

DYNAMISKA MODELLER FÖR SAMT SIMULERING
OCH REGLERING AV ÅNGAVLUFTARSYSTEM PÅ
EN TURBINTANKER

PER HOLMBERG
JAN LARSSON

DYNAMISKA MODELLER FÖR SAMT SIMULERING
OCH REGLERING AV ÅNGAVLUFTARSYSTEM PÅ EN
TURBINTANKER

Författare:

Per Holmberg, LTH

Jan Larsson, LTH

Handledare:

ABSTRACT

During certain operating conditions pressure oscillations can occur in the de-aerator of turbine tankers. The goal of this work has been to understand these dynamics and to improve the control functions. A mathematical model of the de-aerator with exhaust system has been built up. The system has been simulated on process computer and regulated with regard to the pressure.

At first dynamical models of valves, regulators and steam pipes were built up. Then a first order non-linear differential equation for the pressure was derived. This apparently was in good agreement with the real system.

Regulation of the system has been simulated. A tuning of the regulator was done, and simulation of different operating conditions showed that the system is stable in all the examined cases. The effect of different forms of disturbances on the system was examined, and no tendencies to self oscillations were found. Valve properties, such as adjusting time and valve characteristics, have been altered; The system turned out to be fairly insensitive to changes in these parameters.

SAMMANFATTNING

Bakgrunden till examensarbetet är att det i avluftaren i turbin-tankfartyg förekommit trycksvängningar i vissa driftsfall. Uppgiften är att bygga upp en matematisk modell för avluftaren med exhaust system, simulera modellen på processdator och reglera den med avseende på trycket.

Dynamiska modeller har först byggts upp för ventiler, regulatorer och ångrör. Därefter har en första ordningens olinjär differentialekvation för trycket i avluftaren tagits fram. Modellen har anpassats till det verkliga systemet.

Reglering av systemet med avseende på trycket i avluftaren har gjorts genom simulering. En ändrad regulatorinställning har bestämts och simulering av olika lastfall har visat att systemet då är stabilt i alla de undersökta fallen. Inverkan av olika former av störningar på systemet har undersökts och inga tendenser till självsvängningar har hittats. Ändringar av ventilegenskaper såsom ställtider och ventilkarakteristiker, har gjorts. Systemet visar sig vara förhållandevis okänsligt för dessa ändringar.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	Inledning	sid 1
2	Allmän beskrivning av avluftarsystemet	2
	2.1	Totala systemet 2
	2.2	Avluftar- och exhaust systemet 2
	2.3	Avluftaren 2
	2.4	Ångrören 6
	2.5	Reglerkretsarna 6
	2.6	Ventilerna 8
	2.7	Funktionen 8
3	Dynamisk modell för ventilerna	9
	3.1	Ventilslaget som funktion av insignalen 9
	3.2	Flödet genom ventilen 11
4	Dynamiska modeller för regulatorer	17
5	Modell för ångrören	25
6	Dynamiska modeller för avluftaren	33
7	Sammanfattning	41
8	Programbeskrivning	45
	8.1	Huvuddrag 45
	8.2	Programhuvud 45
	8.3	Beräkningsdelen 45
9	Simulering av det öppna systemet	50
10	Inställning av regulatorerna	56
	10.1	Inställning av proportionella regulatorn 56
	10.2	Inställning av PI-regulatorn 59
	10.3	Inställning av fasavanceringen 64
11	Simulering av olika lastfall	68
12	Störningar på processen	72
	12.1	Inledning 72
	12.2	Stegstörningar 72
	12.3	Ramp 72
	12.4	Sinusstörningar 72
	12.5	Stokastiska störningar 78
	12.6	Stegstörningar av exponentialtyp 78

	13.3	Variation av ventilkaraktistik	sid 88
	13.4	Ventiler med konstant ställhastighet	88
14		Resultat och slutsatser	99
15		Beskrivning av införda beteckningar	100
16		Referenser	101

APPENDIX

A		Komponentvärden	101
B		Mätningar på PIC 40	101
C		Lastfallsval	111
D		Parameterlista till programmet	111
E		Program	111
F		Totalsystemet med stokastiska störningar	121
G		Ventiler med konstant inställningshastighet	121
H		Ventildata	131

1 INLEDNING

Omfattningen av examensarbetet är att:

- utifrån givna dimensioner simulera och reglera, med avseende på trycket, ångavlufftare med exhaust system i Kockums 355.000 dwt turbin tanker
- åstadkomma optimal reglering i alla lastfall
- modifiera befintliga regulatorer
- undersöka systemets stabilitet med avseende på parametervariationer
- undersöka inverkan av ändrade ventilkarakteristiker
- föreslå modifieringar av systemet

Avluftarsystemet och en del av systemet runtom detta presenteras kort i kapitel 2. I kapitlen 3-6 byggs de dynamiska modellerna för ventiler, regulatorer, rör och avluftare upp med utgångspunkt från mätningar på systemet, vilka har utförts dels direkt på komponenterna och dels på hela systemet i drift. En kort sammanfattning av modellen ges i kapitel 7, och programmet, som har använts för att simulera modellen, beskrivs i kapitel 8. Med detta betraktas modellbygget som avslutat och de följande kapitlen behandlar gjorda simuleringar. Det öppna systemet behandlas i kapitel 9. I kapitel 10 optimeras regulatorinställningen med användning av stegstörningar i trycket. Processens stabilitet vid ett antal olika belastningsfall testas i kapitel 11. I kapitel 12 studeras hur systemet reagerar på störningar i de inkommande ång- och kondensatflödena. Variation av ventilernas ställtider och karakteristiker samt inverkan av ventiler med konstant inställningshastighet undersöks i kapitel 13. I kapitel 14 ges en sammanfattning av resultat och slutsatser samt förslag till modifieringar av systemet.

Appendix innehåller bl a komponentvärden, beskrivningar av mätningar, parameterlista och program.

Arbetet har utförts som undersökning och analys av avluftare och exhaust system samt därefter syntes av systemekvationerna och simulering av dessa på processdatorn PDP-15 vid institutionen för reglerteknik, Lunds tekniska högskola.

2 ALLMÄN BESKRIVNING AV AVLUFRTARSYSTEMET

2.1 Totala systemet

I fig 2.1 finns utläggningen av det totala ångsystemet i Kockums 355.000 dwt turbin tanker presenterad. Den för detta arbete intressanta delen, avluftaren med exhaust systemet, är instreckad.

Detta system begränsas av:

- i ånginflödena, som kommer från matarvattenturbinen FT, generatorturbinen GT och färskånga från kokarens desuperheat system DSH.
- ii kondensatinflödena, som kommer från andra förvärmaren (A), HP-drain tank (D), ånggeneratoren (E) och från fjärde förvärmaren (O)
- iii utflödet av kondensat från avluftaren till matarvatten pumpen

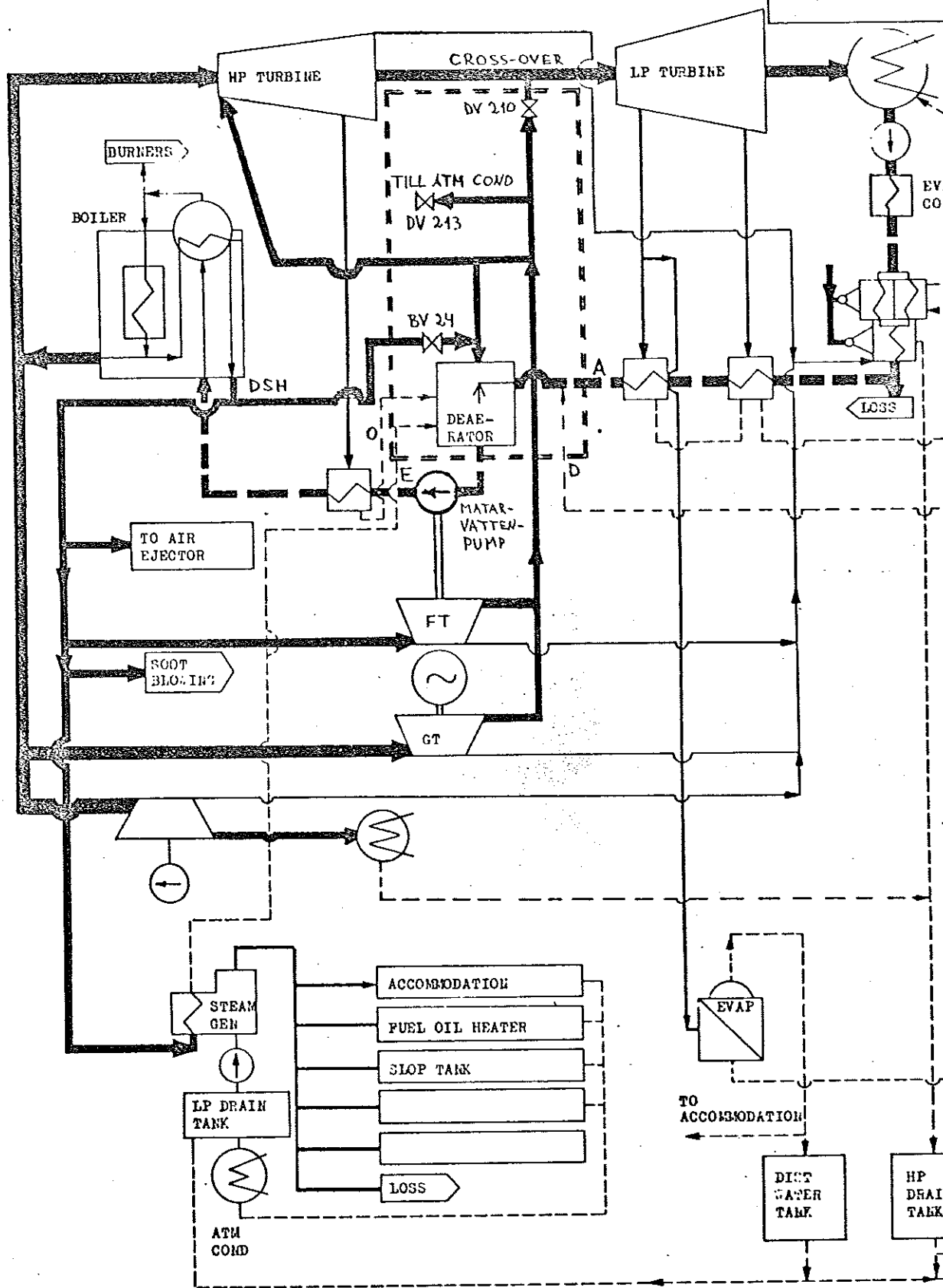
2.2 Avluftar- och exhaust systemet

Det aktuella systemet består således enligt fig 2.2 av följande delar:

- i avluftaren
- ii ånghuvudledningen, genom vilken avloppsånga från FT och GT tillföres avluftaren
- iii till ånghuvudledningen anslutande ångtillopp från GT, FT och desuperheat systemet samt ångavlopp till cross-overledningen, atmosfärskondensorn och glandånga till huvudmaskinen (HM)
- iv kondensatinflöden enligt ovan
- v två reglerkretsar, som vardera består av en tryckströmomvandlare PT, PID-regulator PIC 40 eller PIC 45, och ström- tryckomvandlare IP.
- vi crossoverventilen DV 210 och dumpventilen DV 213, vilka styrs av PIC 40, samt make-up ventilen BV 24, som styrs av PIC 45 och reglerar tillflödet av färskånga till avluftaren.

2.3 Avluftaren

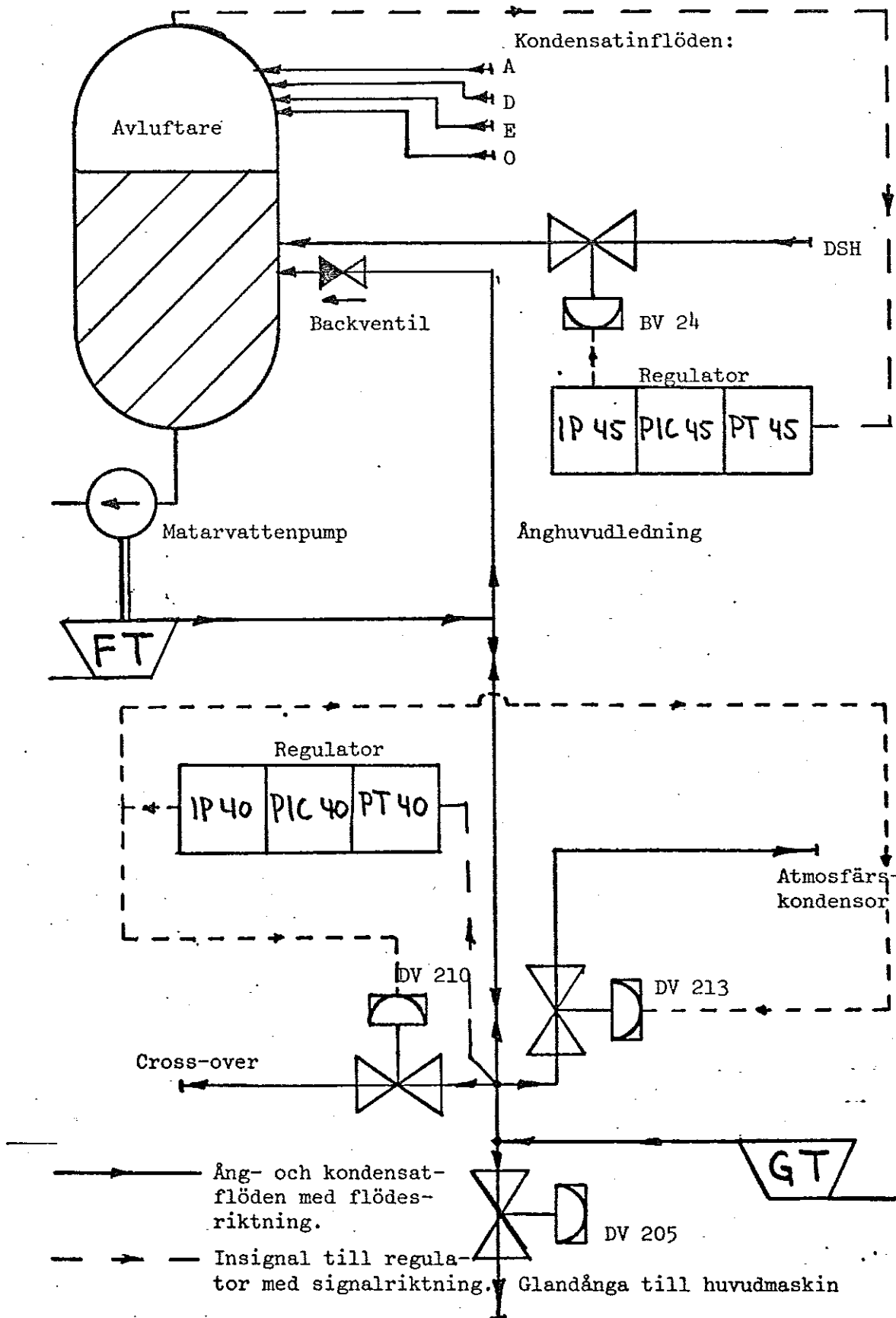
Avluftaren består, enligt fig 2.3, av en stående cylinderformad ståltank med en total volym av 26,8 m³ och är normalt vattenfylld.

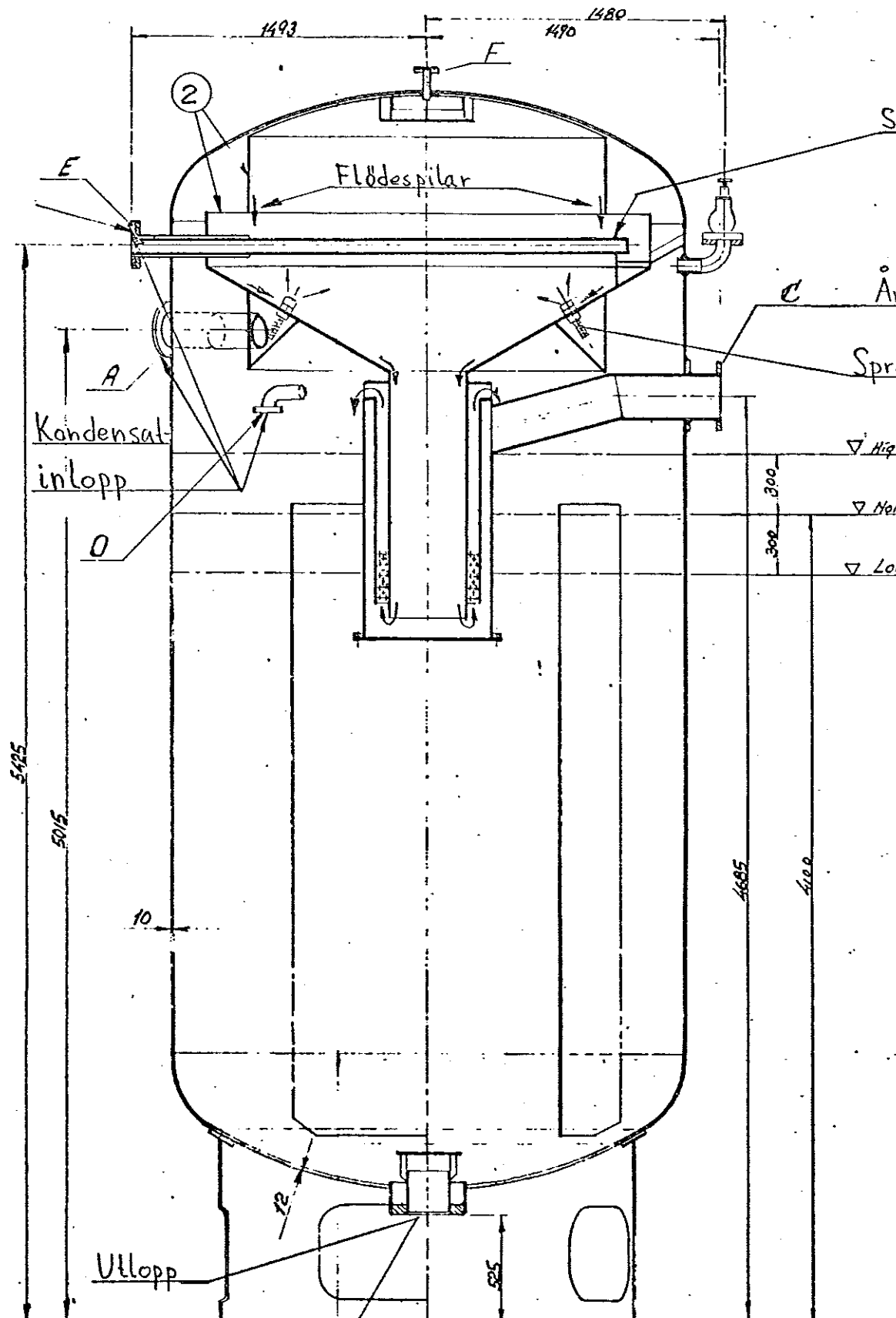


LEGEND

ENGINE SIZE:

Figur 2.1. Utläg av det totala an





nedströmmande kondensvatten, i övre delen av avluftaren. Dessutom finns det tre vatteninlopp av intresse. Två av dessa slutar i dels sprejmunstycken och dels ett sprejrör i den övre delen av tratten. Genom dessa insprutas, beroende på driftsfall, minst 90 % av det inkommande kondensatflödet till den övre delen av tanken. Sprejstrålarna splittras och finfördelas mot tankens tak och mot tratten ; vattenkondensat rinner ner i tratten enligt flödespilen i fig 2.3. Det tredje vattenröret ansluter direkt till sidan av tanken, varför detta kondensat helt enkelt rinner ner längs tankens insida.

I botten av tanken finns ett utlopp som leder till en matar - vattenpump. Vattennivån i tanken hålls i det närmaste konstant vid normalnivån av en nivåreglering.

2.4 Ångrören

Rörsystemets utläggning och ungefärliga dimensioner framgår av fig 2.4.

2.5 Reglerkretsarna

Den schematiska uppbyggnaden för en av reglerkretsarna visas i fig 2.5 ; den är principiellt lika för båda.

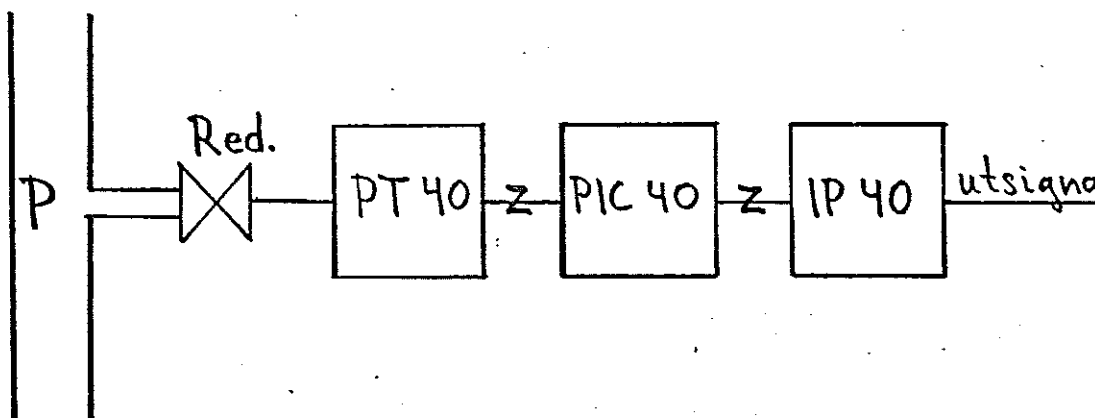
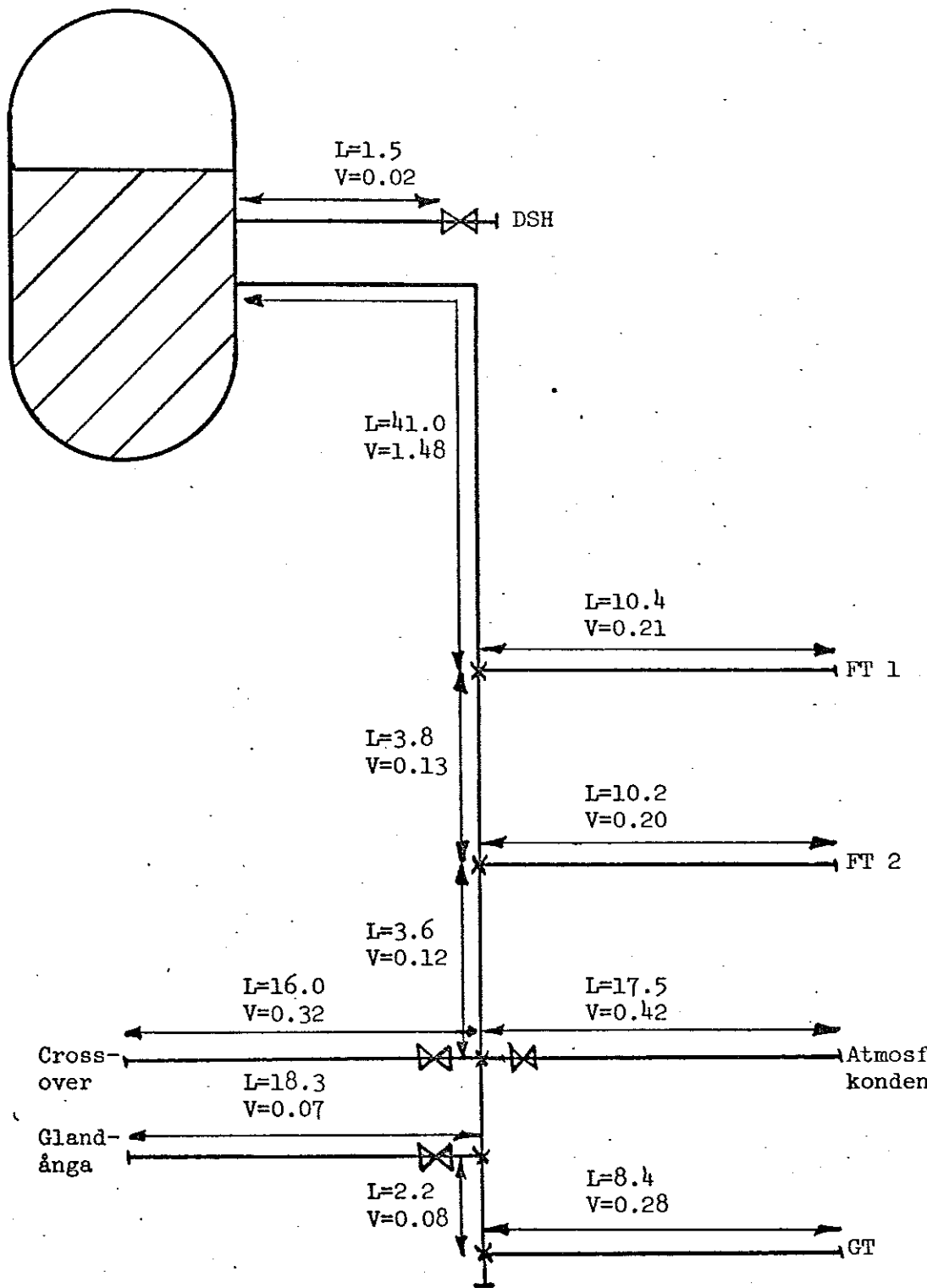


Fig 2.5

Blockschema för uppbyggnaden av reglerkretsen i exhaustsystemet. P är här det genom reduceringen, Red, uppmätta trycket. PT 40 är en tryck-ström-omvandlare, PIC 40 är en regulator och IP 40 är en ström-tryck-omvandlare. De med Z markerade ledningarna anger elektriska signalvägar och utsignalen är den mellan 3 och 15 psig varierande styrsignalen till ventilerna(-en).



