

DYNAMISKA MODELLER FÖR, SAMT SIMULERING
OCH TEMPERATURREGLERING AV ÖVERHETTAR-
SYSTEM PÅ EN TURBINTANKER

BERTIL GÖRANSSON
CLAES-GÖRAN RUNERMARK

RE-174 Mars 1976
Inst. för Reglerteknik
Lunds Tekniska Högskola

DYNAMISKA MODELLER FÖR, SAMT SIMULERING
OCH TEMPERATURREGLERING AV ÖVERHETTAR-
SYSTEM PÅ EN TURBINTANKER

Författare:

Bertil Göransson, Lunds tekniska högskola

Claes-Göran Runermark, Lunds tekniska högskola

Handledare:

Björn Wittenmark, Lunds tekniska högskola

Per Holmberg, Kockums Mekaniska Verkstads AB

Lund i mars 1976

ABSTRACT

Our task has been to design a dynamic model for a superheater of a marine steam boiler on a turbine vessel. We have also investigated different methods for control of the temperature of the outflowing steam by computer simulation. The aim has been to make the regulation faster at different load and disturbance.

In our models we have described characteristics for valves, regulators and steam pipes. The first model has been adapted to the existing system, whereupon we have studied an alternative controlling solution.

At simulation of the systems for a changed regulator adjustment a faster build-up process is obtained. For different load and disturbance, no tendencies to self-oscillation have been discovered.

SAMMANFATTNING

Vår uppgift har varit att konstruera en dynamisk modell för överhettaren på en marin ångpanna i ett turbintankfartyg, och att studera olika metoder att reglera utloppsångans temperatur med hjälp av simulering på dator. Målsättningen har varit att snabba upp regleringen av överhettarsystemet vid olika lastfall och störningar.

I våra modeller har vi beskrivit karakteristiker för ventiler, regulatorer och ångrör. Den första modellen har anpassats till det befintliga systemet, varefter vi studerat en alternativ reglerteknisk lösning.

Vid en ändrad regulatorinställning har vid simulering av systemen en uppsnabbning av insvängningsförloppet erhållits. För olika lastfall och störningar har inga tendenser till självsvängning kunnat upptäckas.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

Kap 1	<u>Inledning</u>	s 1
Kap 2	<u>En problemformulering samt en allmän beskrivning av överhettarsystemet</u>	s 3
	2.1) Överhettarens placering i det totala ångsystemet	s 5
	2.2) Det befintliga systemet (Modell SUP)	s 5
	2.3) Modifierat system med trevägsventil (Modell SUPER)	s 10
	2.4) System med två tvåvägsventiler	s 10
	2.5) System med kylmedelsinsprutning	s 11
Kap 3	<u>Dynamiska modeller för de ingående elementen</u>	s 12
	3.1) Överhettaren	s 12
	3.2) Ångkylaren	s 15
	3.3) Ångrören	s 17
	3.4) Tvåvägsventilen	s 17
	3.5) Strypbrickan	s 19
	3.6) Temperaturgivaren	s 19
	3.7) Trevägsventilen	s 19
Kap 4	<u>Matematiska modeller för de öppna systemen</u>	s 21
	4.1) System med strypbricka (Modell SUP)	s 21
	4.2) System med trevägsventil (Modell SUPER)	s 23
Kap 5	<u>Dynamisk modell för regulatorn</u>	s 25
Kap 6	<u>Programbeskrivning</u>	s 28
	6.1) Programstruktur	s 28
	6.2) Parameterlista	s 29
	6.3) Variabellista	s 30
	6.4) SIMNON-program för modell SUP (med regulator)	s 33
	6.5) SIMNON-program för modell SUPER (med regulator)	s 35

Kap 7	<u>Inställning av regulatorn i de båda systemen</u>	s 38
	7.1) Inställning av proportionella regulatorn (P-reg)	s 38
	7.2) Inställning av prop. och integrerande reg. (PI-reg)	s 39
	7.3) Inställning av totala regulatorn inklusive deriverande delen (PID-reg)	s 39
Kap 8	<u>Simuleringar</u>	s 44
	8.1) Simulering av de öppna systemen med avseende på olika lastfall och störningar	s 44
	8.2) Simulering av de slutna systemen med avseende på olika lastfall	s 44
	8.3) Simulering av de slutna systemen med avseende på olika störningar	s 45
	8.4) Inverkan av olika tidskonstanter	s 45
Kap 9	<u>Sammanfattning av resultaten samt utvärdering</u>	s 54
Kap 10	<u>Referenser</u>	s 56
Kap 11	<u>Appendix</u>	s 57

K A P I T E L 1

Inledning

Omfattningen av examensarbetet är att

- a) med utgångspunkt från ett överhettarsystem på Kockums 355 000 dwt turbintankers, matematiskt beskriva en modell och studera denna med avseende på utloppstemperaturen
- b) föreslå modifieringar av systemet och studera dessa
- c) uppnå effektiv reglering för olika lastfall
- d) undersöka stabilitet och känslighet vid olika störningar.

En kort beskrivning av överhettarsystemet och dess placering i ångpanneanläggningen presenteras i kapitel 2. Där behandlas också några modifierade modeller som kan tänkas komma ifråga.

Kapitel 3 omfattar dynamiska modeller av de i överhettaren ingående elementen. De beräknas där utgående från kända dimensioner och data.

I kapitel 4 samordnas elementen till matematiska modeller för de totala öppna systemen.

Den för styrningen studerade regulatorn behandlas i kapitel 5.

Kapitel 6 innehåller de program som används vid simuleringen.

I kapitel 7 inställs regulatorn med hjälp av dator med avseende på snabbhet och stabilitet för de båda systemen SUP och SUPER.

Resultat av gjorda simuleringar presenteras i kapitel 8.

Kapitel 9 innehåller en sammanfattning samt utvärdering av de erhållna resultaten.

Kapitel 10 innehåller referenser medan kapitel 11 utgörs av ett appendix innehållande datablad över ventilerna.

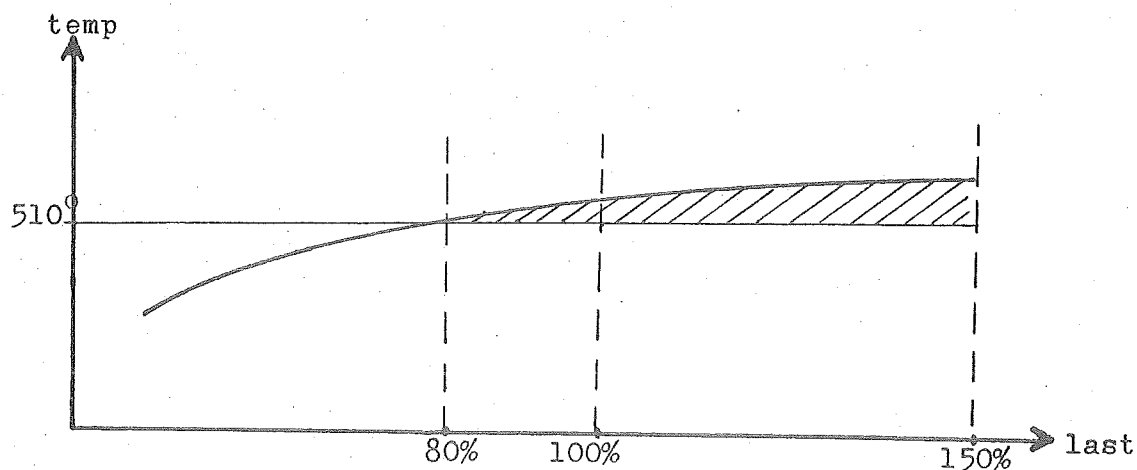
Arbetet har utförts vid Kockums Mekaniska Verkstads AB i Malmö och simuleringarna gjorts på processdatorn PDP-15 vid Institutionen för reglerteknik på Lunds tekniska högskola.

K A P I T E L 2

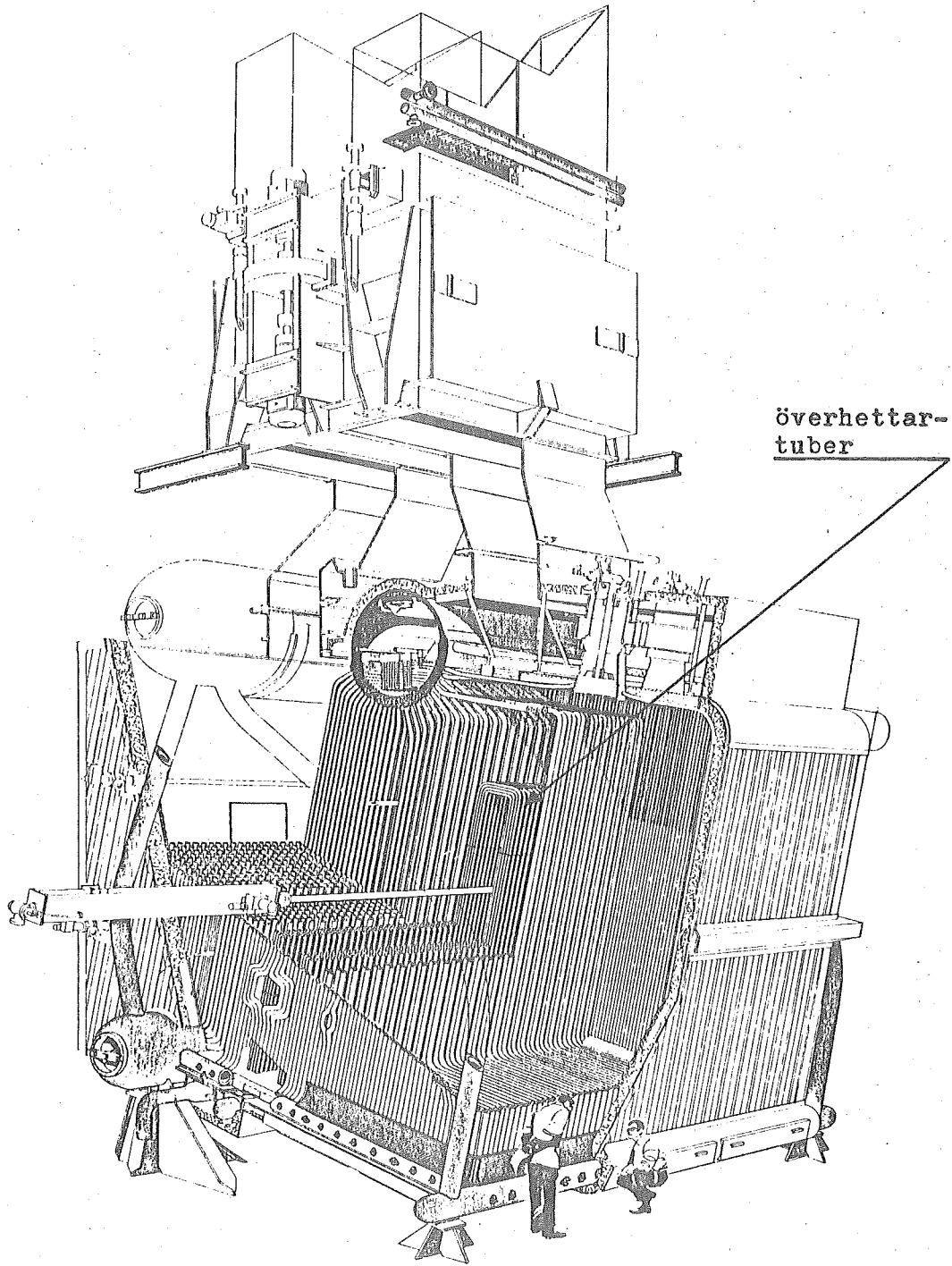
En problemformulering samt en allmän beskrivning av
överhettarsystemet

Överhettaren (eng. superheater) har till uppgift att med hjälp av rökgaserna från ångpannebrännarna ytterligare upphetta ångan som leds ut från ångpannans övre del, ångdomen. Vid detta utlopp är ångan mättad och har en temperatur på cirka 280°C .

I överhettaren hettas ångan upp i två steg för att slutligen uppnå en temperatur av 510°C . Denna temperatur är emellertid svår att hålla konstant pga olika belastning (lastfall) och yttre störningar. Samtidigt som man vill hålla högsta möjliga ångtemperatur, för att få god verkningsgrad, tillåts inte temperaturer i närheten av 525°C eftersom det då uppstår för stora temperaturpåfrestningar på ångrören i överhettaren.



För det oreglerade systemet fås ett temperatur-lastberoende enligt figuren ovan, dvs vid laster över 80 % av normallast fås en för hög utloppstemperatur. Problemet ligger i att "reglera bort" den streckade ytan för att uppnå konstant 510°C .



överhettar-
tuber

fig 2.1

Maskinverken's marine boiler type CE V2M8 licensed by Combustion Engineering Inc.



Kallhäll, Fack, S-175 02 JÄRFÄLLA 2, SWEDEN
Telephone: 0758-501 20, Telex: 19268 maskin S

2.1) Överhettarens placering i det totala ångsystemet

I figur 2.1 och 2.2 framgår hur överhettaren är placerad i de aktuella turbinfartygen. Den för detta arbete intressanta delen är inringad i figur 2.2 på nästa sida. Fartyget har två dylika delar, babords- och styrbordspanna.

Den schematiska figuren 2.2 på överhettaren begränsas av inloppet från ångdomen och av utloppet till turbinerna.

2.2) Det befintliga systemet (Modell SUP)

På de aktuella fartygen har man löst problemet genom nedanstående reglerkonstruktion, figur 2.3.

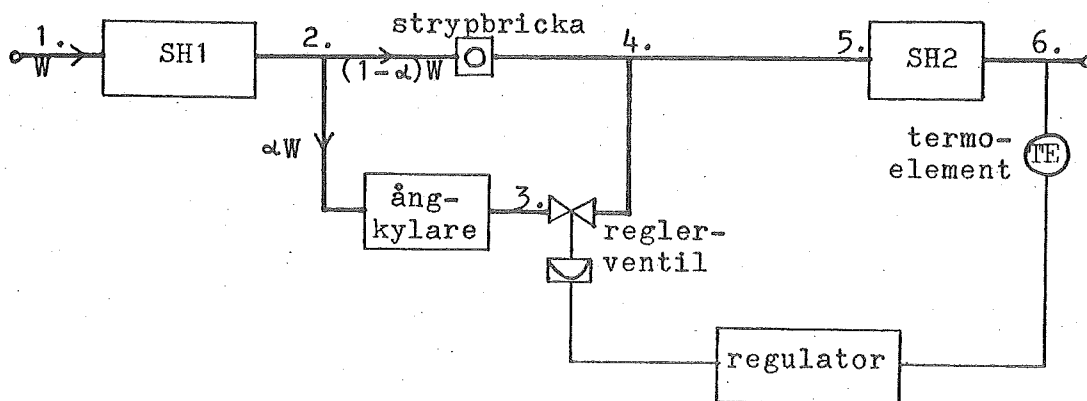


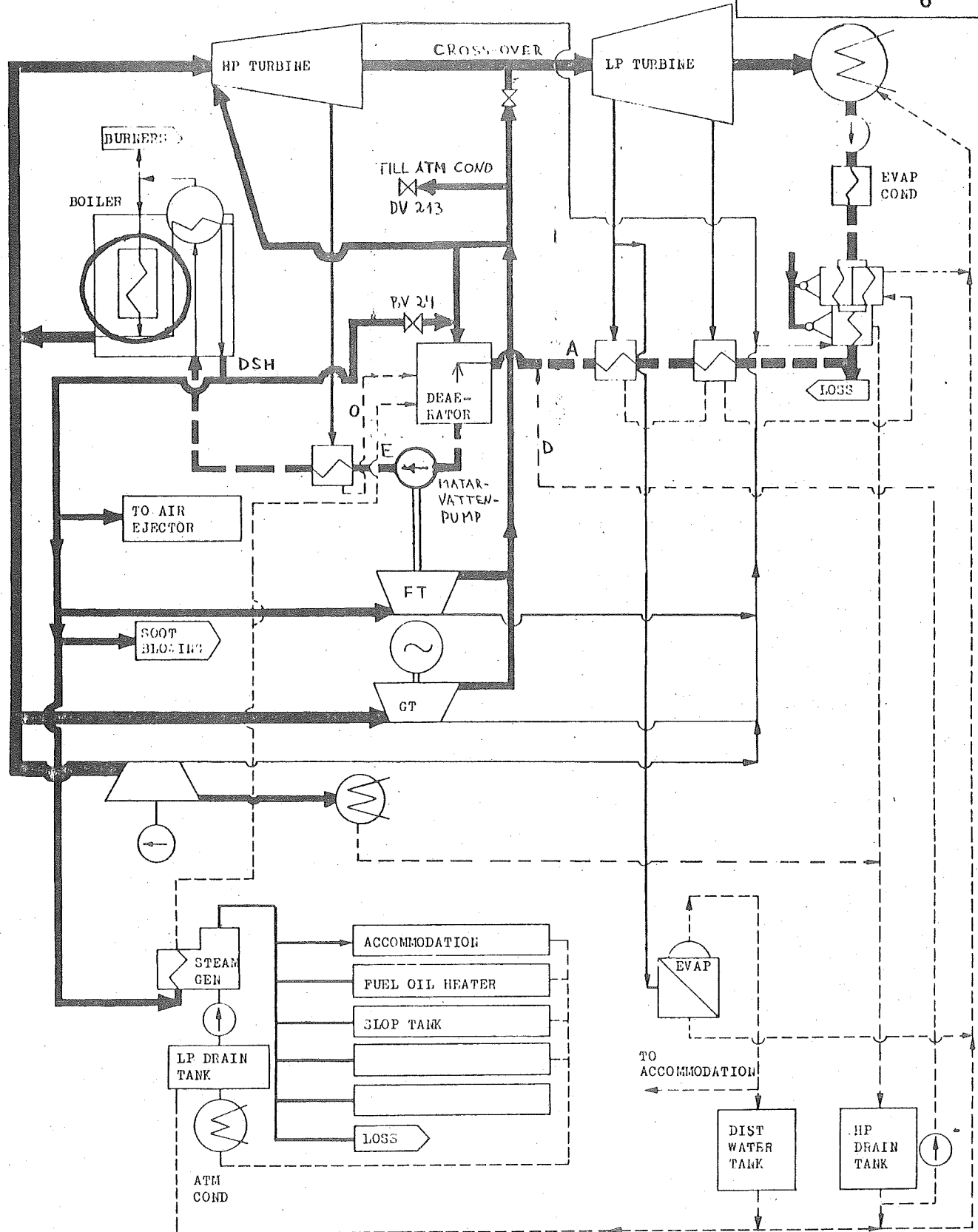
fig 2.3

I Mollier-diagrammet, figur 2.4, framgår ångans kontinuerliga tillståndsändringar på dess väg genom ångsystemet.

ångrör

Värmeväxlingen mellan rökgaserna och vattenången sker genom väggarna hos metallrör av olika dimensioner och legeringar. Denna värmeväxling sker i överhettardelarna SH1 och SH2, medan det i ångkylaren (eng. control desuperheater) istället avges värme från ången.

Vid ångans strömning i de olika ångrören uppstår över resp. rör ett tryckfall som är approximativt proportionellt mot kvadraten på ångflödet, $p = \text{konst.} \cdot Q^2$, där konstanten



LEGEND

- Superheated steam
- Desuperheated steam
- Bleed steam and low pressure steam
- Feed and condensate
- Drain
- Gland leak off
- Automatic control valve
◇
◇

ENGINE SIZE:

- Fuel consumption:
- Fuel rate:
- HHV
- Boiler eff:
- Generator load:
- Evaporator load:
- Scoop injection: In use
- Air conditioning: 50% in use
- Non bleeding steam rate main turbine

fig 2.2

Det totala ångsystemet i turbinanläggningen 546 med överhettarsystemet inringat, överst t v.

Calcul. Approved,

17/2929/

Entalpi h
(kJ/kg)

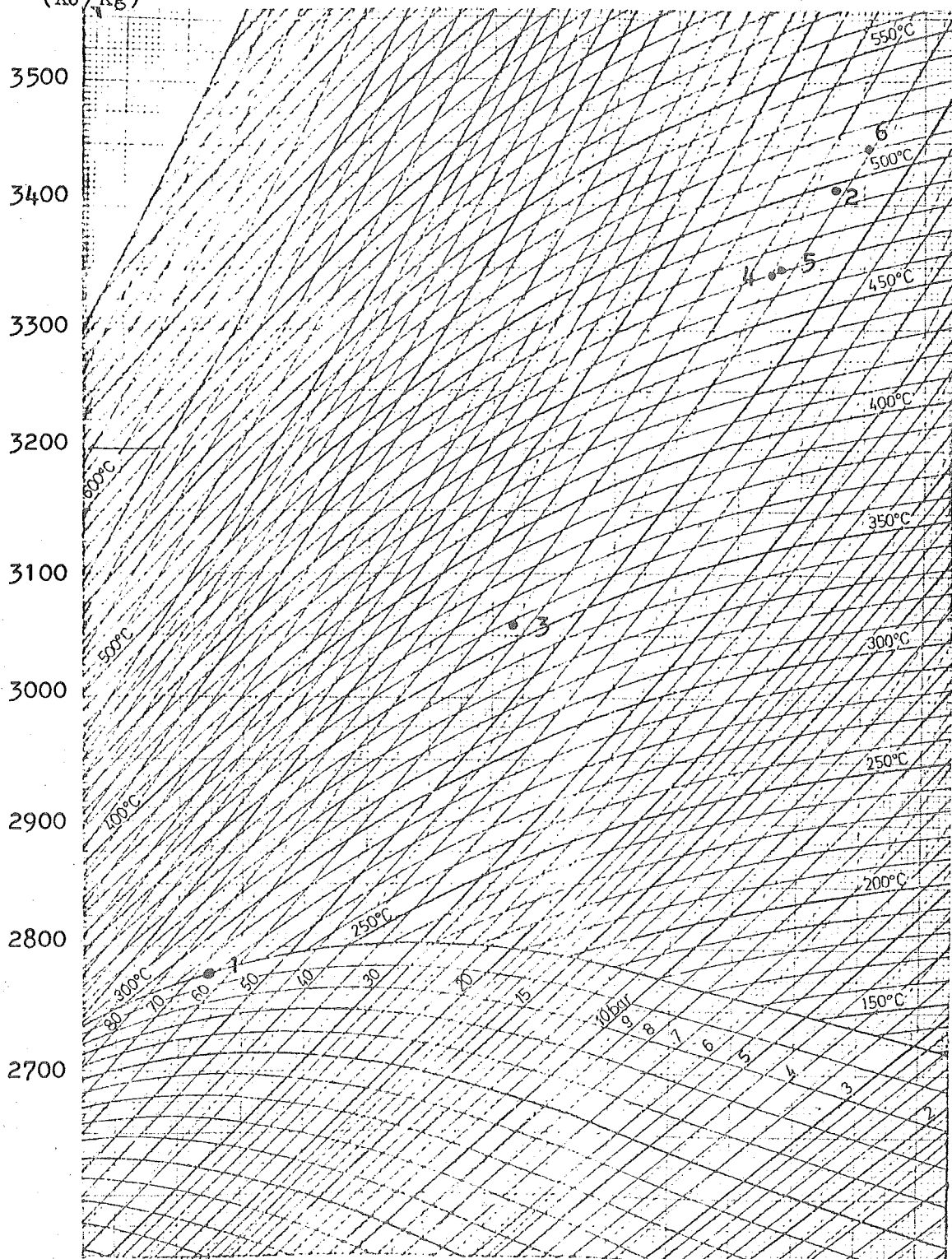


fig 2.4

Ångans tillstånd i punkter enligt figur 2.3, gällande normalfallet i modell SUP ($W=16.67\text{kg/s}$).

beror på rördimensionerna.

överhettaren (SH1, SH2)

Överhettaren är indelad i sex pass enligt figur 2.5. Varje pass består av ett varierande antal rörknippen å fyra parallella rör. Genom denna konstruktion uppnås en stor värmeöverförande yta. Som framgår av figuren omfattar SH1 de fem första passen och SH2 det sjätte passet.

ångkylaren

Ångkylaren är placerad i ångpannans nedre del, vattendomen. Kylarens konstruktion överensstämmer i princip med överhettarens. Tuberna i ångkylaren är däremot kortare, något grövre och färre.

ventilen

Reglerventilen är en tvåvägsventil av fabrikat Honeywell med beteckningen 9200 ND 160. Den har en likprocentig karakteristik och C_v -värdet 121. Maximala genomflödet är 13.5 ton/h. Den kostar ca 7000 kr.

stryppbrickan

Stryppbrickan kan liknas vid en fast ventil vilken ger upphov till ett tryckfall. Resultatet blir en uppdelning av flödet beroende på reglerventilens inställning. Se figur 2.3.

