



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

R29:1989

REF/
Sbl

Visby värmepump

Utvärdering

Henrik Enström
Madelaine Nilsson

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac

Ser

Byggforskningsrådet

R29:1989

VISBY VÄRMEPUMP

Utvärdering

Henrik Enström
Madelaine Nilsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
840761-6 från Statens råd för byggnadsforskning
till Skandinavisk Termoekonomi AB, Stockholm.

REFERAT

Rapporten redovisar Visby värmepumps driftsresultat under två års drift. Värmepumpens värmeavgivning och värmefaktor redovisas. Faktorer som har inverkat negativt på tillgängligheten har också dokumenterats.

Resultaten riktar sig till kommuner, värmeverk, konsulter, forskare m fl. Visby värmepump ingår tillsammans med tre andra projekt i ett paket behandlade stora värmepumpar med avloppsvatten och/eller havsvatten som värmekälla och fjärrvärme som värmesänka.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R29:1989

ISBN 91-540-5020-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1989

INNEHÅLLSFÖRTECKNING	Sida
SAMMANFATTNING	4
1. INLEDNING	7
2. ANLÄGGNINGSBESKRIVNING	8
2.1. Värmeupptagning	8
2.2. Värmeavgivning	9
2.3. Ingående komponenter	10
2.3.1. Kompressor	10
2.3.2. Kondensor och underkylare	10
2.3.3. Ekonomiser	11
2.3.4. Vätskeavskiljare	11
2.3.5. Förångare	12
2.3.6. Oljesystem	12
2.3.7. Elmotor	12
2.3.8. Reglering	13
2.4. Köldmedium	13
2.5. Styrning och drifrutiner	14
3. MÄTPROGRAM OCH UTVÄRDERING	16
3.1. Mätdatainsamling	16
3.1.1. Mätosnoggrannhet	16
3.2. Utvärdering	18
4. SYSTEMPRESTANDA	19
4.1. Drifftid	19
4.2. Värmeavgivning	21
4.2.1. Värmeavgivning sfa spillvattentemperatur	22
4.3. Värmefaktor, (COP ₁)	23
4.3.1. Värmefaktor sfa spillvattentemperatur	24
5. KOMPONENTPRESTANDA	25
5.1. Carnotsk verkningsgrad	25
5.2. Värmefaktorns verkningsgrader	26
5.3. Förångarnas kA-värde	28
6. VÄRMESÄNKA	30
7. VÄRMEKÄLLA	33
8. EKONOMI	36
9. LITTERATURREFERENSER	37
BILAGSFÖRTECKNING	38

SAMMANFATTNING

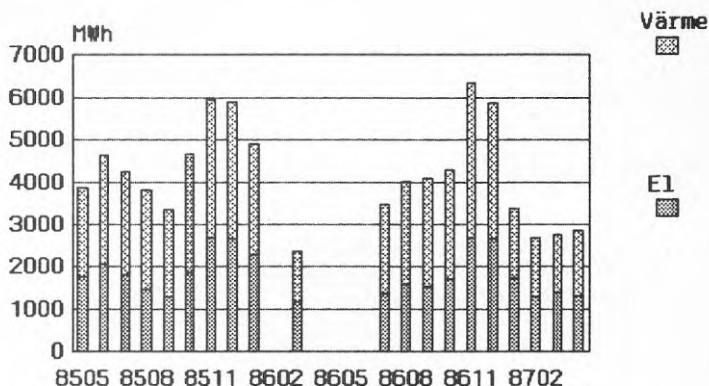
Visby värmepump installerades 8310 av Stal Refrigeration AB. Anläggningen försör Visby stad, via fjärrvärmenät, med värme. Vid behov avges även värme, till fjärrvärmenätet, från oljepannor, elpannor och från ett dieselmotorsverk.

Värmepumpanläggningen består av två identiska men separerade system. Anledningen till att anläggningen består av två system är dels ur driftsäkerhetssynpunkt och för att erhålla en vettig reglering. Varje system innefattar en strilförångare, skruvkompressor, tvåströms tubkondensator, underkylare och ekonomiser.

En speciell egenhet med denna anläggning är att den utnyttjar två värmekällor: renat avloppsvatten och havsvatten. Denna vattenblandning kallas spillvatten, (ca +1–18 °C), och består till största delen av havsvatten då tillgången på avloppsvatten inte är så god. Temperaturen sjunker med i genomsnitt 1.5–2.0 °C vid vattnets passering över förångarna. Värme avges till fjärrvärmesystemets returledning (55–60 °C). Värmepumpen höjer fjärrvärmevattnets temperatur med ca 20 °C.

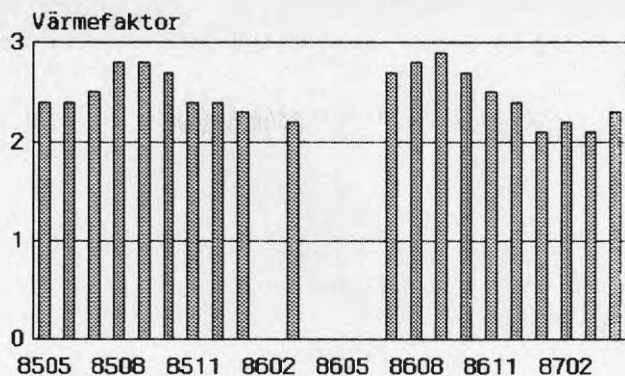
En omfattande mätinsamling har utförts under två års drift. Data från ett sjuttiofem stortal har kontinuerligt lagrats varje timme och insamlats av Mätcentralen för Energiforskning, MCE vid KTH Stockholm. Totalt finns mer än 1 200 000 mätdata tillgängliga vid MCE.

Figur S.1 visar hur stor del av den till fjärrvärmenätet avgivna värmen som är uppoffrad elenergi. I denna el ingår både kompressorel och el till värmepumpens kringutrustning. Uteblivna staplar beror på trasig flödesmätare samt avsaknad av mätdata.

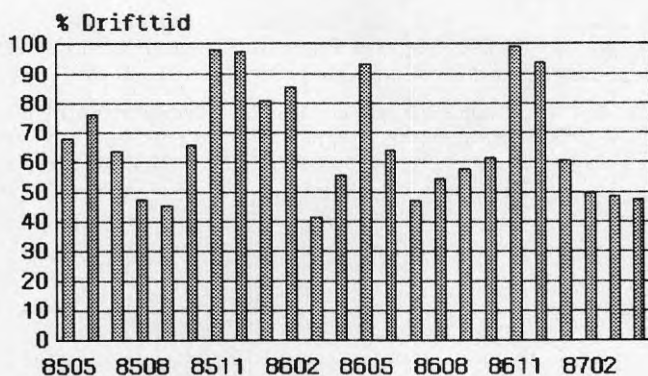


Figur S.1. Avgiven värmeenergi och uppoffrad elenergi under perioden 850501–870430.

I figur S.2 visas värmefaktorn relaterad till kompressorernas elmotorer. Genomsnittliga medelvärdet på värmefaktorn under mätperioden är 2.5. Figur S.3 visar medelvärdet av drifttiden för de båda aggregaten. Drifttiden är framräknad i procent av kalendertid.



Figur S.2. Månadsmedelvärden av värmefaktorn under perioden 850501-870430.



Figur S.3. Drifttid för båda aggregaten under perioden 850501-870430.

Drifttiden för värmepumpen har, i genomsnitt under mätperiodens två år, varit 66.7 %. Den största orsaken till stillestånd har varit komponentfel i anläggningen. Felen har främst uppstått vid överföringen elmotor-växel-kompressor. Främsta orsaken har varit vibrationer i kompressorblocken och upprepade växelhaverier. Andra problem med driften är att filter och strilrör till förångare täpps igen av alger och dylikt som förekommer i spillvattnet. Detta medför att strilrör och framförallt filter måste rensas för hand, speciellt under sensommar och höst då alg tillväxten är störst. Vattenflödet över förångarna minskar och fördelas ojämnt då strilrören täpper igen. Detta medför att värmeövergången försämras. På sommaren är endast ett aggregat i drift pga lågt värmebehov. En annan vanlig begränsande faktor är att värmepumpen stoppas vid dieseldrift då den blir överflödigt pga att spillvärme tas tillvara från dieselmotorerna och avges till fjärrvärmenätet.

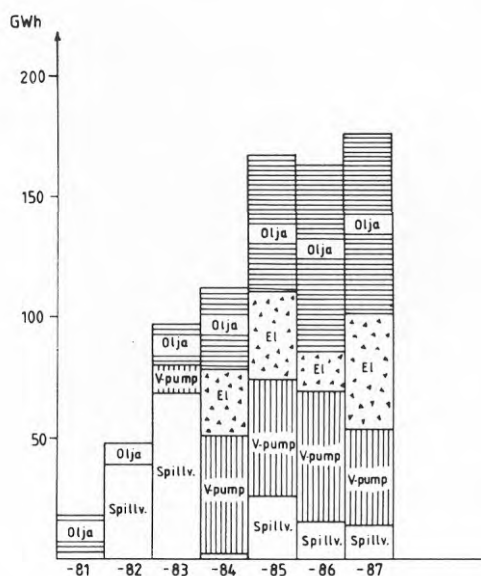
Vintertid, då vattentemperaturen närmar sig +1 °C, sker nedreglering pga risk för påfrostning.

Mätprogrammet har innefattat flera storheter internt i köldmedie-kretsen. Detta ger bl a möjlighet till studium av processen och enskilda komponenter utan hänsyn till köld- och värmebärarsidans aktuella inverkan, vilket förhöjer resultatets generalitet.

Som köldmedium används R12. Utsläpp av köldmedium har årligen varit 8.7 % av driftsfyllningen. Två stora incidenter med CFC-utsläpp har inträffat. Dessa borträknade ger ett grundläckage på ca 5 %.

Investeringskostnaden uppgick 1983 till ca 28.5 Mkr. Låg drifttid, låg värmefaktor, pga hög värmeavgivningstemperatur, och låga oljepriser har resulterat i ett förhållandevis dåligt ekonomiskt resultat.

I figur S.4 visas värmeproduktionens fördelning under sju års tid. Spillvärme är den värme som tas tillvara från dieselmotorerna och avges till fjärrvärmenätet.



Figur S.4. Värmeproduktionens fördelning i Visby 1981–1987.

1. INLEDNING

Visbys värmepump är en av de första i sitt slag som utnyttjar både avlopps- och havsvatten som värmekälla. Liknande anläggningar finns i Sala och i Värtan, Stockholm.

I Byggforskningsrådets regi startades flera utvärderingsprojekt av stora värmepumpar för att jämföra olika anläggningars tekniska och ekonomiska egenskaper. Denna rapport behandlar ett av dessa projekt. Syftet med projekten är bl a att utvärderingen ska ske på ett likartat sätt för att öka jämförbarheten mellan anläggningarna.

Rapporten beskriver anläggningen och redovisar driftresultat och erfarenheter under två års drift. Totala systemdata såsom t ex värmefaktorer och effekter redovisas. Då mätprogrammet även omfattar storheter internt i köldmediekretsen har prestanda relaterade till processens förångnings- och kondenseringsstemperaturer framtagits.

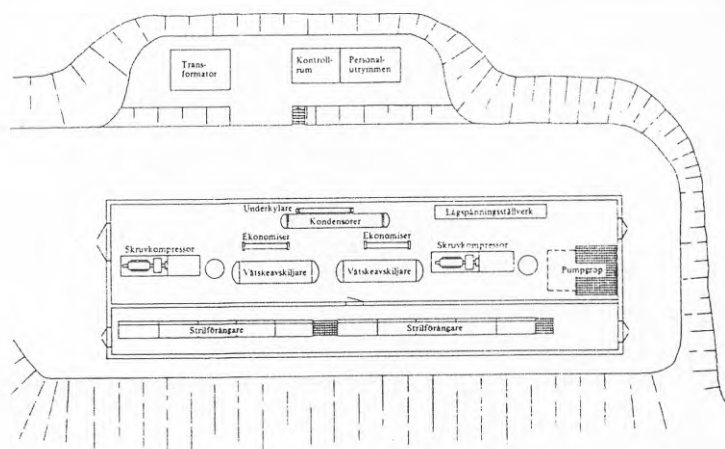
Resultatet från utvärderingen har tidigare presenterats vid den XVI:e Internationella Kylkongressen i Paris 1983, vid ett tysk-svenskt seminarium i München 1986 samt vid den XVII:e Internationella Kylkongressen i Wien 1987.

Denna rapport baseras till stor del på ett examensarbete i Kylteknik av Madelaine Nilsson, KTH.

Ett stort tack till alla som har bidragit till denna rapports genomförande. Framförallt personalen vid Mätcentralen för Energiforskning, MCE vid KTH, och personalen på kraftvärmestationen vid Gotlands Energiverk AB, GEAB.

2. ANLÄGGNINGSBESKRIVNING

Värmepumpenläggningen i Visby är uppbyggd kring två stycken skruvkompressorer, typ SVR 93EB, av fabrikat Stal Refrigeration. Kompressorerna har ekonomiserkoppling och arbetar med R12 som köldmedium. Förångarna är av strilvattentyp. Figur 2.1 visar en översiktsplan över värmepumpverket, som är beläget vid havet strax söder om Visby hamn.



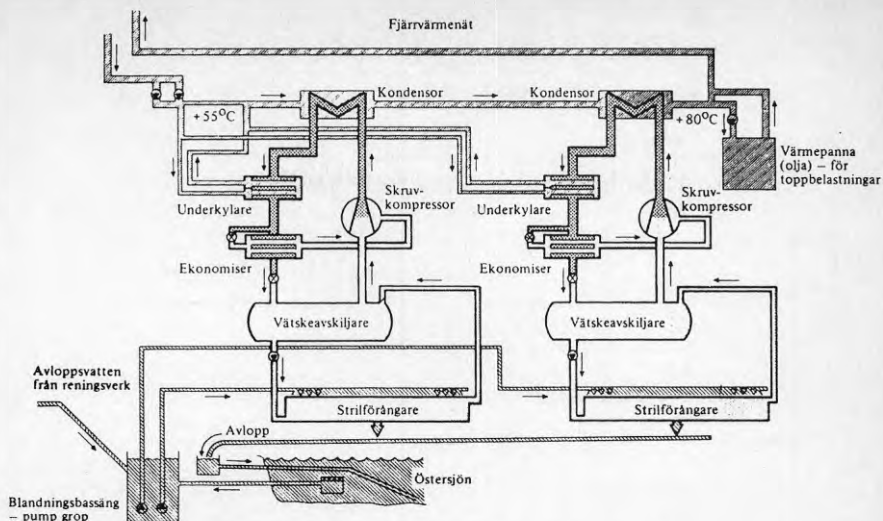
Figur 2.1. Värmepumpverket.

En blandning av havsvatten, från Östersjön, och renat avloppsvatten, från det närbelägna reningsverket, pumpas via en pumpgröpp till förångarna, där värme avges till köldmediet varefter det avkylda vattnet leds till havet.

I kondensorererna och underkylarna överförs den upptagna energin till fjärrvärmenätet. Anläggningens principalschema framgår av figur 2.2. Dimensionerande data finns i bilaga 1.

2.1 Värmeupptagning

Spillvattnet, (en blandning av havsvatten och renat avloppsvatten), består till största delen av havsvatten då tillgången på avloppsvatten inte är så god. Spillvattentemperaturen varierar cykliskt över året. Temperaturen varierar även över dygnet. Spillvattnet pumpas från en pumpgröpp via backspolningsfilter till strilförångarna där köldmediet förångar under värmeupptagande. Vattnets temperatur sänks vid passering över förångarna med ca 1.5 °C. Därefter förs det kylda spillvattnet via en ränna ut i havet.



Figur 2.2. Anläggningens principschema.

2.2 Värmeavgivning

Värmeavgivningen sker för respektive aggregat i en underkylare och i en kondensor, båda utformade som tubpannevärmeväxlare. Fjärrvärmevattnet passerar först de parallellkopplade underkylarna, sedan de seriekopplade kondensornerna. Temperaturökningen hos fjärrvärmevattnet är ca 20 °C. Flödet är i genomsnitt 100 kg/s då båda aggregaten är i drift. Värmen avges till fjärrvärmenätets retursida.

2.3 Ingående huvudkomponenter

I figur 2.3 visas köldmediesystemet och i figur 2.4 kylprocessen i köldmediediagram med driftpunkter utsatta enligt markeringar i figur 2.3.

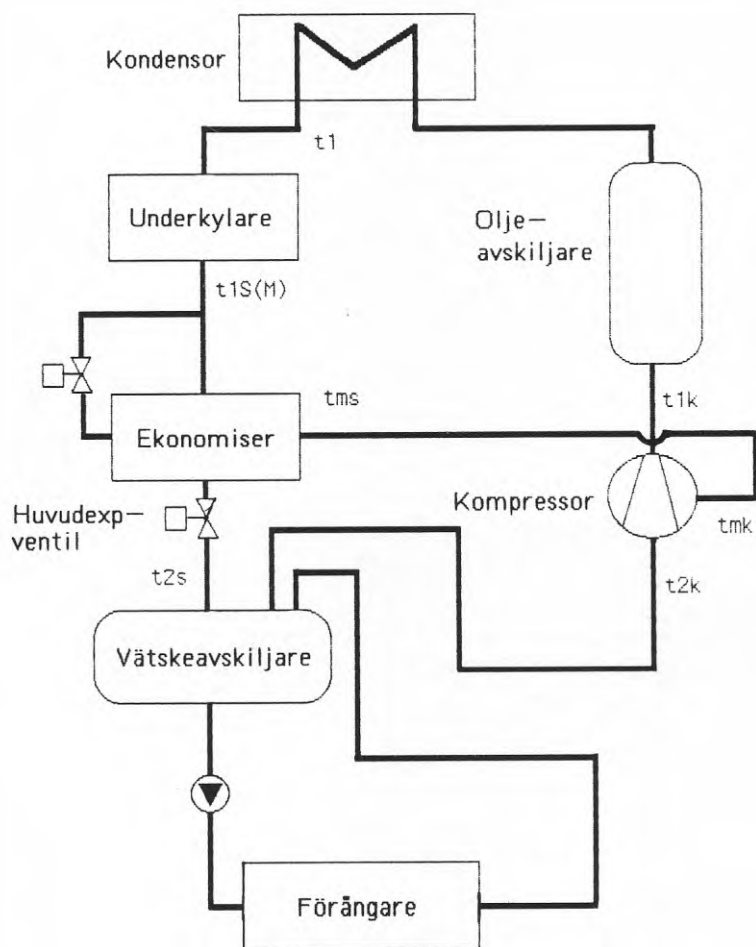
2.3.1 Kompressor

Skruvkompressorn, med oljeinsprutning, suger kall gas från vätskeavskiljaren. Kompressorn komprimerar gasen, dess temperatur och tryck höjs. Dessutom komprimeras en mindre mängd gas på mellantrycksnivån, kommande från ekonomisern. Gasen trycks sedan till oljeavskiljaren, där den olja avskiljs som blandats med gasen under kompressionen. Därefter återgår oljan via oljekylaren till kompressorn.

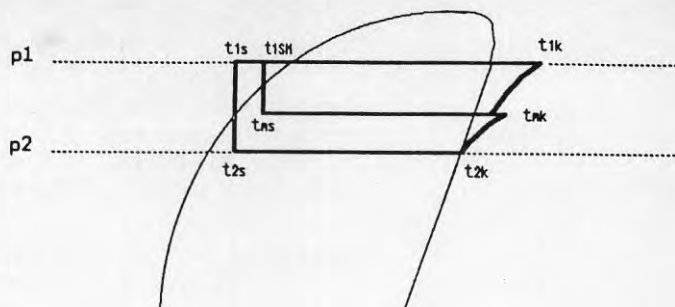
Vad gäller kompressorreglering se 2.3.8.

