



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

R29:1986

Frånluftvärmepump i kv Bondesalen

Henrik Enström
Lars Solin

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac *Ser*

*u/0
A*

Byggeforskningsrådet

R29:1986

FRANLUFTVÄRMEPUMP I KV BONDESALEN

Henrik Enström
Lars Solin

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820735-4
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Stockholm.

/Bilaga se Bfra 820735/

REFERAT

I projektet har driftresultat för en frånluftvärmepump studerats. Anläggningen har bl a kännetecknats av att:

- värmeavgivning sker till både tappvarmvatten och radiatorkrets
- direkt värmeväxling sker mellan köldmedium och såväl värmekälla som värmesänkor
- inverkan från varierande grad av underkylning kan studeras

En stor mängd mätdata finns insamlad, dokumenterad och utvärderad från två års drift. Förutom värmepumpens prestanda ges information om praktiska synpunkter och allmänna data, speciellt avseende tappvarmvattenförbrukningen.

R29:1986

ISBN 91-540-4523-1
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1986

INNEHÅLL

		<u>Sid</u>
	SAMMANFATTNING	2
1.	INLEDNING	3
2.	ANLÄGGNINGSBESKRIVNING	4
2.1	Allmänt	4
2.2	Komponenter	5
2.3	Styrutrustning	8
2.3.1	Styrning av radiatorreturvattnet	8
2.3.2	Styrning av tappvarmvattnet	9
3.	MÄTPROGRAM	11
3.1	Allmänt	11
3.2	Kontinuerliga mätningar	11
3.3	Tillfälliga mätningar	12
4.	SYSTEMPRESTANDA	15
4.1	Allmänt	15
4.2	Värmeavgivning	17
4.3	Värmefaktor	18
4.4	Tillgänglighet	18
5.	VÄRMEKÄLLA	34
6.	VÄRMESÄNKA	35
6.1	Allmänt	35
6.2	Tappvarmvatten	35
6.2.1	Energiåtgång	35
6.2.2	Förbrukning och temperaturer	35
6.2.3	Skiktning – temperatur	36
6.2.4	Förluster	37
6.2.5	Akkumulatorvolym	38
6.3	Radiatorvatten	40
7.	EKONOMI	58
8.	SLUTSATSER	63
9.	REFERENSER	64
10.	BILAGA	65

SAMMANFATTNING

Värmepumpar som utnyttjar frånluft som värmekälla installeras i allt större grad i Sverige. Mot den bakgrunden har Byggnadsforskningsrådet funnit det viktigt att dokumentera driftresultat från några sådana anläggningar. Denna rapport beskriver resultatet från två års drift av en frånluftvärmepump installerat i ett punkthus med 76 lägenheter. Anläggningen kännetecknas bland annat av:

- värme avges till både radiatorkrets och tappvarmvatten utan prioritet av någon värmesänka
- direkt värmeväxling utnyttjas såväl mot värmekälla som värmesänka
- fjärrvärme nyttjas som tillsats
- höjddifferensen mellan förångaren på vind och övriga komponenter i källarplan är stor.

Förutom två års kontinuerliga mätningar, utförda av Mätcentralen vid KTH, redovisas resultat från ett examensarbete i Kylteknik, där mätdata från köldmediekretsen studerats.

Rapporten redovisar inte bara "värmepumpprestanda" såsom värmeeffekter och värmefaktorer, utan också mer allmänna data, speciellt över tappvarmvattenförbrukningen. Ett varaktighetsdiagram över timvis tappvarmvattenförbrukning har framlagts för ett helt år. Tappningen av varmvatten över dygnet redovisas i 5-minutersintervaller. Vidare redovisas en verkningsgrad för produktionen av tappvarmvatten samt olika förlustposter vid distribution.

Baserat på mätningarna har en modell för optimal ackumulatorvolym framtagits.

I början kunde flera driftstopp konstateras. Värmepumpens dynamiska karaktärstik var också underlig i flera avseenden. Detta visade sig bero på gasbildning i tryckledningen före expansionsventilen, beroende på statiskt tryckfall. Efter ombyggnad där kraftiga underkylningsmöjligheter installerades har driftresultaten varit mycket goda.

Trots att frånluftens temperatursänkning är måttlig, 10 à 12°C, sker påfrostning på förångaren i vissa driftfall. Ett tidur för avfrostning har därför installerats och fungerat väl.

1. INLEDNING

Projektet ingår i Byggforskningsrådets satsning på att dokumentera driftresultat från frånluftvärmepumpar, FVP. Anläggningen ansågs intressant att studera av främst följande skäl:

- värmeavgivning sker till både tappvarmvatten och radiatorvattenkrets
- direkt värmeväxling sker mellan köldmedium och värmesänka (även tappvarmvatten)
- värmeupptagningen ur frånluften sker direkt trots stort avstånd och speciellt stor höjdskillnad mellan förångaren och övriga komponenter
- inverkan från underkyllning kan studeras

Mätcentralen för Energiforskning på KTH, MCE, har svarat för insamling och lagring av mätdata. Totalt har ett 50-tal storheter (temperaturer, el- och värmeenergi, flöden samt drifttider) uppmätts på detta sätt, se mätprogrammet kapitel 3. Lagring har vanligen skett av timvärden, men under intensivmätperioder har tidsintervallet minskats till 5 minuter.

Under projektets gång har mätprogrammet utökats med "egna" mätpunkter. Därvid har framförallt temperaturer registrerats med temperaturskrivare. Resultat från ett examensarbete av Lars Solin utfört vid Institutionen för Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, KTH, har bearbetats och införlivats i rapporten. Den huvudsakliga anledningen för detta har varit att mer detaljerat beskriva värmepumpens funktion och göra jämförelser före/efter ombyggnader, vilka utförts i syfte att förbättra köldmediets underkyllning före strypventilen.

Ett stort antal personer har varit engagerade i projektet och bidragit till dess genomförande. Vi tackar samtliga för god hjälp och ett trevligt samarbete. Särskilt "drabbade" har Conny Ek och Kurt Myrman, AB Svenska Bostäder, Per Huitfeldt, MCE och Holger Kraft, Inst för Mek Värmeteori och Kylteknik, varit.

Henrik Enström
Projektledare

Lars Solin
Forskningsingenjör

2. ANLÄGGNINGSBESKRIVNING

2.1 Allmänt

Värmepumpen är installerad i ett sk punkthus, av representativ typ för svenskt bostadsbestånd, i kv Bondesalen, Hässelby Gård. Huset är 13 våningar högt och har 76 lägenheter samt gemensam tvättstuga. I huset finns 22 st enrum, 20 st tvårum- och 34 st trerumslägenheter, samtliga utrustade med kök.

Området är anslutet till fjärrvärme och i husets källare finns en undercentral som är gemensam för kvarteret, totalt 300 lägenheter.

Värmepumpen har dimensionerats för att tillgodose husets tappvarmvattenbehov och återstående kapacitet används till värmning av radiatorreturvattnet, vars ledningsnät är gemensamt för hela kvarteret. Det sker dock ingen prioritering av tappvarmvattenvärmningen, utan värmeavgivningen styrs mot lägsta aktuella temperaturnivå. Båda värmesänkorna kan sedan eftervärmas av fjärrvärmen.

För att kunna ackumulera tappvarmvatten finns tre stycken vattentankar om vardera 1 m³. Detta motsvarar 40 liter/lägenhet.

På både förångar- och kondensorsidan sker direkt växling med värmekällan resp värmesänkan. Alla komponenter i värmepumpen utom förångare och expansionsventil är placerade i källaren, vilket medfört omfattande dragningar av köldmedierör. Dessa dragningar har skett i hisschaktet, för vilket tillstånd erhållits.

Kondensorererna är kopplade i serie. Hetgasen leds in i tappvarmvattenkondensorererna. Då värmepumpen strävar efter att hålla så låg kondenseringstemperatur som möjligt ställer den in sig på den lägsta av de två vattentemperaturerna. I det fall då kondenseringstemperaturen är lägre än radiatorreturvattentemperaturen (efter en störttappning av tappvarmvatten) slår styrsystemet ifrån radiatorreturvattentemperaturen. I annat fall skulle radiatorreturvattnet värma kondenserat köldmedium.

Tiden per dygn med bortkoppling av radiatorreturvatten ökar med stigande radiatorreturvattentemperatur. Då denna temperatur är högre än 56°C är det bara möjligt att värma tappvarmvatten och inte något radiatorreturvatten, tills ackumulatortemperaturen erhållit börvärdet 50°C. Detta inträffar dock mycket sällan.

Ett principschema över anläggningen återfinns i figur 2:1.

2.2 Komponenter

Förångare och fläkt

Fabrikat, förångare: TOCA

Fläkten som trycker luften genom filter och förångare, har två driftlägen. Dessa är beräknade till 7 000 resp 11 000 m³/h men mätningar visar på 6 800 resp 9 800 m³/h. Detta är liktydigt med en fronthastighet på 2.0 resp 2.9 m/s in i förångaren.

Det högre luftflödet kopplas in på morgonen, till lunch och i samband med middagen. Sammanlagt 7 h/dygn (30%).

Med en förångarkapacitet på 30 kW motsvarar de båda uppmätta luftflödena en temperatursänkning av luften med 13 resp 9°C vid torrt tillstånd. Om luftens temperatur in i förångaren är 22°C sker vattenutfällning från luften om dess relativa fuktighet är mer än 45 resp 55%.

Före förångaren finns ett filter för att avskilja damm, partiklar o dyl ur frånluften. Dessa skulle annars kunna fastna på förångaren och fungera som ett isolerande skikt.

Förångarbatteriet är ett flänspaket med sicksackställda rör. Antalet rör i djupled är 6 och i höjded 20 st. Förångaren är kopplad via en fördelningsanordning i fem stycken parallella slingor. Flänsarna har tjockleken 0.18 mm, och delningen är 2.3 mm. Total värmeöverföringsyta på luftsidan är 139 m².

Expansionsventil

Fabrikat: ALCO TJLE 900 RW

Termostatisk ventil som strävar efter att hålla en konstant överhettning på köldmediet.

Efter expansionsventilen sitter en fördelningsanordning till de fem slingorna. Även i denna sker expansion då den i princip fungerar som ett kapillärrör. Mätningar har visat att en betydande andel av expansionen sker där.

Intern värmväxlare

Fabrikat: Dunham Bush 25 RX

I värmväxlaren växlas värme från condensat till gas. Denna växling medför att kyleffekten ökar och därmed värmeeffekten, men även förbrukad kompressoreffekt.

Det främsta skälet till värmväxling är dock att förhindra att man erhåller en tvåfasblandning före expansionsventilen. På grund av nivåskillnaden mellan vinden och källaren råder olika tryck i köldmedieledningen. Detta kan leda till att gas bildas, vilket i så fall kraftigt försämrar expansionsventilens kapacitet.

Den värmväxlade gasen kommer att vara överhettad, vilket förhindrar vätskeslag i kompressorn. Denna extra säkerhet har dock

liten betydelse i denna anläggning, ty risken för vätskeslag under drift ändå är obefintlig eftersom gasen har ett lägre tryck i källaren än på vinden på grund av friktionstryckfallet. Vid start kan vätskedroppar passera värmeväxlaren varför vätskeavskiljaren då träder i funktion.

Vätskeavskiljaren

Vätskeavskiljaren skall förhindra att vätska sugas in i kompressorn och orsakar vätskeslag. Den är speciellt nödvändig då start av värmepumpen sker med öppna ventiler i rörsystemet, vilket är det normala.

Kompressor

Fabrikat: Carrier 06 QA 1512

Sexcylindrig semihermetrisk kolvkompressor. Vid suggas-temperaturen +18°C gäller enligt fabriksdata för R 502, 6 cyl.

t1	t2	Ek
50°C	-5°C	12.6 kW
45	-5	12.0
40	-5	11.4

Dess slagvolym är 2.41 liter/cylinder, s.

För att minska startströmmen används dellindningsstart.

Kompressorn har regleringsmöjlighet så att 2 resp 4 st cylindrar kan kopplas bort, vilket i denna anläggning regleras med hjälp av pressostater som ställer av cylinderparen på stigande högtryck.

Kondensorer

Fabrikat: Wieland KW

Fyra stycken dubbelrörskondensorer har seriekopplats. Det är två stycken till vardera vattenkretsen och i båda paren sker en direkt växling.

Tappvarmvattenkondensorererna är kopplade i motström. Hetgasen leds in i dessa, varför utgående vattentemperatur kan vara högre än kondenseringstemperaturen.

Radiatorreturvattenkondensorererna har (felaktigt) kopplats i medström. Utgående vattentemperatur kan maximalt uppgå till kondenseringstemperaturen.

Pumpar

Fabrikat: Gustavsberg

I värmepumpsystemet ingår även pumpar för radiatorretur- resp tappvarmvattnet. Effektbehovet för tappvarmvattenpumpen är 0.49 kW (5.6 m³/h) och för radiatorreturvattenpumpen 0.27 kW (3.5 m³/h).

Receiver

Fabrikat: Husqvarna Stålpress AB ; KY-R-75

Köldmedium

R 502

I anläggningen ingår ca 30 kg köldmedium. R 502 har av de vanliga köldmedierna (R 12 och R 22) de bästa egenskaperna vad avser underkyllning. Det åtgår nämligen färre andelar gas per grad kyld andel vätska. Denna egenskap var här avgörande för köldmedievallet.

Jämfört med R 22 blir hetgastemperaturen betydligt lägre. Detta har betydelse då det innebär lägre slitage och därmed längre total drifttid för kompressorn. Vad gäller R 12 är hetgastemperaturen ungefär lika hög som för R 502.

Den volymetriska köldalstringen är för R 502 ca 60% högre än för R 12, vilket innebär att kompressorns slagvolym måste vara 60% större om R 12 väljs vid lika effekt. Vad gäller R 22 är den volymetriska köldalstringen av ungefär samma storlek som för R 502.

En nackdel med R 502 jämfört med R 12 är att mediet erfordrar högre tryck vid given temperatur. Vid tex kondenserings-temperaturen 50°C är ångbildningstrycket för R 502 21.0 bar mot 12.2 bar om R 12 används.

Prismässigt är såväl R 12 som R 22 fördelaktigare än R 502.

Rördragning

Köldmedierören, som är av koppar, har dragits genom hisschaktet mellan vinden och källaren. Rören har isolerats i hela sin längd, även tryckledningen.

Säkerhetsutrustning

Fabrikat:	Hög, lågtryckspressostat	Ranco
	Oljepressostat	Penn
	Hetgasvakt	Trafag

Hög- och lågtryckspressostaterna bryter då trycket över- resp understiger inställda värden. Dessa är för högtryckspressostaten 25 bars övertryck (+58°C) och för lågtryckspressostaten 1 bars övertryck (-30°C).

Högtryckspressostaten utgör värmepumpens övre gräns. Om inkommande radiatorreturvatten har en temperatur över 56°C kan ingen värmning ske, inte ens med kompressorn maximalt nedreglerad (2 cylindrar i drift). Inkommande radiatorreturvattentemperatur med så hög temperatur inträffar i ett 80/60°C-system då utomhustemperaturen är lägre än -14°C. Vilket inträffar ca 150 timmar per år i Stockholm.

Lågtryckspressostaten har manuell återställning.

Som skydd mot för lågt oljetryck finns en oljetryckspressostat.

Om hetgasen ut ur kompressorn blir alltför hög (över 140°C) finns risk att köldmediet eller medföljande olja skadas. För att förhindra skadligt höga temperaturer finns en hetgasvakt som bryter strömmen till kompressorn.

Elmotorn är försedd med temperaturvakt som skall skydda lindningen mot temperaturskador.

Kapacitetsreglering

Fabrikat: Ranco

Kapacitetsregleringen av kompressorn styrs av två pressostater. Ett resp två cylinderpar kopplas ur då kondenseringstrycket överstiger fastställda värden.

Med hjälp av kapacitetsregleringen är det möjligt att värma till höga radiatorreturvattentemperaturer utan att riskera för höga tryck, vilket skulle utlösa högtryckspressostaten.

2.3 Styrustrustning Fabrikat: Billman

2.3.1 Styrning av radiatorreturvattnet

Huset är dimensionerat som ett 80/60°C-system.

Radiatorvattenvärmning skall ske när uppvärmningsbehov föreligger. Om returvattentemperaturen är lägre än kurvans värde vid viss utetemperatur så startar radiatorreturvattenvärmning. Värmningen pågår så länge som uppvärmningsbehov föreligger, dvs returtemperaturen är lägre än kurvans börvärde. Om vattentemperaturen blir högre än kurvans returvattentemperatur anses uppvärmningsbehov ej föreligga och radiatorvärmningen stannar. Jämförelse görs således mellan en temperaturgivare i returledningen och en utetemperaturgivare.

För att undvika värmning under kalla sommarätter är funktionen spärrad så att värmning ej kan ske om returtemperaturen är lägre än ett inställt värde (ca 25°C).

Som ett skydd mot alltför höga kondenseringstemperaturer stoppas värmningen av returvattnet om dess temperatur överstiger 50°C. Denna funktion förtar dock något av meningen med kapacitetsregleringen.

2.3.2 Styrning av tappvarmvattnet

I en av ackumulatorerna finns två temperaturgivare placerade, dels i toppen dels i botten. Vidare finns en givare placerad i vattenledningen som känner temperaturen före värmväxlingen.

Värmning av tappvarmvatten startar då temperaturen i ledningen och minst en av givarna i ackumulatorn känner att temperaturen är lägre än börvärdet.

När temperaturen vid samtliga givare är högre än börvärdet stannar tappvarmvattenvärmningen.

3 MÄTPROGRAM

3.1 Allmänt

Syftet med mätningarna är primärt att studera värmepumpens funktion och egenskaper. Väsentliga parametrar är främst effekter och temperaturer. Med mätdata finns även möjlighet att studera ackumuleringstankarnas funktion samt vissa egenskaper på tappvarmvattenkretsen, som tex flöden och vvc-förluster. För tvv-systemet i höghuset har man möjlighet att kontrollera hela förloppet från kallvattentemperaturen till vvc-returtemperaturen via framledningstemperaturen. Även effekter, både från värmepumpen och fjärrvärmens, kontrolleras.

Radiatorsystemets uppbyggnad gör det inte möjligt att kontrollera effektbehov o dyl. Detta därför att undercentralen, och även radiatorvärmeväxlaren, är gemensam för hela kvarteret.

3.2 Kontinuerliga mätningar

Mätcentralen för Energiforskning, MCE, vid KTH Stockholm har svarat för insamling och kontroll av mätdata från ca 50 st parametrar i värmepumpsystemet. Mätprogrammet omfattar följande storheter: temperaturer (endast vattensidan), el- och värmeenergier, vätskeflöden samt drifttider. Se figur 3:1.

En mät dator vid anläggningen har avkänt mätpunkterna var 5:e minut. Temperaturer medelvärdesbildas och lagras som timmedelvärden, medan flöden, drifttider och energier lagras som en summa för den aktuella timmen. Denna lagring har skett på ett kassetband som har bytts var fjortonde dag.

Data på mätkassetten har överförts till ett HP1000-system och har bearbetas med hjälp av ett speciellt utvärderingsprogram, MUMS. Med detta program kan beräkningar utföras samt tabeller och diagram framställas. I normalfallet är data en funktion av tiden men de kan även framställas som funktion av en annan mätt parameter.

I stället för att lagra värden som timvärden är det även möjligt att få intensivmätningar, med lagring t ex var 5:e minut. Med denna typ av mätning kan även mer dynamiska förlopp följas.

Mätdata finns lagrat hos MCE från drygt 2 års kontinuerliga mätningar av Hässelbyvärmepumpens drift, mellan december 1982 till årskiftet 1984/85.

3.3 Tillfälliga mätningar

För att kunna studera köldmediekretsen samt även förloppet över förångarbatteriet har mätningar utförts med hjälp av temperaturskrivare. Dessa mätningar har karaktären av prestanda-prov, eftersom data från värmemängdsmätare, manometrar och temperaturer mäts parallellt. Vid dessa prov har olika parametrar ändrats t ex fläktens varvtal, kombination av värmesänkor, vattentemperaturer och luftfuktighet.

Mätningarna är av intensivkaraktär, då mätdata har registrerats varje minut.

Mätningarnas syfte har varit att utreda prestanda hos främst förångare och kompressor.

De första mätningarna utfördes som ett examensarbete i Kylteknik vid Institutionen för Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, KTH, och kartlägger anläggningen innan ombyggnaden, dvs innan två nya värmeväxlare installerades. Uppföljande mätningar för att kontrollera utfallet av dessa har gjorts efter ombyggnaden.

Mätta punkter framgår av figur 3:2.

