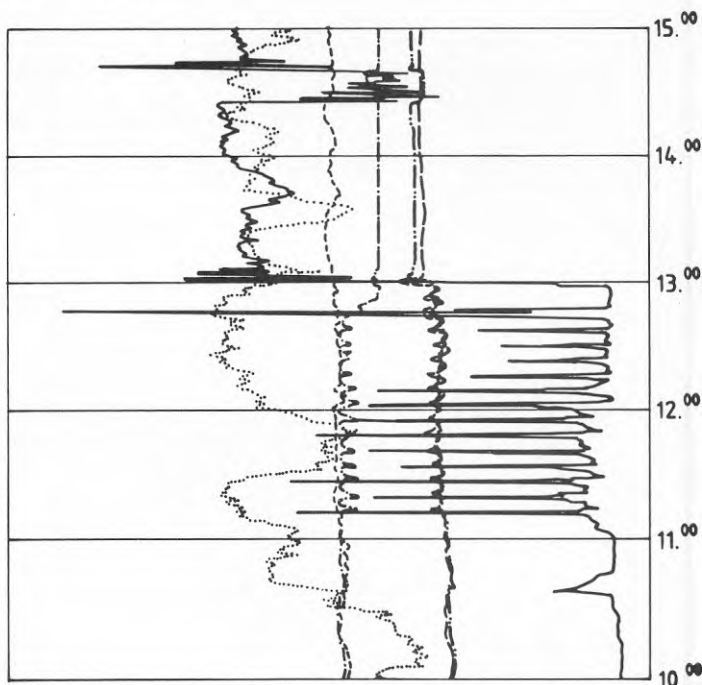
Mätresultaten kan ej avläsas på plats utan först efter bearbetning hos MCE. Härmed har tiden mellan mätning och mätresultat gjort att minnesbilder av anläggningens status bleknat; allt går ej heller att anteckna som stöd för minnet.

Problem 5

Man kan ej med säkerhet konstatera om lagring av mätvärden sker under pågående intensivmätning.

Detta problem fick vi uppleva vid en intensivmätning våren 1986. Efter olika provkörningar under en dag med intensivmätprogrammet i drift, överlämnades disketter med mätdata till MCE. Efter en vecka fick vi besked att mätdata aldrig blivit lagrade på disketten.

Dessa problem har inneburit att många och långa diskussioner förts mellan oss, som utvärderare, och MCE beträffande förbättringar av intensivmätningar. Någon ändring av intensivmätssystemet genomfördes dock ej på grund av att utvecklingstiden var tämligen lång och ett förändrat system därmed ej kunde införas under den pågående utvärderingstiden.



Figur 4.3

Exempel på snabba förändringar hämtat från en av anläggningens sexpunktsskrivare. Observera tidsskalan till höger.

En form av mätning ute i anläggningen kallas "TABELL" av MCE. Den har vissa för- och nackdelar som består av:

- + Avläsning av värden på skärmen direkt ute i anläggningen. Härmed kan man t ex kontrollera lägen hos ventiler och därmed dra slutsatser för nya mätningar.
- + Mätmetoden är snabb, fördröjningen är max 20 s mellan mätning och resultat på skärmen.
- Nackdelen är att alla givare presenterar resultatet med tre decimaler samtidigt som skärmen var 20:e sekund rullar fram nya värden. Det är svårt att veta var man är och att anteckna samtidigt.
- En annan nackdel är att givarantalet är begränsat till maximalt sex per mätning, vilket begränsar överskådligheten i anläggningen.

Med facit i hand kan vi konstatera att vi använde alltför mycket tid till intensivmätningar och diskussioner kring dessa. Vi borde ha börjat tillämpa tabellmätning på ett tidigare stadium.

Metoden har klara fördelar framför allt sedan vi anslutit en printer som dokumenterar resultaten.

Den begränsade överskådligheten med endast sex givare per mätning uppvägs till viss del av att mätresultatet avläses i anläggningen. Härmed kan kompletterande mätningar göras för att erhålla ett bättre helhetsintryck.

Att avläsa mätresultatet direkt i anläggningen är en ovärderlig tillgång som ej nog kan poängteras. Mätresultat kan jämföras direkt mot rådande driftförhållanden och omställningar av anläggningen kan utföras för kompletterande mätningar.

5 UTVÄRDERING AV LÅNGTIDSMÄTNINGAR

5.1 Inledning

Vi vill inledningsvis till detta kapitel redovisa förutsättningarna för de redovisade resultaten.

Någon egentlig utvärdering av värmepumparnas prestanda och tillgänglighet har ej kunnat ske i denna rapport. Anledningen till detta är de yttre faktorer i form av elnät, fjärrvämetemperaturer, övergripande styrutrustning m m som värmepumparna störs av. Dessa yttre faktorer har samtliga bidragit till att minska värmepumparnas prestanda.

Vad som nedan redovisas är vad värmepumparna förbrukat och producerat under utvärderingstiden vid de yttre omständigheter som då rådde. Någon utvärdering av värmepumparna som specifika objekt kan således ej ske av materialet i detta kapitel.

Utvärderingen bygger på mätdata från långtidsmätningar. Dessa har insamlats och lagrats hos MCE (se kapitel 4). Bearbetning av mätdata har utförts av MCE efter instruktioner från oss.

Noggrannheten i de uppmätta resultaten varierar och vi har valt att redovisa dessa i bilaga 1.

5.2 Planerad och uppmätt energiproduktion

Utvärderingen påbörjades 1984 10 01 och avslutades 1986 04 30.

År 1985 som i sin helhet ingår i utvärderingstiden har valts som referensår för mätningarna. 1985 var ett ovanligt kallt år.

Planerad energiproduktion är hämtad ur ett varaktighetsdiagram från Värmeverket i Eskilstuna för Hällbybrunn med ett totalt planerat energibehov på 26 000 MWh för fullt utbyggt fjärrvärmennät.

Av varaktighetsdiagrammet framgår det att värmepumpen beräknas ersätta 21 000 MWh per år motsvarande 81 % av värmebehovet vid normalår.

Detta varaktighetsdiagram finns medtaget i denna rapport, för att jämförelse lättare skall kunna göras med det varaktighetsdiagram som bygger på uppmätta värden från år 1985 (se figur 5.1 och 5.2).

Vi vill här informera om att vi som utvärderar råkade ut för en mät- och energiteknisk fadäs när det gäller fjärrvärmennätets totala energibehov.

Bakgrunden är att fjärrvärmennätet i Hällbybrunn började byggas redan 1980 långt innan värmepumparna i Silverdal

togs i drift. För uppvärmning av nätet användes vid denna tidpunkt transportabla panncentraler. En av dessa var och är uppställd i Gustavsborg nära handelsträdgården.

I planeringen av utvärderingen och därtill hörande mätningar fick vi veta att dessa panncentraler varit i drift under uppbyggnadsskedet och numera var avställda varför ingen mätutrustning installerades i denna.

Som tidigare nämnts togs denna panncentral åter i drift på grund av de driftproblem som uppstod från handelsträdgården.

Anledningen till att panncentralen tagits i drift var krav på höga framledningstemperaturer till handelsträdgården under vintern.

På grund av sekundärkretsens koppling i handelsträdgården erhöles höga returtemperaturer och därmed höga flöden, vilket under vintern vållar problem för värmepumparna.

Handelsträdgården är därtill placerad i motsatt ände av fjärrvärmenätet jämfört med värmepumparna och således en lång transportsträcka för de stora flödena.

Värmepumpstekniskt var det sålunda riktigt att starta panncentralen den kalla årstiden och därmed förhindra höga returtemperaturer till värmepumparna.

Eftersom övervakning av denna panncentral ej var installerad observerade vi ej den uppkomna situationen.

Vid en väl sen tidpunkt av utvärderingen erhöles vi information om den förändrade driften. Att i detta läge börja montera kompletterande mätutrustning och skaffa rutiner för denna ansågs ta för lång tid för att vara till hjälp.

Utvärderingsmässigt skulle problemet stanna vid att den totala värmeproduktionen till fjärrvärmenätet ej var uppmätt. Därmed skulle problem uppstå med varaktighetsdiagram och jämförelse beträffande hur stor del av den totala värmeproduktionen som värmepumpen levererat.

Av vad som ovan framgår är det planerade och det uppmätta varaktighetsdiagrammet ej helt jämförbara. Det planerade varaktighetsdiagrammet gäller den totala värmeleveransen. Det uppmätta gäller leverans från Silverdal.

Nedan visas i tabellform några övergripande värden som snabbt ger en indikering av skillnaden mellan planerat och uppmätt resultat.

Vi har valt att redovisa hela mätperioden 1984 10 01 - 1986 04 30. Hela mätperioden ger i sig inget rättvist resultat vid årsjämförelser på grund av att den innehåller två vintersäsonger och en sommarsäsong. Vi kan dock se att värmepumpens andel av energiproduktionen ökat från 61 % vid årsredovisning till 64 % för hela mätperioden. Under samma tid är totala värmefaktorn mycket lite påverkad, 2,17 respektive 2,15.

Tabell 5.1

		Planerat ¹	Uppmätt ² 1985	Uppmätt 84 10-86 04
Total värme- leverans	(MWh)	26 000	23 541	"39 749"
Motsvarar i olja	(m3)	2 970	2 689	
Total värme- leverans VP	(MWh)	21 000	14 440	"25 417"
Motsvarar i olja	(m3)	2 400	1 650	
VP andel	(%)	81	61	"64"
VP elförbrukn.	(MWh)		6 647	"11 832"
COP tot medel			2.17	"2.15"
Utetemp. medel	(°C)	5.9	4.3	"2.6"
Oljeförbrukning	(m3)	570	1 039	1 816

Anm 1 Gäller totala nätet.

Anm 2 Värmeleverans från Silverdal.

Vid korrigerigering av den totala uppmätta värmeleveransen för 1985 till normalårsvärde med hjälp av graddagsstatistik erhålls 21 210 MWh.

Skillnaden till 26 000 MWh består till största delen av panncentralen i Gustavsborg som ej finns redovisad. Därtill kan förekomma vissa mindre avvikelser mellan verklig och planerad energiförbrukning samt ifråga om abonnenter anslutna till nätet.

Tabell 5.1 - korrigerad till normalår för 1985 - skulle få följande utseende (se tabell 5.2).

Tabell 5.2

		Planerat ¹	1985 2 korrigerad- till nor- malår
Total värmeleverans	(MWh)	26 000	21 210
Motsvarar i olja	(m ³)	2 970	2 423
Total värmeleverans VP	(MWh)	21 000	14 440
Motsvarar i olja	(m ³)	2 400	1 650
VP andel	(%)	81	68
VP elförbrukning	(MWh)		6 647
COP tot medel			2.17
Utetemp. medel	(°C)	5.9	("5.9")
Oljeförbrukning	(m ³)	570	773

Anm 1 Gäller totala nätet.

Anm 2 Värmeleverans från Silverdal.

Utetemperaturen har satts inom situationstecken i tabell 5.2 ovan då utetemperaturen endast förändrats med avseende på värmebehovet.

Av värdena framgår att det för värmepumparna under 1985 återstår en betydande del till det planerade målet.

Det finns ett flertal omständigheter som kan förklara de erhållna resultaten.

A Fjärrvärmenätets fram- och returtemperaturer betydligt högre än planerat. Detta resulterar i lägre värmepumpsproduktion och en försämrad värmefaktor.
Tidvis har en å två kompressorer ställs av på grund av för höga returer. Se kapitel 8.4.

B Brist på styrutrustning vid samkörning av oljepanna och värmepump.
Vid start av oljepanna reduceras manuell belastningen på värmepumparna. Därmed prioriteras oljepannor på värmepumparnas bekostnad. Se kapitel 8.6.

- C Det övergripande styrsystemet som på intet sätt optimerar driften. Trots stora värmebehov kan styrsystemet tidvis reglera ner värmepumpsproduktionen med därtill lägre värmefaktor som följd. Se kapitel 8.7.
- D Det svaga elnätet har under arbetstid förhindrat starter av kompressorer. Detta har resulterat i att kompressorerna tvingats arbeta på minlast med överproduktion och försämrade värmefaktor som följd. Att det omvända att värmepumparna efter ett stopp ej kunnat återstartas på dagtid. Se kapitel 7.7.
- E Drifttiden för samtliga kompressorer var mycket låg i januari och februari 1985 på grund av ombyggnad av värmepumparnas oljesystem.
- F År 1985 var ett extremt kallt år vilket inverkar framför allt på uteluftvärmepumpens kapacitet.
- G På grund av produktionen från panncentralen i Gustavsborg minskar värmepumparnas totala underlag. Därmed blir det svårare att erhålla en värmepumpsproduktion som närmar sig den planerade. Se kapitel 8.5.

De kalla dagarna (A i figur 5.2) kan man se att endast grundvattenvärmepumpen har gått (dimeffekt 1,75 MW). En del av dessa dagar (B i figuren) verkar grundvattenvärmepumpen har reglerats ned vilket verkar oförklarligt med tanke på det stora effektbehovet. Detta orsakas av brister i det övergripande styrsystemet. Topparna vid C i figur 5.2 representerar överproduktion som hör samman med ackumulatortanken.

Varaktighetsdiagram

Figur 5.1 nedan visar planeat varaktighetsdiagram.

Det planerade varaktighetsdiagrammet har vissa mindre brister beträffande de redovisade ytorna i förhållande till de angivna effekterna. Detta har i detta sammanhang en underordnad betydelse men inverkar mer påtagligt när det gäller värmepumparnas inbördes fördelning av energimängderna. Vi återkommer till detta i kapitel 5.7 "Tillgänglighet".

Figur 5.2 visar uppmät varaktighetsdiagram för år 1985. Observeras att de uppmätta diagrammet ej innehåller värmeproduktionen från Gustavsborg vilken ingår i figur 5.1.

Som framgår av figur 5.2 är energiuttaget under lägsta förbrukning ej uppmätt.

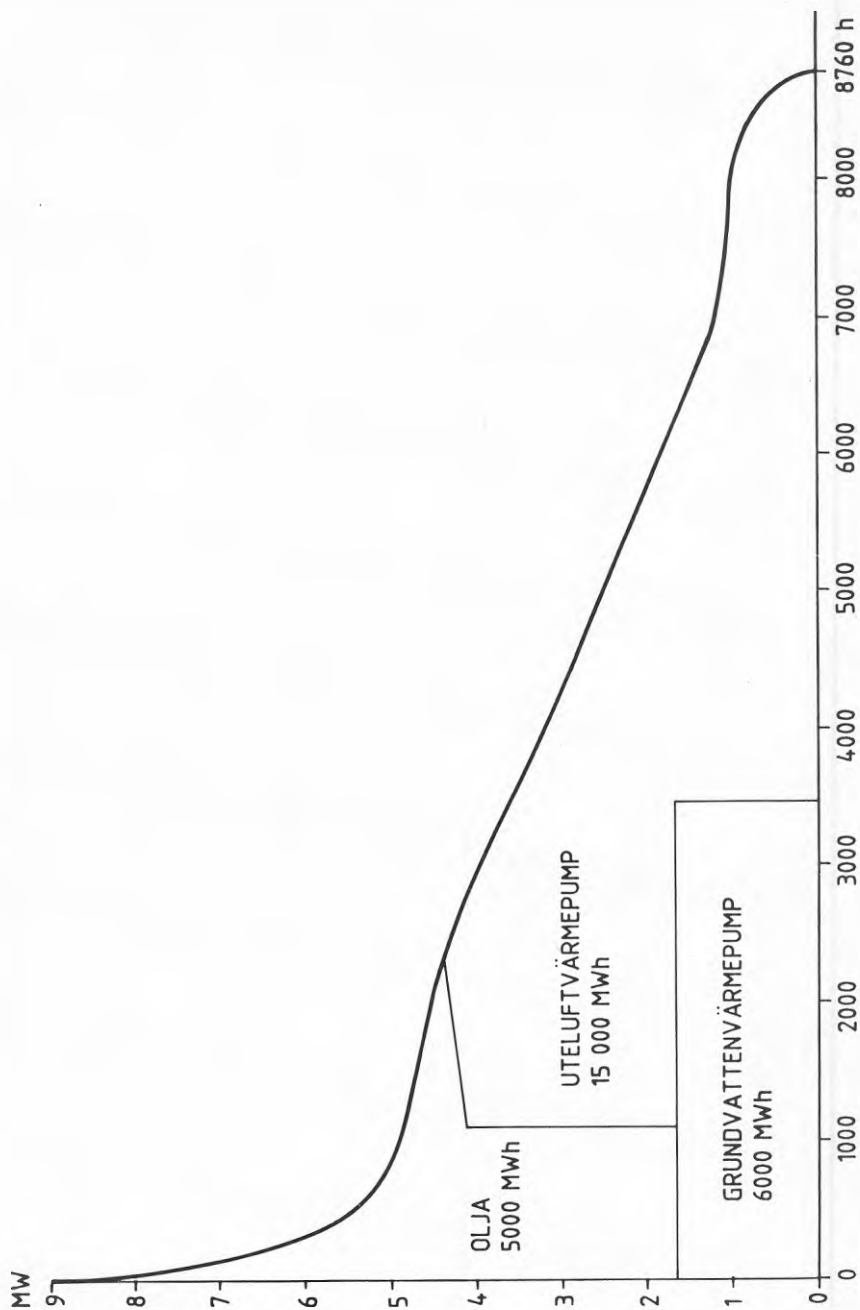
Ett åsknedslag i mitten av juli slog ut alla analoga mätinstrument. Detta åtgärdades i mitten av augusti varför mätvärden saknas för denna period.

Det framgår med all önskvärd tydlighet att värmeproduktionen från värmepumparna varit både instabil och lägre än som planerats.

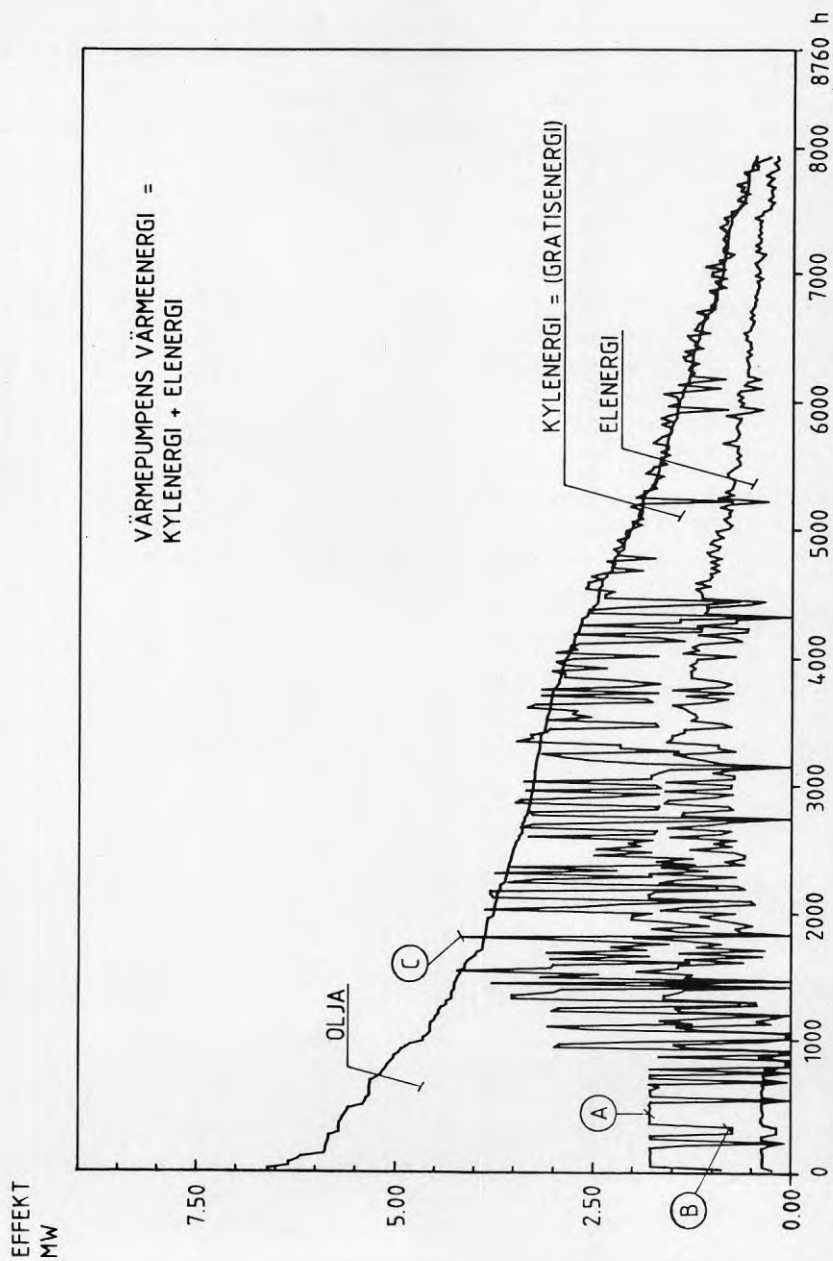
I figur 5.2 kan en del toppar i värmepumpens effektleverans ses överstiga varaktighetskurvan, dvs överstiga det momentana effektbehovet på fjärrvärmenätet. I dessa lägen laddas ackumulatorn. De omvända kurvorna nedåt gäller vid urladdning.

Av samma figur framgår också att värmepumparnas dimensionerande effekt 4,25 MW (2,5 MW + 1,75 MW) är stor i förhållande till den maximala effekten på ca 6,7 MW.

Värmepumparnas effekt är stor även i förhållande till det totala nätets planerade 9 MW.



Figur 5.1 Varaktighetsdiagram. Planerad utformning för helt utbyggt fjärrvärmenät i Hällbybrunn.



Figur 5.2 Varaktighetsdiagram baserat på utförda mätningar av värmeproduktion och elförbrukning.

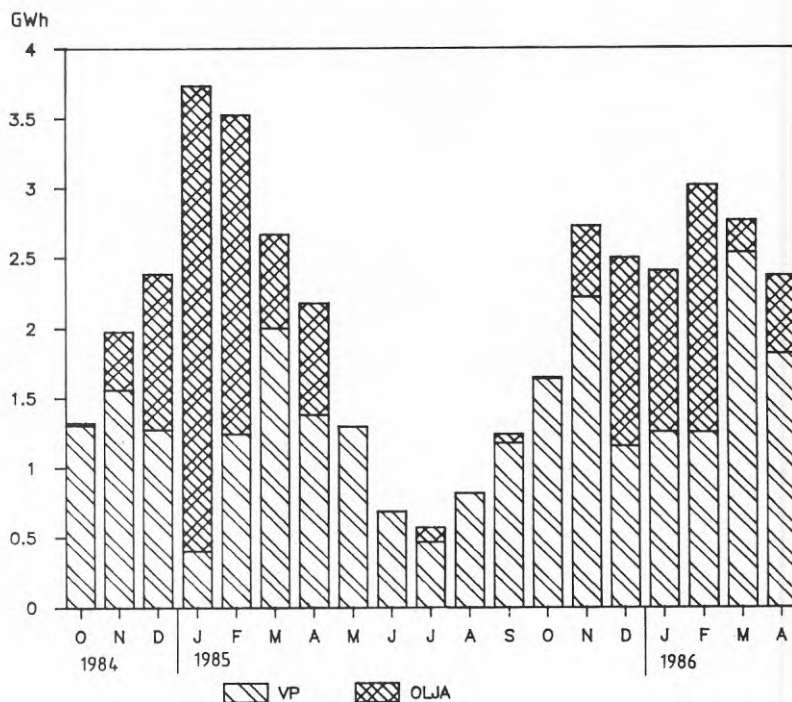
5.3 Energiproduktion och effekter

I detta avsnitt redovisas producerad energi och anläggningseffekter i diagramform och huvudsakligen fördelade som månadsmedelvärden.

Tabell 5.3 visar uppmätta värden för 1985 samt för totala utvärderingstiden.

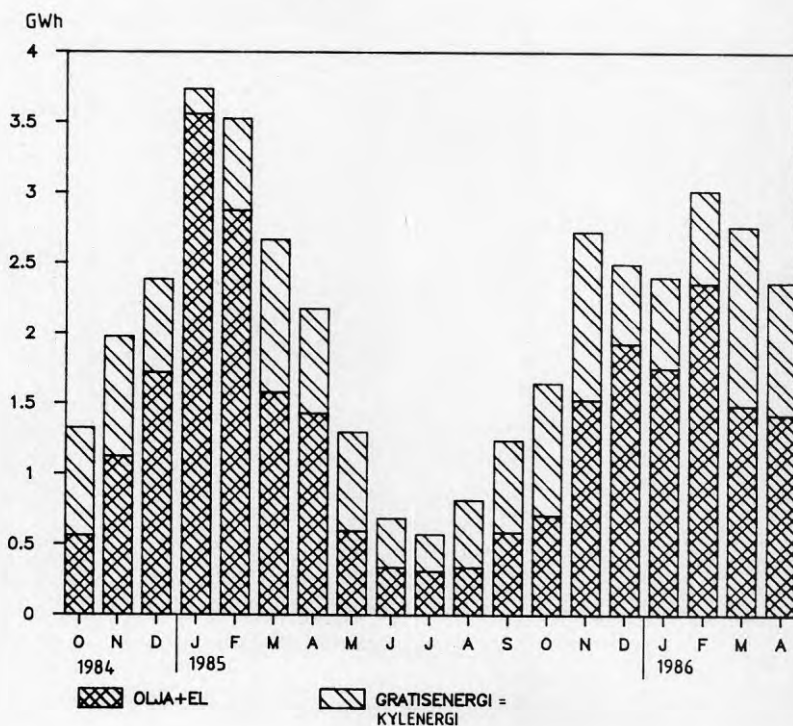
Tabell 5.3

Energiproduktion	År 1985 (MWh)	84 10-86 04 (MWh)
Silverdal (totalt)	23 541	39 749
Oljepannor	9 101	14 332
Värmepump totalt	14 440	25 417
Utluft VP	6 747	10 462
(Utluft kondensor A	2 170	4 298)
(Utluft kondensor B	4 577	6 164)
Grundvatten VP	7 693	14 955



Figur 5.3 Energileverans från Silverdal fördelat på värmepumpar och oljepannor.

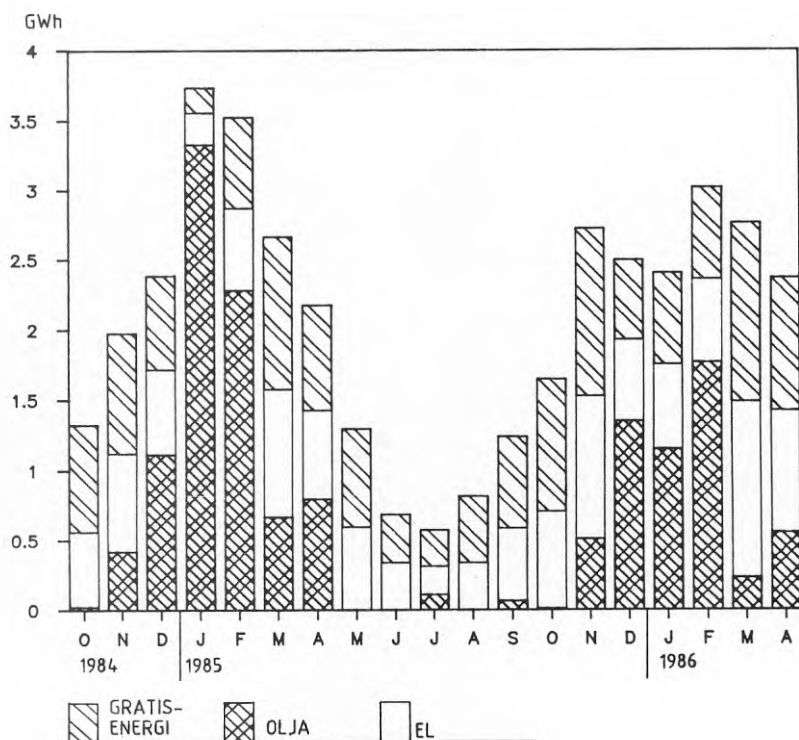
Figur 5.3, 5.4 och 5.5 redovisar egentligen samma sak, dvs månadsmedelvärden av energiproduktionen från oljepannor och värmepumpar (uteluftvärmepump + grundvattenvärmepump). Skillnaden består i att vi redovisar kylenergi (gratisenergin) i figur 5.4, därtill har vi valt att lägga kylenergin överst för att lättare åskådliggöra den energiförbrukning som sker i form av el och olja. Figur 5.4 har onekligen vissa fördelar eftersom kylenergin alltid är gratis oavsett vilka el- och oljepriser som råder.



Figur 5.4 Total energileverans från Silverdal där värmepumparnas kylenergi (gratisenergi) redovisas separat.

Vi upplever att figur 5.5 ger en mer realistisk bild av energiproduktionen jämfört med figur 5.3. På grund av att elförbrukningens storlek ej redovisats i figur 5.3 ger den figuren många gånger ett väl optimistiskt intryck av den energi som produceras med värmepumparna.

Av figur 5.3 som är den vanligaste i värmepumpssammanhang redovisas enbart hur förhållandet är mellan värmeproduktion med olja och värmepumpar. Man vilseleds lätt till att tro att en stor värmepumpsandel är det viktigaste. Detta är dock ej hela sanningen vilket figur 5.5 visar.

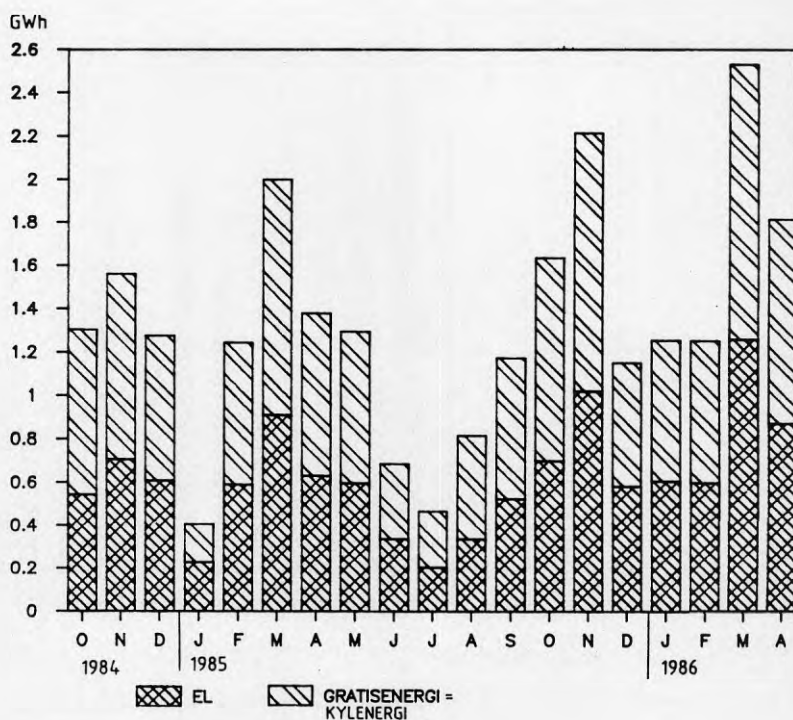


Figur 5.5 Total energileverans från Silverdal fördelat på värmepumparnas kylenergi (gratisenergi) och elenergi samt energileverans från oljepannor.

Nedan i figur 5.6 redovisas värmepumpens energileverans och elförbrukning.

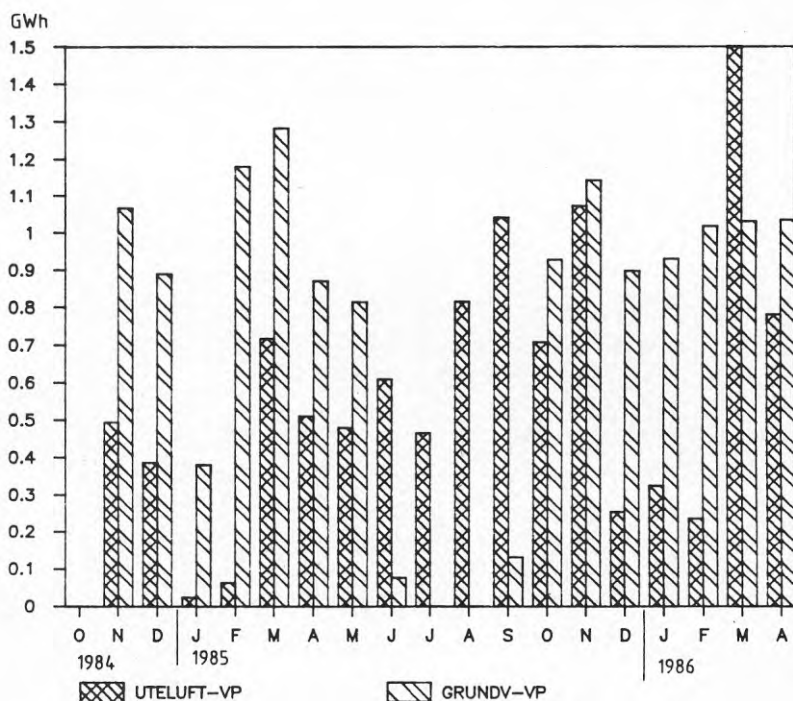
Det var planerat att värmepumpens drift skulle stoppas vid utetemperaturer under -10°C .

Förutom att värmepumpen varit avstängd på grund av driftstörningar längre och kortare perioder har en del reparationer gjorts. Dessa har till största del genomförts under vintermånaderna eftersom värmepumpen ansetts ha låg tillgänglighet då.



Figur 5.6 Värmepumparnas energileverans och elförbrukning.

Figur 5.7 redovisar energileverans från uteluftvärmepump respektive grundvattenvärmepump. Även detta diagram visar att värmepumparna haft liten drifttid. (Mätvärden saknas för oktober 1984.) Sommarmånaderna behövs endast uteluftvärmepumpen. En av anledningarna till att uteluftvärmepumpen körs då är att dess värmekälla har högre temperatur än grundvattenvärmepumpens. Under vintermånaderna gäller det omvända förhållandet.

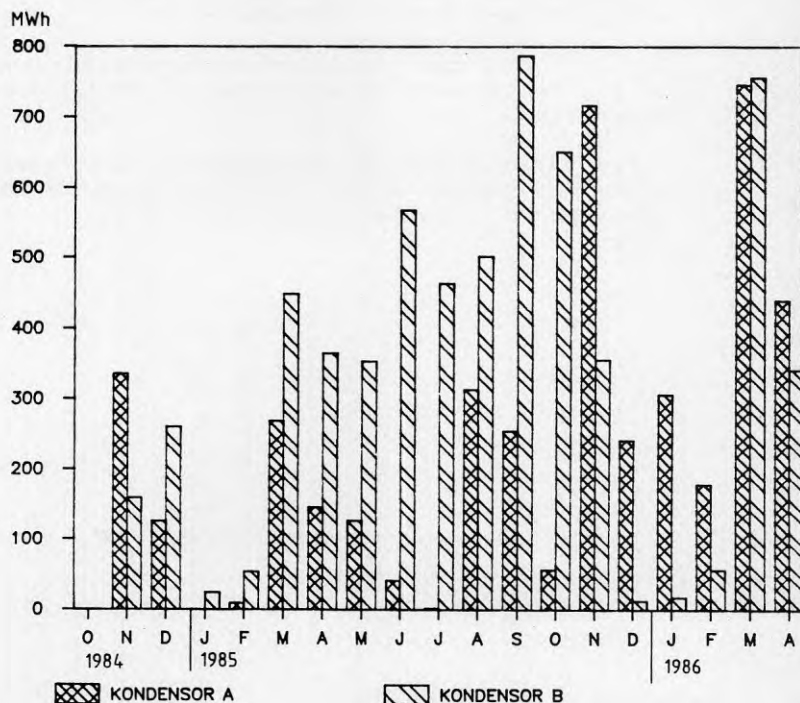


Figur 5.7 Energileverans från uteluftvärmepump och grundvattenvärmepump.

Figur 5.8 ger en månadsvis jämförelse av energileverans från uteluftvärmepumpens respektive kondensorer.

Mätvärden saknas för oktober 1984.

Den enda månad under mätperioden som båda kondensorer levererat bra och ungefär lika mycket energi är mars 1986. Denna månad har kompressor A gått 92 % av tiden och kompressor B 85 %.



Figur 5.8 Energileverans från uteluftvärmepumpens kondensorer

Driftmedeleffekt är ett begrepp som vi valt att införa. Med det förstås den genomsnittliga effekt under drift som värmepump alternativt kondensor producerar.

Figur 5.9 visar driftmedeleffekten för värmepumparnas kompressorer.

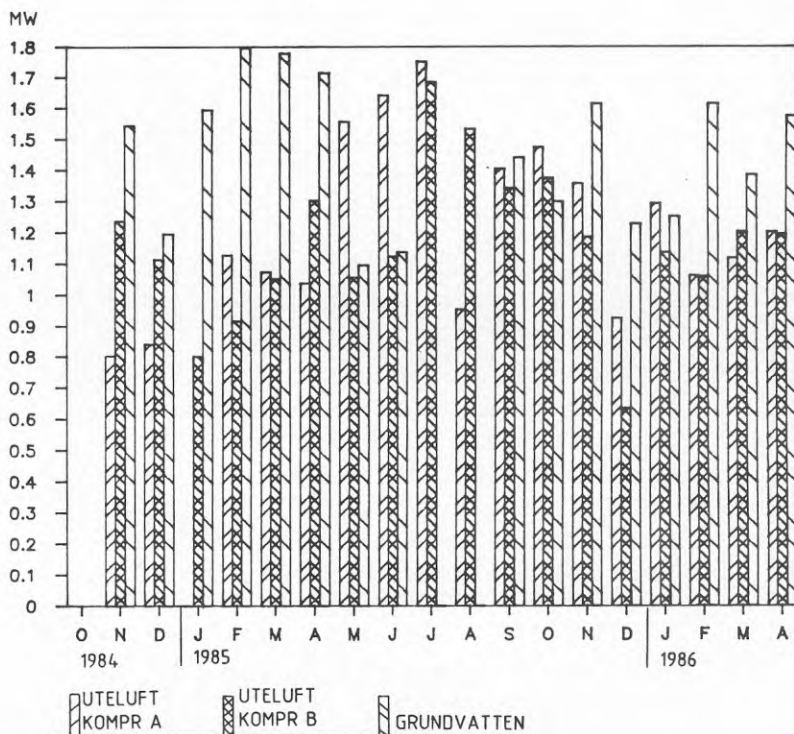
Mätvärden saknas för oktober 1984.

Grundvattenvärmepumpens dimensionerande effekt är 1,75 kW. Det är endast 3 månader under mätperioden som effekten ligger strax under eller över denna effektnivå. De flesta månaderna ligger mellan 1 och 1,6 MW. Detta beror till en del på att värmepumpen inte får startas under dagtid och att grundvattenvärmepumpen istället för att stoppas regleras ned. En annan faktor är styrsystemet som trots stort effektbehov tidvis reglerar ned effekten. Nedregleringen medför dessutom sämre COP på grund av att skruvkompressorer har sämre dellastvärden.

Uteluftvärmepumpens driftmedeleffekt ökar däremot helt naturligt med ökande utetemperatur.

Januari 1985 har uteluftvärmepumpens kompressor A stått still. Detta beror på ombyggnad av uteluftkompressorernas oljesystem.

Vissa månader skiljer effekterna mellan kompressor A och B ganska mycket. Detta beror på samma faktorer som ovan angivits för grundvattenvärmepumpen.