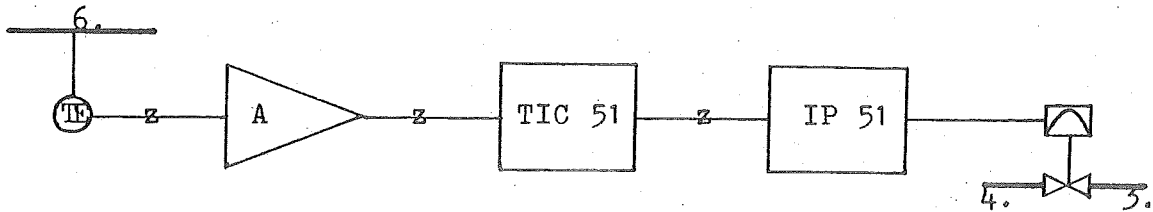
temperaturgivaren

Temperaturgivaren är av typ termoelement (NiCr-Ni) och placerad i en sk studs eller dykrör som är applicerad mitt i överhettarens utloppsrör. Termoelementet kan arbeta i temperaturintervallet $275\text{ }^{\circ}\text{C} - 565\text{ }^{\circ}\text{C}$.

reglerkretsen

Reglerkretsens principiella uppbyggnad åskådliggöres på nästa sida. I figuren förstärker^A termoelementets utsignal till en ström i intervallet 4-20 mA. TIC 51 är en regulator och IP 51 omvandlar därefter strömmen till ett tryck mellan

3 och 15 psig. De med z markerade ledningarna anger elektriska signalvägar, övriga är pneumatiska.



2.3) Modifierat system med trevägsventil (Modell SUPER)

Genom att ersätta strypbrickan och ventilen i det tidigare systemet SUP med en trevägsventil, förväntar vi oss uppnå en snabbare reglering inom ett större temperaturintervall. I övrigt är denna modell identisk med den tidigare.

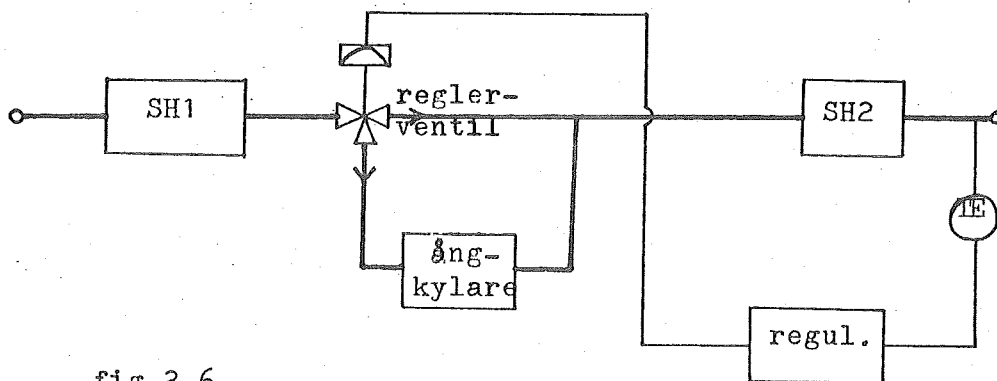


fig 2.6

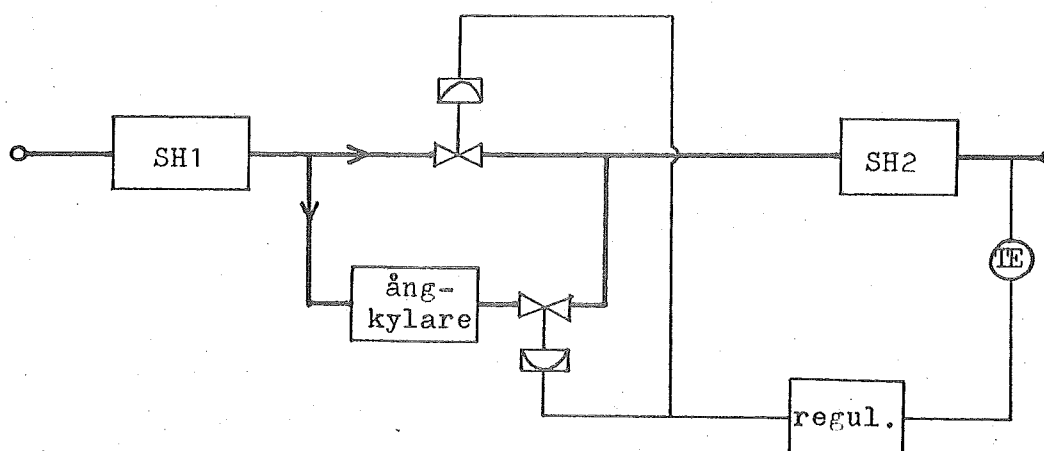
trevägsventilen

Reglerventilen är av fabrikat Honeywell med linjär karakteristik. I vår modell har vi använt en ventil med C_v -värdet 320 med en innerdiameter på 150 mm. Som kuriosa kan nämnas att dess vikt är ca 250 kg och betingar ett pris av ungefär 25 000 kr.

2.4) System med två tvåvägsventiler

Denna modell har vi inte studerat närmare pga dess likhet med SUPER. Fördelen med denna modell skulle eventuellt vara

en bättre styrning av utloppstrycket, medan man inte uppnår någon förbättrad temperaturreglering.



Nackdelarna med denna konstruktion blir en mer komplicerad reglering, två ventiler, samt troligtvis betydligt större kostnader.

2.5) System med kylmedelsinsprutning

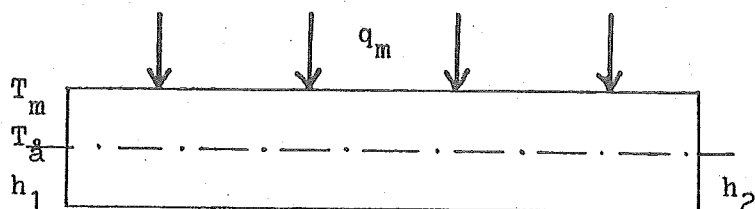
Ett alternativ skulle vara ett insprutningsförfarande av kallare ånga eller vatten, som således skulle verka som kylmedel. Denna ånga kunde lämpligen ledas från en annan del av ångsystemet.

Risk finns, emellertid, för att vattendroppar följer med ångan och orsakar erosion på turbinbladen. Eftersom denna risk föreligger kan modellen inte komma ifråga. Därför har vi ej behandlat detta regleringsalternativ.

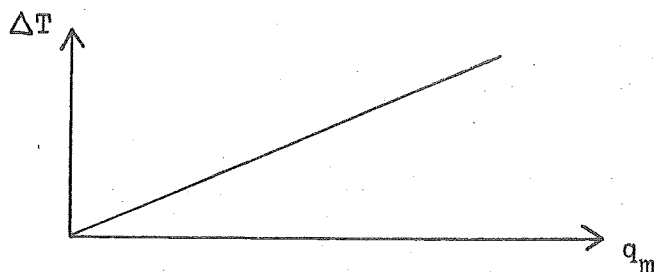
K A P I T E L 3

Dynamiska modeller för de ingående elementen3.1) Överhettaren

Värmeöverföringen från rökgaserna till metallrören:



Antag momentan temperaturutjämning mellan T_a och T_m . Då fås en temperaturdifferens $\Delta T = T_m - T_a$.



$$\Rightarrow T_m = T_a + \alpha q_m$$

Energibalansen för ett ångrör i överhettaren:

$$\frac{d}{dt} (m_m c_m T_m + v_a \rho_a h_a) = q_m - W(h_2 - h_1)$$

Derivation av metalltemperaturen T_m med avseende på tiden ger

$$\frac{\partial}{\partial t} (T_m) = \frac{\partial}{\partial t} (T_a + \alpha q_m) = \frac{\partial}{\partial t} T_a + \frac{\partial T_a}{\partial h} \frac{\partial h}{\partial t} \leftrightarrow \frac{\Delta T_a}{\Delta h} \cdot \frac{dh}{dt}$$

Då erhålles energibalans ekvationen

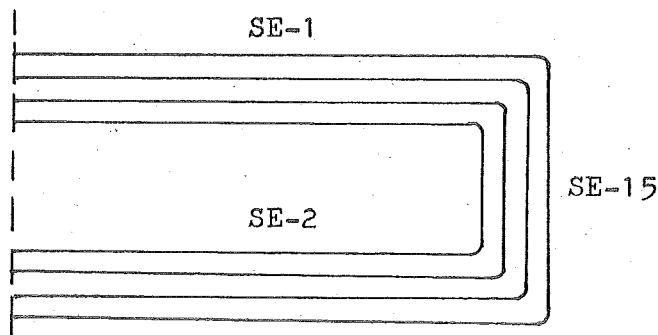
$$(m_m c_m \frac{\Delta T_a}{\Delta h} + v_a \rho_a) \frac{dh_2}{dt} = q_m - W(h_2 - h_1)$$

ekv 3.1

Beteckningarnas innebörd:

m_m	— metallrörets massa	(kg)
c_m	— metallens värmekapacitivitet	(kJ/kg °C)
T_m	— metallens temperatur	(°C)
T_a	— ångans temperatur	(°C)
v_a	— ångans volym	(m ³)
ρ_a	— ångans medeldensitet	(kg/m ³)
h_a	— ångans entalpi	(kJ/kg)
q_m	— tillförd värmeeffekt	(kJ/s)
W	— ångflöde	(kg/s)
h_1	— ångans inloppsentalpi	(kJ/kg)
h_2	— ångans utloppsentalpi	(kJ/kg)

I de båda överhettardelarna är ångrören fördelade i knippen enligt följande.



Slingorna är sammansatta av metallrör av olika legeringar valda efter aktuella temperaturpåfrestningar. Rördata ges av nedanstående tabell.

Sektion	SE-1	SE-2	SE-15	Enhet
Material	St 45.8	13 CrMo 44	10 CrMo 910	
Dimension	ϕ38.1×3.43	ϕ38.1×3.43	ϕ38.1×4.57	mm×mm
Värmekap.	0.469	0.544	0.629	kJ/kg °C
Längd SH1	1062	1027	675	m
Ångvol SH1	0.814	0.787	0.444	m ³
Massa SH1	3115	3012	2522	kg
Längd SH2	158	153	100	m
Ångvol SH2	0.121	0.117	0.066	m ³
Massa SH2	463	449	374	kg

Ur tabellen erhålles för värmekapacitiveteten ett viktat c_m -medel = 0.542.

Ångtabeller ger i det aktuella temperatur- och tryckintervall för SH1 (ca 450 °C resp. ca 65 bar) ett konstant värde på kvoten $\frac{\Delta T_a}{\Delta h_a} = 0.419$ och för SH2 (ca 500 °C resp. ca 62 bar) $\frac{\Delta T_a}{\Delta h_a} = 0.421$.

I beräkningarna har använts ett medelvärde på ångans densitet, ρ_a , bestämt till för SH1: 22 och för SH2: 18 kg/m³.

Värmeeffekten, q_m , fördelas olika på de båda överhettardelarna pga kända storleksskillnader. Därmed upptar SH1 värmeeffekten 0.871 q_m och följaktligen SH2 effekten 0.129 q_m .

tidskonstanter

SH1 består av 74 knippen å fyra U-rör fördelade i 5 pass. Vid normalt lastfall, $W = 16.67$ kg/s, fås nu tidskonstanten för ett rörknippe ur ekvation 3.1 :

$$\left(\frac{8648}{74} \cdot 0.542 \cdot 0.419 + \frac{2.045}{74} \cdot 22 \right) / 16.67 = 1.63$$

Tidskonstanten t_1 för pass 1, som utgörs av 18 knippen, ges av $t_1 = 18 \cdot 1.63 = 29.4$ s.

Analogt följer för de övriga passen:

$$t_2 = t_3 = t_4 = 15 \cdot 1.63 = 24.5 \text{ s}$$

$$t_5 = 11 \cdot 1.63 = 18.0 \text{ s}$$

SH1:s totala tidskonstant erhålles därefter ur formeln

$$T_{SH1} = \sqrt{t_1^2 + t_2^2 + t_3^2 + t_4^2 + t_5^2} = 55 \text{ s}$$

SH2 består av 1 pass om 11 knippen. Totala tidskonstanten erhålles som ovan, med aktuell densitet insatt, till

$$T_{SH2} = 11 \cdot 1.63 = 18.0 \text{ s}$$

Därmed kan de numeriska differentialekvationerna enligt 3.1 tecknas

$$SH1: \dot{h}_{2p} = 1/(55 \cdot W) \cdot (0.871 \cdot q_m - W \cdot (h_{2p} - h_1))$$

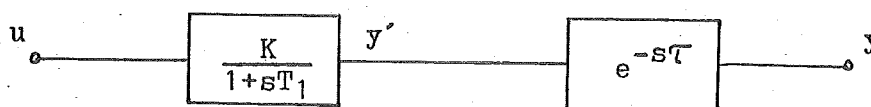
$$SH2: \dot{h}_{6p} = 1/(18 \cdot W) \cdot (0.129 \cdot q_m - W \cdot (h_{6p} - \frac{h_2 \cdot W \cdot (1-\alpha) + h_3 \cdot \alpha W}{W}))$$

där sista termen är resultat av ångblandningen i punkt 4. i figur 2.3.

transportfördröjningar

Transportfördröjningarna har enkelt erhållits ur kända flöden och rördimensioner: för SH1 till 3 s och för SH2 till 0.5 s.

Fördröjningarnas inverkan ges då av andra blocket i följande schema.



$$T_1 \dot{y}' = -y' + Ku$$

$$y(t) = y'(t - \tau)$$

där för SH1: $T_1 = 55 \text{ s}$, $\tau = 3 \text{ s}$

och för SH2: $T_1 = 18 \text{ s}$, $\tau = 0.5 \text{ s}$ vilken försummas.

trycksamband

Allmänna ekvationen för tryckfallet i ett rör kan approximativt tecknas

$$W = \beta \cdot \sqrt{p_1^2 - p_2^2}$$

där β är en för röret karakteristisk storhet (inverterat strömningsmotstånd).

Ur kända data från Maskinverken fås vid stationaritet

$$\text{för SH1: } \beta_1 = 1.06$$

$$\text{för SH2: } \beta_2 = 1.20$$

vilket ger enligt figur 2.3

$$W = \beta_1 \cdot \sqrt{p_1^2 - p_2^2}$$

$$W = \beta_2 \cdot \sqrt{p_5^2 - p_6^2}$$

3.2) Ångkylaren

Principen för ångkylaren är den omvända jämfört med överhettarens, dvs värmewäxlingen ger värmeförlust till rörtallen och omgivningen. Vi får fortfarande en ekvation i princip analog med ekvation 3.1.

I ångkylaren är ångrören fördelade i fyra parallella slingor enligt följande.



Slingorna mynnar i ett gemensamt utloppsrör som också inverkar på värmebortförslin.

Rördata ges av nedanstående tabell:

Sektion	Material	Dimension	Längd	Ångvol	Massa	c_m
slingorna	13CrMo44	$\phi 51 \times 5$	40.4	0.0533	229	0.544
utloppsröret	St 45.8	$\phi 101.6 \times 8$	0.85	0.0049	16	0.469

Enheter som i tabell i avsnitt 3.1.

Ur tabellen fås ett viktat c_m -medel = 0.539.

På samma sätt som tidigare fås i det aktuella temperatur- och tryckintervallet (ca 350 °C resp. ca 64 bar) ett tämligen konstant värde på kvoten $\frac{\Delta T_a}{\Delta h_a} = 0.329$.

Här har ångans medeldensitet bestämts till 25 kg/m³.

tidskonstant

Med kända data bestäms nu tidskonstanten för ångkylaren till $T_{KYL} = 16$ s.

Därmed kan den numeriska differentialekvationen enligt 3.1 tecknas:

$$\dot{h}_{3p} = 1/(16 \cdot \alpha W) \cdot (q_{mKYL} - \alpha W \cdot (h_{3p} - h_2))$$

transportfördröjning

Transportfördröjningen bestäms här till endast 0.1 s, pga förhållandevis kort rörlängd. Se analoga resonemanget för överhettaren, där nu $T_1 = 16$ s och $\tau = 0.1$ s vilken försummas.

trycksamband

Tryckfallsekvationen i ångkylaren beskrives genom

$$\alpha W = \beta_K \cdot \sqrt{p_2^2 - p_3^2}$$

där αW är den del av det totala ångflödet som passerar genom ångkylaren.

Genom kända tryckfall har konstanten β_K bestämts till 0.462.

3.3) Ångrören

Beräkningar gjorda vid Kockums har visat att tryckfallen i de fria ångrören kan försummas i förhållande till övriga tryckfall. Vi har dock i vår modell tagit hänsyn till tryckfallet mellan sammanflödespunkten 4. och inloppet till SH2, punkt 5. Se figur 2.3.

Som ovan erhålles tryckekvationen

$$W = \beta_R \cdot \sqrt{p_4^2 - p_5^2} \quad \text{där } \beta_R = 3.01.$$

3.4) Tvåvägsventilen

Reglerventilen har, som tidigare konstaterats, likprocentig karakteristik, C_v -värdet 121 och beteckningen Honeywell 9200 ND 160. Se vidare appendix.

Insignalen till ventilen är en trycksignal, som kan variera mellan 3 och 15 psig.

Ventilen kan betraktas som ett första ordningens system med överföringsfunktionen

$$G(s) = \frac{K}{1+sT}$$

eller uttryckt med en differentialekvation

$$y' = \frac{dy}{dt} = \frac{1}{T} (-y + Ku)$$

där y = ventilslaget

u = signalen i psi.

K är enbart omvandlingsfaktor mellan tryck och slag, där slaget är normerat till värden mellan 0 och 1. Tidskonstanten T_{VENT} definieras som öppningstiden från helt stängd ventil till 63 % av fullt slag och uppmättes till ca 6 s.

flödet genom ventilen

Vid beräkning av flödet genom ventilen tas hänsyn till två

relationer, dels sambandet flödet - tryckfallet över ventilen och dels sambandet flödet - ventilslaget (dvs ventilkarakteristiken).

För Honeywell-ventilen ND 160 gäller enligt datablad i appendix

$$C_v = \frac{\Delta W \cdot K}{19.2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_4} \cdot 3600}$$

där C_v = flödeskoefficienten

ΔW = flödet i kg/s

$K = 1 + (0.0012 \cdot ^\circ\text{C överhettning})$

Δp = tryckfallet över ventilen i ata

p_4 = ventilens mottryck i ata

Omskrivning ger

$$(\Delta W)_{\max} = \frac{19.2 \cdot C_v}{K \cdot 3600} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_4} \quad \text{ekv 3.2}$$

där faktorn $\frac{19.2 \cdot C_v}{K \cdot 3600} = \beta_{v\max}$

β_v beräknas genom sambandet $\beta_v = \beta_{v\max} \cdot f(y)$.

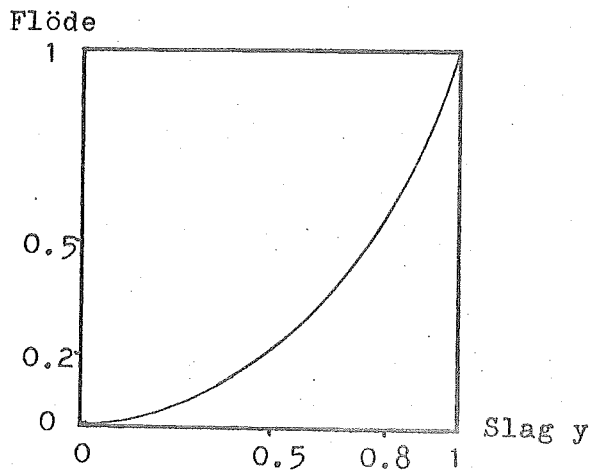
$f(y)$ är här en funktion av slaget.

$$C_v = 121$$

$$K = 1.07 \quad (\text{ca } 60^\circ \text{ överhettning})$$

$$\Rightarrow \beta_v = 0.602 \cdot f(y)$$

Sambandet flödet - ventilslaget bestäms av ventilens karakteristik, som är likprocentig. Se figur.



En likprocentig karakteristik kan approximeras med

$$\Delta W = (\Delta W)_{\max} \cdot f(y) = (\Delta W)_{\max} \cdot y^2 \cdot (A + By + Cy^2)$$

Koefficienterna bestäms genom att anpassa $f(y)$ till följande värden:

slaget $y = 0.50$ motsvarar 20 % av $(\Delta W)_{\max}$

slaget $y = 0.80$ motsvarar 50 % av $(\Delta W)_{\max}$ och

slaget $y = 1.00$ motsvarar $(\Delta W)_{\max}$

vilka ger $A = 1.756$, $B = -3.069$ och $C = 2.313$.

Flödet genom ventilen ges alltså av

$$\Delta W = 0.602 \cdot \sqrt{(p_3 - p_4) \cdot p_4} \cdot y^2 \cdot (1.756 - 3.069 \cdot y + 2.313 \cdot y^2)$$

3.5) Strypbrickan

Strypbrickan används i överhettarsystemet för att reducera ångflödet och åstadkomma ett lämpligt tryckfall i den övre rörförgreningen. Den kan betraktas som en ventil med fast slag.

Brickan är tillverkad av St 2304 och har en håldiameter på ca 100 mm.

Karakteriska storheten β_B erhålles enligt följande ekvation:

$$W(1-\alpha) = \beta_B \cdot \sqrt{p_2^2 - p_4^2}$$

ur vilken β_B bestämdes till 1.004.

3.6) Temperaturgivaren

Termoelementet är, som tidigare nämnts, av NiCr-Ni och placerat i ett skyddshölje, en s k studs.

Tidskonstanten för termoelementet bestämde vi genom mätning i 100-gradigt vatten istället för överhettad ånga. Ur tabell erhöles en omräkningsfaktor mellan de båda medierna, vilket gav till resultat $T_{\text{TERM}} = 6$ s.

3.7) Trevägsventilen

Trevägsventilen är av märke Honeywell med en linjär karakteristik och $C_v = 320$. Se vidare appendix.

Enligt ekvation 3.2 fås $\beta_{v_{\max}} = \frac{19.2 \cdot C_v}{K \cdot 3600}$

där $K = 1.20$ (ca 165° överhettning).

Som tidigare erhålles $\beta_v = \beta_{v_{\max}} \cdot f(y) = 1.425 \cdot f(y)$.

Eftersom ventilen är linjär blir slaget för de båda öppningarna lika med $(1 - y)$ resp. y .

För de båda förgreningarna (se figur 2.6 i avsnitt 2.3) erhålles nu

för den övre : $\beta_o = 1.425 \cdot (1 - y)$ och

för den undre: $\beta_u = 1.425 \cdot y$.

Tidskonstanten, dvs öppningstiden från helt stängd ventil till 63 % av fullt slag, är ca 5 s.

K A P I T E L 4

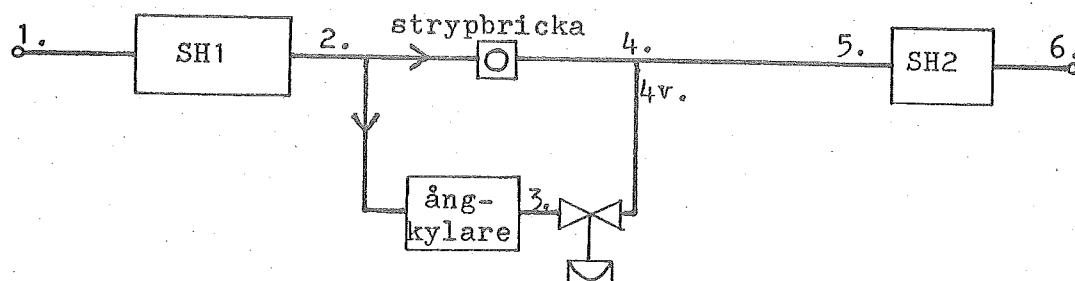
Matematiska modeller för de öppna systemen4.1) System med strypbricka (Modell SUP)

fig 4.1

Vid reglering på utloppstemperaturen T_6 vill man uppnå ett konstant värde på p_6 lika med 60.6 bar. Detta erhålles genom en återkoppling från p_6 till p_1 :

$$\frac{dp_1}{dt} = 1/T_{DOM} \cdot (p_{6b} - p_6)$$

där p_1 ges ett lämpligt begynnelsevärde och $p_{6b} = 60.6$ bar.

Tidskonstanten för ångdomen, T_{DOM} , har vi satt till 10 s, vilket enligt tidigare utfört examensarbete angående ångdomen motsvarar en laständring på ca 2 kg/s.

