

CODEN: LUTFD2/ (TFRT-5309)/0-064/ (1984)

SIMULERING OCH REGLERING AV ETT SYSTEM MED EN TRE-FLUIDS-  
VÄRMEVÄXLARE

ULF STEEN

DEPARTMENT OF AUTOMATIC CONTROL  
LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
JUNE 1984

<b>LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY</b> DEPARTMENT OF AUTOMATIC CONTROL Box 725 S 220 07 Lund 7 Sweden	Document name	MASTER THESIS
	Date of issue	JUNE 1984
	Document number	CODEN: LUTFD2/(TFRT-5309)/0-064/(1984)
	Supervisor	
Author(s)	Ulf Stéen  Sponsoring organization	
Title and subtitle Simulering och reglering av ett system med en Tre-fluids-värmeväxlare. (Simulation and regulation of a system including a Three fluid heatexchanger.)		
Abstract In this report the equations that describes the dynamics of a three-fluid heatexchanger and also in a counterflow radiator are derived. To be able to simulate the dynamic wring the simulationlanguage SIMNON, the equations has been discretized. The discretized models presented has shown a non-minimum-phase effect. To control and regulate a system consisting of a three-fluid heatexchanger followed by a radiator, the out-temperature of the radiator's airflow was feedback with the mass-velocity of the radiator's waterflow with a PI-regulator. It was shown that disturbances on the system was quickly eliminated with this feedback. In this report examples are given how to further develop and improve the mathematical models and the regulation of the system.		
Key words		
Classification system and/or index terms (if any)		
Supplementary bibliographical information		
ISSN and key title		ISSN
Language	Number of pages	Recipient's notes
Swedish	64	
Security classification		

SIMULERING OCH REGLERING  
AV ETT SYSTEM MED EN  
TRE-FLUIDS-VÄRMEVÄXLARE

Ett examensarbete  
av  
Ulf Stéen F-79, LTH

Juni 1984

INNEHÅLL

1. INLEDNING.....	sid. 2
2. SIMULERING AV TRE-FLUIDS-VÄRMEVÄXLARE.....	sid. 4
3. SIMULERING AV LUFT-VATTEN-BATTERI.....	sid.20
4. REGULATORN.....	sid.28
5. DIMENSIONERING AV REGULATORN.....	sid.30
6. REGLERING AV HELA SYSTEMET.....	sid.35
7. SAMMANFATTNING.....	sid.52
8. REFERENSER.....	sid.55
APPENDIX. PROGRAMLISTNINGAR.....	sid.56

## 1. INLEDNING

På senare år har det arbetats mycket med energibesparande åtgärder. I miljöer med höga temperaturer och höga luftfuktigheter, såsom vid t.ex. torkprocesser, har stora energimängder släppts ut eftersom man inte har kunnat ta tillvara energin och omvandla den på lämpligt sätt.

Det har nu utvecklats en kombinationsvärmeväxlare för luft-vätska-luft med särskild inriktning på processindustrin. LVL-värmeväxlaren bygger på principen att frånluftskanalen i en normal tvärströmsvärmväxlare förses med en vätskekrets i motström med frånluften. Detta innebär att vätskekretsen arbetar under bästa möjliga förhållande. Kompletteringen av luftvärmväxlaren med en vattendel har lett till 4-5 gånger större energiåtervinning än vad som har varit möjligt med enbart luftåtervinning. Mer om trefluids-värmeväxlaren kan läsas i "Report 830501 Three-fluid heat exchanger", se referensförteckning.

För att utnyttja trefluidsvärmväxlarens positiva egenskaper i en process, se fig.1.1, kan man låta tilluften efter att ha värmts upp i värmväxlaren ytterligare värmas upp i ett värmebatteri. Värmebatteriet är en vatten-luft-värmväxlare av motströmstyp. Vattenflödet från trefluids-värmväxlaren leds till en värmepump, där man plockar ut ett vattenflöde med konstant temperatur, i denna rapporten 100°C. Detta vattenflödet leds till värmebatteriet via en ventil som reglerar massflödet. Genom att variera massflödet på det 100-gradiga vattnet in i värmebatteriet kan man styra och reglera temperaturen på det luftflöde som lämnar batteriet och går in i processen.

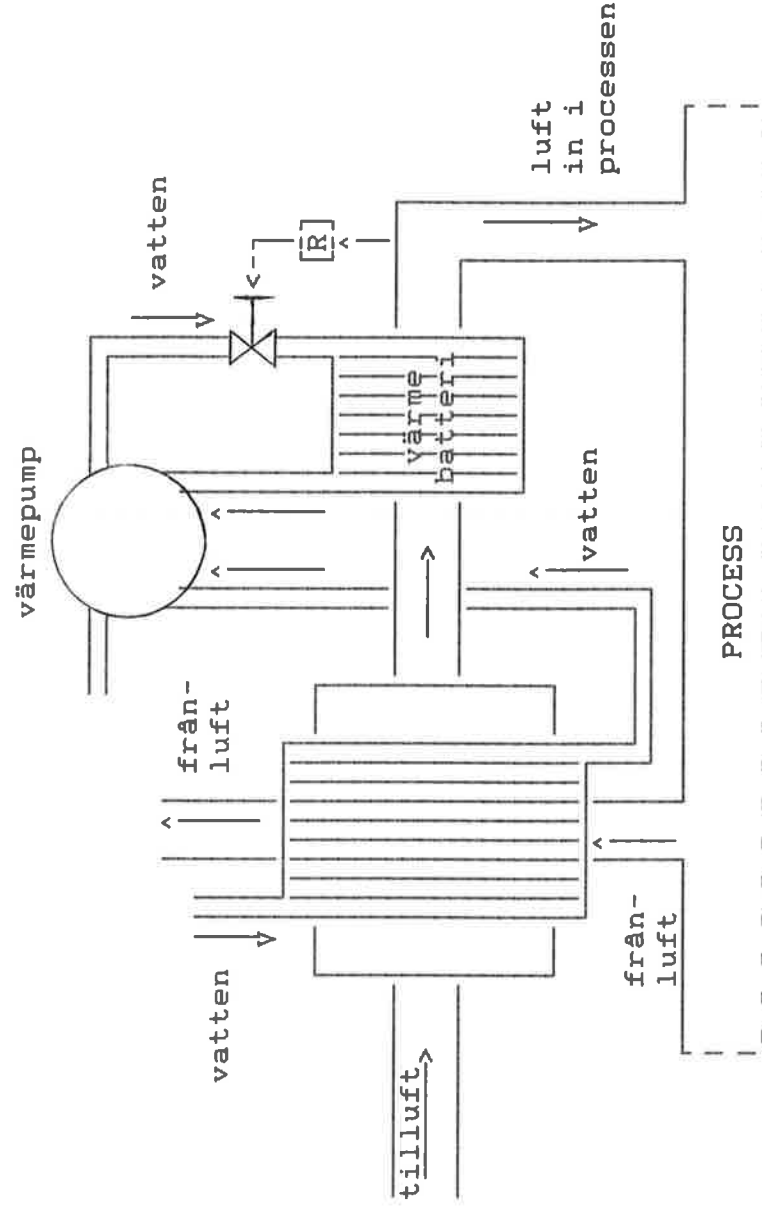


Fig.1.1 Skiss över hur trefluidsvärmväxlaren arbetar i en process.

För att kunna reglera och styra ett sådant här system och för att kunna observera vad som händer vid olika störningar på insignalerna till systemet måste man representera de ingående komponenterna med dynamiska modeller.

I denna rapporten har plockats fram och testats dynamiska modeller på trefluidsvärmeväxlaren och på värmebatteriet. Dessa modellerna har sedan kopplats samman till ett system, där värmebatteriet har återkopplats med en kontinuerlig PI-regulator, som styr massflödet på vattnet in i batteriet. Ventilen och värmepumpen har däremot inte tagits med vid simuleringarna.

Syftet med rapporten är inte att demonstrera en komplett modell över hur trefluidsvärmeväxlaren skall användas i en process. Ej heller görs anspråk på att de matematiska modellerna över trefluidsvärmeväxlaren och värmebatteriet är kompletta. Däremot kan rapporten ligga till grund för vidare utveckling av modellerna och vara till hjälp vid fortsatt arbete med att utnyttja trefluidsvärmeväxlaren på ett effektivt sätt i en process.

## 2. SIMULERING AV TRE-FLUIDS-VÄRMEVÄXLARE

Värmeväxlaren som skall simuleras har tre skilda flöden. De varma och kalla gaserna (i detta fall luft) är åtskilda av en plan platta, fig.2.1, och de strömmar vinkelrätt mot varandra. Den kalla vätskan (vatten) strömmar motströms till den varma gasen.

Värmeväxlaren är av aluminium.

Data på värmeväxlaren (ungefärliga värden):

Totalvolym:	12 m <sup>3</sup>
Volym, frånluft:	51% = 6.12 m <sup>3</sup>
Volym, tilluft:	37% = 4.44 m <sup>3</sup>
Volym, vatten:	3% = 0.36 m <sup>3</sup>
Volym, kärna:	9% = 1.08 m <sup>3</sup>
Överföringsarea, luft-luft:	1000 m <sup>2</sup>
Överföringsarea, luft-vatten:	1000 m <sup>2</sup> (100% fenverkningsgrad)

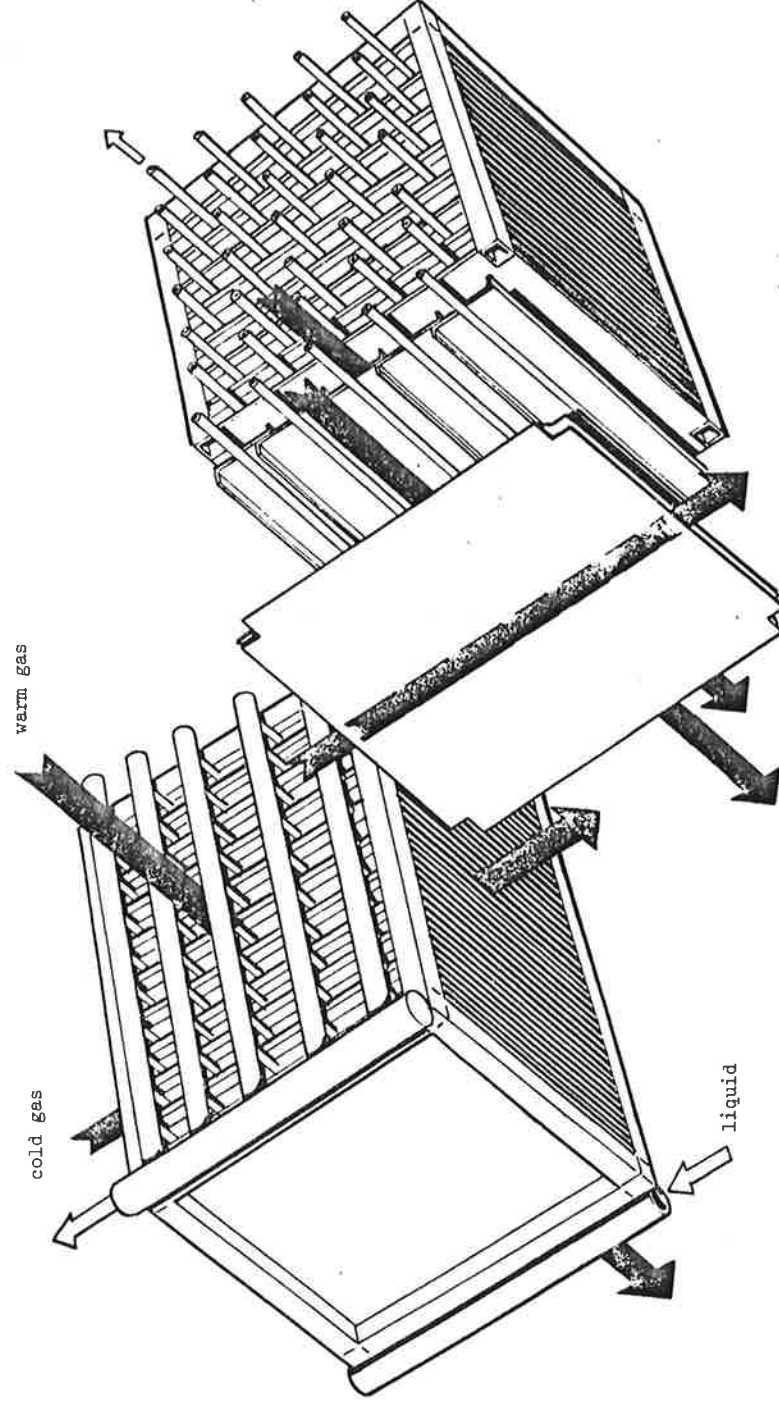


Fig.2.1 Trefluidsvärmeväxlare

När ekvationerna som beskriver temperaturförloppet i värmeväxlaren skulle sättas upp gjordes följande antaganden.

- 1) fluiderna blandas ej
- 2) värmeövergångskoefficienten  $h$  är konstant (i varje sektion)
- 3) massflödena är homogena i värmeväxlaren
- 4) specifika värmekapacitet  $c$  är konstant
- 5) all värmeöverföring sker vinkelrätt mot flödena
- 6) ingen värmeöverföring från den plana plattan till motströmsflödet
- 7) temperaturen är konstant i ett tvärsnitt av kärnan

Vid härledningen av ekvationerna som beskriver förloppet i en värmeväxlare utgår man från värmeledningsekvationen

$$\frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla^2 T = \frac{p}{k}$$

där

- $\rho$  = densitet [  $\text{kg/m}^3$  ]
- $c_p$  = specifikt värme [  $\text{J/kgK}$  ]
- $T$  = temperatur [  $\text{K}$  ]
- $p$  = källtätthet [  $\text{W/m}^3$  ]
- $k$  = termiska konduktiviteten [  $\text{W/mK}$  ]

Om man använder den på kärnan, och tittar i ett snitt där man kan anta konstant temperatur, får värmeledningsekvationen utseendet

$$\left[ \frac{\rho c_p}{k} \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{q}{k_c V_c}$$

(  $V$  = volym )

där indexeringen är gjord enligt figur 2.2.



Fig. 2.2 Snitt av kärnan med värmeflödena

Enligt Newton är värmeövergången, se ref.5



$$q = q_a + q_b = (hA)_a (T_a - T_c) + (hA)_b (T_b - T_c)$$

Ekvationen får då slutligen utseendet

$$MC \frac{\partial T_c}{\partial t} = (h \cdot A)_a (T_a - T_c) + (h \cdot A)_b (T_b - T_c)$$

där

$M$  = kärnans massa [ kg ]

$h$  = värmeövergångskoefficienten [  $W/m^2K$  ]

$A$  = värmeöverförande area [  $m^2$  ]

För flödena gäller samma grundekvation.

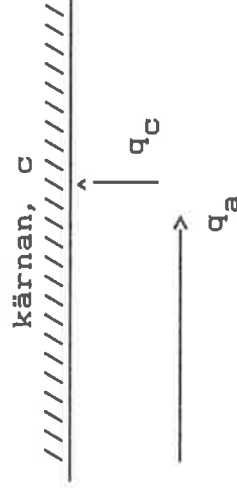


Fig. 2.3 Snitt av flöde och kärna med värme flödena

Vid stationär strömning ger energiekvationen om  $dq_a$  räknas positivt.

$$dq_a = -\dot{m}_a c_p dT_a$$

$$q_a = -\int_0^L \dot{m}_a c_p \frac{\partial T_a}{\partial x} dx = -L \dot{m}_a c_p \frac{\partial T_a}{\partial x}$$

$$q_c = (hA)_a (T_a - T_c)$$

Det totala värmeflödet är, se fig.2.3.

$$q = q_a - q_c$$

Ekvationen för flöde a får då slutligen utseendet

$$(h \cdot A)_a (T_c - T_a) = (V \rho c)_p a \frac{\partial T}{\partial t} + (L \dot{m} c)_p a \frac{\partial T}{\partial x}$$

Sammanfattningsvis får man följande ekvationer som beskriver förloppet i en värmeväxlare

$$\text{för kärnan: } MC_p \frac{\partial T_c}{\partial t} = (h \cdot A)_a (T_a - T_c) + (h \cdot A)_b (T_b - T_c)$$

$$\text{för flödena: } (h \cdot A)_a (T_c - T_a) = (V \rho c)_p a \frac{\partial T}{\partial t} + (L \dot{m} c)_p a \frac{\partial T}{\partial x}$$

För att beskriva temperaturförloppet i trefluidsvärmeväxlaren införs två längdkoordinater, x och y, enligt fig.2.4.

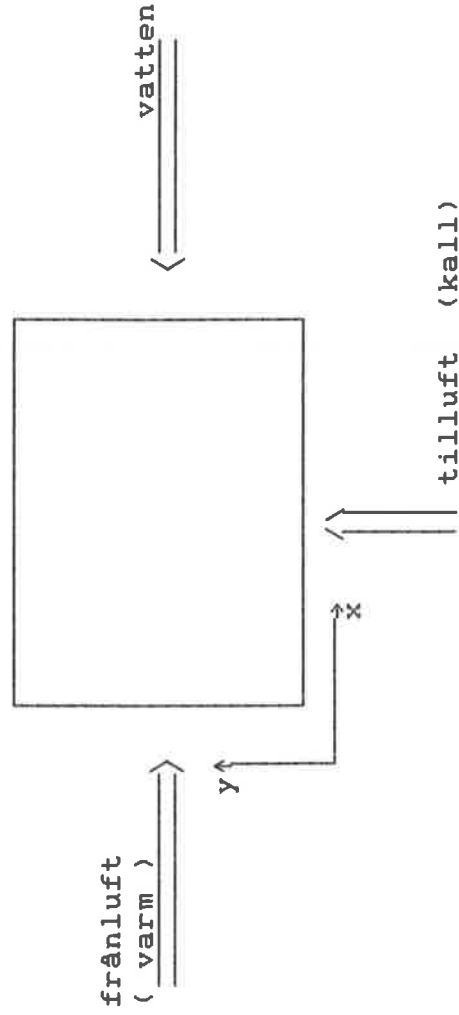


Fig.2.4 Schematiskt diagram över en LVL-värmeväxlare

Värmebalansen i värmeväxlaren kan då beskrivas

### Kärnan

$$\text{luft-luft: } \frac{\partial T_{ka}}{\partial t} = \frac{(h \cdot A)_h}{M_a \cdot C_{pa}} \cdot \Delta T_{ha} + \frac{(h \cdot A)_c}{M_a \cdot C_{pa}} \cdot \Delta T_{ca}$$

$$\text{luft-vatten: } \frac{\partial T_{kw}}{\partial t} = \frac{(h \cdot A)_h}{M_w \cdot C_{pa}} \cdot \Delta T_{hw} + \frac{(h \cdot A)_w}{M_w \cdot C_{pa}} \cdot \Delta T_{ww}$$

### Flödena

varm luft:

$$\frac{\partial T_h}{\partial t} = - \left[ \frac{h}{V_{\varrho c}} \right]_h \cdot A_h \cdot \Delta T_{ha} - \left[ \frac{h}{V_{\varrho c}} \right]_h \cdot A_w \cdot \Delta T_{hw} - \left[ \frac{\dot{L}_m}{V_{\varrho}} \right]_h \cdot \frac{\partial T_h}{\partial x}$$

kall luft:

$$\frac{\partial T_c}{\partial t} = - \left[ \frac{hA}{V_{\varrho c}} \right]_c \cdot \Delta T_c - \left[ \frac{\dot{L}_m}{V_{\varrho}} \right]_c \cdot \frac{\partial T_c}{\partial y}$$

vätskan:

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = - \left[ \frac{hA}{V_{\varrho c}} \right]_w \cdot \Delta T_w + \left[ \frac{\dot{L}_m}{V_{\varrho}} \right]_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial x}$$

där följande indexering har använts

k kärna  
a luft  
w vatten  
h varm sida  
c kall sida  
al aluminium

För att simulera modellen approximeras den partiella differentialekvationen med en ordinär differentialekvation genom att diskretisera längdvariablerna. Diskretiseringen görs genom en uppdelning av modellen enligt fig.2.5.

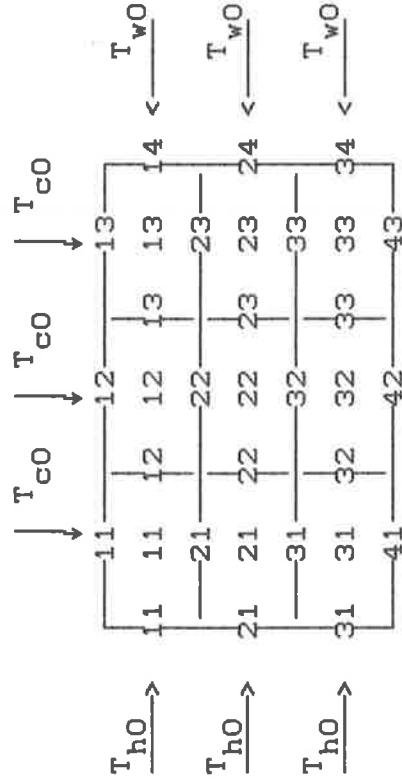


Fig.2.5 Illustration över diskretiseringen

Derivatans kan då approximeras som

$$L \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial (x/L)} \approx T_{n+1} - T_n$$

Kärnans temperatur sätts konstant i varje sektion. Då kan medeltemperaturdifferenserna approximeras med

$$\Delta T_{ha_{n,m}} = 0.5 \cdot (T_{h_{n,m+1}} + T_{h_{n,m}}) - T_{ka_{n,m}}$$

$$\Delta T_{ca_{n,m}} = 0.5 \cdot (T_{c_{n+1,m}} + T_{c_{n,m}}) - T_{ka_{n,m}}$$

$$\Delta T_{hw_{n,m}} = 0.5 \cdot (T_{h_{n,m+1}} + T_{h_{n,m}}) - T_{kw_{n,m}}$$

$$\Delta T_{ww_{n,m}} = 0.5 \cdot (T_{w_{n,m}} + T_{w_{n,m+1}}) - T_{kw_{n,m}}$$

Följande variabler definieras

$$a = \frac{\dot{m}}{V\epsilon}$$

$$b = \frac{hA}{\dot{m}c_p}$$

$$c = \frac{hA}{MC} P_{al}$$

Ekvationerna får då slutligen utseendet

### Kärnan

$$\text{luft-luft:} \quad \frac{dT_{ka,n,m}}{dt} = c_{ah} \Delta T_{ha,n,m} + c_{ac} \Delta T_{ca,n,m}$$

$$\text{luft-vatten:} \quad \frac{dT_{kw,n,m}}{dt} = c_{wh} \Delta T_{hw,n,m} + c_{ww} \Delta T_{ww,n,m}$$

### Flödena

varm luft:

$$\frac{dT_{h,n,m+1}}{dt} = -a_h [ {}^n T_{h,n,m+1} - T_{h,n,m} ] + b_{ha} \Delta T_{ha,n,m} + b_{hw} \Delta T_{hw,n,m} ]$$

kall luft:

$$\frac{dT_{c,n+1,m}}{dt} = -a_c [ {}^n T_{c,n+1,m} - T_{c,n,m} ] + b_{ca} \Delta T_{ca,n,m} ]$$

vätskan:

$$\frac{dT_w^{n,m}}{dt} = -a_w [ {}^n T_w^{n,m} - T_w^{n,m+1} ] + b_w \Delta T_{ww,n,m} ]$$

Uttemperaturerna är medelvärden över de olika kanalernas uttemperaturer.

På grund av kondens kommer värmeövergångskoefficienten att variera för

frånluftsflödet. En grov approximation, beroende på hur mycket frånluften kommer att kylas ner, kommer att ge för de olika sektionerna, se fig.2.6 och 2.7.

