



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**

**R100:1978**

**Villavärmepump med  
regenerativ  
förångningsprocess**

**Eric Granryd**

**Byggforskningen**

TEKNISKA HÖGSKOLAN I LUND  
SEKTIONEN FÖR VÄG- OCH VATTEN  
BIBLIOTEKET

R100:1978

VILLAVÄRMEPUMP MED REGENERATIV  
FÖRÅNGNINGSPROCESS

Eric Granryd

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 750570-2  
från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen  
för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm

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

Nyckelord:

småhus  
uppvärmning  
värmepumpar  
regenerativ förångning  
avfrostning  
driftförsök  
fältförsök

UDK 621.57  
697.3:728.3

R100:1978

ISBN 91-540-2933-3  
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm



Projektet har genomförts på institutionen för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH. Civ ing Henrik Enström har utfört huvuddelen av laboratoriearbetet och svarar också som författare för Bilaga 2 liksom för separat rapport avseende laboratorieproven. På laboratoriet har forskningsingenjör Holger Kraft bistått i många frågor. Ett stort arbete med prototypbyggande och montage såväl i laboratorium som vid installation för fältprov har utförts av instrumentmakare Karl-Erik Ahnlén och i detta har även institutionstekniker Bengt-Göran Karlsson medverkat.

Sedan årsskiftet 1977/78 är undertecknad knuten till AGA Heating AB och för rapportskrivning har viss tid där tagits i anspråk.

Jag vill här tacka alla som medverkat.

Stockholm, juni 1978

Eric Granryd



<u>INNEHÅLL</u>	Sid
BETECKNINGAR .....	4
1 SAMMANFATTNING .....	5
2 ALLMÄNT, ARBETETS UPPLÄGGNING .....	6
3 VÄRMEPUMPAR OCH LABORATORIEPROV .....	8
3.1 Uppbyggnad av värmepumpen, avfrostnings- princip m m .....	8
3.2 Principschema för inkoppling .....	9
3.3 Styrutrustning för drift och avfrost- ning .....	11
3.4 Exempel på resultat vid laboratorieprov .	12
3.5 Datorsimulering av värmepumpdrift .....	15
4 FÄLTPROV .....	17
4.1 Hus för fältprov .....	17
4.2 Mätstorheter och primärresultat .....	17
4.3 Drifterfarenheter .....	17
4.4 Mätresultat, översikt .....	20
4.5 Bearbetning och representation av mät- resultat .....	20
4.6 Kommentar angående medelvärdesbildning ..	21
4.7 Diskussion av resultat .....	23
4.8 Driftskostnader .....	26
4.9 Allmänna kommentarer .....	29
FIGURER, 1a-27 .....	31-55
LITTERATURREFERENSER .....	57
<u>BILAGOR:</u>	
1. Diskussion av driftproblem .....	59-62
2. Styrutrustning .....	63-68
3. Beskrivning av hus för fältprov samt statistik över oljeför- brukning .....	69-70
4. Mätcentral, beteckningar och sätt för bearbetning .....	71-75
5. Fältprovsresultat i tidsföljd ....	77-88

## BETECKNINGAR

$\dot{E}_k$	driveffekt för kompressor
$\dot{E}_T$	totalt tillförd eleffekt till värmepump med hjälpapparater, i drift
$\dot{E}_{T,m}$	totalt tillförd medeleffekt till värmepump
$\dot{Q}_1$	värmeeffekt från värmepump i drift
$\dot{Q}_T$	värmeeffekt från värmepump i drift inkl pumpar och magnetventiler i radiatorkrets
$\dot{Q}_{Hus}$	netto medelvärmeeffekt till huset korrigerat med avfrostningsförluster
$\Phi_k$	$\dot{Q}_1/\dot{E}_k$ = "kompressorns" värmefaktor
$\Phi_T$	$\dot{Q}_T/\dot{E}_T$ = total värmefaktor exkl avfrostningsförlust
$\Phi_{T,Hus}$	$\dot{Q}_{Hus}/\dot{E}_{T,m}$ = total värmefaktor inkl avfrostningsförlust
$\tau_k/\tau_T$	relativ gångtid för kompressor
$\tau_{Avfr}/\tau_T$	relativ avfrostningstid
$n_k/\tau_T$	startfrekvens för kompressor
$n_{Avfr}/\tau_T$	avfrostningsfrekvens
$t_1$	kondenseringstemperatur (svarande mot trycket efter kompressorn)
$t_2$	förångningstemperatur (svarande mot trycket i sugledningen före kompressorn)
$t_{Rum}$	rumstemperatur
$t_{ute}$	= $t_{1,in}$ : omgivningstemperatur (= ingående luft till förångaren)
$t_{Rv,r}$	radiatorvattnets returtemperatur, in till kondensor 2
$t_{Vv,r}$	pannans varmvattentemperatur, in till kondensor 1

Definitioner av ytterligare använda storheter framgår av Bilaga 4.

## 1 SAMMANFATTNING

Avsikten med projektet har primärt varit att studera egenskaperna för en värmepump av typen luft-vatten där en ny typ av förångningsprocess - en s k regenerativ process - används. Sekundärt har även en förenklad avfrostningsmetod provats. En målsättning har vidare varit att skaffa erfarenheter från värmepumpinstallation i hus där befintlig oljepanna används för tillsatsvärme.

Prov har utförts med mätningar såväl i laboratorium som vid fältinstallation. Resultaten har i stort sett visat god överensstämmelse med beräkningar. De förbättringar med den regenerativa cykeln som erhållits motsvarar dock endast ca hälften av de teoretiskt möjliga. Värmepumpen har vid fältinstallationen gett avsedd komfort.

Som resultat i korthet kan nämnas:

- att den regenerativa processen, jämfört med konventionell drift, ökat värmepumpens kapacitet ( $\dot{Q}_T$ ) med ca 0,8 kW och värmefaktor ( $\Phi_T$ ) med ca 0,2 enheter (0,3 om jämförelsen sker vid lika  $t_1$  och  $t_2$ )
- att den föreslagna avfrostningsmetoden med själv-cirkulation mellan förångare och kondensor fungerat väl och gett gynnsamt små avfrostningsförluster - dock under förutsättning att avfrostningsintervallen styrs på korrekt sätt
- att resultaten från fältproven visat god överensstämmelse med laboratorieproven och med simuleringsresultat från datorprogram
- att den aktuella värmepumpinstallationen vid regenerativ drift bör ge en årsvärmefaktor av 2,5 à 2,6 för ett normalår
- att ett väsentligt problem återstår nämligen att öka driftsäkerheten så att värmepumpen klarar långa drift-tider utan tillsyn.

## 2 ALLMÄNT, ARBETETS UPPLÄGGNING

Arbetet har, som också framgått av tidigare delrapporter 1 och 2, följt den ursprungliga planen. Enligt denna skulle projektet omfatta följande olika faser:

- Fas 1: Parameterstudier. Dimensionering och val av ingående komponenter.
- Fas 2: Uppbyggnad och funktionsprov, speciellt med inriktning på funktionen av den regenerativa processen, avfrostningen och reglermetod i samband med beredningen av förbrukningsvarmvatten.
- Fas 3: Laboratorieprov varvid avgiven värmeeffekt och erforderlig driveffekt mäts vid olika (simulerade) omgivningstemperaturer. Prov utförs såväl med som utan den regenerativa processen.
- Fas 4: Fältprov med värmepumpen installerad i befintligt hus varvid i första hand uppträdande praktiska problem studeras. (Utförs endast om Fas 3 genomförts framgångsrikt.)

Hur blev det .... ?

Under vintern 1975/76 genomfördes vissa förstudier bl a i form av projektarbeten med teknologer. Under våren 1976 fortsattes dessa arbeten, nu i form av ett examensarbete som utfördes av Henrik Enström [1].

Parallellt med dessa arbeten utfördes parameterstudier med hjälp av ett datorprogram som utvecklades för ändamålet. På inbjudan deltog författaren vidare i ett symposium i Oxford, England ("Workshop on Heat Pumps"). En redogörelse för detta, liksom kopia av eget föredrag, har tidigare insänts till BFR i form av reserapport [2]. En officiell rapport från symposiet har senare utgetts [3].

Under hösten 1976 anställdes civ ing Henrik Enström, med 3/4-tidstjänst på projektet under i stort sett ett år (1976-09-20--1977-09-30). Efter vissa detaljundersökningar på den tidigare uppbyggda värmepumpen byggdes en modifierad modell som provades på laboratorium under tiden februari - augusti 1977.

Efter uppbyggnad av mätapparatur samt av styrutrustning för värmepump och för avfrostningskontroll, installerades värmepumpen för fältprov i början av november 1977. Ett kompressorhaveri inträffade (under konventionell drift, ej regenerativ) mindre än 4 veckor efter installationen till följd av utebliven avfrostning och en kombination av andra orsaker (se vidare Bilaga 1). Reparationen orsakade ett drifts-avbrott på ca 3 veckor under december 1977, då även

orsakerna till haveriet klarlades. Efter denna genomgång har värmepumpen varit i drift kontinuerligt bortsett från några kortare avbrott för justeringar. I samband med några resor för projektledaren, speciellt en längre sådan, har vidare värmepumpen varit avställd. T o m första veckan i juni visar mätcentralens tidmätare 3000 timmars drifttid för kompressorn och en total inkopplingstid av ca 4300 timmar.

I föreliggande rapport skall först en översiktlig beskrivning ges av värmepumpens uppbyggnad, installation och styrutrustning. En orientering avseende laboratorieprov och resultat från dessa ges därefter. (En mera detaljerad redogörelse återfinns i separat rapport [7].)

Huvuddelen av rapporten i övrigt ägnas åt fältproven samt de erfarenheter och mätresultat som erhållits.

Detaljinformation på olika avsnitt har samlats i Bilagor 1 - 5.



## 3 VÄRMEPUMPSYSTEM OCH LABORATORIEPROV

3.1 Uppbyggnad av värmepumpen, avfrostningsprincip m m

Värmepumpsystemet som provats, har till byggsättet representerat ett s k split-system. Värmeupptagning har skett ur omgivningsluft i en utomhus placerad förångarenhet. Själva värmepumpen, innefattande kompressor, kondensator och styrutrustning, har byggts i en enhet avsedd för placering i pannrummet. Som tillsatsvärme används befintlig oljepanna. Utseendet antyds i Fig 1a.

Byggsättet har valts speciellt med tanke på installation i äldre hus, med befintligt "vattenburet" värmesystem och oljeeldning. Pannan ger utmärkt möjlighet för tillsatsvärme utan belastning på el-nätet (vilket på sikt rimligtvis måste premieras i taxesättning från el-leverantörerna). Vidare ger det delade byggsättet - "split system" - möjligheter till förhållandevis enkel installation utan behov av håltagningar i väggar för luftkanaler. En nackdel är att visst kyltekniskt montagearbete fordras på plats. (En möjlighet här är dock att använda förfyllda köldmedieledningar med specialkopplingar.)

Huvuddata för värmepumpens komponenter med principschema för köldmediekretsen ges i Fig 1. En utförligare redovisning ges separat i [7]. För beskrivning av den regenerativa processen hänvisas till [4] och en analys av de teoretiska möjligheterna visas i [5].

Den använda avfrostningsmetoden förtjänar en beskrivning. För att vid avfrostningarna smälta isen i förångaren tillförs denna värme från radiatorsystemet (och i någon mån från varmvattenförrådet). - Däremot uppoffras inte någon kompressor-energi vid själva avfrostningarna. Funktionen, som förutsätter att förångaren är placerad högre än värmepumpens kondensator, är följande:

Då avfrostning initieras stoppas kompressorn och magnetventilen " $M_{Avfr}$ ", Fig 1, öppnas. Pumpar i radiator- och varmvattenkrets fortsätter att gå. (För viss säkerhet inkopplas kompressorns vevhusvärme.) Då ventilen  $M_{Avfr}$



öppnar, ställs värmepumpens normala hög- och lågtrycks-sida i förbindelse med varandra. Detta medför att köldmedieånga från kondensatorerna strömmar över till förångaren genom sugledningen. I förångaren, där den kallaste punkten i systemet finns, kondenserar köldmediet och dräneras därifrån via vätskeledningen. Vätskan passerar genom backventilerna B1 - B2 p g a den hydrostatiska tryckskillnaden och återförs till kondensatorerna. Kretsloppet är därmed slutet.

Vid laboratorieproven, där höjdskillnaden mellan förångarens undersida och kondensatorerna endast var ca 0,5 m, erhöles dålig funktion för avfrostningen. Vid fältinstallationen, där höjdskillnaden var storleksordningen 5 m, fungerade systemet på avsett sätt.

Som riktvärde kan nämnas att effekten under avfrostningarna varit av storleksordningen 7 kW vid normala förhållanden. Avfrostningstider på 5 - 7 minuter har varit typiska, vilket utförligare visas längre fram. Emellertid skall också nämnas att systemet förutsätter att avfrostningsintervallen styrs så att inte en alltför kraftig igenfrostning erhålls i förångaren. Om detta inträffar fordras naturligtvis mycket värme för avfrostningen och risk finns att radiatorsystemets värmekapacitet är för liten. Detta förhållande accentueras om radiatortemperaturen vid avfrostningens början är lägre än normalt - vilket kan bli en följd av den reducerade effekten vid kraftigt igenfrostat element. Om inte styrutrustningen för initiering av avfrostningar fungerar tillfredsställande, kan de beskrivna förhållandena ge upphov till en ond cirkel. Allmänt sett är det av den nämnda anledningen bättre att avfrostas något "för ofta" än att hålla intervall som ur energiekonomisk synpunkt under kontrollerade betingelser är optimala.

### 3.2 Principschema för inkoppling

För inkopplingen tillsammans med oljepannan var avsikten ursprungligen att använda en "passiv" överhettningvärmeväxlare (tillika kondensator i vissa driftsfall) för tappvarmvattenberedning, medan radiatorvattnet skulle

värmas i en kondensor. (Närmare beskrivning finns i delrapport 1.) För att möjliggöra ett så effektivt utnyttjande som möjligt av de värmeavgivande ytorna under varierande driftsfall - alltifrån fall med enbart radiatorvärmebehov (även med oljepannan i drift som tillsats för tappvattenberedning) till sommardriftsfall med enbart värmebehov för tappvarmvatten - gjordes bedömningen att ett mera "aktivt" system med omkopplingsmöjligheter skulle vara mera fördelaktigt. Principschema för detta system, som alltså användes vid installationen, visas i Fig 2.

Inkopplingen kompliceras av att värmning av tappvarmvatten eftersträvas samtidigt som värmning av huset skall ske via radiatorsystemet med bivillkoret att så låg kondenseringstemperatur som möjligt bibehålles. För att reducera belastningen vid hög temperatur för tappvarmvattenberedningen har, som synes, en förvärmare införts i vilken tappvarmvattnet värms medelst radiatorkretsens vatten. Arrangemanget har valts speciellt med hänsyn till driftsfall med liten belastning på radiatorsystemet (sommartid) varvid värmepumpens "kondensor 2" helt utnyttjas för förvärmningen samtidigt som belastningen på "kondensor 1" reduceras i motsvarande grad. (Shunten SH 1, Fig 2, ställs i sommarfallet öppen i läge 2 → 3.)

Inkopplingen tillsammans med befintlig oljepanna är givetvis fördelaktig med hänsyn till möjligheterna för tillsatsvärme. Ett enklare inkopplingsschema vore dock önskvärt! Den direkta kombinationen med varmvattenaccumulering i pannas varmvattenförråd har vidare nackdelen att värmeförlusterna från pannan ständigt belastar systemet. Vid drift i "sommarfall", med enbart varmvattenbehov, har det visat sig att förlusterna i pannan är av samma storleksordning - i allmänhet t o m något större! - än netto energibehov för tappvattenvärmningen. En installation av en separat tappvattenberedare (med god isolering) skulle här vara fördelaktig, men det är tveksamt huruvida den extra investeringen är berättigad. Vidare fordrar sådant byggsätt extra utrymme.

### 3.3 Styrutrustning för drift och avfrostning

Ett omfattande arbete har utförts för att ta fram utrustning för styrning av värmepumpens alla delfunktioner.

Styrutrustningen (elkopplingsschema) för själva värmepumpen inklusive säkerhetsautomatik, hög- och lågtryckspressostater etc beskrivs närmare i Bilaga 2.

Värmepumpens drift (on-off) styrs med ledning av behovet dels för värmning av hus, dels för tappvarmvattenvärmning. Kriterierna härför illustreras i diagramform i Fig 3. För styrningen används:

- elektronisk styrenhet (TA 315-4) som, med ledning av mätsignaler från givare för utetemperaturer samt returtemperaturen i radiatorsystemet, ger styrsignal till värmepumpens drift on-off
- termostat (Danfoss RT101) som ger styrsignal med ledning av temperaturen i pannans varmvattenförråd.

Automatiken är arrangerad på så sätt att värmepumpens kompressor, förångarfläkt och pumpar startar om endera radiatortemperaturen eller varmvatten-förrådets temperatur ligger under motsvarande börvärde. Driften stoppas då båda har nått ett övre börvärde. Om temperaturen i pannans varmvattenförråd anger värmebehov, ställs vattenkretsens ventiler så att kondensator 1 värmer pannvattenet och kondensator 2 radiatorvattenet; eljest arbetar båda kondensatorerna parallellt i radiatorkretsen, se Fig 2.

För kontroll av avfrostning har en elektronisk styrutrustning uttagits. Denna utnyttjar som mätsignaler temperaturerna

- ingående luft till förångaren,  $t_{1,in}$
- utgående luft från förångaren,  $t_{1,ut}$
- ytemperaturen på en punkt i förångaren,  $t_{yta}$

Principen, grafiskt illustrerad i Fig 4, är att avkänna temperaturändringen ( $t_{1,in} - t_{1,ut}$ ) i elementet och jämföra denna med ett börvärde, vars storlek beror av temperaturen  $t_{1,in}$  (detta för att kompensera kyleffektens

variation med förångningstemperaturen). Då temperaturändringen p g a det av frostpåslaget reducerade luftflödet genom förångaren; vuxit över sitt börvärde ges signal till värmepumpens styrenhet att avfrostning skall initieras. Avfrostningen pågår därefter tills yttemperaturen ( $t_{yta}$ ) nått upp till sitt börvärde (ca  $+5^{\circ}\text{C}$ ), vilket är ett tecken på att avfrostningen är klar. En styrsignal ges då att avbryta avfrostningen.

Vid omgivningstemperaturer ( $t_{1,in}$ ) över en viss nivå ( $t_{gräns}$ ; ca  $+4^{\circ}\text{C}$ ) sätts de beskrivna funktionerna ur spel i den elektroniska styrutrustningen. Avfrostning tillåts över huvud taget inte vid utetemperaturer över denna nivå.

Den elektroniska styrutrustningen konstruerades och tillverkades av Tekn lic Erkki Krank, P.E. Lindahl & Co AB. Elektriskt kopplingsschema återfinns i Bilaga 2. Det förtjänar nämnas att, som temperaturgivare används enkla, billiga transistorer. Vad som här utnyttjas som mätsignal, är att transistorns arbetspunkt förändras med temperaturen (bas-emitter-spänningen ändras nära linjärt med temperaturen).

Som nämnts tidigare är det viktigt att styra avfrostningar på "rätt" sätt, och stora krav ställs på tillförlitligheten för styrutrustningen. Som utförligare beskrivs längre fram i rapporten har det sistnämnda - i början av fältproven - vållat åtskilliga problem vid driften. Ursprungligen var styrutrustningen mycket störningskänslig men detta har åtgärdats. Under senare delen av uppvärmningssäsongen har funktionen varit tillfredsställande.

### 3.4 Exempel på resultat vid laboratorieprov

En ingående redogörelse för laboratorieproven lämnas i [7]. Här skall endast ges en kort översiktlig beskrivning samt exempel på resultat.

I laboratorium studerades huvudsakligen två olika utföranden av värmepumpen (se delrapport 1 resp 2) där olika typer av kompressorer utnyttjades, dels en hermetisk, dels en semihermetisk. Med laboratorieuppställningarna gjordes vidare detaljundersökningar med olika

utföranden av vissa komponenter i systemet.

Försöksuppställning och mätmetodik vid laboratorieproven beskrivs i [7] ([6]). Den använda mätutrustningen har gett god noggrannhet och reproducerbarhet i provresultaten. Metoden har även gett möjlighet att med värmebalans kontrollera mätresultat för "levererad" värmeenergi (mätta med värmemängdsmätare) mot totalt till systemet tillförda energier (mätta med kWh-mätare för elenergi). Resultaten visade att till- och bortförda energier balanserade varandra om man förutsatte att värmeförlusten från värmepumpenheten (kompressor och kondensorer) var  $\approx 300$  W. Variationen i enskilda mätpunkter i denna förlustpost var liten (se vidare [7]) och dess storlek är rimlig. I de resultat som här ges är inte denna värmeförlust medräknad som avgiven effekt från värmepumpen (i vissa fall kan den dock tänkas vara till nytta praktiskt genom att den värmer "pannrummet"). Från prov med det värmepumpaggregat som senare användes för fältinstallation visas några resultat i Fig 5 - 10 (vilka hämtats ur delrapport 2).

Fig 5 - 6 ger exempel på resultat som erhållits vid prov med konstant kondenseringstemperatur,  $t_1 = 45^\circ\text{C}$ , dels med den regenerativa processen och dels utan. Inritade heldragna kurvor visar prestanda vid konventionell process beräknad med hjälp av det datorprogram som utvecklats och som kort skall beskrivas längre fram (se även [6]). Som synes erhålls här god överensstämmelse mellan beräkning och prov med konventionell process.

Streckade kurvor i Fig 5 - 6 representerar prestanda med den regenerativa processen. Värmepumpens kapacitet ( $\dot{Q}_1$ ) liksom värmefaktor ( $\Phi_k$ ) förbättras jämfört med konventionell drift. Effekten ökar med storleksordningen 0,8 kW och värmefaktorn med ca 0,3 enheter.

Fig 7 visar provresultat i en diagramrepresentation med värmefaktorn  $\Phi_k$  som funktion av den termodynamiskt möjliga värmefaktorn  $\Phi_{\text{Carnot}}$  vid aktuella kondensering- och förångningstemperaturer för respektive provpunkter. Av diagrammet framgår att man med den konventionella



processen uppnår storleksordningen hälften av den termodynamiskt möjliga värmefaktorn. Med den regenerativa processen erhålls ca 10 % högre värden än för den konventionella.

Resultaten i Fig 5 - 7 ger jämförelser vid lika kondenserings- och förångningstemperaturer. Om jämförelsen i stället sker vid lika temperaturer på ingående vatten till kondensorn resp ingående luft till förångaren reduceras storleken av förbättringen med den regenerativa processen, Fig 8 - 9. Orsaken härtill synes vara att temperaturdifferensen främst i kondensorn (!), ökat vid regenerativ drift. Genom att kapaciteten ökar är det helt följdriktigt att temperaturdifferenserna ökar något vid regenerativ drift. Ökningen av differensen på kondensorsidan är dock större än väntat. Möjligt är att detta beror på strömningsförhållanden i kondensorn som delvis sammanhänger med använd kondensortyp. På förångarsidan är ökningen av temperaturdifferensen högst måttlig. (Laboratorieproven är utförda med lika inställning på expansionsventilen vid konventionell och regenerativ process - något som sannolikt missgynnar det sistnämnda fallet.)

Proven som redovisas i Fig 8 - 9 har uttagits vid sådan temperatur på vättnet in till kondensorn som, vid olika utelufttemperaturer, motsvarar returtemperaturen i ett radiatorsystem dimensionerat efter temperaturerna 55/45°C vid utetemperaturen -20°C.

I laboratoriet gjordes även prov avseende påfrostningsförloppet i förångaren. Ett av syftena var att med prov under kontrollerade betingelser registrera hur kapacitet etc för värmepumpen ändras vid påfrostning. Med tillgång till sådana resultat har man en av pusselbitarna då man försöker beräkningsmässigt bestämma vilka avfrostningsintervall som är optimala ur energisynpunkt. Resultat från några av dessa prov exemplifieras i Fig 10. För att få underlag för bestämning av börvärden som skall användas i den styrutrustning som initierar avfrostningarna mättes även luftens temperaturändring genom elementet under påfrostningsförloppet.

### 3.5 Datorsimulering av värmepumpdrift

För att bli rätt kunna tolka provresultat är det värdefullt att ha tillgång till beräkningsverktyg i form av ett datorprogram där värmepumpens driftförhållanden under året kan simuleras. Detta är nästan en förutsättning för att fältprovresultat under ett givet år - alla är unika - skall kunna översättas till att gälla ett normalt år. Ett sådant program har utvecklats och även om detsamma inte ingår som del i det projekt som här redovisas, är resultat från programmet användbara och av stort intresse.

Programmet gäller i första hand för konventionell (ej regenerativ) värmepumpprocess och har inte heller inkluderat energibehov etc i samband med tappvattenberedning. En kort presentation samt resultat från beräkningar med detsamma visas i [6].

För de i [6] visade beräkningsresultaten användes som basfall följande data:

- Värmepump med värmeupptagning ur ytterluft och värmeavgivning till radiatorsystem.
- Köldmedium R 502.
- Semihertisk, suggaskyld kompressor med slagvolymen  $0,00314 \text{ m}^3/\text{s}$ , 1450 rpm.
- Dimensionerande temperaturdifferenser vid drift i omgivningstemperatur  $0^\circ \text{C}$ :  
Förångare  $\Theta_{\text{in}} = 10^\circ \text{C}$  (diff vid inlopp).  
Kondensator  $\Theta_{\text{m}} = 5^\circ \text{C}$  (medeltemp diff).
- Förångarfläktens effekt 200 W.
- Pumpeffekter 100 W.
- Kompressorverkningsgrader beräknade enligt samband av Pierre.
- Elmotorverkningsgrad (kompr) 0,80.
- För avfrostning har antagits en förlust motsvarande 5% av värmeupptagningen i förångaren vid temperaturer under  $+3^\circ \text{C}$ .
- Värmepumpens drift stoppas om  $t_1$  överstiger  $56^\circ \text{C}$ .
- Radiatorsystem dimensionerat för  $t_{\text{fram}}/t_{\text{retur}} = 55/45^\circ \text{C}$  vid  $-20^\circ \text{C}$  ute.  
Värmeavgivning från radiatorerna förutsätts = konst  $\cdot \Delta t^{1,25}$  där  $\Delta t$  = skillnad mellan radiatorvattnets och rummets temperatur.
- Husets värmebehov förutsätts proportionellt mot temperaturskillnaden mellan rum och omgivning. Inre värmekällor antas motsvara  $3^\circ \text{C}$  temperaturhöjning inomhus.
- Rumstemperaturen  $20^\circ \text{C}$ .

Dessa data förefaller väl återspegla verkligheten också vid den aktuella värmepumpinstallationen med ändringen att

- medeltemperaturdifferensen i kondensorn vid samtidig värmning av tappvarmvatten är  $\vartheta_m = 8^\circ\text{C}$  ( i st f  $5^\circ\text{C}$ )
- pumpeffekter inkl tomgångsförbrukning för mät- och styrcentral sätts 200 W ( i st f 100 W)

I föreliggande rapport har i många fall för jämförelse - som redan visats - beräkningsresultat erhållna med beräkningsprogrammet införts tillsammans med provresultat. För den aktuella installationen med nämnda (modifierade) data ger vidare simuleringsprogrammet följande karakteristiska resultat, förutsatt att värmepumpen använder konventionell (ej regenerativ) process samt att husets årsvärmebehov i Stockholms klimat är 25 000 kWh:

- Årlig gångtid för kompressor 3 400 tim
- Energiförbrukning
 

Värmepump (exkl tillsatsenergi)	10 150 kWh
Tillsatsenergi	1 400 kWh

Alltså är totalt (om ingen skillnad görs på drivenergi till värmepump och tillsatsenergi):

- Energibesparingen:  $25\ 000 - 10\ 150 - 1\ 400 = 13\ 450$  kWh

För själva värmepumpen motsvarar detta en årsvärmeffaktor (exkl tillsatsenergi) av:

$$\underline{\underline{\Phi_{T, \text{år}}}} = \frac{25\ 000 - 1\ 400}{10\ 150} = \underline{\underline{2,33}} \text{ (konv drift)}$$

Med regenerativ process kan en förbättring nås. Som visas längre fram har praktiskt ca 10 % bättre värmeffaktor erhållits vid sådant driftssätt som genomsnitt jämfört med beräkningsresultat från datorprogrammet (se vidare Fig 14).



## 4 FÄLTPROV

### 4.1 Hus för fältprov

Det hus där värmepumpen installerades för fältprov är en enfamiljsvilla, byggnadsår 1966. Det bebos av projektledaren med familj.

En kort beskrivning och vissa data för huset ges i Bilaga 3. Där finns också en ganska utförlig statistik på oljeförbrukningen för huset under en följd av tidigare år.

### 4.2 Mätstorheter och primärresultat

Uppläggning av mätcentralen för fältprovinstallationen diskuteras i Bilaga 4. I denna finns vidare mätstorheter angivna liksom beteckningar och sätt för bearbetning.