Den till överhettaren tillförda värmeeffekten q_m erhålles ur sambandet $q_m = a + b \cdot W$, där a och b anpassats efter uppmätta riktvärden vilket ger

$$\left. \begin{array}{l} a = -1005 \\ b = 791.3 \end{array} \right\} \Rightarrow q_m = -1005 + 791.3 \cdot W$$

Ur Mollier-diagrammet fås vid mättnad inloppsentalpin

$$h_1 = 2784 + 0.98 \cdot p_1 - 0.016 \cdot p_1^2$$

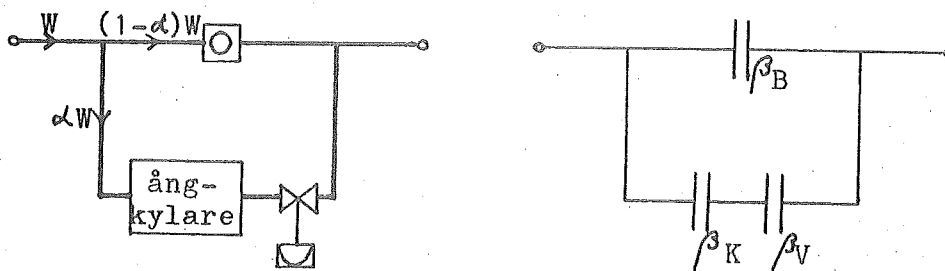
Ändringen i ångans tillstånd i SH1 ges av

$$h_{2p} = 1 / (55 \cdot W) \cdot (0.871 \cdot q_m - W \cdot (h_{2p} - h_1))$$

$$h_2(t) = h_{2p}(t-3)$$

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - (W/\beta_1)^2}$$

Fördelningen av ångan i de båda rörförgreningarna:



Om ovanstående ångsystem överföres till en analog elektrisk koppling förenklas beräkningarna av flödesfördelningen. Flöde motsvaras av elektrisk ström och betavärden av kapacitanser.

Ohms lag ger för potentialfallet över de båda grenarna

$$(1 - \alpha) \cdot W \cdot \frac{1}{\beta_B} = \alpha W \cdot \left(\frac{1}{\beta_K} + \frac{1}{\beta_V} \right)$$

$$\alpha = \frac{\beta_K \cdot \beta_V}{\beta_B \cdot (\beta_K + \beta_V) + \beta_K \cdot \beta_V}$$

där enligt tidigare

$$\beta_K = 0.462$$

$$\beta_V = 0.602 \cdot f(y)$$

$$\beta_B = 1.004$$

och

$$f(y) = y^2 \cdot (1.756 - 3.069 \cdot y + 2.313 \cdot y^2)$$

Ändringen i ångans tillstånd i ångkylaren fås ur

$$h_{3p} = 1 / (16 \cdot \alpha W) \cdot (q_{mKYL} - \alpha W \cdot (h_{3p} - h_2))$$

$$h_3 = h_{3p} \quad \text{ty transportfördröjningen försummas}$$

q_{mKYL} betecknar den i ångkylaren bortförda värmeeffekten, vilken är proportionell mot det genomströmmade ångflödet:

$$q_{mKYL} = -358 \cdot \alpha W$$

Tryckfallet över ventilen får enligt ekvation 3.2 följande form (Honeywells rekommendation):

$$p_{4v} = p_3/2 + \sqrt{(p_3/2)^2 - (\alpha W/\beta_v)^2} \quad (\text{ventilekv.})$$

För tryckfallet över brickan resp. röret gäller som tidigare

$$p_4 = \sqrt{p_2^2 - ((1-\alpha) \cdot W/\beta_B)^2}$$

$$p_5 = \sqrt{p_4^2 - (W/\beta_R)^2}$$

Ändringen i ångans tillstånd i SH2 erhålles ur

$$\dot{h}_{6p} = 1/(18 \cdot W) \cdot (0.129 \cdot q_m - W \cdot (h_{6p} - \frac{h_2 \cdot (1-\alpha) \cdot W + h_3 \cdot \alpha W}{W}))$$

$$h_6 = h_{6p} \quad \text{ty transportfördröjningen} = 0.5 \text{ s försummas}$$

$$p_6 = \sqrt{p_5^2 - (W/\beta_2)^2}$$

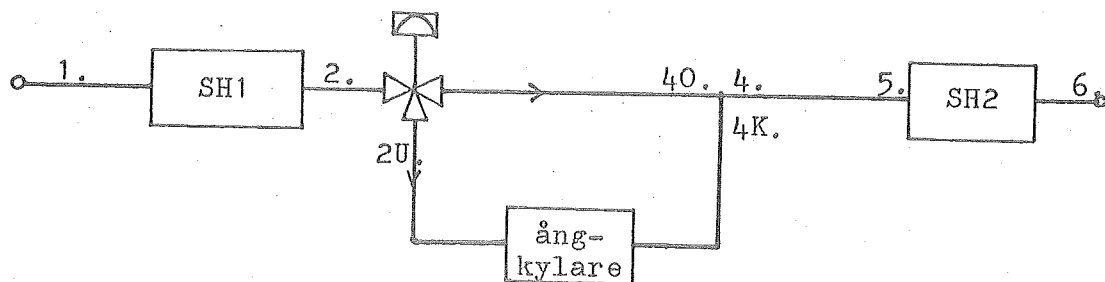
Då h_6 och p_6 nu är kända erhålles stationära värden på utloppstemperaturen T_6 ur Mollier-diagram, som ger funktionen

$$T_6 = 492 + (p_6 - 56) \cdot 0.525 + (h_6 - 3410) \cdot 0.425$$

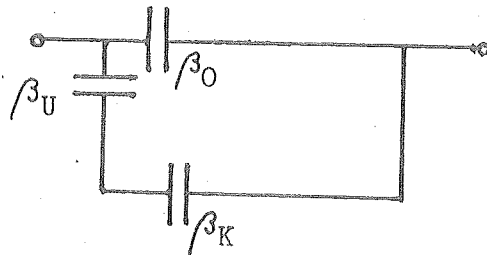
Vid uppmätning av utloppstemperaturen med hjälp av termoelement måste dess tidskonstant $T_{TERM} = 6 \text{ s}$ beaktas, vilket ger

$$\dot{T}_6 = 1/6 \cdot (T_{6p} - T_6)$$

4.2) System med trevägsventil (Modell SUPER)



Fördelningen av ångan i de båda förgreningarna illustreras av:



β -värdena kan även här representeras av elektriska kapacitanser och ur ovanstående figur fås enligt Ohms lag

$$\alpha = \frac{\beta_U \cdot \beta_K}{\beta_0 \cdot (\beta_U + \beta_K) + \beta_U \cdot \beta_K}$$

där enligt tidigare

$$\beta_0 = 1.425 \cdot (1 - y)$$

$$\beta_U = 1.425 \cdot y$$

$$\beta_K = 0.462$$

Tryckfallet över den övre förgreningen fås genom

$$p_{40} = p_2/2 + \sqrt{(p_2/2)^2 - ((1-\alpha) \cdot W/\beta_0)^2} \quad (\text{ventilekv.})$$

Tryckfallet över den undre förgreningen fås genom

$$p_{2U} = p_2/2 + \sqrt{(p_2/2)^2 - (\alpha W/\beta_U)^2} \quad (\text{ventilekv.})$$

$$p_{4K} = \sqrt{p_{2K}^2 - (\alpha W/\beta_K)^2}$$

Beroende på ventilens läge beräknas tryckfallen via den övre eller den undre förgreningen: p_4 sätts alltså till p_{40} resp. p_{4K} . Detta görs för att undvika urartning i ekvationerna vid ventilinställning nära ändlägena.

Övriga ekvationer överensstämmer med de i avsnitt 4.1.

K A P I T E L 5

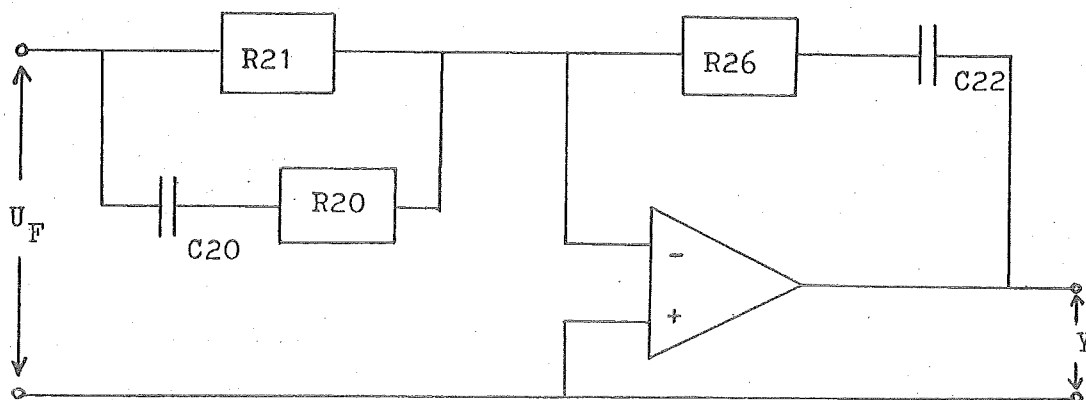
Dynamisk modell för regulatorn

Insignalen till regulatorn TIC 51 (Temperature Indicating Controlling unit) är en elektrisk signal från termoelementet då temperaturen varierar mellan 450 och 550 °C.

Differensen mellan insignalen och börvärdet bildar därefter den egentliga insignalen (felsignalen u_F) till regulatorn. Den principiella uppbyggnaden av regulatorn utgörs av en återkopplad operationsförstärkare med P-del, I-del och D-del (fasavancerande nät) samt en efterföljande strömförstärkare. Fasavanceringen i TIC 51 saknas dock i verkligheten men har medtagits för att studera dess inverkan.

Regulatorns uppbyggnad:

fig 5.1



Överföringsfunktionen för nätet ges av

$$G(s) = \underbrace{\left(\frac{R26}{R21} + \frac{1}{R21 \cdot C22 \cdot s}\right)}_{\text{P-del}} \cdot \underbrace{\frac{1 + (R20+R21) \cdot C20 \cdot s}{1 + R20 \cdot C20 \cdot s}}_{\text{D-del}}$$

Följande beteckningar införes:

förstärkningen $K = R_{26}/R_{21}$

tidskonstanten i integratorn $T_I = R_{21} \cdot C_{22}$

tidskonstanten motsvarande undre brytfrekvensen i D-delen

$$T_{DU} = (R_{20} + R_{21}) \cdot C_{20}$$

tidskonstanten motsvarande övre brytfrekvensen i D-delen

$$T_{DO} = R_{20} \cdot C_{20}$$

Komponentvärden före inställning:

$$R_{20} = 22 \text{ kohm} \quad C_{20} = 2.2 \mu\text{F}$$

$$R_{21} = 215 \text{ kohm} \quad C_{22} = 47 \mu\text{F}$$

$$R_{26} = 330 \text{ kohm}$$

Detta ger ett förenklat uttryck för totala överföringsfunktionen:

$$G(s) = \frac{1 + T_{DU} \cdot s}{1 + T_{DO} \cdot s} \cdot \left(K + \frac{1}{T_I \cdot s} \right)$$

$$\begin{array}{ccc} \text{fasavancering} & \text{P-del} & \text{I-del} \\ G_1(s) & G_2(s) & G_3(s) \end{array}$$

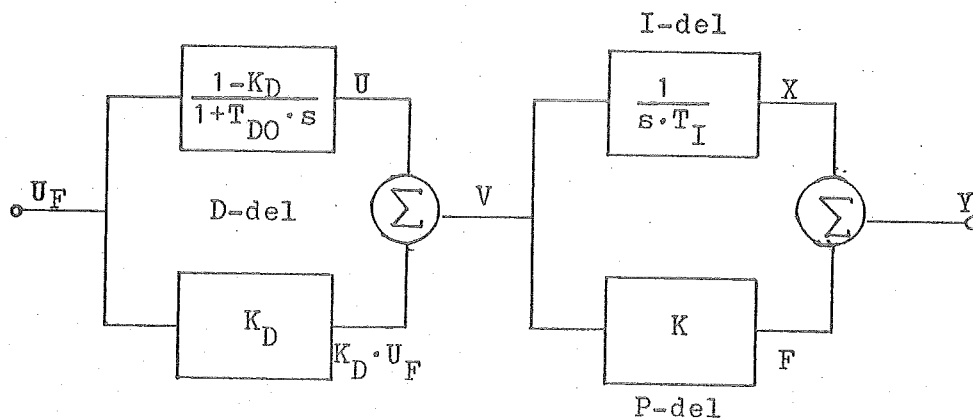
För att kunna uttrycka ovanstående överföringsfunktioner som första ordningens differentialekvationer på formen

$$y' + k \cdot y = u$$

måste $G_1(s)$ skrivas om på följande vis:

$$G_1(s) = \frac{1 + T_{DU} \cdot s}{1 + T_{DO} \cdot s} = \frac{T_{DU}}{T_{DO}} + \frac{1 - T_{DU}/T_{DO}}{1 + T_{DO} \cdot s}$$

Sätt $T_{DU}/T_{DO} = K_D$.



Figuren på föregående sida ger följande in- och utsignal-samband:

$$G_{11}(s) = \frac{U(s)}{U_F(s)}$$

$$G_1(s) = \frac{V(s)}{U_F(s)}$$

$$G_3(s) = \frac{X(s)}{V(s)}$$

och utsignalen från regulatorn blir $y(t) = x(t) + f(t)$

Övergång från frekvensplan till tidsplan ger

$$u'(t) = -u(t)/T_{DO} + u_F(t)/T_{DO} \cdot (1-K_D)$$

$$v(t) = u(t) + K_D \cdot u_F(t)$$

$$x'(t) = v(t)/T_I$$

$$y(t) = x(t) + K \cdot v(t) = x(t) + f(t)$$

Denna utsignal begränsas av regulatorn nedåt och uppåt vid 4 resp. 20 mA.

Signalen omvandlas därefter i en ström-tryck-omvandlare, IP 51, från 4 - 20 mA till 3 - 15 psi trycksignal som styr ventilen. Ström-tryck-omvandlarens tidskonstant på ca 0.2 s försummas i förhållande till övriga tidskonstanter i systemet.

Strömmen 4 mA motsvarar nu trycket 3 psi vilket innebär helt stängd ventil, dvs ventilläget $y = 0$. Linjärt förhållande råder upp till 20 mA som motsvarar $y = 1$. Omvandlingsfaktorn, IPY, från ström i mA via tryck i psi till ventilens inställning i intervallet 0 - 1 blir

$$IPY = \frac{1 - 0}{20 - 4} = 0.0625$$

Ändring av ventilläget bestäms av ekvationen

$$\frac{dy}{dt} = (IPY \cdot (UT-4) - y)/T_{VENT}$$

där T_{VENT} är ventilens tidskonstant.

För inställning av regulatorn med avseende på snabbhet och stabilitet vid olika lastfall, se vidare kapitel 7.

K A P I T E L 6

Programbeskrivning

6.1) Programstruktur

Programmen är skrivna i ett simuleringspråk kallat SIMNON, vilket används för att simulera olinjära system. Systemet som simuleras skall beskrivas av första ordningens differentialekvationer. Ekvationerna kan anges antingen i detta speciella simuleringspråk eller i FORTRAN.

Ett program i SIMNON kan på vanligt sätt skrivas som ett enda program för hela systemet. Man kan, emellertid, få mera flexibla och överskådliga system genom att separat beskriva delsystem med in- och utsignaler som sedan kopplas samman till ett komplett system. Det finns dessutom möjlighet att lägga till extra funktioner som t ex tidsfördröjningar.

I huvuddrag är våra program uppbyggda av

- a) programhuvud, i vilket systemet, tillstånden och tillståndsderivatorna definieras.
- b) INITIAL, avdelning där parametrar deklarerar och tilldelas värden, och tillståndsvariablerna under a) ges begynnelsevärden. Dessutom beräknas här vissa tids- och tillståndsberoende variabler.
- c) OUTPUT, en algoritm som beräknar tillstånden och de tidsberoende variablerna i någon följande tidpunkt. Ekvationerna genomlöps i ordningsföljd, och alla i ett uttryck förekommande variabler måste därför tidigare vara definierade.

Ett fast program, kallat DELAY, innehållande tidsfördröjningar som används för transportfördröjningen i SH1 (se avsnitt 3.1), kopplas samman med huvudprogrammen SUP resp. SUPER med hjälp av programmen CONEC resp. CON.

6.2) Parameterlista

För de nedanstående parametrarna gäller att

	tryck	anges i bar
	temperatur	anges i °C
	entalpi	anges i kJ/kg
	massflöde	anges i kg/s
H2P	:	begynnelsevärde för entalpin efter SH1, transportfördröjningen ej beaktad
H3P	:	begynnelsevärde för entalpin efter ångkylaren, transportfördröjningen ej beaktad
H6P	:	begynnelsevärde för entalpin efter SH2, transportfördröjningen ej beaktad
T6	:	begynnelsevärde för temperaturen efter SH2, termoelementets tidskonstant medräknad
Y	:	begynnelsevärde för ventilslaget
U	:	begynnelsevärde för tillståndet U i TIC 51
X	:	begynnelsevärde för tillståndet X i TIC 51
P1	:	begynnelsevärde för inloppstrycket
BETA1	:	inverterat strömningsmotstånd för SH1
BETA2	:	inverterat strömningsmotstånd för SH2
BETAK	:	inverterat strömningsmotstånd för ångkylaren
BETAB	:	inverterat strömningsmotstånd för strypbrickan
BETAR	:	inverterat strömningsmotstånd för ångröret
BSH	:	rörlängdsförhållande mellan SH1 och SH2
BKYL	:	proportionalitetsfaktor för värmebortförseln i ångkyl.
TSH1	:	tidskonstant för värmetillförseln i SH1
TSH2	:	tidskonstant för värmetillförseln i SH2
TKYL	:	tidskonstant för värmebortförseln i ångkylaren
TVENT	:	tidskonstant för ventilen
TTERM	:	tidskonstant för termoelementet
TDOM	:	tidskonstant för tryckvariationen i ångdomen
WBEG	:	begynnelsevärde för massflödet
STEG	:	storlek på stegstörning
RAMP	:	höjd på rampstörning

TRAMP : tidslängd på rampstörning
 DEL : tid före pålagd störning
 PER : periodtid för sinusstörning
 ONSTE : hjälpparameter för in- och urkoppling av stegstörning
 ONRAM : hjälpparameter för in- och urkoppling av rampstörning
 ONSIN : hjälpparameter för in- och urkoppling av sinusstörning

 P6B : börvärde för utloppstrycket
 T6B : börvärdesinställning i TIC 51 för utloppstemperaturen
 YSTAT : hjälpparameter för eliminering av stationärt fel i P-delen
 R20 : resistans i fasavanceringen
 R21 : resistans i proportionaldelen
 R26 : resistans i proportionaldelen
 C20 : kapacitans i fasavanceringen
 C22 : kapacitans i integrationsdelen
 TDUU : tidskonstant för undre brytfrekvensen i fasavanceringen
 TDOO : tidskonstant för övre brytfrekvensen i fasavanceringen
 TDU, TDO : hjälpparametrar för in- och urkoppling av fasavanceringen
 KD : proportionaldel i det fasavancerande nätet
 K : förstärkning i proportionaldelen
 TI : tidskonstant för integrationsdelen
 IPY : omvandlingsfaktor mellan strömmen och ventilläget
 ONDER : hjälpparameter för in- och urkoppling av derivationsdelen i TIC 51
 ONINT : hjälpparameter för in- och urkoppling av integrationsdelen i TIC 51

6.3) Variabellista

För variablerna gäller samma dimensionsangivelser som för parametrarna.

WSTEG : massflöde efter pålagd stegstörning
 WRAMP : massflöde efter pålagd rampstörning
 WSIN : massflöde efter pålagd sinusstörning
 WDIST : massflöde efter pålagd aktuell störning
 S : hjälpvariabel för WRAMP
 W : aktuellt massflöde in i SH1

H1 : ångans entalpi före överhettaren
 H2P : entalpi efter SH1, transportfördröjningen ej beaktad
 H2 : entalpi efter SH1, transportfördröjningen medräknad
 H3P=H3 : entalpi efter ångkylaren, transportfördröjn. försummas
 H6P=H6 : entalpi efter överhettaren, transportfördröjn. försummas

 QM : tillförd värmeeffekt från brännarna till överhettaren
 QMKYL : bortförd värmeeffekt från ångkylaren
 FY : läge hos reglerventilen
 BETAV : inverterat strömningsmotstånd i tvåvägsventilen
 BETAU : inverterat strömningsmotstånd i trevägsventilens undre förgrening
 BETAO : inverterat strömningsmotstånd i trevägsventilens övre förgrening
 ALFA : flödesfördelningsfaktor
 T6P : ångans temperatur efter överhettaren
 T6 : ångans temperatur efter överhettaren, termoelementets tidskonstant medräknad

 ONU,ONO : hjälpvariabler för tryckberäkningen
 P1 : inloppstryck till överhettaren
 P2 : tryck efter SH1
 P3 : tryck efter ångkylaren (SUP)
 P4V : tryck efter ventilen (SUP)
 P2U : tryck efter trevägsventilens undre förgrening (SUPER)
 P4O : tryck efter trevägsventilens övre förgrening (SUPER)
 P4K : tryck efter ångkylaren (SUPER)
 P4 : tryck vid sammanflödespunkten
 P5 : tryck före SH2
 P6 : utloppstryck från överhettaren

 UF : insignal till regulatorn TIC 51
 U : tillståndet U i TIC 51
 V : tillståndet efter D-delen.
 F1,F2 : tillstånd efter P-delen
 X : tillståndet efter I-delen
 UTT : utsignal från regulatorn, med undre begränsning
 UT : utsignal från regulatorn, med undre och övre begränsning
 Y : tillståndet ventilslaget

VT6 : skalningsvariabel för utloppstemperaturen
VF6 : skalningsvariabel för utloppstrycket
VY : skalningsvariabel för ventilslaget
VFY : skalningsvariabel för ventilläget (SUP)

0.4)
CONTINUOUS SYSTEM SUP "SUPERHEATER"

TIME T
 INPUT H2
 STATE H2P H3P H6P T6 Y U X P1
 DER DH2P DH3P DH6P DT6 DY DU DX DP1

INITIAL

"BEGYNNELSEVÄRDEN"

H2P : 3414.96
 H3P : 3056.82
 H6P : 3446.46
 T6 : 525
 Y : 0.85
 U : 0
 X : 14
 P1 : 67

"KARAKTERISTISKA RÖRKONSTANTER"

BETA1 : 1.064
 BETA2 : 1.190
 BETAK : 0.462
 BETAB : 1.0043
 BETAR : 3.0086

BSH : 0.8706
 BKYL : 358

"TIDSKONSTANTER"

TSH1 : 55
 TSH2 : 18
 TKYL : 16
 TVENT : 6
 TTERM : 6
 TDOM : 10

"STÖRNINGSPARAMETRAR"

WBEG : 16.67
 STEG : 2
 RAMP : 2
 TRAMP : 20
 DEL : 20
 PER : 20
 ONSTE : 0
 ONRAM : 0
 ONSIN : 0

"REGULATORPARAMETRAR"

T6B : 510
 P6B : 60.6
 YSTAT : 0
 R20 : 22E3
 R21 : 215E3
 R26 : 1.2E6
 C20 : 10E-6
 C22 : 27E-6
 TDUU = (R20+R21)*C20
 TDOO = R20*C20
 TDU = IF ONDER<0.5 THEN 100 ELSE TDUU
 TDO = IF ONDER<0.5 THEN 100 ELSE TDOO
 KD = TDU/TDO
 K = R26/R21

TI = R21*C22
 IPY : 0.0625
 ONDER : 0
 ONINT : 0

OUTPUT

"STÖRNINGSEKVATIONER"

WSTEG = WBEG+STEG

WRAMP = WBEG+RAMP*(T-DEL)/TRAMP

WSIN = WBEG+STEG*SIN(2*3.14/PER*(T-DEL))

WDIST = WBEG+STEG*ONSTE+STEG*SIN(2*3.14/PER*(T-DEL))*ONSIN

S = (T-DEL)/TRAMP

W= IF T<DEL THEN WBEG ELSE IF S<1 AND ONRAM>0.5 THEN WRAMP ELSE WDIST

"DYNAMISKA MODELLEKVATIONER"

QM = 791.25*W-1005.05

H1 = 2784.30+0.9806*P1-0.0162*P1*P1

DH2P = 1/(TSH1*W)*(BSH*QM-W*(H2P-H1))

P2 = SQRT(P1*P1-W*W/(BETA1*BETA1))

FY = (1.7563-3.068*Y+2.3125*Y*Y)*Y*Y

BETAV = 0.602*FY

ALFA = BETAK*BETAV/(BETAB*(BETAK+BETAV)+BETAV*BETAK)

QM KYL = -BKYL*ALFA*W

DH3P = 1/(TKYL*ALFA*W)*(QMKYL-ALFA*W*(H3P-H2))

H3 = H3P

P3 = SQRT(P2*P2-W*W*ALFA*ALFA/(BETAK*BETAK))

P4V = P3/2+SQRT(P3*P3/4-W*W*ALFA*ALFA/(BETAV*BETAV))

P4 = SQRT(P2*P2-W*W*(1-ALFA)*(1-ALFA)/(BETAB*BETAB))

P5 = SQRT(P4*P4-W*W/(BETAR*BETAR))

P6 = SQRT(P5*P5-W*W/(BETA2*BETA2))

DH6P = 1/(TSH2*W)*((1-BSH)*QM-W*H6P+H2*W*(1-ALFA)+H3*ALFA*W)

H6 = H6P

T6P = 492+(P6-56)*0.525+(H6-3410)*0.425

DT6 = 1/TTERM*(T6P-T6)

DP1 = 1/TDOM*(P6B-P6)

"REGULATOREKVATIONER"

UF = (T6-T6B)/100*16

"D-DEL"

