



LUND UNIVERSITY

Modellbygge med simuleringar på värmepumpsanläggning i Skurup

Projektarbete i systemteknik våren 1981

Andersson, Ingrid; Bolmsjö, Gunnar; Dimitric, Dragomir; Johnsson, Svante; Kristensson, Torgen; Laurell, Staffan; Löfstedt, Jörgen; Morinder, Lars; Schierwagen, Thomas; Wemmert, Börje; Wong, Kai Siew

1981

Document Version:
Förlagets slutgiltiga version

[Link to publication](#)

Citation for published version (APA):

Andersson, I., Bolmsjö, G., Dimitric, D., Johnsson, S., Kristensson, T., Laurell, S., Löfstedt, J., Morinder, L., Schierwagen, T., Wemmert, B., & Wong, K. S. (1981). *Modellbygge med simuleringar på värmepumpsanläggning i Skurup: Projektarbete i systemteknik våren 1981*. (Technical Reports TFRT-7220). Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology (LTH).

Total number of authors:
11

General rights

Unless other specific re-use rights are stated the following general rights apply:
Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

Read more about Creative commons licenses: <https://creativecommons.org/licenses/>

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

LUND UNIVERSITY

PO Box 117
221 00 Lund
+46 46-222 00 00

MODELLBYGGE MED SIMULERINGAR PÅ VÄRMEPUMPSANLÄGGNING
I SKURUP

PROJEKTARBETE I SYSTEMTEKNIK VÅREN 1981

INGRID ANDERSSON

GUNNAR BOLMSJÖ

DRAGOMIR DIMITRIC

SVANTE JOHNSON

TORGEN KRISTENSSON

STAFFAN LAURELL

JÖRGEN LÖFSTEDT

LARS MORINDER

THOMAS SCHIERWAGEN

BÖRJE WEMMERT

KAI SIEW WONG

INSTITUTIONEN FÖR REGLERTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
JUNI 1981

MODELLBYGGE MED SIMULERINGAR PÅ
VÄRMEPUMPSANLÄGGNING I SKURUP

Projektarbete i Systemteknik våren 1981

Ingrid Andersson	Jörgen Löfstedt
Gunnar Bolmsjö	Lars Morinder
Dragomir Dimitric	Thomas Schierwagen
Svante Johnsson	Börje Wemmert
Torgel Kristensson	Kai Siew Wong
Staffan Laurell	

INSTITUTIONEN FÖR REGLERTEKNIK, LTH, MAJ 1981

LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY DEPARTMENT OF AUTOMATIC CONTROL Box 725 S 220 07 Lund 7 Sweden		Document name Internal report	
		Date of issue June 1981	
		Document number CODEN: LUTFD2/(TFRT-7220)/1-76/(1981)	
Author(s) I. Andersson J. Löfstedt G. Bolmsjö L. Morinder D. Dimitric T. Schierwagen S. Johnsson B. Wemmert T. Kristensson K. Siew Wong S. Laurell		Supervisor Lars Pernebo	
		Sponsoring organization	
Title and subtitle Projektarbete i Systemteknik våren 1981. Modellbygge med simuleringar på värme- pumpanläggning i Skurup. (Independent studies in Systems Engineering 1981. Modelling and simulation of a heatpump system in Skurup).			
Abstract This is one of two independent studies that were performed in the undergraduate course of Systems Engineering (Reglerteknik-Systemteknik) during spring 1981. A heatpump system is used for heating 132 one-family houses in Skurup. In this report a matematical model for the heatpump and the houses is presented. A number of computer simulations illustrate the performance of the model.			
Key words			
Classification system and/or index terms (if any)			
Supplementary bibliographical information			
ISSN and key title			ISBN
Language Swedish	Number of pages 76	Recipient's notes	
Security classification			

DOKUMENTDATABLAD RT 3/81

Distribution: The report may be ordered from the Department of Automatic Control or borrowed through the University Library 2, Box 1010, S-221 03 Lund, Sweden, Telex: 33248 lubbis lund.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

- 1 INLEDNING
- 2 SYDKRAFTS FÖRELÄGG
- 3 MODELLBYGGE
- 3.1 MODELLBYGGE AV VÄRMEPUMPEN
- 3.2 MODELLBYGGE AV RADHUS
- 3.3 IHOPKOPPLING AV DELSYSTEMEN OCH REGULATORER
- 4 SIMULERINGAR

BILAGOR

REFERENSLISTA

1 INLEDNING

Sydkraft har tillsammans med Skurups kommun uppfört ett värmepumpssystem som hämtar sin värme från orenat avloppsvatten och avger värmets för uppvärmning av ett radhusområde.

I kursen systemteknik som ges av Institutionen för Reglerteknik vid LTH gavs som en projektuppgift att ställa upp differentialekvationer för värmepumpssystemet samt att simulera detsamma på dator genom att använda det interaktiva programpaketet SIMNON.

Den grupp av teknologer som arbetade med Skurupsprojektet angrep problemet enligt följande metodik. Problemet indelades i tre problemavsnitt

1. Värmepumpsaggregatet med primärsidan av värmepumpen, värmekällan=avloppsvattnet.
2. Sekundärsidan av värmepumpen, värmesänkan=belastningen, dvs husuppvärmningen.
3. Reglersystemet.

Gruppen delade in sig i 3 delgrupper som behandlade varsitt problemavsnitt. Varje grupp gjorde erforderliga approximationer för att kunna ställa upp de differentialekvationer som beskriver de delsystem som gruppen analyserade samt simulerade detta system separat på dator. Därefter länkades samtliga delsystem tillsammans till ett och uttestades av alla grupperna parallellt varvid även olika utetemperaturer och solinstrålning simulerades. Kurvor på dessa simuleringar finns bifogade i rapporten.

De approximationer och förutsättningar som gjorts och antagits står beskrivet under varje problemavsnitt. Dock bör nämnas att pga tidsbrist har avloppsvattentemperaturen inte kunnat varieras varför de svängningar som uppkommit på primärsidan inte kunnat simuleras. Det bör dock inte ta speciellt lång tid att göra detta tillägg. Ändringar behöver då göras i ekva-

tionerna för värmepumpsaggregatet.

1.1 STUDIEBESÖK

I början av projektarbetet anordnades ett studiebesök till anläggningen i Skurup. Genom detta besök erhöles "lokalkännedom" av anläggningen, värmepumpstationen och radhusen. Detta har utnyttjats i en del approximationer som gjorts i beräkningsunderlaget.



Fig. 1.1.1 Kompressor

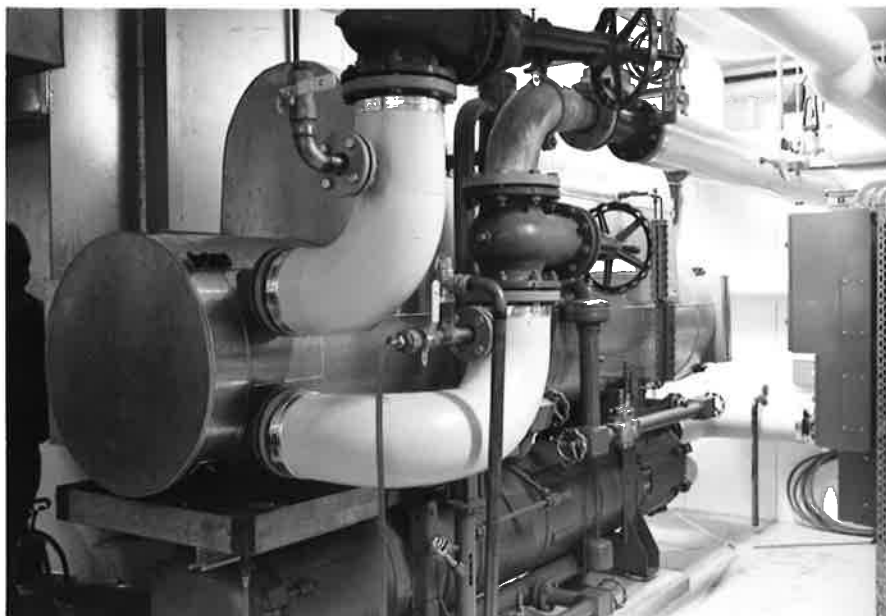


Fig. 1.1.2 Gaskylare och kondensor



Fig. 1.1.3 Tappvarmvattenbehållare

2

Projektstudie LTH 1981

REGLERING AV EN VÄRMEPUMPSANLÄGGNING

Avloppsvatten från bostäder och industrier innehåller stora mängder värmeenergi. Temperaturen är dock i allmänhet så låg att energin inte direkt kan utnyttjas för uppvärmningsändamål. Sydskraft har under 1980 tillsammans med Skurups kommun uppfört en värmepumpsanläggning som hämtar värme ur orenat avloppsvatten för uppvärmning av 132 radhuslägenheter. Avloppsvattnet kommer från ca 1 000 lägenheter och finns tillgängligt i en pumpstation vid radhusområdets tomtgräns. Kommersiell drift inleddes i augusti 1980.

Anläggningen består av en värmepump, utrustning för avloppsvattenhantering samt en konventionell oljepanna som komplement och 100 %-ig reserv.

Det inkommande avloppsvattnet silas först genom en spaltsil som avskiljer partiklar större än 0,6 mm. Därefter leds vattnet genom värmepumpens förångartuber, där det avger värme. Vintertid är ingående temperatur +6°C och utgående +4°C.

Vid nederbörd eller snösmältning kan dock temperaturen sjunka eftersom spillvatten och dagvatten blandas i samma system.

Det nedkylda vattnet får ta med sig den bortfiltrerade smutsen till reningsverket.

Tappvarmvattenberedning sker i två steg.

En förvärmning via värmväxlare (E1) i radiatorkretsen och en hetgaskylare i värmepumpen.

I den senare tas ca 10 % av effekten ut vid 70-90°C och man slipper använda tillsatsvärme.

Den maximala värmeeffekten från värmepumpen är ca 350 kW, medan husens maximala värmebehov är 650 kW vid -16°C utomhustemperatur. Värmepumpen klarar hela värmebehovet ner till -3°C utomhustemperatur, vilket innebär ca 80 % av hela årsenergibehovet.

Värmepumpen

I värmepumpen finns en vätska t ex freon, ammoniak etc, som får värmas upp och förångas av den värmekälla man vill utnyttja. Ångan trycks ihop av en kompressor och får då en högre temperatur. Den varma ångan utnyttjas för uppvärmning i kondensorn innan den i vätskeform återförs till förångaren. Värmefaktorn säger hur mycket energi man får ut för varje enhet drivenergi som tillförs kompressorn. I denna anläggning beräknas årsvärmefaktorn bli 3,5.

Processens utformning

I flödesschema fig 1 visas processteknisk "layout" för Skurups värmepumpcentral. Värmepumpens primärsida är ansluten via spaltsilt, bassäng P2, förångare (VP), spaltsil, bassäng P3.

Sekundärsidan på värmepumpen försörjer två kretsar. Radiatorkretsen för husuppvärmning och tappvarmvattenkretsen.

Radiatorkretsen är ansluten till radhusen via kondensorn (VP) och på ingångssidan finns också en förvärmare (E1) till tappvarmvattnet.

Tappvarmvattenkretsen är ansluten via förvärmaren E1, till gaskylarens värmväxlare T2 till varmvattenberedaren T3 och slutligen sker temperaturutjämning genom kallvattentillsats via RV4.

Oljepannorna P1, P2 kan anslutas till båda systemen.

Belastningen

Värmelasten för speciellt radiatorkretsen är ett dynamiskt relativt komplext system. Där fördelade transporttidfördröjningar samspelar med husens värmedynamik. Processväret är vidare starkt olinjärt då t ex förstärkningen kraftigt minskar med ökande last.

Husens radiatorer är försedda med termostatventiler och dessa förutsätts stå på ca 20°C.

Styrning och reglering

Reglerventil RV1 Normalt öppen mot E1. Om returtemperaturen ej överstiger ingående avloppstemperatur med minst 20°C begränsar RV1 temperatursänkningen i E1. Normalt sänks returvattentemperaturen i E1 ca 5°C. Praktiskt löses detta genom begränsning vid returtemperaturen till ca 30°C.

Reglerventil RV2 Denna reglerventil har införts för att möjliggöra cirkulation av vatten genom E1 och värmepumpens kondensor vid sommar driftfall med hög utetemperatur eller stark solinstrålning.

Abonnenternas termostatventiler skulle annars komma att strypa och eventuellt helt stänga av flödet i kretsen. Med denna koppling möjliggörs viss förvärmning av tappvarmvatten via E1 och värmepumpen. Ventilen börjar öppna vid flöde mindre än ca 7 kg/s och är helt öppen vid ca 6 kg/s.

Kapacitetsreglering av värmepumpen

Värmebärrregulatorn

Värmepumpen kan kapacitetsregleras inom området 20-100 % effekt. Den kan reglera på ett fast börvärde på framledningstemperaturen. Detta börvärde kan påverkas inom området $\pm 10^{\circ}\text{C}$ från en yttre överordnad regulator genom att en spänning $\pm 10\text{ V}$ förs till värmepumpens regulator.

Köldbärrregulatorn

Köldbärrregulatorns uppgift är att begränsa effektuttaget vid låg temperatur på avloppsvattnet. Detta för att förhindra isbildning i förångaren.

Radiatortemperturreglering

Reglering av radiatortemperaturen sker genom styrning av värmepumpen. Ett förenklat reglertekniskt blockschema visas i figur 2. Man reglerar här utgående radiatorvattnets temperatur. Korrektion av temperaturbörvärdet görs för både ändringar i utomhustemperatur och ingående radiatorvärmemetemperatur (returvatten). Skillnaden mellan det korrigerade temperaturbörvärdet och utgående radiatortemperatur leds till en analog PID regulator vars utsignal begränsad till $\pm 10^{\circ}\text{C}$ utgör en korrektion till värmepumpens temperaturregulator.

Regulatorns parametrar kan varieras inom:

P-band:	2-400	(40)
I-tid :	0,25-100 min	(23)
D-tid :	3-600 s	(0)

Internt i värmepumpen regleras skruvkompressorns slidläge (\propto) med hjälp av en PI-regulator. Nedstyrning av värmepumpen sker bl a om primärvattnets utloppstemperatur understiger ett givet värde, genom köldbärrregulatorn.

För start och pålastning av värmepumpen finns en särskild sekvensautomatik.

Värmepumpens styrutrustning är μ -datorbaserad och regulatorns parametrar kan varieras inom

P-band:	2,5-20	(20)
I-tid :	2,5-20 min	(20)

Reglerventil RV3 VP kan ej ensam försörja systemet. VP framledningstemperatur blir lägre än börvärdet.

Panna 1 hålls normalt varm mellan 70-90°C och panna 2 varmhålls under vintersäsongen.

När framledningstemperaturen till radiatorer underskrider börvärdet öppnar RV3 och styrs på utetemperatur och returtemperaturen (begränsare). En returtemperaturökning skall i detta läge ej ge påverkan på VP börvärdesinställning. VP skall ges full utstyrning. Vid minskat värmebehov stänger RV3 och regleringen återgår till VP börvärdesstyrning genom regulatorns split-range funktion.

Reglerventil RV4 Konstant-håller (begränsar) framtemperatur på tappvarmvatten till X°C (ca 55°C). Ventilen skall kunna ställas så att kallvatten kan erhållas (nödkoppling).

On-off-reglering för tappvatten till T3

Genom start/stopp av P7 hålls tillräckligt hög temperatur i T3. PV1 eller PV2 öppna är kriterier för att någon panna är driftberedd.

Reglerproblemet Då processens statistiska förstärkning, och dynamiska egenskaper ändras med yttre parametrar (temperatur, årstid m m) samt även varierar över dygnet frågar man sig hur reglerfunktionerna samspelar och i vilken mån yttre störningar leder till funktionella problem i värmepumpsanläggningen. Är systemet alltid stabilt? Den andra frågan gäller hur reglerystemen om möjligt kan ställas in för att ge bästa driftförhållande.

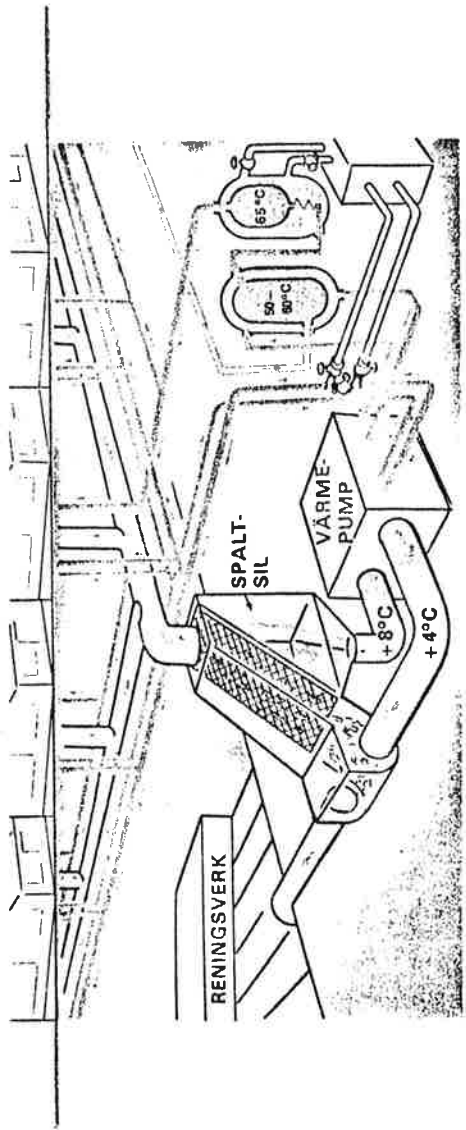
Projektuppgift

Med utgångspunkt från schemabeskrivningar, tekniskt underlag, litteraturstudier m m skall anläggningen först modelleras med det interaktiva språket SIMNON.

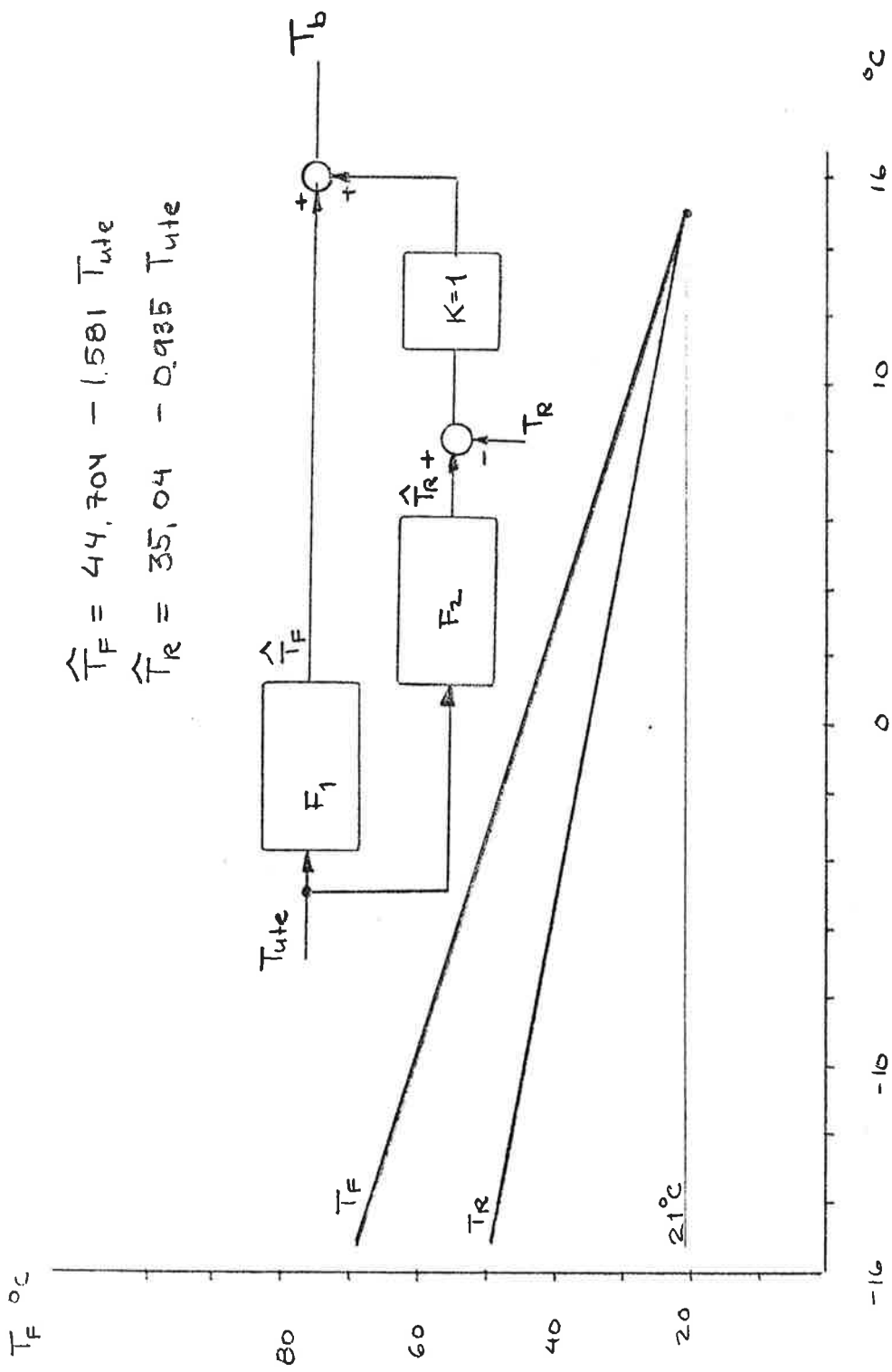
Med hjälp av simuleringsmodellen skall därefter systemets beteende studeras vid olika yttre störningar. Vidare skall det slutna reglerystemets prestanda undersökas.

För att ta fram en lämplig modell samt även validera modellens giltighet finns eventuellt möjlighet att genomföra vissa dynamiska experiment. Projektuppgiften redovisas i en teknisk rapport.

Kontaktman: Lars Pernebo, LTH
Sten Bergman, Sydkraft

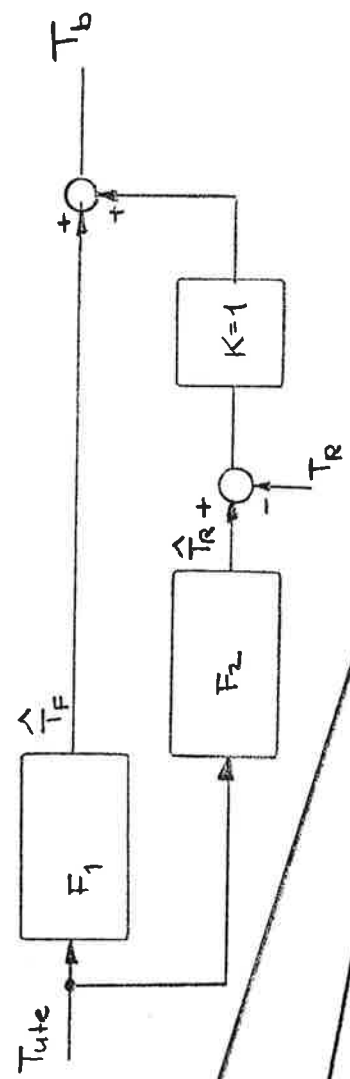


Restvärmet i avloppsvattnet kan utnyttjas med hjälp av värmepumpen. De fasta partiklarna får ta en genväg för att minska igensättningsproblemen.