Fig 2:1

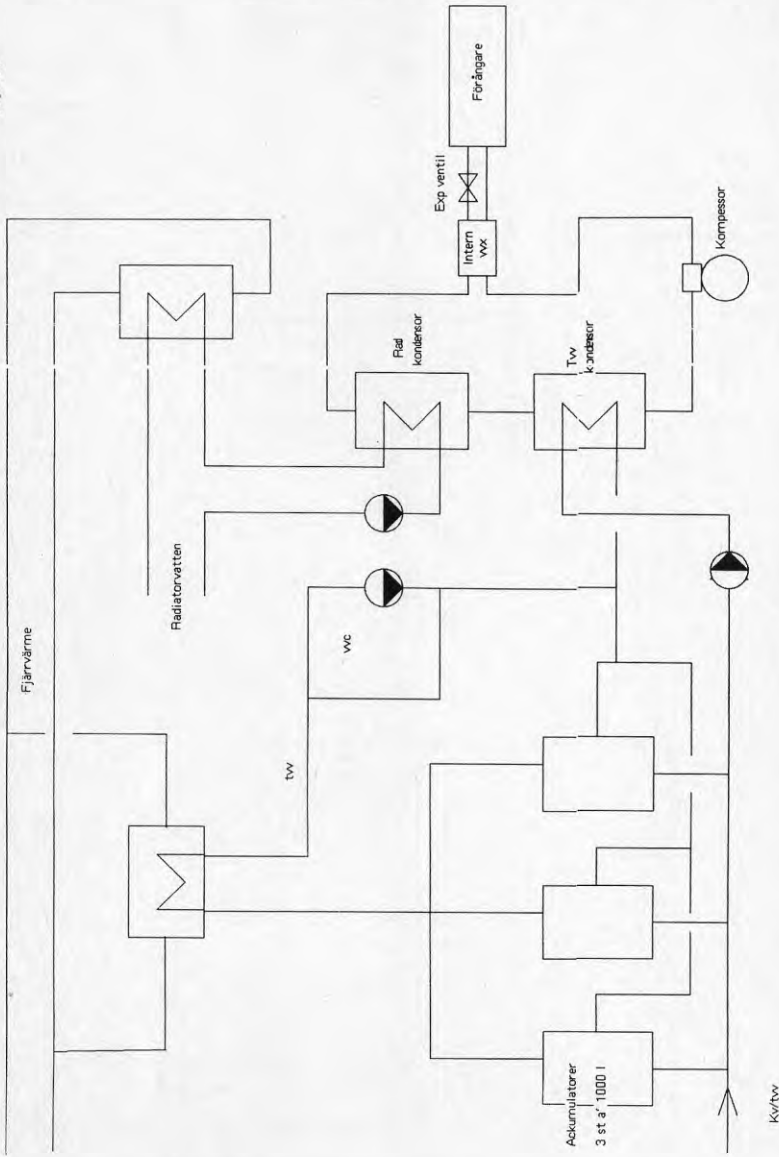
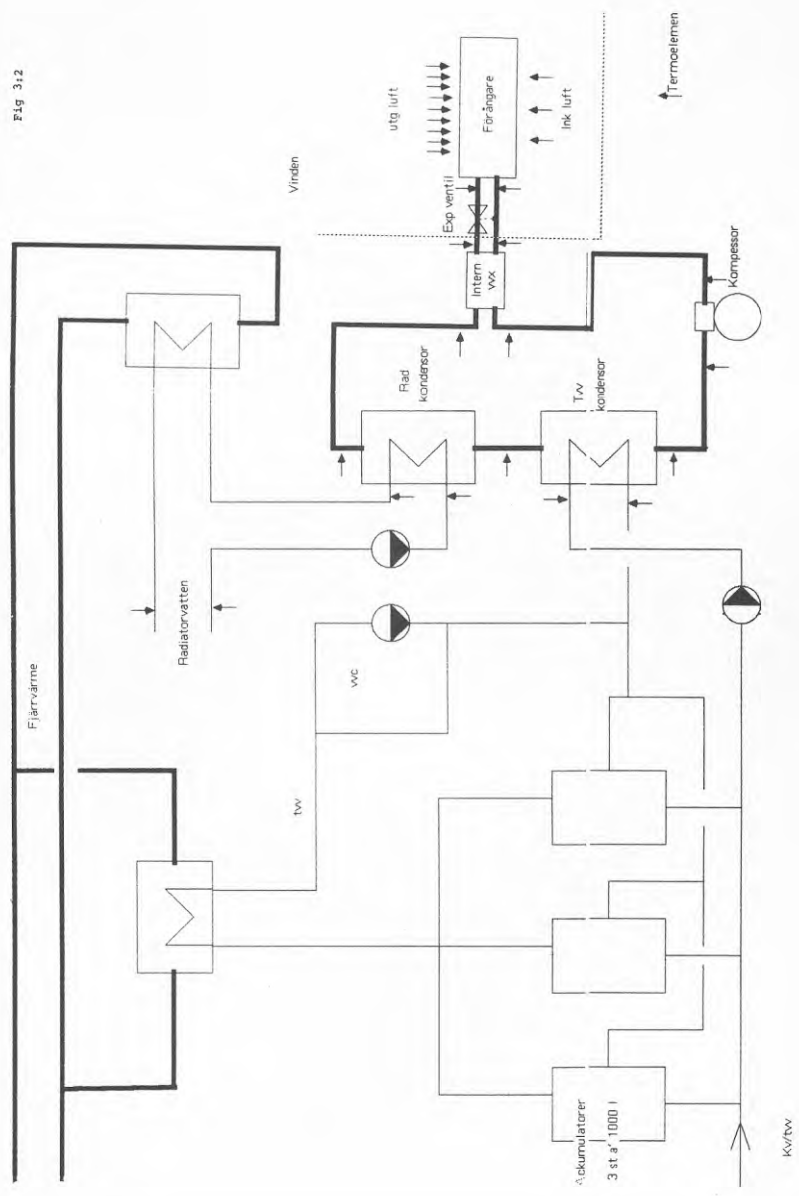


Fig. 312



4 SYSTEMPRESTANDA

4.1 Allmänt

Anläggningen togs i drift år 1982 och har både tappvarmvatten- och radiatorvattenkondensorer. På vinden finns förångare och expansionsventil, medan övriga komponenter (underkylare, kompressor, kondensorer) är placerade i fjärrvärmeundercentralen i källaren.

Värmeväxlingen, både på kalla och varma sidan, sker således direkt till/från köldmediet. Man kan på detta sätt vinna några grader i förångnings- resp kondenseringstemperatur, vilket innebär både högre effektavgivning och förbättrad värmefaktor. Nackdelar med systemlösningen är omfattande dragningar av köldmedierör, vilket ökar risken för läckage resp föroreningar samt att varje anläggning fordrar mer projekterings- och anläggningsarbete.

Nivåskillnaden mellan vinden och källaren, ca 35 m, ger upphov till ett statiskt tryckfall på köldmediet. Beräkningar visar att för vätska är friktionstryckfallet försumbart jämfört med det statiska, vilket uppgår till ca 4 bar. Eftersom köldmediet efter receivern befinner sig nära gränskurvan mellan vätska och tvåfastillstånd innebär detta tryckfall att vätskan övergår till tvåfastillstånd, se figur 4:1 och 4:2. Den volymkrävande gasen försämrar expansionsventilens funktion. Denna kan endast släppa igenom en viss maximal volym per tidsenhet. Om det då är gas i blandningen blir massflödet lågt. I anläggningen blir då expansionsventilen den tränga sektorn.

Kompressorn arbetar med en viss slagvolym, dvs den volym som kan komprimeras per tidsenhet, bestämd av cylindergeometri, varvtal och aktuell tryckdifferens. Då kondenseringstemperaturen är bestämd av värmesänkan måste kompressorn arbeta med en låg förångningstemperatur för att massflödet ska bli det rätta visavi expansionsventilen. Anläggningen arbetade under första året med en förångningstemperatur på -15 till -5°C , medan luftens temperatur ut från förångarbatteriet var ca $+10^{\circ}\text{C}$.

Den låga förångningstemperaturen i luftbatteriet medför att luften avfuktas effektivt och batteriet frostar igen. Detta ger upphov till en kedjereaktion, ty det påfrostade batteriet får ett sämre k -värde. Dessutom ökar tryckfallet på luftsidan vilket ger upphov till ett lägre luftflöde. Bägge dessa förlopp sänker förångningstemperaturen ytterligare. Denna process avbryts av att lågtryckspressostaten stoppar kompressorn.

Då orsaken till tryckfallet på köldmediet är höjddifferensen, måste i stället konsekvenserna av denna elimineras. För att undvika en tvåfasblandning vid expansionsventilen måste kondensatet underkylas tillräckligt. Erforderlig temperatursänkning är ca 10°C , se figur 4:3. Temperatursänkningen beror på kondensatets

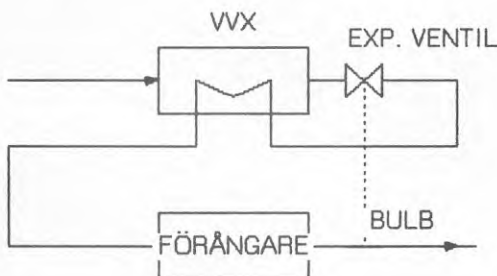
temperatur och varierar något, jämför köldmediets tryckkurva fig 4:1. Ju lägre temperatur, ju större avkyllning krävs. Med den värmväxlare som installerades från början kunde man erhålla ca 3 till 4°C temperatursänkning av kondensatet. Denna värmväxlare växlade värme mellan kondensat och suggas.

Dimensionerande tillstånd är den lägsta temperatur som man erhåller kondensering vid, ty då har man även det lägsta massflödet i kretsen. Detta innebär att det erfordrar störst underkyllning då, samtidigt som värmväxlarens värmeöverförande egenskaper är som sämst på grund av det låga massflödet. Observera att låg kondensering ger låg förångning vilket sammantaget minskar massflödet, jmf fig 4:4.

För att erhålla tillräcklig underkyllning installerades 1983 ytterligare två stycken värmväxlare i köldmediekretsen. I den ena används inkommande kallvatten/ tappvarmvatten som kylande medium. Man erhåller på detta sätt en god förvärmning av detta vatten. Dess funktion är proportionell mot tappvarmvattenförbrukningen, varför man nattetid inte erhåller någon kylning från denna värmväxlare. Det är viktigt att det är tillräckligt med köldmedium i anläggningen, så att enbart kondensat värmväxlas och att den inte fungerar som en extra kondensator.

I den andra värmväxlaren växlas värme mellan kondensat och expanderat köldmedium, se figur 4:5.

Fig 4:5 Intern vx i köldmediekretsen.



Efter installationen av dessa båda värmväxlare har man säkerställt att ingen gasbildning inträffar före expansionsventilen.

Redovisade åtgärder har lett till att förångningstemperaturen stigit ca 10°C, vilket motsvarar en förbättring av värmefaktorn med ca 20%. Även värmeeffektavgifningen har stigit, dock inte lika kraftigt som värmefaktorn. I figur 4:6 kan prestanda jämföras för värmepumpen före och efter ombyggnaden. Data gäller vid lika vattentemperaturer.

Innan ombyggnaden var värmepumpens värmefaktor bättre då den endast var inkopplad på 2/3 kapacitet i stället för max kapacitet och värmeavgivningen var i stort sett lika stor som vid max kapacitet, se figur 4:7 och 4:8. Detta förklaras av att kompressorns kapacitet då var mer optimal med tanke på expansionsventilens funktion.

Värmepumpens Carnotska verkningsgrad redovisas i figur 4:9. Den har stigit något efter ombyggnaden. Observera det låga värdet vid maximal nedreglering, 2-cylinder drift.

Det låga massflödet medförde även att förångarbatteriet var kraftigt överdimensionerat. Köldmediet överhettades 10 till 35°C, vilket begränsades enbart av inkommande temperatur på frånluften, jmf figur 4:10.

För att kunna ha både tappvarmvatten- och radiatorvärmningen inkopplad erfordrades avfrostningar. Detta ordnades med hjälp av ett tidur som stoppade värmepumpen under 5 minuter varannan timme. I och med att förångningstemperaturen stigit så pass kraftigt efter ombyggnaden erfordras numera avfrostningar endast var fjärde timme. Behovet varierar dock beroende på luftens fuktighet, men detta värde skall även klara de värsta förhållanden.

Luftens hastighet genom batteriet var 2.0 till 2.9 m/s beroende på fläktens varvtal. Denna hastighet var tillräcklig för att orsaka medsläpning av vattendroppar. Dessa droppar föll ur luften då dess hastighet sjönk efter batteriet och orsakade vattenläckage. Problemet löstes med en ytterligare dränageledning i luftkanalens bortre ände.

4.2 Värmeavgivning

Värmeavgivningen från värmepumpen som en funktion av vattentemperaturen in i kondensatorerna visas i figur 4:7. I figuren är värmeavgivningen uppritad för två olika fall, dels för värmepumpens kapacitet innan ombyggnaden och dels för dess kapacitet efter det att den nya interna värmväxlaren installerats.

Kurvan som visar prestanda innan ombyggnaden har ett utseende som avviker från värmepumpprocessens normala. Normalt sjunker värmeavgivningen då värmesänkans temperatur stiger. I detta fall inträffar det motsatta. Orsaken är att köldmedieflödet minskar på grund av gasbildningen vid sjunkande kondenserings temperatur. Vid höga värmeavgivningstemperaturer fungerar anläggningen bäst!

Prestanda vid mellanskedet i ombyggnaden har den "riktiga" lutningen, varmare värmesänka medför lägre effektavgivning. Vid 45°C är differensen mellan kurvorna endast ett par kW och vid en extrapolering korsar de varandra vid ca 47°C. Vid lägre temperaturer är differensen betydligt större. Detta förhållande stämmer väl med gasteorin, ty vid en hög temperatur fungerade

underkylningen. Man kan därför anta att båda kurvorna kommer att följas åt till höger om skärningspunkten.

I figur 4:11 finns värmepumpens prestanda efter det att båda de nya värmeväxlarna kommit på plats. Värmeavgivningen har nu stigit jämfört med tidigare kurvor. Orsaken till detta är den effektiva underkylning som sker i tvv-värmeväxlaren. Effektaavgivningen har stigit ca 12 kW vid 35°C på värmesänkans inloppstemperatur och ca 3 kW vid 45°C.

I figur 4:12 kan samspelet mellan de båda värmesänkorna studeras. På dagen sker större delen av värmeavgivningen till tappvarmvatten men nattetid sker värmeavgivning enbart till radiatorvatten. Speciellt tydligt syns förskjutningen på kvällen och morgonen.

Figur 4:13 visar kondensatorerna och tvv-vvx värmeavgivning under några dygn. För denna figur gäller att tvv-pumpen är inkopplad hela dygnet, varför viss värmeavgivning av hetgasvärme sker till tappvarmvattnet. Tvv-flödet är dock noll, vilket framgår av prickad linje, ingen värmeavgivning sker i tvv-vvx.

Den totala effektaavgivningen under några oktoberdygn framgår av figur 4:14. Värmepumpen avger ca 35 kW.

4:3 Värmefaktor

Värmefaktorn, då enbart kompressorarbetet är medräknat, framgår av figur 4:8.

Vid fulleffekt (samtliga cylinderpar inkopplade) var värmefaktorn före ombyggnaden mellan 3.1 och 3.5 beroende på värmesänkans temperatur. Denna kurva visar att värmefaktorn var högst då värmeavgivningen var som lägst (jmf figur 4:7). Detta innebär att värmefaktorn enbart inte är tillräckligt för att avgöra prestanda. Det är oftast motiverat att öka värmeavgivningen på bekostnad av en försämrad värmefaktor.

Kompletterande mätningar har gjorts efter ombyggnaden. Dessa mätningar gäller dels för enbart den nya interna värmeväxlaren inkopplad och dels för båda värmeväxlarna inkopplade. I steg ett (värmeväxling mellan kondensat och kallvatten/tappvarmvatten) stiger värmefaktorn vid låga temperaturer men närmar sig ursprungsdata vid högre. En betydande förbättring erhålls när båda värmeväxlarna är inkopplade. Värmefaktorn är mellan 3.4 och 4.1.

4.4 Tillgänglighet

Värmepumpen är inkopplad på både radiator och tvv-sidan. På radiatornätet ligger ett helt kvarter med 300 lägenheter varför behovet är, sett utifrån värmepumpens kapacitet, oändligt stort. Den kan vara inkopplad under hela radiatorsäsongen. På tvv-sidan arbetar den endast med höghusets behov, varför den sommartid har ca 50% gångtid. Fjärrvärme kan i båda fallen eftervärma vattnet

om så erfordras. Värmesänkan är således tillgänglig $100 \times 7\,000 / 8\,760 + 50 \times 1\,760 / 8\,760 = 90\%$ per år.

Värmekällan, frånluften, är tillgänglig under hela året. Under den del av året då värmepumpen är inkopplad både på tvv och radiatorvattensidan erfordras stoppavfrostningar av förångar-batteriet. Detta sker 5 minuter var fjärde timme.

Avfrostningar innebär en minskning av tillgängligheten med $100 \times 1/4 \times 5/60 \times 7\,000 / 8\,760 = 1.7\%$.

Värmepumpens tillgänglighet av värmekällan och värmesänkan är således ca 88% av året.

Tillgängligheten av värmepumpen kan inte utökas ytterligare om inte ombyggnader sker. Om tvv för hela kvarteret kopplas in skulle tillgängligheten öka med ca 5–6 %, helt under sommarhalvåret. Ekonomiskt är det tveksamt om det kan motiveras eftersom alternativet, fjärrvärme, har säsonganpassad taxa.

I figur 4:15 visas den faktiska tillgängligheten per dygn under knappt 2 år. Värmepumpen hade under första driftmånaderna relativt kort drifttid per dygn. Detta berodde på att enbart tappvarmvattenvärmningen var inkopplad. Ett antal driftstopp som inträffat och varar några dygn beror på att lågtryckspressostaten löst ut. För ny start erfordras manuell återställning. De fel som inträffat beror mer på systemfel än maskinfel. Under hösten 1983 var värmepumpen avstängd under några perioder för att dränageproblem i frånluftkanalen skulle lösas.

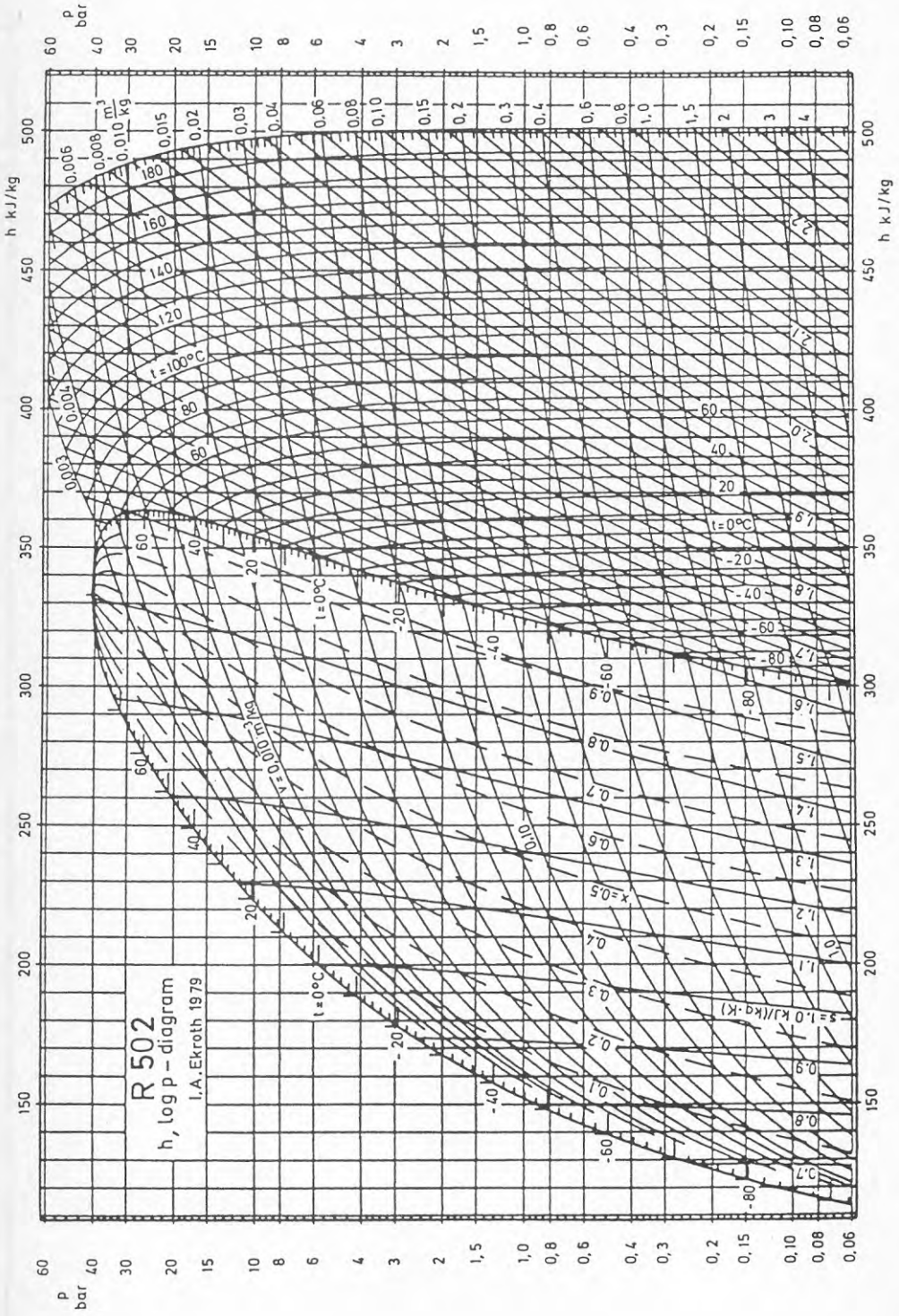
Våren 1984 uppvisar värmepumpen en tillgänglighet på nästan 100% under lång sammanhängande tid.

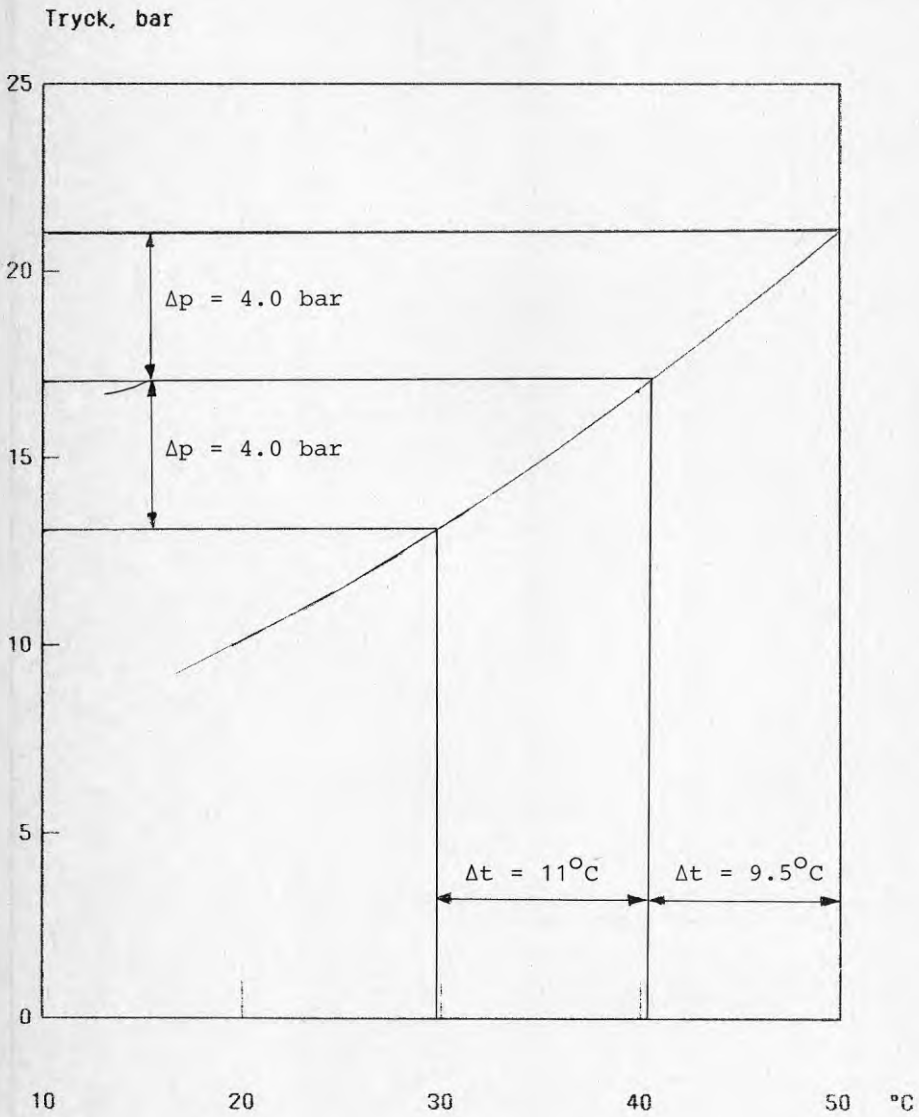
Driftstoppet sommaren 1984 beror på ett felaktigt inställt tidur.