2.3.2 Kondensor och underkylare

Den varma högtrycksgasen trycks till kondensorn där gasen kondenserar under värmeavgivande till värmebäraren. Vätskenivån i kondensorn hålls



Figur 2.3. Principupbyggnad-köldmediesystemet



Figur 2.4. Värmepumpprocessen i köldmediediagram.

konstant med hjälp av en nivågivare, som i sin tur styr huvudexpansionsventilen. Om nivån ökar öppnas expansionsventilen och mer vätska dräneras till vätskeavskiljaren.

Från kondensorn dräneras vätskan till underkylaren, där köldmedievätskan underkyls under kondenseringstemperaturen av inkommande värmebärare och ytterligare värme avges. Värmeväxlarna är tubpannor där vattnet leds i tuberna.

Underkylning av köldmediet medför att andelen vätska i vätskegasblandningen efter huvudexpansionsventilen ökar. Detta innebär att värmeupptagningen i förångaren ökar, vilket även medför att avgiven värmeeffekt och värmefaktor, COP_1 , ökar.

2.3.3 Ekonomiser

Via ekonomisern dräneras den underkylda vätskan till vätskeavskiljaren. Ekonomisern är en tubpannevärmeväxlare där huvudflödet av köldmediet underkyls medan ett delflöde förångas vid värmeväxling med huvudflödet, då detta avger värme till delflödet. Delflödets tryck sänks till en mellantrycksnivå vid passering av expansionsventilen. Från ekonomisern leds den bildade gasen in till kompressorns ekonomisersugport. Genom att kompressorn kan komprimera gas från två trycknivåer, kan förloppet delas upp enligt figur 2.4. Såväl värmeeffekt som värmefaktor ökar vid användning av ekonomiser då en ytterligare underkylning av köldmedievätskan sker, (se 2.3.2 angående underkylning). Det krävs även mindre kompressorarbete att komprimera gasen från mellantrycksnivån än från lågtrycksnivån vilket gynnar värmefaktorn.

2.3.4 Vätskeavskiljare

Till vätskeavskiljaren kommer den underkylda vätskan via oljeåterföraren, torkarfiltret och huvudexpansionsventilen, där en sänkning av köldmediets tryck och temperatur sker vid konstant entalpi.

Vätskeavskiljarens uppgift är att skydda kompressorn mot insugning av större vätskemängder. Från vätskeavskiljaren pumpas kall lågtrycksvätska till förångarna med hjälp av köldmediepumparna. Från förångarna kommer en vätske-gasblandning i retur. Gasen sugas sedan tillbaka till kompressorn.

2.3.5 Förångare

Strilförångarna består av parallella förångarplattor där köldmediet strömmar inuti plattorna och vattnet strilas på utsidan.

Vätskan från vätskeavskiljaren pumpas in i botten på förångarplattorna. Köldmedievätskan kommer genom avkokning att uppta värme från vattnet som rinner på utsidan av plattorna och en del av köldmedievätskan förångas. Vätske-gasblandningen går sedan tillbaka till vätskeavskiljaren från toppen av förångarplattorna.

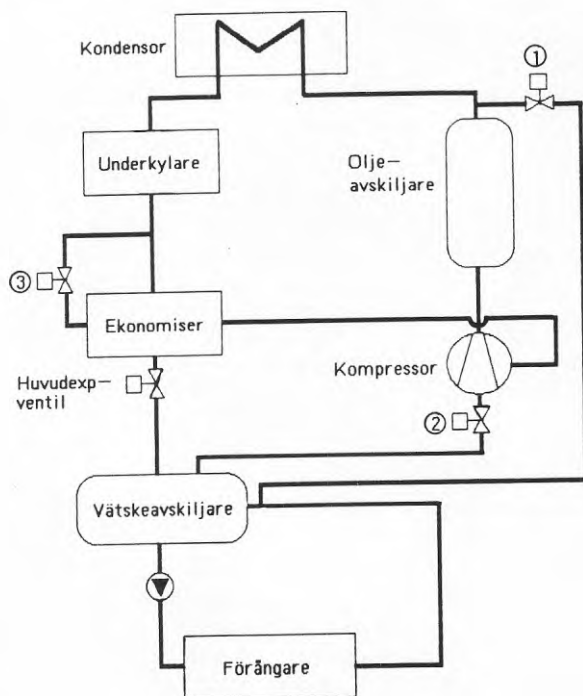
Värmeupptagningen sker således under så kallad icke fullständig förångning med pumpcirkulation. Cirkulationstalet är strax under 2.

2.3.6 Oljesystem

Oljesystemets uppgift är att kyla och smörja rotorerna samt att täta mot läckage av köldmedium, samtidigt som temperaturen på detta sänks. Efter kompressorn finns en oljeavskiljare vars uppgift är att separera den oljemängd som medföljer köldmediegasen ut ur kompressorn. Kompressoraggregatets olja kyls i den köldmediekylda oljekylaren.

2.3.7 Elmotor

Kompressorn är kopplad via en kuggväxel med utväxling 1:2.07 till en släppringad trefasmotor. Kompressorns varvtal blir därmed 3084 rpm. Växeln kyls av olja, som i sin tur kyls av fjärrvärmevattenreturen.



Figur 2.5. Reglering av värmepumpen.

2.3.8 Reglering

Anläggningens kompressorkapacitet styrs från ett PC-system. Kompressornas kapacitet styrs i tre steg, se figur 2.5.

① Reglering av överblåsning mellan hög- och lågtryckssida.

Överblåsningsventilen som används vid start reglerar från 0 till 30 % på sugventilen. Vid stigande kapacitetsbehov stängs ventilen.

② Reglering av kompressornas sugventil

Som andra steg regleras på kompressornas sugventil, placerad precis innan kompressorn. Genom att strypa på sugventilen sänks kompressornas förångningstryck vilket i sin tur medför att kompressornas kapacitet minskar. Samtidigt leder det lägre förångningstrycket till försämrade värmefaktor.

③ Reglering av ekonomiserventilen

Ekonomiserventilen har alltid stängningssignal tills villkoren "kompressor i drift" och "sugventil öppen" är uppfyllda.

Ventilen styrs med avseende på tre villkor.

- Kapacitetsstyrning, styrsignal erhålles från PC-systemet.
- Överhettningssvakt, så att inte vätska sugas till kompressorn.
- Strömbegränsning

Huvudflödet genom ekonomisern underkyls medan ett delflöde värmeväxlas med detta huvudflöde. Genom att öka eller minska mängden på delflödet som sprutas in i ekonomisern regleras kompressorn.

Kompressorerna styrs i serie. Vid stora temperaturändringar på medierna vid värmepumpens kalla eller varma sida är det fördelaktigt att seriekoppla flera värmepumpar. I detta fall är värmepumpen seriekopplad på varma sidan och parallellkopplad på kalla sidan.

Tekniska data över vissa ingående komponenter återfinns i bilaga 2.

2.4 Köldmedium

Som köldmedium används R12, vars ångtryckskurva har mycket lämplig karaktäristik för kondensering vid höga temperaturer (70–80 °C). Vid lägre kondenseringstemperaturer, (50–60 °C), används ofta R22, som har högre volymetrisk köldalstring.

I varje aggregat finns ca 13 ton köldmedium.

Läckage av CFC från installation och idrifttagning och fyra och ett halvt år framåt är ca 11 ton. Detta innebär ett årligt utsläpp på 8.7 % av driftsfyllningen. Två stora incidenter med CFC-utsläpp har inträffat. Det första 860301 vid haveri i aggregat B då 3.25 ton släpptes ut. Detta pga att vibrationer från elmotor-växel-kompressor medförde drift av inställt bryttryck på högtryckspressostaten så att säkerhetsventilerna

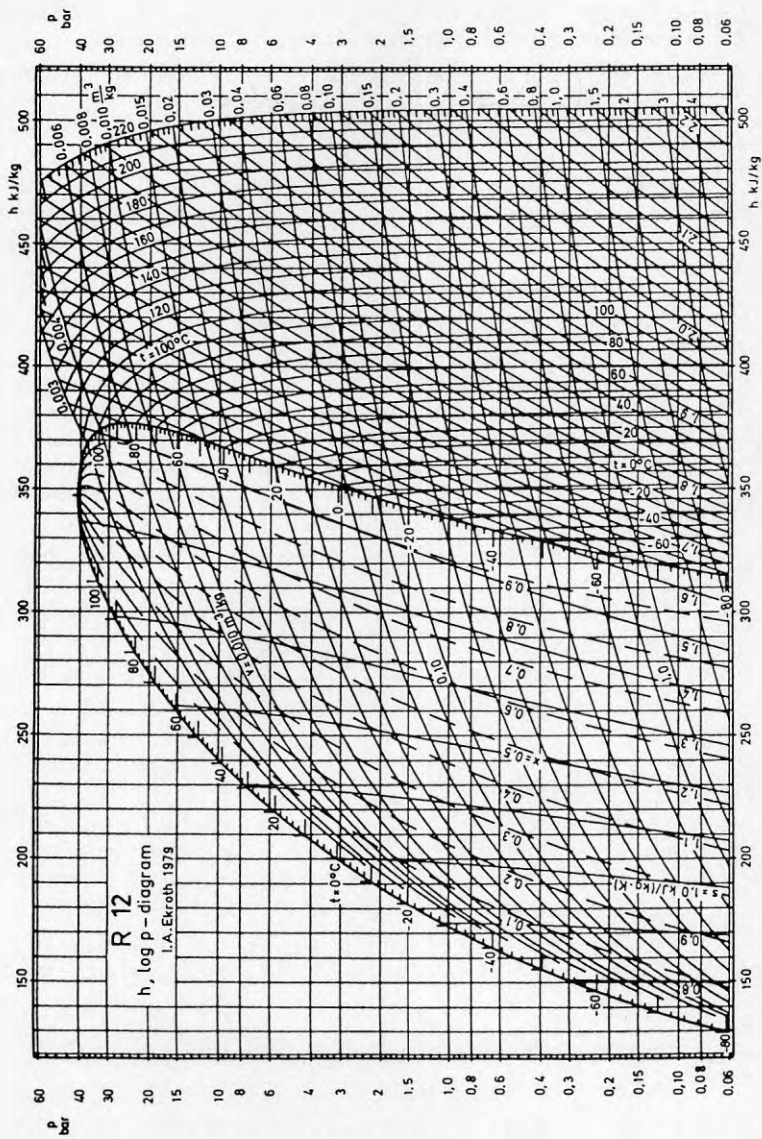
öppnade. Det andra 871019 vid arbeten i aggregat B då 1.2 ton läckte ut. Övriga läckage har varit småläckage. De stora läckagetillfällena borträknade ger ett "grundläckage" på ca 5 %.

I figur 2.6 visas ett köldmediediagram för R12.

2.5 Styrning och drifrutiner

Värmepumpen övervakas och styrs från kontrollrummet vid GEAB:s kraftvärmestation. Rondering sker en gång per dygn och vid larm kan personal med kort varsel undersöka anläggningen.

Driftjournaler förs regelbundet av driftpersonalen, som avläser driftinstrumenten och noterar händelser som stör driften.



Figur 2.6. Köldmediadiagram för R12.

3. MÄTPROGRAM OCH UTVÄRDERING

Mätprogrammet mäter ca 75 storheter som under mätperiodens två år, från maj-85 till april-87, kontinuerligt samlats in.

I programmet ingår mätning av temperaturer, tryck, flöden, energier, drifttider samt lägen. Figur 3.1 redovisar mätpunktsplacering samt typ av mätpunkt. Förutom de markerade mätpunkterna i figuren så mäts även respektive aggregats sugventil- och ekonomiserventilläge. Mätningarna omfattar både köldmediekretsen och vattensidorna. Detta innebär att hela värmepumpcykeln kan kontrolleras både primärt och sekundärt.

3.1 Mätdatainsamling

Mätcentralen för Energiforskning, MCE vid KTH Stockholm, har utfört insamlingen av mätdata. En mätdator vid värmepumpen avkänner samtliga givare var femte minut, mätvärdena omvandlas till fysikaliska storheter, och lagras i primärminnet. Dessa data omarbetas varje timme till medelvärden och summer, vilka sedan lagras på en skiva, och en ny mätcykel kan lagras i primärminnet. Skivan rymmer ca 14 dygns mätvärden. Det är dessa timvärden, dvs 24 värden per dygn och mätpunkt, som är åtkomliga för utvärdering.

För att följa snabba dynamiska förlopp finns även möjlighet att genomföra intensivmätningar. Vid dessa mätningar lagras varje mätpunkt på skivan, dvs med 5 minuters intervall. På bandet ryms då mätvärden från drygt 1 dygn.

Skivans innehåll läses över till ett minidatorsystem, HP1000, och mätpunkterna lagras antingen på skivminne eller magnetband.

3.1.1 Mättonoggrannhet

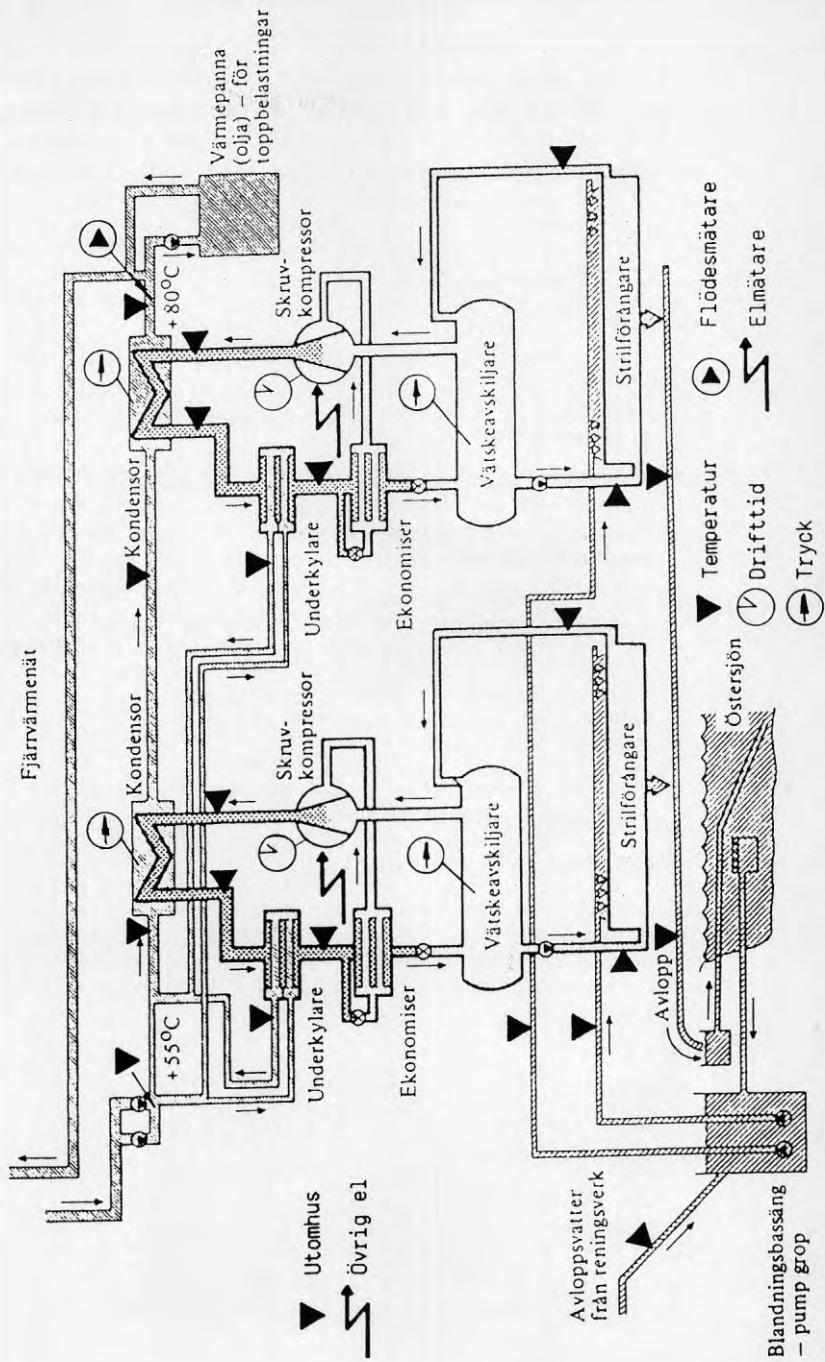
Mätstorheterna registreras var femte minut och medelvärdesbildas eller summeras varje timme. Det sker således en momentan avkänning, vilket skulle leda till stora fel vid många start och stopp. Maskinerna körs dock inte på detta sätt, utan är normalt kontinuerligt i drift.

I samband med mätstarten och under mätperioden utfördes kalibrering av utrustningen. Givarna inköptes med följande onoggrannheter:

Temperatur	± 0.1 °C
Elmätare	± 1 %
Tryck	± 0.3 %
Flöde	1-10 % ± 0.1 av skaländvärdet
	10-50 % $\pm (1 - (\text{mätvärdet}/100))$ %
	50-100 % ± 0.5 % av mätvärdet

Under mätperiodens gång har framkommit att vissa temperaturgivare inte uppfyllt kraven på onoggrannhet. Givarna har då bytts ut av MCE.

Felet i energimätningen bestäms av felet hos temperaturgivarna och flödesmätaren.



Figur 3.1. Mätpunkternas placering.

Storleken kan bestämmas med hjälp av felfortplantningsformeln:

$$\Delta\dot{Q} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{m}} \Delta(\dot{m}) + \frac{d\dot{Q}}{dc_p} \Delta(c_p) + \frac{d\dot{Q}}{d\Delta t} \Delta(\Delta t)$$

$\Delta(\dot{m})$, $\Delta(c_p)$ och $\Delta(\Delta t)$ betecknar absoluta onoggrannheten för massflödes-, värmekapacitivets- samt temperaturbestämningen. $\Delta\dot{Q}$ är den totala onoggrannheten i värmeeffektbestämningen.

Även onoggrannheten i beräkningen av värmefaktorn bestäms med hjälp av felfortplantningsformeln.

3.2 Utvärdering

Bearbetningen av mätvärden sker med hjälp av ett speciellt utvärderingsprogram, MUMS, som är ett generellt datorprogram för bearbetning och presentation av långa tidsserier av mätdata. Detta program är utvecklat vid MCE.

I detta språk finns tillgång till kommandon för att enkelt skriva ut tabeller och rita grafer. De senare ritas vanligen som funktion av tiden men kan även ritas som funktion av annan godtycklig storhet, mätt eller beräknad. För att hitta samband mellan två storheter finns möjlighet att skapa snittmängder, dvs att endast studera mätpunkter då övriga storheter ligger inom ett väl definierat intervall. Denna teknik har utnyttjats i några diagram för att påvisa beroende. Storheter som inte ingår i mätprogrammet kan dock inte utnyttjas, exempelvis köldmediemängden i värmepumpsystemet eller försmutsningens inverkan. Detta innebär att tekniken bör användas med viss försiktighet, speciellt vid långa tidsperioder.

Mätpunkter kan beräknas till ett längre intervall än 1 timme, t ex dygnsvärden. Det är speciellt väsentligt för att studera storheter som varierar med flera cykler, fjärrvärmemetemperaturen varierar t ex både över dygnet och året.