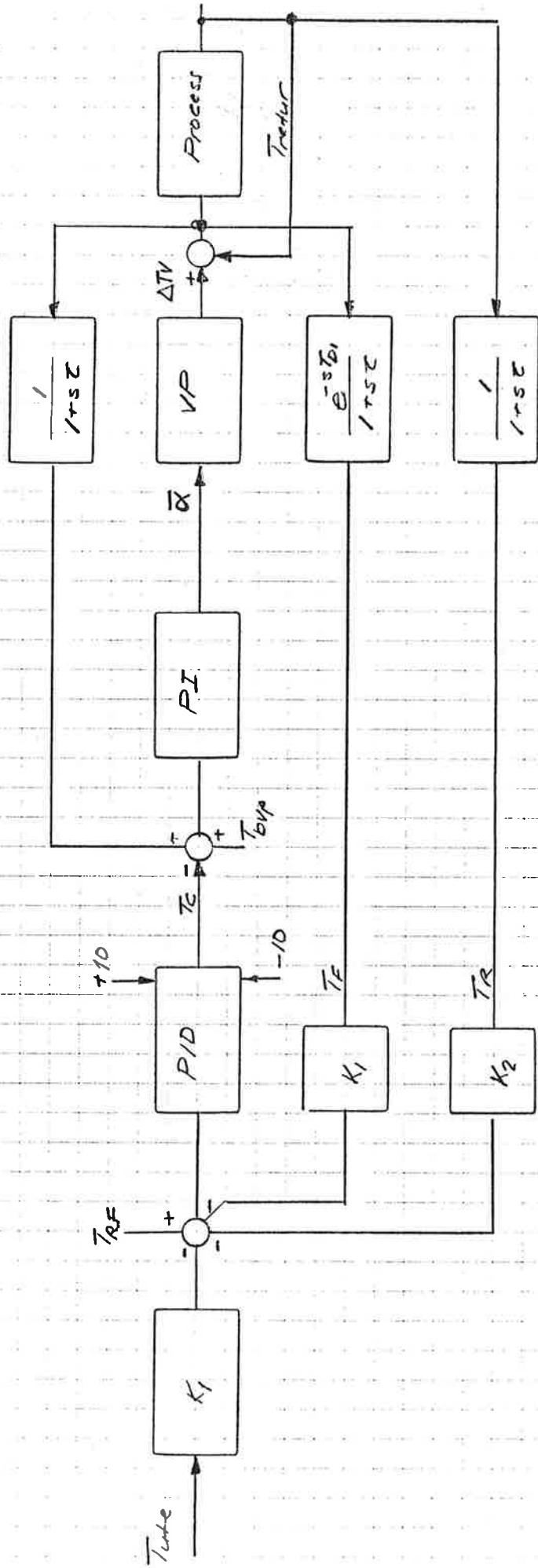
$$\hat{T}_F = 44,704 - 1,581 T_{ute}$$

$$\hat{T}_R = 35,04 - 0,935 T_{ute}$$

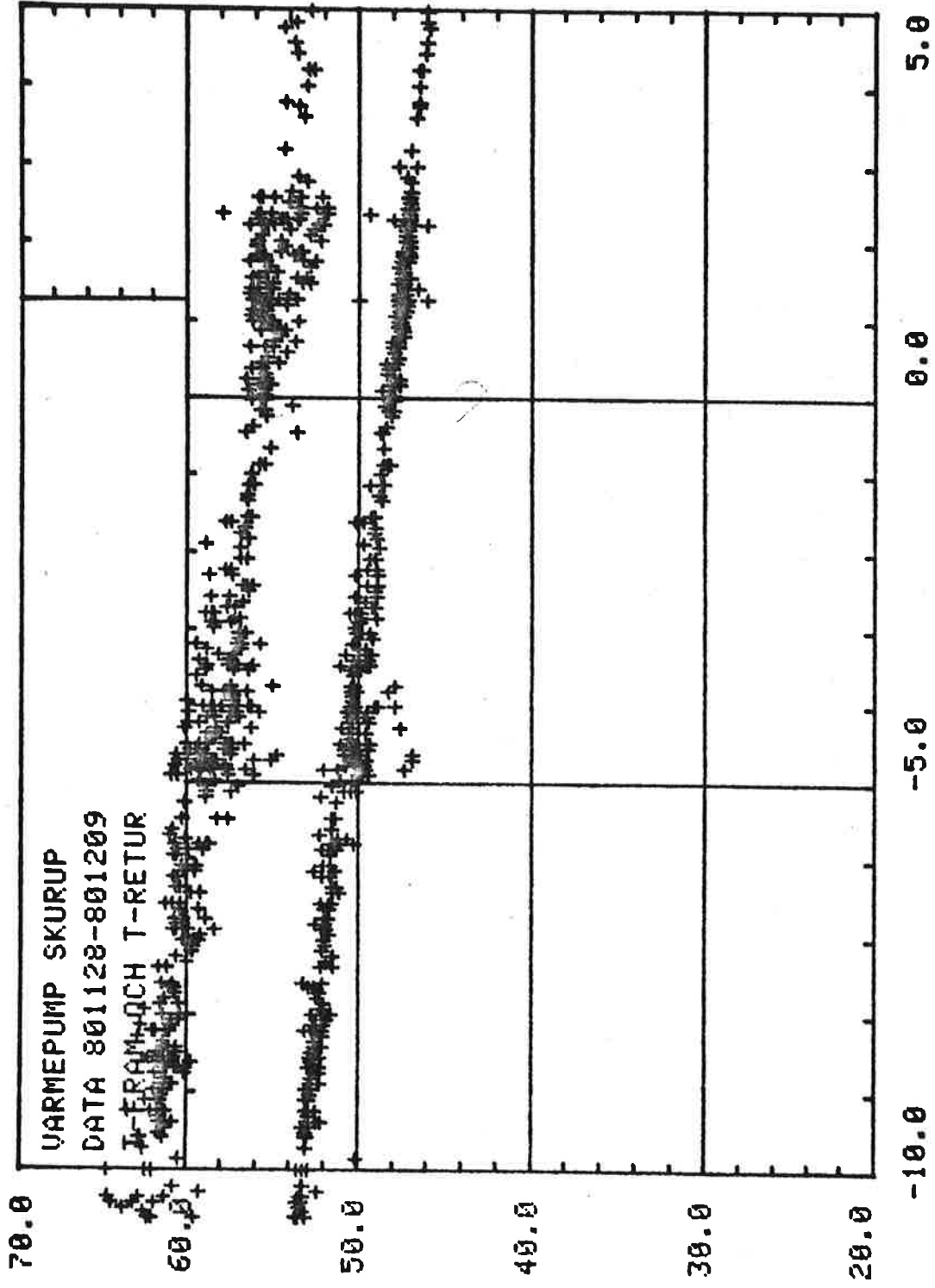


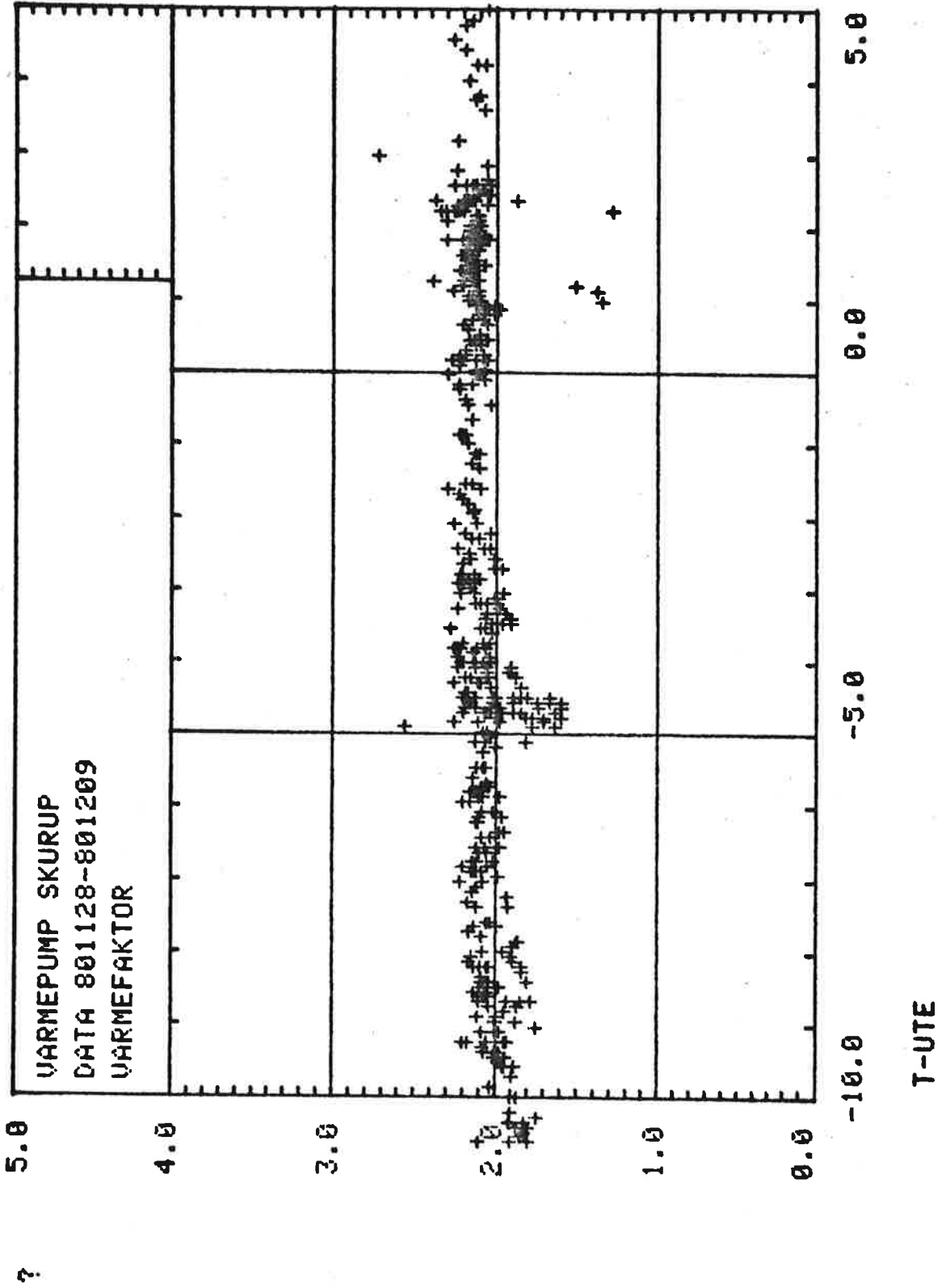
- WETEMPERATUR -

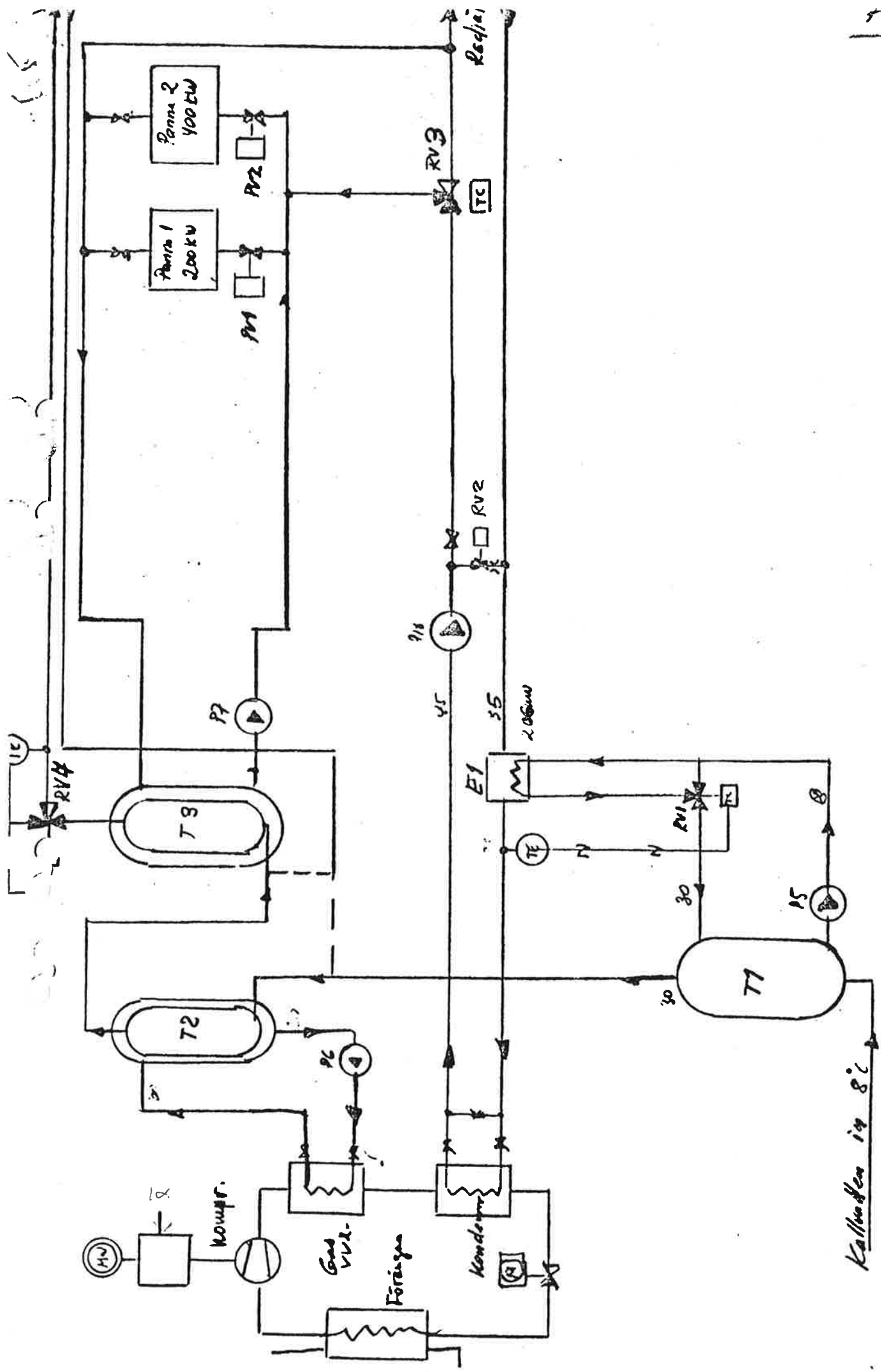
$$T_b = 79,74 - 2,516 T_{ute} - T_R$$



Förenklat reglerblockschema för värmepumpsanl. SKURUP

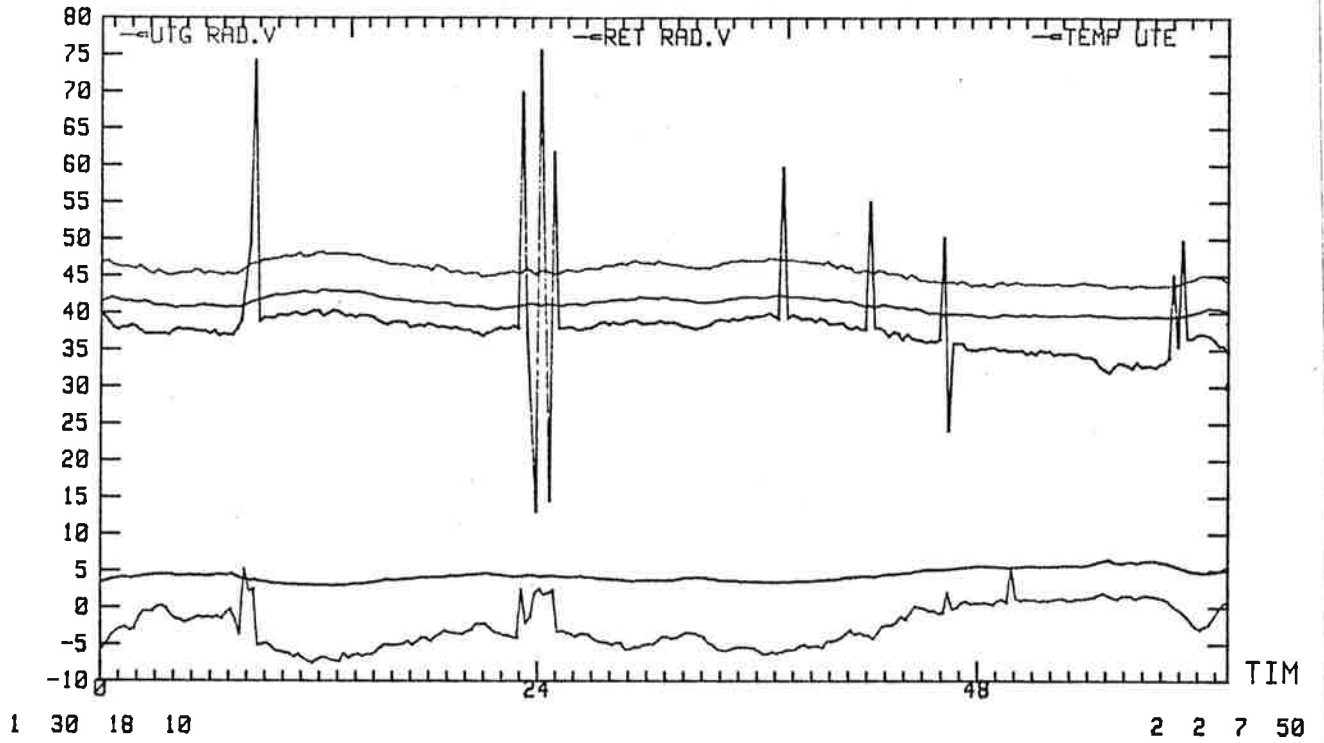






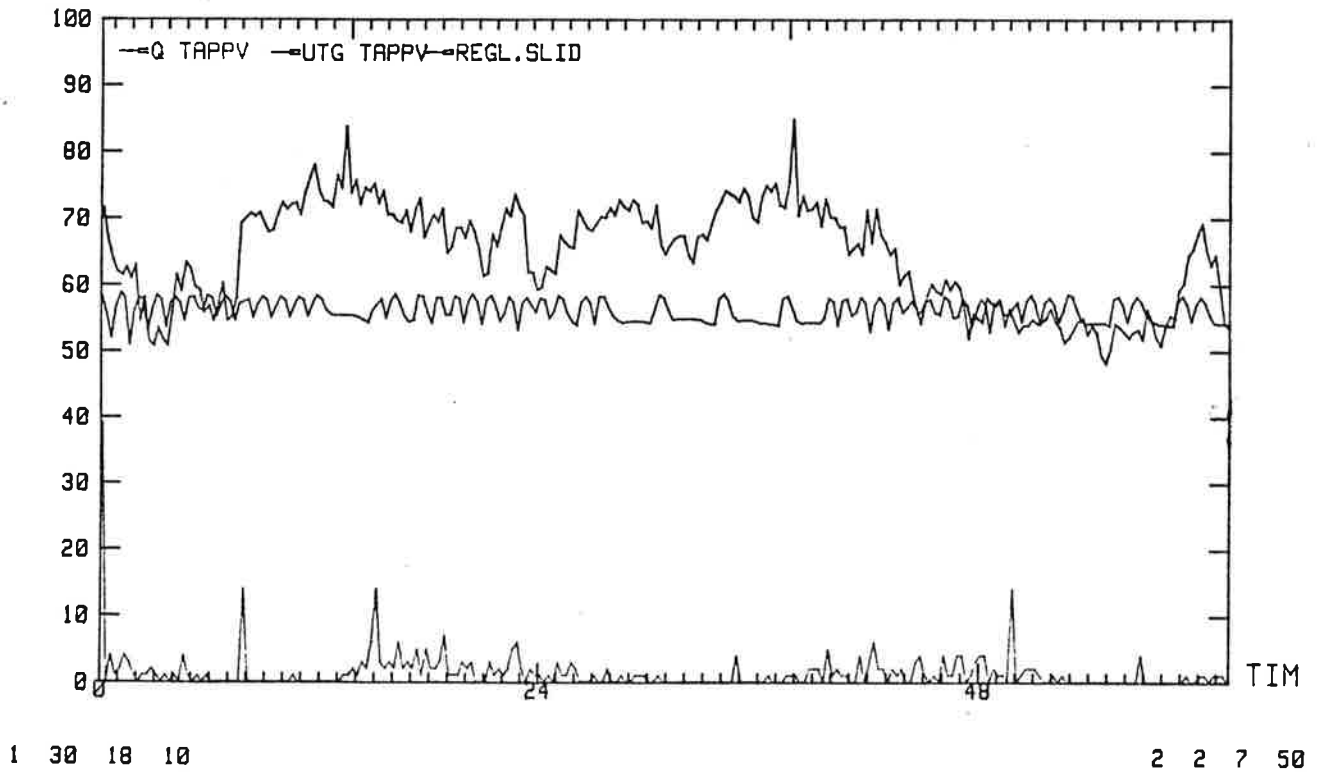
GRAD C

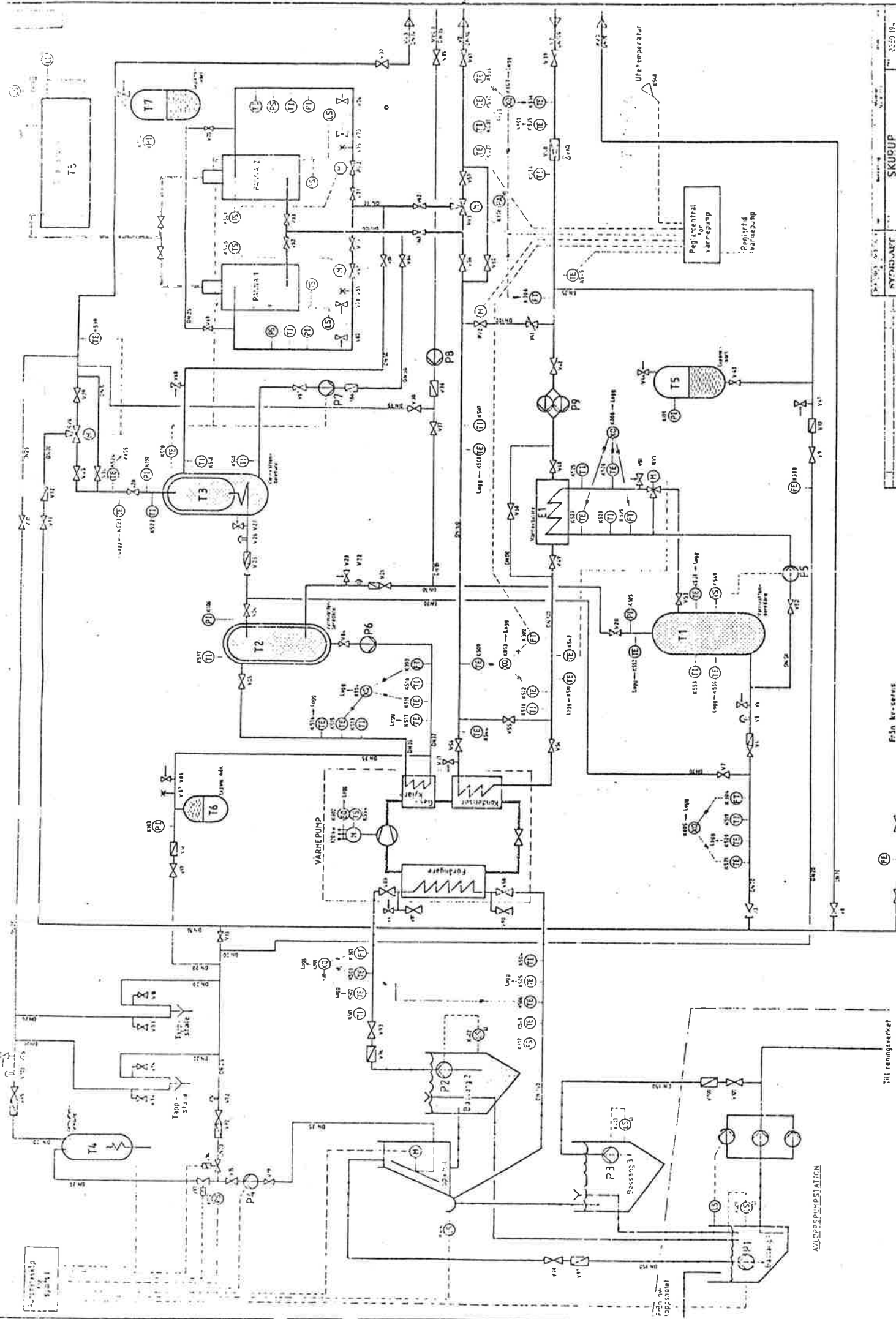
SYSTEM 1



kWh

SYSTEM 1





SKUPUP	0530 19
NYFUNKT	0535
VALMECENTRAL FLOORS SCHEMA	121 090

F-3in kr-serius

AVLOPPSPUMPESTATION

Till reningsverket

3 MODELLBYGGE AV VÄRMEPUMPSANLÄGGNINGEN I SKURUP

3.1 MODELLBYGGE AV VÄRMEPUMPEN

3.1.1 Beskrivning av värmepumpen

Värmepumpen består av en förångare, en kompressor, en gaskylare, en kondensator och en strypventil, se fig 3.1.1.1. Mediet i värmepumpen utgörs av Freon 12 ($R\ 12 = CCl_2F_2$) som har en förångningstemperatur på $4^{\circ}C$ vid trycket 3.512 bar. Genom att ha visst övertryck i värmepumpen förhindras inläckage av fukt vid ett eventuellt brott på R 12-kretsen.