Ombyggnaderna i systemet ägde rum under hösten 1983.

Ett antal dygn, ca 10 st, är i diagrammet angivna med 0% tillgänglighet trots att värmepumpen varit i drift. Det beror på att intensivmätningar genomförts eller att mätkassetter blivit försenade varför mätvärden ej har registrerats.

Fig 4:1

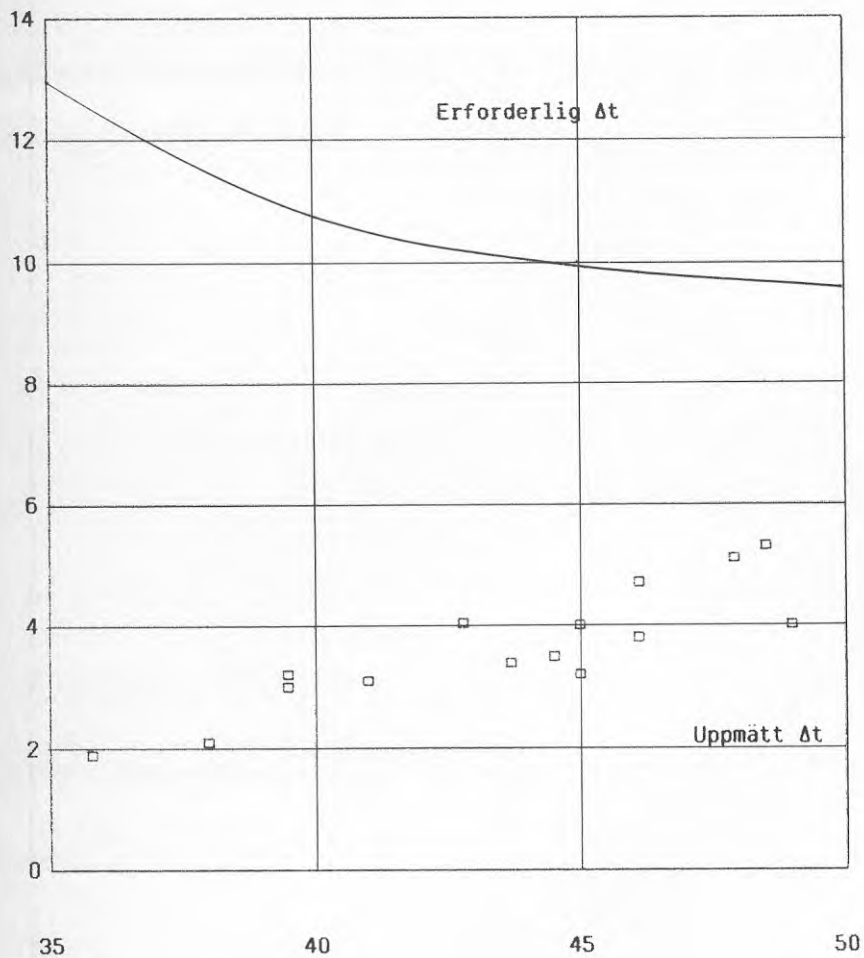




Temperatur på ink kondensat i vvx

Avser R502

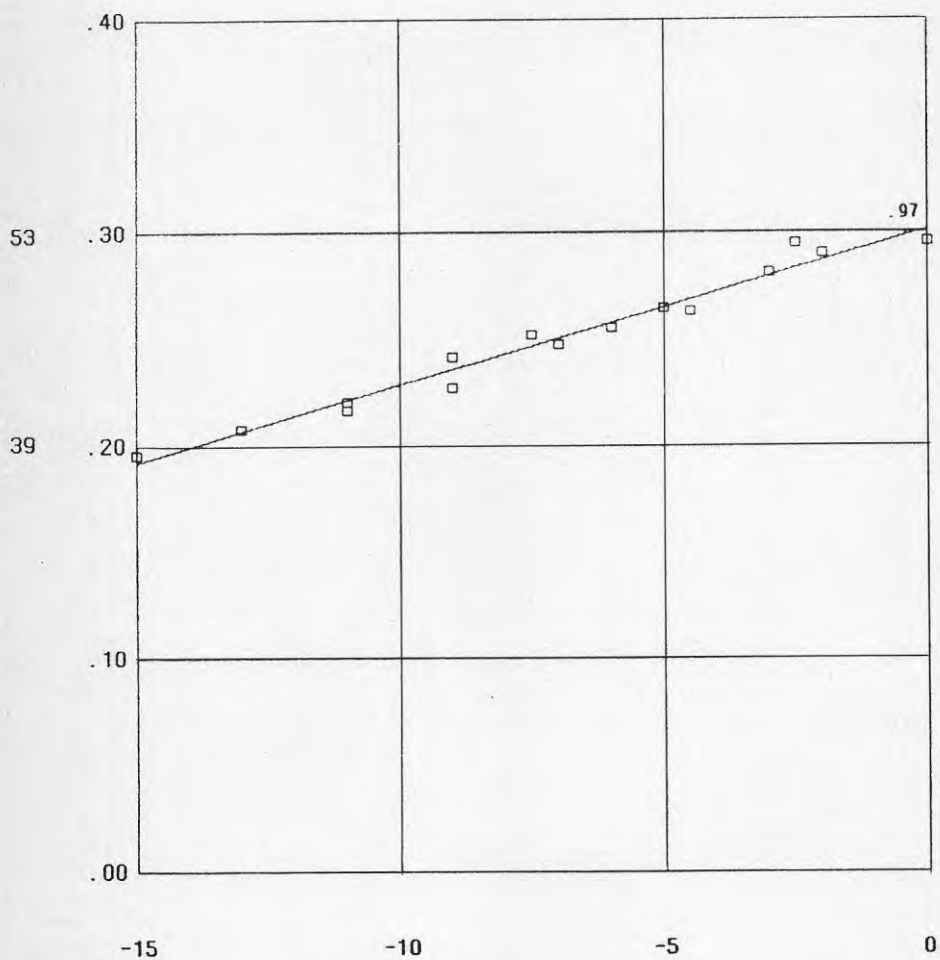
Δt kondensat i interna vvx, °C



Kondensatets temp in i vvx, °C

t1 Kondenseringstemp., °C

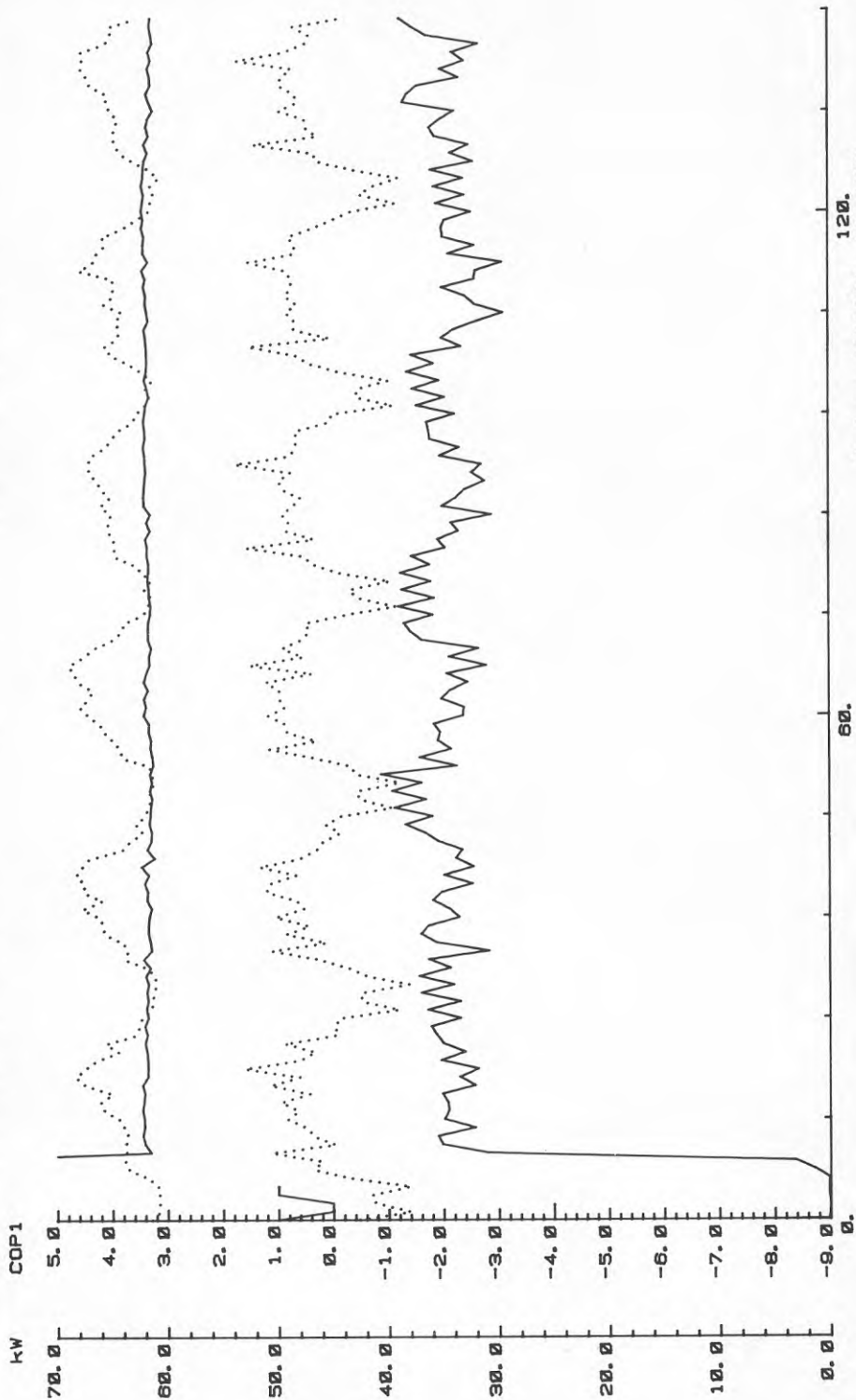
mk Köldmedieflöde, kg/s



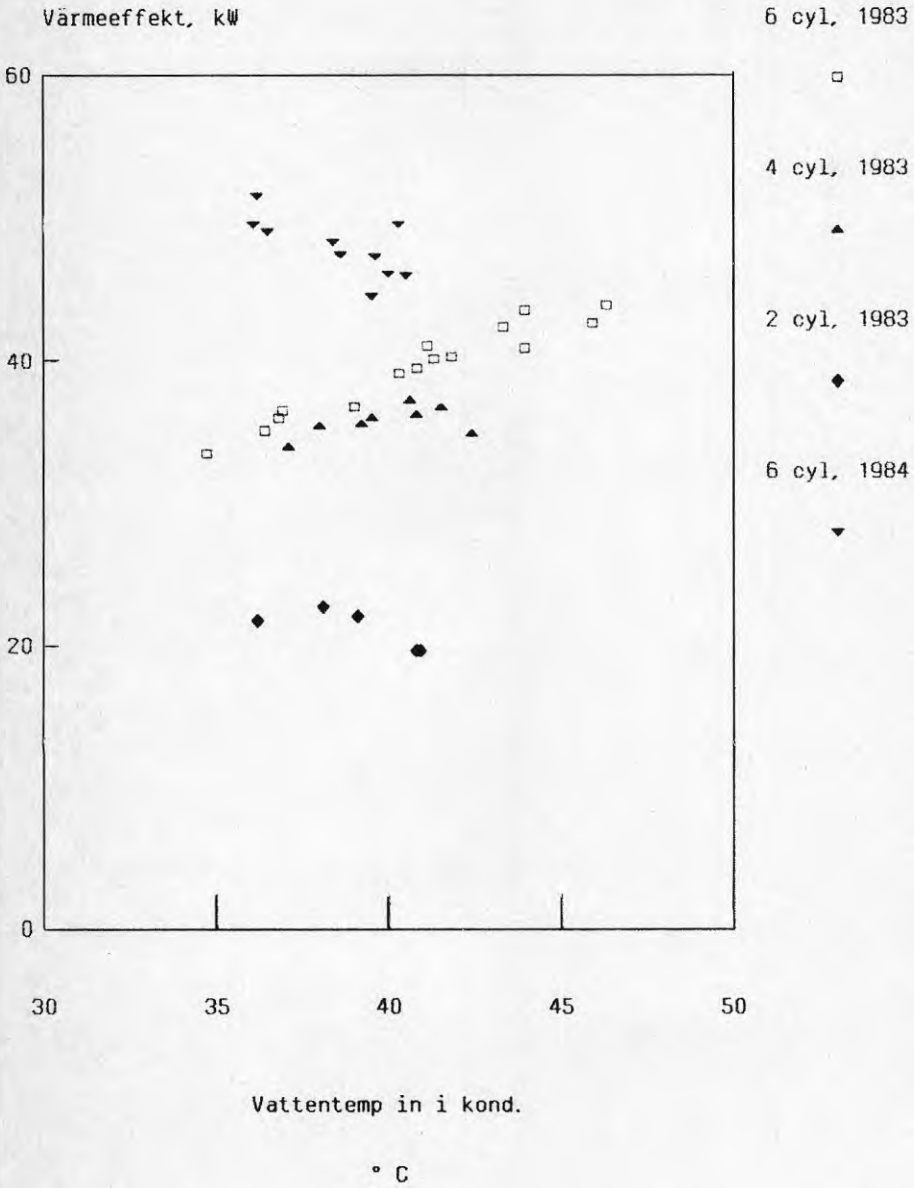
Förångningstemperatur, °C

..... VARME EFTER OMBYGGN.
COP1 EFTER OMBYGGN.

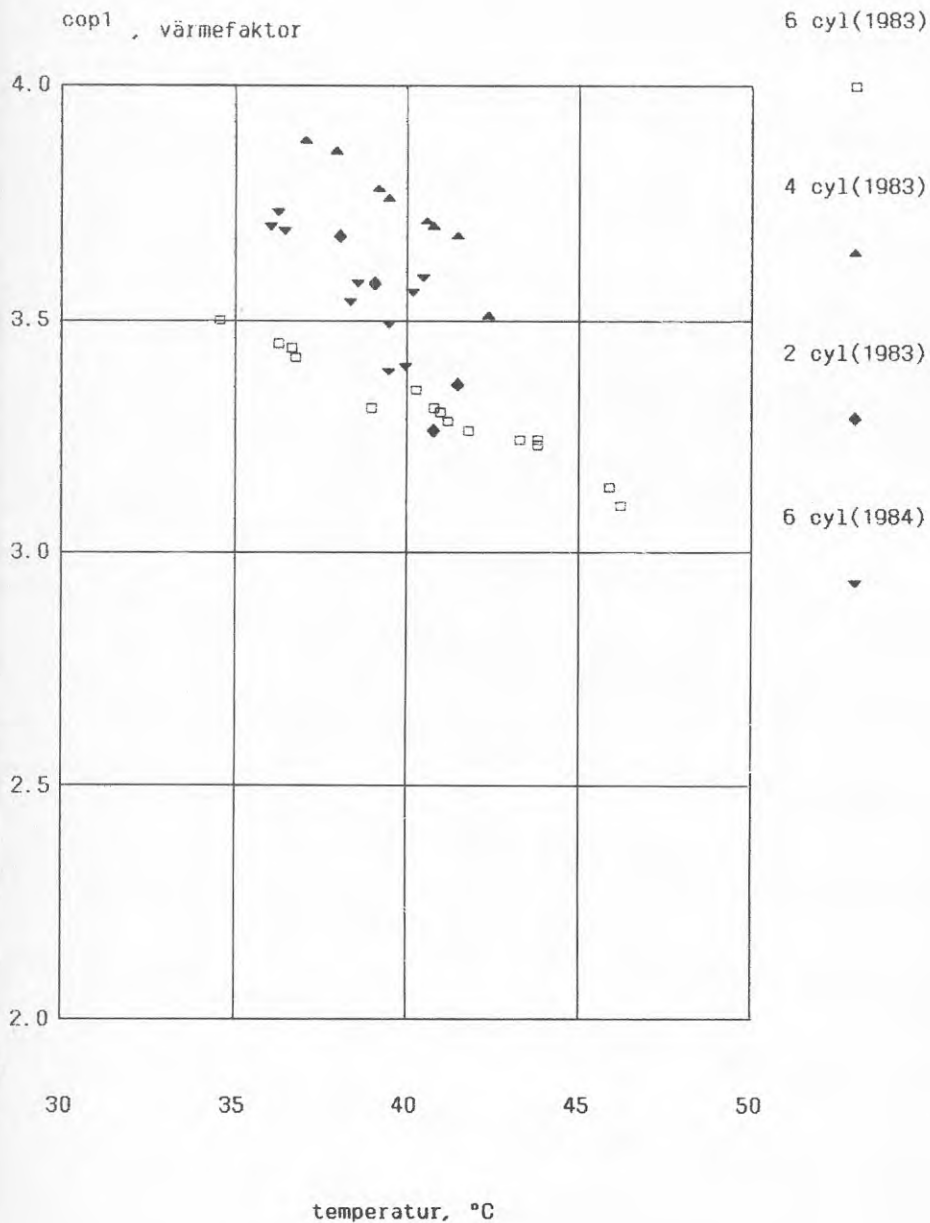
===== VARME INNAN OMBYGGN.
COP1 INNAN OMBYGGN.



5 dygn (831019, 840406)
Hasseiby
840406 000000 - 840411 230000



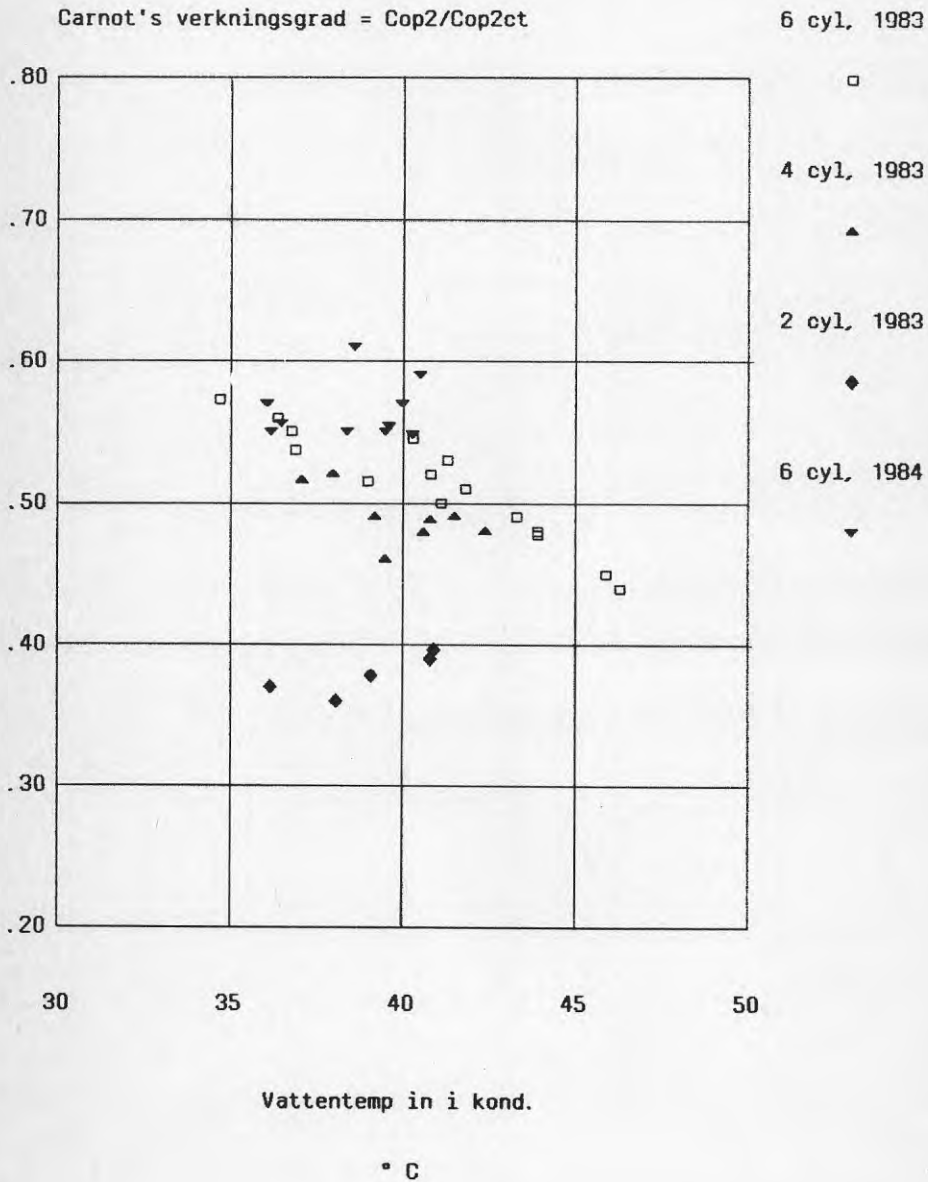
Värmefaktor



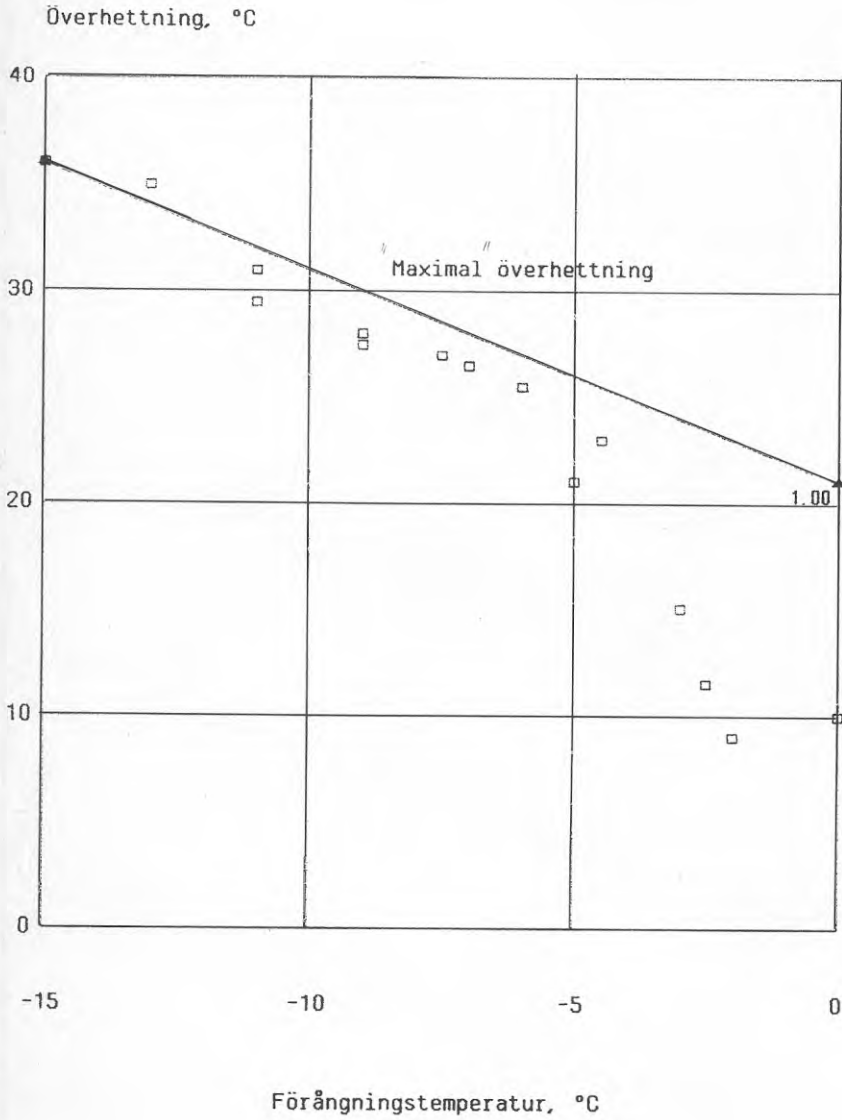
Avser vatten in i kondensor

Bondesalen

fig 4:9



Bondesalen



2:57 PM THUL. 28 SEPT. 1984

E'K=f(T-vatten in kond)