Vid utvärderingen har även grafer och beräkningar utförts vid en persondator, Apple Lisa. Mätdata har överförts via telefonmodem till persondatorn, varefter förbindelsen bryts och all utvärdering skett lokalt vid Lisa-datorn. Framtagna diagram kan sedan integreras direkt i rapporttexten.

4. SYSTEMPRESTANDA

Värmepumpenläggningens prestanda och egenskaper har i detta avsnitt studerats från sekundärsidan, dvs hur vattentemperaturer genom kondensorer och förångare förändras. Köldmediekretsen blir därmed en "svart låda", vars funktion är att värma vatten.

Värmeenergin i spillvattnet flyttas från en låg temperaturnivå i förångaren till en högre temperaturnivå i kondensorn med hjälp av mekanisk energitillförsel i kompressorn. Vid den högre nivån avges värmeenergi till fjärrvärmvattnet. Som bärare av energi utnyttjas köldmediet.

De intressanta systemprestanda är således tillgängligheten, hur mycket värme som produceras samt hur mycket energi som behöver tillföras för att klara av denna produktion.

4.1 Drifftid

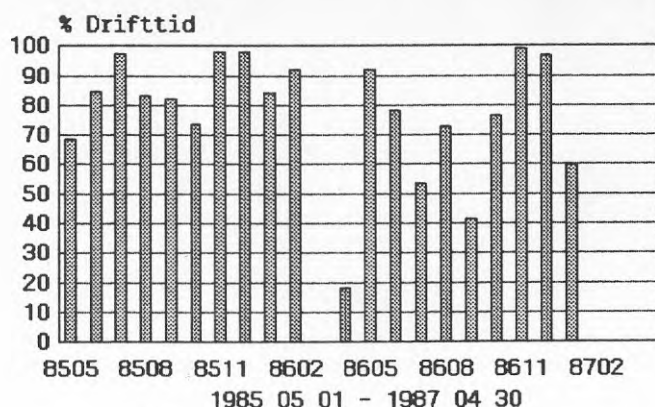
Drifftiden bestäms av värmekällans, värmesänkans, elsystemets samt av köldmediekretsens tillgänglighet. Om någon av dessa ej finns tillgänglig påverkas drifftiden.

Värmekällans temperatur och flöde är avgörande för tillgängligheten på den kalla sidan. Värmesänkans tillgänglighet innebär att returtemperaturen ej får vara högre än 70 °C samt att värmebehov i fjärrvärmesystemet måste föreligga. Köldmediekretsens tillgänglighet bestäms av maskinfel och service.

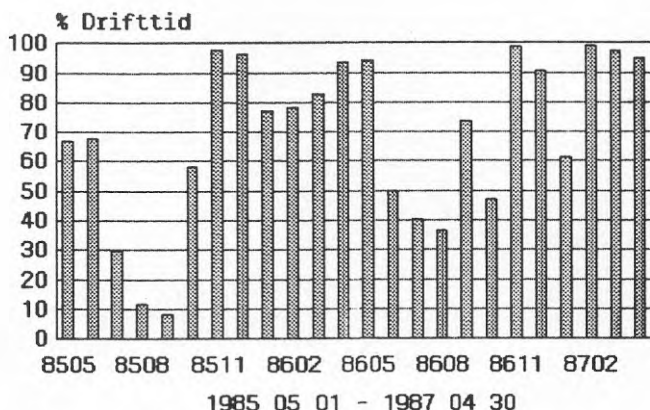
Den el som driver värmepumpen kommer via kabel från fastlandet. Om brist på denna el uppstår genereras el med hjälp av ett dieselmotorkraftverk beläget i Visby. Eftersom dieselmotorkraftverket förutom elgenerering även avger värme till fjärrvärmesystemet, genom att ta tillvara spillvärme från dieselmotorerna, stoppas värmepumpen vid dessa tillfällen.

I figurerna 4.1 och 4.2 visas drifftiderna för aggregat A och aggregat B. Aggregat A har i genomsnitt en drifftid på 64.6 % och aggregat B en drifftid på 68.7 %. Dessa drifftider är framräknade i procent av kalendertid.

Sommartid är drifftiden låg beroende på lågt värmebehov. Oftast är då bara ett aggregat i drift. Vintertid däremot är båda aggregaten i drift såvida inget fel uppstår.



Figur 4.1. Drifttiden för aggregat A.



Figur 4.2. Drifttiden för aggregat B.

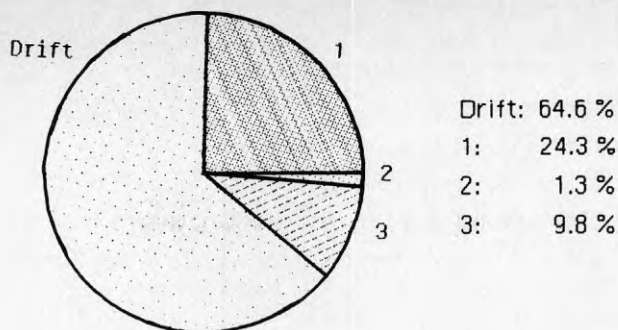
Figurerna 4.3 och 4.4 visar hur driften respektive orsakerna till stillestånden procentuellt fördelar sig hos respektive aggregat.

Stillestånden har delats upp i tre grupper:

1. Interna fel i värmepumpen, dvs fel i köldmediekretsen.
2. Sammankoppling mellan yttre och interna fel, dvs fel hos värmepumpens kringutrustning.
3. Yttre fel eller begränsningar, som innebär att värmepumpen är ur drift.

Figur 4.3 visar fördelningen hos aggregat A.

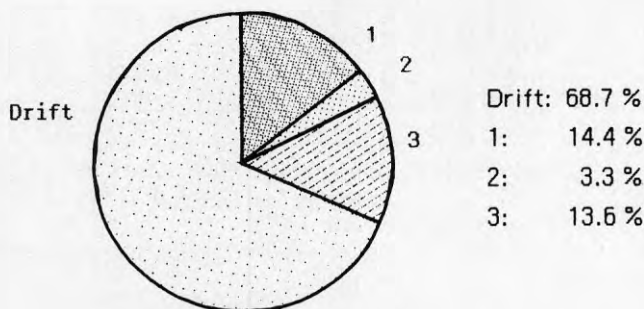
Hos aggregat A är, av dom interna felen, den klart dominerande orsaken till stillestånd fel på elmotor-växel-kompressor. Främsta orsaken har varit vibrationer i kompressorblocken och upprepade växelhaverier. I grupp 2 är det igensättning av backspolningsfilter och strilrör till förångare, med efterföljande rengöring som dominerar. Att denna grupp har en låg procentuell andel av stillestånden beror på lätt åtgärdade fel tidsmässigt sett.



Figur 4.3. Procentuell fördelning av drift- och stilleståndstid hos aggregat A.

Den största yttre begränsningen är att värmepumpen stoppas vid drift av dieselkraftverket, då spillvärme tas till vara och avger värme till fjärrvärmenätet. Detta medför att värmepumpen då blir överflödigt.

Figur 4.4 visar en likadan uppdelning hos aggregat B som visades i figur 4.3.



Figur 4.4. Procentuell fördelning av drift- och stilleståndstid hos aggregat B.

Även här är den dominerande orsaken till stillestånd i grupp 1 problem med elmotor-växel-kompressor. En annan orsak är köldmediebrist som uppstått vid två stora utsläpp, (se kap. 4.4). I grupp 2 är det, förutom igensättning av filter, pumphaverier som orsakat stillestånden. I grupp 3 är det samma yttre begränsningar som hos aggregat A.

I bilaga 3 anges driftstörningar som registrerats i loggboken.

4.2 Värmeavgivning

Värmeavgivningen till fjärrvärmevattnet sker dels i kondensatorerna och dels i underkylarna. Kondensatorerna är på vattensidan seriekopplade medan underkylarna är parallellkopplade.

I figur 4.5 visas månadsmedelvärde av den avgivna värmeeffekten, för hela värmepumpen, som definieras enligt:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t$$

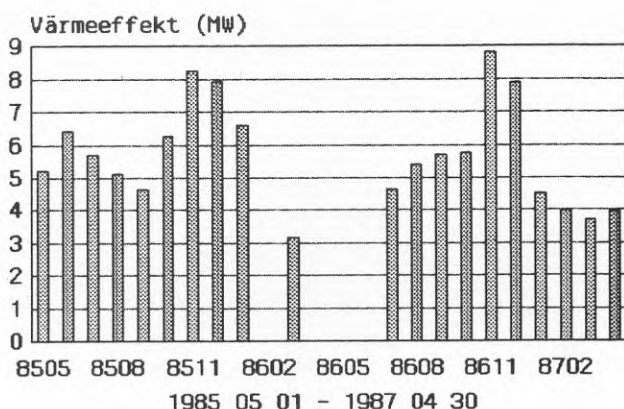
där \dot{m} = massflöde (kg/s)

c_p = värmekapacitivet (J/kg, K)

Δt = temperaturdifferens, fram- och returledning (°C)

8606 finns inga mätdata tillgängliga, därav den uteblivna stapeln. Övriga uteblivna staplar beror på att flödesmätaren varit ur funktion under stor del av månaden.

Tilläggs bör att endast under vintermånaderna november och december har båda aggregaten varit i drift samtidigt. Se bilaga 3 vad diverse stillestånd berott på de övriga månaderna.



Figur 4.5. Avgiven värmeeffekt, månadsmedelvärden.

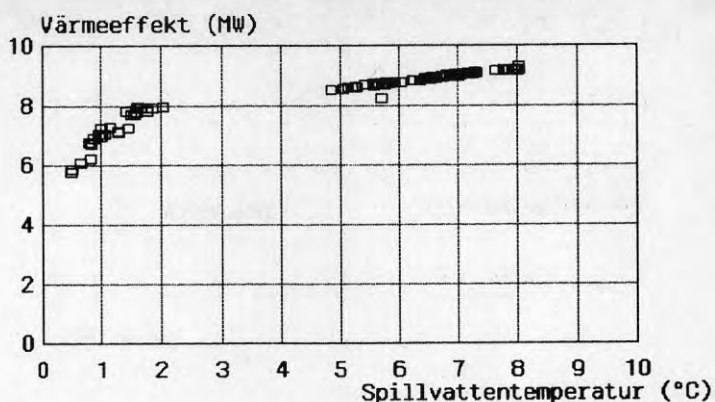
4.2.1 Värmeavgivning som funktion av spillvattentemperatur

I figur 4.6 är värmepumpens kapacitet framtagen som funktion av inkommande spillvattentemperatur till förångarna. Diagrammet är framtaget vid följande villkor:

- framledningstemperatur: 78.5 °C ± 0.5 °C
- spillvattenflöde: 950 kg/s ± 100 kg/s
- drifttid: >97 %/h

kurvan är framtagen under tre månader

Figuren visar hur den avgivna värmeeffekten ökar med ökande spillvattentemperatur. I slutet på december och i början av januari varierar spillvattentemperaturen mellan +2 °C och +5 °C. Avsaknad av punkter i diagrammet inom detta område beror på de begränsande faktorerna som ej är uppfyllda för denna period. Dessa punkter skulle, om de trots allt ritades ut, hamna på den tänkta linjen. Vid 1–2 °C finns dock en brytpunkt.



Figur 4.6. Värmeeffekt som funktion av spillvattentemperatur. Kurvan är framtagen under perioden 861101-870131.

4.3 Värmefaktor, (COP1)

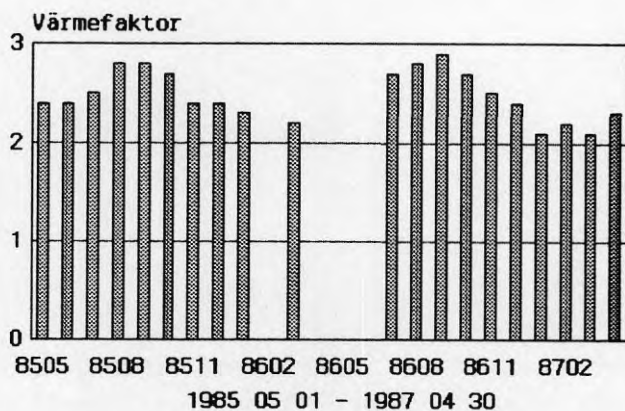
Ett mått på värmepumpens effektivitet är värmefaktorn, COP₁, definition:

$$\text{COP}_1 = Q_1 / E_t$$

där Q_1 = avgiven värme (kWh)

E_t = uppförd elenergi (kWh)

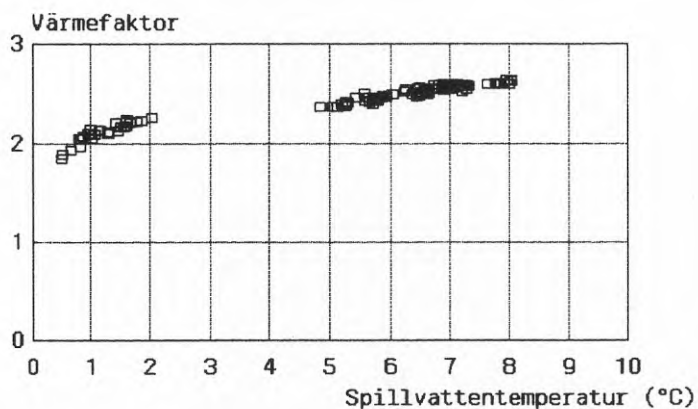
I figur 4.7 visas månadsmedelvärden av värmefaktorn. Beträffande de uteblivna staplarna se kapitel 4.2.



Figur 4.7. Värmefaktorn, månadsmedelvärden.

4.3.1 Värmefaktor som funktion av spillvattentemperatur

Figur 4.8 visar att värmefaktorn beror linjärt av spillvattentemperaturen. Figuren redovisar data med samma villkor som presenterats i avsnitt 4.2.1. Även här finns en brytpunkt vid 1–2 °C. Tydligt nedregleras då kapaciteten, för att undvika påfrostning, vilket kraftigt försämrar värmefaktorn.



Figur 4.8. Värmefaktorn som funktion av spillvattentemperatur. Kurvan är framtagen under perioden 861101–870131.

5. KOMPONENTPRESTANDA

I detta avsnitt har värmepumpinstalleringens egenskaper studerats från primärsidan. I de flesta diagrammen utnyttjas förångnings- och kondenseringstemperaturerna.

5.1 Carnotsk verkningsgrad

Inom kyltekniken används sedan länge en Carnotsk verkningsgrad för att relatera en verklig process prestanda med den ideala Carnotprocessen. Definitionen lyder:

$$\eta_{2Ct} = \frac{COP_2}{COP_{2C}}$$

där $COP_2 = Q_2/E_t$ (=verkliga processens köldfaktor)

Q_2 = köldalstringen (kWh)

E_t = uppoffrad elenergi (kWh)

$COP_{2C} = T_2/(T_1 - T_2)$ (=Carnotprocessens köldfaktor)

T_1 = kondenseringstemperatur (K)

T_2 = förångningstemperatur (K)

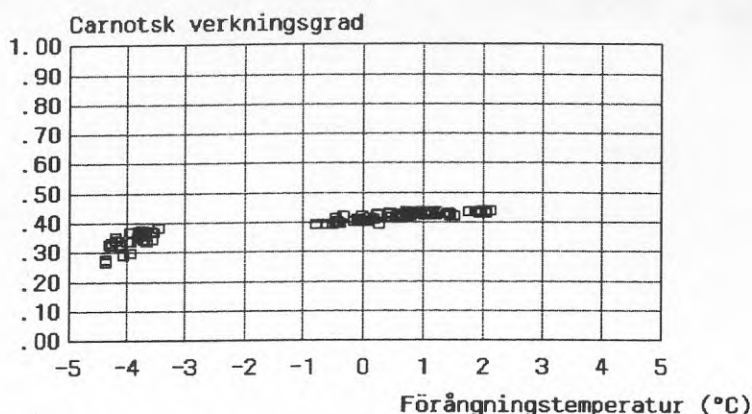
I figur 5.1 visas den Carnotska verkningsgraden som funktion av förångningstemperaturen, (figuren gäller båda aggregaten). Diagrammet är framtaget vid följande villkor:

- framledningstemperatur: $78.5 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$
- spillvattenflöde: $950 \text{ kg/s} \pm 100 \text{ kg/s}$
- drifttid: $>97 \text{ \%}/\text{h}$

kurvan är framtagen under tre månader.

Carnotverkningsgraden varierar mellan ca 0.40 och 0.45 inom normalt arbetsområde. Då förångningstemperaturen är $-4 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ under kalla vintermånader sänks dock verkningsgraden ner mot 0.3. Detta pga att kapaciteten då regleras ner.

Avsaknad av punkter i diagrammet då förångningstemperaturen är $-2 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ beror på de begränsande faktorerna. Om punkterna inom detta temperaturområde ändå ritas ut hamnar de på den tänkta linjen.



Figur 5.1. Carnotverkningsgrad som funktion av förångnings-
temperatur. Kurvan är framtagen under perioden 861101–870131.

5.2 Värmefaktorns verkningsgrader

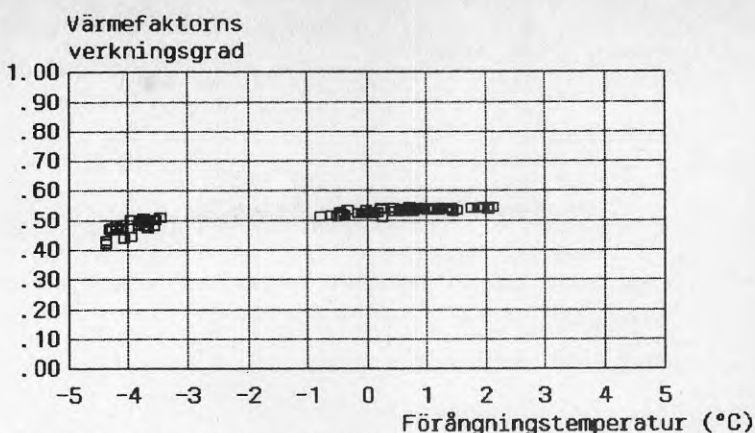
I värmepumpsammanhang kan det vara relevant att införa en motsvarande verkningsgrad på varma sidan. Denna verkningsgrad anger skillnaden mellan den verkliga processens värmefaktor och den ideala Carnotprocessens värmefaktor, vilken är den största som teoretiskt kan erhållas. Definitionen lyder:

$$\eta_{1Ct} = \frac{COP_1}{COP_{1C}}$$

där COP_1 = verkliga processens värmefaktor

$$COP_{1C} = T_1 / (T_1 - T_2) \quad (= \text{Carnotprocessens värmefaktor})$$

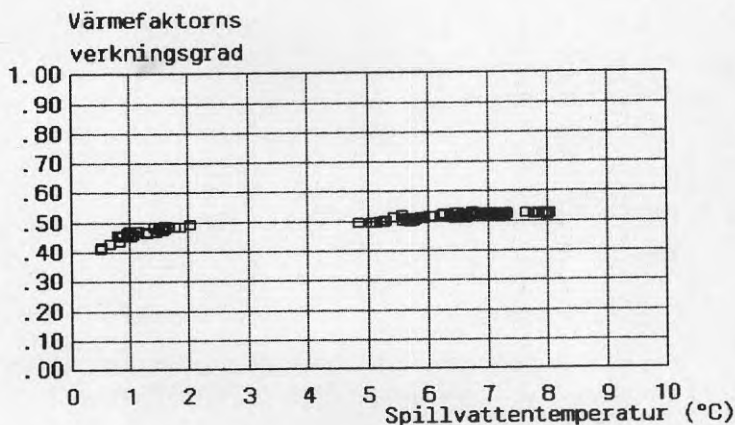
Figur 5.2 visar denna verkningsgrad som funktion av förångningstemperaturen. Denna verkningsgrad är ca en tiondel högre än den Carnotska verkningsgraden. I övrigt uppvisar kurvan samma utseende vad avser lutning och punkternas placering. Figuren redovisar data med samma villkor som i avsnitt 5.1.