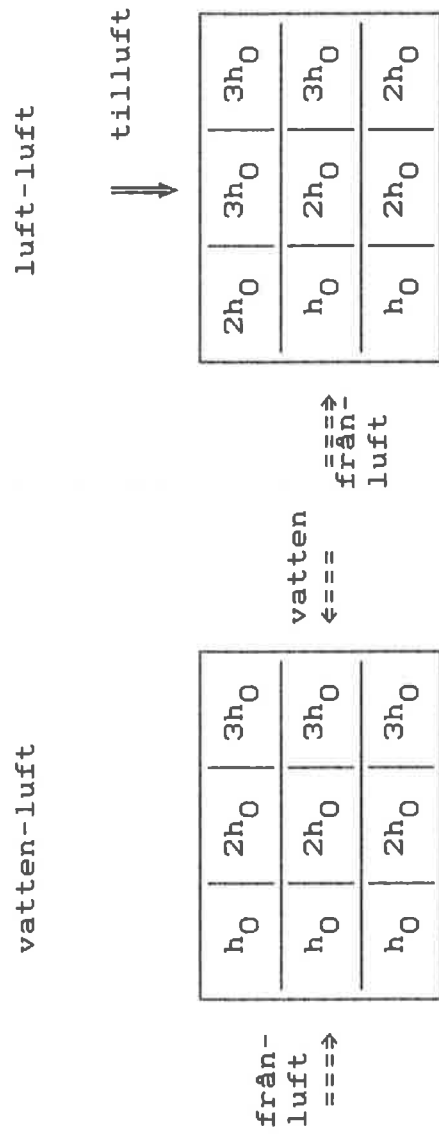


Fig.2.6 Skiss över hur värmeövergångskoefficienten varierar

Ett ungefärligt medelvärde ger

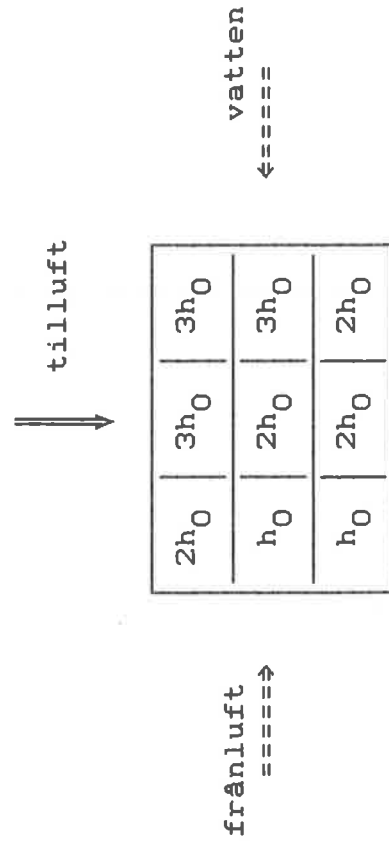


Fig.2.7 Skiss över hur värmeövergångskoefficienten varierar

Ungefärliga värden på värmeövergångskoefficienten är

för torr luft (utan kondens):  $h_0 = 50 \text{ W/m}^2\text{K}$

för vatten:  $h = 1500 \text{ W/m}^2\text{K}$

NTU (number of transfer units) är ett uttryck på storleken och effektiviteten på en värmeväxlare och definieras som

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c)_p \min}$$

där

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_b}$$

Värmeväxlare av denna typ brukar vid normal drift arbeta i området med NTU-värdena mellan 1 och 4, se ref.4. Om man väljer dessa gränser för denna värmeväxlaren ges att massflödet för tilluften skall ligga mellan 9 och 25 kg/s och massflödet för vattnet omkring 10 kg/s. För tilluften har valts medelflöde på 17 kg/s. Observeras kan att NTU ej är definierat för det varma luftflödet.

Figureerna på följande sidor är exempel på simuleringar av LVL-värmeväxlaren vid olika driftsfall. Simuleringarna har gått till på det sättet att hela värmeväxlaren (alla flöden samt metallen) har befunnit sig i ett initialtillstånd med samma temperatur överallt. Flödena har getts en viss intemperatur och ett visst massflöde och sedan har uttemperaturerna plottats tills stationäritet uppnåtts.

I figurerna kan observeras ett generellt fel i den använda matematiska modellen, vilket beror på diskretiseringen. Temperaturen går först åt fel håll, syns tydligt i fig 2.10 och 2.13, vilket är fysikaliskt orimligt. Det beror på en ickeminimumfas effekt.

Av simuleringarna kan man dra den slutsatsen att störningar på vattenflödet i ringa grad påverkar tilluftens uttemperatur, vilken är den man vill styra, varför en återkoppling av detta flödets temperatur med vattenflödet inte är någon effektiv reglerlösning.



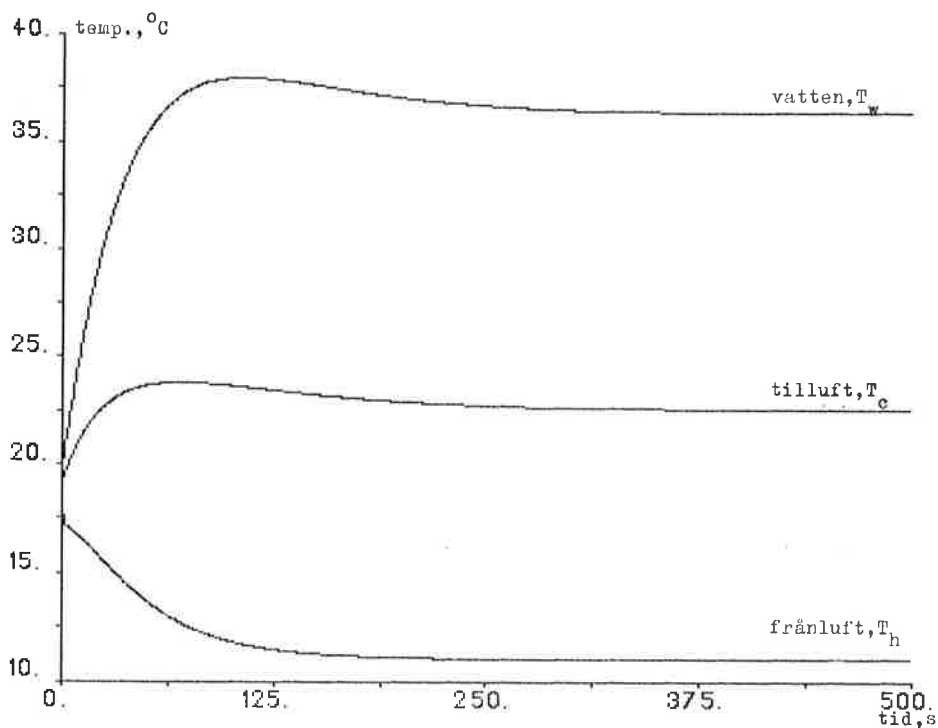


Fig.2.8 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=5$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

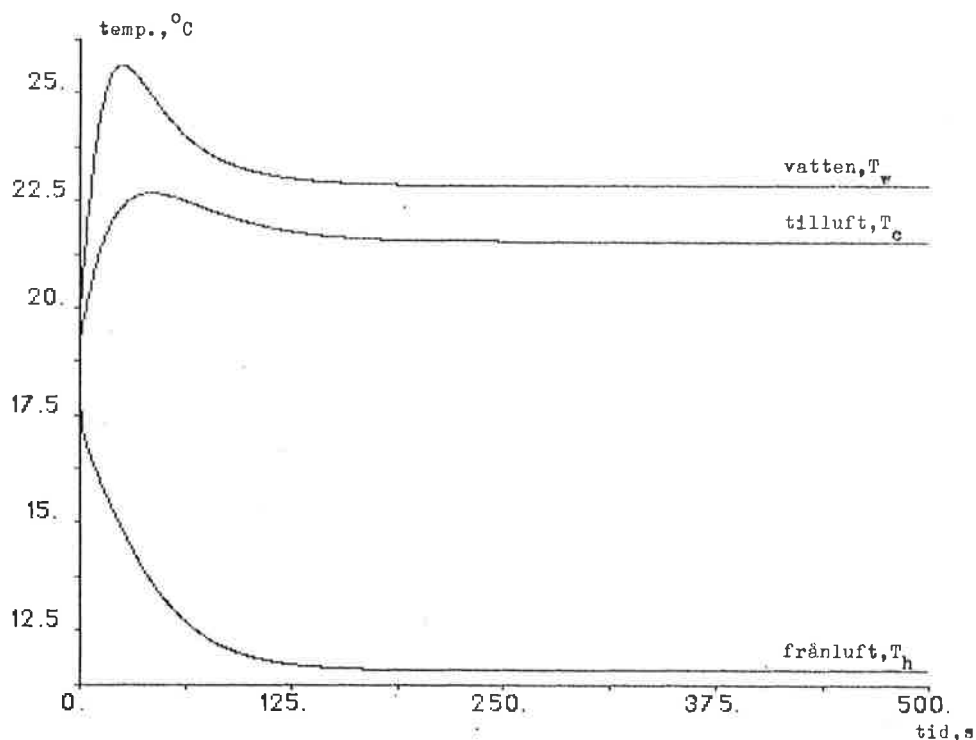


Fig.2.9 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=15$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

Fig 2.8 o. 2.9:

Av figurerna framgår att om  $m_w$  ökar kommer  $T_w$  att minska drastiskt och  $T_c$  lite grann, däremot kommer  $T_h$  att i det närmsta förbli oförändrad.

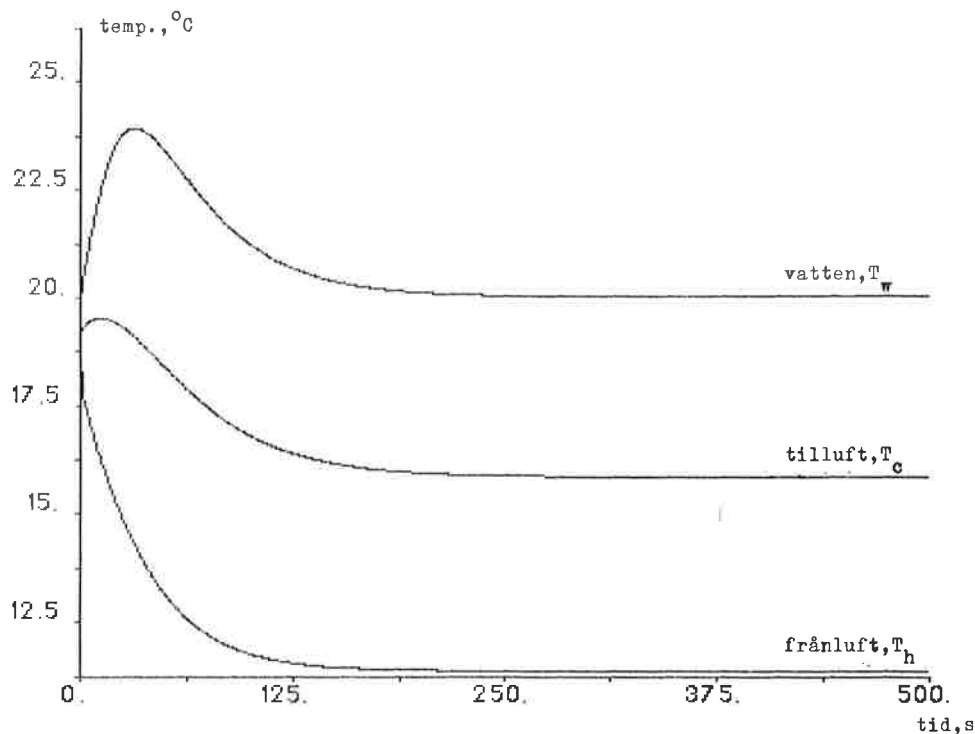


Fig.2.10 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=10$  kg/s,  $T_{h0}=50^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

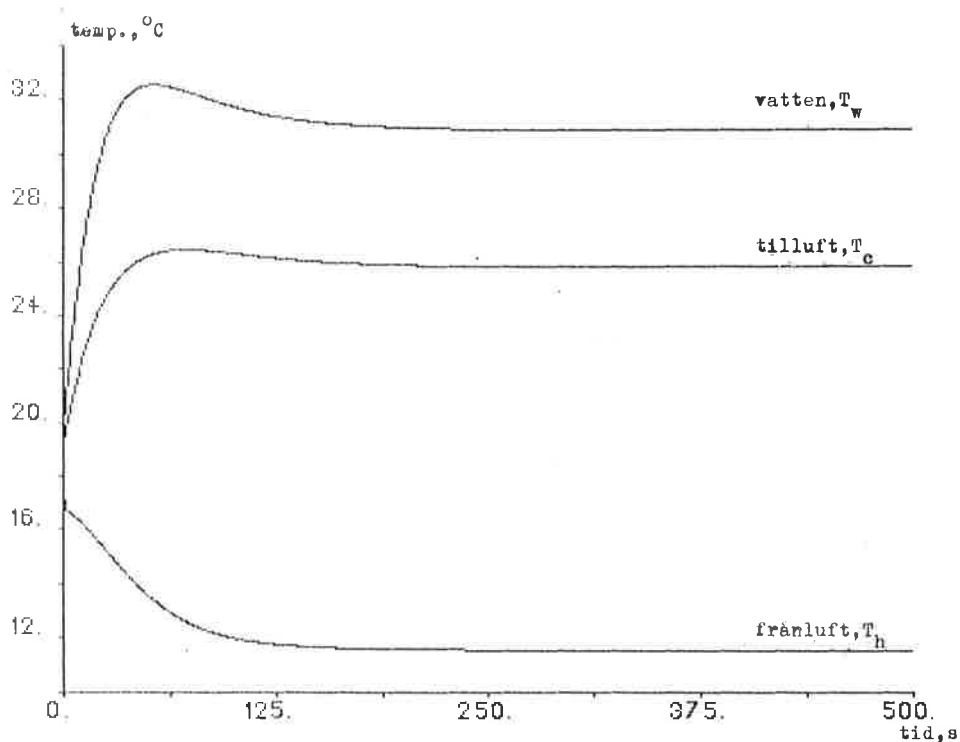


Fig.2.11 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=10$  kg/s,  $T_{h0}=100^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

Fig 2.10 o. 2.11:

Av figurerna framgår att om  $T_{h0}$  ökar kommer både  $T_w$  och  $T_c$  att öka drastiskt. Däremot kommer  $T_h$  att fortfarande vara ungefär lika.

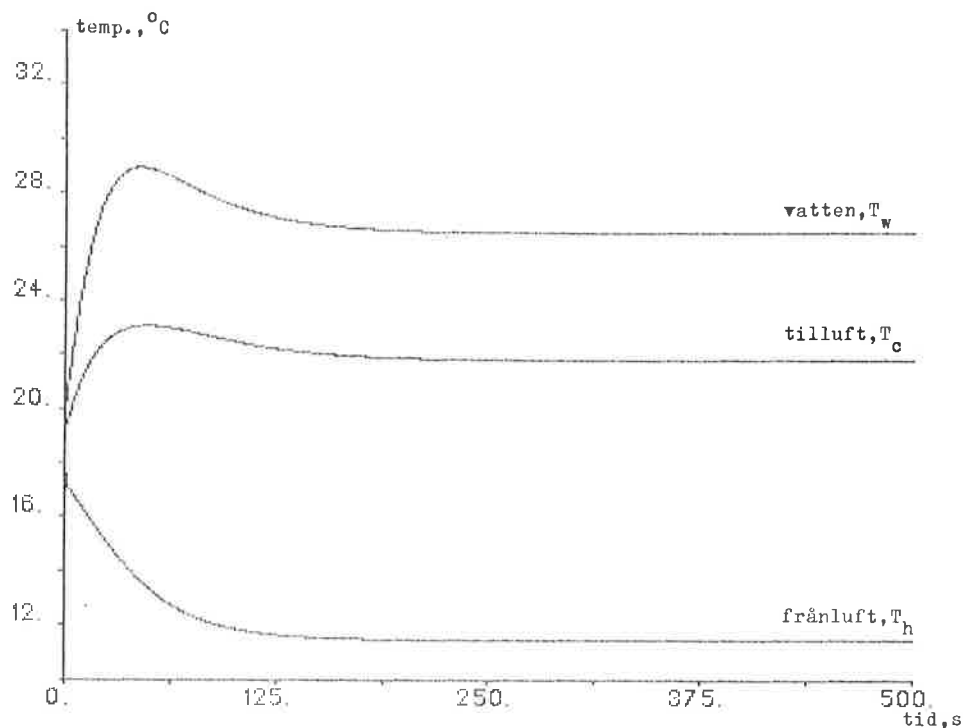


Fig.2.12 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=10$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

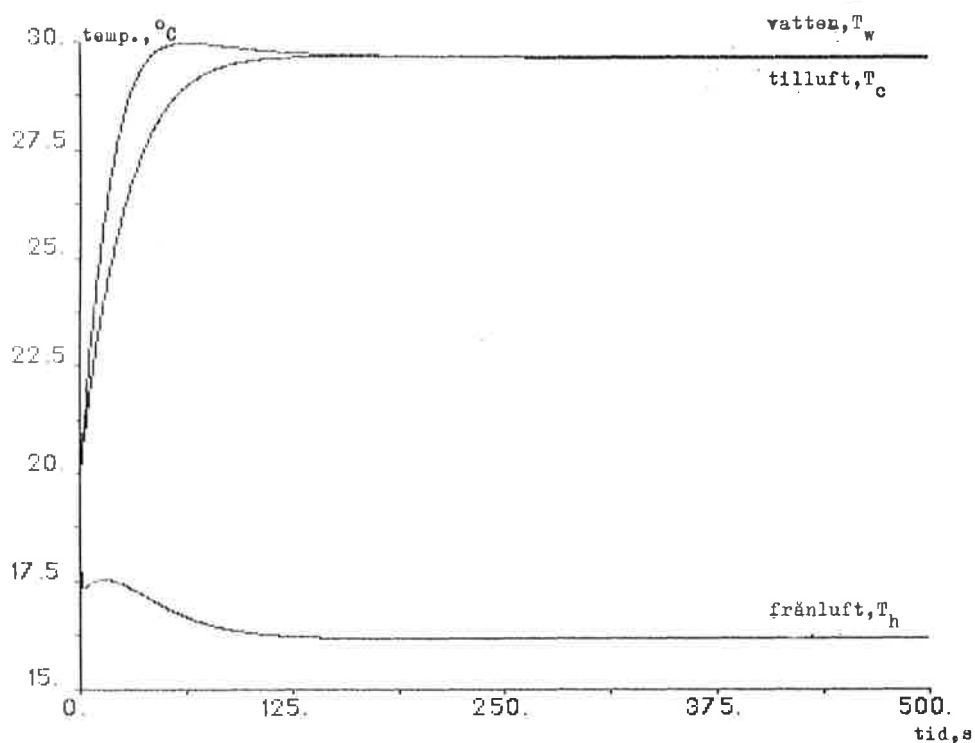


Fig.2.13 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=10$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=20^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

Fig 2.12 o. 2.13:

Av figurerna framgår att om  $T_{c0}$  ökar kommer  $T_c$  att öka drastiskt,  $T_h$  att öka ganska mycket medan  $T_w$  bara ökar lite grann.

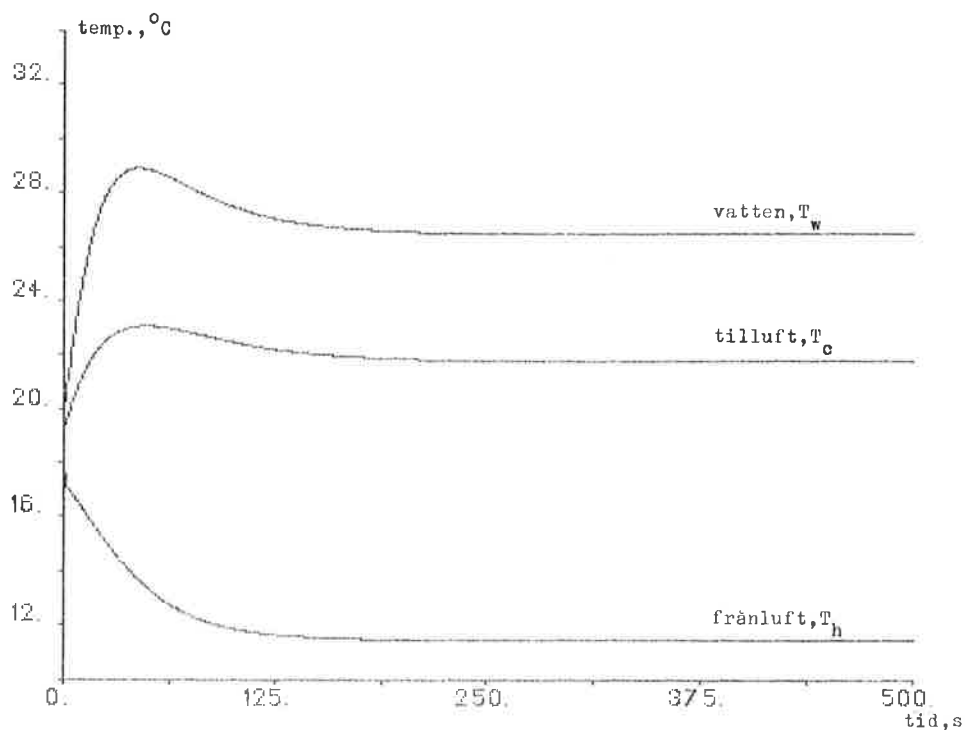


Fig.2.14 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=10$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

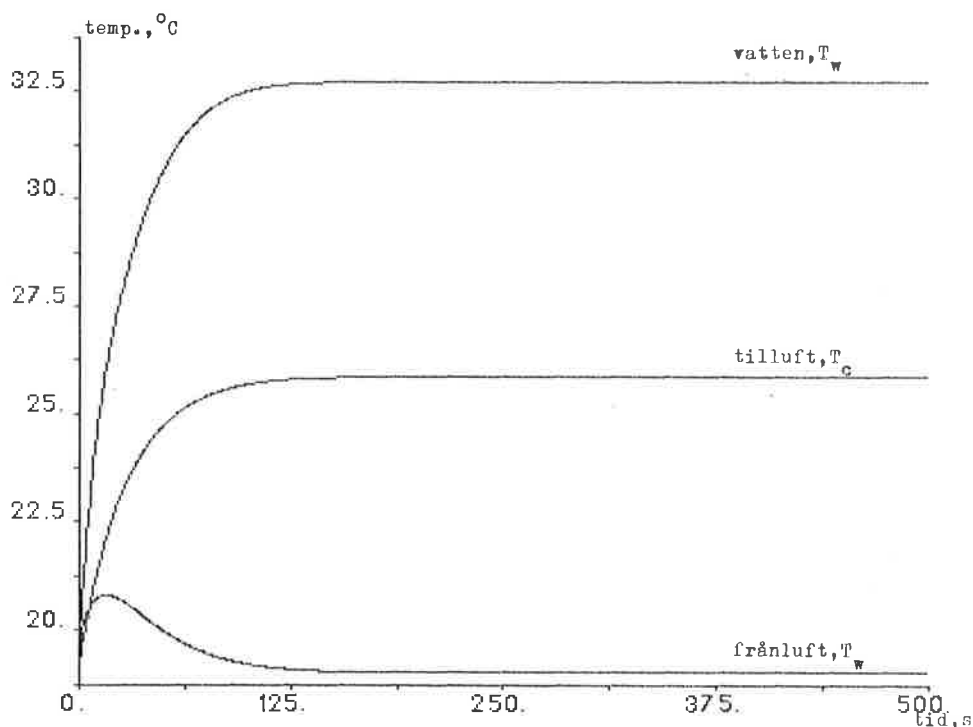


Fig.2.15 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=10$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=25^\circ\text{C}$

**Fig 2.14 o. 2.15:**

Av figurerna framgår att om  $T_{w0}$  ökar kommer  $T_w$  och  $T_c$  att öka ganska mycket och  $T_h$  kommer att öka drastiskt.