Figur 5.9 Driftmedeleffekt fördelat på värmepumparnas respektive kompressorer

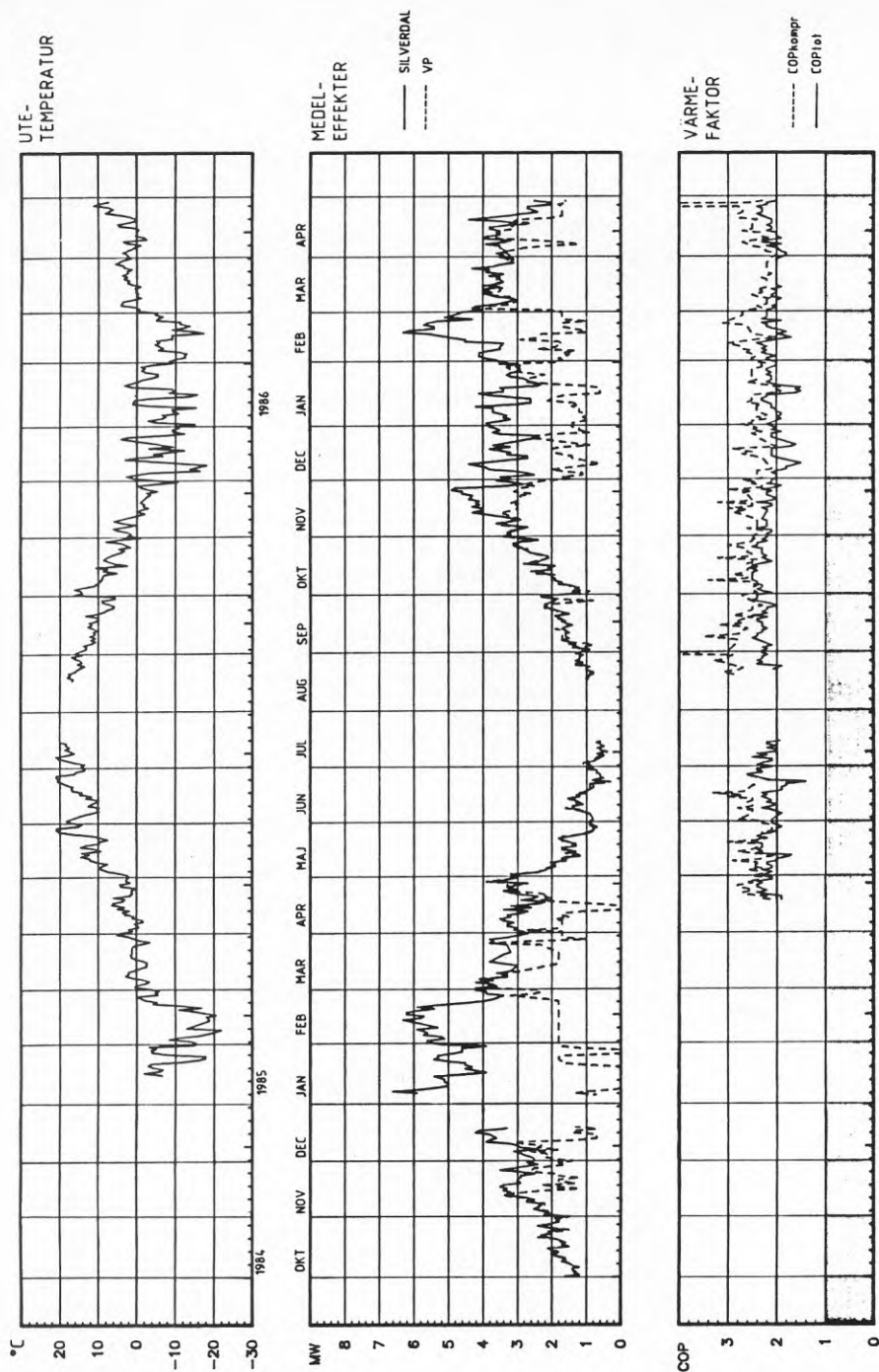
Figur 5.10 visar dygnsmedelvärden av utetemperatur avgiven effekt samt COP kompr och COP tot.

COP tot innebär att även kringutrustning i form av pumpar, fläktar m m ingår. I detta ingår även fjärrvärmepumparna vilket ej är helt korrekt om man ser det till vad som totalt fordras för drift av värmepumpar. Att här sätta en skarp gräns är svårt eftersom ett lågtemperaturnät för fjärrvärme fordrar större flöden. Ett större flöde medför mer pumparbete vilket i sin tur grundar sig på värmepumpen.

Figuren visar tydligt motsatsförhållandet mellan utetemperatur, effektbehov och värmepumpens effekt.

I värmepumpens effektleverans syns vissa "dippar" som ej kan förklaras med förändringar i utetemperatur eller värmebehov. Anledningen är vissa störningar i form av driftstopp alternativt effektminskningar av olika orsaker.

Givaren för utetemperatur installerades först i januari 1985. Ett åsknedslag slog ut stora delar av mätutrustningen i mitten av juli och förorsakade ett månads långt mätstopp.

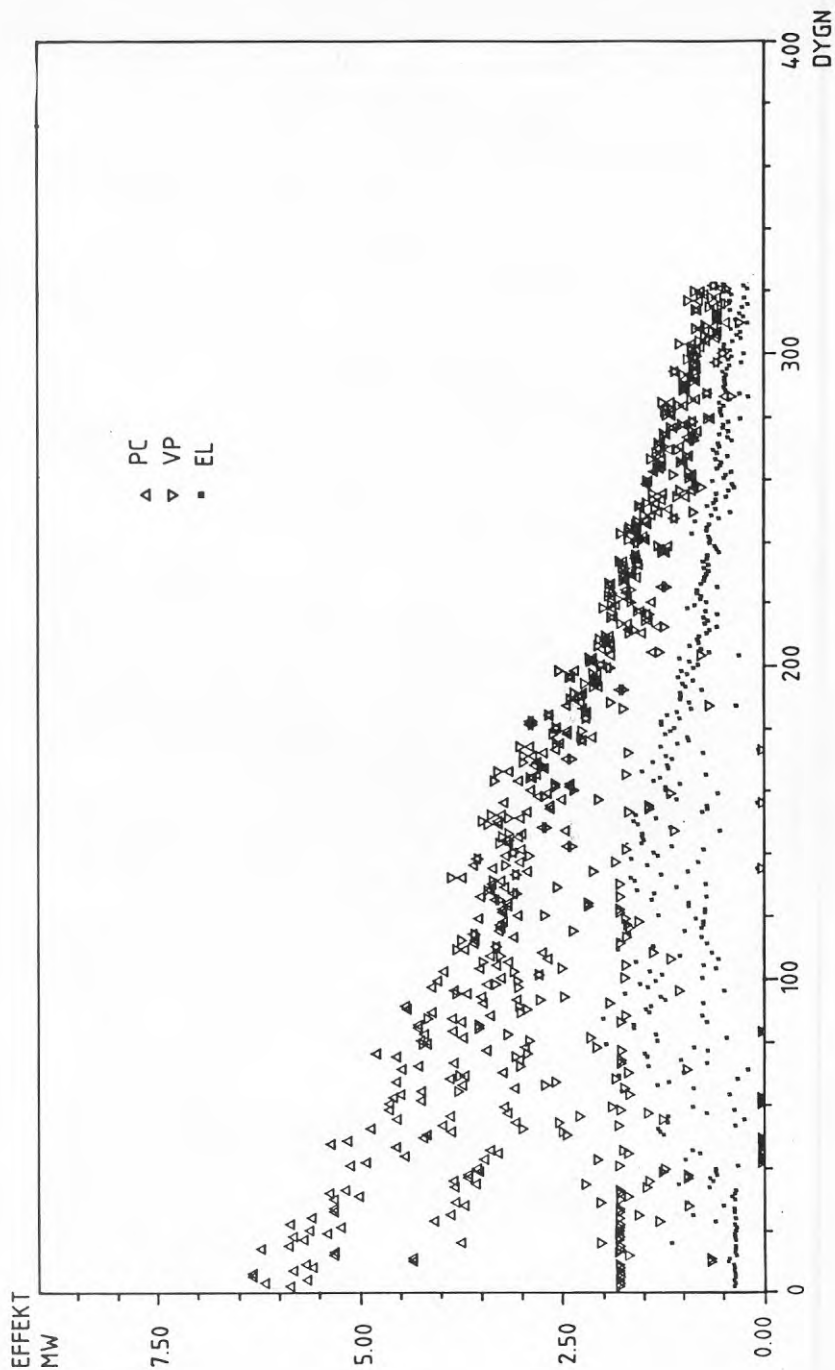


Figur 5.10 Dygnsmedelvärden under mätperioden av utetemperatur, effektleverans och värmefaktor för värmepumparna gemensamt.

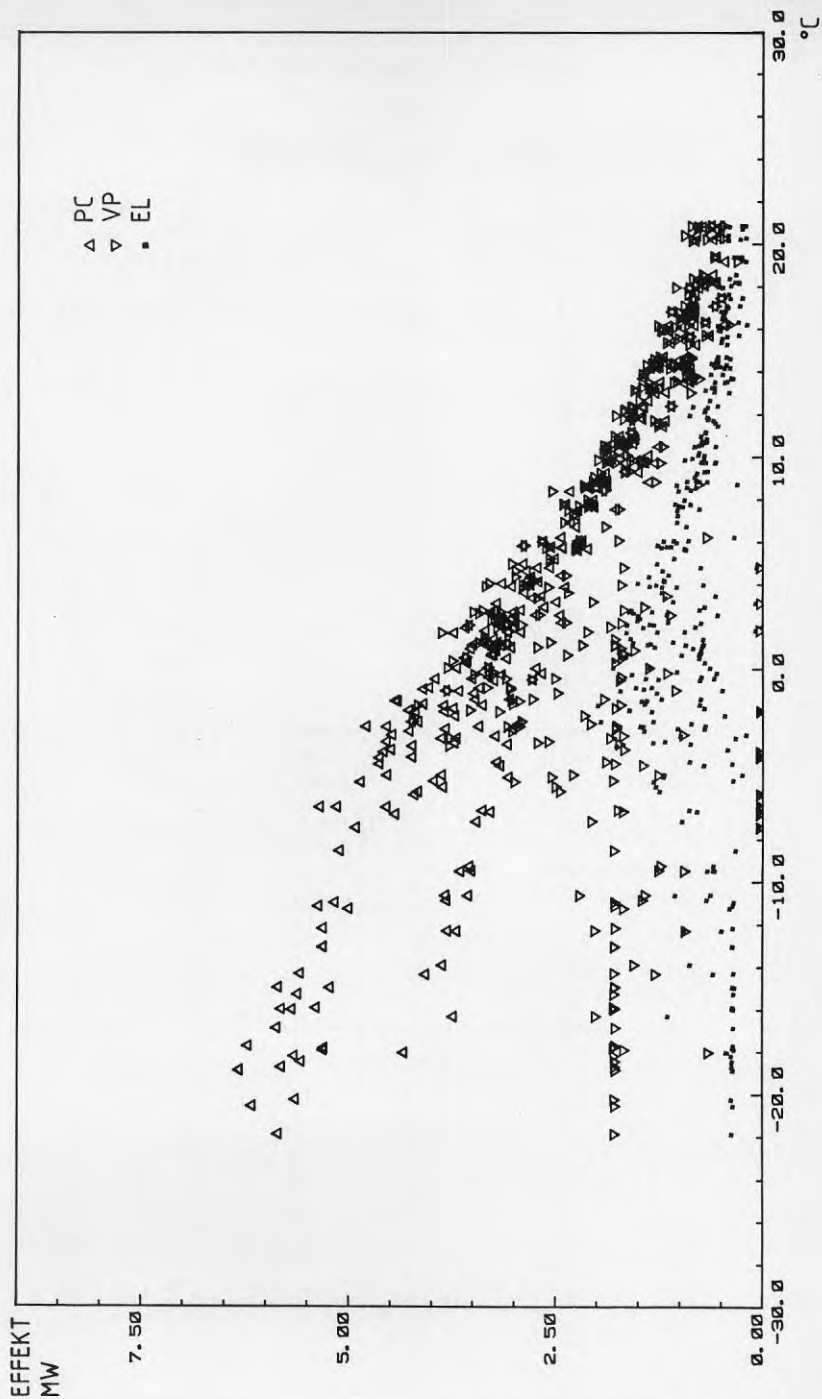
Figur 5.11 och 5.12 redovisar konsekutiva dygnsmedelvärden.

Figur 5.11 sorterar effekten efter antal dagar under 1985 medan figur 5.12 sorterar effekten efter utetemperatur. Bilderna liknar varandra av naturliga skäl. De borde vara mer lika varandra om X-axlarna hade varit proportionellt lika långa.

Det framgår att den totala effektleveransen vid en och samma utetemperatur varierar mycket mellan olika dagar.



Figur 5.11 Konsekutiva dygnsmedelvärden för effekter i förhållande till antal dygn under år 1985. Gäller för Silverdal.



Figur 5.12 Konsekutiva dygnsmedelvärden för effekter i förhållande till utetemperatur under år 1985. Gäller för Silverdal.

5.4 Elenergi, eleffekt och COP

I detta avsnitt redovisas värden för elenergibehov, eleffekter och COP i diagramform och i huvudsakligen fördelade som månadsmedelvärden.

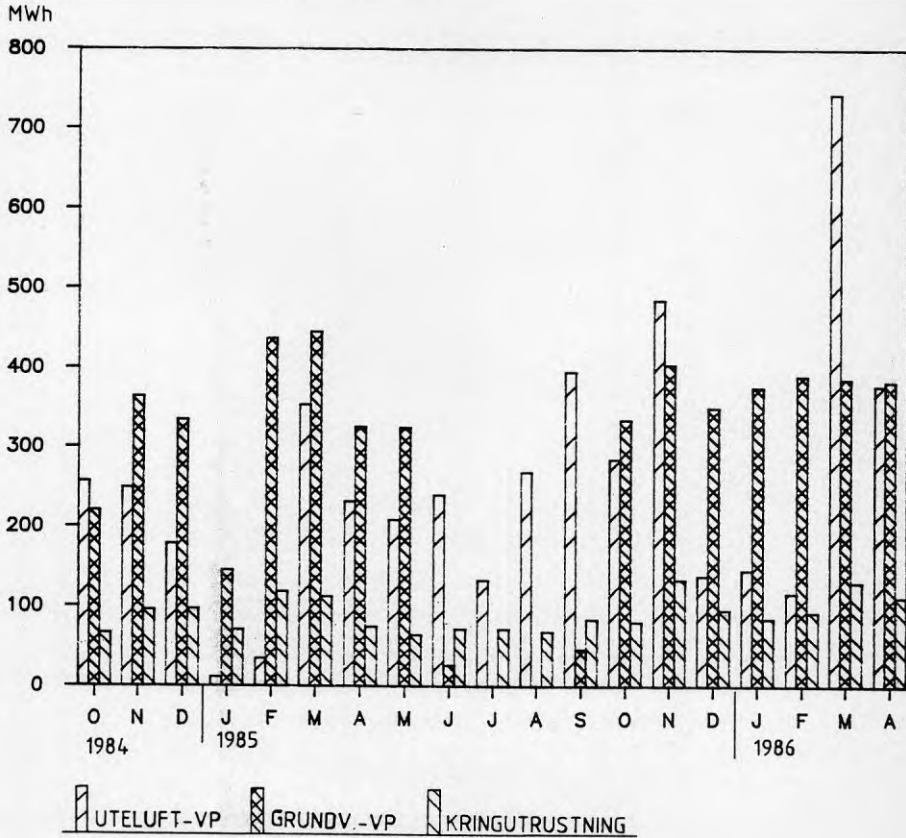
Figurerna 5.5, 5.6, 5.10, 5.11, 5.12 i föregående avsnitt redovisar eleffekt, elenergi och COP som till viss del ytterligare kommenteras i detta kapitel.

Tabell 5.4 visar uppmätta värden för 1985 samt totala utvärderingstiden.

Tabell 5.4

		År 1985	84 10-86 04
<u>Elenergibehov</u>			
Värmepump totalt	(MWh)	6 647	11 832
Kompressorer	(MWh)	5 608	10 119
Kringutrustning	(MWh)	1 039	1 713
Uteluft VP	(MWh)	2 776	4 839
Uteluft kompressor A	(MWh)	978	2 177
Uteluft kompressor B	(MWh)	1 798	2 662
Grundvatten VP	(MWh)	2 832	5 280
<u>COP-medel</u>			
Värmepumpar		2,17	2,15
Kompressorer		2,57	2,51
Uteluft VP		2,43	2,16
Uteluft kompressor A		2,22	1,97
Uteluft kompressor B		2,55	2,32
Grundvatten VP		2,72	2,59

Figur 5.13 visar elförbrukningen för kompressorer och kringutrustning. Vad som syns mest påtagligt är kringutrustningens elförbrukning som ej står i proportion till kompressorernas energiförbrukning. Mest påtagligt syns detta i juni, juli och augusti.

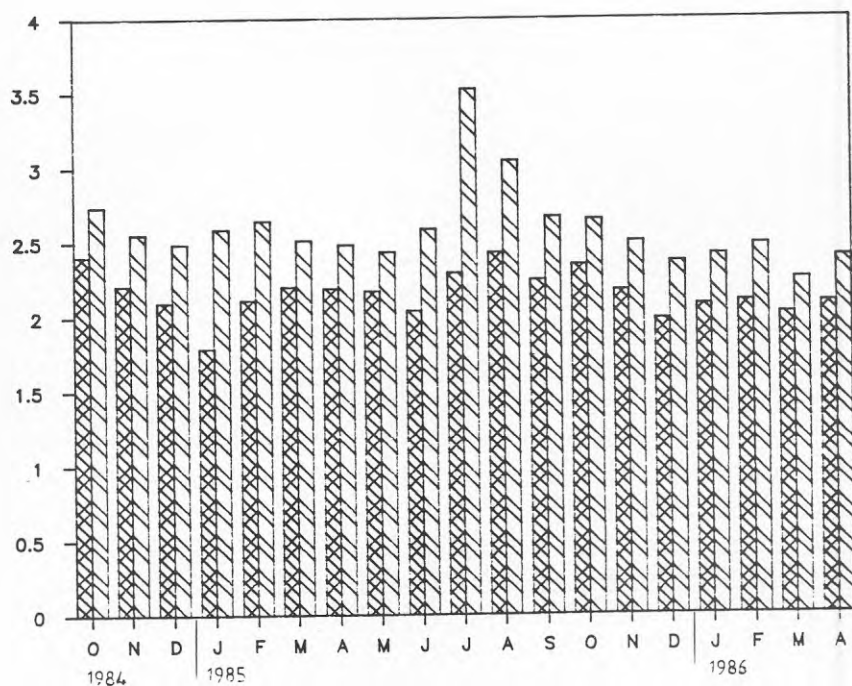


Figur 5.13 Elenergiförbrukning för kompressorer och kringutrustning.

Figur 5.14 visar den totala värmefaktorn (COP tot) och värmefaktorn för kompressorerna (COP kompr.).

Kompressorernas värmefaktor är högst i juli 1985 vilket delvis beror på den höga utetemperaturen.

Den höga värmefaktorn för kompressorerna i juli (COP kompr) kan inte endast förklaras med hög utetemperatur. Medeltemperaturen för juni är endast 3°C lägre, medan COP kompr är 2,54 jämfört med 3,51 för samma tid. En anledning skulle kunna vara industrisemestern i juli och att inga startbegränsningar finns under dagtid. Detta innebär start- och stoppreglering istället för kapacitetsreglering och därför bättre värmefaktor.



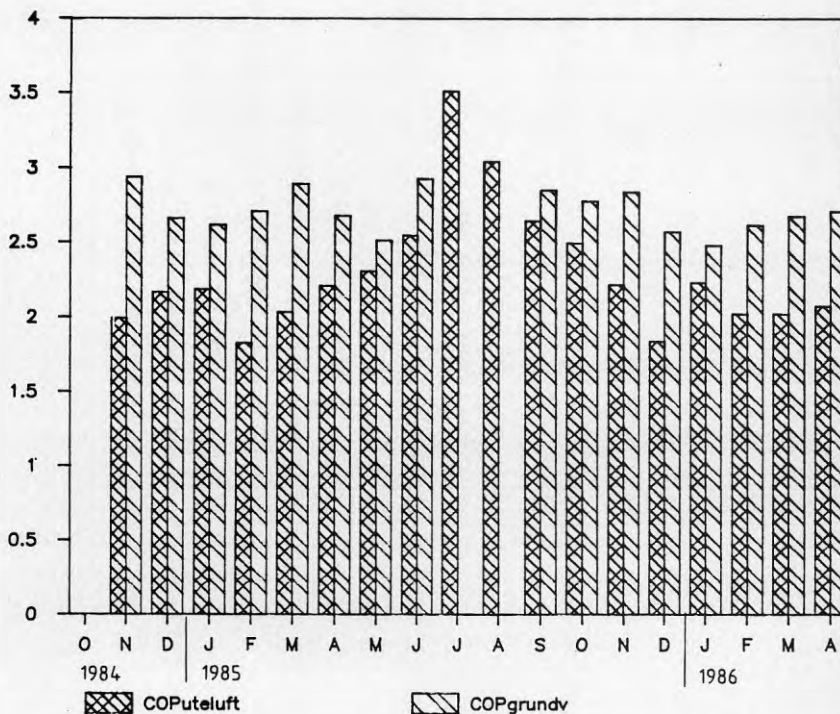
Figur 5.14 Total värmefaktor och kompressorernas värmefaktor.

Figur 5.15 visar uteluftvärmepumpens respektive grundvattenvärmepumpens värmefaktorer. Redovisad värmefaktor är kompressorvärmefaktor dvs kringutrustningens energibehov är ej inräknad.

Grundvattenvärmepumpen arbetar under vinterhalvåret med en värmekälla med högre temperatur och får då bättre värmefaktor. Grundvattenvärmepumpens kondensator ligger dessutom före i fjärrvärmeflödet och arbetar därför med en lägre kondensering, vilket också bidrar till en högre värmefaktor.

Under sommarhalvåret har uteluften högre temperatur än grundvattnet varför uteluftvärmepumpen borde ha bättre förutsättningar till en hög värmefaktor. Så är inte fallet. Enligt figur 5.15 har grundvattenvärmepumpen högre värmefaktor med undantag av juli och augusti 1985 då grundvattenvärmepumpen för övrigt varit avställd.

Anledningen till grundvattenvärmepumpens högre värmefaktor även under sommarhalvåret är sannolikt två. Det ena är som tidigare nämnt att grundvattenvärmepumpen har lägre kondenseringstemperatur. Det andra är att grundvattenvärmepumpen arbetar som första maskin och effektregleringen sker med uteluftvärmepumpen när två eller flera kompressorer behövs.



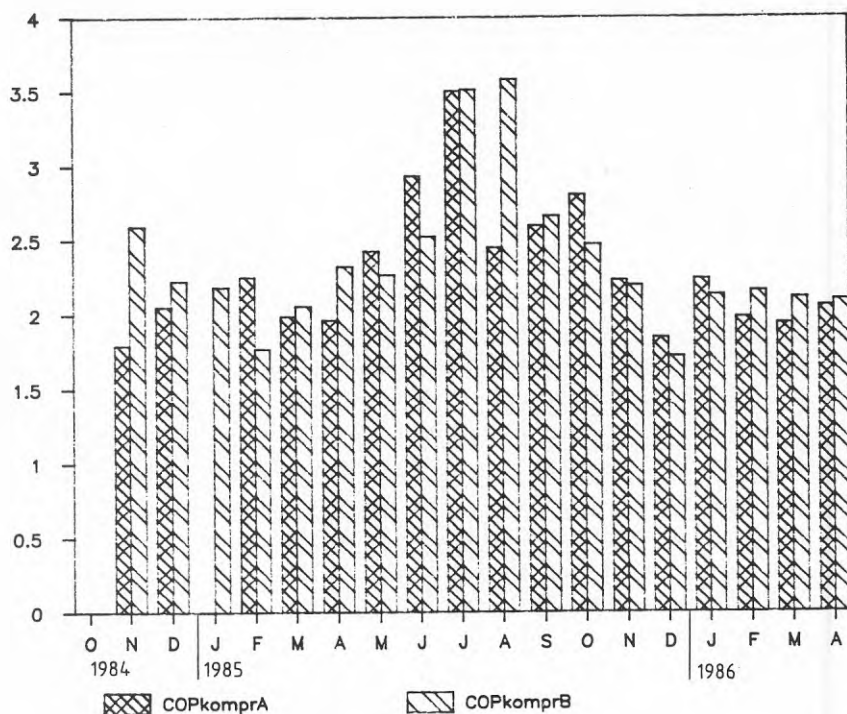
Figur 5.15 Värmefaktor för uteluftvärmepumpen och grundvattenvärmepumpen.

Som syns av figur 5.16 är COP högre för uteluftvärmepumpens kompressorer under sommaren än under resten av året.

Kompressor B har under året för det mesta högre COP vilket beror på att den arbetar med lägre kondenseringstemperatur på grund av att den ligger före A i fjärrvärmeflödet.

I november 1984 och augusti 1985 har kompressor B betydligt högre värmefaktor än A. Denna stora skillnad kan inte endast förklaras av att B:s kondensator ligger före A:s kondensator.

Någon säker förklaring till detta har vi ej funnit. Mycket talar för att effekten reglerats med kompressor A som ligger sist och därmed har detta inverkat negativt på värmefaktorn. Stöd för denna teori fås vid jämförelse med driftmedeleffekten (figur 5.9) som ger ett visst mått på effektreglering.



Figur 5.16 Värmefaktor för uteluftvärmepumpens kompressor A och B.

I figur 5.17 visas COP-månadsmedelvärden för uteluftvärmepumpen och för grundvattenvärmepumpen som funktion av utelufttemperaturen.

Mätvärden saknas för oktober, november och december 1984 eftersom ingen utetemperaturgivare fanns installerad. Grundvattenvärmepumpen var avstängd i juni och juli 1985.

De 30 punkterna i figuren motsvarar ej 30 mättillfällen. Varje punkt i figuren består av ca 700 medelvärden som i sin tur är hämtade från tolv mättillfällen som medelvärdesbildats, dvs varje punkt är baserad på totalt mer än 8 000 mätningar.

Det finns i praktiken således ingen mätteknisk spridning mellan punkterna. Spridningen måste i stället bero på att värmepumpen fungerat mer eller mindre bra.

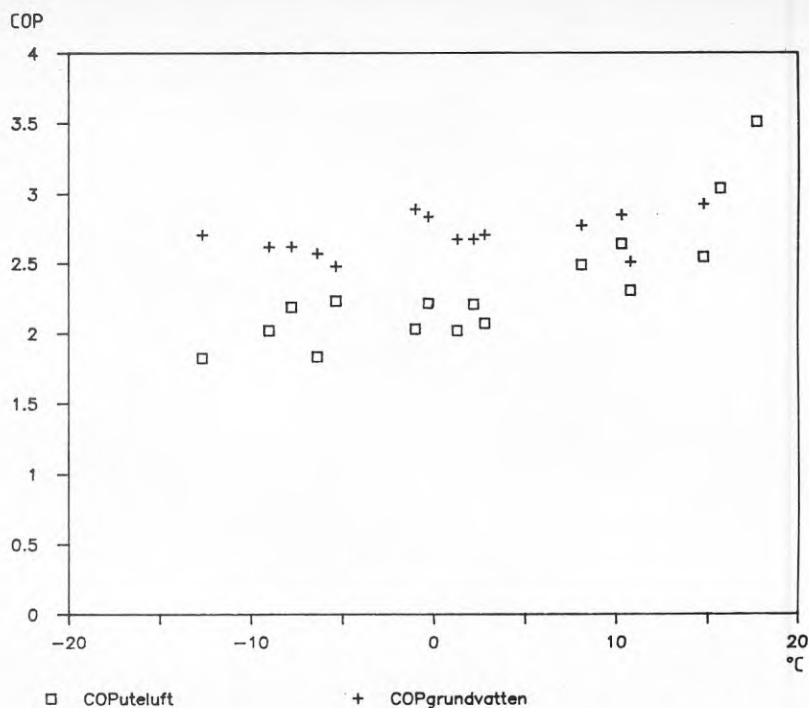
Av figuren framgår tydligt att grundvattenvärmepumpens COP är oberoende av utetemperaturen medan uteluftvärmepumpens COP varierar med denna temperatur.

Detta beror på att grundvattenvärmepumpen arbetar med grundvatten som värmekälla vilket håller praktiskt taget konstant temperatur över året medan uteluftvärmepumpen arbetar med uteluft som värmekälla.

Variationerna i COP beror därtill på effekttreglering av kompressorerna, vilket i huvudsak utförts med uteluftkompressorerna.

Uteluftvärmepumpens högsta COP-värdena i figuren vid en viss utetemperatur är intressanta. Det är här, eller t o m över, som COP i en väl fungerande anläggning borde ligga.

Slutligen anser vi att nyttan med en hög värmefaktor ej skall överdrivas vilket även framgår av kapitel 11.8. Värmefaktorn är ett förhållande mellan två energimängder eller effekter och tar således ingen hänsyn till hur länge driften har varat. Inte ens en årsvärmefaktor säger något om hur länge eller under vilka betingelser driften varat.



Figur 5.17 Uteluftvärmepumpens och grundvattenvärmepumpens värmefaktorer som funktion av utetemperaturen.

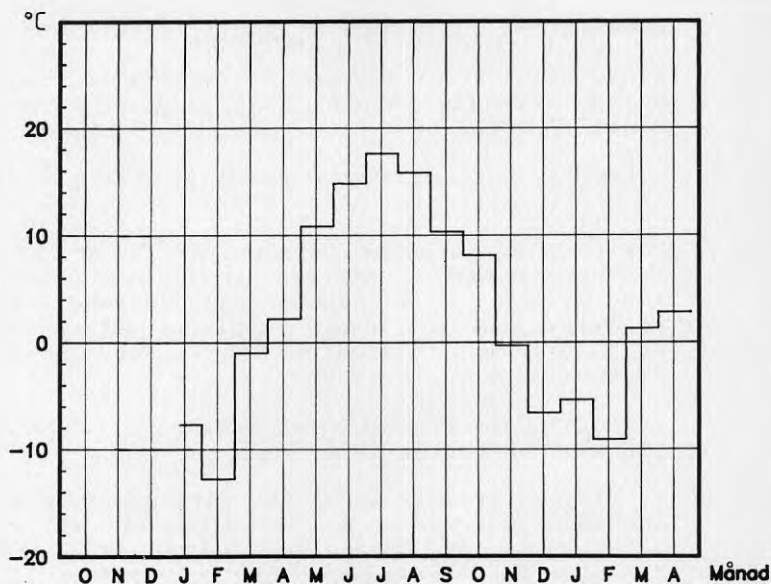
5.5 Temperaturer och flöden

I detta avsnitt redovisas utetemperaturer, fjärrvärmepumpens temperaturer och övriga temperaturdata av intresse. Dessutom behandlas fjärrvärmeflöden och värmepumparnas flöden.

Utetemperaturer

Utetemperatur redovisas som månadsmedelvärden i figur 5.18.

Givaren för utetemperatur installerades först i mitten av januari 1985 varför inga värden finns före denna tidpunkt.



Figur 5.18 Utomhustemperaturen som månadsmedelvärde.

Lufttemperatur före uteluftvärmepumpens förångare

För att en uteluftvärmepump skall fungera så effektivt som möjligt är det viktigt att värmekällan, dvs uteluften, ej har en lägre temperatur än vad klimatet medger.

Det är således viktigt att den uteluft som passerat förångarbatterierna och är nedkyld ej återinblandas i den luft som tas in.

Eftersom kall luft har en högre densitet än varm luft vill den sjunka nedåt.

Förångardelarna är så utformade att luften tas in i sidorna nedtill och blåses efter förångarbatteriet rakt upp (se kapitel 2).

Vi har valt att ej redovisa mätresultaten från dessa mätningar eftersom de ej är tillförlitliga. Mätningarna var ej kopplade till när uteluftvärmepumpen var i drift och på grund av mycket driftavbrott, reducerad effekt samt enbart grundvattenvärmepump i drift har resultatet blivit högst blandat.

Fjärrvärmemetemperaturer

Figur 5.19 visar fjärrvärmemetemperaturerna som månadsmedelvärden under hela utvärderingsperioden.

Månadsmedelvärdet för den högsta framledningstemperaturen är $+82,3^{\circ}\text{C}$ (för januari 1985, med en utetemperatur av i medel $-7,8^{\circ}\text{C}$).

Returtemperaturen samma månad är $+62,1^{\circ}\text{C}$ vilket ger en temperaturdifferens på $20,2^{\circ}\text{C}$.

För att få en bra värmepumpdrift är låga fram- och returtemperaturer önskvärd. Ovanstående värden är alltså inte de bästa ur värmepumparnas synvinkel. Även sommartid är temperaturerna höga. Framledningstemperaturen i juli är $62,9^{\circ}\text{C}$ och returen $54,5^{\circ}\text{C}$ vilket ger en temperaturdifferens på $8,4^{\circ}\text{C}$.

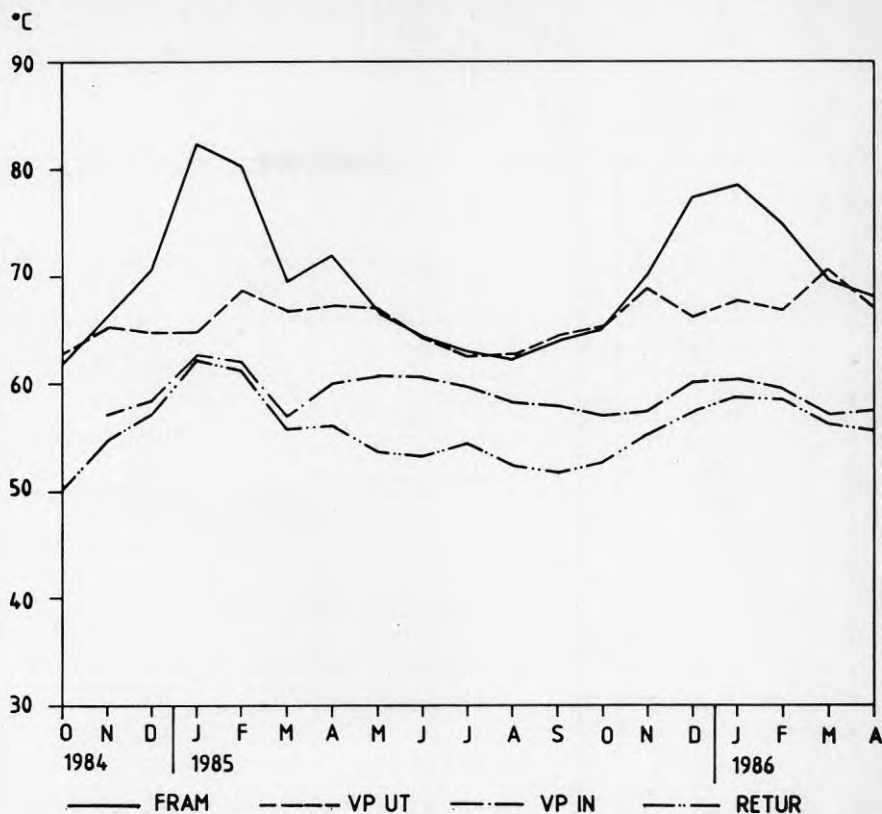
Temperaturdifferensen över värmepumparna är endast i ett par månader mer än 10°C .

Av figuren framgår också att värmepumparna arbetar med en ingående temperatur som är högre än returtemperaturen. Detta tyder på att en del vatten från värmepumpen går tillbaka in i värmepumpen genom trevägsventilen. Till och med under de kallaste vintermånaderna är värmepumparnas ingående temperatur högre än returtemperaturen på fjärrvärmenätet. Skillnaden är speciellt stor under sommarmånaderna.

Vid en del tider är värmepumpens utgående temperatur högre än framledningstemperaturen vilket innebär laddning av ackumulatorn.

För att kunna ladda ackumulatorn behövs en temperaturdifferens mellan vattnet i ackumulatorn och värmepumparnas utgående vatten. Om utgående vattentemperaturer från värmepumparna inte är tillräckligt hög öppnar en trevägsventil och återcirkulerar en del vatten till värmepumparna vilket medför en högre ingående temperatur till värmepumparnas kondensorer. Detta medför att värmepumparna har ett hårdare arbete än vad fjärrvärmenätet fodrar på grund av ackumulatortanken.

Skillnaden mellan högsta och lägsta returtemperatur under mätperioden är $10,3^{\circ}\text{C}$ (januari 1985; $62,1^{\circ}\text{C}$, september 1985; $51,8^{\circ}\text{C}$) medan temperaturskillnaden på ingående vatten till värmepumpen är $5,7^{\circ}\text{C}$ (januari 1985; $62,6^{\circ}\text{C}$, mars 1986; $56,9^{\circ}\text{C}$).



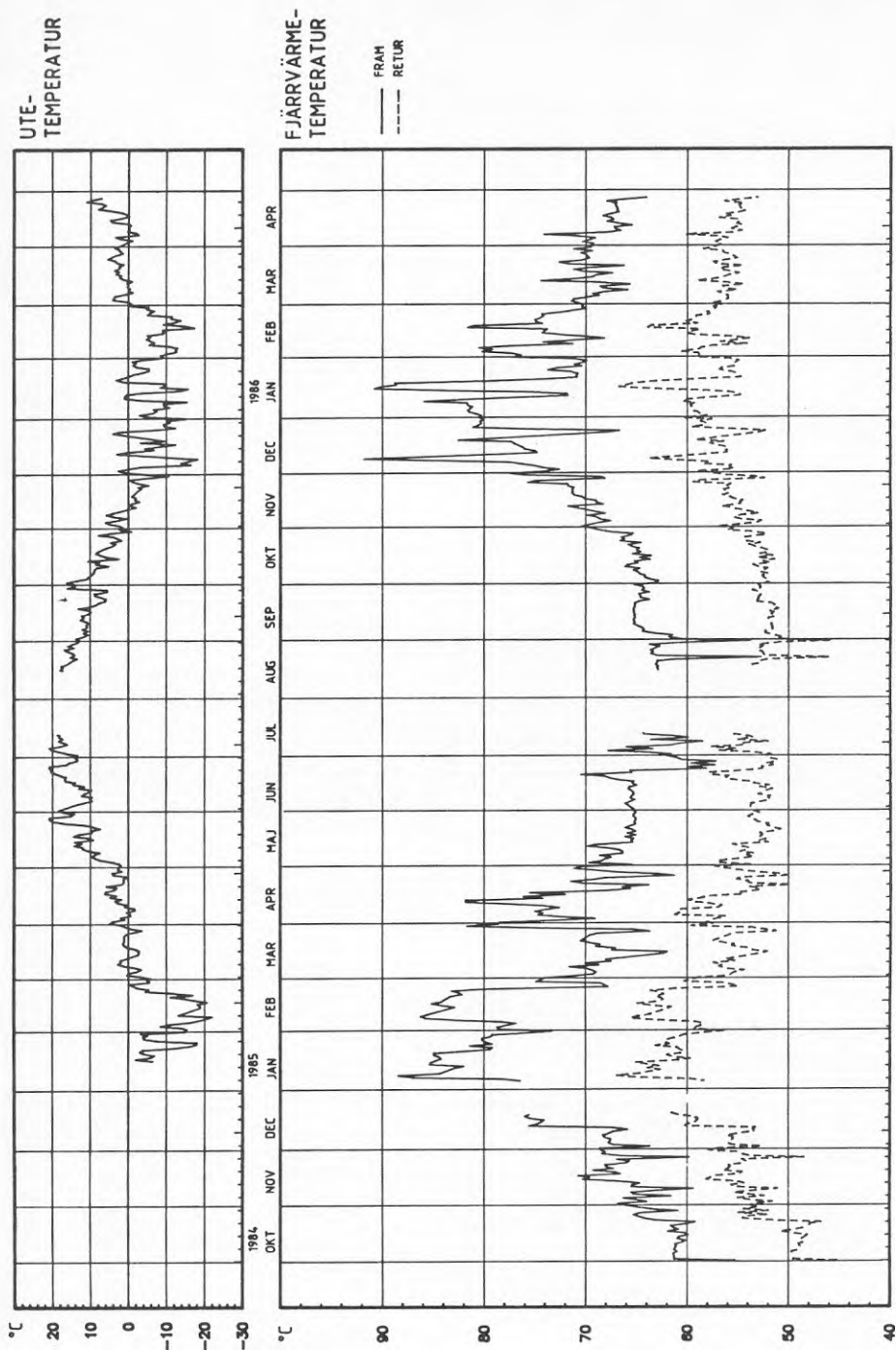
Figur 5.19 Fjärrvärmtemperaturer. Fram- och returledning samt in och ut ur värmepumpen.