L=rörlängd i meter (m)
 V=rörvolym i kubikmeter (m³)

Fig 2.4. Ångrörsystemet med dimensioner.

2.6 Ventilerna

Intappningsventilen, DV 210, är en pneumatisk Honeywell ventil, med Cv-värdet 420 och likprocentig karakteristik. Ventilens placering framgår av fig 2.2. Det finns på denna ventil en magnetventil, som stänger ventilen om trycket i crossovern sjunker under 2 bar abs, t ex vid körning av huvudmaskinen på låg effekt. På magnetventilen finns en extra strypning, för att stängningen skall gå något långsammare än vad ventilen i sig själv stänger. Det visar sig, vid utvärdering av mätningar gjorda på fartyget i praktisk drift, att effekten av denna strypning var helt omätbar.

På motsvarande sätt finns det då ventilen öppnar, när trycket stiger över 2,5 bar abs, en tröghet, som inte heller den kunde märkas.

Make-up ventilen, BV 24 är likaledes en pneumatisk Honeywell-ventil med Cv-värdet 36 och likprocentig karakteristik (se fig 2.2).

Dumpventilen, DV 213, är en booster-försedd pneumatisk Fisher-ventil, med Cs-värdet 1050 och med parabolisk karakteristik.

2.7 Funktionen

Systemets dynamiska funktion vid en belastningsändring beskrives enklast med ett exempel där förutsättningen är att systemet befinner sig i stationärt tillstånd med intappningsventilen delvis öppen och ångmakeup- och dumpventilerna stängda samt jämn ång- och kondensat-tillförsel från de omkringliggande enheterna.

Antag, att turbogeneratoren utsätts för en plötslig belastningsändring, som medför ett ökat ångflöde in i exhaust-systemet (rör-systemet). Detta ökade ånginflöde ger i första ögonblicket upphov till ett förhöjt tryck i röret efter turbogeneratoren. Tryckhöjningen och massflödesökningen fortplantas sedan snabbt genom rörsystemet upp till avluftaren. Denna, som har en i förhållande till rörsystemet mycket stor ångvolym och ångmassa, har en större tröghet än rörsystemet och reagerar på grund av detta mycket långsammare på en tryckändring. Därför kan avluftaren sägas bestämma hastigheten för tryckändringar i hela systemet och trycken i rör-system och avluftare kommer att följa varandra nästan helt. Ångflödesökningen ger alltså upphov till en tryckhöjning i systemet. Exhaustsystemets regulator reagerar omedelbart på denna tryckhöjning och ger en signal till intappningsventilen, som öppnar ytterligare och släpper ut överskottsånga till dess att trycket återgått till det normala. Om intappningsventilen öppnar helt och trycket fortfarande är för högt, så öppnar också dumpventilen för att återställa trycket i systemet.

Vid en trycksänkning regleras trycket i systemet i första hand

3 DYNAMISK MODELL FÖR VENTILERNA

3.1 Ventilslaget som funktion av insignalen

Insignalen till ventilerna är en trycksignal, som kan variera mellan 3 och 15 psi. Samma signal går till intappningsventilen, DV 210, och dumpventilen, DV 213, men tryckintervallet är delat så att DV 210 är stängd för 3 psi och fullt öppen för 8 psi och däröver, medan DV 213 är stängd upp till 9 psi och fullt öppen för 15 psi.

Make-up-ventilen, BV 24, arbetar över hela intervallet, d v s den är stängd för 3 psi och fullt öppen för 15 psi. Insignalen till ventilerna kommer från PIC 40 (DV 210 och DV 213) och PIC 41 (BV 24) och har transformerats till 0-12 psi, vilket förenklar ekvationerna.

Ventilerna kan betraktas som första ordningens system med överföringsfunktionen

$$G(s) = \frac{K}{1 + Ts} \quad (3.1)$$

eller uttryckt med en differentialekvation

$$y' = \frac{dy}{dt} = \frac{1}{T} (-y + K \cdot u) \quad (3.2)$$

där y = ventilslaget
 u = insignalen i psi

K är enbart omvandlingsfaktor mellan tryck och slag, där slaget är normerat till värden mellan 0 och 1. Tidskonstanten T kan bestämmas genom stegsvarsanalys. Detta har gjorts genom direkta mätningar på ventilerna DV 210 och BV 24; resultatet visas i fig 3.1. Kurvorna visar att ventilerna relativt väl kan beskrivas som första ordningens system. Tidskonstanterna bestäms som tiden till 63 % av fullt slag och blir för DV 210: $T_3 = 5$ s och för BV 24: $T_3 = 2$ s.

Desutom har tidskonstanterna för DV 210 och DV 213, T_3 resp T_6 bestämts genom analys av kurvor upptagna på TT 541 under praktisk drift.

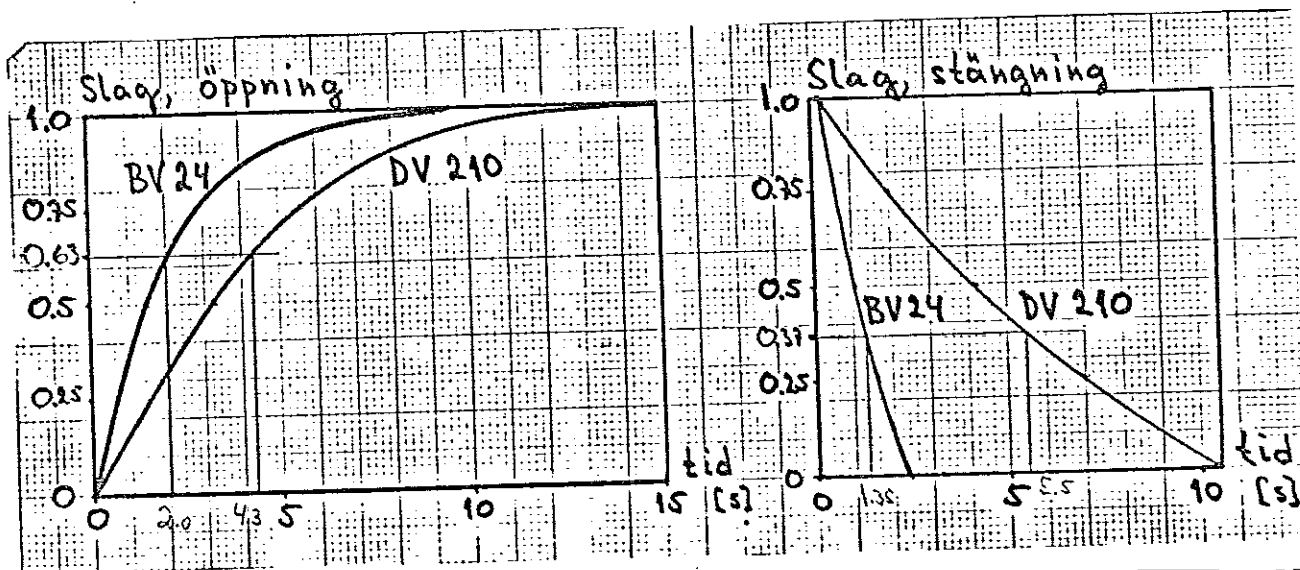


Fig 3.1

Ventilslaget vid öppning och stängning som funktion av tiden då signalen är ett positivt resp negativt enhetssteg för intappingsventilen DV 210 och ångmakeup ventilen BV 24 tillhörande turbintanker 547. Kurvorna är upptagna genom direkt uppmätning med tidtagarur och i dessa är tiden till 63.2 % resp 36.8 % av fullt slag, d v s tidskonstanten markerade.

$$T_3 = 4,1 \text{ s} \quad \text{och} \quad T_6 = 1,1 \text{ s}$$

Större hänsyn till den sistnämnda mätningen bör tas, vad gäller T_3 , eftersom den förra bestämdes med ventilen utanför normal drift. De värden på tidskonstanterna som använts vid simuleringarna är:

$$T_3 = 4 \text{ s} \quad T_6 = 1 \text{ s} \quad \text{och} \quad T_8 = 2 \text{ s}$$

Värdena på konstanten K blir för de tre ventilerna

$$K_3 = 1/5 \text{ psi} = 0,20 \text{ för DV 210}$$

$$K_6 = 1/6 \text{ psi} = 0,167 \text{ för DV 213}$$

$$K_8 = 1/12 \text{ psi} = 0,083 \text{ för BV 24}$$

Ekvationerna för de tre ventilslagen y_3 , y_6 och y_8 ges alltså av 3.2 med värden på konstanterna enligt ovan.

3.2 Flödet genom ventilen

Det finns två relationer att ta hänsyn till, vid beräkning av flödet genom en ventil. Det är dels sambandet mellan flödet och tryckfallet över ventilen och dels sambandet mellan flödet och ventilslaget (d v s ventilkarakteristiken).

Det första av dessa samband anges av tillverkaren. För Honeywell ventilerna DV 210 och BV 24 gäller

$$C_v = \frac{W \cdot K}{19,2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot P_2}} \quad (3.3)$$

där C_v = flödeskoefficienten

W = flödet i kg/h

K = $1 + (0,0012 \times \text{°C överhettning})$

Δp = tryckfallet över ventilen i ata

P_2 = ventilens mottryck i ata

Med beteckningen M i stället för W för flödet kan ekvationen skrivas

$$M = \frac{19,2 \cdot C_v}{K} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_2} \quad (3.4)$$

För BV 24 ersätts $\sqrt{\Delta p \cdot p_2}$ med $p_1/2$, där p_1 är ventilens inloppstryck, eftersom överkritiskt tryckfall råder. För dessa ventiler blir sambandet då:

$$M = \frac{9,6 \cdot C_v}{K} \cdot p_1 \quad (3.5)$$

Ursambanden 3.4 och 3.5 erhålles de maximala flödena genom ventilerna, vilket alltså motsvarar att de är fullt öppna. Med data för ventilerna insatta erhålles:

DV 210 : enl ekv 3.4 där

$$C_v = 420$$

$$K = 1,16 \quad (\text{c a } 130^\circ\text{C överhettning})$$

$$M_3 \text{ max} = 1,924 \cdot \sqrt{(p_1 - p_3) \cdot p_3} \quad (3.6)$$

där $M_3 \text{ max}$ = maximala flödet i kg/s
 p_1 = inloppstrycket i bar abs
 p_3 = utloppstrycket i bar abs

BV 24: enl ekv 3.5 där

$$C_v = 36$$

$$K = 1,02 \quad (\text{c a } 20^\circ\text{C överhettning})$$

$$M_8 \text{ max} = 0,0938 \cdot p_8 \quad (3.7)$$

där $M_8 \text{ max}$ = maximala flödet i kg/s
 p_8 = inloppstrycket i bar abs

Flödet genom BV 24 kommer från desuperheat systemet och p_8 kan uppskattas till 57 bar.

Motsvarande samband för Fisher-ventilen DV 213 är

$$W = \frac{C_s \cdot p_1}{K} \cdot \sin \left[\frac{3417}{C_1} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \right]_{\text{grader}} \quad (3.8)$$

där

- W = flödet i lb/h
- C_s = flödeskoefficienten
- p_1 = inloppstrycket i psi abs
- Δp = tryckfallet över ventilen i psi
- K = $1 + (0,0012 \times ^\circ\text{C}$ överhettning)
- C_1 = konstant = 20,2 (ur tillverkarens tabell)

Tryckfallet över ventilen är överkritiskt och därför sätts sinus-termen till 1 (argumentet är större än 90 grader, vilket tyder på överkritiskt tryckfall). M i stället för W och omräkning till kg/h och bar ger

$$M = 0,454 \cdot 14,5 \frac{C_s \cdot p_1}{K} = 6,583 \cdot \frac{C_s \cdot p_1}{K} \quad (3.9)$$

(Jämför ekvation 3.5 för BV 24.) Med insatta värden erhålles

DV 213: enl ekv 3.6

$$C_s = 1050$$

$$K = 1,16 \quad (\text{c a } 130^\circ\text{C} \text{ överhettning})$$

$$M_6 \text{ max} = 1,686 \cdot p_1 \quad (3.10)$$

där

- $M_6 \text{ max}$ = maximala flödet i kg/s
- p_1 = inloppstrycket i bar

Sambandet mellan flödet och slaget anges av ventilkarakteristiken. DV 210 och BV 24 har likprocentig karakteristik medan DV 213 är parabolisk. Den paraboliska karakteristiken kan beskrivas med uttrycket

$$M = M_{\max} \cdot y^2 \quad (3.11)$$

där y är ventilslaget normerat till värden mellan 0 och 1, se fig 3.2a.

En likprocentig karakteristik (fig 3.2b) kan approximeras med

$$M = M_{\max} \cdot y^2 (A + By + Cy^2) = M_{\max} \cdot f(y) \quad (3.12)$$

Konstanterna bestäms genom att $f(y)$ anpassas till följande värden:

slaget $y = 0,50$ motsvarar 20 % av M_{\max}

slaget $y = 0,80$ motsvarar 50 % av M_{\max}

och slaget $y = 1$ motsvarar M_{\max}

Värdena på konstanterna blir då $A = 1,7563$, $B = -3,0688$ och $C = 2,3125$

Med de tidigare erhållna uttrycken på M_{\max} erhålles flödet genom resp ventil:

DV 210:

$$M_3 = 1,924 \cdot \sqrt{(p_1 - p_3) \cdot p_3} \cdot y_3^2 (1,7563 - 3,068 \cdot y_3 + 2,3125 \cdot y_3^2) \quad (3.13)$$

DV 213:

$$M_6 = 1,686 \cdot p_1 \cdot y_6^2 \quad (3.14)$$

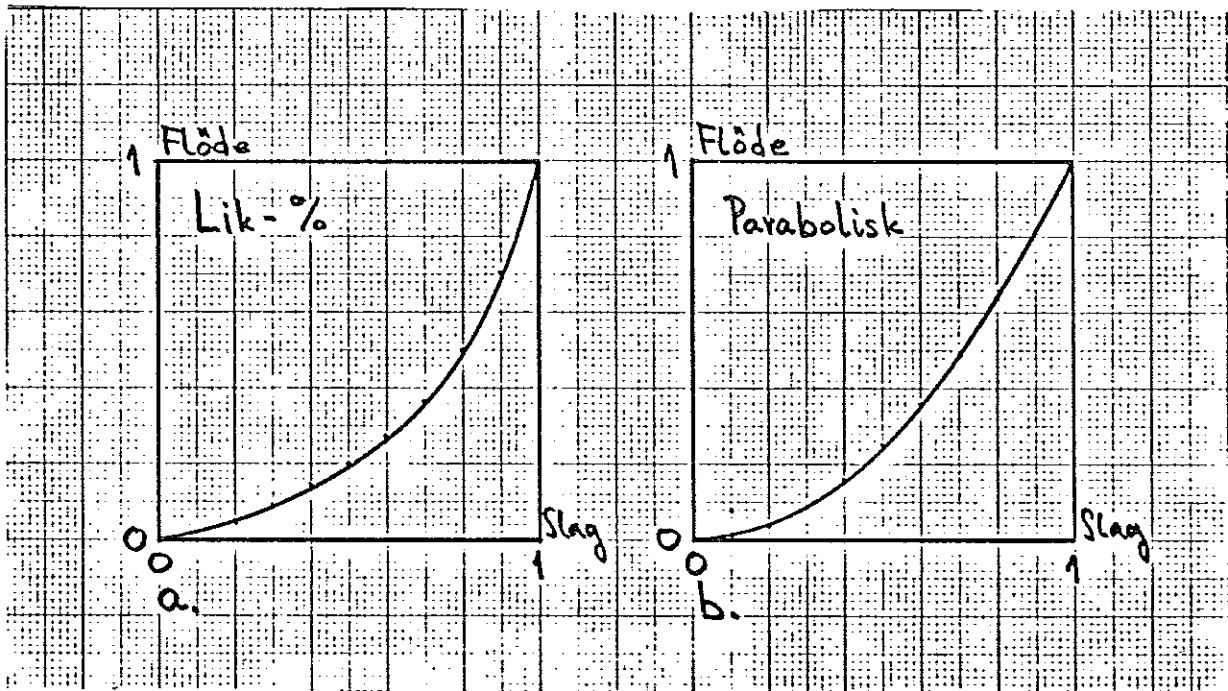


Fig 3.2

Det till 1 normerade flödet som funktion av slaget genom en reglerventil, då karakteristiken är

- a likprocentig, vilket motsvarar en H-W-ventil och därmed gäller för DV 210 och BV 24
- b parabolisk, vilket motsvarar en Fisher-ventil och gäller för dumpventilen, DV 213

.BV 24:

$$M_8 = 0,0938 \cdot p_8 \cdot y_8^2 (1,7563 - 3,0688 \cdot y_8 + 2,3125 \cdot y_8^2) \quad (3.15)$$

4 DYNAMISKA MODELLER FÖR REGULATORER

Insignalen till regulatoren PIC 40 (system A) är trycket i exhaustsystemet och till PIC 45 (system B) trycket i avluftaren. Trycket omvandlas i en pressure transmitter, PT, till en elektrisk signal, som varierar mellan 4 och 20 mA då trycket varierar mellan 1 och 8 bar abs. PT-omvandlaren fungerar som ett första ordningens system med en tidskonstant på c a 0,2 s enligt uppgift från Per-Erik Mases. Denna tidskonstant torde, vid en jämförelse med de i systemet funna svängningarna med en period på c a 20 s, vara försumbar. Även vid jämförelse med ventiltidskonstanterna är den försumbar.

Signalen från PT:n går därefter till en pressure-indicating-controlling-unit, PIC, där i första steget differensen mellan signalen från PT:n och börvärdet bildas. Denna felsignal p_d är sedan insignal till den egentliga regulatoren, som består av en återkopplad operationsförstärkare med en strömförstärkare på utgången. Den principiella, komponentvisa uppbyggnaden av operationsförstärkaren med P-del, I-del och D-del (fasavan- cerande nät) visas i fig 4.1. Vissa av de i figuren markerade komponenterna eller funktionerna kan i en del regulatorer vara uteslutna.

Överföringsfunktionen för nätet ges av:

$$G(s) = \left(\underbrace{\frac{R26}{R21} \cdot \frac{1}{1 + R26 \cdot C23 \cdot s}}_{\text{P-del med filter}} + \frac{1}{R21 \cdot C22 \cdot s} \right) \cdot$$

$$\cdot \frac{1 + (R20 + R21) \cdot C20 \cdot s}{1 + R20 \cdot C20 \cdot s} \quad (4.1)$$

D-del

Följande beteckningar införes:

förstärkningen = $R26/R21 = K$
 tidskonstant i filtret = $R26 \cdot C23 = T_f$
 tidskonstant i integratorn = $R21 \cdot C22 = T$
 tidskonstanten motsvarande undre brytfrekvens i D-delen =
 = $(R20 + R21) \cdot C20 = T_d$
 tidskonstanten motsvarande övre brytfrekvens i D-delen =
 $R20 \cdot C20 = T_i$

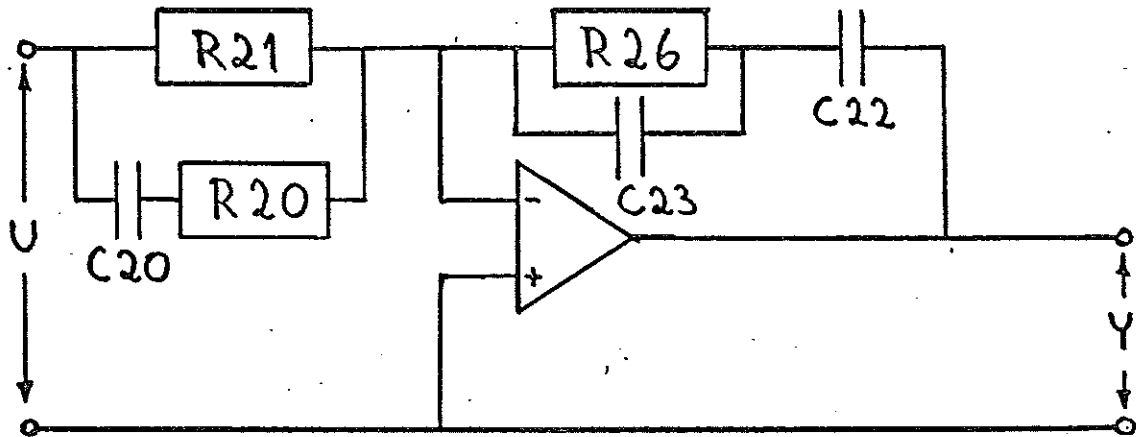


Fig 4.1

Den principiella komponentvisa uppbyggnaden av PID-regulatorn i PIC 40 och 45. R20, R21 och R26 är resistanser och C20, C22 och C23 är kondensatorer. Komponenternas värden ges i appendix A. Insignalen är en spänning U och utsignalen en spänning Y, vilket ger överföringsfunktionen för nätet

$$G(s) = \left[\frac{R26}{R21} \cdot \frac{1}{1 + R26 \cdot C23 \cdot s} + \frac{1}{R21 \cdot C22 \cdot s} \right] \cdot \frac{1 + (R20 + R21) \cdot C20 \cdot s}{1 + R20 \cdot C20 \cdot s}$$

Detta ger ett förenklat uttryck för överförings funktionen (öf):

$$G(s) = \frac{1 + T_d \cdot s}{1 + T_i \cdot s} \cdot \left(\frac{K}{1 + T_f \cdot s} + \frac{1}{T \cdot s} \right) \quad (4.2)$$

se fig 4.2. Denna kan skrivas som

$$G(s) = G_1(s) \cdot (G_2(s) + G_3(s)) \quad (4.3)$$

$$\text{där } G_1(s) = \text{öf för fasavanceringen} = \frac{1 + T_d \cdot s}{1 + T_i \cdot s} \quad (4.4)$$

$$G_2(s) = \text{öf för P-delen} = K \cdot \frac{1}{1 + T_f \cdot s} \quad (4.5)$$

$$G_3(s) = \text{öf för I-delen} = \frac{1}{T \cdot s} \quad (4.6)$$

För att kunna skriva samtliga dessa som första ordningens differentialekvationer på formen

$$y' + k \cdot y = u \quad (4.7)$$

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

$$\begin{aligned} G_1(s) &= \frac{1 + T_d \cdot s}{1 + T_i \cdot s} = \frac{T_d}{T_i} \cdot \frac{T_i/T_d + T_i \cdot s + 1 - 1}{1 + T_i \cdot s} = \\ &= \frac{T_d}{T_i} \cdot \left(1 + \frac{T_i/T_d - 1}{1 + T_i \cdot s} \right) = \frac{T_d}{T_i} + \frac{1 - T_d/T_i}{1 + T_i \cdot s} \quad (4.8) \end{aligned}$$

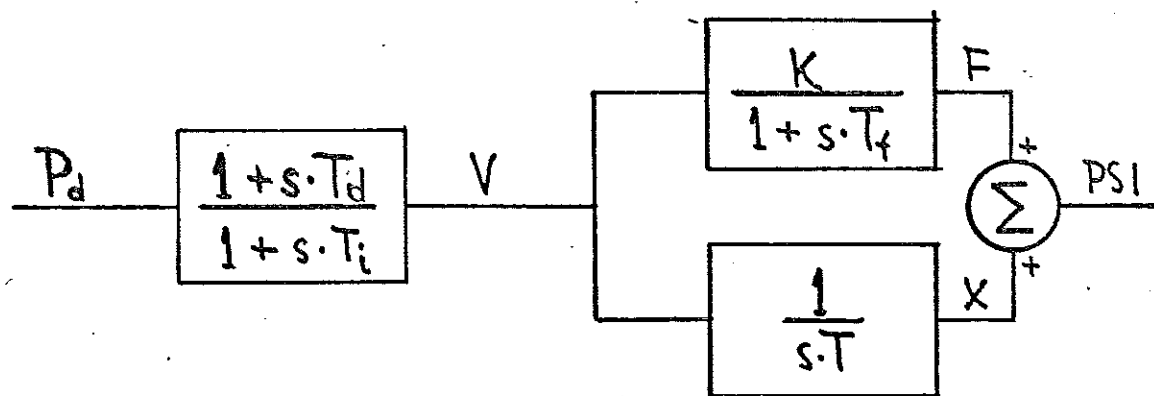


Fig 4.2

Blockschema för PID-regulatorn i PIC 40 och 45 med beteckningar enl text. P-delen är ett första ordningens filter, I-delen är en ren integrator och D-delen utgöres av ett fas-avancerande nät. Skillnaden mellan tryckets verkliga värde och börvärdet, P_d , är insignal. V är utsignalen från det fas-avancerande nätet, F är utsignalen från P-delen, X är utsignalen från integratorn och PSI är styrsignalen till ventilerna. Beteckningar enligt texten.