Figur 5.2. Värmefaktorns verkningsgrad, baserad på förångnings- respektive kondenseringstemperatur, som funktion av förångnings- temperatur. Kurvan är framtagen under perioden 861101-870131.

En liknande definition kan även göras genom att istället för förångnings- och kondenseringstemperatur använda sig av inkommande värmekällas- och utgående värmesänkas temperatur, dvs temperaturen hos inkommande spillvatten och fjärrvärmevatten i framledning.

Dessa vattentemperaturer representerar "gratisvärmens" respektive den nyttiga värmen ut från anläggningen. I figur 5.3 visas denna verkningsgrad baserad på vattentemperaturer.



Figur 5.3. Värmefaktorns verkningsgrad, baserad på vattentemperaturer, som funktion av spillvattentemperatur. Kurvan är framtagen under perioden 861101-870131.

En orsak till att denna verkningsgrad beräknats är att kunna göra en jämförelse med andra värmepump- och värmefaktorberäkningar där inte köldmediets temperatur och tryck mäts. En annan är dess praktiska värde för över- och underberäkningar. Denna verkningsgrad, baserad på vattentemperaturer, är något lägre än motsvarande verkningsgrad baserad på köldmedietemperaturer.

Detta beror på att Carnotprocessens värmefaktor blir större då vatten-temperaturerna används.

5.3 Förångarnas kA -värde

Värmetransporten i förångarna bestäms av temperaturdifferensen mellan spillvattnet och köldmediet samt av förångarnas kA -värde, (dess värmeöverförande förmåga). kA -värdet framräknas ur följande ekvation:

$$\dot{Q}_2 = k \cdot A \cdot v_m$$

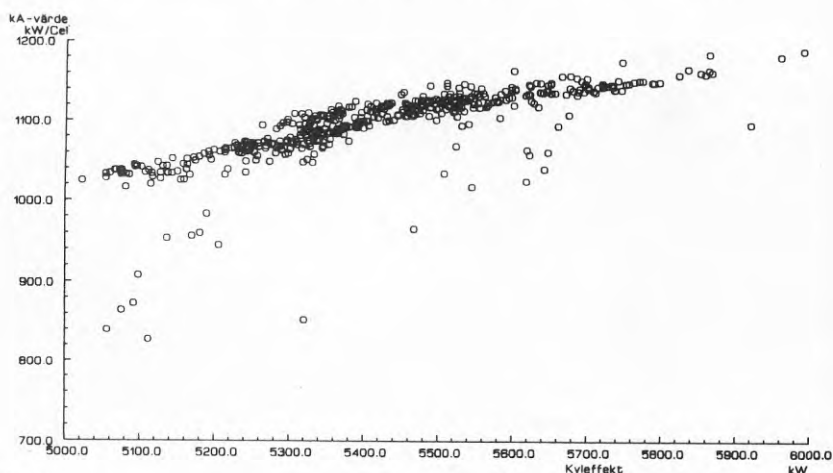
där \dot{Q}_2 = värmeflöde (kW)

k = värmegenomgångstal ($W/m^2, K$)

A = värmeöverföringsyta (m^2)

v_m = logaritmisk medeltemperaturdifferens mellan de värme-utbytande medierna

I figur 5.4 visas kA -värdet som funktion av upptagen värmeeffekt.



MCE/KTH

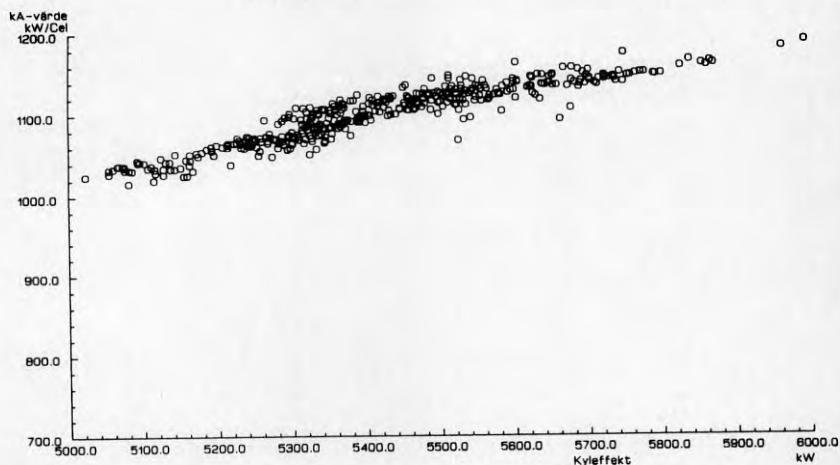
Figur 5.4. Förångarnas kA -värde som funktion av kyleffekt under perioden 851110–851130. Villkor för markerade punkter är att båda aggregaten är i drift.

Diagrammet är framtaget under 20 dagar i november 1985. Vid denna tid på året uppstår stora problem genom att det inkommande spillvattnet innehåller mycket alger och dylikt. Dessa täpper till strilrören så att flödet fördelas ojämnt och tidvist blir lågt. Detta försämrar värmeupptagningen och därmed kA -värdet. För att upprätthålla värmeupptagningen krävs då en större temperaturdifferens.

Figur 5.5 visar även den kA -värdet som funktion av kyleffekten under

samma period som i figur 5.4. Skillnaden är att spillvattenflödet nu är begränsat inom ett speciellt intervall, flödet måste överstiga 750 kg/s. Figuren visar att kA -värdet ökar proportionellt med ökande kyleffekt.

Punkterna som i figur 5.4 hamnade utanför linjen är nu borta tack vare flödesbegränsningen.



MCE/KTH

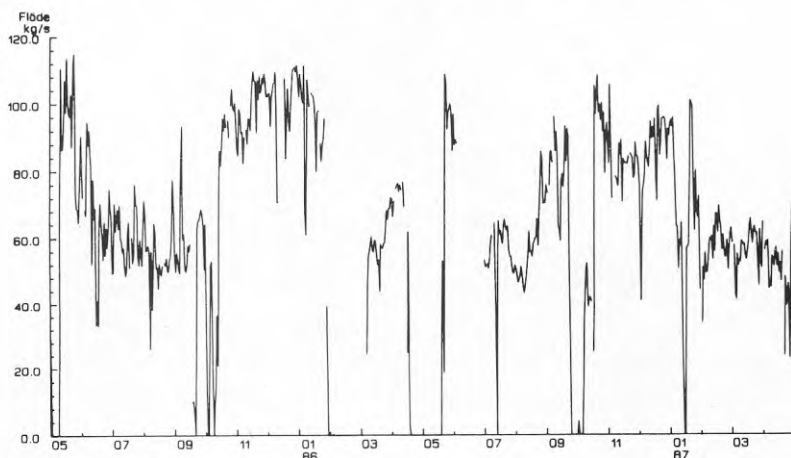
Figur 5.5. Förångarnas kA -värde som funktion av kyleffekt under perioden 851110–851130. Villkor för markerade punkter är att båda aggregaten är i drift samt att spillvattenflödet överstiger 750 kg/s.

När spillvattenflödet överstiger ett visst värde har vattenfilmens tjocklek ingen betydelse för värmeöverföringen. Värmegenomgången är ändå densamma i förhållande till kyleffekten.

6. VÄRMESÄNKKA

Värmepumpen avger värme till fjärrvärmenätets returledning som i sin tur försörjer Visby stad med värme. Sommartid klarar värmepumpen, med eventuell tillsats av olje- och eltoppningspannor, ensam av värme-försörjningen medan under årets andra tidpunkter även olje- och elpannor i kraftvärmeverket kontinuerligt tas i drift för att klara av värme-produktionen.

I figur 6.1 visas fjärrvärmevattenflödet på framledningssidan. Flödes-mätaren har under stora delar av första halvåret 1986 varit ur funktion, vilket är orsaken till gapen i figuren. Vattenflödet varierar cykliskt med två toppar och dalar per år. Topparna inträffar i maj och december och dalarna i augusti och mars. Flödet varierar mellan 50–110 kg/s.



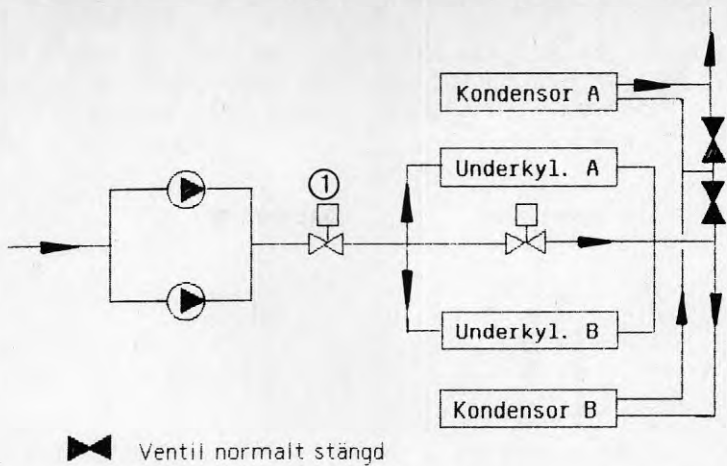
MCE/KTH

Figur 6.1. Fjärrvärmevattenflödet på framledningssidan under perioden 850501–870430.

Inkommande fjärrvärmeretur pumpas genom värmepumpen med hjälp av de båda parallellkopplade värmebärarpumparna, se figur 6.2, vilka är varvvalsstyrda. Varvtalet och därmed flöde och tryck styrs på sommaren med hänsyn till trycket i fjärrvärmenätet, då värmebärarpumparna en-samma upprätthåller trycket i nätet. Vintertid styrs pumparna däremot med avseende på temperaturen i fjärrvärmenätet.

Efter pumparna finns en styrventil (1), se figur, som normalt är helt öppen, men stänger då temperaturen på fjärrvärmereturen överstiger 70°C, eller då båda aggregaten stoppar.

Värmebäraren trycks sedan till underkylarna där värme upptas. Då flödet vid vissa tillfällen kan komma att överstiga det för underkylarna maximalt tillåtna, har en by-passledning över underkylarna monterats dit.

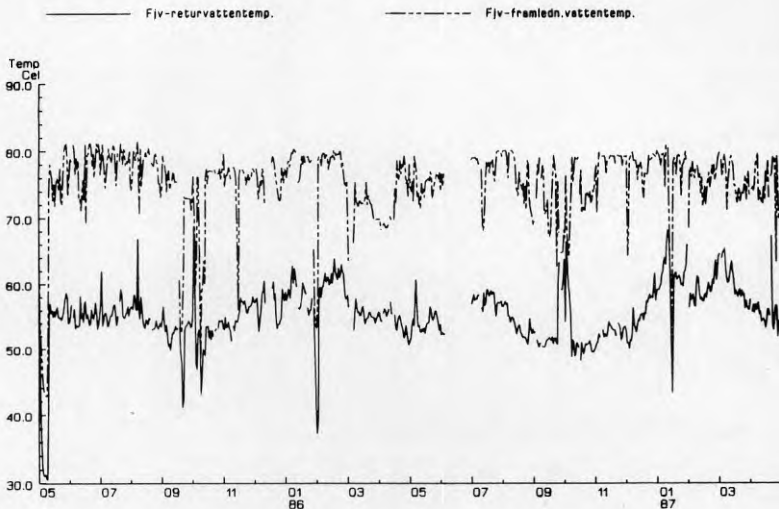


Figur 6.2. Principskiss över fjärrvärmevattnets väg genom värmepumpen.

Efter underkylarna trycks värmebäraren till de seriekopplade kondensatorerna. Där kyler värmebäraren den varma köldmediegasen, som kommer att kondensera under värmeavgivning till värmebäraren vars temperatur därmed höjs.

Därefter trycks den varma värmebäraren ut i fjärrvärmenätet.

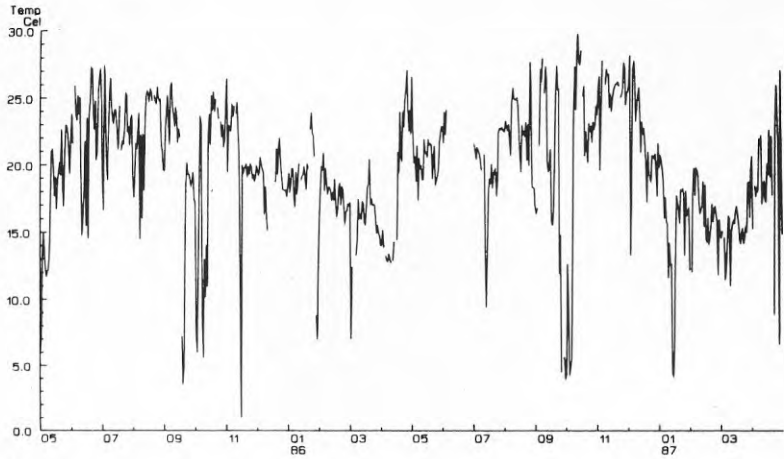
Figur 6.3 visar temperaturer på fjärrvärmevattnets retur- och framledning. Returvattnets temperatur är i genomsnitt 55 °C. Temperaturen uppvisar ett cykliskt förlopp med två toppar och dalar per år. Topparna inträffar i januari och juli och dalarna i april och oktober.



MCE/KTH

Figur 6.3. Fjärrvärmevattnets retur- och framledningstemperatur.

Framledningstemperaturen har ett mera konstant värde med ett max på 80 °C. Figur 6.4 visar temperaturdifferensen mellan framlednings- och returvattnet. Temperaturhöjningen är i genomsnitt 20 °C innan vattnet leds vidare ut på nätet.



MCE/KTH

Figur 6.4. Temperaturdifferens mellan framlednings- och returvattnet.

7. VÄRMEKÄLLA

Som värmekälla till värmepumpen används spillvatten. (en blandning av havsvatten och renat avloppsvatten). Havsvattnet kommer, då pumpgropen är lägre belägen än vattenintaget, via självtryck in till pumpgropen. Intaget är beläget ca 150 meter ut från land på ett djup av 8 meter.

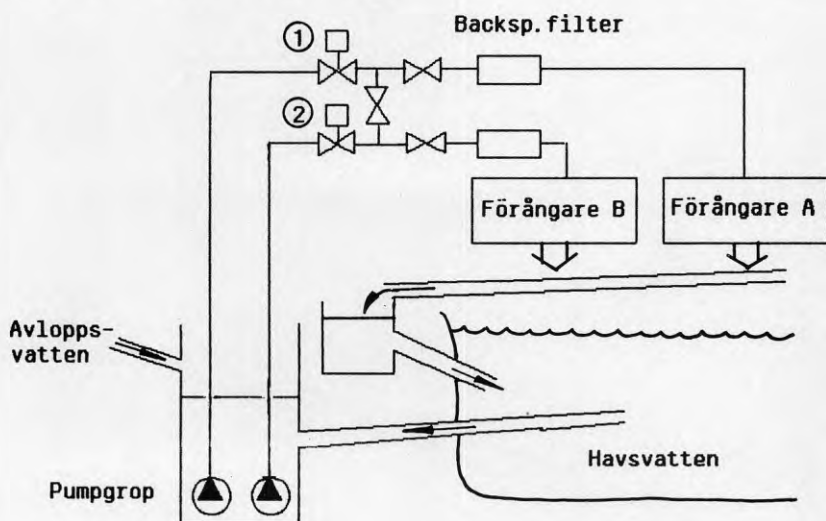
Intaget flyttades för några år sedan till detta ställe för att undvika den stora förekomsten av alger och dylikt, som ställde till problem då intaget förut låg placerat närmare land och inte lika djupt. En förbättring har skett men problemet kvarstår än idag.

I första hand används det reade avloppsvattnet som värmekälla då detta håller en jämnare och högre temperatur än havsvattnet. Men då flödet inte är tillräckligt måste havsvatten tillföras. Som mest består spillvattnet av ca 30 % avloppsvatten, nattetid sjunker dock andelen betydligt. Detta ger en dygnsvis variation på spillvattnets temperatur av 1–2 °C. Över året har havsvattnets temperaturvariation stor betydelse, se nedan.

Havsvattnet leds genom ett betongrör, med ett grovgaller vid intaget, till pumpgropen där det blandas med avloppsvattnet. Spillvattnet pumpas med hjälp av köldbärarpumparna via backspolningsfilter, där alger och dylikt spolas bort, upp till de parallellkopplade förångarna.

Oftast är endast en köldbärarpump i drift. Flödet från denna pump fördelas över båda backspolningsfiltren, då filtren var för sig, pga igensättningsproblem, inte klarar hela flödet. Denna styrning av flödet ger en högre verkningsgrad än fallet med båda pumparna i drift och flödesstrykning i ventiler (1) och (2). Det sammanlagda flödet är ca 850 kg/s, när inga problem finns med igensättning av filter och strilrör.

Figur 7.1 visar en skiss över värmekällan. Köldbärarventilerna, (1) och (2), är normalt helt öppna men stänger då köldbärarpumparna stoppar eller när nivån i pumpgropen är låg.



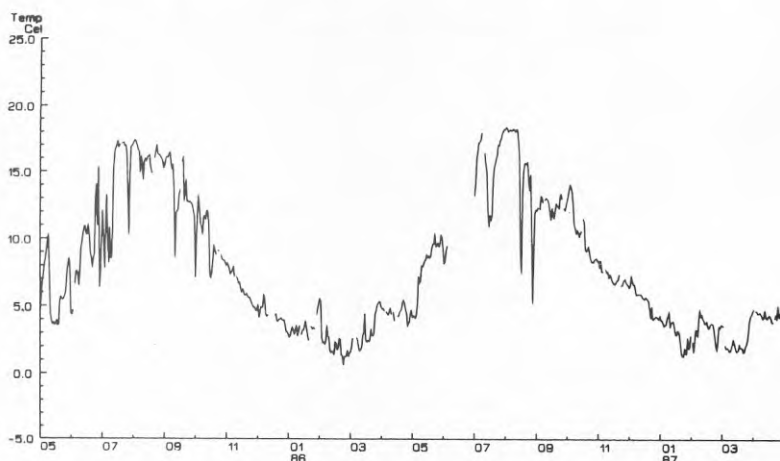
Figur 7.1. Principskiss över värmekällan.

Sensommar och höst, då alg tillväxten är störst, förekommer stora problem med igensättning av backspolningsfiltren. Även vid sydvästlig vindriktning skapas dessa problem då alger blåser direkt in i pumparna. Under den här årstiden fungerar inte den automatiska backspolningen på ett tillfredsställande sätt, utan rensning måste ske för hand av filtren för att hålla dessa rena. För att hämma alg tillväxten sker, under sensommar och höst, en hypokloritdosering i spillvattnet.

Även strilrören till förångarna sätter igen så att vattenflödet över dessa minskar och fördelas ojämnt. Detta leder till ett lägre förångningstryck och en sämre värmefaktor.