Värmekällan till värmepumpen utgörs av avloppsvattnet från bostäder och industrier i Skurup. Avloppsvattnet har en lägsta temperatur på $6^{\circ}C$ under vintertid. Utgående temperatur på avloppsvattnet efter värmepumpen är då ca $4^{\circ}C$. Om temperaturen understiger $4^{\circ}C$ föreligger risk för isbildning i avloppsvattnet. För att förhindra detta så sker en intern reglering i värmepumpen med en PI-regulator som reglerar skruvkompressorns slidläge, dvs freonets massflöde, och därmed utagen effekt.

Själva förloppet i värmepumpen kan beskrivas i ett T-s-diagram, fig 3.1.1.2. T_0 och T_1 anger förångar-temperaturen respektive kondensationstemperaturen.

Steg för steg kan processen beskrivas enligt följande:

- 1-2 Freonet förångas av värmets från avloppsvattnet. Förångningstemperaturen är $4^{\circ}C$ och trycket är ungefär 3.5 bar
- 2-3 I kompressorn höjs temperaturen hos det förångade freonet genom att det trycks ihop.
- 3-4 I gaskylaren tas ungefär 10% av effekten ut vid $70-90^{\circ}C$. Värmen används till att värma upp tappvarmvattnet till husen.
- 4-5 Resten av effekten tas ut i kondensorn vid tempe-

raturen $40-60^{\circ}\text{C}$ och då går det till att värma upp radiatorvattnet.

- 5-1 Temperaturen och trycket sänks över strypventilen, vilket innebär att en del av det kondenserade freonet övergår till gasform.

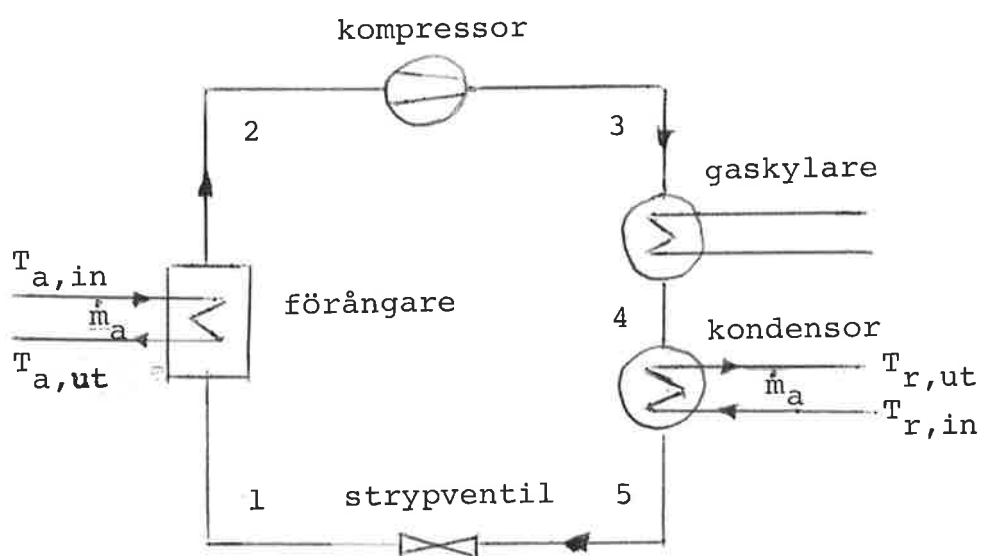


Fig. 3.1.1.1

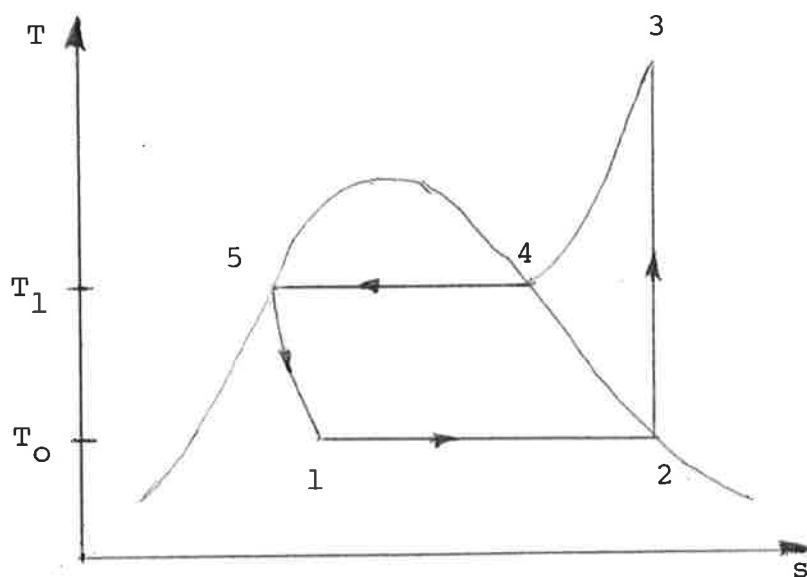


Fig. 3.1.1.2

3.1.2 Antaganden och approximationer i modellen

Sammanfattningsvis har följande antaganden gjorts för att kunna ställa upp de fysikaliska ekvationerna för systemet.

1. Förångartemperaturen $T_o = 4^{\circ}\text{C}$, antas konstant.
2. Kondenseringstemperaturen $T_1 = 40\text{-}60^{\circ}\text{C}$ antas variera linjärt med entalpin, i , och entropin, s , inom det aktuella temperaturintervallet.
3. Avloppsvattnets ingångstemperatur $T_{a,in} = 8^{\circ}\text{C}$, antas konstant.
4. Avloppsvattnets massflöde $\dot{m}_a = 18 \text{ kg/s}$, antas konstant.
5. Specifika värmets för avloppsvattnet $C_{p,a}$ approximeras med specifika värmets för vatten och antas konstant.
6. Värmeöverföringen i förångaren antas ske förlustfritt dvs $\dot{Q}_{\text{avlopp}} = |\dot{Q}_{\text{freon}}|$.
7. Pumpen arbetar isentropiskt.
8. Gaskylaren kyler ner den överhettade gasen till mättad gas, under konstant tryck.
9. Kondensorn freonet från mättad gas till mättad vätska under konstant tryck och temperatur T_1 .
10. Värmeöverföringen i kondensorn antas ske förlustfritt dvs $|\dot{Q}_{\text{freon}}| = \dot{Q}_{\text{radiatorvatten}}$.
11. Ideal omblandning antas råda i kondensorn på radiatorsidan.
12. Strypningen sker under konstant entalpi, i .

3.1.3 Beräkning av fysikaliska data och konstanter för radiator- och avloppsvattnet

Radiatorvattnets massa m i kondensorn

$$m = \rho(T)V$$

Vattnets densitet varierar med mindre än 1% i det aktuella temperaturintervallet och antas därför konstant $\rho = 988 \text{ kg/m}^3$.

Beräkningar visar också att radiatorvattnets specifika värme varierar med mindre än 1‰ i det aktuella temperaturintervallet och antas därför konstant

$$C_{p,r} = 4182 \text{ J/kg K}$$

Avloppsvattnets specifika värme varierar med mindre än 2‰ i det aktuella temperaturintervallet och antas därför konstant

$$C_{p,a} = 4201.3 \text{ J/kg K}$$

3.1.4 Beräkning av specifika entalpins temperaturberoende på mättnadslinjen genom linjär interpolation i temperaturintervallet $T=40-60\text{ }^{\circ}\text{C}$

Ur ref(1) har nedanstående värden på temperatur och entalpi hämtats.

$T\text{ }(^{\circ}\text{C})$	$i'\text{ (kJ/kg)}$	$i''\text{ (kJ/kg)}$
40	238.56	367.17
60	259.72	373.24

Riktningskoefficient för mättad vätska:

$$k' = \frac{(259.72 - 238.56) 10^3}{(60 + 273) - (40 + 273)} = 1058 \text{ J/kg}$$

Riktningskoefficient för mättad ånga:

$$k'' = \frac{(373.24 - 367.17) 10^3}{(60 + 273) - (40 + 273)} = 303.5 \text{ J/kg}$$

Linjär interpolation inom temperaturintervallet 40°C T 60°C ger entalpin som funktion av temperaturen för mättad vätska

$$i' = 238.56 \cdot 10^3 + k'(T - 40)$$

samt entalpin som funktion av temperaturen för mättad ånga

$$i'' = 367.17 \cdot 10^3 + k''(T - 40)$$

Specifika entalpin, beräknad genom linjär interpolation, jämfördes med de tabellerade värdena. Maximala felet var mindre än 1 % vilket anses försumbart.

3.1.5 Entalpin över en strypventil

I ref(2) visas att specifika entalpin över en strypventil kan betraktas som konstant. Om T_1 antas vara 4°C , så erhålles i vårt fall $i_1 = i_5 = 238.56 \text{ kJ/kg}$, enligt bilaga 1.

3.1.6 Ekvationer för värmepumpen

Värmebalans för förångaren: ($T_0=4.0 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_0 &= \dot{m}(i_2 - i_1) = (\text{strykning, } i = \text{konst}) = \\ &= \dot{m}(i_2 - i_5) = \\ &= \dot{m}(i_2(T_0) - (238.56 \cdot 10^3 + 1058(T_1 - 40.0))) = \\ &= \dot{m} \cdot 10^3 (156.94 - 1.058T_1) \quad T_1 \text{ i } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Värmebalans för kondensorn:

$$\begin{aligned}|\dot{Q}_1| &= \dot{m}(i_4 - i_5) = \\ &= \dot{m}((367.17 \cdot 10^3 + 303.5(T_1 - 40.0)) - (238.56 \cdot 10^3 + 1058(T_1 - 40.0))) = \\ &= \dot{m} \cdot 10^3 (158.79 - 0.7545T_1) \quad T_1 \text{ i } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Ekvation för pumpen:

Då inget samband mellan freonets massflöde och skruvkompressorns slidläge har framtagits antogs proportionalitet enligt:

$$\dot{m} \sim \bar{\alpha} = k \bar{\alpha}$$

där proportionalitetskonstanten $k=2.78$

Den är vald så att maximala värmeeffekten från värmepumpen är ca 350 kW för utomhustemperaturen $-3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

3.1.7 Ekvation för avloppsvattnets förångaren

Antagandet om konstant specifikt värme ger

$$|\dot{Q}_{o,a}| = \dot{m} c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,ut})$$

Antagandet att värmeöverföringen sker förlustfritt ger

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_{o,a}$$

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,ut})$$

$$T_{a,ut} = T_{a,in} - \frac{\dot{Q}_o}{\dot{m}_a c_{p,a}} = T_{a,in} - \frac{\dot{m} 10^3}{\dot{m}_a c_{p,a}} (156.94 - 1.058 T) \quad \underline{T \text{ i } ^\circ\text{C}}$$

3.1.8 Värmebalans för radiatordelen i kondensorn

$$\dot{m}_r c_{p,r} \frac{dT_{r,ut}}{dt} = \dot{Q}_{r,l} - \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,ut} - T_{r,in})$$

Antagandet om att värmeöverföringen sker förlustfritt ger

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_{r,l} \quad , \quad T_l = T_{r,ut}$$

Insättning ger

$$\dot{m}_r c_{p,r} \frac{dT_{r,ut}}{dt} = \dot{Q}_{r,l} - \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,ut} - T_{r,in}) =$$

$$= \dot{m} 10^3 (158.79 - 0.7545 T_{r,ut}) - \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,ut} - T_{r,in}) \quad \underline{T \text{ i } ^\circ\text{C}}$$

där $m_r = \int V$

3.1.9 Beräkning av freonets massflöde

Värmebalans över förångaren:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_0 &= \dot{m}_a C_{pa} (T_{a,in} - T_{a,ut}) = \dot{m} (i_2 - i_5) = \\ &= \dot{m} 10^3 (156.94 - 1.058 T_1)\end{aligned}$$

Elimination av \dot{m} ger:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{a,in} - T_{a,ut})}{10^3 (156.94 - 1.058 T_1)}$$

Antag följande värden:

$$\dot{m}_a = 18.0 \text{ kg/s}$$

$$C_{pa} = 4197 \text{ kJ/kgK}$$

$$T_{a,in} = 8.0 \text{ }^\circ\text{C}, \quad T_{a,ut} = 5.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 40 - 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

Insättning ger:

$$\dot{m}(40 \text{ }^\circ\text{C}) = 1.98 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}(60 \text{ }^\circ\text{C}) = 2.42 \text{ kg/s}$$

3.1.10 Undersökning av $T_{r,ut}$ vid stationäritet i kondensorn

Sista ekv. i kap. 3.1.8 ger:

$$\begin{aligned}0 &= \dot{m} 10^3 (158.79 - 0.7545 T_{r,ut}) - \dot{m}_r C_{pr} (T_{r,ut} - T_{r,in}) \\ T_{r,ut} &= \frac{\dot{m} 10^3 158.79 + \dot{m}_r C_{pr} T_{r,in}}{\dot{m} 10^3 0.7545 + \dot{m}_r C_{pr}}\end{aligned}$$

Antag följande värden:

$$T_{r,in} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_r = 7.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m} = 2.0 \text{ kg/s}$$

$$C_{pr}(40 \text{ }^\circ\text{C}) = 4179 \text{ J/kgK}$$

Insättning ger:

$$T_{r,ut} = 47.83 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.1.11 Kompressorns verkningsgrad

Figur 3.1.11.1 nedan visar ett i-s-diagram för en kompressor. Index 1 anger tillståndet före kompressionen och index 2 anger tillståndet efter W_{rev} , som anger det reversibla, minimala arbetet som måste tillföras kompressorn. W anger det verkligt tillförda arbetet. Av diagrammet framgår att ju större entropiproduktionen $s_2 - s_1$ är, ju större blir det erforderliga kompressorarbetet.

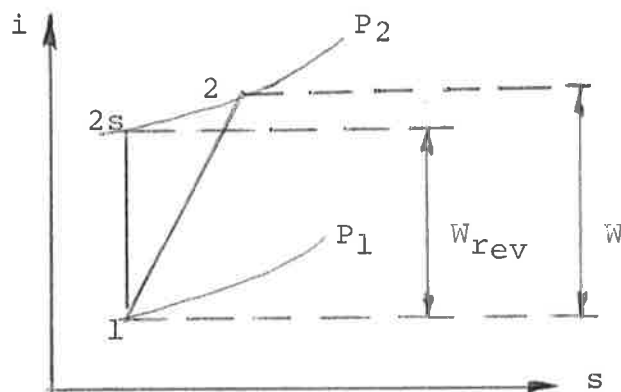


Fig. 3.1.11.1 i-s-diagram för en kompressor.

Kompressorns verkningsgrad kan tecknas som:

$$\eta = W_{rev}/W = (i_{2s} - i_1)/(i_2 - i_1).$$

En skruvkompressors verkningsgrad ligger vanligtvis strax över 90%.

3.1.12 Beräkningsexempel på hur mycket värme som kompressorn avger till freonet

Skruvkompressorns verkningsgrad antas vara 90%.

Ur referens (2) har diagram 1 hämtats. Där anges bl a entalpi och temperaturer i det överhettade området.

Temperaturen före kompressorn $T_0 = 4^\circ\text{C}$.

Tabell 1 ger

$$i_1 = 353.18 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1.5527 \text{ kJ/kg K}$$

Temperaturen efter kompressorn $T = 70 - 90^\circ\text{C}$.

a) Temperaturen efter kompressorn $T=70^{\circ}\text{C}$.

Diagram 1 ger med $T=70^{\circ}\text{C}$ och $s_2=s_1=1.5527 \text{ kJ/kg K}$:

$$i_{2s}=382 \text{ kJ/kg}$$

$$p_2=16 \text{ bar}$$

Antagen kompressionsverkningsgrad $=0.9$ ger verkliga entalpin efter kompressorn:

$$i_2=i_1+(i_{2s}-i_1)/0.9=385.20 \text{ kJ/kg.}$$

Diagram 1 ger med $i_2=385.20 \text{ kJ/kg}$ och $p_2=16 \text{ bar}$:

$$T_{\text{kompr}}=75^{\circ}\text{C},$$

dvs den verkliga temperaturen efter kompressorn blir 75°C om man antar att under en reversibel adiabatisk process temperaturen var 70°C .

Kompressorns avgivna värmemängd blir:

$$\dot{Q}=\dot{m}(i_2-i_1).$$

Antag följande värden:

$$\dot{m}=2.0 \text{ kg/s}$$

$$i_1=353.18 \text{ kJ/kg}$$

$$i_2=385.20 \text{ kJ/kg}$$

Insättning ger:

$$\dot{Q}=2.0(385.20-353.18)=64.04 \text{ kW.}$$

Pss fås att den verkliga temperaturen efter kompressorn blir 94°C . Om man antar att under en reversibel adiabatisk process temperaturen var 90°C . Motsvarande värmemängd från kompressorn blir:

$$\dot{Q}=69.64 \text{ kW.}$$

3.1.13 Beräkning av den avgivna värmemängden hos gaskylaren

Tillförd värmemängd till freonet $\dot{Q}_{\text{tillförd}}$ blir, om följande antagande görs:

$$\dot{m}=20 \text{ kg/s}$$

$$T_1=40^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{kompr}}=75^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{tillförd}} = \dot{Q}_o + \dot{Q}_{\text{kompessor}} = \dot{m} \cdot 10^3 (156.94 - 1058 T_1) + 64.04 \cdot 10^3 = 293.28 \text{ kW.}$$

Om den tillförda värmemängden till systemet bortförs i gaskylaren och kondensorn fås:

$$\dot{Q}_{\text{bortförd}} = \dot{Q}_{\text{tillförd}} = \dot{Q}_{\text{gaskylare}} + \dot{Q}_1.$$

Detta ger:

$$\dot{Q}_{\text{gaskylare}} = \dots = 36.06 \text{ kW.}$$

Alltså:

Den värmemängd som bortförs i gaskylaren utgör ungefär 12.3%, vilket stämmer mycket bra med antagandet om 10%, trots att vissa approximationer gjorts.

3.1.14 Sammanfattning av modellbygget

Följande ekvationer utgör den modell som används vid simulering.

Förångaren. R12

$$\dot{Q}_o = \dot{m} \cdot 10^3 (156.94 - 1.058 T_1)$$

Kondensorn. R12

$$|\dot{Q}_1| = \dot{m} \cdot 10^3 (158.79 - 0.7545 T_1)$$

Pumpen. R12

$$\dot{m} = K \bar{\alpha}$$

Förångaren. avloppsvattnet

$$T_{\text{aut}} = T_{\text{ain}} - \dot{m} \cdot 10^3 / (\dot{m}_a c_{pa}) (156.94 - 1.058 T)$$

Kondensorn. radiatorvattnet

$$\dot{m}_r c_{pr} \frac{dT_{\text{rut}}}{dt} = \dot{m} \cdot 10^3 (158.79 - 0.7545 T_{\text{rut}}) - \dot{m}_r c_{pr} (T_{\text{rut}} - T_{\text{rin}})$$

Här betraktas $\bar{\alpha}$, \dot{m}_r och T_{rin} som insignaler, T_{rut} som utsignal och tillstånd och övriga som parametrar.

För listning av programavsnittet HEATPUMP, se bilaga 3.

3.2 · MODELLBYGGE AV RADHUS

CONTINUOUS SYSTEM RADHOUSE

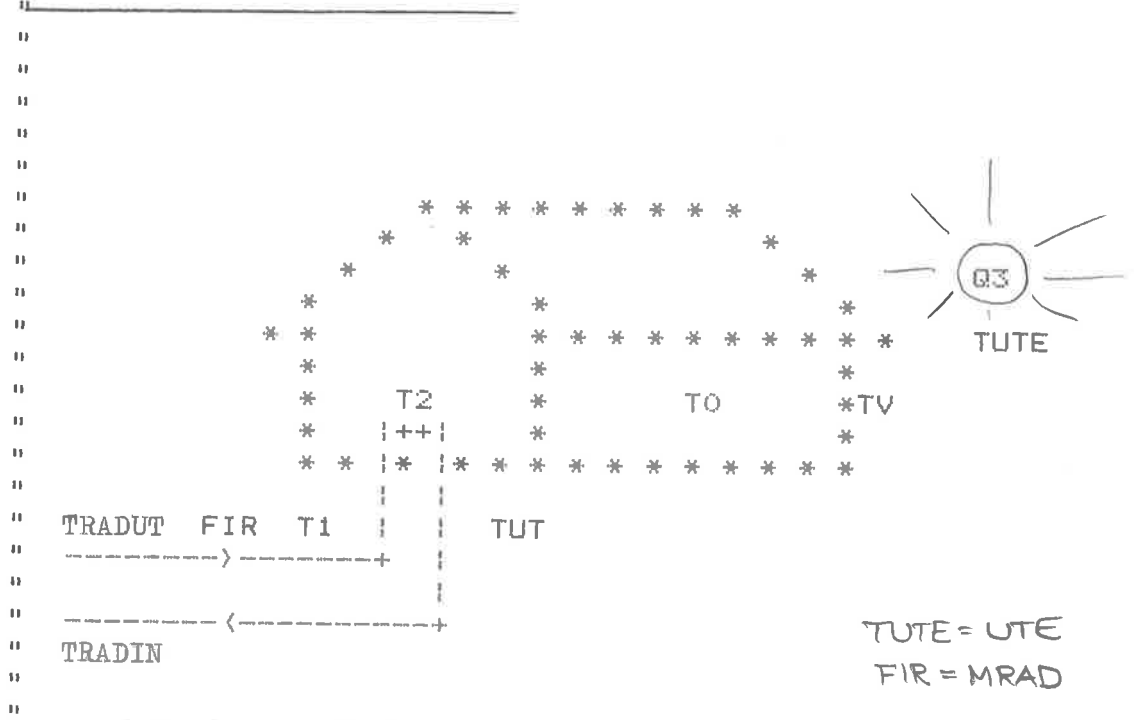


Fig. 3.2.1 Det kontinuerliga systemet RADHOUSE.

Som modell för de 132 husen antas ett "totalhus" vilket befinner sig L (m) (60 m) ifrån värmepumpen. Då flödet normalt är $FIR=7,5$ kg/s i rören, med diameter 0,30 m, fås en tidsfördröjning på ca 2 ggr 10 min i radiatorkretsen.

Värmet avges i husen via radiatorer. Vid beräkningarna antas att inkommande vatten omblandas perfekt med radiatorvattnet, varför utgående vattnets temperatur, TUT , är lika med radiatorvattnets, $T2$. För dynamiken antas vattenmassan $M=6600$ kg i radiatorerna (50 kg per hus).

Värmeavgivningen antas bero på rumstemperaturen, $T0$,

temperaturen i radiatorerna, t_2 , och en konstant
KRAD enl:

$Q_1 = \text{KRAD}(T_2 - T_0)$ och differentialekvationen blir

$$\frac{dT_2}{dt} = 2((T_1 - T_2) \text{FIR} - Q_1/c) / M$$

Genom att husens effektbehov är ca 350 kW vid -3°C
utetemperatur kan KRAD beräknas enligt nedan.

På radiatorerna finns termostatventiler vilka alla
är ställda på $\text{TOB} = 20^\circ\text{C}$ och antas kunna reglera
flödet mellan totalt 0 och 10 kg/s vilket sker i ett
 2°C -intervall. $\text{FIR} = 7,5$ kg/s vid TOB enl. ekv:
 $\text{FIR}_1 = K_T(\text{TOB} - T_0 + 1,5)$

För dynamiken i husen medtages endast väggarnas
värmekapacitet. TV är väggarnas representativa temp.
och för värmekapaciteten antas stigtiderna $\text{TIME}_1 =$
10 h för insidan med totalt isolerad insida. För
värmeavgivningen på väggarnas utsida rekommenderar
Sydkraft en exponent lika med 2,5 representerande
temp.beroendet för en kombination av strålning och
konvektion. Differentialekvationen blir då:

$$\frac{dT_V}{dt} = (T_0 - T_V) / \text{TIME}_1 - (T_{\text{UTE}} - T_V)^{2,5} / \text{TIME}_2$$

Värmegenomgången för väggarnas insida antas bero på
rumstemperaturen, väggtemperaturen och en konstant
KVIN.