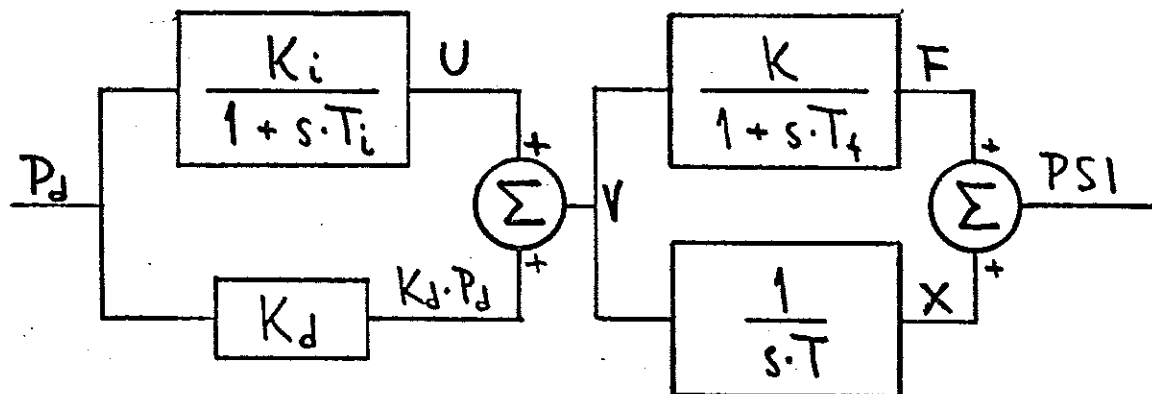


Fig 4.3

Blockschema, i vilket det fas-avancerande nätet skrivits om enl texten som summan av en proportionaldel och ett första ordningens filter. Det bör observeras att K_i är negativ. U är utsignalen från filtret och $K_d \cdot P_d$ är utsignalen från proportional delen. Beteckningar i övrigt enl fig 4.2.

Införes här $K_d = T_d/T_i$ och $K_i = 1 - T_d/T_i$ så fås:

$$G_1(s) = K_d + \frac{K_i}{1 + T_i \cdot s} = K_d + G_{11}(s) \quad (4.9)$$

Se fig 4.3.

Dessutom införes in- och utsignal-sambanden:

$$G_{11}(s) = \frac{p_d(s)}{u(s)} \quad (4.10)$$

$$G_1(s) = \frac{p_d(s)}{v(s)} \quad (4.11)$$

$$G_2(s) = \frac{v(s)}{F(s)} \quad (4.12)$$

$$G_3(s) = \frac{v(s)}{x(s)} \quad (4.13)$$

och utsignalen från PIC:en $\psi(t) = x(t) + f(t)$. (4.14)

Detta ger efter insättning av uttrycken för överföringsfunktionerna och övergång från frekvensplan till tidsplan, med

$$s \cdot Y(s) = \frac{dy}{dt} = y'(t) \quad \text{ekvationerna}$$

$$u'(t) = -u(t) / T_i + K_i \cdot p_d / T_i \quad (4.15)$$

$$v(t) = u'(t) + K_d \cdot p_d \quad (4.16)$$

$$f'(t) = -f(t) / T_f + K \cdot v(t) / T_f \quad (4.17)$$

$$x'(t) = v(t) / T \quad (4.18)$$

$$\text{psi}(t) = x(t) + f(t) \quad (4.19)$$

Förutom PID-nätet finns i PIC:en begränsning av utsignalen uppåt och neråt. Begränsningen neråt fungerar så att utsignalen, dvs summan av P- och I-delen, aldrig kan bli mindre än 4 mA. Uppåt fungerar begränsningen på liknande sätt. Utsignalen är alltid mindre än eller lika med 20 mA. Dessa begränsningar införes i differentialéquationerna i kap 8 som villkor på derivator och insignaler.

Utsignalen från PIC:en omvandlas sedan i en ström-tryck-omvandlare, IP, från 4-20 mA elektrisk signal till 3-15 psi trycksignal, vilken styr ventilerna. Tidsfördröjningen i IP:n är av samma typ och storleksordning, som i PT:n, c a 0,2 s, dvs försumbar i förhållande till övriga tidskonstanter i systemet.

Omvandlingskedjan från tryck i bar abs via ström tillbaka till tryck i psi ger en omvandlingsfaktor, ppsi, från tryck till tryck, som är

$$\text{ppsi} = \frac{15 - 3}{8 - 1} = 1,714 \quad \text{psi/bar}$$

För att arbetet ska bli enklare räknas alla signaler och värden i PIC:en i enheten psi utom de i det fasavancerande nätet, som räknas i bar. Dessutom transformeras 3-15 psi till 0-12 psi. (Jfr kap 3.1.)

Värden på befintliga resistanser och kondensatorer hämtas från ritningar och komponentlistor till TT 546. Fasavanceringen saknas dock här, och värdena för denna har tagits från ritningar till TT 541, vars PIC är principiellt identisk med den i TT 546. Fasavanceringen i PIC 45 finns inte på någon båt men är tillagd för att verkan av den skall kunna studeras. Följaktligen finns det inte heller några värden på komponenterna, utan dessa har lånats från PIC 40. Komponentvärdena finns sammanställda i appendix A.

Mätningar av in- utsignal-samband för PIC 40 till TT 547, som är identisk med den i TT 546, har gjorts med bl a stegstörningar på ingången, för undersökning av om de beräknade värdena på förstärkningar och tidskonstanter gäller även under praktiska

driftsförhållanden. Det visade sig vid dessa mätningar att den verkliga integrationstidskonstanten överstiger den beräknade med ca 40 % och att förstärkningen är 30 % lägre. Se appendix 13, där mätningarna redovisas.

Insättning av värden, med hänsyn till ovanstående mätningar, ger slutligen följande ekvationer för de två regulatorerna.

PIC 40, system A:

$$\begin{aligned} u_a' &= -u_a / T_{ia} + K_{ia} \cdot p_{ld} / T_{ia} = \\ &= -u_a / 0,048 - 10,04 \cdot p_{ld} / 0,048 \end{aligned} \quad (4.20)$$

$$v_a = u_a + K_{da} \cdot p_{ld} = u_a + 11,04 \cdot p_{ld} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned} f_a' &= -f_a / T_{fa} + K_a \cdot v_a / T_{fa} = \\ &= -f_a / 0,22 + 1,2 \cdot v_a / 0,22 \end{aligned} \quad (4.22)$$

$$x_a' = p_{psi} \cdot v_a / T_a = 1,714 \cdot v_a / 0,7 \quad (4.23)$$

$$psi_a = x_a + f_a \quad (4.24)$$

K_a innehåller här omräkningsfaktorn p_{psi} mellan tryck i bar och psi. Detta av skäl som anges i app D och kap 8.

p_{ld} betecknar skillnaden mellan trycket i exhaustsystemet p_1 och dess börvärde = 4,61 bar.

PIC 45, system B:

$$\begin{aligned} u_b' &= -u_b / T_{ib} + K_{ib} \cdot p_d / T_{id} = \\ &= -u_b / 0,048 - 10,04 \cdot p_d / 0,048 \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$v_b = u_b + K_{db} \cdot p_d = u_b + 11,04 \cdot p_d \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} f_b' &= -f_b / T_{fb} + K_b \cdot v_b / T_{fb} = \\ &= -f_b / 11,25 + 4,2 \cdot v_b / 11,25 \end{aligned} \quad (4.27)$$

$$x_b' = p_{psi} \cdot v_b / t_b = 1,714 \cdot v_b / 1,4 \quad (4.28)$$

$$psi_b = -x_b - f_b \quad (4.29)$$

K_b innehåller också omräkningsfaktorn p_{psi} p.s.s. som ovan. p_d betecknar skillnaden mellan trycket i avluftaren p och dess börvärde = 4,4 bar.

Minustecknen i den sista ekvationen beror på att PIC 45 fungerar omvänt (reversed), d v s då insignalen p_d minskar skall utsignalen öka och vice versa.

5 MODELL FÖR ÅNGRÖREN

Ångrörens principiella utläggning återges i fig 2.4.

Betrakta ett rör genom vilket massflödet är M , inloppstrycket är p_1 och utloppstrycket p_2 . Enligt Bernoulli gäller då allmänt:

$$p_1 - p_2 = \frac{M^2}{2 \cdot A^2 \cdot \rho} \quad (5.1)$$

där A är rörets effektiva tvärsnittsarea och ρ är ångans densitet. För en isotermisk process gäller enligt allmänna gaslagen

$$p \cdot \frac{1}{\rho} = R \cdot T \quad (5.2)$$

där R = gaskonstanten

T = absoluta temperaturen

Elimineras ρ ur ekvationerna så erhålles

$$p_1 - p_2 = \frac{M^2 \cdot R \cdot T}{2 \cdot A^2 \cdot p} \quad (5.3)$$

p kan betraktas som medeltrycket i röret d v s

$$p = \frac{p_1 + p_2}{2} \quad \text{vilket ger}$$

$$M = k \cdot \sqrt{p_1^2 - p_2^2} \quad (5.4)$$

$$\text{där } k = \sqrt{\frac{A}{RT}} = \text{konstant}$$

Ett rör kan vidare betraktas som en ackumulator, där rörets volym V tänkes koncentrerad till rörets mitt. Det strömmande mediet har trycket p och densiteten ϱ och den i röret befintliga massan är m . Se fig 5.1.

Antages en polytropisk tillståndsförändring så gäller

$$p = k \cdot \varrho^n \quad (5.5)$$

där $k =$ konstant

$n =$ polytropexponenten = 1.3 för överhettad ånga

Detta uttryck tillsammans med $m = \varrho \cdot V$ ger, om ϱ elimineras:

$$m = V \cdot \left(\frac{p}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5.6)$$

Dessutom gäller för komprimeringen av ånga i röret

$$\frac{dm}{dt} = M_i - M_u \quad (5.7)$$

Om 5.6 deriveras med avseende på tiden fås

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= \frac{\partial m}{\partial p} \cdot \frac{dp}{dt} = V \left(\frac{1}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{1}{n} \cdot p^{\frac{n-1}{n}} \cdot \frac{dp}{dt} = \\ &= V \cdot \left(\frac{p}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{dt} \end{aligned} \quad (5.8)$$

Insättes här ekvationerna 5.6 och 5.7 så erhålles slutligen

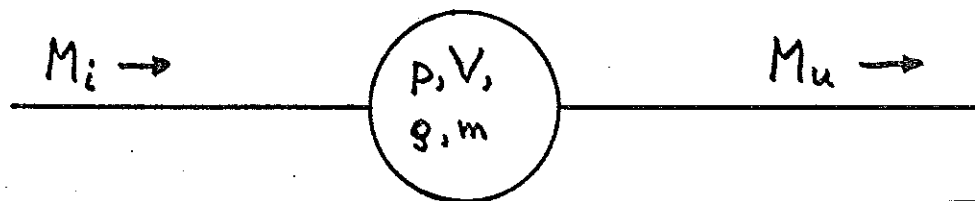


Fig 5.1

Modell av ett ångrör där rörets hela volym tänkes koncentrerad i en punkt med volymen V . P är trycket i röret, ρ det strömmande mediets täthet och $m = \rho \cdot V$. M_i är massflödet in och M_u massflödet ut.

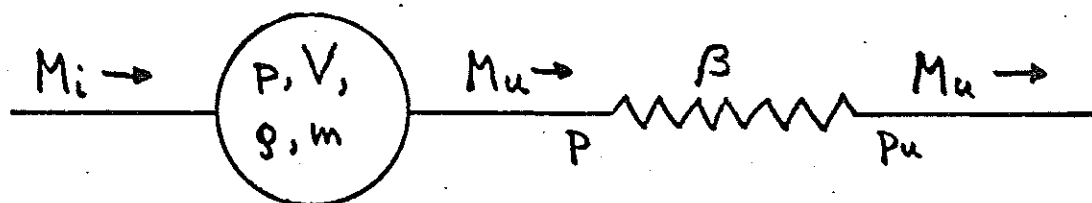


Fig 5.2

Ångrör med ackumulator och ledningsmotstånd. Ledningsmotståndets storlek anges av β , trycket vid rörets utlopp är P_u och beteckningarna i övrigt enligt fig 5.1.

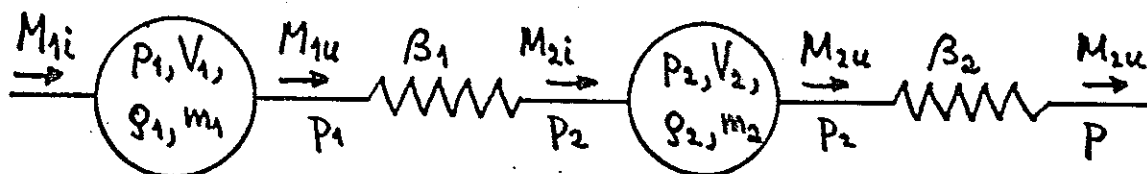


Fig 5.3

Schematisk figur över två-rörsystemet, där beteckningar enligt figurerna 5.1 och 5.2 har använts och indicerats med 1 resp 2. Dessutom gäller det att $M_{2i} = M_{1u}$.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{n}{m} \cdot p \cdot (M_i - M_u) \quad (5.9)$$

En mera allmän bild av ett rörs funktion erhålles om det betraktas både som flödesmotstånd och ackumulator. Med användning av 5.4, där k ersättes med β , och 5.6 erhålles då; se fig 5.2.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{n}{m} \cdot p \cdot (M_i - M_u) \quad (5.10)$$

$$M_u = \beta \cdot \sqrt{p^2 - p_u^2} \quad (5.11)$$

Värden på β -faktorn för rören i systemet har beräknats ur på Kockums tidigare gjorda beräkningar av ledningsmotstånd och tryckfall.

Sambandet $M = \beta \cdot \sqrt{p_i^2 - p_u^2}$ där M , p_i och p_u är kända vid stationaritet, har använts.

Följande värden har erhållits (numreringen hänför sig till rören enl fig 5.4).

$$\beta_1 = 3.6 \quad \beta_2 = 2.7 \quad \beta_3 = 0.9$$

$$\beta_4 = 3.3 \quad \beta_5 = 1.9 \quad \beta_6 = 4.0$$

Värdena gäller om flödet räknas i kg/s och trycken i bar abs. Beräkningarna är approximativa men ger en god uppfattning om storleksordningen.

Rörens ackumulatorverkan kan undersökas genom att två rör kopplas samman och tryckens variation med tiden studeras. Med beteckningar enligt fig 5.3 erhålles

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{n}{M_1} \cdot p_1 \cdot (M_{1i} - M_{1u}) \quad (5.12)$$

$$M_{1u} = \beta_1 \cdot \sqrt{p_1^2 - p_2^2} \quad (5.13)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{n}{M_2} \cdot p_2 (M_{2u} - M_{1u}) \quad (5.14)$$

$$M_{2u} = \beta_2 \cdot \sqrt{p_2^2 - p^2} \quad (5.15)$$

M_{1u} och M_{2u} insättes i differentialekvationerna:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{n}{m_1} \cdot p_1 \cdot (M_{1i} - \beta_1 \cdot \sqrt{p_1^2 - p_2^2}) = f_1(p_1, p_2) \quad (5.16)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{n}{m_2} p_2 (\beta_2 \cdot \sqrt{p_2^2 - p^2} - \beta_1 \cdot \sqrt{p_1^2 - p_2^2}) = f_2(p_1, p_2) \quad (5.17)$$

Ekvationerna lineariseras kring stationära värden och med beteckningarna:

$$p = \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} \text{ och } \frac{dp}{dt} = \begin{bmatrix} \frac{dp_1}{dt} \\ \frac{dp_2}{dt} \end{bmatrix} \quad \text{fås}$$

$$\frac{dp}{dt} = A \cdot p$$

$$\text{där } A = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial p_1} & \frac{\partial f_1}{\partial p_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial p_1} & \frac{\partial f_2}{\partial p_2} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

Värden på ingående storheter väljes så att de överensstämmer med de i det verkliga systemet vid drift enligt normalfallet. (Observera att det är storleksordningarna och inte de exakta värdena som är intressanta här.)

$$\text{Med } p_1 = 4.66 \text{ bar} \quad p_2 = 4.61 \text{ bar} \quad p = 4.50 \text{ bar}$$

$$M_{1i} = 1.09 \text{ kg/s} \quad n = 1.3 \quad m_1 = 0.23 \text{ kg}$$

$$M_2 = 3.09 \text{ kg} \quad \beta_1 = 3.57 \quad \beta_2 = 2.70$$

$$\text{blir } A = \begin{bmatrix} -640.1 & 625.8 \\ 47.33 & -71.53 \end{bmatrix}$$

Karakteristiska ekvationen för 2-rörssystemet fås ur

$$\det [SI - A] = 0 \quad (5.19)$$

$$\text{vilket ger } s^2 + 711.63 \cdot s + 16167.24 = 0 \quad (5.20)$$

$$\text{vars rötter är } \begin{cases} s_1 = -23.48 \\ s_2 = -688.12 \end{cases}$$

Systemets brytfrekvenser ω är 23.48 rad/s och 688.12 rad/s eller uttryckt i tidskonstanter $T = 1/\omega$ 0.043 s och 0.0015 s.

Vid jämförelse med systemets övriga tidskonstanter, speciellt med avluftarens periodtid för svängningar, som visar sig vara ca 20 s, är tidskonstanterna för 2-rörssystemet helt försumbara. Upptagningar under praktisk drift visar också att trycken i avluftaren (p) och i exhaustsystemet (p_1) följer varandra momentant. Även simulering på processdatorn bekräftar att tidsskillnaden för tryckändringar i avluftaren och i rörssystemet är helt försumbar.

Rörens ackumulerande förmåga kan alltså försummas och de kan betraktas som enbart flödesmotstånd. Således erhålles trycket i en

viss punkt i rörsystemet som summan av trycket i avluftaren och tryckfallet i ledningen vid stationaritet.

De tryck i rörsystemet som används i beräkningarna ges då av (se fig 5.4)

$$p_1 = p + 0.11 \text{ bar} \quad (5.21)$$

$$p_3 = p_{cr} + 0.07 \text{ bar} \quad (5.22)$$

där alltså p = trycket i avluftaren

p_1 = inloppstrycket till ventilerna DV 210 och DV 213 (se kap 3.2)

p_{cr} = crossovertrycket = 3.79 bar

p_3 = utloppstrycket till ventilen DV 210 (se kap 3.2)

Den använda metoden för linearisering av systemekvationerna i 2-rörssystemet finns beskriven i ref 7.

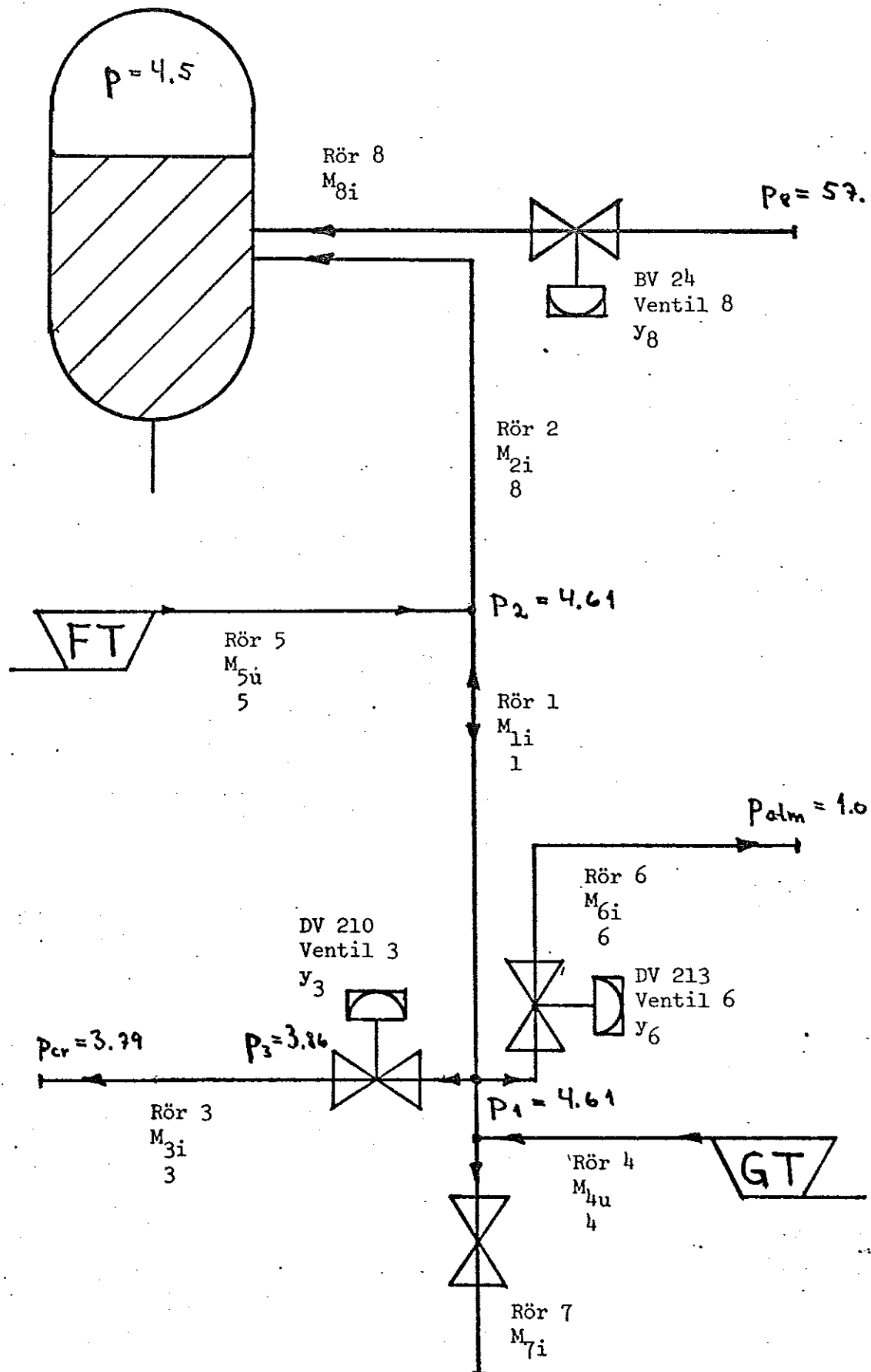


Fig 5.4. Numrering och indicering av ångrörsystem och ventiler.

6 DYNAMISKA MODELLER FÖR AVLUFRTAREN

Tre olika modeller för avluftaren har arbetats fram. Två av dessa har förkastats och presenteras här kortfattat, medan den slutligen använda modellen diskuteras grundligare.