X

Q'1=f(T-vatten in kond)

O

Effekt
kW



Temp ink vatten

40.0

30.0

20.0

50.0

gr

Hasselby
840201 000000 - 840530 000000

Fig 4:11 29

FLODE TAPPVARMVATTEN

VARME TAPPVARMKRETS
VARME RADIATORKRETS

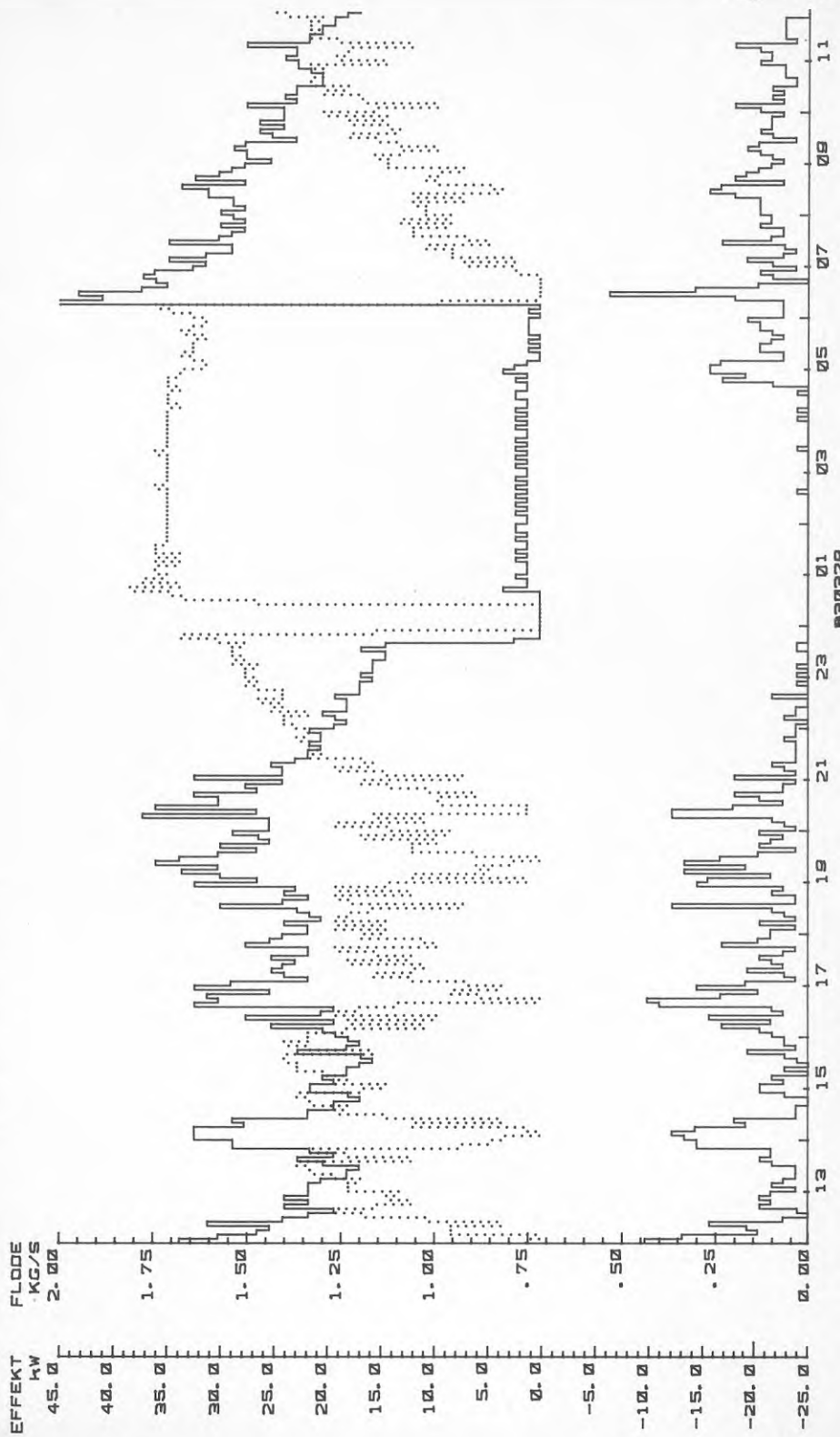


Fig 4:12 30

Hasselby
830328 120100 - 830328 120000

9.47 AM FRI., 19 SEPT. 1985

TVV-VARME KOND+VVX

RADIATORVARME KOND

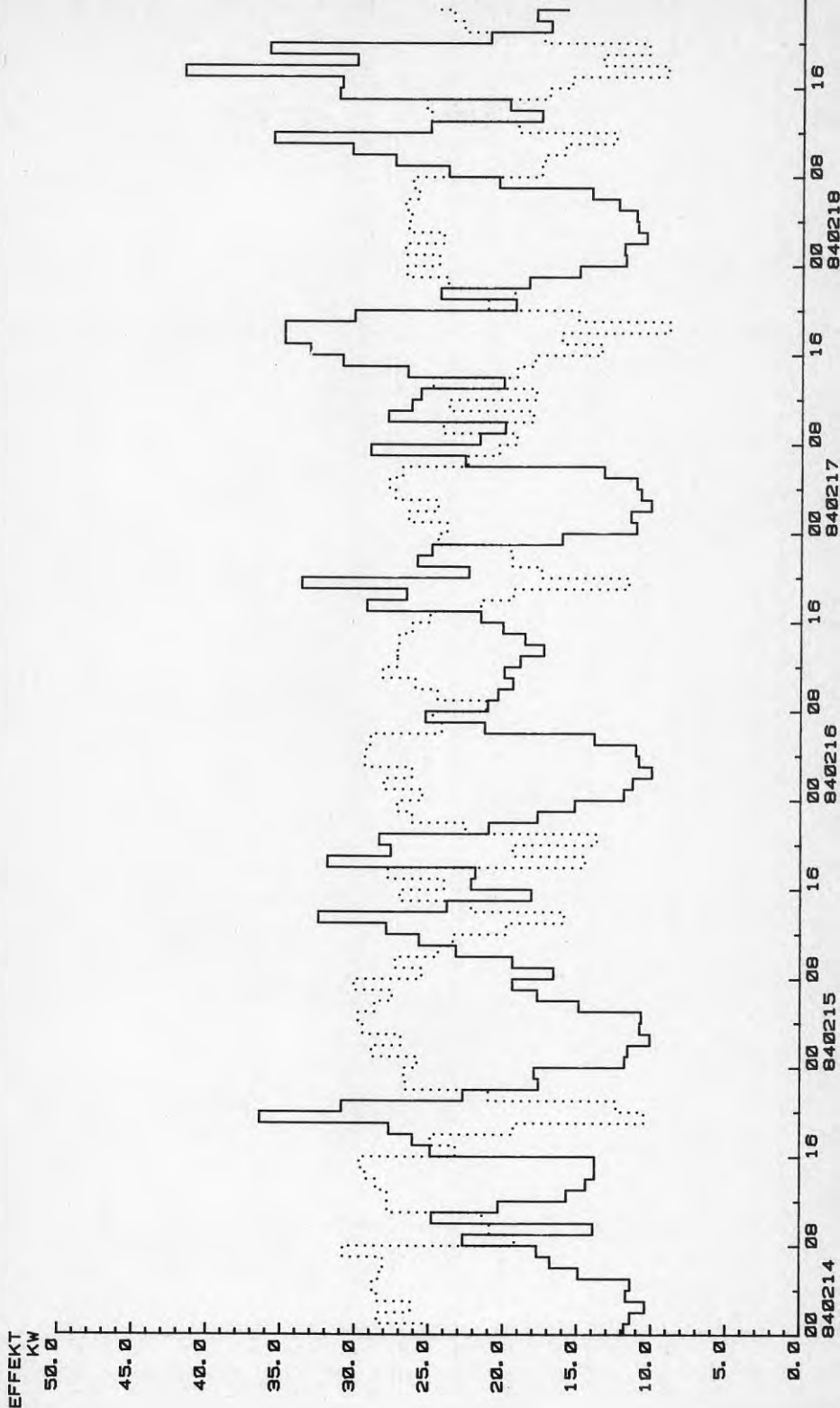


Fig 4:13 31

HASSELBY VARMEPUMP
840214 000000 - 840218 230000

3:28 PM FRI.. 13 JAN.. 1984

VARMEFRAN VP

VARMEFAKTOR

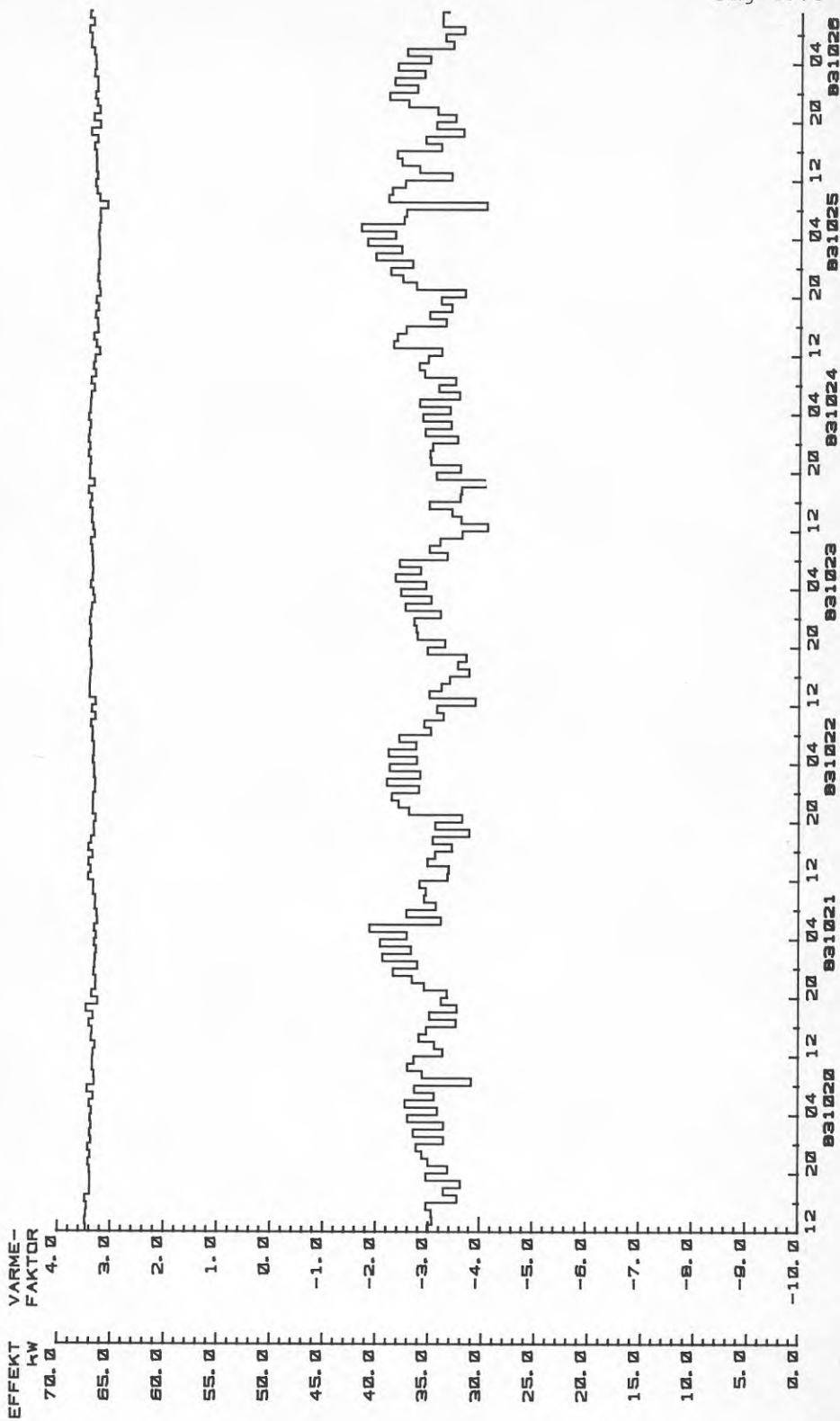


Fig 4:14 32

HASSELBY
831018 120000 - 831026 110000

9:32 AM FRI., 13 SEPT. 1965

DRIFTTID KOMP

z

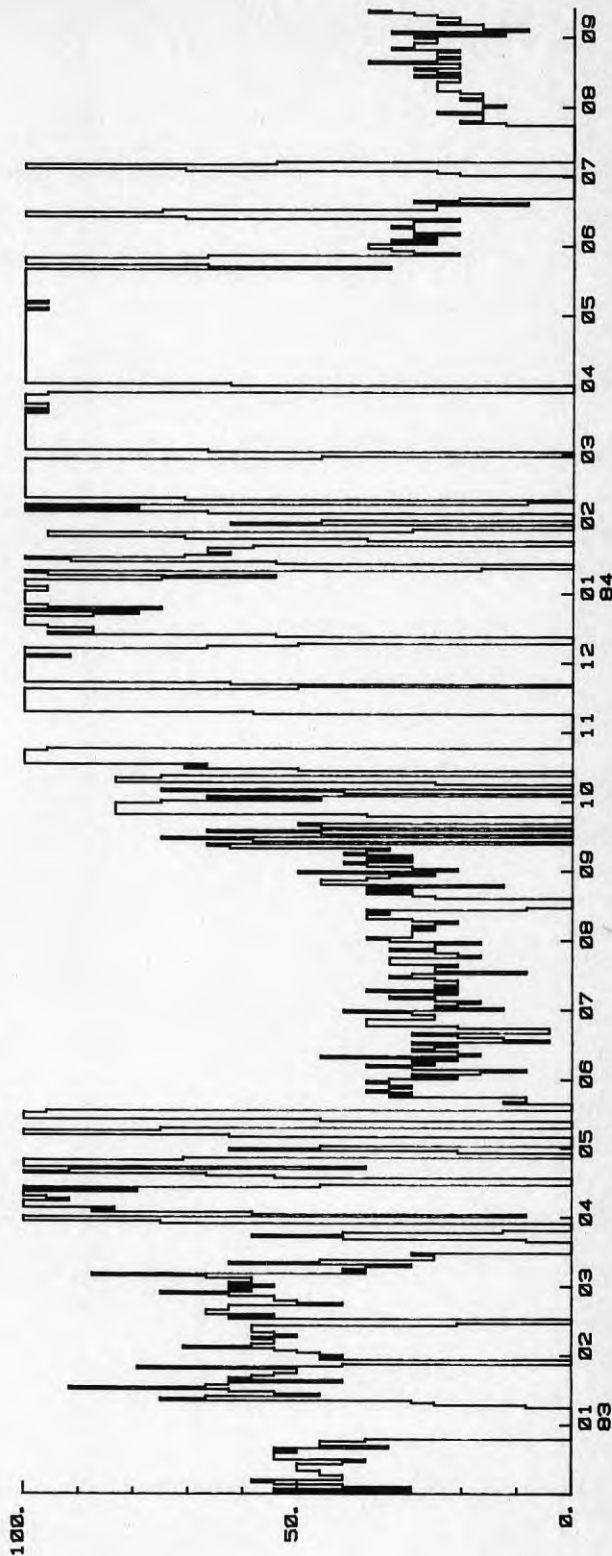


Fig 4:15 33

HASSELBY VARMEPUMP
821203 000000 - 840914 000000

5 VÄRMEKÄLLA

Värmepumpens värmekälla är frånluft från 76 lägenheter. Luftkanalen är dragen på kallvinden och avståndet mellan fläkten och batteriet är ca 10 m. Före batteriet finns ett filter för att avskilja fett och partiklar.

Under 30% av dygnet ökas luftflödet för att erhålla en forcering av bostadsventilationen. Omkopplingen medför en ökning av luftflödet från ca 7 000 m³/h till 10 000 m³/h.

Frånluftens temperatur är mellan 20–21°C före batteriet, även under den kallaste perioden av året (mätningar gjordes bl a under januari, februari 1983), och sjunker 10–13°C beroende på luftflöde. Kylningen av luften har ökat ca 2°C efter ombyggnaden. Luftens energiinnehåll är även beroende av fukttinnehåll. Under vintern är luften torr, varför en större temperatursänkning erfordras för att upprätthålla kyleffekten. Till viss del uppvägs detta av ett lägre avfrostningsbehov. För att positivt kunna tillvarata detta faktum krävs dock att avfrostningarna kan behövsstyras.

Förångarbatteriet har ett k-värde på drygt 20 W/m² ,K, hänfört till luftsidan. Det varierar dock beroende på luftflöde, fuktighet och förångningstemperatur.

6 VÄRMESÄNKA

6.1 Allmänt

Värmepumpens värmesänka är både tappvarmvatten och radiatorreturvatten.

Under första driftåret skedde en prioritering av tappvarmvattnet. När temperaturen i ackumulatortankarna sjönk under börvärdet avbröts radiatorvärmningen och tvv-värmningen inkopplades i stället.

Denna funktion har numera kopplats bort och i stället är både tvv- och radiatorpumpen inkopplade under hela uppvärmningssäsongen. Fördelen med detta är att värmepumpen får arbeta under bästa möjliga förhållande, och kan avge största möjliga effekt till bästa värmefaktor. Inkopplingen gör det möjligt att även ta tillvara hetgasvärmen för att värma tappvarmvatten till högre temperatur än kondenseringstemperaturen.

En förutsättning för den här inkopplingen är att man har tillgång till tillsatsvärme. I den här anläggningen finns fjärrvärme tillgängligt och dess pris bestäms endast till en liten del av dess kvalitet (distributionsavgiften). Av denna anledning är det ekonomiskt riktigt att alltid låta värmepumpen arbeta mot den kallaste värmesänkan och bortse från vad den skall användas till.

6.2 Tappvarmvatten

6.2.1 Energiåtgång

Energiåtgången för värmning varierar över året. I figur 6:1 är idealt behov resp verkligt utfall uppritat för 1.5 år. Behovet är mellan 4.5 – 8.5 kWh/lgh, dygn.

6.2.2 Förbrukning och temperaturer

Tappvarmvattenförbrukning uppvisar flera cykler, där i första hand dygncykeln och årscykeln berör värmepumpdimensioneringen. Utöver dessa finns även en veckocykel. Dessa cykler är ju en konsekvens av människors beteende.

Årscykeln visas i figur 6.2 där tvv-flödet per dygn är uppritat. Under höst, vinter och vår är förbrukningen relativt lika kring 100–125 liter/lgh, dygn. Enstaka toppar på 150 liter/lgh, dygn finns även under denna period. I samband med skolornas sommarlov sjunker tappvarmvattenförbrukningen markant. Under juli månad är förbrukningen som lägst, ca 70 liter/lgh, dygn. Vid en jämförelse mellan minimum och maximum är förhållandet ca 1:2.

Den viktigaste cykeln för värmepumpen är dock dygncykeln. I figur 6:3 och 6:4 visas tvv-förbrukningen under två dygn. Upplösningen är fem minuter.

De två dyggen är dels skärtorsdagen 1983, vilket var ett högförbrukningsdygn, samt ett julidygn 1984 med en av årets lägsta förbrukningssiffror. Figur 6:5 visar ett januarydygn 1984. Förbrukningen inleds kring kl 05 på morgonen, men den första toppen inträffar först vid halv 8 på morgonen. För normaldygn är förbrukningen relativt liten under dagen, någon tydlig topp finns inte. Omkring kl 18 ökar förbrukningen markant och är hög ända fram till kl 22. En betydande del av förbrukningen av tvv sker under dessa 4 timmar. Dessa vanor gäller främst under vardagar, på helger och veckoslut förändras kvällstoppen till en eftermiddagstopp i stället.

Toppförbrukningen under en femminutersperiod är ca 3 liter per lägenhet (motsvarar 36 liter/h), men minuterna före och efter är förbrukning mellan 1 – 1.5 liter per 5 minuter varför värme-systemet får en viss återhämtning.

Sannolikt vattenflöde enligt VA-normen för 76 st lägenheter är 125 liter/h, drygt 3 gånger större än vad som erhållits detta dygn.

Energiåtgången för tappvarmvatten beror ju dels på flödet, dels på den temperaturhöjning som erfordras. Utgående temperatur är/borde vara relativt stabil. Kallvattentemperaturen varierar däremot mellan 5 – 20 °C, vilket innebär att Δt varierar med 40%, se figur 6:2.

Erforderlig energi som åtgår till tappvarmvattenvärmning varierar således mellan vinter och sommar med ca 1:3.