DU = -U/TDO+(1-KD)/TDO*UF

V = U+KD*UF

"P-DEL"

F1 = K*V

F2 = F1+16*YSTAT

"I-DEL"

XP = ONINT*V/TI

DX = IF X+F2>20 AND XP>0 OR X+F2<4 AND XP<0 THEN 0 ELSE XP

UTT = IF X+F2+4>4 THEN X+F2+4 ELSE 4

UT = IF UTT>20 THEN 20 ELSE UTT

DY = (IPY*(UT-4)-Y)/IVENT

"SKALNINGSEKVATIONER"

VT6 = T6-505

VP6 = (P6-61)*10

VY = Y*20

VFY = FY*20+5

END

6.5)

CONTINUOUS SYSTEM SUPER "SUPERHEATER"

TIME T
 INPUT H2
 STATE H2P H3P H6P T6 Y U X P1
 DER DH2P DH3P DH6P DT6 DY DU DX DP1

35

INITIAL

"BEGYNNELSEVÄRDEN"

H2P : 3414.96
 H3P : 3056.82
 H6P : 3446.46
 T6 : 525
 Y : 0.20
 U : 0
 X : 5
 P1 : 67

"KARAKTERISTISKA RÖRKONSTANTER"

BETA1 : 1.064
 BETA2 : 1.190
 BETAK : 0.462
 BETAR : 3.0086

BSH : 0.8706
 BKYL : 358

"TIDSKONSTANTER"

TSH1 : 55
 TSH2 : 18
 TKYL : 16
 TVENT : 5
 TTERM : 6
 TDOM : 10

"STÖRNINGSPARAMETRAR"

WBEG : 16.67
 STEG : 2
 RAMP : 2
 TRAMP : 20
 DEL : 20
 PER : 20
 ONSTE : 0
 ONRAM : 0
 ONSIN : 0

"REGULATORPARAMETRAR"

T6B : 510
 P6B : 60.6
 YSTAT : 0
 R20 : 22E3
 R21 : 215E3
 R26 : 470E3
 C20 : 22E-6
 C22 : 150E-6
 TDUU = (R20+R21)*C20
 TDOO = R20*C20
 TDU = IF ONDER<0.5 THEN 100 ELSE TDUU
 TDO = IF ONDER<0.5 THEN 100 ELSE TDOO
 KD = TDU/TDO
 K = R26/R21
 TI = R21*C22
 IPY : 0.0625
 ONDER : 0
 ONINT : 0

OUTPUT

"STÖRNINGSEKVATIONER"

WSTEG = WBEG+STEG
 WRAMP = WBEG+RAMP*(T-DEL)/TRAMP
 WSIN = WBEG+STEG*SIN(2*3.14/PER*(T-DEL))
 WDIST = WBEG+STEG*ONSTE+STEG*SIN(2*3.14/PER*(T-DEL))*ONSIN
 S = (T-DEL)/TRAMP
 W= IF T<DEL THEN WBEG ELSE IF S<1 AND ONRAH>0.5 THEN WRAMP ELSE WDIST

"DYNAMISKA MODELLEKVATIONER"

QM = 791.25*W-1005.05
 H1 = 2784.30+0.9806*P1-0.0162*P1*P1
 DH2P = 1/(TSH1*W)*(BSH*QM-W*(H2P-H1))
 P2 = SQRT(P1*P1-W*W/(BETA1*BETA1))
 BETA0 = 1.425*(1-Y)
 BETAU = 1.425*Y
 ALFA = BETAU*BETAK/(BETA0*(BETAU+BETAK)+BETAU*BETAK)
 QMKYL = -BKYL*ALFA*W
 DH3P = 1/(TKYL*ALFA*W)*(QMKYL-ALFA*W*(H3P-H2))
 H3 = H3P
 ONU = IF Y<0.5 THEN 0 ELSE 1
 ONO = IF Y<0.5 THEN 1 ELSE 0
 P2U = ONU*(P2/2+SQRT(P2*P2/4-ONU*W*W*ALFA*ALFA/(BETAU*BETAU)))
 P4K = ONU*SQRT(P2U*P2U-ONU*W*W*ALFA*ALFA/(BETAK*BETAK))
 P40 = ONU*(P2/2+SQRT(P2*P2/4-ONU*W*W*(1-ALFA)*(1-ALFA)/(BETA0*BETA0)))
 P4 = IF Y<0.5 THEN P40 ELSE P4K
 P5 = SQRT(P4*P4-W*W/(BETAR*BETAR))
 P6 = SQRT(P5*P5-W*W/(BETA2*BETA2))
 DH6P = 1/(TSH2*W)*((1-BSH)*QM-W*H6P+H2*W*(1-ALFA)+H3*ALFA*W)
 H6 = H6P
 T6P = 492+(P6-56)*0.525+(H6-3410)*0.425
 DT6 = 1/TTERM*(T6P-T6)
 DP1 = 1/TDOM*(P6B-P6)

"REGULATORREKVATIONER"

UF = (T6-T6B)/100*16
 "U-DEL"
 DU = -U/TDO+(1-KD)/TDO*UF
 V = U+KD*UF
 "P-DEL"
 F1 = K*V
 F2 = F1+16*YSTAT
 "I-DEL"
 XP = ONINT*V/I1
 DX = IF X+F2>20 AND XP>0 OR X+F2<4 AND XP<0 THEN 0 ELSE XP
 UTT = IF X+F2+4>4 THEN X+F2+4 ELSE 4
 UT = IF UTT>20 THEN 20 ELSE UTT
 DY = (IPY*(UT-4)-Y)/TVENT

"SKALNINGSEKVATIONER"

VT6 = T6-505
 VP6 = (P6-61)*10
 VY = Y*10+15
 END

```
CONNECTING SYSTEM CONEC
TIME T
TD1[DELAY] = T-TAU
H2[SUP]=IF T<TAU THEN H20 ELSE Y1[DELAY]
H20:3415
U1[DELAY] = H2P[SUP]
TAU : 3
END
```

```
CONNECTING SYSTEM CON
TIME T
TD1[DELAY] = T-TAU
H2[SUPER] = IF T<TAU THEN H20 ELSE Y1[DELAY]
H20      : 3415
U1[DELAY] = H2P[SUPER]
TAU      : 3
END
```

K A P I T E L 7

Inställning av regulatorn i de båda systemen

Allmänt gäller att man kan påverka de stationära och de transienta egenskaperna för en PI- och PD-regulator.

För PI-regulatorn gäller att om förstärkningen ökar blir systemet snabbare, men samtidigt instabilare. En minskning av integrationstiden, T_I , medför ett snabbare insvängningsförlopp, men ett instabilare system.

Med PD-regulatorn fås ett snabbare system vid ökning av förstärkningen eller derivationstiden, T_D . En ökning av T_D och en samtidig ökning i förstärkningen gör systemet stabilare tack vare den positiva fasvridningen.

All inställning i det följande har gjorts vid det normala belastningsfallet ($W = 16.67 \text{ kg/s}$) med en initialstörning i temperaturen ($T_{6(\text{init})} = 525$, $T_{6b(\text{bör})} = 510^\circ\text{C}$).

Ingångsmotståndet, R_{21} , (se figur 5.1) bibehålles vid sitt ursprungliga värde lika med 215 kohm för de båda systemen. Övriga komponentvärden väljes ur E12-serien.

7.1) Inställning av proportionella regulatorn (P-reg.)

Proportionaldelens inverkan på systemet kan studeras genom att den integrerande delen och den deriverande delen kopplas bort ($ONINT = 0$, $ONDER = 0$).

Förstärkningen, $K = R_{26}/R_{21}$, har studerats för olika R_{26} . Det bästa K -värdet har valts så att temperaturen nått och jämnt gör en översläng och därefter ställer in sig på ett stationärt värde. Detta stationära värde behöver natur-

ligtvis ej vara lika med temperaturens börvärde, eftersom regulatorns integraldel är bortkopplad.

I figur 7.1a framgår hur utloppstemperaturen för systemet SUP beter sig för följande förstärkningar: $K = 1.5, 3.2, 5.6, 10.2$ och 15.4 . Vi har valt det bästa $K = 5.6$ vilket ges av $R26 = 1.2$ Mohm. För lägre värden på K erhålles ingen översläng och för större K -värden fås en eller flera överslängar.

På samma sätt som ovan har för systemet SUPER följande K -värden studerats (se figur 7.1b): $K = 0.6, 1.0, 2.2, 3.8$ samt 5.6 . Här har valts $K = 2.2$ som ges av $R26 = 470$ kohm.

7.2) Inställning av proportionella och integrerande regulatorn (PI-reg.)

P-delens förstärkningsfaktor sätts på det i avsnitt 7.1 valda värdet. Integrationstiden $T_I = R21 \cdot C22$ väljs så att risken för självsvängning blir liten.

För systemet SUP fås självsvängning då $T_I = 2.2$ s (se figur 7.2a). Vi har här valt $T_I = 5.8$ s vilket ges av $C22 = 27 \mu\text{F}$.

För SUPER (se figur 7.2b) har på analogt sätt valts ett bästa $T_I = 32$ s vilket ges av $C22 = 150 \mu\text{F}$.

7.3) Inställning av totala regulatorn inklusive deriverande delen (PID-reg.)

Sedan PI-regulatorn ställts in enligt ovanstående, studeras inverkan av den fasavancerande delen.

D-delen har två brytfrekvenser, en övre $1/T_{DO}$ och en undre $1/T_{DU}$ där kvoten T_{DU}/T_{DO} skall hållas konstant.

$$T_{DU} = (R20 + R21) \cdot C20$$

$$T_{DO} = R20 \cdot C20$$

$R20$ bibehålles vid sitt ursprungliga värde lika med 22 kohm. För att erhålla den bästa regleringen har vi studerat de båda

systemen för olika C20.

I systemet SUP (se figur 7.3a) har valts ett $C_{20} = 10 \mu\text{F}$ vilket ger $T_{\text{DU}} = 2.4 \text{ s}$ och $T_{\text{DO}} = 0.22 \text{ s}$.

I SUPER (se figur 7.3b) har valts $C_{20} = 22 \mu\text{F}$ vilket ger $T_{\text{DU}} = 5.2 \text{ s}$ och $T_{\text{DO}} = 0.48 \text{ s}$.

Tabell över valda komponentvärden

Komponent	SUP	SUPER
R20	22 kohm	22 kohm
R21	215 kohm	215 kohm
R26	1.2 Mohm	470 kohm
C20	10 μF	22 μF
C22	27 μF	150 μF

För de ursprungliga värdena: se kapitel 5.