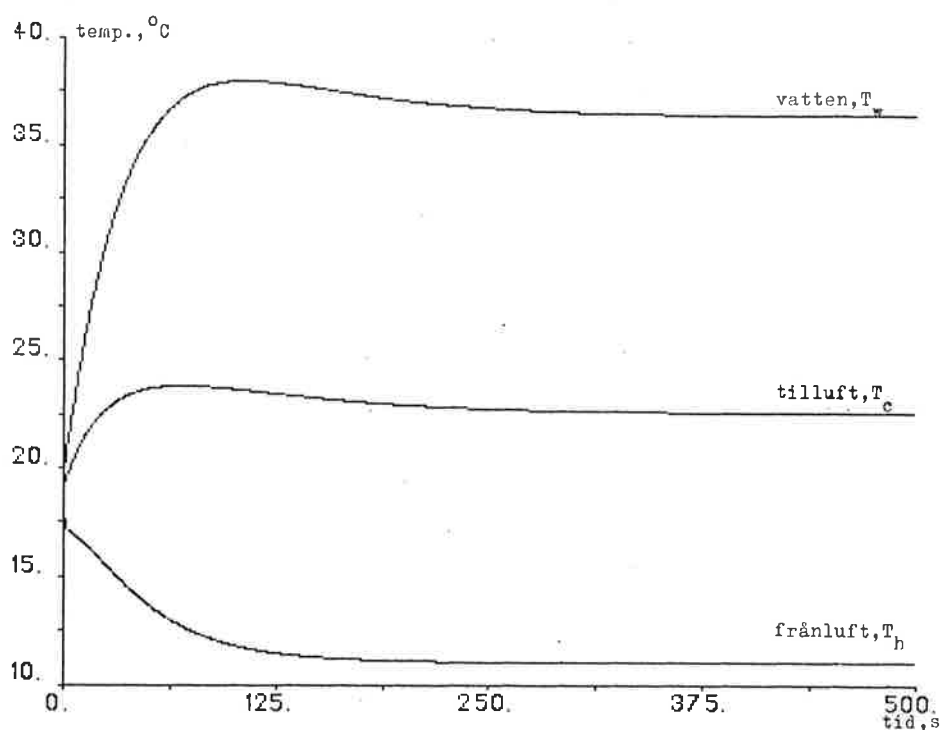


Fig.2.16 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=5$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

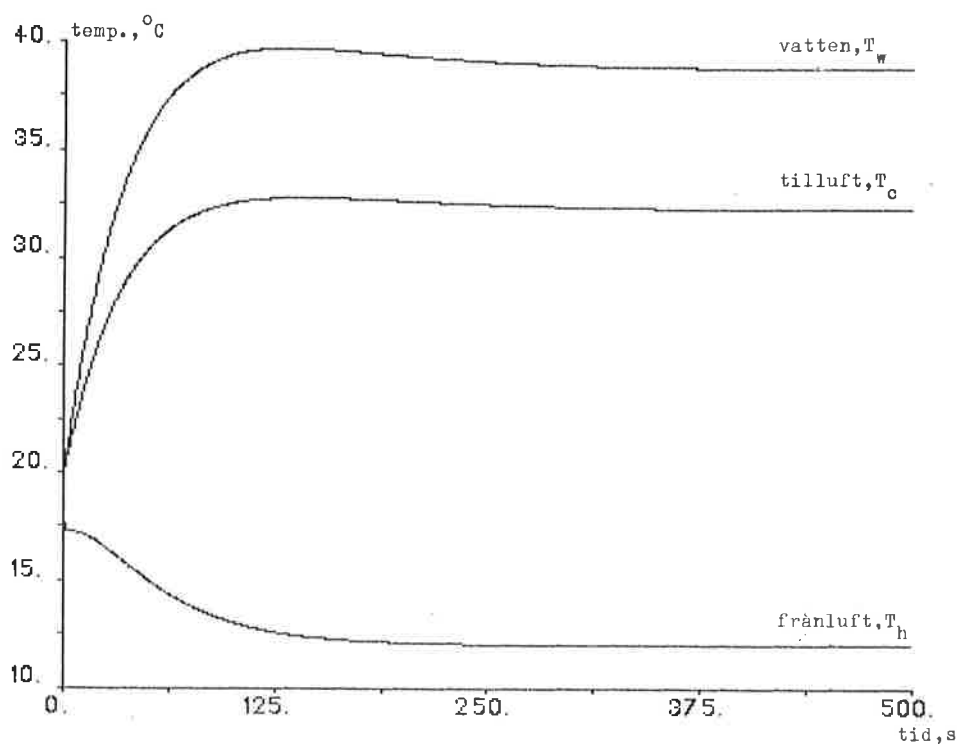


Fig.2.17 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=9$  kg/s,  $M_w=5$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

Fig 2.16 o. 2.17:

Av figurerna framgår att om  $m_c$  minskar kommer  $T_c$  att öka drastiskt medan  $T_w$  och  $T_h$  båda bara ökar lite grann.

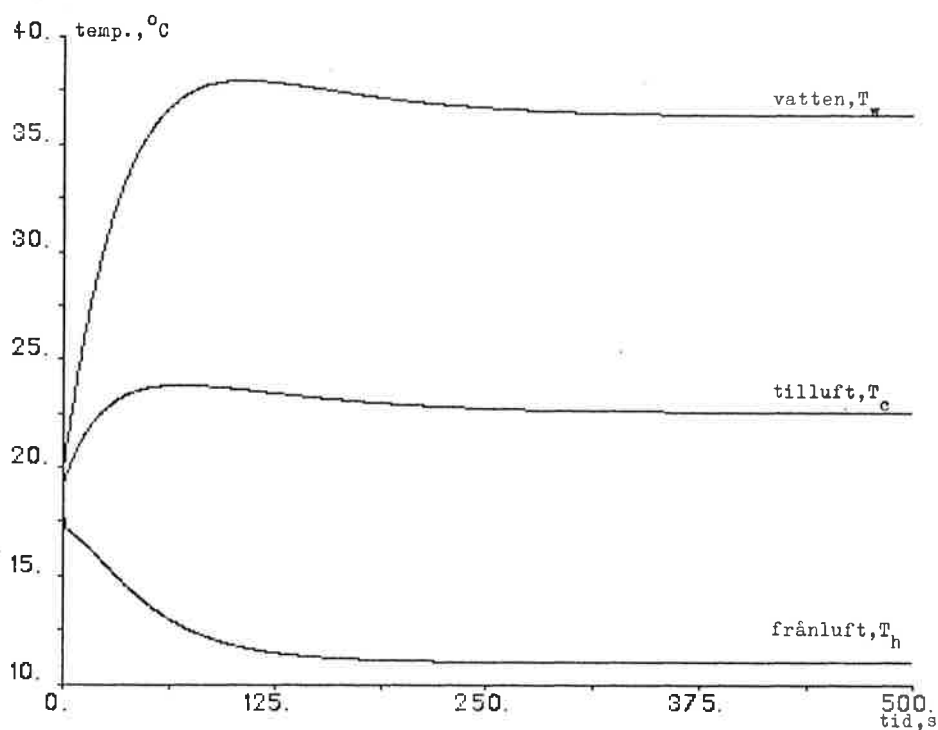


Fig.2.18 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=17$  kg/s,  $M_c=17$  kg/s,  $M_w=5$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

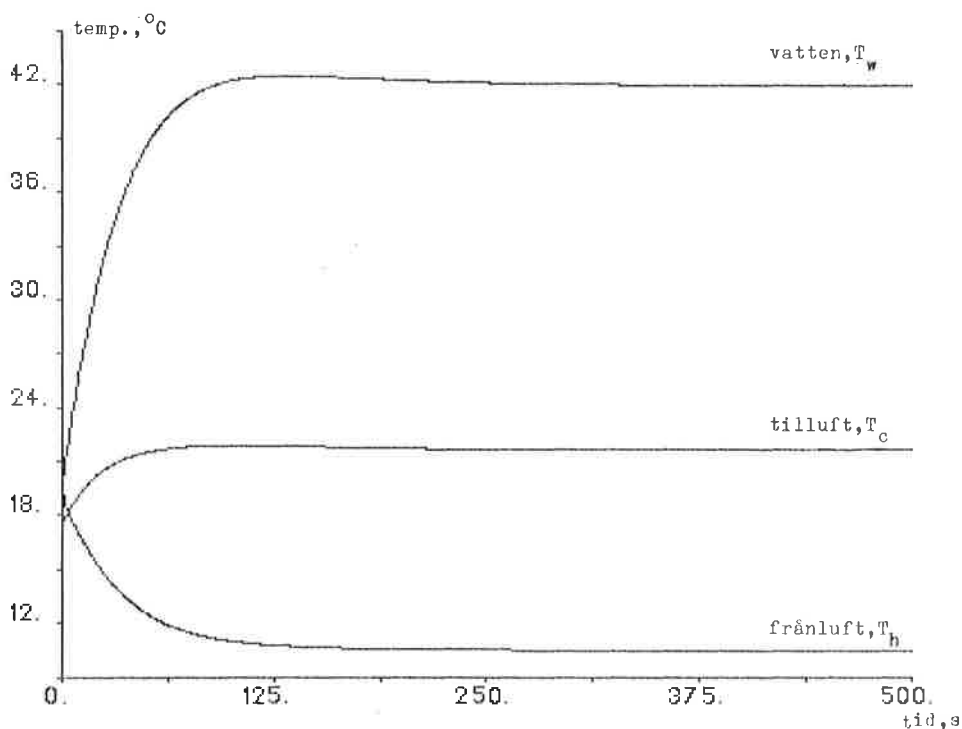


Fig.2.19 Simulering av trefluidsvärmeväxlare, med  $M_h=25$  kg/s,  $M_c=25$  kg/s,  $M_w=5$  kg/s,  $T_{h0}=80^\circ\text{C}$ ,  $T_{c0}=0^\circ\text{C}$ ,  $T_{w0}=15^\circ\text{C}$

Fig 2.18 o. 2.19:

Av figurerna framgår att om  $m_h$  och  $m_c$  ökar kommer  $T_w$  att öka ganska mycket medan både  $T_c$  och  $T_h$  minskar en aning.

### 3. SIMULERING AV LUFT-VATTEN-BATTERI

Luft-vatten-batteriet är en motströmsvärmväxlare. När batteriet simuleras bortses från den upplagrade energin i metallen, då vattenvolymen är stor och metallen kommer att få ungefär samma temperatur som vattnet. Anledningen till att metallen får ungefär samma temperatur är att värmväxlaren arbetar torrt (torr luft) och värmeövergången från luft till metall därmed är liten.

För att beskriva temperaturförloppet i batteriet införs en längdkoordinat  $x$  enligt fig.3.1.

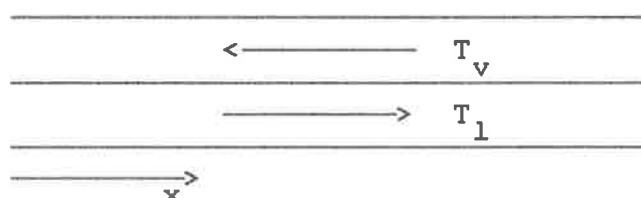


Fig. 3.1 Schematiskt diagram över en motströmsvärmväxlare

Låt  $T_l$  och  $T_v$  beskriva temperaturen för luften (kalla sidan) och vattnet (varma sidan). Värmebalansen för luften och vattnet (för härledning se föregående kapitel) kan då beskrivas med

$$\frac{\partial T_l}{\partial t} + \frac{\dot{m}_l L}{\rho_l V_l} \frac{\partial T_l}{\partial x} + \frac{UA_l}{\dot{m}_l c_{p_l}} (T_l - T_v) = 0$$

$$\frac{\partial T_v}{\partial t} - \frac{\dot{m}_v L}{\rho_v V_v} \frac{\partial T_v}{\partial x} + \frac{UA_v}{\dot{m}_v c_{p_v}} (T_v - T_l) = 0$$

där

$\dot{m}$  = massflödet [ kg/s ]

$L$  = kanalernas längd [ m ]

$\rho$  = densiteten [ kg/m<sup>3</sup> ]

$V$  = fluidvolym [ m<sup>3</sup> ]

$U$  = värmegenomgångskoefficienten [ W/m<sup>2</sup>K ]

$A$  = värmeövergångsyta [ m<sup>2</sup> ]

$c_p$  = specifika värmekapaciteten [ J/kgK ]

Ekvationerna kan skrivas

$$\frac{\partial T_l}{\partial t} + a_l \cdot \frac{\partial T_l}{\partial (x/L)} + a_l \cdot NTU \cdot (T_l - T_v) = 0$$

$$\frac{\partial T_v}{\partial t} - a_v \cdot \frac{\partial T_v}{\partial (x/L)} + a_v \cdot c \cdot NTU \cdot (T_v - T_l) = 0$$

där

$$a = \frac{\dot{m}}{eV} \quad \text{inversa genomgångstiden}$$

$$NTU = \frac{UA_l}{\dot{m}_l c_{p_l}} \quad \text{antal överföringsenheter}$$

$$c = \frac{\dot{m}_l c_{p_l}}{\dot{m}_v c_{p_v}} \quad \text{kapacitetsflödesförhållande}$$

För att simulera modellen approximeras den partiella differentialekvationen med en ordinär differentialekvation genom att diskretisera längdvariabeln. Diskretiseringen görs genom en uppdelning av vatten- resp. luftsidan i n delar, se fig.3.2.

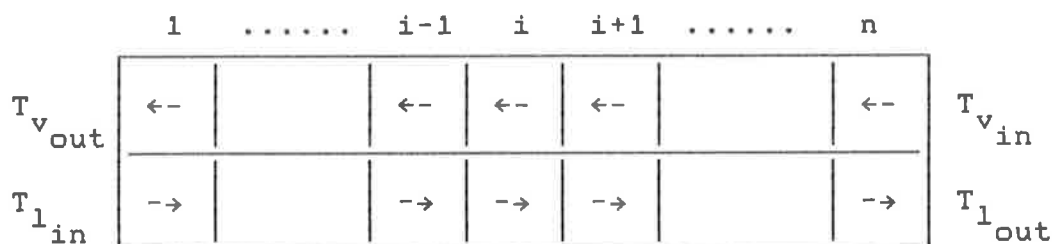


Fig.3.2 Illustration över diskretiseringen

En approximation av derivatorna ger nu ekvationerna



$$\frac{dT_{li}}{dt} = a_l [-n(T_{li} - T_{l(i-1)}) + NTU \cdot (T_{vi} - T_{li})]$$

$$\frac{dT_{vi}}{dt} = a_v [n(T_{v(i+1)} - T_{vi}) - c \cdot NTU \cdot (T_{vi} - T_{li})]$$

$$i=2, 3, \dots, n-1$$

$NTU \cdot (T_{vi} - T_{li})$  representerar en approximation på det överförda värmets från det varma  $li$  segmentet till det kalla. En bättre approximation fås om temperaturdifferensen  $T_{vi} - T_{li}$  ersätts med en medeltemperatur definierad enligt

$$\Delta T_{mi} = \frac{1}{2} [(T_{v(i+1)} - T_{li}) + (T_{vi} - T_{l(i-1)})]$$

Den diskreta approximationen får då utseendet

$$\frac{dT_{li}}{dt} = a_l [-n(T_{li} - T_{l(i-1)}) + NTU \cdot \Delta T_{mi}]$$

$$\frac{dT_{vi}}{dt} = a_v [n(T_{v(i+1)} - T_{vi}) - c \cdot NTU \cdot \Delta T_{mi}]$$

$$i=2, 3, \dots, n-1$$

Denna modellen karaktäriseras främst av de fyra dimensionslösa variablerna  $a_l$ ,  $a_v$ ,  $NTU$  och  $c$ .  $NTU$  är ett uttryck för storleken och därmed kostnaden för en värmeväxlare, se ref.4. Det visar sig att ju större  $NTU$  desto högre effektivitet. I detta fall önskades en värmeväxlare med  $NTU$  lika med 1-4, vilket är det normala området att arbeta inom för en värmeväxlare, och det bestämdes ett medelvärde på  $NTU=3$  för ett massflöde hos luften på 17 kg/s ( $m_1=17$  kg/s), se massflödena hos trefluidsvärmväxlaren. Då värmeövergångskoefficienten liksom  $NTU$ -värdet beror på massflödena får man följande approximation.

$$\left\{ \begin{array}{l} NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} = \frac{UA}{\dot{m}_1 c_{p1}} \\ U = \frac{h_1 h_v}{h_1 + h_v} \quad h_v \gg h_1 \approx h_1 = K \cdot \dot{m}_1^{0.8} \end{array} \right. \Rightarrow$$

$$\Rightarrow NTU = \frac{NTU_0}{\dot{m}_1^{0.2}}$$

För  $\dot{m}_1 = 17 \text{ kg/s}$  är  $NTU = 3$ , vilket ger  $NTU_0 = 5.3$ .

Värmeväxlaren som har valts är  $1 \text{ m}^3$ , och den har delats upp på  $0.8 \text{ m}^3$  för luftflödet och  $0.2 \text{ m}^3$  för vattenflödet inklusive metallen.

Figurerna på följande sidor är exempel på simuleringar av värmebatteriet vid olika driftsfall. Simuleringarna har gått till på det viset att alla tillstånd i batteriet har haft samma initialtemperatur. Flödena har getts en viss intemperatur och ett visst massflöde, och sedan har uttemperaturerna plottats tills stationäritet uppnåtts. Önskvärt vore om man vid regleringarna kunde starta i stationäritet. Men på grund av motströmstypen är det svårt att iterera sig framåt för att få fram ekvationer som beskriver ett initialtillstånd i stationäritet beroende enbart på insignalerna.

I figurerna kan observeras att vattentemperaturen inte genast börjar svänga in sig mot sitt stationära värde. Det beror på att vattnet tar en viss tid att transportera sig genom batteriet och kan lämna initialtemperaturen, medan luftens utflöde ligger på samma sida som vattnets inflöde och därmed börjar värmas upp direkt.

Intressantast är att se hur vattenflödet påverkar luftens uttemperatur, vilken är den man vill reglera. Av figurerna framgår att variationer i vattenflödets massflöde och intemperatur i hög grad påverkar luftens uttemperatur, varför dessa variabler är tacksamma att använda sig av vid styrning och reglering av systemet.

Dessutom visar det sig att en ändring av vattnats massflöde kommer att ha motsatt effekt på vattnets uttemperatur mot vad störningen man vill reglera bort har. Detta innebär att värmepumpen inte ansträngs i onödan om man använder massflödet som styrvariabel, eftersom vattenflödet befinner sig i en sluten krets.

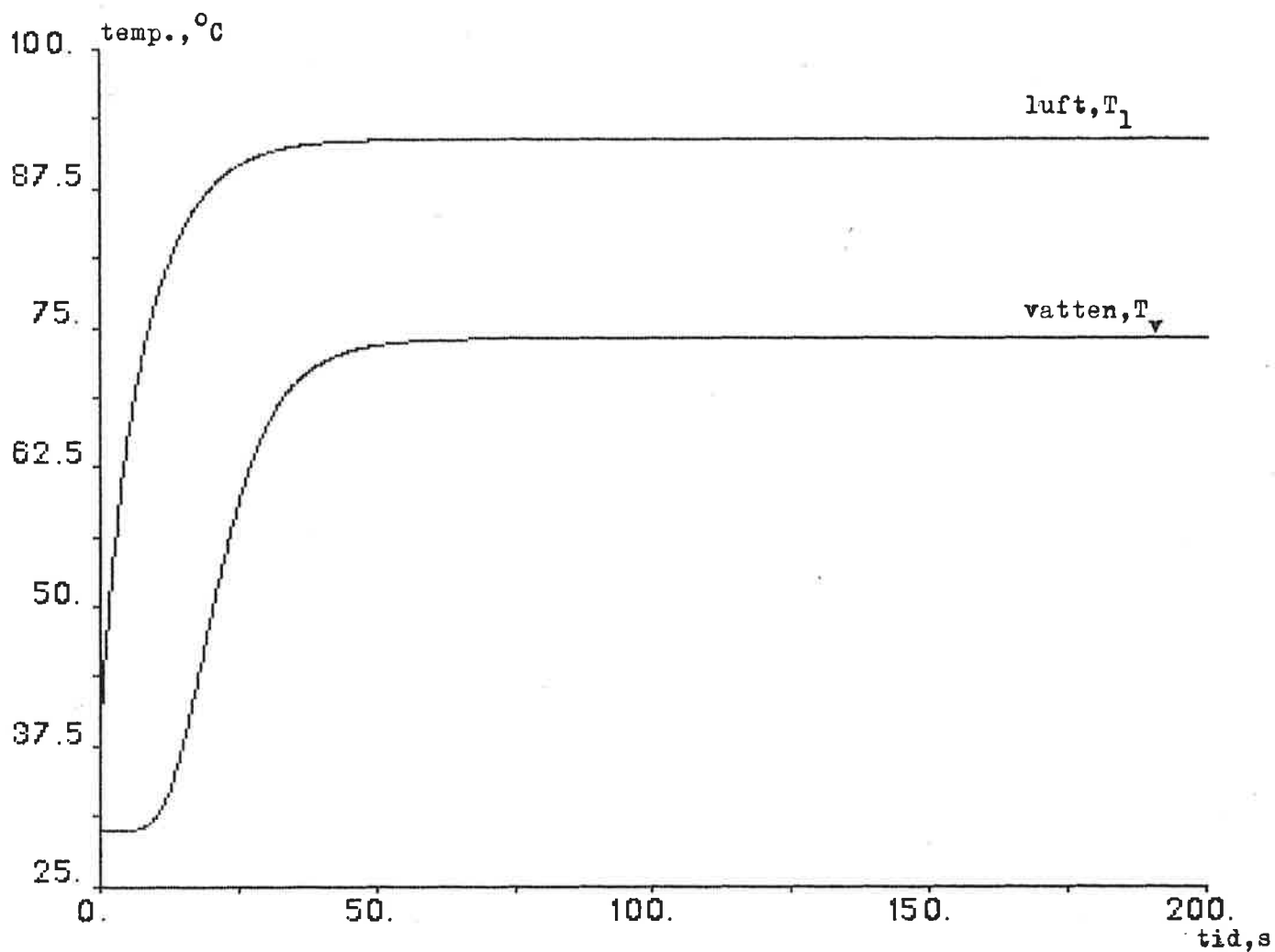


Fig.3.3 Simulering av motströms luft-vattenbatteri, med  $M_v=10$  kg/s,  $M_l=17$  kg/s,  $T_{v0}=100^\circ\text{C}$  och  $T_{l0}=30^\circ\text{C}$

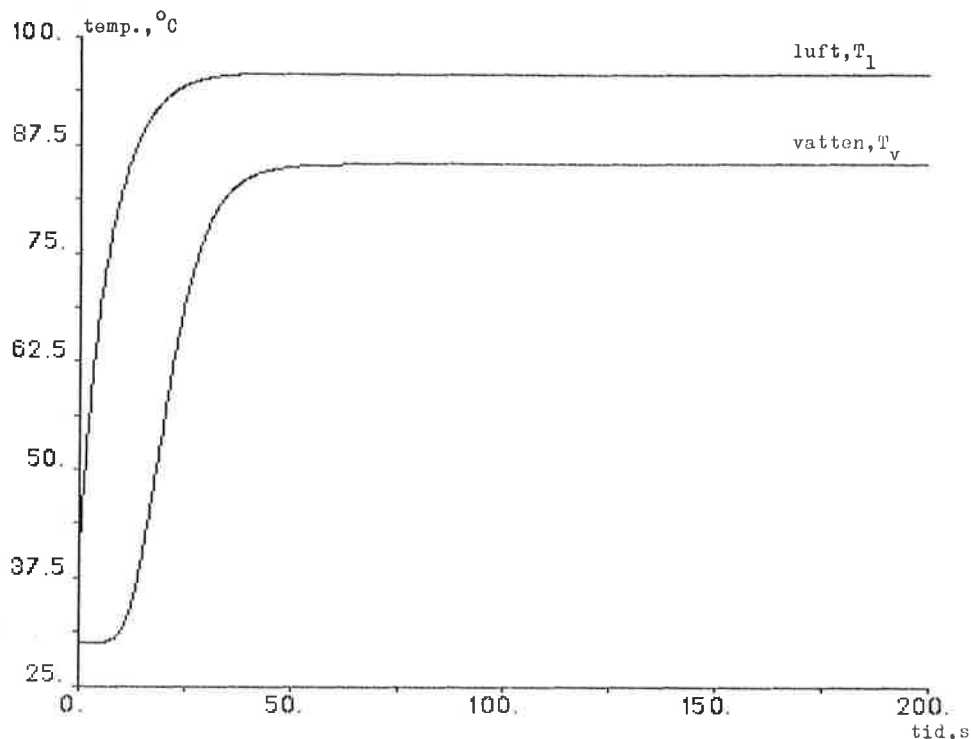


Fig.3.4 Simulering av motströms luft-vattenbatteri, med  $M_v=10$  kg/s,  $M_l=9$  kg/s,  $T_{v0}=100^\circ\text{C}$  och  $T_{l0}=30^\circ\text{C}$

Vid jämförelse med fig.3.3 framgår att om  $m_l$  minskar kommer  $T_{lout}$  att öka något medan  $T_{vout}$  ökar drastiskt.