6.2.3 Skiktning – temperatur

I systemet ingår tre stycken ackumulatortankar på vardera 1 m³ (40 l/gh). De är kopplade i parallell, vilket medför att tappvarmvattenpumpens kapacitet fördelar sig mellan de tre tankarna. Pumpen ger ca 5.3 m³/h. Dess kapacitet är så stor att någon skiktning inte kan ske. Försök har gjorts med att strypa ned flödet till 3.8 m³/h för att se eventuella förändringar i ackumulatortankarna. Nedstrypningen medförde att kondenserings-temperaturen steg ca 1.5°C. Trots åtgärden kunde inte någon skillnad upptäckas i tankarna.

Vid längre stillestånd, exempelvis sommarnätter, skulle man kunna förvänta sig att vattnet hinner skikta sig. Det är dock fortfarande en tämligen homogen blandning utan några temperaturvariationer.

Temperaturen i tankarna är sommartid mellan 45 – 50°C. Orsaken till att den inte är högre är att fjärrvärmepriset är så lågt att det inte är ekonomiskt motiverat att höja temperaturen till priset av en dålig värmefaktor. Vid jämförelsen måste hänsyn även tas till tappvarmvattenpumpens elbehov.

Vintertid är tvv-pumpen inkopplad dygnet runt, vilket medför att hetgasvärme kan tas tillvara för att ytterligare höja temperaturen i ackumulatortankarna. Tidigt på morgonen är temperaturen ca 56 °C, men sjunker relativt snabbt när tappningen kommer igång. Hetgaseffekten är ca 5 – 10 kW. Temperaturen är som lägst sent på kvällen, för att därefter återigen höjas under natten. Orsaken till att temperaturen sjunker relativt mycket under dagen är att merparten av effekten fördelas till radiatorvattnet, ty det har den lägsta temperaturen.

Skiktningen i tankarna framgår av figur 6:6 – 6:8.

6.2.4 Förluster

I figur 6:9 är tappvarmvattenvärmningens verkningsgrad framtagen. Den är definierad som idealt värmebehov för att värma vattnet till utgående krantemperatur dividerad med uppmätt avgiven energi från värmepumpen och fjärrvärmväxlarens tappvarmvattensida.

Anläggningen har en verkningsgrad på ca 80% under höst, vinter och vår men på sommaren sjunker verkningsgraden till ca 55–60%. Orsaken till detta är att förlusternas absoluta storlek är konstant och de upptar därför en större andel av producerad värme under sommaren. Förlusterna är ca 1.75 kWh/lgh, dygn (motsvarande 75 W/lgh)

I figur 6:10 har förlusterna spaltats upp i tre delar, vvc-slingan, ackumulatörer och övrigt. Till gruppen övrigt hör t ex värmeförluster från värmväxlare och kondensator, rörförluster i undercentralen.

Ackumulatorernas värmeavgivning motsvarar ca 5% av producerad tvv-värme och är relativt konstant över året. Detta kan bero på att temperaturen är något lägre i tankarna på sommaren, varför även förlusterna i absoluta tal sjunker.

Vvc-slingans förluster är ca 5 – 10% av avgiven producerad värme. Att den når ett högre värde sommaren 1984 torde bero på omställningen av blandningsautomatiken.

Övriga förluster, främst värmeförluster från värmväxlare, är omkring 10 – 15%.

Under uppvärmningssäsongen är förlusterna inte entydigt en förlust. De kommer nämligen huset tillgodo som tillskottsvärme. Man kan dock inte styra värmen och inte heller erhålla den på önskat ställe. Sommartid är de rena förluster. Kostnaden för förlusterna, kring 130 kWh/dygn, är ca 13 kr/dygn, baserat på värmepumpens värmepris, ca 10 öre/kWh. Om värmepumpen ej är i drift kvartstår vvc-förluster samt en del av övrigposten. Totalt ca 10–20%, vilket motsvarar hälften av totala värdet. Vid ett alternativpris på

20 öre/kWh innebär det att kostnaden för förlusterna förblir oförändrade.

6.2.5 Ackumulatorvolym

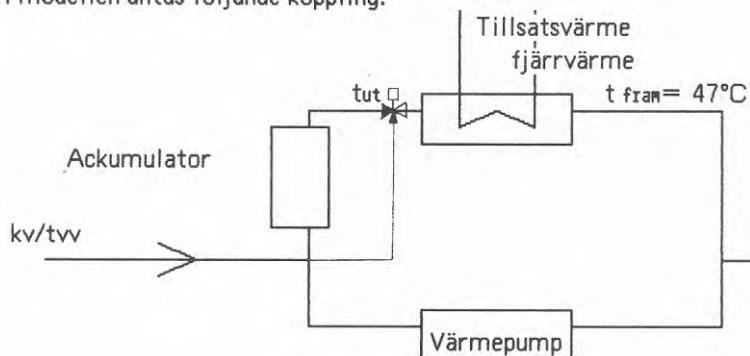
Den optimala ackumulatorvolymen bestäms av värmepumpens kapacitet, tvv-flödet, temperatur på kall- och varmvattnet samt kostnaden för tillsatsvärme och ackumulatorpris. Faktorer som bortses från är bl a värmeläckage från beredare och värmeväxlare.

Flödet under drygt ett år samt även under några enstaka dygn har redovisats i ett tidigare avsnitt. Med hjälp av dessa diagram har tappvarmvattnets varaktighet uppritats. I figur 6:11 visas det för 1983 och är baserat på förbrukningsvärden under 1 timme. I figur 6:12 och 6:13 är diagrammen uppritade för två olika dygn och avser 5-minutersvärden. De två dyggen, mars -83 och juli -84, har tidigare presenterats i avsnitt 6.2.2 figur 6:3 och 6:4. Ju kortare tidsintervall desto brantare blir kurvan. Detta därför att det blir en utjämning mellan höga och låga värden ju längre tidsindelning som används. Av denna anledning är maximala timvärdet 20.5 liter/h under 1983 medan maximala femminutersvärdet för mars 1983 är 38 liter/h. Observera att varaktighetsdiagrammen inte beskriver hur flödet fördelas i kronologisk ordning.

Med hjälp av dessa diagram har en modell för optimal ackumulatorvolym framtagits.

Om värmepumpens hela kapacitet läggs på tappvarmvatten-
värmning erhålls ca 0.6 kW/lgh. Med marsdygnet (vilket var ett högförbrukningsdygn) som räkneexempel innebär detta att under tre h/dygn erfordras tillsatsvärme antingen från ackumulatorer eller annan uppvärmningsanordning (i detta fall fjärrvärme). Av totalt 130 liter måste 25 liter täckas på detta sätt.

I modellen antas följande koppling:



När flödet är 12 liter/h eller lägre sker värmningen direkt i värmepumpen. Vid större flöde tas varmvattnet i första hand från ackumulatören, men räcker inte detta utnyttjas tillsatsvärme.

Vid utebliven skiktning gäller

$$t_{ack,1} = \frac{m_a t_{ack,0} + \Delta \tau m t_{kv} - \Delta \tau m t_{ut}}{m_a}$$

- där
- $t_{ack,1}$ är temperaturen i ackumulatorn
 - $t_{ack,0}$ är temperaturen i ackumulatorn tiden $\Delta \tau$ tidigare
 - m_a är ackumulatorns storlek i kg
 - τ är tidsindelning,
 - m är tappvarmvattenflödet
 - t_{kv} är kallvattentemperatur, här 5°C
 - t_{ut} är utgående temperatur från ackumulatorn,
- om $t_{ack} > 47^\circ\text{C}$ är $t_{ut} = 47^\circ\text{C}$
om $t_{ack} < 47^\circ\text{C}$ är $t_{ut} = t_{ack}$

För tillsatsvärme erfordras således en temperaturhöjning när $t_{ack} < 47^\circ\text{C}$.

Vid modellens början, $\tau = 0$, antas ackumulatortemperaturen vara 50°C .

Med hjälp av regressionsanalys har följande funktioner anpassats, inom området med ett flöde större än 12 liter/h, till varaktighetsdiagrammet:

$$\text{mars: } m = 30.182 e^{(-0.363 * \tau)} \quad \begin{array}{l} m \text{ i kg/h,} \\ \tau \text{ i timmar} \end{array}$$

$$\text{juli: } m = 25.868 e^{(-0.894 * \tau)} \quad \begin{array}{l} m \text{ i kg/h,} \\ \tau \text{ i timmar} \end{array}$$

Eftersom varaktighetsdiagrammet inte beskriver en kronologisk ordning, förutsätts att värsta tänkbara fallet är att man erhåller ett flöde motsvarande den vänstra halvan av den del som överstiger 12 liter/h. För marsdygnet innebär det 80 min och för juldagen 30 min, därefter förutsätts att flödet minskar och återhämtning kan ske. Vid en jämförelse med data i tidsordning ser man att denna anpassning innebär ett mycket stort sammanhängande flöde.

Tidsindelningen i beräkningarna har satts till 1 sekund.

Tillsatsvärmens pris har satts till 30 öre/kWh och ackumulatortilläggspriset till 10 kr/liter. Med räntebidrag, enligt ROT-lånesystemet, blir kostnaden för beredare $0.09 \times 10 = 0.90$ kr/liter första året. Per dygn motsvarar detta 0.255 öre/liter.

I figur 6:14 och 6:15 har erhållna grafer för tillsatsvärmekostnaden som funktion av ackumulatorvolym per lägenhet uppritats. Optimal volym erhålls vid en summering av tillsatsvärmekostnaden och ackumulatorkostnaden. För marsdygnet skulle volymen vara 22 liter/lgh och för julidygnet 6 liter/lgh. Om kallvattentemperaturen är högre än 5°C minskar optimal volym.

Optimal volym räknat för hela året ligger någonstans mellan 6 och 22 liter/lgh. Marskurvan är relativt flack ned till 10 liter och motsvarande för julidygnet upp till 18 – 20 liter.

Då beräkningarna är gjorda för ett konstant flöde som troligen är större än verkligt bör optimal volym vara kring 12 – 14 liter/lgh.

I Bondesalen innebär detta 1 000 liter i stället för 3 000 liter.

Med en optimering motsvarande 1 000 liter kan en kurva för optimal ackumulatorstorlek uppritas, figur 6:16. Den grundar sig på VA-normens beräkningar för sannolikt vattenflöde. Vid litet antal lägenheter krävs en relativt stor volym på grund av att sammanlagringseffekten mellan lägenheterna minskar. Kurvan närmar sig 8.0 liter/lgh vid fastigheter med många lägenheter (fler än 300 st).

Vid en större tvv-effekt/lgh från värmepumpen minskar optimal storlek på ackumulatortankarna.

Akkumulatorvolymen måste även anpassas till värmepumpens effekt så att rimliga drifttider erhålls, främst under sommaren.

6.3 Radiatorvatten

Värmepumpen är inkopplad på en gemensam returledning för hela kvarteret. Detta innebär att värmepumpen är liten i förhållande till värmebehovet, och någon speciell reglerutrustning för att styra utgående temperatur från radiator-kondensorn erfordras icke. Det innebär att värmepumpens värmeavgivning huvudsakligen hamnar på radiatorvattnet.

I figur 6:17 framgår temperaturen på radiatorvattnet som funktion av utetemperatur. Utgående temperatur från kondensornerna är således några grader högre men det krävs ytterligare värmning för att uppnå erforderlig temperatur på både radiator och tappvarmvattnet.

Av figuren framgår även att risken för hög vattentemperatur in i kondensorn (över 60°C) under normala betingelser är mycket liten. Det erfordras någon form av kortslutning så att framledningsvatten kan komma in i radiatorreturledningen.

..... Ideal tvv-varme/lgh, dygn

Prod. tvv-varme/lgh, dygn

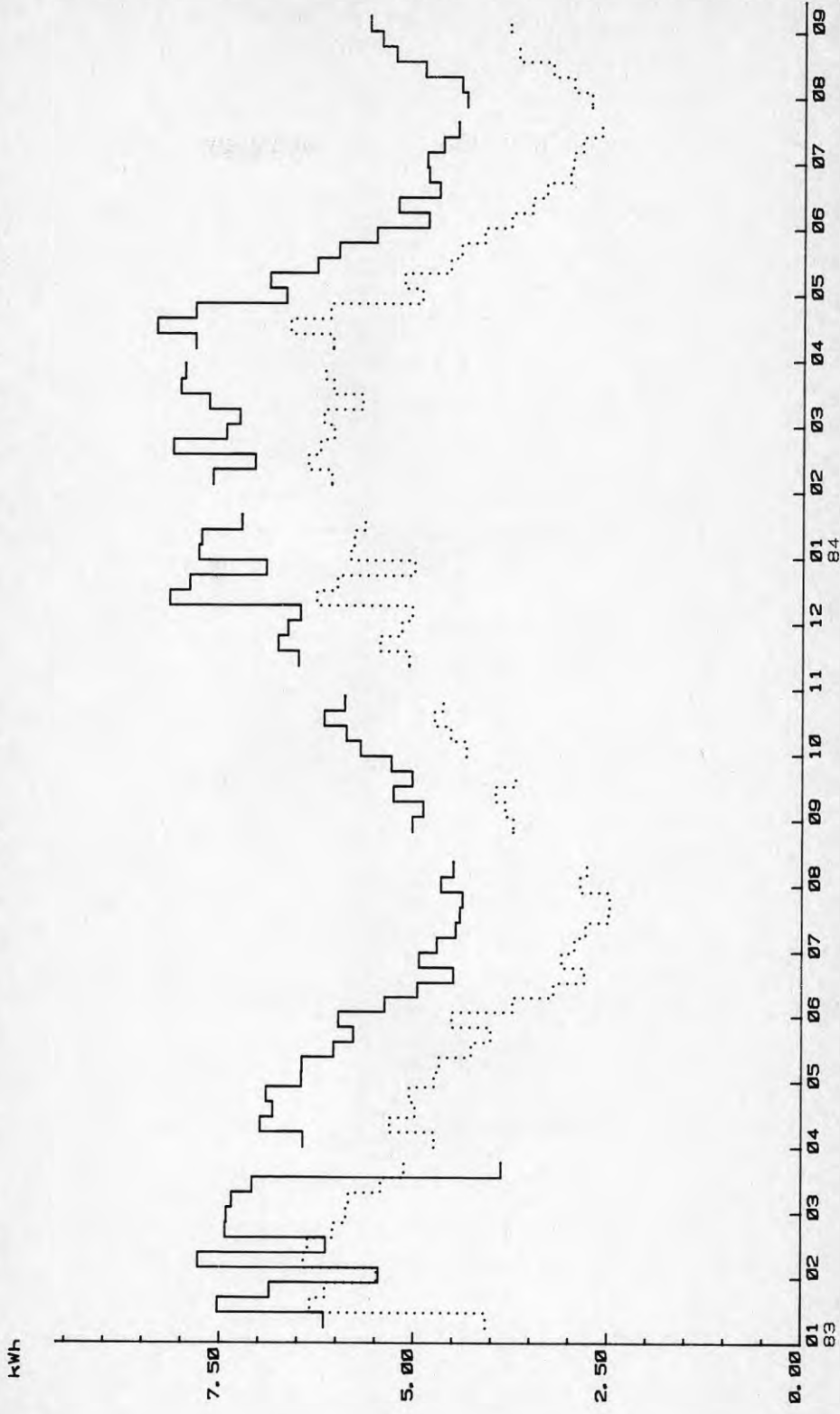


Fig 6:1 41

Hasselby
830101 000000 - 840908 000000

10.00 AM FRI.. 13 SEPT. 1985

Temp utg tvv

Temp ink tvv/kv
Ivv per lgh. dygn

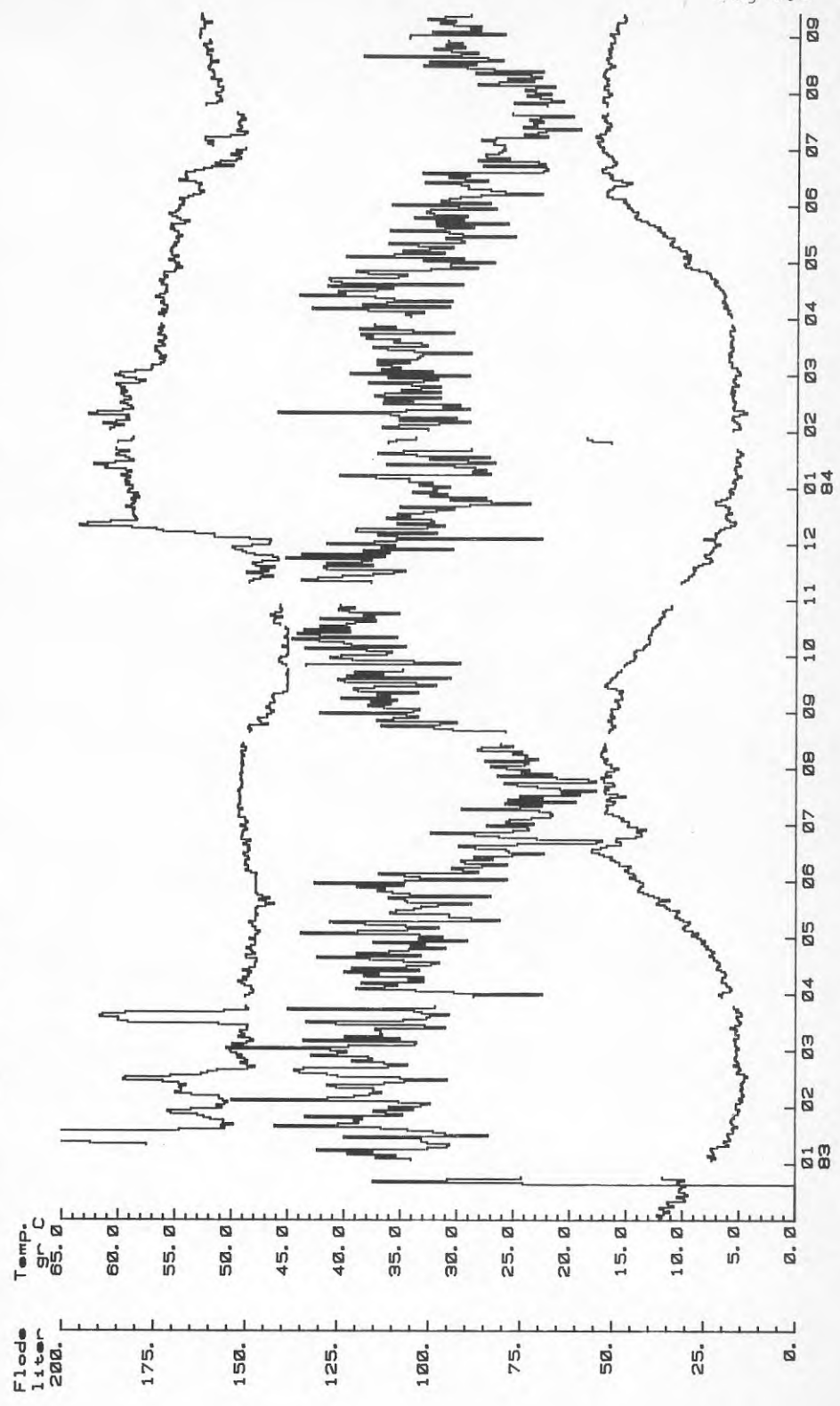


Fig 6:2 42

Hasselby
821203 000000 - 840914 000000

1.59 PM MON. 3 DEC. 1984

TVV (PER 5 MIN)

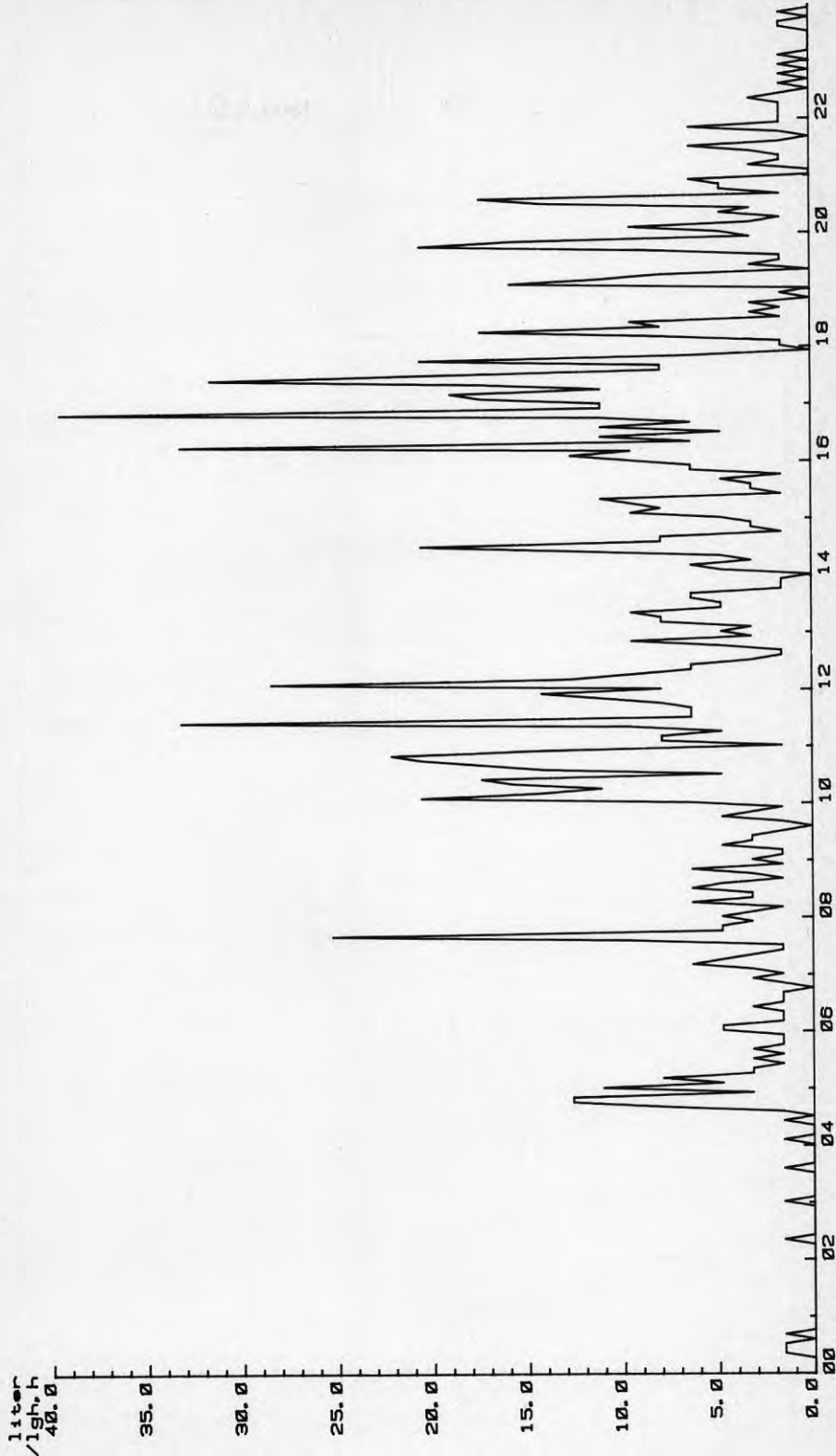


Fig 6:3

HASSELBY
830331 000000 - 830331 235900

830331

2:51 PM MON. 3 DEC. 1984

TVV (PER 5 MIN)

liter
/15h, h
40.0

35.0

30.0

25.0

20.0

15.0

10.0

5.0

0.0

840724



Fig 6:4 44

Hasselby
840724 000000 - 840724 235900

7:38 AM TUE.. 4 DEC. 1984

TVV (PER 5 MIN)