Mätresultat i tidsföljd visas i Bilaga 5.

### 4.3 Drifterfarenheter

Inledningsvis skall konstateras att värmepumpsystemet vad gäller värmekomforten i huset fungerat på avsett sätt. Däremot har tillförlitligheten - speciellt vad gäller styrningen i samband med avfrostningar - inte varit tillfredsställande. Likaså har det behövts en sakkunnig övervakning av driften - även här speciellt avseende avfrostningarna.

Olika driftproblem av kylteknisk art diskuteras i Bilaga 1.

Då det gäller komforten klarade värmepumpsystemet värmning av såväl radiatorsystem som tappvarmvatten ner till utetemperaturer omkring  $-3^{\circ}\text{C}$  då värmepumpen kördes i regenerativt driftsätt. Temperaturen inomhus hölls då på önskad nivå och enligt det subjektiva intrycket från familjen har det varit varmare i huset sedan värmepumpen installerades. Tack vare den utekompenserade temperaturkontrollen har det också varit en jämnare temperatur inomhus.

Vid utetemperaturer lägre än ca  $-3^{\circ}\text{C}$  startades (manuellt) oljepannan för tappvarmvatten. När det var kallare än

ca  $-6^{\circ}\text{C}$  behövdes tillsatsvärme även för radiatorsystemet. Sådan erhöles genom att ställa pannshunten så att viss inblandning av pannvatten erhöles i radiatorsystemets framledning. (Vid konventionell drift ligger båda de nämnda temperaturgränserna några grader högre, mera härom längre fram.)

Vid kall väderlek har värmepumpen arbetat kontinuerligt (med korta avbrott för avfrostningar) och driften avbröts ej även om mycket låga utetemperaturer uppträdde. (Undantaget är ett enda tillfälle under säsongen, nämligen natten mellan 22 - 23 februari då värmepumpen stoppades med hänsyn till den låga nattemperaturen, ca  $-24^{\circ}\text{C}$ ). Tack vare att köldmedium R 502 valts erhöles inte alltför höga tryckrörstemperaturer efter kompressorn. Även vid en dygnmedeltemperatur så låg som ca  $-13^{\circ}\text{C}$  (lägsta nattemperatur  $\approx -20^{\circ}\text{C}$ ) har värmefaktorn med regenerativ drift fått ett dygnsmedelvärde av 2,1.

En varmvattentemperatur på ca  $45^{\circ}\text{C}$  har använts. Vid ren sommar drift (enbart varmvatten) har temperaturen sänkts ytterligare något, till 40 à  $42^{\circ}\text{C}$  för att undvika drift med alltför höga kondenseringstemperaturer. (Vid drift med höga utetemperaturer får värmepumpen mycket stor kapacitet och för värmetransporten i kondensorn fordras då en ofördelaktigt stor temperaturdifferens.) De nämnda temperaturerna har varit tillräckliga och har upplevts som bekväma: man bränner sig inte på varmvattnet även om man inte blandar i kallt vatten. De förutsätter diskmaskin med separat tilläggsuppvärmning av vattnet. Den enda väsentliga nackdelen är att den låga temperaturen medför otillräcklig ackumuleringskapacitet i pannans varmvattenförråd. Ett bad och en dusch klaras i tät följd - men däremot inte ett ytterligare varmvattenuttag. Om t ex diskmaskinen går samtidigt, kan duschen plötsligt förvandlas till en kalldusch!

Som en del av komfortsidan är ljudfrågan viktig. Här kan två ljudkällor särskiljas, nämligen den utomhus placerade förångaren och den i pannrummet placerade värmepumpdelen.

Vad först avser förångaren skall konstateras att denna

inte gett några ljudproblem vare sig för ägare eller grannar. Tack vare lågt fläktvarvtal (700 r/m) blir ljudnivån låg och med placering på byggnadens tak försvinner ljudet helt i det bakgrundsbrus som finns i en tätortsmiljö.

Däremot hörs värmepumpens kompressor, i varje fall i det rakt över pannrummet belägna köket, liksom i duschrum, tvättstuga och gillestuga belägna i källarplanet intill pannrummet. I övriga delar av huset är störningen från värmepumpkompressorn jämförbar med ljudnivån från pannans brännare, dvs störningen är där minimal.

Bortsett från de problem, förhoppningsvis av engångskaraktär som diskuteras i Bilaga 1, kvarstår intrycket att det väsentligaste driftproblemet är att styra avfrostningarnas intervall och varaktighet på ett säkert sätt. Det vid driften största irritationsmomentet har varit just detta. I början av fältproven föreföll styrutrustningen för avfrostning nyckfull - den var mycket störningskänslig. Dygnet 6 - 7 mars kan tas som exempel där 46 st avfrostningar registrerades med en genomsnittlig längd av 1,8 minuter. Dessa orsakades bl a av att temperaturskrivarens timer, vid brytning, gav upphov till en störsignal som påverkade styrutrustningen att initiera avfrostning.

Emellertid ökades efter hand driftssäkerheten för styrutrustningen, främst genom att olika störningsdämpande och spänningsstabiliserande åtgärder vidtogs. Mycket arbete kvarstår innan driftssäkerheten är sådan att anläggningen kan lämnas utan tillsyn under en hel uppvärmningssäsong - eller flera!

Driftserfarenheterna skall dock ses mot bakgrund av att fältinstallationen var en direkt fortsättning på laboratorieproven. I projektplanen fanns mycket litet utrymme för en ordentlig genomarbetning av styrsystem etc.

Litet statistik:

Total inkopplingstid till i mitten av juni, då rapporten skrivs är 4300 timmar under vilken tid kompressorn varit i drift 2950 timmar. Totalt antal starter har varit 2300 st inkl starter i samband med avfrostningar

vilka varit 970 till antalet. Åtskilliga av dessa har varit "onödiga". (Ett drygt hundratal har orsakats av störningar i styrutrustning - ett stort antal har också registrerats i samband med intrimning etc.)

#### 4.4 Mätresultat, översikt

Under driften har avläsning skett, oftast varje dygn, av energi- och tidmätare samt av vissa temperaturer. En bearbetning av dessa bildar underlaget till de diagram och övriga resultat som redovisas i föreliggande avsnitt.

Beteckningar och metod för utvärdering framgår av Bilaga 4. En redovisning av vissa driftsstorheter kontinuerligt i tidsföljd, för hela uppvärmningssäsongen 1978 fram till mitten av juni, visas i diagramform i Bilaga 5, Fig 5:1 - 11.

En översikt av driftsresultat ges vidare här i Fig 11, där veckomedelvärden införts av:

- $t_{ute}$  = utetemperatur
- $\Phi_{T,Hus}$  = total värmefaktor
- $\dot{Q}_{Hus}$  = netto värmeeffekt från värmepump till hus
- $\dot{E}_{T,m}$  = total tillförd eleffekt till värmepump
- $\dot{O}_l$  = oljeförbrukning för panna (som tillsats).

#### 4.5 Bearbetning och representation av mätresultat

Den visade typen av representation kan ha sitt intresse för att följa driftförhållanden etc under en viss tid. Materialet i Bilaga 5 är att betrakta som en återgivning av primärdata och som en "log-bok".

Bättre överskådlighet ges troligen i en diagramrepresentation där resultat visas som funktion av omgivningstemperaturen. Detta ger bl a möjlighet till jämförelse mellan resultat från fältprov med motsvarande från laboratorieprov liksom från beräkningar.

Diagram i Fig 12 - 19 visar således dygnsmedelvärden (undantag Fig 12) av uppmätta storheter som funktion av dygnsmedeltemperaturen utomhus. Härvid har, för att något begränsa antalet punkter, några olika tidsperioder med skiftande utetemperatur valts.

Diagrammen ger en uppfattning om:

- uppträdande temperaturer,  $(t_1; t_2; t_{Rv,r}; t_{Rum})$  Fig 12
- levererade och uppoffrade effekter\*  
 $(\dot{Q}_T; \dot{Q}_{Hus}; \dot{E}_T; \dot{E}_{T,m})$  Fig 13
- värmefaktor\*  $(\Phi_k; \Phi_{T,Hus})$  Fig 14
- startfrekvenser  $(n_{Avfr}/\tau_T; n_k/\tau_k)$  Fig 15
- relativ gångtid för kompressor,  $\tau_k/\tau_T$  Fig 16
- relativ avfrostningsenergi,  $Q_{Avfr}/Q_{Hus}$  Fig 17
- relativ avfrostningstid,  $\tau_{Avfr}/\tau_T$  Fig 18
- genomsnittlig längd för varje avfrostning  
 $\tau_{Avfr}/n_{Avfr}$  Fig 19

Diagrammen i Fig 20 - 26 visar i stort motsvarande storheter som i Fig 13 - 19 men representerande veckomedelvärden. Här har hela driftssäsongen 1978, vecka 1 - 22, införts.

Vid genomgång av materialet har det visat sig att endast ett fåtal dygn vid regenerativ drift hade medeltemperaturer i intervallet  $-5 - 0^\circ\text{C}$  - de flesta punkter ligger vid lägre eller vid högre temperaturer. För konventionell drift (Fig 13a - 14a) är situationen den motsatta! Detta illustrerar också ett av problemen med fältprov: man får hålla tillgodo med det väder som gives.

#### 4.6 Kommentarer angående medelvärdesbildning

Medelvärdesrepresentationer av visat slag - avseende dygns- resp veckomedelvärden - är inte helt jämförbara med motsvarande mätresultat upptagna vid konstant utetemperatur. Speciellt gäller detta för resultat avseende värmefaktor och värmeeffekt och en illustration får man t ex om dygnsmedelvärden - Fig 13 - 14 - jämförs med veckomedelvärden - Fig 20 - 21. (Veckomedelvärdena förefaller här förskjutna mot några grader högre utetemperatur.)

---

\* Fig 13a resp 14a ger motsvarande data, men avseende konventionell drift.



Orsaken till de nämnda förhållandena är främst att effekter, värmefaktor etc, står i ett icke-linjärt förhållande till effektbehovet för huset och utetemperatur. Detta kan åskådliggöras enligt följande: En inte ovanlig situation under våren är t ex att man under dagen har ca  $+10^{\circ}\text{C}$  och under natten  $-5^{\circ}\text{C}$ . På dagen, då en för värmepumpen gynnsamt hög utetemperatur råder, kommer värmepumpen att ha långa ståperioder eftersom den lätt tillgodoser husets värmebehov. Under natten arbetar den däremot nära kontinuerligt och då med sämre värmefaktor. Ett linjärt medelvärde av utetemperaturen, dygnsmedeltemperaturen, är uppenbart missvisande: med hänsyn till värmepumpens drift borde en tyngdpunktsförskjutning mot lägre temperatur ske. Det linjära medelvärdet kommer att ligga "för högt".

Man kan för idealiserade förhållanden - väsentligen under förutsättningen att värmepumpens värmefaktor är proportionell mot den för en Carnot-process mellan ute- och rumstemperatur - visa att ett mera korrekt medelvärde för utetemperaturen är ett kvadratisk sådant baserat på skillnaden i kvadrat, mellan rums- och utetemperatur:

$$t_{m2} = t_{\text{Rum}} - \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (t_{\text{Rum}} - t_{\text{ute}})^2 d\tau}$$

Man kan se detta som en illustration till att energibehovet för uppvärmning med värmepump teoretiskt är beroende av ett "tröghetsmoment" för utetemperaturen räknat från rumstemperaturen.

För ett dygn med  $15^{\circ}\text{C}$  skillnad mellan max- och mintemperatur, som i det förut nämnda exemplet med en variation mellan  $+10$  och  $-5^{\circ}\text{C}$ , och med antagandet att temperaturkurvan följer en sinusfunktion, skulle erhållas:

$$\text{kvadratisk medelvärde } t_{m2} = +1,7^{\circ}\text{C}$$

att jämföras med

$$\text{aritmetiskt medelvärde } t_m = +2,5^{\circ}\text{C}$$

Med ökad amplitud - vilket blir resultatet om medelvärd-

den beräknas för längre tidsperiod, t ex veckovis - ökar snabbt skillnaden mellan de två medelvärdena!

Av de nämnda skälen är fältprovsresultat baserade på dygnsmedelvärden av större intresse än motsvarande baserade på veckomedelvärden om man vill jämföra med resultat från laboratorieförsök eller teoretiska beräkningar.

Det sagda är också en illustration till att man inte skall använda t ex månadsmedeltemperaturer som utgångspunkt om man noggrant önskar beräkna årsenergiförbrukning etc för en värmepumpinstallation. Förutsatt att tidskonstanten för värmepumpinstallationen är betydligt kortare än "tidskonstanten för vädret" bör en simulering ge rättvisande resultat om den bygger på uppgifter på konsekutiv temperaturfördelning under normal-år. Med konsekutiva temperaturfördelningsdata avses då uppgifter som anger antalet timmar under ett normalår som utetemperaturen ligger inom ett visst intervall. Detta intervall bör inte heller väljas alltför stort. I det simuleringsprogram som omnämnts, [6], har temperaturintervall på 2°C utnyttjats.

#### 4.7 Diskussion av resultat

I diagrammen, Fig 12 - 14; 16 - 17, har linjer införts vilka hämtats från beräkningar med datorprogram (avsnitt 3.5) samt från laboratorieproven.

Från Fig 12 inses bl a att husets radiatorsystem gott och väl motsvarat ett 55/45°C-system (vid -20°C) för vilket erforderlig returtemperatur inritats. Spridningen i mätpunkterna kan synas stor men skall ses mot bakgrund av att de avser avlästa värden vid mätperiodens slut. Spridningen hade blivit mindre, speciellt i returtemperatur och kondenseringstemperatur, om medelvärden använts där inverkan av värmepumpens drifts-, stillestånds- och avfrostningsperioder skulle utjämnats. Vidare inverkar driftssättet - enbart radiatorvärmning; radiator- och tappvattenvärmning resp enbart tappvattenvärmning kraftigt på  $t_1$ . Detta återspeglas av att spridningen för  $t_1$  är särskilt stor i intervallet 0 - +10°C.

En god överensstämmelse mellan resultat från labprov och fältprov har erhållits vilket framgår av diagram i Fig 13 - 14. (Kurvan enligt laboratorieproven har hämtats från Fig 8 - 9.) Fältprovsresultaten har gett något högre avgiven effekt och bättre värmefaktor vid låga utetemperaturer än laboratorieresultaten. Detta beror troligen till största delen på att kondenseringstemperaturen har legat lägre än väntat vid låga utetemperaturer - delvis till följd av att rumstemperaturen vid drift med tillsatsvärme tillåtits sjunka något (Fig 12).

Vid höga utetemperaturer, däremot, ligger bl a totalt tillförd effekt över linjen för det förväntade värdet. Detta beror bl a på att tomgångsförbrukningen för värmepumpen med mätcentral varit högre än väntat. Den här rör från magnetventiler i radiatorsystemet samt mät- och styrcentralens manöverströmmar. (Vevhusvärme etc används ej.) Ett specialprov under ett antal dygn i juni efter mätperiodens slut, visar att tomgångsförbrukningen är ca 45 W. Eftersom den relativa gångtiden endast är ca 10 % vid enbart tappvattenvärmning, medför detta att totala energiförbrukningen utslagen på kompressorns drifttid - effekten  $\dot{E}_T$  i Fig 13 - ökar med  $45/0,1 = 450$  W. Det nämnda förhållandet slår igenom gradvis för utetemperaturer från  $0^\circ\text{C}$  och uppåt, Fig 13, och fördubblar därvid gott och väl effektbehovet för hjälpapparater i drift (vilket är  $\approx 400$  W).

Även en måttlig tomgångsförbrukning kan allmänt sett lätt ge en inverkan som helt förrycker resultaten. Man behöver bara tänka sig inverkan om t ex en vevhusvärmare på 100 W vore inkopplad under värmepumpens ståperioder (vilket inte varit fallet här men som brukar rekommenderas som god praxis om värmepump-kompressorn är placerad i kallt utrymme). En del av förklaringarna till förbryllande låga värmefaktorer som erhållits vid vissa fältprov kan vara av denna karaktär.

En jämförelse av fältprovsresultat för värmefaktorn, Fig 14, med motsvarande från laboratorieproven visar en förhållandevis god överensstämmelse. Det kurvförlopp med något mindre lutning som fältprovspunkterna antyder jämfört med de inritade lab-provslinjerna, kan till stor del förklaras av tomgångseffekten som nyss berördes.



I diagrammet har som synes också inlagts linjer från den tidigare omnämnda datorsimuleringen som gäller för konventionell process. Med den regenerativa processen har en förbättring erhållits av värmefaktorn vid fältprovinstallationen motsvarande 0,2 - 0,3 enheter. Vid förhållanden omkring 0°C ligger resultatet ca 10 % över datorsimuleringens värmefaktor; vid lägre utetemperaturer är skillnaden större men vid högre är den mindre.

Vid "sommardriftfall" med utetemperaturer omkring 15°C och med tappvarmvattenvärmning har en förvånansvärt låg värmefaktor erhållits. Detta har flera orsaker, varibland märks att värmepumpen ofta arbetar med mycket hög kondenseringstemperatur. Vidare är här inverkan av tomgångseffekten speciellt uttalad.

Av Fig 15 ser man bl a att den termiska massan för radiatorsystem och varmvattenförråd varit tillräcklig för att hålla nere startfrekvensen så att intervallen mellan kompressorstarter i genomsnitt aldrig är kortare än 1 à 2 timmar.

Relativa gångtiden, Fig 16, visar ett förlopp som mycket väl överensstämmer med datorprogrammets simuleringsresultat.

Samma sak gäller även för avfrostningsförlusterna. Av Fig 17 ser man att den överslagsberäkning som använts vid datorsimuleringen (5 % av värmeupptagningen i förångaren antas åtgå för avfrostning och förloras då från radiatorsystemet) representerar de uppmätta avfrostningsförlusterna som ett gott medelvärde.

Fig 18 och 19 ger slutligen en uppfattning om använda avfrostningstider.

Av de visade diagrammen framgår att värmepumpinstallationen har gett resultat som mycket väl motsvarar de beräknade (med viss reservation för tappvattenberedningen vilken dock inte medtagits i simuleringsprogrammet). Enligt datorsimuleringen skulle, med konventionell process, den aktuella värmepumpen installerad i hus med årligt värmebehov i radiatorsystemet av 25 000 kWh i Stockholmsklimat och utan hänsyn till tappvattenbered-

ning ge en värmefaktor under ett normalår av (se tidigare avsnitt, pkt 3.5)

$$\Phi_{T, \text{år}} = 2,33 \quad (\text{konv drift})$$

Med förbättringen som den regenerativa processen ger bör årsvärmefaktorn vid sådan drift i den aktuella anläggningen bli 0,2 à 0,3 enheter högre, dvs för ett normalår (exkl tillsatsvärme) omkring

$$\underline{\Phi_{T, \text{år}} \approx 2,5 \text{ à } 2,6 \quad (\text{reg drift})}$$

#### 4.8 Driftskostnader

En intressant frågeställning är naturligtvis: hur stor är besparingen i driftskostnad (om någon) med värmepump + tillsatsvärme från oljepanna, jämfört med det ursprungliga fallet, enbart oljepanna. En sådan jämförelse är alltid svår att genomföra eftersom många störfaktorer inverkar. Trots detta har ett försök till representation gjorts, med resultat i Fig 27.

Här visas den totala värmekostnaden, kr/tim, som funktion av omgivningstemperaturen. För värmepumpinstallationen har veckomedelvärden införts för drift med den regenerativa processen. Härvid har följande priser använts:

El: 0,165 kr/kWh

Olja: 650 kr/m<sup>3</sup>

Noggrannheten i bestämningen av oljeförbrukningen är högst måttlig om man ser till enskilda veckor; totalt sett är förbrukningen däremot relativt väl bestämd.

Med ledning av månadsförbrukning av olja under tidigare år, se Bilaga 3, samt med användande av månadsmedeltemperaturer enligt officiell statistik har värmekostnaden med oljeeldning också införts. Inritad linje motsvarar oljeförbrukningen tidigare år; Bilaga 3, Fig 3:1; med nämnda oljepriset, 650 kr/m<sup>3</sup>.

Jämförelsen haltar kanske något av den anledningen att olika medelvärden - månads- resp veckovis - använts. Emellertid bör inte oljeeldningsalternativet vara kän-

ligt i detta avseende. Värmepumpkurvan borde däremot eventuellt förskjutas mot något lägre utetemperatur i enlighet med den tidigare diskussionen, pkt 4.6.

Jämförelsen haltar också av den anledningen att en något lägre rumstemperatur har använts tidigare år - enligt subjektiva men samstämmiga uppgifter från familjemedlemmarna. Skillnaden är sannolikt i genomsnitt någon °C vid omgivningstemperaturer omkring 0°C och verkar till värmepumpens fördel. Vid låga och höga utetemperaturer är skillnaden mindre.

Båda dessa faktorer ger värmepumpalternativet en viss säkerhetsmarginal.

Som framgår av diagrammet erhålls viss besparing - om än inte alltför imponerande. Skillnaden motsvarar storleksordningen 12 öre/tim, i stort sett konstant över hela året. Detta innebär en besparing av säg  $8000 \times 0,12 = 960$  kr/år.

Ett alternativt beräkningssätt, där det är lättare att få en överblick av hur värmefaktor och priser inverkar, är följande:

Med ett oljepris av  $650 \text{ kr/m}^3$  och med en pannverkningsgrad genomsnittligt av 0,65 blir värmekostnaden med oljeeldning ca

$$k_{\text{olja}} \approx 10,0 \text{ öre/kWh}$$

Ett elenergipris av 16,5 öre/kWh ger, med värmepumpar som, för exemplet, kan antas ha följande värmefaktorer

$$\Phi_{T,\text{år}} = 1,65 \quad 2 \quad 2,3 \quad 2,6$$

en värmekostnad i resp fall motsvarande

$$k_{\text{vp}} = 10,00 \quad 8,25 \quad 7,17 \quad 6,35 \text{ öre/kWh}$$

Om värmepumpen under ett år levererar 27 000 kWh värme till radiatorsystem och tappvatten (resten täcks med oljepanna) blir besparingen jämfört med oljeeldningsalternativet\* vid de olika värmefaktorerna:

---

\*Jämfört med direktverkande elvärme skulle, under samma förutsättningar, besparingen vid de olika värmefaktorerna vara:

1750:-; 2230:-; 2520:- resp 2740 kr/år!

0 470:- 760:- 985:- kr/år.

Detta resultat stämmer väl med tidigare uppskattning från Fig 27, om man använder en årsvärmefaktor i enlighet med pkt 4.7, av 2,5 à 2,6.

Som framgår är det viktigt för att få någon möjlighet till ekonomi, att värmepumpen har en hög värmefaktor.

Det är värt att observera att elpriset, sedan projektet startades, har höjts till ungefär det dubbla medan oljepriset haft en måttligare höjning. En värmepumpanläggning av beskrivet slag som inte belastar elnätet med effekttoppar för tillsatsvärme och som även kan stoppas helt under högbelastningsperioder för elsystemet - och alltså t o m kunde "producera negativa effekttoppar" - borde vara attraktiv ur elverkssynpunkt.

Helt nyligen har ett taxeförslag presenterats från Svenska Elverksföreningen avseende "Elleveranser till anläggningar med värmepumpar och komplettering med elvärme". Enligt detta är energiavgiften 7,7 öre/kWh var till kommer energiskatt dvs totalt 10,7 öre/kWh. I taxan ingår vidare en effektagift.

Låt oss med hänvisning till det just sagda förutsätta att en värmepump med olje-värmetillsats (eller annan tillsats med samma karakteristik) slipper belastas med effektagift. Kostnadsbilden skulle då bli sådan att följande besparingar borde nås för de värmefaktorer som tidigare relaterats

950:-; 1250:-; 1440:- resp 1590:- kr/år.

Till slut kommer naturligtvis frågan: Vad kostar värmepumpen? Denna är svår att besvara, men det kan nämnas att komponentkostnaden - utan några nämnvärda leveransrabatter - är ca 12 000:-. Detta inkluderar dock ej montage av själva värmepumpen eller installationsarbeten.

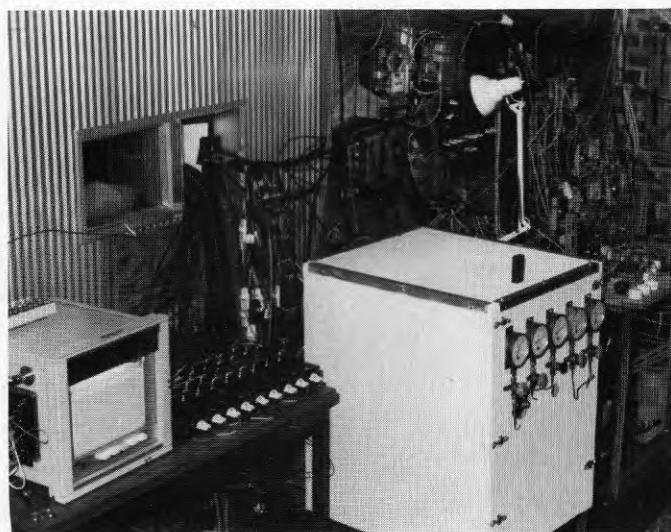
#### 4.9 Allmänna kommentarer

Vad gäller erfarenheterna från fältproven skall här allmänt betonas vikten av att ha möjlighet att simulera anläggningens uppförande. Självklart ger fältprov nyttiga och viktiga erfarenheter av uppträdande problem etc även utan att man alls mäter på anläggningen. Kanske är detta ibland det viktigaste med fältprov. Man skall ha klart för sig att kapacitetsmätningar utförs under mera kontrollerade betingelser och på ett noggrannare sätt på laboratorium. Om man över huvud taget skall ge sig i kast med att mäta vid fältprovsinstallationer, bör man ha möjlighet att simulera driften så att resultaten kan tolkas för att t ex kunna översätta mätvärden under provåret till att gälla för normalår.

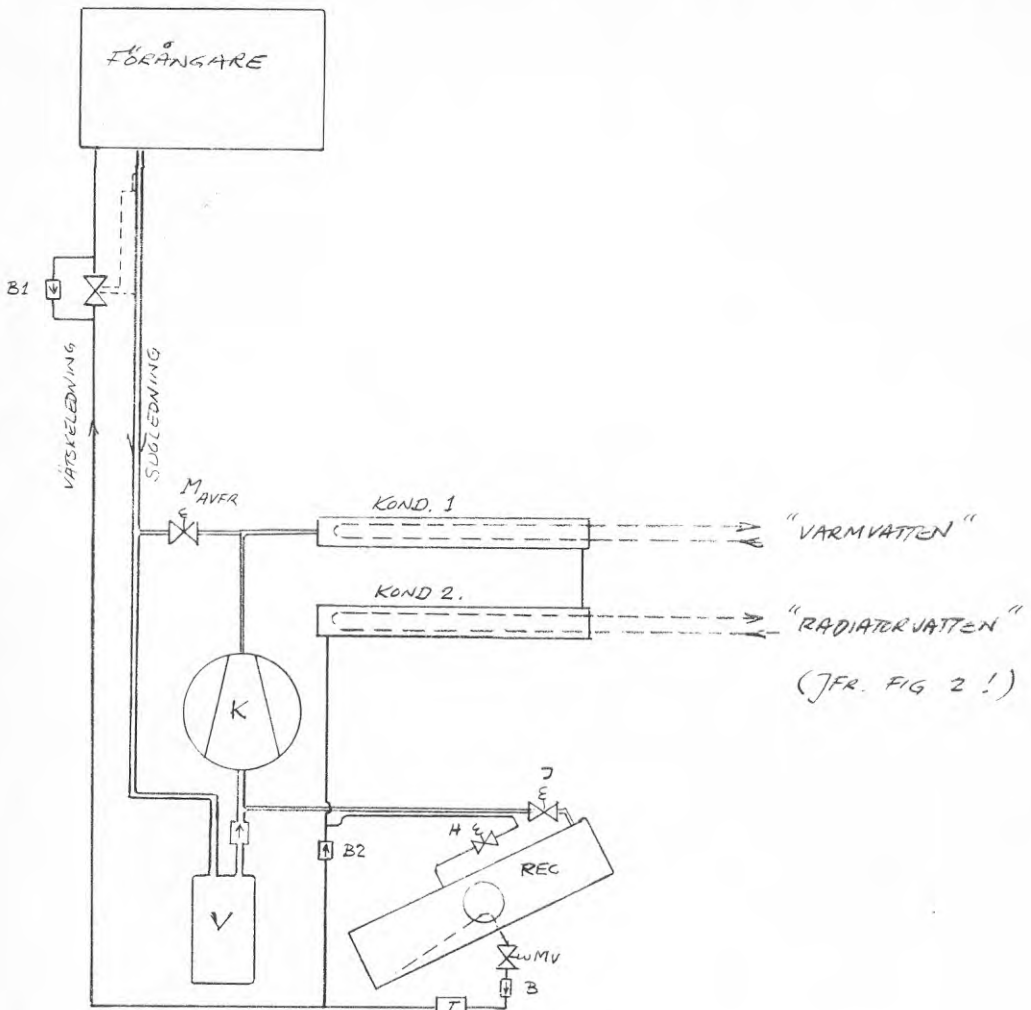
Det beskrivna arbetet har, som framgått, innefattat skiftande faser - alltifrån detaljstudier av den nya typen av förångningsprocess (den regenerativa) och av den tidigare ej använda avfrostningsmetoden - till utveckling av styrutrustning, mätcentral och slutligen installation och drift av värmepumpen under den senaste säsongen samt utvärdering. Med en direkt personresurs för arbetet omfattande en 3/4-tids forskningsingenjörstjänst under i stort sett ett år inses att projektet personellt varit starkt pressat! Nämnvärt utrymme för studier av detaljer, modifieringar etc har inte funnits. Projektet har experimentellt kunnat genomföras tack vare tillgängliga basresurser vid institutionens laboratorium.