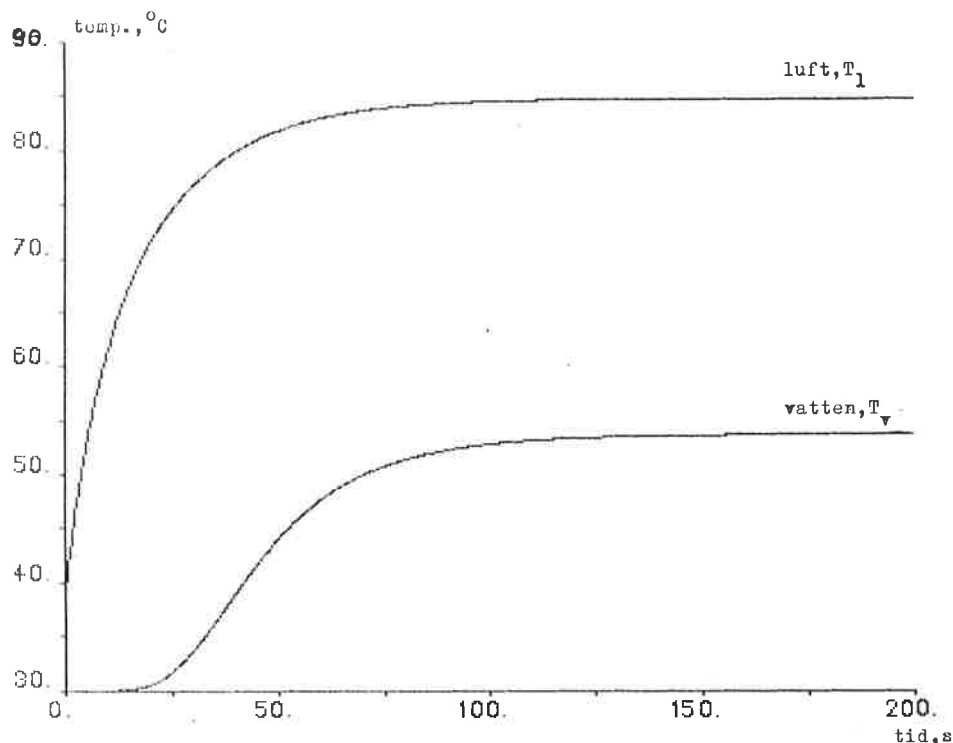


Fig.3.5 Simulering av motströms luft-vattenbatteri, med  $M_v=5$  kg/s,  $M_l=17$  kg/s,  $T_{v0}=100^\circ\text{C}$  och  $T_{l0}=30^\circ\text{C}$

Vid jämförelse med fig.3.3 framgår att om  $m_v$  minskar kommer både  $T_{lout}$  och  $T_{vout}$  att minska ganska mycket.

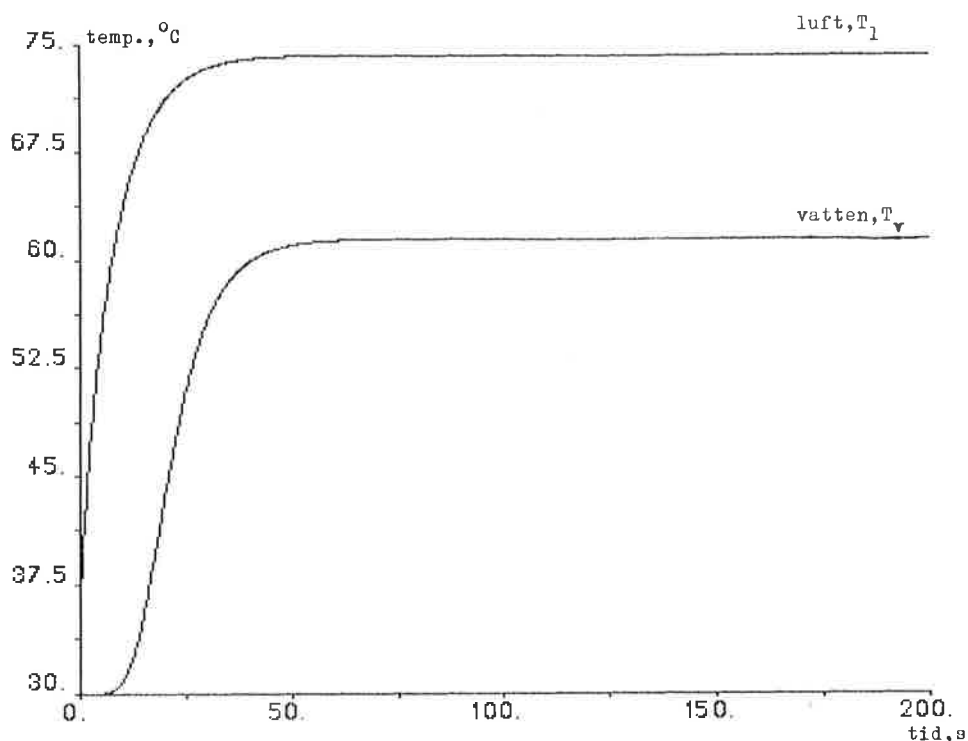


Fig.3.6 Simulering av motströms luft-vattenbatteri, med  $M_v=10$  kg/s,  $M_l=17$  kg/s,  $T_{v0}=80^\circ\text{C}$  och  $T_{l0}=30^\circ\text{C}$

Vid jämförelse med fig.3.3 framgår att om  $T_{v0}$  minskar kommer både  $T_{lout}$  och  $T_{vout}$  att minska drastiskt.

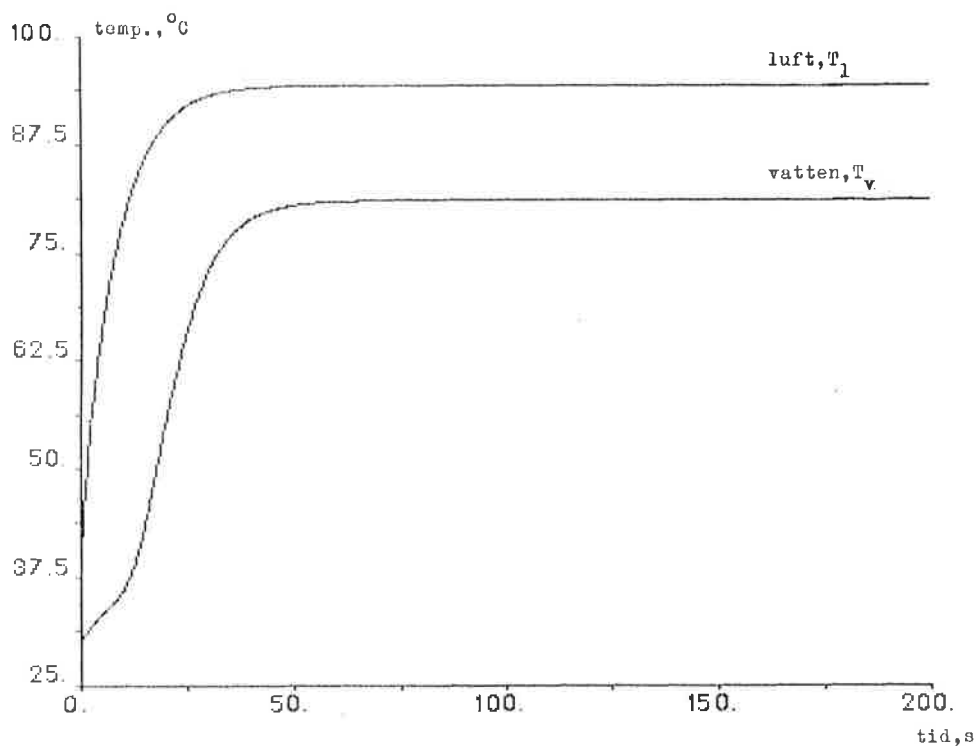


Fig.3.7 Simulering av motströms luft-vattenbatteri, med  $M_v=10$  kg/s,  $M_l=17$  kg/s,  $T_{v0}=100^\circ\text{C}$  och  $T_{l0}=50^\circ\text{C}$

Vid jämförelse med fig.3.3 framgår att om  $T_{l0}$  ökar kommer  $T_{lout}$  att öka något medan  $T_{vout}$  kommer att öka drastiskt.

#### 4. REGULATORN

Man vill kunna styra de två värmeväxlarna så att man har en konstant förutbestämd temperatur på luften som lämnar batteriet och går in i processen. Det finns många sätt att lösa detta på, t.ex. om tilluftstemperaturen skulle sjunka kan man minska massflödet på vattnet in till LVL-värmeväxlaren. Ett annat sätt är att höja temperaturen på vattenflödet till batteriet om tilluftens temperatur sjönk. Här har valts ett tredje sätt, se fig.4.1, nämligen att variera massflödet men hålla temperaturen konstant på vattnet till batteriet.

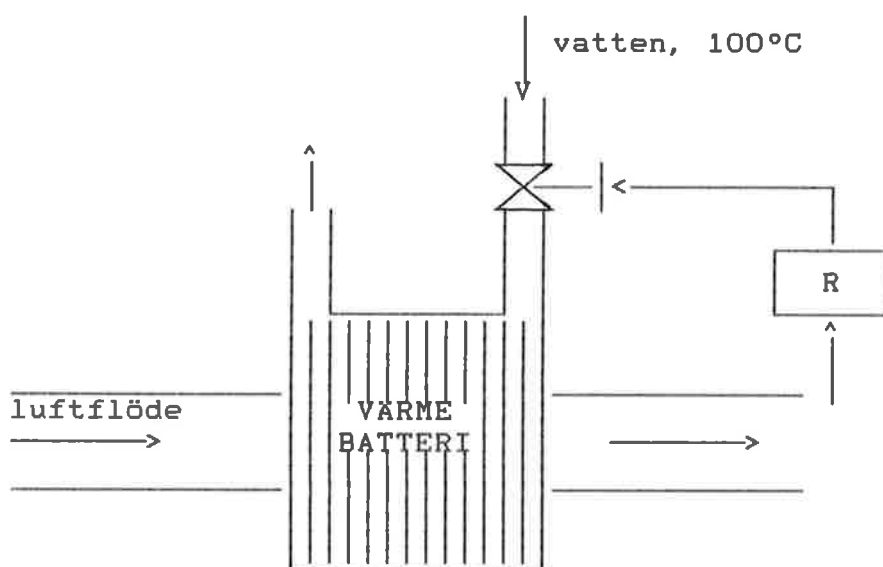


Fig.4.1 Skiss över värmebatteriet med regulator

För att reglera vattenmassflödet till värmebatteriet har det kopplats på en ventil. Ventilen har inte närmre studerats, utan arbetet har koncentrerats på hur massflödet skall variera, och för att styra det har systemet återkopplats med en PI-regulator. Som insignaler till regulatorn har man dels den önskvärda temperaturen,  $y_{ref}$ , dels den uppmätta temperaturen,  $y$ , som luften in i processen har. Utsignalen  $u$  från regulatorn är massflödet.

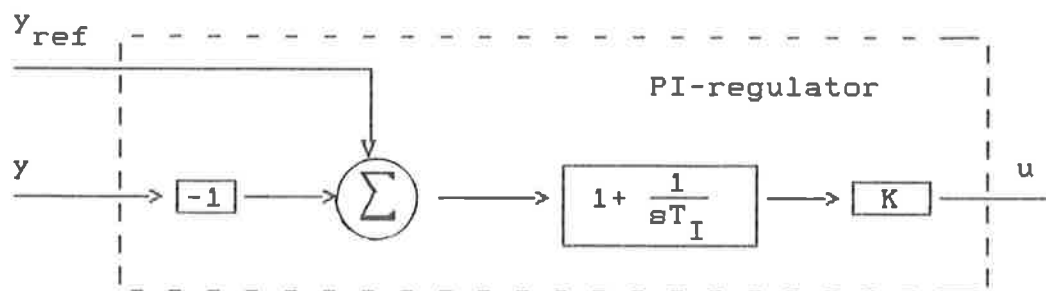


Fig.4.2 Blockschema för en PI-regulator

Regulatorns proportionalitetsdel (P) är proportionell mot reglerfelet, dvs  $e = y_{ref} - y$ . Om man bara hade en P-regulator skulle man få ett stationärt fel, som är beroende av hur stor förstärkning K man har. För att helt undvika ett stationärt fel och för att kunna ha en måttlig förstärkning på regulatorn kopplar man på en integrerande del (I), som är proportionell mot reglerfelets tidsintegral.

Regulatorn har följande utseende

$$u(t) = P + I$$

där

$$P = K(y_{ref} - y) = Ke$$

$$I = \frac{K}{T_I} \int^t e(\tau) d\tau$$

(parametern  $T_I$  kallas integraltid)

I den matematiska modellen över regulatorn har införts vissa begränsningar i utsignalen. Man vill inte ha negativa flöden till värmebatteriet, därför har en nedre gräns på utsignalen satts till  $10^{-4}$ . Anledningen till att den inte satts till noll är att man i sådana fall skulle fått singulariteter i modellen för värmebatteriet. En övre gräns på utsignalen är nödvändig då man inte kan ha hur stora flöden som helst i rören. Det bedömdes att 50 kg/s var ett rimligt värde då man vid en normaldrift hade ett flöde runt 10 kg/s.

Med dessa begränsningar är det nödvändigt att hindra integraldelen från att växa när utsignalen har nått något ändvärde, varför det i sådana fall gäller att  $dI=0$ .



## 5. DIMENSIONERING AV REGULATORN

När regulatorn skulle dimensioneras lades ett positivt steg på referens-temperaturen och parametrarna, förstärkningen och integraltiden, passades in så att utsignalen från värmebatteriet, dvs. flödestemperaturen, väl följde efter och svängde in sig mot rätt värde.

Från början användes enbart en P-regulator, och med hjälp av Ziegler-Nichols regler, se ref.6, gjordes försök att erhålla några värden på parametrarna att utgå ifrån. Men metoden med att öka förstärkningen tills man får självsvängning i systemet fungerade ej tillfredställande, då man behövde orimligt stor förstärkning.

Istället utgicks från en PI-regulator med ganska hög förstärkning och en integraltid som gav en relativt snabb insvängning mot rätt värde. Snabbare insvängning erhöles genom att I-delen gavs ett begynnelsevärde som var lika med det stationära värdet av I, dvs. lika med det massflöde som vid stationäritet ger en uttemperatur lika med referenstemperaturen. För  $y_{ref}=90^{\circ}\text{C}$  blev begynnelsevärdet  $I_0=7$ , fig.5.1. Har man istället valt  $y_{ref}=80^{\circ}\text{C}$  fås  $I_0=3,7$  varför det i den slutliga regulatorn valdes ett medelvärde på  $I_0=5,5$ .

Utifrån dessa begynnelsevärden på regulatorparametrarna minskades på förstärkningen, samt gjordes en korrigerig med  $T_I$ , tills så låg förstärkning som möjligt uppnåddes och fortfarande ha en acceptabel insvängning, fig.5.2 och 5.3. Förloppet var acceptabelt för  $K=25$  och  $T_I=1$ , varför dessa värden antogs.

Sen gjordes samma simuleringar om fast med ett negativt steg på referensvärdet, för att kontrollera att regulatorn fungerade väl även vid detta fall, vilket visade sig vara fallet. Och insvängningsförloppet för  $K=25$  och  $T_I=1$ , fig.5.4, var ungefär likadant som tidigare.

Anledningen till den långsamma insvängningen vid negativa steg är flödesbegränsningen nedåt ( $m_v > 0$ ).

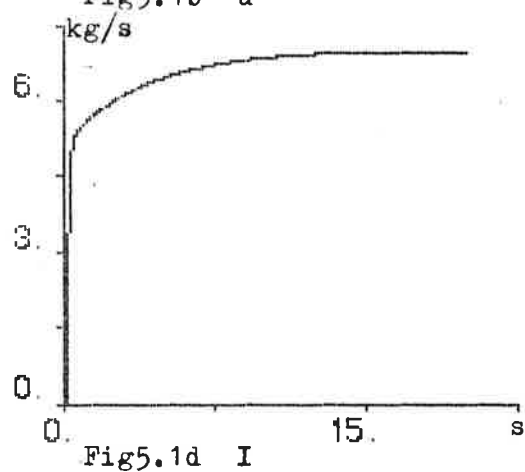
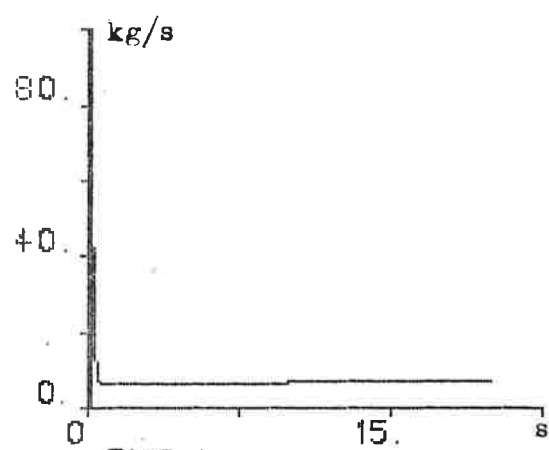
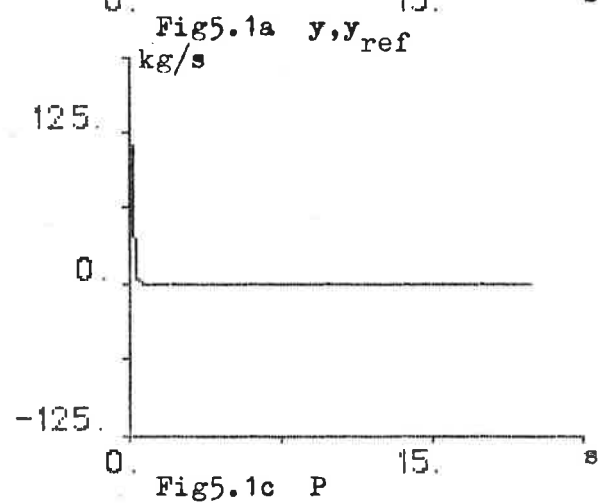
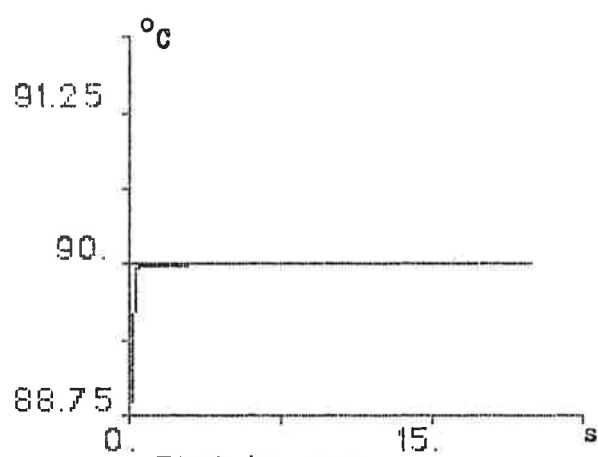
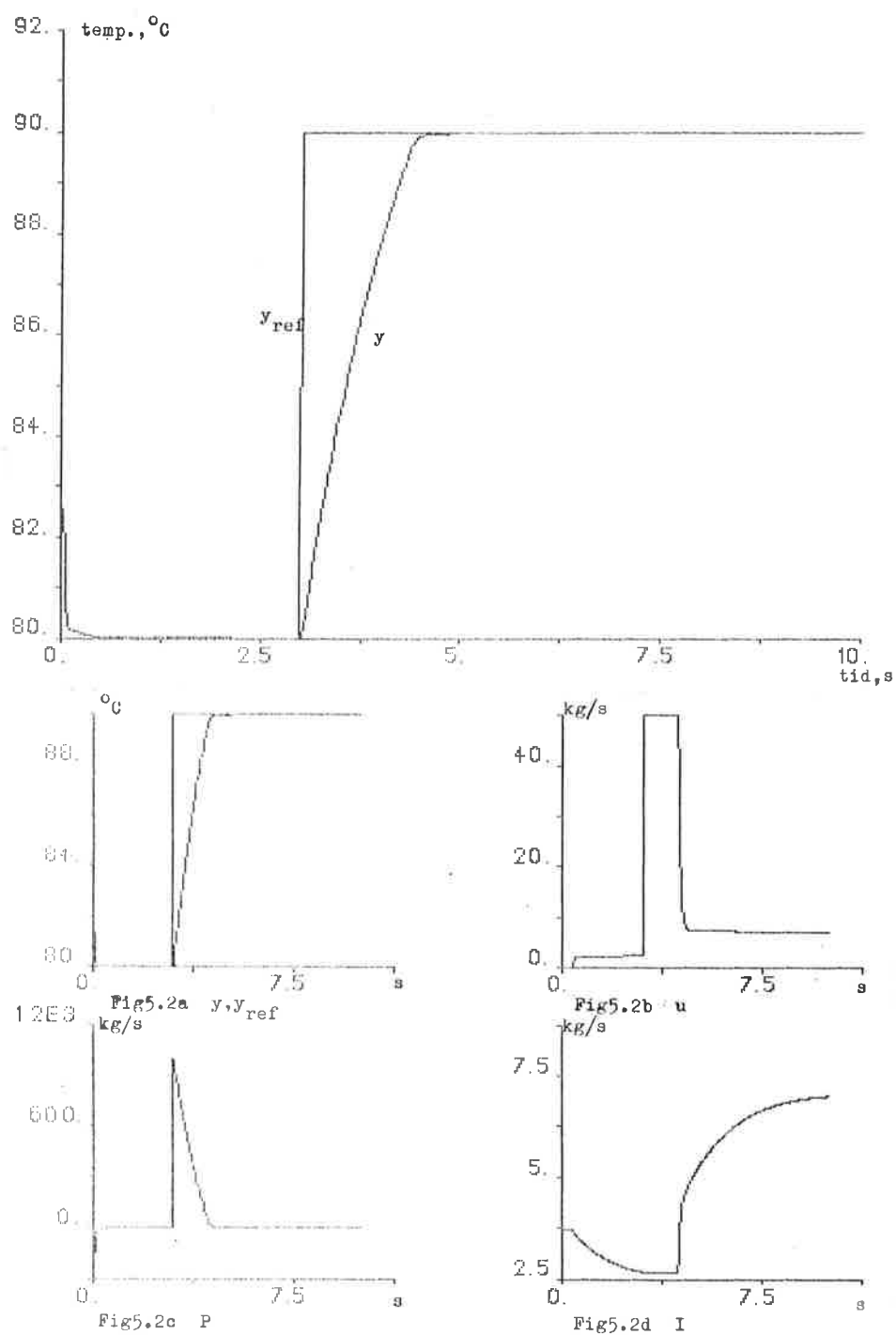
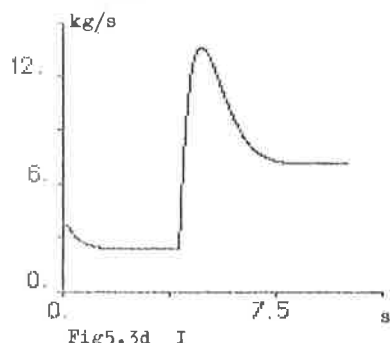
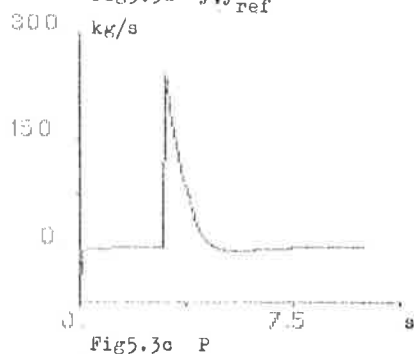
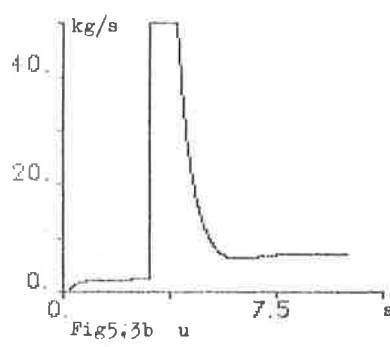
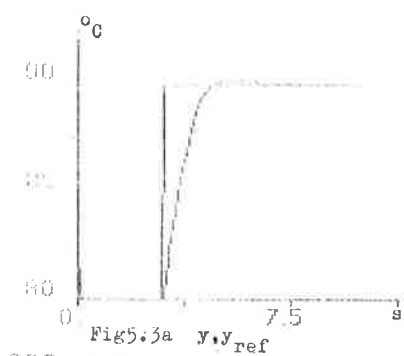
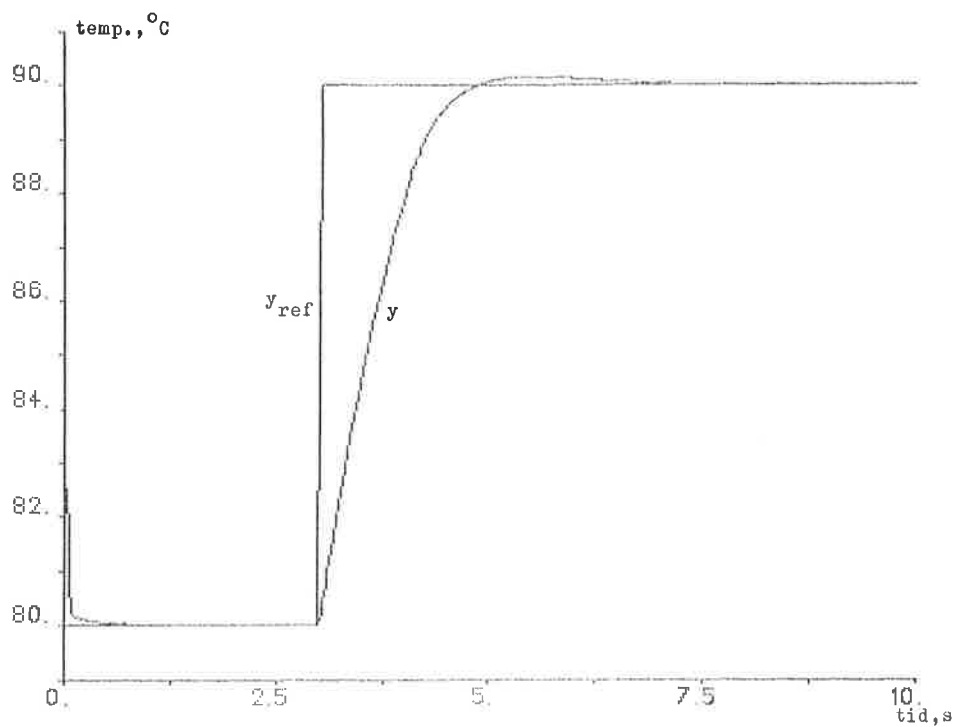


Fig.5.1 Simulering av värmebatteri återkopplat med PI-regulator med  $K=100$  och  $T_I=2$ .  
 Simulering till stationäritet för att bestämma stationärvärdet av integraldelen I.