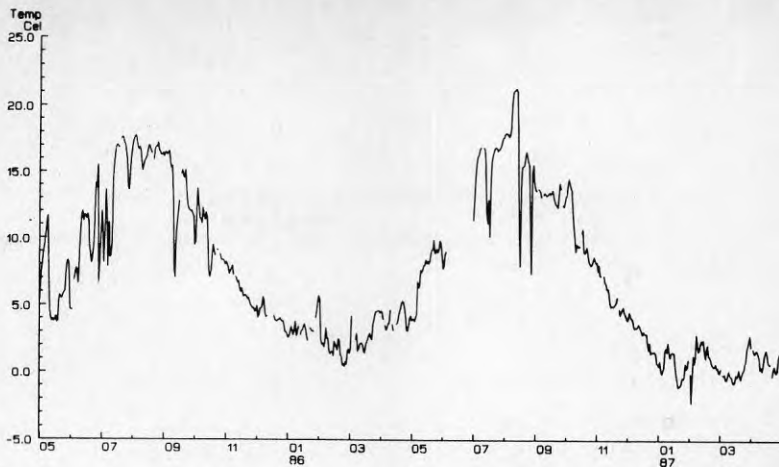
Vattnet strilas på utsidan av förångarplattorna där det kyls av köldmediet som förångas under värmeupptagande inuti plattorna. Det kylda vattnet förs sedan ut i havet via en ränna under förångarna.

I figur 7.2 och figur 7.3 visas temperaturen på det till förångarna inkommande spillvattnet. Dessa två kurvor följer varandra fram till 8611. Efter denna tidpunkt ligger temperaturen på aggregat B några grader under aggregat A:s temperatur. Troligen är aggregat B:s temperaturmätare felvisande då denna visar temperaturer under 0 °C. Spillvattnets temperatur varierar cykliskt med den högsta temperaturen i augusti, (ca 18 °C), och den lägsta temperaturen i februari, (ca 0.7 °C).



MCE/KTH

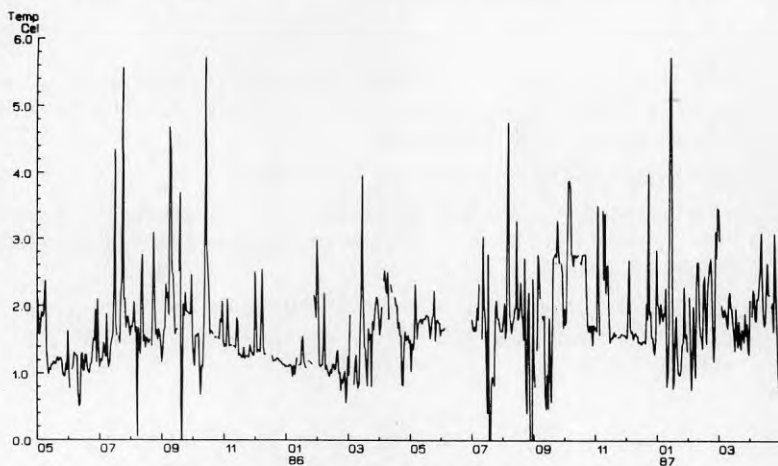
Figur 7.2. Spillvattentemperatur aggregat A.



MCE/KTH

Figur 7.3. Spillvattentemperatur aggregat B.

Figur 7.4 visar temperaturdifferensen på spillvattnet över aggregat A. Temperaturen sjunker med i genomsnitt 1.5–2.0 °C vid vattnets passering över förångarna.



MCE/KTH

Figur 7.4. Spillvattnets temperaturdifferens över aggregat A.

8. EKONOMI

Värmepumpen ägs av Vattenfall och drivs sedan idrifttagning 1983 av Gotlands Energiverk AB.

Värmepumpens investeringskostnad var 1983 ca 28.5 Mkr.

En uppfattning om anläggningens ekonomi under 1986 med 1987 års energipriser ges nedan:

Värmeproduktion	54.3 GWh
Elförbrukning, totalt	22.9 GWh
Värmefaktor, totalt	2.3
Inbesparad olja	5770 m ³
Oljekostnadsbesparing	9.1 Mkr
Elkostnad, (23.5 öre/kWh)	5.4 Mkr
Kapitalkostnad, (12 %, 15 år)	4.2 Mkr
Drift och underhåll	0.8 Mkr
Överskott	-1.3 Mkr
Värmekostnad för värmepump	191 kr/MWh

Oljepriset är 1569 kr/m³. Anläggningen ger ett underskott på 1.3 Mkr under år 1986. Lönsamheten beror självfallet kraftigt av alternativ värmekostnad. Med ovanstående elpris och olja som enda alternativ uppnås nollresultat vid oljepriset 1800 kr/m³.

Tillgängligheten under året har varit 69 %, framräknat i % av kalender-tid. Observera att då är även stopp orsakade av yttre fel eller begränsningar medtagna.

Den förhållandevis låga värmefaktorn beror på att värmepumpens värmeavgivningstemperatur är mycket hög. Vanligen har vattnet ut från anläggningen en temperatur av 75-80 °C.

9. LITTERATURREFERENSER

Ekroth, I, Köldmedier, Inst. för Mek. värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

Enström, H, Karström, A och Solin, L, 1987, Large heat pumps in district heating networks, XVIIth International congress of refrigeration, Vienna.

Enström, H och Solin, L, 1983, Some experiences of heat pumps in district heating networks, XVIth International congress of refrigeration, Paris.

Enström, H och Solin, L, 1987, Louddens värmepump, BFR-rapport R16:1987, Stockholm.

Enström, H och Solin, L, 1988, Uppsala värmepump, BFR-rapport R97:1988, Stockholm.

Johansson, L, 1983, Onoggrannheter vid mätningar på värmepumpar. Mätcentralen f r energiforskning, KTH, Stockholm.

Nilsson, M, 1988, Värmepump i Visby, utvärdering, KTH, Stockholm.

Pierre, B, 1972, Kompendium i kylteknik. Inst. för Mek. värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

BILAGSFÖRTECKNING

1. Dimensionerande data.
2. Tekniska data.
3. Genomsnittliga värden för värmeeffekten samt värmefaktorn, för aggregat A och B per timme. Information om driftinskränkningar finns införd.
4. Tabell över genomsnittliga månadsvärden för värme- och eleffekt, värmefaktor samt drifttid.
5. Beteckningar och definitioner.

DIMENSIONERANDE DATA

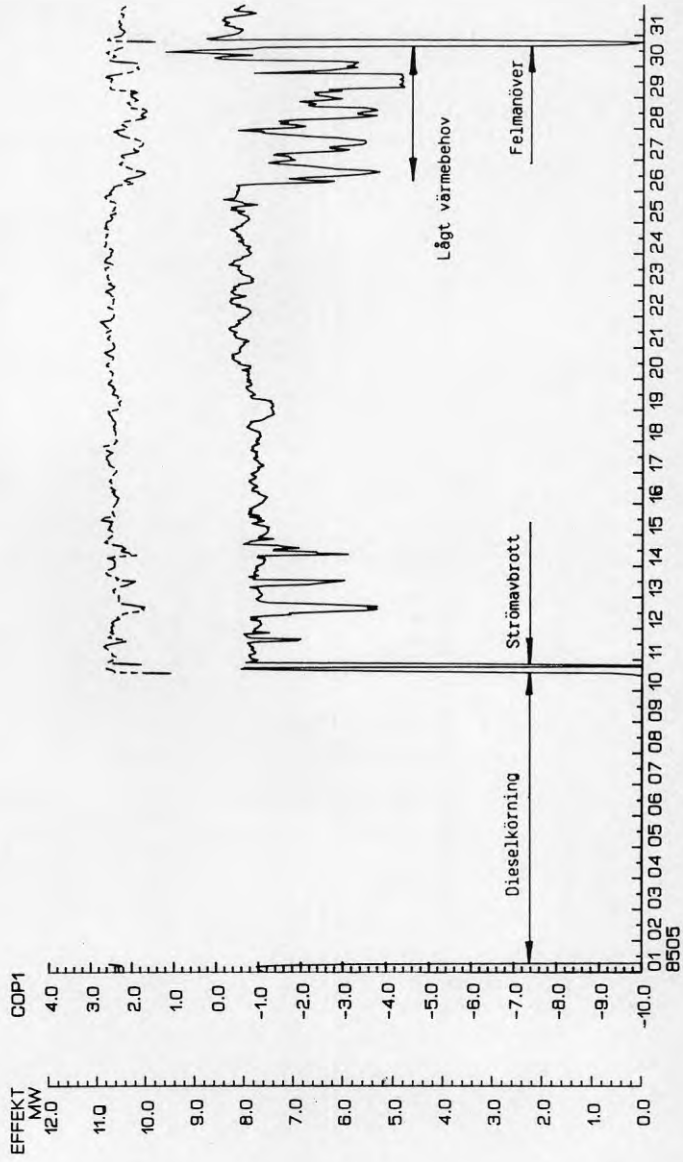
Värmeeffekt överförd till fjärrvärmenät	10 MW
Värmebärartemperatur till kondensator	55 °C
Värmebärartemperatur från kondensator	80 °C
Värmebärarflöde	120 kg/s
Kondenseringstemperatur, max	88 °C
Köldbärarflöde	1000 kg/s
därav renat avloppsvatten, min	40 kg/s
renat avloppsvatten, max	600 kg/s
och havsvatten, min	400 kg/s
havsvatten, max	960 kg/s
Köldbärartemperatur	
renat avloppsvatten, min	2 °C
renat avloppsvatten, max	19 °C
havsvatten, min	0 °C
havsvatten, max	20 °C

TEKNISKA DATA

Kompressor:	kompressortyp	skruvkompressor Stal Refr. SVR 93EB
	antal	2 st.
	kyleffekt	2850 kW
	köldmedium	R12
	förångningstemperatur	-3/+12 °C
	kondenseringstemperatur	max +88 °C
	elmotor, typ	släppringad trefasmotor
	märkeffekt, spänning	1800 kW, 10 kV
Kondensor:	kondensortyp	tvåströmmig tub- kondensor
	temperatur	
	returledning	+55 °C
	framledning	+80 °C
	fjärrvärmevattenflöde	40-120 kg/s
Förångare:	förångartyp	strilförångare
	antal förångarenheter	10 st.
	totalt antal förångarplattor	300 st.
	temperatur havs/avloppsvatten	+2/+20 °C
	temperatursänkning vatten	ca 2 °C
	vattenflöde totalt	1000 kg/s
	varav havsvatten	400-960 kg/s
	avloppsvatten	40-600 kg/s
	material i förångarplattor	5 st. enheter i MONIT 5 st. enheter i 254 SMO
Byggnad:	dimensioner	
	hus 42.5*13.5*6.5 m	(L*B*H)
	pumpgrop 5.25*3.3*10 m	(L*B*D)
	intagningsledning 1.0*150 m	(d*L)

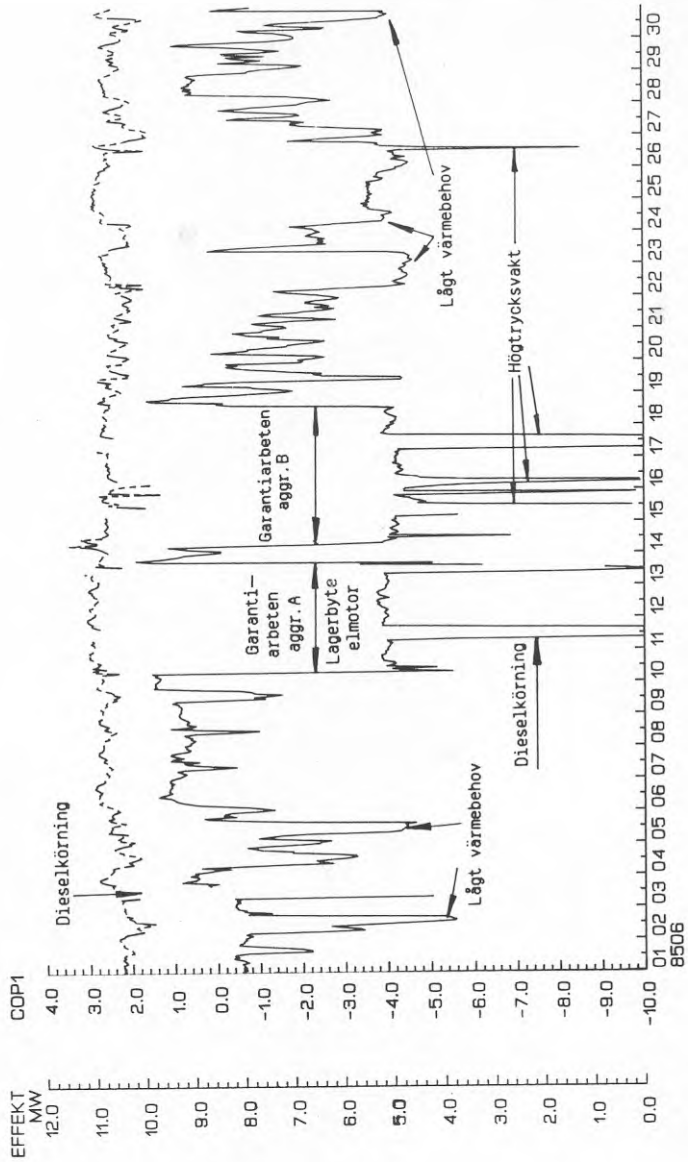
----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

----- VARMEEFFEKT HELA ANL.



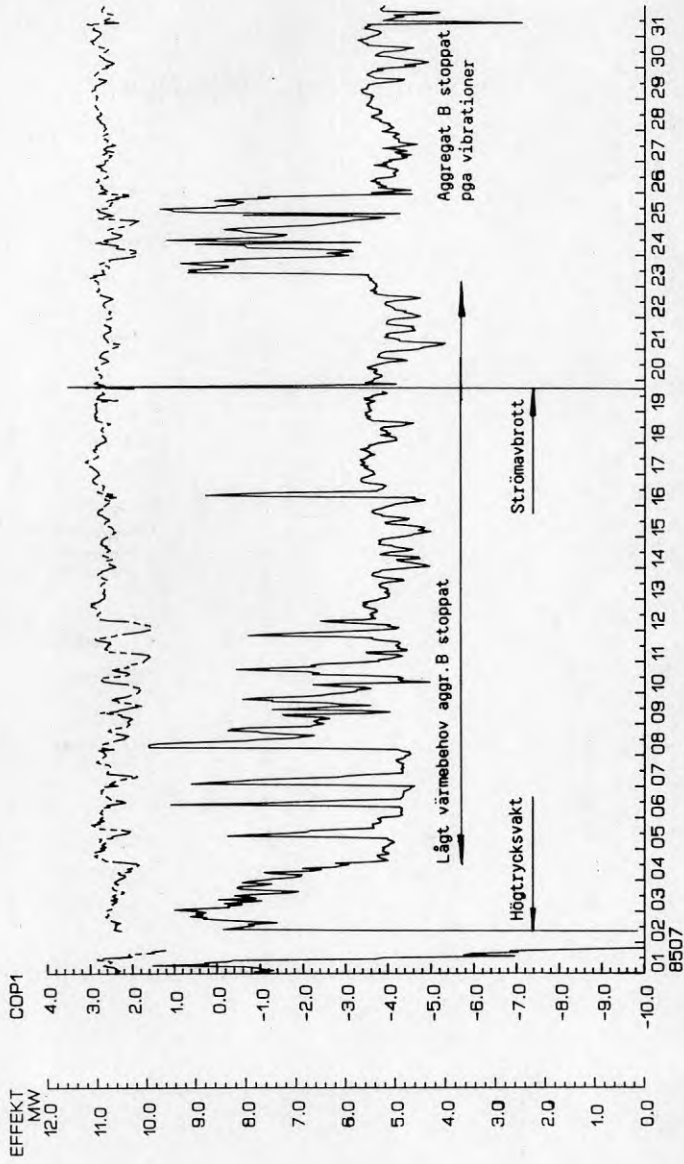
----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

_____ VARMEEFFEKT HELA ANL.

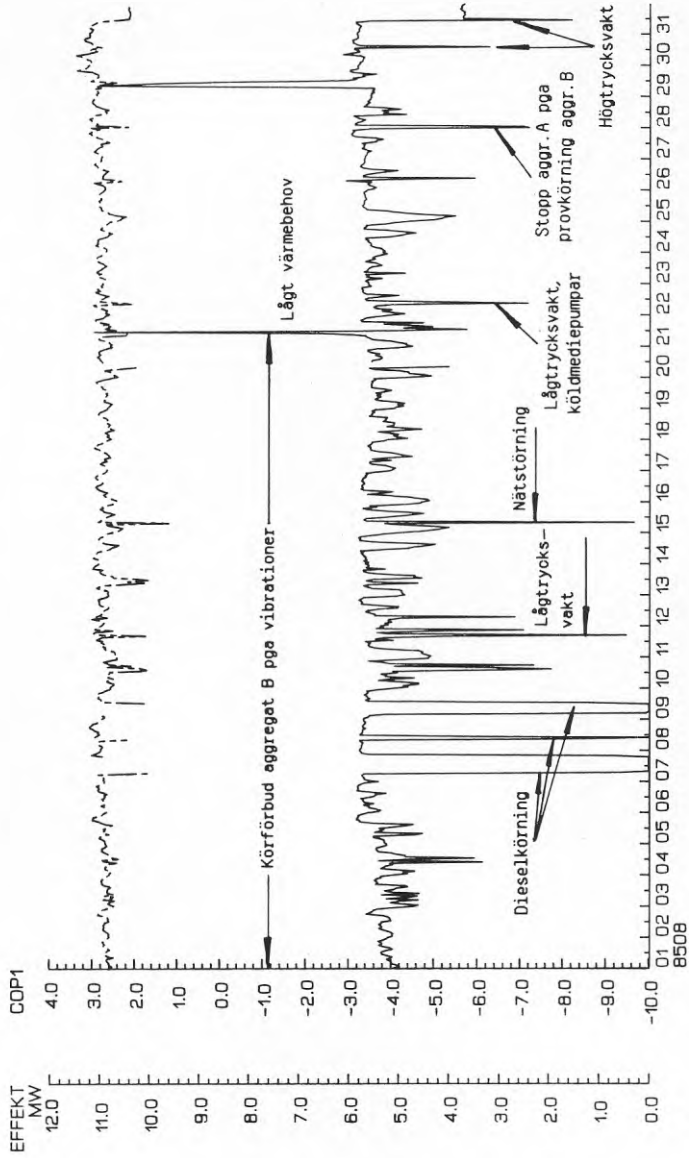


850601 0000 - 850630 2300

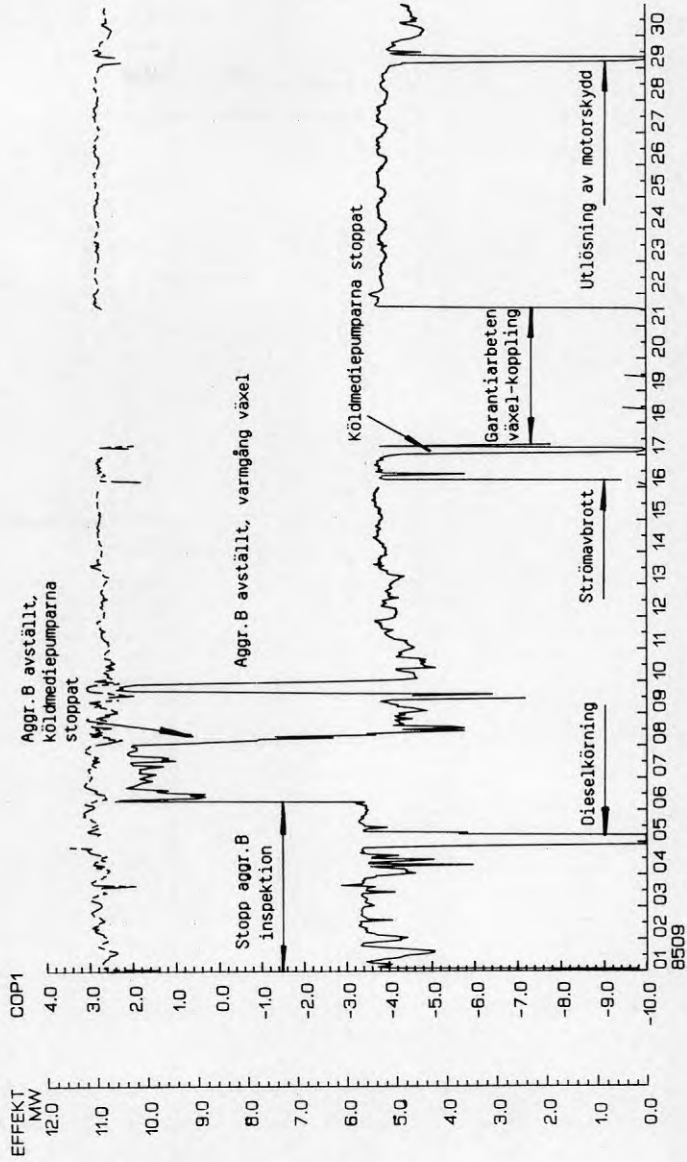
----- VARMEEFFEKT HELA ANL. ----- VARMEFAKTOR HELA ANL.