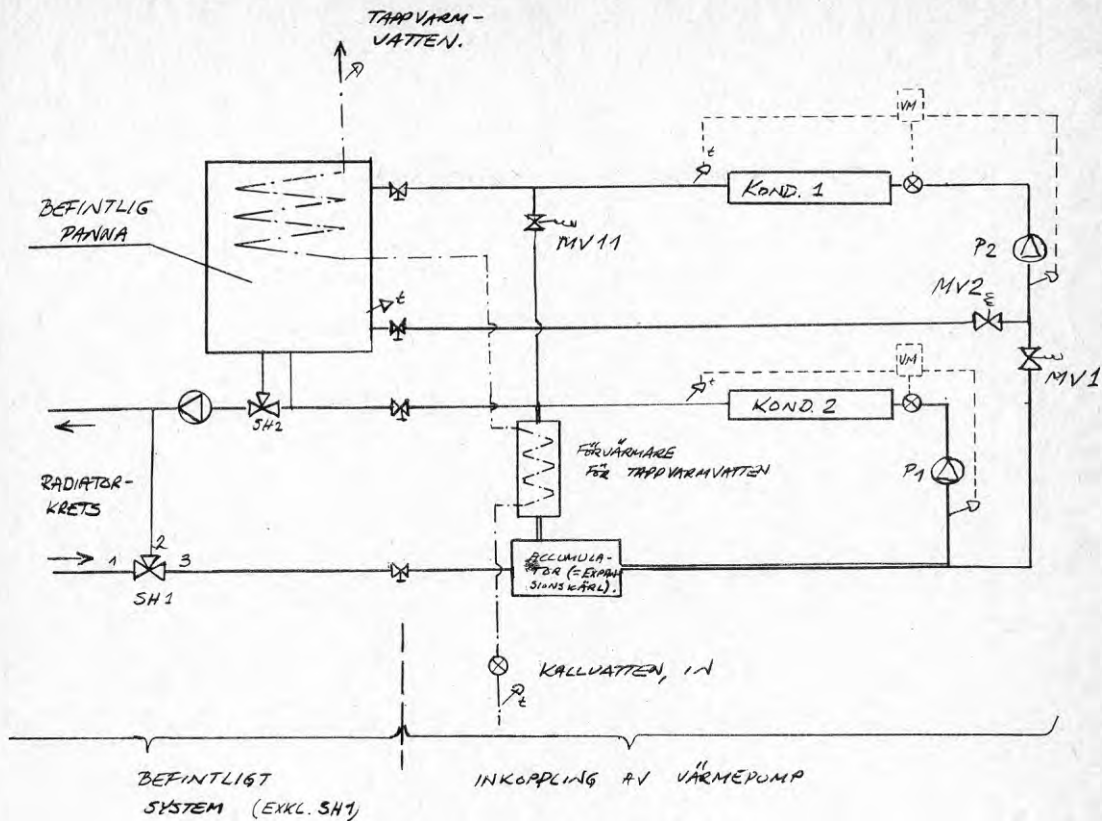
Fotot upptill visar förångaren vid fältinstallationen tillsammans med skorstenen på det snötäckta taket. På fotot nedtill syns själva värmepumpen (vita lådan) vid laboratorieproven.



DATA: KÖLDMEDIUM: R 502

K:	Kompressor Bitzer BHS 490 S
V:	Vätskeavskiljare
REC:	Receiver (10 liters volym)
KOND 1:	Dubbelrörskondensor (Wieland S-3)
KOND 2:	- " - - " -
FÖRÅNGARE:	Yta på luftsidan 55,4 m <sup>2</sup>
	Flänsdelning 4,35 mm
	Flänstjocklek 0,35 mm
	Rördimension 5/8"
	Rördelning 50 x 50 mm, rör i linje
	Djup 250 mm
	Lufthastighet $w_{fr} = 2$ m/s
	Fläkteffekt $E_f^{fr} = 200$ W
	Expansionsventil Danfoss, TJEX 2-1,2





Olika driftsfall vid beredning av tappvarmvatten (VV) respektive värmning av radiatorvatten (RV):

	Utan tillsatsvärme			Med tillsatsvärme (panna)
	Enbart VV	VV+RV	Enbart RV (överskott VV)	
Ventil Mv 1 } Mv 11 }	stängd	stängd	öppen	öppen
Mv 2	öppen	öppen	stängd	stängd
Shunt Sh 1 öppen: 2→3	1→3	1→3	1→3	1→3
Panna	-	-	-	Pannans shunt ställs i lämpligt läge för tillsatsvärme

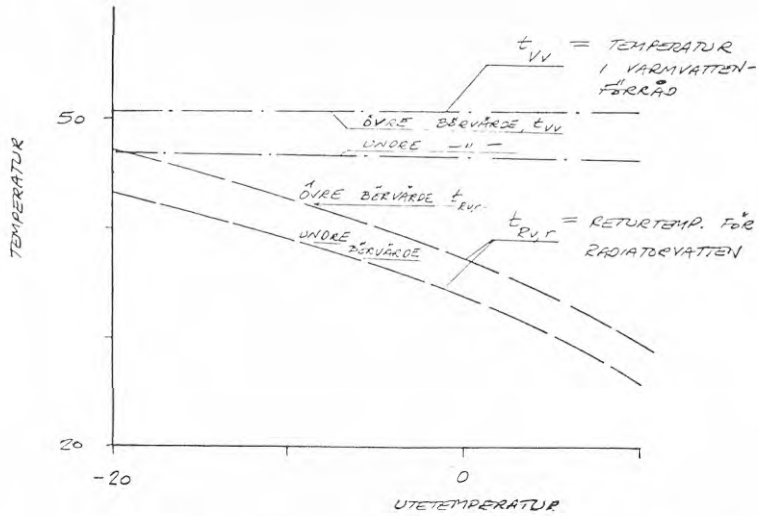


Fig 3 Illustration av styrvillkor för värmepumpers drift.

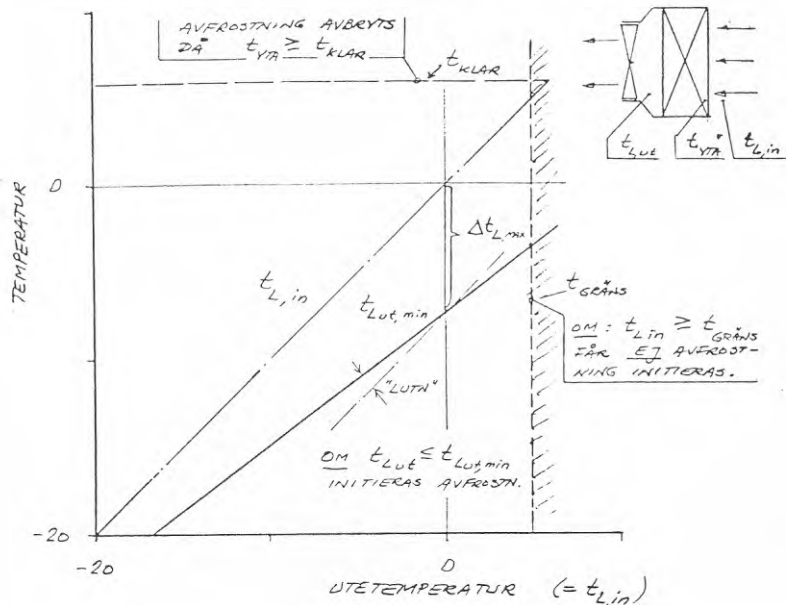


Fig 4 Schematisk representation av de villkor som styr-enheten för avfrostning följer. Med potentiometrar kan storheterna "Δt<sub>L,max</sub>", "LUTN", t<sub>klar</sub> och t<sub>gräns</sub> justeras till önskade värden.

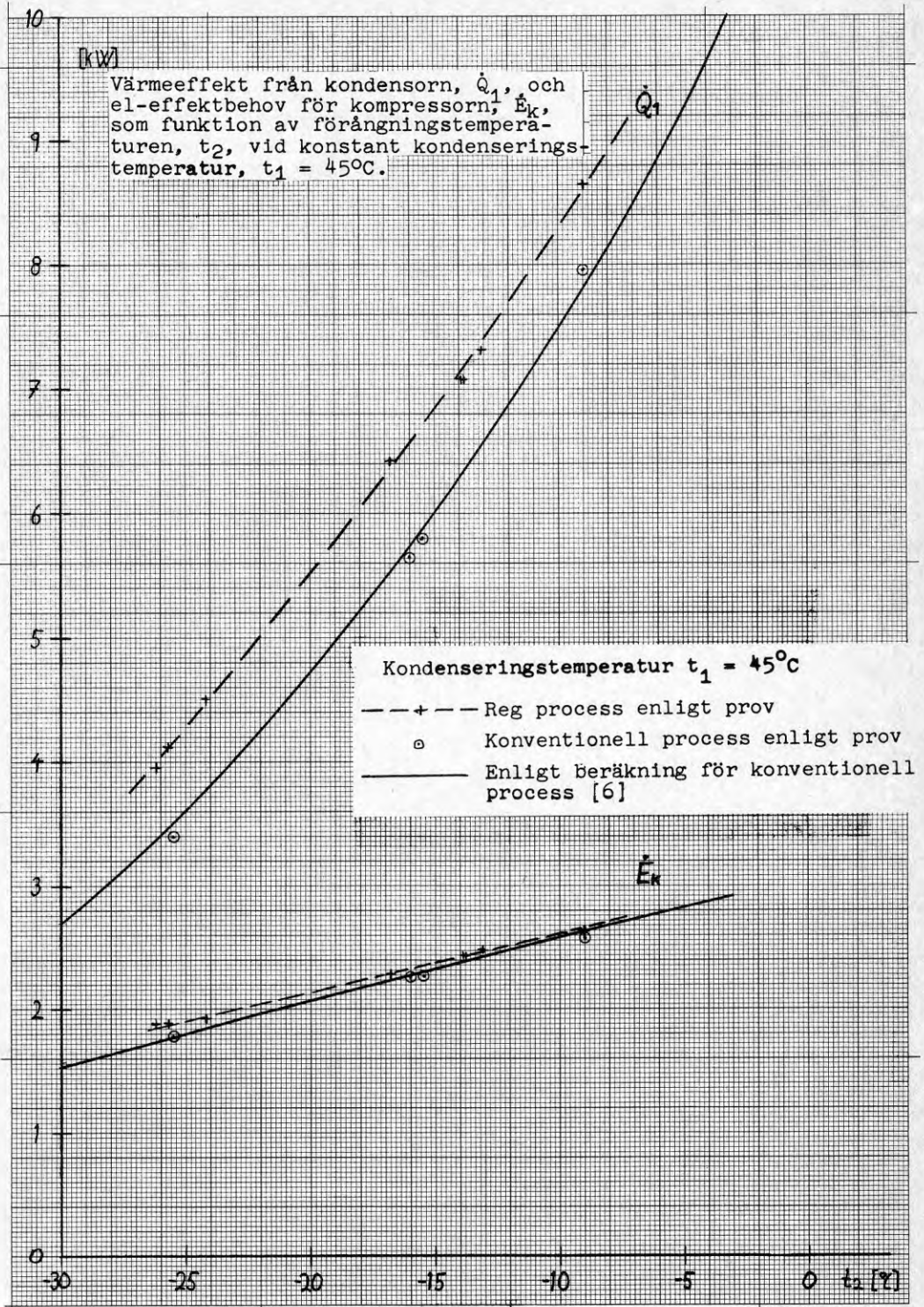
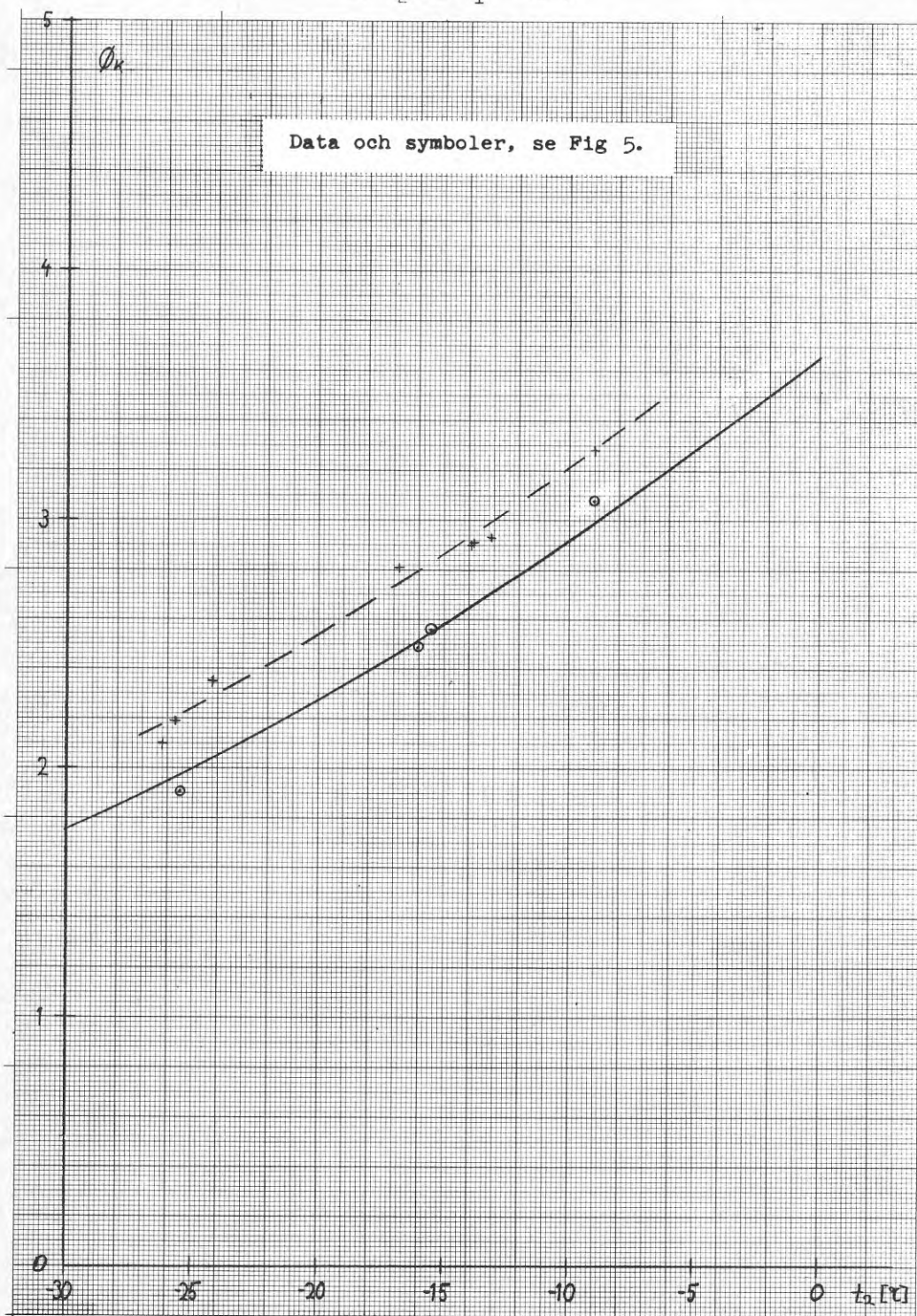


Fig 6

Värmefaktor  $\phi_k = Q_1/E_k$  som funktion  
 av  $t_2$  vid  $t_1 = 45^\circ\text{C}$ .





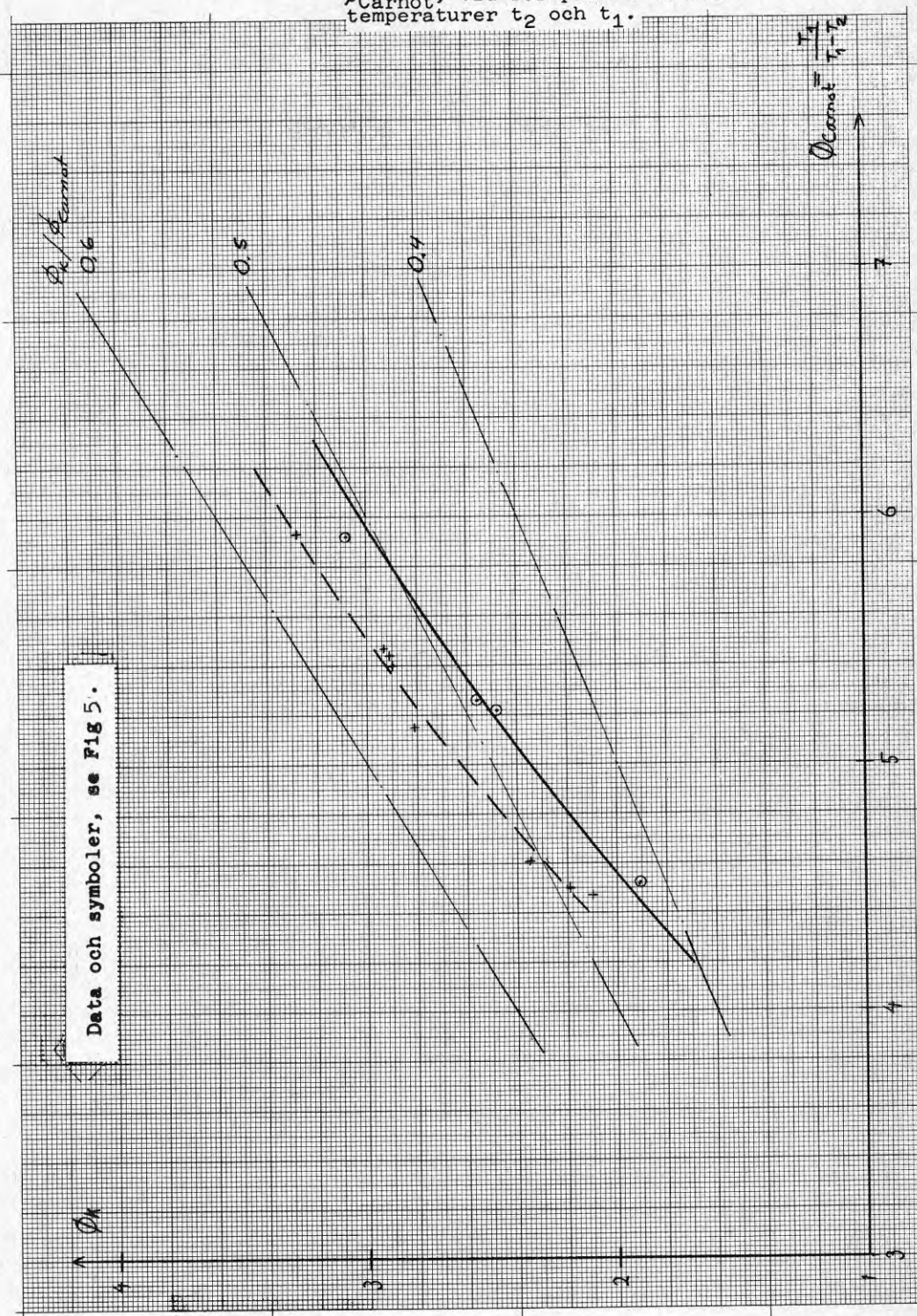


Fig 8

Total värmeeffekt,  $\dot{Q}_T$ , och totalt eleffektbehov,  $\dot{E}_T$ , som funktion av temperaturen på ingående luft till förångaren,  $t_L$ , vid för värmepumpinstallation relevanta vattentemperaturer in till kondensorer.

**Definitioner:**

Total värmeeffekt  $\dot{Q}_T = \dot{Q}_1 + \dot{E}_{pump} \approx \dot{Q}_1 + 0,1 \text{ kW}$

Total driveffekt  $\dot{E}_T = \dot{E}_k + \dot{E}_{pump} + \dot{E}_{fläkt} \approx \dot{E}_k + 0,3 \text{ kW}$

- +--- ①
  - x--- ②
  - o--- ③
- } Reg process  
 } Konv process

Temperaturer på ingående vatten till kondensorer:

Kurva ①: Kond 1 och 2:  
 Vattentemp motsv returtemp i radiator-syst 55/45°C, se Fig 12

Kurva ② - ③: Kond 1:  $t_{v,in} = 50^\circ\text{C}$   
 Kond 2:  $t_{v,in}$  samma som för kurva 1.

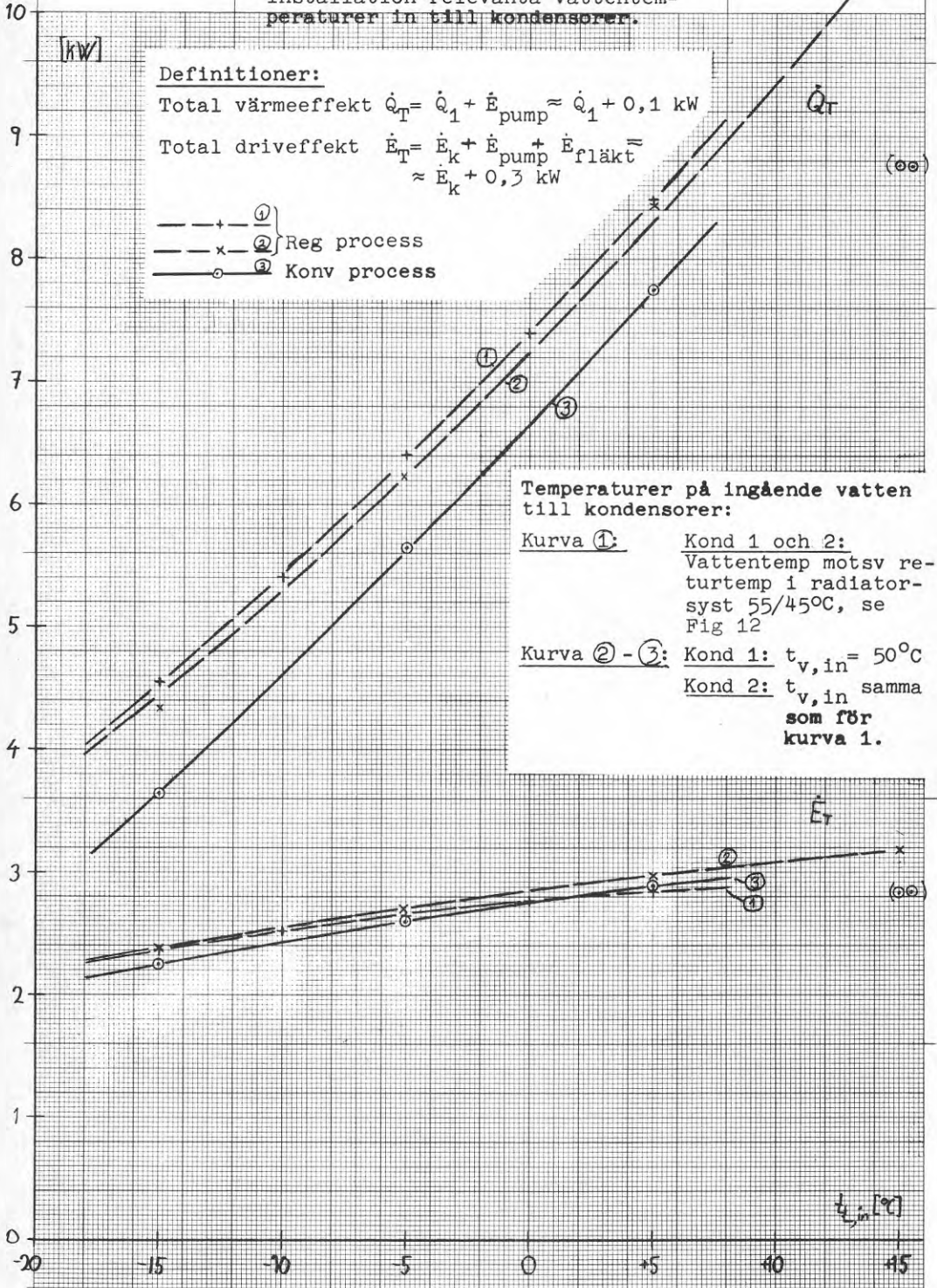




Fig 9

Total värmefaktor,  $\Phi_T = \dot{Q}_T / \dot{E}_T$ , som funktion av  $t_{L,in}$  vid för värmepumpinstallation relevanta vattentemperaturer in till kondensorererna.