**Fig.5.2** Simulering av värmebatteri återkopplat med PI-regulator med  $K=100$  och  $T_I=2$ .  
 Uttemperaturens svar vid en positiv stegändring på referens-  
 temperaturen.



**Fig.5.3** Simulering av värmebatteri återkopplat med PI-regulator med  $K=25$  och  $T_I=1$ . Uttemperaturens svar vid en positiv stegändring på referens-temperaturen.

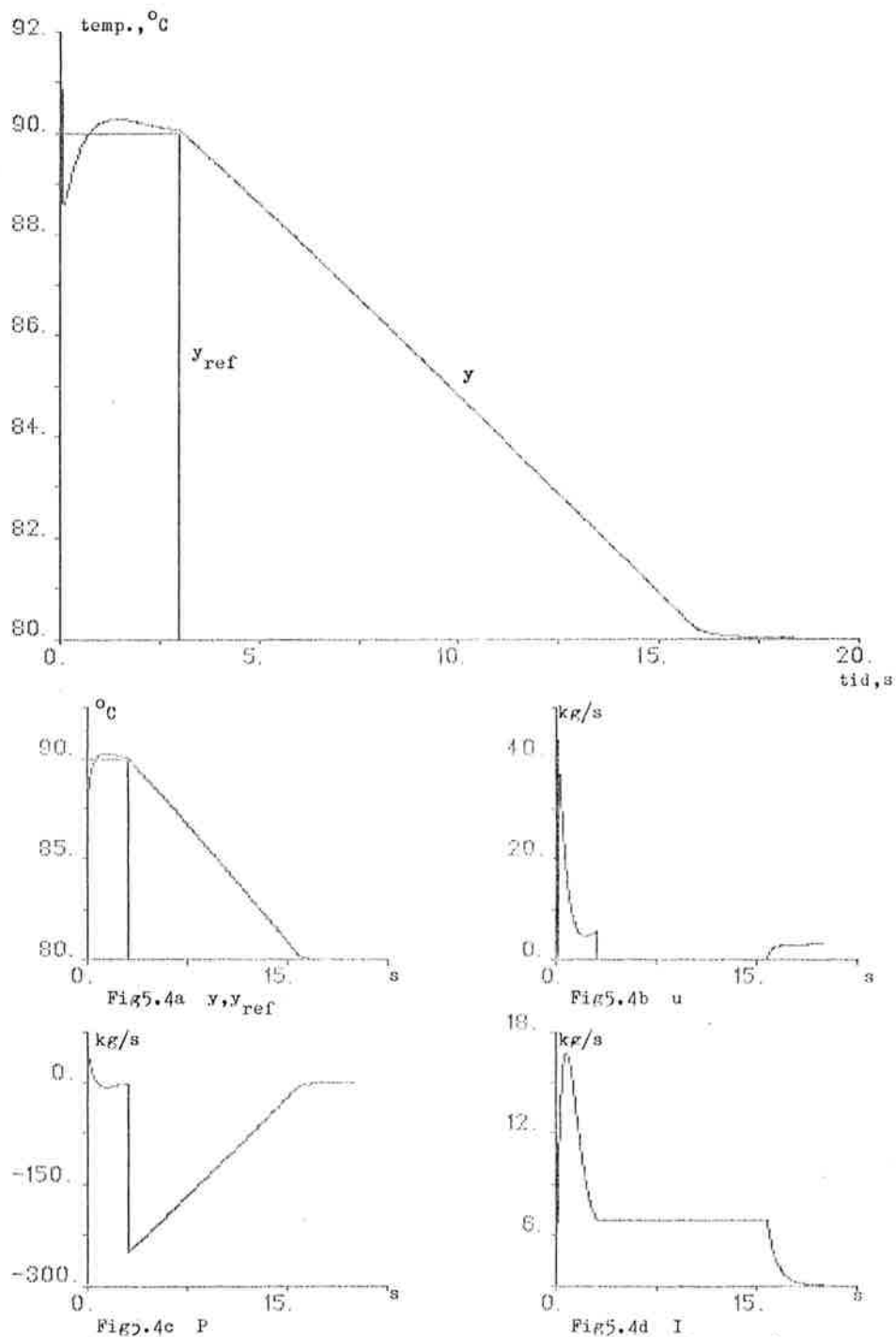


Fig.5.4 Simulering av värmebatteri återkopplat med PI-regulator med  $K=25$  och  $T_I=1$ . Uttemperaturens svar vid en negativ stegändring på referens-temperaturen.

## 6. REGLERING AV HELA SYSTEMET

Slutligen skall nu hela systemet, se fig.1.1, kopplas upp och regleras. De störningar som främst kan komma i fråga är störningar på tilluftens och frånluftens temperaturer resp. massflöden. Variationerna i temperatur och massflöde på vattnet till LVL-värmeväxlaren kan anses vara små, dessutom påverkar dessa enbart i liten grad tilluftens uttemperatur.

Om det kommer en positiv stegstörning på frånluftens temperatur, se fig 6.1, kommer temperaturen på luften in i batteriet att öka. Det innebär att vattnets massflöde, se fig 6.1e o. 6.1g, till batteriet måste minskas för att man skall erhålla konstant temperatur på luftflödet in i processen. Om man studerar fig 6.2b o. 6.2c kan man se hur systemet hade uppfört sig utan regulator.

Om tilluftens temperatur skulle öka, se fig 6.3, så skulle även luftens temperatur in i batteriet öka och liksom tidigare måste man då minska vattnets massflöde, se fig 6.3e o. 6.3g, till batteriet för att erhålla konstant lufttemperatur till processen. Av fig 6.3h framgår att störningen snabbt regleras bort. Om man studerar fig 6.4b o. 6.4c kan man se hur systemet hade uppfört sig utan regulator.

Om tilluftens och frånluftens massflöden ökar, se fig 6.5, kommer luftens temperatur in i batteriet att minska. Det innebär att man måste öka vattnets massflöde, se fig 6.5e o. 6.5g, till batteriet för att luftens temperatur in i processen skall kunna hållas konstant. Av fig 6.5h framgår hur snabbt störningen regleras bort. Om man sedan studerar fig 6.6b kan man se hur lufttemperaturen skulle varierat utan regulator.

hcopy ok1 " stegstörning på frånluftens temperatur  
 84.05.28 - 20:37:19 NR: 1

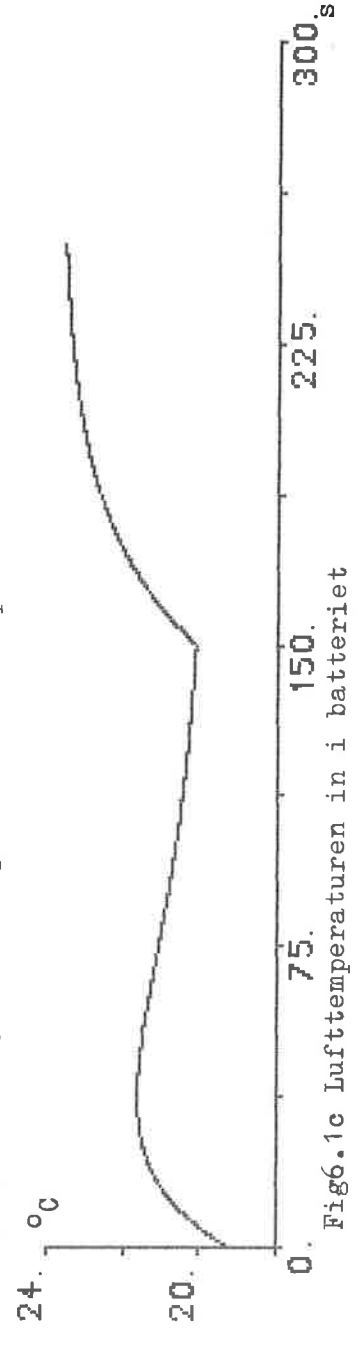
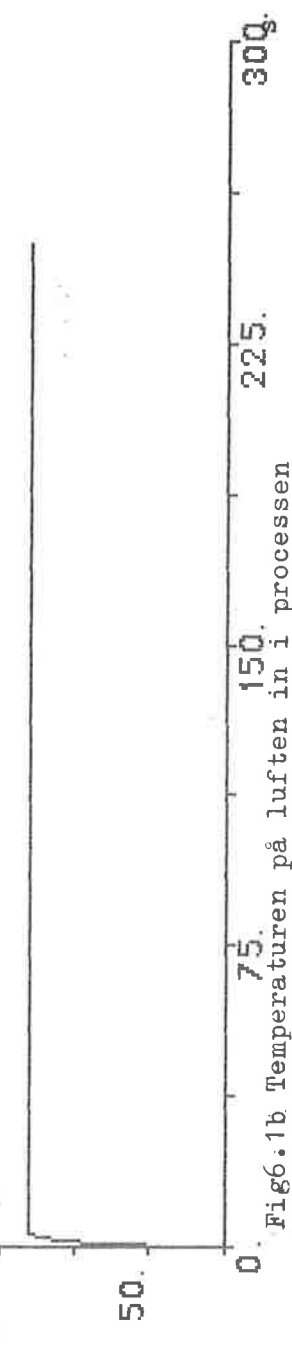
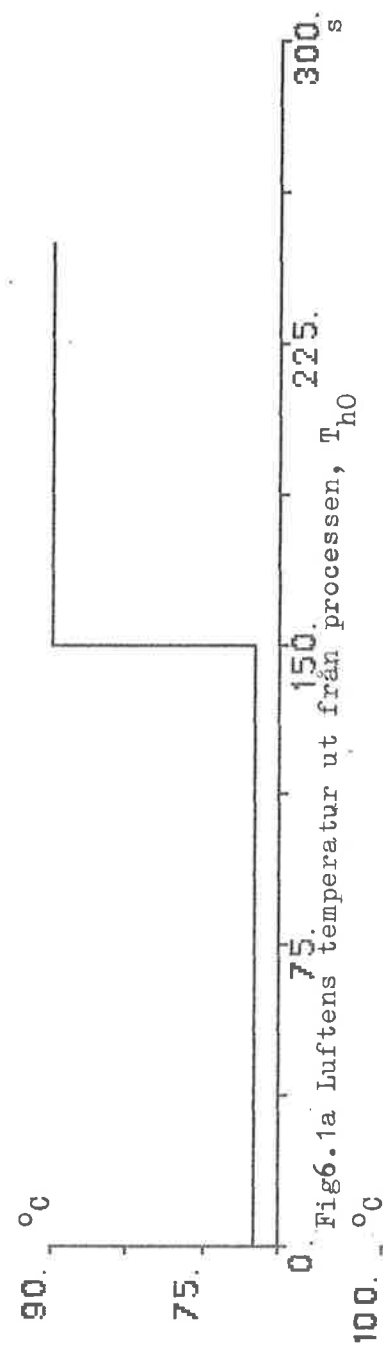
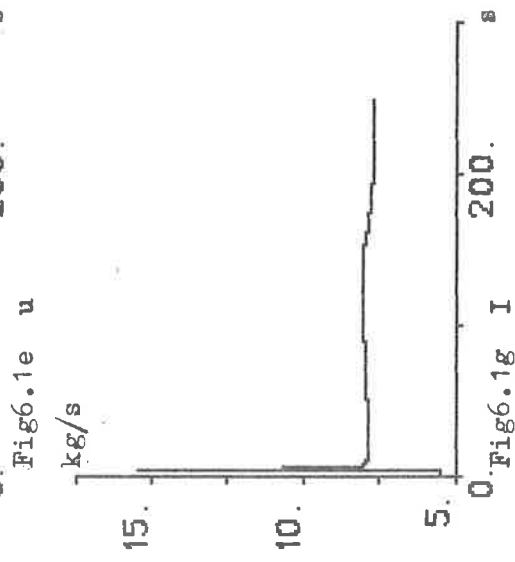
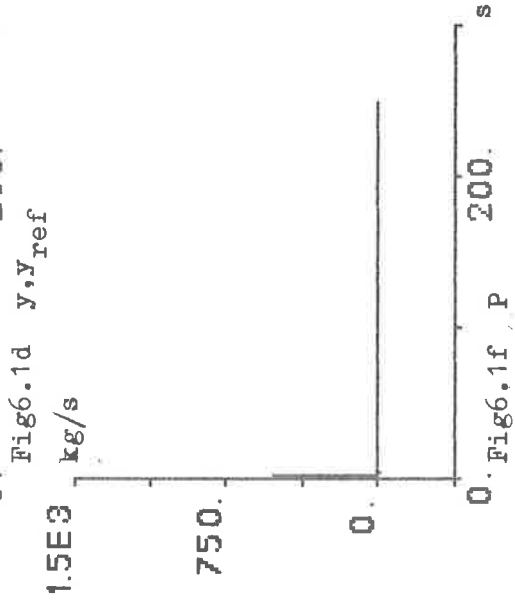
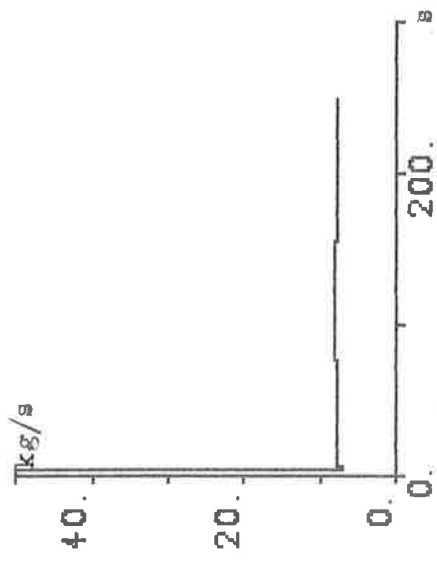
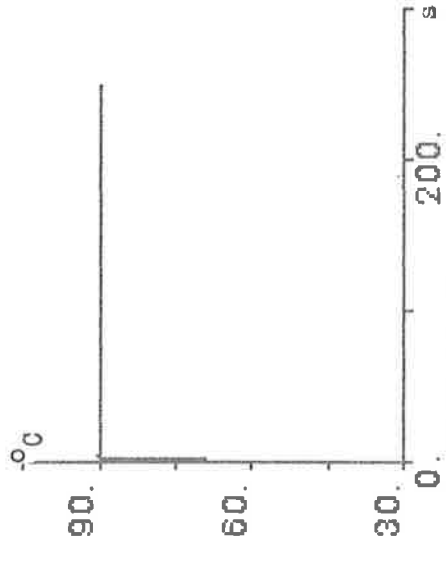