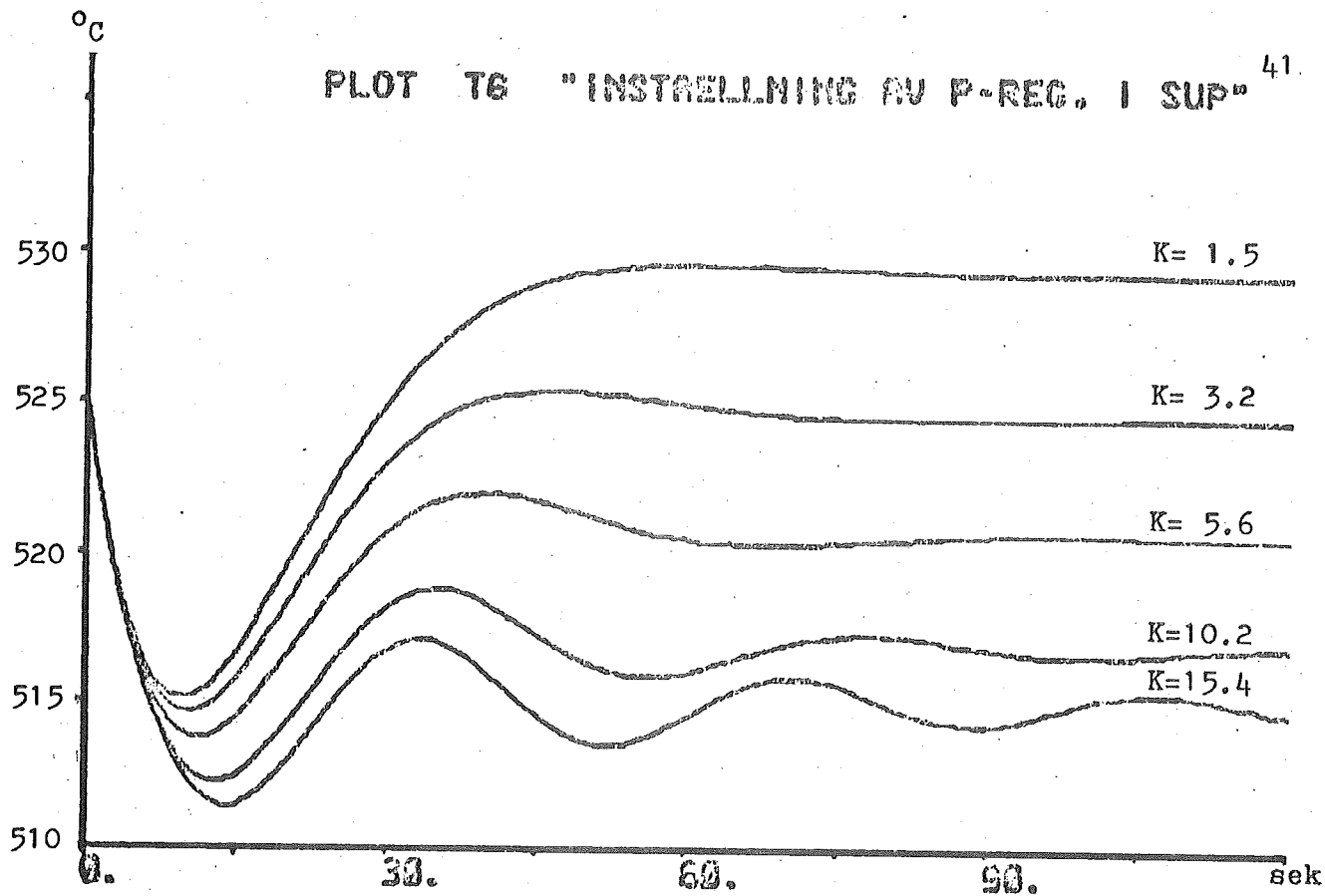


fig 7.1a

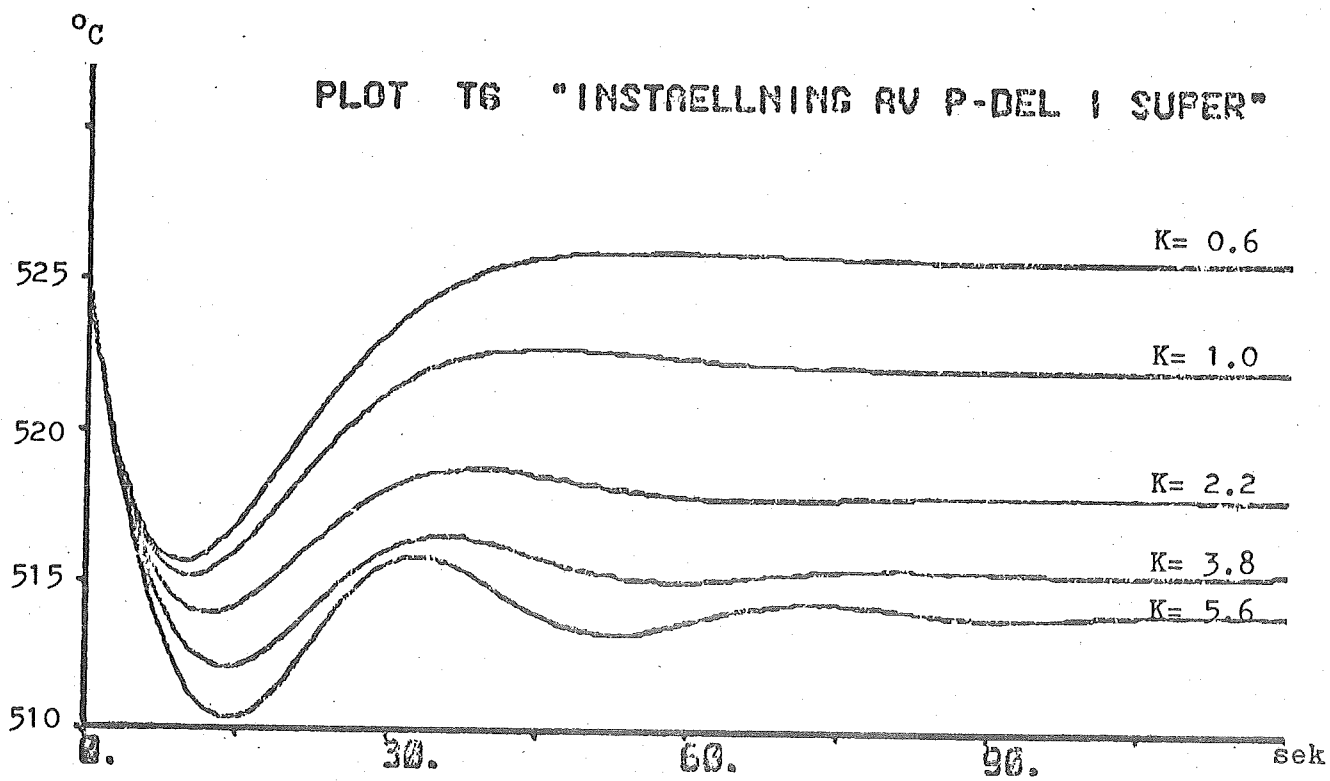


fig 7.1b

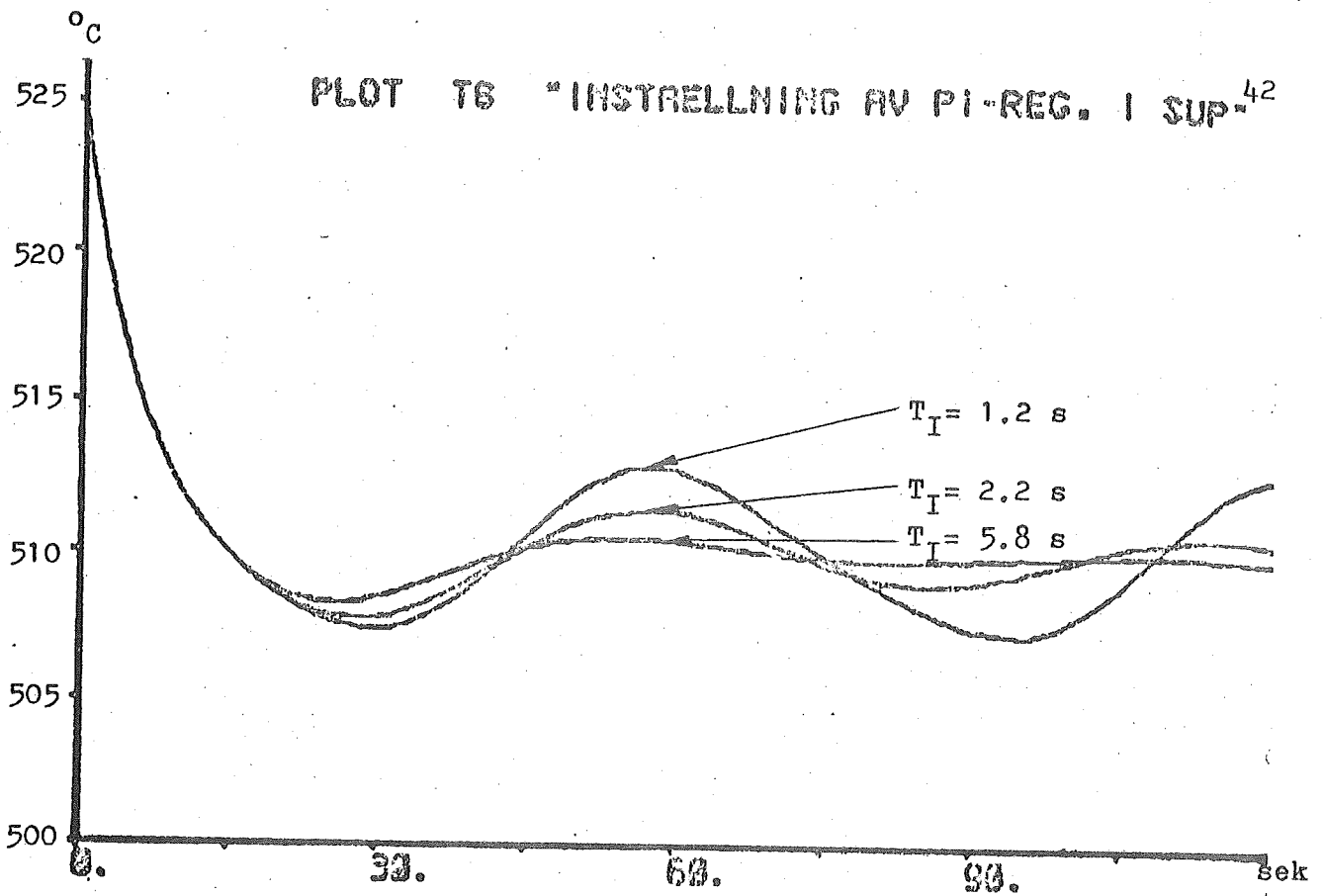


fig 7.2a

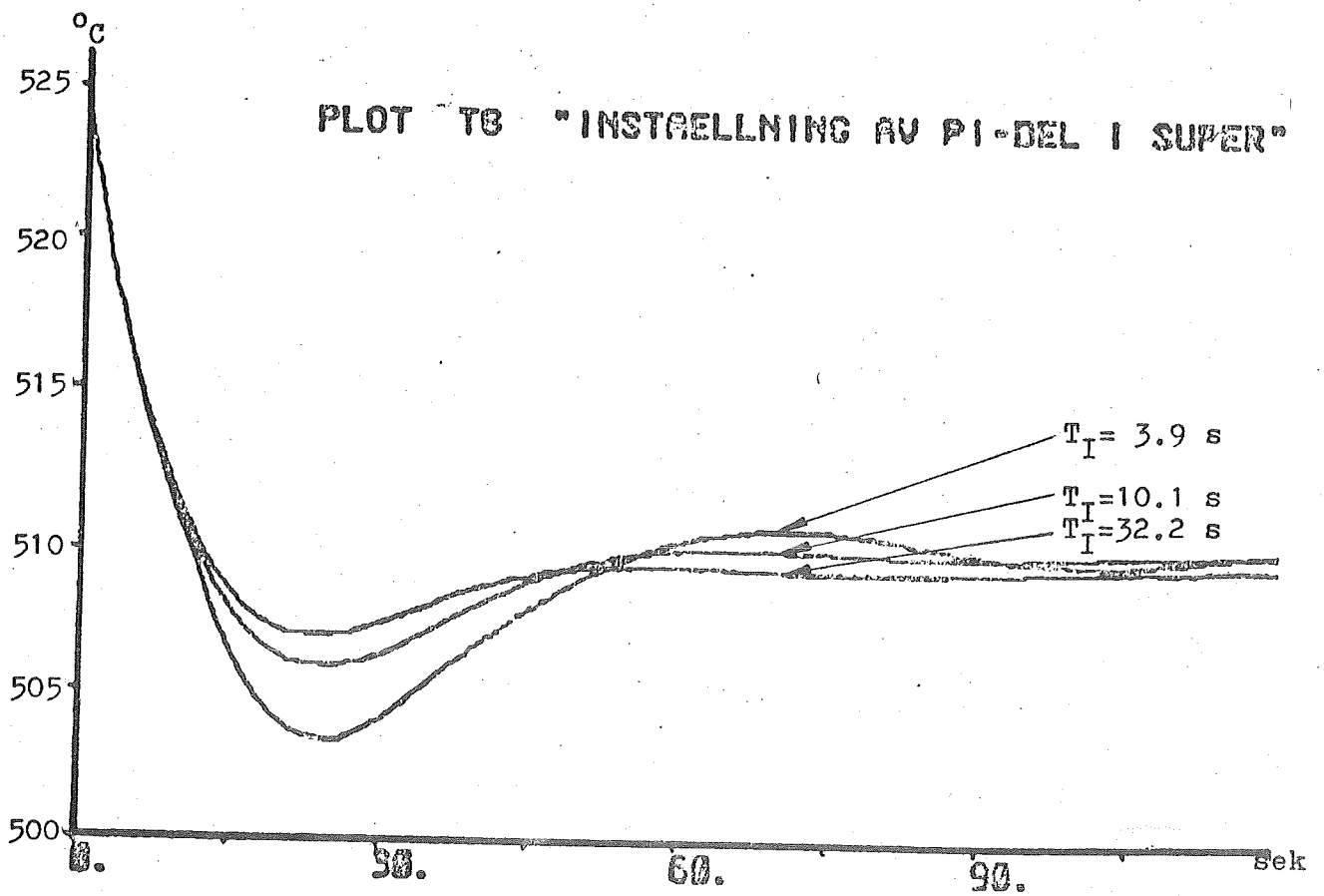


fig 7.2b

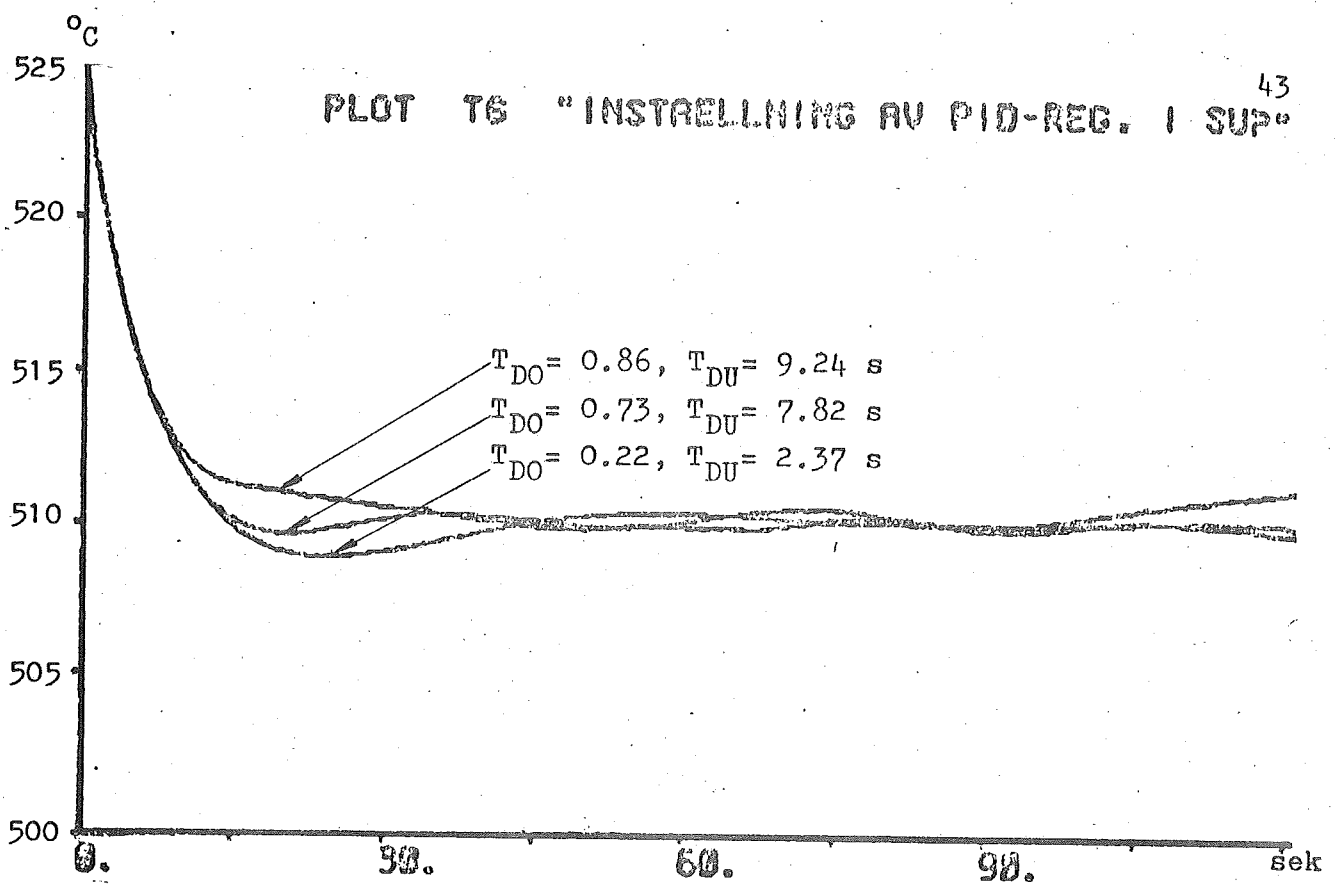


fig 7.3a

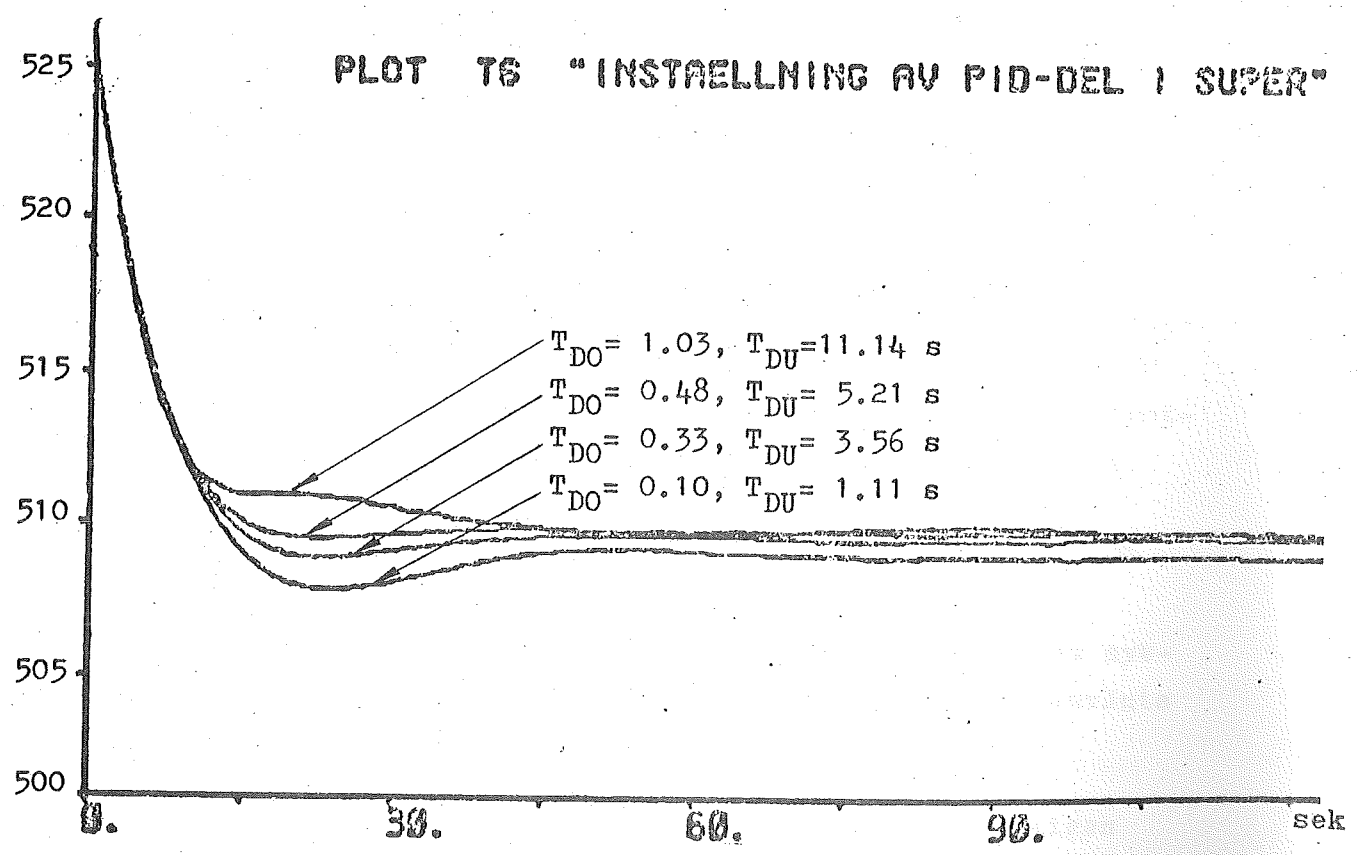


fig 7.3b

K A P I T E L 8

Simuleringar

8.1) Simulering av de öppna systemen med avseende på olika lastfall och störningar

Vid simulering av de öppna systemen har vi studerat olika parametrars inverkan då vi ej reglerat. I detta fall fungerar resp. ventil som en fast strypning, vars inställning motsvarar normalfallet. Ångflödet, W , är den enda insignal som varierats. Resultatet framgår av figurerna 8.1a och 8.1b, där $W = 25, 20, 16.67, 14$ och 10 kg/s. Temperaturens uppgång med ökat W beror på att Q_M och Q_{MKYL} varierar med lastfallet (se s 34ff). Denna variation hänförs till en reglering utanför vårt system, och vi har därför ej satt dessa konstant. Temperaturens beteende i början beror på transportfördröjningen.

I figur 8.1c och 8.1d illustreras hur utloppstemperaturen förändras vid variationer i den tillförda värmeeffekten, Q_M , från brännarna. Även här har simuleringarna skett för normalfallet, dvs $W = 16.67$ kg/s, och ventilläget satts som ovan. Simuleringarna har gjorts för konstanta störningar i Q_M , vilka givit Q_M värdena 12.6, 12.4, 12.2, 12.0 resp. 11.8 MW, där 12.2 MW motsvarar den tillförda värmeeffekten vid ångflödet 16.67 kg/s.

8.2) Simulering av de slutna systemen med avseende på olika lastfall

I de följande fallen har simuleringar gjorts av de slutna systemen. Därvid har den i kapitel 7 inställda regulatorn använts inklusive den fasavancerande delen.

Vi har valt att studera tre olika belastningsfall, nämligen normalfallet $W = 16.67$ kg/s (100 %, se figur s 3), max last $W = 25$ kg/s (150 %) samt låg last $W = 10$ kg/s.

För systemet SUP har vi simulerat variablerna T6, P6 och FY

och för SUPER variablerna T6, P6 och Y (för innebörden av dessa variabler, se variabellistan avsnitt 6.3). Som framgår av figurerna 8.2a och 8.2b regleras utloppstemperaturen T6 in till önskat värde, 510 °C, relativt snabbt vid en ganska stor initialstörning, $T_{6init} = 525$ °C.

Vid låg last (Lastfall 1) antyder kurvorna att temperaturen ej uppnår sitt börvärde. Figuren på s 3 visar också på detta förhållande.

8.3) Simulering av de slutna systemen med avseende på olika störningar

För att testa modellerna för olika tänkbara störningar, har steg-, ramp- och sinusstörningar lagts på insignalen. Dessa funktioner har tidigare lagts in i våra huvudprogram.

De båda systemens beteenden illustreras i figur 8.3. För en positiv stegstörning fås en liten temperatursänkning, som emellertid snabbt elimineras genom reglering. Vid en negativ störning sker det omvända förloppet.

Då en ramp pålägges massflödet, framgår det att regulatorn hinner med att reglera in systemet för de aktuella ramp-parametrarna. Men vid det negativa steget fås samma förhållande som i föregående fallet.

På insignalen har till sist lagts en sinusstörning med konstant amplitud och frekvens. Vi ser att temperaturen inte heller här nämnvärt påverkas.

Inte i något av de tre fallen kan några svängningstendenser upptäckas. Systemet kan alltså betraktas som stabilt och relativt störningsokänsligt.

8.4) Inverkan av olika tidskonstanter

För att studera inverkan av olika tidskonstanter hos termoelementet och ventilerna, har några olika fall simulerats.

Som framgår av figurerna 8.4a och 8.4b påverkas snabbheten

hos systemen avsevärt vid en förändring av termoelementets tidskonstant, T_{TERM} . I simuleringarna har följande tidskonstanter undersökts: 3, 6, 10 och 15 s. Vid en halvering av den aktuella tidskonstanten (=6 s), blir insvängningsförloppet dubbelt så snabbt, vid en pålagd initialstörning.

Figurerna 8.4c och 8.4d illustrerar inverkan på systemen av ventilernas tidskonstant, T_{VENT} : för SUP 3, 6 och 12 s och för SUPER 3, 5 och 12 s. Kurvorna visar att en ökning av tidskonstanten inte nämnvärt försämrar systemens snabbhet. Vår slutsats är att en långsammare ventil skulle kunna användas för resp. system.