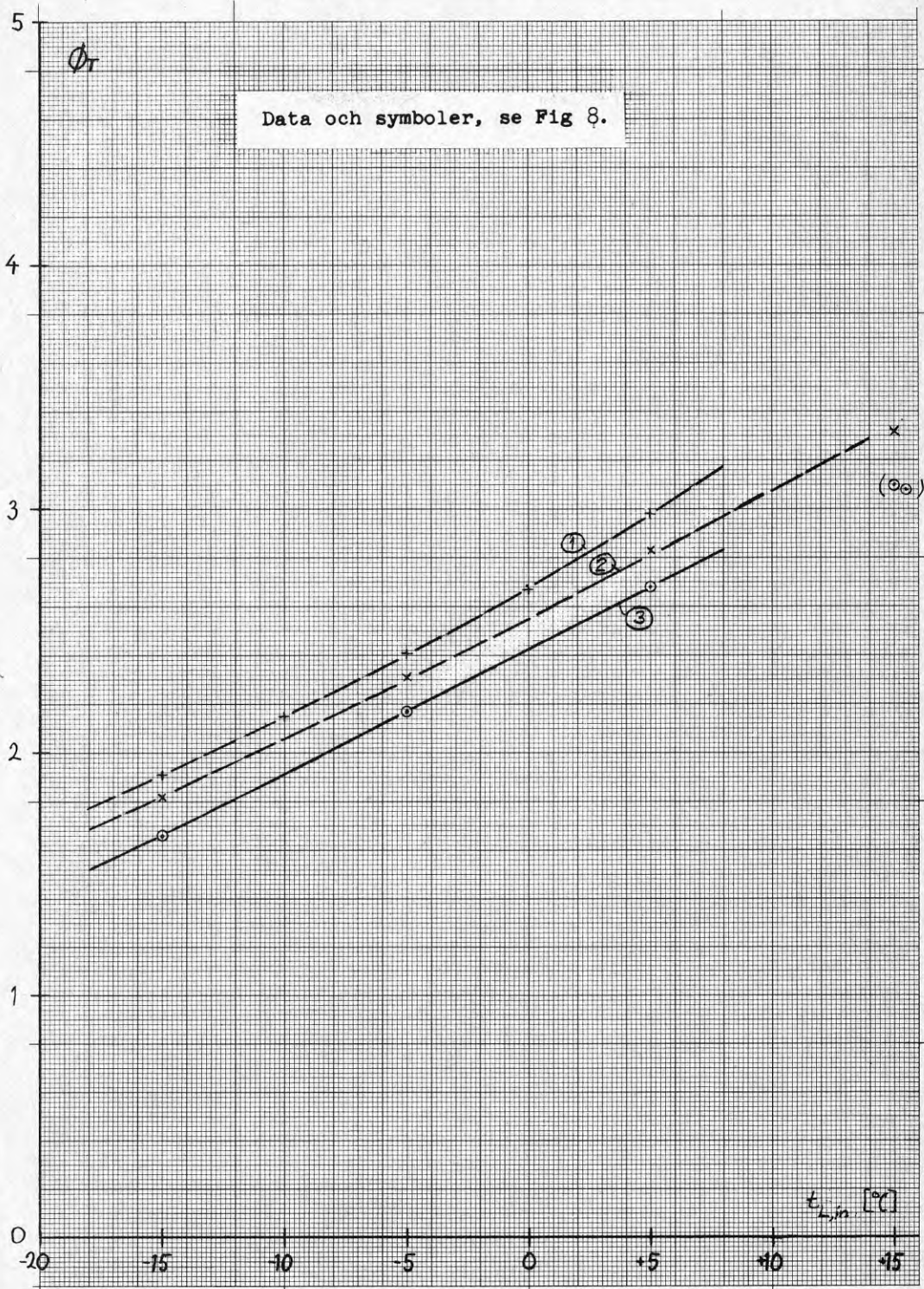


Fig 10

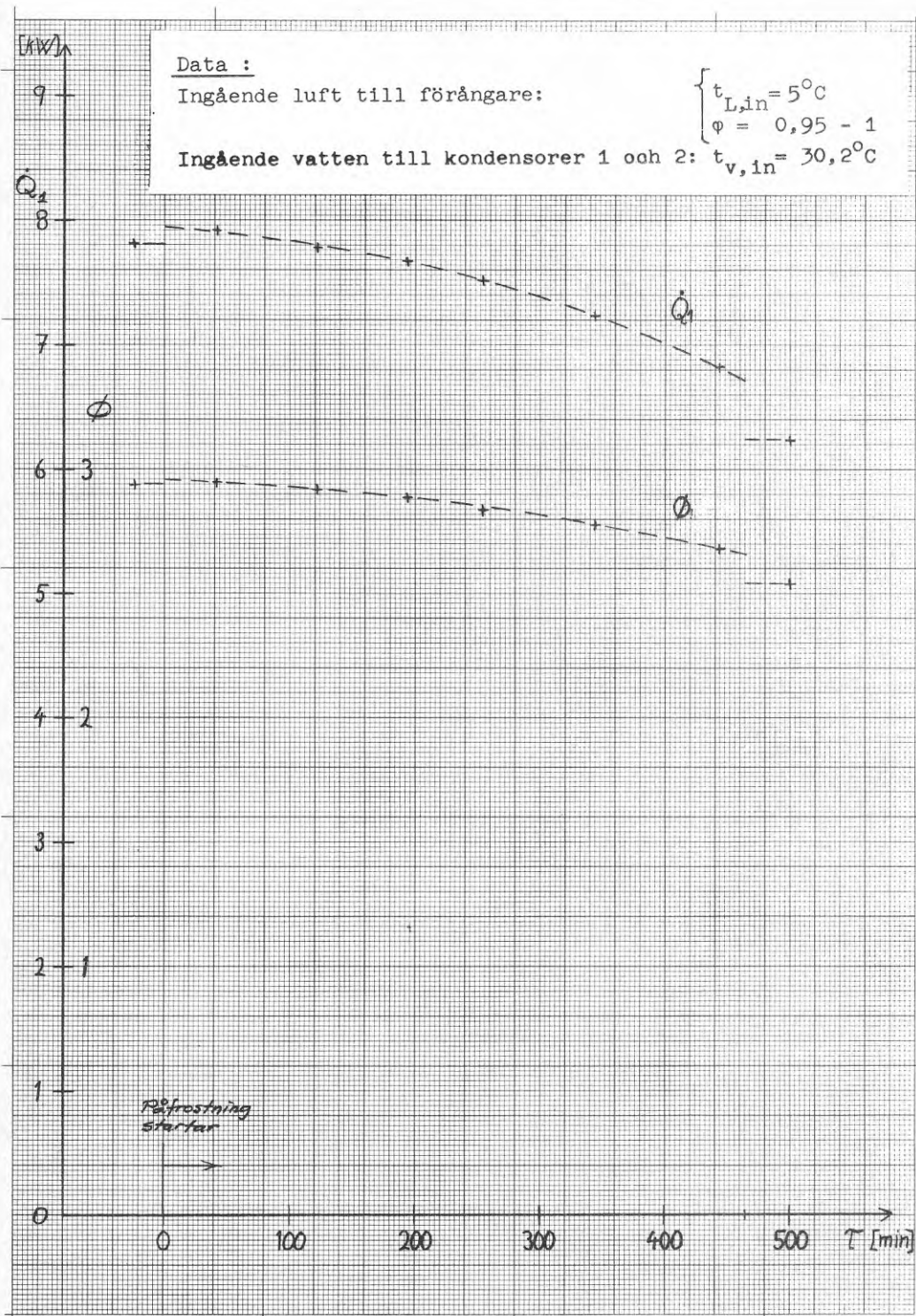


Fig 11

Drift-statistik första halvåret  
1978  
Medelvärden, veckovis

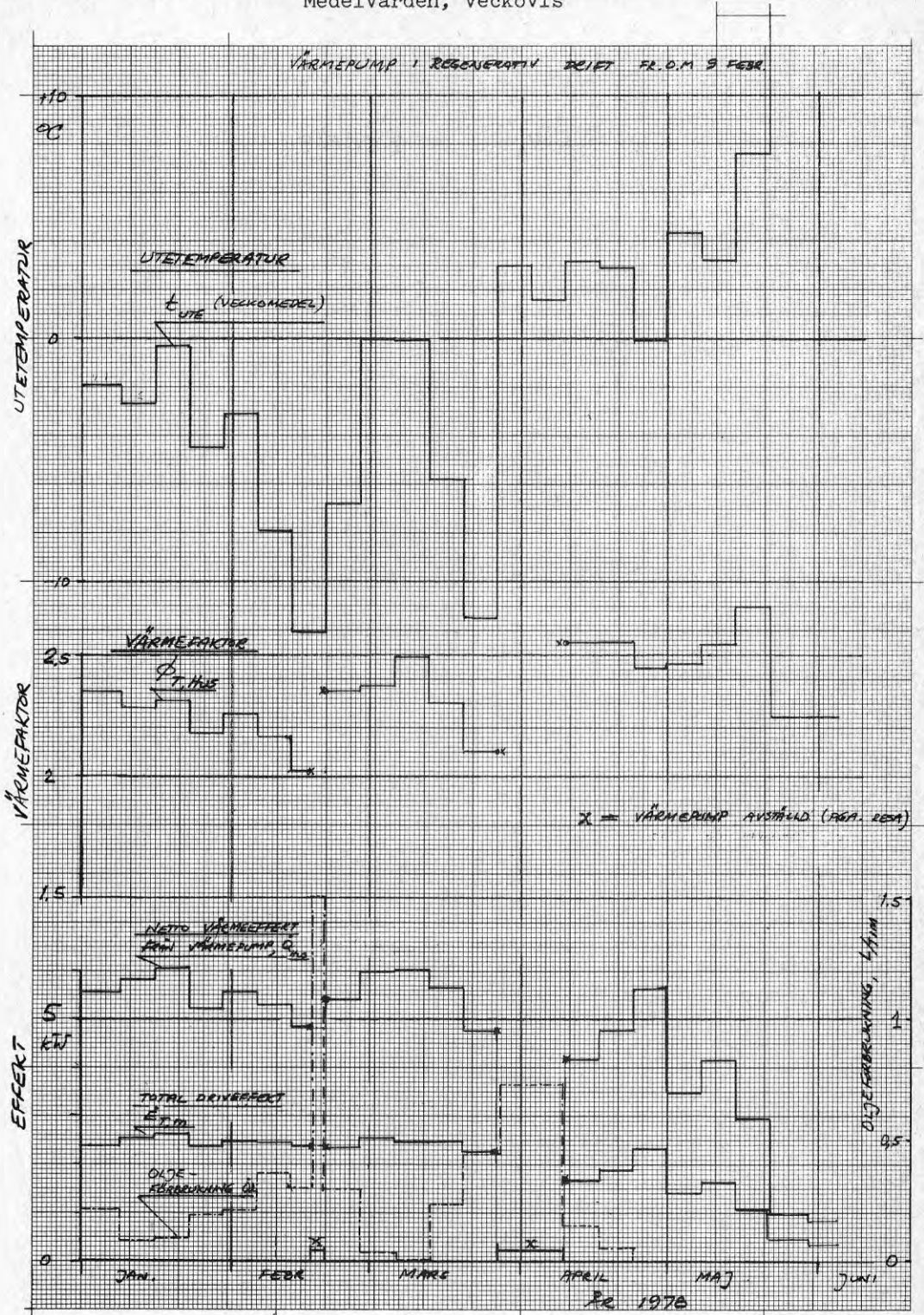






Fig 13

Effekterna  $\dot{Q}_1$ ;  $\dot{Q}_{Hus}$ ;  $\dot{E}_T$  och  $\dot{E}_{T,m}$  vid olika utetemperaturer

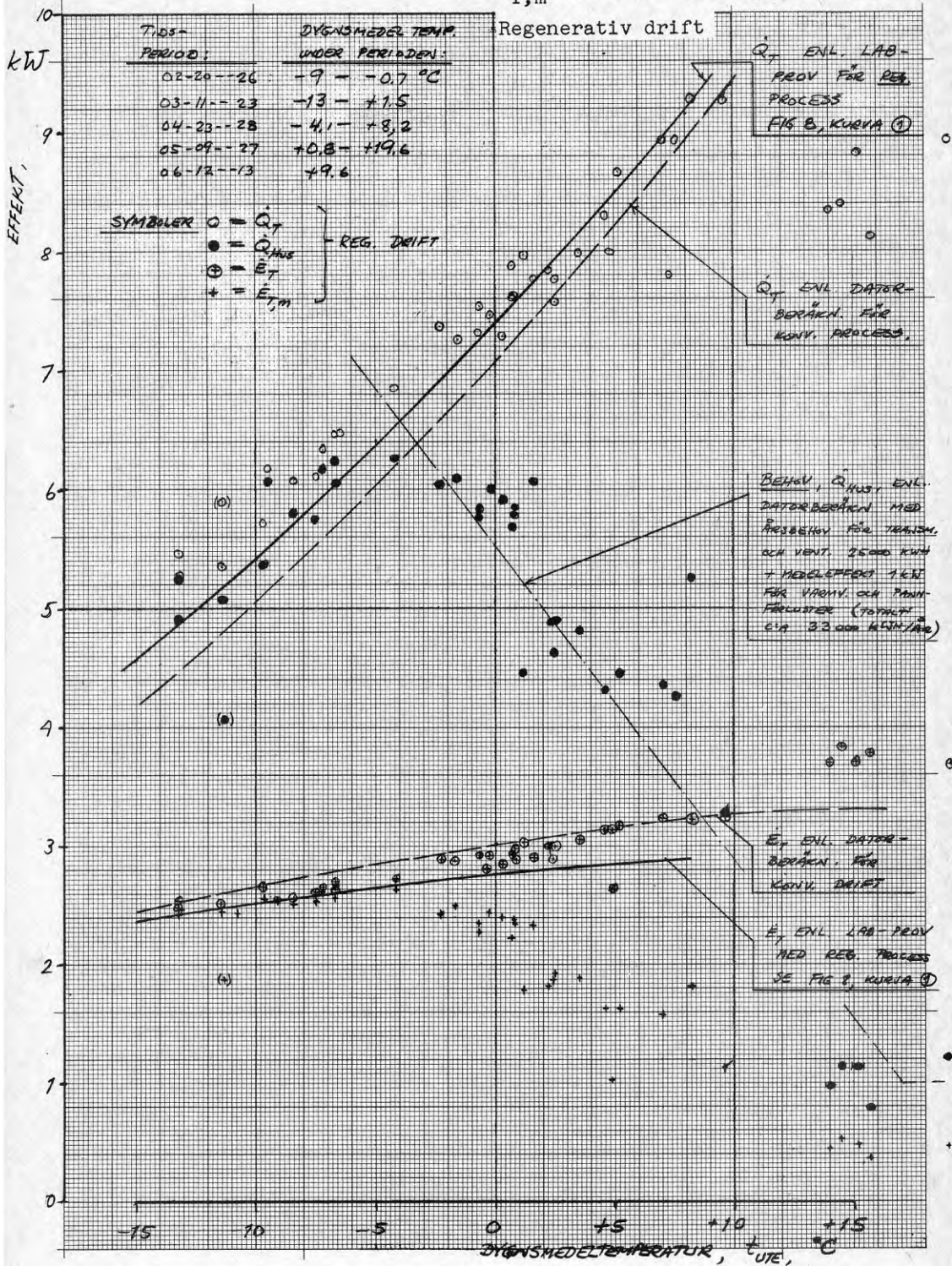
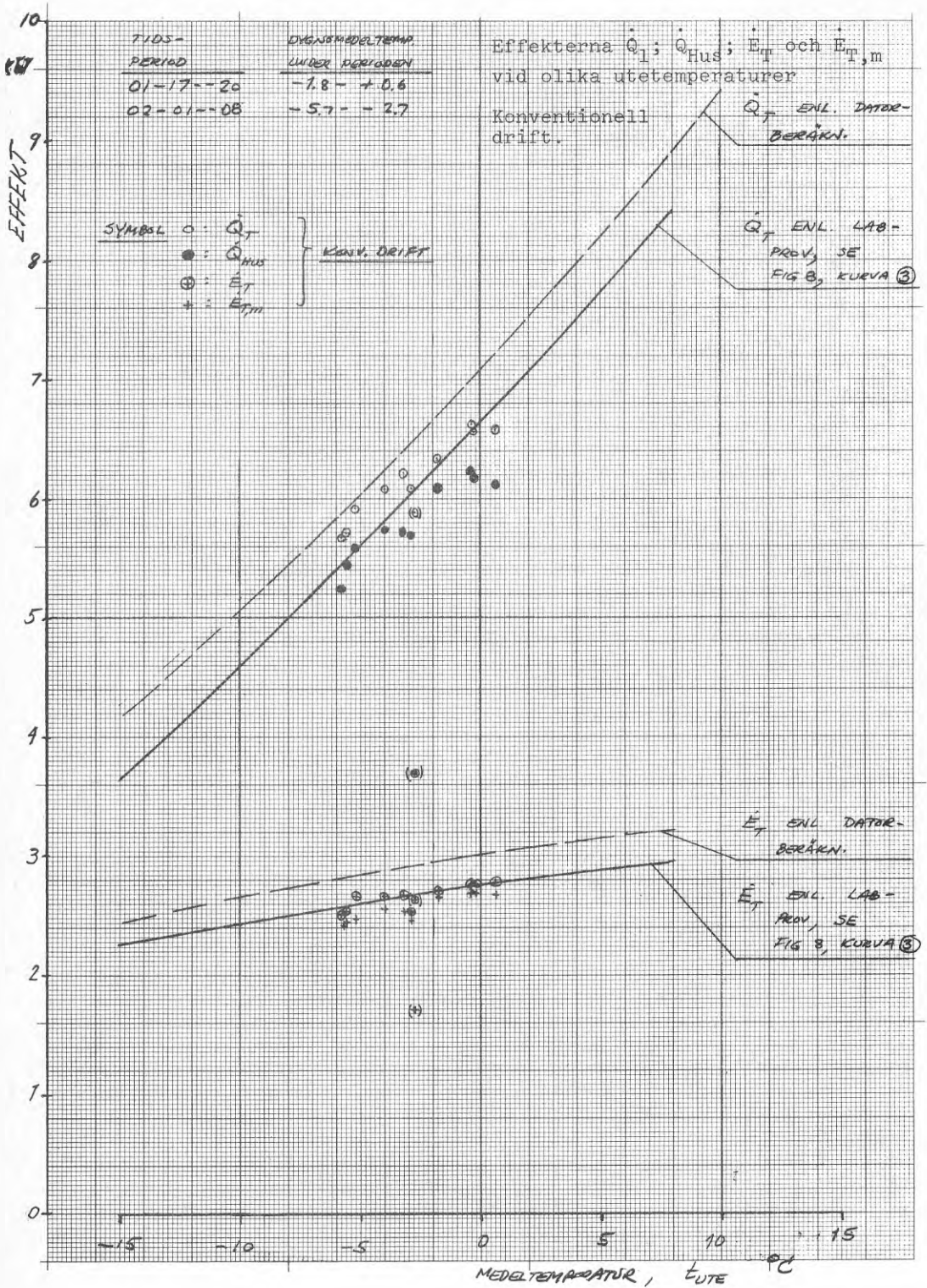


Fig 13a





Värmefaktorerna  $\phi_k$  och  $\phi_{T,Hus}$  som funktion av utetemperatur

Regenerativ drift

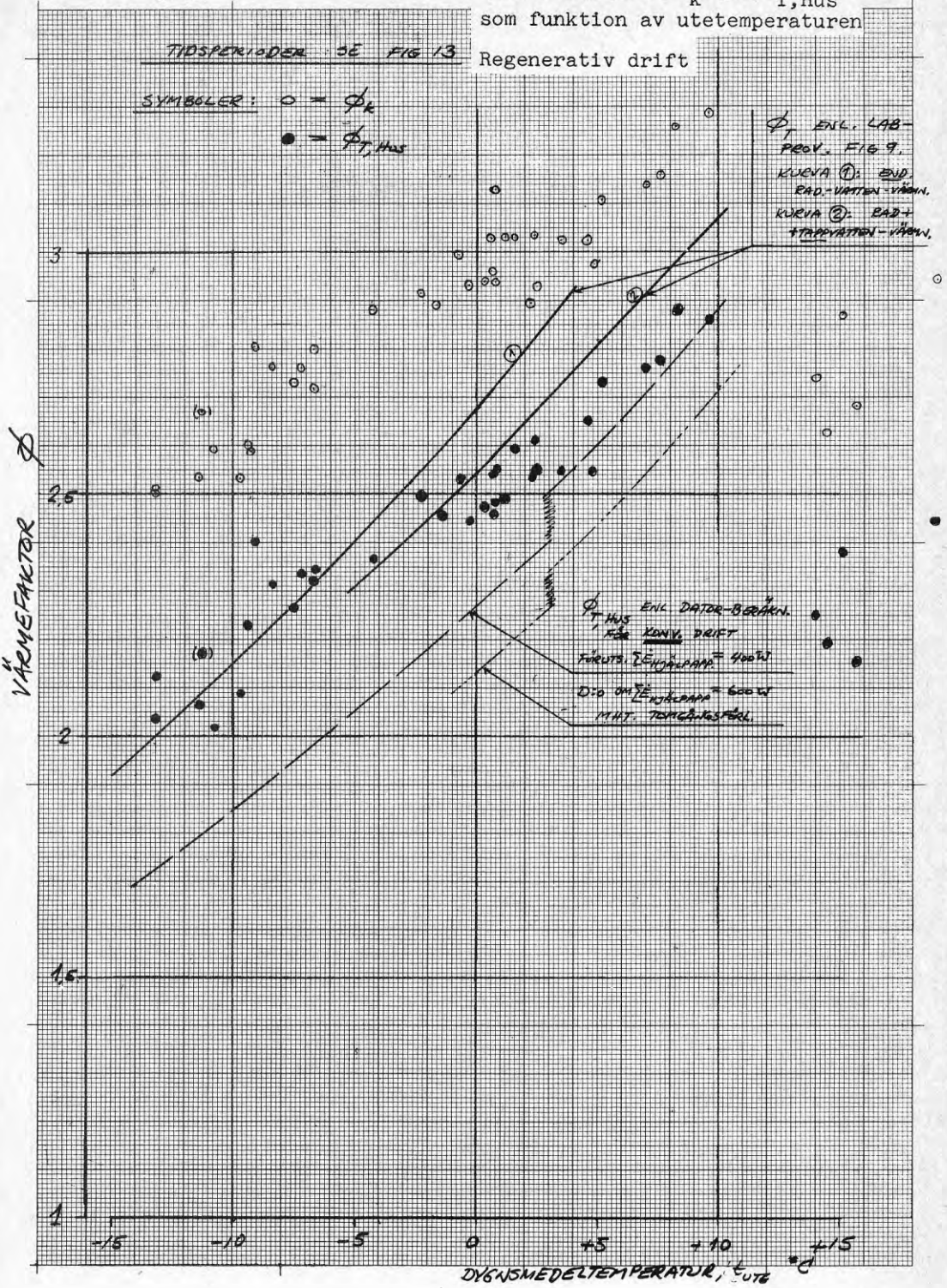


Fig 14a

Värmefaktorerna  $\phi_k$  och  $\phi_{T,HUS}$  som funktion av utetemperatur

Konventionell drift

TIDSPERIODER, SE FIG 13 DV

SYMBOLER: ○ =  $\phi_k$   
● =  $\phi_{T,HUS}$

$\phi_k$  ENL. DATOR-  
BERÄKN.

$\phi_T$  ENL. LABPÖV,  
SE FIG 9, KURVA ③

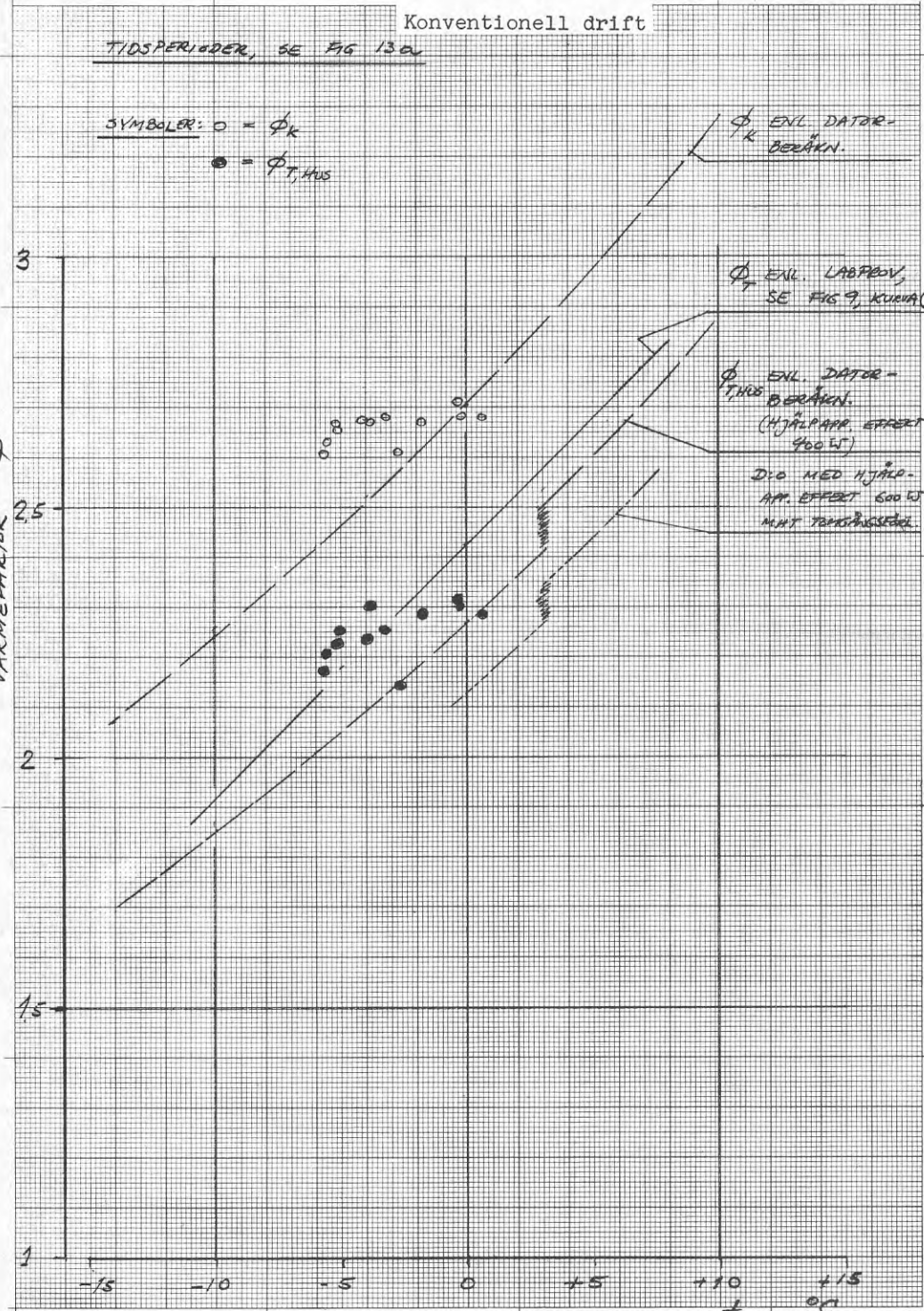
$\phi_{T,HUS}$  ENL. DATOR-  
BERÄKN.  
(HJÄLPAPP. EFFEKT  
460 W)

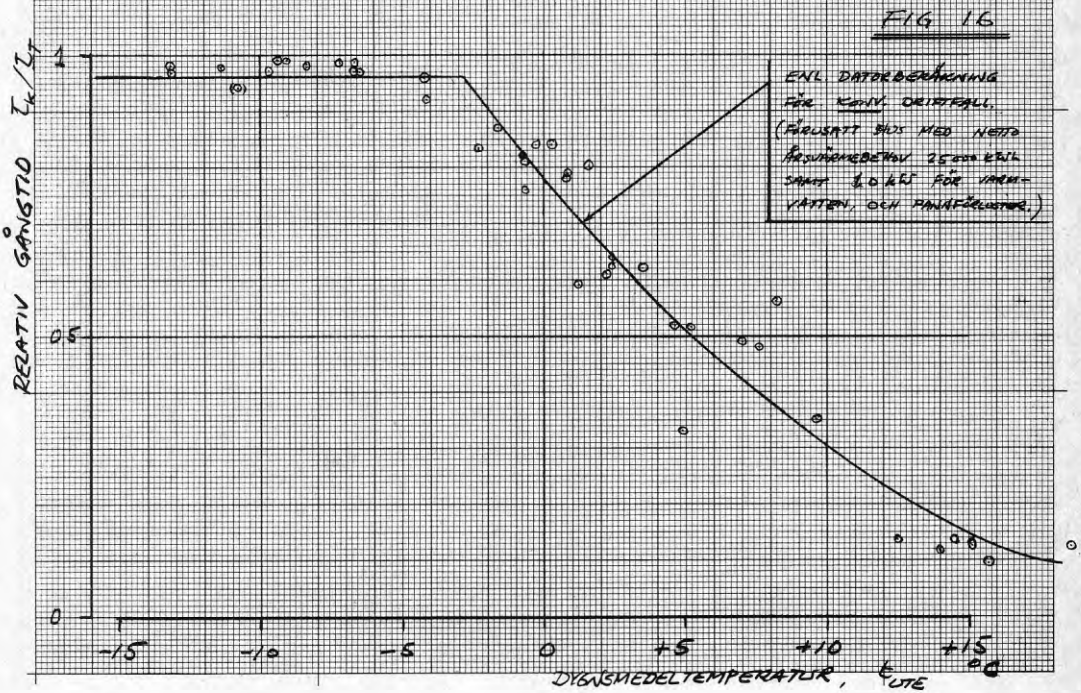
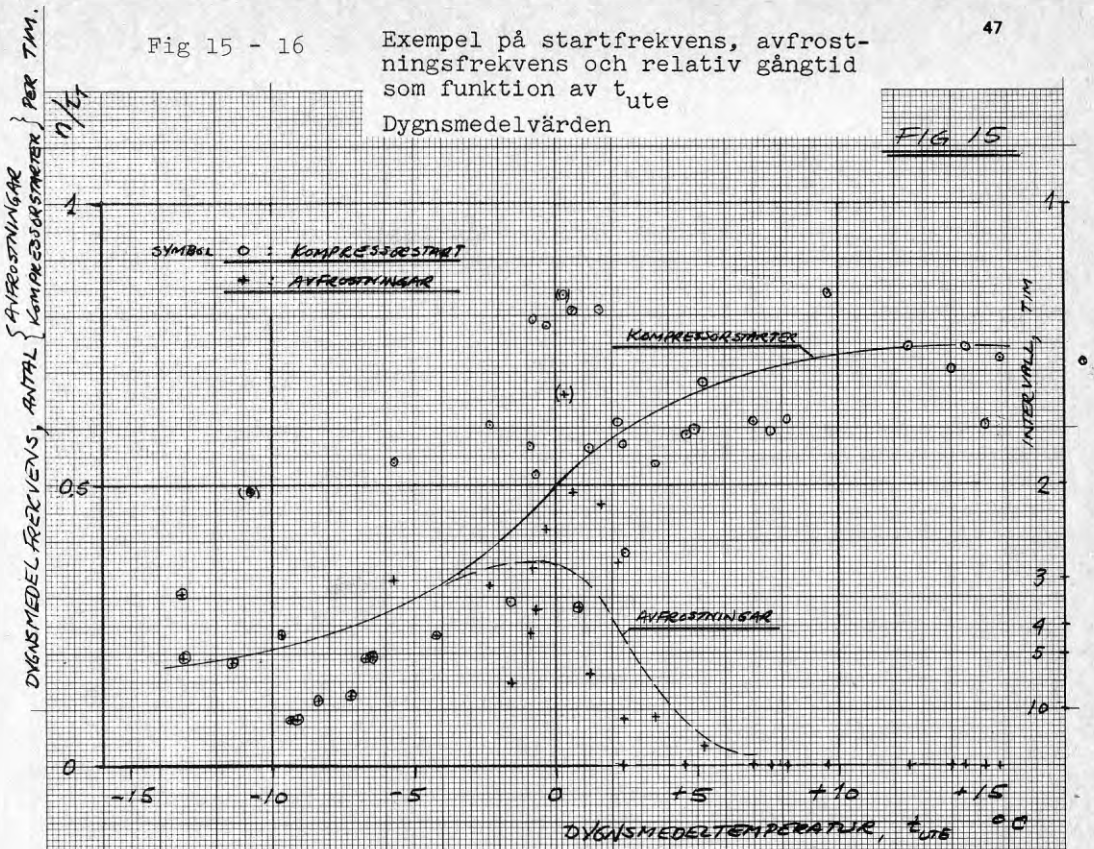
D:O MED HJÄLP-  
APP. EFFEKT 600 W  
M.M.T. TORKGRÄSSEDEL