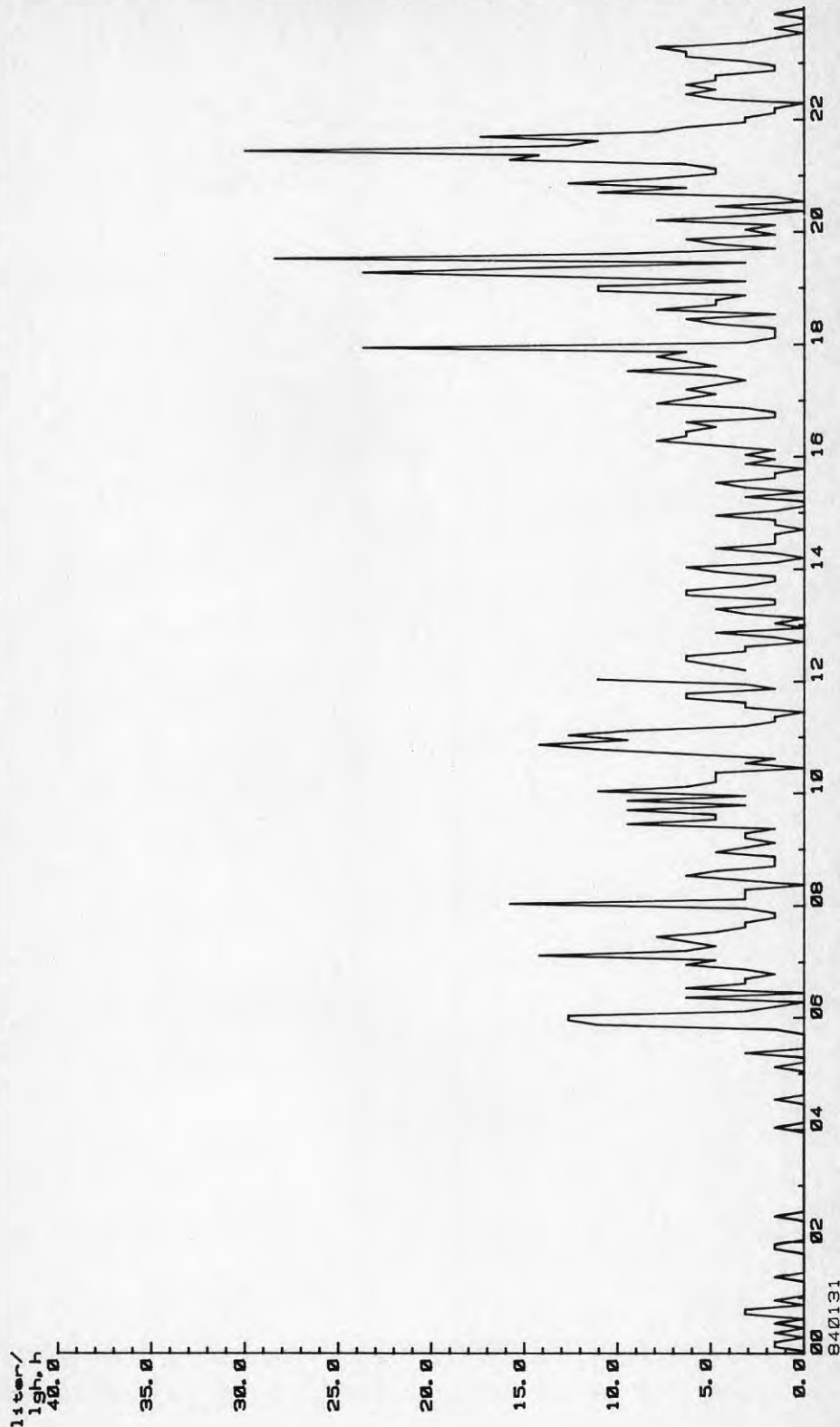


Fig 6:5 45

Hasselby
840131 000000 - 840131 235900

840131

3:06 PM MON., 3 DEC., 1984

Temp i sok nedre del

Temp i sok, ovre del

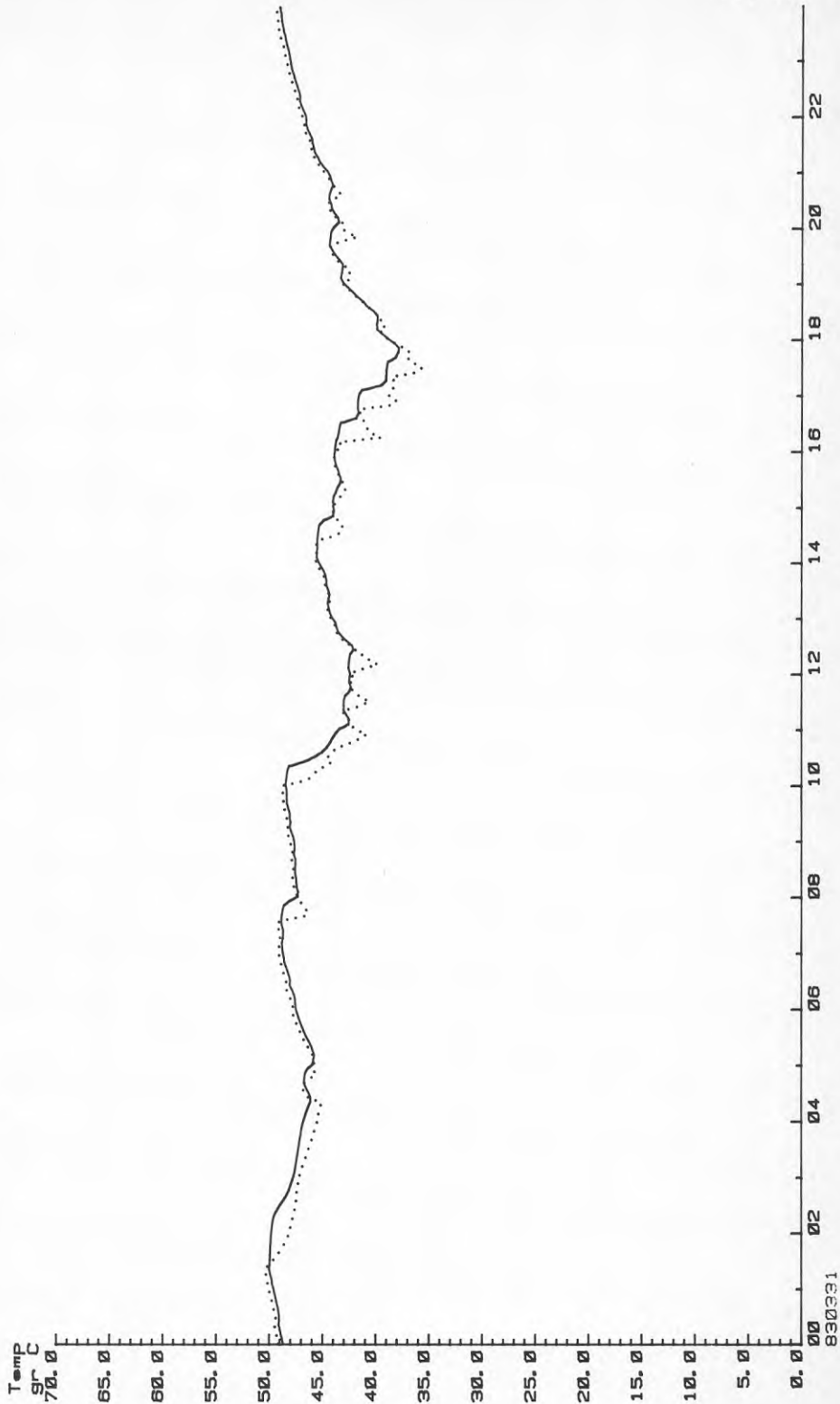


Fig 6:6 46

Hasselby
830331 000000 - 830331 235900

830331

8.44 AM WED., 31 OCT., 1984

Temp i sok. øvre del Temp i sok nedre del



Fig 6:7 47

Hasselby
840130 080200 - 840201 155700

2:54 PM MON. 3 DEC. 1984

Temp i sok nedre del

Temp i sok. ovre del

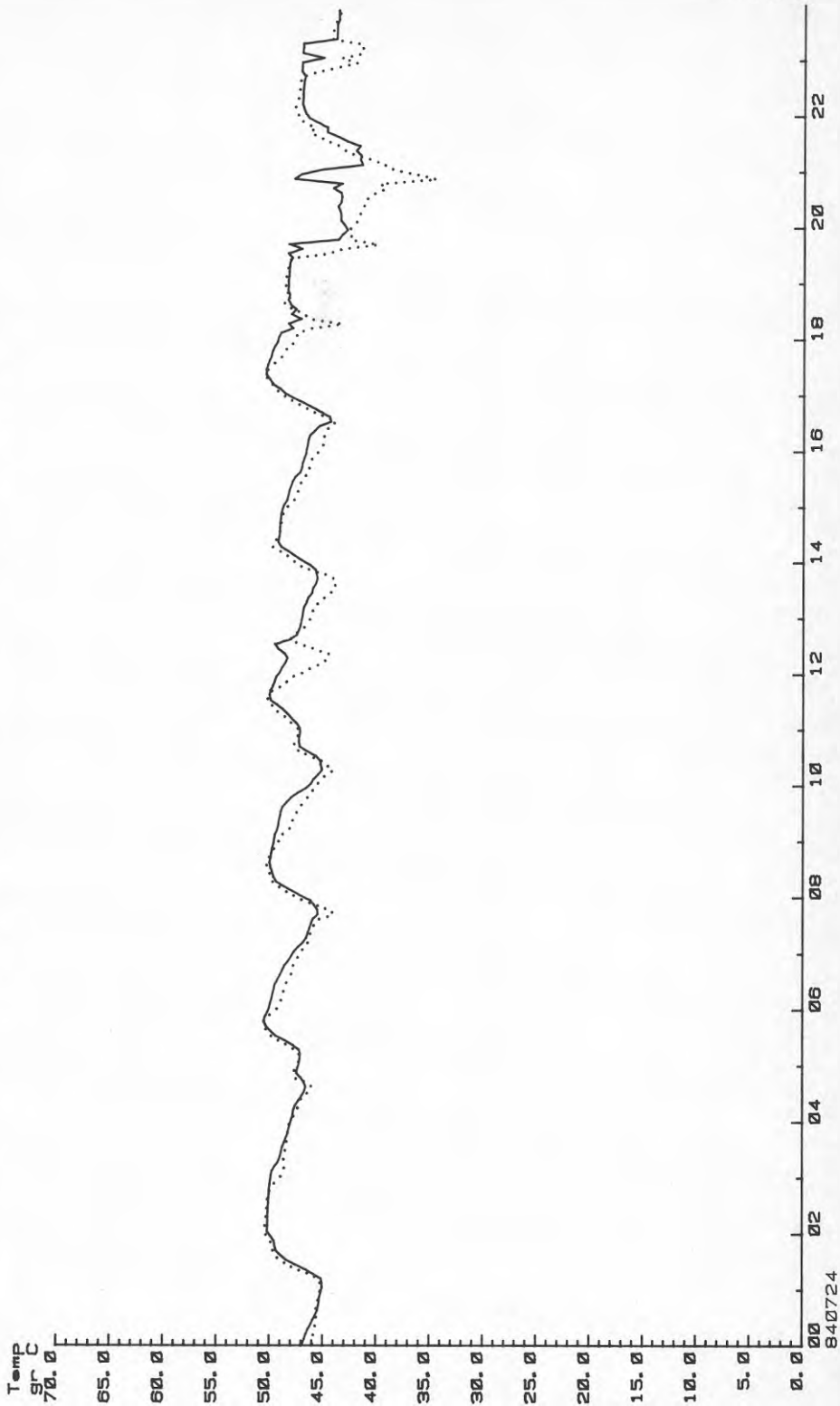


Fig 6:8 48

Hasselby
840724 000000 - 840724 235900

4.32 PM MON. 3 DEC. 1984

— % idealt / verkligt

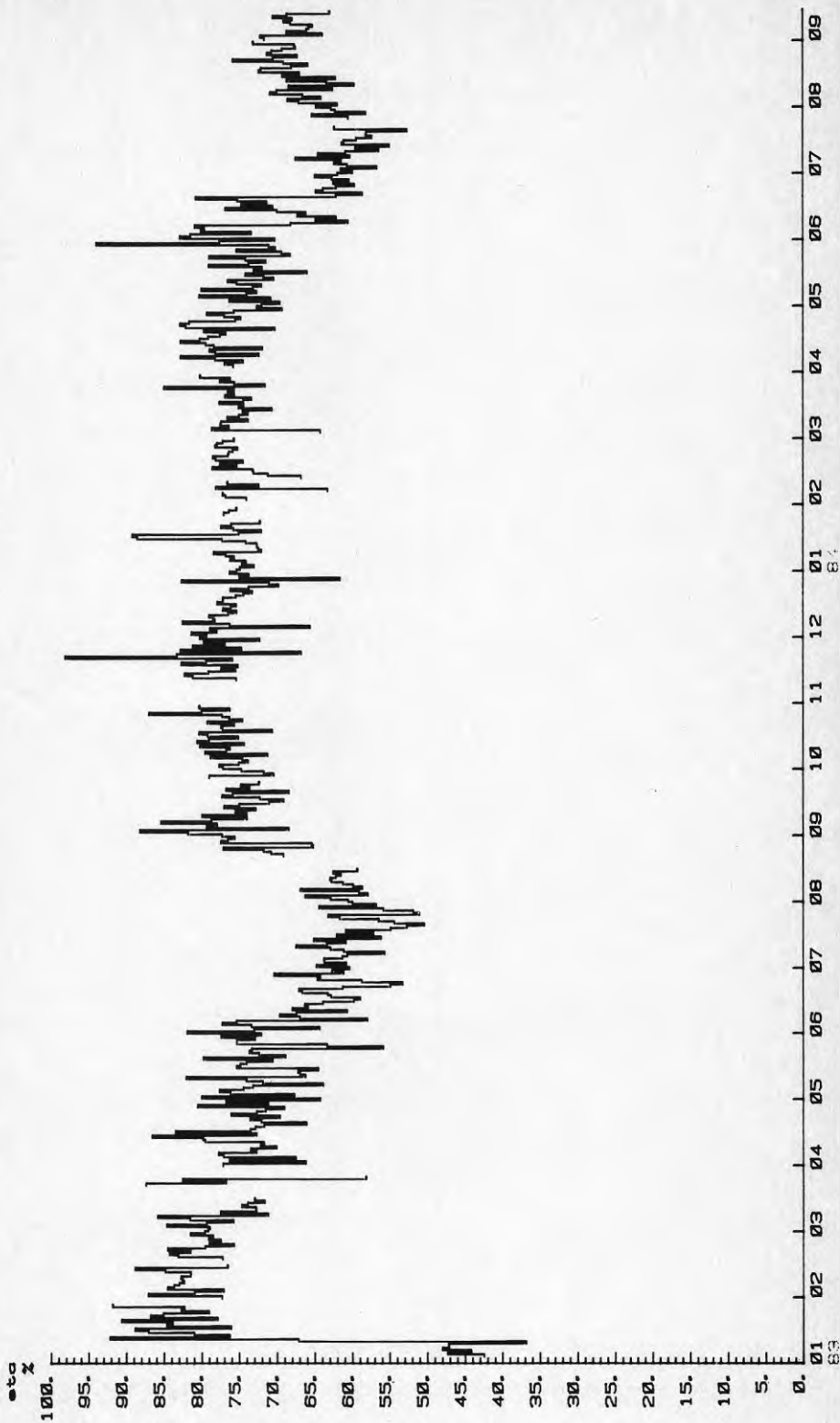
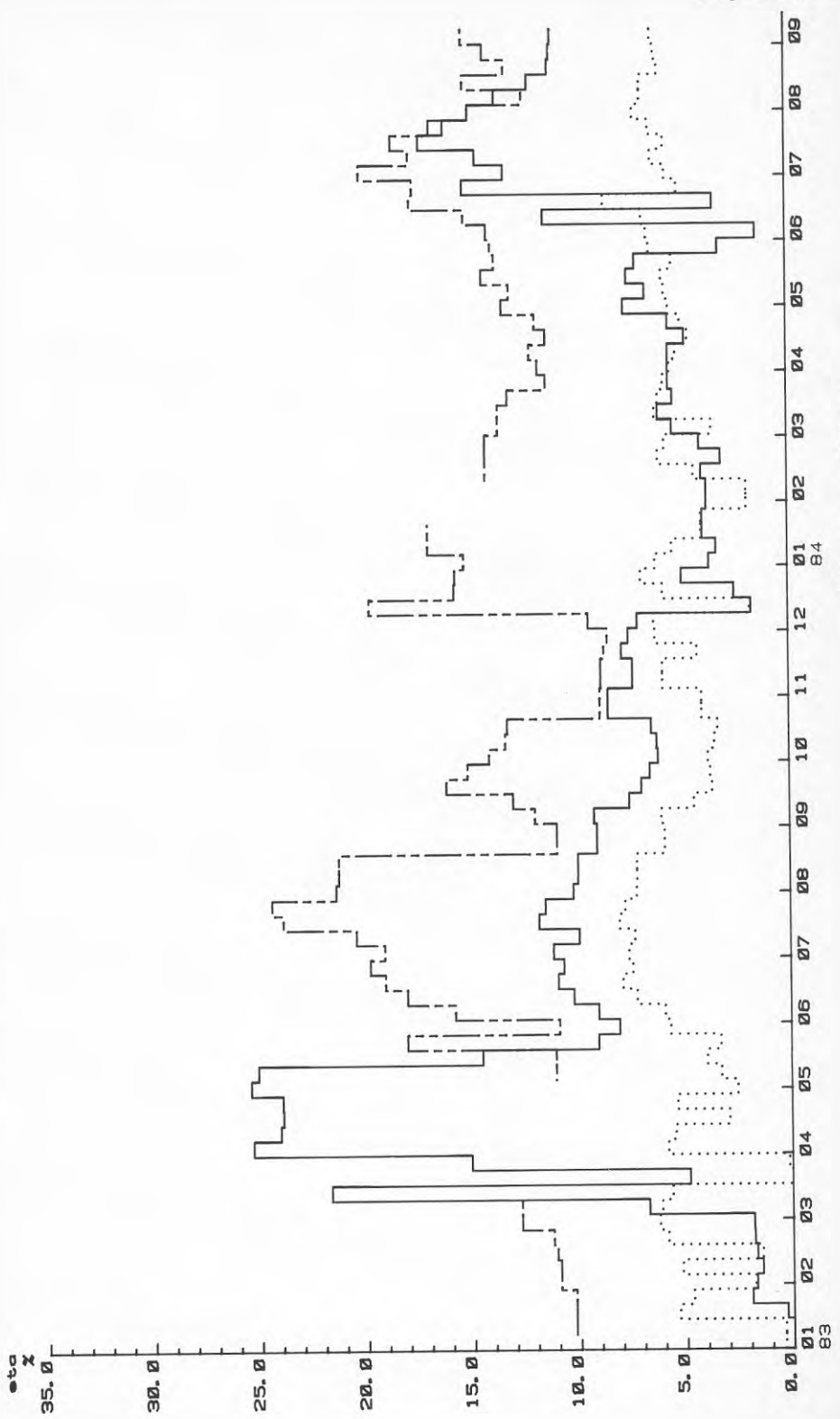