En utgångspunkt var ekvationen för en kontrollvolym enligt ekvation (4.19), ref 2:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \int_V \frac{\partial}{\partial t} (u \cdot \rho) dV + \int (u + pv) \dot{m}_{ut} - \int (u + pv) \dot{m}_{in}$$

där

- Q = tillfört värme
- V = volymen
- u = inre energin per massenhet
- ρ = densiteten
- p = trycket
- v = specifika volymen
- \dot{m}_{ut} = utgående massflöde
- \dot{m}_{in} = inkommande massflöde

I den ursprungliga ekvationen har försummats potentiella energin, skjuvningseffekten och av systemet utträttat arbete. Vidare är systemets hastighet noll.

Det till systemet överförda värmets Q är noll.

Insättes $u = h - pv$

där h = entalpin per massenhet så erhålles

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} [(h - pv) \cdot \rho] dV = \int h d\dot{m}_{in} - \int h d\dot{m}_{ut} \quad (6.1)$$

Utveckling av integralerna ger:

$$\frac{d}{dt} \left[(h - pv) \cdot M_{tot} \right] = h_{in} \cdot \dot{M}_{in} - h_{ut} \cdot \dot{M}_{ut}$$

där M_{tot} = totala massan i kontrollvolymen.

Storheterna i vänsterledet hänför sig till avluftaren och i högerledet till in- och ut-strömmande medium; se fig 6.1.

Om det antages att $h = k \cdot p + l$ för entalpin i avluftaren samt att storheterna för denna är beroende av ångkvaliteten x och att utströmmande medium är mättat vatten, dvs

$$h_{ut} = K_{sat} \cdot p + l_{sat}, \quad \text{så erhålles}$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{(K(x) - v(x)) \cdot M_{tot}} \left(h_{in} \cdot \dot{M}_{in} - (K_{sat} \cdot p + l_{sat}) \cdot \dot{M}_{ut} \right)$$

Här betraktas alltså endast den övre delen av avluftaren och \dot{M}_{ut} är därmed kondensationsflödet.

Simuleringar har gjorts med olika värden på ångkvaliteten. Denna bör vara ganska liten, vilket alltså motsvarar relativt fuktig ånga. Denna modell visade emellertid dålig överensstämmelse med den verkliga modellen vid jämförelse med gjorda upptagningar av tryck etc under drift.

Om det istället antages, att det finns en viss mängd vatten och en viss mängd ånga i övre delen av avluftaren, så erhålles vid utveckling av ekv 6.1 en något modifierad modell (se fig 6.2):

$$\left[V'' \cdot \rho'' \cdot \frac{\partial h''}{\partial p} + V'' \cdot h'' \cdot \frac{\partial \rho''}{\partial p} - V'' + V' \cdot \rho' \cdot \frac{\partial h'}{\partial p} + V' \cdot h' \cdot \frac{\partial \rho'}{\partial p} - V' \right] \cdot \frac{dp}{dt} =$$

$$= h_{in} \cdot \dot{M}_{in} - h_{ut} \cdot \dot{M}_{ut}$$

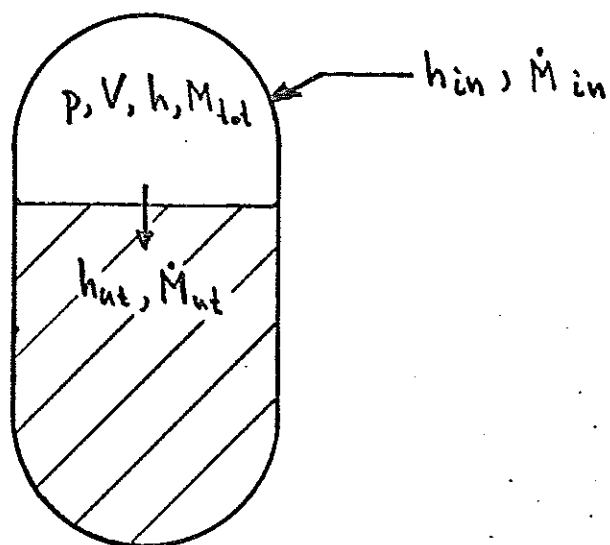


Fig 6.1

Avluftarmodellen enligt ekvationen för en kontrollvolym, där M_{in} och M_{ut} är insignaler, p är tillståndsvariabeln, h_{ut} och h_{in} är parametrar och V , h och M_{tot} är parametrar som beror av ångkvalitén, d v s ångans fukthalt.

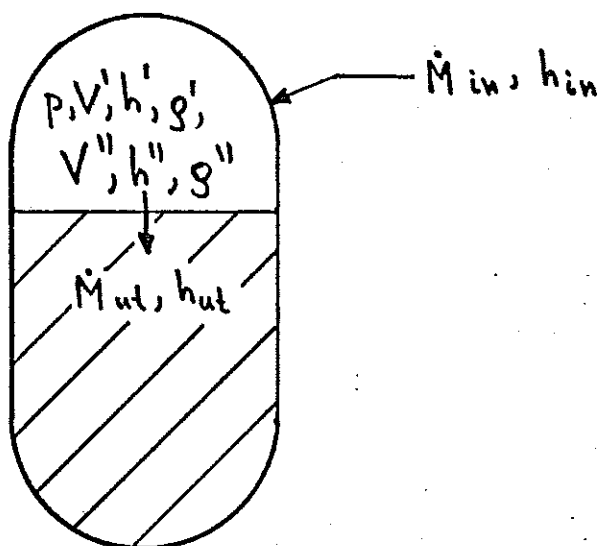


Fig 6.2

Avluftarmodellen enligt den modifierade ekvationen för en kontrollvolym. M_{in} och M_{ut} är insignaler, p är tillståndet och V' , h' , g' , V'' , h'' och g'' är parametrar.

Index ' hänför sig till mättat vatten och index '' till mättad ånga. Alla värden utom V' och V'' antages här vara konstanta och dessutom gäller givetvis $V' + V'' =$ totala tillgängliga volymen ovanför vattenytan i avluftaren.

Svårigheten med denna modell är att bestämma V' och V'' och är likartad med att bestämma ångkvaliteten i föregående. Även här stämmer simuleringarna dåligt med verkligheten för rimliga värden på V' och V'' .

Båda dessa modeller uppvisar för stor amplitud och för liten tidsperiod vid självsvängningar. Detta kan givetvis bero på omgivande delar av systemet, d v s ventiler och regulatorer, men modellerna för dessa får anses ha god överensstämmelse med verkligheten. Vissa parametrar i dessa modeller har också direkt kunnat mätas upp (se kap 3.1 och 4). Modellerna för avluftaren är betydligt osäkrare.

En modell med större dämpning, för att minska svängningsamplituden, vore önskvärd. Dessutom bör, enligt simuleringar, tidsperioden för svängningar, vara längre.

Utgångspunkt för den slutliga modellen för avluftaren är ekv (12.9) i Ref 1.

$$\Delta M_D - \Delta M_V \cdot \frac{h' - h_v}{h_D - h'} = \frac{\bar{M}_H}{h_D - h'} \cdot \left[\frac{\partial h'}{\partial p} \right] \cdot \Delta p + \frac{\bar{M}_D}{p} \cdot T \cdot \Delta p' \quad (6.2)$$

Beteckningar (se även fig 6.3):

$$\Delta p' = \frac{dp}{dt}$$

M_V = tillfört vattenflöde

h_v = vattenentalpi

M_D = tillfört ångflöde

h_D = ångentalpi

M_H = kondensationsflöde

h' = entalpin för mättat vatten

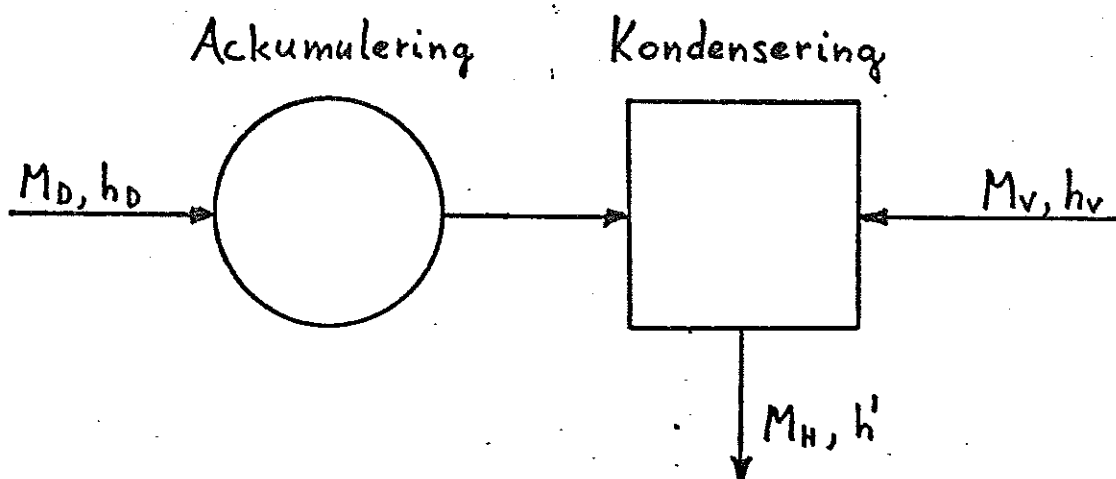


Fig 6.3

Avluftarmodellen enligt ref 1 (Profos). Vid stationaritet sker endast kondensering, som dessutom antages ske utan någon fördröjning. Vid icke-stationära förhållanden inträder förutom detta en energiackumulering i ångfasen genom att denna komprimeras. M_D och M_V är ång- resp kondensatinflöden och M_H är det med trycket variabla kondensatutflödet. h_D , h_V och h' är motsvarande entalpiër.

\bar{M}_H , \bar{M}_D och \bar{p} betecknar medelvärden. Tidskonstanten T är fyllnadstiden för utrymmet ovanför vattenytan i avluftaren. T ges av ekvation (3.52) ref 1:

$$T = \alpha \cdot \frac{M}{\bar{M}}$$

där M = massan över vattenytan i avluftaren

\bar{M} = medelångflödet

α = konstant = 0,95 (mättad eller fuktig ånga)

Här antages att det betraktade utrymmet innehåller, förutom ånga, en liten mängd vatten. T kan då skrivas:

$$T = \alpha \cdot \frac{V'' \cdot \rho'' + V' \cdot \rho'}{\bar{M}}$$

där V'' = volymen ånga

V' = volymen vatten

ρ'' = densiteten för mättad ånga

ρ' = densiteten för mättat vatten

Ekvation 6.2 är lineariserad kring stationära värden. För små ändringar gäller alltså

$\Delta M_D = M_D - \bar{M}_D$ o s v, varför 6.2 ger:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p}{M_D (h_D - h')} \cdot T \cdot \left[(M_D - \bar{M}_D) (h_D - h') - (M_V - \bar{M}_V) (h' - h_V) - \bar{M}_H \cdot \frac{\partial h'}{\partial p} (p - \bar{p}) \right] \quad (6.3)$$

Här har de verkliga värdena p och M_D använts i stället för motsvarande medelvärden i uttrycket framför p' i ekv (2).

$\partial h' / \partial p$ har värdet $35,68 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{bar}}$ då trycket är 4,5 bar.

Med denna modell fås en tidskonstant som är betydligt mindre än i föregående modeller. Perioden för svängningar blir då bra, och dessutom kan den ändras genom att V'' och V' i uttrycket för tidskonstanten T ändras något. Bäst överensstämmelse med upptagningar erhålles då $V'' = 9,2 \text{ m}^3$ och $V' = 0,01 \text{ m}^3$. (Totala volym $V'' + V'$ är givetvis konstant.) Dessa värden får betraktas som rimliga; vattenvolymen bör vara liten.

Amplituden är emellertid fortfarande för stor. Om en term $K \cdot (p - \bar{p})$ subtraheras innanför parantesen i högerledet, så resulterar det i en dämpning av svängningarna. Konstanten K har bestämts vid simuleringar, så att överensstämmelse med upptagningar under praktisk drift med TT 541 blir så bra som möjligt. Värdet har bestämts till 24. De tillförda flödena har antagits vara oberoende av trycket i avluftaren. Speciellt ångflödet kan dock tänkas variera med trycket så att vid ett högre tryck flödet minskar och vid lägre tryck det ökar. Dessutom torde kondensationsflödet öka vid tryckhöjning och minska vid trycksänkning, vilket också bidrar till dämpningen av svängningarna. Eftersom i ekv (3) dessa flöden är oberoende av trycket kan den ovan införda termen $K \cdot (p - \bar{p})$ antagas motsvara deras variationer med trycket.

Ytterligare ett fenomen måste beaktas, nämligen kokning i vattnet i avluftaren vid trycksänkning (se t ex ref 1 sid 284). Detta får effekten att en trycksänkning går något långsammare än en tryckhöjning, d v s svängningskurvan blir inte helt symmetrisk. Detta bekräftas av utseendet av upptagningarna vid praktisk drift.

Denna kokningseffekt införes så att tidskonstanten i ekv (3) ökas proportionellt mot differensen mellan tryckets börvärde och det verkliga trycket då en trycksänkning föreligger och då trycket understiger börvärdet 4,5 bar.

Tidskonstanten blir då $TT = T + (\bar{p} - p) \cdot TP$ där proportionalitetskonstanten TP bestäms genom jämförelse mellan simuleringar och verkliga upptagningar. Då blir $TP = 30$.

Sammanfattningsvis användes alltså följande differkvation för att beskriva förloppet i avluftaren.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{P}{M_D \cdot (h_D - h')} \cdot TT \cdot \left[(M_D - \bar{M}_D) \cdot (h_D - h') - \right. \\ \left. - (M_V - \bar{M}_V) \cdot (h' - h_Y) - \bar{M}_H \cdot \frac{\partial h'}{\partial p} \cdot (p - \bar{p}) - K \cdot (p - \bar{p}) \right] \quad (6.4)$$

där alltså TT antar ett konstant värde vid tryckökning och dessutom vid trycksänkning då trycket överstiger \bar{p} , men ett variabelt värde då trycket sjunker och är mindre än \bar{p} . Av de övriga termerna antar

\bar{M}_D , \bar{M}_V , \bar{M}_H , h_D , h_V konstanta värden beroende på lastfall, medan

\bar{p} , h' , $\frac{\partial h'}{\partial p}$ alltid är konstanta.

M_V antages i princip vara konstant för ett bestämt lastfall, men vid simuleringar finns här möjlighet att variera M_V med olika störningar.

M_D , ångflödet, är sammansatt av delflöden av vilka flödena genom turbogenerator och matarvattenpump betraktas som konstanta likaledes för ett bestämt lastfall, medan flödet till crossover-ledningen och atmosfärskondensor (dumpning) samt make-up flödet styrs av ventiler. Även här finns möjlighet att vid simuleringar variera flödena genom turbogeneratorn och matarvattenpumpen med störningar.

Sammanfattnings- och jämförelsevis kan sägas för det första att samma problem återkommer i samtliga modeller, nämligen att bestämma förhållandet mellan vatten- och ångvolymerna i avluftaren (eller ångkvalitén, x). Detta problem låter sig i detta fall endast lösas genom rimliga antaganden och uttestning av dessa med simulering.

För det andra kan sägas att Profosmodellens företräden framför de andra modellerna är att den tar hänsyn till dels mättnadsentalpins och dels kondensationsflödets variation med trycket liksom den ökade avkokningen vid trycksänkningar. Det skulle förmodligen med en del ändringar vara fullt möjligt att ta hänsyn till dessa saker även i de två första modellerna och på så sätt så småningom komma fram till en modell som liknar Profosmodellen.

7 SAMMANFATTNING

För att matematiskt beskriva det totala systemet används modeller för de olika ingående delarna, ventiler, regulatorer, rörsystem och avluftare.

Här presenteras modellerna kortfattat, samtidigt som sammanlänkningsen av delarna visas. Se översiktsskissen fig 2.2.

Med utgångspunkt från ekv (12.9) ref 1 har med hjälp av simuleringar, en modell för avluftaren byggts upp. Arbetet har lett till följande första ordningens olinjära differentialekvation.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p}{\bar{M}_D (h_D - h')} TT \cdot \left[(M_D - \bar{M}_D) \cdot (h_D - h') - (M_V - \bar{M}_V) \cdot (h' - h_V) - \bar{M}_H \cdot \frac{\partial h'}{\partial p} \cdot (p - \bar{p}) - K \cdot (p - \bar{p}) \right] \quad (6.4)$$

Storheter med streck över betecknar stationära värden.

M_D är ångflödet till avluftaren och h_D entalpin för ångan.

M_V är vattenflödet till avluftaren och h_V entalpin för vattnet.

\bar{M}_H är medelkondensationsflödet från avluftaren.

h' är entalpin för mättat vatten.

$\frac{\partial h'}{\partial p}$ har värdet $35,68 \frac{KJ}{kg \cdot bar}$ kring stationära trycket $p = 4,5$ bar.

TT är fyllnadstidskonstanten för utrymmet ovanför vattenytan i avluftaren.

K har värdet 24 och beskriver kondensationsflödets variation med trycket.

Rörsystemet är styvt, d v s tryckändringar fortplantas med tidskonstanter, som är små i förhållande till övriga tidskonstanter i systemet. Trycket i en viss punkt i rörsystemet kan då skrivas som summan av trycket i avluftaren p , och tryckfallet i ledningarna. Till exempel blir $p_1 = p + 0,11$, där p_1 används för beräkning av flödena genom ventiler DV 210 och DV 213 (se nedan). Regulatorn PIC 40 styrs av trycket p_1 ; signalen till regulatorn är differensen mellan p_1 och börvärdet för $p_1 = p_{1b}$. Ekvationerna för regulatorn blir:

$$p_{1d} = p_1 - p_{1b}$$

$$\frac{du_a}{dt} = -\frac{u_a}{T_{ia}} + K_{ia} \cdot \frac{p_{1d}}{T_{ia}} \quad (4.20)$$

$$v_a = u_a + K_{da} \cdot p_{1d} \quad (4.21)$$

$$\frac{df_a}{dt} = -\frac{f_a}{T_{fa}} + K_a \cdot \frac{v_a}{T_{fa}} \quad (4.22)$$

$$\frac{dx_a}{dt} = \frac{v_a}{T_a} \cdot \text{ppsi} \quad (4.23)$$

$$\text{psi}_a = x_a + f_a \quad (4.24)$$

där u_a , v_a , f_a och x_a

är tillstånd. K och T med index betecknar förstärkningsfaktorer resp tidskonstanter ; (se kap 4).

PIC 45 har samma funktionella uppbyggnad som PIC 40. Insignalen till PIC 45 är $p_d = p - p_b$ där p är trycket i avluftaren och p_b är börvärdet. I övrigt fås exakt samma ekvationer, som för PIC 40, med andra värden på konstanterna K och T. Utsignalen från PIC 45 blir dock

$$\text{psi}_b = -x_b - f_b \quad (4.29)$$

eftersom den fungerar omvänt (reversed).

Utsignalerna från PIC 40 och PIC 45 är begränsade till området 3-15 psi. psi_a styr ventilerna DV 210 och DV 213, så att DV 210 är stängd för 3 psi och fullt öppen för 8 psi medan DV 213 är stängd upp till 9 psi och fullt öppen för 15 psi. psi_b styr ventilen BV 24, vilken är stängd för 3 psi och helt öppen för 15 psi.

Nollpunktsförflyttning från 3-15 psi till 0-12 psi har gjorts.

Ventilerna beskrivs som första ordningens system med överföringsfunktionen

$$G(s) = \frac{K}{1 + s \cdot T} \quad (3.1)$$

eller uttryckt med en differentialekvation

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{T} \cdot (-y + K \cdot u) \quad (3.2)$$

där y är ventilslaget normerat till intervallet 0 till 1

u är insignalen

T är ventilens tidskonstant

K är omvandlingsfaktor mellan ventilslaget och det antal psi som motsvarar ventilens öppningsområde

Flödena genom ventilerna bestäms av ventilens öppning y och tryckfallet över ventilen. Flödena blir (se fig 5.4):

$$M_3 = 1.924 \cdot \sqrt{(p_1 - p_3) \cdot p_3} \cdot (1.7563 - 3.0688 \cdot y_3 + 2.3125 \cdot y_3^2) \cdot y_3^2 \quad (3.13)$$

$$M_6 = 1.686 \cdot p_1 \cdot y_6^2 \quad (3.14)$$

$$M_8 = 0.0938 \cdot p_8 \cdot (1.7563 - 3.0688 \cdot y_8 + 2.3125 \cdot y_8^2) \cdot y_8^2 \quad (3.15)$$

M_3 är flödet genom intappningsventilen DV 210, M_6 genom dumpventilen DV 213 och M_8 genom make-up ventilen BV 24. I uttrycken för M_6 och M_8 ingår inloppstrycken p_1 och p_8 som enkla termer, därför att överkritiskt tryckfall råder över ventilerna.

De övriga flödena, samtliga vattenflöden och ångflödena från turbogenerator och matarpump och till högtrycksturbinen (glandånga), betraktas som konstanta för respektive lastfall. I programmet adderas s_k störningstermer till flödena från huvudkondensorn, turbon och

matarpumpen, för att effekten av sådana störningar på systemet ska kunna undersökas.

Dessa flöden ingår i ekvationen för trycket i avluftaren och bestämmer därmed detta tryck. Samtidigt bestämmer trycket på in-signalerna till regulatorerna PIC 40 och PIC 45, vilka i sin tur bestämmer ventilslagen. Flödena genom reglerventilerna bestäms dels av tryckfallen över dessa och dels av ventilslagen. Vid stationaritet är alltså trycket i avluftaren konstant = 4.5 bar och flödena genom ventilerna är konstanta.

8 PROGRAMBESKRIVNING

8.1 Huvuddrag

Programmet är skrivet i ett simuleringspråk Simnon, som används för olinjära system. Det har utvecklats vid institutionen för reglerteknik, LTH, där också en beskrivning finns att tillgå, och ingår i programbiblioteket till PDP-15.

Ett program kan i Simnon skrivas på två dispositionsmässigt skilda sätt, dels som ett enda program för hela systemet och dels som ett huvudprogram med underordnade program, vart och ett beskrivande en del av systemet. I varianten med delprogram finns det dessutom möjlighet att lägga till extra funktioner såsom stokastiska störningar, tidsfördröjningar m m. Se appendix F.

I sina huvuddrag är programmet uppbyggt av:

- i huvud, i vilket systemet, tillstånden och tillståndsderivatorna definieras
- ii inledning, INITIAL, där parametrar deklarerar och ges värden, tillståndsvariabler tilldelas begynnelsevärden samt vissa tids- och tillståndsberoende variabler beräknas. Se appendix D
- iii beräkningsdel, DYNAMICS, som är en algoritm för beräkning av tillstånden och av tidsberoende variabler i en följande tidpunkt. I denna del måste alla dynamiska samband ges i form av första ordningens differentialekvationer. Detta innebär bl a tidsfördröjningar inte kan läggas in i det enkla programmet, utan för detta krävs ett mera komplext system enligt ovan. Se appendix F

Det bör observeras att ett uttryck i programmet inte kan vara längre än en rad, 80 tecken, varför i en del fall hjälpvariabler, för beräkning av vissa uttryck, måste införas.

8.2 Programhuvud

I den första raden döpes programmet till DAMP, vilket är plattyska för DAMPF. Det kan också tydas som det engelska ordet för fukt. De följande raderna definierar tiden, T, tillstånden och deras derivator enligt kap 3-6.

8.3 Beräkningsdelen

Dynamics-delen har, för överskådlighetens skull och för att beräkningarna lättare skall kunna följas, indelats i ett antal paragrafer, vilka beskrivs nedan. Varje paragraf består av ett antal ekvationer för beräkning av i tur och ordning eventuella hjälpvariabler, variabler och tillståndsderivator.

Ordningen mellan ekvationerna ges av att beräkningen är en algoritm och alla i ett uttryck förekommande variabler måste vara definierade tidigare.

§ 1 Beräkning av tryck i systemet

P1 anger hur trycket i exhaust systemet beror av trycket i avluftaren.

SINS3 = en sinusstörning med bestämd amplitud, periodtid och fäsförskjutning.

EXPS3 = ett positivt steg med en viss tidskonstant.

EXIS3 = ett negativt steg med en viss tidskonstant.

RAMNT är en hjälpvariabel till RAMPN.

RAMPN används för att åstadkomma ett sjunkande tryck i crossovern, med början vid en viss tidpunkt.

RAMUT är en hjälpvariabel till RAMPU.

RAMPU används för att åstadkomma ett stigande tryck i crossovern med början vid en viss tidpunkt.

PCR anger trycket i crossovern som en summa av börvärdet och ovanstående variabler.