Beräkning av KVIN och KRAD:

Följande ekvationer i programmet användes:

$$DTV = (T_0 - T_V) / \text{TIME}_1 + (\text{ABS}(T_{\text{UTE}} - T_V)) \text{EXPON SIGN}(T_{\text{UTE}} - T_V) / \text{TIME}_2$$

$$T_0 = (T_2 \text{KRAD} + KVIN T_V + Q_3) / (\text{KRAD} + KVIN)$$

$$Q_2 = KVIN(T_0 - T_V)$$

Vid jämvikt gäller:

$T_0 = 20^\circ\text{C}$, $T_{\text{UTE}} = -3^\circ\text{C}$, $T_2 = \text{TRADIN} = 37,845^\circ\text{C}$ enl. Syd-
krafts diagram

$DTV = 0$ ger $T_V = -1,64^\circ\text{C}$ ger $Q_2 = 350 \text{ kW}$ ger $KVIN = 16174 \text{ W}/^\circ\text{C}$

$T_0 = 20^\circ\text{C}$ ger $\text{KRAD} = 19614 \text{ W}/^\circ\text{C}$

3.3 IHOPKOPPLING AV DELSYSTEMEN MED REGULATORER

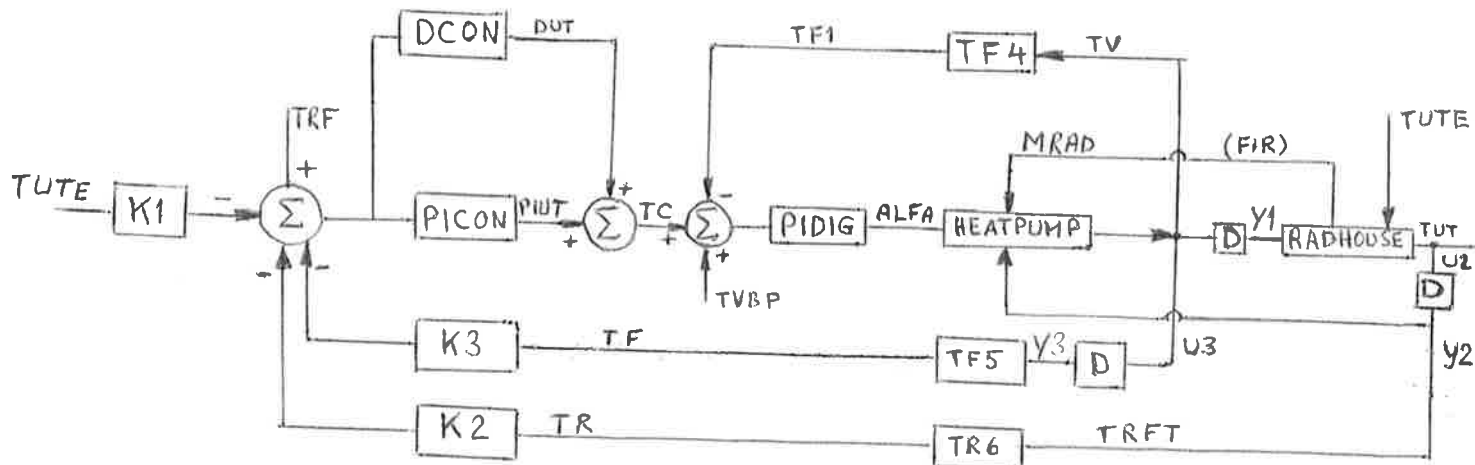


Fig. 3.3.1 Blockschemat över systemet.

Modellen enligt figur 3.3.1 består av dels en inre reglerloop för HEATPUMP, dels en yttre reglerloop för hela systemet. Den inre loopen består av en PI-regulator som ger styrsignal (ALFA) till HEATPUMP. Återkopplingen till PI-regulatorn kommer från TF4 via HEATPUMP:s utsignal (TRADUT). TF4 beskriver mätgivarens tidskonstant som har antagits till 20 sekunder. Börvärdet till regulatorn är TBVP vilken är satt till 45°C. Den yttre kretsen regleras av en PID-regulator som är återkopplad från HEATPUMP och RADHOUSE (radhus). Återkopplingssystemen TF5 och TR6 betecknar tidskonstanter hos mätgivare som för TF4. Till dessa är D-system (DELAY) kopplade. D-systemen representerar den fördröjning som erhålls på grund av vattnets transport i vattenledningarna. Konstanterna K2 och K3 är satta till ett. TRF är en referenstemperatur enligt data från Sydkraft. TUTE är utetemperaturen som tas in via en konstant $K1=2.516$. Vid simuleringarna är DCON nollställd.

Kort beskrivning av reglerförloppet:

När temperaturen i RADHOUSE är för låg, så kommer det att ge en positiv insignal till PICON. Detta gör då att TC ökar. Om inte TFl är för stor kommer HEATPUMP att styras ut och TRADUT ökar (varmvatten ut), och därmed även temperaturen i huset.

3.3.1 Kontinuerlig PID-regulator

PID-regulatorn är uppdelad i en PI- och en D-del. I programmet heter dessa PICON resp. DCON.

Konstruktion av kontinuerlig PI-regulator:

PI-regulatorns överföringsfunktion är

$G(s) = K + K/T_i s$ med
 insignal u
 utsignal y
 tillstånd $x = K/T_i \int u(s) ds$.

Detta ger:

$$\begin{cases} \dot{x} = K/T_i u(t) \\ y = K/T_i \int u(t) dt + Ku(t) = x(t) + Ku(t) \end{cases}$$

där

T_i = integrationstiden

K = förstärkningen.

Konstruktion av kontinuerlig D-regulator:

För att förhindra derivering av högfrekvent brus, så filtreras högfrekventa signaler bort. D-regulatorns överföringsfunktion blir då

$$G(s) = T_G - T_G / (T_D / T_G s + 1) = T_G - T_G (T_G / T_D) / ((T_G / T_D) (T_D / T_G) s + (T_G / T_D)) = \\ = T_G - T_G^2 / (T_D (s + (T_G / T_D))) \quad \text{med}$$

insignal u

utsignal y

tillstånd x .

Detta ger:

$$\begin{cases} \dot{x} = -(T_G / T_D) x + u \\ y = -(T_G^2 / T_D) x + T_G u \end{cases}$$

där

T_G =filtreringskonstant

T_D =derivationstiden.

3.3.2 Digital PI-regulator

I programmet heter denna regulator PIDIG. Insignal, utsignal, tillstånd och parametrar är på samma sätt som för PICON enligt 3.3.1.

Vid praktisk simulering på dator erhöles mycket långa körtider för samplingstider kring 10 sekunder. Detta förhållande samt att senare information har givit att den verkliga PI-regulatorn samplar cirka 100 gånger i sekunder har gjort att vi approximerat PIDIG som en kontinuerlig regulator enligt samma modell som PICON.

För att undvika ett trögt system PI-regulatorerna har en begränsning lagts in på integraldelen. Begränsningen fungerar så att den ställer derivatan till noll då x har nått upp till utsignalens begränsningsläge (± 10 för PICON respektive 0 och 1 för PIDIG). Begränsningarna har utförts med följande villkor:

```
x = if(x > a and e > 0) then 0 else if(x < b and e < 0) then 0
      else K/Tie
```

där a och b är övre respektive undre begränsningar och e är felet.

3.3.3 Systemen TF4, TF5 och TR6

Systemen är identiska utom tidsförskjutningen i TF5 och TR6. Dessa tidsförskjutningar beräknas i connecting system SKURUP. Systemens överföringsfunktion är

$G(s) = 1/(1+s\tau)$ med

insignal u

utsignal y

tillstånd $x = \tau y$, där τ är tidskonstanten.

Detta ger:

$$\begin{cases} \dot{x} = \tau \dot{y} = -y + u = -x/\tau + u \\ y = x/\tau. \end{cases}$$

3.3.4 Connecting system SKURUP

I detta system kopplas systemens insignaler och utsignaler ihop. Systemet innehåller tre tidsfördröjningar (DELAY) som är systemdefinierade.

Den sammanlagda utsignalen från PICON och DCON är begränsad till att ligga mellan ± 10 . Insignalen till HEATPUMP är begränsad mellan 0 och 1.

4. SIMULERING

Simulering gjordes med följande funktioner på utetemperaturen (UTE) och solinstrålningen (Q3):

<u>SIMULERING</u>	<u>UTE</u>	<u>Q3</u>
1	SINUS	KONSTANT
2	RAMP	KONSTANT
3	STEG	KONSTANT
4	SINUS	STEG
5	KONSTANT	SINUS

4.1 SIMULERING 1

I figur 4.1.1 finns kurvorna för radiatorvattnets temperatur ut från värmepumpen, TRADUT, radiatorvattnets temperatur in till värmepumpen, TRADIN, inomhustemperaturen, T_0 , och utomhustemperaturens variation, TUTE, för 48 timmar. Ur figuren ses att, då utetemperaturen sjunker, så stiger TRADUT. Vidare ses att skillnaden mellan TRADUT och TRADIN ökar då utetemperaturen sjunker. Inomhustemperaturen ligger konstant.

I figur 4.1.2 ses kompressorns slidläge ALFA som funktion av tiden. Jämförelse mellan figur 4.1.1 och 4.1.2 ger att TRADUT ökar då ALFA ökar, dvs då freonets massflöde ökar.

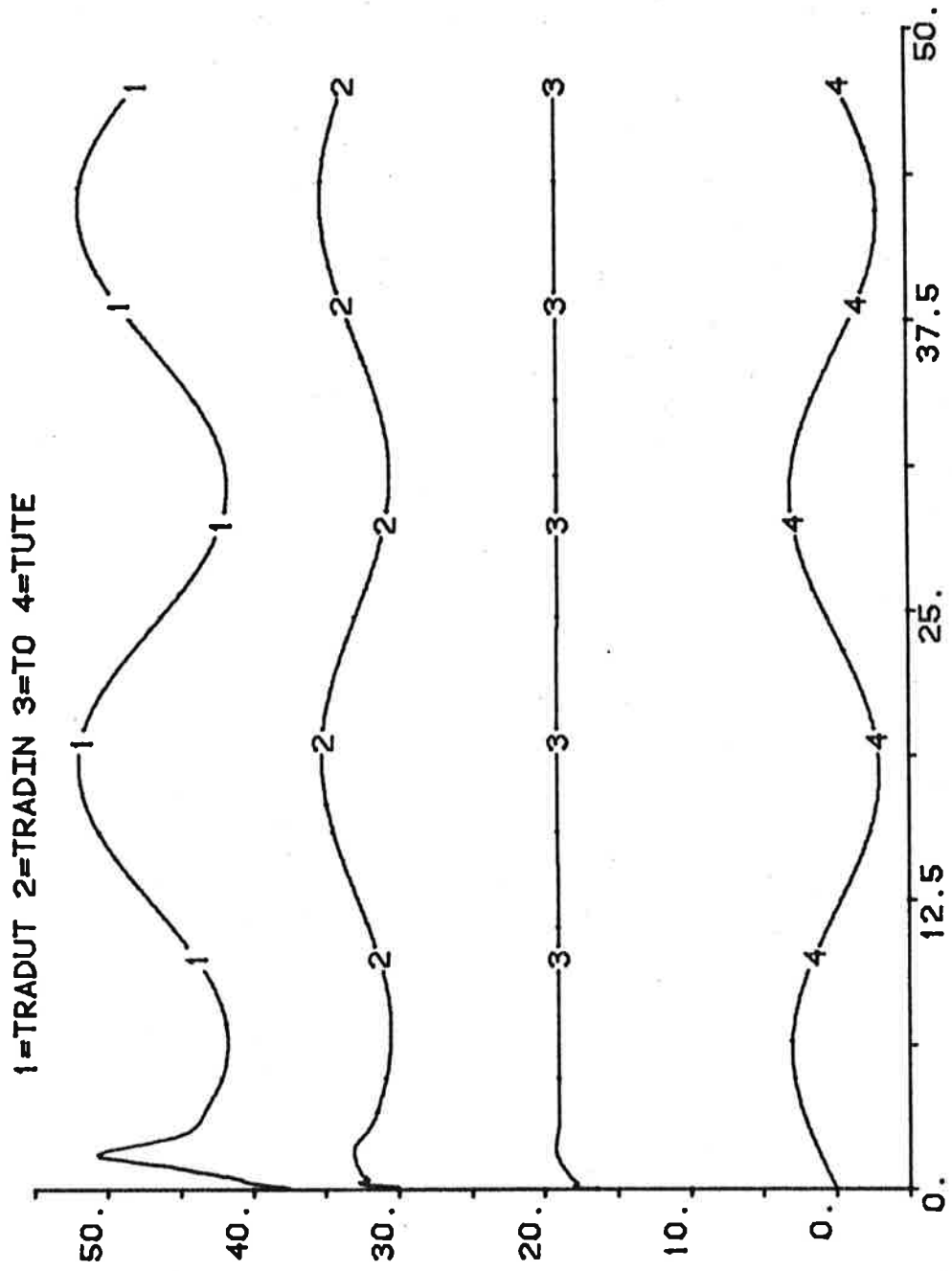
I figur 4.1.3 ses radiatorvattnets massflöde, MRAD, som funktion av tiden. Jämförelse mellan figur 4.1.1 och 4.1.3 ger att MRAD minskar då TRADUT ökar.

Simuleringar utfördes för ovanstående storheter, då integrationstiden, $TI(PIDIG)$, i den inre loopen ökades från 20 min till 1000 h. I figur 4.1.4 ses att TRADUT och TRADIN blir fasförskjutna 180° och att TRADUT antar en genomsnittlig lägre temperatur. Då TUTE minskar kommer MRAD att öka och TRADUT att minska. Det beror troligen på att integratören är urkopplad, $TI=1000$. Detta ger till resultat att kondensorn inte hinner med att värma upp det ökade radiatormassflödet, vilket medför att TRADUT minskar.

Inomhustemperaturen, T_0 , varierar något. I figur 4.1.6 ses att MRAD varierar kraftigare för en ökad integrationstid.

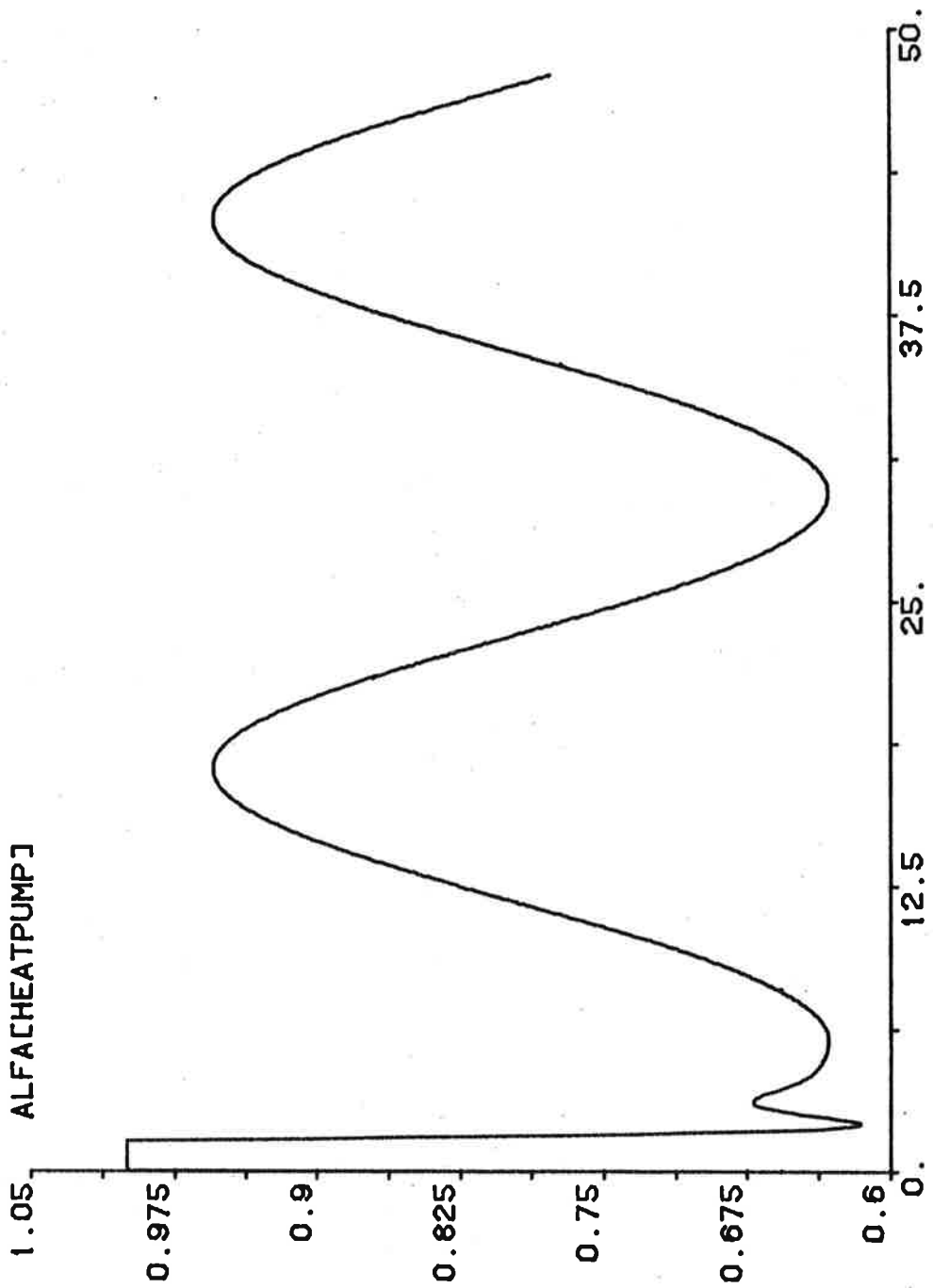
Figur 4.1.1

81.05.25 - 14:47:06 nr: 3
HCOPI



Figur 4.1.2

81.05.25 - 09:29:33 nr: 2
HCOPI



Figur 4.1.3

81.05.25 - 09:32:14 nr: 3
HCO₂Y

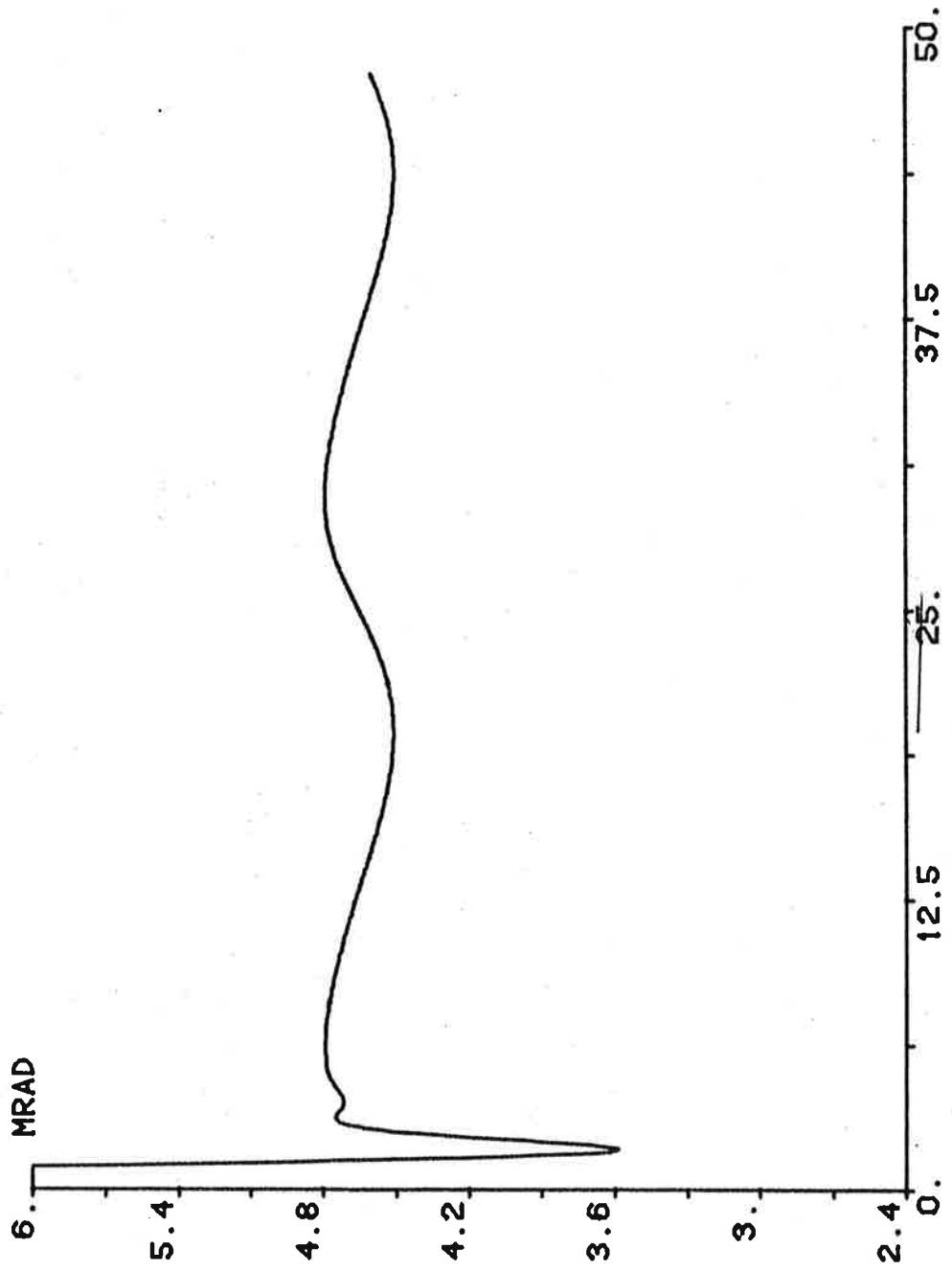
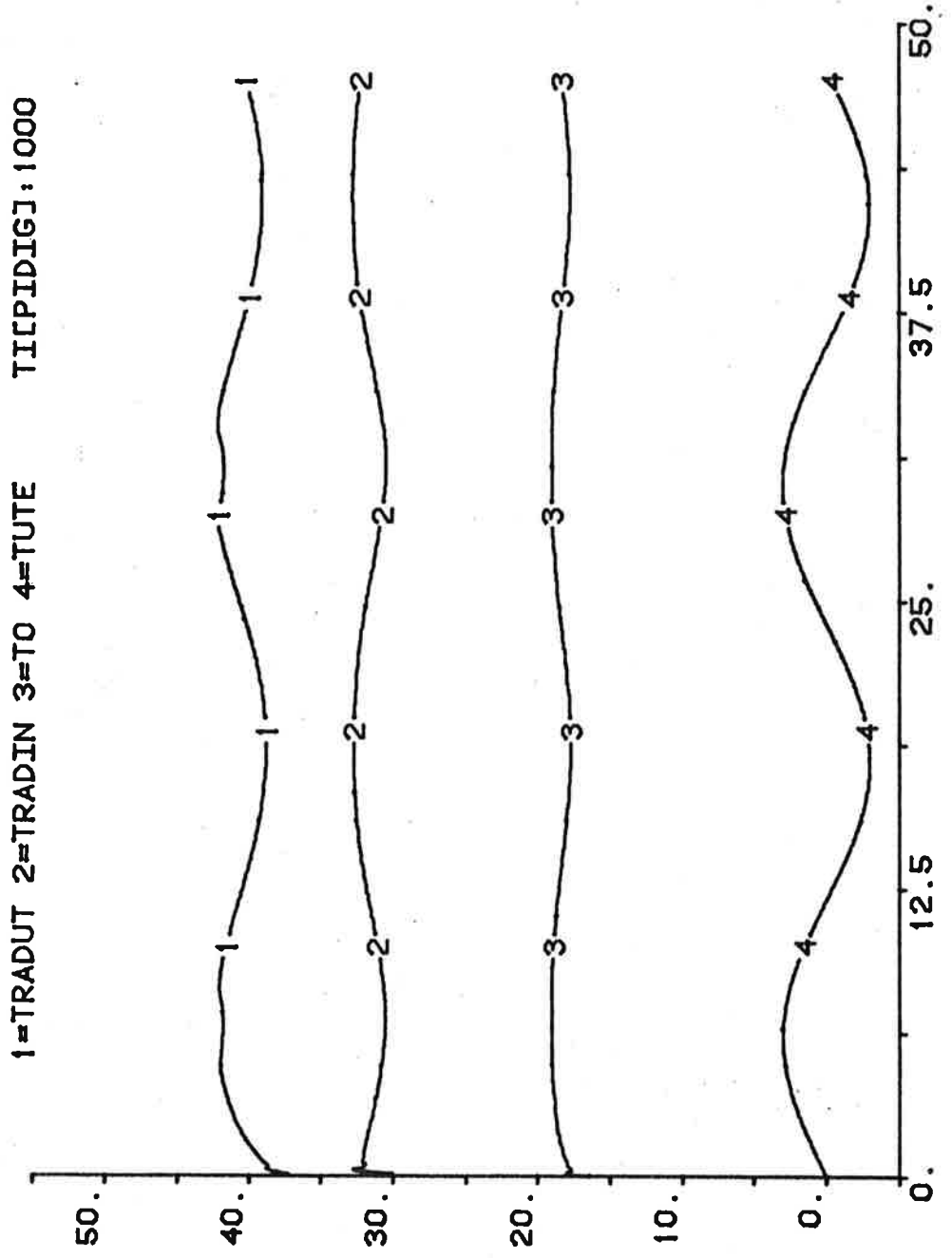