VÄRMFAKTOR  $\phi$

3  
2.5  
2  
1.5  
1

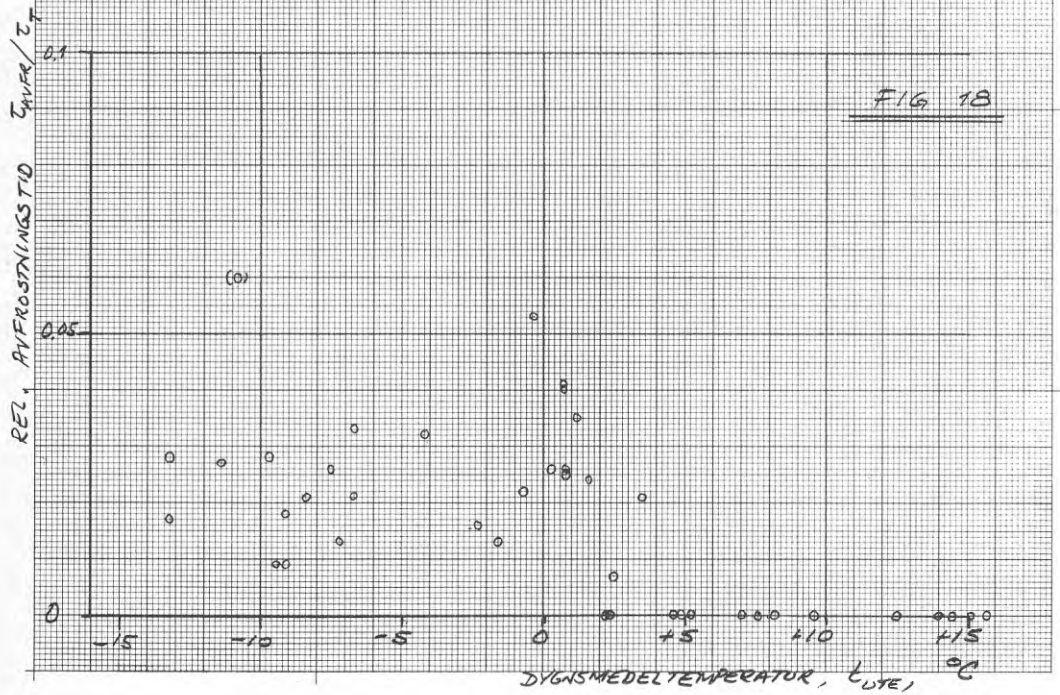
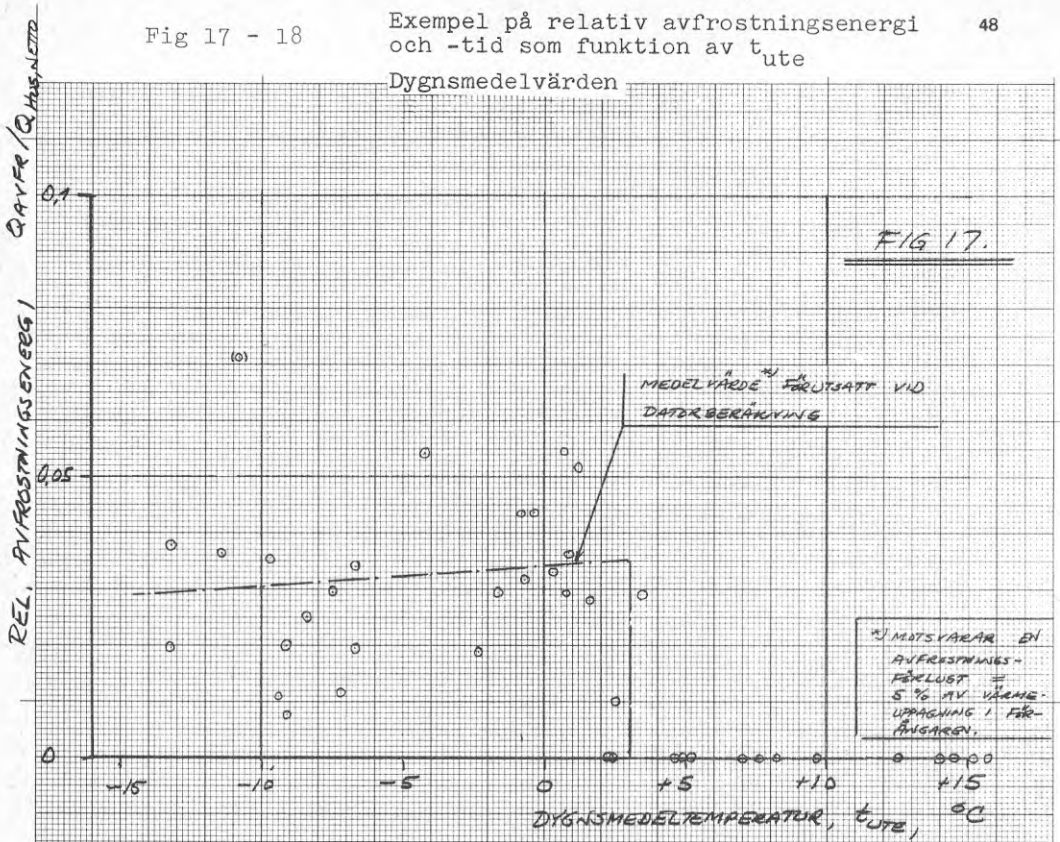
-15 -10 -5 0 +5 +10 +15  
MEDELTEMPERATUR,  $t_{UTE}$ , °C

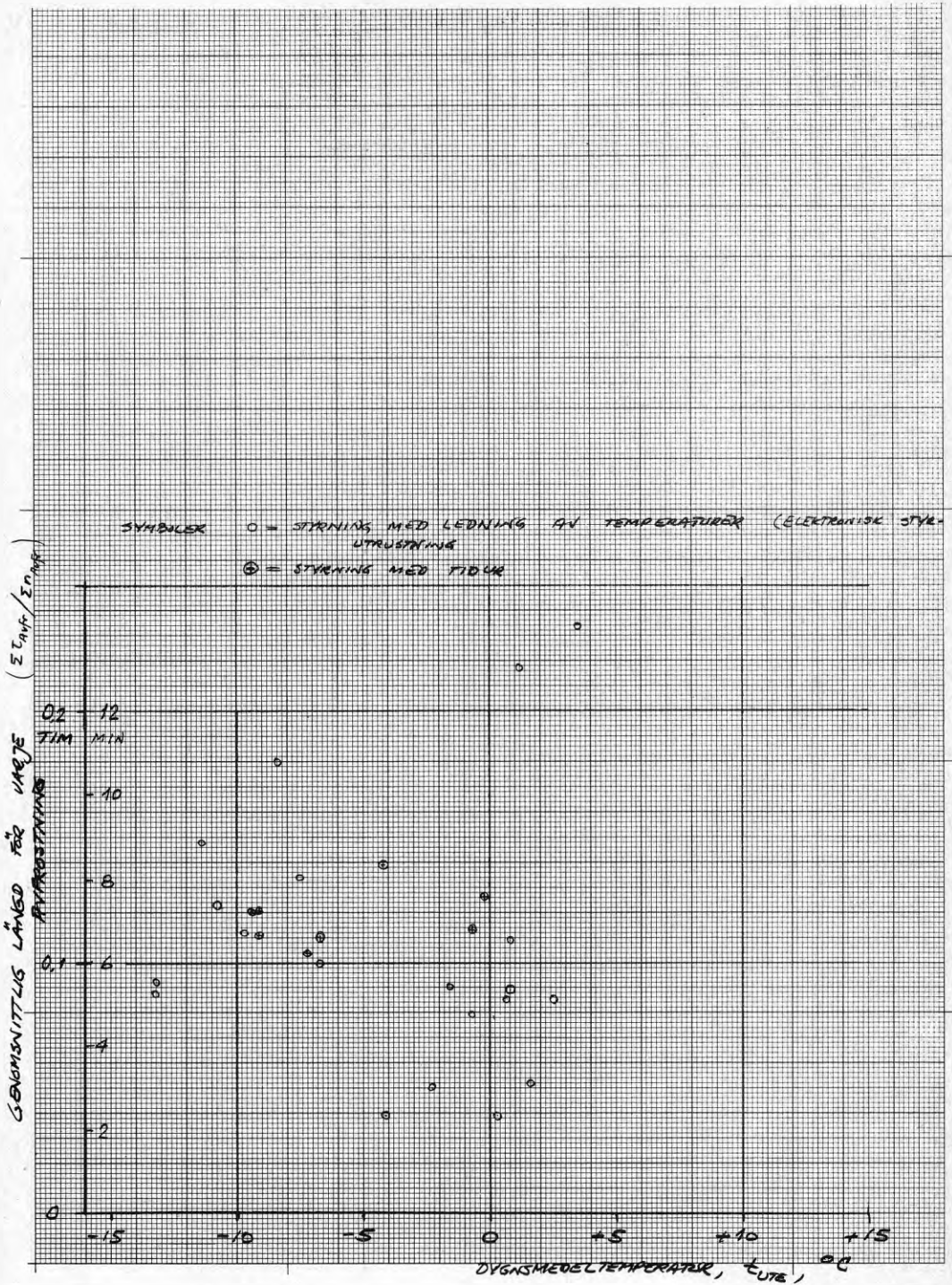






Dygnsmedelvärden





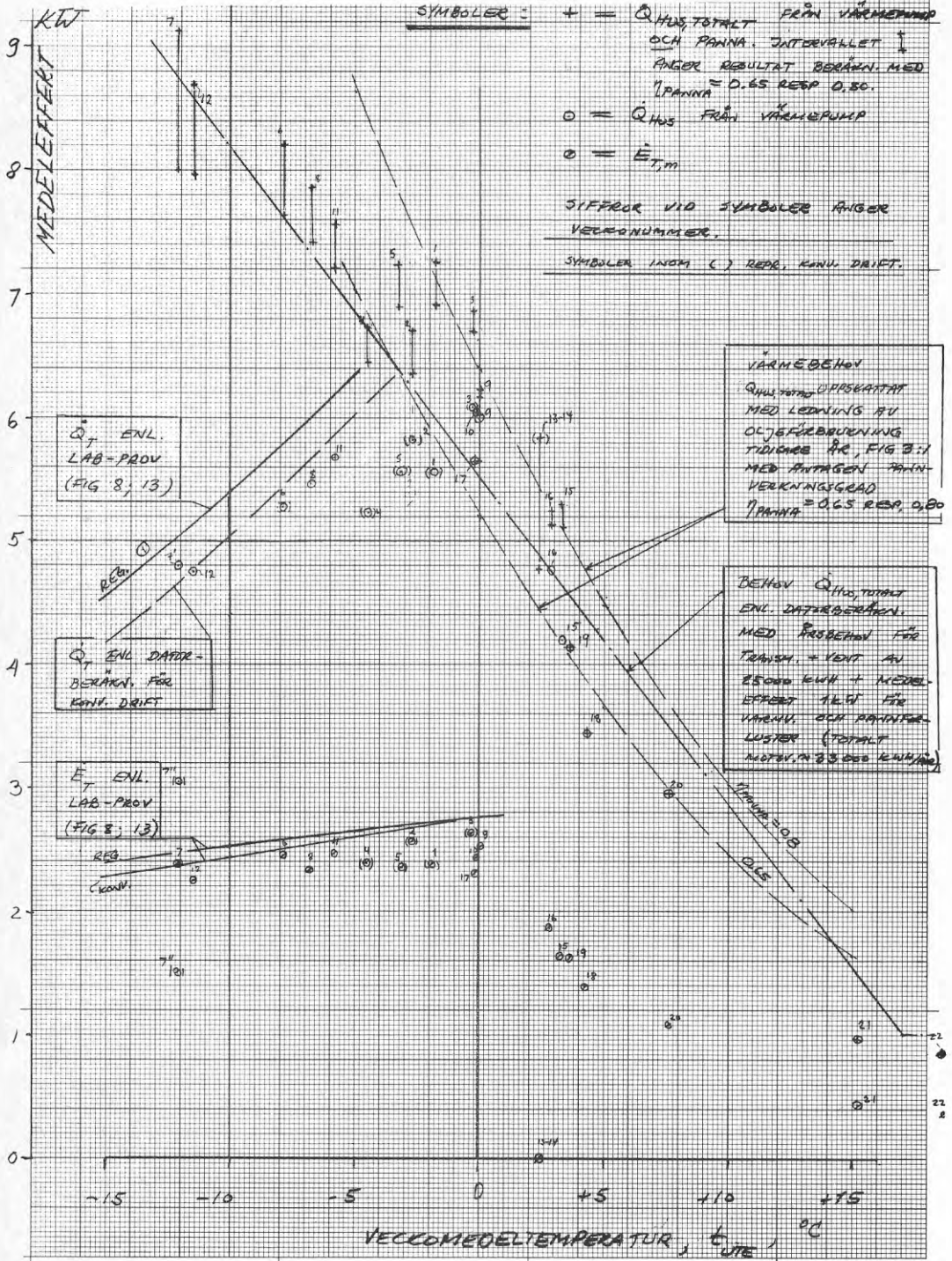
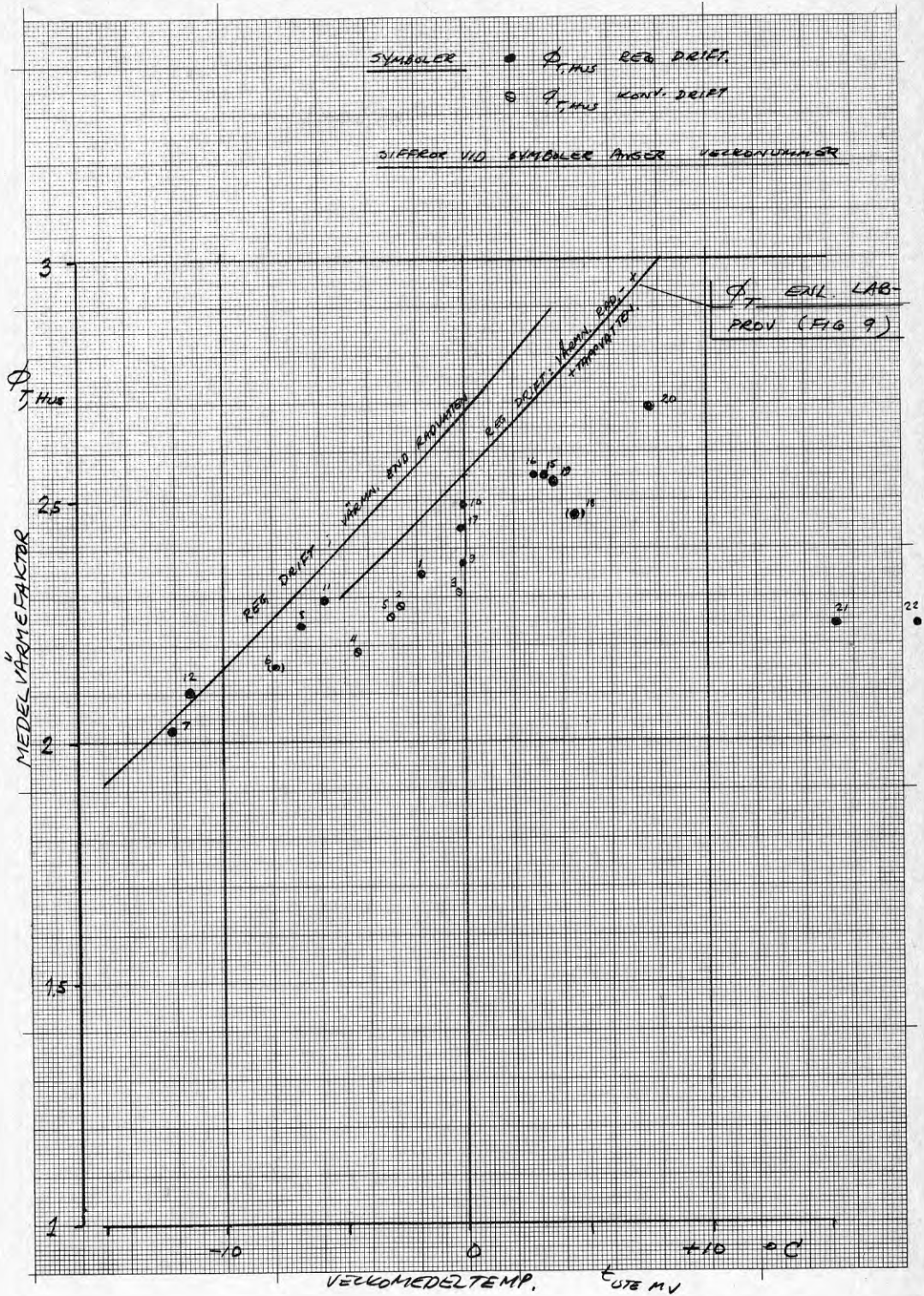
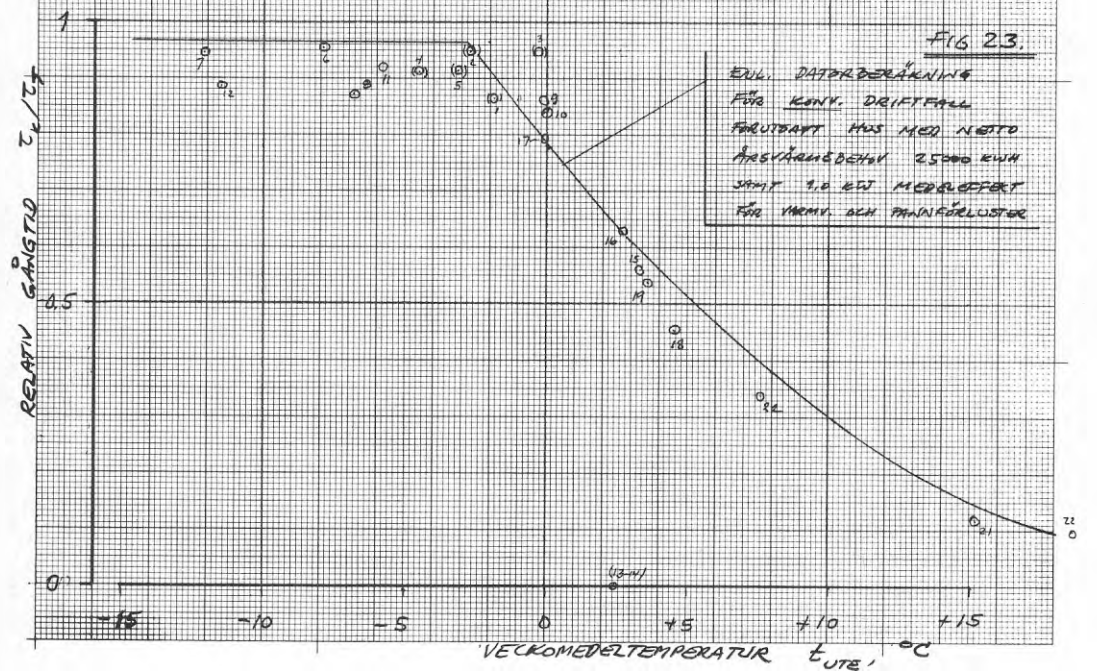
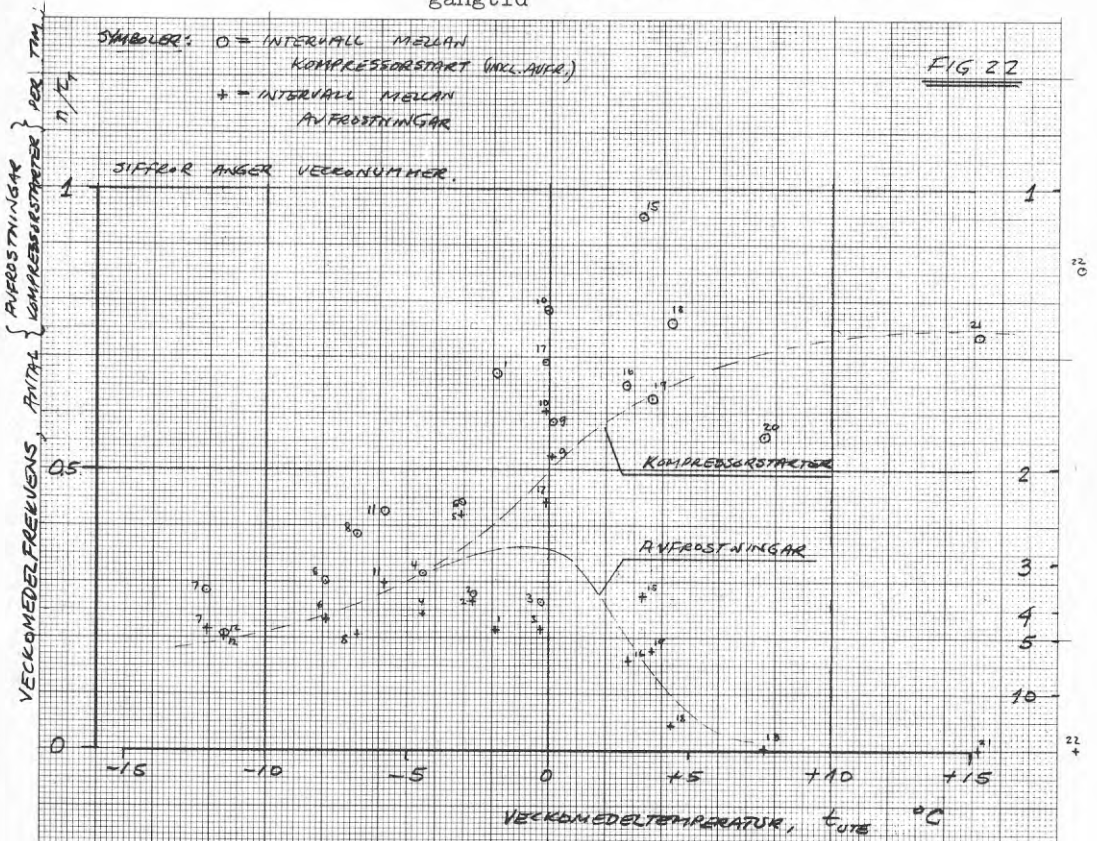


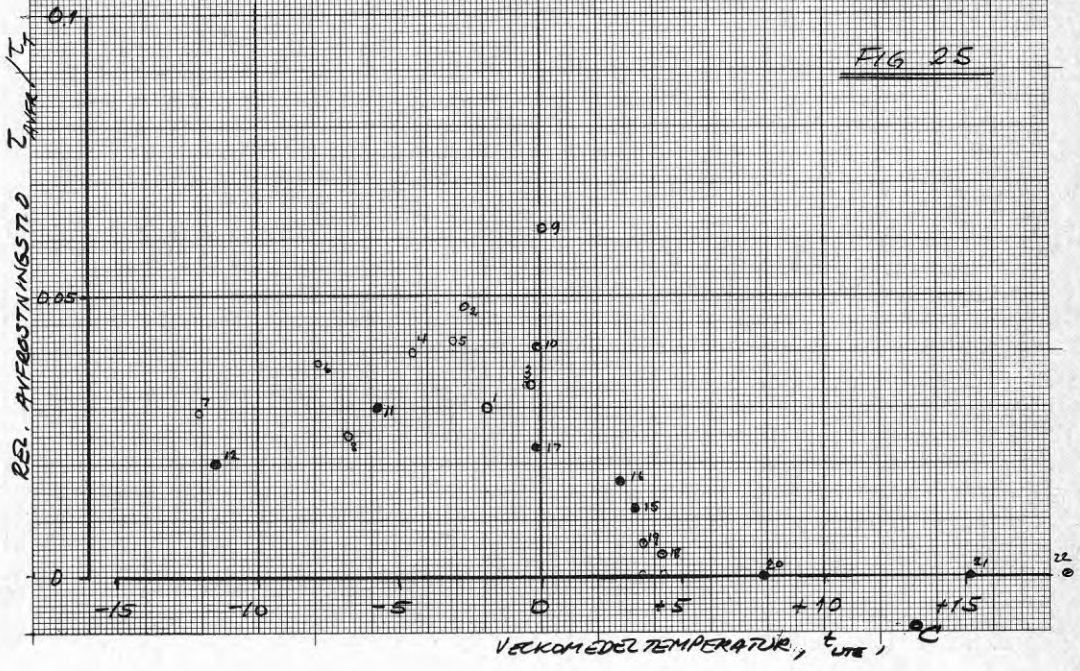
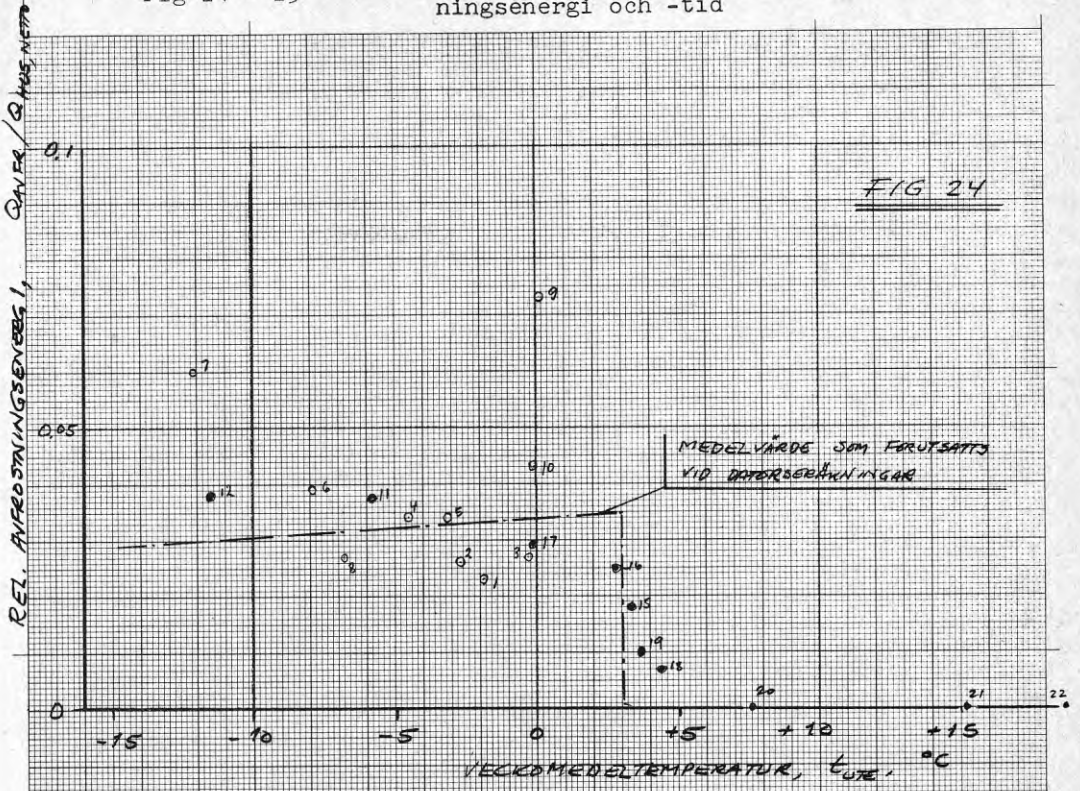