P3 anger mottrycket till intappningsventilen, DV 210.

§ 2 Beräkning av ångflöden genom ventilerna

KY3 = flödets beroende av slaget vid konstant tryckfall, d v s ventilens karakteristik, DV 210.

FY3 = KY3 ger en enkel möjlighet till ändring av karakteristiken.

P1T testar om överkritiskt tryckfall råder.

M3I anger flödet genom ventilen DV 210 som funktion av slag och tryckfall.

KY6 = karakteristik för DV 213.

FY6 = KY6 samma som FY3.

M6I anger flödet genom DV 213 som funktion av slag och inloppstryck.

KY8 = karakteristik för BV 24.

FY8 = KY8 samma som FY3.

M8I anger flödet genom BV 24 som funktion av slag och tryckfall.

§ 3 Beräkning av ångflöden från turbiner

SINS4 = samma som SINS3

M4I anger summan av det konstanta massflödet ut från turbo-generatorn, GT, och störningen SINS4 .

SINS5 = samma som SINS3

M5I anger summan av det konstanta massflödet från matarvattenturbinen, FT, och störningen SINS5 .

§ 4 Knutpunktsekvationer

M1I = skillnaden mellan flödet från GT:n och flödena till in-tappning, crossover och gland.

M2I = summan av flödet från FT:n och M1I och testas samtidigt så att flödet inte går baklänges i röret (back-ventil).

§ 5 Beräkning av vattenflöden till avluftaren

SINSA samma som SINS3 .

EXPSA samma som EXPS3 .

EXISA samma som EXIS3 .

MVS = summan av kondensatstörflödena.

MVI = summan det konstanta kondensatinflödet och MVS.

§ 6 Differentialekvationen för avluftaren

HV = medelentalpin för det inströmmade kondensatet.

H2 = medelentalpin för den inströmmade ångan.

QAA = energidifferensen mellan den verkliga energin och medelenergin för den inströmmade ångan.

DIFF = summan av differenserna för ångans energi, QAA, kondensatinflödets energi och kondensationsflödets energi.

TT test för att bestämma fyllnadstidskonstantens värde.

DP anger differentialekvationen för avluftaren.

§ 7 Fasavancering i PIC 40, system A

Denna kan enkelt kopplas ur genom att FAVA sätts = 0, vilket medför att brytpunkterna blir lika (TDA = TIA = 10).

- PLD = skillnaden mellan trycket i exhaust systemet och dess börvärde.
- DUA = differentialekvationen för det första ordningens filter som ingår i fasavanceringen.
- VA = summan av UA och proportionella delen i fasavanceringen.

§ 8 PI-delen i PIC 40, system A

I-delen kan kopplas ur genom att PPSI väljs = 0.

- DFA = differentialekvationen för det första ordningens filter som ingår i P-delen.
- FAT testar om trycket i crossovern understiger 2 bar och adderar i så fall 6 psi till utsignalen, samtidigt som filtret över P-delen tas bort.
- XAP = hjälpvariabel, som beräknar derivatan i integratorns differentialekvation.
- DXA testar utsignalen från integratorn så att den ligger inom tillåtna gränser samt anger differentialekvationen för integratorn.
- PS = hjälpvariabel för beräkning av utsignalen.
- PSAT testar dels utsignalens värde beroende på crossovertrycket och dels att utsignalen är större än noll.
- PSIA anger utsignalen från PIC 40 samt testar att denna är mindre än 12.

§ 9 Ekvationerna för intappningsventilen, DV 210, och dumpventilen, DV 213

- Y3P beräknar slagets derivata samt testar att insignalen ligger i tillåtet intervall.
- DY3 anger differentialekvationen för intappningsventilen samt testar att denna stänger då trycket i crossovern understiger 2 bar.
- DY6 anger differentialekvationen för dumpventilen samt testar att insignalen ligger i tillåtet intervall.

§ 10 Fasavancering i PIC 45, system B

Denna kan kopplas ur genom att FAVB sätts = 0, jfr § 7.

PD = skillnaden mellan trycket i avluftaren och tryckets börvärde

DUB samma som DUA

VB samma som VA

§ 11 PI-delen i PIC 45, system B

I-delen kan kopplas ur genom att PPSI väljs = 0, jfr § 8.

DFB samma som DFA

XBP samma som XAP

DXB samma som DXA

PSBT testar att utsignalen från PIC 45 är större än noll.

PSIB anger utsignalen från PIC 45, samt testar att denna är mindre än 12.

§ 12 Differentialekvationen för ångmakeup-ventilen

DY 8 anger denna

§ 13 Beräkning av plottningsvariabler

VPSIA skalar utsignalen från PIC 40, PSIA, så att denna varierar mellan 2 och 3.

VPSIB skalar utsignalen från PIC 45, PSIB, på samma sätt som VPSIA.

VY3 skalar intappningsventilens slag, Y3, så att detta varierar mellan 3 och 4.

VY6 skalar dumpventilens slag, Y6, på samma sätt som VY3.

VY8 skalar ångmake-up ventilens slag Y8 på samma sätt som VY3.

END anger logiskt slut på programmet och algoritmen.

9 SIMULERING AV DET ÖPPNA SYSTEMET

Det öppna systemet har simulerats på processdator, detta dels för att kontrollera hur det beter sig vid belastningsändringar och dels för att visa att de tendenser till självsvängningar som har funnits inte beror på det reglerade systemet utan på regleringen av systemet. Att det öppna systemet ej kan självsvänga inses direkt vid ett närmare studium av differentialekvationen för avluftaren (se kap 7). Denna är en första ordningens olinjär differentialekvation och en sådan kan eventuellt vara instabil men aldrig orsaka självsvängningar.

Det öppna systemet består av avluftaren med vidhängande exhaustsystem. Alla inflöden till avluftaren, liksom utflödet från denna är konstanta, utom i de fall då en känd störning har lagts på något av inflödena. Simuleringar har gjorts med flöden enligt normalfallet, vilket bl a innebär att trycket i det slutna systemet i huvudsak regleras av intappningsventilen. Vidare är båda reglerkretsarna bortkopplade, vilket givetvis för med sig att intappningsventilen övergår från reglerventil till en enkel strypning och ångflödet genom denna beror då endast av in- och utloppsstrycken. Dessutom innebär det att dumpventilen och ångmakeupventilen inte kan reglera trycket i systemet och att de blir vid sina stationära värden, d v s stängda.

I fig 9.1 redovisas simulering av systemet i följande fall:

- a utan initialstörning i trycket
- b med tryckets initialvärde lika med 5 bar
- c med tryckets initialvärde lika med 4 bar

Resultatet visar dels att systemet är stabilt för initialstörningar i trycket på $+ 0.5$ bar och dels att systemet är olinjärt, ty kurvorna enl b) och c) är ej varandras spegelbilder.

Simulering av det öppna systemet, då trycket i crossovern först sjunker som en exponentialfunktion och sedan stiger på samma sätt, visas i fig 9.2. Det visar sig att trycket i avluftaren uppför sig på liknande sätt, vilket beror på att då trycket i crossovern sjunker, så ökar tryckfallet över intappningsventilen och därmed ångflödet genom denna. Detta för i sin tur med sig att värmebalansen för avluftaren blir negativ, vilket resulterar i tryckfallet i avluftaren. Omvänt gäller att trycket i avluftaren stiger, då crossovertrycket åter stiger.

I fig 9.3 och 9.4 har slutligen det öppna systemet simulerats med ett tidsberoende, på kondensatinflödena överlagrat, sinusformigt inflöde med varierande periodtid och konstant amplitud. Dessa simuleringar ger direkt det öppna systemets överföringsfunktion, vilken återfinnes i fig 9.5. Enligt denna och de två föregående figurerna visar sig det öppna systemet, med dessa störningar, vara ett första ordningens filter med en brytfrekvens av ungefär 0,3 rad/s.

PLOT P VPSIA VPSIB VY3 VY8 VYØ PCR

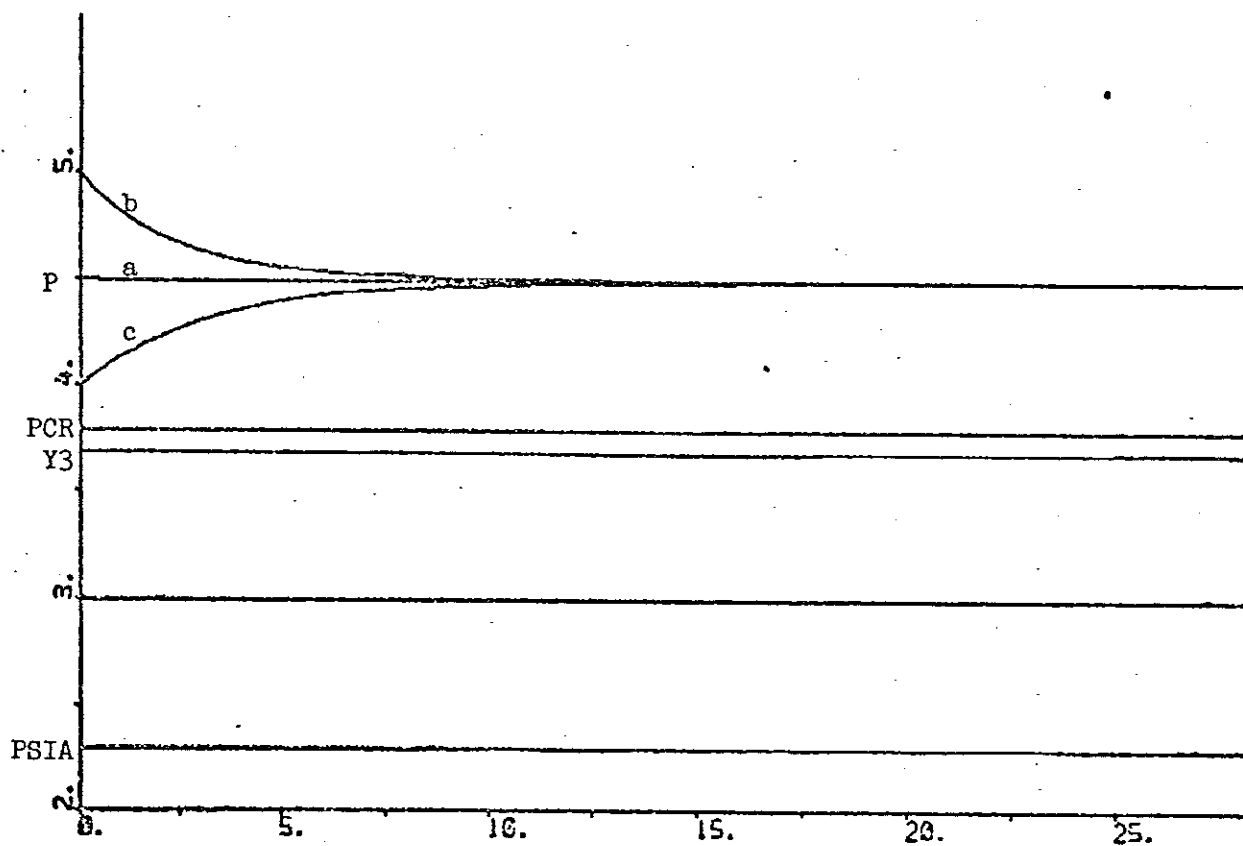


Fig 9.1

Simulering av det öppna systemet då tryckets initialvärde är:

- a) 4.5 bar = stationära värdet
- b) 5 bar
- c) 4 bar

Införda beteckningar och axelraderingar förklaras i kap 15.

PLOT P VPSIA VPSIB UY3 UY3 UY3 PCR

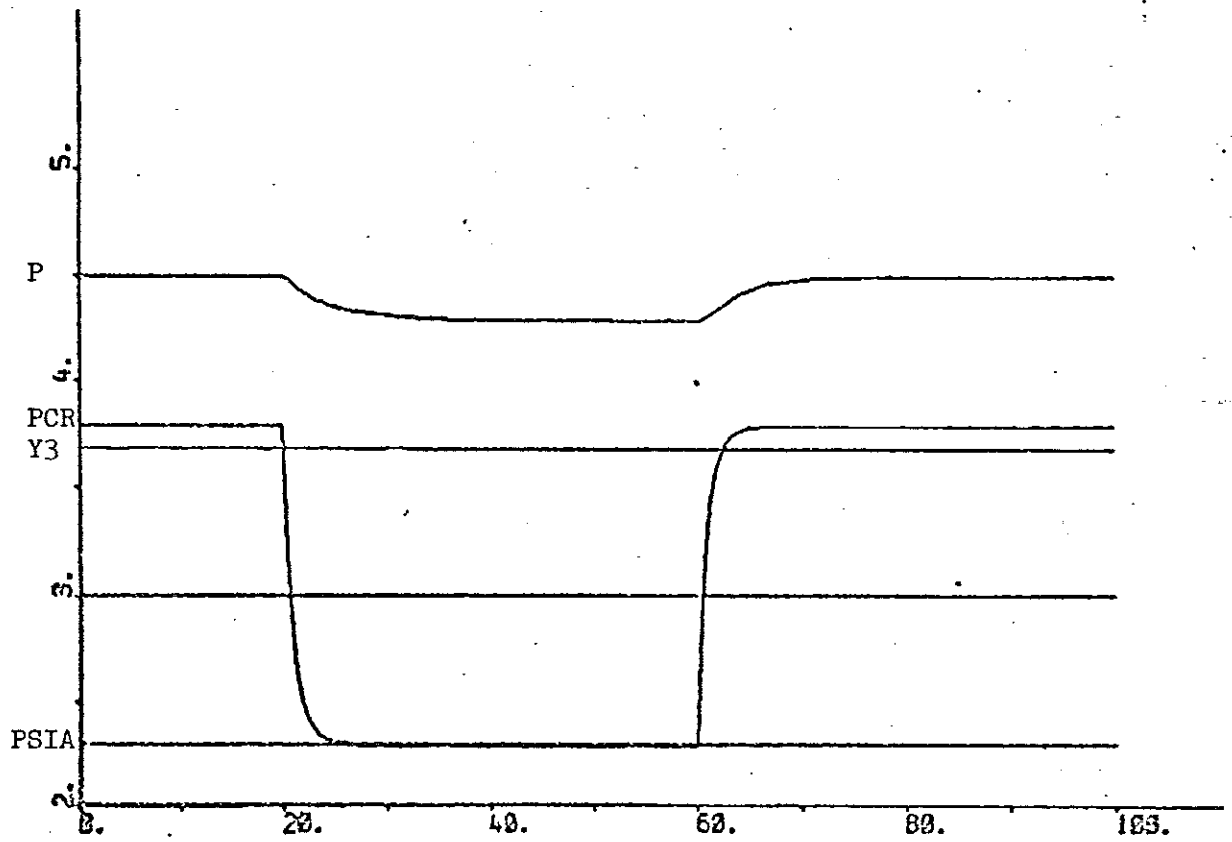


Fig 9.2

Simulering av det öppna systemet med en exponentialstörning i crossover-trycket på 1.5 bar.

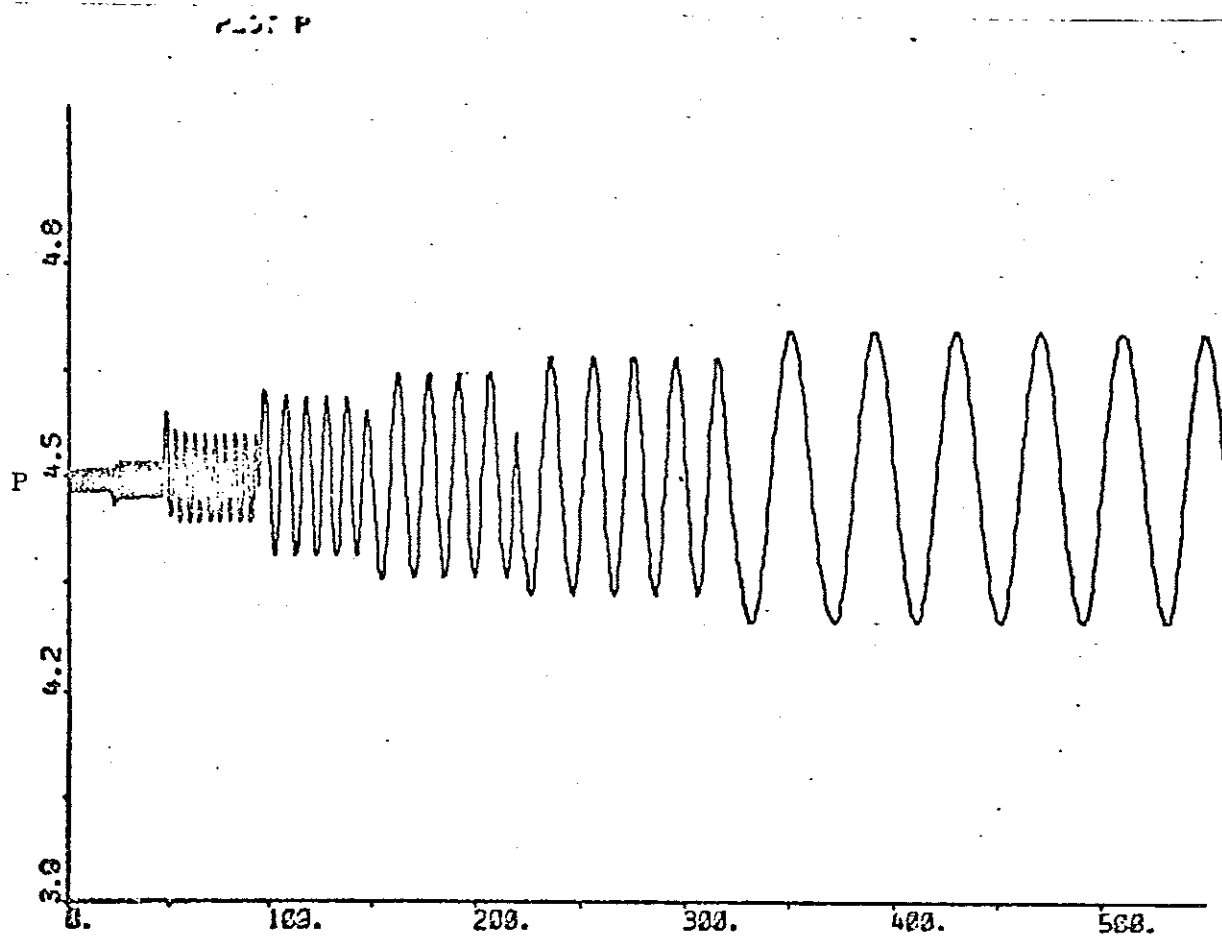


Fig 9.3

Avluftartryckets variation i det öppna systemet då en sinusformig störning överlagrats på kondensatinflödena. Sinusstörningens amplitud är konstant och periodtiden ökas successivt. Följande periodtider har använts: 1, 2, 5, 10, 15, 20 och 40 s.

PLOT P

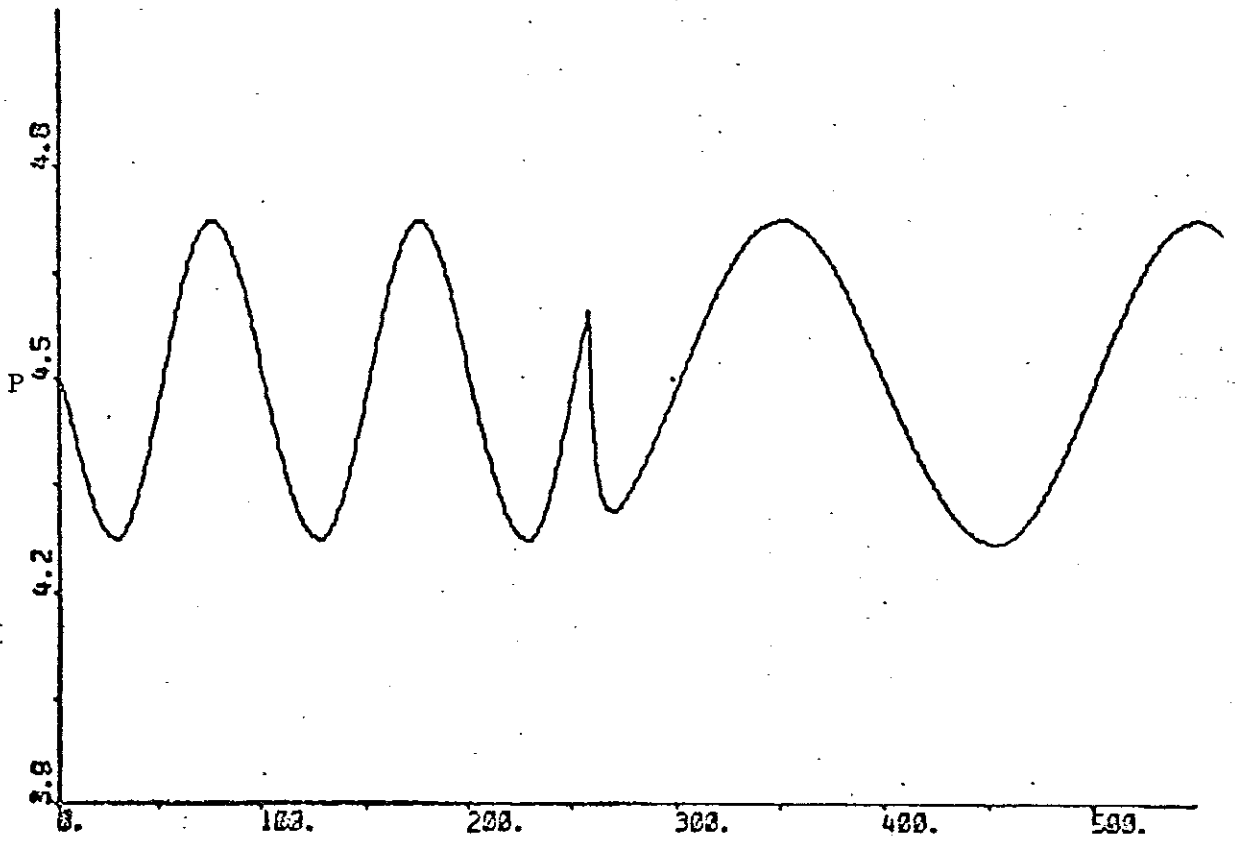


Fig 9.4

Avlufttryckets variation då en sinusstörning överlagrats på kondensatinflödena. Periodtider 100 och 200 s ; konstant amplitud.

$10 \cdot \log[\text{relativa amplituden}]$

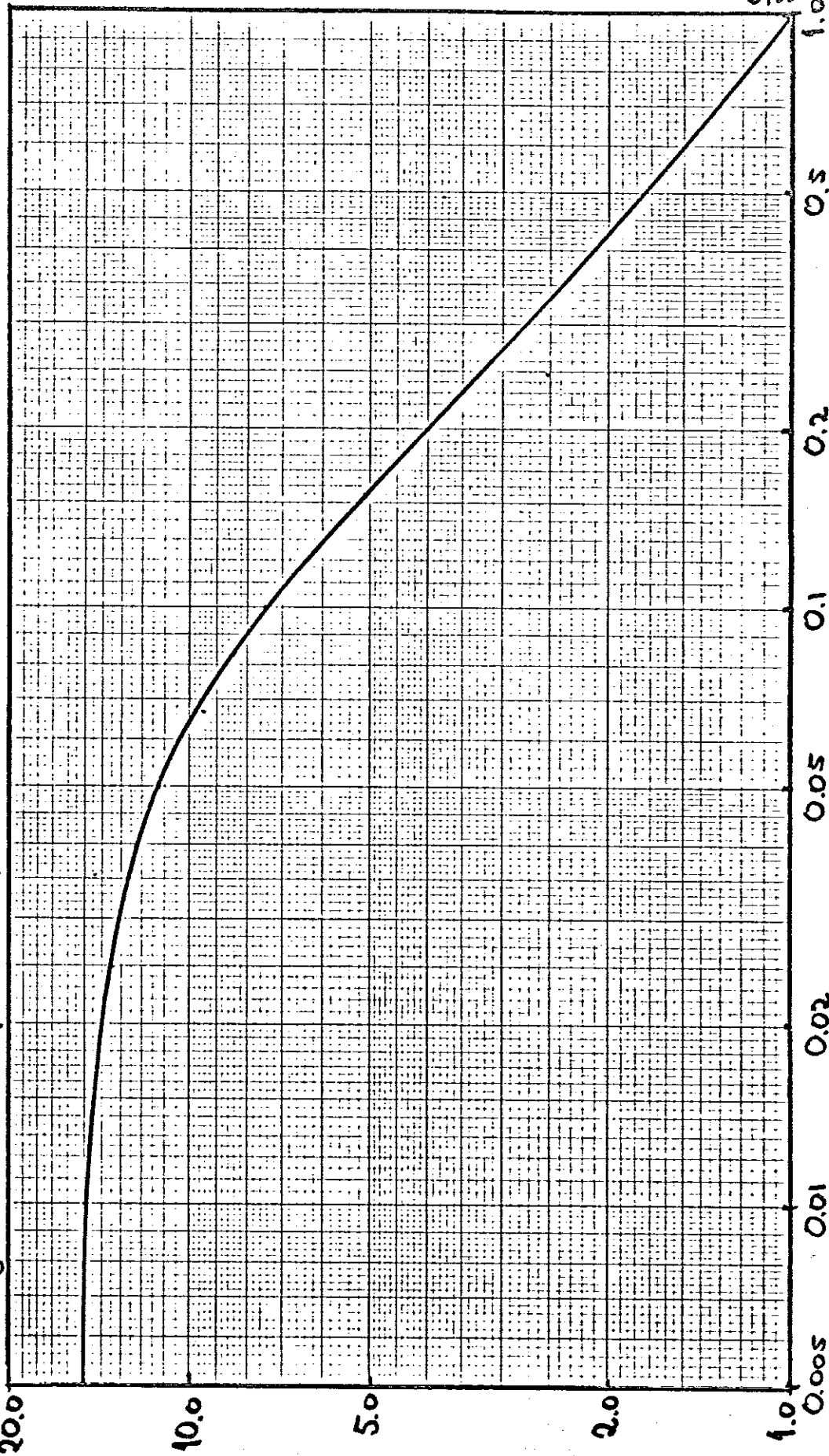


Fig 9.5. Amplitudöverföringsfunktion för trycket i avluftaren, öppna systemet.