Fig 4

Figur 4.1.4

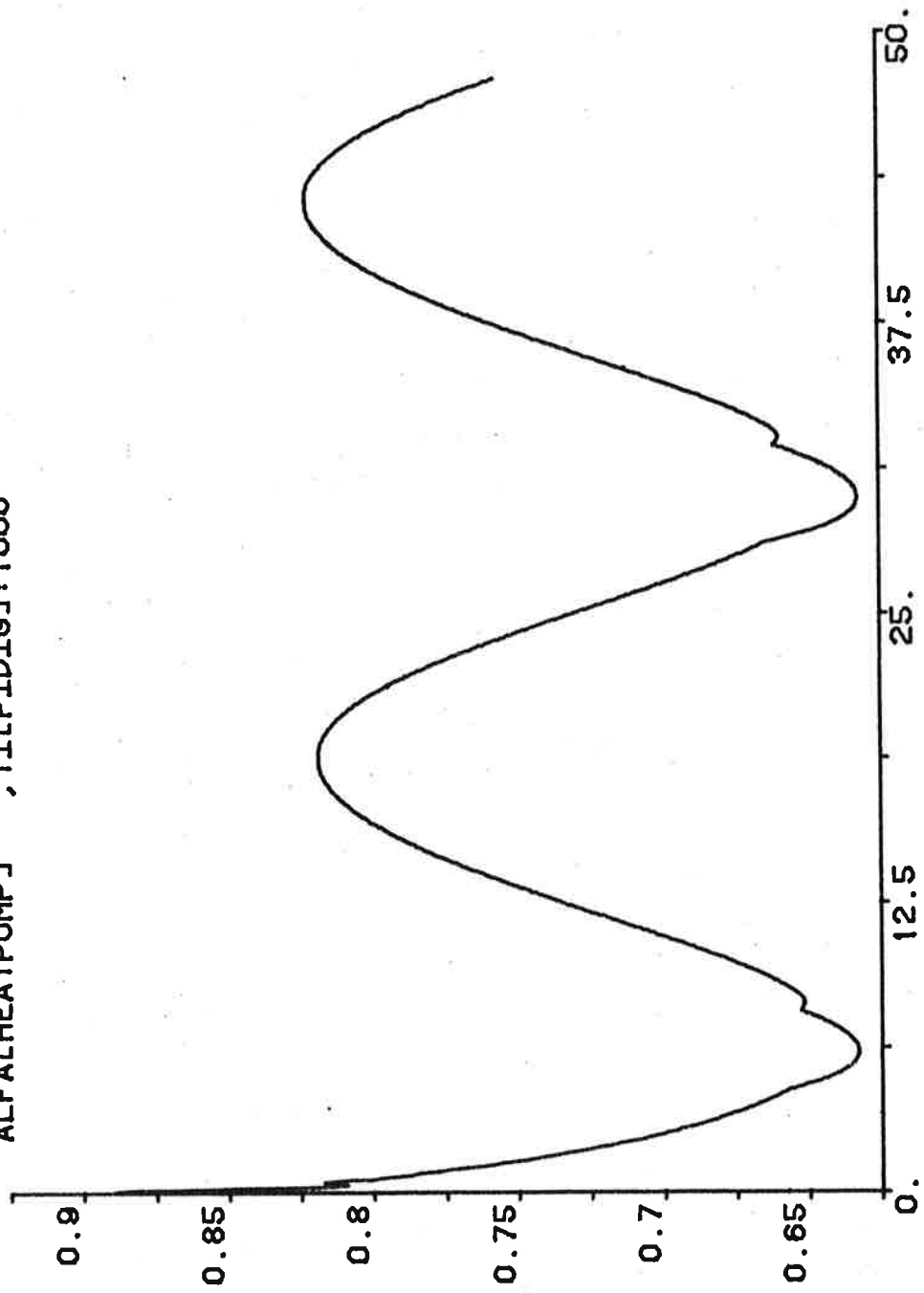
81.05.25 - 15:44:21 nr: 1
HCOPI



Figur 4.1.5

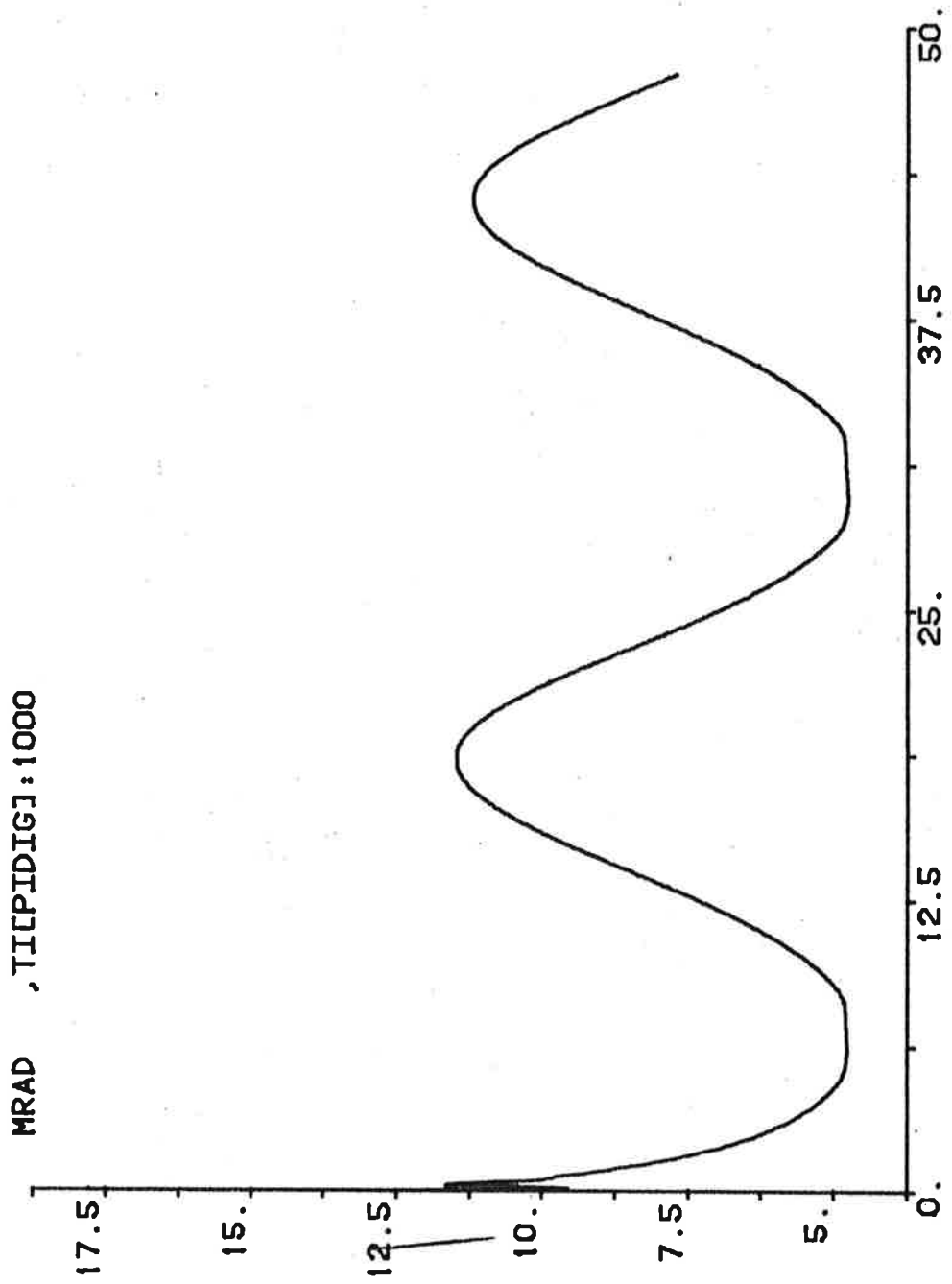
81.05.25 - 09:37:16 nr: 4
HCOPI

ALFACHEATPUMP] ,TIPIDIG]:1000



Figur 4.1.6

81.05.25 - 09:38:05 nr: 5
HCOPI



4.2 SIMULERING 2

Systemet simuleras med utomhustemperaturen som linjärt växande. Begynnelsestemperaturen är -3° och ökar sedan med $1/4^{\circ}$ per timme. Detta innebär att temperaturvariationen under ett dygn har antagits vara 6° . I systemet SKURUP har begränsningen av ALFA tagits bort. Simuleringar med och utan I-del i PIDIG har gjorts. I-delen togs bort genom att sätta T_i till 1000. Fem variabler har undersökts, nämligen

TRADIN - temperaturen av radiatorvattnet till HEATPUMP

TRADUT - temperaturen av radiatorvattnet från HEATPUMP

TUTE- temperaturen utomhus

ALFA - kompressorventilens läge

MRAD - massflödet genom radiatorkretsen.

Figurerna 4.2.1 - 4.2.3 visar förloppet med I-delen i PIDIG inkopplad och kurvorna överrensstämmer med förväntat förlopp.

Figurerna 4.2.4 - 4.2.6 visar förloppet utan I-del i PIDIG. Man ser här att systemet har en stor tröghet och stabiliserar sig först efter cirka 24 timmar mot förväntade värden.