Fig 21

Veckomedelvärden av  $\Phi_{T, \text{Hus}}$









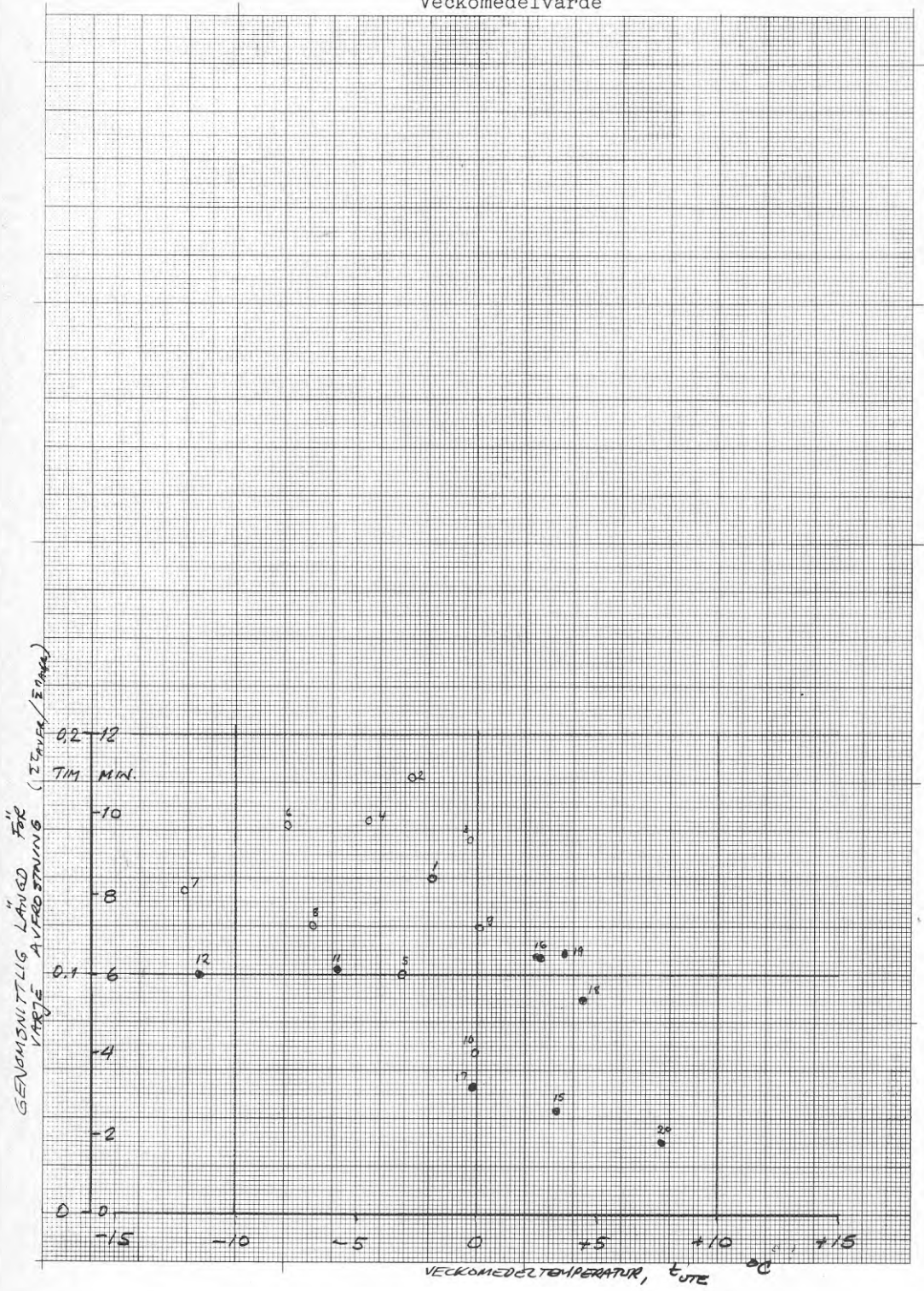
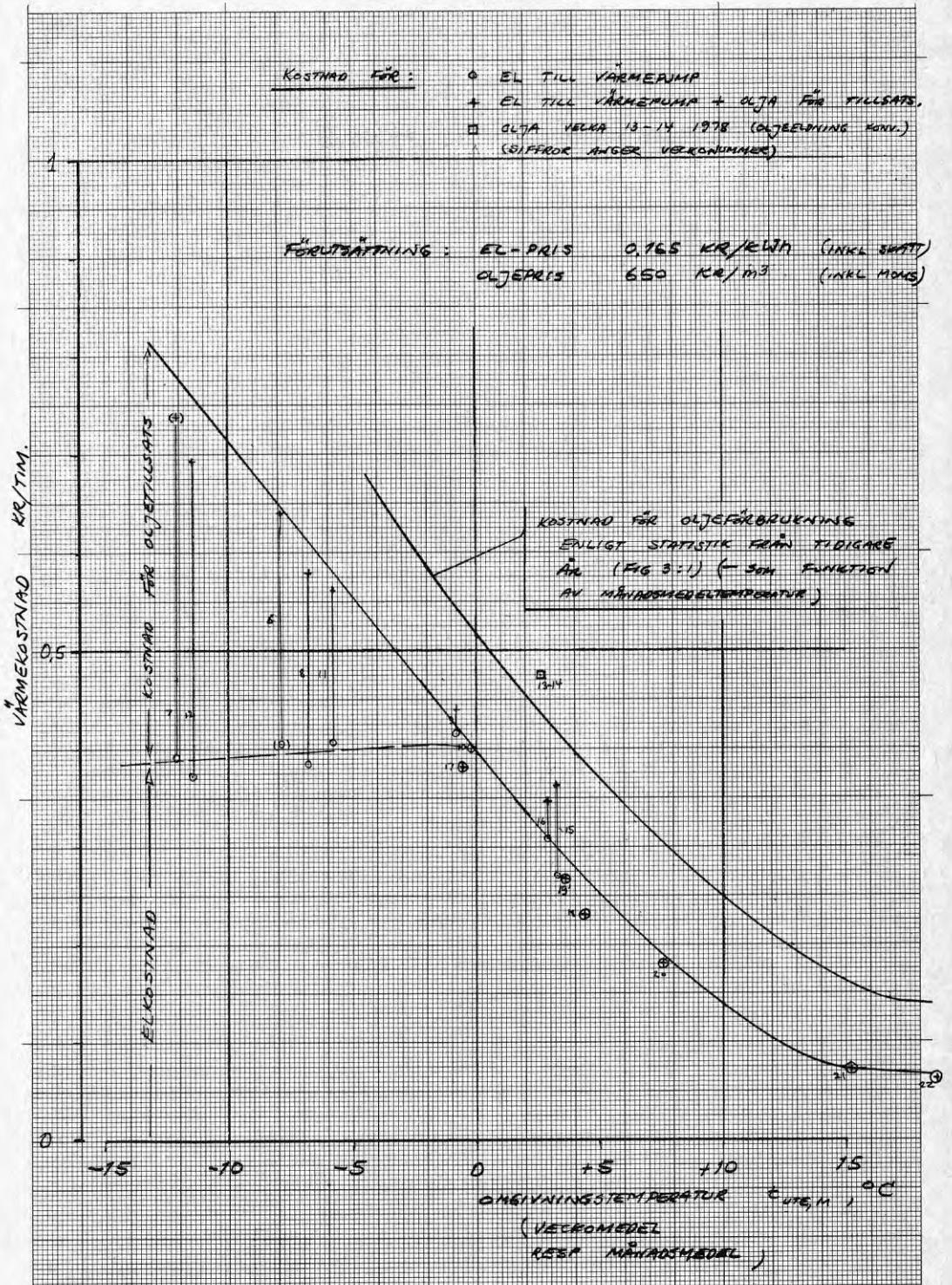


Fig 27

Kostnader för uppvärmning.  
 Driftkostnad för värmepump med oljetillsats jämfört med driftkostnad för enbart oljepanna.







## LITTERATURREFERENSER

- [1] Enström, H, Undersökning avseende regenerativ och konventionell förångningsprocess vid värmepumpar. Examensarbete i Kylteknik, Kungl Tekniska Högskolan, 1976.
- [2] Granryd, E, "Rapport från deltagande i värmepumpssymposium i Oxford 1976-06-30--07-02" till BFR, 1976.
- [3] UK Workshop on Heat Pumps, 30 June - 2 July 1976. A report prepared by the organizing committee. Department of Energy, ETSU, RI, London 1977.
- [4] "Sätt att förbättra kyleffekt och köldfaktor i en kylanläggning samt kylanläggning för att utöva sättet". Svenskt patent nr 7412825-7. (Patent även i ett flertal större industri-länder).
- [5] Granryd, E, A regenerative refrigeration cycle. Föredrag vid XIV:th International Congress of Refrigeration, Moskva 1975.
- [6] Granryd, E, Analys av värmepumpsystem för lokaluppvärmning. Föredrag vid X:e Nordiska Kylkongressen, Helsingfors 1977. Även publicerat i Scandinavian Refrigeration, Nr 6, 1977.
- [7] Enström, H, Villavärmepump med regenerativ förångningsprocess; laboratorieprov. Rapport vid institution Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, 1978.



## DISKUSSION AV DRIFTPROBLEM

## MURPHY'S LAWS

1. IN ANY FIELD OF SCIENTIFIC ENDEAVOR, ANYTHING THAT CAN GO WRONG, WILL GO WRONG.
2. LEFT TO THEMSELVES, THINGS ALWAYS GO FROM BAD TO WORSE.
3. IF THERE IS A POSSIBILITY OF SEVERAL THINGS GOING WRONG, THE ONE THAT WILL GO WRONG, IS THE ONE THAT WILL DO THE MOST DAMAGE.
4. NATURE ALWAYS SIDES WITH THE HIDDEN FLAW.
5. IF EVERYTHING SEEMS TO BE GOING WELL, YOU HAVE OBVIOUSLY OVERLOOKED SOMETHING.

Kompressorhaveri

Ett allvarligt haveri har inträffat, nämligen på en av kompressorventilerna. Detta erhöles efter ca 4 veckors drift och inträffade (under "konventionell" drift) en av de första kalla nätterna för säsongen, den 2 - 3 december 1977, då utebliven avfrostningssignal medförde att förångaren blev helt igenfrostad. Detta skall inte ensamt kunna leda till så allvarliga följder men det visade sig att den backventil i köldmediekretsen som ligger parallellt med expansionsventilen (B1 i Fig 1 i huvudrapporten) inte höll tätt. Vid normala driftsbetingelser kompenseras detta läckage av att expansionsventilen stängde i motsvarande grad. Vid lägre förångningstemperaturer - som uppträdde då elementet började frosta igen - var läckaget genom backventilen tillräckligt för att dels upprätthålla ett tillräckligt högt förångningstryck så att lågtryckspressostaten inte skulle stoppa kompressordriften, dels fylla förångare och vätskeavskiljare med överkokning som följd. En bidragande faktor i sammanhanget var även att köldmediefyllningen i systemet var för stor i förhållande till vätskeavskiljarens volym. Resultatet blev, som nämnts, ett haveri på en av sugventilerna i kompressorn.

Med den semihermetiska kompressor som användes är det en

relativt enkel operation att byta ventilplatta (reservdelskostnaden är endast ca 250:-). Emellertid hade ventilblecket brustit i flera delar och för att undvika att dessa senare ställer till trassel i systemet demonterades och rengjordes kompressorn omsorgsfullt. Vidare byttes vätskeavskiljaren och en något större sådan insattes för att ge viss säkerhet mot ett upprepande. Den läckande backventilen ersattes med en ny och av - som vi bedömde det - bättre kvalitet.

#### Oljeproblem

Relativt snart efter installationen noterades att oljenivån i kompressorn var låg, speciellt i samband med start och t ex efter avfrostning. Trots viss oljepåfyllning uppträdde samma fenomen. Med den regenerativa processen i funktion blev oljenivån mycket låg och av säkerhetsskäl kördes värmepumpen i konventionell drift ända fram till dess att felet avhjälpes.

Problem av beskrivet slag hade inte uppträtt vid laboratorieproven. Kontakter med kompressorfabrikanten gav oss som enda förklaring att köldmediehalten i oljan skulle vara för hög - en förklaring som i och för sig låg nära till hands eftersom expansionsventilen gav en mycket liten överhettning på köldmediegasen efter förångaren. Trots omställning av ventilen bibehölls samma tendens. Inte heller detta hade uppträtt på laboratoriet och en hypotes var här att expansionsventilens känselkropp hade olämplig placering. I detta läge inträffade det nyss beskrivna kompressorhaveriet. Vid genomgång upptäcktes då den läckande backventilen vilket förklarade varför expansionsventilen till synes styrde med en alldeles för liten överhettning - i själva verket hade ventilen i många driftsfall uppenbarligen varit stängd medan läckaget i backventilen var fullt tillräckligt för att denna ensam skulle fungera som stryporgan med tillräcklig (och för stor) genomsläppning.

Vid igångkörning efter reparation, då bl a backventilen byttes, fungerade expansionsventilen tillfredsställande.

(Förångaren kom däremot att arbeta med större temperatur-differens genom att ökad yta för överhettning reducerade kapaciteten.) Fortfarande uppträdde samma oljeproblem som tidigare!

Felet konstaterades slutligen beor på att en liten oljespärventil i kompressorns vevhus blockerats och hindrades från att fungera på avsett sätt av ett kopparspån (ca 2 x 6 x 0,5 mm) som kilats in i ventilen. Sannolikt härrör spånet från en söderdragen fläns till en koppling och olyckligtvis har den kommit in i systemet vid monteringen. Sedan spånet avlägsnades har det inte varit några problem med oljeutkastning från kompressorn och den regenerativa processen har använts praktiskt taget kontinuerligt sedan dess.

Kommentar: Såväl det beskrivna oljeproblemet som kompressorhaveriet orsakades av förhållanden vid monteringen eller installationen av värmepumpen. Detta är en illustration till hur viktigt det är att denna del genomförs med största möjliga omsorg. Samtidigt är det en fingervisning till att värmepumpsystemet måste utföras med så stor säkerhetsmarginal inbyggd, att felaktigheter inte får så allvarliga konsekvenser som ventilhaveriet i den aktuella anläggningen.

#### Avfrostningsproblem

Det väsentliga problemet med avfrostning har varit styrningen. Under en tid - i avvaktan på modifieringar av elektroniken - användes tidur för styrning av såväl intervall som längd av avfrostningar.

Vad gäller avfrostningsfunktionen visar det sig lämpligt att hellre avfrosta något för ofta än att driva på frostningen till en nivå som under övervakning är energiekonomiskt optimal. Risken finns att avfrostningen blir ofullständig vid ett kraftigt igenfrostat batteri.

Ett fenomen som uppträtt ett flertal gånger är att en iskorpa bildas på elementets frontyta. Detta isskikt medför stort tryckfall och därmed liten luftgenomströmning -



trots att elementet i övrigt är helt frostfritt. Upprepad avfrostning förmår inte smälta isskorpan, dels därför att denna har dålig termisk kontakt med elementets front, dels därför att styrutrustningen, helt korrekt, avbryter avfrostningen då flänsytan nått till inställd temperatur, normalt motsvarande rent element. Manuellt är det mycket lätt att avlägsna isskorpan - oftast räcker det med en knackning och den faller sönder. För automatisk drift skall avfrostningsintervallen väljas så att någon isskorpa aldrig utbildas.

En väderlek som är speciellt kritisk i detta avseende är dimma omkring eller något under  $0^{\circ}\text{C}$ , likaså snöblandat regn. Med avfrostningsintervall på 2 à 2,5 timmar erhöles inga problem även under de svåraste väderleksförhållanden.

Ett klassiskt kyltekniskt kriterium på en god avfrostningsanordning är att droppskålen under förångarelementet hålls ren och fri från is samt att tövattenledningen har fritt genomlopp. Vid den aktuella förångaren var avsikten ursprungligen att droppskålen skulle värmas enbart av köldmedieången vid avfrostningen. Detta visade sig otillräckligt och ett islager började byggas upp vid avfrostning i kall väderlek, under såg  $-5^{\circ}\text{C}$ . Problemet avhjälpes genom att placera en elvärmestav, utformad på lämpligt sätt i droppskålen. Denna hade en värmeeffekt av 600 W och inkopplades endast under avfrostningstiden vilket visade sig tillräckligt för att hålla droppskålen dränerad. (Problemet med isskorpan som nyss berördes skulle också kunna lösas med en liknande elvärmeslinga lagd på elementets front.)

Tövattenledningen fungerade utan problem. Den värmdes under själva avfrostningsperioderna med en i ledningen lagd "tövattenkabel" med en effekt av ca 20 W/m ledning.

## STYRUTRUSTNING (Henrik Enström)

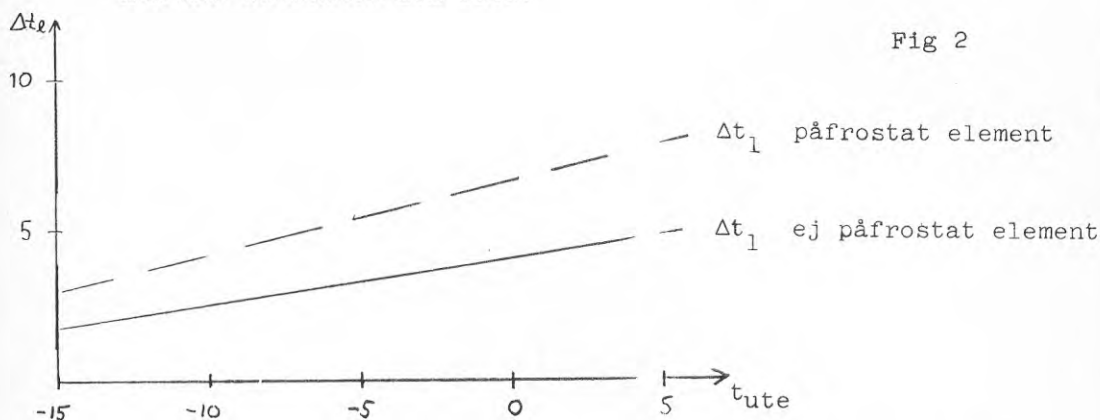
För att få ett så pass komplicerat aggregat som en värmepump att fungera tillfredsställande krävs en del automatisk styrutrustning. Först och främst innebär säkerhets- och funktionskraven att en viss minimal automatik måste finnas. Hur mycket som erfordras utöver detta beror sedan på hur pass avancerad den aktuella värmepumpen är. Ur energisparsynpunkt är det mycket viktigt att styrningen är väl genomtänkt, t ex kan en dålig avfrostnings- eller tillsatsvärmereglering spolia värmepumpens ekonomi.

I fig 1 finns ett principschema över styrutrustningen i den här aktuella anläggningen, beteckningarna förklaras nedan. Schemat visar det driftfall då värmepumpen går med regenerativ process men ej är under avsugning eller avfrostning. Det vill säga magnetventilen I är öppen medan H och  $M_{avfr}$  är stängda (se fig 1 i huvudrpt). Vidare får avfrostning ske men det behövs ännu inte. Värmepumpen levererar energi både till radiatorkrets och varmvatten medan tillsatsvärmens dvs oljepannans automatik är fränkopplad.

På grund av den regenerativa förångningsprocessens funktion blir styrningen lite speciell. Den kontaktor som bestämmer avsugningsintervallens längd,  $T_s$ , styrs här av tidur, men man kan tänka sig andra styrsignaler, såsom trycket i receivern eller temperaturen på köldmediet ut ur receivern. Som beskrivits i labrapporten [7] stiger kondenseringsstrycket kraftigt under avsugning. I vissa driftfall kan trycket bli så högt att högtryckspressostaten bryter och stannar kompressorn. För att eliminera detta är en pressostat  $P_m$  parallellkopplad med  $T_s$  och inställd så att den sluter strax innan högtryckspressostaten ingriper. Vidare har man som synes möjlighet att manuellt välja mellan regenerativ och konventionell process.

Som synes finns det för tre funktioner möjlighet att manuellt bortkoppla desamma. Det gäller den automatiska styrningen av avfrostning, tillsatsvärme och radiatorvattenbehov. Anledningen är den ovan nämnda risken att om dessa funktioner krånglar eller ej fungerar tillfredsställande under alla driftsfall så kan anläggningens värmefaktor sjunka markant.

Avfrostningen styrs av luftens temperaturändring genom förångaren. Allteftersom förångaren frostar igen så minskar det luftflöde som fläkten förmår suga igenom elementet. Visserligen minskar nu också kyleffekten men inte så mycket att luftflödesminskningen "balanseras". Detta innebär då  $\dot{Q}_2 = (\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t)_{\text{luft}}$  att luftens temperaturdifferens över förångaren kommer att öka med påfrostningen;  $\Delta t_1$  växer. Man kan alltså bestämma att avfrostning skall initieras då  $\Delta t_1$  nått ett visst värde. Nu är det dock så att  $\Delta t_1$  är en funktion av uteluftens temperatur,  $t_{\text{ute}}$ , varför man bör kompensera för den. I fig 2 nedan visas principiellt hur  $\Delta t_1$  beror av  $t_{\text{ute}}$  vid ej påfrostat element. Vid påfrostning stiger sedan  $\Delta t_1$  och vid den övre linjen initieras avfrostning. Linjerna har egentligen en exponent något större än ett men de kan här betraktas som räta.

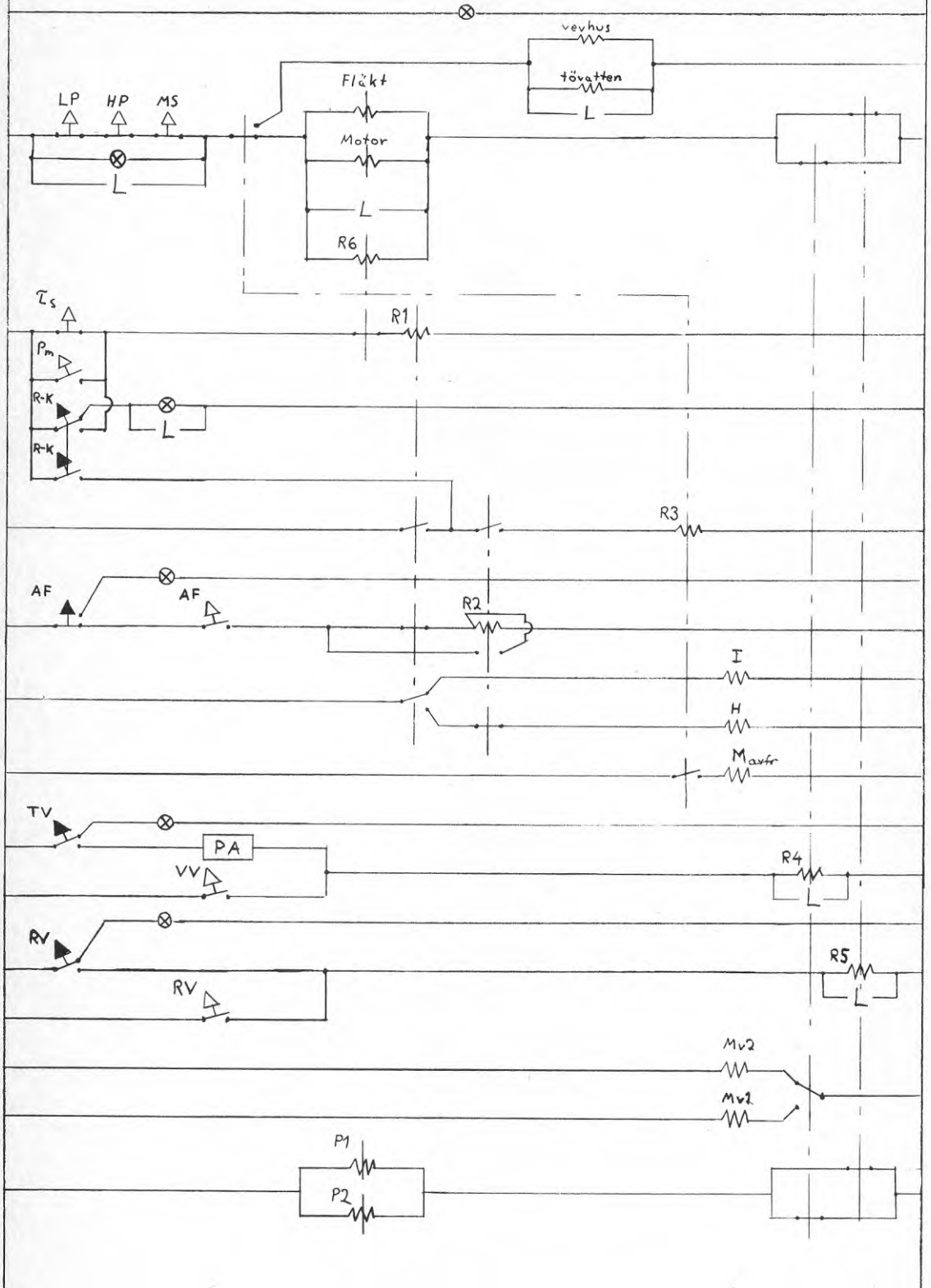


En elektronisk utrustning som omvandlar dessa temperaturer och temperaturdifferenser till en önskad styrning av kontaktorn AF har framtagits av tekn lic Erkki Krank. Ett kopplingsschema över denna visas i fig 3.

När förångaren kallar på avfrostning innebär det att den automatiska kontaktorn AF sluter. Reläet R2 drar men sedan händer inget mer förrän  $T_s$  kallar på avsugning. Först då drar R3, varvid kompressorn stannar och magnetventilen  $M_{avfr}$  öppnar så att självcirkulationen kan starta. Anledningen till att man väntar med avfrostning tills dess avsugning skall påbörjas är att man då kan utnyttja varmt köldmedium från receiveern till avfrostning. När förångarytan nått inställd temperatur bryter AF och värmepumpen startar ånyo.

Fig 2 i huvudrapporten visar hur vattenkretsarna är koplade samt de olika driftsfall som kan bli aktuella. Som synes är det främst två olika magnetventiler som reglerar driften. Styrningen av dessa sker som visas i Fig 1 av reläerna R4 och R5.





## Teckenförklaring till figur 1



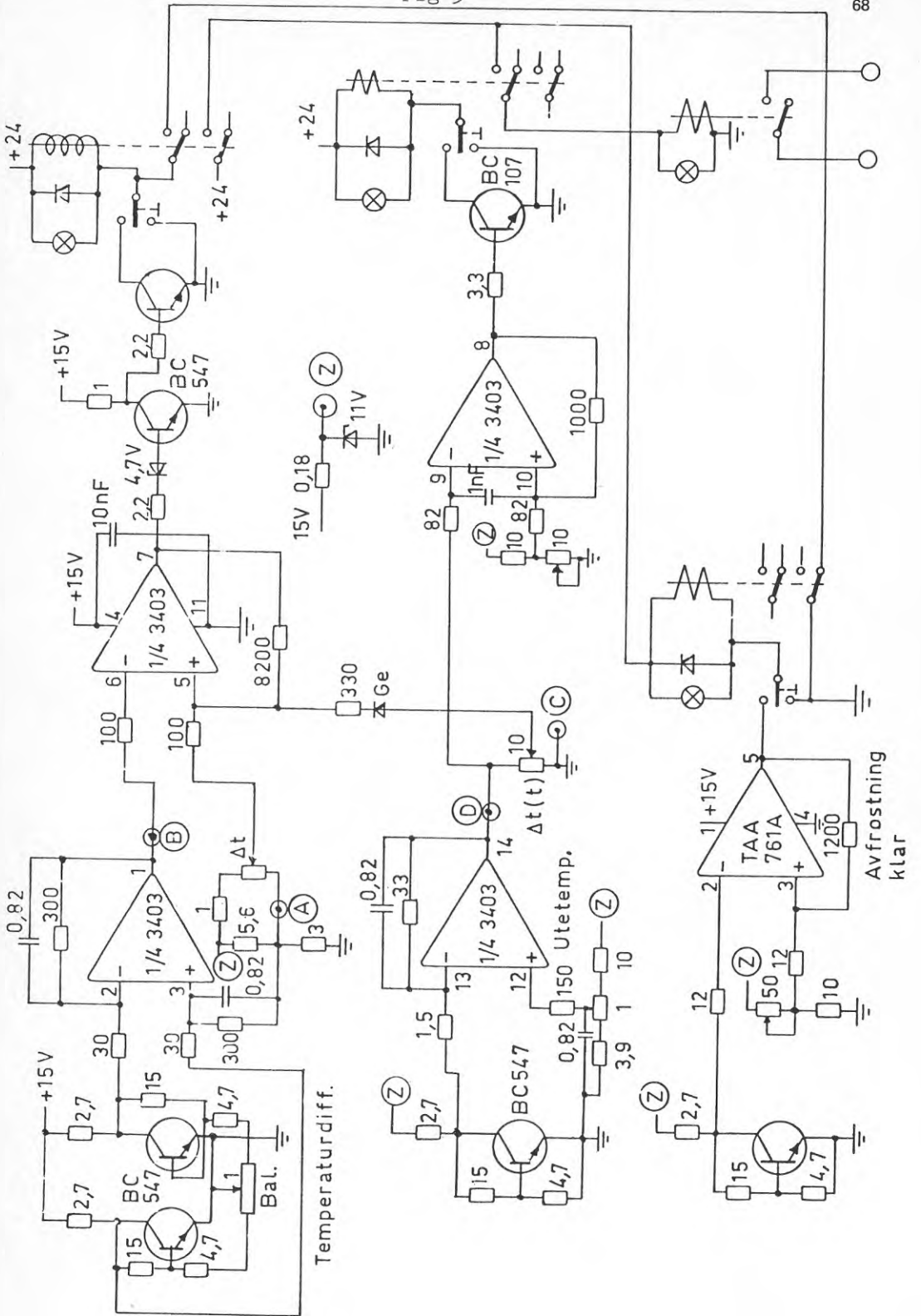
⊗	lampa
L	linjeskrivare
	automatisk kontaktor
	manuell kontaktor
R1-R6	reläer
I, H, M <sub>avfr</sub>	magnetventiler, se fig 1 i huvudrapporten
LP	lågtryckspressostat
HP	högtryckspressostat
MS	motorskydd
T <sub>s</sub>	avsugningstid
P <sub>m</sub>	pressostat för maxtryck under avsugning
R-K	regenerativ kontra konventionell process
AF	avfrostning
TV	tillsatsvärme
VV	varmvatten
RV	radiatorvatten
PA	pannautomatik
M <sub>v1</sub>	magnetventil, se fig 4
M <sub>v2</sub>	magnetventil, se fig 4
P1, P2	pumpar, se fig 4

Fig 3



BESKRIVNING AV HUS FÖR FÄLTPROV SAMT STATISTIK  
ÖVER OLJEFÖRBRUKNING

Det hus i vilket värmepumpen installerades för fältprov är en enfamiljsvilla med byggnadsåret 1966. Den är byggd i två plan och har uppvärmd källare under hela bottenplanet. Huset har en total byggnadsvolym av ca 1000 m<sup>3</sup> med en invändig bostadsarea av 398 m<sup>2</sup> fördelat enligt följande:

Övervåning (inv bostadsyta) m <sup>2</sup> :	104
Bottenplan	147
Källare	147

Huset där installationen skett bebos av projektledaren med familj, vilken består av två vuxna samt barn i åldrarna 16, 9 och 6 år (juni 1978).