10 INSTÄLLNING AV REGULATORERNA

All inställning görs i det normala belastningsfallet, utom i de fall då negativ värmebalans används, vilket då särskilt påpekas.

10.1 Inställning av proportionella regulatorer

Inverkan av regulatorns proportionaldel på systemet kan studeras genom att den fasavancerande delen (D) och den integrerande delen (I) kopplas bort. Då återstår alltså i vardera regulatorn ett första ordningens filter med en förstärkning och en fix tidskonstant. Förstärkningsfaktorn varieras och det bästa värdet bestäms.

För bestämning av det bästa värdet av förstärkningsfaktorn K_a i PIC 40 simuleras systemet med en positiv initialstörning i trycket samtidigt som förstärkningsfaktorn i PIC 45 K_b sätts till 0. Då reglerar endast PIC 40 och någon inverkan av PIC 45 förekommer ej. Se fig 10.1. Här har systemet simulerats med initialtrycket 5 bar för olika värden på K_a . Detta värde på trycket väljs därför att amplituden på trycket vid svängningar mycket sällan överstiger 0,5 bar, enligt upptagningar under praktisk drift. Lägsta värdet på K_a är 1,2, näst lägsta 2 och därefter fördubblat till 64. Systemet kan approximativt betraktas som linjärt för värden på K_a upp till 16. Den första kraftiga nedgången i trycket beror på att utsignalen från PIC 40 ej är upplyft till den nivå som motsvarar intappningsventilens slag vid stationaritet i normallastfallet, utan utsignalen är lika med noll då trycket i systemet är lika med börvärdet. Då alltså utsignalen från PIC:en initialt är noll medför detta att om trycket är lika med börvärdet, ventilen trots detta vill stänga. Men i så fall stiger trycket och utsignalen från PIC:en följer efter, varefter det hela slutar med att systemet vid stationaritet har för högt tryck. Sak samma inträffar om trycket har ett initialvärde skilt från börvärdet. Ökas nu förstärkningen medför det att en avvikelse från börvärdet ger en större ställsignal till ventilen och trycket ställer in sig på ett värde, som ligger närmare börvärdet.

Om till utsignalen från PIC 40 adderas det stationära värdet 3.5 psi medför detta att ett trycksteg i avluftaren, vid låga förstärkningar i PIC:en, på grund av att avluftaren är ett första ordningens stabilt system ej ger ventilen en sådan ändringsignal att denna förändrar sitt slag i någon större utsträckning. Avvikelsen från börvärdet blir ej heller särskilt stor, även om den alltid finns. Simuleras däremot systemet nu i ett annat belastningsfall erhålles återigen ett jämförelsevis stort stationärt fel i trycket. Se fig 10.1.

Det optimala K_a -värdet väljs så att trycket nått och jämnt gör en översläng och sedan ställer in sig på stationärt värde. Detta uppfylles för $K_a = 8$ (se fig 10.1). För lägre värden på K_a finns ingen översläng och för högre värden fås en eller flera överslängar. Tryckets stationära värde blir här inte 4,5 bar utan varierar med K_a , eftersom I-delen av regulatorn är bortkopplad.

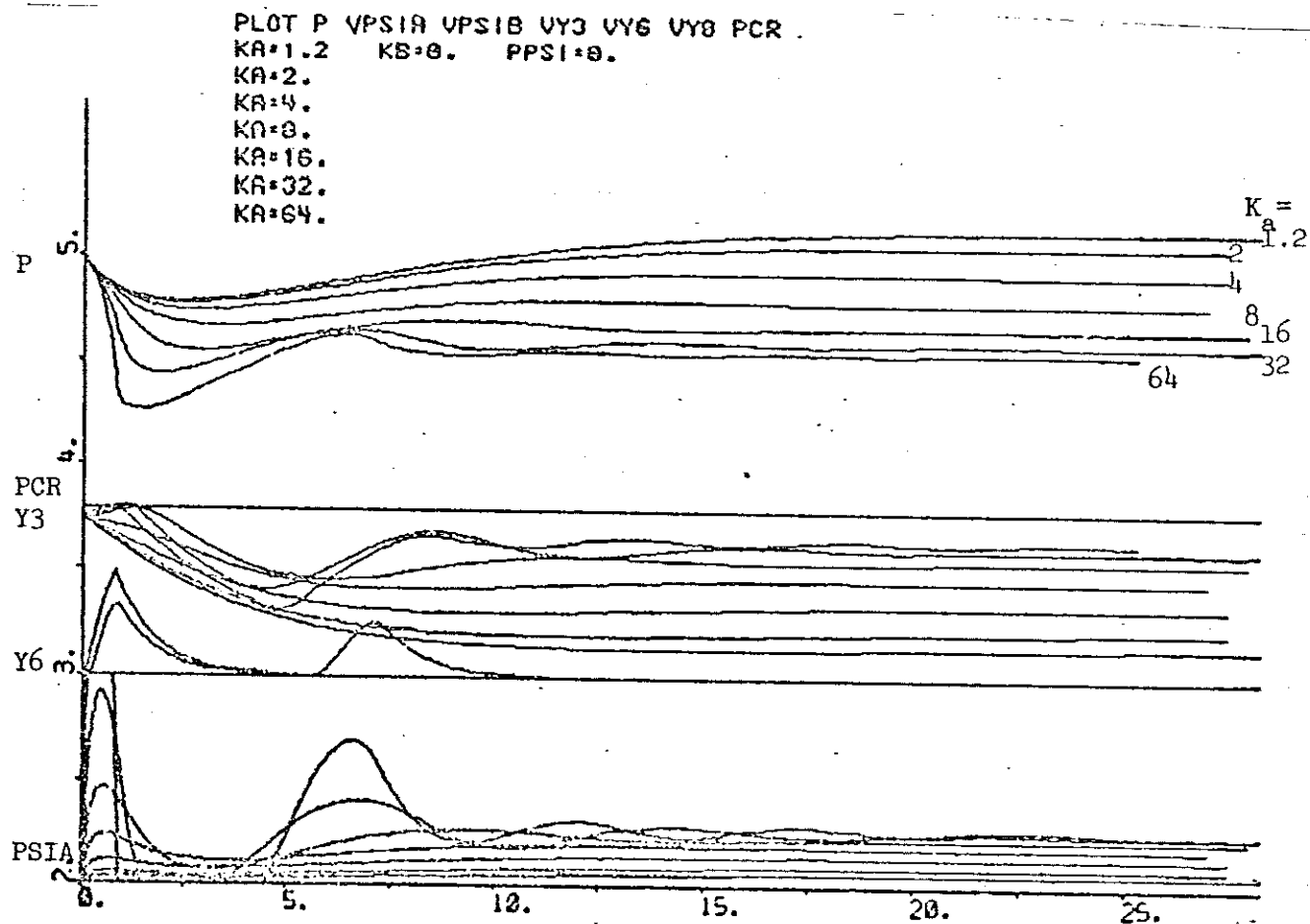


Fig 10. 1.a

Inställning av proportionella regulatorn i PIC 40 då I- och D-delarna är bortkopplade. Samtidigt är PIC 45 bortkopplad för att denna inte ska inverka. Simuleringar har gjorts med olika värden på förstärkningsfaktorn KA i PIC 40 ; $K_a = 1, 2, 4, 8, 16, 32$ och 64 . Då trycket i avluftaren är lika med börvärdet, är utsignalen från regulatorn 0 psi.

Införda beteckningar och axelgraderingar förklaras i kap 15.

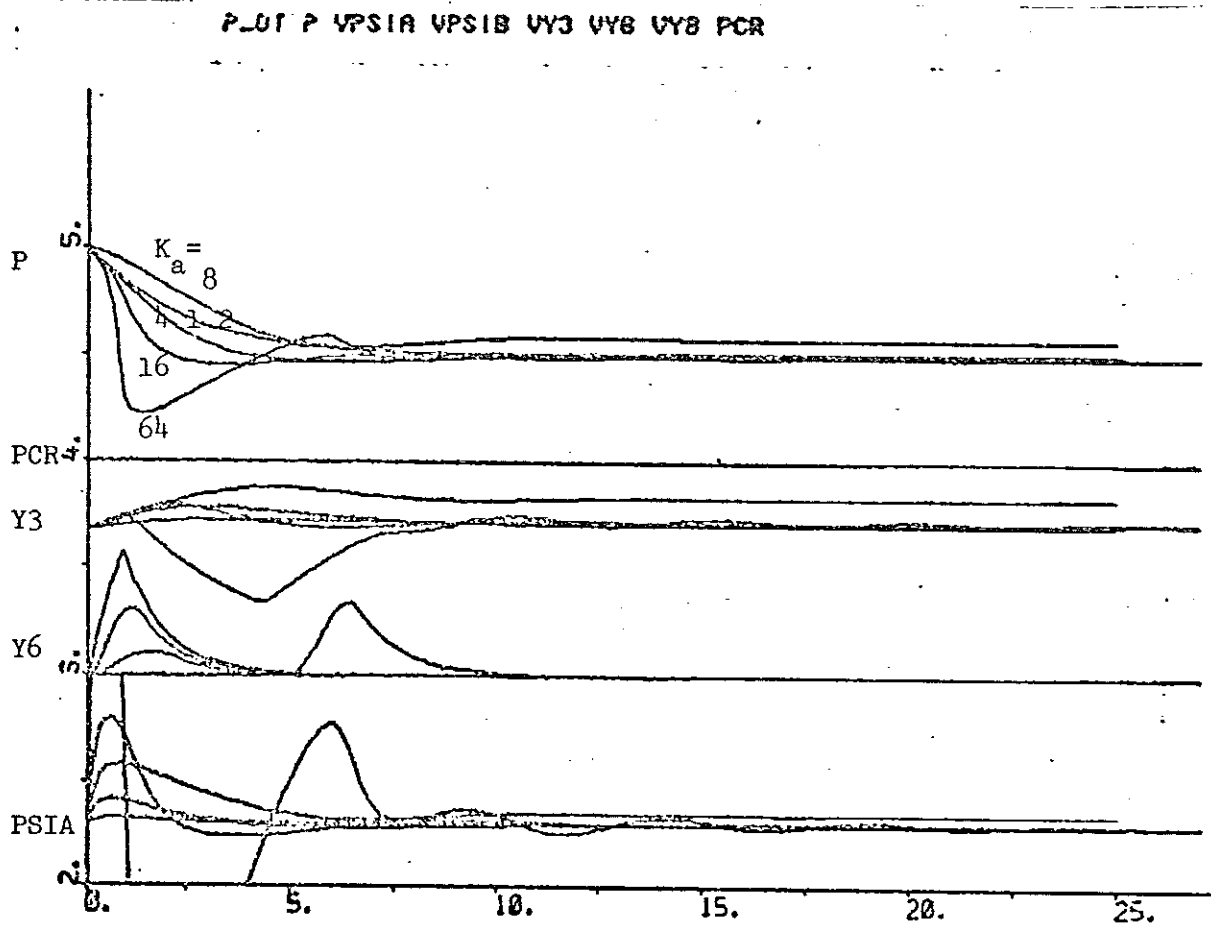


Fig 10. 1.b

Endast P-delen i PIC 40 är inkopplad. Då trycket i avluftaren är lika med börvärdet, så är utsignalen från regulatorn 3.5 psi. K_a är 1, 2, 4, 16 och 64. Simuleringen med något större sluttryck än 4.5 bar är gjord i ett annat belastningsfall än normalfallet och med $K_a = 8$. Simuleringen har gjorts för att visa att en P-reglering inte ensam kan klara av de belastningsvariationer som förekommer.

Den optimala förstärkningsfaktorn K_b i PIC 45 bestäms på liknande sätt. Här har dock den ändringen, jfr med kap 4, gjorts att tidskonstanten i filtret över proportionaldelen har minskats till det mer rimliga värdet 0,75 s. Med den längre tidskonstanten 11,25 s hade en proportionalreglering av PIC 45 varit meningslös. Simulering görs med initialtrycket 4 bar för att denna regulator ska reglera. Börvärdesinställningen i PIC 45 är 4,4 bar och PIC 45 träder in först då trycket understiger detta värde. K_b -värdet väljs så att trycket gör en något större översläng än i förra fallet, för att matarvattenpumpen ska skyddas mot snabba trycksänkningar. K_b väljs till 16. Observera att de här angivna värdena på K_a och K_b innehåller omvandlingsfaktorn ppsi = 1,714 ; se kap 4. För att få den verkliga förstärkningen i regulatorn måste alltså K_a och K_b divideras med ppsi.

Inverkan av s k korskoppling, d v s regulatorernas inverkan på varandra, undersöks därefter (se fig 10.2). K_a och K_b sätts till de optimala värdena och systemet simuleras med initialtrycken 4 och 5 bar. Systemet ställer in sig på samma sätt som i fallen med bara en regulator, och någon märkbar korskoppling föreligger inte. Det bör det ej heller göra, eftersom det finns en dödzon på 0.1 bar mellan de områden i vilka PIC 40 och PIC 45 hämtar sina insignaler.

10.2 Inställning av PI-regulatorn

Förstärkningsfaktorerna sätts på de i 10.1 funna värdena, $K_a = 8$ och $K_b = 16$. De integrerande delarna kopplas in och systemets uppförande för olika värden på integrationstidskonstanterna undersöks.

Systemet simuleras med initialtrycket 5 bar, så att enbart PIC 40 reglerar, med olika värden på integrationstidskonstanten T_a (se fig 10.3). För $T_a \approx 0.25$ s fås självsvängningar i systemet, därför att fasförskjutningen då blir för stor. T_a bör väljas så att risken för självsvängningar är liten, samtidigt som inställningstiden till stationärt värde inte blir för lång. Ett värde som är 4-6 ggr större än värdet för självsvängning kan användas. T_a väljs till 1.4 s. Regulatorn PIC 40 får då en reset-time som ges av $K_a \cdot T_a$ /ppsi och blir 6.6 s. Denna bör hållas konstant, vilket medför att K_a och T_a ändras samtidigt.

Samma undersökning, men med initialtrycket 4 bar, genomföres för integrationstidskonstanten T_b i PIC 45. För att enbart PIC 45 ska reglera, sättes ångflödet från turbon lika med 0.3 kg/s i stället för normalflödet 2.24 kg/s. T_b väljs till 1 s ; se fig 10.4. Reset-time för PIC 45 blir då $K_b \cdot T_b$ /ppsi = 9.4 s vilken också bör hållas konstant.

Korskoppling undersöks genom att T_a och T_b sätts till de valda värdena och systemet simuleras med positiva och negativa störningar på initialtrycket. Inverkan av korskoppling är inte heller här märkbar. Se fig 10.5.

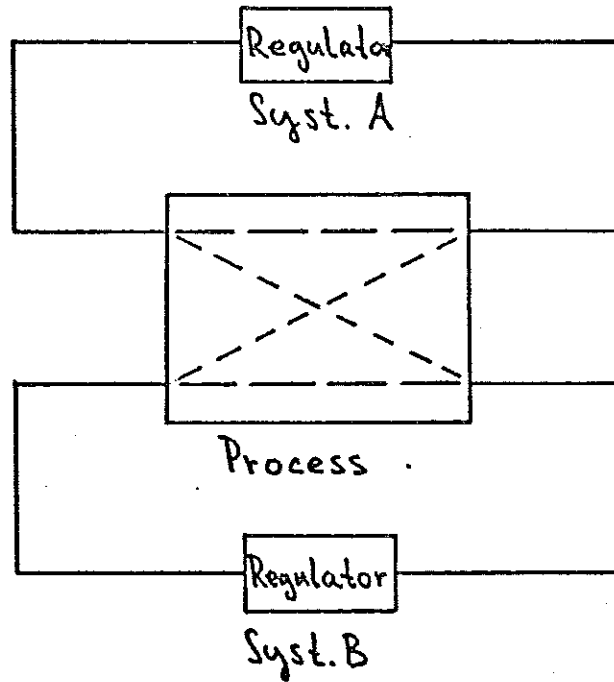


Fig 10.2

Korskoppling. Då regulator A eller B ensam reglerar processen markeras påverkan på denna av de långstreckade linjerna. Om däremot både regulator A och B styr processen inträffar det att utsignalen från A påverkar insignalen till B och vice versa, vilket i figuren markeras med kortstreckade linjer. Detta kan medföra att processen blir instabil trots att denna är stabil vid reglering med enbart regulator A eller B.

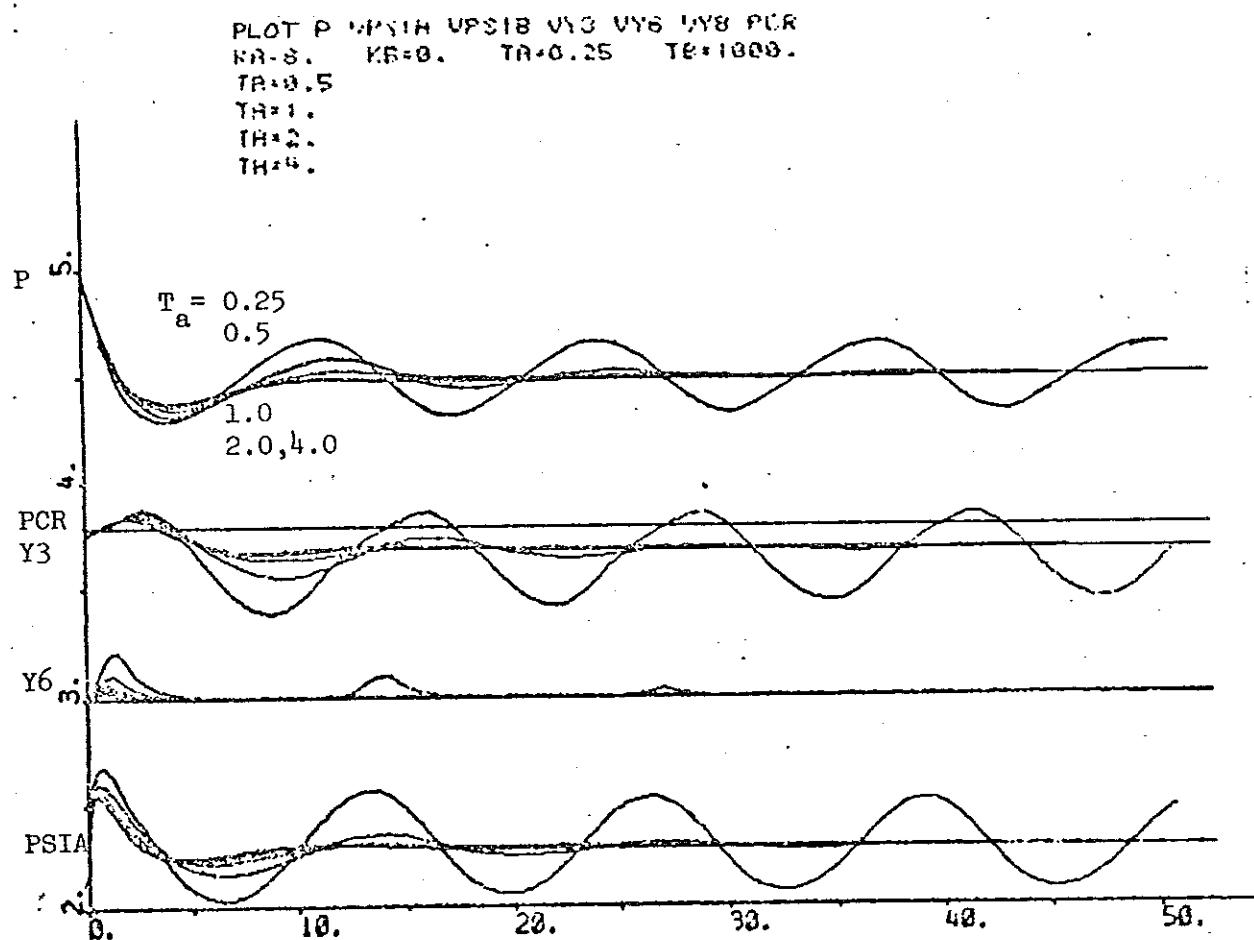


Fig 10.3

Inställning av PI-regulatorn. Endast PIC 40 reglerar och D-delen i denna är bortkopplad. Integrationstidskonstanten T_a i PIC 40 varieras; $T_a = 0.25, 0.5, 1, 2$ och 4 s.

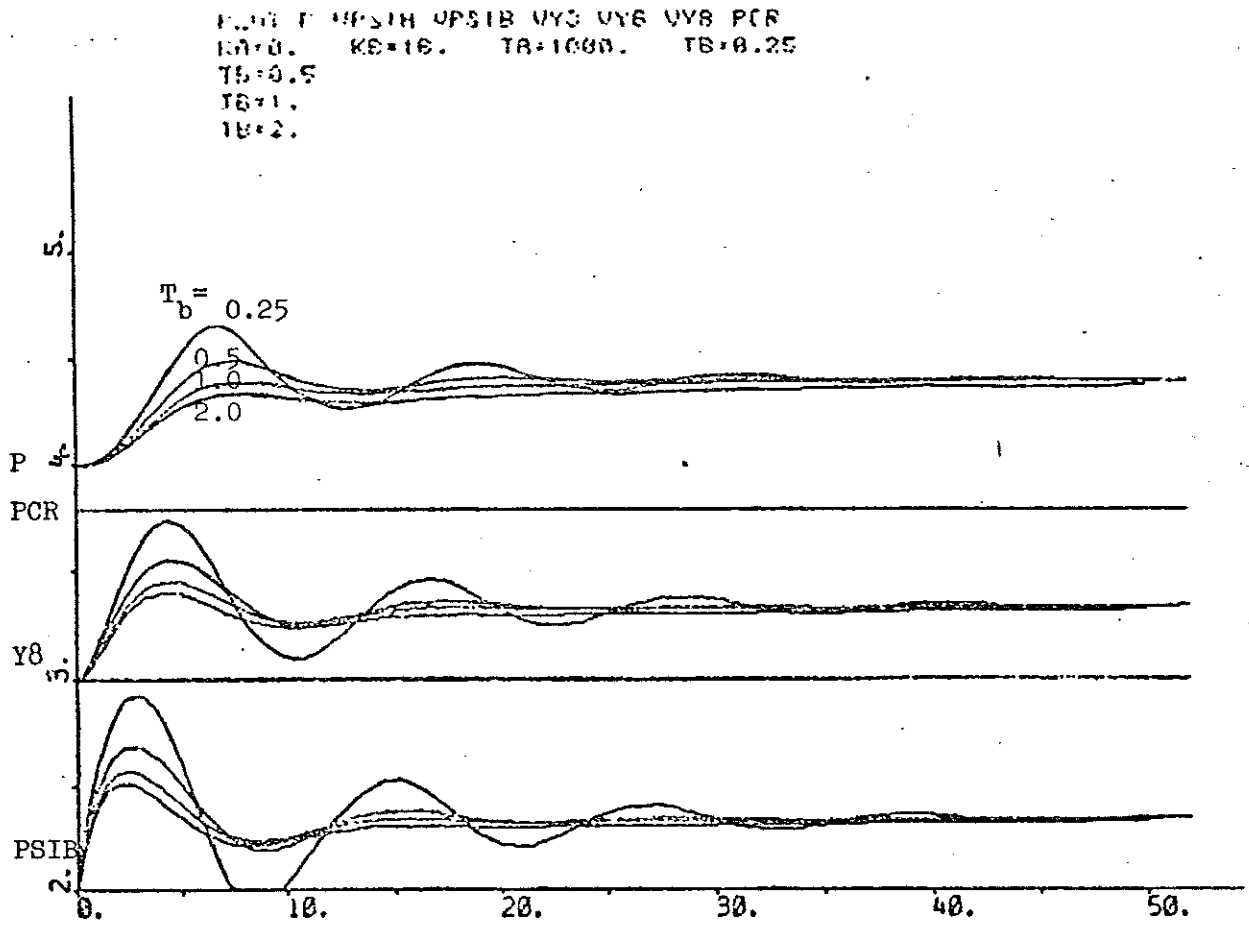


Fig 10.4

Inställning av PI-regulatorn. Endast PIC 45 reglerar och D-delen i denna är bortkopplad. Integrationstidskonstanten T_b i PIC 45 varierar; $T_b = 0.25, 0.5, 1$ och 2 s.