81.05.24 - 18:26:21
HCOFY

Fig. 4.2.1

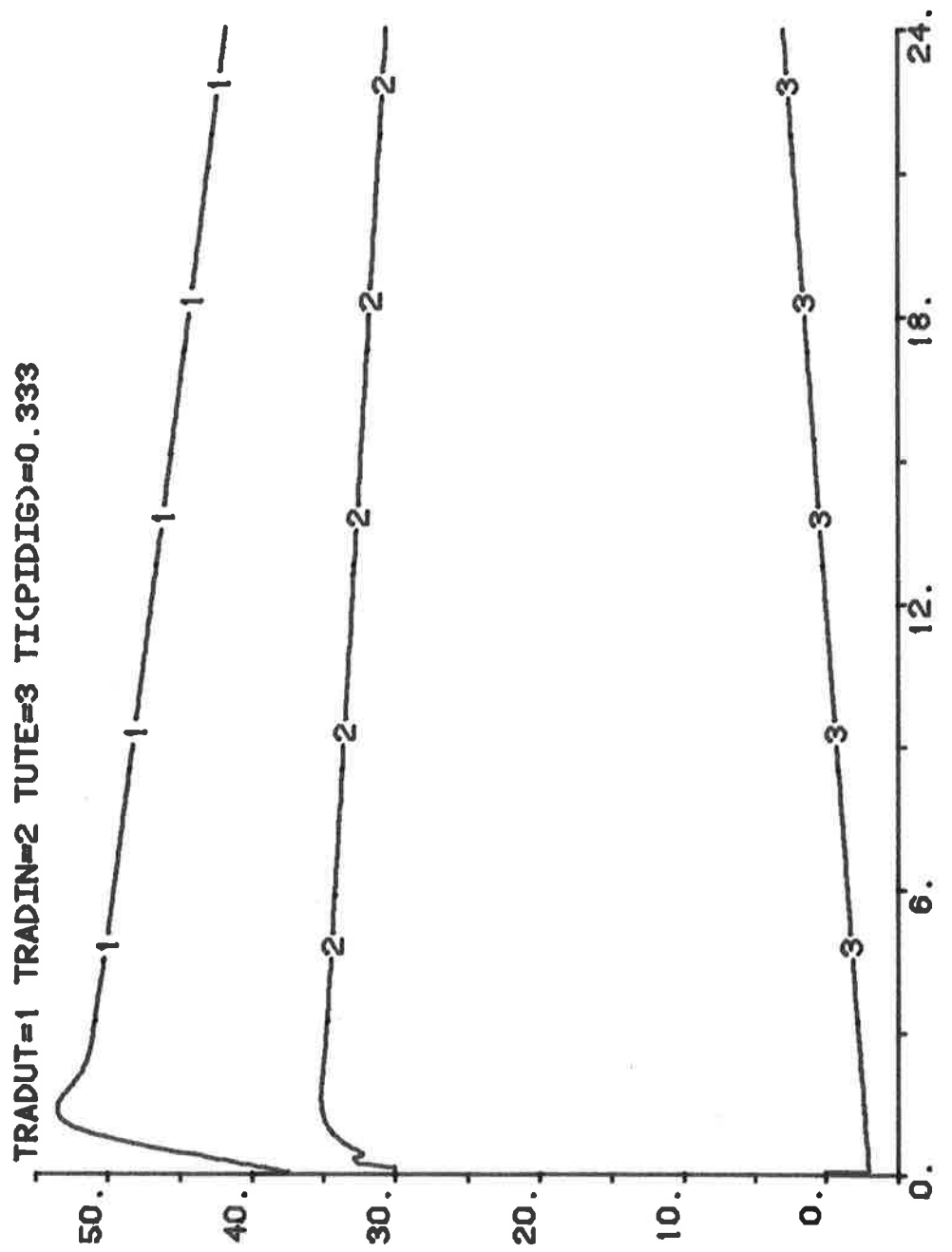


Fig. 4.2.2

81.05.24 - 18:30:08
HCOPIY

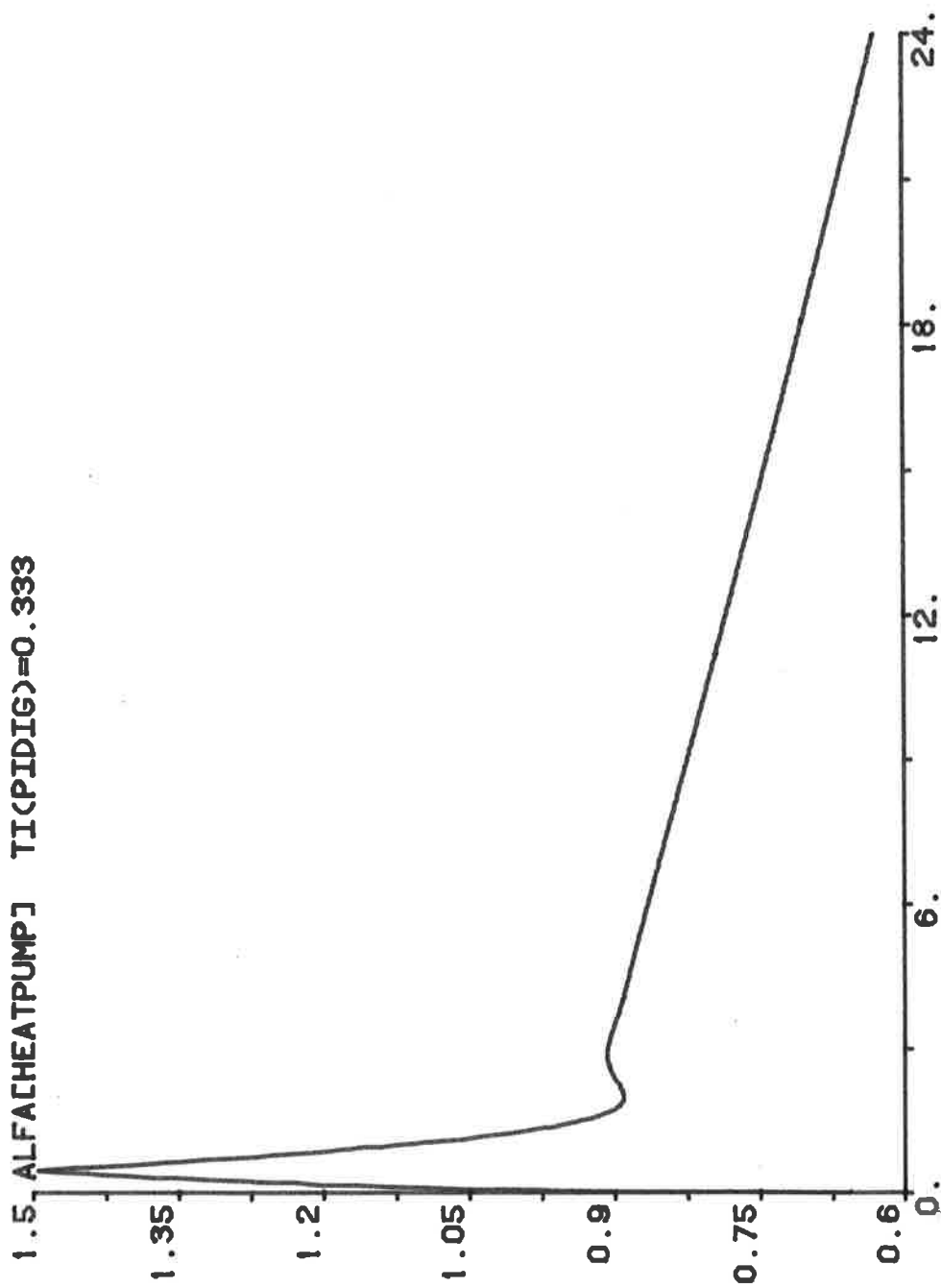


Fig. 4.2.3

81.05.24 - 18:32:06
HCOPI

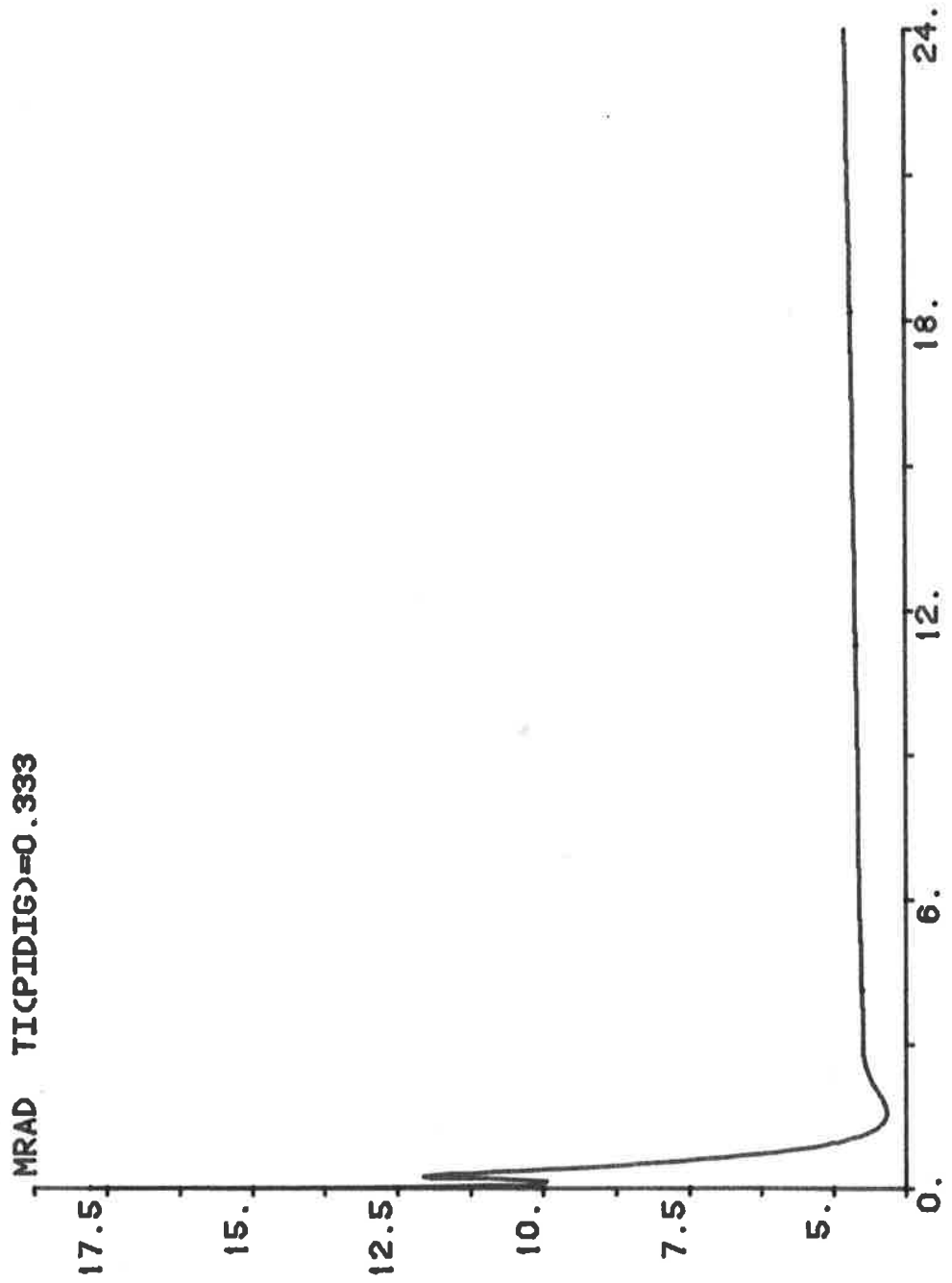


Fig. 4.2.4

81.05.24 - 18:54:13
HCOPY

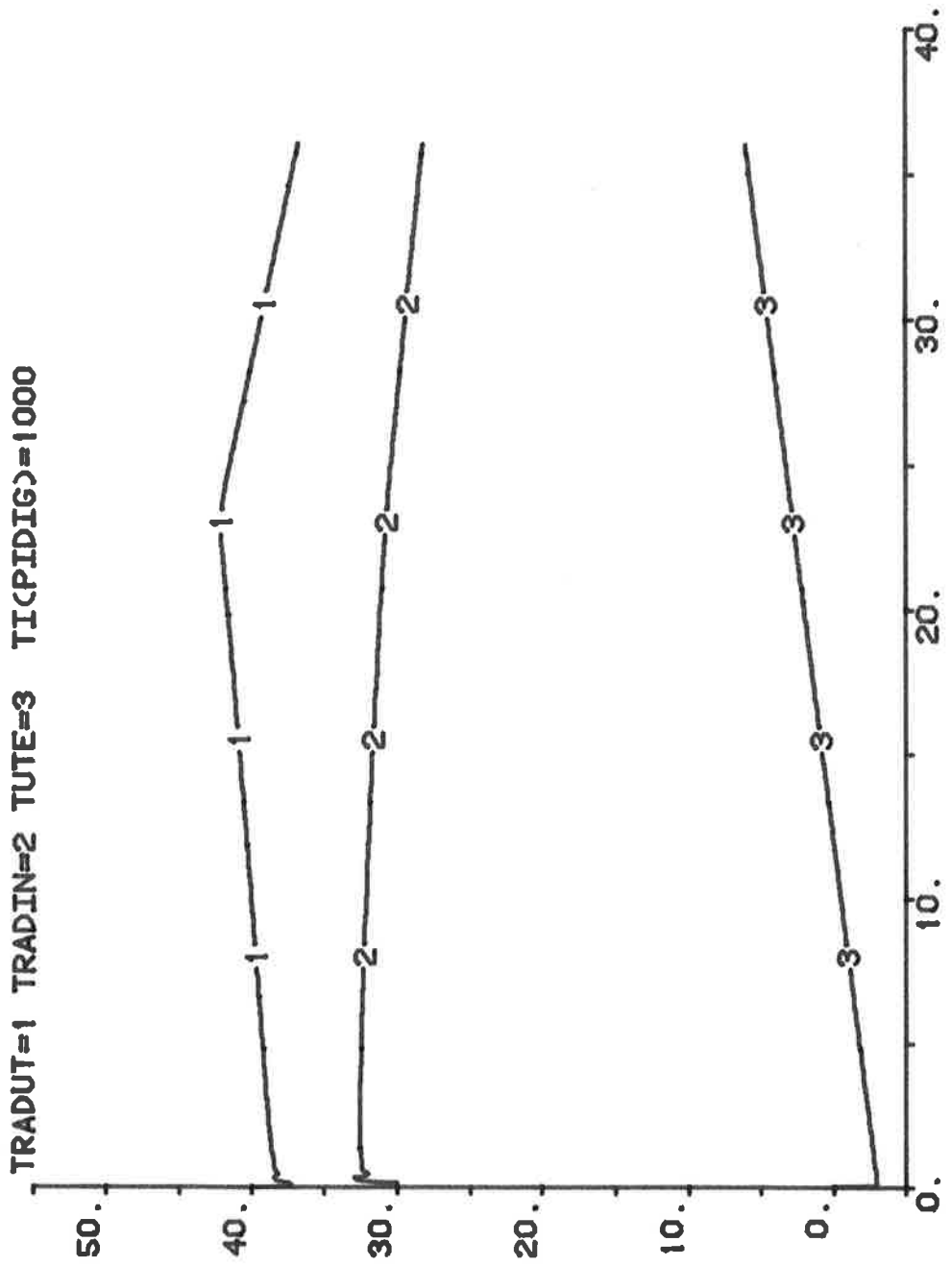


Fig. 4.2.5

81.05.24 - 18:58:27
HCOPI

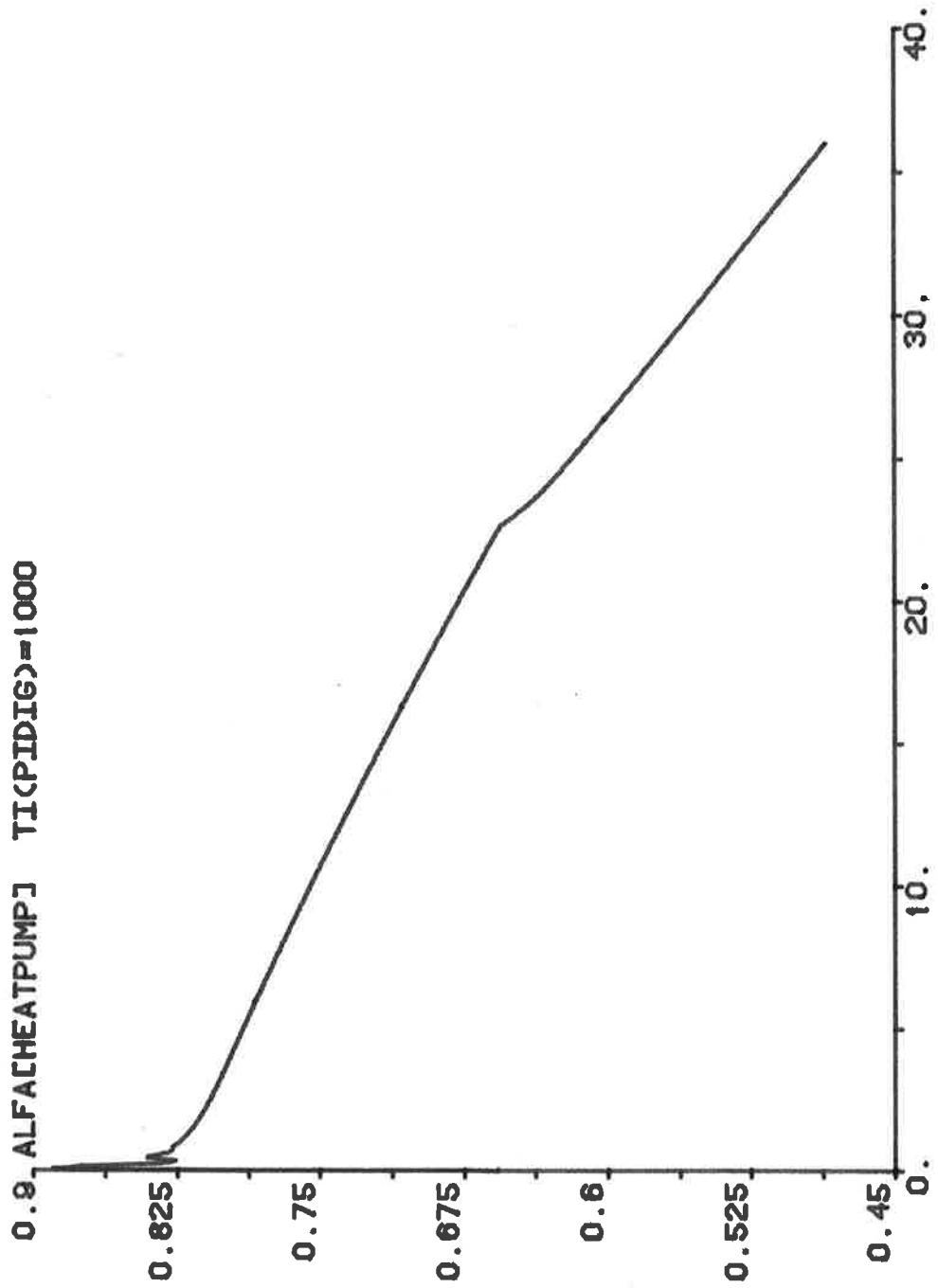
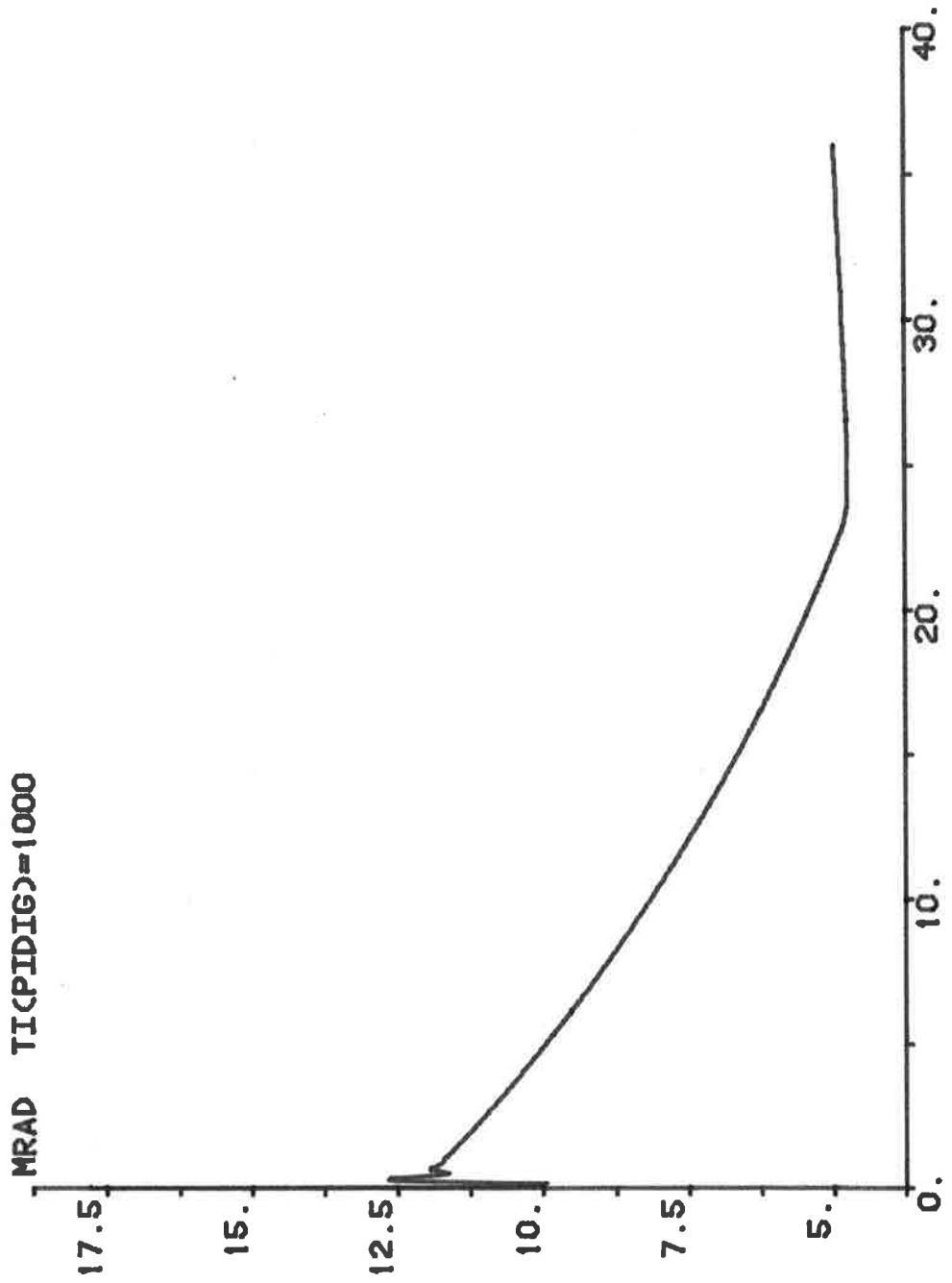


Fig. 4.2.6

81.05.24 - 16:55:10
HCOPIY



4.3 SIMULERING 3

Systemet simuleras med utetemperaturen som ett steg (utan solinstrålning, $Q_3=0$). Vi har därför låtit UTE gå upp från $-3\text{ }^\circ\text{C}$ till $10\text{ }^\circ\text{C}$ efter 6 h och ner igen den 12:e timmen och den 18:e upp till $4\text{ }^\circ\text{C}$.

Resultatet visas i diagram 4.3.1 och 4.3.2 med regulatorinställningar motsvarande befintliga i anläggningen i Skurup. Resultatet är vad man kan vänta sig.

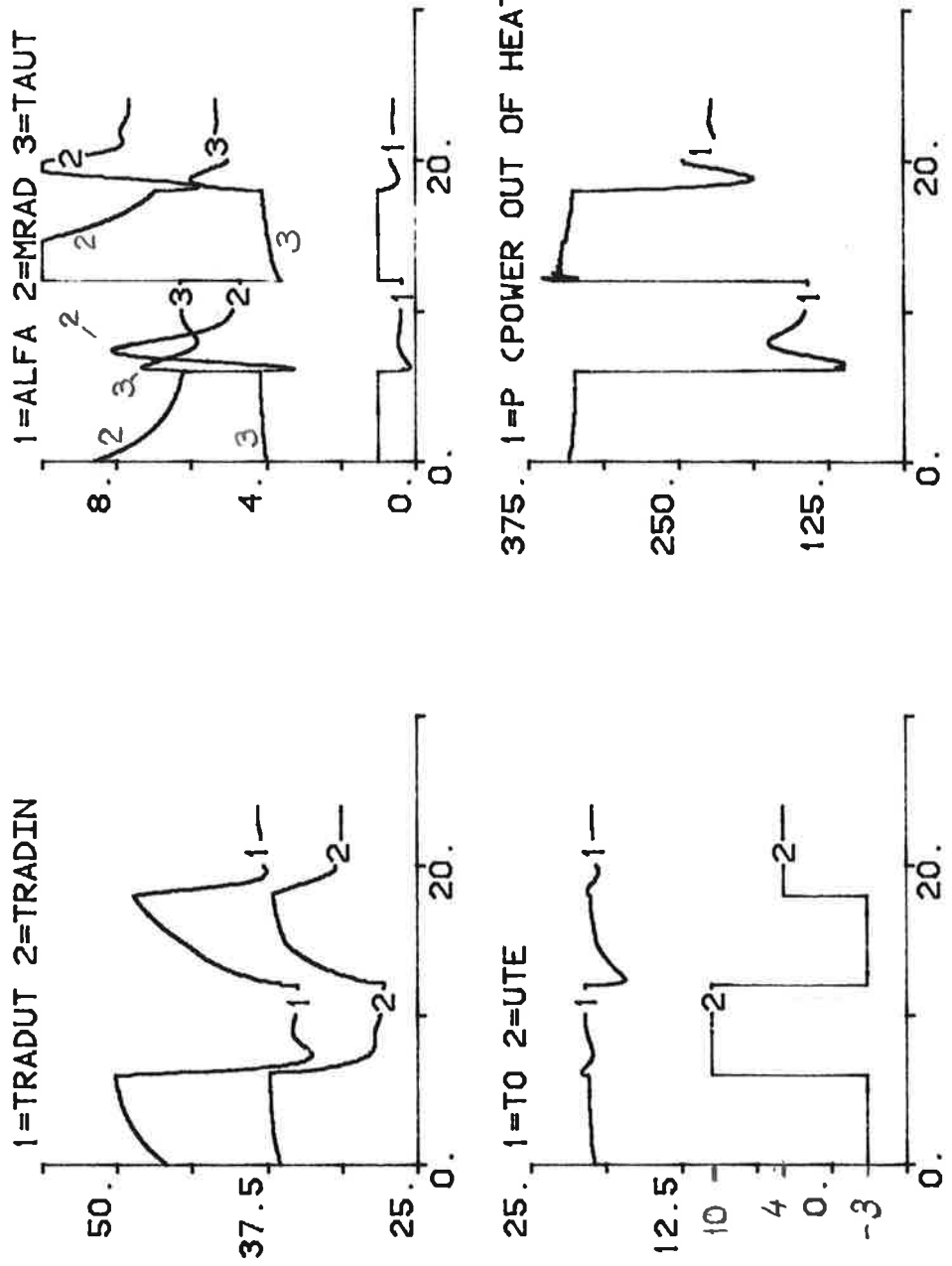
Vi har även simulerat med I-delen i värmepumpens regulator urkopplad, $T_I=1000\text{ h}$ i PIDIG. Resultatet visas i figur 4.3.3 och 4.3.4. Detta uppvisar betydligt lägre värde för TRADUT och TRADIN samt svårigheter att hålla rumstemperaturen $T_0=20\text{ }^\circ\text{C}$ vilket medför att flödet oftast är det maximala.

TI (PIDIG) = 0,333 h

TI (PICON) = 0,333 h

Figur 4.3.1

81.05.21 - 18:49:01 nr: 1
HCOPI



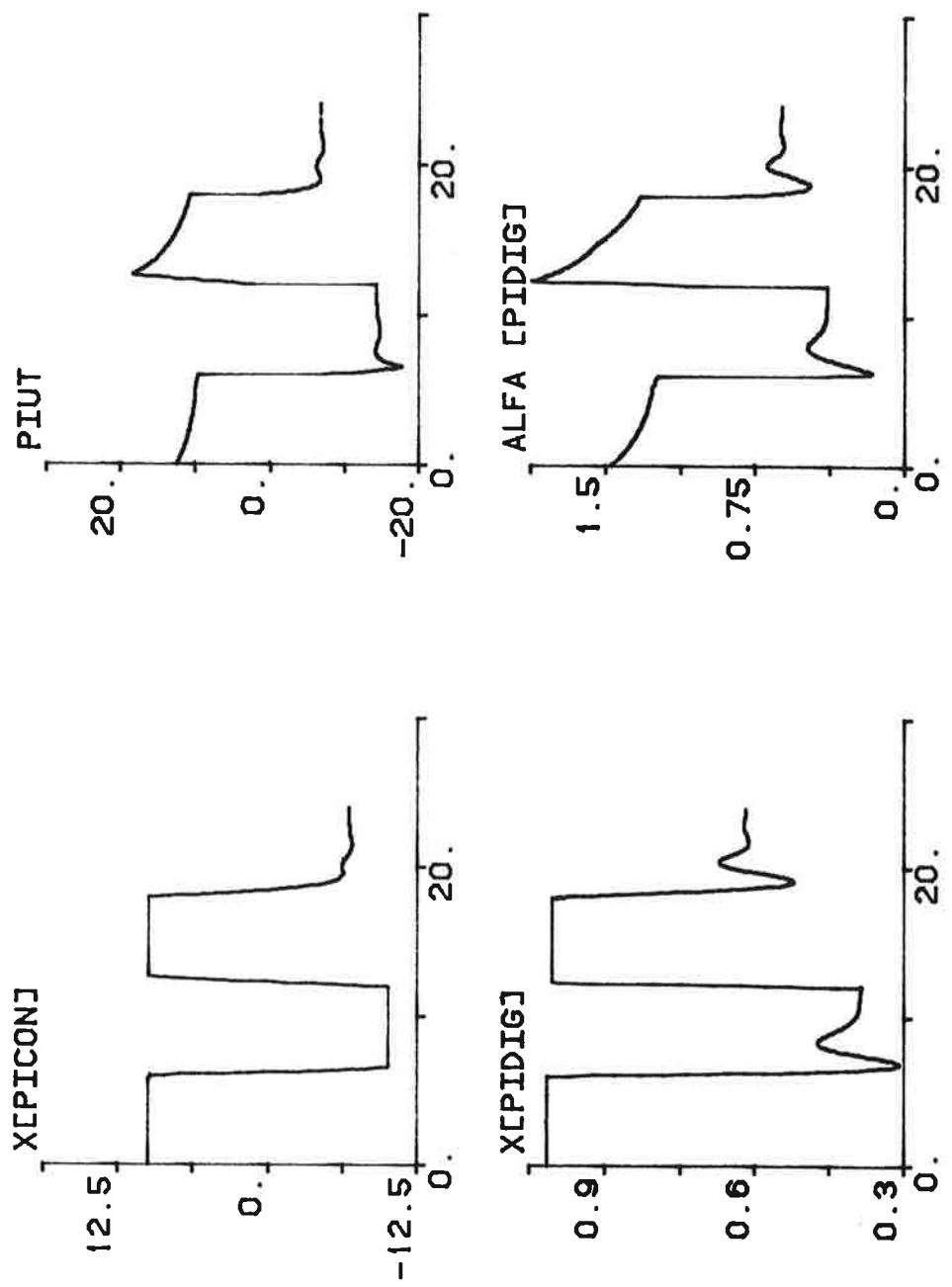
Försimulering: -6,0

TI (PIDIG)=0,333 h

TI (PICON)=0,333 h

Figur 4.3.2

81.05.21 - 18:50:14 nr: 2
HCOPY

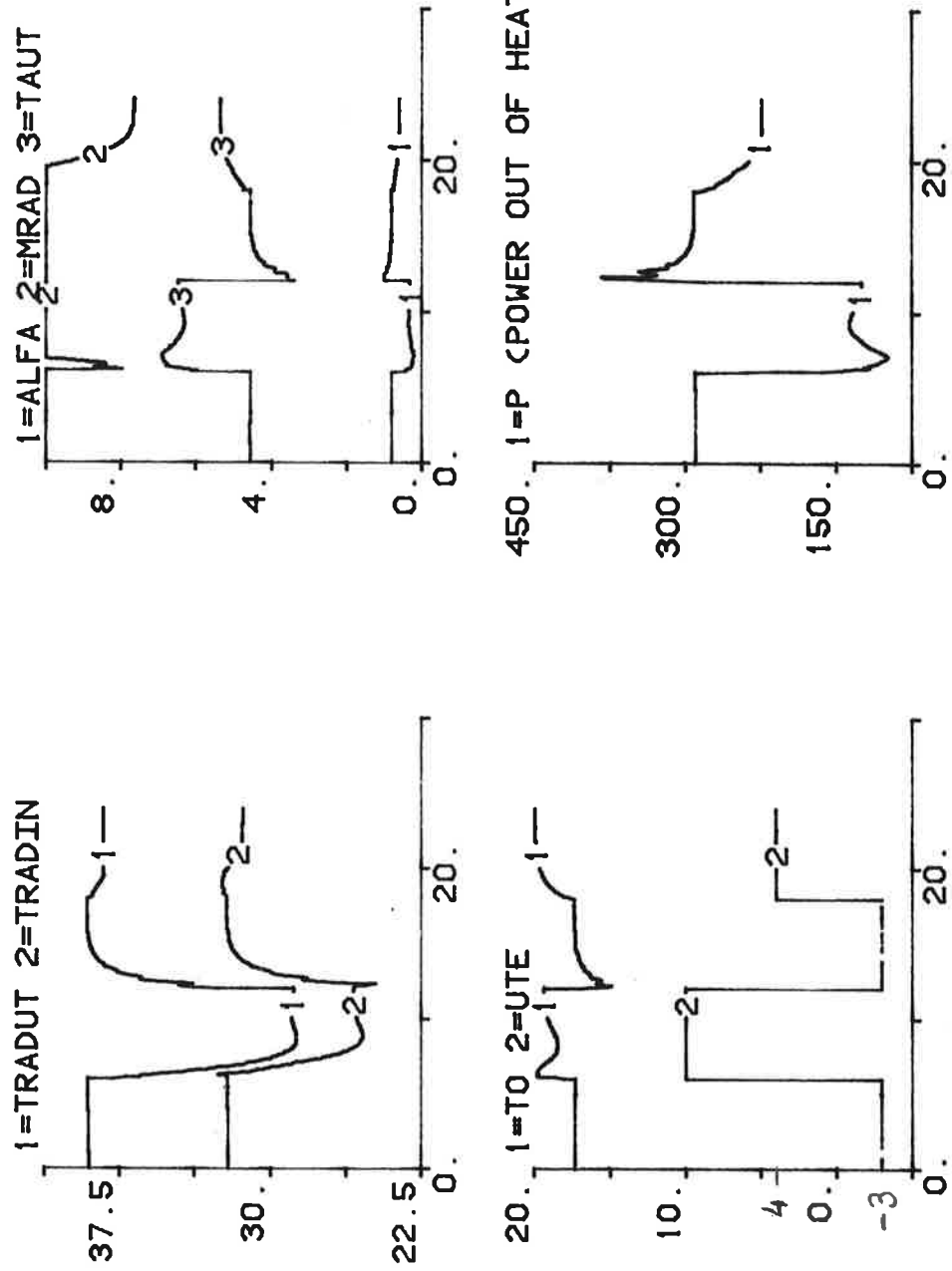


Figur 4.3.3

81.05.21 - 19:12:23 nr: 4
HCOPY

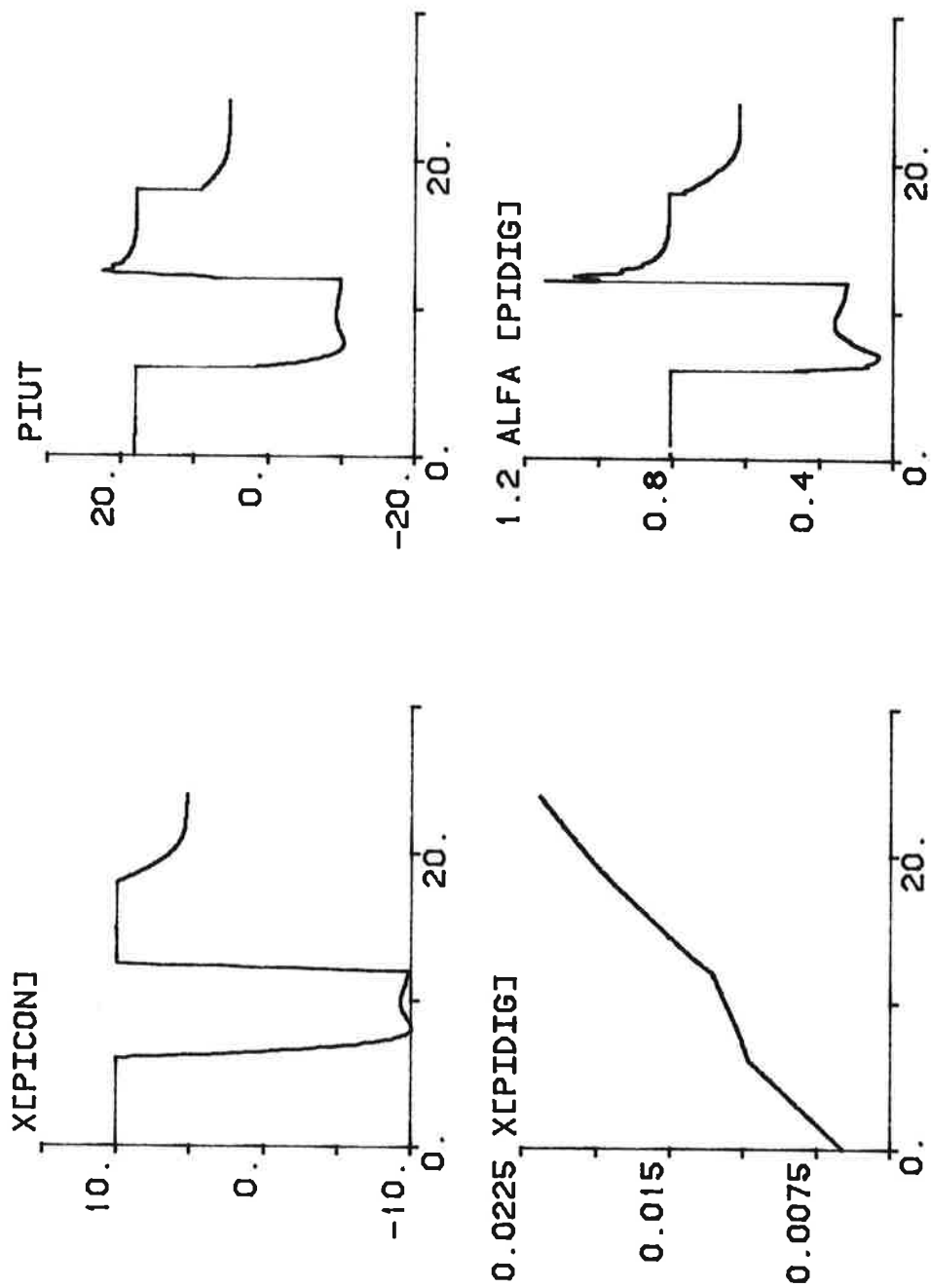
TI (PIDIG) = 1000 h

TI (PICON) = 0,333 h



81.05.21 - 19:13:06 nr: 5
HCOPIY

Figur 4.3.4



4.4 SIMULERING 4

Systemet simuleras då solinstrålningen representeras av en stegfunktion.