Fig 6:9 49

Hasselby
830101 000000 - 840914 000000

----- % ovriga forluster

--- vvo forluster
--- sak forluster



Hasselby
830101 000000 - 840908 000000

11:26 AM FRI., 26 OCT., 1984

— Tvv - forbrukning

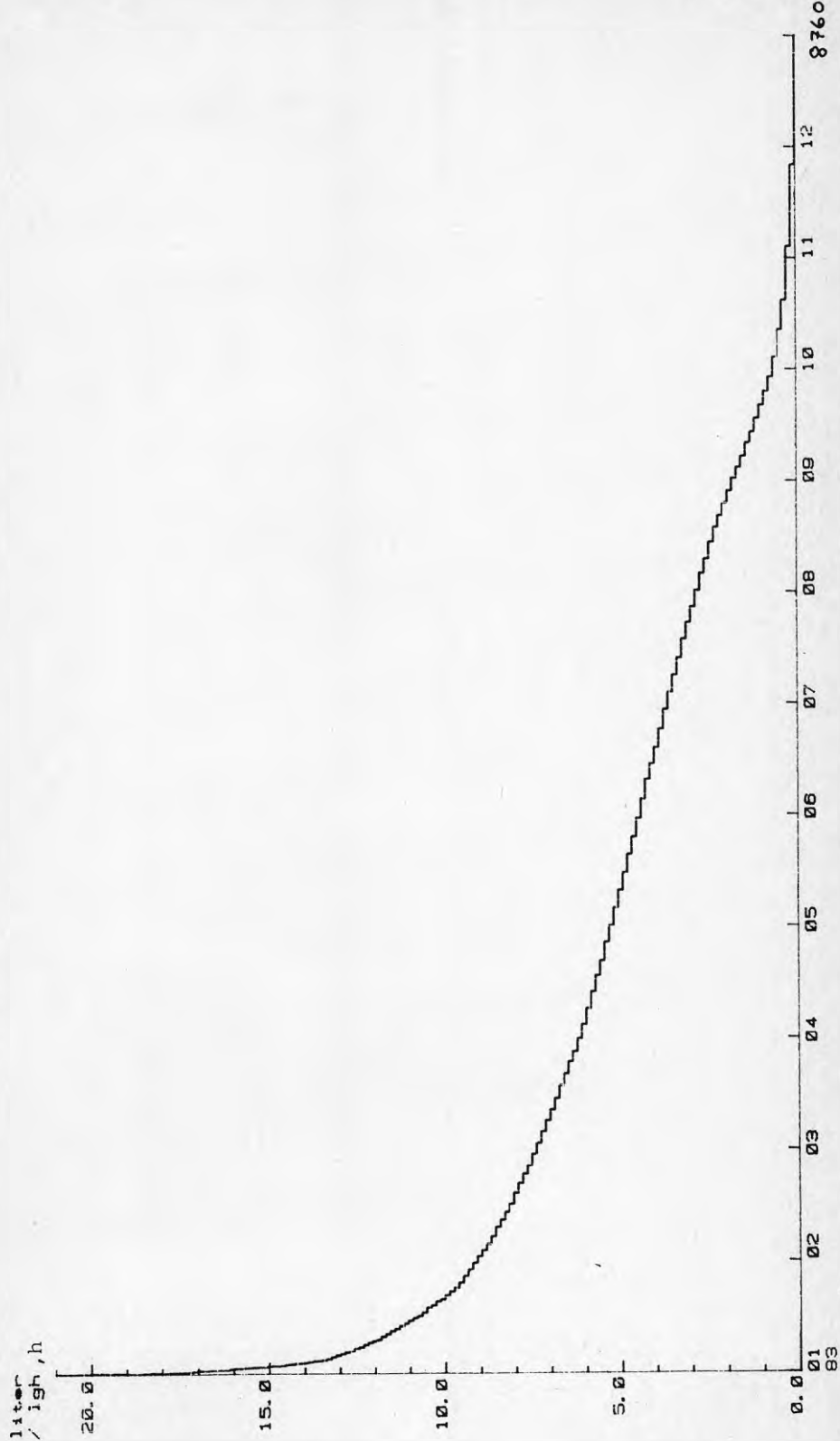
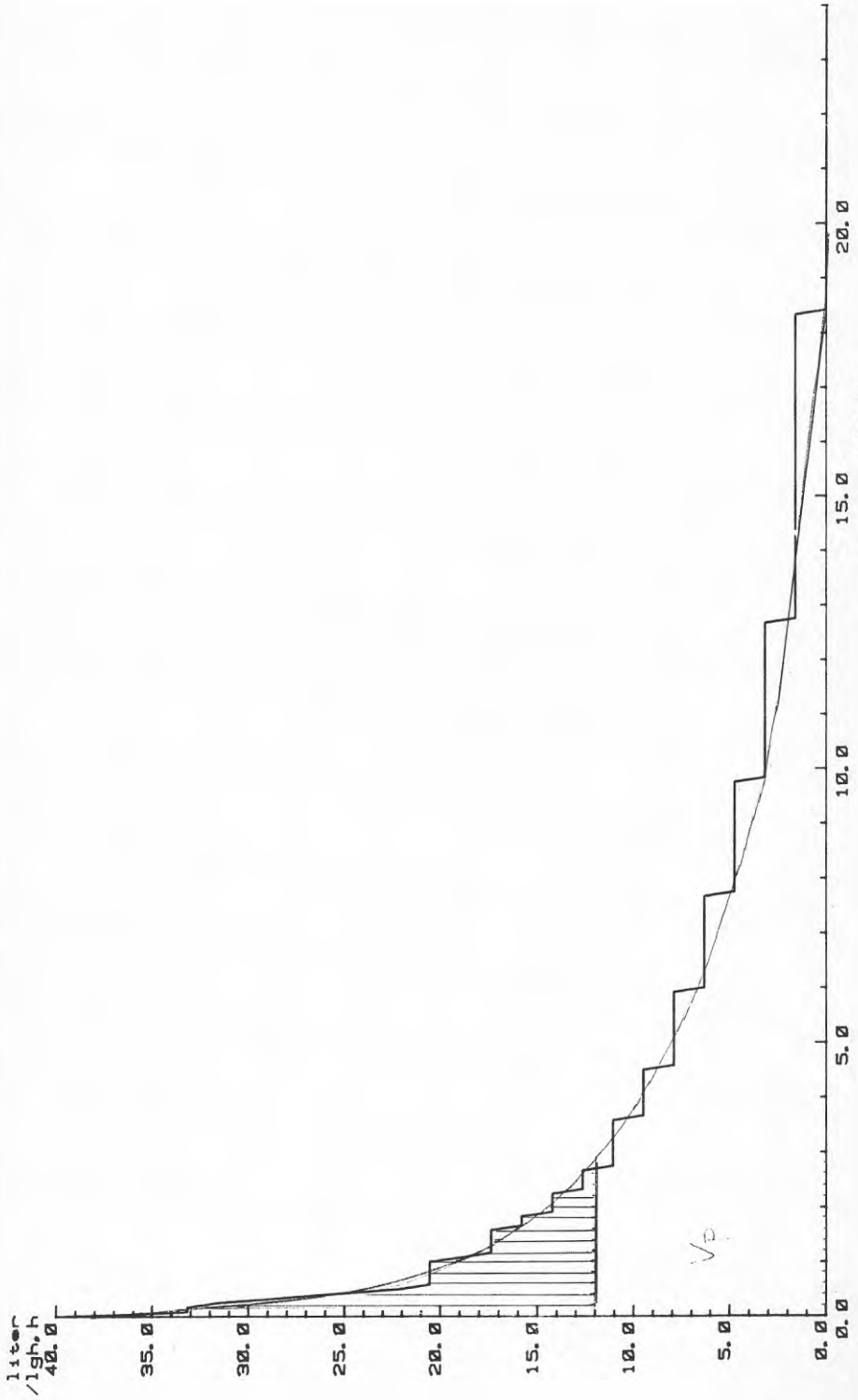


Fig 6:11 51

Hasselby
830101 000000 - 831231 230000

TVV (PER 5 MIN)



HASSELBY
830331 000000 - 830331 235500

TVV (PER 5 MIN)

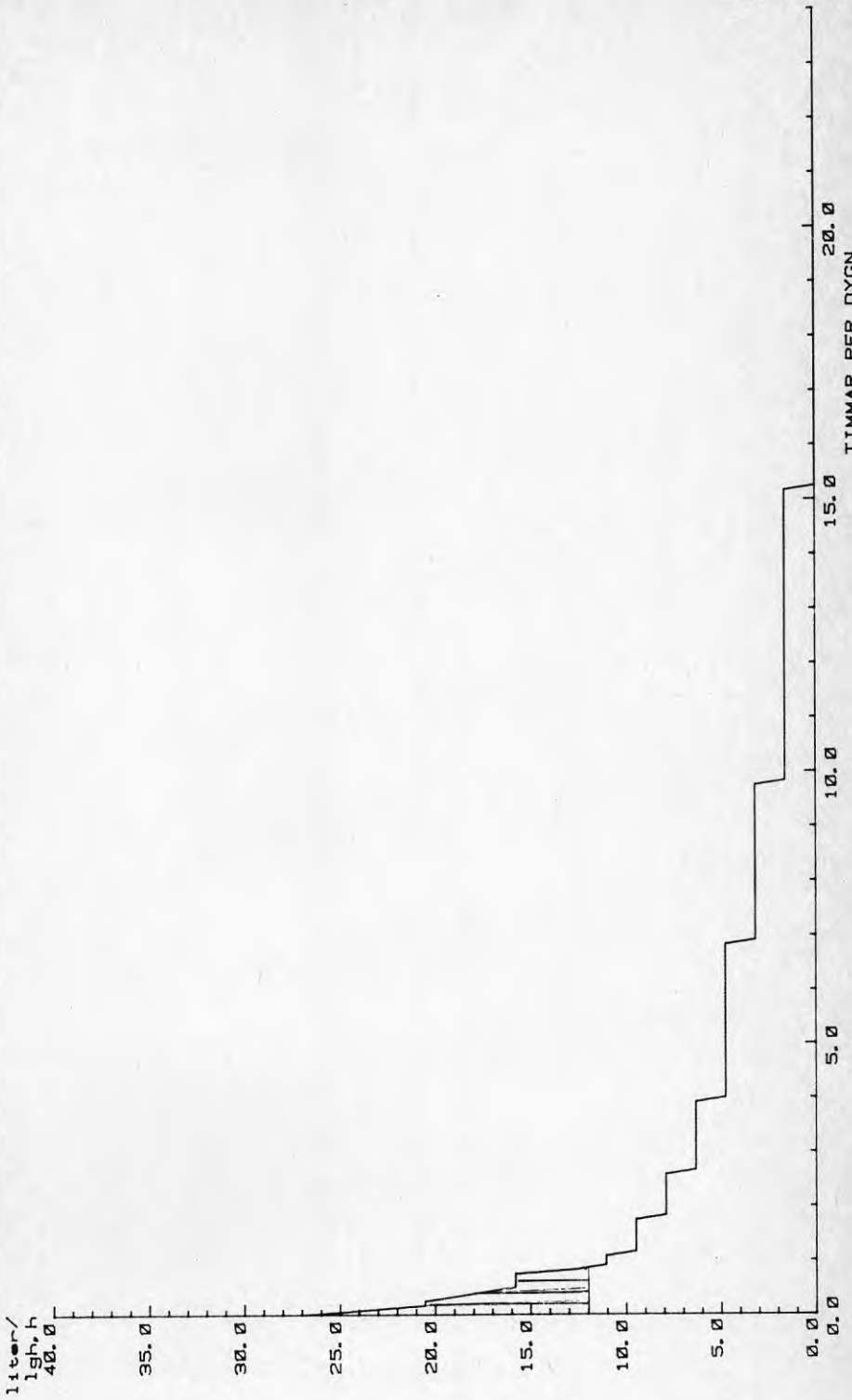


Fig 6:13 53

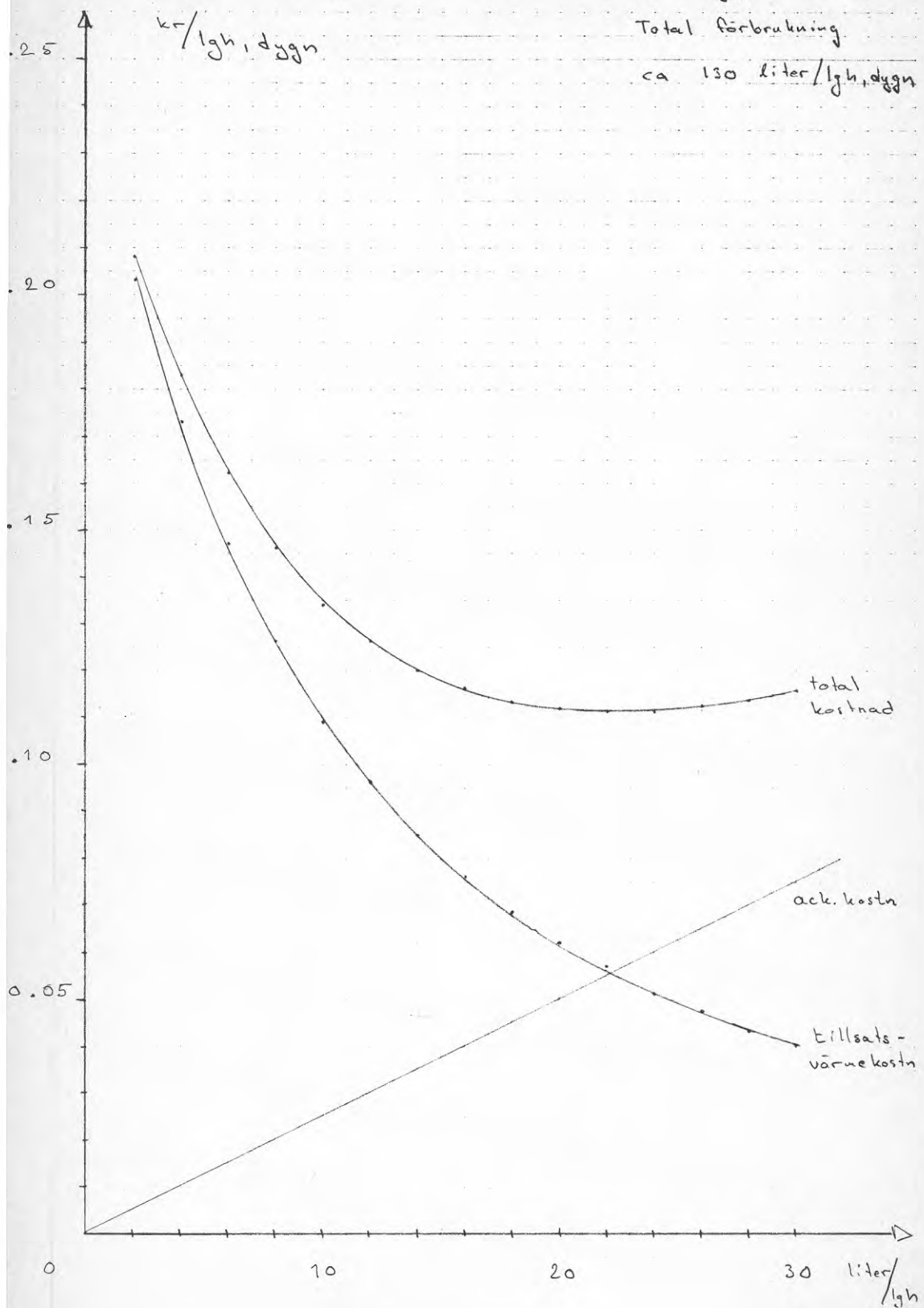
TIMMAR PER DYGN
Hasselby

Mars dygn -83

Total förbrukning

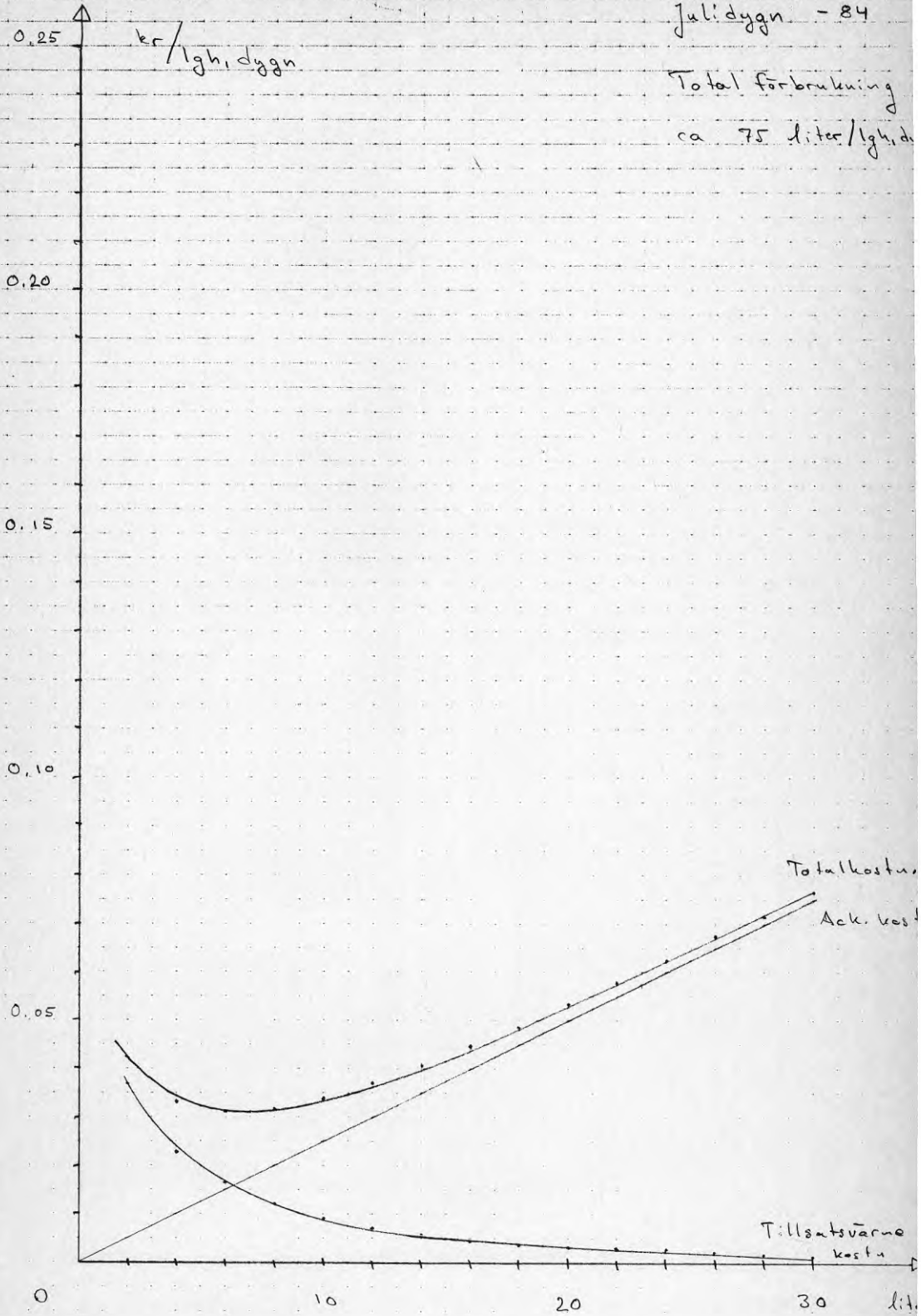
ca 130 liter/lgh, dygn

$k_r / lgh, dygn$



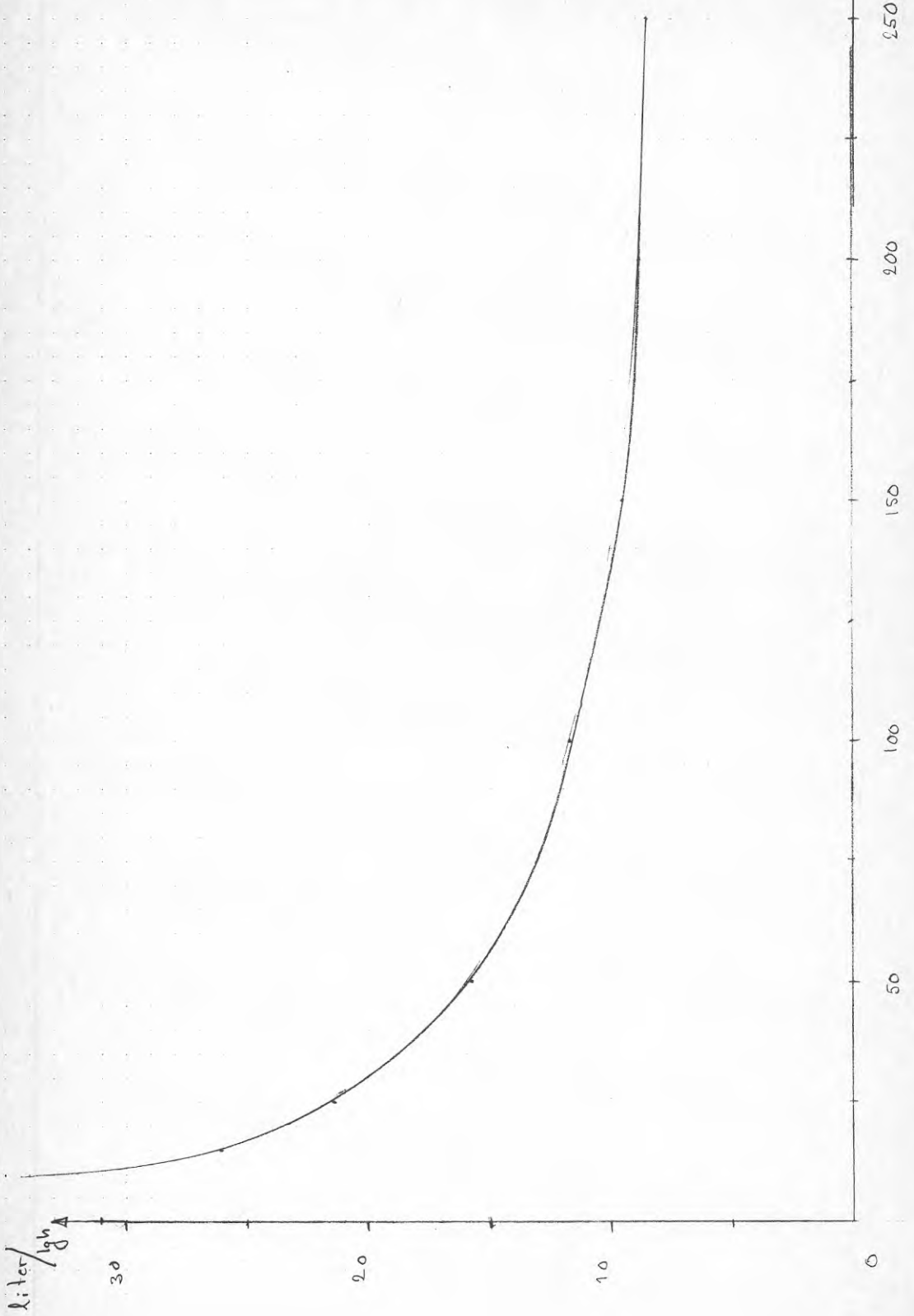
Julidag - 84

Total förbrukning
ca 75 liter/lgh/d



Optimal akumulator storlek

Fig 6:16 ^{56}Pb



4.20 PM THU. 27 SEPT. 1984

Roddoterreturtemp

TEMP
gr C
55.0

50.0

45.0

40.0

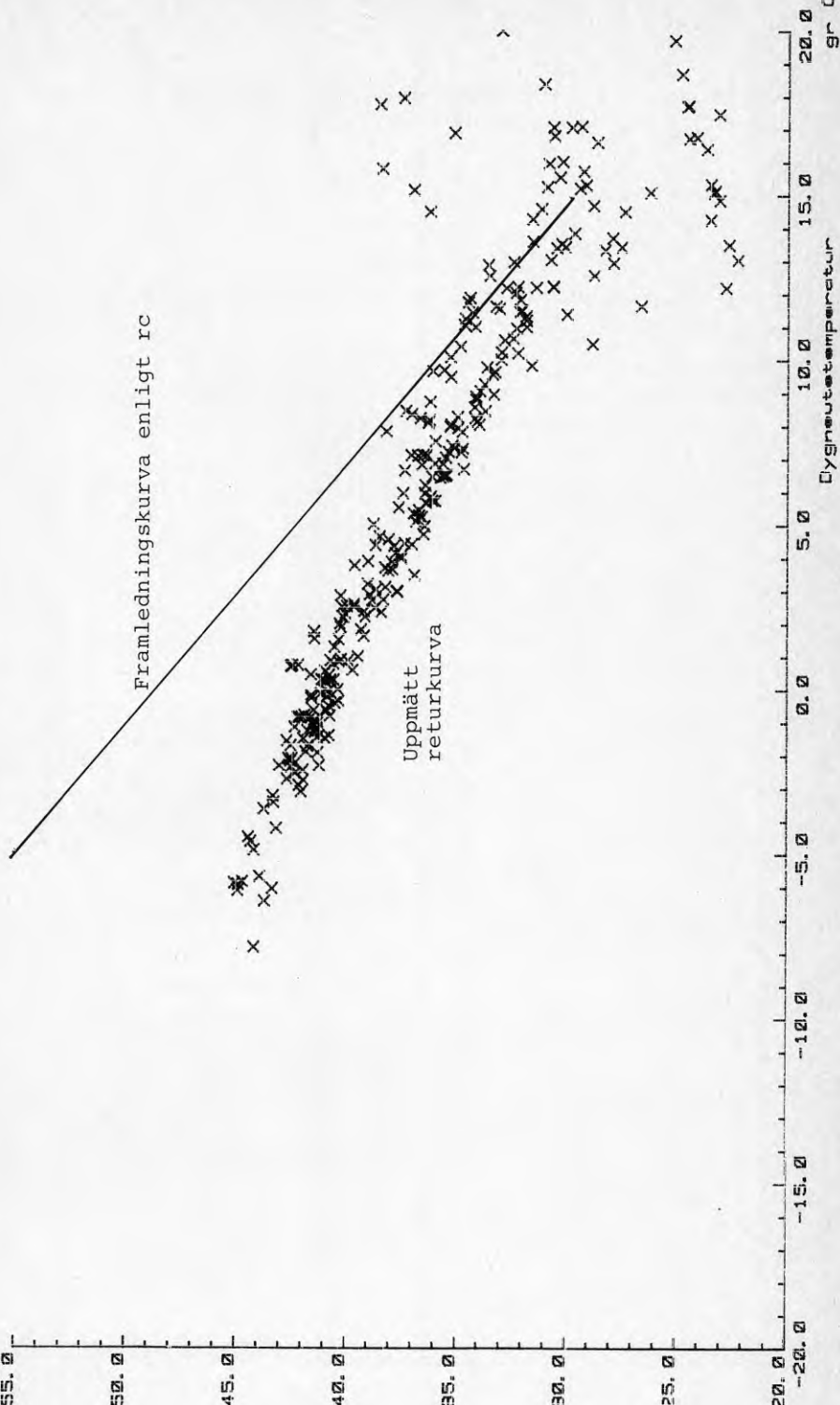
35.0

30.0

25.0

20.0

X



Framledningskurva enligt rc

Uppmätt
returkurva

Fig 6:17 57

Dygnetottemperatur

gr C

Hasselby
821202 000000 i 840914 000000

De ekonomiska förutsättningarna för värmepumpen bestäms i första hand av fjärrvärmepriset som varierar mellan 15 - 27 öre/kWh (inkl dist avgiften) under året. Elpriset är i detta fall oberoende av årstid och har bara förändrats i samband med el-skattehöjningar.