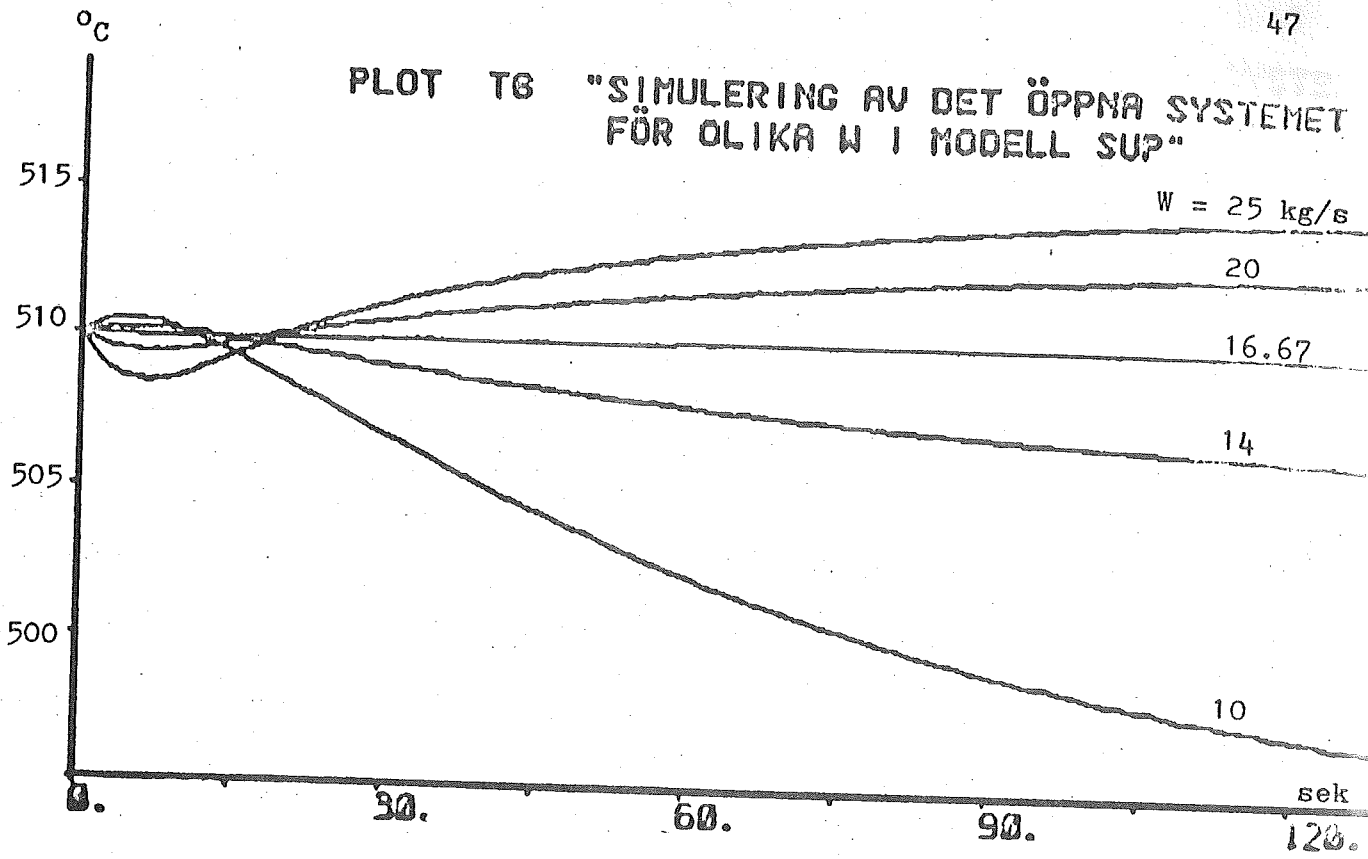


fig 8.1a

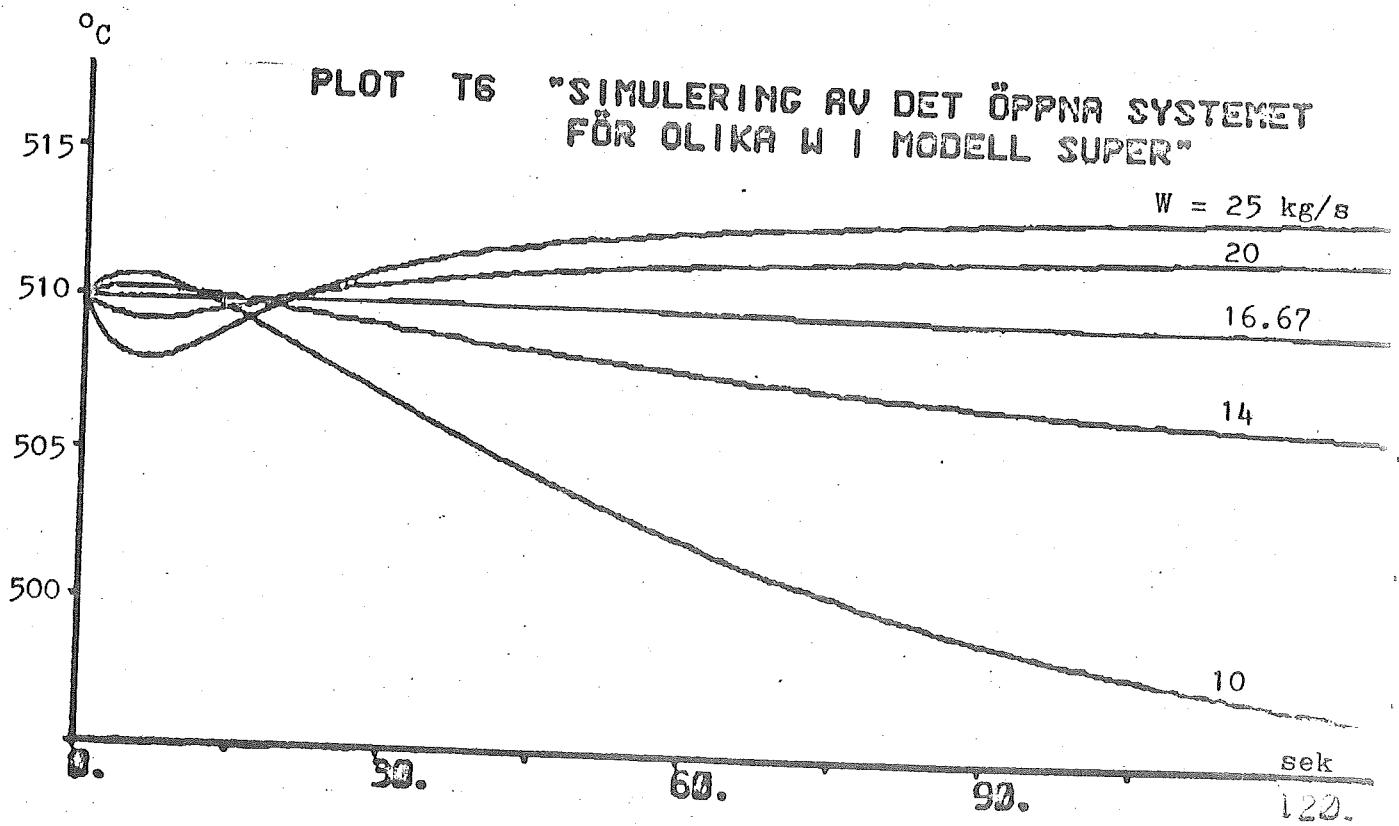


fig 8.1b

PLOT T6 "SIMULERING AV DET ÖPPNA SYSTEMET
FÖR OLIKA QM I MODELL SUP

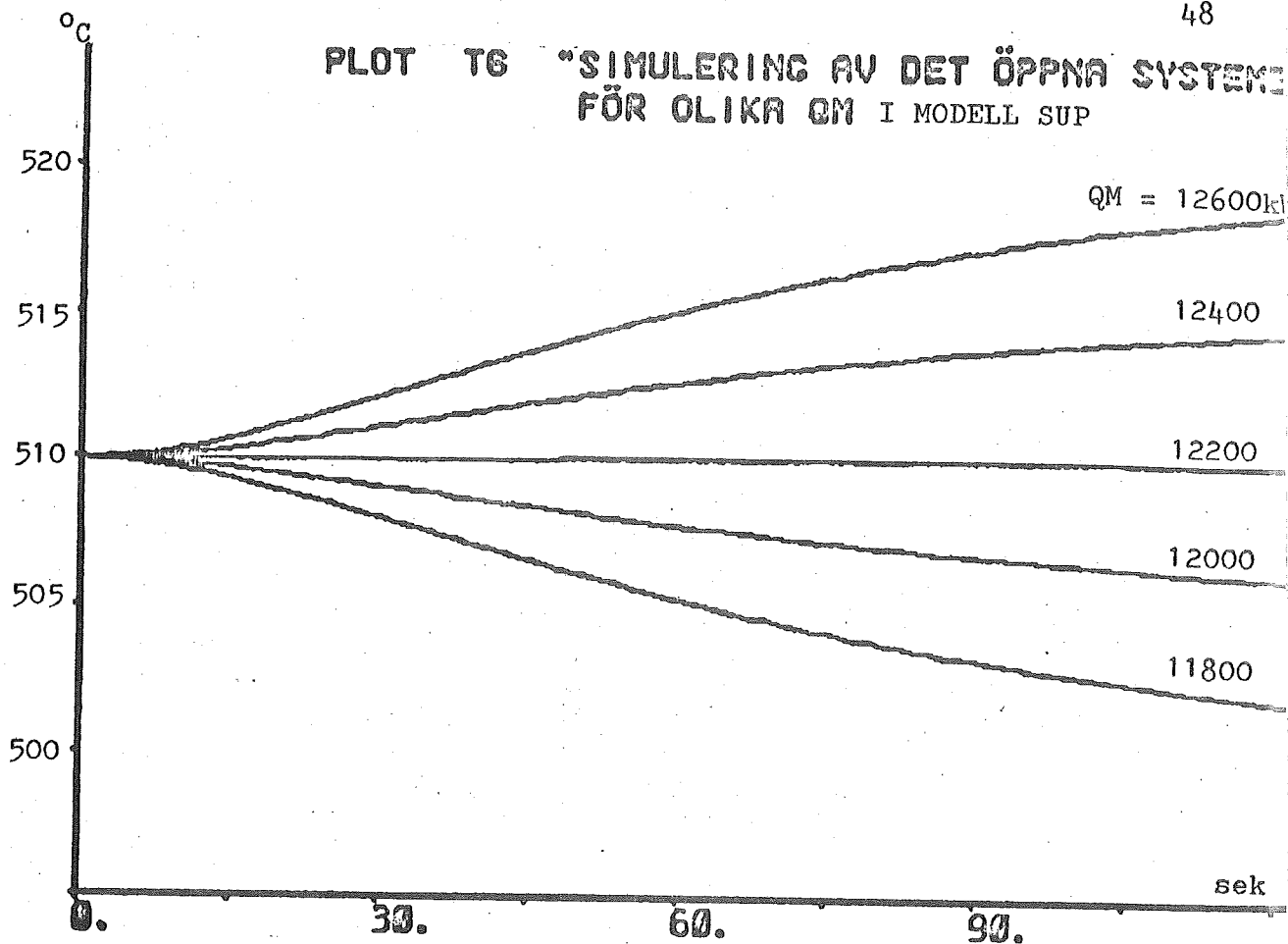


fig 8.1c

PLOT T6 "SIMULERING AV DET ÖPPNA SYSTEMET
FÖR OLIKA QM I MODELL SUPER

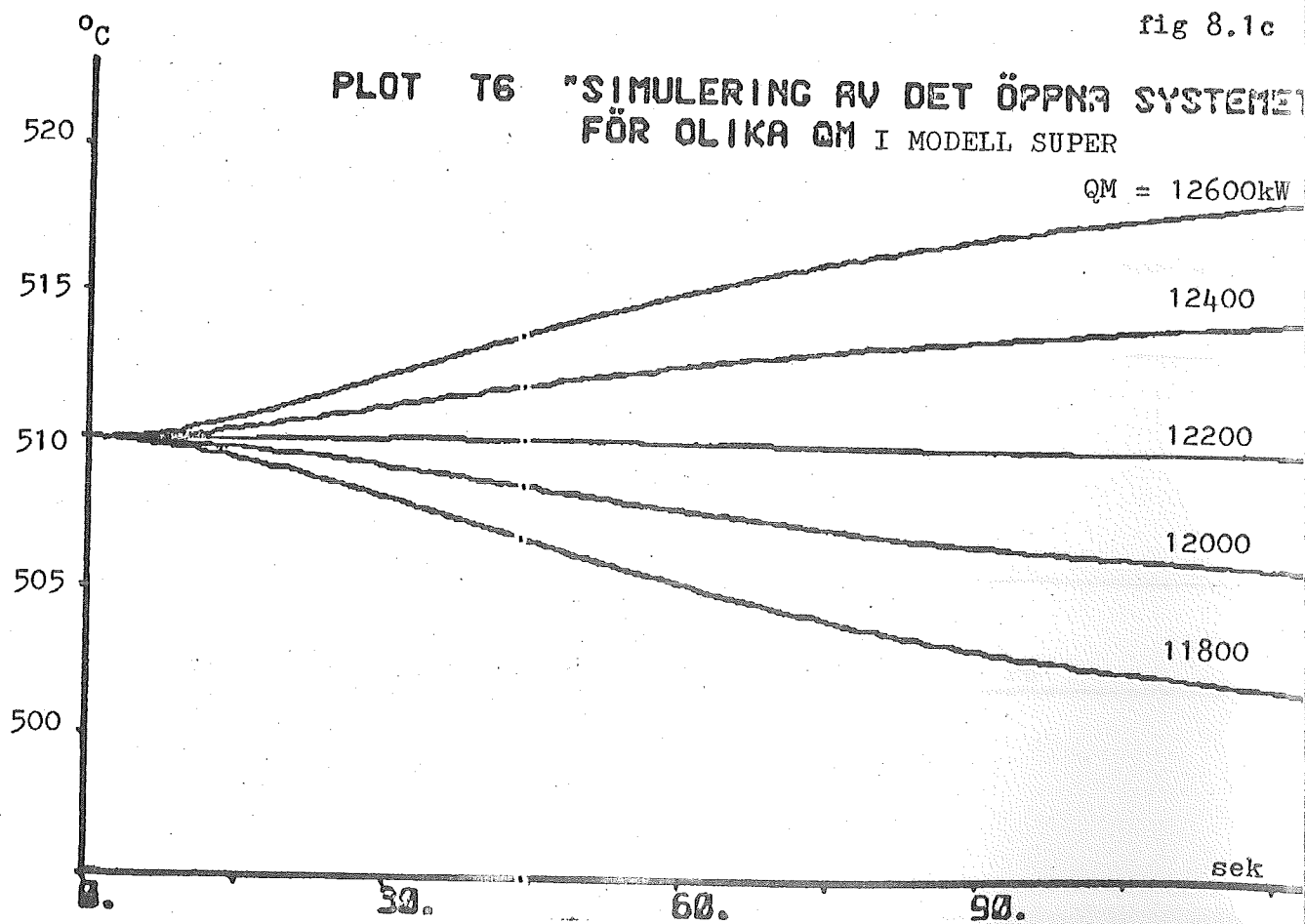
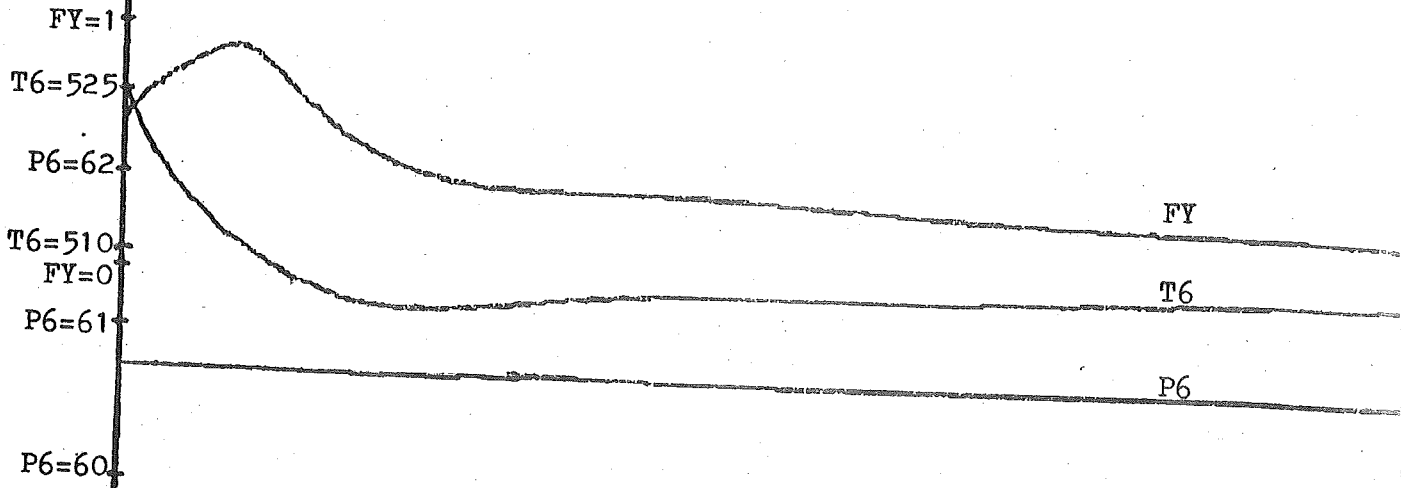


fig 8.1d

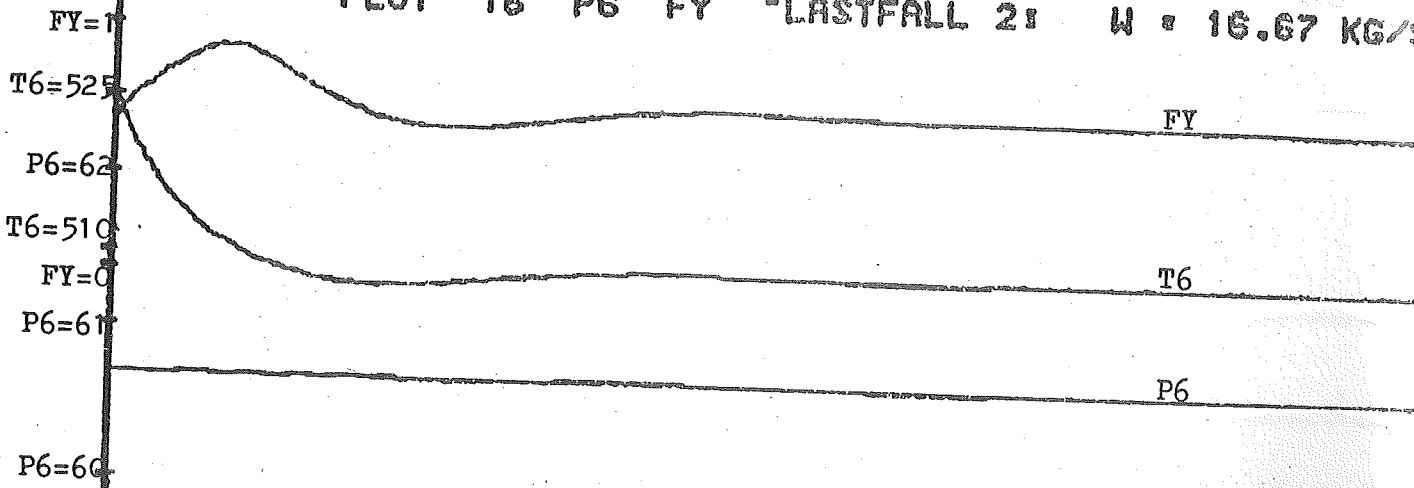
T6 (°C)
P6 (bar)
FY

"3 OLIKA LASTFALL FÖR SUP"

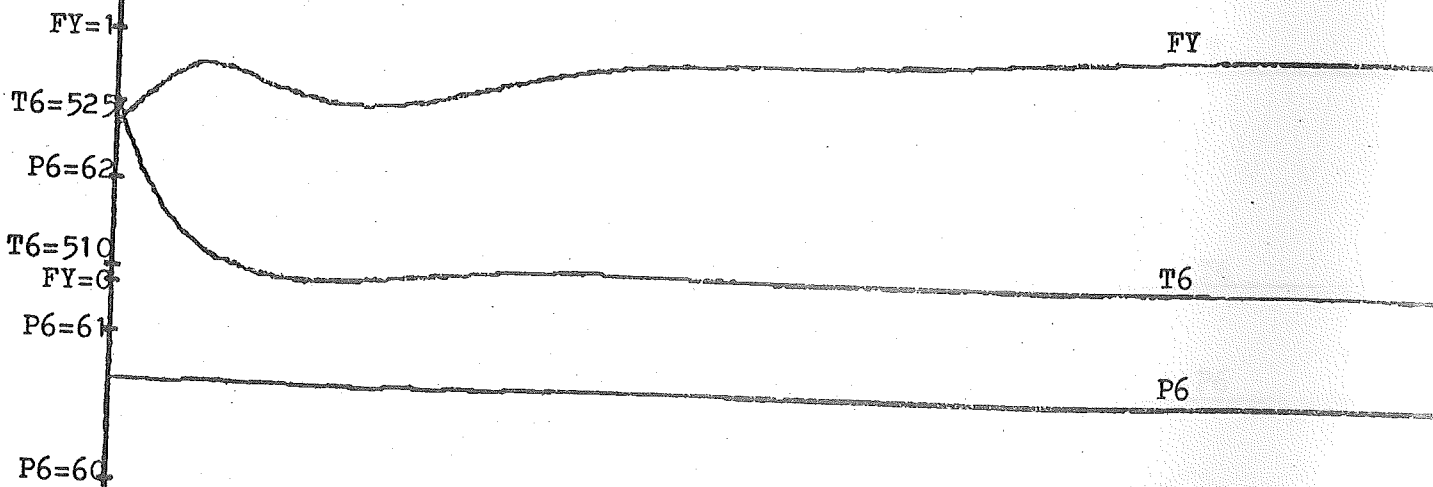
PLOT T6 P6 FY "LASTFALL 1: W = 10 KG/S"⁴



PLOT T6 P6 FY "LASTFALL 2: W = 16.67 KG/S"



PLOT T6 P6 FY "LASTFALL 3: W = 25 KG/S"



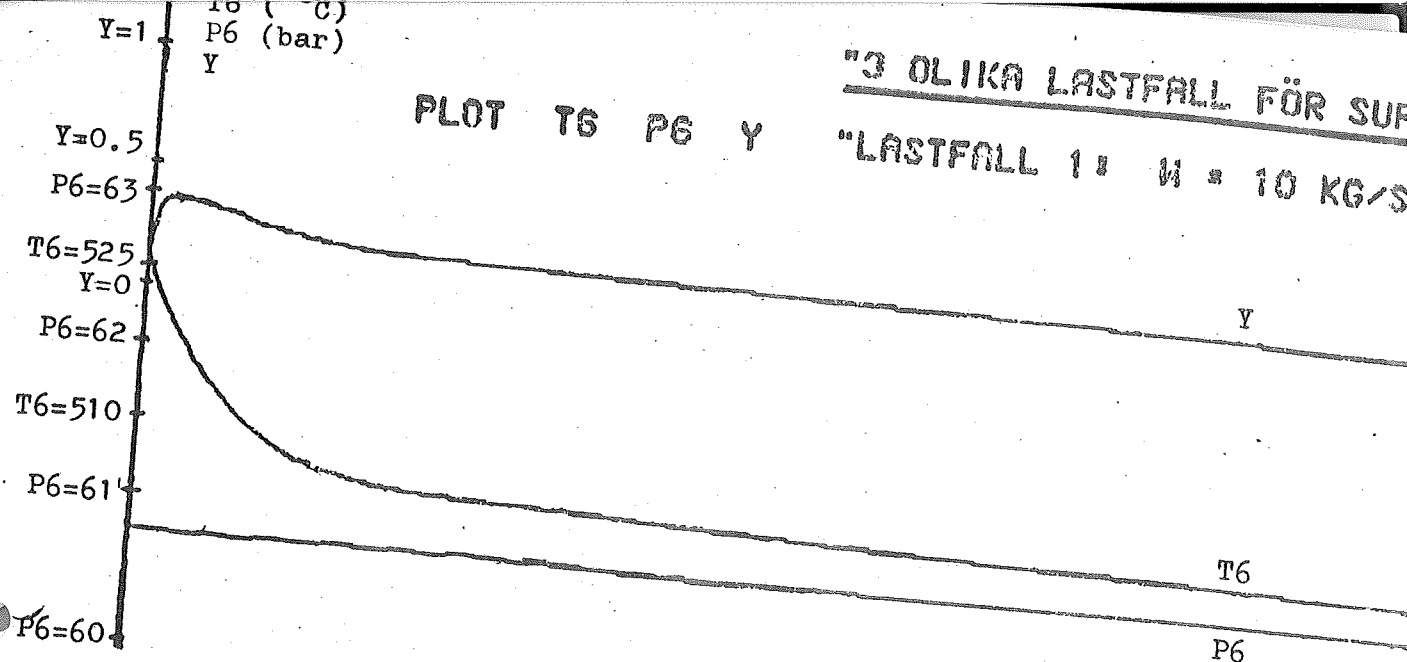
0. 30. 60. 90. 120. sek

fig 8.2a

3 OLIKA LASTFALL FÖR SUF

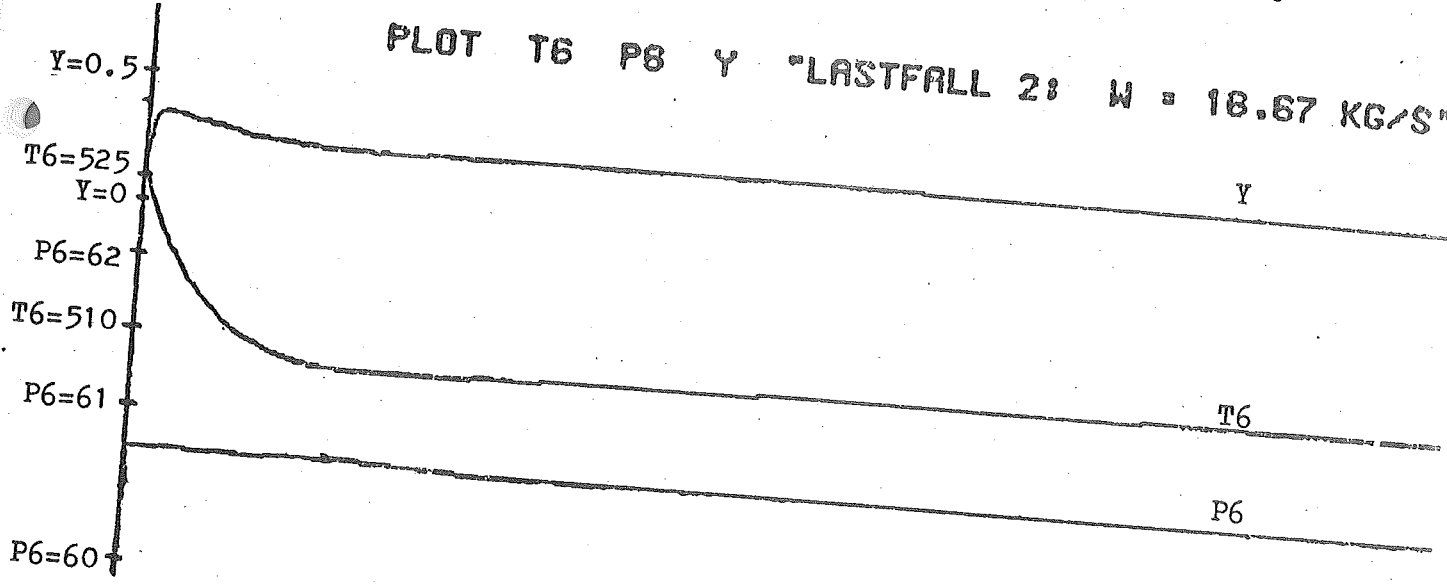
PLOT T6 P6 Y

"LASTFALL 1: W = 10 KG/S"



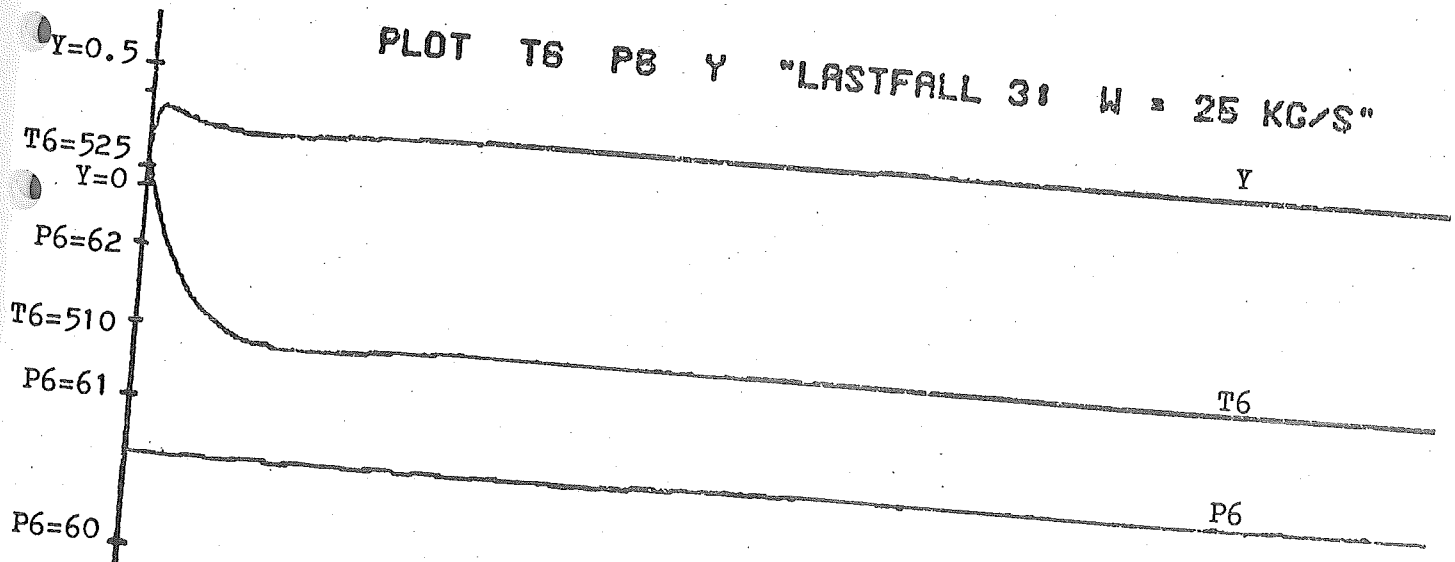
PLOT T6 P6 Y

"LASTFALL 2: W = 18.67 KG/S"



PLOT T6 P6 Y

"LASTFALL 3: W = 25 KG/S"



0. 30. 60. 90. sek 120.

fig 8.2b

T6 (°C)
W (kg/s)

PLOT T6 W

"OLIKA STÖRNINGARS INVERKAN PÅ SUP

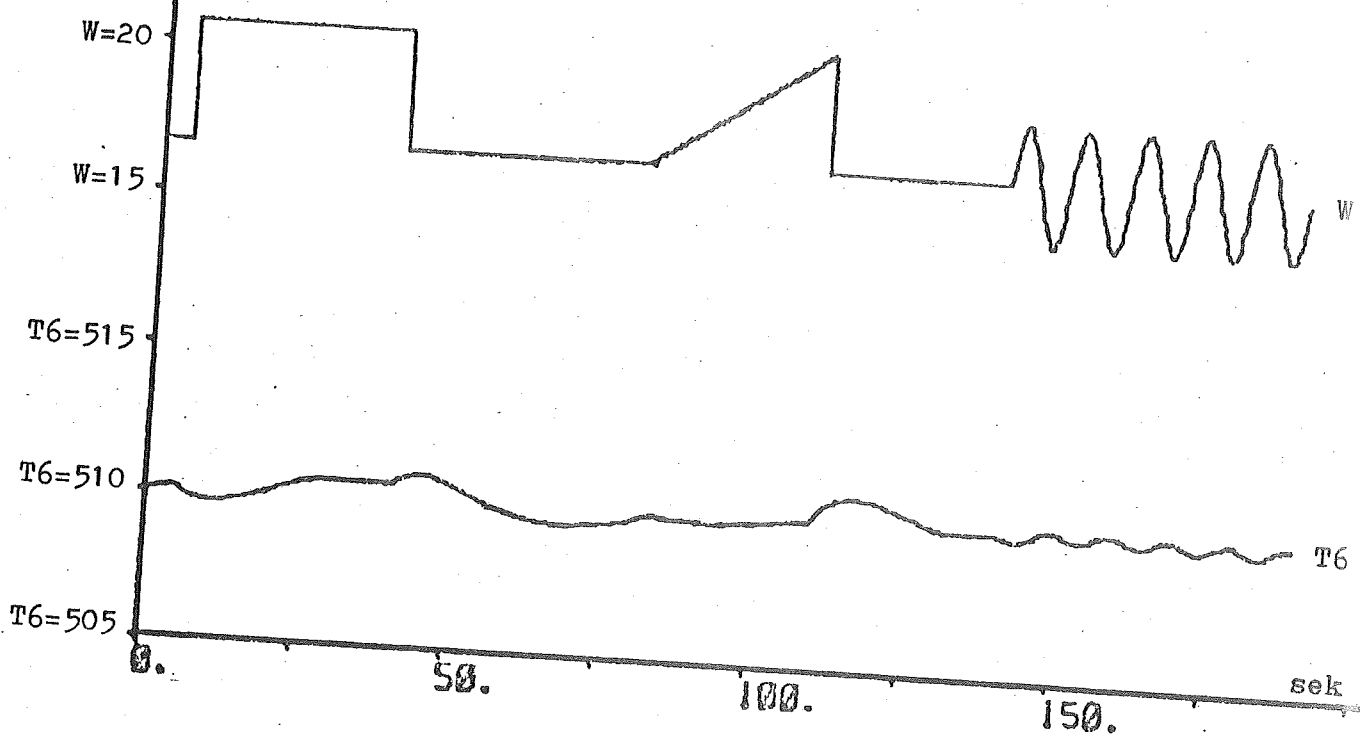


fig 8.3a

T6 (°C)
W (kg/s)

PLOT T6 W

"OLIKA STÖRNINGARS INVERKAN PÅ SUPER"