Figur 5.19, 5.21 och 5.22 på följande sidor visar fram- och returtemperaturer samt värmepumparnas in- och utgående värmebärartemperatur.

Figur 5.20 visar dygnsmedelvärden för fjärrvärmenätets fram- och returledning samt utomhustemperatur.

Nedan redovisas några dygnsmedelvärden av intresse.

Högsta framledningstemperatur	+92.0°C	Dec 85
Högsta returledningstemperatur	+67.0°C	Jan 86
Lägsta framledningstemperatur	+52.5°C	Aug 85
Lägsta returledningstemperatur	+46.0°C	Aug 85



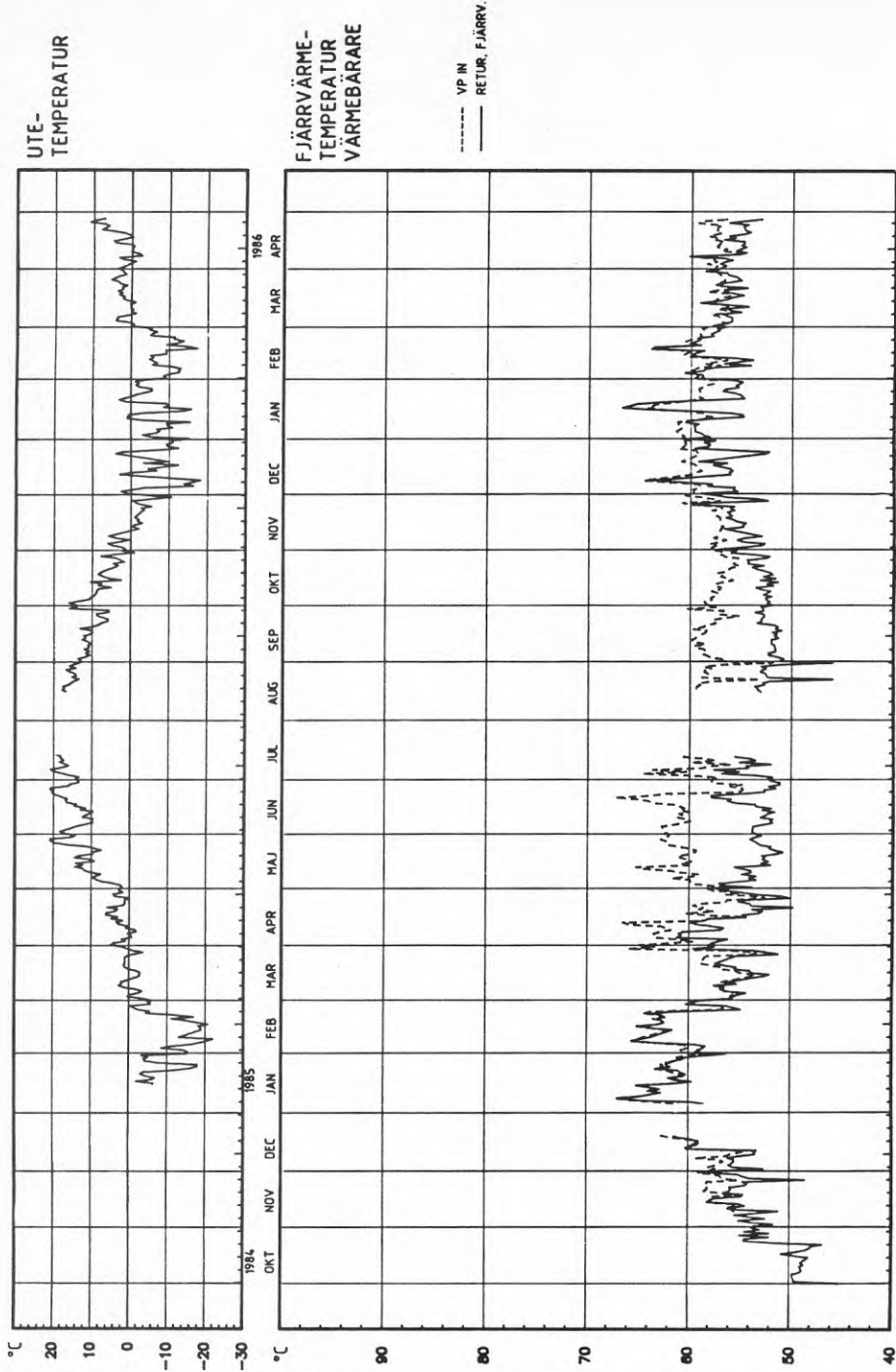
Dygnmedelvärden
841001--860430

Figur 5.20 Dygnmedelvärden under mätperioden av utetemperatur samt fram- och returledningstemperatur för fjärrvärmenät.

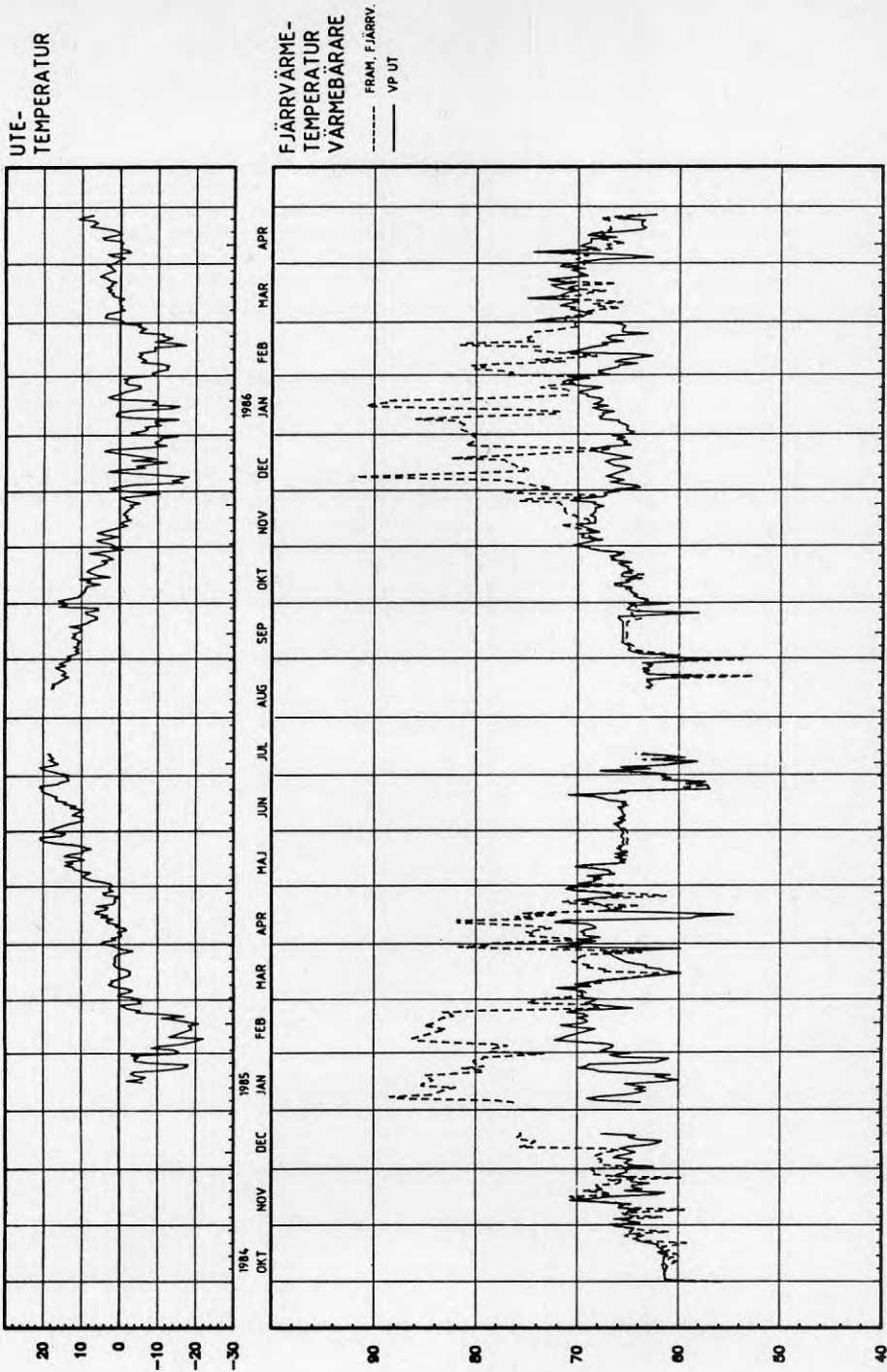
Figur 5.21 visar dygnsmedelvärden av fjärrvärmenätets returtemperatur och ingående värmebärartemperatur till värmepumpen. Av figuren framgår tydligt att ingående värmebärartemperatur är högre än fjärrvärmenätets returtemperatur. Detta gäller speciellt sommarmånaderna.

Figur 5.22 visar dygnsmedelvärden av utgående värmebärartemperatur ur värmepumpen och framledningstemperatur.

Vid ett flertal tillfällen under speciellt sommarhalvåret syns den heldragna linjen ovanför den streckade linjen. Detta innebär att värmepumpen på grund av ackumulator-tanken producerar varmare vatten till ackumulatorn än vad som distribueras till fjärrvärmenätet.



Figur 5.21 Dygnsmedelvärden under mätperioden av ute-temperatur samt fjärrvärmenätets returtemperatur och ingående temperatur i värmepumpen.



Dygnmedelvärden
841001 ---860430

Figur 5.22 Dygnmedelvärden av utetemperatur samt fjärrvärmenätets framledningstemperatur och utgående temperatur ur värmepumpen.

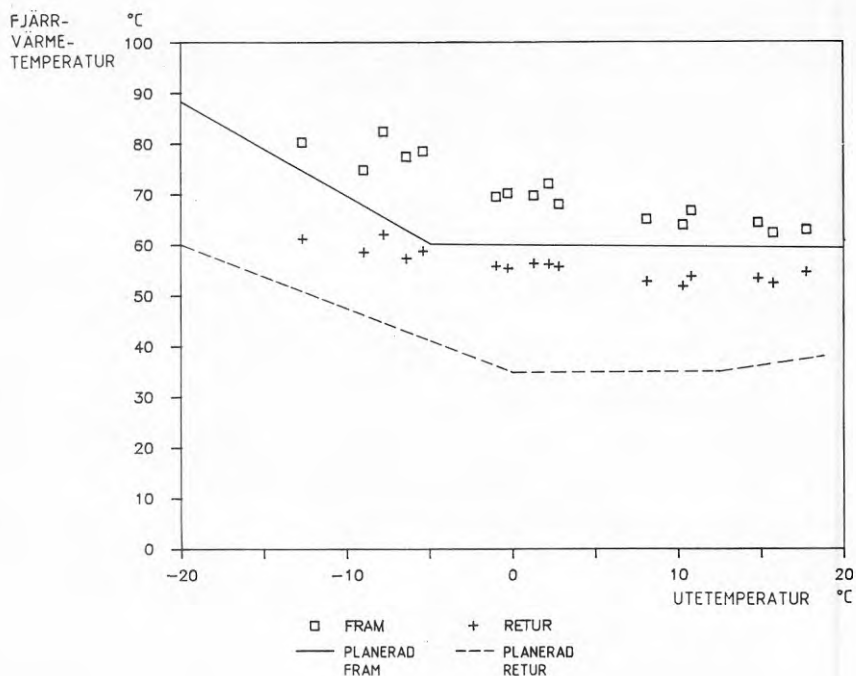
Figur 5.23 tillhör några av de viktigaste figurerna i denna utvärdering. Den visar den planerade fram- och returtemperaturen (heldragen och streckad) i fjärrvärmenätet.

Punkterna visar de uppmätta fram- och returtemperaturerna (fyrkant och kors). Varje fyrkant respektive kors består av medelvärdet från över 8 000 mätningar, varför någon mättekniskt spridning ej förekommer i praktiken.

Diagrammet visar på ett mycket tydligt sätt att såväl fram- som returtemperaturer är betydligt högre än vad som planerats.

Framledningstemperaturen är under sommaren i snitt ca 5°C högre än planerat. Vid en utetemperatur av $\pm 0^\circ\text{C}$ av framledningstemperaturen ca 10°C högre.

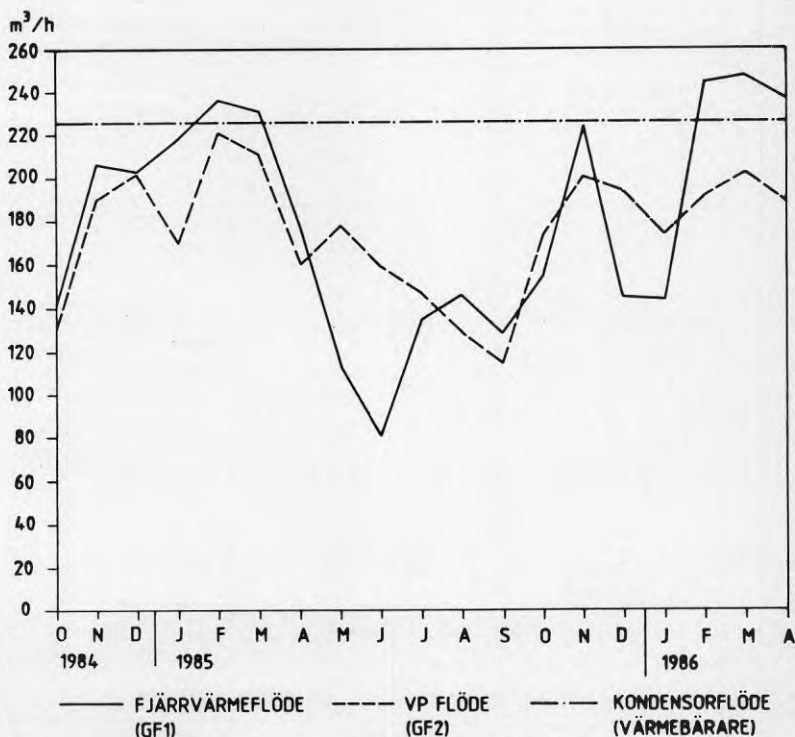
När det gäller returtemperaturen är avvikelserna mellan planerad och uppmätt temperatur ännu större. Avvikelsen är här närmare 20°C under större delen av året.



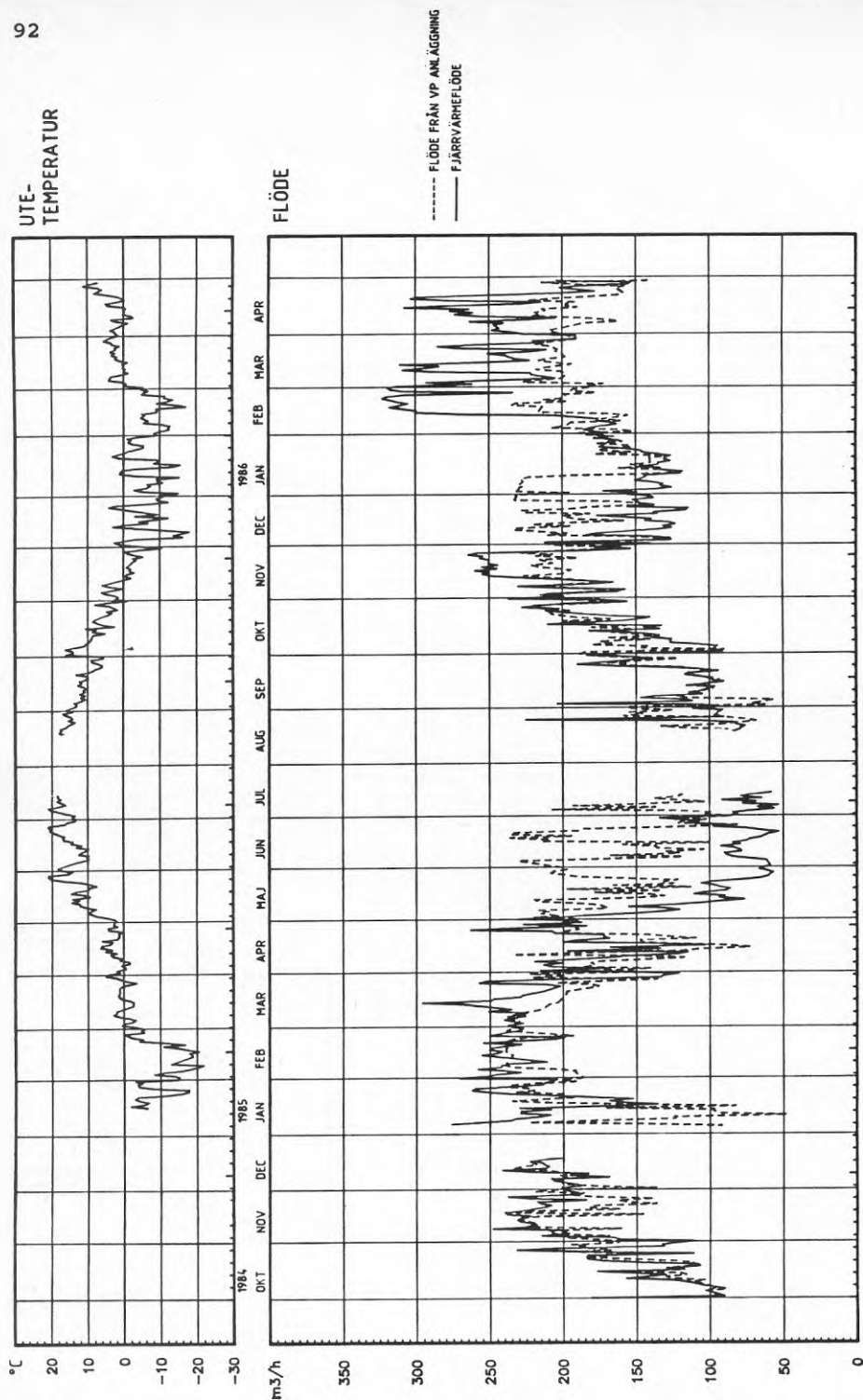
Figur 5.23 Planerade och uppmätta fram- och returtemperaturer som funktion av utetemperaturen.

Fjärrvärmeflöden

Värmebärrarflödet genom kondensatorerna är konstant, 225 m³/h. Det är vid få tillfällen som fjärrvärmeflödet kommer upp till denna nivå. Enligt figur 5.24 sker detta först i de tre sista månaderna av mätperioden vilket beror på att fjärrvärmeflödet ökades i februari 1986. Ökningen av fjärrvärmeflödet framgår ännu tydligare av figur 5.25 som visar dygnsmedelvärden. I figur 5.19 kan man se att månadsmedelvärdet av temperaturdifferensen mellan returledning och ingående värmebärrar temperatur samtidigt minskar till ca 1°C.

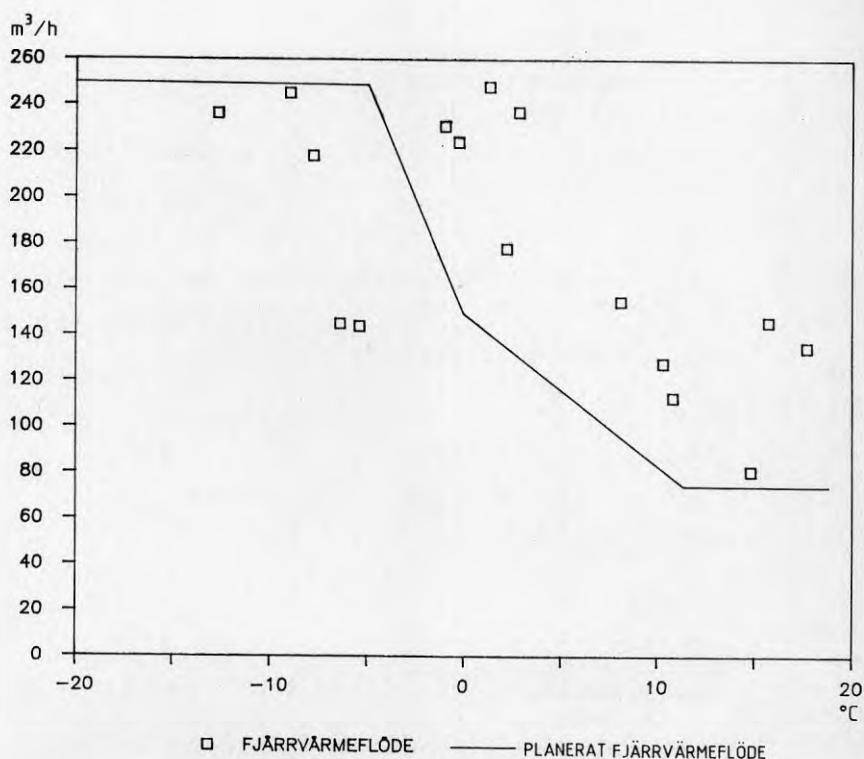


Figur 5.24 Månadsmedelvärden av fjärrvärmeflöde, värmebärrarflöde och flöde från värmepumparna.



Figur 5.25 Dygnsmedelvärden under mätperioden av fjärrvärmeflöde och värmebärarflöde.

Figur 5.26 visar planerat och uppmätt fjärrvärmeflöde. Uppmätt flöde är större än planerat utom för de kallaste månaderna. Detta har naturligtvis ett samband med det tidigare redovisade fjärrvärmetemperaturerna. Dessa har förutom högre fram- och returtemperatur än vad som planerats även en mindre temperaturdifferens mellan fram och retur. Eftersom effektbehovet överensstämmer storleksmässigt med det planerade resulterar detta i större flöden.



Figur 5.26 Planerat och uppmätt fjärrvärmeflöde som funktion av utetemperaturen.

Förångning och kondenseringstemperatur

Köldmedium är R12.

Vid R12 betraktas +70°C som en övre gräns för högsta utgående värmebärartemperatur då man vill undvika kondenseringstemperaturer över +80°C.

Vid enstaka tillfällen har toppar i dygnsmedelvärdena på upp mot 75°C på utgående värmebärartemperatur mätts upp under vintersäsongerna.

Även sommarmånadernas utgående värmebärartemperatur ligger högt, runt 65°C.

Tryckmätningar

I långtidsmätningarna ingick mätning av tryck i köldmediesystemet.

Så här i efterhand har vi kunnat konstatera att dessa mätningar ej gav de resultat vi förväntat. Det visade sig att tryckgivarna hade en benägenhet att vibrera sönder med felaktiga värden som följd.

För framtida utvärderingar är det vår uppfattning att tryckmätningar endast bör ske under korta begränsade perioder och att givarna i mellantiden är demonterade från köldmediesystemet.

5.6 Drifttider

Drifttider i detta avsnitt är kopplade till kompressorerna i värmepumparna och ej själva värmepumparna som enhet.

Tabell 5.5

Kompressor	År 1985	Drifttid (timmar)
		84 10 - 86 04
Uteluft kompressor A	1 842	4 090
Uteluft kompressor B	3 617	5 100
Grundvatten	5 178	9 779

Vinterhalvåret består av januari, februari, mars, oktober, november och december. Sommarhalvåret består av april, maj, juni, juli, augusti och september.

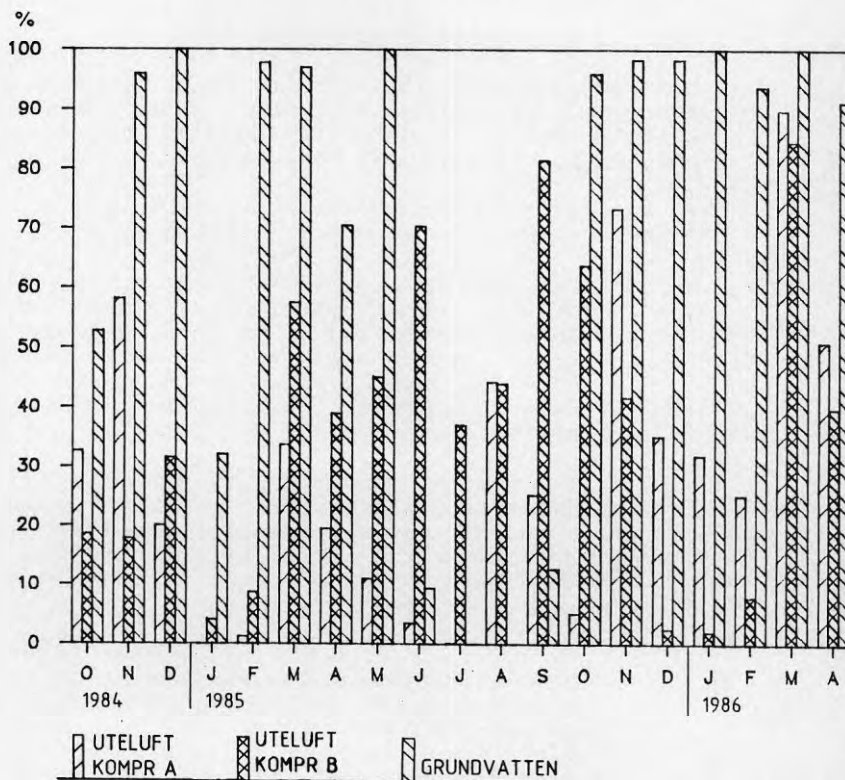
Vid fördelning av drifttider på sommar och vinterhalvåret för 1985 erhålls följande:

Tabell 5.6

Kompressor	Drifttider (timmar)	
	Vinter	Sommar
Uteluft kompressor A	1 085	757
Uteluft kompressor B	1 308	2 309
Grundvatten	3 769	1 409

Figur 5.27 visar drifttider i % av total tid per månad för respektive kompressor.

Uteluftvärmepumpens båda kompressorer har endast gått ca 30 % av mättiden medan grundvattenvärmepumpen har gått 70 %.



Figur 5.27 Kompressorernas drifttid i procent av månadens totala tid.

5.7 Tillgänglighet

Tillgänglighet för en värmepump kan indelas i:

- Tillgänglig drifttid
- Tillgänglig effektleverans
- Tillgänglig energileverans

Tillgänglig drifttid är det som oftast benämnes drifttillgänglighet. Det är den vanligaste formen att mäta tillgänglighet för värmepumpar.

Vår uppfattning är att detta är ett ofullständigt mått som i vissa sammanhang ger en missvisande information. Vi redogör närmare för detta nedan.

Tillgänglig effekt är ett begrepp som är svårt att erhålla någon egentlig uppfattning om för uteluftvärmepumpar utom i de fall där det är helt uppenbart att en effekttillgänglighet har förekommit. Begreppet effekttillgänglighet är svår att i efterhand bedömma och effekten avgörs lämpligast i prestandaprov under väldefinierade förutsättningar.

Tillgänglig energileverans är ett mått vi förordar av flera skäl. För det första har hela värmepumpsinstallationen tillkommit för att den skall leverera energi. För det andra är energi detsamma som produkten av tid och effekt varför de båda tillgänglighetsbegreppen enligt ovan därmed är indirekt redovisade.

Vi vill först redovisa några av bristerna och ofullständigheterna med begreppet tillgänglig drifttid.

- a) Vad som mäts är om kompressorn är i drift. Hur mycket energi och vart energin levereras tas ingen hänsyn till. Om t ex avfrostningsautomatiken hakar upp sig och avfrostningen pågår onödigt länge, pumpas energiflödet åt fel håll med bibehållen hundraprocentigt tillgänglig drifttid.
- b) Tillgänglig drifttid tar ej hänsyn till när ett driftstopp inträffar. Antalet timmar som kompressorn varit avställd inverkar därmed lika mycket på tillgänglighetsstatistiken oavsett om kompressorn behöver vara i drift eller ej, t ex sommar alt vinter.
- c) Tillgänglig drifttid kan endast mätas på värmepumpens kompressor. Finns endast en kompressor på värmepumpen är det inget problem då hela värmepumpen påverkas av den enda kompressorn, men vid flera kompressorer blir problemet annorlunda. Fler kompressorer för en och samma värmepump innebär sämre tillgänglig drifttid, på grund av sannolikheten för att någon av dem är avställd kommer att öka med antalet kompressorer.

Samtidigt som kompressorernas totala drifttillgänglighet minskar med antalet kompressorer ökar värmepumpens totala tillgänglighet med antalet kompressorer!

Resonemanget är detsamma som används inom flygsäkerheten. Flygplanets säkerhet ökar med antalet motorer samtidigt som sannolikheten för att någon motor skall stanna ökar med antalet motorer.

Vår uppfattning är således att det bästa bedömningsunderlaget för en värmepump är tillgänglig energileverans. Detta kan i sin tur kompletteras med tillgänglig drifttid om energitillgängligheten visar stora avvikelser.

Begreppet energitillgänglighet innebär att värmepumpen skall vara tillgänglig för energileverans när energibehov föreligger, vilket kan tyckas självklart.

Lika självklart är ej att service och reparation av en kompressor kan ske utan att inverka på värmepumpens tillgänglighet om den sker när behovet är så lågt att energitillgängligheten kan upprätthållas med den återstående kompressorn i drift.

Enligt vår bedömning är det viktigt att underhåll och reparationer kan flyttas från en känslig tidpunkt till en mindre känslig. Detta bör också tillgodoräknas i tillgänglighetsstatistiken.

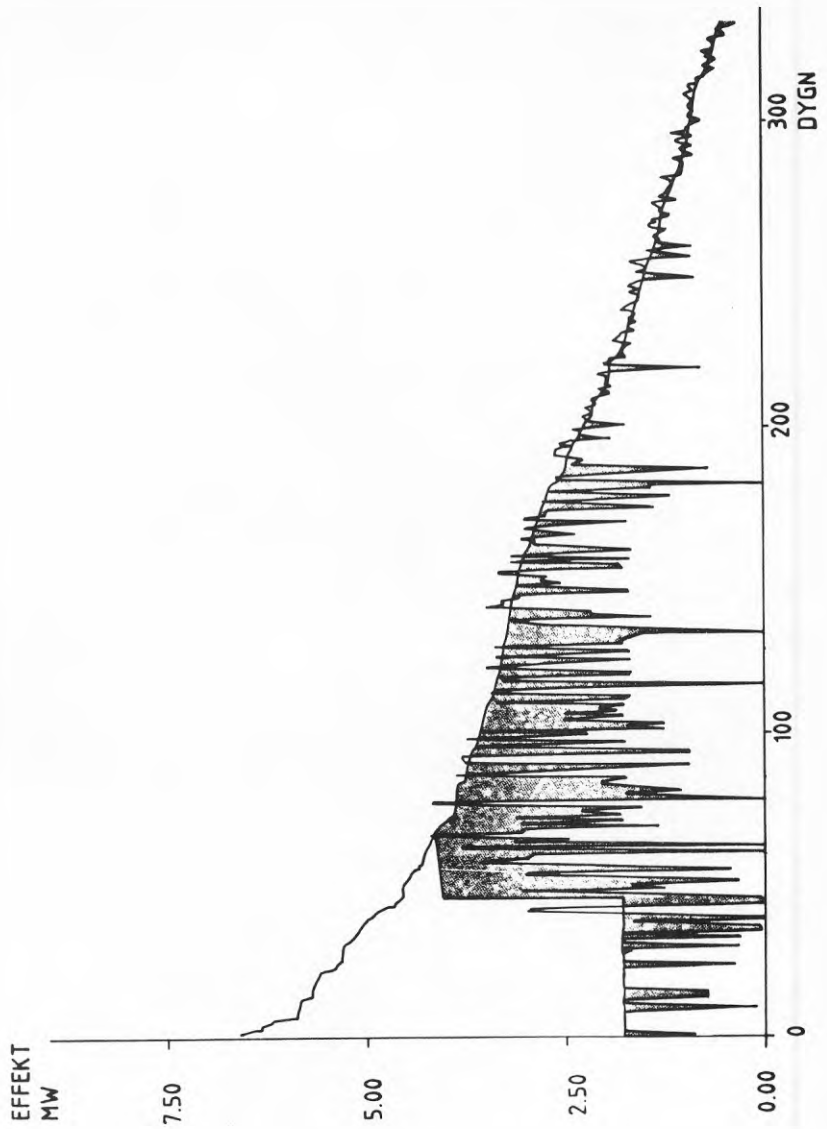
Enligt detta resonemang ökar energitillgängligheten för en värmepump med antalet kompressorer, samtidigt som tillgänglig drifttid minskar med antalet kompressorer.

Av ovan framgår att man med tillgänglig drifttid inte mäter värmepumpens utan kompressorernas tillgängliga drifttid. Vidare att man med tillgänglig energileverans mäter värmepumpens energileverans som en enhet.

Detta skall ej förväxlas med fallet då man har flera värmepumpar som levererar energi till en anläggning. I de fallen är det värmepumpsanläggningen som fått en ökad energitillgänglighet och inte respektive värmepump.

Nu är det ej helt lätt att i Hällbybrunn redovisa tillgängligheten per värmepump. Eftersom värmepumparna tillsammans är relativt stora i förhållande till fjärrvärmenätets behov innebär det att värmepumparna kan nyttjas samtidigt endast under en begränsad tid. Resten av tiden då endast en är i drift skall de fördela den gemensamma energileveranserna mellan sig.

Eftersom grundvattenvärmepumpen är planerad som förste maskin både styr- och flödestekniskt innebär det att den alltid tar den största kakan under förutsättning att den är i drift. Om den därtill körs fler timmar per år än vad som planerats, vilket är fallet under år 1985, innebär detta att grundvattenvärmepumpen förser sig med ytterligare en bit av den gemensamma kakan. Härmed framstår uteluftvärmepumpen som en betydligt sämre värmeleverantör än den i praktiken är.



Figur 5.28 Varaktighetsdiagram för tillgänglig energileverans. Mörka områden visar utebliven energileverans från värmepumpen.

Tabell 5.5 visar att grundvattenvärmepumpen har varit i drift 5 178 timmar istället för de planerade ca 3 500. Att drifttiden är så hög beror på att man valt att köra värmepumpen under april, maj och augusti vilket är utpräglade tider för uteluftvärmepumpen.

Energileveransen under denna tid är 7 693 MWh (planerat 6 000 MWh) vilket motsvarar en medeleffekt av ca 1 490 kW.

Avvikelsen mellan värmepumpens medeleffekt och dimensionerande effekt ca 1 700 kW beror till största delen på övergripande styr- och reglerutrustning som tidvis reglerat ner värmepumpen trots att behov förelegat. Att värmepumpen har kapacitet för gott och väl 1 700 kW framgår av februari månad 1985 i figur 5.9 där driftmedeleffekten är 1 794 kW under hela den månaden.

Att uteluftvärmepumpens energileverans är 6 750 MWh istället för planerade 15 000 MWh beror på bl a vad som ovan beskrivit. Grundvattenvärmepumpen har varit i drift även då det lämpat sig att köra uteluftvärmepumpen. Till detta skall adderas det totala energiunderlaget minskat i storleksordningen från ca 26 000 MWh till ca 21 000 MWh på grund av att panncentralen i Gustavsborg varit i drift.

Därtill har de höga fjärrvärmereturerna bidragit till att stoppa uteluftvärmepumpen pga hög kondensering eftersom dessa kondensorer är flödestekniskt placerade efter grundvattenvärmepumpen.

Förhållandet kunde mycket väl ha varit den omvända om uteluftvärmepumpen använts som basaggregat och grundvärmepumpen som marginalkompressor. Uteluftvärmepumpen har således aldrig fått rätt förutsättningar att arbeta med.

Det har ej saknats problem med själva uteluftvärmepumpen trots de begränsade drifttiderna. Oljesystemet har byggts om i januari 1985 varvid värmepumpen var helt avställd i flera veckor.

I januari och februari 1986 byggdes oljekylningen om. Båda dessa ingrepp får betraktas som barnsjukdomar för denna anläggning. En hel del problem av skilda slag har därtill förekommit. Några av dessa finns redovisade i kapitel 7.

Mot bakgrund av att inbördes driftförutsättningar saknas för värmepumparna i Hällbybrunn kan vi ej på ett meningsfullt sätt redovisa tillgängligheten för respektive värmepump.

I figur 5.28 som är ett varaktighetsdiagram har vi grafiskt redovisat värmepumparnas gemensamma tillgänglighet i det aktuella fjärrvärmenätet. De mörka områdena redovisar utebliven energileverans.

I kapitel 7.2 har vi redovisat synpunkter på värmepumparnas dimensionering samt val av värmepump.

6 UTVÄRDERING AV INTENSIVMÄTNINGAR

6.1 Inledning

Intensivmätningarna bygger på att varje momentant mätvärde skall lagras, till skillnad från långtidsmätningarna där momentana mätvärden omräknas och lagras till timmedelvärden eller summavärden.

Mätdata för intensivmätningar har insamlats och lagrats hos MCE (se kapitel 4).

Bearbetning av mätdata har utförts av MCE efter instruktioner från oss.

Vid ett par tillfällen har försök till rena intensivmätningar förekommit (juni 1985 och november 1985).

Vi vill inte påstå att dessa mätningar vart särskilt lyckade för vår del. I vart fall ej den som genomfördes i mars 1986.

Först planerades den noga och MCE programmerade särskilda mätdisketter. Därefter resa till Hällbybrunn, omställning av anläggning och genomförande. När så MCE i Stockholm skulle banda innehåller från lagringsdisketterna fick vi reda på att de var tomma.

Intensivmätmetoden har vi redan tidigare i kapitel 4 haft synpunkter på varför dessa ej skall upprepas här.

Resultatet av det hela blev att vi till stora delar använde anläggningens egen registreringsutrustning för sk intensivmätningar, i kombination med "tabellmätningar" på MCEs mätdator. Därmed har vi gjort ett visst avsteg från de renodlade intensivmätningarna.

Vi anser dock att det är resultatet som är intressant och ej vilken form av registreringsmetod som används.

6.2 Avfrostning

Från början styrdes samtliga avfrostningsintervaller enbart av tid. Behovsstyrd avfrostning infördes 1984 11 15.

Behovsstyrd avfrostning innebär i detta sammanhang att starten av avfrostningen styrs via skillnaden mellan utetemperatur och förångningstemperatur. Det är när temperaturdifferansen överskrider 15°C mellan utetemperatur och köldmediets mätningstemperatur på förångarsidan som avfrostningen startar. Själva avfrostningsförloppet styrs fortfarande på tid.

Vi har i samband med mätningar på anläggningen konstaterat att tiden för själva avfrostningsförloppet är ca 8 min per förångardel, vilket innebar ca 64 min totalt.

Tiden är enligt vår åsikt alldeles för lång och skulle kunna kortas påtagligt.

Som det nu är avger batteriet värme till uteluften långt efter det att smältvattnet avdunstat till uteluften.

När någon fläkt stoppar innebär det att förångningstemperaturen sjunker. Därmed påverkas även det "behovsstyrda" avfrostningsförloppet som startar tidigare. Eftersom växellådorna till förångarfläktarna har haft en benägenhet att ofta gå sönder har detta varit en orsak till täta avfrostningar.

6.3 Kapacitetsreglering

I Hällbybrunn har man valt att ej starta kompressorerna under arbetstid på grund av störningar i elnätet som framför allt drabbat Volvo-BMs närbelägna anläggning.

Eftersom start-stopp-förfarandet som från början var planerad som driftstrategi var tvungen att överges under arbetstid vart kapacitetsreglering aktuell.

Uteluftvärmepumpen är aktuell på sommaren. Det är t o m för mycket med bara en av de båda kompressorerna under långa tider, på grund av det låga effektbehovet i fjärrvärmenätet.