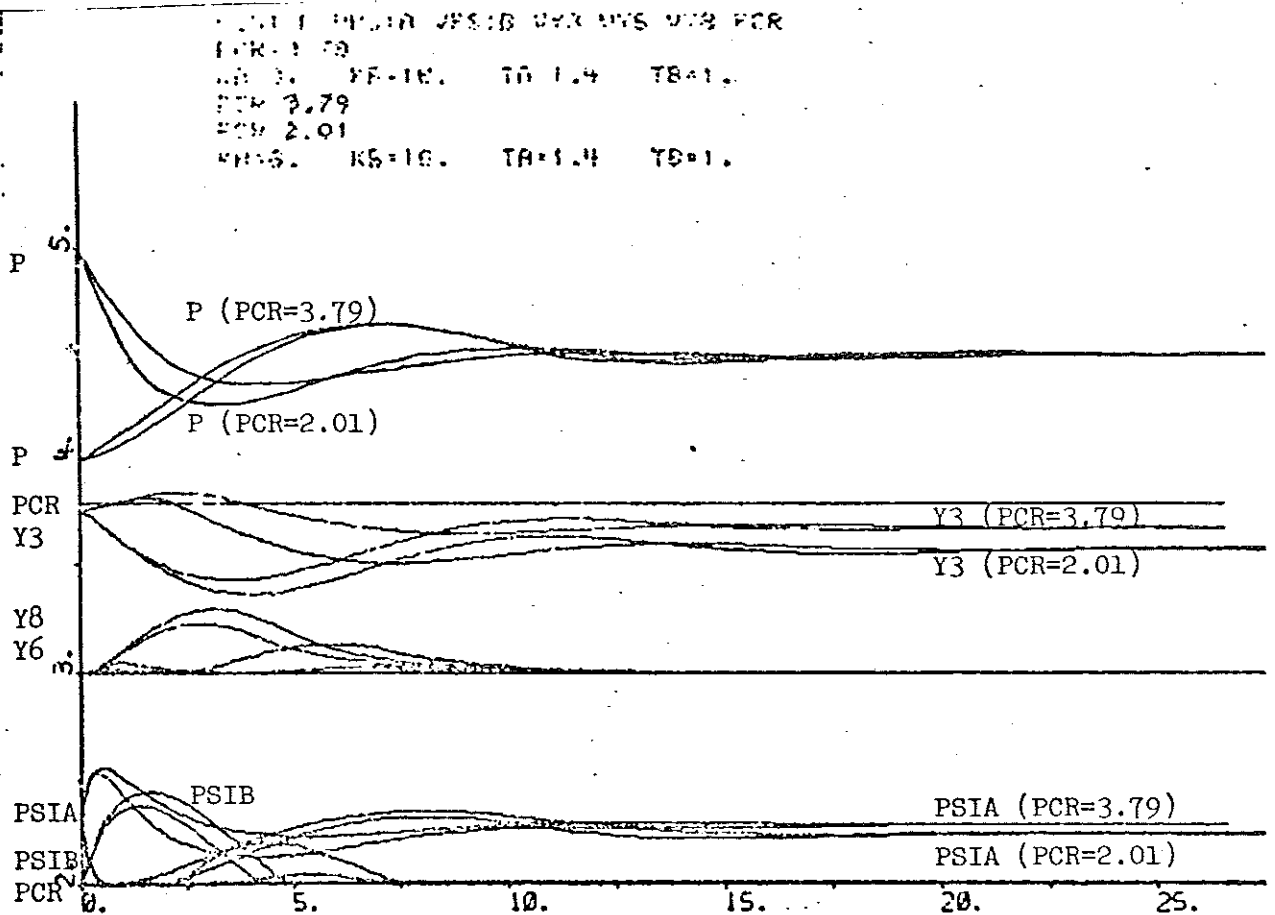


Fig 10.5

Undersökning av inverkan av korskoppling med båda PI-regulatorerna inkopplade. Dessa är här inställda och simulering görs med initialtrycken 4 och 5 bar och för vardera av dessa med crossovertrycket 3.79 och 2.01 bar.

10.3 Inställning av fasavanceringen

Sedan P- och I-delarna ställts in, undersöks inverkan av fasavanceringen (D-delen). D-delens parametrar är T_d och T_i . Den lägre brytfrekvensen är $\omega_d = 1/T_d$ och den högre $\omega_i = 1/T_i$ (se fig 10.6).

Kvoten mellan T_d och T_i hålls här konstant, c:a 10, med hänsyn till komponentvärden i det elektriska nätet. Om T_d och T_i väljs till högre värden fås lägre brytfrekvenser och därmed större förstärkning för små frekvenser. Omvänt blir förstärkningen liten ($= 1$ för $\omega < \omega_d$) för små frekvenser om T_d och T_i väljs till lägre värden.

För att finna de bästa värdena på parametrarna T_{da} och T_{ia} i PIC 40 har systemet simulerats med begynnelsestrycket $p = 5$ bar. Parametrarna bestäms så att inställningen till stationära värdet $p = 4.5$ bar blir så snabb som möjligt. T_{da} väljes till 1.06 s och T_{ia} till 0.1 s (se fig 10.7).

Parametrarna T_{db} och T_{ib} i PIC 45 kan på samma sätt bestämmas genom simulering med begynnelsestrycket $p = 4$ bar. T_{db} väljs till 1,5 s och T_{ib} till 0,15 s (se fig 10,8).

Fasavanceringarna har dock ingen avgörande inverkan dels på systemets stabilitet och dels på systemets förmåga att snabbt ställa in sig på det stationära värdet. Dessutom medför fasavanceringen att utsignalen från PIC:en får större amplitud, vilket i sin tur för med sig fler och kraftigare ventilrörelser. Detta är bland annat ur slitagesynpunkt ej önskvärt varför fasavanceringen i PIC 40 helt bör slopas. Emellertid kan den behållas i PIC 45, som reglerar vid lägre tryck än 4,4 bar i avluftaren, för att motverka snabba trycksänkningar. Detta ger en viss säkerhet för att skydda matarpumpen mot kokning i inloppet.

Komponentvärden, för de i detta kapitel framtagna parameterinställningarna, finns sammanställda i appendix A.

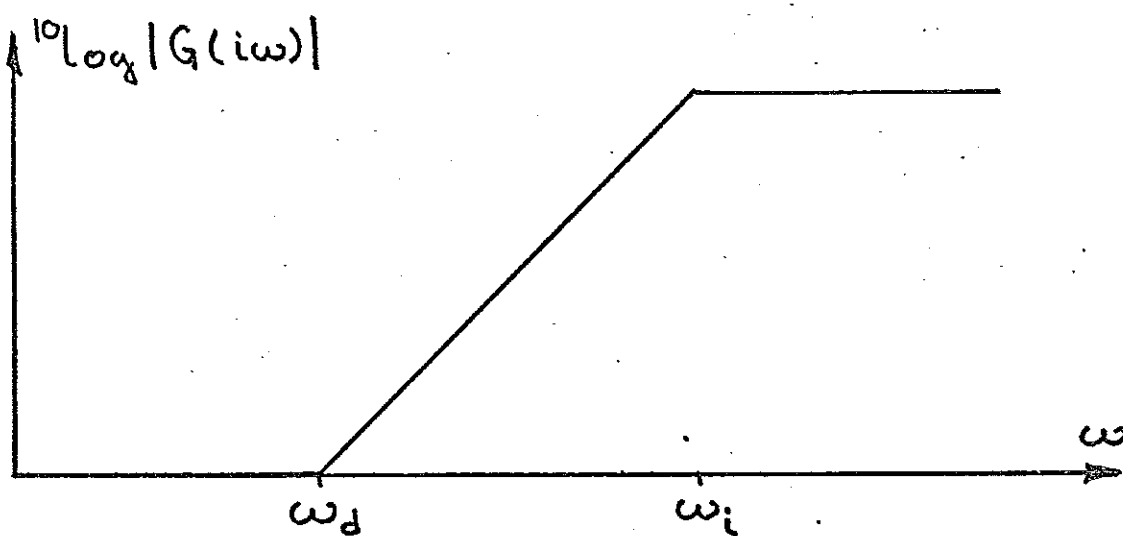


Fig 10.6

Asymptotisk amplitudöverföringsfunktion för fasavancering.

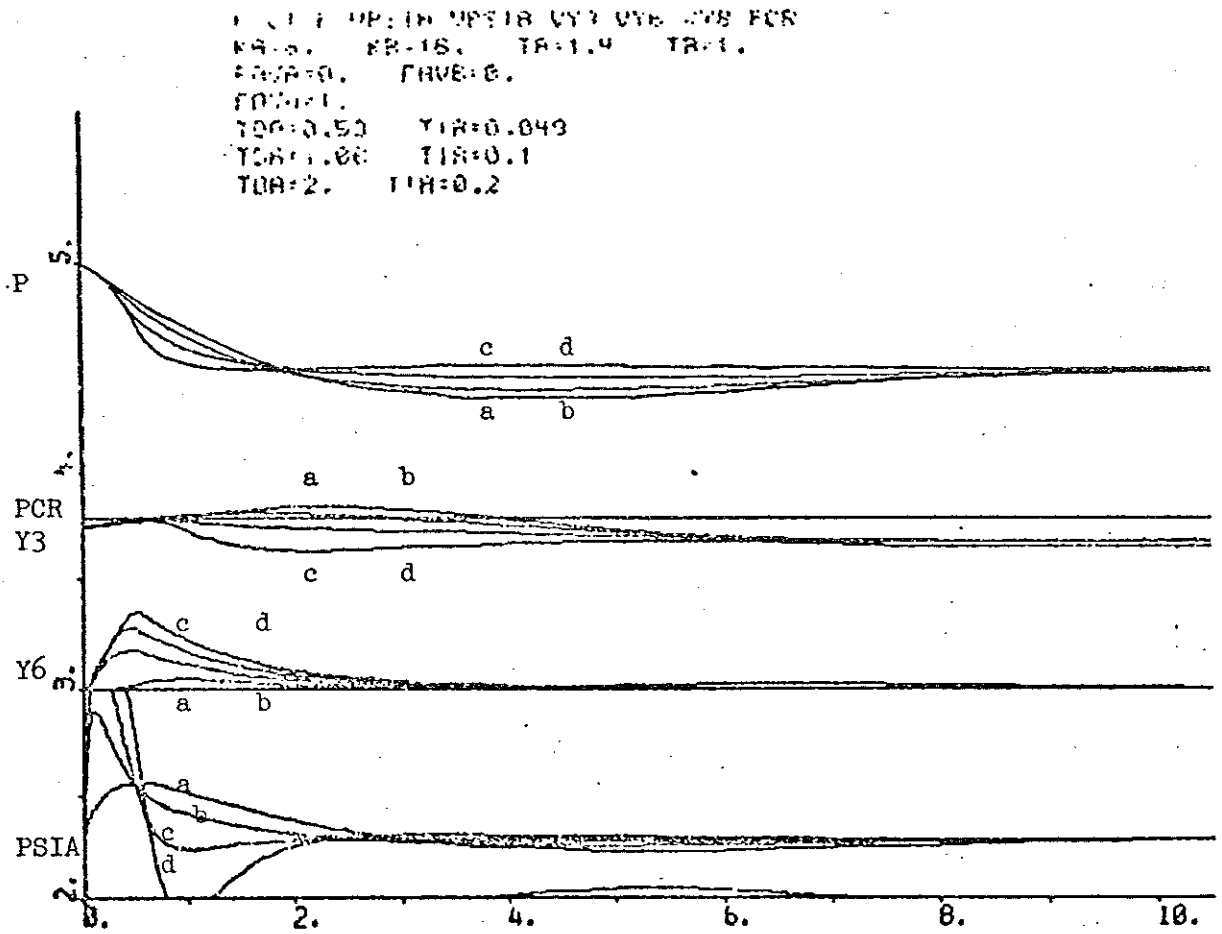


Fig 10.7

Simulering av processen dels utan, kurva (a) med den största över-
 slängen, och dels med fasavancering i PIC 40 då denna ensam reglerar
 trycket i avluftaren. Brytpunkterna har därvid parvis antagit värdena
 med motsvarande kurvas beteckning angiven inom parantes;

$$T_{da} = 0.53 \quad T_{ia} = 0.048 \quad (b)$$

$$T_{da} = 1.06 \quad T_{ia} = 0.01 \quad (c)$$

$$T_{da} = 2.0 \quad T_{ia} = 0.02 \quad (d)$$

11 SIMULERING AV OLIKA LASTFALL

Som sagts i kap 10, har parameteroptimeringen gjorts i normal-lastfallet. Undersökning av systemet med optimalt inställda regulatorer har sedan gjorts i olika lastfall. Dessa är dels hämtade ur beräkningar gjorda på Kockums och dels konstruerade enligt anvisningar av handledaren, P-E Mases. I samtliga lastfall tillföres avluftaren ånga från turbogeneratoren och matarvattenpumpen. Följande lastfall används:

Lastfall 1 (LF 1) ; normallastfallet. Huvudmaskinen ger då maximal effekt. Det största kondensatflödet till avluftaren kommer från andra förvärmaren och det kalla kondensatet från HP-drain-tank är relativt litet. Entalpin för detta kondensat är i samtliga lastfall c a 30 % lägre än entalpin för kondensatet från andra förvärmaren. Det är i huvudsak crossover-ventilen som reglerar trycket; endast vid kraftiga tryckhöjningar eller vid trycksänkningar träder dumpventilen resp make-up-ventilen in.

Lastfall 3 (LF 3) ; tankarna tvättas, samtidigt som huvudmaskinen ger full effekt. Kondensatflödet från HP-drain-tank är c a 13 ggr större än i lastfall 1. Även i detta fall är det huvudsakligen crossover-ventilen som reglerar trycket i avluftaren.

Lastfall 4 (LF 4) ; lossning i kallt klimat. Flödet från HP-drain-tank är störst i detta fall. Huvudmaskinen används inte och därför kommer det inte något flöde från andra förvärmaren till avluftaren. Crossover-ventilen är helt stängd, varför dumpventilen reglerar trycket.

Modifierat lastfall 4 (LF 4 M); Ångflödet från turbogeneratoren har minskats till hälften jämfört med LF 4. I övrigt råder samma förhållanden som i LF 4. Värmebalansen blir då negativ och make-up-ventilen måste träda in och reglera för att upprätthålla trycket.

Lastfall 5 (LF 5) ; Lastning i varmt klimat. Kondensatflödet från andra förvärmaren är noll, eftersom huvudmaskinen inte används. Flödet från HP-drain-tank är c a hälften av vad det är i lastfall 4. Crossover-ventilen är då stängd och dumpventilen reglerar trycket.

Modifierat lastfall 5 (LF 5 M); Kondensatflödet från HP-drain-tank har minskats till hälften. I övrigt råder samma förhållanden som i lastfall 5. Detta representerar ett låglastfall, som liknar körning av systemet t ex vid kaj.

De i lastfall 1 optimala parametervärdena (se kap 10) har ställts in och systemet har simulerats i alla lastfall ; se fig 11.1. Initialstörningar har funnits i form av felaktiga begynnelsevärden. Simuleringarna visar att systemet är stabilt och att det ställer in sig på stationära värden i alla dessa lastfall. I det fall då värmebalansen är negativ, är det make-up-ventilen som

reglerar trycket. Stationära trycket är då 4,4 bar, eftersom börvärdet är inställt på 4,4 i PIC 45.

Då ingen märkbar skillnad mellan de olika lastfallen föreligger, görs även i fortsättningen alla undersökningar i lastfall 1.

Utförandet av lastfallsval: se appendix C.

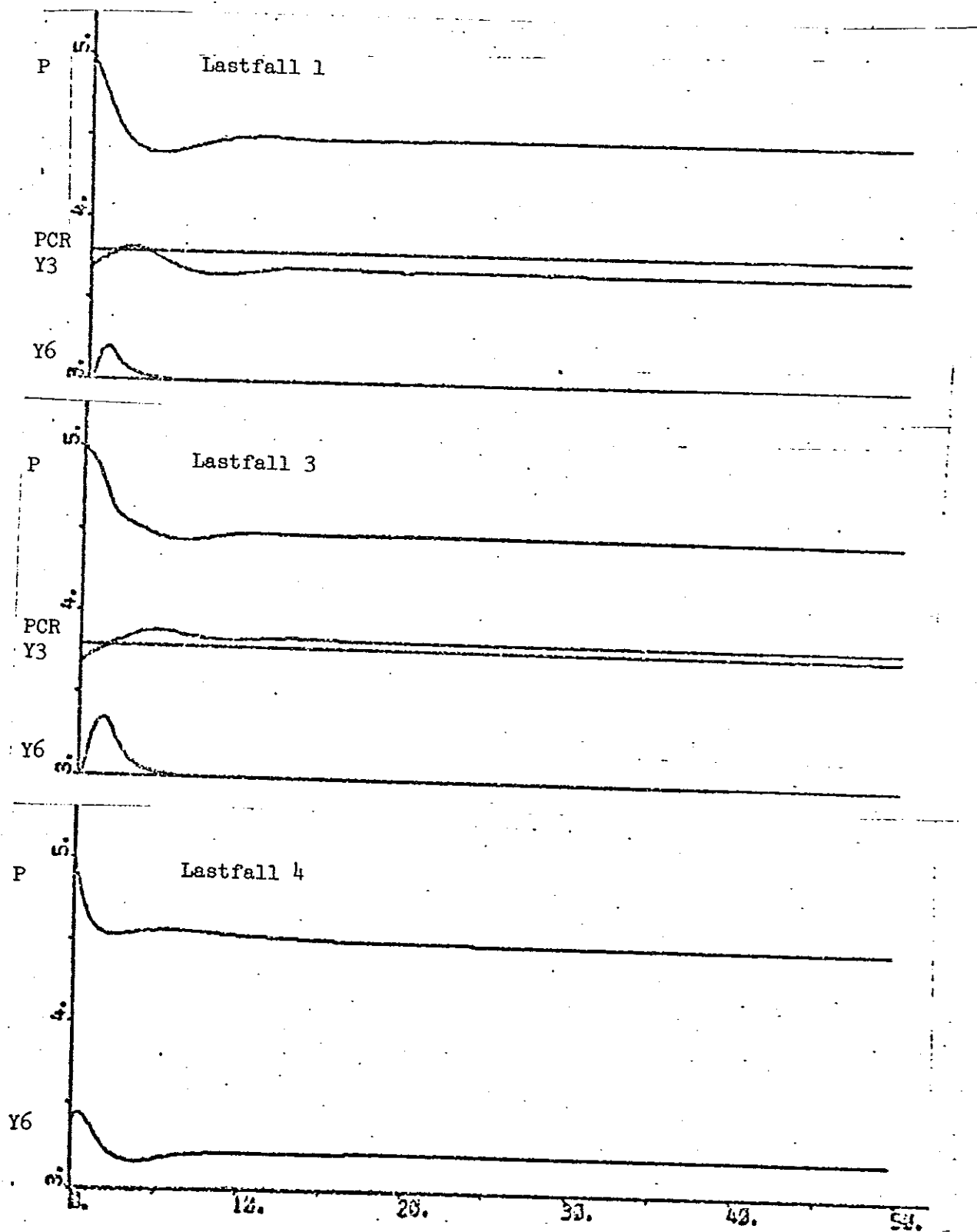


Fig 11.1.a

Simulering av det slutna systemet med initialstörning i trycket och i olika lastfall.

Införda beteckningar och axelgraderingar förklaras i kap 15.

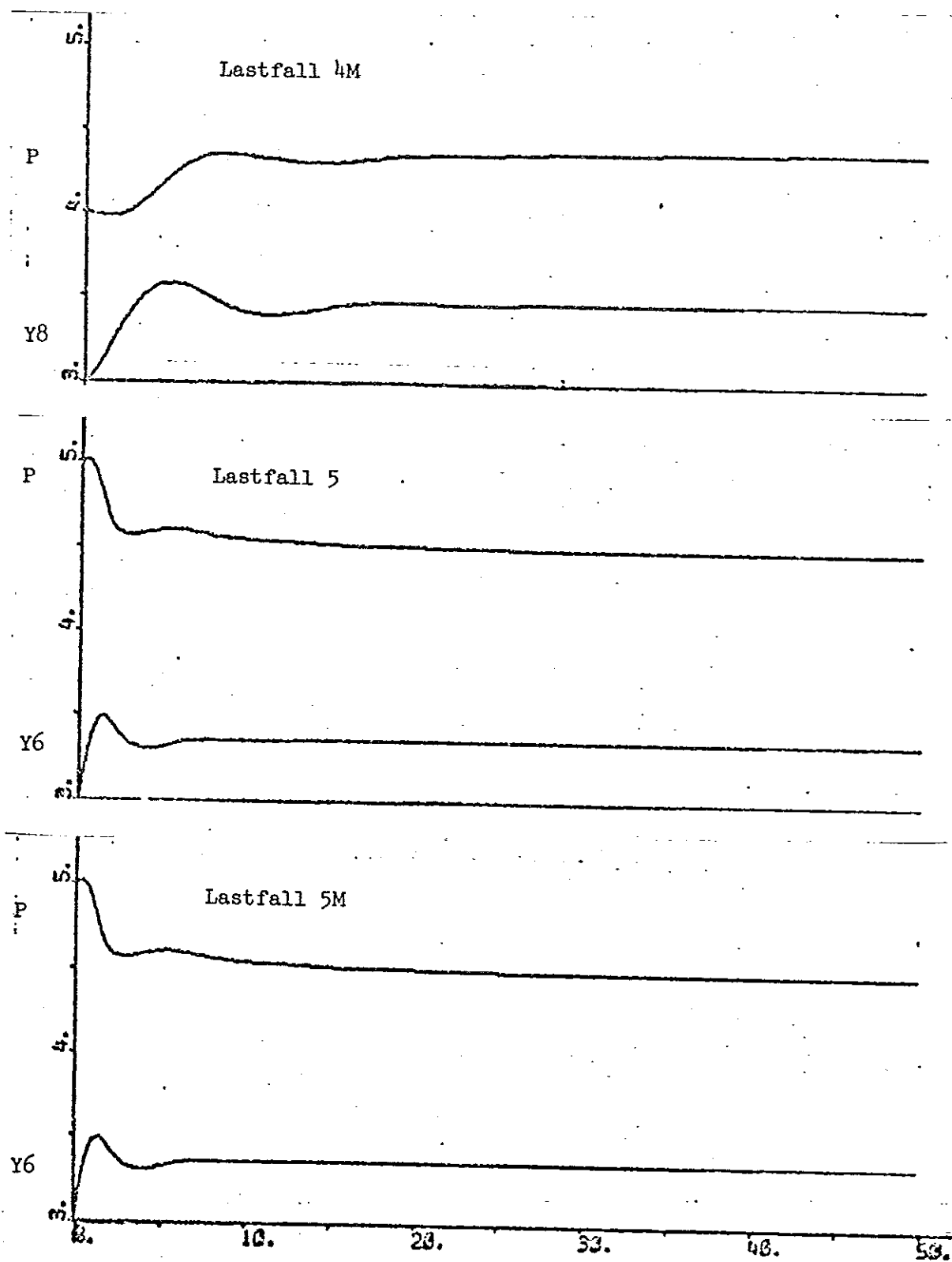


Fig 11.1.b

Simulering av det slutna systemet med initialstörning i trycket och i olika lastfall.