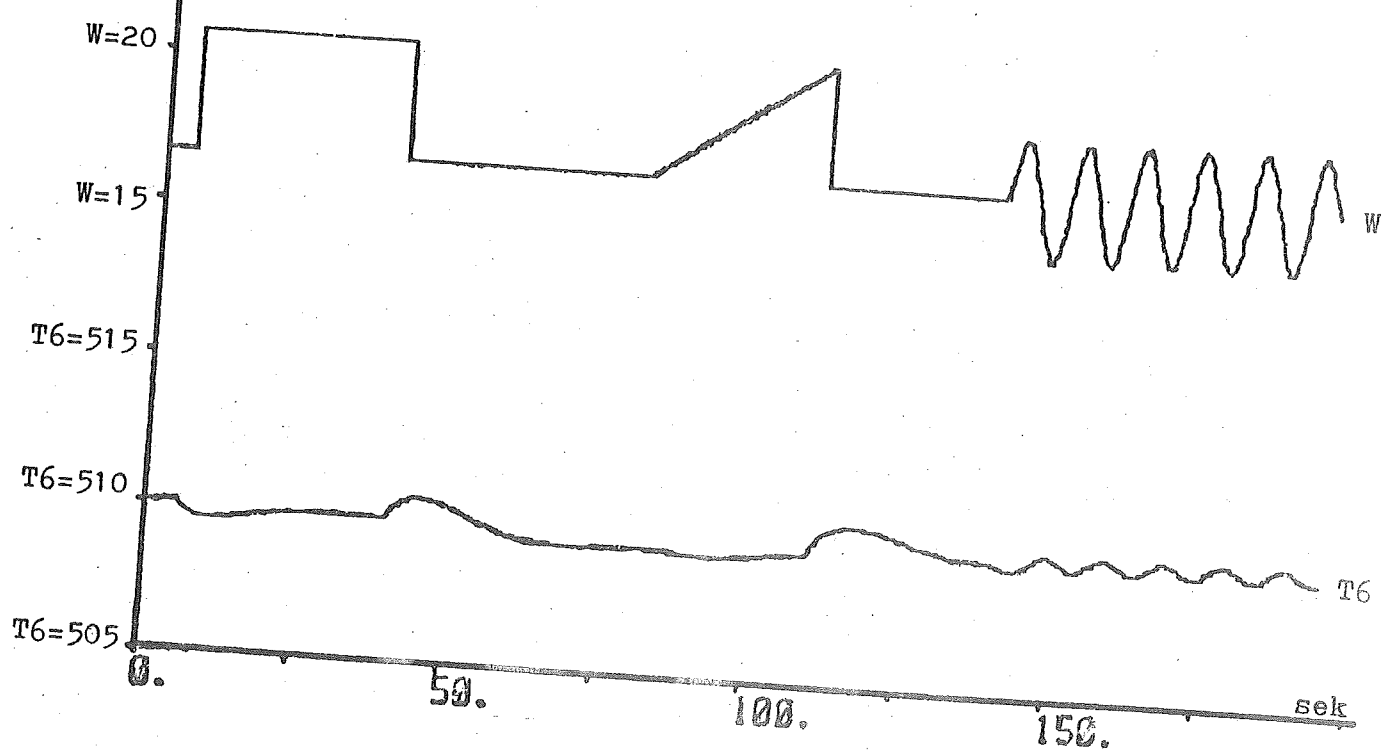


fig 8.3b

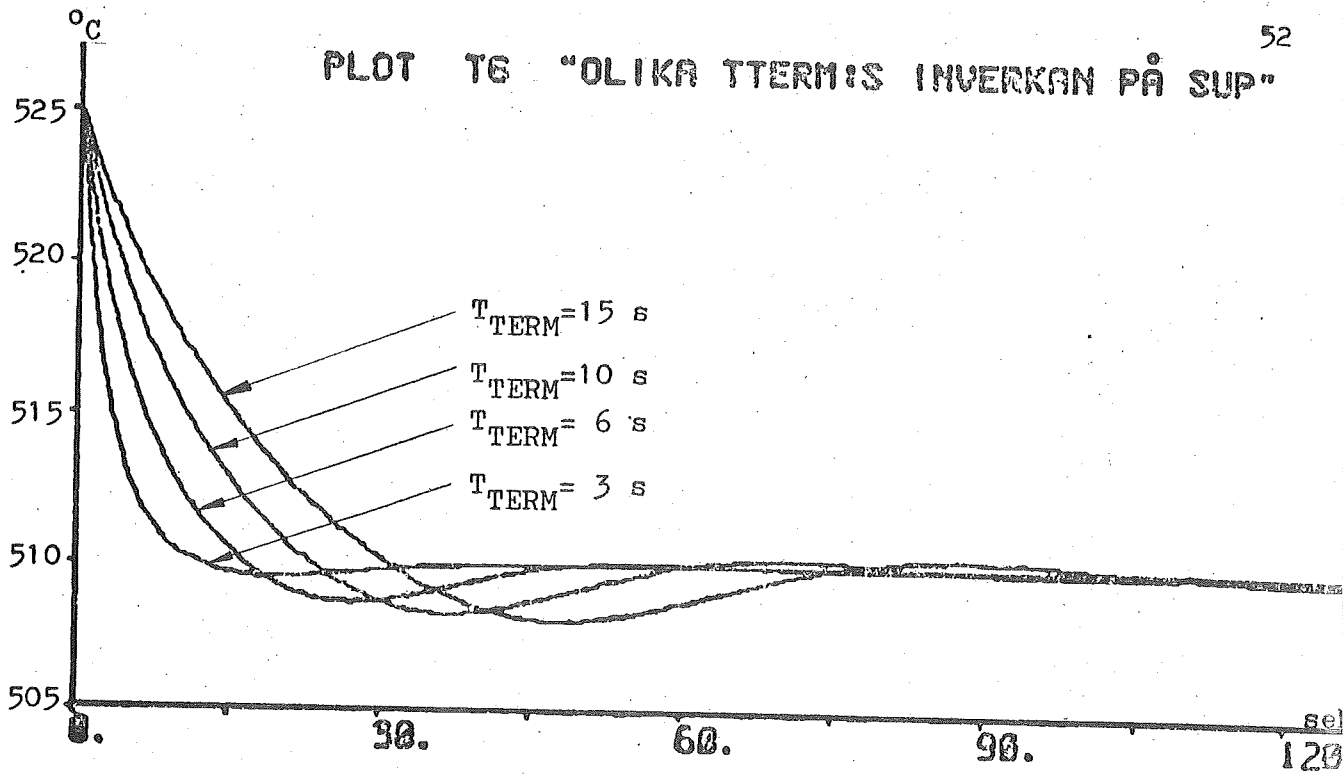


fig 8.4a

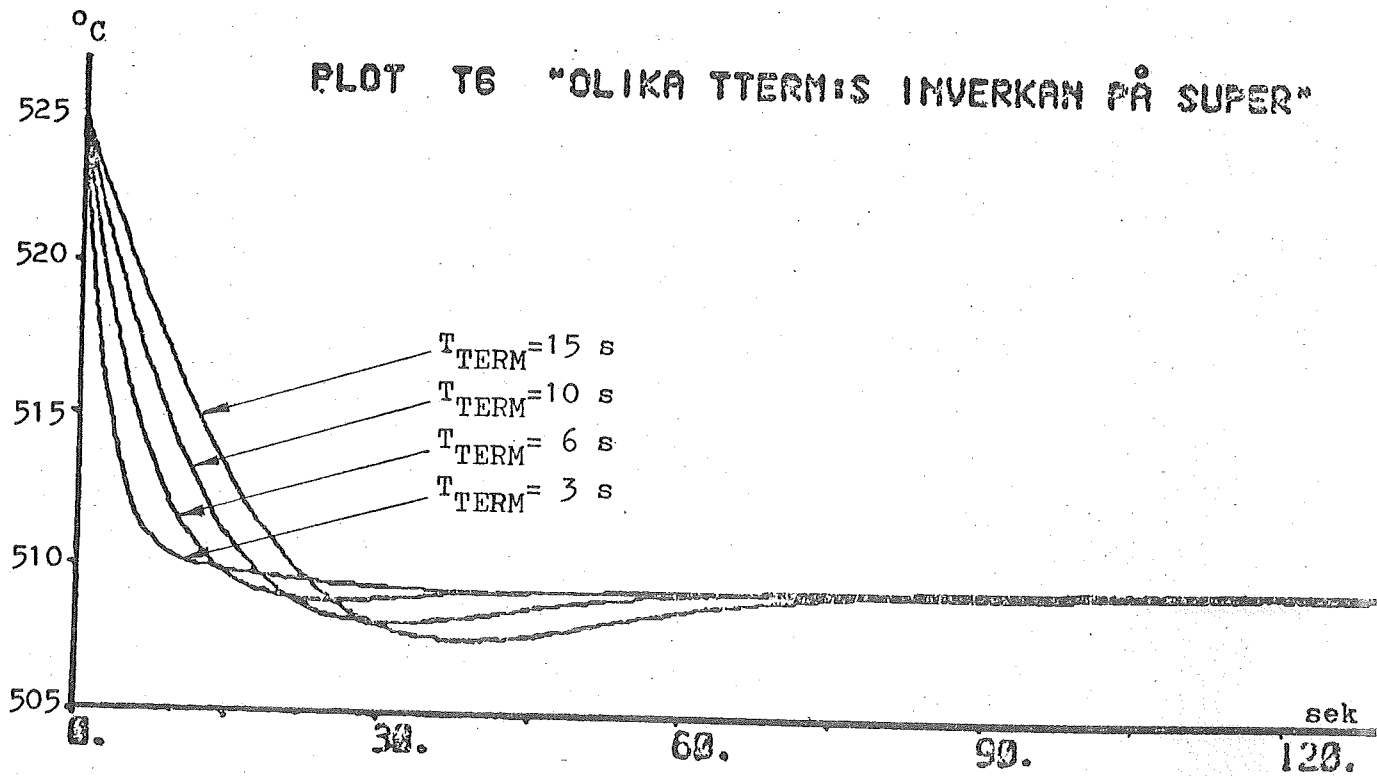


fig 8.4b

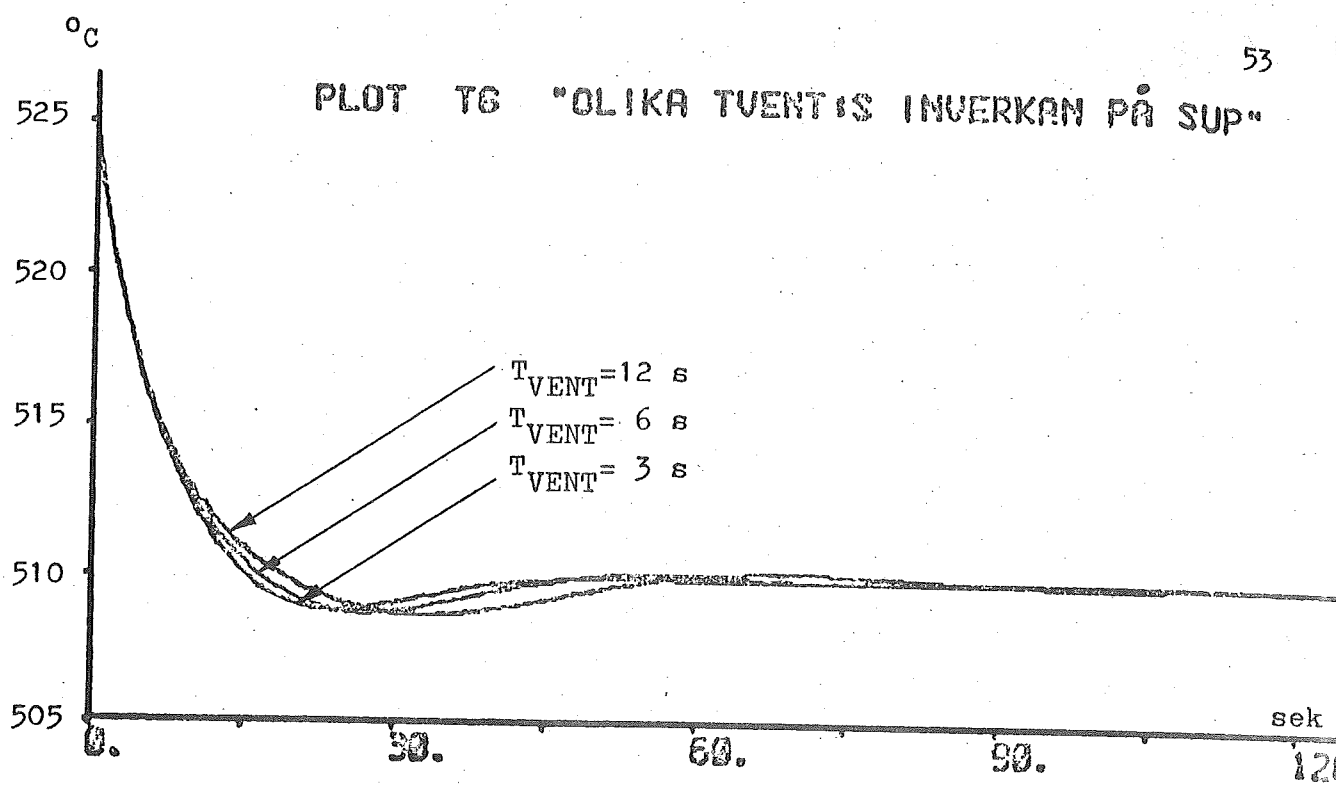


fig 8.4c

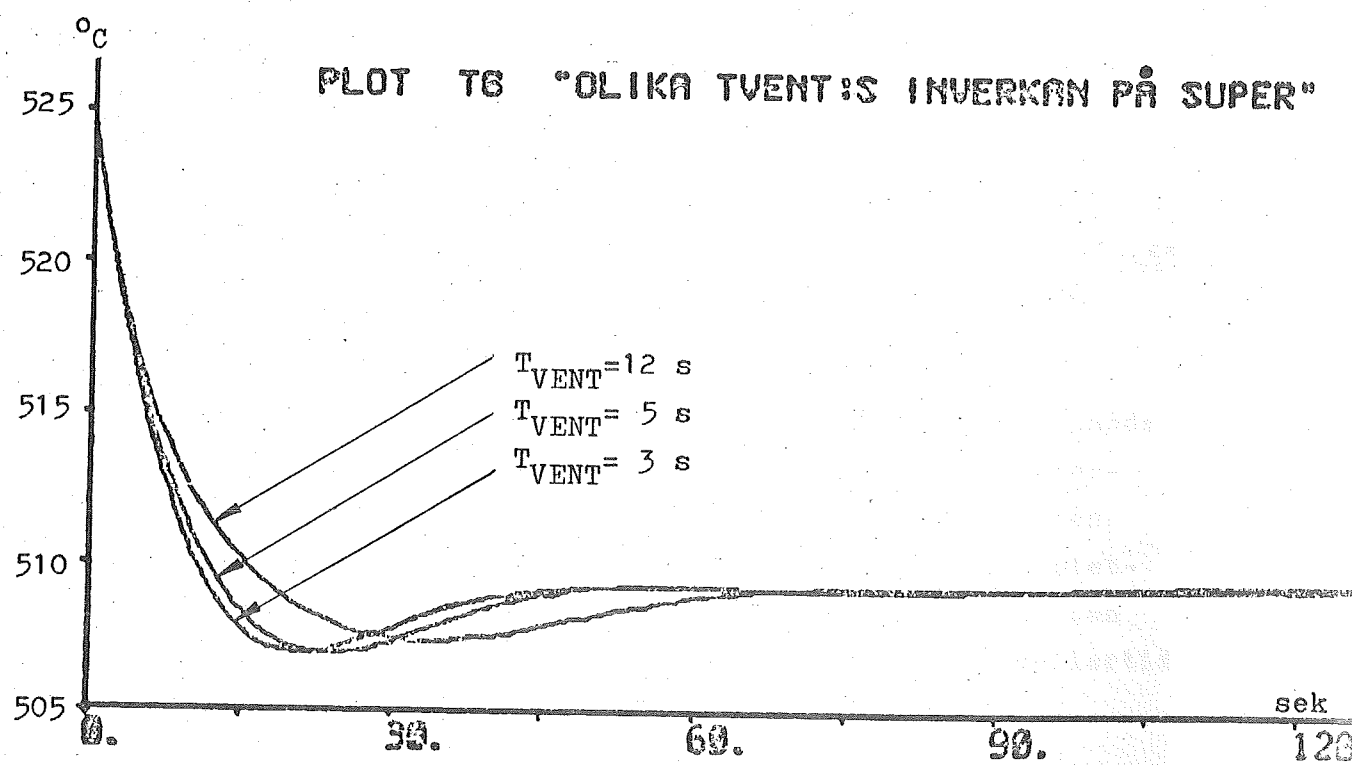


fig 8.4d

K A P I T E L 9

Sammanfattning av resultaten samt utvärdering

För ändrad inställning av regulatorn, har vid simulering av det befintliga systemet (SUP) en uppsnabbning av insvängningsförloppet erhållits. Inverkan av fasavancering har därefter studerats och resulterat i en ytterligare förbättring (se fig 9).

Vid undersökning av olika tidskonstanter inverkan, har vi funnit att temperaturgivarens tidskonstant har en väsentlig betydelse för snabbheten (se fig 8.4a). Ventilens tidskonstant har däremot mindre inverkan.

Systemet har för inställda regulatorparametrar simulerats med olika störningar och för olika lastfall. Inga tendenser till självsvängning har kunnat upptäckas.

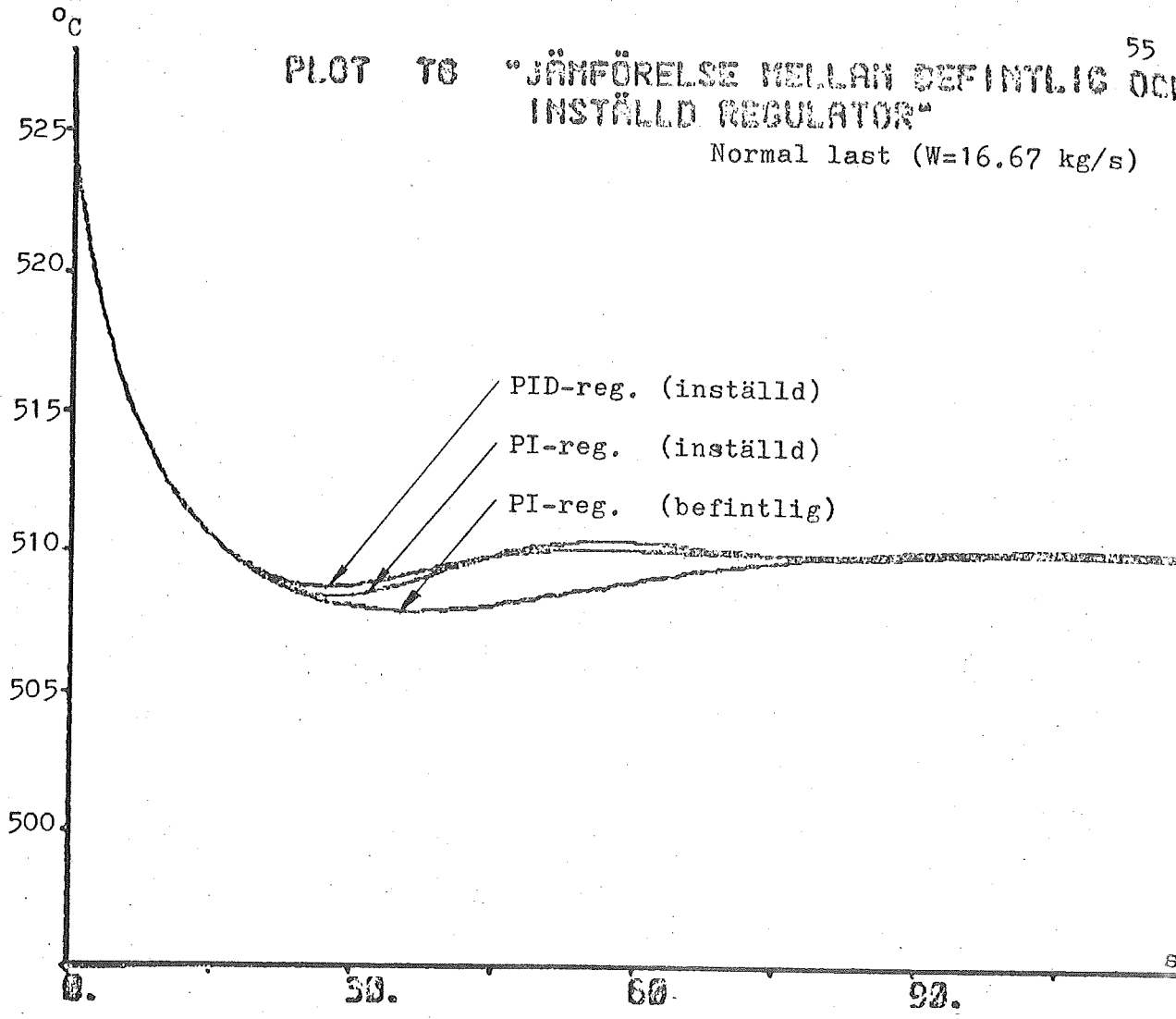
Motsvarande inställningar och simuleringar har gjorts för systemet med trevägsventil (SUPER). Våra förväntningar i kapitel 2 att man skulle uppnå en snabbare reglering än i det befintliga systemet, har här delvis infriats. Domtrycket måste däremot höjas något i förhållande till systemet SUP.

Med utgångspunkt från ovanstående undersökningar kan följande åtgärder rekommenderas. För systemet SUP bör nya regulatorparametrar väljas enligt kapitel 7. Den förbättring som en fasavancerande del innebär, motiverar eventuellt en komplettering av regulatorn. Beträffande temperaturgivaren kan den med fördel bytas ut mot en snabbare, medan ventilen emellertid skulle kunna ersättas med en långsammare.

Trots att systemet med trevägsventil är snabbare än det befintliga, anser vi det inte motiverat att utföra denna modifiering mot bakgrund av de kostnader detta skulle medföra.

PLOT T8 "JÄMFÖRELSE MELLAN BEFINTLIG OCH
INSTÄLLD REGULATOR"

Normal last (W=16.67 kg/s)

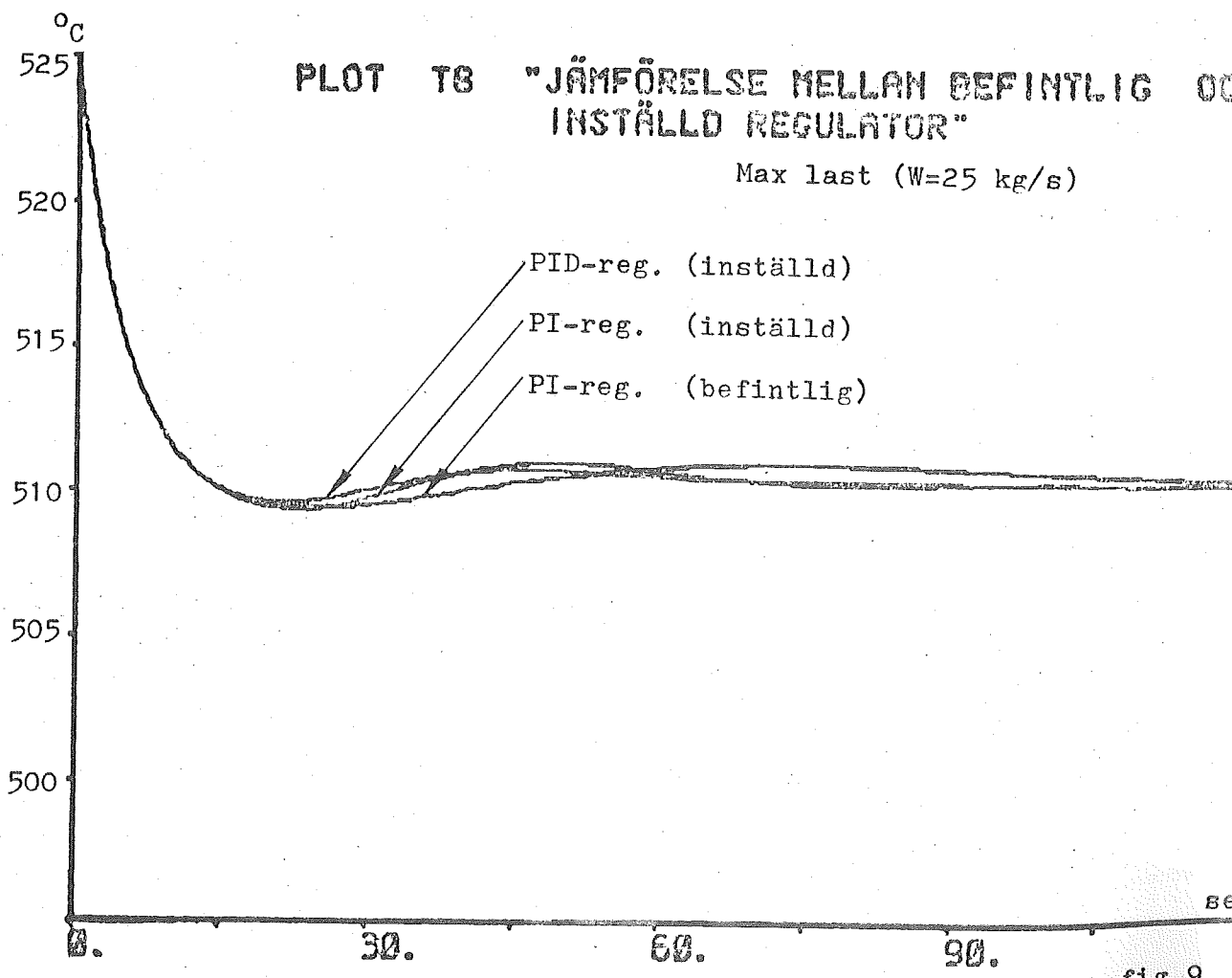


s

Be

PLOT T8 "JÄMFÖRELSE MELLAN BEFINTLIG OCH
INSTÄLLD REGULATOR"

Max last (W=25 kg/s)



K A P I T E L 10

Referenser

- Profos, P. : Die Regelung von Dampfanlagen, Springer-Verlag 1962
- Dolezal, R. : Hochdruck-Heissdampf, Vulkan-Verlag Dr. W. Classen
Essen
- Isermann, R. : Dynamik und Regelung einiger industrieller Prozesse
Universität Stuttgart 1973
- Tyllered, G. : Thermodynamik, Kompendium LTH 1971
- Åström, K.J. : Reglerteori, Almqvist & Wiksell 1968
- Åström, K.J. : Olinjära system, Kompendium LTH 1971

K A P I T E L 11

Appendix

Datablad över ventiler samt ventilekvationer:

Käfig-Ventil Baureihe 9100, 9200

Geräte-Information

Verwendung

HONEYWELL-Käfig-Ventile sind zur Regelung aller flüssigen und gasförmigen Medien geeignet.

Seit ihrer Einführung im Jahre 1964 haben sie sich in allen Industriezweigen auch unter härtesten Einsatzbedingungen hervorragend bewährt.

Die wesentlichen Vorteile gegenüber konventionellen Ventilen mit beidseitiger Führung des Drosselkörpers sind:

- höherer k_{vs} -Wert
- bessere dynamische Stabilität
- Geräuscharm
- geringe Anzahl von Einzelteilen
- Wartungsfreundlichkeit

Ausführung

Die Käfig-Ventile der Baureihen 9100 (Einsitzausführung) und 9200 (Doppelsitzausführung) werden als Regelarmaturen in Durchgangsform mit Ventilkennweiten von 25 bis 300 mm hergestellt. Die Druckstufen reichen von ND 40 bis ND 160 (ANSI 300-900 lb).

Die leicht auswechselbaren Käfige bestimmen k_{vs} -Wert und Regelcharakteristik.

Die Abdichtung der Ventilstange geschieht durch spezielle auf Druck und Temperatur abgestimmte Packungen bzw. durch Metallfaltenbalg.

Wahlweise stehen elektrische oder pneumatische Antriebe zur Verfügung.