I figur 7:1 och 7:2 visas dels kostnadsbesparingen för minskad fjärrvärme och dels kostnaden för el till kompressor och hjälppumpar (i detta fall inklusive vvc-pumpen). De kraftiga hacken i besparingskurvan beror i första hand på förändringar i fjärrvärmemetaxan.

Figur 7:3 och 7:4 visar energikostnadsbesparingen, dvs insparad fjärrvärme minus elkostnad. Överskottet varierar mellan 200 kr/dygn när fjärrvärmepriset är högt till att under sommaren vara ca 20 kr/dygn, dvs en skillnad i faktor 1:10.

Orsakerna till variationen är flera varav fjärrvärmemetaxan tidigare är nämnd. Andra skäl är värmefaktorförsämringen under sommaren samt att värmepumpens drifttid endast är 50% under sommaren. Detta innebär att överskottet blir lågt.

Energiekostnadsbesparingen under ett helt år blir ca 50 000 kr. Om drifttiden kunde öka till 100% under sommaren skulle besparingen (100 dagar) öka med ca 2 000 kr, dvs 4%.

Ombyggnader och service skall när värmepumpen finns i ett fjärrvärmesystem förläggas till sommaren då besparingen är låg.

Totalekonomin är givetvis beroende av investeringskostnad och val av lönsamhetskriterium. Någon sådan kalkyl utförs inte här då aktuell investeringskostnad knappast är representativ bl a på grund av projektets karaktär som pilotfall. En baklängesräkning med 15 års amorteringstid och 4% real ränta ger dock en maximal investeringskostnad på ca 550 000 kr för att gå jämt upp 1:a året.

9.51 AM TUE. 18 DEC. 1984

OVERSKOTT DRIFTKOSTN.

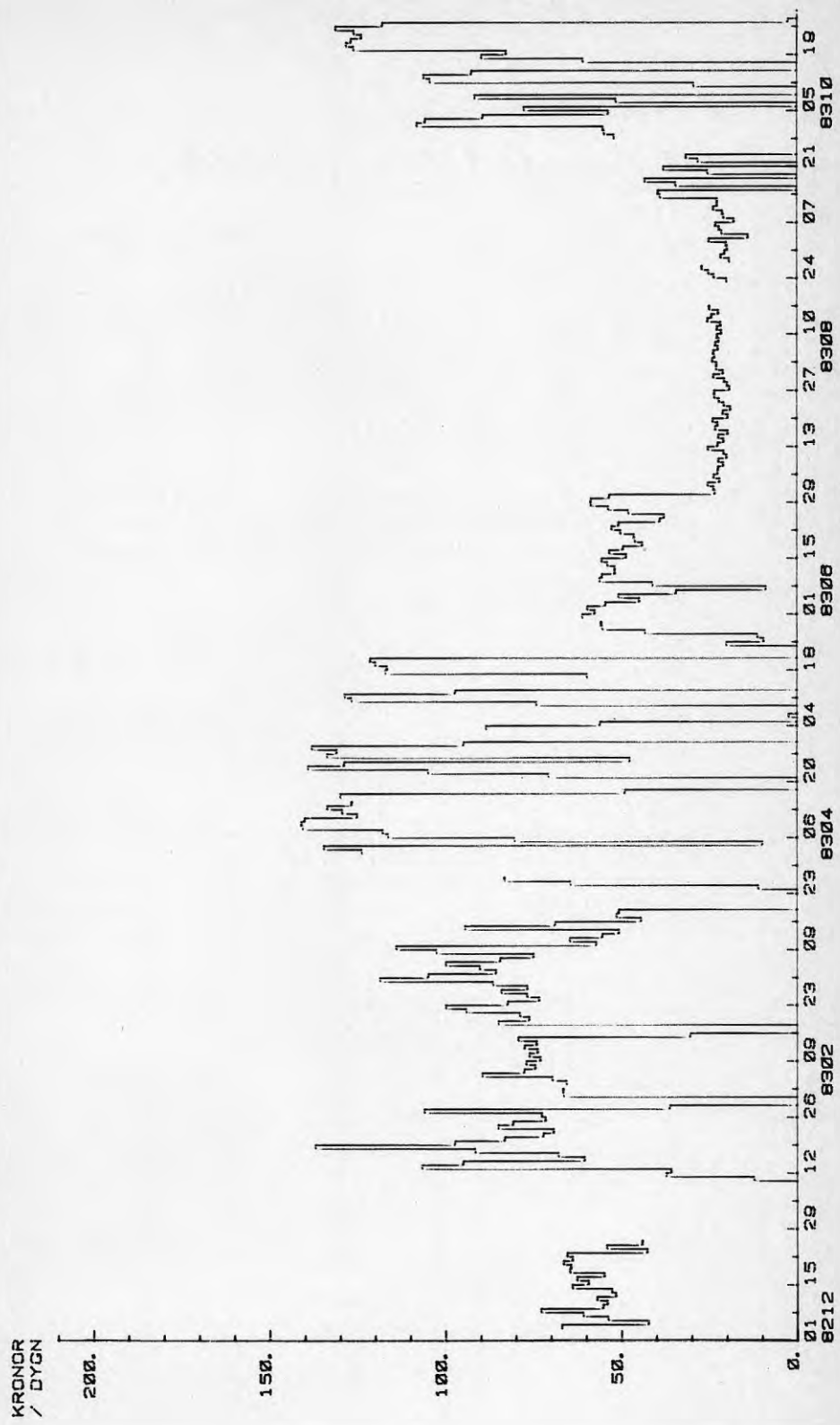


Fig 7:3 59

HASSELBY
821203 000000 - 831030 000000

ENERGIKOSTN. + VVC

ENERGIKOSTN. BESPAR.

KRONOR
/ DYGN
300.

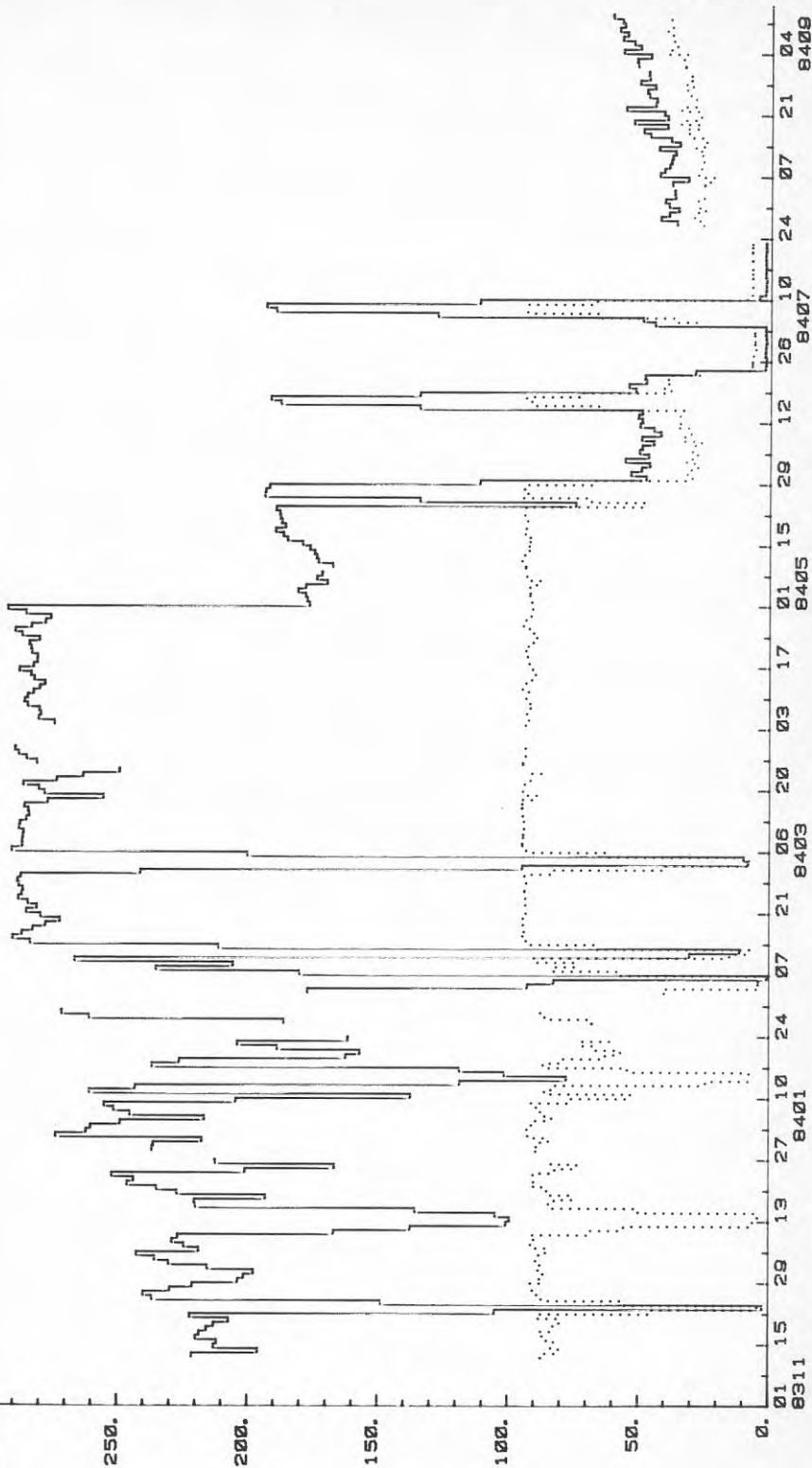


Fig 7:2 60

HASSELBY
831101 000000 - 840915 000000

09:37 AM TUE.. 18 DEC.. 1984

ENERGIKOSTN. + VVC

ENERGIKOSTN. BESPAR.

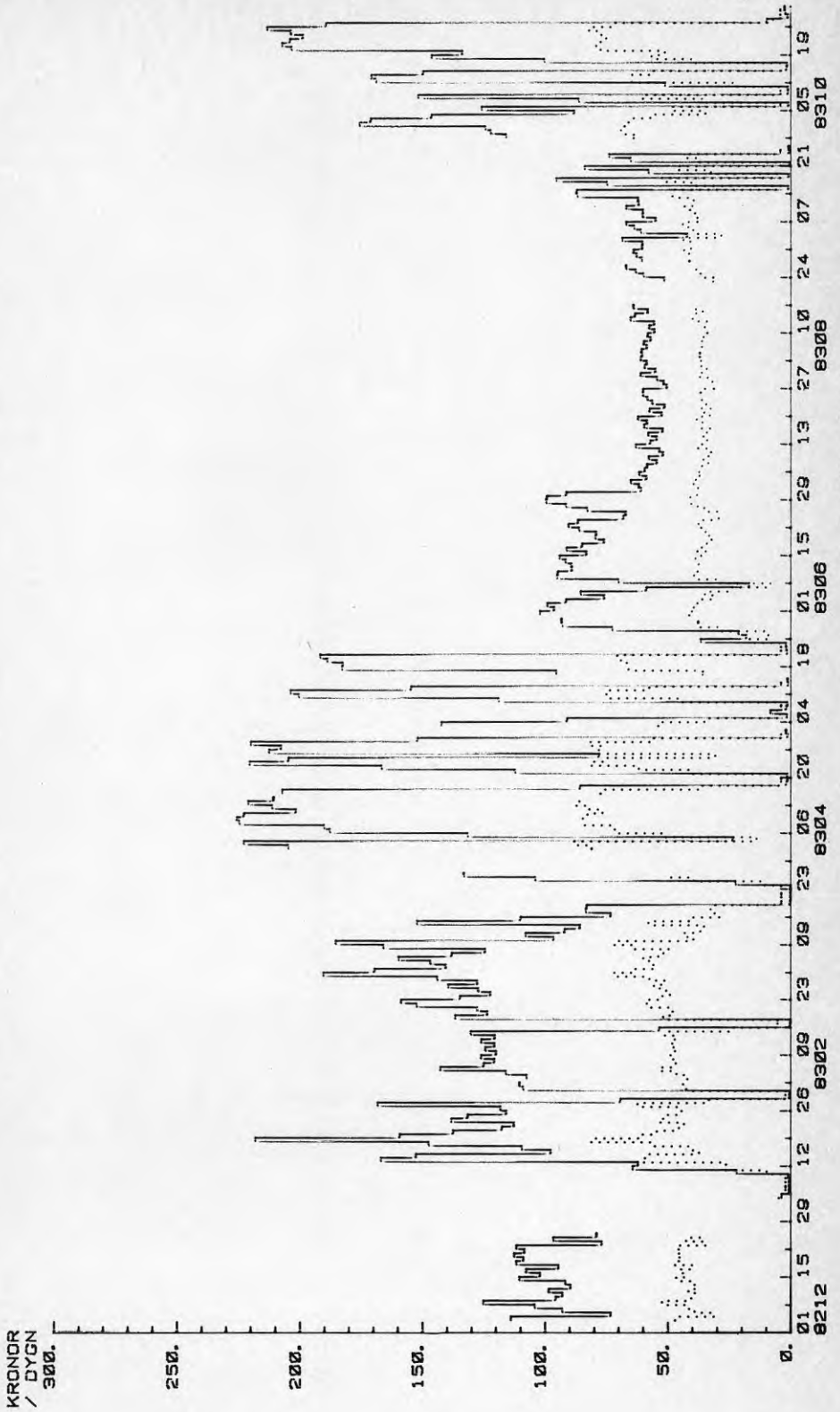


Fig 7:1 61

OVERSKOTT DRIFTKOSTN.

KRONOR
/
DYGN

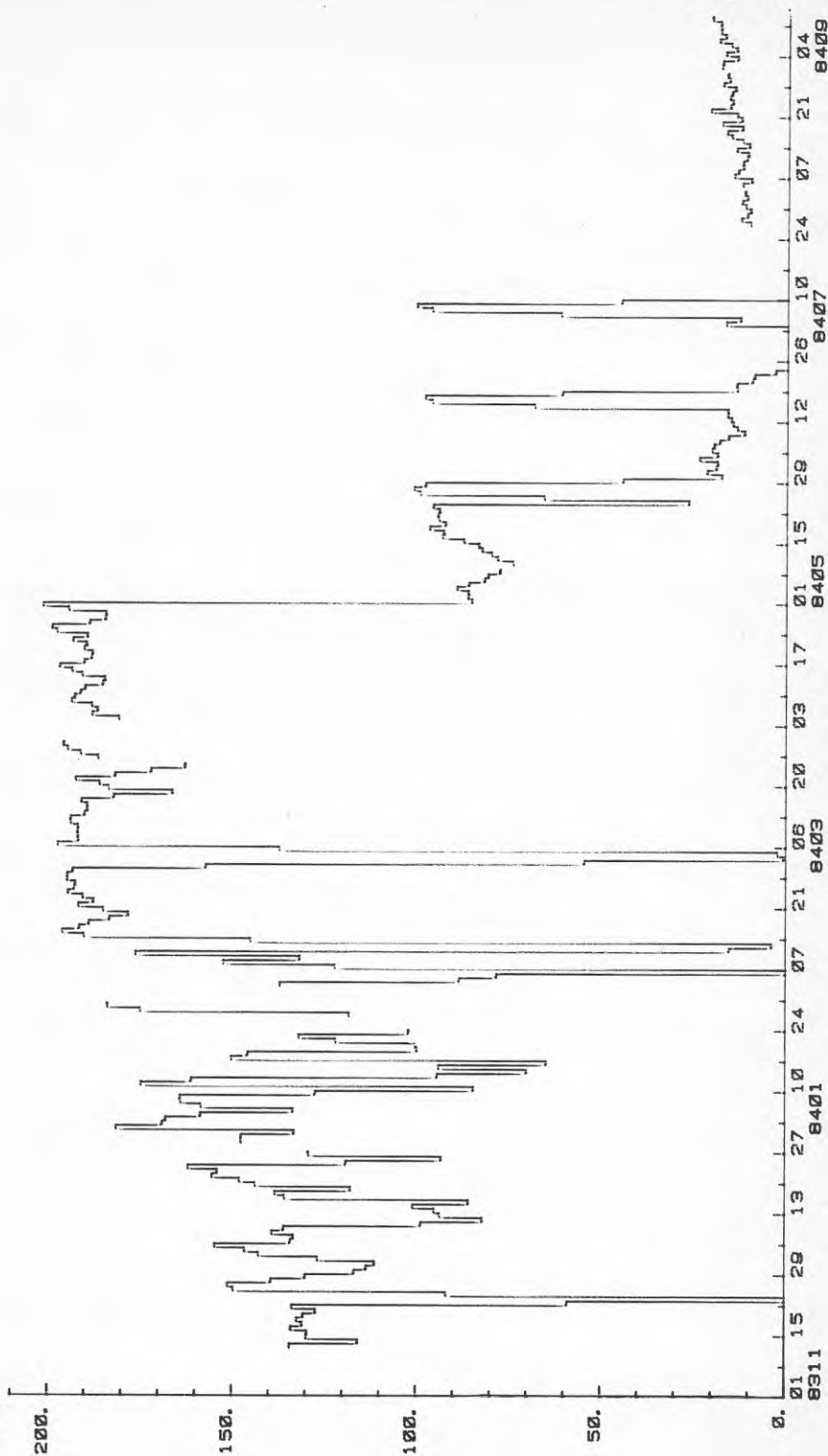


Fig 7:4 62

HASSELBY

831101 000000 - 840915 000000

Platsbyggda aggregat i den här storleken har svårt att konkurrera mot vätskekylaggregat av enhetsmodell. Detta då varje platsbygge fordrar mer projekterings- och anläggningstid samt att konsekvenserna av läckage och skräp i köldmedierören blir betydligt större. Värmefaktorn förbättras något i aggregat där man erhåller direkt värmeväxlingen mellan värmekällan och köldmediet, men omsatt i kronor innebär en förbättring av värmefaktorn från exempelvis 3.2 till 3.5 en sänkning av rörligt uppvärmningspris från 9.4 öre till 8.6 öre/kWh. På ett år innebär detta en besparing med 2 500 kr/år för denna anläggning. Denna besparing skall ställas mot de speciella problem som långa vertikala köldmedierördragningar innebär.

Att utnyttja både tappvarmvatten och radiatorvatten som värmesänka innebär en lång utnyttjningstid av värmepumpen och därmed en förbättrad driftekonomi. Att som i detta fall ha ett stort radiatornät samt att någon prioritering av tappvarmvatten inte behöver ske möjliggör goda driftvillkor för värmepumpen och därmed god ekonomi.

Någon skiktning av ackumulatortankarna har inte erhållits, trots förändringar i flöden. Värmeläckaget från tankarna är inte försumbart samt att värdet av ackumulerat vatten med endast någon grad över tappvarmvattentemperaturen kan ifrågasättas. Detta innebär att det skulle vara motiverat att dimensionera med en betydligt mindre ackumulatorvolym per lägenhet.

En intressant iakttagelse är också att påfrostning kan ske på förångaren även då frånluftens temperatursänkning är måttlig. Detta resultat torde även uppträda vid indirekt värmeupptagning. Om automatisk avfrostningsutrustning inte installeras finns därmed en risk att anläggningen stoppar på lågtryckspressostat eller nedregleras. Ett minskat frånluftflöde på grund av exempelvis igensatt filter kan mycket väl ge dessa problem även i anläggningar där man ej kalkylerat med risk för påfrostning.

Då projektet visat att påfrostningsproblemet kan bemästras öppnas möjligheten att dimensionera för en större sänkning av frånluftens temperatur, vilket ger en större värmeavgivning och förutsättningar för en bättre totalekonomi.

REFERENSER

Solin, Lars, 1983, Utvärdering av frånluftvärmepump för flerfamiljshus. KTH, Stockholm.

Pierre, Bo, 1979, Kylteknik AK. KTH, Stockholm.

VA-Handboken, 1981. Svensk Byggtjänst, Stockholm.



Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820735-4
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Stockholm.

R29: 1986 Frånluftvärmepump i kv Kondesalen H Enstom, L Sönn

R29: 1986

ISBN 91-540-4523-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6706029

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirkapris: 35 kr exkl moms