Huset är försett med radiatorsystem och radiatorerna har ej radiatorventiler. Som värmekälla användes (före värmepumpen) en oljepanna (typ CTC 261) och styrningen vid pannndrift har skett manuellt medelst pannshunt.

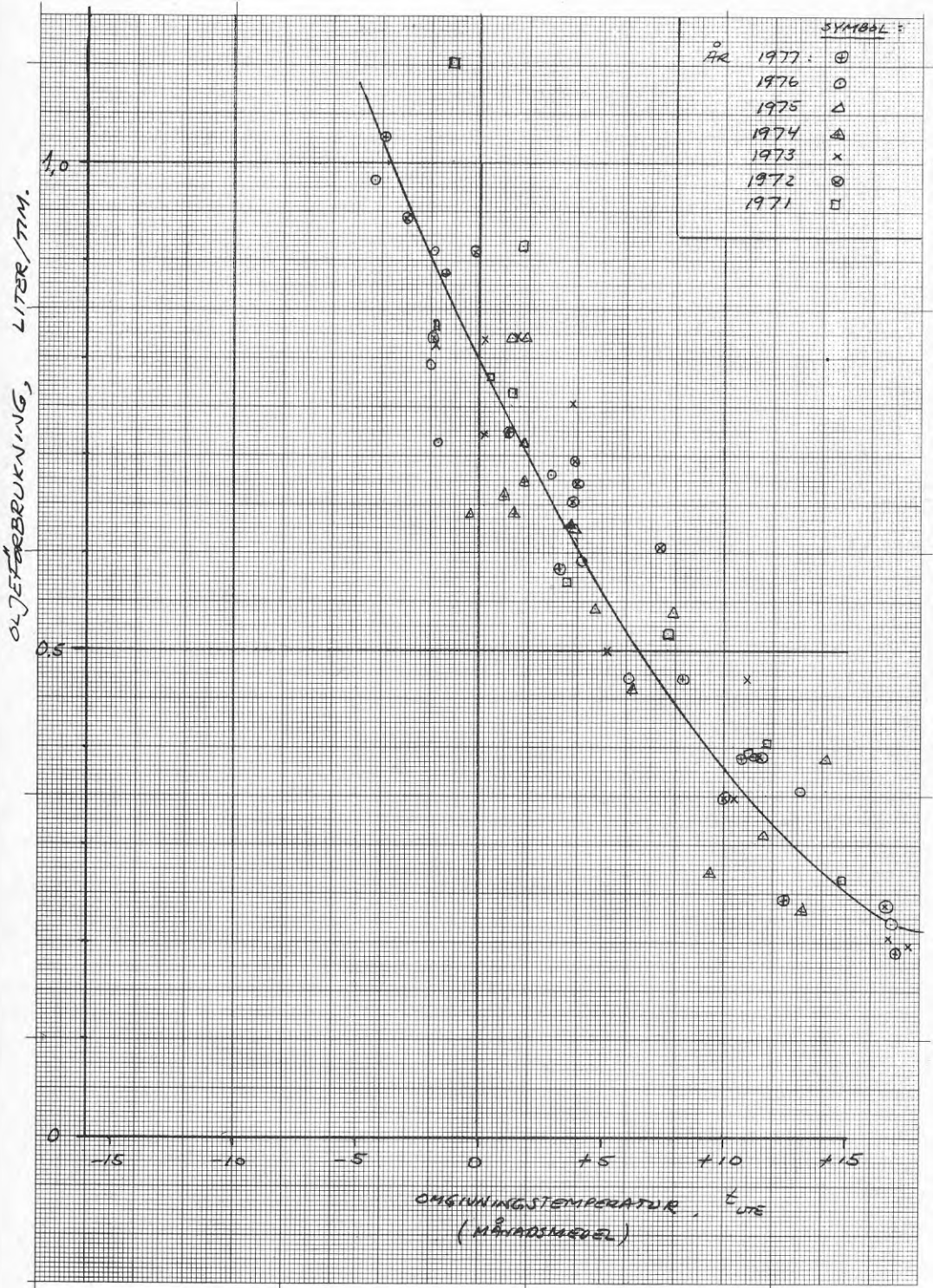
Radiatorernas dimensionering i relation till husets värmebehov har visat sig motsvara i stort sett ett "55/45°C-system" där de angivna temperaturerna fordras för fram- resp returledning vid en utetemperatur av -20°C.

Oljeförbrukningen har följts under ett antal år. En sammanställning ges i Fig 3:1, där genomsnittlig oljeförbrukning per timma för varje månad visas som funktion av månadsmedeltemperaturen under olika år.



Fig 3:1

Oljeförbrukning i huset där värmepumpen installerades, enligt statistik för åren 1971 - 1977.



## MÄTCENTRAL, BETECKNINGAR OCH SÄTT FÖR BEARBETNING

Mätcentral

För att registrera värmepumpens driftsförhållanden och mäta tillförda och "levererade" energier försågs installationen med en omfattande mätutrustning. Vid uppbyggnaden av denna lades vikt vid att dels ha möjlighet till intensivmätning på värmepumpen dels kunna mäta över längre tidsperioder.

Mätningarna utfördes genom "manuell" avläsning oftast en gång per dygn, men periodvis oftare. Någon utrustning för automatisk datainsamling rymdes ej i projektets ram.

Mätcentralens utseende i stort antyds i Fig 4:1 (se sid 3). I denna registrerades följande mätstorheter:

Energi

		<u>mätare</u>
Tillförd el-energi	totalt	E 1
	till kompressor	E 2
"Levererad" värme	från kondensor 1	E 3
	från kondensor 2	E 4
Avfrostningsförluster (dvs värme som under avfrostning hämtas från radiatorsystemet)	från kondensor 1	E 5
	från kondensor 2	E 6

Gångtider

Total inkopplingstid (manöverström)	G 1
Gångtid för kompressor	G 2
Total tid för avfrostning	G 3
Gångtid med varmvattenberedning (värmning av pannans vattenförråd)	G 4
Gångtid med regenerativ process inkopplad	G 5

Räknare

Antal starter för kompressor	R 1
Antal avfrostningar	R 2

Linjeskrivare

LSK

Med hjälp av denna skedde kontiunerligt en registre-

ring av driftssättet. För följande funktioner erhöles on-off-markering:

Kompressor  
Förångarfläkt  
Avfrostning  
Tappvattenvärmning  
Tillsatsvärme (pannans automatik inkopplad eller ej)  
Regenerativ drift  
Pressostat och motorskydd

Registrering av eleneriger, E 1 och E 2, skedde med kWh-mätare (Ermi, VKN 21 x, kl 2,0).

För värmeenergimätning, E 3 - E 6, utnyttjades mätare från Svensk Värmemängdsmätning (SVM 60) med givare som klassats parvis för mätning med små temperaturskillnader och med volymmätare som kalibrerades före installationen (rapport [7]). Vid mätning på laboratorium gjordes kontroller mellan elmätare och värmemängdsmätare och resultaten därvid visade att värmebalansen gick väl ihop (se separat rapport [7]).

Utöver de storheter som registrerades i den beskrivna mätcentralen, Fig 4:1, installerades utrustning för:

#### Temperaturmätning

För registrering av temperaturer under fältproven användes termoelement (koppar-konstantan) anslutna till temperaturskrivare. Under huvuddelen av provperioden noterades endast ett fåtal temperaturer, såsom utetemperatur, rumtemperatur samt radiatorvattnets och pannvattnets temperaturer. Under vissa kortare perioder användes skrivaren för att mera intensivt följa anläggningens drift varvid upp till 24 temperaturer i relevanta punkter av systemet registrerades.

#### Tryckmätning

Drifttrycken i värmepumpens köldmediesystem registrerades inte automatiskt. Värmepumpen var emellertid försedd med relativt noggranna manometrar. Rutinmässigt avlästes bl a tryck före och efter kompressorn vid slutet av varje mätperiod.

Utöver här nämnda mätstorheter, som avser själva värmepumpen, avlästes oljeförbrukningen för pannan vilken utnyttjades för tillsatsvärme. Bestämningen av denna skedde genom avläsning av nivån i oljetanken medelst en millimeterskala. Tanken, som har ett rektangulärt tvärsnitt, har sådana mått att 1 mm nivåändring motsvarar 2 liter

olja. För korta mätperioder ger inte detta tillräcklig precision i bestämningen, men för tidsperioder av storleksordningen en vecka erhålls någorlunda acceptabel noggrannhet. (Vid drift med pannan som ensam värmekälla får man, vid 0-gradigt väder, en oljeförbrukning av storleksordningen 140 liter/vecka motsvarande en ändring av oljenivån med ca 70 mm/vecka).

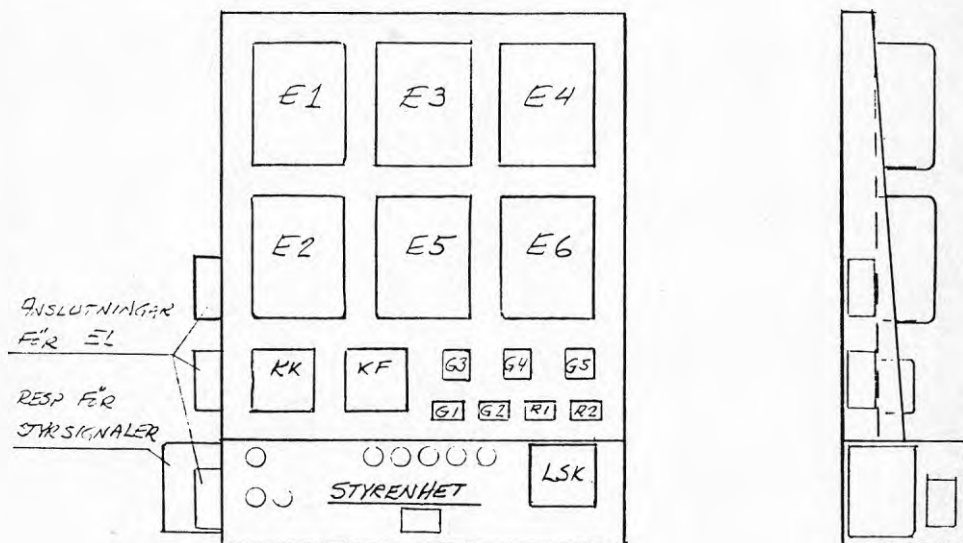


Fig 4:1 Mätcentral med styrenhet. Beteckningar i figuren svarar mot förteckningen över mätstorheter. (Symbolerna KK och KF anger kontaktor och motorskydd för kompressor resp fläktar.)

#### Datainsamling och bearbetning

Som nämnts utfördes avläsningar med vissa intervall, oftast en gång per dygn men tidvis såväl morgon som kväll. De storheter som beskrivits noterades därvid, och har utgjort primärmaterialet för bearbetningen som här redovisas.



Beteckningar för olika storheter, samt definitioner och beräkningssätt framgår av följande:

Rumstemperatur	$t_{\text{Rum}}$
Avläsning normalt vid mätperiodens slut	
Omgivningstemperatur	$t_{\text{ute}}$
Dygnsmedelvärde beräknas som medelvärdet av temperaturavläsningar (från skrivarpapperet) normalt 5 gånger/dygn, omkring kl 02, 07, 12, 17 och 22. (Vid kortare mätperioder avser $t_{\text{ute}}$ medelvärdet under den aktuella tidsperioden.)	
Mätperiodens längd*	$\tau_T = \Delta(G 1)$
Kompressorns gångtid	$\tau_k = \Delta(G 2)$
Relativ gångtid för kompressor	$\tau_k/\tau_T$
Avfrostningstid	$\tau_{\text{Avfr}} = \Delta(G 3)$
Relativ avfrostningstid	$\tau_{\text{Avfr}}/\tau_T$
Antal kompressorstarter	$n_k = \Delta(R 1)$
Startfrekvens (1/tim)	$n_k/\tau_T$
Antal avfrostningar	$n_{\text{Avfr}} = \Delta(R 2)$
Avfrostningsfrekvens	$n_{\text{Avfr}}/\tau_T$
Tid för varmvattenvärmning	$\tau_{\text{vv}} = \Delta(G 4)$
Relativ tid för varmvattenvärmning	$\tau_{\text{vv}}/\tau_T$
Tid i regenerativ drift	$\tau_{\text{reg}} = \Delta(G 5)$
Tillförd energi, totalt	$E_T = \Delta(E 1)$
Eleffekt, totalt i drift	$\dot{E}_T = E_T/\tau_k$
Medel-eleffekt, totalt	$\dot{E}_{T,m} = E_T/\tau_T$
Drivenergi för kompressorn	$E_k = \Delta(E 2)$
Driveffekt för kompressorn	$\dot{E}_k = E_k/\tau_k$

\* Beteckningen  $\Delta(G 1)$  avser skillnaden mellan avlästa värden på tidmätaren G 1 i början och slutet av mätperioden. Analogt beteckningssätt används för övriga storheter.

"Levererad" värmeenergi från värmepumpen (exkl energi i radiatorpumpar)

$$Q_1 = \Delta(E 3) + \Delta(E 4)$$

Värmeeffekt från värmepump i drift

$$\dot{Q}_1 = Q_1 / \tau_k$$

Total värmeeffekt från värmepump i drift, inkl pumpar och magnetventiler i radiatorkrets (där  $\sum \dot{E}_p \approx 0,17 \text{ kW}$ )

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_1 + \sum \dot{E}_p$$

"Förlorad" energi från radiator-system vid avfrostningar

$$Q_{\text{Avfr}} = \Delta(E 5) + \Delta(E 6)$$

Netto medelvärmeeffekt till huset

$$\dot{Q}_{\text{Hus}} = (Q_1 - Q_{\text{Avfr}} + \sum \dot{E}_p \cdot \tau_k) / \tau_T$$

Värmepumpens värmefaktor

- avseende kompressoreffekt
- totalt, exkl avfrostningsförluster
- totalt, inkl avfrostningsförluster

$$\Phi_k = Q_1 / E_k$$

$$\Phi_T = \dot{Q}_T / \dot{E}_T$$

$$\Phi_{T, \text{Hus}} = \dot{Q}_{\text{Hus}} / \dot{E}_{T, m}$$

Med avläsningar varje dygn erhålls dygnsmedelvärden för de olika storheterna. Utvärderingen har, för vissa storheter utsträckts också till att avse veckomedelvärden bl a för att kunna sammanlagras med mätning av oljeförbrukningen för pannan. Bearbetningen för längre tidsperioder sker helt analogt med motsvarande för dygnsavläsningar.



## FÄLTPROVSRESULTAT I TIDSFÖLJD

Från mätvärden och bearbetning som beskrivits i Bilaga 4 har ett stort datamaterial insamlats. Av detta visas i diagram 5:1 - 11:

- $t_{ute}$
- $\Phi_T$
- $\Phi_{T,Hus}$
- $\dot{Q}_{Hus}$

som funktion av tidpunkten. För hela perioden 1978-01-01--1978-06-15 representerar dessa diagram en kontinuerlig registrering av de nämnda storheterna.

I huvudrapporten har vidare motsvarande material sammanställts men baserat på veckomedelvärden, vilket ger sämre upplösning men kanske bättre översikt (se Fig 11).

Fig 5:1

Driftsresultat, 1 - 15 januari.

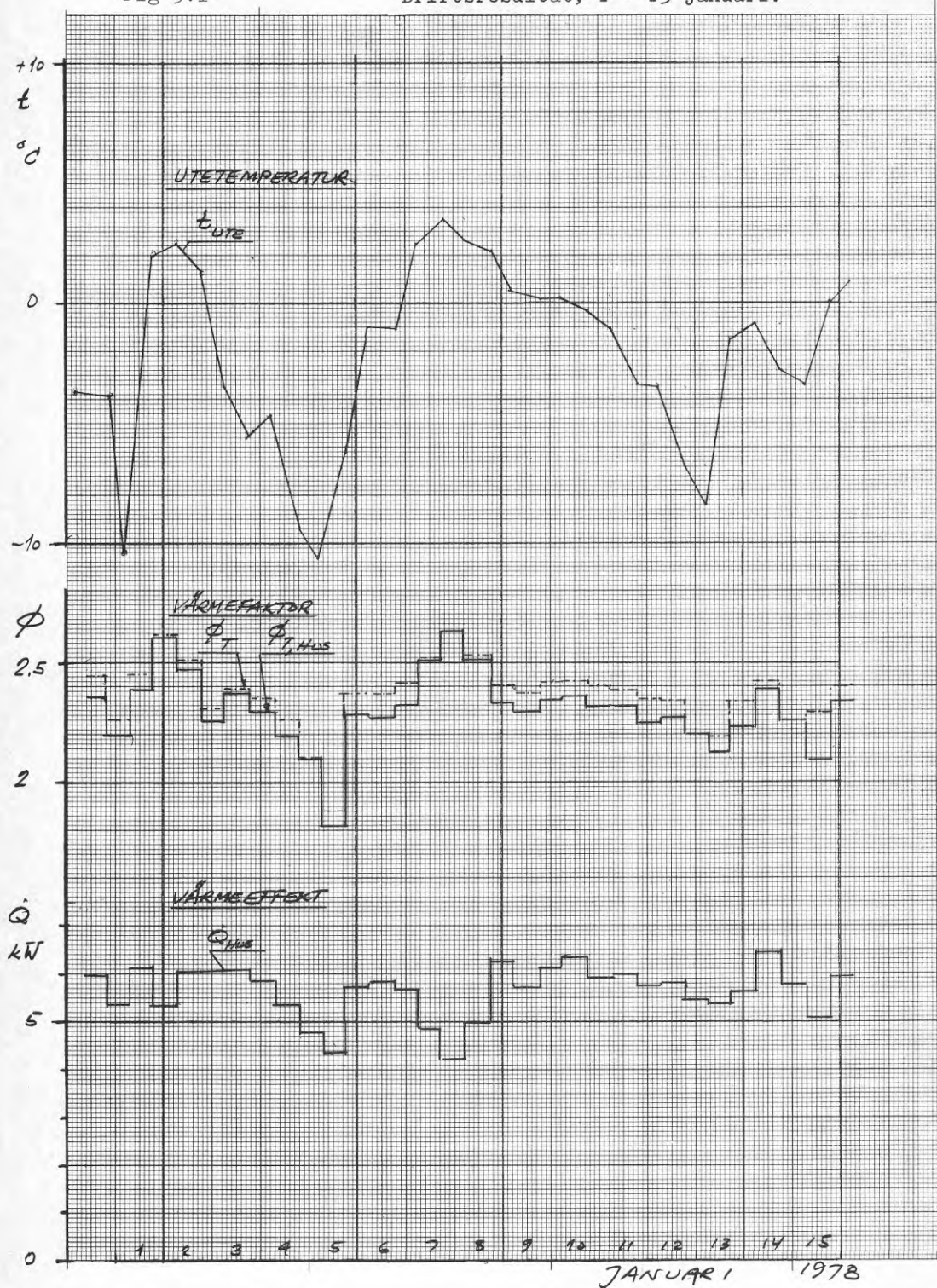
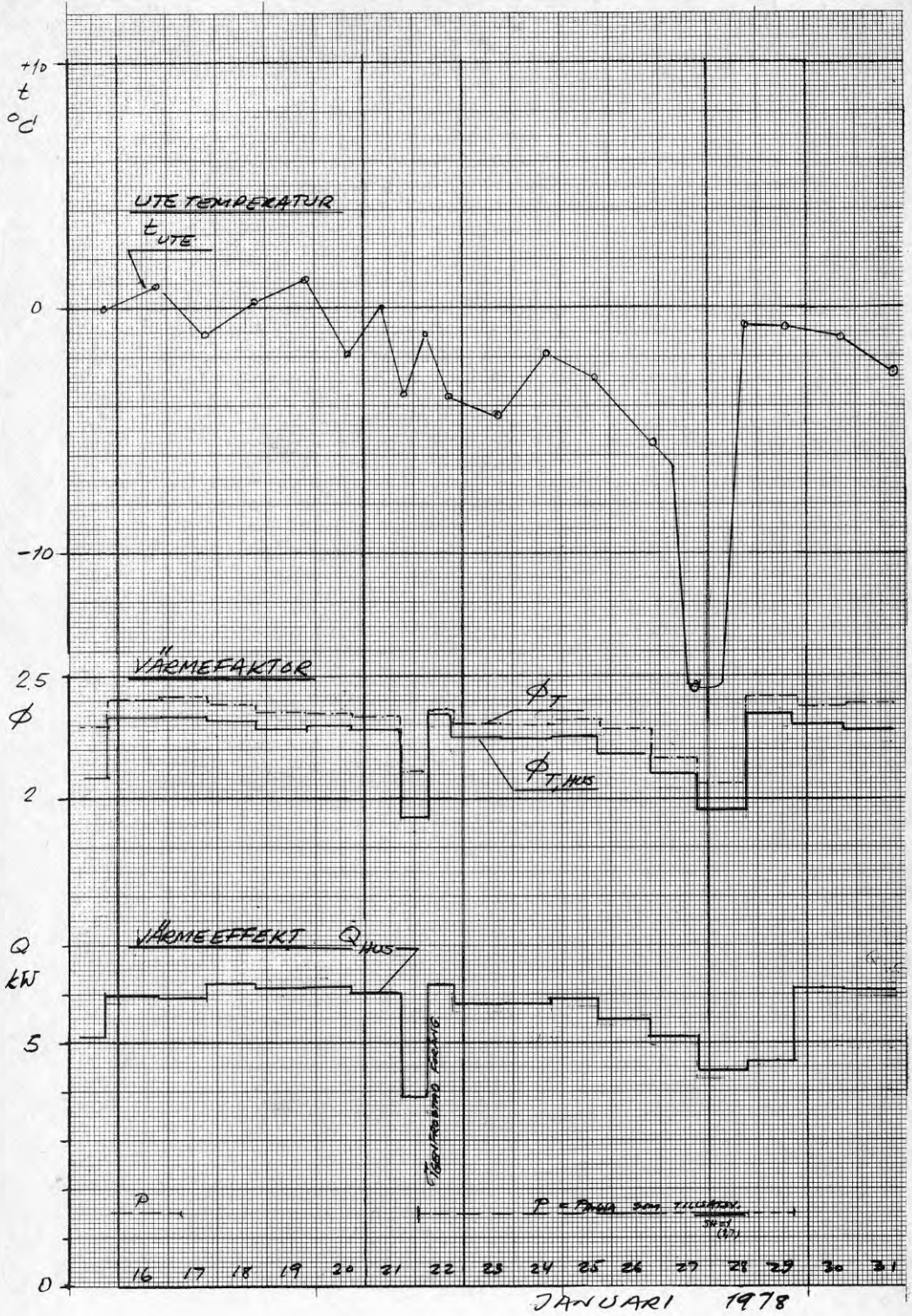
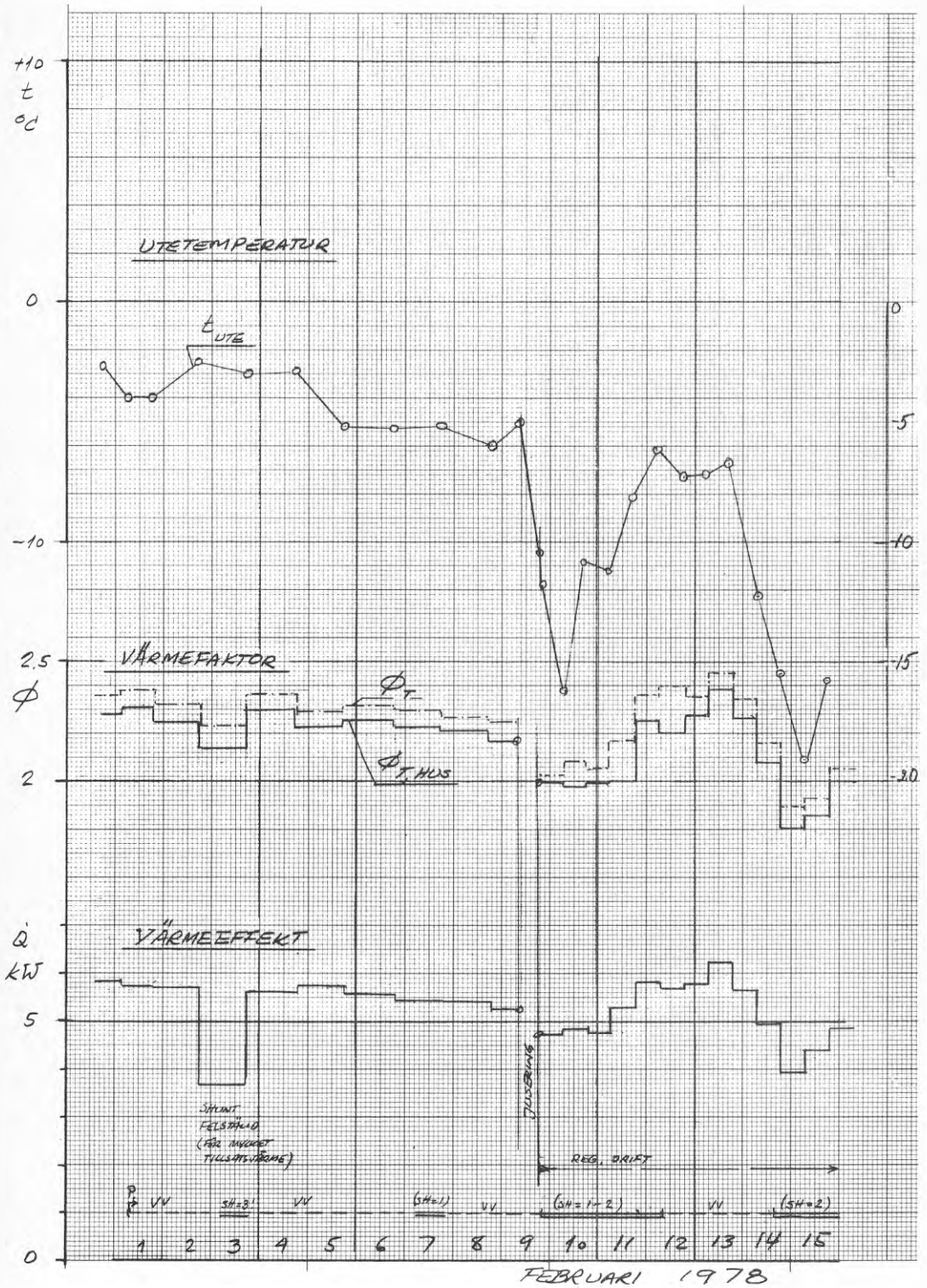




Fig 5:2

Driftsresultat, 16 - 31 januari





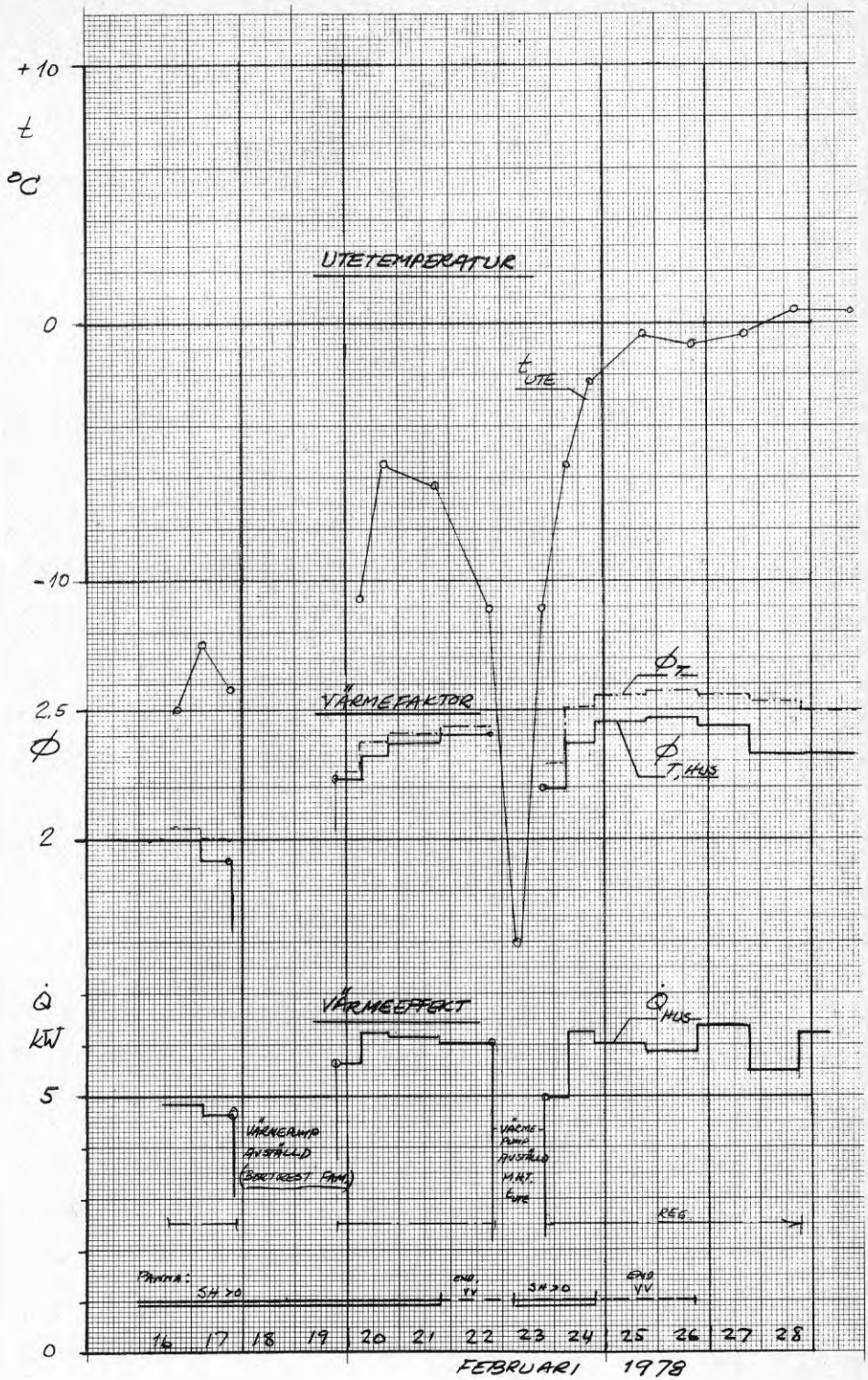




Fig 5:5

Driftsresultat, 1 - 15 mars.