Samtidigt är kompressorns effekt hög på grund av den höga utelufttemperaturen i kombination med att hela förångardelen står till den enda kompressorns förfogande.

I detta läge framstår kapacitetsreglering av kompressorerna som mycket aktuell även om det från början ej var tänkt så.

Vi genomförde därför under juni 1985 en intensivmätning med en kompressor åt gången i drift vid olika kapacitetslägen. I tabell 6.1, 6.2 och 6.3 nedan redovisas resultatet.

Tabell 6.1 Grundvattenvärmepump

Kap- läge	Ekonom	Kompr	Ut- effekt	Kyl- effekt	VP ut	Grund- vatten in	För- ångning
%		COP	kW	kW	°C	°C	°C
24	Nej	1.90	630	320	66	16	+5
50	Nej	2.25	880	490	66	16	+2
75	Nej	2.20	1 080	550	65	16	+1
80	Ja	2.50	1 100	660	66	16	±0
100	Nej	2.50	1 330	800	68	16	±0
100	Ja	2.52	1 724	1 040	69	16	-2

Tabell 6.2 Uteluftvärmepump kompressor B

Kap- läge %	Ekonom	Kompr COP	Ut- effekt kW	El- effekt kW	VP ut °C	Ute- temp. °C	För- ångning °C
32	Nej	3.2	1 000	320	62	23	+18
50	Nej	3.3	1 350	410	66	23	+18
75	Nej	3.3	1 700	520	66	23	+16
75	Ja	3.4	1 830	540	66	23	+15
100	Nej	3.5	2 100	540	66	23	+15
100	Ja	3.3	2 300	700	67	23	+13

Tabell 6.3 Uteluftvärmepump kompressor A

Kap- läge %	Ekonom	Kompr COP	Ut- effekt kW	El- effekt kW	VP ut °C	Ute- temp. °C	För- ångning °C
23	Nej	2.2	680	320	65	11	+2
50	Nej	2.5	960	380	64	11	+1
70	Nej	2.6	1 180	420	64	11	+0
75	Ja	2.7	1 300	460	64	11	+0
100	Nej	2.9	1 500	500	64	11	-
100	Ja	2.9	1 880	650	64	11	-3

- 1 Som framgår av att utetemperaturerna är mätningarna ej utförda vid samma tillfälle.
- 2 När mätningen av kompressor A genomfördes var kompressor B i drift och nedreglerad till 24 %. Anledningen till att kompressor B ej stoppades var problemet med elnät och återstarter.

Trots att mätningarna ej utförts under samma förutsättningar framgår vissa tendenser.

Om vi jämför tabell 6.1 och 6.3 syns vissa likheter drifttekniskt trots att det är fråga om grundvattenvärmepumpkompressor i tabell 6.1 och uteluftvärmepumpkompressor i tabell 6.3.

De arbetar med ungefär samma förångningstemperatur, utgående värmebärare och effekter vid nedreglering minst värmefaktorn procentuellt lika mycket.

Om vi jämför med tabell 6.2 där kompressor har en betydligt högre förångningstemperatur framgår att värmefaktorn förändras obetydligt vid kapacitetsreglering.

Om man väger samman värdena för värmefaktorn blir den snarare högre när economicern kopplas ur. Ned till 75-80 % kapacitetsreglering är påverkan på värmefaktorn mycket ringa.

Liknande iakttagelser gjordes vid utvärdering av värmepumpen i Fagersjö. Vi frågar oss därför om inte detta i högre grad borde utnyttjas reglertekniskt.

7 DRIFTERFARENHETER AV VÄRMEPUMPSYSTEMET OCH DERAS KOMPONENTER

7.1 Inledning

Att dra en skarp gräns mellan värmepumpsystem (kapitel 7) och kringssystem (kapitel 8) kan i vissa avseenden vara en tolkningsfråga. Vi rekommenderar därför att dessa kapitel läses tillsammans för att erhålla en bättre helhetssyn.

Att här nedan redovisa alla de driftstörningar och problem som förekommit samt eventuella orsaker till dessa i de fall vi funnit dem, bedömer vi som en ganska trötande redogörelse.

Vi har valt att redovisa de iakttagelser vi gjort som vi bedömer vara av väsentlig betydelse för värmepumpanslagningens totala lönsamhet.

7.2 Värmepumparnas dimensionering och val av värmepump

Värmepumparna i Hällbybrunn är planerade för en energiandel av ca 81 % av den totala energileveransen. Detta leder till att den planerade värmepumpeffekten 4,2 MW vid -2°C ute är ca 47 % av anläggningens maximala effektbehov.

Samtidigt kan sägas att den planerade utnyttjningstiden blir ca 5 000 timmar. (Utnyttjningstid = årlig värmeenergi från värmepumparna/värmepumparnas dimensionerande värmeeffekt.) Enligt vår uppfattning är detta en stor värmepumpsanläggning i förhållande till förbrukarnas totala energi- och effektbehov.

Vid en mindre värmepumpeffekt kommer utnyttjningstiden att öka samtidigt som energiandelen minskar. Den minskade energiandelen skall då "betalas" av en lägre installationskostnad. Vissa delar av installationskostnaderna påverkas ej och vi tänker då närmast på undercentraler och de som berör fjärrvärmenät och flöden.

Vi har hittills talat om värmepumpsanläggningen som en enhet. Man bör även titta på värmepumparnas inbördes förhållande. Planerat är att uteluftvärmepumpen skall leverera ca 15 000 MWh vilket ger en utnyttjningstid av 6 000 timmar.

För grundvattenvärmepumpen är den planerade energileveransen 6 000 MWh vilket ger en utnyttjningstid av ca 3 500 timmar. Utnyttjningstiden 3 500 timmar innebär att värmepumpen kan köras på full effekt dessa timmar av året vilket motsvarar 40 % av årets timmar. Detta bedömer vi som en för låg utnyttjningstid för att återbetala grundvattenvärmepumpens anläggningskostnad inkl kringutrustning.

Värmepumparna blir än större i förhållande till förbrukarna om vi beaktar hur fjärrvärmenätet i praktiken används. Handelsträdgården bortkopplas från värmepumpdriften under vinterhalvåret. Om vi använder oss av de uppmätta värdena för 1985 motsvarar värmepumpeffekten 65 % av maximala effektbehov.

Mot bakgrund att värmepumparna har en förhållandevis hög effekt i förhållande till fjärrvärmenätets totala behov är det viktigt att komma till rätta med problemen i handelsträdgården så energileveransen dit kan ske via värmepumparna.

Uteluft- och grundvattenvärmepump i kombination

När anläggningen planerades talades det om fördelen med kombinationen av en uteluftvärmepump och en grundvattenvärmepump. Utvärderingen av denna kombination är svår med tanke på de olika aspekter som kan kombineras. Ett sätt är att jämföra med vad som har planerats men frågan är också lite, vad är det som har planerats?

Till detta kan läggas hur värmepumparna har installerats flödesmässigt och reglermässigt samt hur maskinpersonalen prioriterat driften genom egna valmöjligheter.

Man kan fråga sig om detta är en uteluftvärmepump som effektmässigt stöttas av en grundvattenvärmepump eller är det tvärt om? Tanken är att utnyttja uteluften när dess temperatur är hög och grundvattnet när utetemperaturen sjunker.

Redan i planeringsstadiet finns tvetydigheter. Det planerade varaktighetsdiagrammets tidsaxel (figur 5.1) visar att uteluftvärmepumpen bör arbeta så stor del av året som det är möjligt genom begränsning av grundvattenvärmepumpens drifttid, vilket sker manuellt.

Effektaxeln däremot visar att när grundvattenvärmepumpen har tagits i drift körs den med full effekt samtidigt som uteluftvärmepumpens effekt minskar vilket sker regler tekniskt.

Kort uttryckt prioriteras uteluftvärmepumpen manuellt och regler tekniskt prioriteras grundvattenvärmepumpen.

I förlängningen innebär detta att all effekterreglering sker via uteluftvärmepumpen (ca 6 000 tim) samtidigt som ingen effekterreglering förekommer av grundvattenvärmepumpen.

Om vi åter knyter an till vilken inbördes relation värmepumparna har så måste det naturligtvis vara den värmepump som för tillfället levererar mesta effekten till lägsta elförbrukning som skall vara basaggregat. Reglertekniskt är styrsystemet ej uppbyggt för denna strategi.

Även mättekniskt saknas möjligheter för driftpersonalen att avgöra den optimala driftkombinationen.

Som utvärderare anser vi att det är viktigt att principiellt försöka fastställa vilken värmepump som är basaggregat alternativt hjälpaggregat.

Vi bedömer på grund av nedan tre angivna skäl att det är uteluftvärmepumpen som är basaggregat och grundvattenvärmepump som är hjälpaggregat.

- Historiskt var det planerat för enbart uteluftvärmepump i Hällbybrunn en effekt av 4 MW.
- Varaktighetsdiagrammets tidsaxel visar att uteluftvärmepumpen har högre prioritet.
- Grundvattenvärmepumpens begränsade tillgång på grundvatten.

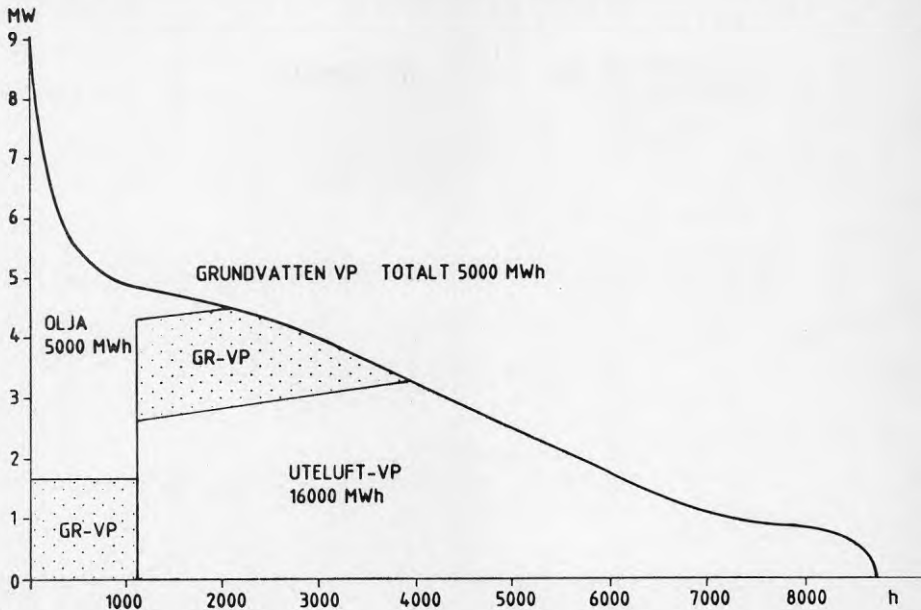
Vi har ej funnit något starkt skäl att välja grundvattenvärmepump som basaggregat.

Om vi rent tekniskt betraktar hur värmepumpen är flödestekniskt ansluten till värmebäraren, vilket manuellt värmepumpval som utförts samt hur styrsystemet prioriterar värmepumparna. Då ser vi en nästan konsekvent prioritering av grundvattenvärmepumpen på bekostnad av uteluftvärmepumpen.

Flödestekniskt är grundvattenvärmepumpen först ansluten i värmebärarflödet. Därmed värmer den upp en redan tidigare för hög fjärrvärmeretur till inloppet i uteluftvärmepumpen. Uteluftvärmepumpen får därmed ett svårare driftläge som ger en sämre värmefaktor. Dessutom måste effekten tidvis reduceras med ännu sämre värmefaktor som följd. Tidvis måste en alternativt båda kompressorerna stoppas i uteluftvärmepumpen på grund av för hög temperatur på ingående värmebärare.

Det manuella valet består i att värmepumpen under år 1985 varit i drift ca 5 200 timmar jämfört med planerat 3 500 timmar och därmed minskat energiunderlaget för uteluftvärmepumpen.

Reglertekniskt är det som tidigare nämnts grundvattenvärmepumpen som får arbeta ostört medan regleringen sker via uteluftvärmepumpen med försämrade värmefaktor, höga hetgastemperaturer m m.



Figur 7.1 Varaktighetsdiagram visande "största möjliga" utnyttjande av uteluftvärmepumpen.

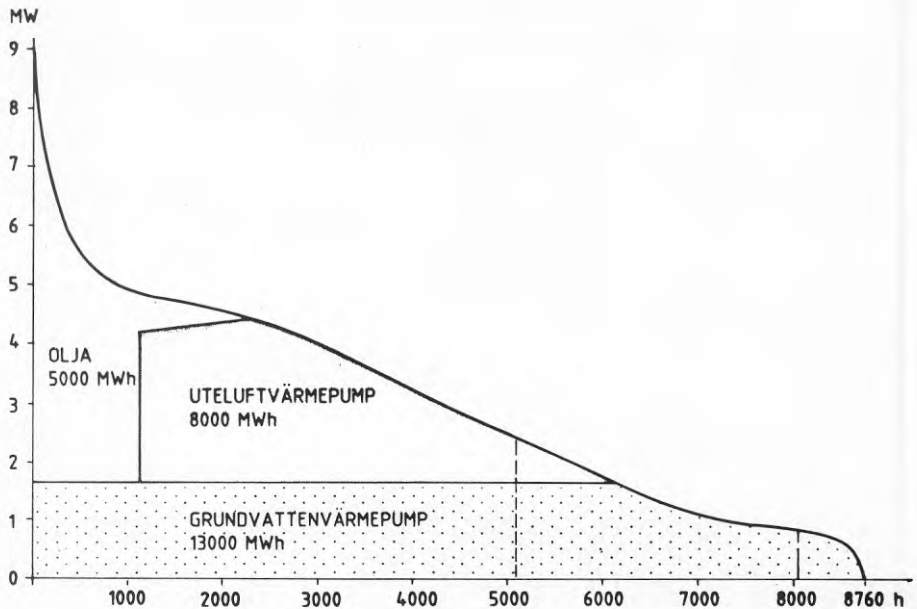
Om vi återknyter till planerade varaktighetsdiagrammet, figur 5.1, så innehåller detta två värmepumpar där ingen nyttjas fullt ut. Därmed går ej att dra några slutsatser om respektive värmepumps lönsamhet.

Figur 7.1 visar hur det planerade varaktighetsdiagrammet skulle se ut om uteluftvärmepumpen används konsekvent som basaggregat.

De framgår då att grundvattenvärmepumpens energileveans minskat till 5 000 MWh samtidigt som uteluftvärmepumpen ökat till 16 000 MWh.

Figur 7.2 visar hur den planerade varaktighetsdiagrammet skulle se ut om grundvattenvärmepumpen används konsekvent som basaggregat.

De framgår då att grundvattenvärmepumpens utnyttningstid ökat till 13 000 MWh samtidigt som uteluftvärmepumpen minskat till 8 000 MWh.



Figur 7.2 Varaktighetsdiagram visande största möjliga utnyttjande av grundvattenvärmepumpen.

Figur 7.1 och 7.2 visar den yttre ramen för driftstrategier med värmepumparna i Hällbybrunn.

Inom denna kan värdena förskjutas helt beroende på driftstrategi.

Även om dimensionering av effekter är något av de viktigaste vid värmepumpsprojektering har vi avstått från optimering av värmepumparnas storlek i denna rapport. Anledningen är att vi bedömt den prisbild vi skulle erhålla från värmepumpsleverantörerna som betydligt mer osäker jämfört med ett projekt som är nära förestående och där konkurrens råder.

7.3 Förångare

Uteluftförångarnas placering och utformning

Värmepumpsbyggnaden är relativt fritt placerad och i förhållande till marken sitter intagsöppningarna för luft högt.

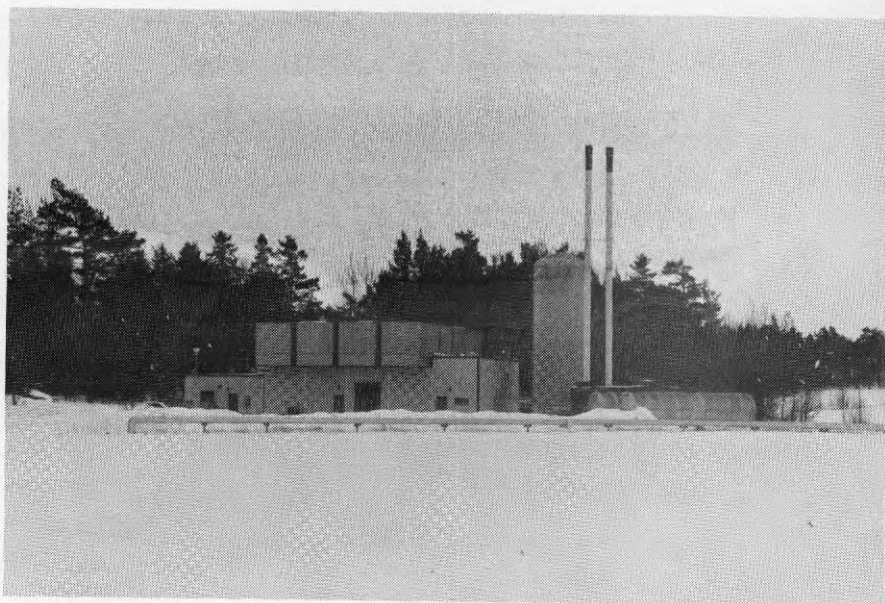
Förångarbatterierna är som framgår av kapitel 2 placerad ovanpå maskinrumsdelen.

Det är mycket viktigt att en uteluftvärmepump har tillgång till så varm luft som möjligt. Därför bör så kallad rundgång undvikas. Rundgång innebär att den nedkylda luften som passerat förångarbatterierna faller ned på grund av sin högre specifika vikt och på nytt sugas in i förångarbatteriet.

Förutsättningarna är relativt goda i Hällbybrunn. Långtidsmätningar för att upptäcka eventuell återinblandning av nedkyld luft har ej varit tillförlitliga. Anledningen är främst uteluftvärmepumpens högst oregelbundna drift i kombination med icke behovsstyrda mätningar.

Förångarbyggnadens intagsdel ovan markplanet har i kombination med att luften tas in underifrån vissa fördelar. Löv, skräp och snö sugas ej så lätt in till förångarbatterierna.

Ur servicesynpunkt är förångarbyggnaden i flera avseenden olyckligt utformad. (Se mer om detta under kapitel 10)

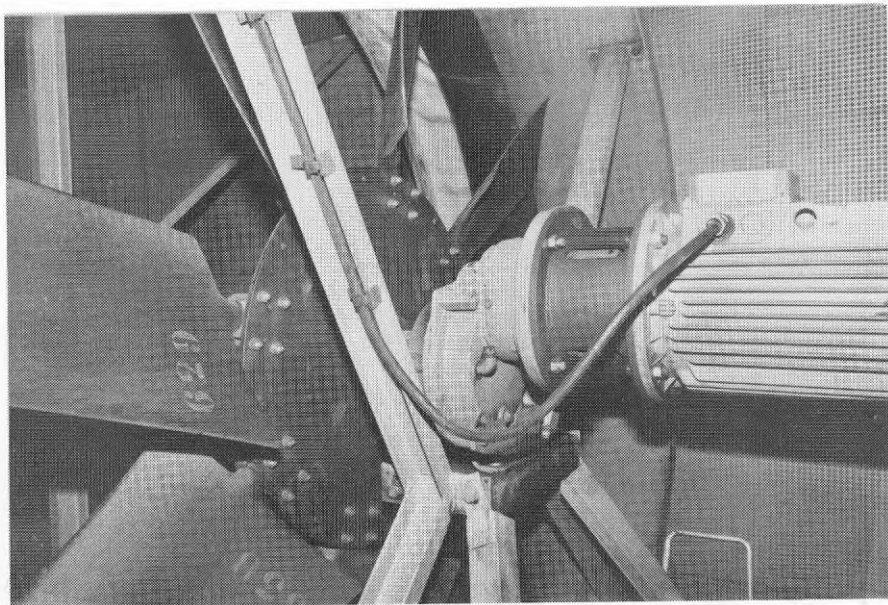


Figur 7.3 Uteluftvärmepumpens placering i Hällbybrunn.

Under utvärderingstiden har sammanlagt sex växellådor till förångarfläktarna havererat. I samtliga fall har det gällt axlar i växellådorna som förmodligen ej klarat av de höga vridmomenten till de stora fläktarna (2.2 m i diameter) i samband med start.

Problemet gäller således konventionell teknik som ej är specifik för värmepumpar.

Man har provat att starta fläktarna på det lägre varvtalet (60 %) med hjälp av frekvensomformaren men ingen förbättring märktes.



Figur 7.4 Fläkt med växellåda.

1986 04 09 utrustades samtliga växellådor med slirkopplingar vilket gav en påtaglig förbättring. Fr o m detta datum och till slutet av år 1987 har inga växellådshaverier inträffat.

Förutom att växellådshaverierna i sig var ett problem, var de orsak till följdverkningar. Den stillastående fläkten orsakade att det totala luftflödet över förångarbatterierna minskade. Därmed erhöles en lägre förångningstemperatur. Skillnaden mellan utelufttemperatur och förångningstemperatur ökar och den behovsstyrda avfrostningen startar därmed betydligt tidigare. När växellådshaverierna inträffat för två fläktar samtidigt har avfrostningen mer eller mindre ständigt arbetat.

Förångarfläktarnas placering

I Hällbybrunn har man valt att placera fläktarna före batteriet i flödesriktningen och därmed trycks luften igenom detta. Beträffande placering av fläktarna före eller efter förångarbatteriet råder skilda uppfattningar.

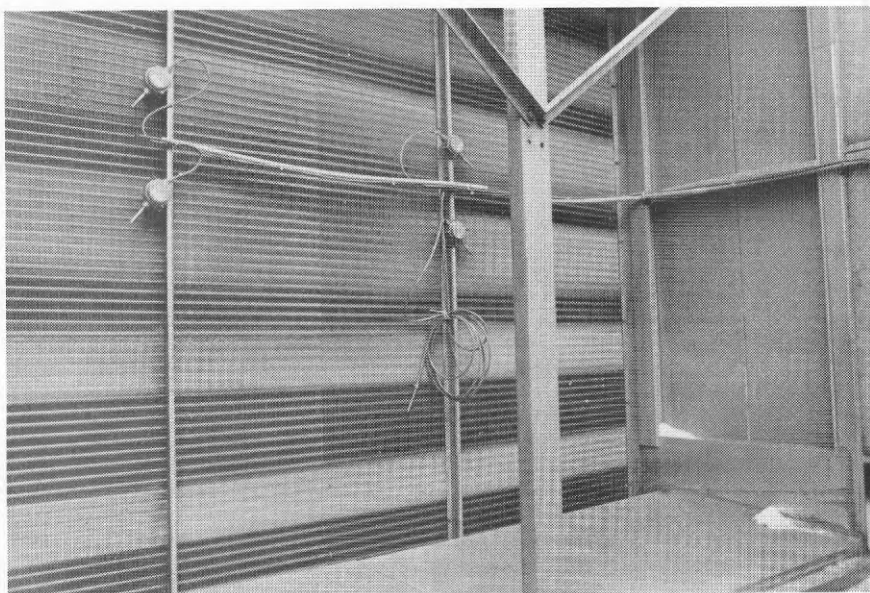
Vissa hävdar att placeringen av fläkten före batteriet ger en bättre effekt hos värmepumpen, för därmed skulle fläktmotorernas avgivna värme komma värmepumpen till del. Andra hävdar att en bättre fördelning av luften över hela batteriytan sker vid sugande fläktar och detta skulle uppväga nackdelarna med att fläktmotorernas värme ej togs tillvara.

Vi har inget entydigt svar på ovanstående frågeställning men bedömer att fläktmotorernas avgivna värme till förångarbatterierna måste ha en synnerligen marginell effekt på värmepumpen mot bakgrund av nedan gjorda antaganden och beräkningar.

För Hällbybrunn gäller:

8 fläktmotorer á 8,4 kW =	67,2 kW
8 st förångarbatterier, 29,7 m ³ /s i luftflöde =	238 m ³ /s

Om vi förutsätter att hela fläktmotoreffekten, 67,2 kW, avges till luften i form av värme (väsentligt mindre) erhålls en temperaturhöjning av luften med 0,2°C. Detta borde leda till att förångningstemperaturen hos värmepumpen steg ca 0,2°C.



Figur 7.5 Den ojämna påfrostningen beror på att en hetgasventil ej tätar och släpper in hetgas i förångarbatteriet.

Vid förångningstemperaturer av mellan -10°C och -15°C ökar värmepumpens avgivna effekt med ca 3 % per $^{\circ}\text{C}$ ökning av förångningstemperaturen. Vid en avgiven effekt av ca 2 300 kW skulle därmed $0,2^{\circ}\text{C}$ höjning av förångningstemperaturen innebära en effektökning på 0,6 % eller 13,8 kW.

Principen visar att värmepumpen tillgodogör sig mindre än 50 % av fläktarnas avgivna värme oavsett hur stor den avgivna värmen är.

Vår bedömning är att det finns mer att vinna på en placering av förångarfläktarna efter förångarbatteriet. Dels erhålls en ostörd och jämn flödesfördelning över förångarbatteriet samtidigt som ordentliga kastlängder på den nedkylda luften kan erhållas.

Ventiler

Ventilerna hänger sig i vissa lägen, mest påtagligt är detta för hetgasventilerna.

Ventilsäten har bytts ut och även vissa ventilmotorer.

Förångarbatterier

Förångarbatterierna i Hällbybrunn arbetar med s k våt förångning. Detta innebär att köldmedium i vätskefas pumpas in i batterierna för att därmed öka batteriernas värmeupptagande effekt. Värmeövergången från luft till köldmedium ökar ca 30 % om köldmediet är i vätskeform.

Det är viktigt att en jämn fördelning sker av köldmedievätskan mellan rörslingorna. Eftersom batterierna är vertikalt placerade och köldmedievätskan pumpas fram sker fördelningen med hjälp av strypbrickor inmonterade i respektive rörslinga. Det är viktigt att brickans dimension är rätt beräknad, rätt placerad och rätt monterad. I efterhand kan felaktigheter ej åtgärdas. Fördelningen påverkas av vätskeflödet genom strypbrickan, vilket i sin tur är beroende av värmepumpens effekt och utetemperatur.

I Hällbybrunn har vi genom påfrostningens fördelning uppmärksammat att köldmedievätskan ej har den fördelning i batterierna som var tänkt. Frost samlas framför allt nedtill på batterierna vilket innebär att köldmedievätskan ej fördelas upp i batterierna som avsikten var.



Figur 7.6 Förångarbatteriets nedre del täkt med is.

Att erhålla en jämn fördelning under alla driftförhållanden är mycket svårt.

Från fördelningssynpunkt vore det lämpligt om förångarbatterierna låg horisontellt, därmed skulle man slippa alla fördelningsåtgärder mellan rörslingorna i batteriet. Nackdelen är att frost och vatten får svårare att släppa från batteriets lameller vid avfrostning.

En tänkbar kompromiss vore ett snedställt batteri där köldmediets uppfodringshöjd i batteriet minimeras samtidigt som avrinning för frost och vatten ej påverkas nämnvärt.

Strilförångaren

Strilförångaren består av horisontella släta rör och är utförd i varmförzinkat kolstål.

Förångaren är utförd enligt följande specifikation:

Material i kolstålsdetaljer:	AL 111, SIS 1236-05/06
Svetsmetod:	Metallbådsvets
Varmförzinkning:	Fe/Zn klass A SMS 2950

När anläggningen konstruerades diskuterades materialvalet i strilförångaren. Vattenprover visade då på en kloridhalt av ca 40 till 50 mg/l vilket bedömdes som måttligt korrosivt.

Materiale experter konsulterades och slutligen bedömdes varmgalvaniserat kolstål som ett acceptabelt materialval.

Redan efter en säsong uppmärksammades korrosion på rören. Korrosionen har efter hand ökat och efter tre säsongers drift finns korrosion i form av gropar som på sina ställen bedöms motsvara halva godstjockleken. Ett byte av hela strilförångaren måste antagligen ske med tiden då delar av förångaren ej är utbytbara.

Vattenprover tagna under 1987 (se tabell 9.2) visar att grundvattnets kemiska sammansättning är i det närmaste oförändrat jämfört med de prover som låg till grund för materialvalet i strilförångaren.

I Sala finns en identisk strilförångare som arbetar med renat avloppsvatten tidvis i kombination med åvatten. Denna uppvisar inga korrosionsangrepp trots betydligt längre drifttid.

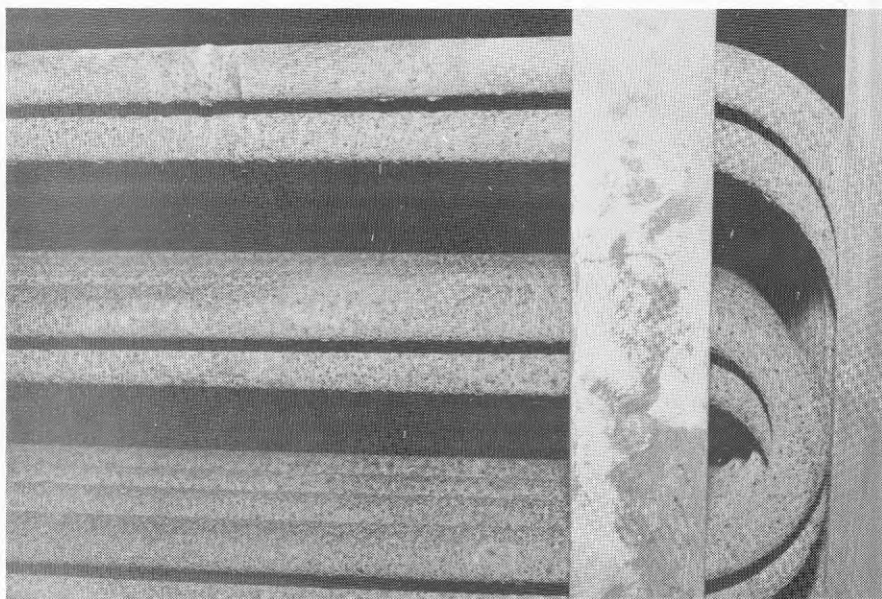
Frågorna kring strilförångaren i Hällbybrunn är många. Allt har diskuterats, från att det ej är korrosion utan beläggningar till att experter uppmätt 3 mm djupa gropar i rören. Det senare måste i alla fall vara orimligt mot bakgrund av att rörens godstjocklek är 2 mm.

Är varmförzinkning olämpligt vid grundvatten?

Har varmförzinkningen misslyckats beträffande kvaliteten?

Är vattnet trots allt mer korrosivt än vad experterna ansett?

När detta skrivs har inget klarläggande i dessa frågor erhållits.



Figur 7.7 Strilförångarens korroderade ytor.

7.4 Kompressorer och oljesystem

Kompressor

Grundvattenvärmepumpens kompressor drabbades av en skada på drivaxel vid tätningen mot atmosfären. Driftstopp (hösten 1985) blev långvarigt då olika åtgärder diskuterades. Att slipa om axeln var ett alternativ. Man enades slutligen om att förflytta tätningen axiellt och därmed behövde ej själva axeln åtgärdas.

I övrigt har de flesta kompressorproblem sitt ursprung i oljesystemet.

Oljesystem

Oljesystemet är intimt förknippat med denna typ av kompressorer (skruvkompressorer) på grund av de stora oljeflöden som passerar dessa. Oljan har till uppgift att smörja, täta och även till viss del kyla kompressorerna. (Se även kapitel 2.4)

Om vi börjar med problemen för oljesystemet uppstod dessa i huvudsak under det första driftåret. Anledningen är

alla de föroreningar som finns i köldmediesystemet i form av framför allt svetslagg. Köldmediesystemet består av ett stort, ganska komplicerat och utspritt rörsystem från förångarna till kondensatorerna. Detta innebär många svets-skarvar och därmed ökad mängd föroreningar.

En stor del av föroreningarna samlades i oljan där de till en början satte igen oljefilter. Därefter orkade oljepumparna ej med att hålla upp trycket på grund av slitage.

Det visade sig under år 1984 att oljeföroreningarna var av sådan mängd och omfattning att oljesystemet byggdes om i första kvartalet 1985. Ombyggnaden innebar att filterkapaciteten utökades med ett större sugfilter.

Oljekylare

Oljekylningens andel av den totala värmepumpeffekten är ca 10 %. Vid låga utomhustemperaturer och vid kapacitetsreglering av effekten ökar andelen värme i oljan.

På grund av vad som ovan nämnts är det viktigt att kyl-effekten hos oljekylningen har vissa effektmarginaler framför allt då kapacitetsreglering ofta förekommer.

I Hällbybrunn kyls oljan via köldmediekondensatet och avlämnas till fjärrvärmevattnet via kondensatorerna.

I en liknande anläggning i Fagersjö har man valt vätskekylda oljekylare som via en separat pumpkrets kyler oljekylarna med en del av värmebärrarflödet. Fördelen med detta är att kondensatorerna avlastas denna värme och ett, om än marginellt, lägre kondenseringstryck erhålls.

Ytterligare fördelar är att oljekylningsproblemet kan hanteras separat då det ej ingår som en del i kylprocessen. Detta är speciellt viktigt vid ofta förekommande kapacitetsreglering där kylbehovet av oljan ökar.

I vätskekylda oljekylare som är helt avskilda från kylprocessen kan kyleffekten lättare regleras med hjälp av värmebärrarflödet.

Höga oljetemperaturer hade länge varit ett problem i Hällbybrunn. Vintern 1986 byggdes oljekylarna om, man behöll den kondensatkylda oljekylningen men modifierade systemet så att effekten på oljekylningen i detta ökades till nära det dubbla.

Varför man ej valde vätskekylda oljekylare i samband med ombyggnaden är för oss okänt. Sannolikt var det en kostnadsfråga. Vi hade helst sätt att man valt vätskekylda oljekylare mot bakgrund av de höga kondenseringstemperaturer som är aktuella i Hällbybrunn.

7.5 Ekonomiser

Ekonomisern har till uppgift att underkyla kondensatet för att därmed erhålla större energitransport per viktsenhet köldmedium (se kapitel 2.4).

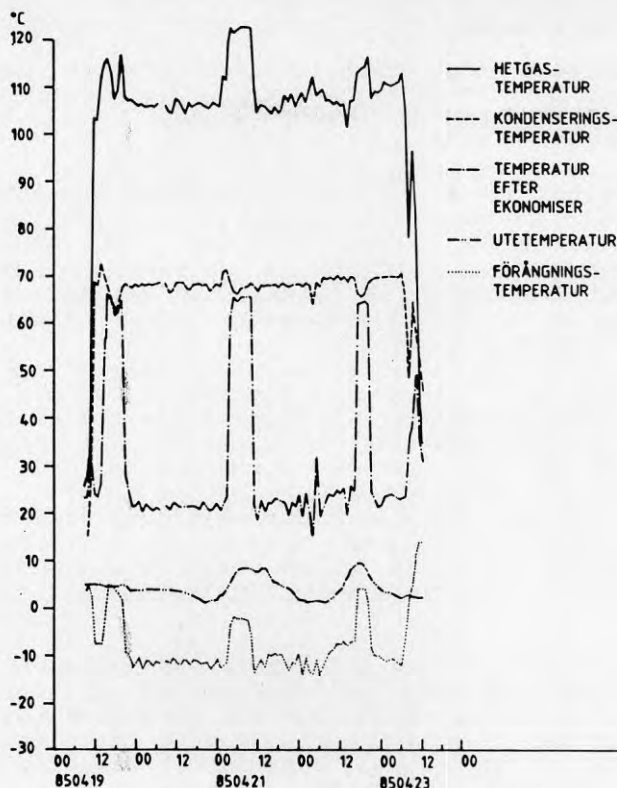
Intensivmätning av värmepumpens effekt med och utan ekonomiser samt olika grader av överhettning hos ekonomisern redovisas i kapitel 6.3.

Rent allmänt har vi fått den uppfattningen att i och kring ekonomisern borde finnas en hel del som kunde förbättras.

Under utvärderingen har vi lagt märke till följande:

- o Ekonomiserfunktionen är ofta orolig med pendlande grad av överhettning.
- o I samband med avfrostningar faller ekonomisern ofta ur och det tar varierande tid innan den åter fungerar normalt.
- o Ekonomiserns funktion upphör emellanåt helt under långa tider.

Med undantag av avfrostningsförloppet gäller det som ovan sagts även grundvattenvärmepumpen, vilket förvånar med tanke på de stabila driftförhållanden den arbetar inom.



Figur 7,8 Denna figur visar hur ekonomiserns funktion tidvis upphör.

Effektreglering

Ekonomisern har ingen koppling till värmepumpens effektreglering. Vid t ex uppreglering av effekten sker detta med hjälp av kapacitetssliden som steglöst ökar effekten från ca 40 % till 100 %. När väl kapacitetsslidens läge är 100 % kopplas efter ca 10 min ekonomisern in helt utanför effektregleringen och ger då en effektökning av ca 15 %. Vid nedreglering gäller det omvända förhållandet med undantag av tidsfördröjningen.

Vår uppfattning är att ekonomiserns funktion beträffande effektreglering är underskattad. Det borde vara tänkbart att effektreglera ekonomisern och därmed även värmepumpen genom en gradvis styrning av överhettningen.

Om detta är en framkomlig väg för att även öka värmepumpens kontinuerliga effekt alt värmefaktor är något som enbart tillverkaren kan ge svar på. Är problemet enbart kopplat till att kompressorns mellantrycksport skall garanteras en torr gas borde detta på något sätt kunna lösas rent tekniskt.

7.6 Kondensor

Kondensatorerna har dimensionerats för en temperaturdifferens på 4°C mellan kondensering och utgående värmebärare vid full effekt. Under utvärderingen har differensen i stort varit ca 4°C .

Systemet att alltid köra ut en konstant värmebärartemperatur från värmepumparna genom återinblandning av uppvärmd värmebärare, bidrar till ett ökat kondenseringsstryck. Kondenseringsstrycken i Hällbybrunn har därtill varit betydligt högre än vad som från början var planerat på grund av de höga fjärrvärmereturerna. Dessa faktorer berörs närmare i kapitel 8.

Kondensatorernas inbördes placering i värmebärarflödet anser vi som olämpligt. När tre kondensatorer är seriekopplade flödestekniskt måste av naturliga skäl någon av dem bli först och sist i flödesriktningen.

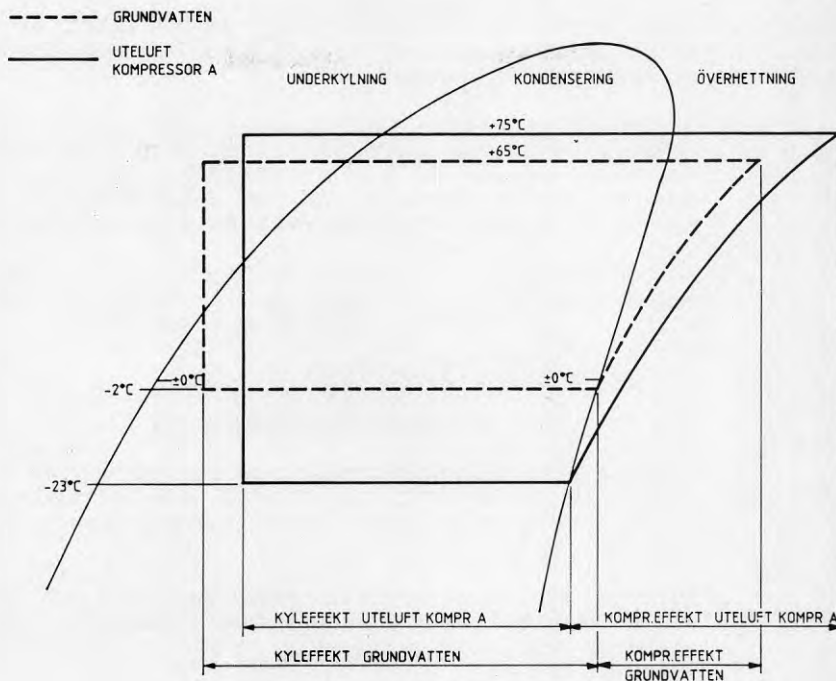
Men det är valet av grundvattenvärmepump kondensator först som vi opponerar oss emot. Grundvattenvärmepumpen värmer värmebäraren ca $6,5^{\circ}\text{C}$ vilket ökar kondenseringen lika mycket för uteluftvärmepumpen. Vi återkommer till detta i kapitel 8.2.