----- VARMEEFFEKT HELA ANL. ----- VARMEFAKTOR HELA ANL.



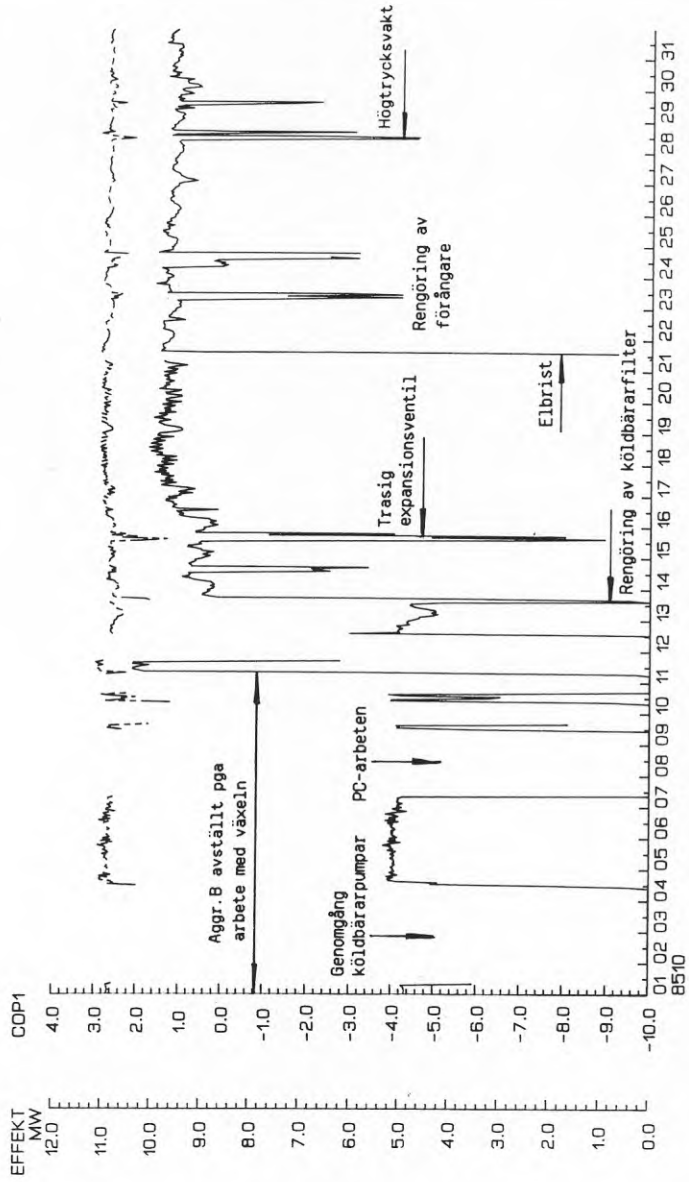
----- VARMEEFFEKT HELA ANL. ----- VARMEFAKTOR HELA ANL.



850901 0000 - 850930 2300

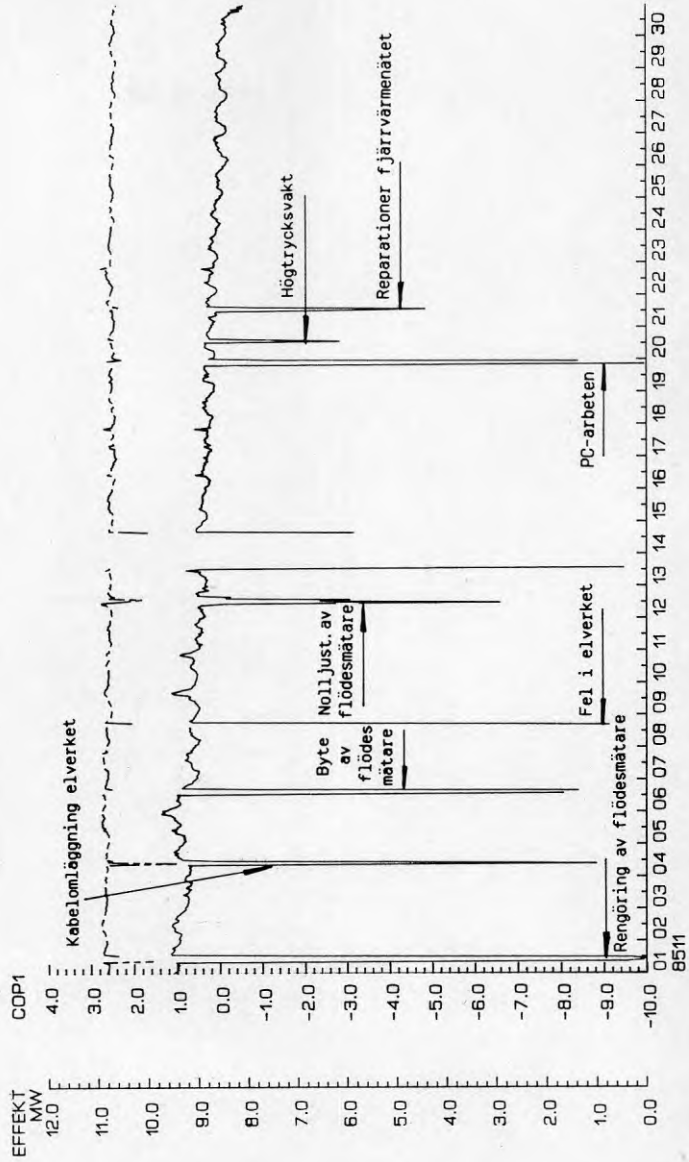
----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

----- VARMEEFFEKT HELA ANL.



----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

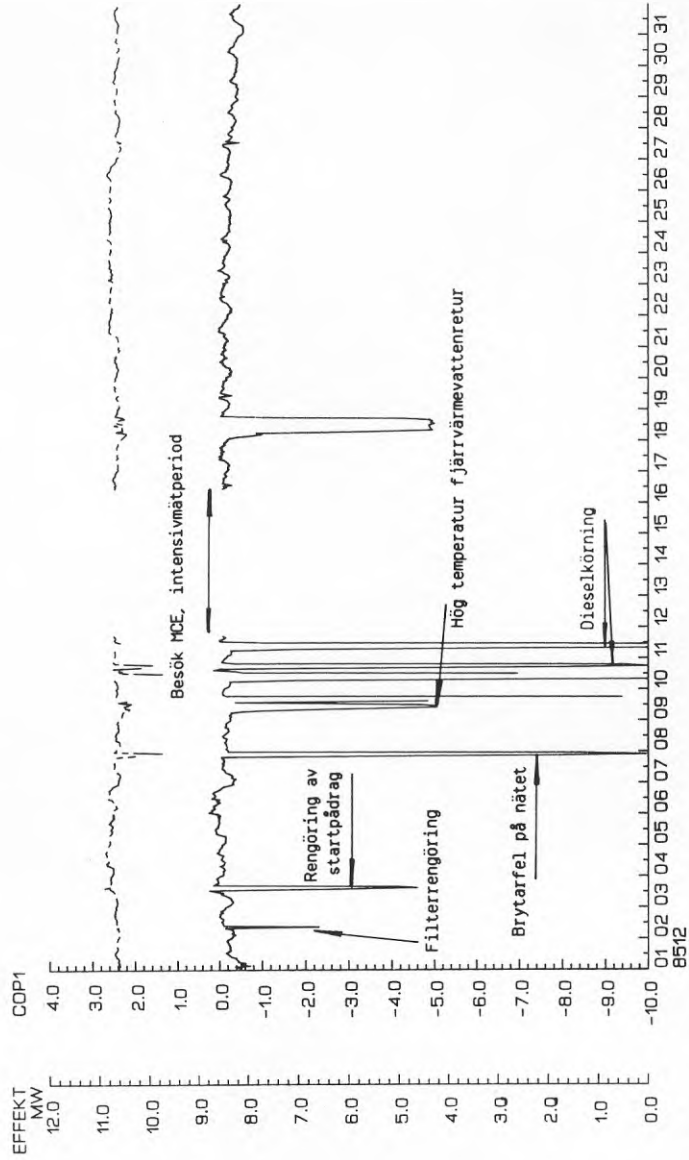
----- VARMEEFFEKT HELA ANL.



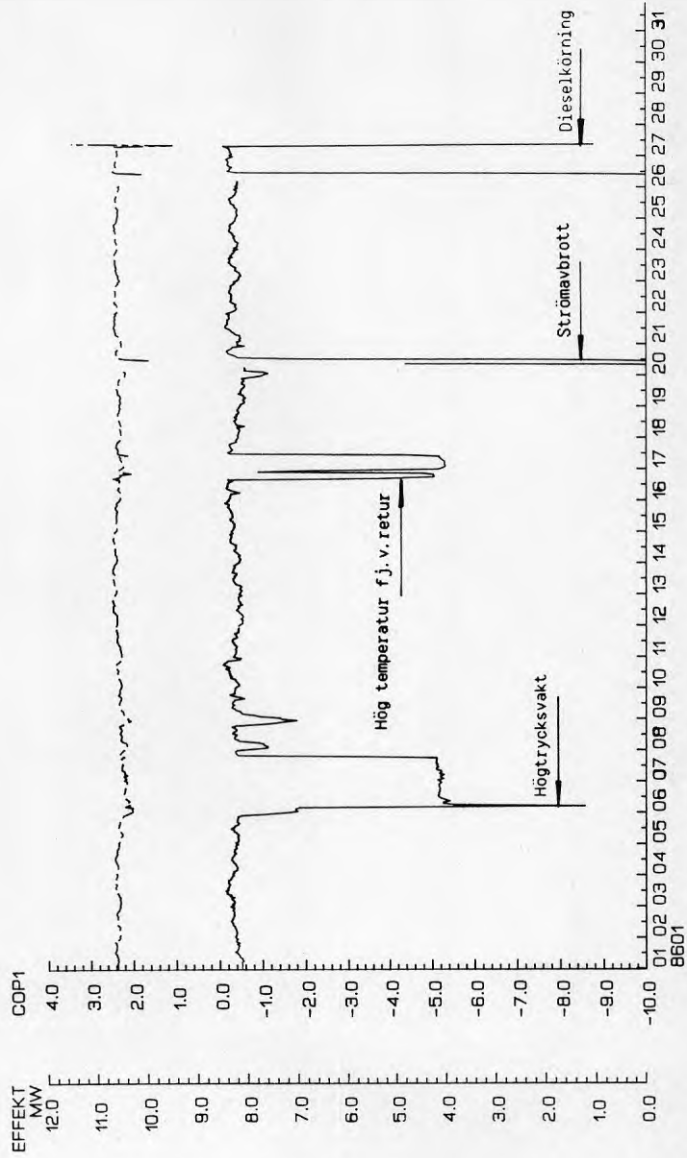
851101 0000 - 851130 2300

----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

_____ VARMEEFFEKT HELA ANL.

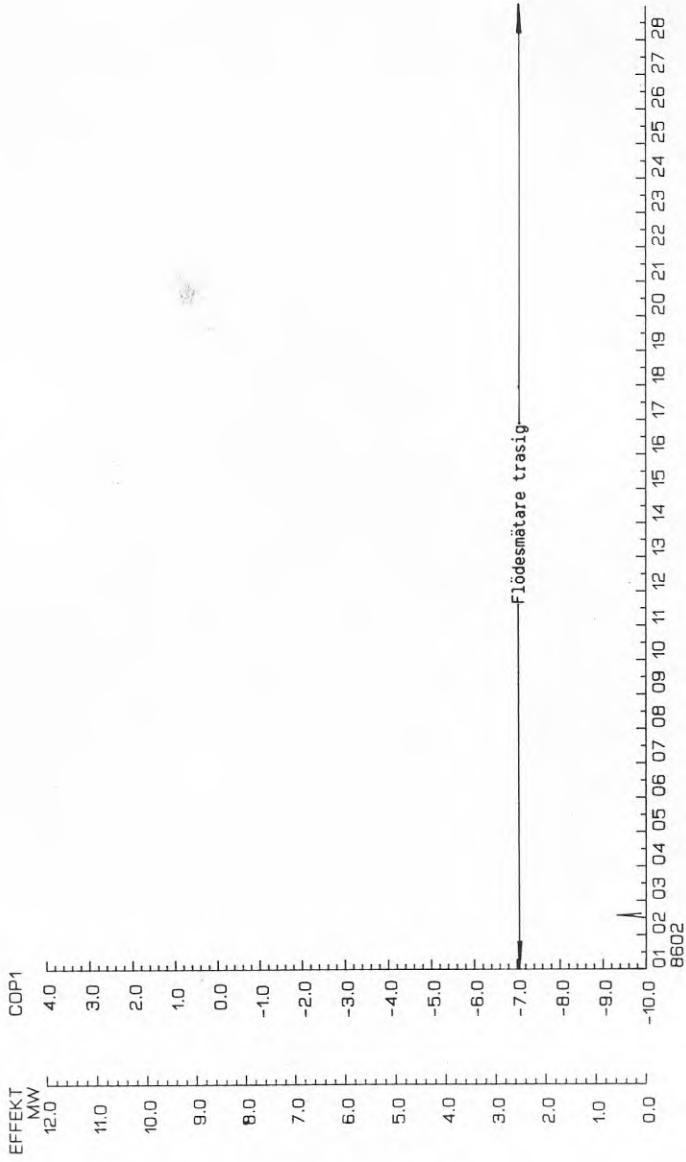


—— VARMEEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.

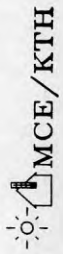
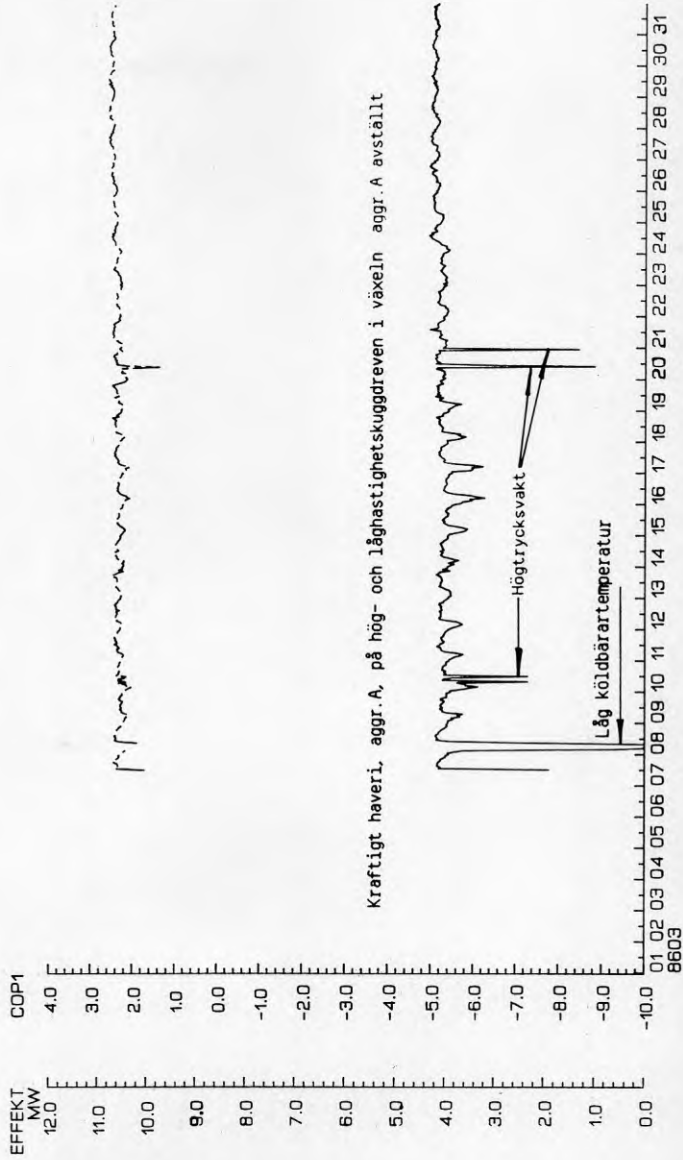


----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

----- VARMEEFFEKT HELA ANL.

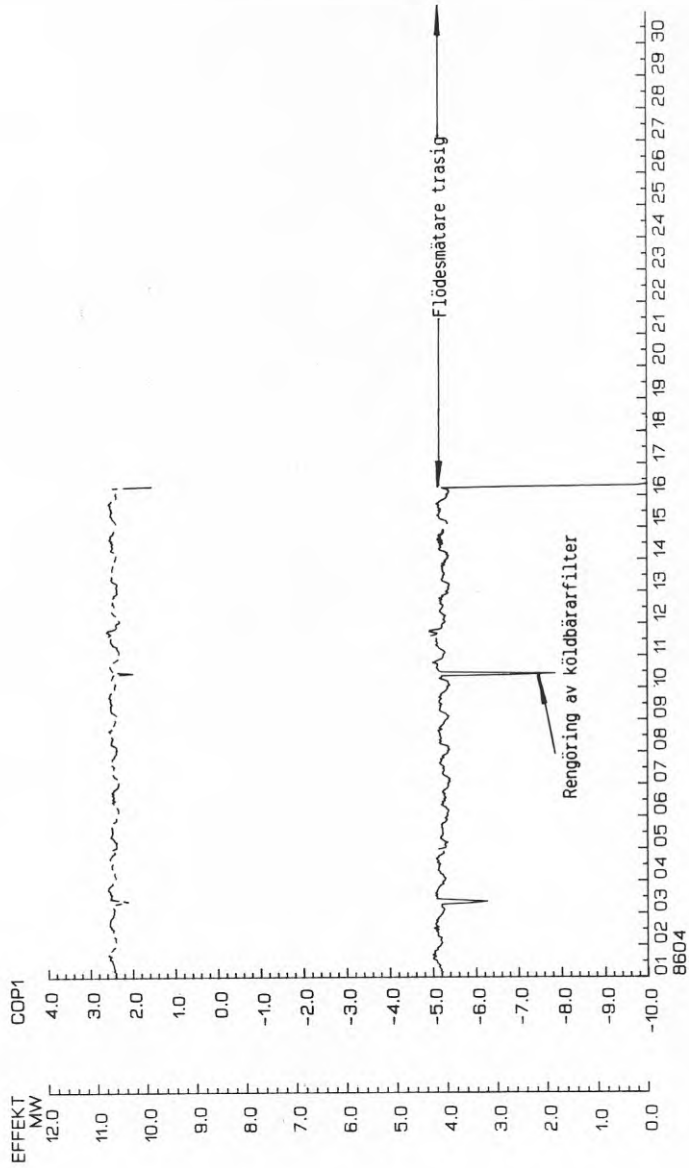


—— VARMEEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.