Stegverkan erhölls med följande programsatser:

```
Q3=IF T<K1 THEN 0 ELSE IF T>K2 THEN 0 ELSE SOL  
SOL:75000
```

```
K1:6
```

```
K2:18
```

Dvs. solen går upp klockan 6.00 och ned klockan 18.00.

Då husens totala värmeförbrukning är ca. 350 kW uppskattades solens bidrag till ca. 75 kW.

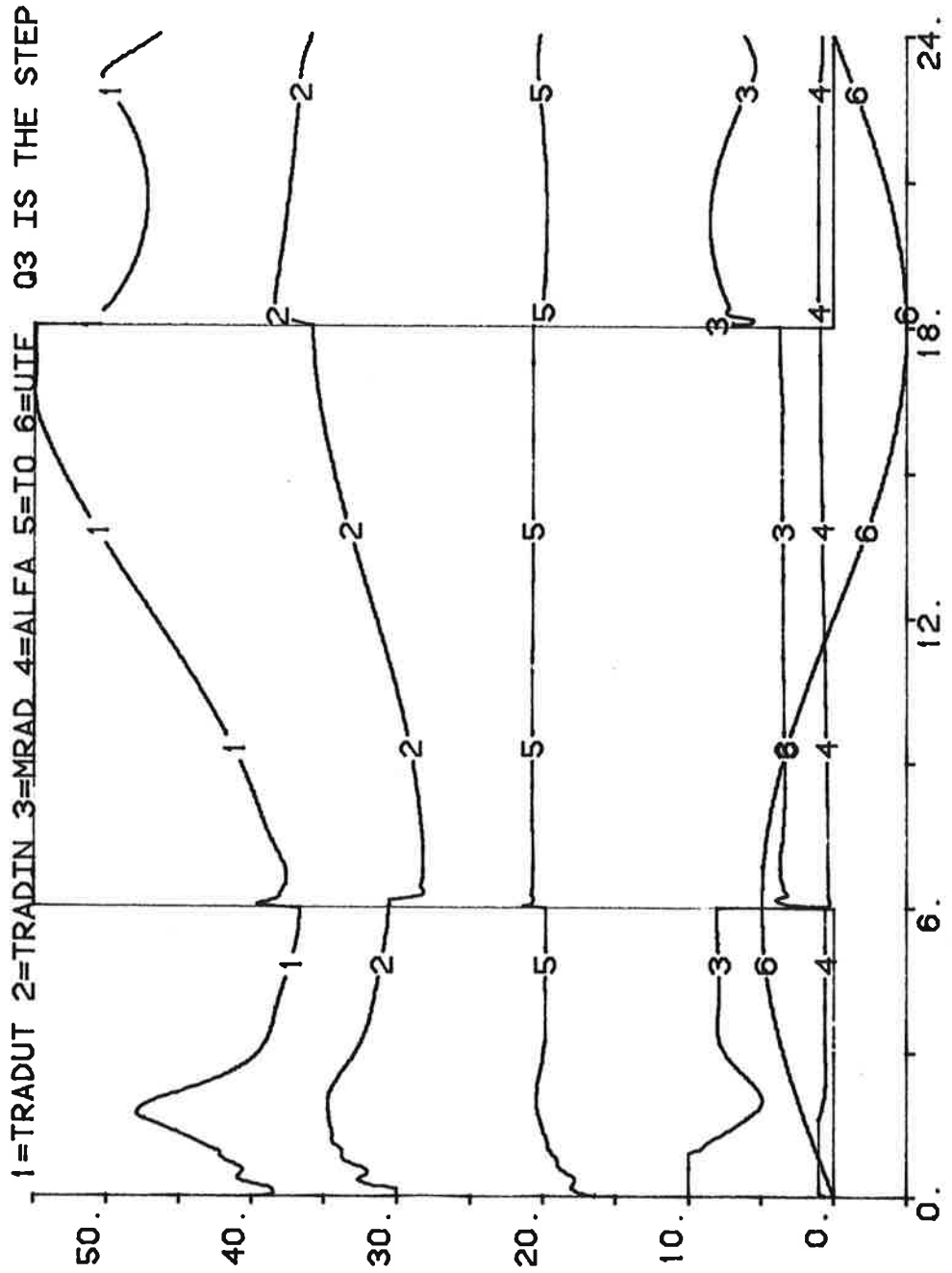
Utetemperaturen, UTE, varierades sinusformigt mellan -5°C och $+5^{\circ}\text{C}$.

Resultatet av simuleringen redovisas i figur 4.4.1 på följande sida. Som synes motsvarar resultatet förväntningarna vi hade på reglersystemet, dvs. att det skall lyckas hålla $T_0=20^{\circ}\text{C}$.

Regulatorinställningarna motsvarar de befintliga i anläggningen i Skurup.

TI {PICON} = Q_i 333
 TI {PIDIG} = Q_i 333

81.05.21 - 19:23:29 nr: 2
 HCOPI



4.5 SIMULERING 5

Simuleringarna är över 48 timmar och visar solinstrålningens påverkan på systemet (Q3 i RADHOUSE). Solinstrålningen är av typen $a + a \sin b$, där a är ungefär 12.5% av radiatorernas toppeffekt och b ger en period på sinusfunktionen av 48 timmar.

De variabler som har studerats är:

Q3 - solinstrålningen enligt ovan

TRADIN - vattentemperatur in till RADHOUSE från HEATPUMP

TRADUT - vattentemperatur in till HEATPUMP från RADHOUSE

T0 - temperatur i RADHOUSE

MRAD - massflödet i radiatorerna

ALFA - kompressorventilens läge i HEATPUMP.

Resultatet från simuleringarna visas i figurerna 4.5.1 - 4.5.5. Parametervärdena är enligt programutskriften utom vad gäller UTE som är satt till $+1^{\circ}$ och T_i i PIDIG som i simuleringen enligt figur 4.5.4 och 4.5.5 är satt till 1000, dvs I-delen är i detta fallet bortkopplad.

Figur 4.5.1 visar Q3, dvs solinstrålningens variation under simuleringarna. Figur 4.5.2 och figur 4.5.3 visar variablerna med I-delen i PIDIG inkopplad. Man ser att variablerna snabbt går in mot sina börvärden. MRAD följer solinstrålningen omvänt mycket fint. Överslängen i början är att vänta då I-delen i inre loopen är inkopplad. Skillnaden mellan dessa två diagram och de två i figur 4.5.4 och 4.5.5, där I-delen i PIDIG är bortkopplad, är främst ett lugnare startförlopp samt ett lägre värde på TRADUT och högre värde på MRAD för de två senare. Förloppet är väntat, då borttagning av I-delen i inre loopen bör ge ett något trögare men stabilare system (mindre överslängar).

81.05.21 - 17:18:54
HCOPI

Fig: 4.5.1

Q3 (solinstrålningen) i RADHOUSE.

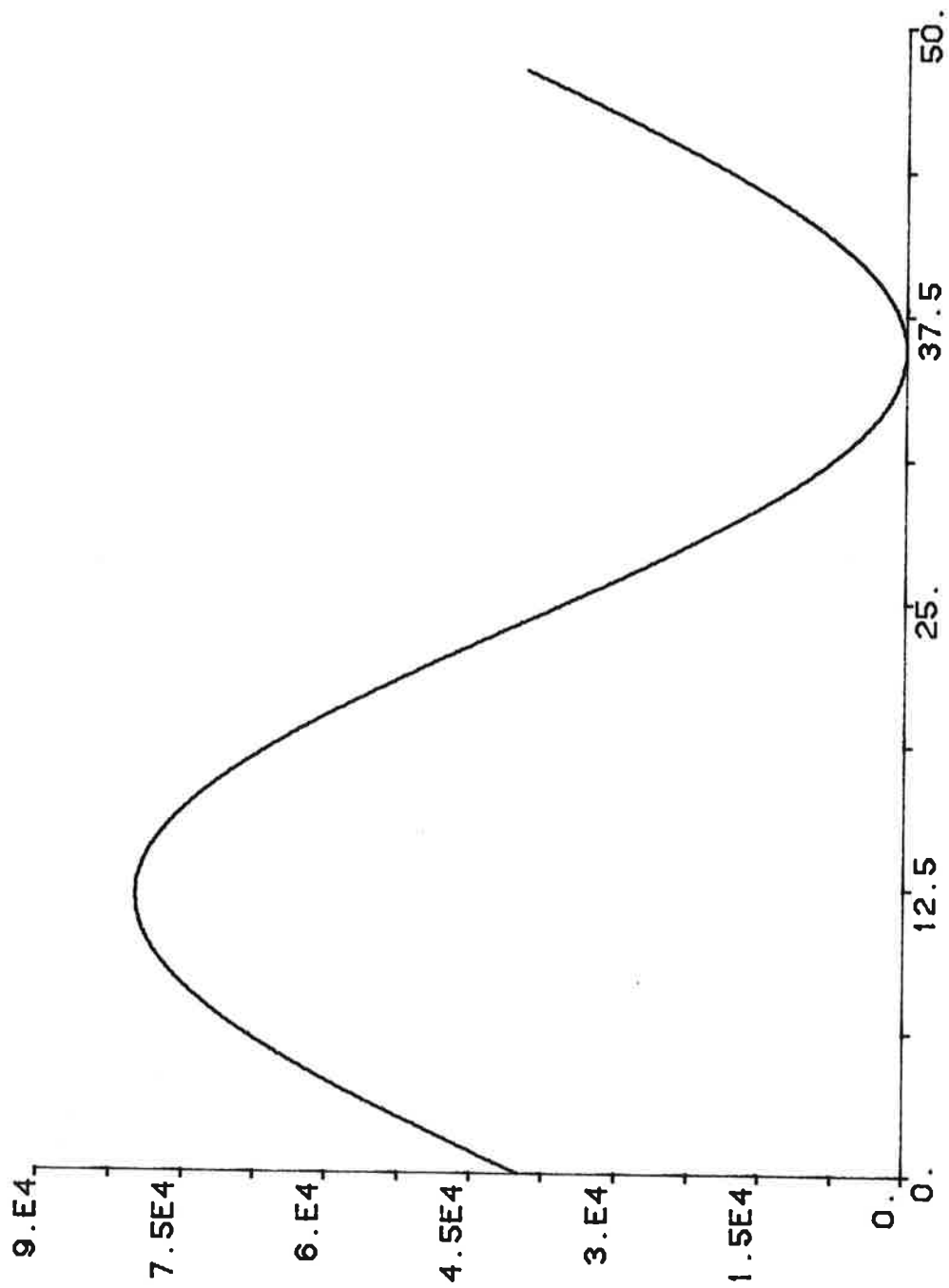
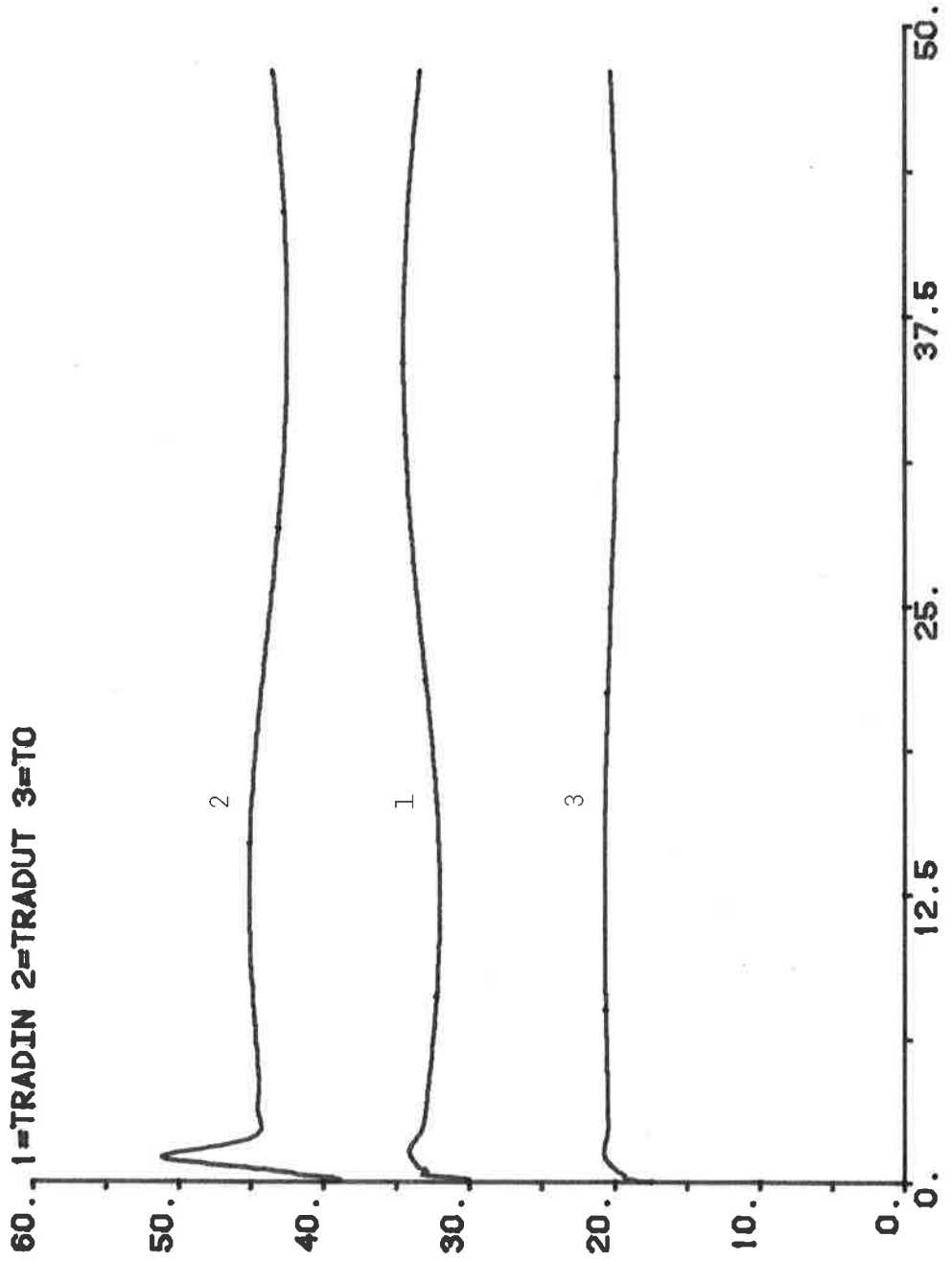