Det kan anses att ca $6,5^{\circ}\text{C}$ inte är så mycket att orda om men vi skall då samtidigt ta i beaktan att uteluftvärmepumpen vid dessa driftfall har betydligt svårare på förångarsidan. Grundvattenvärmepumpen har ett stabilt driftläge av ca -2°C i förångning. Uteluftvärmepumpen arbetar ned till -30°C .

När uteluftvärmepumpen ensam klarar värmebehovet är det förhållandevis varmt ute. Om så inte uteluftvärmepumps-effekten räcker till startas grundvattenvärmepumpen som då ökar kondenseringen för uteluftvärmepumpens båda kondensatorer.

När utetemperaturen sjunker sjunker även förångningstemperaturen i uteluftvärmepumpen och därmed ökar de termodynamiska förlusterna. Detta leder till en hög hetgas-temperatur, samt ökar kravet på oljekylning.

Som framgår av figur 7.9 har grundvattenvärmepumpen ett betydligt enklare driftläge jämfört med uteluftvärmepumpen som har både lägre förångning och högre kondensering att arbeta med. Vi anser detta olämpligt och hävdar att grundvattenvärmepumpen bör placeras sist flödestekniskt för att i möjligaste mån erhålla en utjämnning av belastningarna mellan värmepumparna.



Figur 7.9 h-log p-diagram visande den principiella skillnaden mellan uteluftvärmepumpens och grundvattenvärmepumpens driftförutsättning.

7.7 Elsystem

Eldata för kompressorernas motorer är för var och en 700 kW, 10 kV och att dessa är 2-poliga.

Eftersom motorerna är direktstartade innebär det kraftiga påkänningar på elnätet i form av spänningsfall. Detta märks också i Volvo-BMs närbelägna industri som drabbats av störningar.

Spänningsfallen har hos Volvo-BM orsakat störningar i ett datoriserat mätsystem. Klagomål framfördes då till Eskilstuna elverk vilket resulterade i att värmepumparnas kompressorer ej fick startas under arbetstid dvs från kl 07.00 till ca 18.00 vardagar.

Därmed sattes den planerade styrstrategin ur spel då den byggde på att reglera effekten genom att starta och stoppa marginalkompressorn.

På grund av de uppkomna problemen förstärktes elnätet i Hällbybrunn tidigare än planerat. Förstärkningen var klar våren 1987.

Rent generellt kan sägas att direktstart av motorer i denna storleksordning kan ge problem som äventyrar hela värmepumpens lönsamhet.

I dagens samhälle installeras allt mer sofistikerad utrustning som är beroende av en stabil nätspänning. Man bör vara beredd på att förfarandet med direktstart som används i Hällbybrunn och de spänningsfall som därmed följer ej kommer att tolereras på vissa platser.

Vid planering av framtida anläggningar är det bäst att redan från början planera in startutrustning för tung start av elmotorer i dessa effektklasser.

7.8 Styr- och övervakningssystem

I detta avsnitt har vi valt att ta med endast den utrustning som är direkt förknippad med värmepumparna. Den övergripande styr- och övervakningssystemen behandlas i kapitel 8.7.

Förutom de nedan berörda problemen har det varit svårt att utkristalisera specifika erfarenheter, eftersom det övergripande styrsystemet orsakat en mycket orolig och instabil drift.

Under kapitel 7.5 berörs att ekonomiserfunktionen är instabil och påtagligt ofta faller ur. Detta gäller framför allt uteluftvärmepumpen i samband med avfrostningarna. Även grundvattenvärmepumpen har tidvis instabil ekonomiserfunktion.

Avfrostning

Vid idrifttagningen av anläggningen styrdes avfrostningarna enbart av tid. Ett förfarande som ej tar hänsyn till behovet och följdaktligen ställde till med många problem.

Efter införandet av behovsstyrda avfrostningar har en förbättring inträffat.

Start av den behovsstyrda avfrostningen styrs i denna anläggning enbart av differensen mellan uttemperatur och förångningstemperatur.

Att enbart använda sig av en konstant differens oavsett utetemperatur har sina nackdelar. Vid låga utetemperaturer och därmed låg förångning minskar värmepumpens effekt och därmed har värmepumpen svårt att uppnå den fast inställda differansen av ca 15°C. Om differansen minskar inträffar avfrostningarna för tätt vid högre utetemperaturer.

Driftpersonalen är medveten om detta och förändrar själva differensen beroende på utetemperatur.

I Fagersjö, en uteluftvärmepump av samma storlek som i Hällbybrunn har man valt att utveckla systemet med temperaturdifferansen. Via en kurvfunktion förskjuts differensen så att den minskar vid låga utetemperaturer och ökar vid stigande utetemperatur. Anledningen till detta är, som tidigare nämnts, att värmepumpen minskar i effekt vid låga utetemperaturer.

En ytterligare komplikation i Hällbybrunn har varit de ofta förekommande växellådshaverierna till förångarfläktarna. När funktionen hos en förångarfläkt uteblivit har det resulterat i en lägre förångningstemperatur i förhållande till uteluften och därmed har avfrostningarna startat oftare. Någon övervakning av själva fläkten (rotationsvakt) finns ej i Hällbybrunn. Vad som indikeras är fläktmotorns drift via kontaktorn. I dessa fall har fläktmotorn varit i drift men själva fläkten stått stilla. Övervakningen indikerar inga larm och fläktmotorerna indikerar drift. Därmed har allt på indikerings-tabblån förefallit vara i sin ordning.

Tiden för själva avfrostningen har vid kontroll i Hällbybrunn varit alldeles för lång vid samtliga tillfällen. Avfrostningscykeln för varje batteri har varit ca 8 minuter vilket innebär en total avfrostningstid av ca 64 minuter. Vid de tillfällen vi kontrollerat avfrostningsfunktionen direkt på ett förångarbatteri, har inte bara isen smält utan allt vatten på batteriytan har varit förångat efter ungefär halva avfrostningstiden, dvs ca fyra minuter.

Problemet med styrning av avfrostning är välkänt i branschen. Tidigare har endast mindre uteluftvärmepumpar installerats. Därmed har kostnaderna för styrutrustningen till avfrostningen haft en avgörande betydelse. När det handlar om värmepumpar i Hällbybrunns storlek bör det vara aktuellt med en vidareutveckling inom detta område.

7.9 Köldmedieläckage

Momentana köldmedieläckage i form av öppnad säkerhetsventil har förekommit. Det är svårt att avgöra hur stor mängd köldmedium som läckt ut via små läckage. Detta på grund av att det är endast mängden påfyllt köldmedium som mäts.

Den påfyllda mängden är en kombination av läckage och serviceåtgärder under vilka köldmedium har avtappats eller läckt ut.

På grund av de stora köldmediemängder det här är fråga om i kombination med systemens uppbyggnad samt vätskeavskiljarnas funktion som recipient, är värmepumpens funktion förhållandevis okänslig för variationer i köldmediemängder.

Påfyllningen av köldmedium är således ej knuten till läckage och serviceåtgärder på samma sätt som i mindre värmepumpar.

Nedan redovisade köldmediemängder gäller för hela det angivna årtalet och är ej knuten till utvärderingens 19 månader.

Tabell 7.1

År	Uteluft- värmepump	Grundvatten- värmepump
1984	2 510 kg	0 kg
1985	2 960 kg	5 000 kg
1986 (t o m okt)	<u>2 320 kg</u>	<u>0 kg</u>
	7 790 kg	5 000 kg

Total köldmediefyllning i uteluftvärmepump = 8 000 kg.

Total köldmediefyllning i grundvattenvärmepump = 4 000 kg.

Åtgärder 1984

1984 03 08 -	Provdrift av värmepumpanläggning	
1984 03 15		
1984 05 08	Kompressor B, olje- och freonläckage vid (uteluftvärmepump)	
1984 05 17 -	Köldmediefyllning i uteluft-	1 610 kg
1984 06 26	värmepump	
1984 10 15	Kompressor B, nytt läckage vid (uteluftvärmepump)	
1984 11 13	Kompressor A, freonläckage vid (uteluftvärmepump)	
1984 11 15	Köldmediefyllning i uteluft-	900 kg
	värmepump	
År 1984	Köldmediefyllning	Summa 2 510 kg

Åtgärder 1985

1985 01 07 -	Ombyggnad på samtliga kompressorer:		
1985 01 21	- nytt större sugoljefilter		
	- ny axeltätning		
	- nya lock på tryckoljefilter		
	- alla flänsförband kontrollerade		
1985 01 15	Köldmediefyllning i grundvatten- värmepump	2 000 kg	
1985 01 17	Köldmediefyllning i uteluft- värmepump	1 000 kg	
1985 02 28	Köldmediefyllning i uteluft- värmepump	1 960 kg	
1985 04 14	Grundvattenvärmepump, fel på högtrycksvakt varvid blåsning skedde genom säkerhetsventil		
1985 04 22	Köldmediefyllning i grundvatten- värmepump	3 000 kg	
1985 08 30	Kompressor A, ny axeltätning (uteluft- monterad värmepump)		
År 1985	Köldmediefyllning	Summa	7 960 kg

Åtgärder t o m oktober 1986

1986 01 15 -	Köldmediefyllning i uteluft- värmepump	1 400 kg	
1986 02 18			
1986 04 01	Läckage på förångarbatteri nr 3		
1986 04 14	Kompressorer A och B (uteluft- värmepump) ombyggda:		
1986 05 25	- ny typ av oljekylare monterad		
	- oljetrycksregulator utbytt		
	- magnetventil för extra olja vid start		
	- bytt tryckrörstermostat		
1986 05 23	Köldmediefyllning i uteluft- värmepump	850 kg	
1986 05 27			
1986 10 01	Montör borar av misstag hål i förångarrör.		
	Köldmediefyllning	70 kg	
1986 till och med oktober		Summa	2 320 kg

Vår bedömning är att köldmedieläckaget är oacceptabelt hög för båda värmepumparna.

Sektionering

Köldmediesystemet för uteluftvärmepump i Hällbybrunn är ett förhållandevis utspritt system vilket framgår av kapitel 2.

Uteluftvärmepumpen innehåller kompressorer, ekonomiser, vätskeavskiljare, förångarbatteri m m. Dessa komponenter förbinds med köldmedierör av varierande längd och dimension.

Vår uppfattning är att fler manuella ventiler för avstängning, förbigång och omkoppling borde vara införda i denna typ av värmepump med de köldmediemängder det här är fråga om. Vi är medvetna om att detta är en fråga om kostnader.

Kostnaderna för ventiler och omkopplingsmöjligheter är mycket ringa i förhållande till anläggningens totala kostnad. Därmed inverkar de mycket måttligt på anläggningens lönsamhet.

Kostnaderna däremot för ventiler och omkopplingsmöjligheterna kan få en stor inverkan vid upphandling, då ett konkurrensläge mellan flera anbud gäller. Vi kan för närvarande i detta avseende endast påpeka att beställaren bör vara observant och omge sig med kunniga anbudsutvärderare. Anbudslämnaren bör i sin tur uppmärksamma beställaren på tänkbara skillnader mellan anbudet.

8 DRIFTERFARENHETER AV KRINGSYSTEM OCH DERAS KOMPONENTER

8.1 Inledning

Detta kapitel innehåller enligt vår bedömning de värdefullaste erfarenheterna av denna utvärdering. Kapitlet berör kringutrustningen, en oftast försummad del när det gäller driftförutsättningar för värmepumpar.

Grundvattensystemet som också är ett kringssystem beskrivs i kapitel 9.

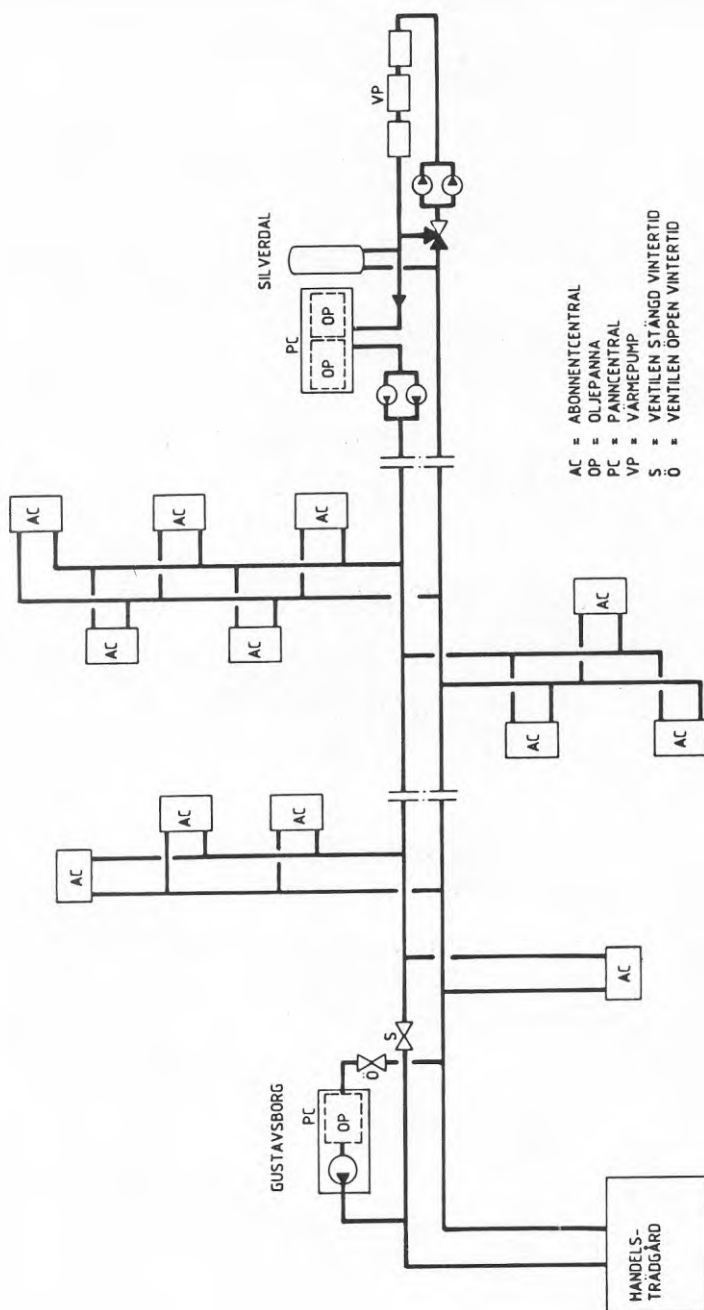
Kringutrustningen i detta kapitel utgörs av fjärrvärmevattnet från kondensorn till abonnent samt övergripande styrutrustning.

Vi har valt att dela in kringutrustningen i olika delsystem i hopp om att öka överskådligheten för läsaren. Detta leder till upprepningar i texten eftersom samma faktorer ofta återkommer i de olika delsystemen. Anledningen är att de delsystem vi valt är i själva verket inga avgränsade system eftersom allt sammans är ett enda system där samtliga delar står i direkt funktion med varandra.

Systemindelningen vi valt är:

- Värmebärarkretsen
- Ackumulatortank
- Fjärrvärmenät
- Abonnentcentraler
- Oljepannor
- Övergripande styr-och övervakningssystem.

Figur 8.1 visar en principskiss på hela systemet.



Figur 8.1 Systemprincip inkl oljepanna i Gustavsborg.

8.2 Värmebärarsystem

Värmebärare är ett begrepp som används i värmepumpsterminologin. Det är den vätska som kyler kondensorer.

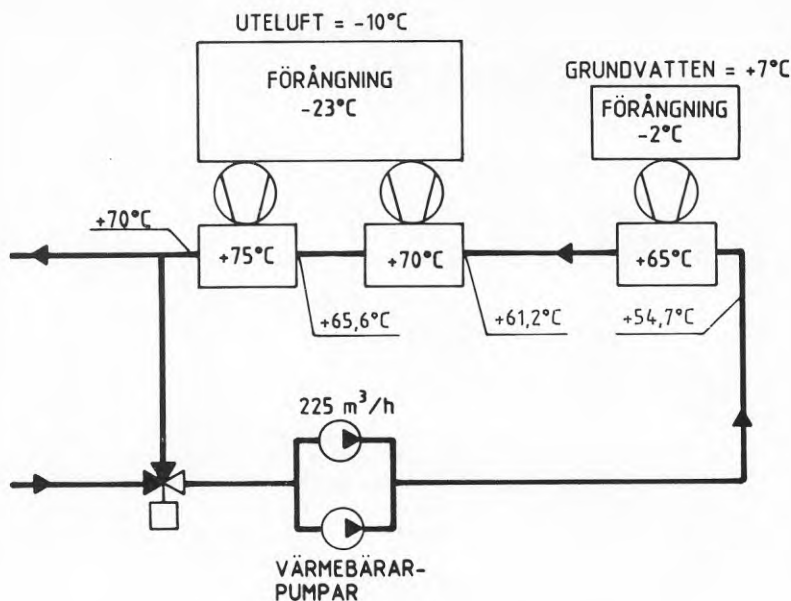
Värmebärarsystemet är i denna anläggning således det fjärrvärmevatten som passerar värmepumparnas kondensorer och värms av dessa. Det kan vara lämpligt att använda olika benämningar eftersom flödet genom kondensorer och i fjärrvärmenätet är två helt skilda flöden i denna anläggning.

Anledningen till de skilda flödeskretsarna är fjärrvärmenätet som har varierande flöden efter belastning och värmepumparnas kondensorer som behöver ett i det närmaste konstant flöde oavsett belastning. Till dessa båda system har därtill anslutits en ackumulatortank.

Värmebärarpumparna levererar ett flöde av ca 225 m³/h att jämföra med fjärrvärmenätet som har ett maximalt flöde av ca 350 m³/h. Det är endast ett mindre antal månaderna på året som fjärrvärmeflödet är större än värmebärarflödet. Se figur 5.24.

Värmebärarkretsen är utrustad med en 3-vägsventil för konstanthållning av utgående värmebärartemperatur. Maskinisten väljer en utgående temperatur utifrån värmepumparna (max +70°C). Oavsett hur många kompressorer som är i drift söker den 3-vägsventilen hålla den inställda temperaturen på värmebäraren.

Kompressorernas kapacitet styrs av en effektregulator.

Kondensorerernas inbördes placering

Figur 8.2 Exempel på temperaturer i värmebärarkrets och fjärrvärmenät.

Som framgår av figur 8.2 så är grundvattenvärmepumpen placerad först i värmebärarflödet och erhåller därmed den lägsta värmebärartemperaturen. Kondenseringstemperaturen blir därmed också lägst för grundvattenvärmepumpen.

Värdena i figur 8.2 är detsamma som tidigare redovisats i figur 7.9 vilket är ett h-log p-diagram för köldmediet R12.

Det framgår tydligt i båda figurerna att grundvattenvärmepumpen har en högre förångningstemperatur och samtidigt en lägre kondenserings temperatur än uteluftvärmepumpen.

Uteluftvärmepumpen är till sin konstruktion betydligt mer komplex än grundvattenvärmepumpen. Värme källan i form av uteluft erbjuder betydligt större problem än grundvattenet.

Därtill har den nu också fått den högsta temperaturen på värmebäraren att arbeta med. Därav följer betydligt högre hetgas och oljetemperaturer än vad som skulle gälla för

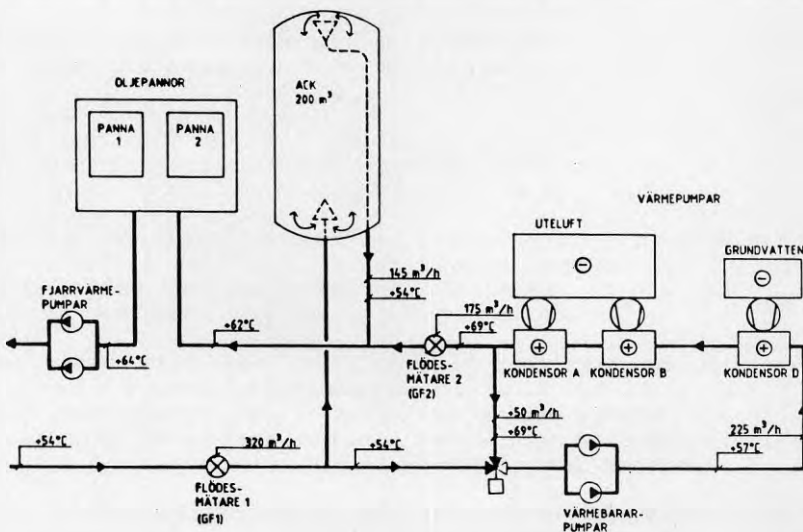
grundvattenvärmepump om den var placerad sist i värmebärarflödet.

Vårt förslag är därför att grundvattenvärmepumpens kondensator placeras sist i värmebärarflödet.

Höga värmebärartemperaturer

Temperatur, flöden och effekter står i ett direkt samband vilket ibland leder till driftfall som ej kan betraktas som optimala.

Det är ej alltid som en hög värmebärartemperatur kan tas till vara av fjärrvärmenätet, vilket framgår av figur 8.3 nedan.



Figur 8.3 Drifttemperaturer från Hällbybrunn.

Siffrvärdena i figur 8.3 är uppmätta i Hällbybrunn vid +1°C i utetemperaturen.

För det första får ej värmepumparna tillgång till den låga returtemperaturen +54°C. Det som kommer in i första kondensorn är till viss del återinblandat vatten som håller +57°C, därmed ökar kondenseringstemperaturen 3°C

för alla tre kompressorerna på grund av 3-vägsventilens funktion.

Därtill levererar sista kondensorn en värmebärare med +69°C i temperatur som sen på grund av att fjärrvärmeflödet är större än värmebärande flödet blandas ut till +62°C.

8.3 Akkumulatortank

Akkumulatorn har en central funktion i Hällbybrunns anläggning och inverkar därför på både värmepumpar och övergripande styrsystem.

Akkumulatorns funktion

Först och främst vill vi nämna att akkumulatorn har ingen utjämnande funktion beträffande effektvariationerna i fjärrvärmenätet. Detta har ej heller varit avsikten.

Motiven till installation av akkumulatorn är främst tre:

- 1 Undvikande av buller främst sommarnätter då värmepumparna kan stoppas och värmen tas från akkumulatorn.
- 2 Dagtid ladda upp akkumulatorn med hjälp av uteluftvärmepumpen som på dagen har tillgång till en högre utelufttemperatur.
- 3 Öka värmepumparnas värmefaktor då dessa alltid kan arbeta med full effekt tills akkumulatorn är laddad och därefter stoppas helt. Därmed undviks kapacitetsreglering för kompressorerna.

Det första motivet är en ren miljöaspekt som ej kan värderas i tekniskt-ekonomiska termer. Några bullerproblem har ej uppmärksamats när värmepumpen varit i drift under sommarnätter varför denna aspekt för närvarande saknar aktualitet.

(Se bullerutvärdering från åtta större värmepumpar, BFR-rapport).

Motiv två är i och för sig väl tänkt, men någon styrfunktion som motsvarar detta motiv finns ej installerad.

Det tredje motivet att öka värmepumparnas värmefaktor med hjälp av akkumulatorn innehåller en del faktorer som motverkar varandra.

Att köra värmepumparna vid full kapacitet och därmed erhålla en högre värmefaktor är otvivelaktigt riktigt eftersom värmepumparnas värmefaktor minskar vid kapacitetsreglering (se kapitel 6.3).

Det motsatta förhållandet uppstår då värepumpen skall producera en högre temperatur på fjärrvärmevattnet än nödvändigt för att kunna ackumulera energi i ackumulator-tanken. Därmed försämras värmefaktorn.

Som vi tidigare nämnt är ackumulatorns volym konstant och därför är det bara temperaturdifferensen som avgör den lagrade energimängden. Härmed är vi inne i ett direkt motsatsförhållande till värmepumpdrift eftersom värmepumpen skall producera ett varmare vatten än vad förbrukaren kräver.

Akkumulatorns kapacitet

Med hänsyn till ackumulatorns applicering i Hällbybrunn-systemet gäller vissa förutsättningar. Eftersom ackumulatorns volym är konstant (200 m³) är dess förmåga att lagra energi i direkt proportion till temperaturdifferansen mellan fjärrvärmereturen och vattentemperaturen i ackumulatortanken.

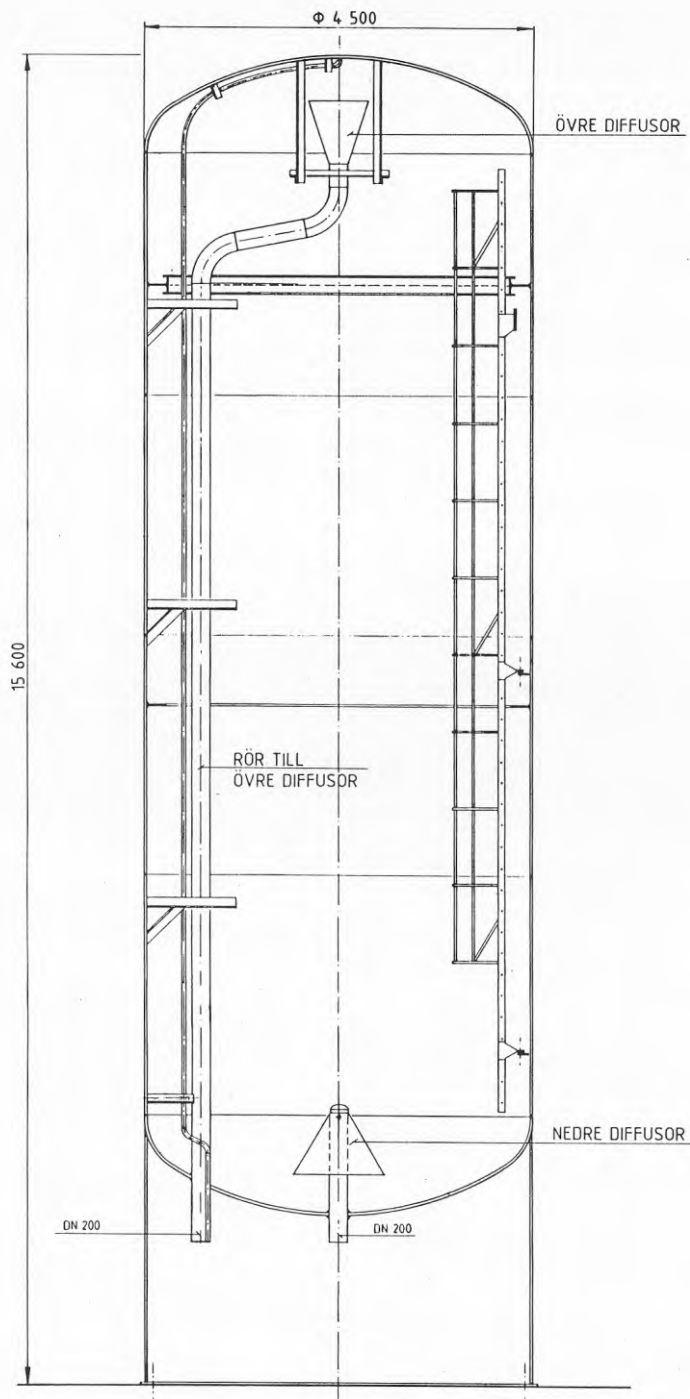
Värmepumparna är begränsade uppåt i temperatur då de maximalt kan leverera +70°C i vatten. Därmed är den maximalt lagringsbara energin direkt beroende av fjärrvärmereturens temperatur.

Desto lägre fjärrvärmeretur desto större ackumuleringsförmåga.

Den planerade returtemperaturen under sommarhalvåret är ca +35°C (se figur 5.23). Den lagringsbara energin mellan in- och utgående temperatur (+35°C och +70°C) är 8 030 kWh.

Den verkligt uppmätta returtemperaturen är ca +55°C under motsvarande period. Den lagringsbara energin är då endast 3 441 kWh. Den verkliga lagringskapaciteten är således till ca 43 % av den planerade.

Man skall dessutom beakta att högre värmebärartemperaturer än nödvändigt bör undvikas på grund av försämrade värmefaktorer m m. Det är således viktigt att fjärrvärmereturens temperatur sänks.



Figur 8.4 Ackumulatortankens konstruktion.

Konstruktion

Akkumulatortankens konstruktion bidrar i viss mån till att minska den lagrade energin samtidigt som skiktningen mellan varmt och kallt vatten försämras. Anledningen är det rör som går inuti akkumulatortanken till dess topp.

I figur 8.4 framgår att röret för det varmare fjärrvärmevattnet (framledningen) mynnar i akkumulatorns topp via en difusor. Det kallare fjärrvärmevattnet (returen) mynnar i botten också via en difusor.

Det interna röret till akkumulatortankens topp har visat sig ha en värmeväxlande funktion.

När akkumulatorn är oladdad, dvs fylld med lågtempererat vatten och skall börja laddas, kyls det varmare vattnet när det passerar genom det interna röret som är omgivet av kallare vatten.

Vid låga laddningshastigheter märks detta tydligt. Vid urladdning sker ytterligare kylning genom att det varmare vattnet måste passera ned genom röret samtidigt som kallare vatten fylls på utsidan av röret via botten på akkumulatortanken.

Detta är olyckligt såväl beträffande ackumulering som styrtekniskt.

- Den ackumulerade värmemängden blir mindre.
- Skiktningen blir nästan obefintlig.
- Temperaturen att styra anläggningen på försämras.

Genom akkumulatortankens konstruktion sker alltså en kylning av fjärrvärmevattnet både vid lagring och tömning av akkumulatortanken. Härmed minskar redan förut begränsade möjligheter till lagring av energi ytterligare.

Att förlägga röret till akkumulatortankens topp på utsidan av tanken, väl isolerat är en tänkbar lösning för liknande anläggningar.

Sammanfattningsvis är det för akkumulatorns del viktigt att fjärrvärmemetemperaturen sänks till planerade värden av följande skäl:

- Öka akkumulatorns möjligheter att lagra energi.
- För att möjliggöra temperaturskiktning i tanken.
- Ökad temperaturskillnad i akkumulatorn ger distinktare värden att styra funktionen med.

8.4 Fjärrvärmenätet

Fjärrvärmenätet försörjer ett relativt stort område i förhållande till sin effekt. Området är ca 1 km² med ett maximalt effektuttag av 9 MW. Detta ger ett effektbehov av ca 9 W/m².

Värmepumpar kräver fjärrvärmenät för lågtemperatur. Det innebär större dimensioner, större flöden och mer pumparbete. Alltså en ökad anläggnings- och driftkostnad.

Har fjärrvärmenätet därtill en låg belastning per ytenhet innebär det längre kulvertrör per energiförbrukare samt ökat pumparbete. Följdaktligen ökar anläggnings- och driftskostnaderna ytterligare.

I Hällbybrunn är dessutom några av de största förbrukarna placerade längst bort i fjärrvärmenätet från värmepumparna räknat. Detta innebär att kulvertdimensionerna måste vara stora i större delen av nätets längd och härmed följer ett stort pumparbete. Vilken inverkan detta får på kostnaderna har vi redan nämnt.

Handelsträdgårdens krav på höga framledningstemperaturer har, som framgår av kapitel 5.2, resulterat i att oljepannan i Gustavsborg värmer handelsträdgården under vintern.

Efterhand har driftperioden för oljepannan i Gustavsborg utökats till att börja i oktober och upphöra i april.

Mot bakgrund av vad som ovan nämnts minskar således den maximala belastningen på anläggningen i Silverdal från 9 MW till ca 6,5 MW (se figur 5.2).

Effektbehovet per ytenhet minskar därmed till ca 6,5 W/m². Ett redan tidigare lågt effektbehov per ytenhet minskar således ytterligare.

Härmed minskar utnyttningstiden för värmepumparna och därmed även deras lönsamhet.

Det är således viktigt att man försöker komma till rätta med problemen som gäller handelsträdgården så att denna energiproduktion i största möjliga utsträckning sker med hjälp av värmepumparna.

Det är också av yttersta vikt att man kommer till rätta med fjärrvärmetemperaturerna och då framför allt returledningstemperaturerna som markant avviker från det planerade (se figur 5.23).

De uppmätta returtemperaturerna ligger betydligt närmare planerade framledningstemperaturen än planerade returtemperaturer.

Detta resulterar i en ökad kondenseringstemperatur hos värmepumparna som leder till minskad effekt och försämrade värmefaktor. Därtill utsätter det materialet för större påfrestningar.

Förutom ovan angivna nackdelar får det till resultat att den sista kondensorn ofta får så varm värmebärare att den stoppar motsvarande kompressor på grund av för höga kondenseringsstryck.

Tidvis har bara en kompressor av totalt tre kunnat vara i drift.

Att detta inträffar vid mycket låga utetemperaturer kan man tvingas att acceptera men när det börjar inträffa omkring -5°C är det förödande för utnyttningstiden och därmed även lönsamheten.

Temperaturdifferensen mellan fram- och returledning är mindre än planerat. Vid en och samma effekt på nätet innebär detta att fjärrvärmeflödet är större än planerat.

Stora flöden innebär stort pumparbete och kan vålla problem med tryckhållningen i nätet.

8.5 Abonmentcentraler

Abonmenterna varierar i storlek och har även olika krav. Det är villor, hyreshus, butiker, ålderdomshem och skola. Lokaler till en industri samt en handelsträdgård med högst varierande effektuttag. Värmebehovet i handelsträdgården beror till viss del på väderförhållanden men tidvis överskuggas detta helt av vilken typ av blommor som skall drivas fram till t ex jul och påsk.

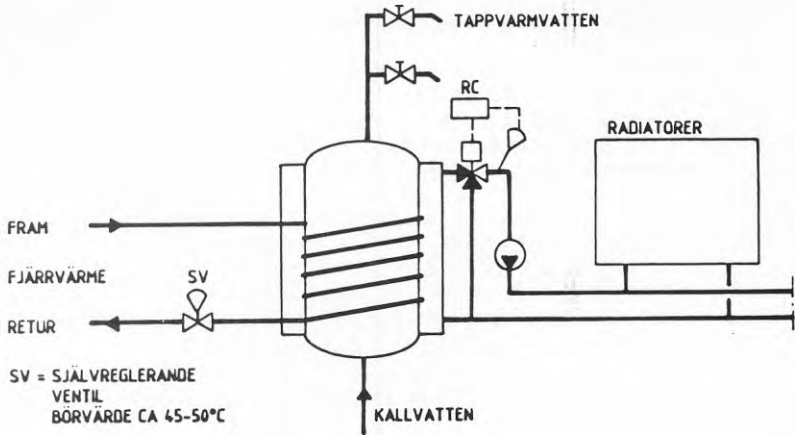
Ägarförhållanden

Abonmentcentralerna är förlagda inom respektive fastighet och dessa ägs följdaktligen av respektive abonnent. Denna ägarform är den vanligaste i samband med fjärrvärme.

I samband med värmepumpdrift kan det vara synnerligen viktigt med en del åtgärder i abonnentens centraler.

Att det är abonnenten som äger centralen kan dock vålla en del problem för värmedistributören när det gäller erforderligt tillträde, justeringare och eventuella förändringar. Detta är ett problem som ej skall underskattas i samband med värmepumpar.

Två större problemfastigheter har vi uppmärksammat. Det ena är ålderdomshemmet i Hemlaås, det andra är handelssträdgården i Gustavsborg.



Figur 8.5 Abonnentcentral i villa, exempel på kopplingsprincip.

Ålderdomshemmet

Problemen som rör ålderdomshemmet har högst mänskliga aspekter. Fastigheten hade tidigare egen oljepanna som togs bort när fjärrvärmens installerades. Tidigare kunder fastighetsskötaren helt på egen hand bestämma temperaturerna på kretsarna i fastigheten.

Utgående vatten från pannan var oftast kring $+85^{\circ}\text{C}$. När den lågtempererade fjärrvärmens infördes sjönk temperaturerna drastiskt.

Till saken hör att det två gånger i veckan är baddag på ålderdomshemmet. Därmed uppstår ett mycket stort tappvarmvattenbehov just vid dessa tillfällen. Personalen började klaga på för dåligt med varmvatten. Samtidigt började man i köket att klaga på diskmaskinen.

Vad gör en fastighetsskötare i den situationen? Han saknar antagligen oljepannan och blir negativt inställd till fjärrvärmens. Därefter ställer han upp börvärdet på reglercentralen.

När börvärdet ställs högre än vad fjärrvärmen kan leverera resulterar det i att fjärrvärmeventilen ställs helt öppen jämt och att fjärrvärmereturen därmed håller nästan samma temperatur som framledningen. Således ett mycket effektivt sätt att försämra värmepumpsdriften genom hög fjärrvärmeretur till värmepumparna.

Det är tänkbart att badproblemen ej uppstått om baden varit fördelade över veckan.

Tänkbara möjligheter att komma till rätta med problemen är:

- Fördela baddagarna över veckan.
- Ackumulering av tappvarmvatten.
- Spetsa tappvarmvattnet med el.

Kombinationer av ovan kan också vara aktuellt.

Detta är ett skolexempel på hur förhållandevis små problem kan sabotera den totala lönsamheten vid värmepumpdrift.

Kostnaden för åtgärder av detta slag skall ej jämföras med åtgärden i sig eller den fastighet den berör utan skall ställas i relation till det totala distributionsnätet och värmeproduktionsanläggningen.

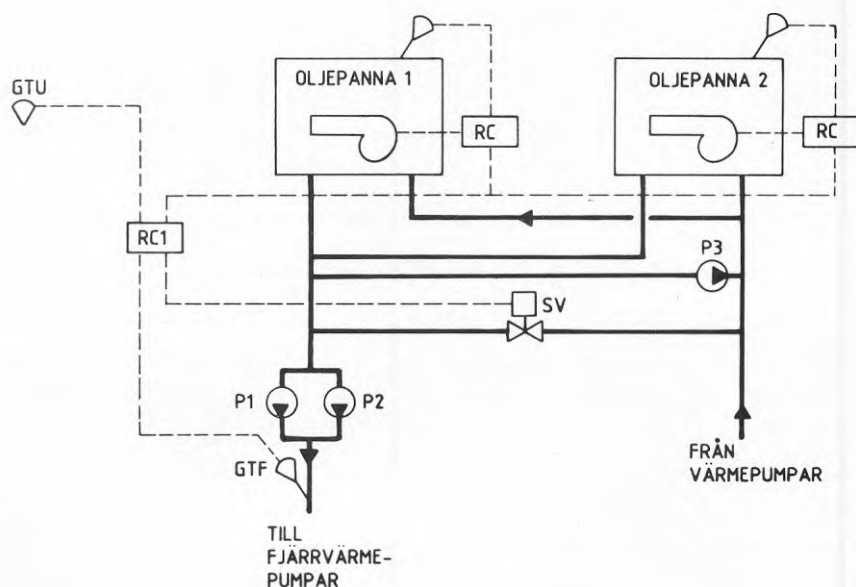
Handelsträdgården

På grund av att växthus är mycket känsliga för väderleksförändringar förändras värebehoven mycket snabbt. För att minska snölasten på glasytor ökar man temperaturen i växthusen, och smälter därmed bort snön. Till detta skall adderas att behovet även varierar beroende på vilka växter som skall drivas fram.

Problemen kring handelsträdgården är så speciella att det för närvarande är svårt att säga hur de skall lösas. Ur värmepumpsaspekt är dock resultatet detsamma som beträffande ålderdomshemmet, att fjärrvärmeflödena är höga och nedkylningen av fjärrvärmereturen liten.