860301 0000 - 860331 2300

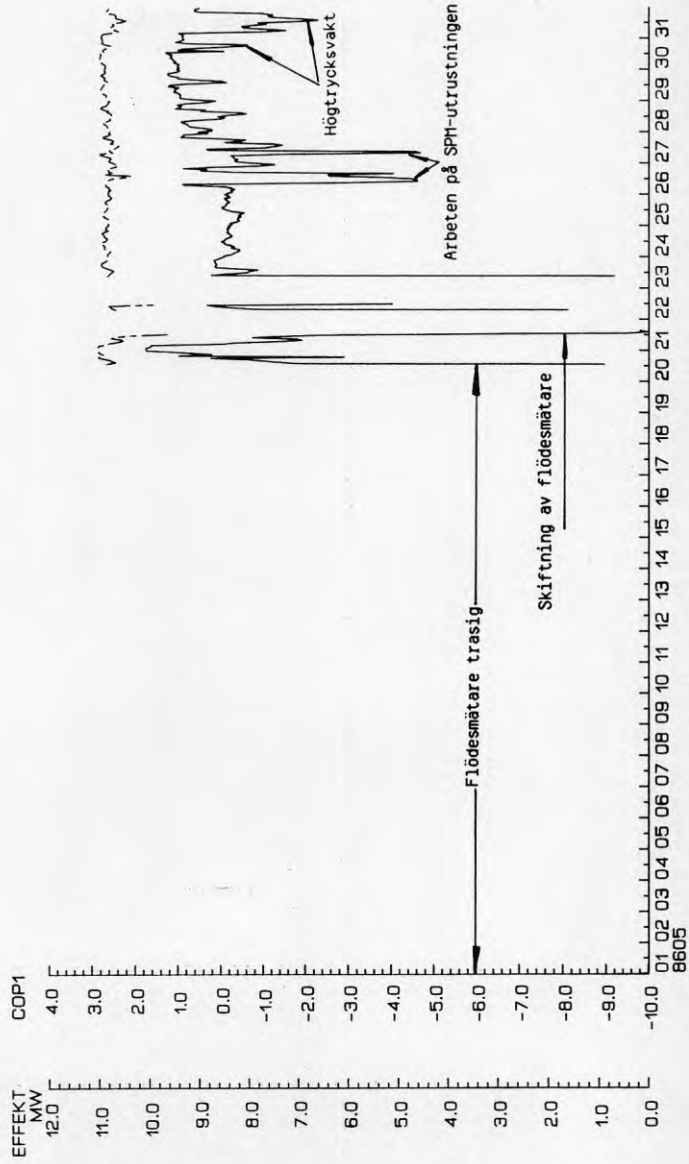
—— VARMEEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.



MCE/KTH
860401 0000 - 860430 2300

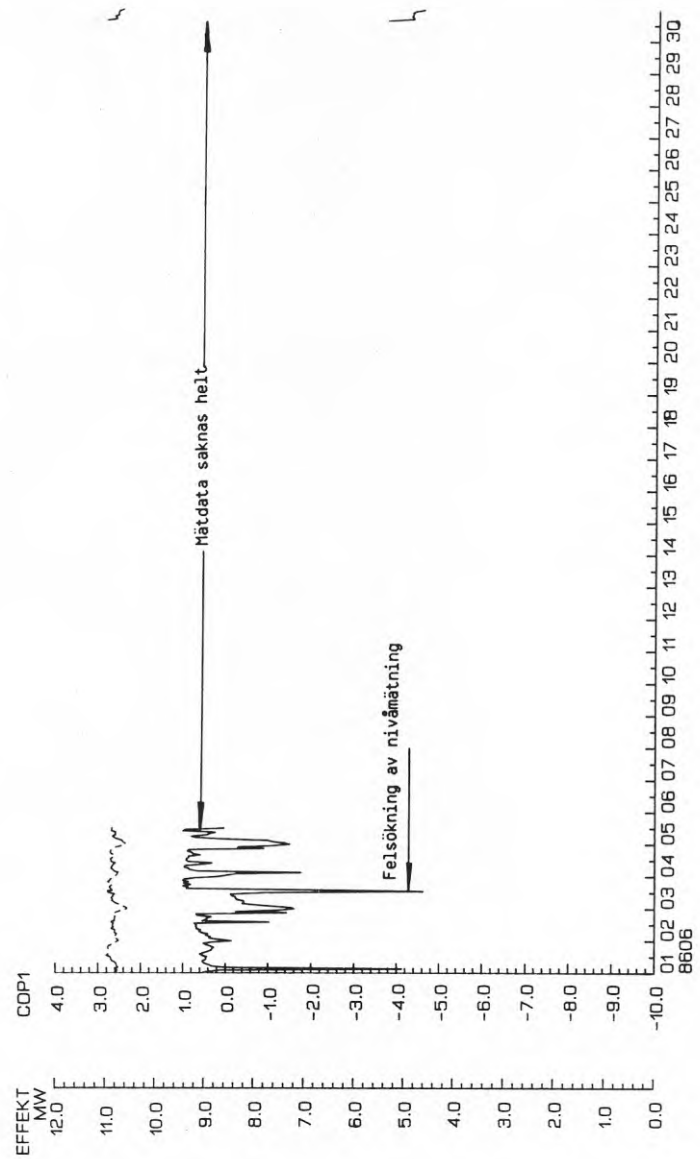
----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

----- VARMEEFFEKT HELA ANL.



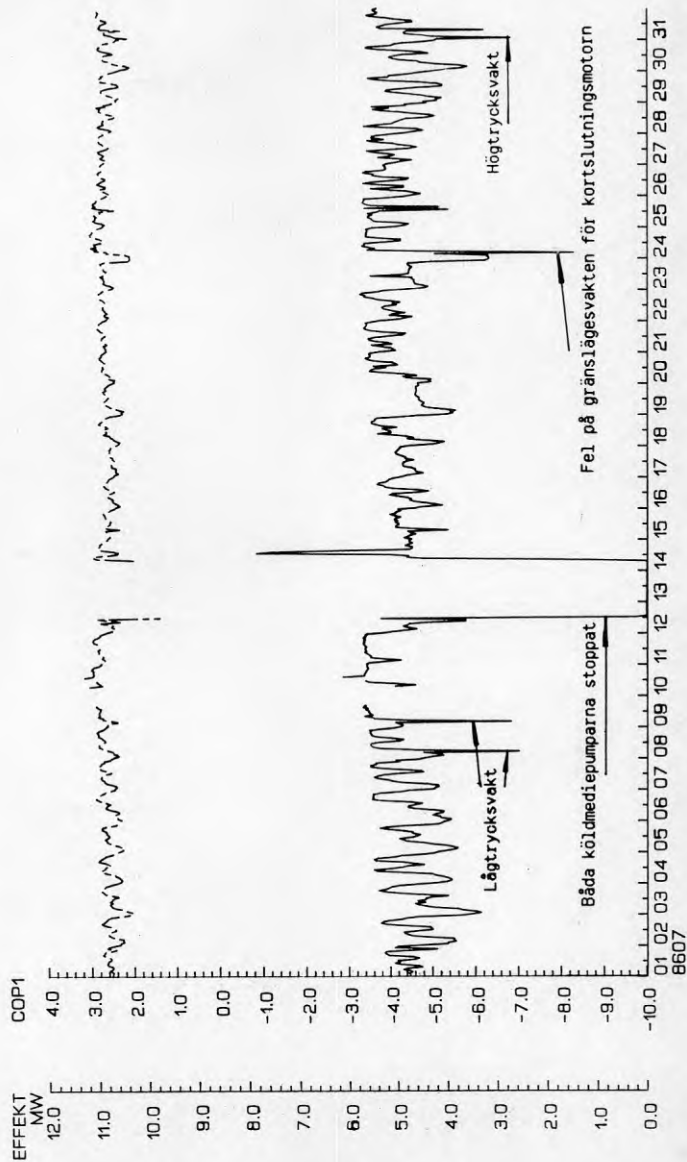
----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

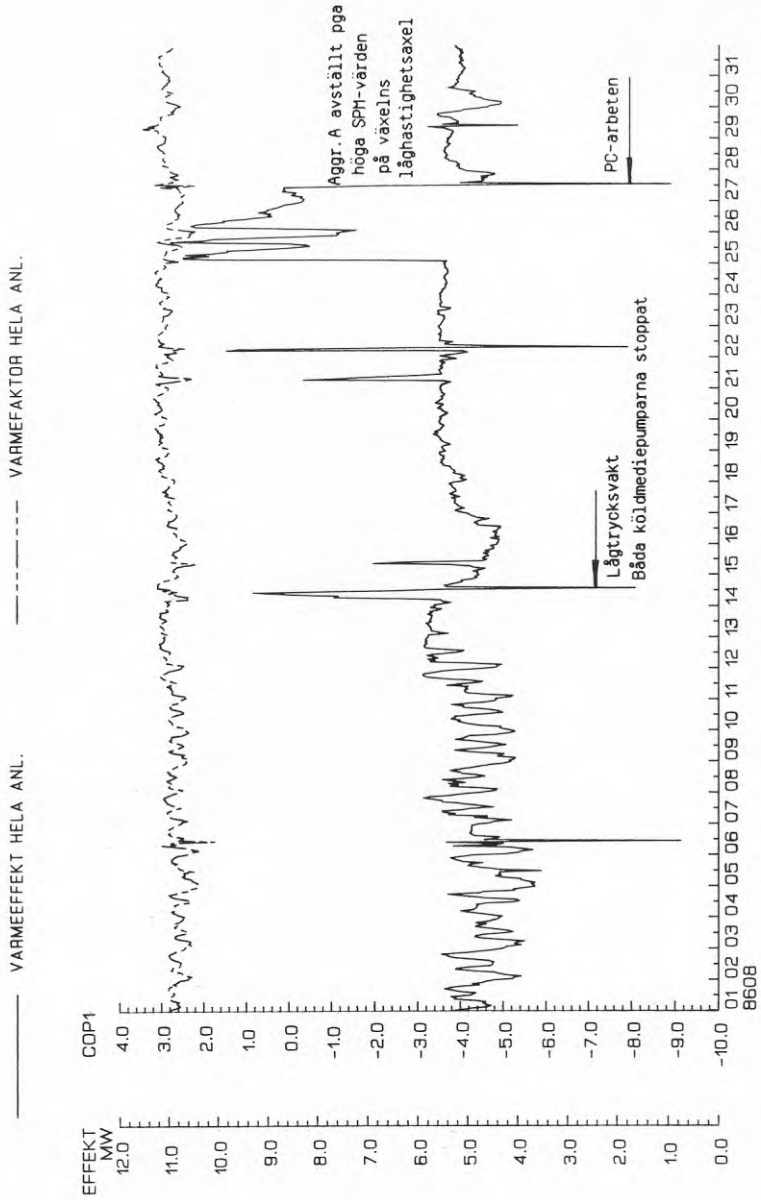
----- VARMEEFFEKT HELA ANL.



860601 0000 - 860630 2300

----- VARMEEFFEKT HELA ANL. ----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

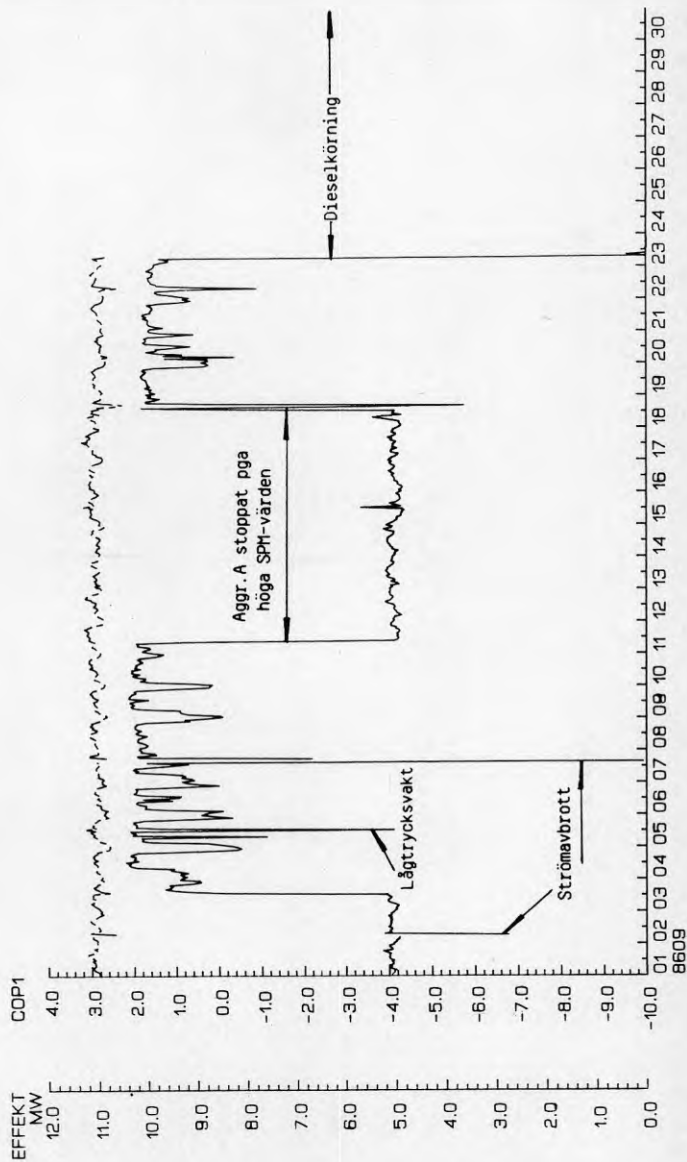




860801 0000 - 860831 2300

----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

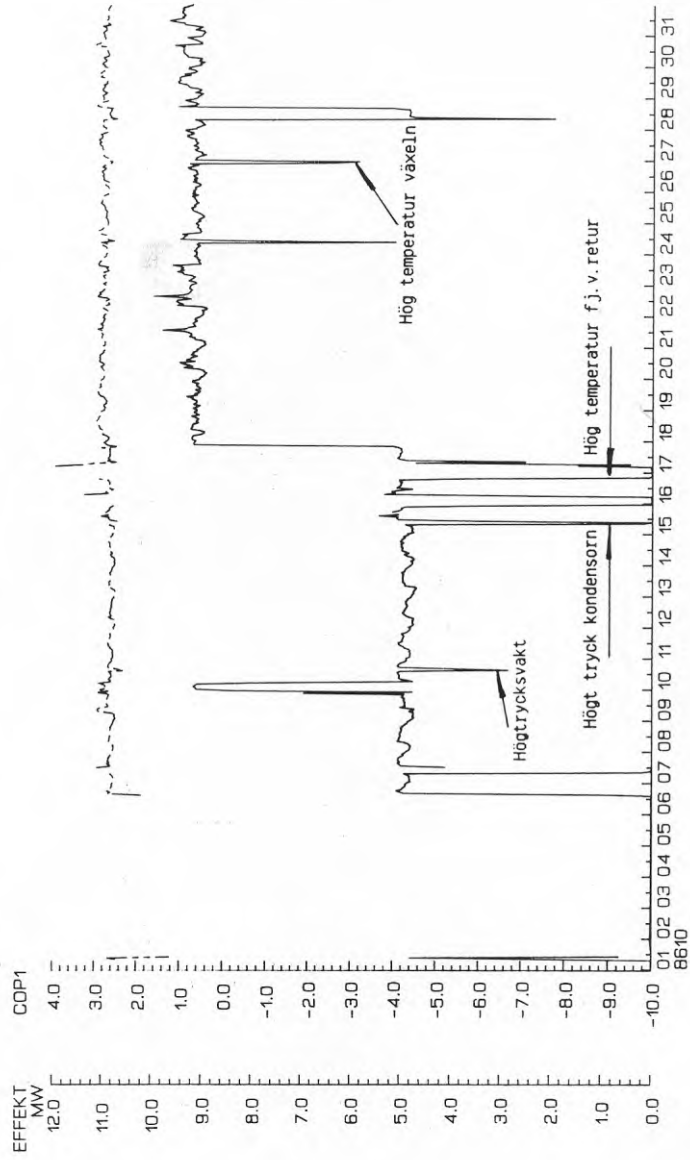
_____ VARMEEFFEKT HELA ANL.



860901 0000 - 860930 2300

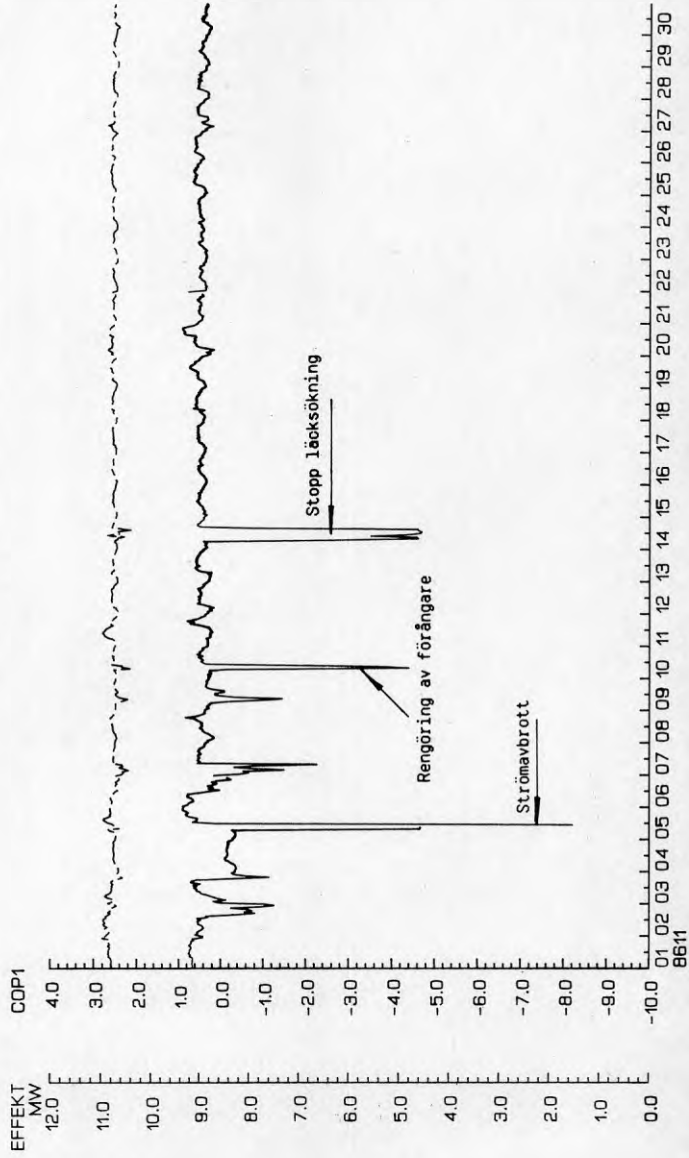
----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

----- VARMEEFFEKT HELA ANL.