FIG.6.1 SIMULERING AV SYSTEMET MED REGULATOR

hcopy ok1 " stegstörning på frånluftens temperatur  
84.05.28 - 20:39:13 NR: 2





hcopy ok1 " stegstörning på frånluftens temperatur  
84.05.28 - 20:40:54 NR: 3

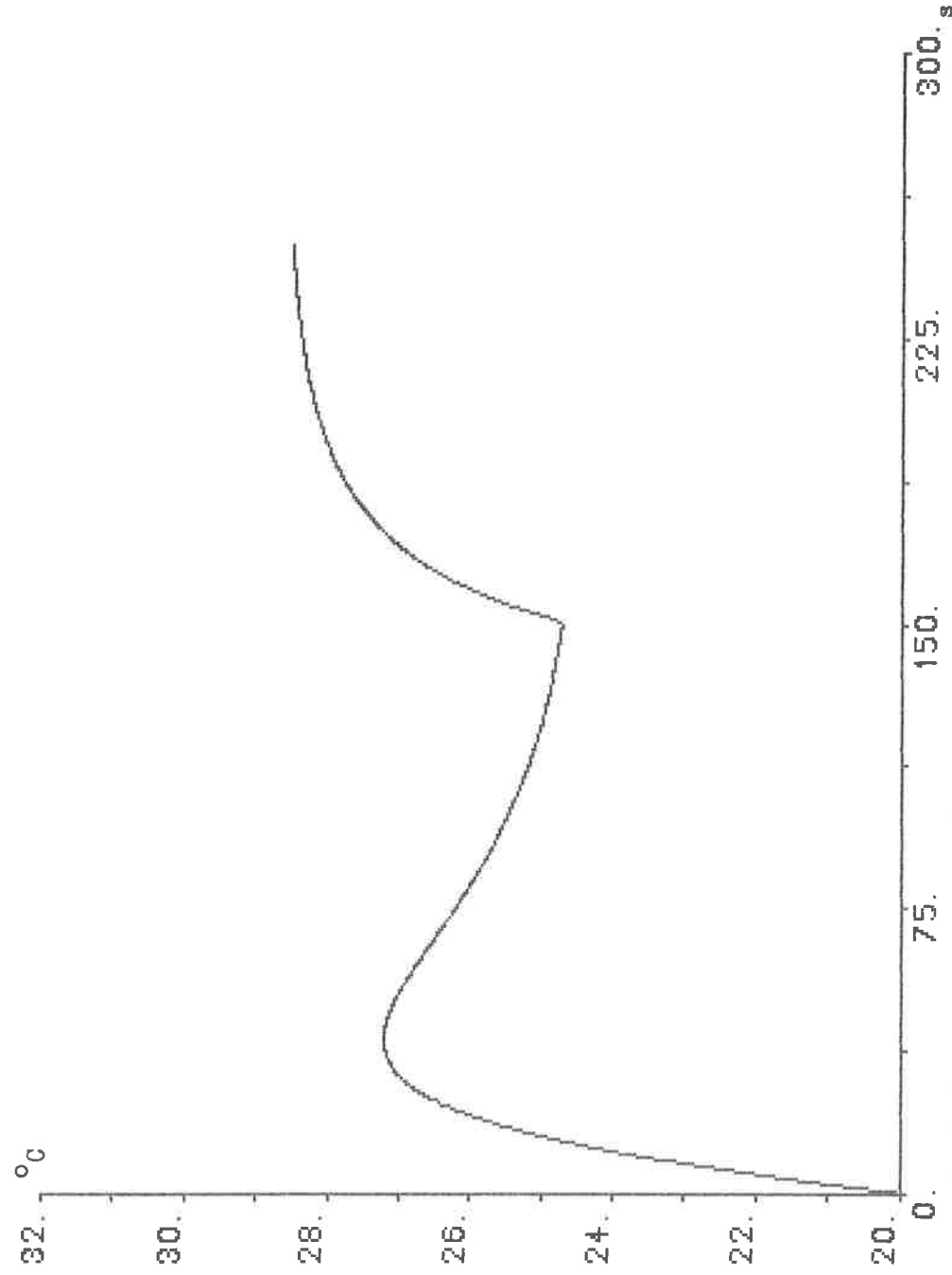


Fig6.1h Temperaturen på vattnet ut från trefluidsvärmeväxlaren

hcopy oki " stegstörning på frånluftens temperatur  
84.05.28 - 22:47:11 NR: 1

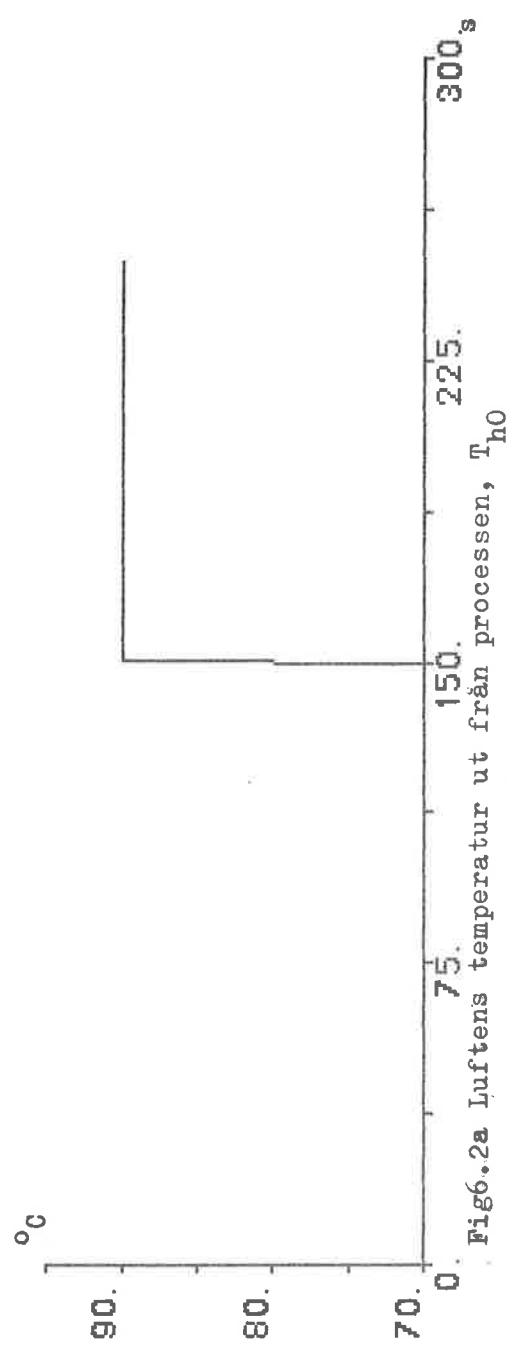


FIG. 6.2 SAMMA SIMULERING SOM FIG. 6.1 FAST UTAN REGULATOR

hcopy ok1 " stegstörning på frånluftens temperatur  
84.05.28 - 22:50:30 NR: 2

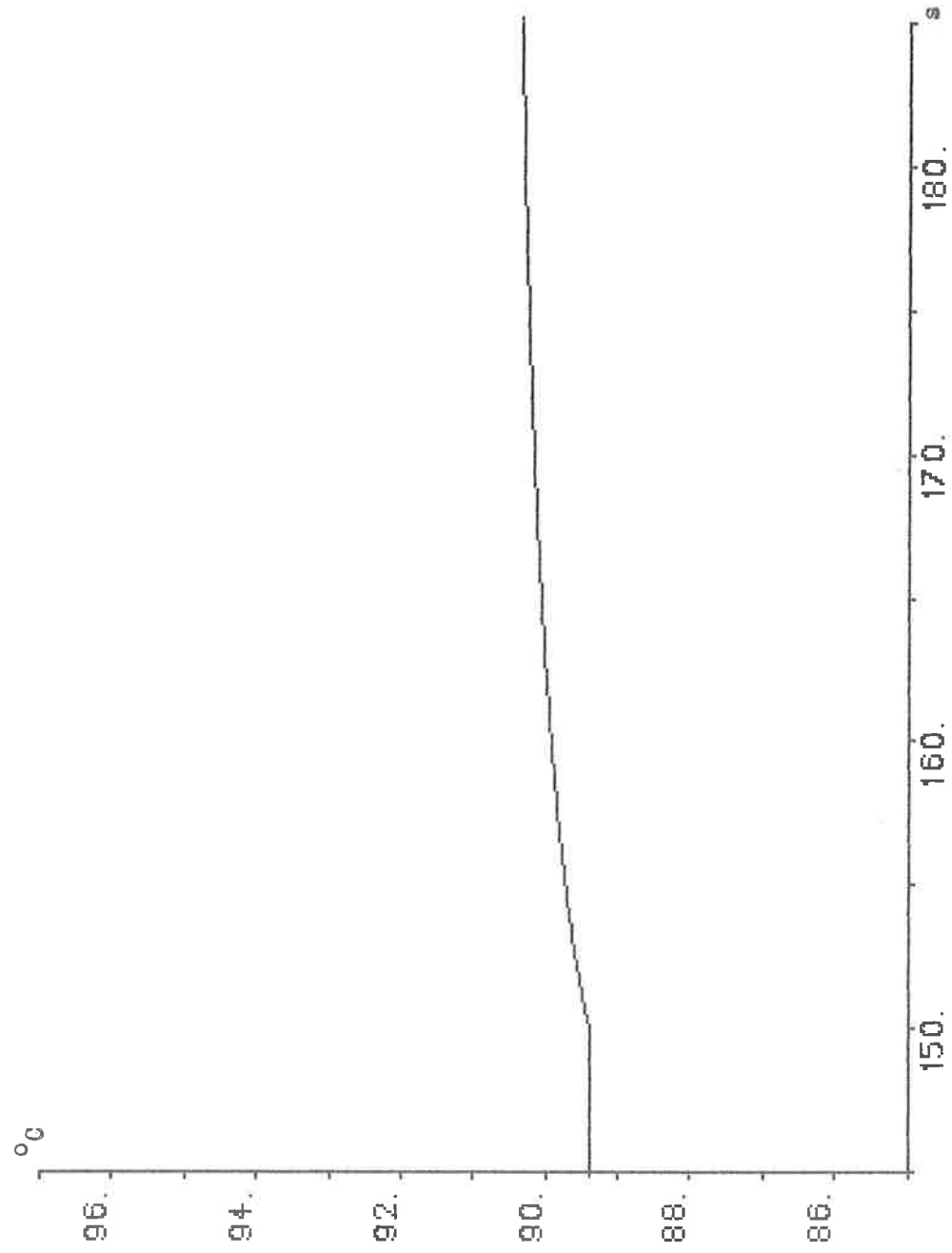


Fig6.2c Lufttemperaturen in i processen

hcopy ok1 " stegstörning på tilluftens temperatur  
84.05.28 - 21:06:24 NR: 4

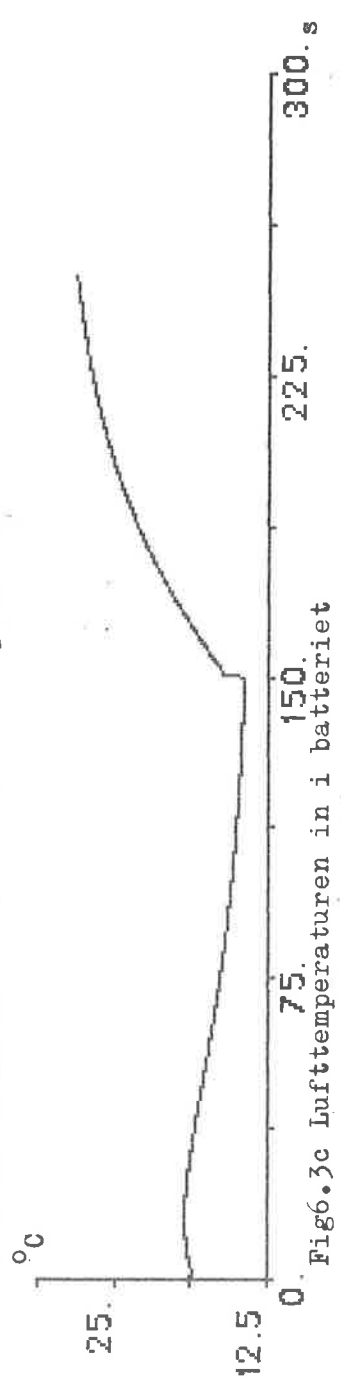
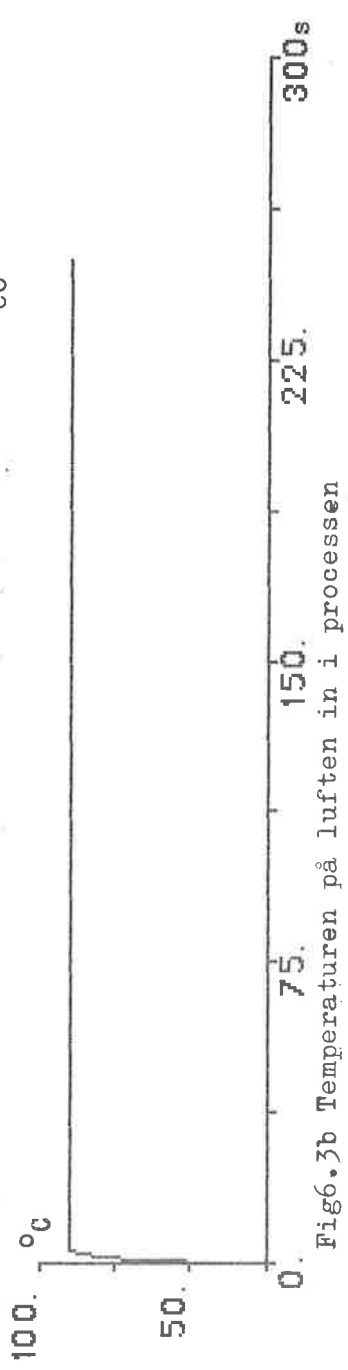
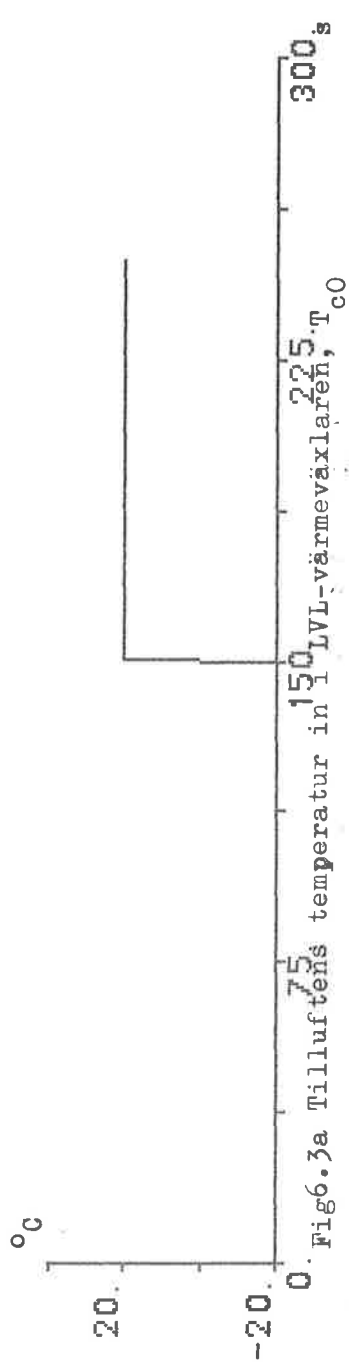
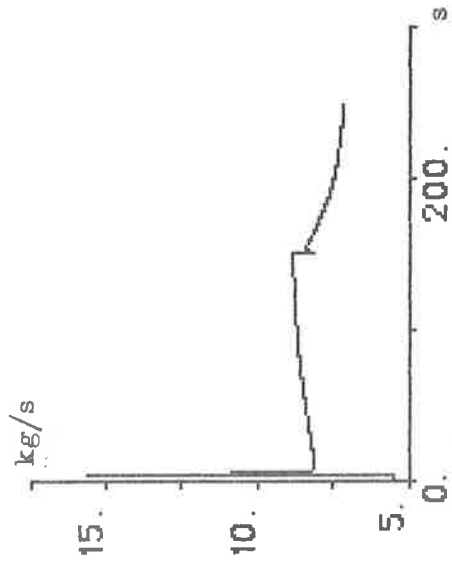
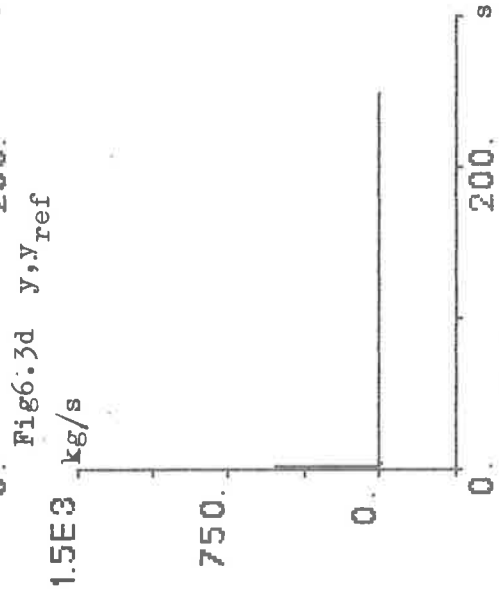
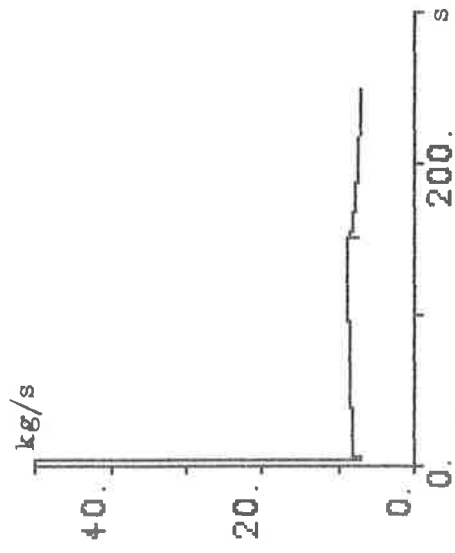
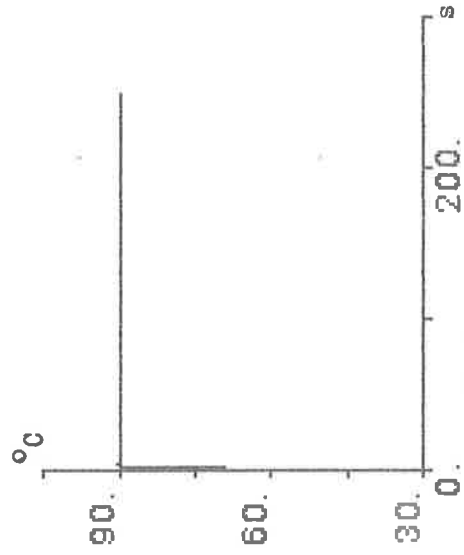