8.6 OljepannorSilverdal

Två stycken oljepannor (2 x 4 MW) fungerar i Silverdal som spetsvärme till värmepumparna.



Figur 8.6 Flödesprincip för oljepannorna i Silverdal.

Som framgår av figur 8.6 är oljepannorna kopplade i serie med värmepumpar och fjärrvärmepumpar och följaktligen passerar "hela" fjärrvärmeflödet dessa.

Oljepannorna är inbördes parallellt kopplade i fjärrvärmeflödet.

Pumparna P1 och P2 är aldrig i drift, fjärrvärmeflödet passerar endast igenom dem.

Styr- och reglermässigt finns ingen koppling till värmepumparna. Oljepannorna styrs av egen utrustning som oftast kräver en manuell återföring till värmepumparna via maskinisten. Med manuell återföring menas att maskinisten stoppar en kompressor hos värmepumparna då denna annars riskerar att stoppa på för hög kondensering. Detta eftersom fjärrvärmereturen stiger när oljepannan går in och ökar framledningstemperaturen.

Framledningstemperaturens ärvärde mäts av givare GTF. Börvärdet för framledningen bestäms via en kurva i reglercentralen RC som påverkas av utegivaren GTU.

När framledningens ärvärde sjunker under börvärdet börjar ventil SV att stänga och tvinga allt mer vatten genom oljepannorna. När ventilen är helt stängd startas oljepannorna via en ändlägeskontakt. Oljepannornas temperatur är alltid konstant på ett av maskinisten inställt värde, t ex 80 alt 90°C.

När givare GTF erhåller en övertemperatur börjar ventil SV öppna och shunta förbi pannorna.

Vid en viss öppningsgrad på ventilen stoppas oljepannorna. Den interna reglerutrustningen på pannorna söker hålla det inställda börvärdet.

Vår uppfattning är att detta regler-system har klara brister, såväl individuellt, som att samkörning med värmepumparna saknas.

För närvarande får det anses som lyckligast att ingen samkörningsfunktion finns mot bakgrund av det problem som råder med den övergripande styrfunktionen, se kapitel 8.7.

Målsättningen bör dock vara att oljepannornas styrning skall optimeras med värmepumparna via en övergripande styrfunktion.

Det finns inga rökgasspjäll på oljepannorna varför en mindre kylning sker när fjärrvärmvattnet passerar dessa. Detta bör också kompletteras.

Gustavsborg

Panncentralen i Gustavsborg utgörs av en panna på 3 MW som enbart försörjer handelsträdgården.

Pump i panncentralen sköter distributionen av fjärrvärmeflödet till handelsträdgården medans tryckhållningen i nätet sker från värmepumpanläggningen i Silverdal.

8.7 Övergripande styr- och övervakningssystem

Det övergripande styrsystemet i Hällbybrunn har varit ett verkligt problem. Styrutrustningen arbetar minst sagt självständigt och åstadkommer tidvis helt ologiska driftfall.

Med hjälp av justeringar kan man tidvis komma tillrätta med driften under en kortare period varefter yttre betingelser påverkar förhållandena och styrningen ånyo blir instabil.

Det övergripande styrsystemet består av en temperaturreglering och en effektregering. Se figur 2.10.

Temperaturregleringen

Temperaturregleringens funktion är att konstanthålla utgående värmebäraren till ett förinställt värde, oavsett kompressorernas effekt.

Detta sker med hjälp av en givare i figur 2.10 kallad GT1 och ventil SV1.

När temperaturen tenderar att sjunka på utgående värmebäraren ökar återinblandningen till kondensatorerna av uppvärmd värmebärare. Därmed levereras alltid en konstant temperatur på värmebäraren till fjärrvärmenät och ackumulator.

Avsikten med systemet är att ackumulatorn alltid skall erhalla en förutbestämd konstant temperatur.

Systemet är enkelt och gäller konventionell teknik. De har ej vållat några problem om man bortser från första tiden då den tryckluftsstyrda 3-vägsventilens läge varierade med trycket på tryckluften. Anledningen var en utebliven tryckreduceringsventil före 3-vägsventilen.

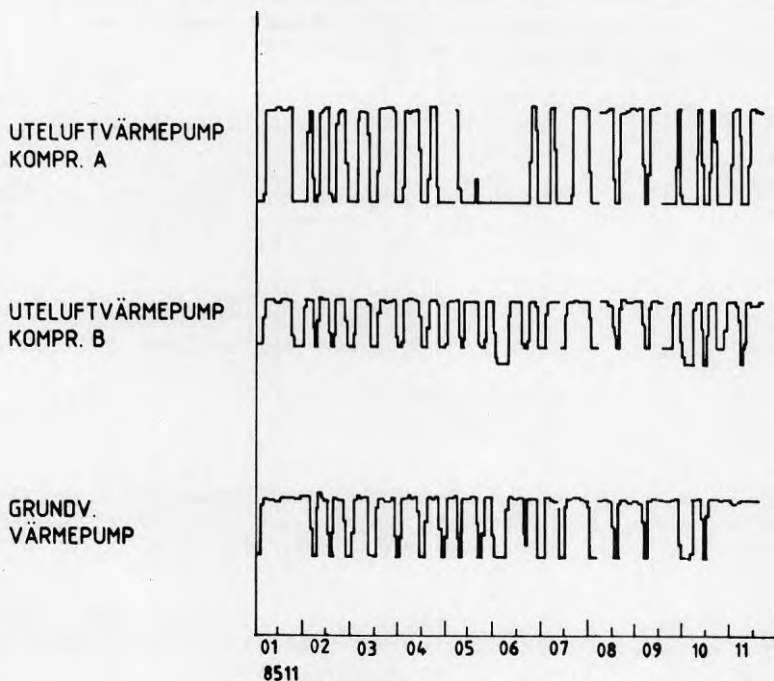
Frågan är om det är principiellt riktigt att arbeta med en konstant utgående värmebärartemperatur. Detta får till följd att värmepumparna oavsett effekt måste arbeta med konstant kondensering och återinblandning av värmebärare i fjärrvärmereturen vilket vi tidigare beskrivit i figur 8.3.

Effektregeringen

Effektregeringen är mer komplicerad. Den styrs av givare GT2 och GT3 placerad i toppen respektive botten av ackumulatortanken. Dessutom styrs den av flödesmätarna GF1 i fjärrvärmereturen och GF2 ut från värmepumparna. Samtliga fyra givare är anslutna till effektregeratorn.

Temperaturgivarna bestämmer om effekten skall öka eller minska. Givare GT2 i toppen och GT3 i botten har förinställda börvärden.

När GT2 har lägre temperatur än inställt börvärde ges signal till värmepumparna att öka effekten. Dessa arbetar sen med full effekt vilket ökar det utgående värmebärrflödet via flödesmätare GF2. Om värmepumpens effekt överstiger fjärrvärmenätets erhåller givare GT3 med tiden samma temperatur som inställt börvärde. Detta innebär att ackumulatorn är fulladdad och då stoppas värmepumparna tills temperaturen ånyo sjunker under inställt börvärde vid GT2.



Figur 8.7 Visar exempel på hur samtliga kompressorer effektregleras istället för marginalkompressorn.

Ovan beskrivna förlopp förutsätter att den tidigare beskrivna temperaturregleringen fungerar samt att fjärrvärmeflödet vid GF1 är mindre vid full effekt än värmebärrflödet vid GF2. Är fjärrvärmeflödet större sker aldrig någon uppladdning av ackumulatorn varför värmepumparna kommer att arbeta med full effekt, se figur 8.3 som exempel.

Flödesmätarna GF1 och GF2 har en jämförande funktion. Om flödet för GF1 är större än GF2 sker en urladdning av ackumulatorn. Är förhållandena mellan flödena det omvända sker en iladdning.

Flödesmätarnas värden jämförs och ur- alternativt iladdningshastigheten bestäms i effektregulatorn. Laddningshastigheten alt urladdningshastigheten är då det mått som i effektregulatorn omvandlas till att styra hur mycke effekt kompressorerna skall leverera.

Förenklat uttryckt bestämmer flödesmätarna om effekten skall ökas alt minskas och temperaturgivarna bestämmer om ackumulatortanken är fulladdad eller tom.

Effektregleringen har aldrig fungerat som avsett. Anledningen till detta beror på flera faktorer varav vi ej känner alla.

Några av dem vi känner och som inverkar i mer eller mindre utsträckning har redan berörts i tidigare kapitel. Vi har ända valt att sammanfatta dem nedan tillsammans med några nytillkomna faktorer.

- a) Temperaturgivarna GT2 och GT3 är placerade via dykgivare i ackumulatortankens sida vid topp och botten, se figur 2.10.

Härmed känner ej givarna temperaturen i respektive ledningar utan först efter att en viss inblandning skett med vattnet i tanken.

Ärvärdet blir ej så klart och distinkt som önskvärt är.

- b) Till detta skall adderas det invändiga röret i ackumulatortanken som har en värmeväxlande funktion (se kapitel 8.3.).

- c) Fjärrvärmereturen har för hög temperatur och därmed minskar temperaturdifferansen mellan fram- och returledning. Förutom att temperaturskiktningen försämras blir det svårare att välja lämpliga börvärden för GT2 och GT3 eftersom dessa kommer närmare varandra.

- d) Den lilla temperaturdifferensen i fjärrvärmenätet ger upphov till stora flödesvariationer i ackumulatortanken som försämrar bl a skiktningen.

Sammanfattningsvis kan sägas att de små temperaturdifferanserna i ackumulatortanken leder till dålig temperaturskiktning och stora flödesvariationer vilket ger difusa ärvärden. De små temperaturdifferenserna innebär även att den lagrade energimängden i ackumulatortanken blir mindre vilket naturligtvis minskar tiden mellan urladdning och iladdning.

Sammantaget bidrar det ovan nämnda till en instabil drift.

Den jämförande mätningen av flöden som skall styra effekten ställer stora krav på utrustningen och här har vissa felaktigheter kunnat konstateras.

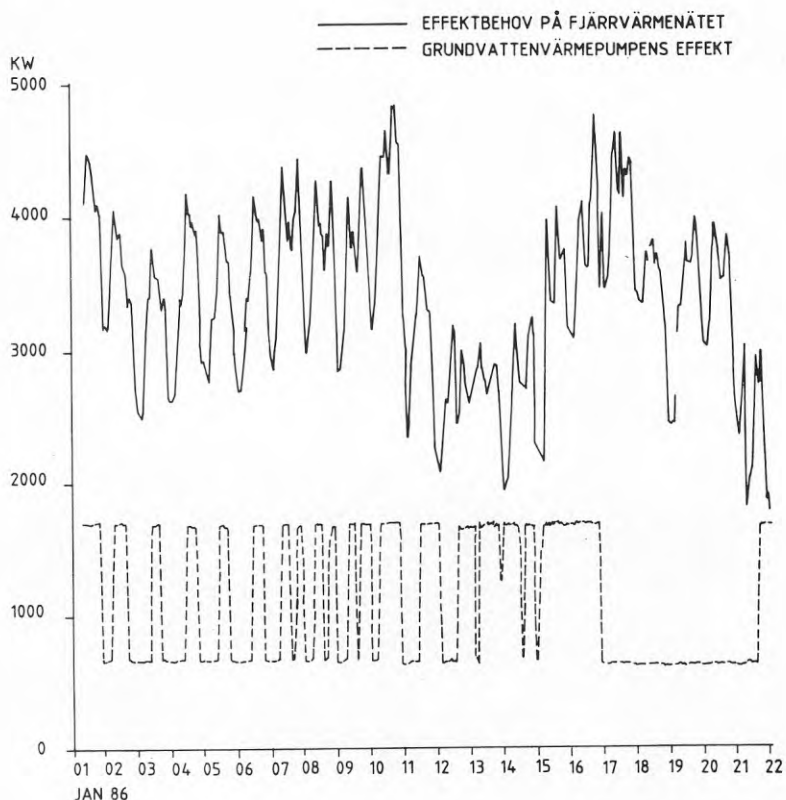
Flödesmätare har naturligtvis vissa mätfel som gör att de jämförande beräkningarna också innehåller fel.

För att med jämna intervaller korrigera detta skall de jämförande beräkningarna nollställas när ackumulatorn är fylld eller tömd. Dvs givare GT2 och GT3 erhåller rätt ärvärde.

Denna korrigering uteblev tidigare vid tömning av ackumulatorn. Därmed kunde beräkningarna tidvis innehålla felaktiga flödesvolymmer vilka överstiga ackumulatorns volym.

Figur 8.7 visar på driftfall från april 1986 där samtliga kompressorer var i drift. Det framgår tydligt att det övergripande styrsystemet reglerar ner de tre kompressorerna samtidigt istället för att styra enbart marginalkompressorn.

Figur 8.8 nedan visar ett annat reglertekniskt problem från februari 1986. Det är endast grundvattenvärmepumpen i drift. Trots att effektbehovet på nätet vida överstiger grundvattenvärmepumpens effekt reglerar det övergripande styrsystemet ned effekten på värmepumpen. Vi har ej funnit någon förklaring till detta och det är överhuvudtaget svårt att precisera problemen i detta system där så många faktorer påverkar varandra.



Figur 8.8 Visar exempel på hur grundvattenvärmepumpen effektregleras trots att värmebehovet är betydligt större än grundvattenvärmepumpens effekt.

Övervakning

Övervakningssystemet i Hällbybrunn är ej datoriserat och därmed finns inga bildskärmar eller flödesbilder. På apparatskåpet finns ett flödesschema med lysdioder som visar vilka motorer som är i drift, vilket batteri som avfrostas visas också. Vid sidan sitter internövervakning för respektive kompressor samt larmtablåer.

Det finns ingen drift eller temperaturövervakning av oljepannorna.

Från anläggningen finns ett utgående summalarm till larmcentral.

Tre sexkanals skrivare registrerar kontinuerligt temperatur, effekter och flöden (se kapitel 2.7).

Dessa har visat sig mycket bra då man vill analysera hastiga förlopp, och har därmed varit ett utmärkt komplement till MCEs intensivmätningar.

Vad vi anser saknas är driftindikeringar av fläktarna via rotationsvakter (se kapitel 7.3).

Idag indikeras fläktarnas drift via kontaktormotorskydd. På grund av växellådshaverier har detta visat sig otillräckligt.

Övervakning av oljepannorna bör även vara samlad i kontrollrummet. Övervakningsmässigt borde även ackumulator-tanken kompletteras med flera temperaturgivare på olika nivåer. Därmed skulle möjligheterna öka att kontrollera ackumulatorns laddningsnivå. Idag är man helt hänvisad till den jämförande flödesmätningen vilken vi ej anser tillförlitlig.

8.8 Summering

Värmepumparna som separata enheter har haft och har alltså vissa brister i Hällbybrunn. Vår övertygelse är att det är framför allt kringutrustningen i dess vidaste bemärkelse som tills vidare behöver bearbetas i Hällbybrunn. Från badrutiner på ålderdomshemmet till styrsystem av värmepumpar och oljepannor.

- Vi anser att en genomgång av abonnentcentralerna för att komma till rätta med fjärrvärmepumparnas temperaturer är viktig.
- Vi anser det vara viktigt att handelsträdgården i största möjliga utsträckning värms via värmepumparna för att öka utnyttningstiden för dessa.
- Vi anser att kondensorn till grundvattenvärmepumpen ej bör ligga före uteluftsvärmepumpens kondensorer i värmebäraren.
- Vi anser det olämpligt att alltid konstanthålla utgående värmebärare med hjälp av 3-vägsventilen.
- Vi anser det övergripande styrsystemet för värmepumpar och ackumulator som instabilt och att det tidvis motverkar optimering av driften.
- Vi anser att när man väl kommit till rätta med det övergripande styrsystemet bör detta kompletteras med samkörningsfunktion för oljepannorna.
- Vi anser att man bör göra en samlad bedömning av samtliga åtgärder som skall genomföras och ej hantera dem var för sig.

9.1 Inledning och bakgrund

Inledningsvis har i denna rapport nämnts att man från början tänkt värma Hällbybrunns fjärrvärmenät med hjälp av fyra uteluftvärmepumpar.

Uppställningen av värmepumparna planerades till Silverdal inte långt från Hällbybrunns avställda vattentäkt.

Vattentäkten utgör reservvattentäckt för Hällbybrunn efter sammanslagning av Eskilstuna VA-nät.

Härmed uppstod en diskussion om uteluftvärmepumparna kunde kompletteras och till viss del ersättas av en grundvattenvärmepump.

Den aktuella vattentäkten hade en naturlig grundvattentillgång av ca 90 m³/h. Den naturliga tillgången på 90 m³/h motsvarar ett effektuttag av 400 kW till 600 kW beroende av till vilken temperatur man kan kyla grundvattnet i värmepumpen.

Den ovan angivna uttagsnivån ansågs vara väl låg. Eftersom Hällbybrunn är placerat på en rullstensås började infiltration av nedkylt grundvatten diskuteras.

Provpumpning och infiltrationsförsök visade att den naturliga grundvattentillgången var ca 70-90 m³/h och att det fanns goda möjligheter att infiltrera vatten till grundvattenmagasinet ca 1 300 m nordväst om vattentäkten. Ur grundvattentäkten var det således möjligt att under hela året utvinna ett grundvattenflöde av 70-90 m³/h med en temperatur av 5-8°C, motsvarande ca 500 kW. Den naturliga värmetillgången är emellertid fördelad över hela året. För att möjliggöra maximalt energituttag, ca 1 000 kW, under vinterhalvåret erfordrades någon form av lagring.

Enklast genomfördes detta genom att utnyttja grundvattenmagasinet för fördelning av grundvattentillrinningen på så sätt att magasinet avsänkes maximalt under vinterhalvåret då grundvattenvärmeuttag sker för att återhämtas under sommarhalvåret då värmen tas ur luften.

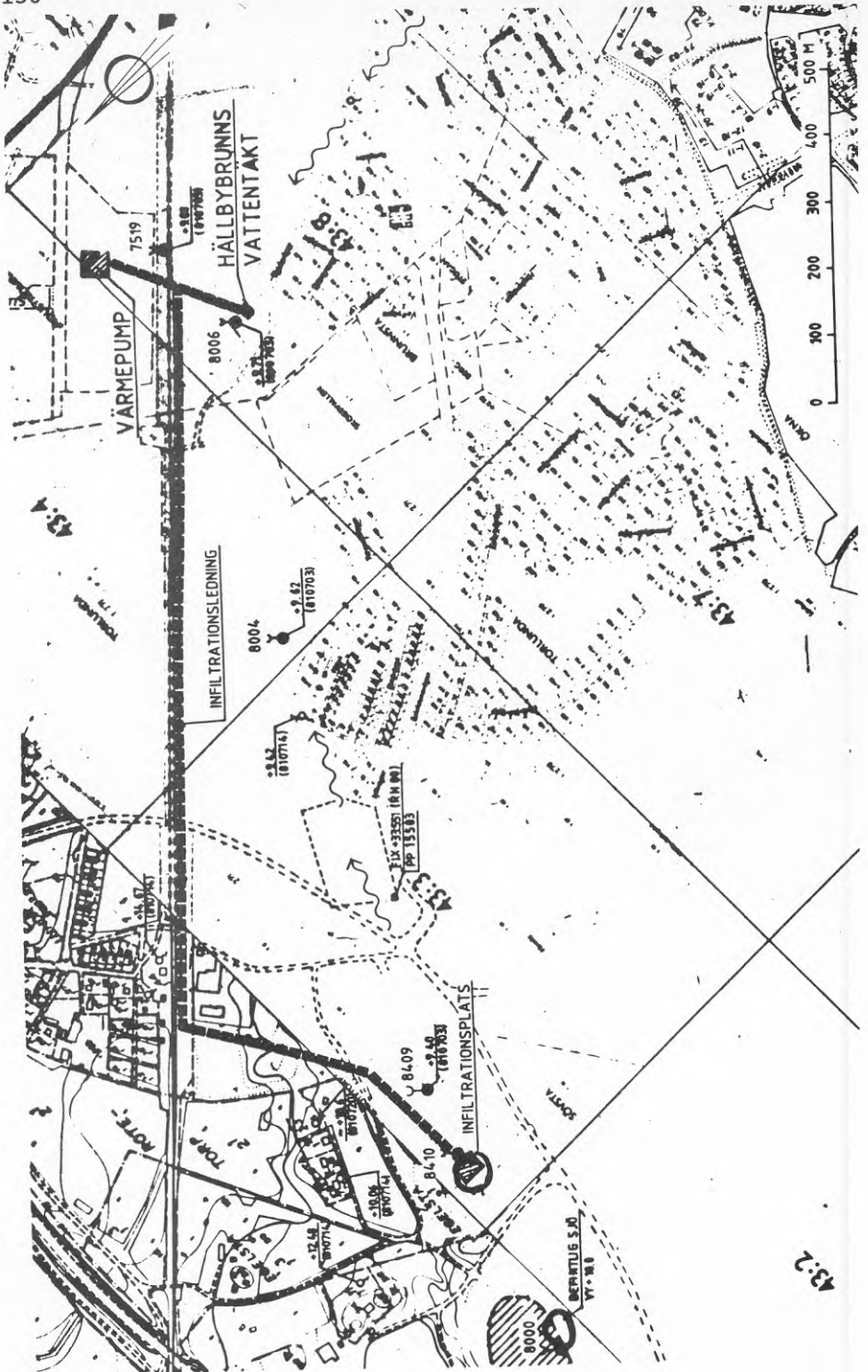
Genom att fördela uttagen utnyttjas grundvattenmagasinet som fördelningslager. Av detta beräknas maximalt ca 75 % av naturenergital tillgången kunna utnyttjas. Genom återinfiltration av nedkylt grundvatten kan hela den naturliga energitillgången utnyttjas.

Magasinvolymen mellan infiltrationsplatsen och vattentäkten utnyttjas som värmelager och töms genom att värme avges till det infiltrerade avkylda grundvattnet. Under sommarperioden måste en återladdning av energi ske genom att grundvatten med normal temperatur cirkuleras genom magasinet. Magasinet, som i detta fall planeras utnyttjas som energilager, visar sig ha en volym tillräcklig för

att önskad temperaturfördröjning skall kunna ske och infiltrationsanläggningen ger dessutom möjlighet att begränsa avsäckningarna på grundvattennivån. Genom aktiv laddning av grundvattenmagasinet med uppvärmt vatten från t ex ytvatten, solfångare, kan den uttagbara energitillgången ökas.

I en utredning år 1980 fastslogs att den naturliga grundvattentillgången skulle kunna utökas till nära det dubbla under vinterperioden, om det nedkylda grundvattnet infiltrerades i åsakvifären och cirkulerade i grundvattenmagasinet.

Vintertid infiltreras således nedkylt grundvatten från värmepumpen i den omfattning som erfordras för att upprätthålla nivåerna i magasinet. Sommartid infiltreras oförändrat grundvatten eftersom grundvattenvärmepumpen då är avställd.



Figur 9.1 Översiktsplan

9.2 Vattendom

En vattendom, medgivande uttag av den naturliga vattentillgången, fanns för vattentäkten. För att möjliggöra driften av grundvattensystemet enligt den föreslagna modellen söktes och erhöles en ny vattendom. Den år 1983 fastställda domen VA 70/82 tillåter uttag ur vattentäkten och infiltration vid den undersökta infiltrationsplatsen. Dessa får bedrivas på sådant sätt att grundvattennivån vid uttagsplatsen ej understiger +3,0 m och vid infiltrationsplatsen ej understiger +6,0 m och ej överstiger +7,0 m. Noteras bör att den naturliga grundvattennivån ligger över +7,0 m varför denna övre gräns ej har kunnat hållas vid driften av anläggningen. Dessutom ställs i domen krav på uppföljning av anläggningens drift, uttagsflöden, nivåer och miljömässiga konsekvenser.

Den gällande domen medger att anläggningen drivs flexibelt och möjliggör variationer i uttag och infiltrationsflöden.

9.3 Beskrivning av grundvattensystemet

Den anläggning som utfördes består av följande anläggningsdelar:

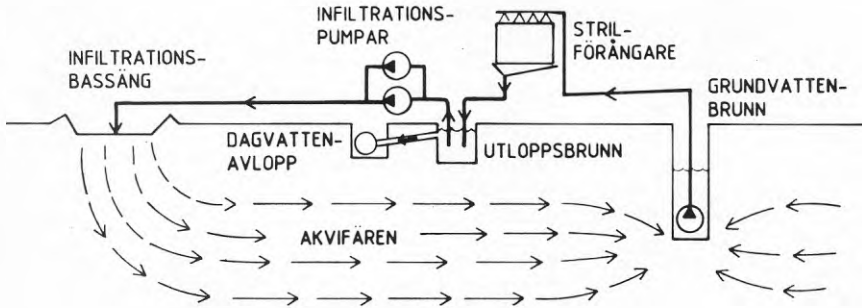
- Grundvattenbrunn
- Värmepumpens förångare
- Utloppsbrunn
- Infiltrationsbassäng
- Akvifären

Grundvattenbrunn

Befintlig sänkbrunn med betydande kapacitet. Utrustad med nedsänkt grundvattenpump med en kapacitet av ca 200 m³/h vid aktuella driftförhållanden.

Förångaren

En tubförångare där grundvattnet strilar över ett batteri med galvaniserade stålrör. Förångarens konstruktion är öppen och medger en viss påfrysning utan att sätta igen förångaren. (När det gäller förångarens och grundvattenvärmepumpens konstruktion se kapitel 2.) Efter passage av förångaren samlas det nedkylda vattnet under förångaren i en bassäng och leds via en ränna ut i en utloppsbrunn.



Figur 9.2 Principskiss

Utloppsbrunn med bräddavlopp

Från förångaren leds det avkylda grundvattnet via självfall genom en kulvert ut i en brunn. Brunnen är utrustad med ett bräddavlopp vilket avbördar överskottsvatten till en närbelägen dagvattenledning. I brunnen finns även sugledningarna från två stycken infiltrationspumpar.

Infiltrationspumpar

Två stycken torrt uppställda infiltrationspumpar pumpar det avkylda vattnet från utloppsbrunnen till infiltrationsplatsen.

Pumparna har kapaciteten av 80 m³/h respektive 180 m³/h.

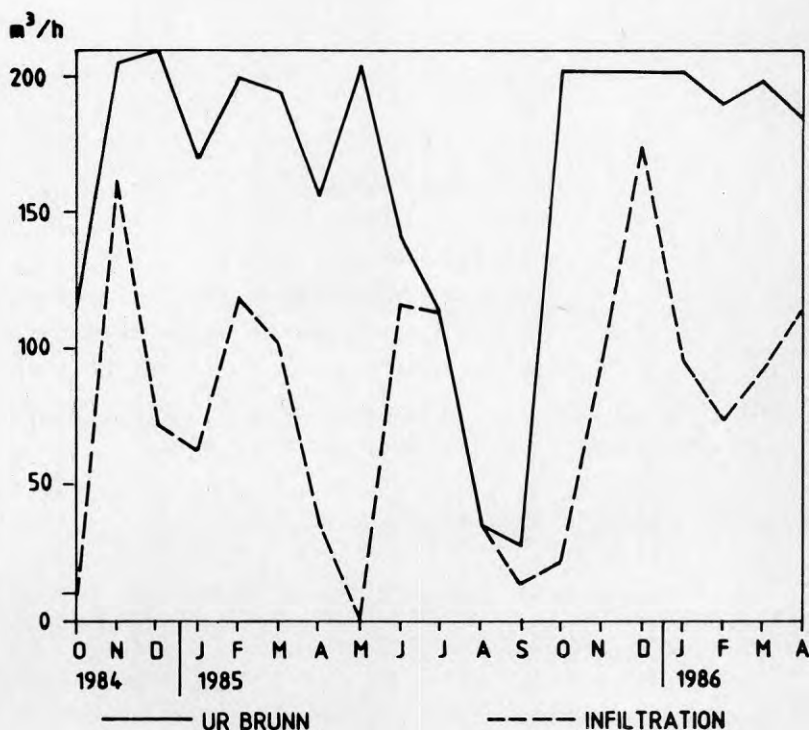
Infiltrationskapaciteten kan därmed varieras beroende på vilken pump som väljs.

Rörledningarna är även så anslutna att grundvattnet från brunnen kan pumpas direkt till infiltrationen utan att passera förångaren.

Infiltrationsbassängen

Infiltrationsplatsen ligger i ett uppschaktat grustag i samma åsformation som uttagsplatsen. Ledningar leder från värmepumpen till infiltrationsplatsen. Vid infiltrationsplatsen har den redan tidigare omtalade bassängen på 6 000 m² iordningstälts genom utjämning av schaktbotten. Centralt i bassängen mynnar ett utloppsrör i en ca 400 m² något djupare bassäng.

Tanken bakom utformningen av bassängen är att infiltrationen skall styras så att grundvattnet vintertid är lågt, så att en liten area exponeras och sommartid är högt, så att en maximal area exponeras.



Akvifären

Akvifären utgörs av en isälvsavlagring, Strömholmsåsen, med betydande mäktighet och uthållighet. I det aktuella avsnittet av åsen är grundvattenströmmen naturligt nordlig mot Mälaren. Genom uttag i vattentäkten sker en avsänkning av åsen och en rörlig, av uttaget betingad, grundvattendelare uppstår ca 2 km norr om vattentäkten. Infiltrationsplatsen är belägen ca 1,3 km norr om vattentäkten.

Den naturliga vattentillgången uppgår till ca 90 m³/h vid vattentäkten varav ca 50 m³/h kommer från den södra delen av åsen och ca 40 m³/h kommer från den norra delen av åsen.

Infiltrationskapaciteten och flödeskapaciteten mellan infiltrationsplatsen och uttagsplatsen har med hjälp av infiltrationsförsök beräknats uppgå till ca 360 m³/h.

Akvifärens volym under grundvattenytan, mellan infiltrationsplatsen och vattentäkten, har beräknats till 1×10^6 m³.

9.4 Mätningar

Mätningar på grundvattnet:

- Grundvattenflöde
- Infiltrationsflöde
- Avloppsflöde
- Grundvattentemperatur före förångare
- Grundvattentemperatur efter förångare
- Grundvattentemperatur vid infiltration

Dessutom har manuella nivå- och temperaturmätningar utförts i sex grundvattenrör i åsen.

De manuella mätningarna har utförts av Eskilstuna kommun medan de automatiska mätningarna har utförts med hjälp av MCE under tiden 1984 10 01 - 1986 04 30.

Mätningarna sammanfattas i figurerna 9.3, 9.4, 9.5 och 9.6.

9.5 Grundvattenvärmepump

I nedanstående tabell redovisas några kyltekniska data vilka berör grundvattenvärmepumpen.

Tabell 9.1 Tekniska data

		1985	1984 10 01- 1986 04 30
Kylenergi	(MWh)	4 861	8 373
Drifttid	(h)	5 178	9 779
Grundvattenmängd	(m ³)	1 346 000	2 293 000
Infiltrationsmängd	(m ³)	684 000	1 125 000
Avloppsmängd	(m ³)	662 000	1 168 000
Grundvattenflöde vid drift	(m ³ /h)	200	200
Temperatursänkning vid drift, medel	(°C)	4,04	3,69

Tabellen visar att grundvattenvärmepumpen varit i drift under drygt halva året, dvs något längre än planerat. Effektuttag och energiproduktion har med god marginal överträffat de beräknade potentiella tillgångarna.

Värmepumpens uppbyggnad behandlas i kapitel 2 och resultaten av driften finns redovisat i kapitel 5.

Strilförångare

Strilförångarens värmeupptagande ytor består av horisontella släta stålrör vilka varmförzinkats.

Redan efter en säsongsdrift uppstod emellertid korrosion på stålrören, något som efterhand har ökat i omfattning. Efter tre säsongers drift bedömdes groparna på sina ställen vara så djupa att mindre än halva godstjockleken på stålrören återstår. Den korroderade förångarytan visas i figur 7.7.

Vid projektering av anläggningen diskuterades materialval av förångaren med hänsyn till vattnets korrosionsbenägenhet, varvid varmförzinkning enligt expertis ansågs vara tillräckligt bra.

En analys av aktuellt grundvatten har korrosionsbedömts, se tabell 9.2.

Någon påtaglig förändring av grundvattnets sammansättning har ej kunnat märkas som kan förklara den uppkomna korrosionen.

Tabell 9.2 Prover av grundvatnet från tre olika tidpunkter.

	Mätning 77 03 07 vid tapp- kran i vatten- verket	Mätning 80 10 22 i vatten- verket	Mätning 1987 efter förångaren
Färgstyrka, Pt mg/l	< 5	8	-
Grumlighet	ingen	ingen	-
Lukt	ingen	ingen	-
Smak	ingen	ingen	-
Bottensats	ingen	ingen	-
Konduktivitet, mS/m	40,8	53,6	53,7
Permanganatförbrukn. KMnO ₄ , mg/l	4	2	-
pH	7,0	7,2	7,0
Ammonium, NH ₄ , mg/l	< 0,1	< 0,01	-
Totalhårdhet, Ca, mg/l	78	81	66
Järn, Fe, mg/l	< 0,05	< 0,02	-
Mangan, Mn, mg/l	< 0,05	< 0,05	-
Alkalitet, HCO ₃ , mg/l	125	140	140
Klorid, Cl, mg/l	51	47	46
Fluorid, F, mg/l	1,8	1,8	-
Sulfat, SO ₄ , mg/l	74	75	74
Nitrat, NO ₃ , mg/l	7	10	-
Nitrit, NO ₂ , mg/l	< 0,01	< 0,01	-
Fosfat, PO ₄ , mg/l	< 0,1	< 0,1	-
Marmoraggr. kolsyra CO ₂ , mg/l	22	13	14
Zink, Zn, mg/l			0,14

9.6 Grundvattentäkten

En grundvattentäkt består av befintlig sänkbrunn med betydande uttagskapacitet. Brunnen är utrustad med ned-sänkt grundvattenpump med en kapacitet av ca 200 m³/h vid aktuella driftförhållanden.

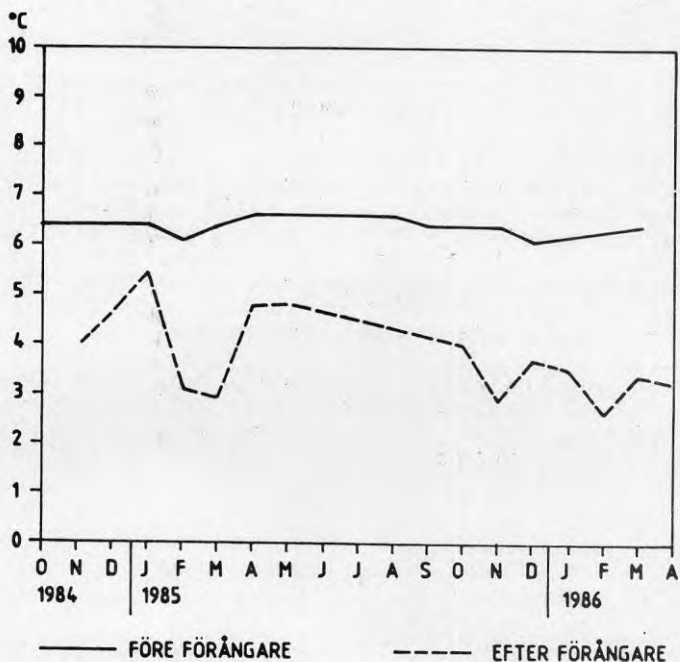
Uttag ur vattentäkten

Uttaget ur vattentäkten uppgår till ca 200 m³/h vid drift av värmepumpen. Under sommarperioden sker en viss rundpumpning av grundvatten över infiltrationsplatsen. Detta sker framför allt för att bibehålla ett grundvattenflöde mot vattentäkten och med hjälp av infiltration tillföra soluppvärmt vatten till akvifären. Omfattningen under år 1985 av denna rundpumpning var relativt begränsad. I medeltal under 4 månader rundpumpades ca 83 m³/h.

Totalt uttogs under 1985 i medeltal 153 m³/h ur grundvattentäkten.

Temperaturer i grundvattnet från vattentäkten

Mätningarna har visat att temperaturen ligger stabilt kring 6,5-7°C i ingående grundvattnet. Den lägsta uppmätta temperaturen +6,5°C uppmättes i december - januari 1985-86. Någon långtidseffekt på grund av infiltrationen har ej kunnat mätas i grundvattnet före förångaren.



Figur 9.4 Grundvattentemperaturer

Nivåer vid uttagsbrunn

Nivåerna vid brunnen har som lägst uppgått till +3 m men uppgår normalt till +5 - +6 m nivå. Några problem att med hjälp av infiltrationen upprätthålla nivån vid brunnsområdet till över +3 m har ej noterats.

9.7 Infiltration

Tanken bakom utformningen av infiltrationsbassängen är att infiltrationen skall styras så att grundvattnet vintertid är lågt, så att en liten area exponeras och sommartid är högt, så att en maximal area exponeras.

Detta har ej drivits konsekvent då andra faktorer har fått styra infiltrationen.

Infiltrationen har i genomsnitt omfattat ca halva uttagsflödet.

Några problem i samband med infiltrationen har ej rapporterats.

Infiltrationsflöde och flöde till avlopp

Återföringen av grundvattnet till akvifären sker genom infiltration. Kapaciteten regleras genom val av pump med stor (180 m³/h) eller liten kapacitet (80 m³/h).

Under 1985 återfördes i genomsnitt hälften av grundvattenflödet till akvifären genom infiltration 78 m³/h.

Infiltrationsflödet skall styras av nivåerna vid infiltrations- och uttagsplatserna.

Målsättningen är att undvika nedkylning av akvifären genom infiltration av nedkyld grundvatten. Endast den mängd som erfordras för att hålla nivåerna inom de fastställda gränserna, över +3 m vid uttagsplatsen och över +6 m vid infiltrationsplatsen, skall infiltreras. Restande del av det nedkylda grundvattenflödet skall avledas till avlopp. Under driftåret 1985 avleddes i genomsnitt 75 m³/h till avlopp (dagvattenledning).

Den rundpumpning av grundvatten som sker under sommarperioden, som tidigare omtalats, kan förstärkas genom att pumpflödet från grundvattentäkten förstärks med en av infiltrationspumparna. Denna möjlighet har ännu ej prövats.

Temperatur i infiltrationsflödet vid värmepumpdrift

Ett uppmätt minimivärde på utgående temperatur efter förångare uppgår till +2,1°C i januari 1986. Samma minimivärde uppgår t ex i september 1985 till +2,8°C. En relativt jämn utveckling på utgående temperatur har således uppmätts.

Temperaturpåverkan av infiltration

Vid infiltrationsplatsen uppmäts temperaturen manuellt i ett antal grundvattenrör.

Ett mått på infiltrationens nedkylande effekt kan i viss mån erhållas genom att jämföra den opåverkade ytvattentemperaturen i rör 8000 i anslutning till en grundvattensjö uppströms infiltrationen med temperaturen i rör 8410 vid infiltrationsplatsen.

Den opåverkade ytvattentemperaturen varierar mellan $\pm 0^\circ\text{C}$ och $+19^\circ\text{C}$ medan den av infiltrationen påverkade temperaturen i rör 8410 varierar något mindre, $+2^\circ\text{C} - +12^\circ\text{C}$.

Under sommaren 1985, då infiltrationen uppgick till i genomsnitt $83 \text{ m}^3/\text{h}$, var temperaturen vid infiltrationsplatsen i genomsnitt drygt 11°C .

En tydlig nedkylning i förhållande till påverkade förhållanden sker således med infiltrationen.

Temperaturvariationerna i akvifären avklingar relativt fort med avståndet från infiltrationsplatsen. Rör 8409 beläget ca 50 m från infiltrationsplatsen uppvisar en betydande eftersläpning i temperaturvariationerna i förhållande till rör 8410.

Temperaturen är tydligt påverkad av både avkylningen vid infiltrationen av nedkyllt grundvatten, med uppmätta temperaturer kring 0°C som lägst, och infiltrationen av uppvärmt ytvatten, med temperaturer kring $+12^\circ\text{C}$ som högst.