Technische Daten

Ventilgehäuse	Durchgangsform
Nennweiten	25, 40, 50, 65, 80, 100, 150, 200, 250, 300 mm
Druckstufen	ND 40, ND 64, ND 100, ND 160, ANSI 300, 600, 900 lb. Andere Druckstufen auf Anfrage
Einbaulängen	Nach DIN bzw. ANSI (siehe Tabelle Seite 5)
Ventilkennlinien	gleichprozentig oder linear
Theor. Stellverhältnis	50 : 1
Restleckmengen	max. 0,05% k_{vs} (9100) max. 0,5 % k_{vs} (9200) entsprechend VDI/VDE 2174 Kleinere Leckmengen auf Anfrage

Geschäftsbereich Industrieventile

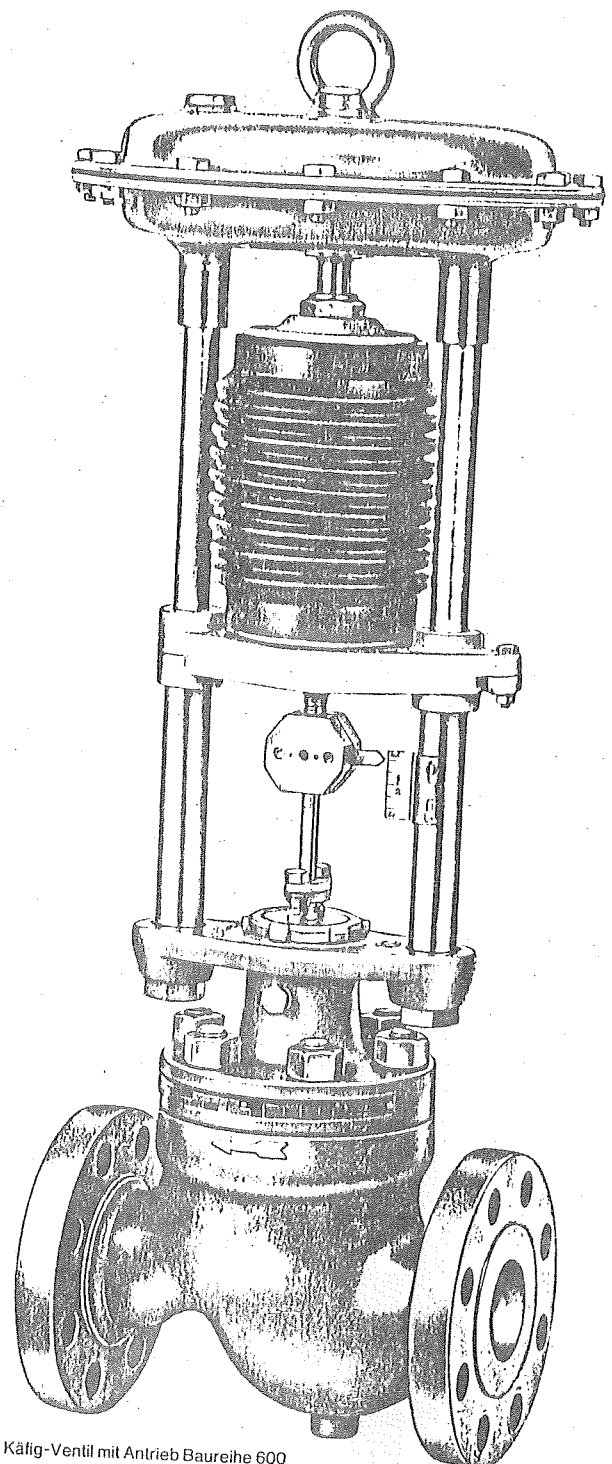


Bild 1 Käfig-Ventil mit Antrieb Baureihe 600

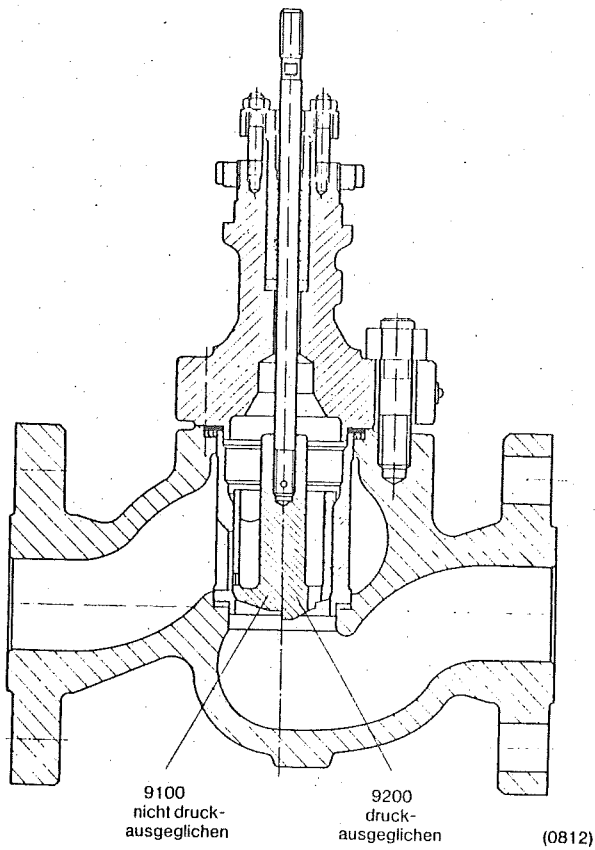


Bild 2 Käfig-Ventil NW 25-100 mm

Werkstoffe für Ventilhäuse und Oberteil:

Stahlguß GS-C25 bzw. 1.4581. Sonderwerkstoffe auf Anfrage

Werkstoffe für Drosselgarnituren:

Käfig	Kegel
1.4581	1.4581 nitriert
1.4581	1.4581 + Colmonoy Panzerung
1.8877 (Stellit Nr. 6)	1.4581 + Colmonoy Panzerung

Max. k_{vs} -Werte

NW	Ventilcharakteristik		
	gleichprozentig	linear (100%)	linear (reduziert)
25	11,2	14	7,1
40	28	31,5	16
50	45	50	25
65	63	71	35,5
80	100	125	50
100	160	200	63
150	360	400	160
200	560 ¹⁾	710 ¹⁾	280 ¹⁾
200	220 ²⁾	280 ²⁾	210 ²⁾
250	630	800	315
300	1200	1400	560

¹⁾ bei Ventilhub 100 mm (Antrieb 600 - 19)

²⁾ bei Ventilhub 75 mm (Antrieb 600 - 17)

Korrekturfaktor C_f

bei Anströmung von unten = 0,98
bei Anströmung von der Seite = 0,95

Druck-Temperatur-Abstufung

entspricht DIN 2401 bzw. ASA B 16.5

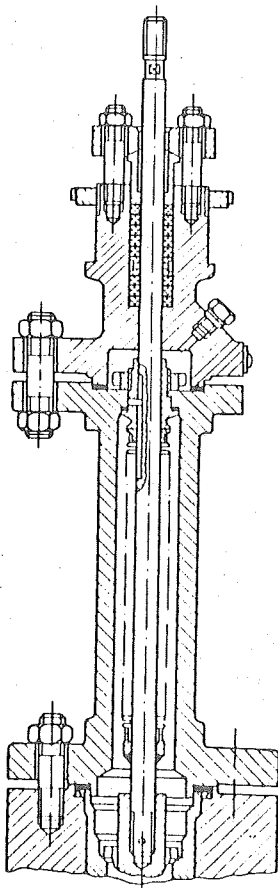


Bild 3 Balgen-Oberteil

(0814)

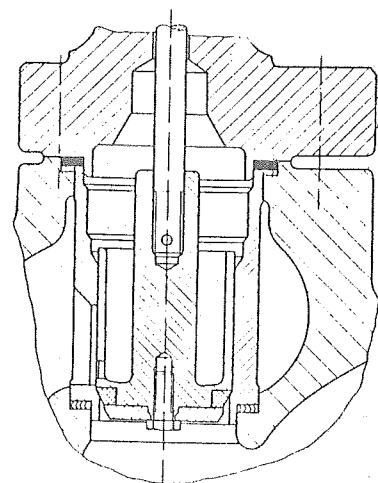


Bild 4 Weichsitzkegel

(0811)

Oberteile, Packungen und Arbeitstemperaturen

Oberteil	Packung	Temperatur des Mediums (°C)
Standard-Oberteil	Graphit -Asbest, nachstellbar	max. +450
	Teflon-Blauasbest, nachstellbar	max. +320
	Teflon V-Manschetten, federbelastet, selbstnachstellend	max. +250
Balgen-Oberteil (max. ND 40, ANSI 300)	Graphit-Asbest, nachstellbar Teflon-Blauasbest, nachstellbar Teflon V-Manschetten, federbelastet, selbstnachstellend	max. +450

Für Temperaturen außerhalb dieser Bereiche sind Spezialoberteile erhältlich.

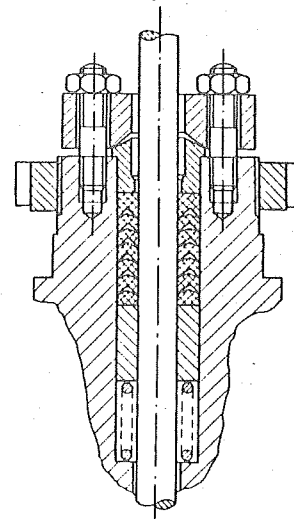


Bild 5 Packung (Teflon V-Manschetten)

Durchflußrichtung: Vorzugsweise gegen die Schließrichtung des Kegels (Anströmung von unten), siehe auch C₁-Werte.

Tabelle 1 Max. zul. statische Differenzdrücke (Schließdrücke) für Käfig-Ventile Typ 9100

Signalbereich (bar)		0,2-1,0	0,6-1,4	0,4-2,0	0,8-2,4	0,2-1,0			
Wirkungsweise		umgekehrt (Ventil drucklos geschlossen)				direkt (Ventil drucklos offen)			Federlos
Steuerluft (bar)		0	0	0	0	1,2	2,4	3,5	3,5
NW (mm)	Antriebsgröße	Max. zul. statische Differenzdrücke (bar)							
25	9	7,3	27	17	37	7,3	66	120	160
	11	33	63	69	98	33	123	160	160
40	11	5,0	18	11	24	5,0	43	77	108
	15	20	49	56	77	27	93	152	160
50	11	3,3	12	8	16	3,3	29	52	77
	15	19	33	38	53	19	63	103	128
65	11	2,2	8	5,1	11	2,2	20	35	50
	15	13	23	26	35	13	42	70	87
80	15	2,5	9	6	12	2,5	22	40	56
	17	15	27	29	41	14	52	86	108
100	15	1,6	6	4	8	1,6	14	26	36
	17	9	17	19	27	9	33	55	70
150	15	0,54	2,2	1,3	3	0,54	5,4	10	14
	17	3,4	6,5	7,1	10,2	3,3	13	22	28
200	17	0,51	1,9	1,2	2,6	0,51	4,6	8	12
	19	0,86	2,9	1,9	3,9	0,86	7	13	18
250	19	0,86	2,9	1,9	3,9	0,86	7	13	18
300	19	0,51	1,76	1,13	2,32	0,51	4,3	8	11

Für druckausgeglichene Käfigventile (Typ 9200) sind bei Zuordnung der vorgesehenen Antriebsgrößen statische Differenzdrücke bis zum Nenndruck des Ventils möglich.



Series 800 Control Valves

Type 16 – Three Way

Series 800 Control Valves are designed and built to meet the highest quality standards of industry. The features built into these valves are reflected in their versatility, performance and long service life. There is a type sizes and materials to meet a wide variety of process conditions. The three-way Type 16 Control Valve is used for mixing and diverting service.

Actuators

Direct acting, spring type = port "A" closed on air failure; reverse acting, spring type = port "B" closed on air failure. Springless type also available. Diaphragm molded of flexible Neoprene with a fabric insert for ambient temperature range -30 to $+70^{\circ}$ C. Cast iron yoke and pressed steel diaphragm case. Air connection is $1/4$ inch NPT. Maximum air pressure to diaphragm 4 kp/cm². Spring range is 0,2 to 1,0 kp/cm². Range 0,4 to 2,0 kp/cm² and split ranges 0,2 to 0,6 kp/cm² or 0,6 to 1,0 kp/cm² obtainable by use of the Honeywell Valve Positioner.

Table 1.1 Valve and Actuator Sizes

Valve Size mm	Travel mm	Actuator Size	Effective area cm ²
25 32 40	14	9	290
50 65	24	11	450
80 100	32	13	650
150	51	15	940
200 250	64	18 S	1370
300	89	18 L	1370

Valve data

Body Type

Globe-type body modified with a tail-piece to provide third port.

End Connections

Flanged – Valve Size 25 to 300 mm
Weld Ends 25 to 300 mm
Screwed 25 to 50 mm

GBV-17

Printed in Germany

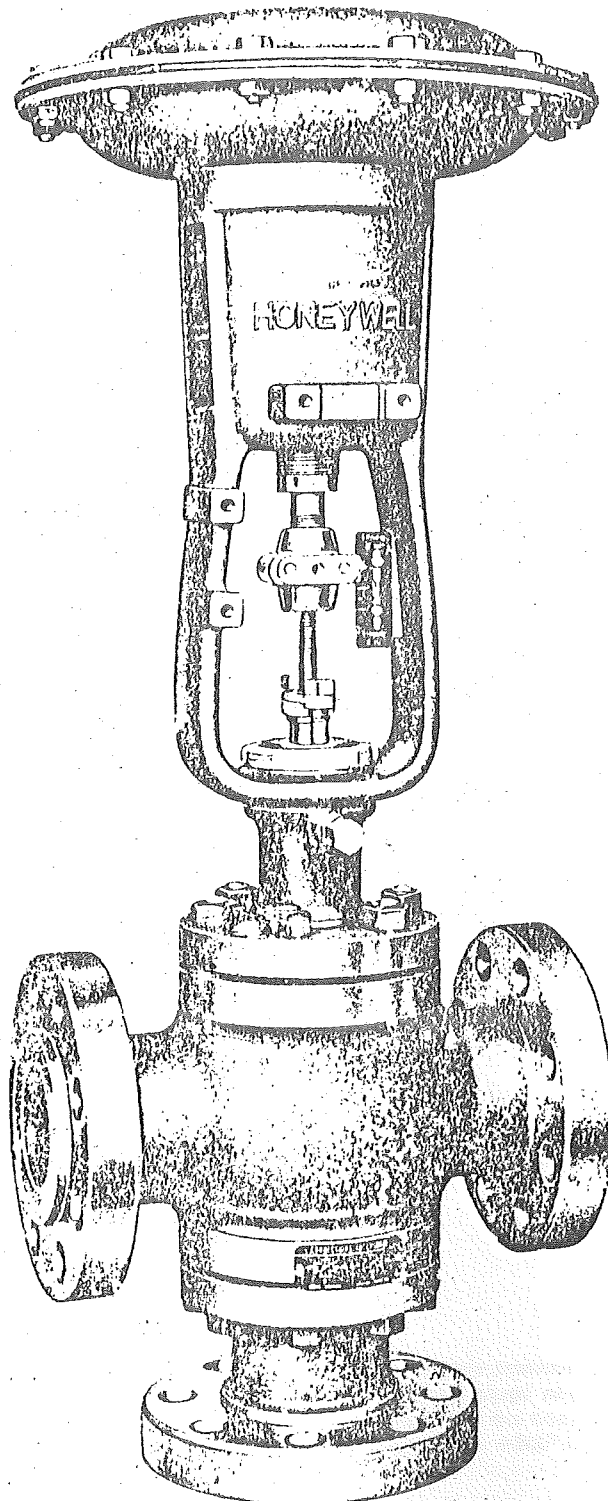
HONEYWELL

GM6H

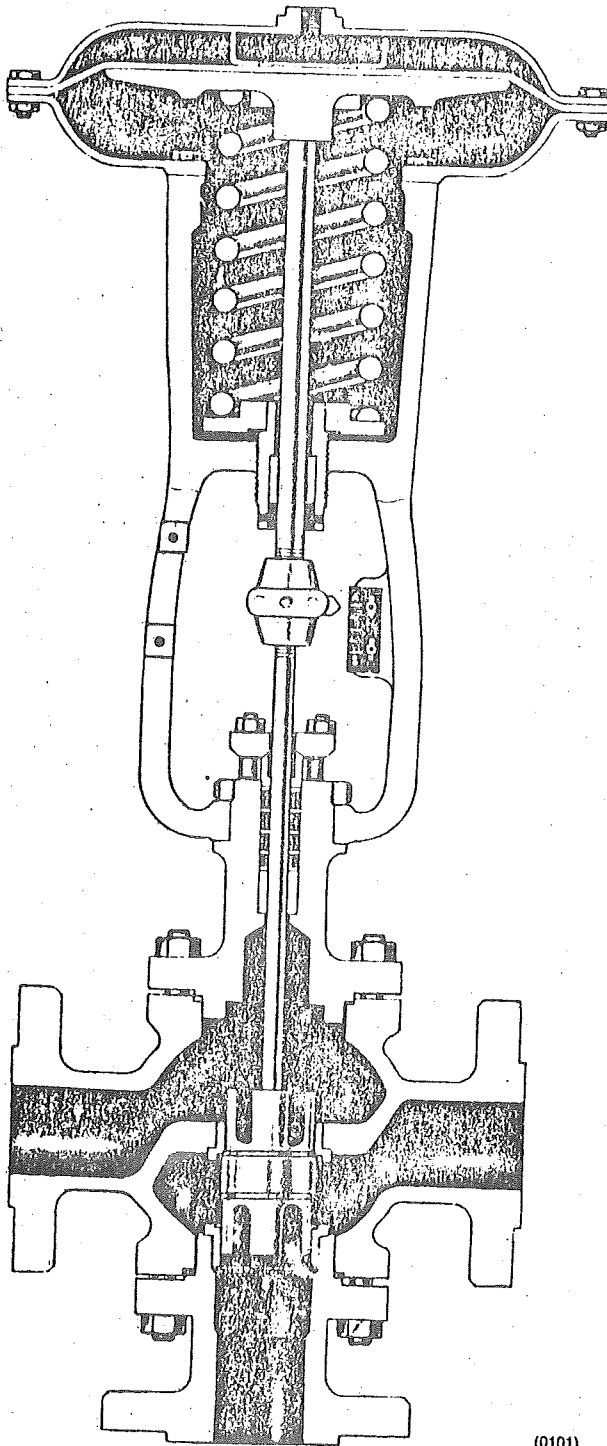
WERKE DÖRNIGHEIM

TELEFON: Hanau (06181) 8031 TELEX: 041-84 820

V800-16



(0100)



Standard	0 to 230° C
Radiating fins	230 to 450° C
Extension column	-220 to 0° C
Special bonnets for temperatures above 450° C	available.

Bellows Seal Bonnet

Double-walled bellows of stainless steel material 4571*. Maximum bellows pressure is 28 kp/cm². Operating temperatures max. 400° C. An alarm-connection 1/8" NPT is provided to control the tightness of the bellows.

Packings -- Operating Temperatures

All packings consist of die-formed rings.

Teflon:
Pure shredded Teflon, die-formed, non-lubricated -220° to +230° C

Teflon-asbestos:
Braided asbestos, Teflon impregnated, non-lubricated -220° to +230° C
lubricated +230° to +450° C

Graphite-asbestos:
Braided asbestos, graphite impregnated, non-lubricated above +450° C
lubricated +230° to +450° C

Teflon-blue asbestos:
Braided African blue asbestos, Teflon impregnated. Especially for oxygen-service, non-lubricated -220° to +450° C

Aluminum-asbestos:
Braided asbestos with treated and lubricated alu-alloy foil, recommended for Diphyl- and Dowtherm A-service, lubricated +230° to +450° C

Materials and ratings

Cast iron	GG 25	ND 16	DIN 2533
Carbon steel	GS-C 25 *	ND 16	DIN 2543
Stainless steel	No. 4581 *	ND 25	DIN 2544
High-temperature steel	No. 7357 *	ND 40	DIN 2545
		ND 64	DIN 2546
		ND 100	DIN 2547

Other materials are available upon request. Flanges acc. to ASA and BST standards optional. For operating pressures in relation to service temperature see pressure/temperature chart.

* Material No. acc. to DIN 17007 standard

Trim

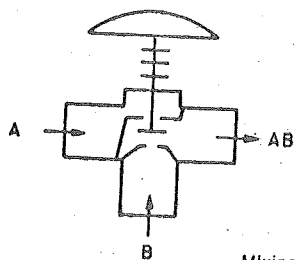
Standard trim material is No. 4571/4581*. For higher pressure drop hardened stainless steel or stellite, faced plugs and seatrings are available. Seatrings are screwed into the body and are replaceable. For temperatures higher than +300° C the seatrings are welded in.

Leakage is less than 0,01% of C_v-value.

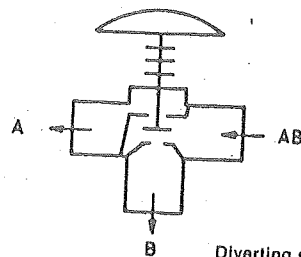
Plugs are skirt guided V-port with linear characteristics, rangeability 30 : 1.

Mixing or diverting ratios are determined by travel position. The sum of flow through ports "A" and "B" being equal for all travel positions.

* Material No. acc. to DIN 17007 standard.



(0102)
Mixing service



(0103)
Diverting service

Table 3.1 Flow Coefficient C_v

Valve size, mm	25	32	40	50	65	80	100	150	200	250	300
Flow Coefficient C _v	11	18	27	41	64	92	150	320	570	900	1300

Table 3.2 Maximum Pressure Differential

Valve size mm			25	32	40	50	65	80	100	150	200	250	300	
Service	Spring Range kp/cm ²	Air Pressure to Dia-phragm kp/cm ²	Max. Pressure Differential Across Closed Ports, kp/cm ²											
Mixing	0,2...1	1,25	8	4,6	2,9	2,9	1,6	2	0,9	0,5	0,4	0,2	0,1	
	0,4...2	1*	2,5	21	13,2	8,7	8	4,9	5,4	2,8	1,7	1,3	0,8	0,5
		2*	3,5	50	31,7	21,8	15,4	9,6	8,8	4,7	4,2	3	1,9	1,2
	springless	1,25	31,9	19,8	13,5	11,7	7,3	7,2	3,8	2	1,8	1	0,6	
		2,5	66	42	28,8	24,6	15,5	15,1	8,3	4,5	3,8	2,4	1,5	
		3,5	95	60	41,5	35,3	22,3	21,6	12	6,5	5,6	3,5	2,2	
Diverting	0,2...1	1,25	6,8	3,9	2,4	2,5	1,3	1,7	0,8	0,4	0,3	0,1		
	0,4...2	1*	2,5	18,1	11,2	7,4	6,8	3,3	4,5	2,4	1,4	1,1	0,6	
		2*	3,5	42,5	27	18,5	13,1	8,1	7,4	4	3,5	2,6	1,6	
	springless	1,25	27,1	16,8	11,5	9,9	6,2	6,1	3,3	1,7	1,5	0,9	0,5	
		2,5	56	35,6	24,4	20,9	13,2	12,8	7	3,8	3,3	2	1,3	
		3,5	80	51	35,2	30	19	18,3	10,2	5,5	4,7	2,9	1,9	

- * Line 1 - Differential pressures with standard preload of the spring.
- * Line 2 - Differential pressures with maximum preload of the spring.

Selection:

When using this table, determine the pressure differential for both the bottom and upper seat with plug in the closed position. Use the higher of these pressure differentials to interpret the table.

Shipping Weight

Valve size mm	25	32	40	50	65	80	100	150	200	250	300
Approx. Gross Weight kp	51	55	66	89	113	150	177	335	454	671	840

Accessories

- Top and side mounted hand wheels
- Positioners
- Position indicating switches Manual loading stations

	C_v (English Units)	C_v (Metric Units)	k_v (Metric Units)
Formula for fluids	$C_v = \frac{Q \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\Delta p}}$	$C_v = \frac{0,07 \cdot Q \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\Delta p}}$	$k_v = \frac{Q \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\Delta p}}$
Formula for gases	$C_v = \frac{V \cdot \sqrt{G \cdot T_a}}{1360 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$C_v = \frac{V \cdot \sqrt{G \cdot T_a}}{440 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$k_v = \frac{V \cdot \sqrt{G \cdot T_a}}{514 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$
1) Formula for steam	$C_v = \frac{W \cdot K}{3 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$C_v = \frac{W \cdot K}{19,2 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$k_v = \frac{W \cdot K}{22,5 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$
2) Formula for vapors (not steam). General formula according to weight..	$C_v = \frac{W \sqrt{V_2}}{63,4 \sqrt{\Delta p}}$	$C_v = \frac{W \sqrt{V_2}}{27,2 \sqrt{\Delta p}}$	$k_v = \frac{W \sqrt{V_2}}{31,6 \sqrt{\Delta p}}$
If P_2 is smaller than $\frac{1}{2} P_1$, then the value $\frac{P_1}{2}$ is used instead of $\sqrt{\Delta p \cdot p_2}$	Q = Flow (U.S. gallons per min.) Δp = Pressure drop with max flow p.s.i. γ = Specific gravity (water = 1.0) V = Cu ft/hr at 14,7 p.s.i.a. and 60° F P_1 = Input pressure at max flow p.s.i.a. P_2 = Output pressure at max flow p.s.i.a.	Q = L/min Δp = at γ = kg/dm ³ V = Nm ³ /h P_1 = ata P_2 = ata	Q = m ³ /h Δp = at γ = kg/dm ³ V = Nm ³ /h P_1 = ata P_2 = ata
	2) If P_2 is smaller than $\frac{1}{2} P_1$, then the value $\frac{P_1}{2}$ is used instead of Δp , and determine V_2 also at $\frac{P_1}{2}$	G = Specific gravity T_a = Absolute working temperature W = lbs/hr, water or other liquid K = $1 + (0,0007 \times \text{°F over heating})$ V_2 = Specific Volume (cu ft/lb at P_2)	G = kg/Nm ³ T_a = 273 + °C W = kg/h K = $1 + (,0012 \times \text{°C over heating})$ V_2 = m ³ /kg for P_2