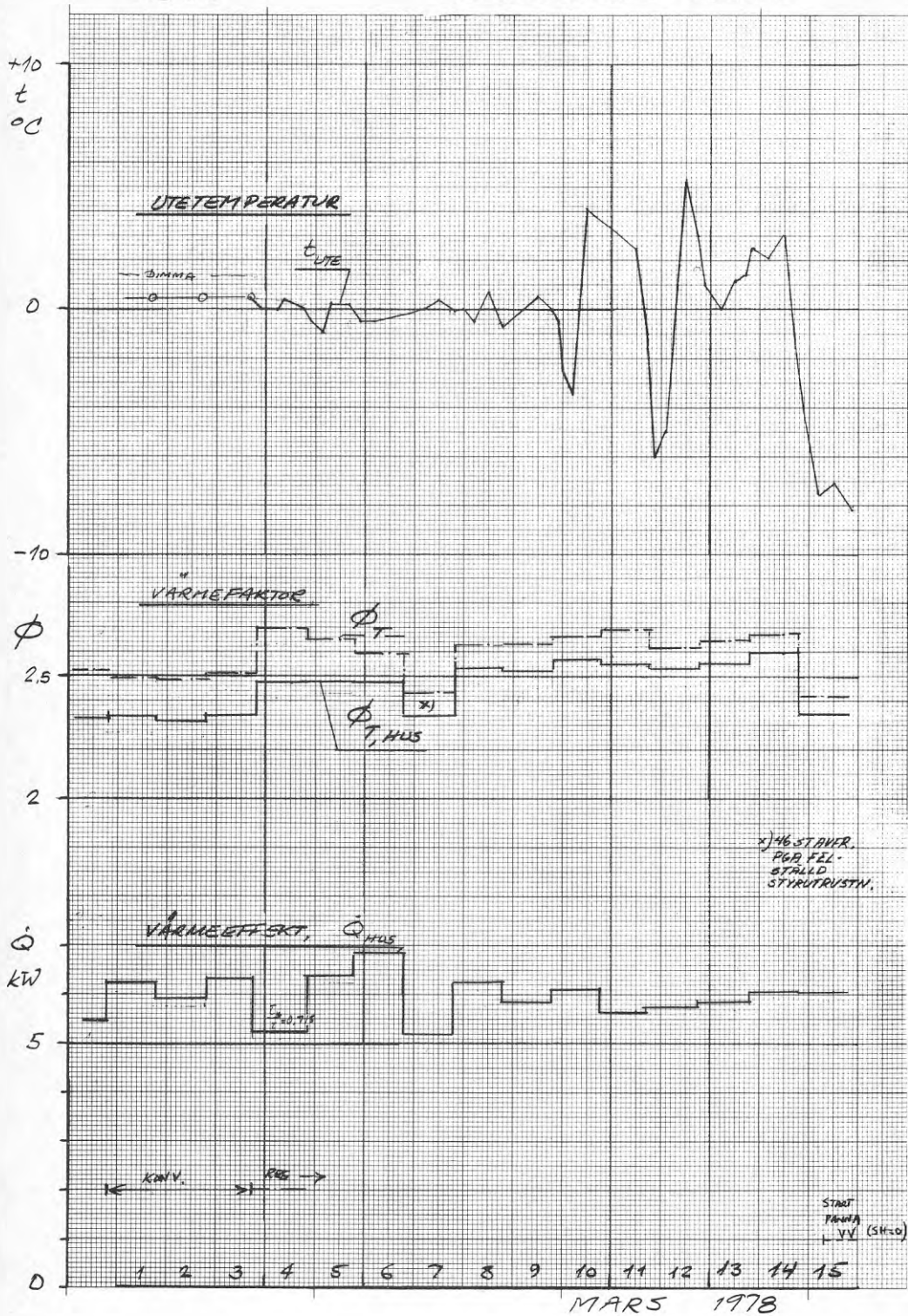
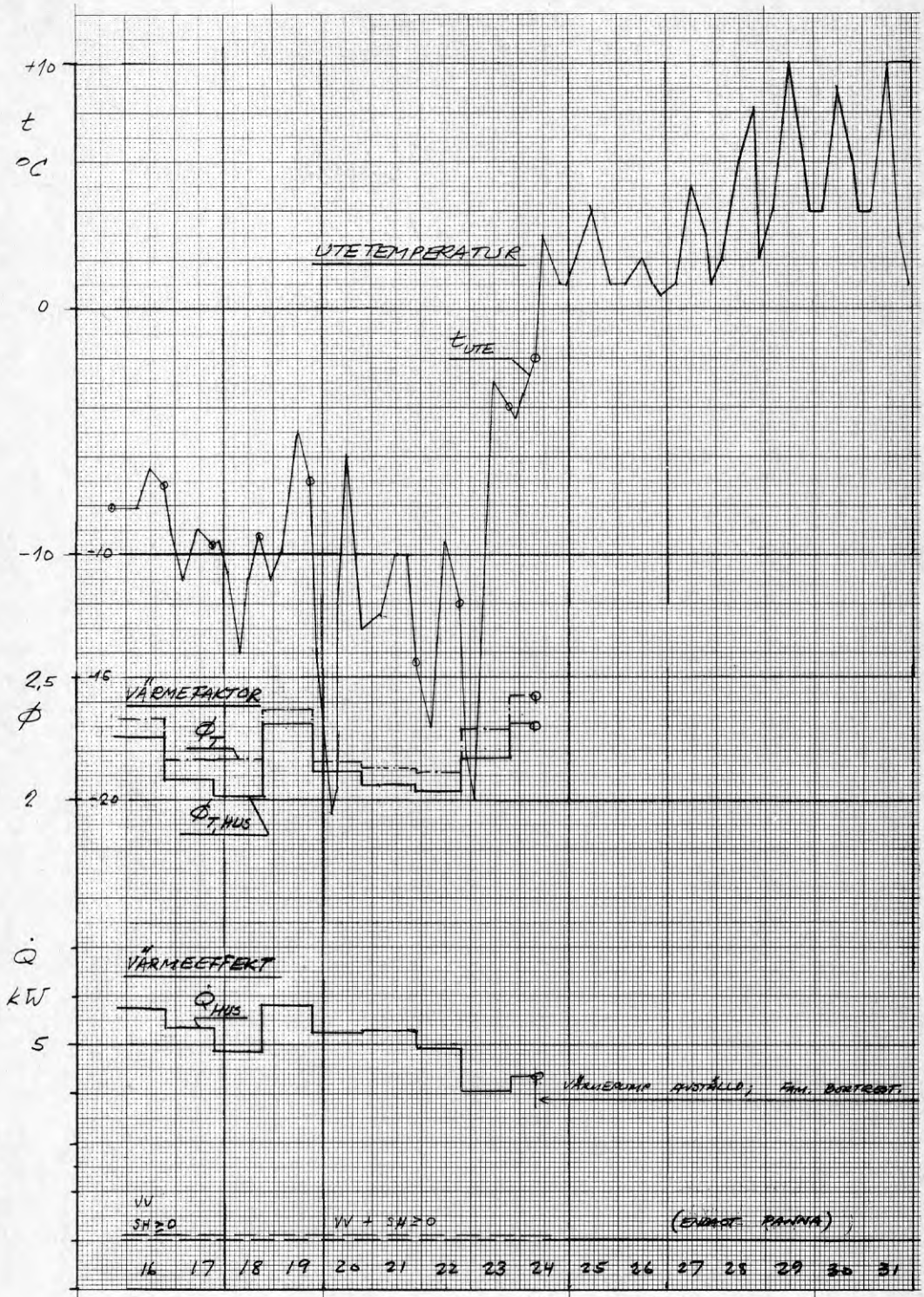


Fig 5:6

Driftsresultat, 16 - 31 mars.

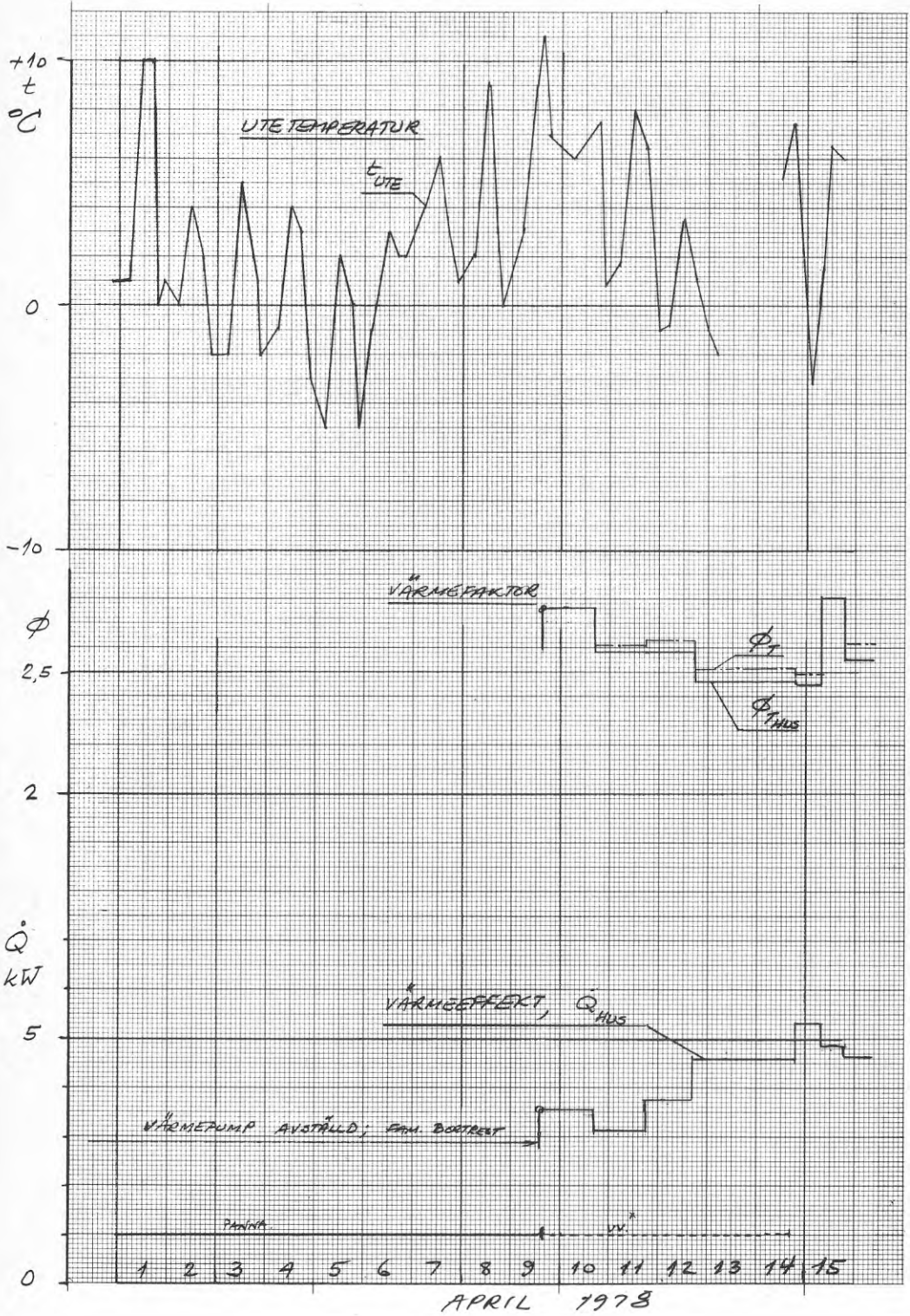


MARS 1978



Fig 5:7

Driftsresultat, 1 - 15 april.



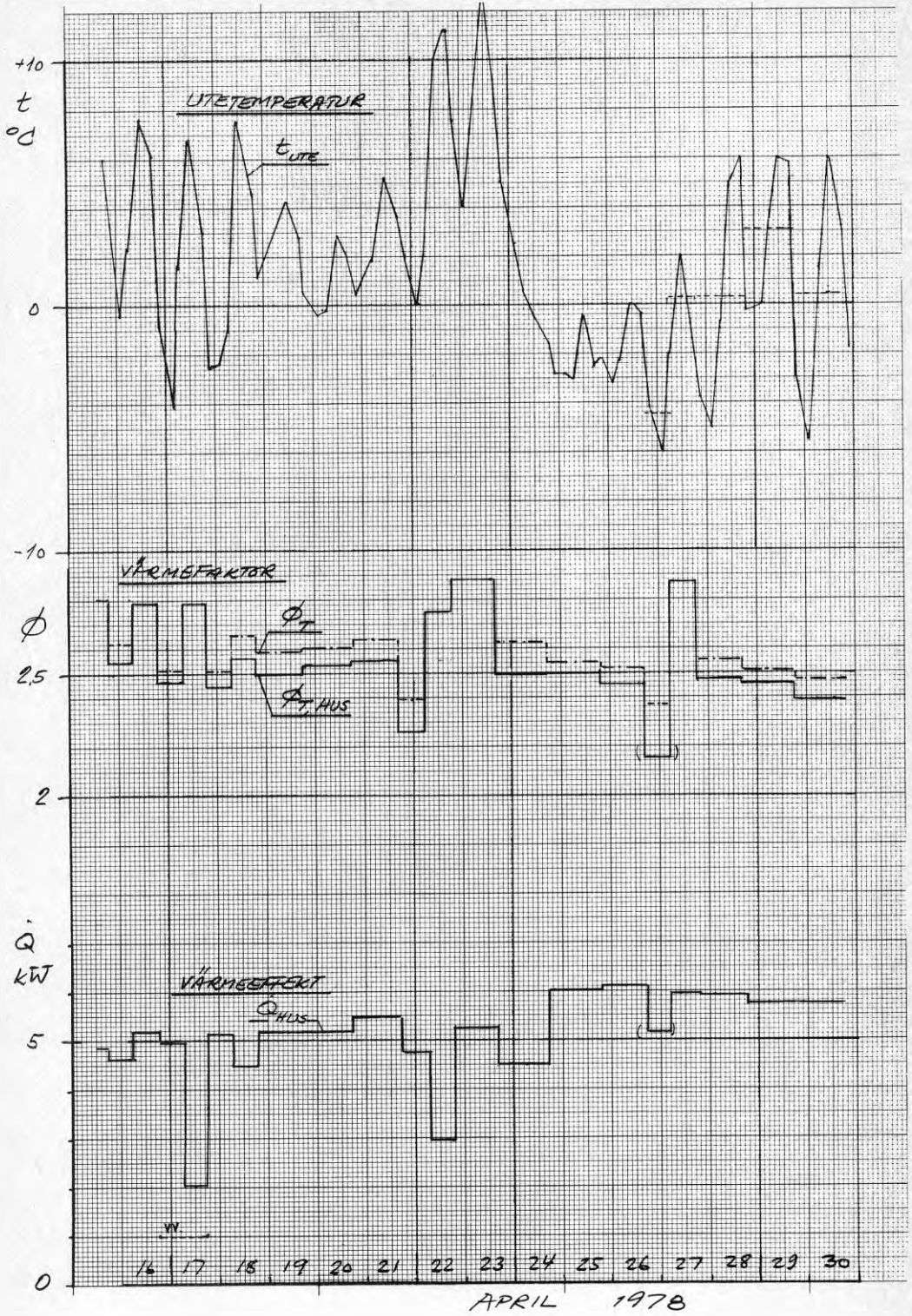


Fig 5:9

Driftsresultat, 1 - 15 maj.

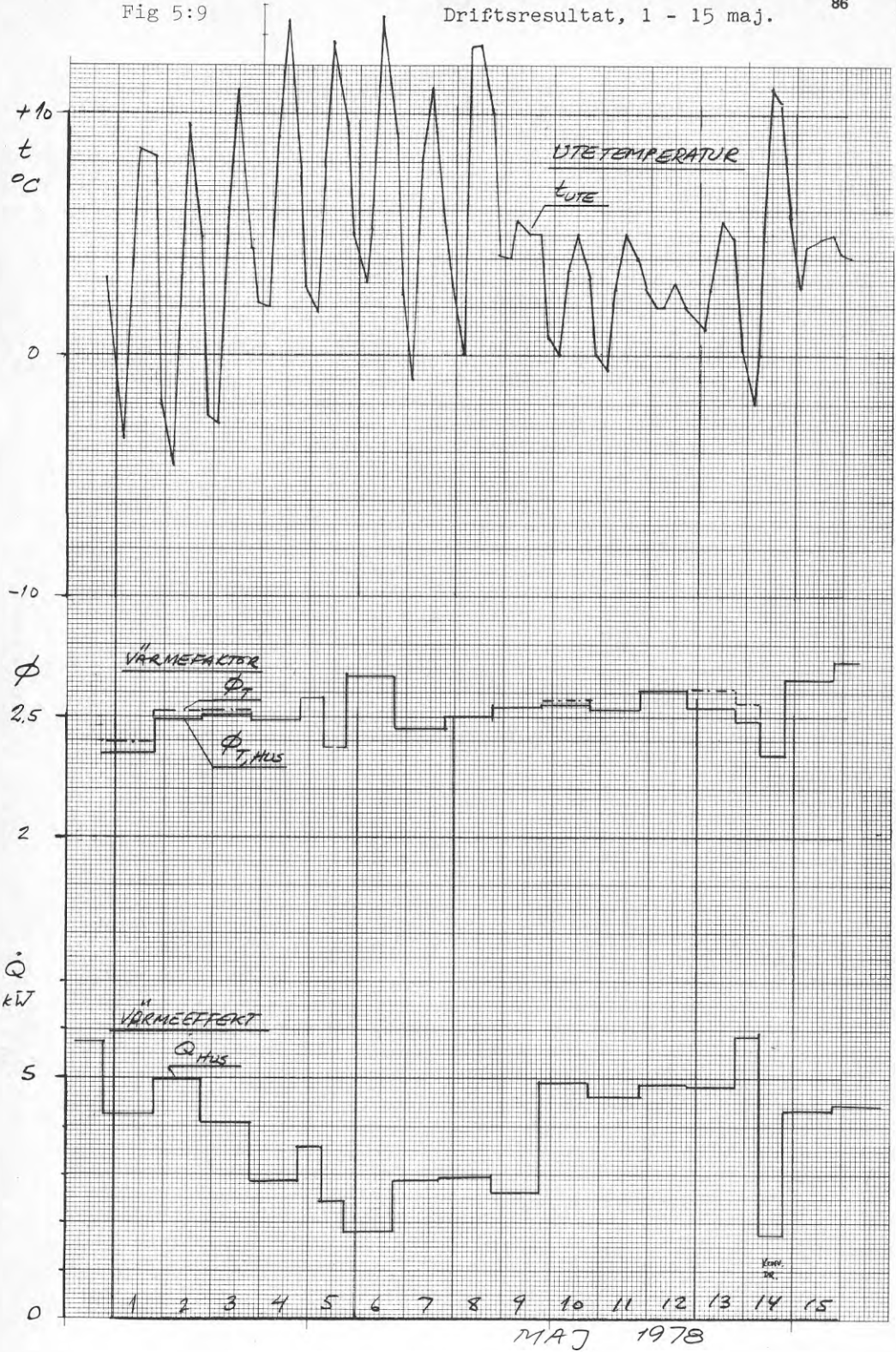




Fig 5:10 Driftsresultat, 16-31 maj.

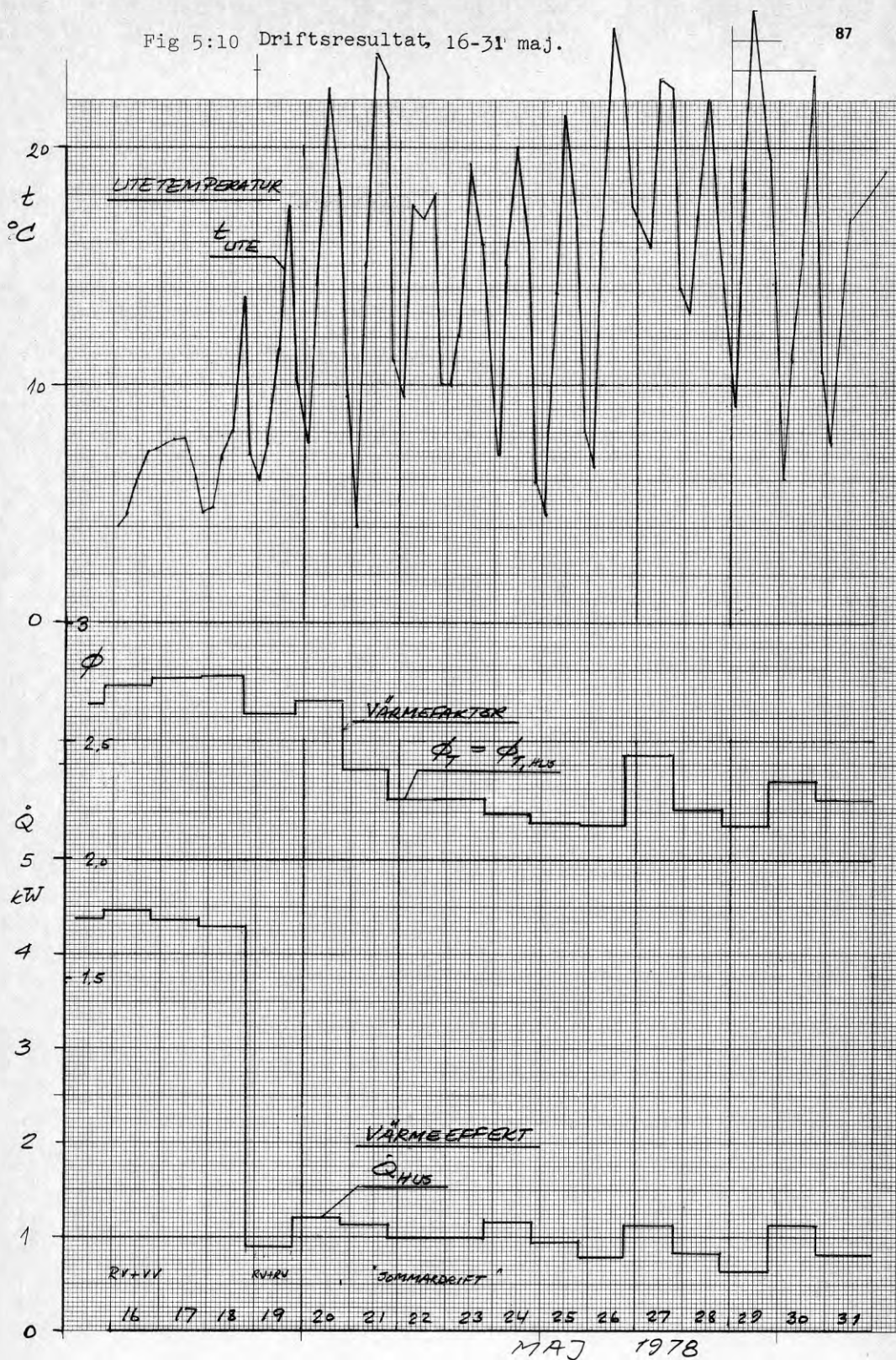
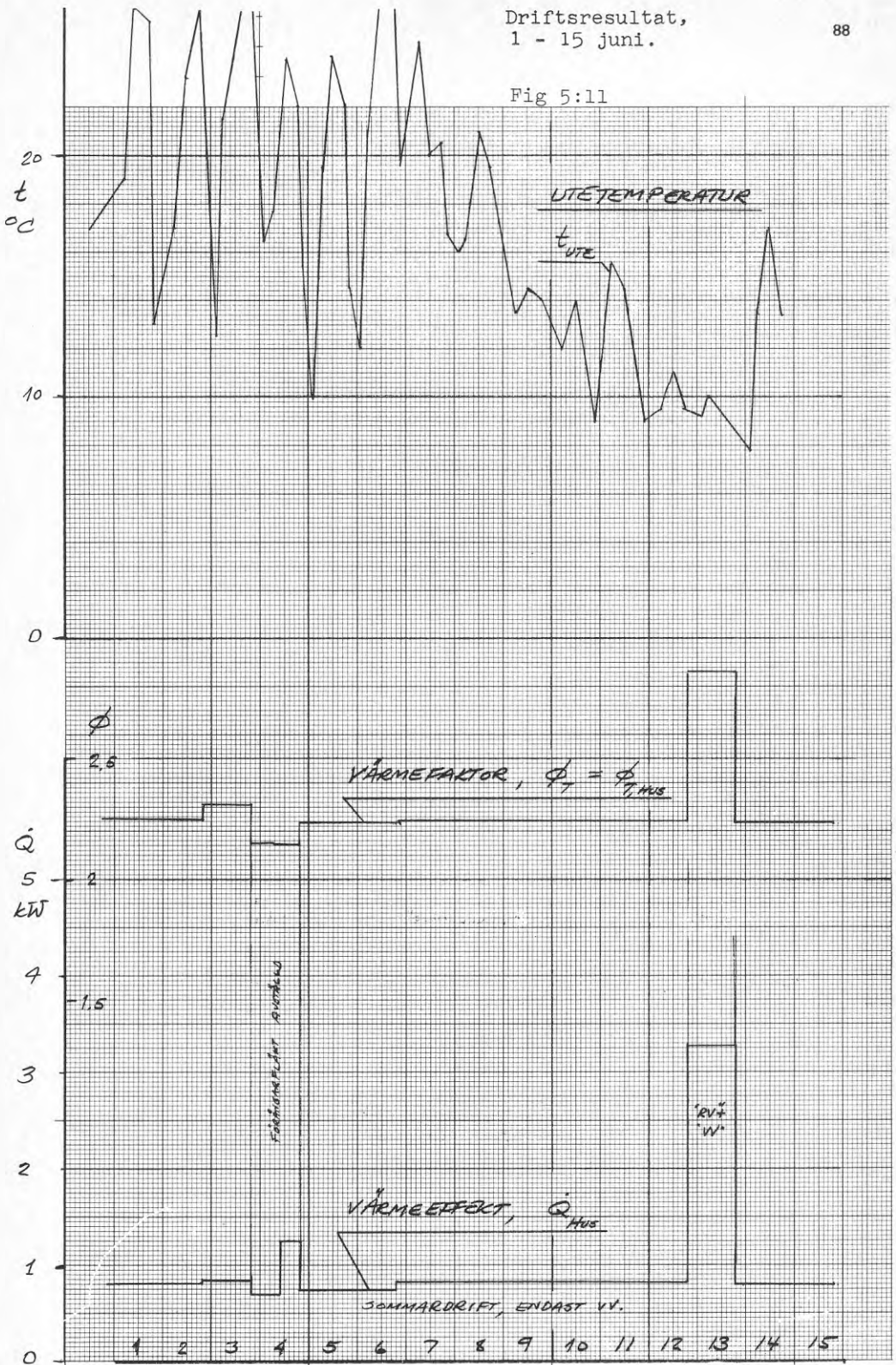


Fig 5:11



















**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 750570-2 från  
Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen för  
Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm**

**R100:1978**

**ISBN 91-540-2933-3**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6600800**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 1403  
111 84 Stockholm**

**Cirka pris: 30 kr exkl moms**