Under våren 1985 upphörde infiltrationen i april och maj. Då erhöles en tydlig återgång till relativt opåverkade grundvattentemperaturer kring $+6^\circ\text{C}$.

De nedkylda effekterna av infiltrationen kan således spåras en bit ut i grundvattenmagasinet. Avståndet mellan mätpunkterna har emellertid varit för stort för att tydligt mäta hur långt in i akvifären som tydliga temperaturvariationer kan spåras.

9.8 Akvifären

Akvifären består av en grusås. Mellan infiltrationsplatsen och uttagsplatsen beräknas grusåsen ha en volym av 1 000 000 m³. Denna volym skall utgöra en värmeväxlare för det nedkylda vatten som vintertid tillförs akvifären.

Den nedkylda akvifären tillförs energi från omgivande opåverkade marklager vilket även medverkar till att återställa det nedkylda vattnets temperatur.

Dessutom innebär en rundpumpning av grundvatten sommartid att infiltrerat vatten drar ner energi från uppvärmda marklager vid infiltrationsplatsen.

Flödet i akvifären mellan infiltrationsplatsen och uttagsplatsen består dels av infiltrerat flöde och dels av naturligt flöde, det senare har bedömts uppgå till ca 40 m³/h.

Under driften av värmepumpen har nivåer och temperatur uppmätts i ett antal rör längs åsen. Läget av dessa rör framgår av figur 9.1.

Nivåmätningar redovisas i figur 9.6. (Hällbybrunn grundvattennivåer). Av detta framgår att flödet under större delen av driftsperioden varit riktad från infiltrationsplatsen mot uttagsplatsen. Under slutet av sommaren 1985 stiger emellertid nivån vid uttagsplatsen så mycket att grundvattenflödet mellan infiltrationsplatsen och uttagsplatsen torde avstanna. Uttaget var troligen ej tillräckligt stort för att kunna upprätthålla cirkulationen i akvifären mellan infiltrationsplatsen och uttagsplatsen.

Gradienten mellan infiltrationsplatsen och uttagsplatsen uppgår som mest till $1,4 \times 10^{-3}$ vilket bedöms innebära ett grundvattenflöde av ca 160 m³/h mellan infiltrationsplatsen och vattenflödet.

Temperaturmätningar

Temperaturmätningarna redovisas i figur 9.5.

Temperaturmätningar har utförts i observationsrören. Mätningarna antas representera en genomsnittstemperatur vid måttillfället i den aktuella mätpunkten. Några mätningar på temperaturvariationerna på olika djup i akvifären har ej genomförts.

Av mätningarna framgår effekterna av infiltrationen på grundvattentemperaturerna.

I rör 7519 uppströms uttagsbrunnen kan en opåverkad grundvattentemperatur utläsas. Av mätningarna framgår att temperaturen i grundvattnet är stabil över året med värden mellan +6°C och +6,8°C.

Någon mätbar skillnad mellan den opåverkade grundvatten-temperaturen i rör 7519 och de temperatur som uppmätts i rör 8004 och 8006 mellan infiltrationen och uttagsplatsen har ej uppmätts. Temperaturen i dessa rör har även varit stabil med mätnivåer kring $+6^{\circ}\text{C}$ - $+6,4^{\circ}\text{C}$. Någon effekt av infiltrationen kan således ej spåras i akvifären på detta avstånd från infiltrationsplatsen.

Närmast infiltrationsplatsen i rör 8410 omedelbart vid infiltrationsplatsen och i rör 8409 ca 50 m från infiltrationsplatsen varierar temperaturen betydligt och en tydlig nedkylning vid infiltrationen vintertid och uppvärmning vid infiltrationen sommartid kan noteras.

Några beräkningar på energitillskottet från den värmeledning som utjämnar temperaturen i akvifären har ej utförts. En beräkning av de positiva effekter som grundvatteninfiltrationen sommatid har inneburit genomföres nedan.

Positiva effekter på energitillgången

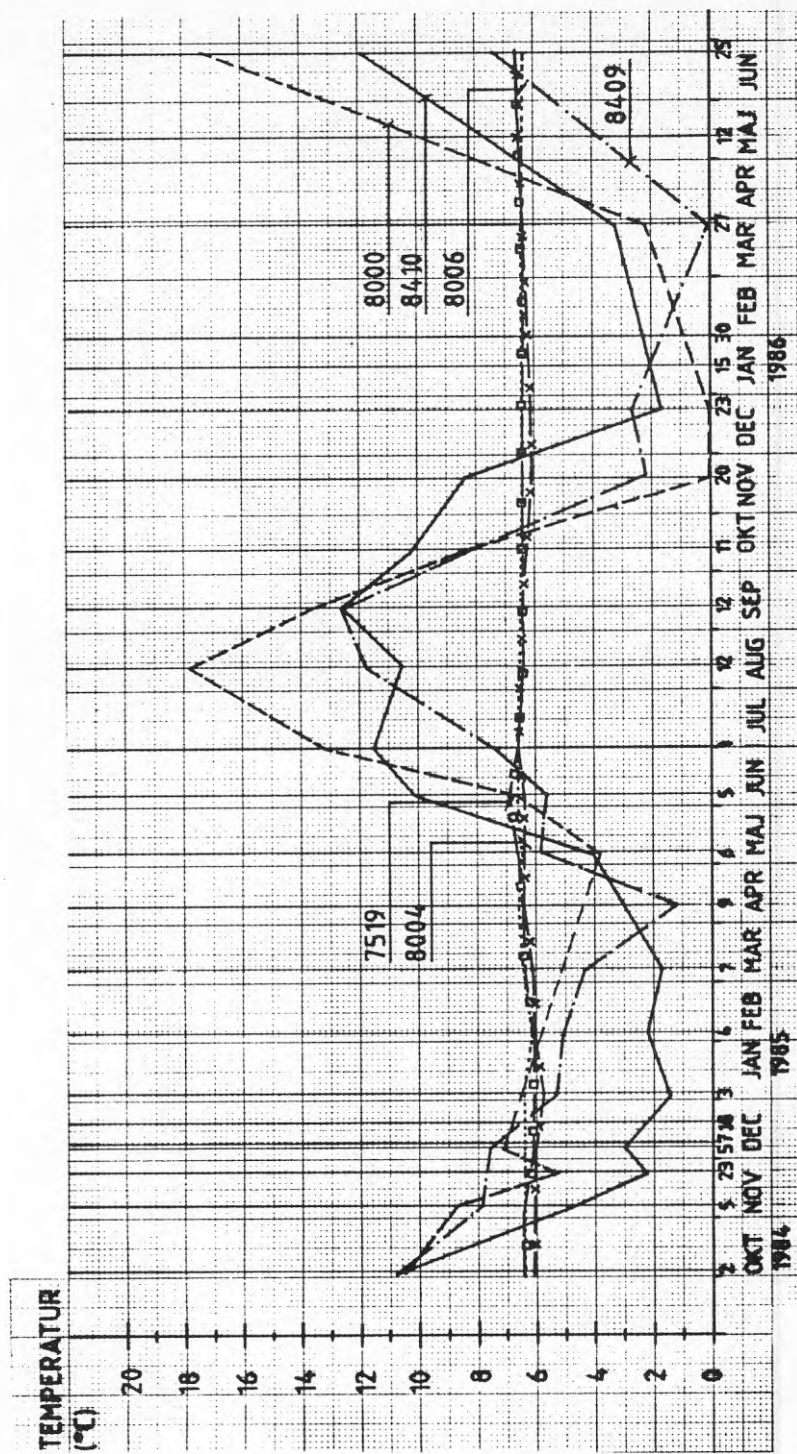
De positiva effekterna av grundvatteninfiltrationen sommartid kan tydligt märkas i grundvattenrören närmast infiltrationsplatsen. Under sommaren 1985 då ca $83 \text{ m}^3/\text{h}$ infiltrerades uppmättes temperaturen i rör 8410 till i genomsnitt 11°C . Under antagande om att grundvattenflödet vid uttaget hade en temperatur av $6,5^{\circ}\text{C}$ och att temperaturen vid rör 8410 kan representera infiltrationsflödets temperatur innebar temperaturhöjningen av grundvattenflödet vid infiltrationen ett effekttillskott till akvifären av ca 400 kW.

Under 4 månader tillfördes således akvifären ca 1,1 MWh vilket är ca 25 % av ur akvifären uttagen energimängd. Betydligt större energimängder bedöms kunna tillföras akvifären om flödet ökas och ytterligare åtgärder vidtages vid infiltrationsplatsen för att ta till vara det naturliga energitillskottet sommartid.

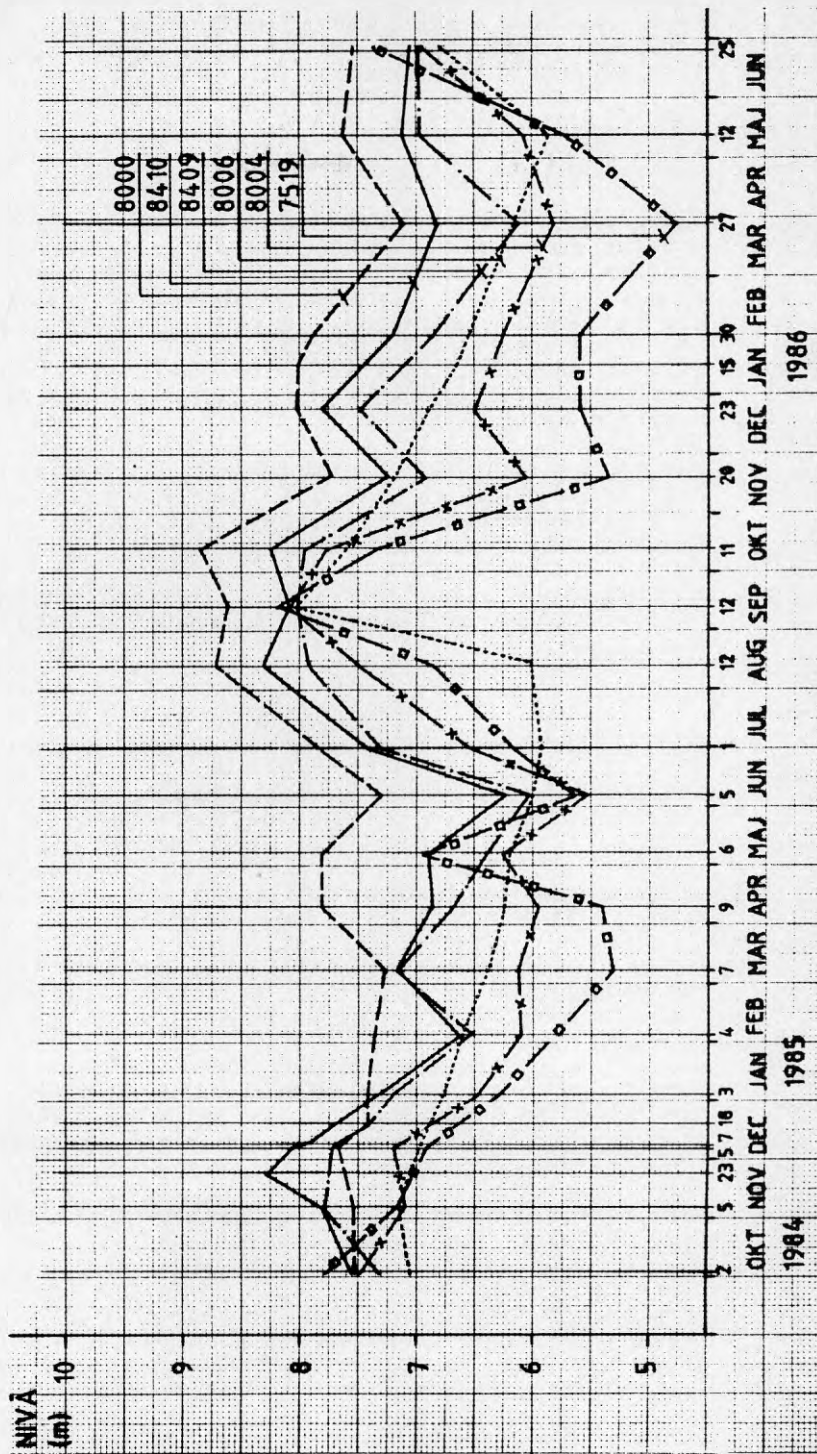
Akvifärens temperaturutjämnande funktion bedöms ej vara utnyttjad maximalt i den nuvarande anläggningen. Det bedöms finnas utrymme för en utökad cirkulation av grundvatten i åsen och ett ökat uttag av energi ur grundvattenet. Betydligt mer energi skulle härigenom kunna utnyttjas.

Akvifären mellan infiltrationsplatsen och grundvattenbrunnen fungerar som ett lager där inlagrad energi kan tillgodoöras. Genom att i huvudsak hålla temperaturen kring eller något under omgivande marklagers temperatur erhålls ett positivt värmeutbyte med omgivningen.

Inlagring av vatten med högre temperatur än $10-15^{\circ}\text{C}$ skulle på motsvarande sätt innebära värmeförluster till omgivningen. Detta begränsar möjligheten att utnyttja akvifären för lagring av vatten med höga temperaturer.



Figur 9.5 Temperaturen i akvifären.



Figur 9.6 Nivåer i akvifären.

Goda förutsättningar finns emellertid att ladda lagret t ex med uppvärmt sjöväten eller annan lågtempererad lättillgänglig energikälla.

9.9 Miljökonsekvenser

Någon direkt mätning av miljökonsekvenserna vid infiltrationsplatsen eller vid andra delar av akvifären har ej utförts. De uppmätta temperaturerna vittnar om att för grundvattenmagasin normala temperaturförhållanden råder vid infiltrationsplatsen. Sänkning av temperaturerna i grundvattenmagasinet närmast infiltrationsplatsen avklingar snabbt i akvifären. Det mäktiga jordlagret som överlagrar akvifären gör att markpåverkan ej rimligen kan beräknas uppstå.

Vattenproverna visar att zinkhalten i utgående väten har ökat beroende på korrosion av den förzinkade förångaren. Värdena är dock mycket måttliga (0,14 mg/l) och torde ej innebära något hot mot miljön.

Värmepumpen ersätter oljeeldning vilket innebär positiva miljökonsekvenser i form av minskade utsläpp av stoft, svavel m m.

9.10 Summering

Grundvattenvärmepumpen bedöms ha fungerat tillfredsställande under den aktuella driftsperioden.

Värmekällan, dvs grundvattnet från uttagsbrunnen, har givit konstanta driftsförhållanden med obetydliga variationer i temperatur och flöde.

Av de ingående anläggningsdelarna är det framför allt förångaren som ej uppfyller de krav på funktionsbeständighet som kan ställas på en konventionell anläggning.

Det yttre grundvattensystemet, med en form av akvifärvärmelager som huvudsakligen arbetar på den kalla sidan, har visat sig fungera väl. De måttliga temperaturstörningarna som infiltrationen av ca halva uttagsflödet innebär avklingar snabbt i akvifären.

Infiltration sommartid har även visats ge ett icke obetydligt tillskott till åsens energiinnehåll.

Driftresultaten visar att ca 0,9 MW utvinnes ur grundvattnet vid ett uttagsflöde av 200 m³/h och en kylning från +6°C till +2°C. Under ett år uttas ca 4 800 MWh från grundvattnet. Möjligheter till utbyggnad av grundvattendriften bedöms finnas vid anläggningen.

I samband med en sådan utbyggnad bör möjligheterna till energiladdning vid infiltration till akvifären sommartid tas till vara i så stor utsträckning som möjligt.

10 DRIFT OCH UNDERHÅLL

10.1 Människa - maskin

Beställaren har i Hällbybrunn valt att låta en drifttekniker vara ansvarig samtidigt som denne i huvudsak är stationerad i anläggningen.

Jourhavande personal och ersättare finns att tillgå för nätter, helger och semestrar.

Vi anser att detta system är mycket lämpligt där all information om problem och handhavande samlas hos en person som samtidigt är den som känner anläggningen bäst.

Att sprida erfarenheter och kunskaper på många personer är ej lämpligt när det gäller en så speciell anläggning. Kunskaper bör istället vara väl samlade för att komma till rätta med de störningar och problem som man ofta kämpar med.

Att trimma in och optimera driften i en anläggning av denna komplexitet är ett tidsödande och tålamsprövande arbete som tar år i anspråk.

När det gäller datorer är de flesta på det klara med att en dator som saknar mjukvara inte är mycket att komma med. När det gäller värmepumpar är själva värmepumpen hårdvaran och driftpersonalen motsvarar mjukvaran.

10.2 Byggnad och driftutrymmen

Som framgått i kapitel 2.9 utgörs stommen av stålpelare och stålbalkar. Väggarna består av liggande lättbetongelement, invändigt klädda med mineralull. Taket utgörs av ett isolerat plåttak.

Byggnaden är uppdelad i maskinrum, kontrollrum, elutrymmen samt personalutrymmen och vilar på en gemensam platta av gjuten betong. Detta framgår också av figurerna 2.12 och 2.13.

Byggnaden är enbart projekterad för att inrymma de båda värmepumparna med kringutrustning.

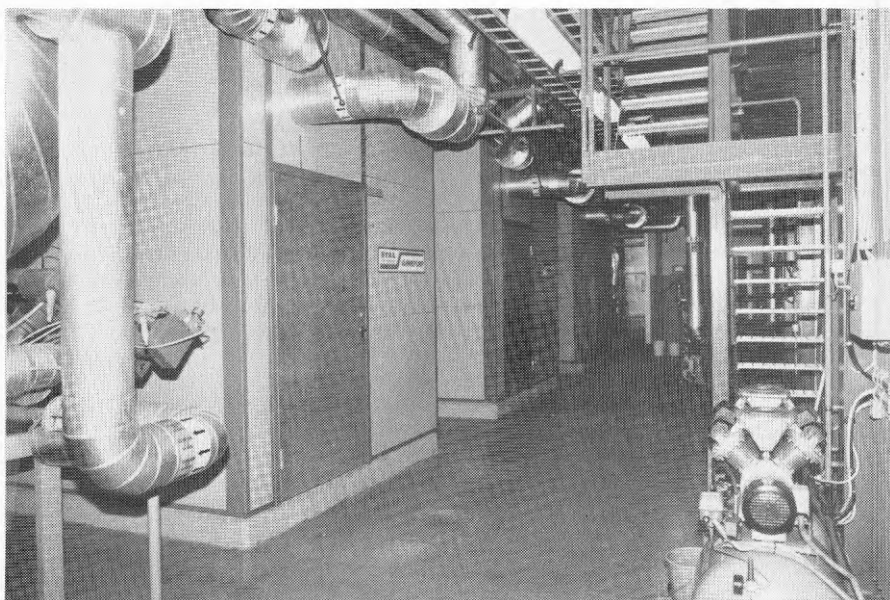
Man hade inga utrymmesskäl att ta hänsyn till vid projekteringen eftersom värmepumpen är placerad tämligen ensligt.

Vi anser att byggnaden i stort är ändamålsenlig, även om vissa konstruktioner borde ha varit annorlunda utformade.

Maskinutrymmen inkl förångardel

Varje kompressor inkl elmotor, kondensor, oljeavskiljare m m är placerad i en ljudabsorberande inneslutning. Denna är försedd med serviceöppningar i form av luckor och dörrar. Se figur 10.1.

Fördelen är att ljudnivån sjunker påtagligt i byggnaden, men åtkomligheten reduceras. Det finns i dessa sammanhang inga lyftanordningar till de tyngre komponenterna.



Figur 10.1 De tre kompressorerna inbyggda i var sin ljudabsorberande inneslutning.

Invändigt i byggnaden finns lejdare och gångbryggor för inspektion av hetgas och suggasventiler samt fläktar.

Ventilerna sitter uppe under yttertaket. För att komma åt ventilerna får man antingen klättra över eller krypa under en eller flera balkar beroende på till vilka ventiler man ska. Balkarna som ingår i byggnadens bärande konstruktion sitter i midjehöjd.

Om man skall inspektera förångarfläktarna är vägen densamma, men man skall därtill ha med en mindre stege för att ta sig upp genom inspektionsluckan till respektive fläkt.

Figur 10.2 visar inspektionsluckan samt balken.

För inspektion av samtliga fläktar får man ta sig upp sammanlagt åtta gånger på detta sätt.

Vid utbyte av fläktnotorer och därtill hörande växellådor är detta den enda transportvägen.

Vid inspektion av förångarbatteriets front sker den genom samma inspektionsluckor. Om man vill inspektera baksidan på samma batteri får man gå ned samma väg som man kom upp samt gå ut och klättra via en fasadstege upp på taket.



Figur 10.2 Inspektionsluckan till en av förångarfläktarna.

För att kontrollera att avfrostningarna fungerar optimalt är det viktigt att batterierna är lätta att inspektera.

Det borde naturligtvis varit så att man direkt från gångbryggan hade kunnat ta sig upp på taket. Från taket skulle man sedan via dörrar kunnat inspektera batteriernas båda sidor inklusive fläktar.

Kontrollrum och personalutrymmen

Dessa är enligt vår mening bra såväl till storlek som placering. Men några praktiska problem finns, och det är buller och ventilation.

Bullret består framför allt av stomljud eftersom både kontrollrummet och personalutrymmena är byggda på samma markplatta av betong som maskinrummet. Dessa utrymmen borde byggnadstekniskt varit åtskilda med avseende på stomljud.

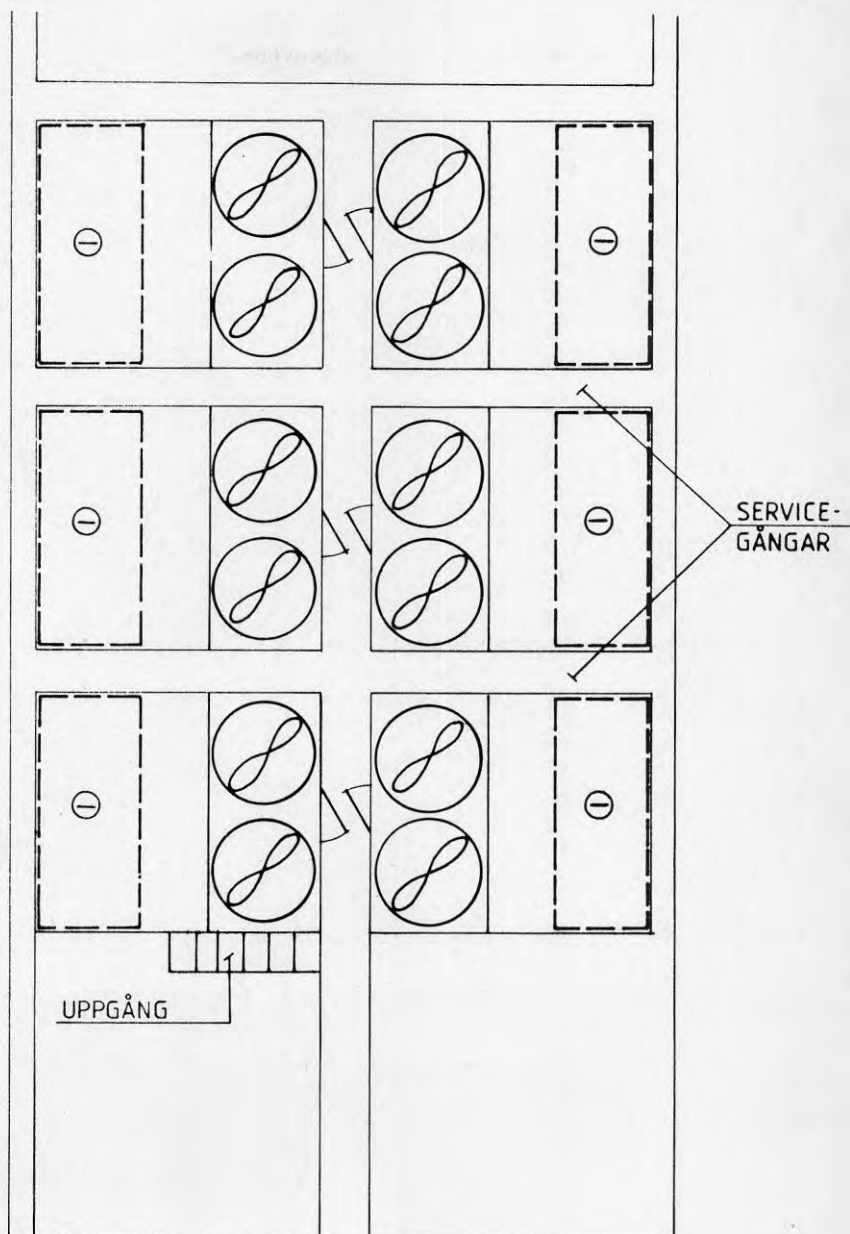
Ventilationsproblemet orsakas av det höga övertrycket som finns i maskinrummet. Maskinrummets övertryck åstadkoms genom förångarfläktarna och detta är betydligt högre än i kontrollrum och personalutrymmen. Därmed pressas luft från maskinrummet in i dessa utrymmen inkl lukt och eventuellt utläckande köldmediegas.

Det finns en del som talar för att kontrollrummet inkl personalutrymmen borde placeras i en fristående byggnad.

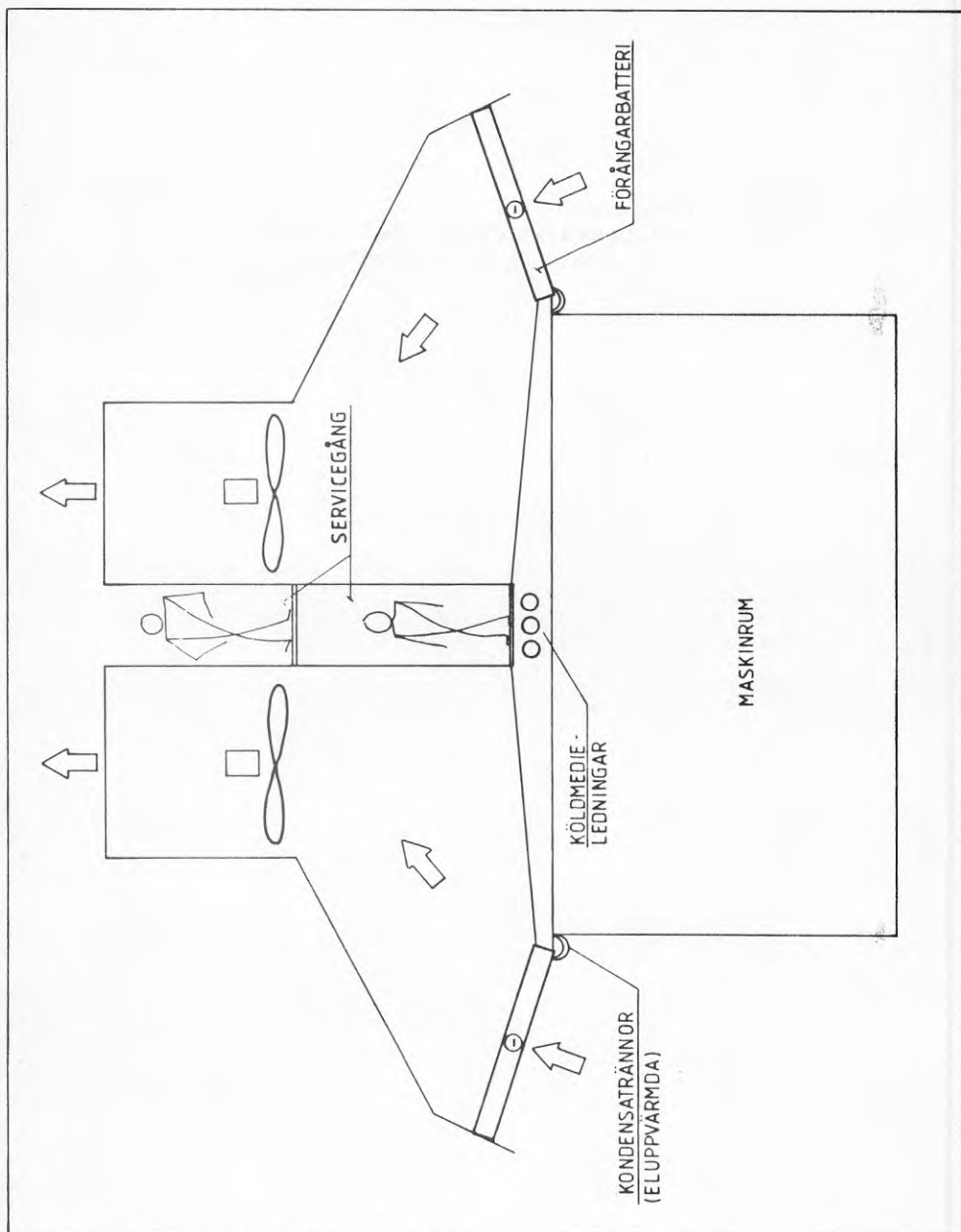
I figur 10.3 och 10.4 har vi skissat på ett förslag till värmepumpbyggnad som kan vara lämpligt för framtida anläggningar. Det bygger till viss del på Hällbybrunnsanläggningens princip men är modifierat beträffande förångardelen.

Vi anser att följande fördelar erhålls jämfört med den befintliga värmepumpsbyggnaden i Hällbybrunn.

- o Frost på batterierna kan inspekteras utifrån genom batteriernas placering.
- o Batteriernas snedställda placering underlättar fördelningen av köldmedievätska i dessa.
- o Inspektionsgång i två plan innebär flera fördelar:
 - Stegar behövs inte.
 - Man kan lätt förflytta sig mellan olika förångardelar.
 - Endast passage av en dörr oavsett vilket utrymme som skall inspekteras.



Figur 10.3 Skiss visande förslag till värmepumpsbyggnad, plan.



Figur 10.4 Skiss visande förslag till värmepumpsbyggnad, sektion.

10.3 Servicebehov

Vid en övergripande betraktelse får man anse att servicebehovet för denna anläggning varit förhållandevis stort vilket även kapitel 7 och 8 vittnar om.

Grundvatten värmepumpen har i detta avseende inte vållat samma problem, men så är den också enklare till sin konstruktion samt haft bättre driftbetingelser.

Vi vill i detta avseende påminna om komplexiteten i uteluftvärmepumpen som vida överstiger frånluftsvärmepumpar, avloppsvärmepumpar och denna grundvattenvärmepump. Nämnas kan att i Hällbybrunn startas och stoppas åtta fläktar samt öppnar och stänger sexton ventiler i en bestämd sekvens vid varje avfrostning. Avfrostningarna sker dessutom med en till två timmars mellanrum under hela vinterhalvåret.

Inte minst oljesystemet har på grund av föroreningar vållat problem. Detta är ett typiskt igångkörningsproblem som lett till ombyggnad.

Därutöver hade man problem med för höga oljetemperaturer vilket resulterade i ombyggnad av oljekylarna.

Förångarfläktarnas växellådor har varit ett stort problem med flera haverier som följd. Efter införande av slirkopplingar har startmomentet minskat och därmed har problemet tills vidare upphört.

Avfrostningen vållade till att börja med problem, men efter införandet av behovsstyrd avfrostning har problemen minskat, även om ytterligare förbättringar bör genomföras.

Många problem kommer från kringutrustning i form av övergripande styrsystem, samkörning med oljepannor, tryckhållning i fjärrvärmenät, höga fjärrvärmepumpstemperaturer m m som givit den sist placerade värmepumpen (flödes-tekniskt) ett ökat servicebehov.

11 EKONOMI

11.1 Inledning

Att beräkna lönsamheten för en större värmeproducerande anläggning ger upphov till en mängd frågeställningar. Finansieringsformer, skötsel- och underhållskostnader, energipriser (såväl för aktuell värmeanläggning som för alternativ värmeproduktion), ändrade energibehov med mera, skapar en komplex situation där det kan vara svårt att dra generella slutsatser om lönsamheten.

Om sedan elpriset är satt efter en tariff där energiavgiften varierar över året och om värmepumpen dessutom utnyttjar uteluft som värmekälla, vilket innebär att värmefaktorn varierar med utetemperaturen, ett faktum som i sin tur påverkar utnyttjningstiden, då börjar man inse att det är svårt att på ett enkelt sätt redovisa lönsamheten så att resultatet är tillämbart för andra liknande anläggningar.

Den aktuella anläggningen har till en del finansierats med experimentbyggnadslån från BFR. Eftersom detta är en för denna anläggning speciell förutsättning har vi valt att beräkna lönsamheten med en marknadsmässig kapitalkostnad.

Lönsamheten redovisas som årlig uppvärmningskostnad och i form av pay-off tid. Dessutom redovisas i diagramform hur lönsamheten förändras vid ändrade energipriser, annan utnyttjningstid samt vid variation av värmefaktorn.

Vidare förs en diskussion kring hur i systemet ingående delar; uteluftvärmepump, grundvattenvärmepump och ackumulator, påverkar lönsamheten.

Utvärderingen av värmepumpanläggningen i Hällbybrunn omfattar perioden 84-10-01 - 86-04-30. Lönsamhetsberäkningen har grundats på kalenderåret 1985.

Med anledning av att 1985 var ett osedvanligt kallt år och att detta inverkar negativt på uteluftvärmepumpens driftbetingelser borde normalt uppmätta driftdata korrigeras med hänsyn till utetemperaturen. Uteluftvärmepumpen i Hällbybrunn har under den aktuella perioden haft mycket kort drifttid. Med hänsyn till detta har det inte ansetts nödvändigt att göra en sådan korrigerings.

11.2 Anläggningskostnad

Den totala investeringskostnaden har grundats på en kostnadsredovisning gjord av Värmeverket i oktober 1984. Redovisningen bygger på bokförda kostnader fram till 1984 09 30 och beräknade tillkommande kostnader för de arbeten som inte var avslutade vid denna tidpunkt. Kostnaden gäller prisnivån 1983-84.

Nedan redovisas kostnader för de komponenter som ingår i värmepumpanläggningen.

1	Värmepumpanläggning inkl byggnad	13 500 000 kr
2	Akkumulator	700 000 kr
3	Fjärrvärmepump och expansionskärl	280 000 kr
4	Grundvattenledningar, infiltrationssjö, pumpar m m	1 594 000 kr
5	VA-anslutning	89 000 kr
6	Uppdimensionering av fjärrvärmenät	800 000 kr
7	Uppdimensionering av undercentral	<u>800 000 kr</u>
	Summa	17 770 000 kr
	Mervärdesskatt	<u>2 130 000 kr</u>
	Totalt	19 900 000 kr

Totalt alltså 19,9 miljoner kronor vilket motsvarar en specifik investeringskostnad av 4 200 kr/kW.

11.3 Energibesparing

I tabell 11.1 nedan visas levererad och köpt energi för värmepumpenläggningen kalenderåret 1985. Dessutom redovisas energianvändningen för samma period med normalårs-korrigerade värden samt, innan anläggningen byggdes, planerad energitäckning.

Tabell 11.1

År	Värme- leverans, VP MWh (m3 olja)	Elförbruk- ning VP MWh	Energibe- sparing, VP MWh (m3 olja)
1985	14 440 (1 650)	6 647	7 793 (809)
Normalår (enl tabell 5.2)	14 440 (1 650)	6 647	7 793 (889)
Planerat	21 000 (2 400)	1)	1)

1) Ingen uppgift om planerad värmefaktor finns.

Värden inom parentes anger ersatt mängd olja. Oljepann-centralens årsverkningsgrad är 82 %. Oljekvalitetet Eo3.

11.4 Energipriser

Under den utvärderade perioden (1985) var oljepriset mycket högt. För att ge en bättre bild av anläggningens lönsamhet har vi därför valt att beräkna denna vid två prisnivåer. Den ena är de energipriser som gällde 1985 och det andra alternativet är ungefärliga, i dag (1987/88) gällande energipriser.

Oljepriset avser genomsnittspris för eldningsolja 3 för pannanläggningens ägare.

Tabell 11.2

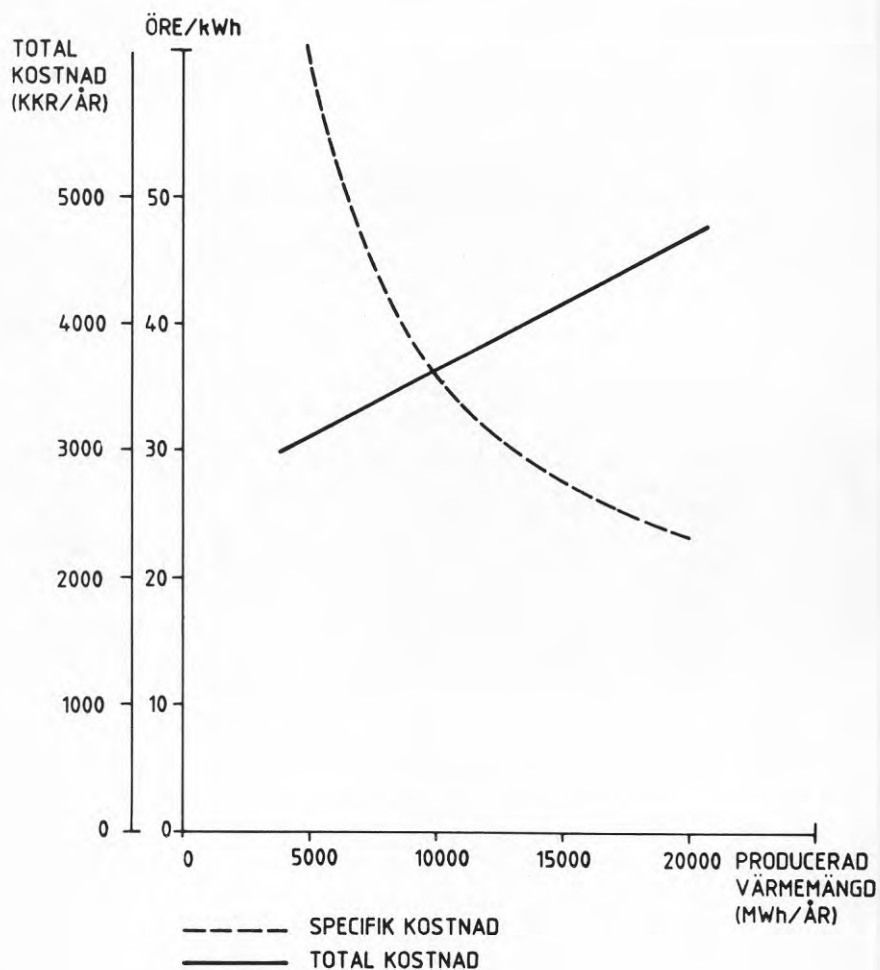
År	Energipriser	
	El (öre/kWh)	Olja (kr/m ³)
1985	26,3	2 250
1987/88	30,0	1 700

11.5 Kostnad för producerad värme

Den totala anläggningskostnaden uppgår till 19,9 miljoner kronor. Om realräntan sätts till 6% och med en avskrivningstid på 15 år fås en årlig kapitalkostnad av 2 049 kkr.

Enligt tabell 11.1 är elanvändningen för värmepumpen 6 647 MWh under ett normalår. Med elpriser enligt ovan (1987/1988) är den specifika kostnad för producerad värme under ett normalår 28,0 öre/kWh.

I figur 11.1 framgår hur den totala och specifika kostnaden för producerad värme varierar med hur stor värmemängd som produceras under ett år.



Figur 11.1 Årlig totalkostnad samt specifik kostnad för producerad värme i värmepumpenläggningen.

11.6 Lönsamhet

Lönsamheten har här beräknats som årlig besparing med hänsyn tagen till kapitalkostnad för hela värmepumpanläggningen. Man bör observera att i denna kalkyl har ingen kapitalkostnad medtagits för alternativet oljeeldning med befintlig panncentral.

Enligt ovan är den totala anläggningskostnaden 19,9 miljoner kronor vilket motsvarar en kapitalkostnad av 2 049 kkr/år (med kalkylränta 6 % och 15 års avskrivningstid).