Fig. 4.5.2
T_i i PIDIG enligt programlistning

01.05.25 - 19:40:44
hcopy



81.05.25 - 19:44:36
hcopy

Fig. 4.5.3

T_i i PIDIG enligt programlistning

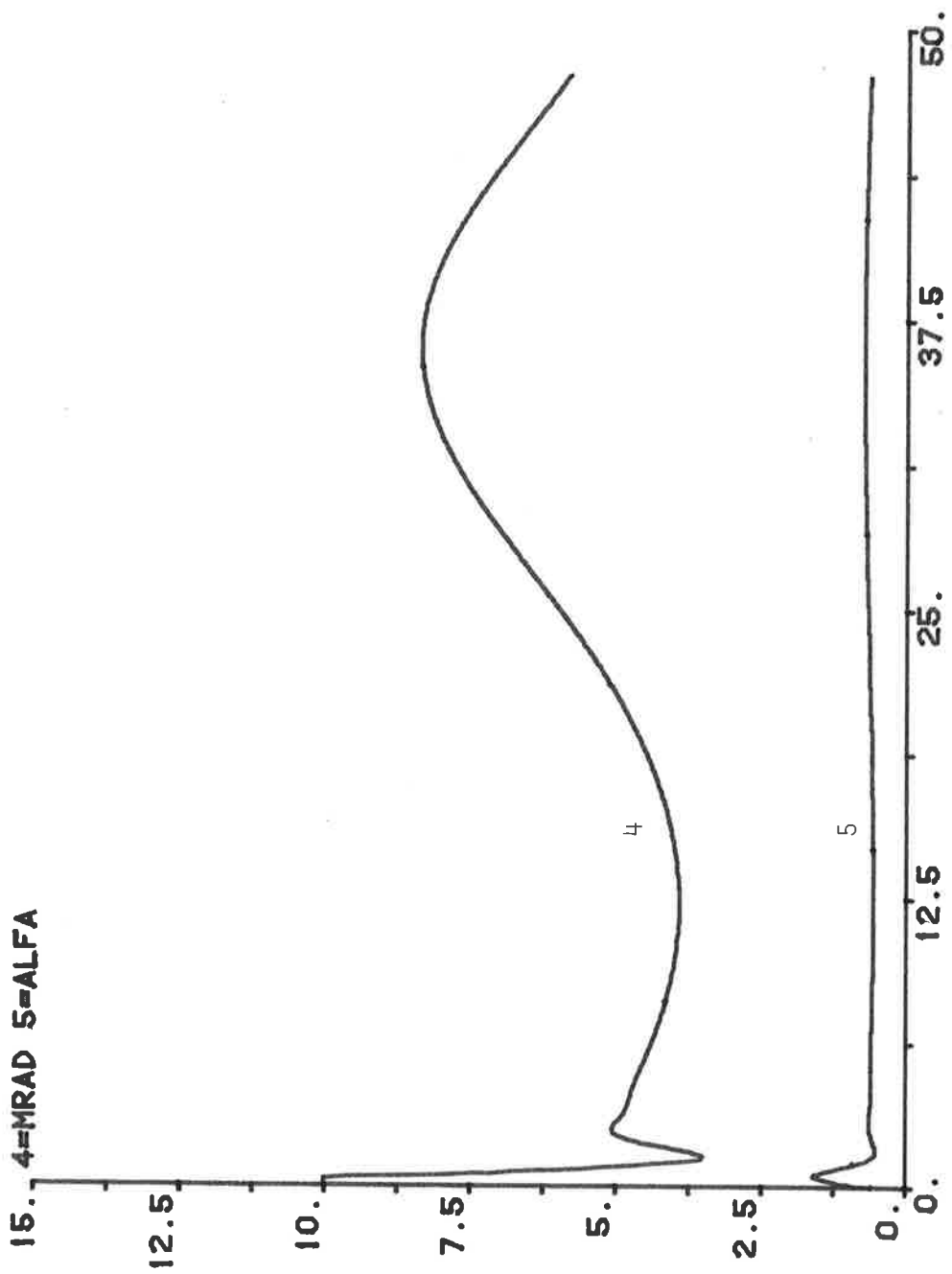


Fig. 4.5.4

I-delen i PIDIG bortkopplad

81.05.25 - 19:51:18
hcopy

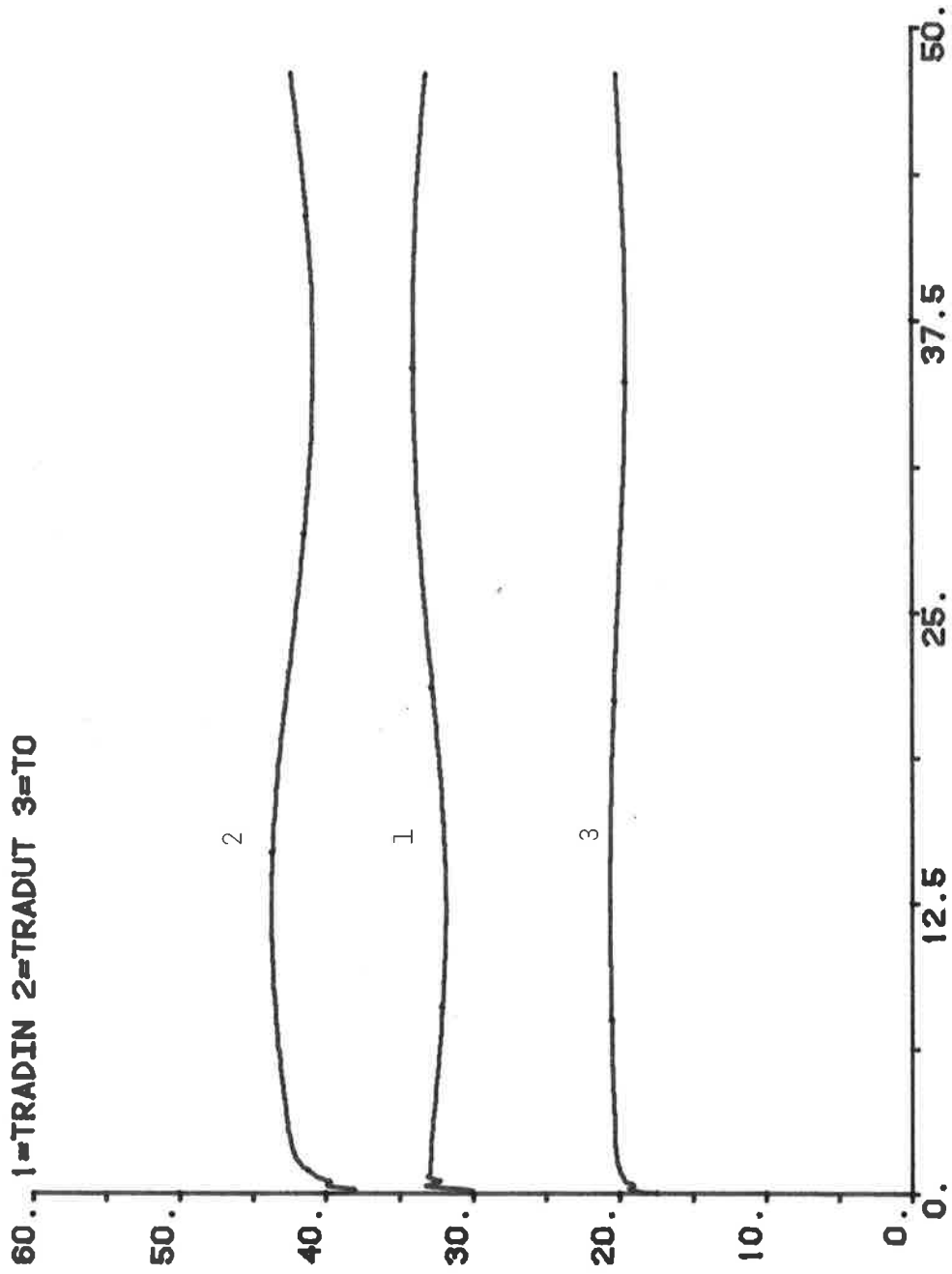
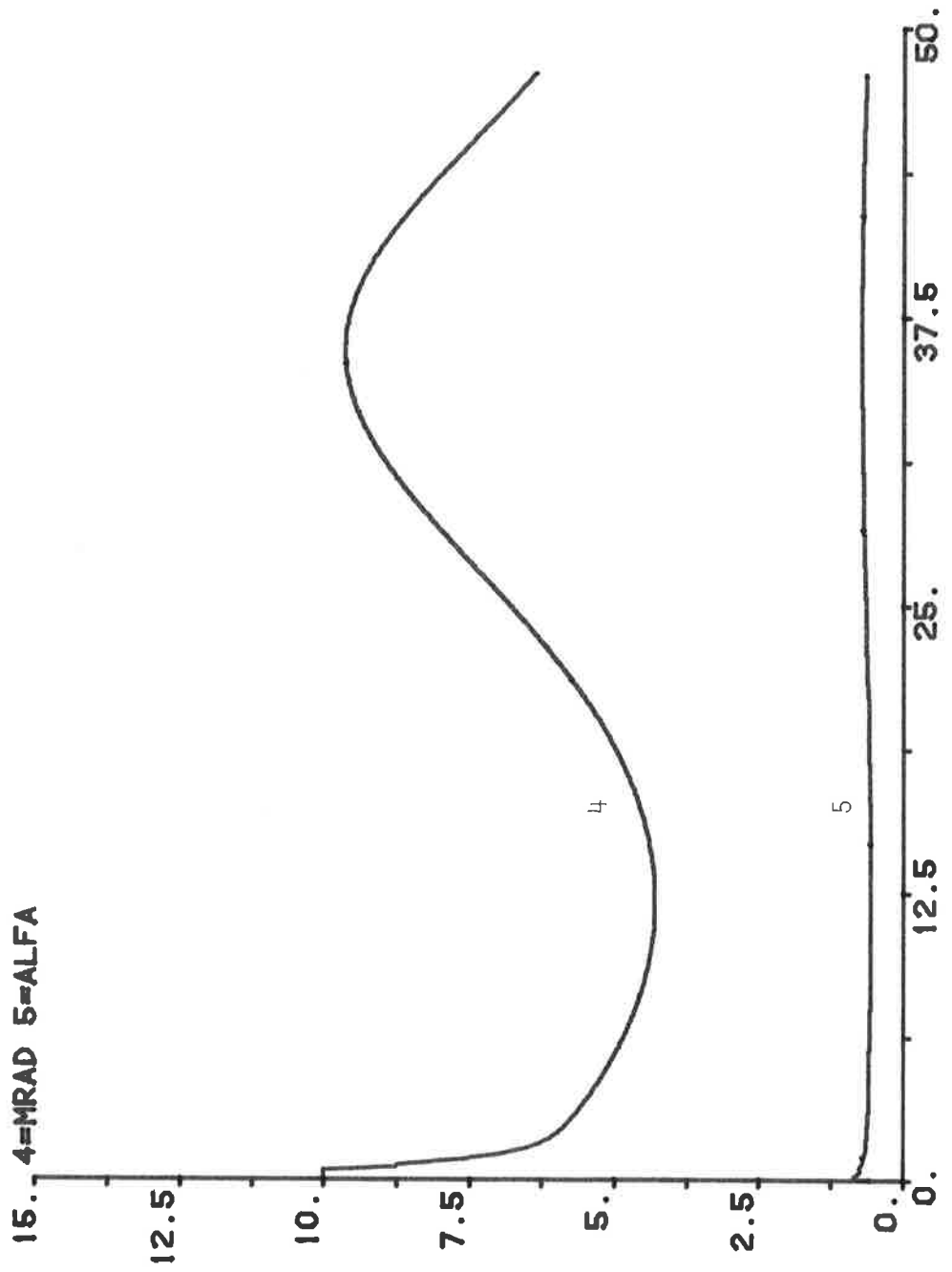
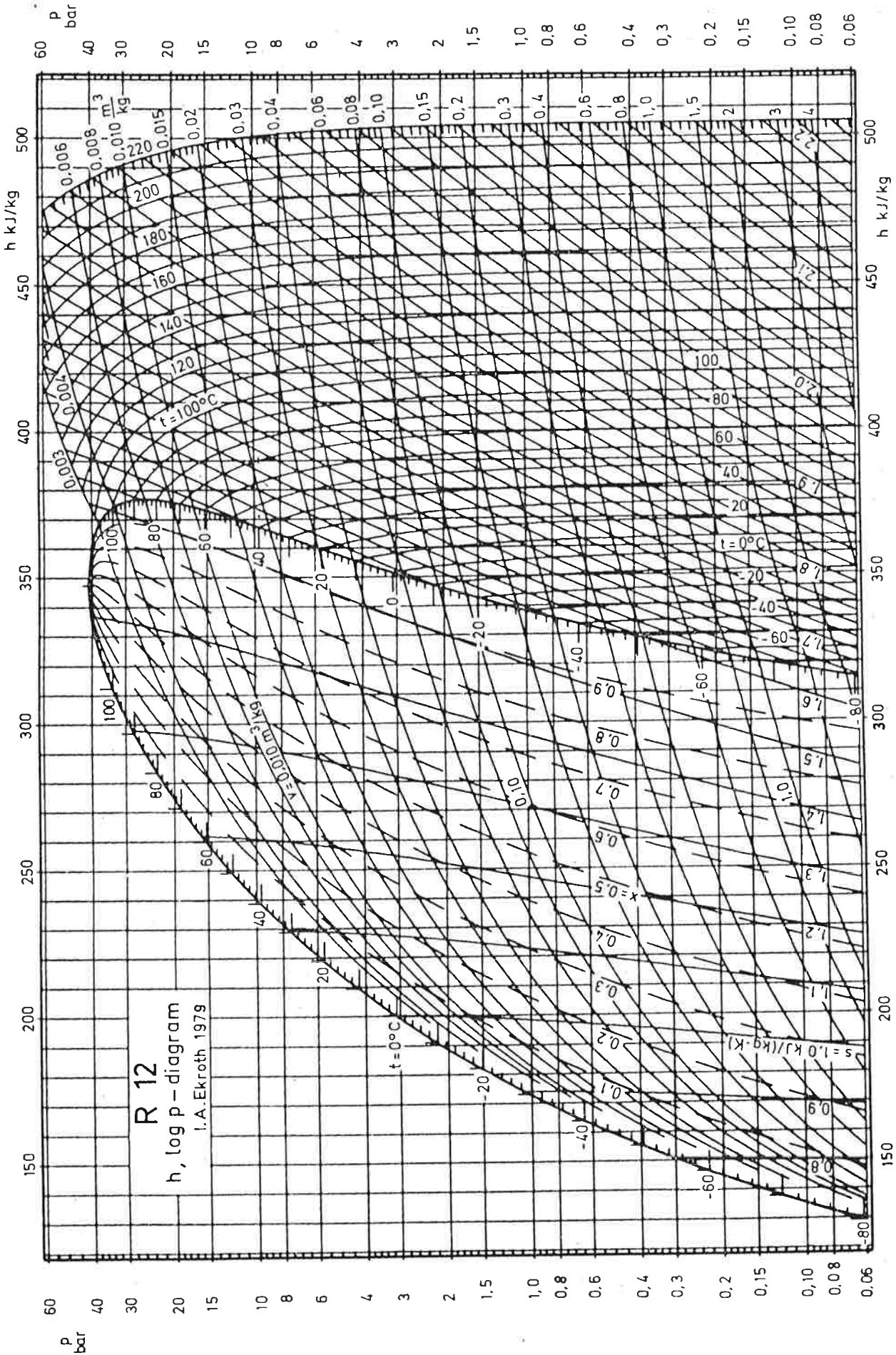


Fig. 4.5.5
I-delen i PIDIG bortkopplad

61.05.25 19:52:50
hcopy





CONTINUOUS SYSTEM HEATPUMP

"AUTHORS:

" INGRID ANDERSSON
 " DRAGOMIR DIMITRIC
 " STAFFAN LAURELL
 " JORGEN LOFSTEDT
 " KAI SIEW WONG
 "

"DESCRIPTION:

" HEATPUMP IS A CONTINUOUS SYSTEM THAT SIMULATES A H-PUMP
 " WITH 3 INPUTS, ALFA MRAD TRADIN, 1 OUTPUT,TRADUT,
 " AND 1 STATE, X1.
 "

" X1 IS THE TEMPERATUR OF THE RADIATORWATER OUT FROM THE
 " HEATPUMP,TRADUT. TRADUT IS INITIALISED TO 40 DEGC.
 "

" ALFA CAN VARIATE FROM 0-1 AND IS THE OUTPUT FROM
 " CONTINUOUS SYSTEM PIDIG.ALFA IS THE THROTTLEPOSITION
 " OF THE COMPRESSOR AND REGULATES THE MASSFLOW INSIDE THE
 " H-PUMP.
 "

" MRAD IS THE MASSFLOW IN THE RADIATOR IN [KG/S]
 "

" TRADIN IS THE TEMPERATURE OF THE INCOMMING RADIATORWATER.
 "

"INPUT:

" ALFA THROTTLE POSITION OF THE COMPRESSOR
 " MRAD MASSFLOW OF THE RADIATOR [KG/S]
 " TRADIN TEMPERATURE OF THE RADIATORWATER IN TO THE H-PUMP [DEG.C]
 "

"OUTPUT:

" TRADUT TEMPERATURE OF THE RADIATORWATER OUT FROM THE H-PUMP [DEG.C]
 "

"STATE:

" X1 X1=TRADUT
 "

"PROGRAMME:

"
 INPUT ALFA MRAD TRADIN
 OUTPUT TRADUT
 STATE X1
 DER DX1
 MR12=K*ALFA
 MASS=V*DENS
 A=1.0/(MASS*CPRAD)
 B=1.0/MASS
 DX1=(A*MR12*1000.0*(158.79-0.7545*X1)-B*MRAD*(X1-TRADIN))*3600
 TRADUT=X1
 C=1.0/(MA*CPA)
 TAUT=TAIN-C*MR12*1000.0*(156.94-1.058*X1)
 "

"PARAMETERS:

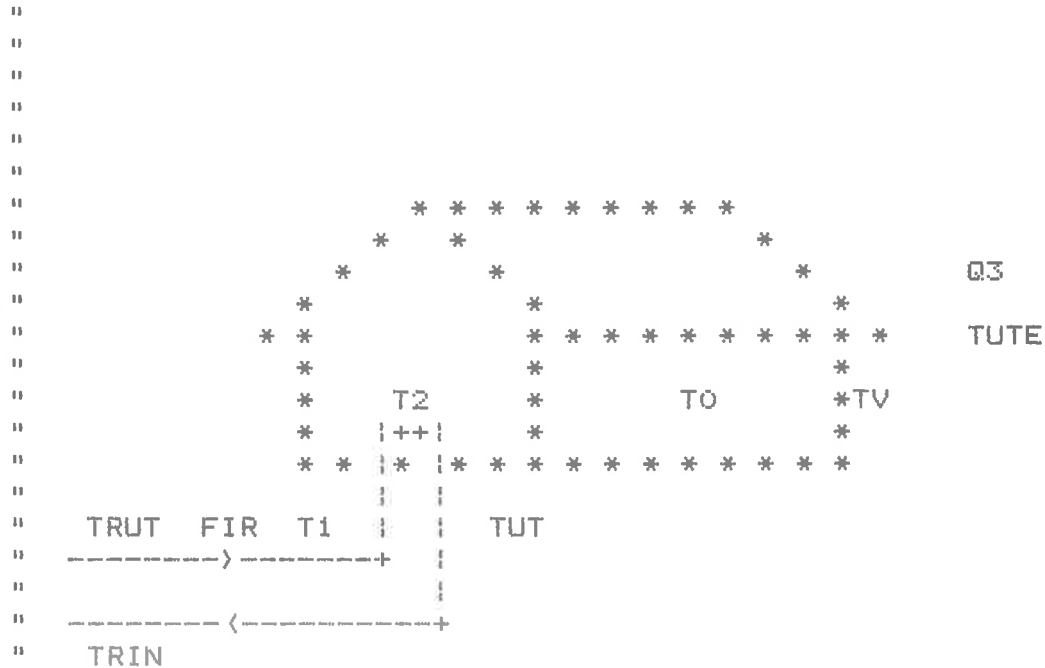
"
 K:1.2
 V:2.0 "VOLUME OF THE WATER IN THE CONDENSOR [M3]
 DENS:988.0 "DENSITY OF WATER [KG/M3]
 CPRAD:4182.0 "SPECIFIC HEAT OF WATER [J/KG*K]
 X1:40.0 "INITAL VALUE [DEG.C]
 "

MA:18.0
CPA:4201.3
TAIN:8.0

"MASSFLOW OF THE SEWAGEWATER [KG/S]
"SPECIFIC HEAT OF THE SEWAGEWATER [J/KG*K]
"TEMPERATURE OF THE SEWAGEWATER IN TO THE EVAPORATOR
"[DEG.C]

END

CONTINUOUS SYSTEM RADHOUSE



"VERSION: 810519

"AUTHORS: SVANTE JOHNSON
 " TORSEL KRISTENSSON
 " THOMAS SCHIERWAGEN
 " BORJE WEMMERT

"DESCRIPTION:
 " TRUT IS THE TEMPERATURE OF THE WATER LEAVING THE HEATPUMP, T1
 " IS THE TEMPERATURE IMMEDIATELY BEFORE THE RADIATOR. THE AVERAGE
 " TEMPERATURE OF THE WATER IN THE RADIATOR IS T2 AND THIS IS
 " EQUAL TO TUT. OUR HOUSE HAS THE INDOOR TEMP. TO AND THE TEMP.
 " OUTSIDE IS TUTE. TO ILLUSTRATE SUNNY DAYS WE HAVE Q3 WHICH
 " REPRESENTS THE SUN. THE OTHER INPUTS, OUTPUTS AND PARAMETERS
 " NOT SHOWN IN THE FIG. ARE EXPLAINED BELOW.

"INPUT:
 " T1 TEMPERATURE OF WATER IN TO RADIATOR [DEGC]
 " TUTE TEMPERATURE OUTSIDE

"OUTPUTS:
 " TUT TEMPERATURE OF WATER LEAVING THE RADIATOR [DEGC]
 " FIR FLOW IN RADIATOR CIRCUIT [KG/S]

"STATES:
 " T2 TEMPERATURE OF WATER IN RADIATOR=TUT [DEGC]
 " TV TEMPERATURE IN THE WALL [DEGC]

TIME T
 OUTPUT TUT FIR
 INPUT T1 TUTE

STATE T2 TV
 DER DT2 DTV
 FIR=KT*(TOB-TO+1.5) 'ADJUST. OF OFFSET
 FIR=IF FIR1<0 THEN 0 ELSE IF FIR1>FIRM THEN FIRM ELSE FIR1
 Q2=KVIN*(TO-TV)
 DT2=3600*2*((T1-T2)*FIR-Q1/C)/M
 Q1=Q2-Q3

```

T0=(T2*KRAD+KVIN*TV+Q3)/(KRAD+KVIN)
DTV=(T0-TV)/TIME1+(ABS(TUTE-TV))^EXPON*SIGN(TUTE-TV)/TIME2
TUT=T2
"
"PARAMETERS:
"
EXPON:2.5           "STEFAN-BOLTZMANN'S EXPONENT, ORGIN. =4
KT:5                "KONST.FOR RADIATORTEMPEROSTAT [KG/(S*DEGC)]
FIRM:10             "MAX WATERFLOW (KG/S)
TOB:20              "WANTED TEMP TO, SET ON RADIATORTEMPEROSTAT
C:4182              "HEATKAPACITIVITY FOR WATER (J/(KG*DEGC))
M:6600              "MASS OF WATER IN RADIATORS, ALL HOUSES
KVIN:16174          "KONSTANT FOR HEATTRANSFER FOR WALL
                    "INSIDE, ALL HOUSES. ( W/DEGC )
KRAD:19614          "KONSTANT FOR HEATTRANSFER FOR THE RADIATOR
                    "ALL HOUSES ( W/DEGC )
TIME1:10            "RISE TIME FOR THE WALL WITH TOTALLY
                    "ISOLATED OUTSIDE. ( HOURS )
TIME2:5             "DITO INSIDE
Q3:0
T2: 30
TV:0
END

```

CONTINUOUS SYSTEM PICON

```

"
"
" DESCRIPTION:
" THE SYSTEM DESCRIBES A CONTINUOUS PI-REGULATOR. THE SYSTEM
" CONNECTED IN PARALLELL WITH A D-REGULATOR GIVES A PID-REGULATOR
" (PICON+DCON). THIS IS DONE IN CONNECTING SYSTEM SKURUP.
"
" INPUT:
" TUTE  TEMPERATURE OUTSIDE
" TRF   CONSTANT OF TEMPERATURE REFERENS
" TF    DELAYED FEEDBACK FROM HEATPUMP VIA TF5
" TR    DELAYED FEEDBACK FROM RADHOUSE VIA TR6
"
" OUTPUT:
" PIUT  CONTROL-SIGNAL FROM PI-REGULATOR
"
" STATE:
" X     INTEGRAL OF INSIGNAL
"
"
INPUT TUTE TRF TF TR
OUTPUT PIUT
STATE X
DER DX
D=(TRF-TUTE*K1-TF*K3-TR*K2)*K/TI
PIUT=X+K*(TRF-TUTE*K1-TF*K3-TR*K2)
DX=IF (X>10 AND D>0) THEN 0 ELSE IF (X<-10 AND D<0) THEN 0 ELSE D
"
" PARAMETERS:
" K     AMPLIFICATION CONSTANT
" K1,K2,K3  CONSTANTS
" TI    INTEGRATION-TIME (HOURS)
K:0.5
K1:2.516
K2:1.0
K3:1.0
TI:0.333
X:0
END

```


CONTINUOUS SYSTEM DCON

"

"

"DESCRIPTION:

"THE SYSTEM DESCRIBES A CONTINUOUS D-REGULATOR. THE SYSTEM
 "CONNECTED IN PARALLELL WITH A PI-REGULATOR GIVES A PID-
 "REGULATOR (PICON + DCON). THIS IS DONE IN CONNECTING SYSTEM
 "SKURUP.

"

"INPUT:

"TUTE TEMPERATURE OUTSIDE
 "TRF CONSTANT OF TEMPERATURE REFERENCE
 "TF DELAYED FEEDBACK FROM HEATPUMP VIA TF5
 "TR DELAYED FEEDBACK FROM HEATPUMP VIA TR6

"

"OUTPUT:

"DUT CONTROL SIGNAL FROM D-REGULATOR

"

"STATE"

"X A FUNCTION OF INPUT - OUTPUT

"

INPUT TUTE TRF TF TR

OUTPUT DUT

STATE X

DER DX

$DX = -TG/TD * X + TRF - TUTE * K1 - TF * K3 - TR * K2$

$DUT = -TG * TG / TD * X + TG * (TRF - TUTE * K1 - TF * K3 - TR * K2)$

"

"PARAMETERS:

"K1,K2,K3 CONSTANTS
 "TD DERIVATION-TIME (HOURS)
 "TG LP-FILTER CONSTANT

K1:2.516

K2:1

K3:1.0

TD:0.00556

TG=5*TD

X:0

END

CONTINUOUS SYSTEM PIDIG

```
"
"
"DESCRIPTION:
"THE SYSTEM DESCRIBES A CONTINUOUS PI-REGULATOR.
"
"INPUT:
"TC          SUM OF CONTROL-SIGNALS FROM PICON AND DCON. THE
"           SIGNALS ARE LIMITED BETWEEN -10 TO +10.
"TF1        DELAYED FEEDBACK FROM HEATPUMP VIA TF4
"
"OUTPUT:
"ALFA       CONTROL-SIGNAL TO THE HEATPUMP
"
"STATE:
"X          INTEGRAL OF IN-SIGNAL
"
INPUT TC TF1
OUTPUT ALFA
STATE X
DER DX
D=(TBVP+TC-TF1)*K/TI
ALFA=X+K*(TBVP+TC-TF1)
DX=IF (X)>1 AND D>0) THEN 0 ELSE IF (X<0 AND D<0) THEN 0 ELSE D
"
"PARAMETERS:
"TI         INTEGRATION-TIME (HOURS)
"K          AMPLIFICATION CONSTANT
"TBVP      EXPECTED TEMPERATURE OF HEATPUMP
"
TI:0.333
K:0.05
TBVP:45
X:0
END
```

CONTINUOUS SYSTEM TF4

"
"

"DESCRIPTION:

"THE SYSTEM DESCRIBES THE MEASURING INSTRUMENT TIME-CONSTANT

"

"INPUT:

"TV TEMPERATURE FROM THE HEATPUMP.

"

"OUTPUT:

"TF1 MEASURED TEMPERATURE OF WATER TO THE HOUSE.

"

"STATE:

"X PRODUCT OF OUTSIGNAL AND THE TIME-CONSTANT (TF1*TAU)

"

INPUT TV

OUTPUT TF1

STATE X

DER DX

$DX = -X/TAU + TV$

$TF1 = X/TAU$

"

"PARAMETERS:

"TAU TIME-CONSTANT (HOURS)

"

TAU:0.00556

X:0.2

END

CONTINUOUS SYSTEM TFS

"
"

"DESCRIPTION:

"THE SYSTEM DESCRIBES THE MEASURING INSTRUMENT TIME-CONSTANT
"AS WELL AS THE DELAYED TEMPERATURE FROM THE HEATPUMP.

"

"INPUT:

"Y3 DELAYED TEMPERATURE FROM THE HEATPUMP

"

"OUTPUT:

"TF MEASURED AND DELAYED TEMPERATURE OF WATER TO
" HOUSE.

"

"STATE:

"X PRODUCT OF OUTSIGNAL AND THE TIME-CONSTANT (TF*TAU)

"

INPUT Y3

OUTPUT TF

STATE X

DER DX

DX=-X/TAU+Y3

TF=X/TAU

"

"PARAMETERS:

"TAU TIME-CONSTANT

"

TAU=0.00556

X=0.2

END

```
CONTINUOUS SYSTEM TR&
"
"
"DESCRIPTION:
"THE SYSTEM DESCRIBES THE MEASURING INSTRUMENTS TIME-CONSTANT
"AS WELL AS THE DELAYED TEMPERATURE FROM THE HOUSE.
"
"INPUT:
"TRET          DELAYED TEMPERATURE FROM THE HOUSE.
"
"OUTPUT:
"TR           MEASURED AND DELAYED TEMPERATURE OF WATER FROM
"             THE HOUSE.
"STATE:
"X           PRODUCT OF OUTSIGNAL AND THE TIMECONSTANT (TR*TAU).
"
INPUT TRET
OUTPUT TR
STATE X
DER DX
DX=-X/TAU+TRET
TR=X/TAU
"
"PARAMETERS:
"TAU          TIMECONSTANT.
"
TAU:0.00556
X:0.2
END
```

CONNECTING SYSTEM SKURUP

"

"AUTHORS: GUNNAR BOLMSJOE

"

LASSE MORINDER

"

"DESCRIPTION:

"THE SYSTEM LINKS THE PART SYSTEM TOGETHER TO DESCRIBE

"THE FUNCTION OF THE WHOLE SYSTEM.

"T MEANS CURRENT TIME.

"THE DELAY-FUNCTION IS SYSTEMDEFINED.

"ALFA OF HEATPUMP IS LIMITED BETWEEN 0 AND 1.

"TC OF PIDIG IS LIMITED BETWEEN -10 AND +10.

"

TIME T

TD3[DELAY] = T-0.00556

U3[DELAY]=TRADUT[HEATPUMP]

Y3[TF5]=IF T<0.00556 THEN 40 ELSE Y3[DELAY]

TD2[DELAY]=T-0.1667

U2[DELAY]=TUT[RADHOUSE]

TRADIN[HEATPUMP]=IF T<0.1667 THEN 30 ELSE Y2[DELAY]

AA=IF ALFA[PIDIG] > 1 THEN 1 ELSE ALFA[PIDIG]

ALFA[HEATPUMP]=IF ALFA[PIDIG] < 0 THEN 0 ELSE AA

MRAD[HEATPUMP]=FIR[RADHOUSE]

TD1[DELAY]=T-0.1667

U1[DELAY]=TRADUT[HEATPUMP]

T1[RADHOUSE]=IF T<0.1667 THEN 40 ELSE Y1[DELAY]

TUTE[RADHOUSE]=UTE

TF[PICON]=TF[TF5]

TUTE[PICON]=UTE

TRF[PICON]=79.74

TR[PICON]=TR[TR6]

TF[DCON]=TF[TF5]

TUTE[DCON]=UTE

TRF[DCON]=79.74

TR[DCON]=TR[TR6]

X=IF PIUT[PICON] + DUT[DCON] > 10 THEN 10 ELSE PIUT[PICON] + DUT[DCON]

TC[PIDIG]=IF PIUT[PICON] + DUT[DCON] < -10 THEN -10 ELSE X

TF1[PIDIG]=TF1[TF4]

TV[TF4]=TRADUT[HEATPUMP]

TRET[TR6]=Y2[DELAY]

"

"PARAMETERS:

"UTE TEMPERATURE OUTSIDE

"

UTE=5*SIN(T/3.82)

END

REFERENSLISTA

1. Ekroth Ingvar A
Termodynamiska egenskaper för köldmedier
Institutionen för mekanisk värmeteori och kylteknik
Kungliga Tekniska Högskolan
Stockholm 1979
2. Tyllered Gunnar O
Termodynamik
Institutionen för mekanisk värmeteori med strömnings-
lära
Lunds Tekniska Högskola
Lund 1978