FIG. 6.3 SIMULERING AV SYSTEMET MED REGULATOR

hcopy ok1 " stegstørning på tilluftens temperatur  
84.05.28 - 21:07:36 NR: 5



hcopy ok1 " stegstørning på tilluftens temperatur  
84.05.28 - 21:10:28 NR: 7

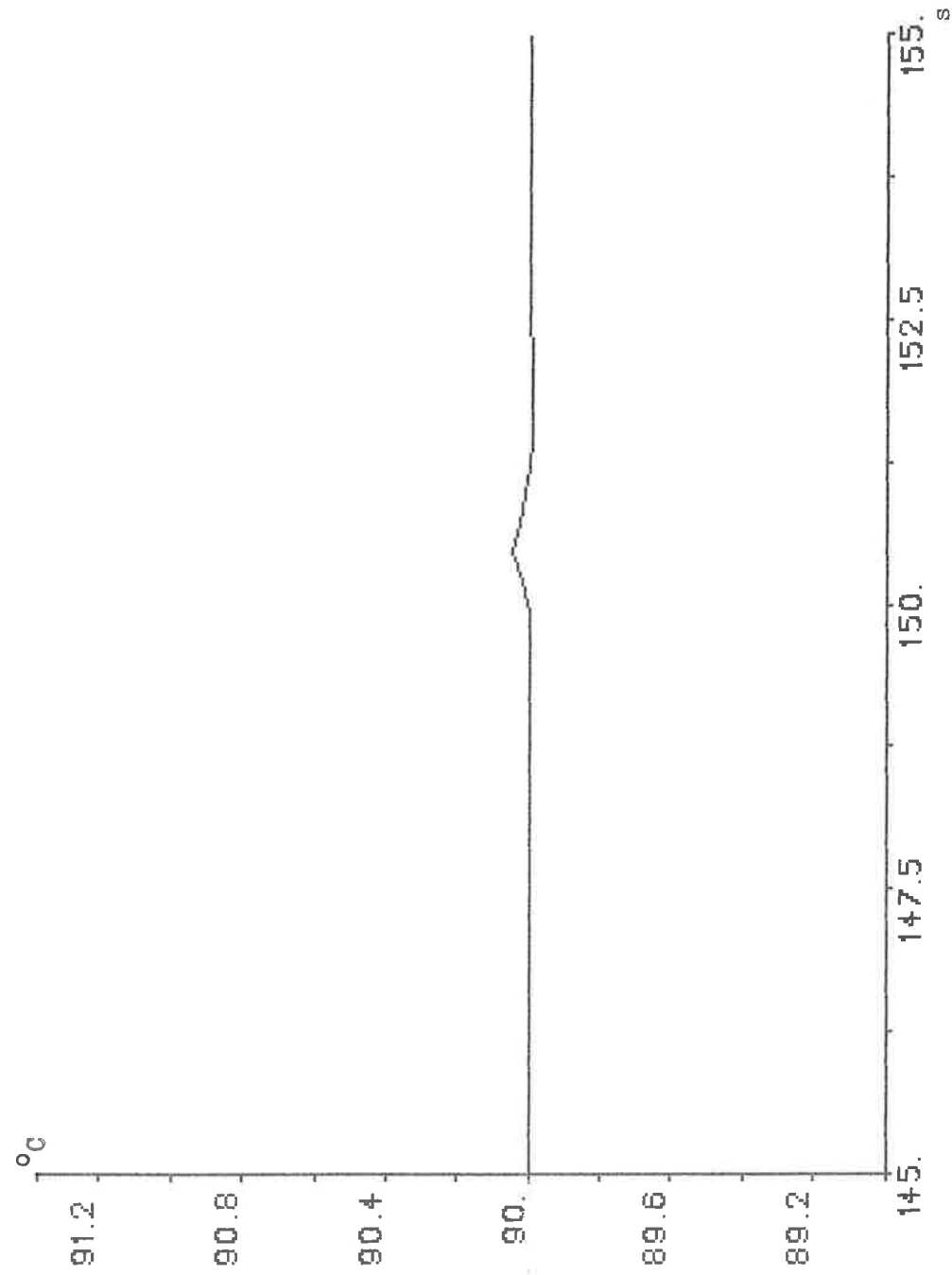


Fig6.3h Temperaturen på luften in i processen

hcopy oki " stegstörning på tilluftens temperatur  
84.05.28 - 23:33:05 NR: 3

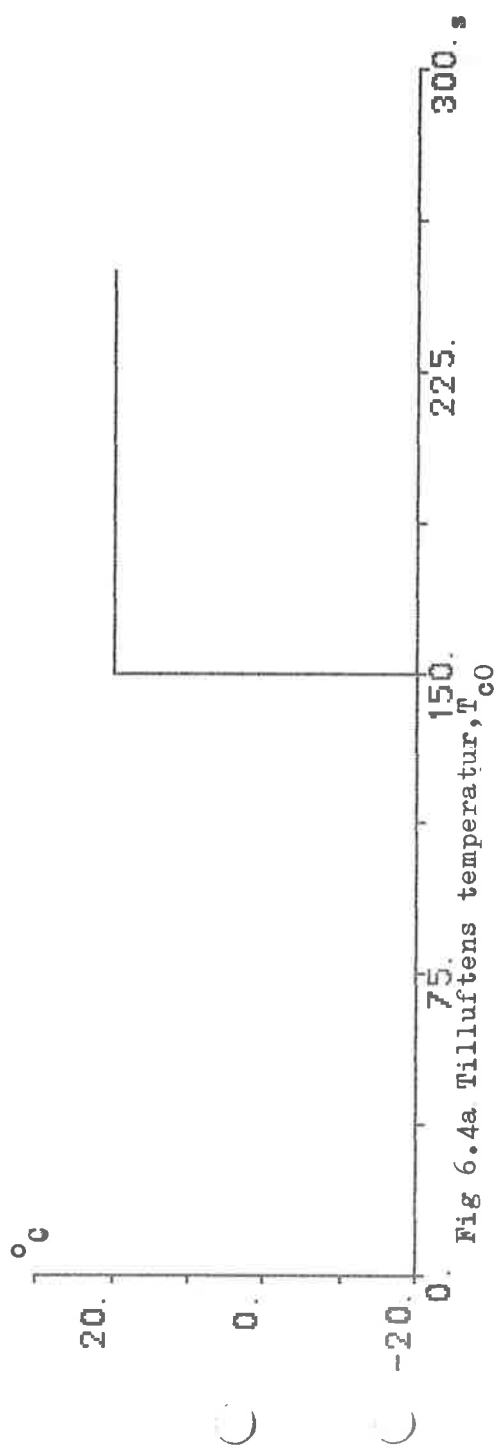


Fig 6.4a Tilluftens temperatur,  $T_{co}$

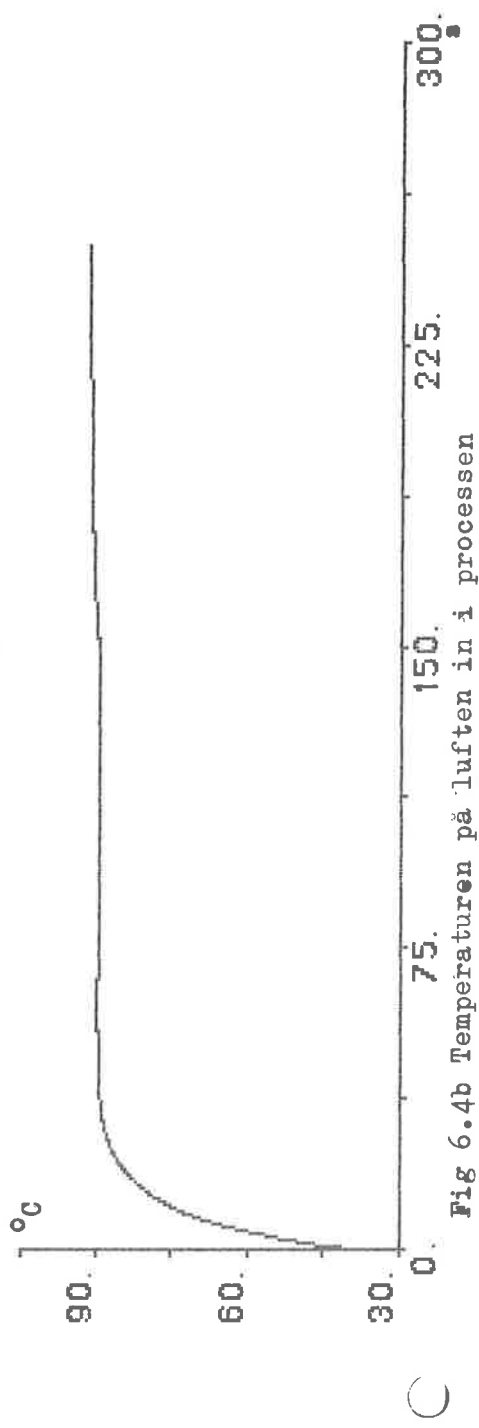


Fig 6.4b Temperaturen på luften in i processen

FIG.6.4 SAMMA SIMULERING SOM FIG.6.3 FAST UTAN REGULATOR

hcopy ok1 " stegstörning på tilluftens temperatur  
84.05.28 - 21:08:52 NR: 6

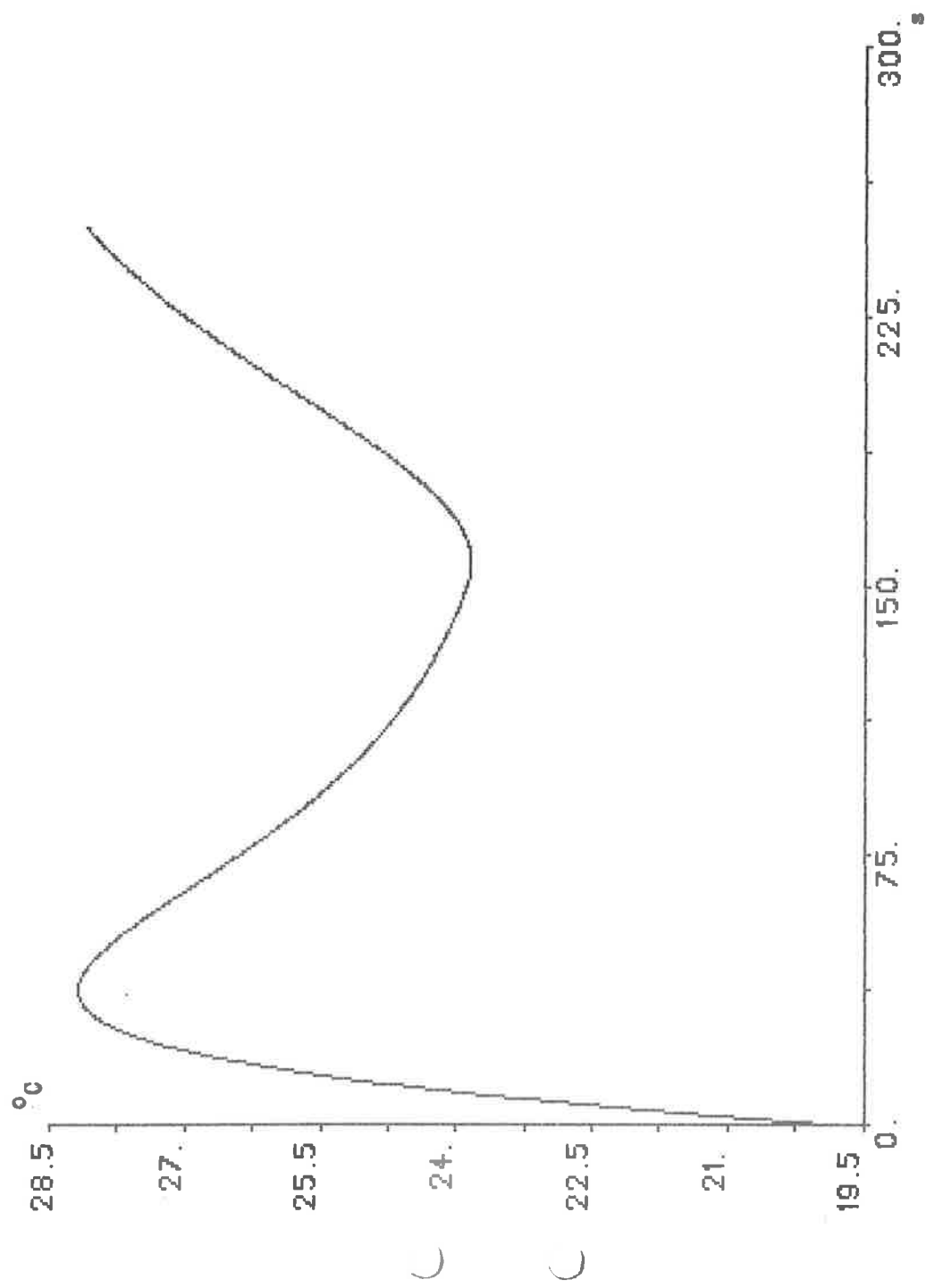


Fig 6.3i Temperaturen på vattnet ut från trefluidsvärmeväxlaren



hcopy ok1 " stegstörning på tilluftens temperatur  
84.05.28 - 23:34:54 NR: 4

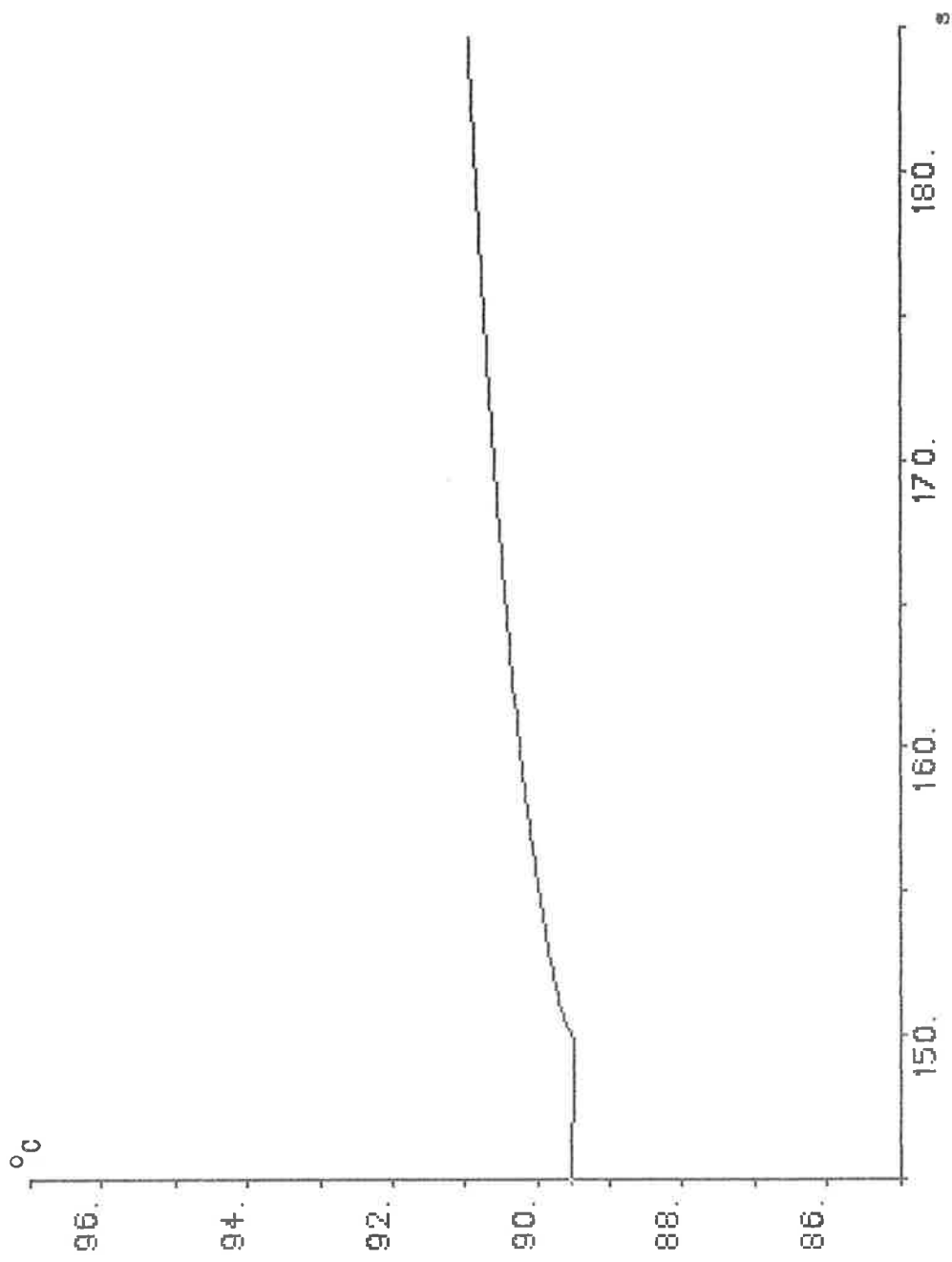


Fig 6.4c Lufttemperaturen in i processen

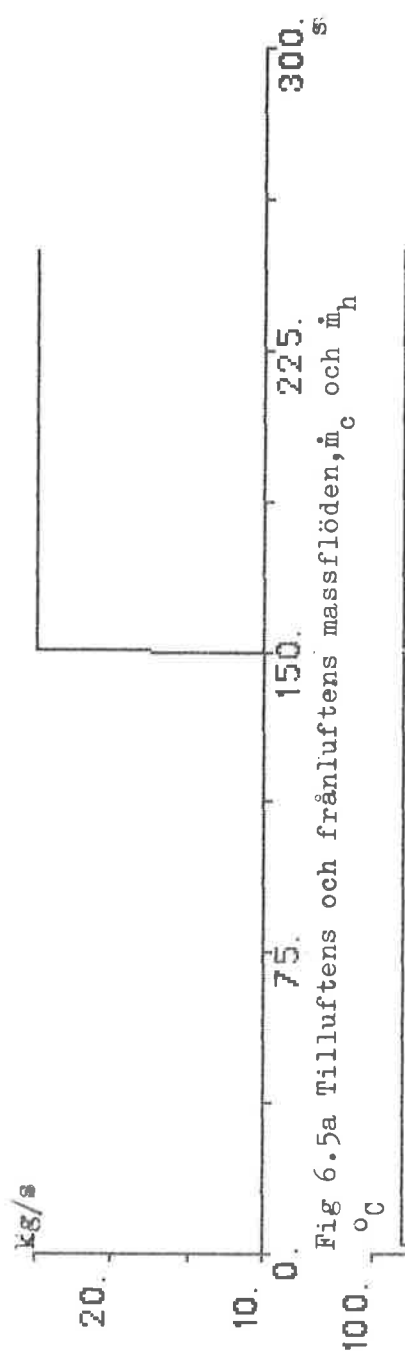


Fig 6.5a Tilluftens och frånluftens massflöden,  $\dot{m}_c$  och  $\dot{m}_h$  s

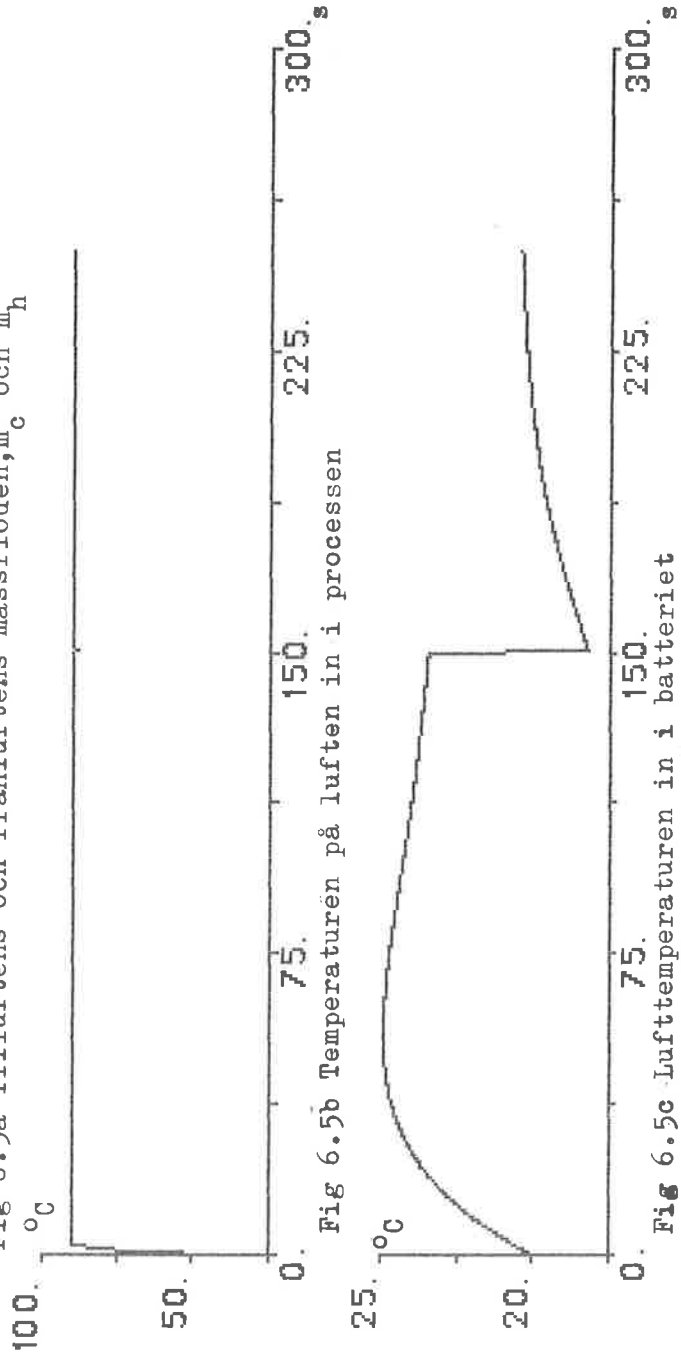


Fig 6.5b Temperaturen på luften in i processen

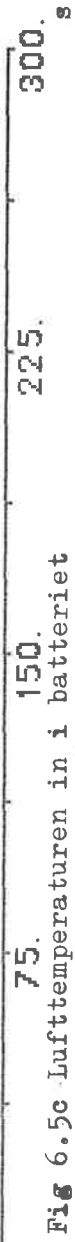
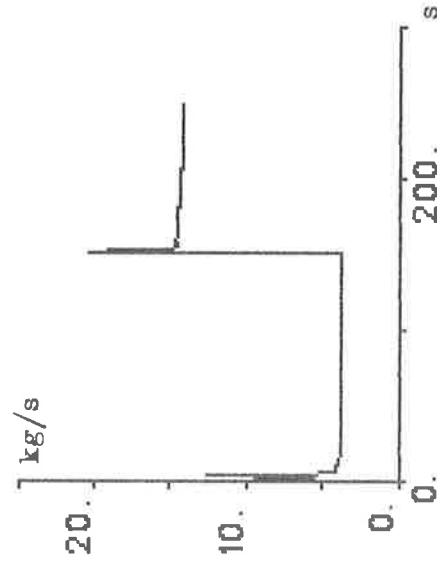
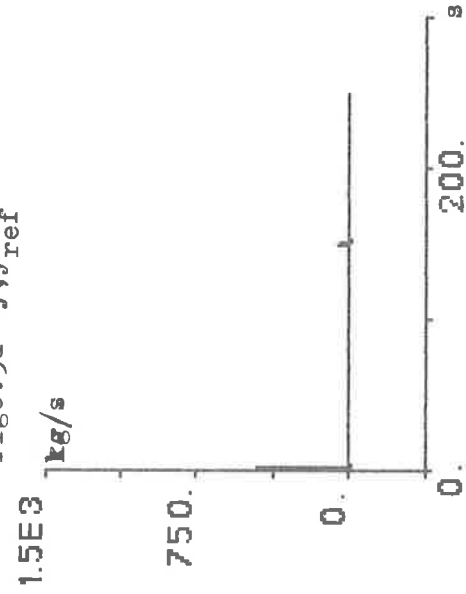
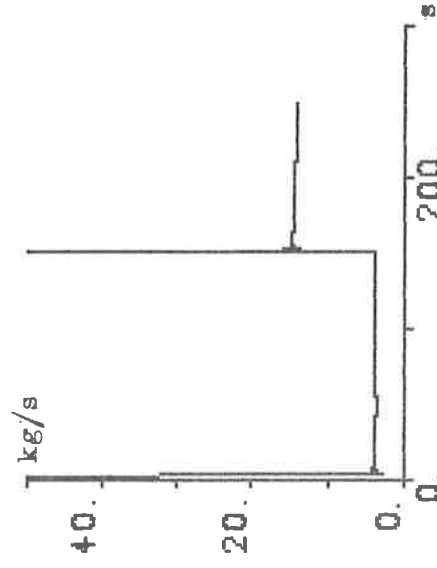
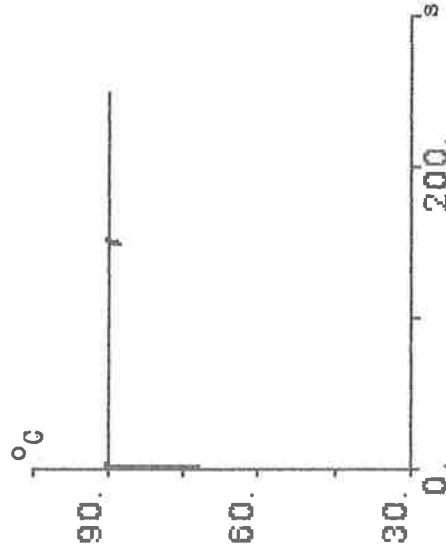


FIG.6.5 SIMULERING AV SYSTEMET MED REGULATOR



hcopy ok1 " stegstörning på luftflödenas massflöden  
84.05.28 - 21:43:30 NR: 11

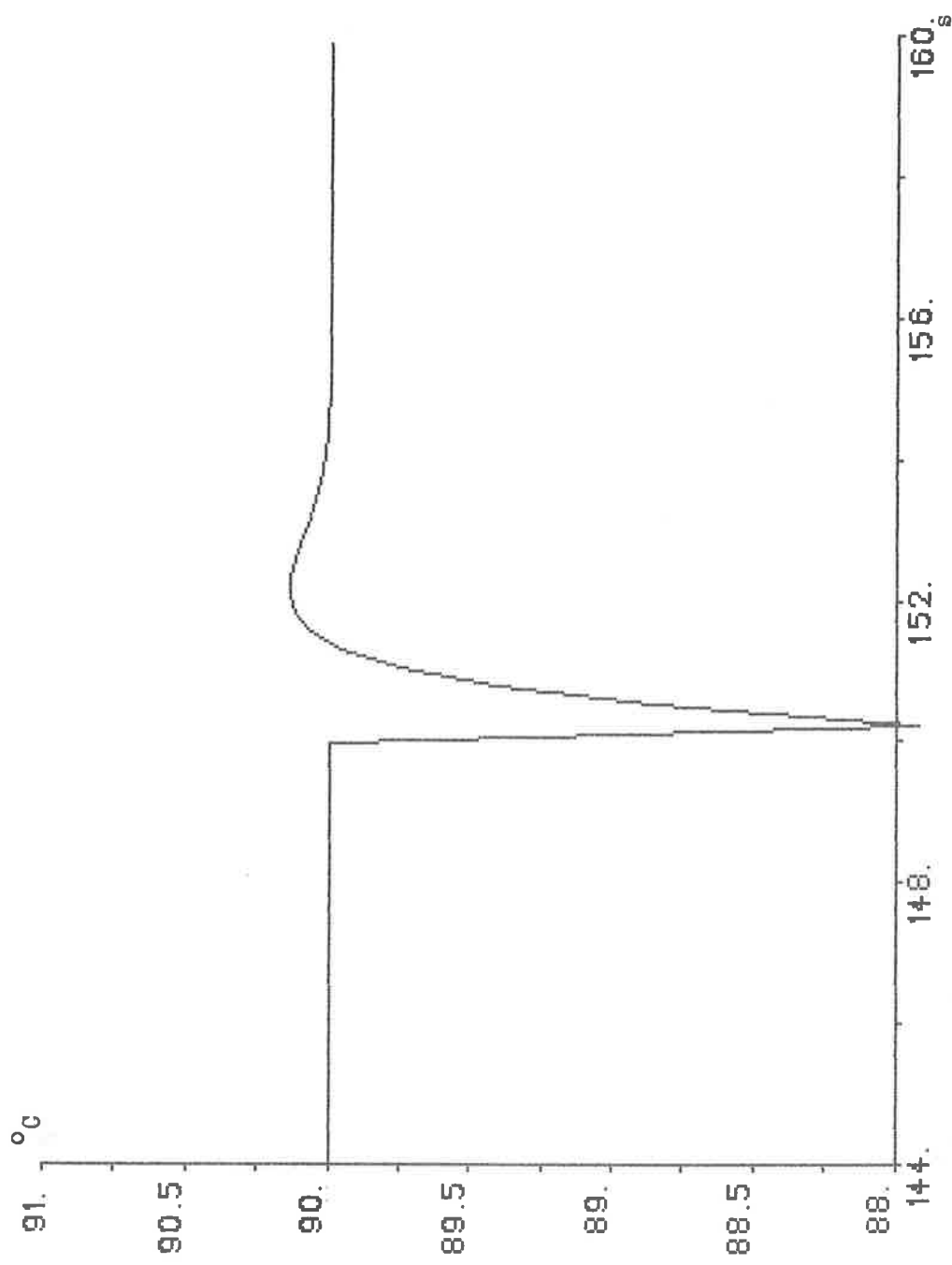


Fig 6.5h Temperaturen på luften in i processen

hcopy oki " stegstörning på luftflödernas massflöden  
84.05.28 - 21:41:12 NR: 10

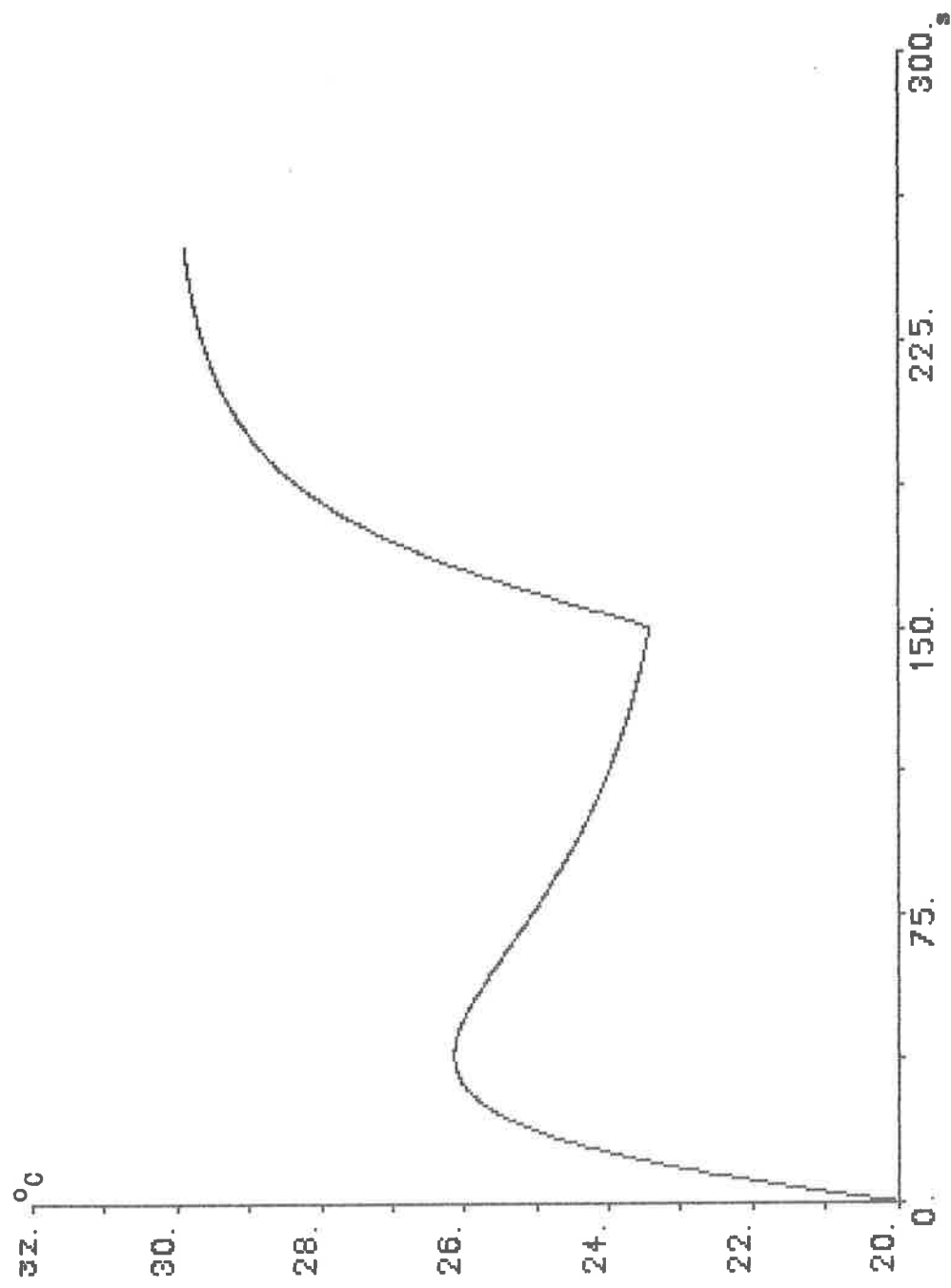


Fig 6.5i Temperaturen på vattnet ut från trefluidvärmväxlaren

hcopy oki " stegstörning på luftflödets mässflöden  
84.05.29 - 00:52:55 NR: 5

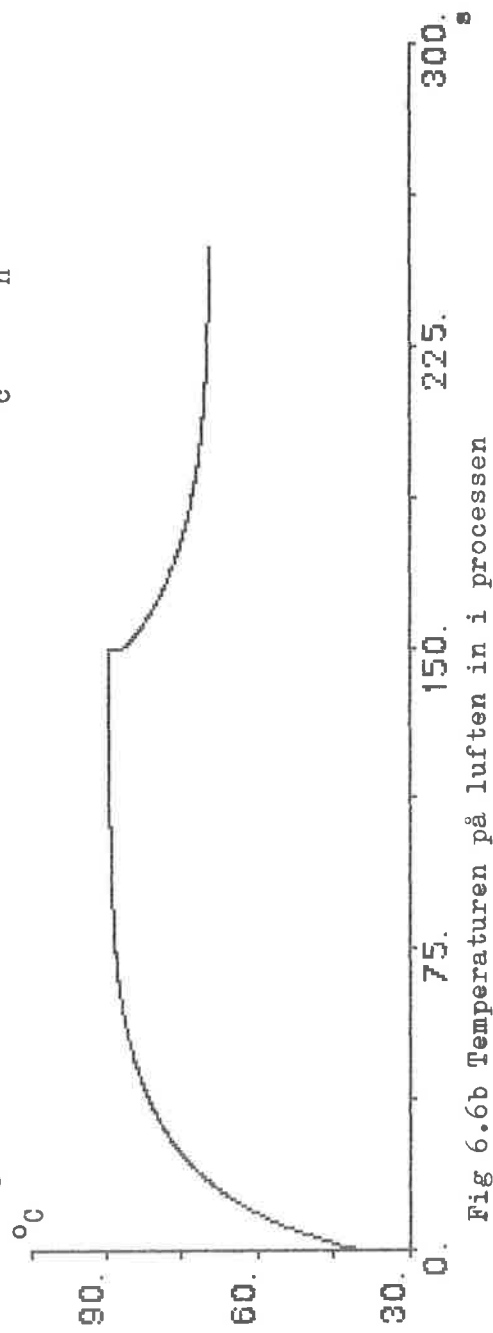
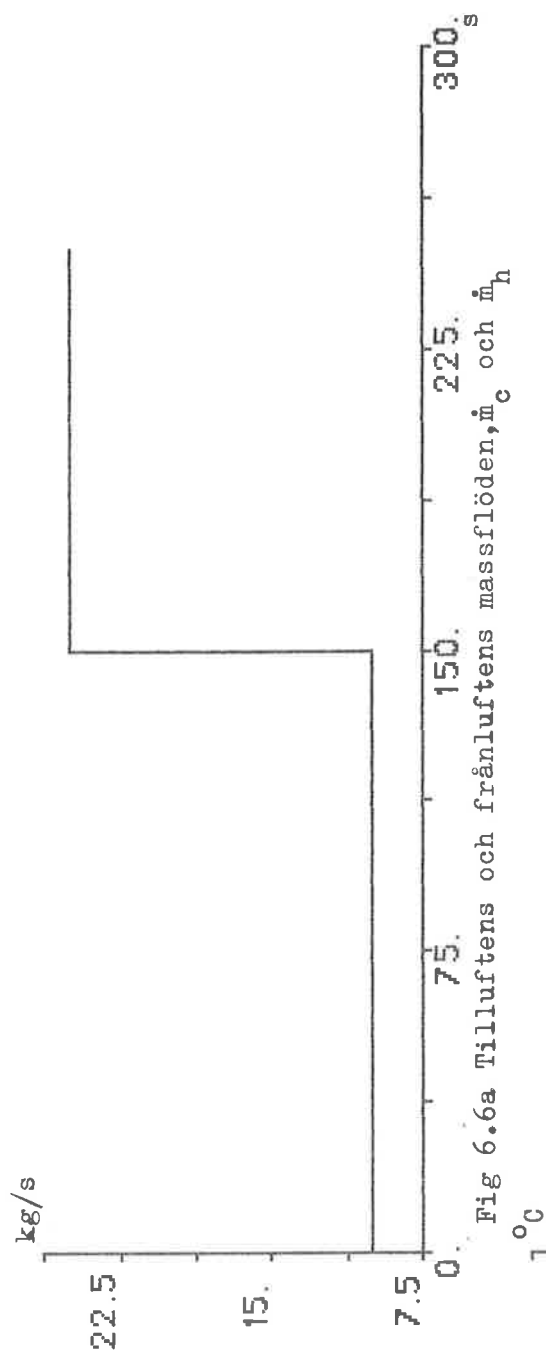


FIG.6.6 SAMMA SIMULERING SOM FIG.6.5 FAST UTAN REGULATOR

## 7. SAMMANFATTNING

I rapporten härleds ekvationerna som beskriver det dynamiska förloppet i en trefluidsvärmeväxlare samt för ett motströms värmebatteri. Dessa ekvationerna har diskretiserats så att man har kunnat simulera förloppen med hjälp av simuleringsspråket SIMNON. Här har man kunnat lägga på olika störningar på insignalerna till värmeväxlarna och studera följderna.