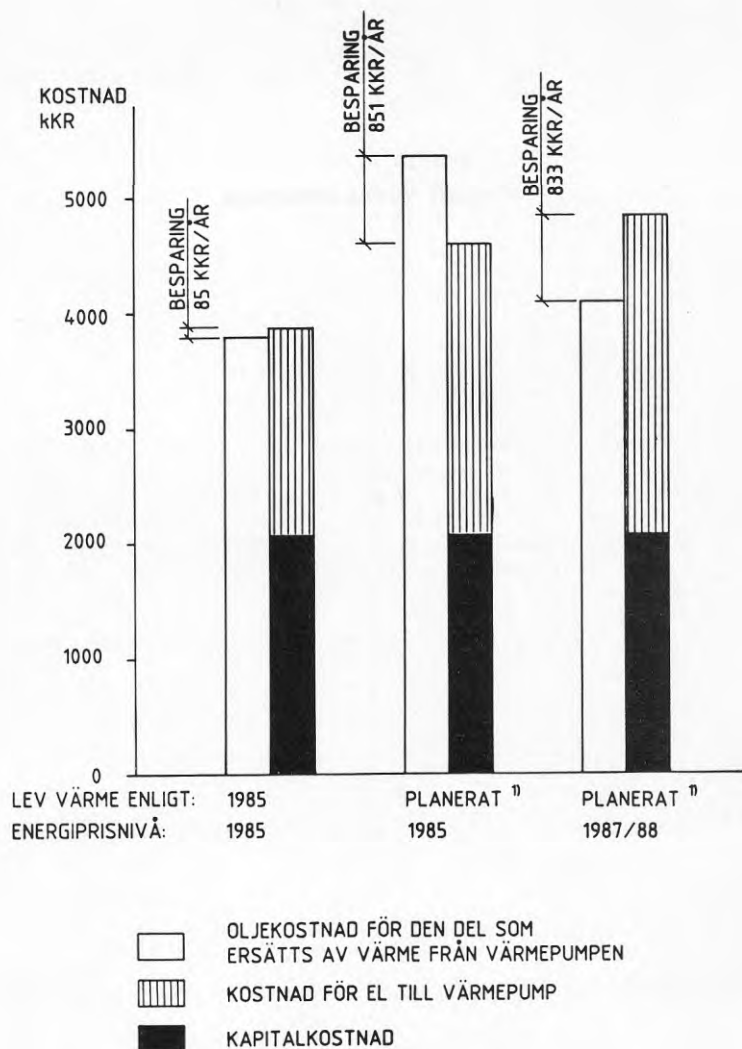
Av figur 11.2 framgår att under utvärderingsåret har anläggningen inte varit lönsam.

Den totalt ersatta oljemängden är 1 650 m³ olja och med energipriser enligt tabell 10.3 har kostnaden ökat med 85 kkr år 1985 jämfört med enbart olja.

Med planerad energitäckning och med 1985 års energipriser skulle värmepumpanläggningen ha givit 850 kkr per år i vinst jämfört med oljeeldning i befintlig panncentral.

Planerad energitäckning och dagens energipriser visar på en förlust i samma storleksordning (-833 kkr/år) jämfört med oljeeldning.

Oljepanncentralens årsmedelverkningsgrad har härvid satts till 82 %.



1) Antagen värmefaktor 2,2.

Figur 11.2 Lönsamhet vid värmepumpdrift jämfört med oljeeldning för de olika klimatåren och energipriserna.

11.7 Återbetalningstid

En rak pay-offtid, dvs kvoten investering/energikostnadsbesparing, ger för de olika alternativen:

1	1985, verklig värmeleverans 1985 års priser	10,1 år
2	Planerat 1985 års priser	6,9 år
3	Planerad värmeleverans prisnivå 1987/88	16,4 år

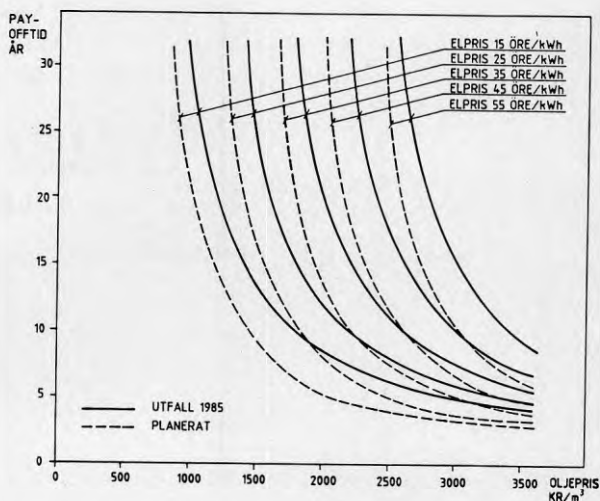
Så som framgår av ovan redovisade värden och av figur 11.1, är anläggningens lönsamhet starkt avhängigt energipriserna.

I figur 11.3 visas därför lönsamheten, i form av payofftid, för anläggningen som funktion av oljepris och elpris.

Ur diagrammet kan förväntad lönsamhet för liknande anläggningar utläsas.

Figuren bygger på drift under ett helt år. Det går därför inte att utläsa vid vilka taxor under ett år det är ekonomiskt motiverat att stoppa värmepumpen. Ett stopp medför ju att producerad värmemängd minskar vilket i sin tur påverkar kostnaden för den producerade värmemängden, då den fasta kostnaden slås ut på en mindre värmemängd.

Av figuren framgår att pay-offtiden är starkt beroende av oljepriset. Däremot spelar elpriset mindre roll, åtminstone vid höga oljepriser.



Figur 11.3 Återbetalningstid för anläggningen vid olika energipriser.

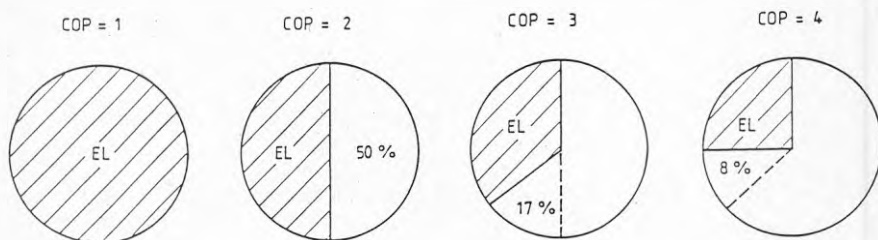
11.8 Inverkan på lönsamheten av varierande värmefaktor och utnyttjningstid

Som nämnts i detta kapitelns inledning påverkas en värmepumpans lönsamhet av en mängd faktorer som ofta påverkar varandra. En värmepumps effektivitet anges normalt med värmefaktorn.

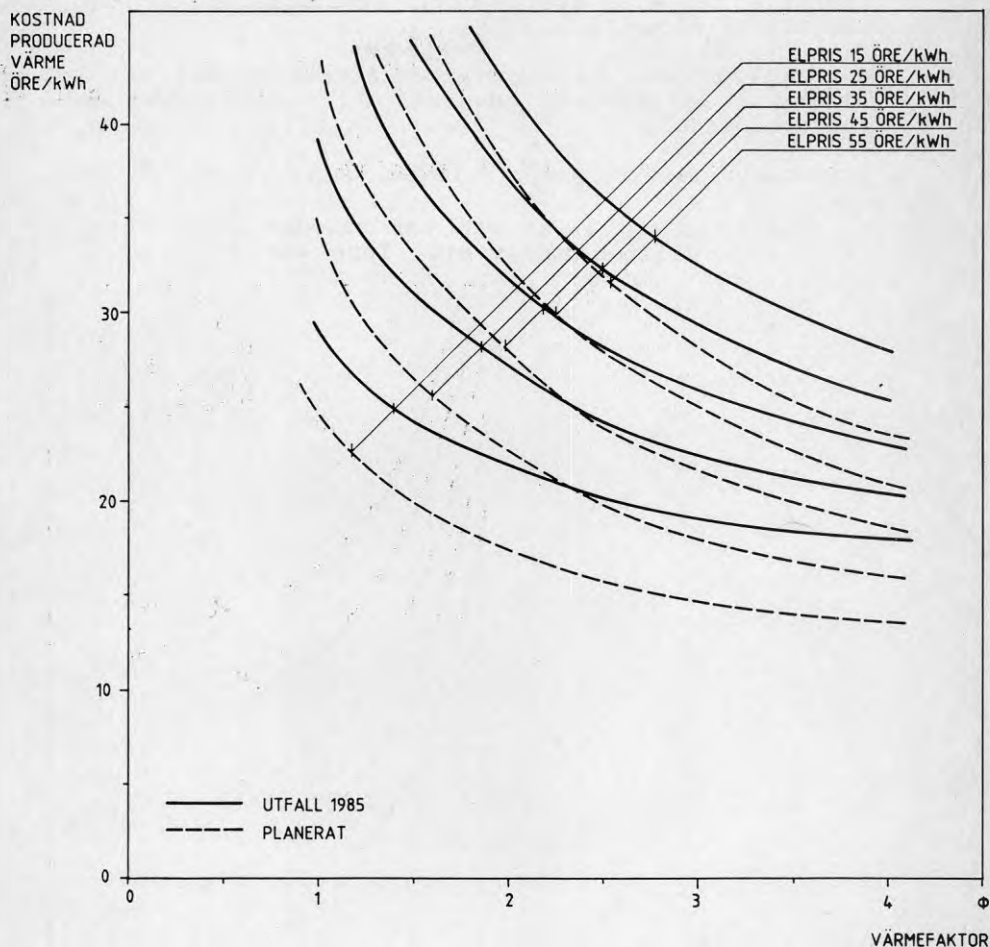
Värmefaktorn i sig är ett förhållande mellan två energimängder eller effekter och tar således ingen hänsyn till hur länge driften har varat. Inte ens en årsvärmefaktor säger något om hur länge eller under vilka betingelser driften varat. Dessutom är ej nyttan med en hög värmefaktor så stor som den först tycks vara. Om värmefaktorn ökar från 1 till 2 minskar andelen köpt energi till värmepumpen med 50 %. Om värmefaktorn ökar från 2 till 3 får man en ytterligare minskning med ca 17 % och vid en ökning från 3 till 4 av värmefaktorn blir den ytterligare minskningen 8 % (se figur 11.4).

För en uteluftvärmepump varierar värmefaktorn med utetemperaturer. För en grundvattenvärmepump är det främst grundvattnets temperatur och tillgång på vatten som spelar roll. I figur 11.5 redovisas kostnaden för producerad värme som funktion av värmefaktorn och utetemperaturer vid olika energipriser.

Diagrammet bygger på den utvärderade perioden då utnyttjningstiden var ca 3 650 timmar och producerad värmemängd 14 440 MWh. Dessutom visas samma kurvor vid planerad drift (21 000 MWh producerad värme, utnyttjningstid 5 000 timmar). Den fasta delen av produktionskostnaden (kapitalkostnad/producerad värme) är 14,2 respektive 9,8 öre/kWh.



Figur 11.4 Andelen köpt energi till värmepumpen vid olika värmefaktorer. Cirkelns area motsvarar värmepumpens levererade energi. Det skuggade området motsvarar värmepumpens tillsatsenergi, dvs el.



Figur 11.5 Anläggningens värmeproduktionskostnad beroende av värmefaktor och elpris. (Elpriset är ett genomsnittspris inkl fasta avgifter.)

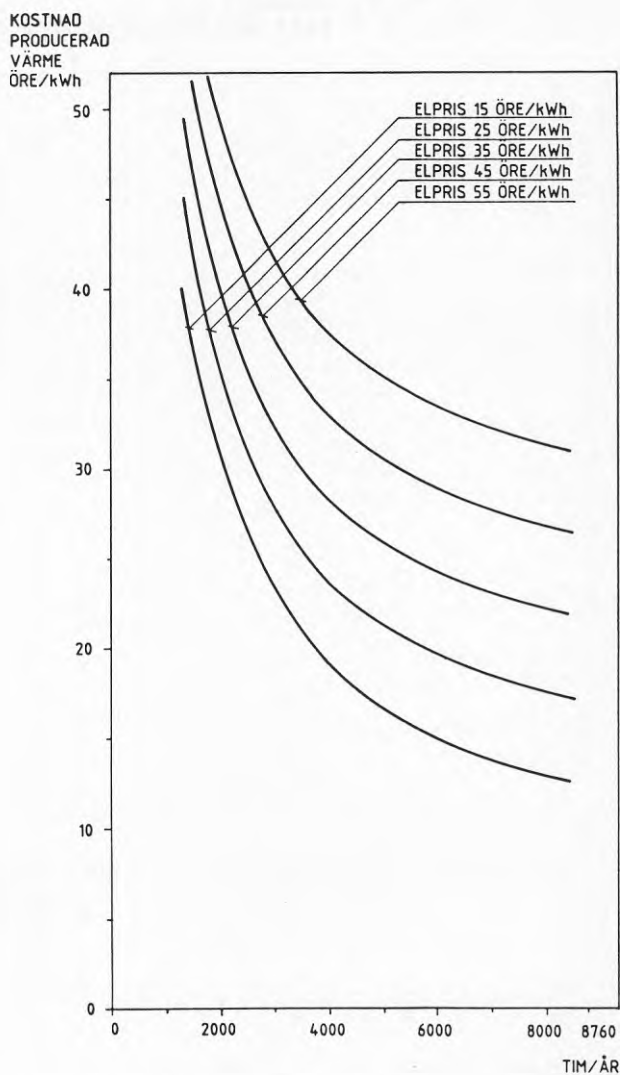
Värmefaktorerna beroende av utetemperaturen framgår av figur 5.17.

Utnyttjningstiden, definierad som årlig värmeenergi från värmepumparna/dimensionerande värmeeffekt, är naturligtvis mycket viktig för lönsamheten. Med uteluft som värmekälla påverkar låga utetemperaturer utnyttjningstiden. För grundvattenvärmepumpen är uttaget av grundvatten en begränsande

faktor, men även driftavbrott av andra orsaker kan ge en låg utnyttjningstid.

Figur 11.6 visar hur värmeproduktionskostnaden för anläggningen i Hällbybrunn påverkas av utnyttjningstiden vid olika elpriser.

Årsmedelvärmefaktorn för anläggningen är 2.17.



Figur 11.6 Värmeproduktionskostnad beroende av utnyttjningstid och elpris. (Elpriset är ett genomsnittspris inkl fasta avgifter.)

11.9 Diskussion kring lönsamhet för uteluftvärmepumparna respektive grundvattenvärmepumpen

Frågan har stundtals väckts om uteluftvärmepumparna i Hällbybrunn är lönsammare än grundvattenvärmepumpen eller vice versa. Denna fråga är i sig helt hypotetisk.

Båda värmepumparna är så stora i förhållande till värmeunderlaget att de påverkar utnyttjningstiden för varandra. Det vill säga, vardera värmepumpen skulle ha längre utnyttjningstid i fall den ensam stod för baslasten.

På grund av detta är det möjligt att med olika driftstrategier styra respektive värmepumps utnyttjningstid och därmed också lönsamheten. I kap 5.6 har visats att driftstrategi och utnyttjningstider under utvärderingsåret 1985 skiljer sig väsentligt från den planerade driftstrategien och därmed de planerade utnyttjningstiderna.

För att visa i vilken grad olika driftstrategier kan ändra förutsättningarna för värmepumparna visas i tabell 10.3 återbetalningstiden (investering/energikostnadsbesparing) för respektive värmepump i två olika fall.

Investeringskostnaden har uppskattats till 7,8 miljoner kronor för grundvattenvärmepumpen och 12,1 miljoner kronor för uteluftvärmepumparna. Denna skattning har bl a gjorts med ledning av kostnaden för uteluftvärmepumpen i Fagersjö. Gemensamma kostnader (se kapitel 10.2) har fördelats efter respektive värmepumps effekt i förhållande till totala effekten.

Tabell 11.3 Återbetalningstider för respektive värmepump (med dagens energipriser).

	Alt 1	Alt 2
Drift enligt	1985	Planerat
Uteluftvärmepump	37,9 år	16,3 år
Grundvattenvärmepump	15,5 år	18,3 år

11.10 Lönsamhet för ackumulatorn

Motivet för att installera ackumulatorn har dels varit att förbättra driftbetingelserna för värmepumparna, dels att reducera bullret från anläggningen. Det senare gäller främst under kvällar och nätter på sommaren då värmepumpen kan stoppas genom att ackumulatorn laddats under dagen.

Dessa miljöaspekter är naturligtvis svåra att värdera. Att utvärdera i vilken grad värmepumpanläggningens effektivitet, dvs värmefaktor, ökar beroende på ackumulatorn är också svårt att göra. För en sådan utvärdering krävs omfattande mätningar med och utan ackumulator. Mätningar av denna typ har legat utanför ramarna för detta arbete.

En grov uppfattning om lönsamheten kan man däremot få via ett "bakvänt" resonemang. Investeringskostnaden för ackumulatorn är ca 700 000 kronor. Om man ställer kravet att rak återbetalningstid (investering/kostnadsbesparing) högst får vara tio år ger det att den årliga besparingen med ackumulatorn måste vara minst 70 000 kronor. Med ett elpris på 30 öre/kWh betyder det att värmefaktorn måste ha ökat så mycket att elförbrukningen är 70 000/0,3 kWh/år = 230 MWh/år lägre än den skulle ha varit utan ackumulator.

För det utvärderade året 1985 var elanvändningen 6 647 MWh. En tänkt besparing på 230 MWh innebär att utan ackumulator skulle elanvändningen ha varit 6 877 MWh. Detta motsvarar en värmefaktor på 2.10 istället för den uppmätta värmefaktorn 2.17 i anläggningen med ackumulator.

Även om denna typ av resonemang innehåller många ofullständigheter ger det ändå en indikation på i vilken grad värmefaktorn bör förbättras på grund av ackumulatorn för att denna skall vara ekonomiskt motiverad.

12 FÖRSLAG TILL FORTSATT UTVÄRDERING

Vi har via 19 månaders mätningar följt värmepumparna i Hällbybrunn. Även före mätningarna och efter dessa har vi haft en viss kännedom om anläggningen.

Enligt våra bedömningar är värmepumparna placerade i ett fjärrvärmesystem vilket aldrig givit värmepumparna de driftförutsättningar de planerats för. Det övergripande styrsystemet samt det svaga elnätet har ökat problemen.

Det vore märkligt om ej dessa problem kunde rättas till eller i varje fall minskas, för att därmed skapa förutsättningar att bedömma värmepumparna efter. Även dessa har fel och brister vilka till en del finns redovisade i kapitel 7.

Vi anser det som mycket viktigt att även i fortsättningen, t ex genom återkommande korta utvärderingsperioder, följa Hällbybrunnsanläggningen och därmed se vilka åtgärder som ger de verkligt påtagliga resultaten.

Hällbybrunnsanläggningen är nämligen ett skolexempel när det gäller kringutrustningens inverkan på värmepumpdriften.

MÄTDATAHANTERING OCH MÄTNOGGRANNHET

Nedan redovisas beteckningar och index som används vid insamling och hantering av mätdata för utvärderingen.

Indexnummer och de adresser mätpunkterna har ute i anläggningen. De återfinns även på flödesschema bilaga 2.

Förkortningar

Vissa förkortningar förekommer i tabellen nedan.

f	före
e	efter
HP	högtryck
MP	mellantryck
LP	lågtryck

Ex Temp fjärrv e oljek = temperaturen på fjärrvärmvattnet efter oljekylaren.

Ex Tryck R12 MP komp A = trycket på kölkmediet R12 vid mellantrycksporten för kompressor A.

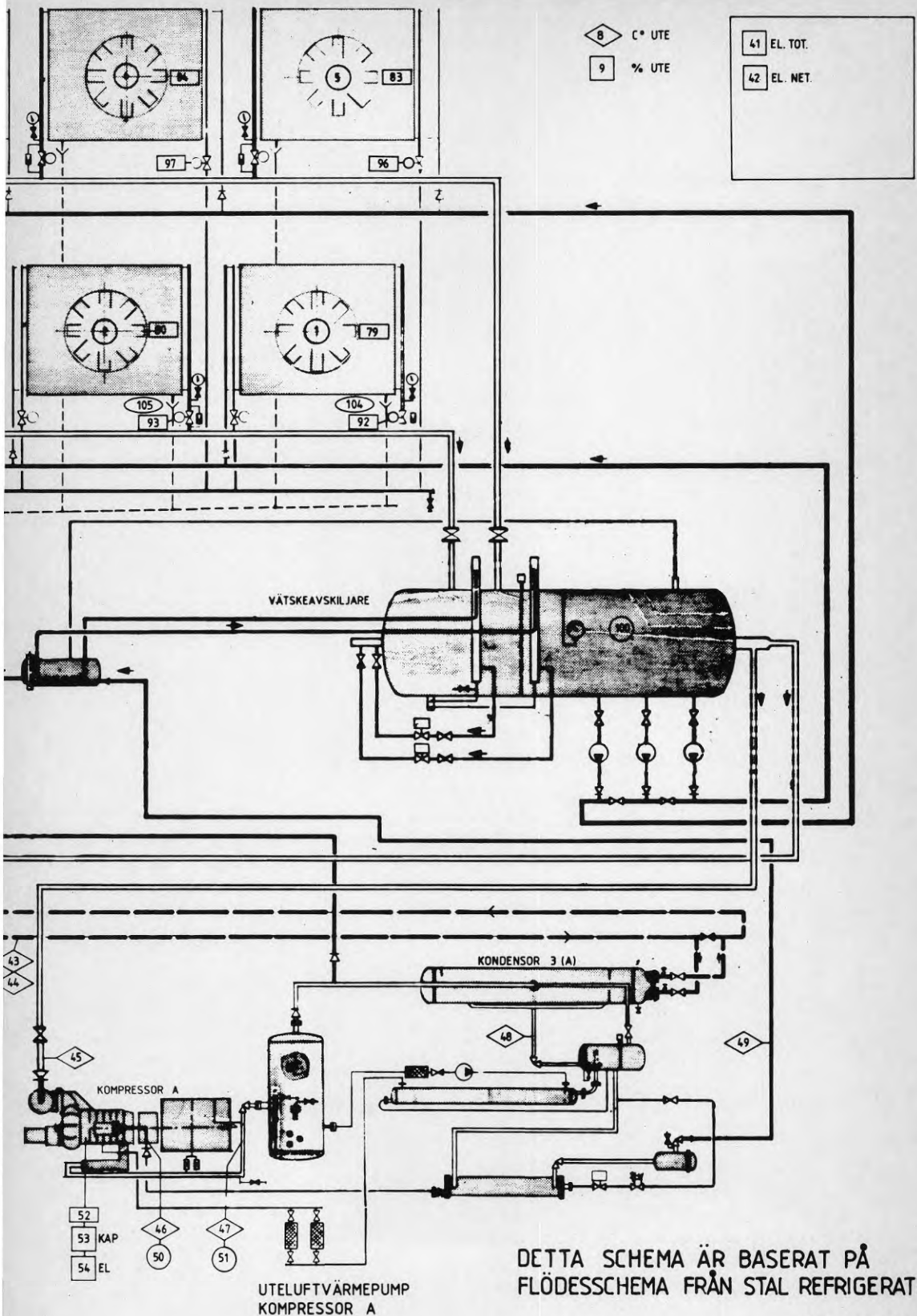
<u>Index</u> <u>nr</u>	<u>Beteckning</u>	<u>Benämning</u>	<u>Mätnog-</u> <u>grannhet</u>	<u>Anm</u>
8	CTL 900	Temp uteluft	± 0,1°C	
9	CRL 900	Fukt uteluft		2
11	STV 6011	Temp fjärrv retur	± 0,1°C	
12	STV 6012	Temp fjärrv retur	± 0,1°C	
13	STV 6013	Temp fjärrv retur	± 0,1°C	
14	STV 6021	Temp fjärrv framledn.	± 0,1°C	
15	STV 6022	Temp fjärrv framledn.	± 0,1°C	
16	STV 6023	Temp fjärrv framledn.	± 0,1°C	
17	STV 6031	Temp fjärrv ack. retur	± 0,1°C	
18	STV 6032	Temp fjärrv ack. retur	± 0,1°C	
19	STV 6041	Temp fjärrv ack. fram	± 0,1°C	
20	SFV 6042	Temp fjärrv ack. fram	± 0,1°C	
21	SFV 6051	Temp fjärrv 3-vägsventil	± 0,1°C	
22	SFV 6052	Temp fjärrv 3-vägsventil	± 0,1°C	
23	SFV 6061	Temp värmeb. e värmepump	± 0,1°C	
24	SFV 6062	Temp värmeb. e värmepump	± 0,1°C	
25	SFV 6071	Temp värmeb. f grund-VP	± 0,1°C	
26	SFV 6072	Temp värmeb. f grund-VP	± 0,1°C	
27	SFV 6081	Temp värmeb. e värmepump	± 0,1°C	
28	SFV 6082	Temp värmeb. e värmepump	± 0,1°C	
29	SFV 6091	Temp fjärrv. f oljepump	± 0,1°C	
30	SFV 6092	Temp fjärrv. f oljepump	± 0,1°C	
31	SFV 601	Flöde fjärrv. retur		3
32	SFV 602	Flöde från värmepump		3
35	SHP 602	Drifftid fjärrv. pump 1	± 20 s	4
36	SHP 603	Drifftid fjärrv. pump 2	± 20 s	4
37	SHP 604	Drifftid värmeb. pump 1	± 20 s	4
38	SHP 605	Drifftid värmeb. pump 2	± 20 s	4
39	SFO 6011	Oljemängd panna 1	± 5 %	
40	SFO 6012	Oljemängd panna 2	± 5 %	
41	SEE 901	Elenergi totalt		Anm.
42	SEE 902	Eleffekt netto		Anm.
43	ATV 6011	Temp värmeb. f kond A	± 0,1°C	
44	ATV 6012	Temp värmeb. f kond A	± 0,1°C	
45	ATR 301	Temp R12 LP kompr A	± 0,3°C	
46	ATR 303	Temp R12 MP kompr A	± 0,1°C	
47	ATR 304	Temp R12 HP kompr A	± 0,1°C	
48	ATR 306	Temp R12 e kond A	± 0,1°C	

<u>Index nr</u>	<u>Beteckning</u>	<u>Benämning</u>	<u>Mätnoggrannhet</u>	<u>Anm</u>
49	ATR 308	Temp R12 e ekonomiser A	± 0,1°C	
50	APR 303	Tryck R12 MP kompr A		5
51	APR 304	Tryck R12 HP kompr A		5
52	AHK 301	Tid kompr A	± 20 s	4
53	ALL 301	Slidläge kompr A	± 5 %	
54	AEK 301	Elenergi kompr A		
56	BTV 6011	Temp värmeb. f kond B	± 0,1°C	
57	BTV 6012	Temp värmeb. f kond B	± 0,1°C	
58	BTR 301	Temp R12 LP kompr B	± 0,3°C	
59	BTR 303	Temp R12 MP kompr B	± 0,1°C	
60	BTR 304	Temp. R12 HP kompr B	± 0,1°C	
61	BTR 306	Temp R12 e kond. B	± 0,1°C	
62	BTR 308	Temp R12 e ekonomiser B	± 0,1°C	
63	BPR 303	Tryck R12 MP kompr B		5
64	BPR 304	Tryck R12 HP kompr B		5
65	BHK 301	Tid kompr B	± 20 s	4
66	BLL 301	Slidläge kompr B	± 5 %	
67	BEK 301	Elenergi kompr B		
79	CHF 201	Tid fläkt 1	± 20 s	4
80	CHF 202	Tid fläkt 2	± 20 s	4
81	CHF 203	Tid fläkt 3	± 20 s	4
82	CHF 204	Tid fläkt 4	± 20 s	4
83	CHF 205	Tid fläkt 5	± 20 s	4
84	CHF 206	Tid fläkt 6	± 20 s	4
85	CHF 207	Tid fläkt 7	± 20 s	4
86	CHF 208	Tid fläkt 8	± 20 s	4
87	CHF 211	Tid fläkthastighet 60 %	± 20 s	4
88	CHF 212	Tid fläkthastighet 75 %	± 20 s	4
89	CHF 213	Tid fläkthastighet 100 %	± 20 s	4
92	CLV 301	Tid hetgasventil 1	± 20 s	4
93	CLV 302	Tid hetgasventil 2	± 20 s	4
94	CLV 303	Tid hetgasventil 3	± 20 s	4
95	CLV 304	Tid hetgasventil 4	± 20 s	4
96	CLV 305	Tid hetgasventil 5	± 20 s	4
97	CLV 306	Tid hetgasventil 6	± 20 s	4
98	CLV 307	Tid hetgasventil 7	± 20 s	4
99	CLV 308	Tid hetgasventil 8	± 20 s	4

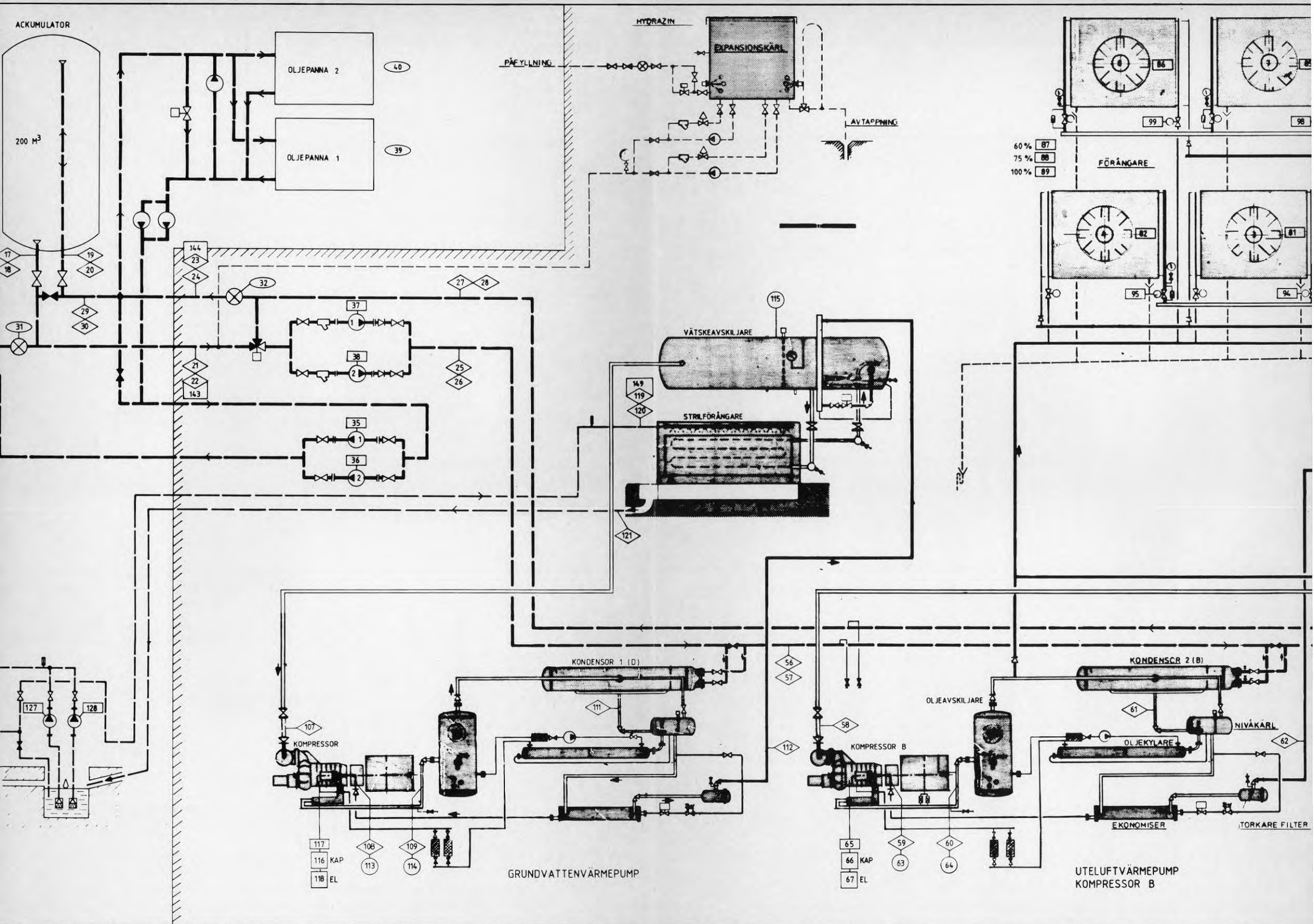
<u>Index</u> <u>nr</u>	<u>Beteckning</u>	<u>Benämning</u>	<u>Mätnog-</u> <u>grannhet</u>	<u>Anm</u>
100	CPR 301	Tryck vätskeavsk.		5
101	CHP 301	Tid köldm. pump 1	± 20 s	4
102	CHP 302	Tid köldm. pump 2	± 20 s	4
103	CHP 303	Tid köldm. pump 3	± 20 s	4
107	DTR 301	Temp R12 LP kompr	± 0,3°C	
108	DTR 303	Temp R12 MP kompr	± 0,1°C	
109	DTR 304	Temp R12 HP kompr	± 0,1°C	
111	DTR 306	Temp R12 e kond	± 0,1°C	
112	DTR 308	Temp R12 f ekonomiser	± 0,1°C	
113	DPR 303	Tryck R12 MP kompr		5
114	DPR 304	Tryck R12 HP kompr		5
115	DPR 305	Tryck R12 vätskeavsk.		5
116	DLL 301	Slidläge kompr	± 5 %	
117	DHK 301	Tid kompr	± 20 s	4
118	DEK 301	Elenergi kompr		
119	DTV 2031	Temp grundv f förångare	± 0,1°C	
120	DTV 2032	Temp grundv f förångare	± 0,1°C	
121	DTV 2041	Temp grundv e förångare	± 0,1°C	
123	DFV 201	Flöde ink. grundv	± 1 %	
124	DFV 203	Flöde utg. grundv	± 2 %	
125	DDV 201	Nivå grundvattenbrunn	± 5 %	
126	DHP 201	Tid grundvattenpump	± 20 s	4
127	DHP 202	Tid infiltrationspump 1	± 20 s	
128	DHP 204	Tid infiltrationspump 2	± 20 s	
129	DDV 205	Nivå infiltrationsbassäng	± 5 %	
130	DTV 205	Temp infiltrationsbassäng	± 0,1°C	

Anmärkningar







- 1 Beräknade värden, se nedan.
- 2 Fuktgivaren har vid ett flertal tillfällen visat sig otillförlitlig.
- 3 Flödesmätaren var kalibrerad från fabrik före leverans. Mätfelet är mindre än $\pm 0,5 \%$ för respektive mätare. Någon demontering av mätarna för kontroll har ej utförts.
En kontrollmätning med flödesmätarna GF1 och GF2 seriekopplade i anläggningen genomfördes i juni 1984. Skillnaden mellan mätarna var då mindre än 1 %.
- 4 Tidsavvikelsen 20 s är ej relaterad till mättidens längd. Oavsett om det är 30 s, 3 600 s eller ett år som skall mätas är mätavvikelsen inom ± 20 s.
- 5 Tryckgivarna har i samband med långtidsmätningar uppvisat högst varierande avvikelser på grund av vibrationer.
Det är endast direkt efter kalibrering i samband med intensivmätningar som vi vågat lita på tryckgivarna.

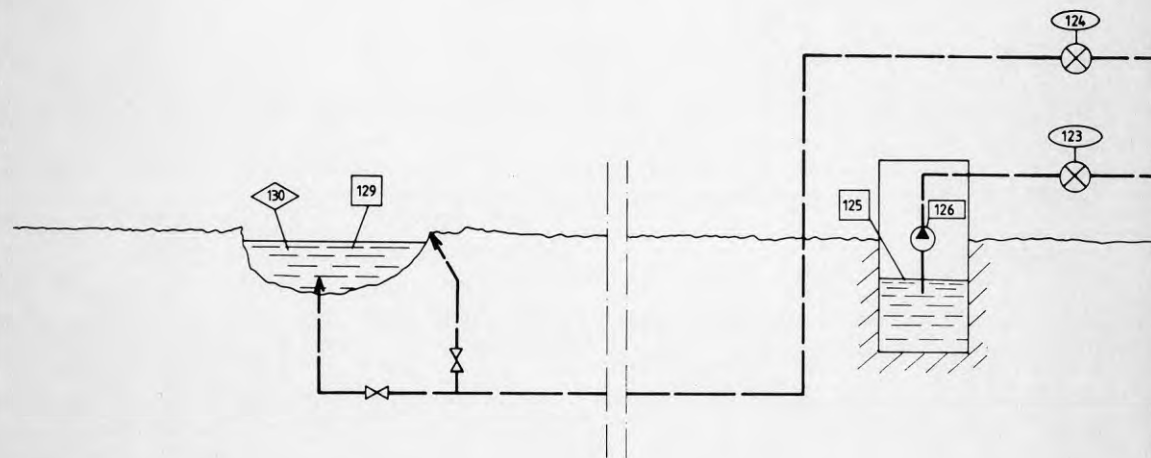
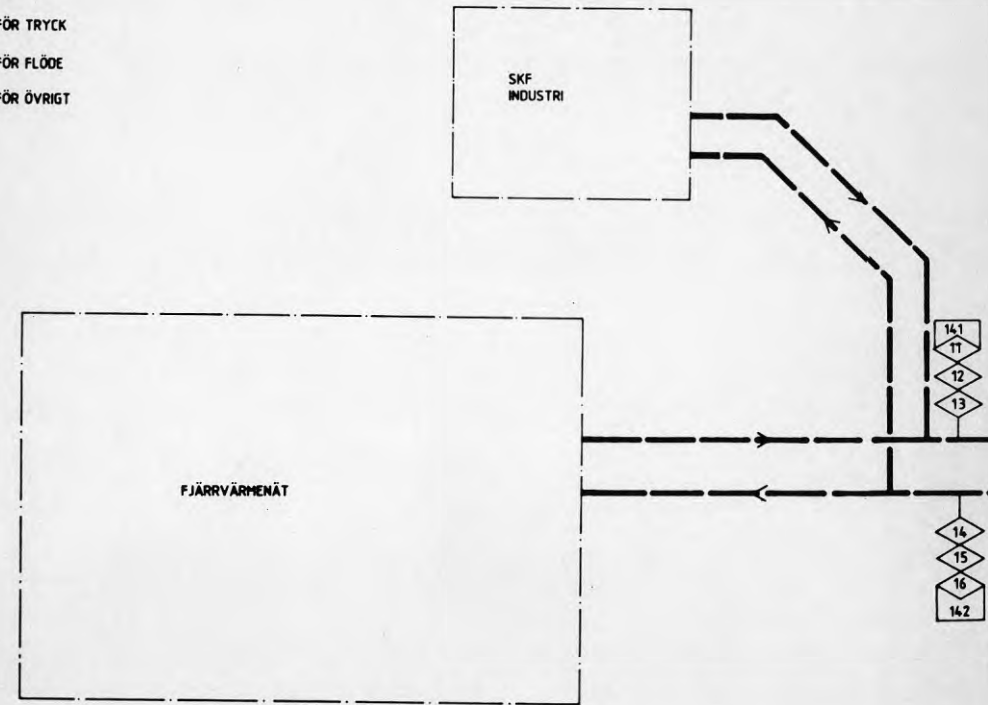


DETTA SCHEMA ÄR BASERAT PÅ
FLÖDESSCHEMA FRÅN STAL REFRIGERATION



MÄTGIVARE (MCE)

-  SYMBOL FÖR TEMPERATUR
-  SYMBOL FÖR TEMPERATUR, MEDELVÄRDE
-  SYMBOL FÖR TID
-  SYMBOL FÖR TRYCK
-  SYMBOL FÖR FLÖDE
-  SYMBOL FÖR ÖVRIGT



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 830860-7
från Statens råd för byggnadsforskning till Scandiaconsult AB,
Stockholm.**

7

R38: 1989

ISBN 91-540-5040-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6709038

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna**

Cirka pris: 70 kr exkl moms