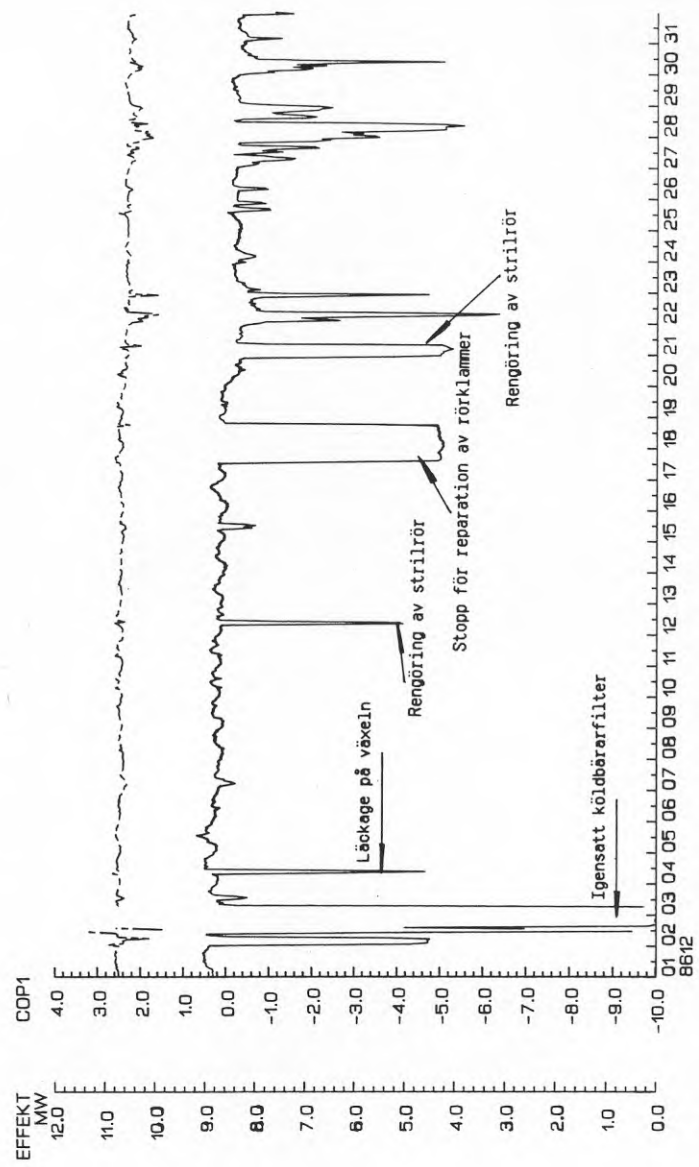


----- VARMEFAKTOR HELA ANL.

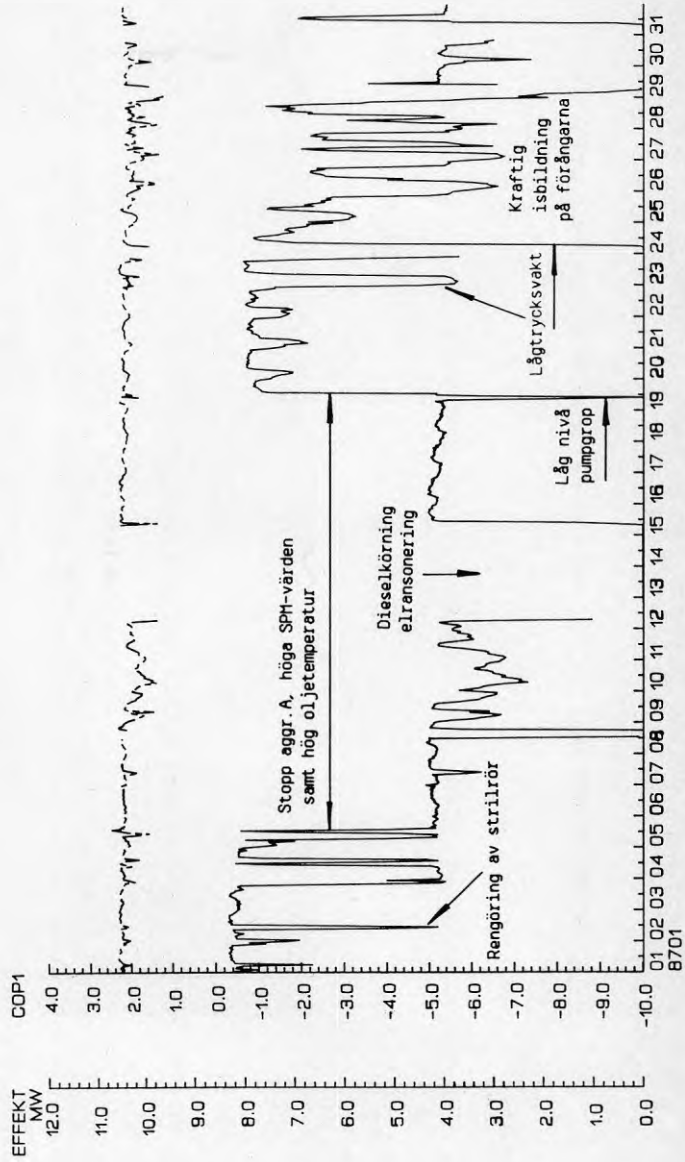
----- VARMEEFFEKT HELA ANL.



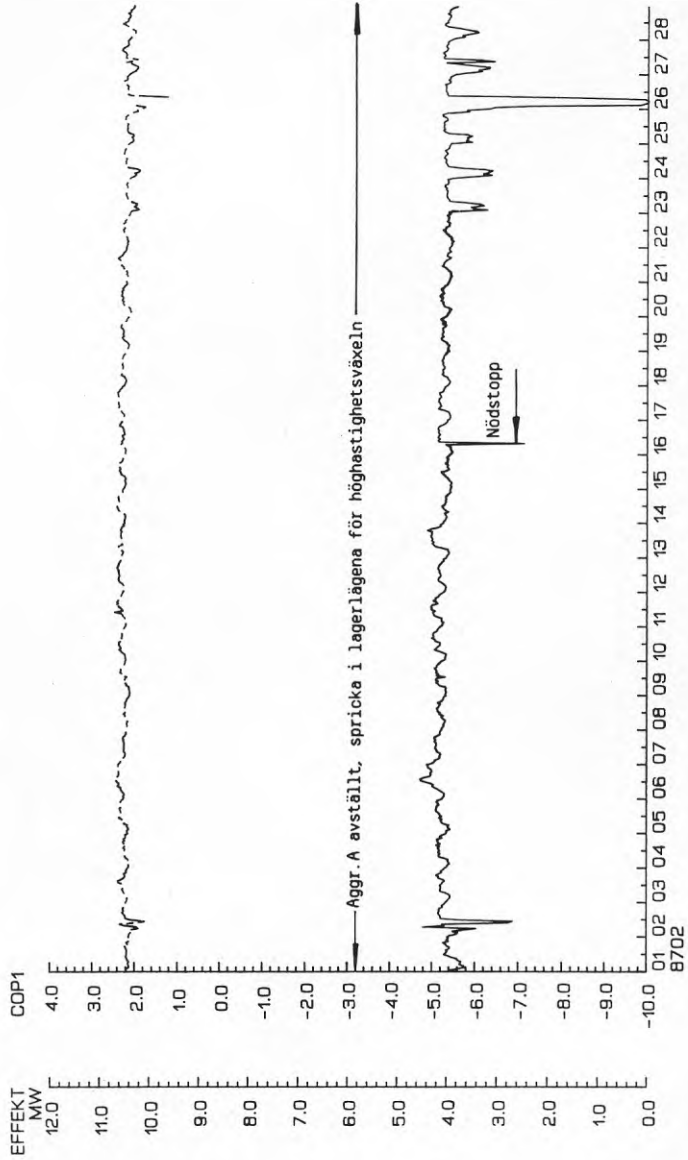
———— VARMEEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.



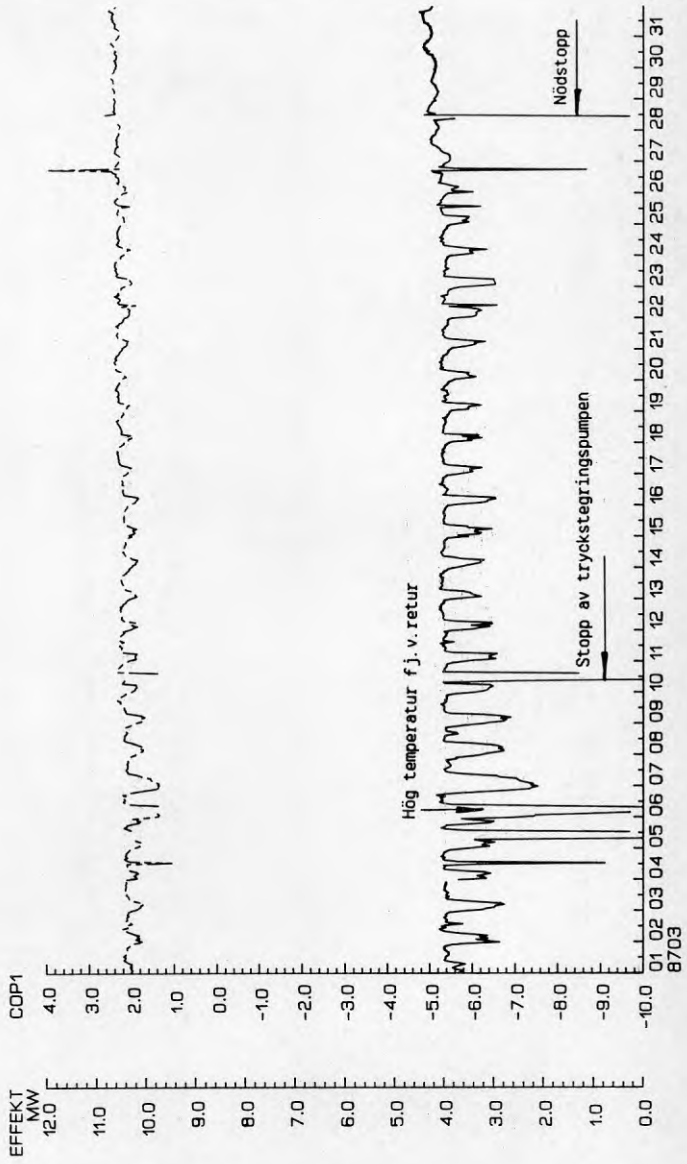
———— VARMEEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.



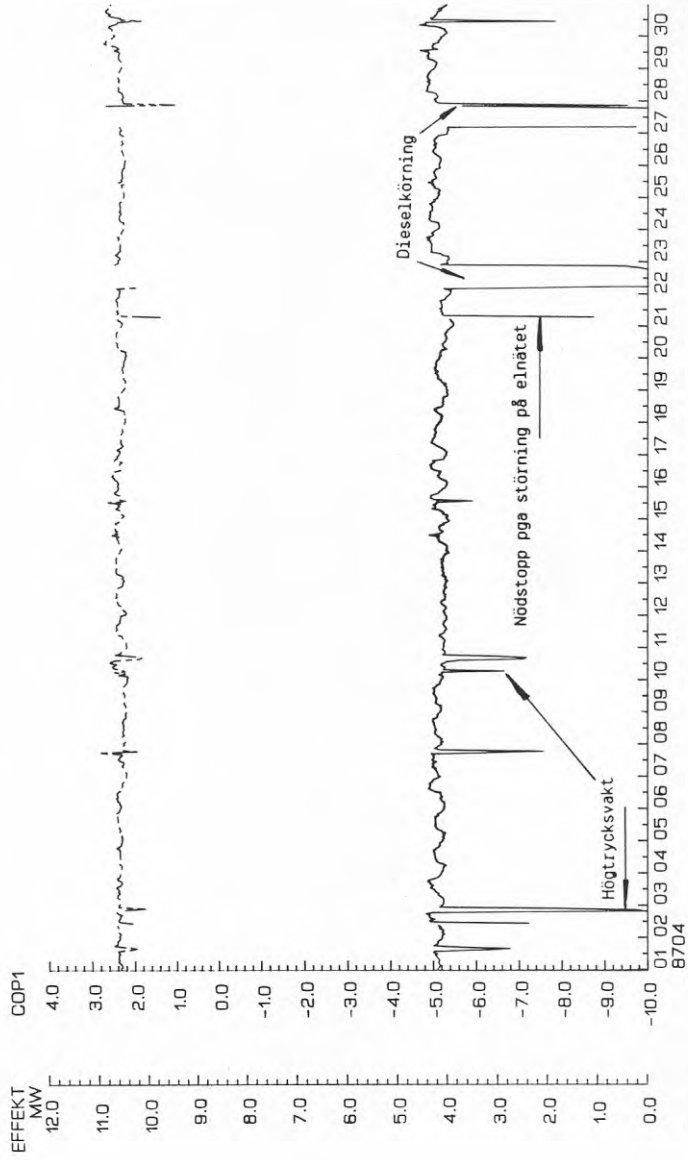
—— VARMEEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.



————— VARMEEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.



———— VARMEFFEKT HELA ANL. - - - - - VARMEFAKTOR HELA ANL.



TABELL

Visby värmepump

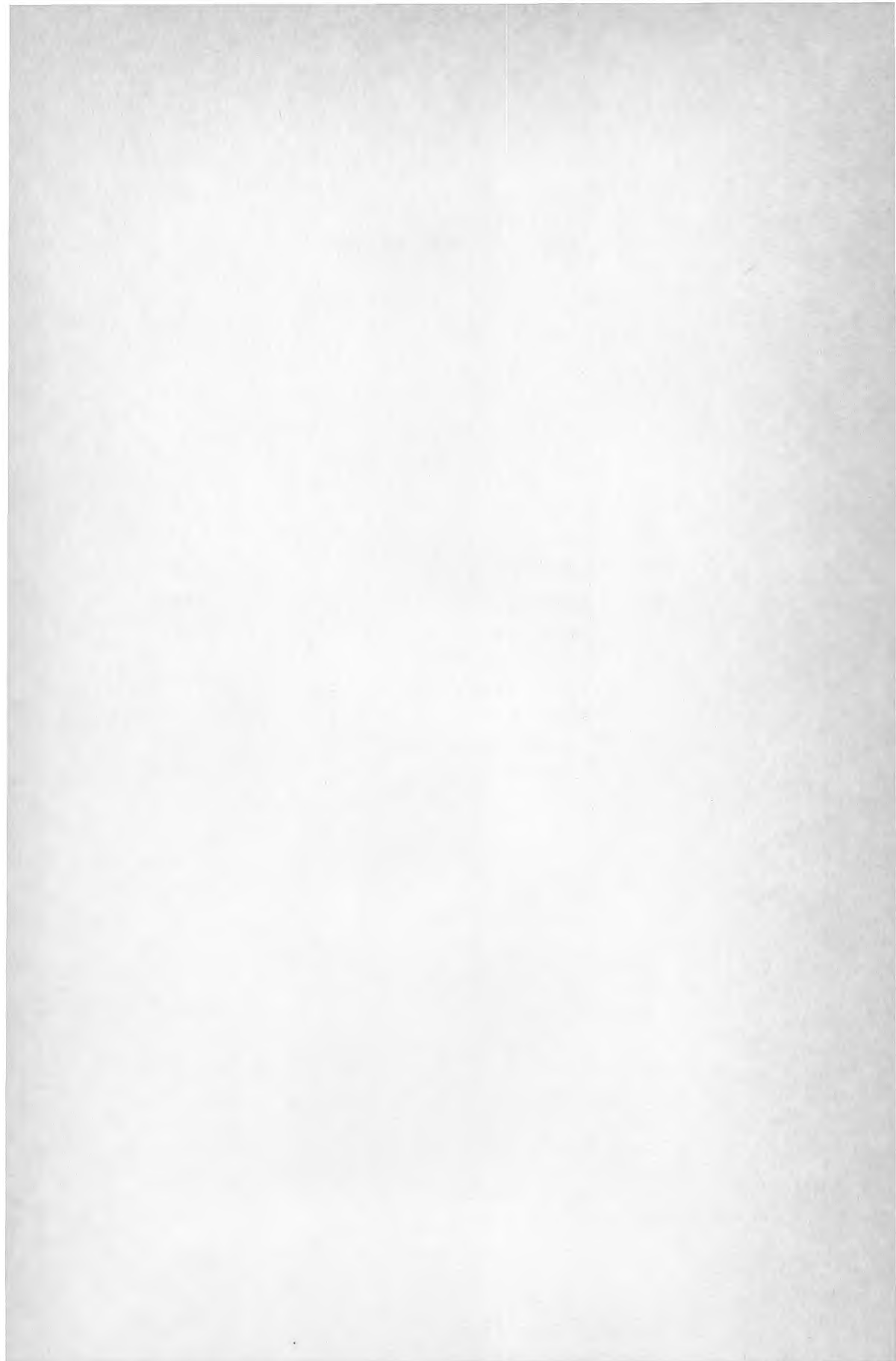
År Månad	Värme Totalt MW	El Totalt MW	COP ₁	Drifftid Totalt %
8505	5.21	2.37	2.4	67.8
8506	6.43	2.85	2.4	76.1
8507	5.71	2.44	2.5	63.6
8508	5.14	2.02	2.8	47.5
8509	4.64	1.81	2.8	45.2
8510	6.26	2.51	2.7	65.8
8511	8.26	3.70	2.4	97.9
8512	7.93	3.54	2.4	97.1
8601	6.59	3.07	2.3	80.7
8602	—	3.20	—	85.1
8603	3.15	1.55	2.2	41.3
8604	—	2.10	—	55.7
8605	—	3.33	—	93.0
8606	—	—	—	64.0
8607	4.65	1.88	2.7	47.1
8608	5.40	2.12	2.8	54.5
8609	5.70	2.15	2.9	57.6
8610	5.76	2.29	2.7	61.7
8611	8.81	3.72	2.5	98.9
8612	7.90	3.56	2.4	93.7
8701	4.54	2.33	2.1	60.5
8702	3.99	1.92	2.2	49.6
8703	3.70	1.86	2.1	48.6
8704	3.95	1.82	2.3	47.4

Total el avser kompressorel+hjälpmaskinernas el.

COP₁ är avgiven värme dividerad med kompressorel.

BETECKNINGAR OCH DEFINITIONER

A	Area	(m ²)
COP ₁	Värmefaktor	
COP _{1C}	Värmefaktor för Carnotprocessen	
COP ₂	Köldfaktor	
COP _{2C}	Köldfaktor för Carnotprocessen	
c _p	Värmekapacitet	(J/kg, K)
\dot{E}_k	Kompressoreffekt	(W)
E _k	Kompressorenergi	(Wh)
k	Värmegenomgångstal	(W/m ² , K)
\dot{m}	Massflöde	(kg/s)
p	Tryck	(Pa)
\dot{Q}_1	Värmeeffekt	(W)
Q ₁	Värmeenergi	(Wh)
\dot{Q}_2	Kyleffekt	(W)
Q ₂	Kylenergi	(Wh)
T, t	Temperatur	(K, °C)
T ₁ , t ₁	Kondenseringstemperatur	(K, °C)
T ₂ , t ₂	Förångningstemperatur	(K, °C)
η_{1Ct}	Värmefaktorns verkningsgrad	
η_{2Ct}	Carnotsk verkningsgrad	
ν	Temperaturdifferens	(K, °C)



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 840761-6
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Stockholm.**

R29: 1989

ISBN 91-540-5020-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6709029

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna**

Cirka pris: 43 kr exkl moms