Resultaten av simuleringarna av trefluidsvärmeväxlaren var

1. om vattnets intemperatur ökar kommer alla flödenas uttemperaturer att öka
2. om vattenflödet ökar, minskar vattnets uttemperatur
3. om tillluftens intemperatur ökar kommer tillluftens och vattnets uttemperaturer att öka
4. om tillluftens massflöde ökar kommer tillluftens uttemperatur att minska
5. om frånluftens intemperatur ökar kommer både vattnets och tillluftens uttemperaturer att öka
6. om till- och frånluftens massflöden ökar kommer vattnets uttemperatur att öka
7. störningar på vattenflödet endast i liten grad påverkar tillluftens uttemperatur, vilken är den man vill reglera  
(om något flödes uttemperatur inte nämnts ovan har förändringen varit liten)

Dessutom upptäcktes en icke-minimumfas-effekt i modellen, se t.ex.  $T_c$  och  $T_w$  i fig 2.10 samt  $T_h$  i fig 2.12.

Om man vill vidareutveckla och förbättra modellen på trefluidsvärmeväxlaren bör man för att få bättre överensstämmelse med verkligheten

1. göra en bättre uppdelning av värmeväxlaren (t.ex. fler tillstånd) för att i viss mån bli kvitt minimum-fas problemet, detta var omöjligt då SIMNON bara tillåter ett begränsat antal tillstånd
2. ta hänsyn till fenverkningsgraden för att få bättre relevans med effektiviteten
3. införa värmeövergångskoefficientens massflödesberoende
4. göra en noggrannare analys av inverkan av kondens

Simuleringarna av värmebatteriet gav följande resultat

1. om luftens massflöde ökar, minskar både luftens och vattnets uttemperaturer
2. om luftens intemperatur ökar kommer luftens och vattnets uttemperaturer att öka
3. om vattenmassflödet ökar kommer båda flödenas uttemperaturer att öka
4. om vattnets intemperatur ökar, ökar båda flödenas uttemperaturer
5. om luftens massflöde ökar kommer vattnets uttemperatur att minska. Om luftens uttemperatur regleras genom vattenmassflödet kommer vattnets uttemperatur att åter höjas, varför summa temperaturändring på vattnet är liten och belastningen på värmepumpen blir inte så stor. Samma sak händer vid en temperaturändring på luftens tillflöde.

I modellen för batteriet bör man i en förbättrad version ta med kärnans inverkan samt göra en noggrannare modell över värmeövergångskoefficientens massflödesberoende.

För att styra och reglera det totala systemet, se fig 1.1, återkopplades värmebatteriets uttemperatur på luftsidan med vattnets massflöde, vattnets intemperatur var konstant lika med 100°C. Återkopplingen skedde med en kontinuerlig PI-regulator.

Innan systemet kopplades samman dimensionerades regulatorn på enbart värmebatteriet. Genom referensvärdesändringar och ett itereringsförfarande i simuleringarna plockades regulatorkonstanterna fram. Som förstärkning valdes  $K=25$  och integraltiden valdes till  $T_I=1$ . Dessutom bestämdes ett initialvärde på regulatorns I-del beroende på hur stort vattenmassflödet var vid stationäritet,  $I_0$  valdes till 5,5 kg/s.

När sedan hela systemet kopplades samman och man lade på olika störningar på framförallt tilluften och frånluften (eftersom störningar på vattenflödet in till trefluidsvärmeväxlaren endast i liten grad påverkar tilluftens temperatur är det inte intressant att studera störningar på det) konstaterades att ändringar på lufttemperaturen till processen snabbt reglerades bort. Konstateras kan dock från fig 6.5h att vid störningar på massflödena blir det en relativt stor och plötslig förändring på lufttemperaturen innan den kan regleras bort. Detta skulle man i en utveckling av systemet kunna råda bot på genom att förutom återkopplingen även ha en framkoppling av batteriet.



Avslutningsvis vill jag tacka för all den hjälp och stöd jag har erhållit från mina båda handledare univ.lekt. Björn Wittenmark, Inst. för Reglerteknik och tekn.dr. Roland Görtz, Inst. för Mekanisk Värmeteori med Strömningslära, vid Lunds Tekniska Högskola.

Ulf Stéen  
LTH 1984.06.28

8. REFERENSER

1. Görtz, R  
Three fluid heat exchanger  
Report 830501  
Lund Institute of Technology, Div of Thermodynamics, Fluid Mechanics  
and Heat Transfer  
May 1983
2. Aström, K J; Nilsson, A B  
Modeling and simulation of a cream cooler  
Lund Institute of Technology, Div of Automatic Control  
1978
3. Romie, F E  
Transient response of a gas-to-gas crossflow heat exchangers with neither  
gas mixed  
Journal of Heat Transfer  
August 1983, Vol.105
4. Kays, W M; London, A L  
Compact heat exchangers. Second edition.  
McGraw-Hill Book Company  
New York, San Francisco, Toronto, London  
1964
5. Tyllered, G O  
Termodynamik  
Lunds Tekniska Högskola, Inst. för Mekanisk värmeteori med strömnings-  
lära  
Augusti 1978
6. Aström, K J  
Reglerteknik. Andra upplagan  
Almqvist Wiksell Förlag AB  
1976

## APPENDIX

### PROGRAMLISTNINGAR

Vid simuleringarna användes simuleringsspråket SIMNON.

Macro-filen KOMP användes för kompilering av de olika programmen threeway, batt, pireg och step. Dessutom definieras integrationsalgoritm (algor das). När das-rutinen används måste man ange alla snabba tillstånd. I dessa modellerna är tre av tillstånden i threeway och alla lufttillstånden i batt snabba.

Store innebär att vissa variabler lagras så att man efter simuleringen kan plotta dem.

Programmet THREEWAY beskriver trefluidsvärmeväxlaren. Insignaler är tillluftens och frånluftens temperaturer och massflöden. Utsignaler är tillluftens uttemperatur och massflöde samt vattnets uttemperatur.

Programmet BATT beskriver ett motströms vatten-luft batteri. Insignaler är uttemperaturen och massflödet på tilluften från LVL-värmeväxlaren och vattnets massflöde. Utsignal är luftens uttemperatur.

PIreg är PI-regulatorn där insignalerna är uttemperaturen på batteriets luftflöde och en referenstemperatur, som är lika med den temperatur man vill att luften in i processen skall ha. Utsignalen från regulatorn är massflödet på vattnet till batteriet.

Slutligen har vi STEP som är en fil som knyter samman de tre filerna threeway, batt och pireg. Dessutom kan man med step lägga in stegstörningar på referenstemperaturen samt på tilluftens och frånluftens temperaturer och massflöden in till trefluidsvärmeväxlaren.

```

MACRO KOMP
syst Threeway Batt Pireg Step
state Th13 Th14 Th24 T11 T12 T13 T14 T15 T16 T17 T18 T19 T110-fast
algor das
store U P I Y Yref Tc Th Tw Mh Mc Mw Tho Tco Two Tvout
END

```

-----

CONTINUOUS SYSTEM THREEWAY

"three-fluid heatexchanger

```

input Tho Tco Mh Mc          "input temperature and mass flow rate
output Tc Tw Mcout

```

```

state Tka11 Tka12 Tka13 Tka21 Tka22 Tka23 Tka31 Tka32 Tka33 Tkw11 Tkw12
state Tkw13 Tkw21 Tkw22 Tkw23 Tkw31 Tkw32 Tkw33 Th12 Th13 Th14 Th22 Th23
state Th24 Th32 Th33 Th34 Tc21 Tc22 Tc23 Tc31 Tc32 Tc33 Tc41 Tc42 Tc43
state Tw11 Tw12 Tw13 Tw21 Tw22 Tw23 Tw31 Tw32 Tw33

```

```

der dTka11 dTka12 dTka13 dTka21 dTka22 dTka23 dTka31 dTka32 dTka33
der dTKw11 dTKw12 dTKw13 dTKw21 dTKw22 dTKw23 dTKw31 dTKw32 dTKw33
der dTh12 dTh13 dTh14 dTh22 dTh23 dTh24 dTh32 dTh33 dTh34 dTc21 dTc22
der dTc23 dTc31 dTc32 dTc33 dTc41 dTc42 dTc43 dTw11 dTw12 dTw13 dTw21
der dTw22 dTw23 dTw31 dTw32 dTw33

```

INITIAL

Tka11=Ti "initiation of the temperatures

Tka12=Ti

Tka13=Ti

Tka21=Ti

Tka22=Ti

Tka23=Ti

Tka31=Ti

Tka32=Ti

Tka33=Ti

Tkw11=Ti

Tkw12=Ti

Tkw13=Ti

Tkw21=Ti

Tkw22=Ti

Tkw23=Ti

Tkw31=Ti

Tkw32=Ti

Tkw33=Ti

"the core between the water and the

"warm air

Th12=Ti

Th13=Ti

Th14=Ti

Th22=Ti

Th23=Ti

Th24=Ti

Th32=Ti

Th33=Ti

Th34=Ti

"the warm air inside the heatex.

Tc21=Ti  
Tc22=Ti  
Tc23=Ti  
Tc31=Ti  
Tc32=Ti  
Tc33=Ti  
Tc41=Ti  
Tc42=Ti  
Tc43=Ti

"the cold air inside the heatex.

58

Tw11=Ti  
Tw12=Ti  
Tw13=Ti  
Tw21=Ti  
Tw22=Ti  
Tw23=Ti  
Tw31=Ti  
Tw32=Ti  
Tw33=Ti

"the water inside the heatex.

**SORT**

"mean temperature differences

delha11=0.5\*(Th12+Th0)-Tka11  
delha12=0.5\*(Th13+Th12)-Tka12  
delha13=0.5\*(Th14+Th13)-Tka13  
delha21=0.5\*(Th22+Th0)-Tka21  
delha22=0.5\*(Th23+Th22)-Tka22  
delha23=0.5\*(Th24+Th23)-Tka23  
delha31=0.5\*(Th32+Th0)-Tka31  
delha32=0.5\*(Th33+Th32)-Tka32  
delha33=0.5\*(Th34+Th33)-Tka33

"the warm air and the core between  
"the air-channels

delca11=0.5\*(Tc21+Tc0)-Tka11  
delca12=0.5\*(Tc22+Tc0)-Tka12  
delca13=0.5\*(Tc23+Tc0)-Tka13  
delca21=0.5\*(Tc31+Tc21)-Tka21  
delca22=0.5\*(Tc32+Tc22)-Tka22  
delca23=0.5\*(Tc33+Tc23)-Tka23  
delca31=0.5\*(Tc41+Tc31)-Tka31  
delca32=0.5\*(Tc42+Tc32)-Tka32  
delca33=0.5\*(Tc43+Tc33)-Tka33

"the cold air and the core

delhw11=0.5\*(Th12+Th0)-Tkw11  
delhw12=0.5\*(Th13+Th12)-Tkw12  
delhw13=0.5\*(Th14+Th13)-Tkw13  
delhw21=0.5\*(Th22+Th0)-Tkw21  
delhw22=0.5\*(Th23+Th22)-Tkw22  
delhw23=0.5\*(Th24+Th23)-Tkw23  
delhw31=0.5\*(Th32+Th0)-Tkw31  
delhw32=0.5\*(Th33+Th32)-Tkw32  
delhw33=0.5\*(Th34+Th33)-Tkw33

"the warm air and the core between  
"the water and the warm air

delww11=0.5\*(Tw11+Tw12)-Tkw11  
delww12=0.5\*(Tw12+Tw13)-Tkw12  
delww13=0.5\*(Tw13+Tw0)-Tkw13  
delww21=0.5\*(Tw21+Tw22)-Tkw21  
delww22=0.5\*(Tw22+Tw23)-Tkw22  
delww23=0.5\*(Tw23+Tw0)-Tkw23  
delww31=0.5\*(Tw31+Tw32)-Tkw31  
delww32=0.5\*(Tw32+Tw33)-Tkw32

"the water and the core

"different variables defining the heatex.

```

cah=(hh*Aha)/(Mka*Cpal)
cac=(hc*Aca)/(Mka*Cpal)
cwh=(hh*Ahw)/(Mkw*Cpal)
cww=(hw*AwW)/(Mkw*Cpal)
ah=Mh/(ra*Vh)
ac=Mc/(ra*Vc)
aw=Mw/(rw*Vw)
bha=(hh*Aha)/(Mh*Cpa)
bhW=(hh*Ahw)/(Mh*Cpa)
bc=(hc*Aca)/(Mc*Cpa)
bw=(hw*AwW)/(Mw*Cpw)

```

"diff. equations describing the temperature  
"in the heatex.

```

dTka11=cah*delha11+cac*delca11
dTka12=cah*delha12+cac*delca12
dTka13=cah*delha13+cac*delca13
dTka21=cah*delha21+cac*delca21
dTka22=cah*delha22+cac*delca22
dTka23=cah*delha23+cac*delca23
dTka31=cah*delha31+cac*delca31
dTka32=cah*delha32+cac*delca32
dTka33=cah*delha33+cac*delca33

```

"the air-air core

```

dTkw11=cwh*delhw11+cww*delww11
dTkw12=cwh*delhw12+cww*delww12
dTkw13=cwh*delhw13+cww*delww13
dTkw21=cwh*delhw21+cww*delww21
dTkw22=cwh*delhw22+cww*delww22
dTkw23=cwh*delhw23+cww*delww23
dTkw31=cwh*delhw31+cww*delww31
dTkw32=cwh*delhw32+cww*delww32
dTkw33=cwh*delhw33+cww*delww33

```

"the water-air core

```

dTh12=-ah*(n*(Th12-Th0)+2*(bha*delha11+bhw*delhw11))
dTh13=-ah*(n*(Th13-Th12)+3*(bha*delha12+bhw*delhw12))
dTh14=-ah*(n*(Th14-Th13)+3*(bha*delha13+bhw*delhw13))
dTh22=-ah*(n*(Th22-Th0)+bha*delha21+bhw*delhw21)
dTh23=-ah*(n*(Th23-Th22)+2*(bha*delha22+bhw*delhw22))
dTh24=-ah*(n*(Th24-Th23)+3*(bha*delha23+bhw*delhw23))
dTh32=-ah*(n*(Th32-Th0)+bha*delha31+bhw*delhw31)
dTh33=-ah*(n*(Th33-Th32)+2*(bha*delha32+bhw*delhw32))
dTh34=-ah*(n*(Th34-Th33)+2*(bha*delha33+bhw*delhw33))

```

"the warm air

```

dTc21=-ac*(n*(Tc21-Tc0)+bc*delca11)
dTc22=-ac*(n*(Tc22-Tc0)+bc*delca12)
dTc23=-ac*(n*(Tc23-Tc0)+bc*delca13)
dTc31=-ac*(n*(Tc31-Tc21)+bc*delca21)
dTc32=-ac*(n*(Tc32-Tc22)+bc*delca22)
dTc33=-ac*(n*(Tc33-Tc23)+bc*delca23)
dTc41=-ac*(n*(Tc41-Tc31)+bc*delca31)
dTc42=-ac*(n*(Tc42-Tc32)+bc*delca32)
dTc43=-ac*(n*(Tc43-Tc33)+bc*delca33)

```

"the cold air

```

dTw11=-aw*(n*(Tw11-Tw12)+bw*delww11)
dTw12=-aw*(n*(Tw12-Tw13)+bw*delww12)
dTw13=-aw*(n*(Tw13-Tw0)+bw*delww13)

```

"the water

```

dTW21=-aw*(n*(Tw21-Tw22)+bw*delww21)
dTW22=-aw*(n*(Tw22-Tw23)+bw*delww22)
dTW23=-aw*(n*(Tw23-Tw0)+bw*delww23)
dTW31=-aw*(n*(Tw31-Tw32)+bw*delww31)
dTW32=-aw*(n*(Tw32-Tw33)+bw*delww32)
dTW33=-aw*(n*(Tw33-Tw0)+bw*delww33)

```

```

      "the output temperatures as a mean value
      "over the side of the heatex.

```

```

Th=(Th14+Th24+Th34)/n
Tc=(Tc41+Tc42+Tc43)/n
Tw=(Tw11+Tw21+Tw31)/n

```

```

Mcout=Mc
      "the mass flow rate of the cold air

```

```

n:3
Aha:1000
Aca:1000
Aha:1000
Aww:1000
Vh:6.12
Vc:4.44
Vw:0.36
Mka:1460
Mkw:1460
Cpa1:900
Cpa:1000
Cpw:4180
ra:1.3
rw:1000
hh:50
hc:50
hw:1500
Mw:10
TWO:15
Ti:20
      "the division of the heatex.
      "heat transfer area,the warm side of the air-air core
      "heat transfer area,the cold side of the air-air core
      "heat transfer area,the warm side of the water-air core
      "heat transfer area,the water side of the water-air core
      "the volume of the warm air flow
      "the volume of the cold air flow
      "the volume of the water flow
      "the mass of the air-air core
      "the mass of the water-air core
      "the unit heat capacity of the core material,aluminium
      "the specific isobaric heat capacity of air
      "the specific isobaric heat capacity of water
      "the density of air
      "the density of water
      "the heat transfer coefficient of the warm air
      "the heat transfer coefficient of the cold air
      "the heat transfer coefficient of the water
      "the mass flow rate of the water
      "the input temperature of the water
      "the initial temperature

```

```

END

```

```

-----
CONTINUOUS SYSTEM BATT

```

```

"water-air battery

```

```

input T10 M1 Mv      "input temperature and mass flow rate
output Tlout

```

```

state Tv1 Tv2 Tv3 Tv4 Tv5 Tv6 Tv7 Tv8 Tv9 Tv10
state T11 T12 T13 T14 T15 T16 T17 T18 T19 T110

```

```

der dTv1 dTv2 dTv3 dTv4 dTv5 dTv6 dTv7 dTv8 dTv9 dTv10
der dT11 dT12 dT13 dT14 dT15 dT16 dT17 dT18 dT19 dT110

```

```

INITIAL      "initiation of the temperatures

```

```

Tv1=TO
Tv2=TO
Tv3=TO
Tv4=TO
Tv5=TO
      "the water

```

```

Tv6=To
Tv7=To
Tv8=To
Tv9=To
Tv10=To

T11=To
T12=To
T13=To
T14=To
T15=To
T16=To
T17=To
T18=To
T19=To
T110=To

SORT

Av=Mv/(Rv*Vv)
A1=M1/(R1*V1)
C=(M1*Cp1)/(Mv*Cpv)
NTU=NTU0/(M1^0.2)

deltaT1=0.5*((Tv2-T11)+(Tv1-T10))
deltaT2=0.5*((Tv3-T12)+(Tv2-T11))
deltaT3=0.5*((Tv4-T13)+(Tv3-T12))
deltaT4=0.5*((Tv5-T14)+(Tv4-T13))
deltaT5=0.5*((Tv6-T15)+(Tv5-T14))
deltaT6=0.5*((Tv7-T16)+(Tv6-T15))
deltaT7=0.5*((Tv8-T17)+(Tv7-T16))
deltaT8=0.5*((Tv9-T18)+(Tv8-T17))
deltaT9=0.5*((Tv10-T19)+(Tv9-T18))
deltaT10=0.5*((Tv0-T110)+(Tv10-T19))

dT11=A1*(-n*(T11-T10)+NTU*deltaT1)
dT12=A1*(-n*(T12-T11)+NTU*deltaT2)
dT13=A1*(-n*(T13-T12)+NTU*deltaT3)
dT14=A1*(-n*(T14-T13)+NTU*deltaT4)
dT15=A1*(-n*(T15-T14)+NTU*deltaT5)
dT16=A1*(-n*(T16-T15)+NTU*deltaT6)
dT17=A1*(-n*(T17-T16)+NTU*deltaT7)
dT18=A1*(-n*(T18-T17)+NTU*deltaT8)
dT19=A1*(-n*(T19-T18)+NTU*deltaT9)
dT110=A1*(-n*(T110-T19)+NTU*deltaT10)

dTv1=Av*(n*(Tv2-Tv1)-NTU*C*deltaT1)
dTv2=Av*(n*(Tv3-Tv2)-NTU*C*deltaT2)
dTv3=Av*(n*(Tv4-Tv3)-NTU*C*deltaT3)
dTv4=Av*(n*(Tv5-Tv4)-NTU*C*deltaT4)
dTv5=Av*(n*(Tv6-Tv5)-NTU*C*deltaT5)
dTv6=Av*(n*(Tv7-Tv6)-NTU*C*deltaT6)
dTv7=Av*(n*(Tv8-Tv7)-NTU*C*deltaT7)
dTv8=Av*(n*(Tv9-Tv8)-NTU*C*deltaT8)
dTv9=Av*(n*(Tv10-Tv9)-NTU*C*deltaT9)
dTv10=Av*(n*(Tv0-Tv10)-NTU*C*deltaT10)

Tlout=T110
Tvout=Tv1

n:10
"the air
"the diff. equations that
"discrrips the temperature
"of the air flow
"the output temperature of the air
"the output temperature of the water
"the division of the battery

```



```

RV:1000      "the density of water
R1:1.3       "the density of air
Cpv:4180     "the specific isobaric heat capacity of water
Cpl:1000     "the specific isobaric heat capacity of air
Vv:0.2       "the volume of the water flow incl.the metal
V1:0.8       "the volume of the air flow
NTU0:5.3     "a constant in the NTU-number
TV0:100      "input temperature of the water
TO:30        "initial temperature

```

```
END
```

```
-----
CONTINUOUS SYSTEM PIREG
```

```
"PI regulator
```

```
input Y Yref
output U
```

```
state I
der dI
```

```
INITIAL
I=IO
```

```
OUTPUT
E=Yref-Y
```

```
P=K*E
```

```
V=P+I
```

```
U=if V<Ulow then Ulow else if V<Uhigh then V else Uhigh
```

```
DYNAMICS
```

```
dI=if V<Ulow or V>Uhigh then 0 else K*E/Ti
```

```
K:25
```

```
Ti:1
```

```
Ulow:1E-4
```

```
Uhigh:50
```

```
IO:5.5
```

```
END
```

```
-----
CONNECTING SYSTEM STEP
```

```
"Connecting system for simulating a step of disturbance
```

```
time T
```

```
Yref[PIreg]=if T<Ty then Yref1 else Yref2
```

```
Th0[threeway]=if T<Tth then Thstep1 else Thstep2
```

```
Tc0[threeway]=if T<Ttc then Tcstep1 else Tcstep2
```

```
Mh[threeway]=if T<Tmh then Mhstep1 else Mhstep2
```

```
Mc[threeway]=if T<Tmc then Mcstep1 else Mcstep2
```

```
T10[batt]=Tc[threeway]
```

```
M1[batt]=Mcout[[threeway]]
Y[PI reg]=T1out[batt]
Mv[batt]=U[PI reg]
```

```
Ty:0
Tth:0
Ttc:0
Tmh:0
Tmc:0
Yref1:90
Yref2:90
Thstep1:80
Thstep2:80
Tcstep1:0
Tcstep2:0
Mhstep1:17
Mhstep2:17
Mcstep1:17
Mcstep2:17
```

```
END
```