12 STÖRNINGAR PÅ PROCESSEN

12.1 Inledning

För att testa modellen under villkor, som mera liknar ett verkligt driftsförhållande, har sinusstörningar, brusstörningar, stegstörningar och ramper lagts på insignalerna. Samtliga störningar utom bruset finns inlagda i programmet, enl kap 8, och kan inkopplas genom att en amplitud väljs så att den blir skild från noll. Dessutom kan vissa andra parametrar som frekvens, fas och derivata väljas fritt. Brus på insignalerna kan erhållas endast om simuleringen görs med uppdelning i huvud- och delprogram; se kap 8 och appendix F. Här kan nämnas att det ur regleringssynpunkt är ointressant på vilken insignal en sinusstörning lägges, då det endast är signalens amplitud och frekvens, som är avgörande. Detta under förutsättning att det endast finns en störning. Alla parametrar är i de följande simuleringarna inställda på sina optimala värden (kap 10), utom i ett fall, då jämförelse med de ursprungliga parametrarna görs. Detta dels för att minska antalet simuleringar och dels därför att det är rimligt att förutsätta optimal inställning.

12.2 Stegstörningar

Stegstörningar har simulerats framför allt genom att initialstörningar har lagts på trycket i avluftaren eller på ett ventilslag. Små initialstörningar uppstår även genom de fel som numeriskt beräknade initialvärden alltid är behäftade med. Vid dessa simuleringar ställer systemet snyggt in trycket i avluftaren på 4.5 bar; se figurer i kap 10.

12.3 Ramp

En ramp har lagts på trycket i crossovern för att simulera de lastfall då trycket i denna sjunker från ett högt till ett lågt värde och omvänt. Om trycket sjunker under 2 bar ska intappningsventilen stänga och utsignalen från PIC 40 höjas 6 psi, för att dumpventilen lättare ska kunna reglera. Steget på 6 psi i utsignalen från PIC 40 syns tydligt i de två simuleringar som är redovisade nedan. Fig 12.1 är gjord med den ursprungliga parameterinställningen, medan simuleringen enl fig 12.2 gjorts med de optimala parametrarna (se kap 10). I fig 12.2 observeras att trycket i avluftaren mycket väl håller sig vid 4.5 bar och att detta åstadkommes med hjälp av att intappningsventilen stänger något (då crossover-trycket är större än 2 bar). Några svängningstendenser kan inte upptäckas.

12.4 Sinusstörningar

En sinusstörning med konstant amplitud och med ett antal olika frekvenser har lagts på storkondensatflödet, MVS, för bestämning av processens amplitudöverföringsfunktion. Systemets uppförande visas i fig 12.3 och 12.4 och amplitudöverföringsfunktionen i fig 12.5. I figuren är också överföringsfunktionen för intappningsventilens slag införd. Ur dessa figurer kan utläsas att systemet har

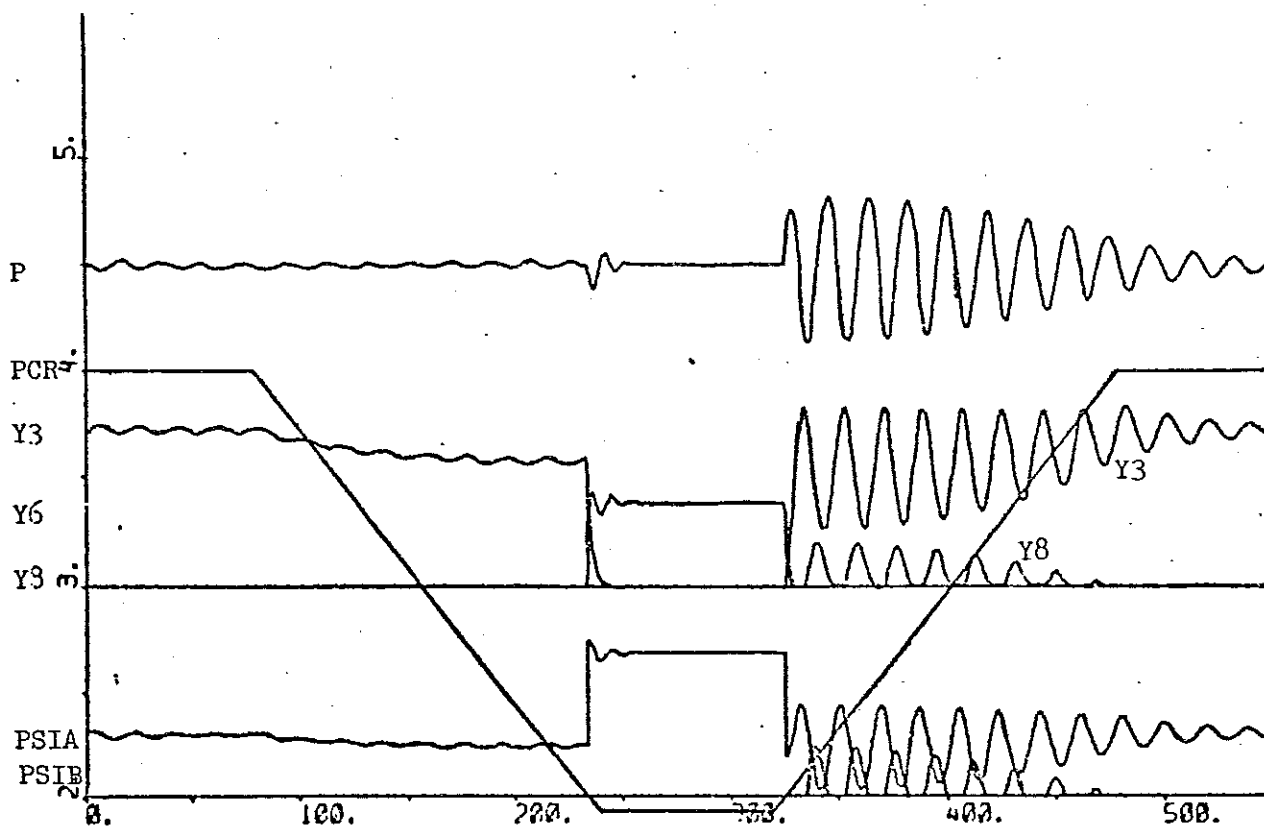


Fig 12.1

Ramp på crossover-trycket med den ursprungliga inställningen av regulatorparametrarna. Då crossover-trycket sjunker under 2 bar stänger crossover-ventilen och utsignalen från PIC 40 höjs med 6 psi för att den ska ligga inom dumpventilens reglerområde. Crossover-ventilen öppnar och utsignal från PIC 40 minskas med 6 psi då crossover-trycket åter stiger över 2 bar.

Införda beteckningar och axelgraderingar förklaras i kap 15.

Regulatorparametrarnas ursprungliga värden;

$$T_{fa} = 0,22 \text{ s} \quad T_{fb} = 11,25 \text{ s}$$

$$K_a = 1,2 \quad K_b = 4,2$$

$$T_a = 0,7 \text{ s} \quad T_b = 1,4 \text{ s}$$

Jämför för övrigt kap 4 sid 23 och 24.

(Simuleringen har gjorts utan fasavancering.)

PLOT P VPSIA VPSIB VY3 VY6 VY8 PCR

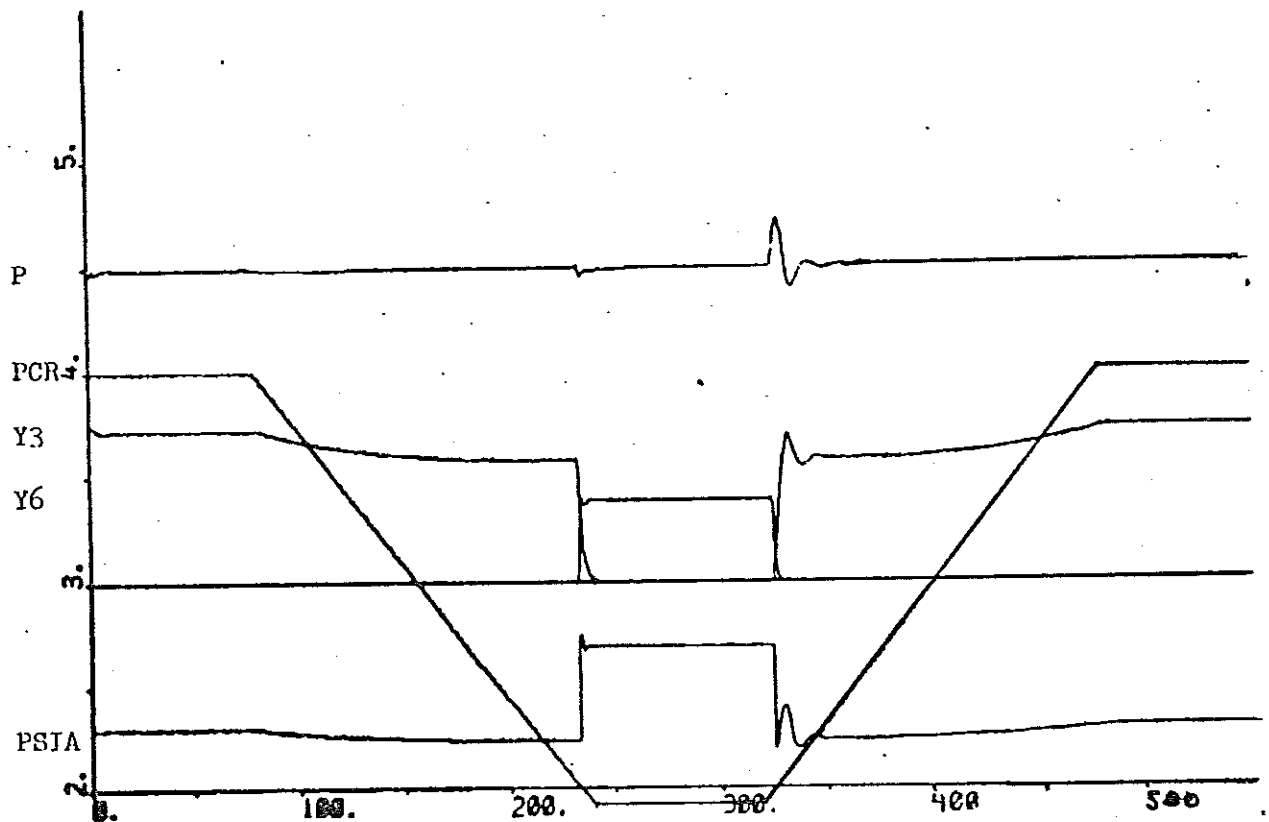


Fig 12.2

Ramp på crossovertrycket med den enl kap 10 ändrade parameterinställningen i regulatorerna. Jfr med fig 12.1 där den ursprungliga inställningen användes. Svängningarna i systemet har eliminerats med den nya inställningen.

De nya regulatorparametrarnas värden;

$$\begin{array}{ll} T_{fa} = 0,22 \text{ s} & T_{fb} = 0,75 \text{ s} \\ K_a = 8 & K_b = 16 \\ T_a = 1,4 \text{ s} & T_b = 1,0 \text{ s} \end{array}$$

Jämför för övrigt kap 10.

(Simuleringen har gjorts utan fasavancering.)

PLOT P VPSIA VPSIB VY3 VY6 VY8 PCR

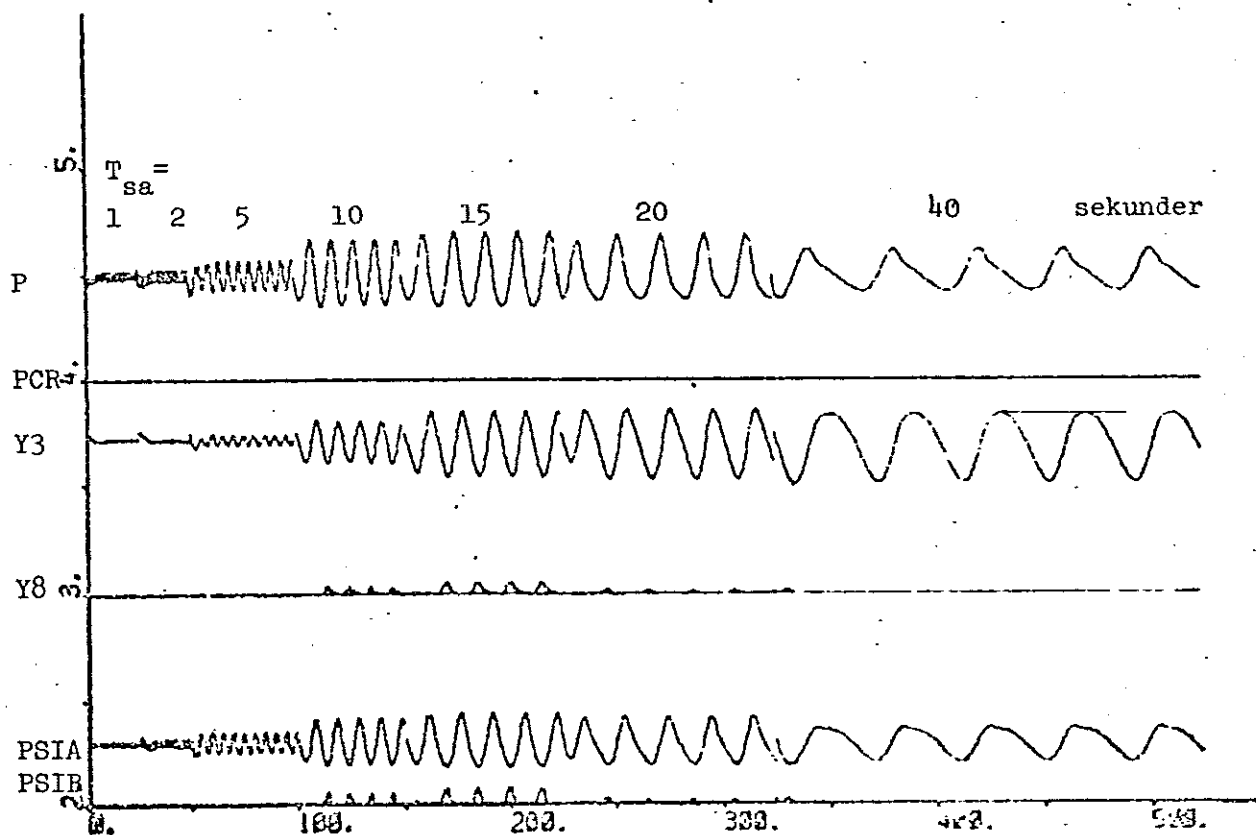


Fig 12.3

Sinusstörning med konstant amplitud och varierande frekvens överlagrad på kondensatinflödet. Störningens periodtid är i ordning från vänster 1, 2, 5, 10, 15, 20 och 40 s.

PLOT P VPSIA VPSIB VY3 VY6 VY8 PCR

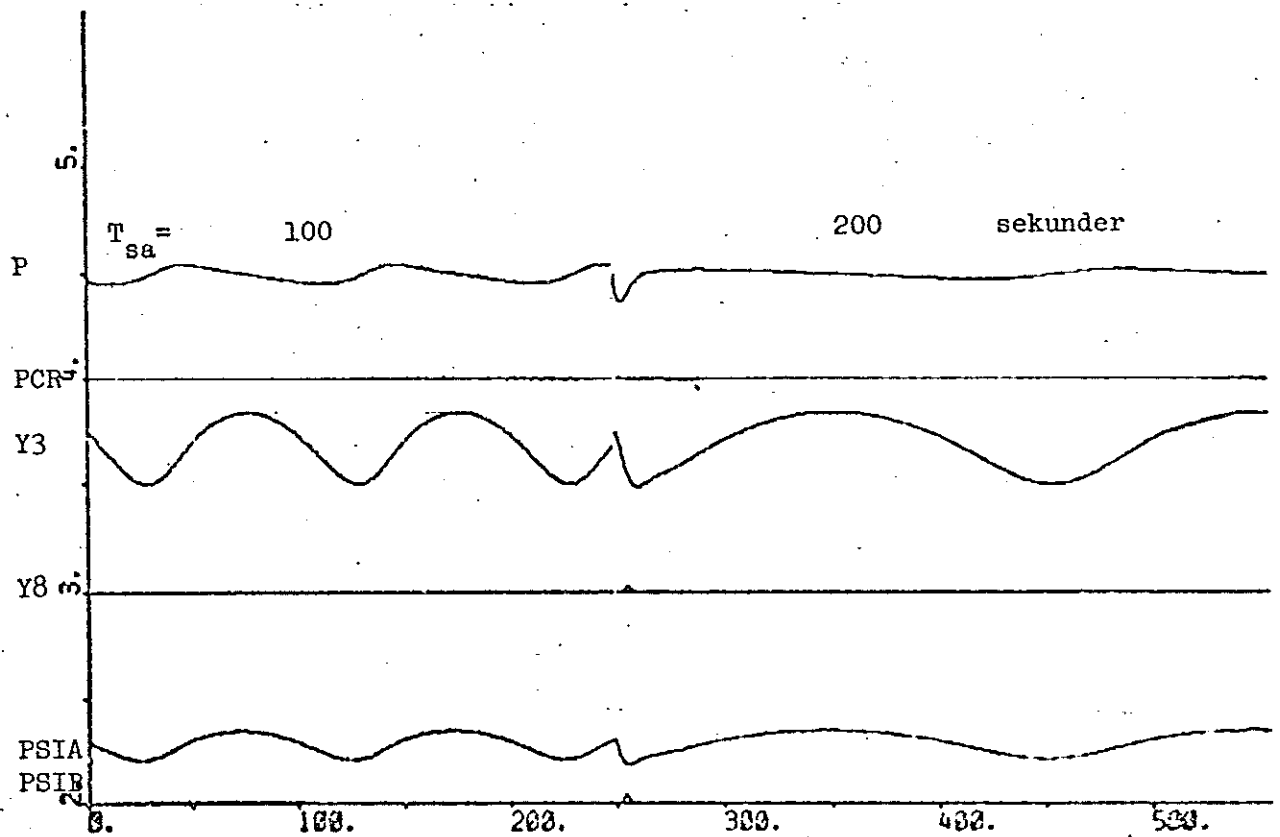


Fig 12.4

Sinusstörning med konstant amplitud och periodtiderna 100 och 200 s överlagrad på kondensatinflödet. Avluftartrycket svänger mycket lite, eftersom crossover-ventilen hinner med att reglera då störningens periodtid är lång.

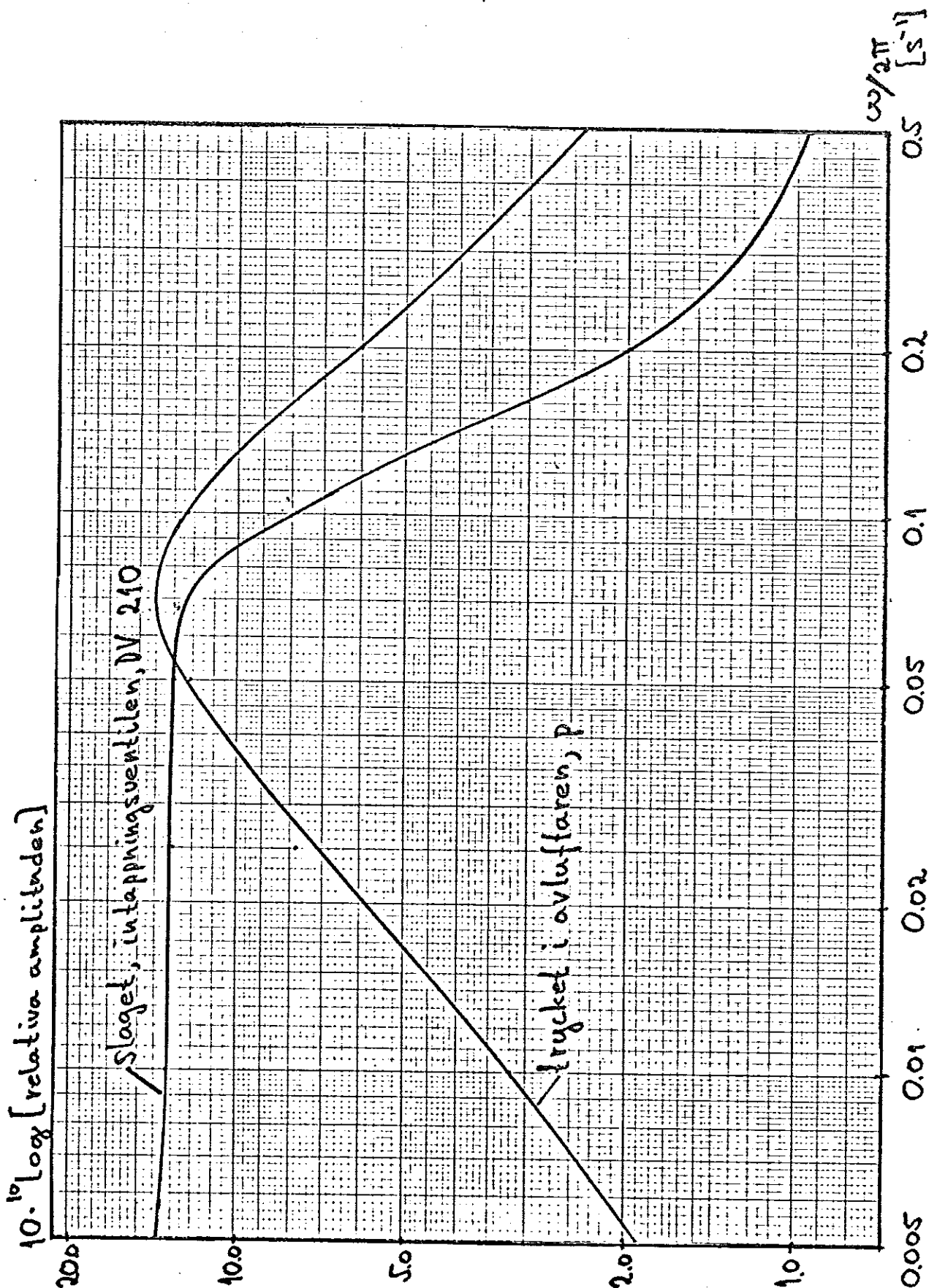


Fig 12.5

Amplitudöverföringsfunktionen för trycket i avluftaren och för intagningsventilens slag. Observera att amplituderna är relativa. Kurvan har upptagits med frekvensanalys, d v s en sinussignal med konstant amplitud och varierande frekvens har varit insignal till systemet.

en resonans vid ca $0.07 \text{ Hz} = 0.45 \text{ rad/s}$, vilket motsvarar en periodtid av ca 15 s, att högre frekvenser filtreras bort effektivt och att vid lägre frekvenser regleringen klarar av störningen, d v s tryckvariationerna blir små på bekostnad av en relativt kraftig ventilrörelse. Jämför med motsvarande simulering av det öppna systemet i kap 9 fig 9.3 och 9.4.

En simulering med samtliga fyra sinusstörningar med skilda frekvenser, amplituder och faser har också gjorts. Resultatet av denna visas i fig 12.6, varur kan utläsas att inga som helst tendenser till självsvängningar förekommer.

12.5 Stokastiska störningar

På grund av att stokastiska störningar innehåller många varierande och även höga frekvenser tar simuleringar med detta lång tid. Därför har endast en simulering gjorts, se fig 12.7. Också ur denna kan den slutsatsen dras, att systemet är stabilt.

12.6 Stegstörningar av exponentialtyp

Stegstörningar med ett exponentiellt förlopp har lagt på trycket i cross-overn med hjälp av funktionerna EXPS3 och EXIS3. Se fig 12.8. Resultatet skall jämföras med simuleringen av det öppna systemet i kap 9, fig 9.2. Det syns härvid tydligt hur väl regleringen håller trycket i avluftaren genom att reglera med intappningsventilen. Samma typ av störning har även lagts på kondensatinflödet, vilket ger samma resultat som ovan. Se fig 12.9.

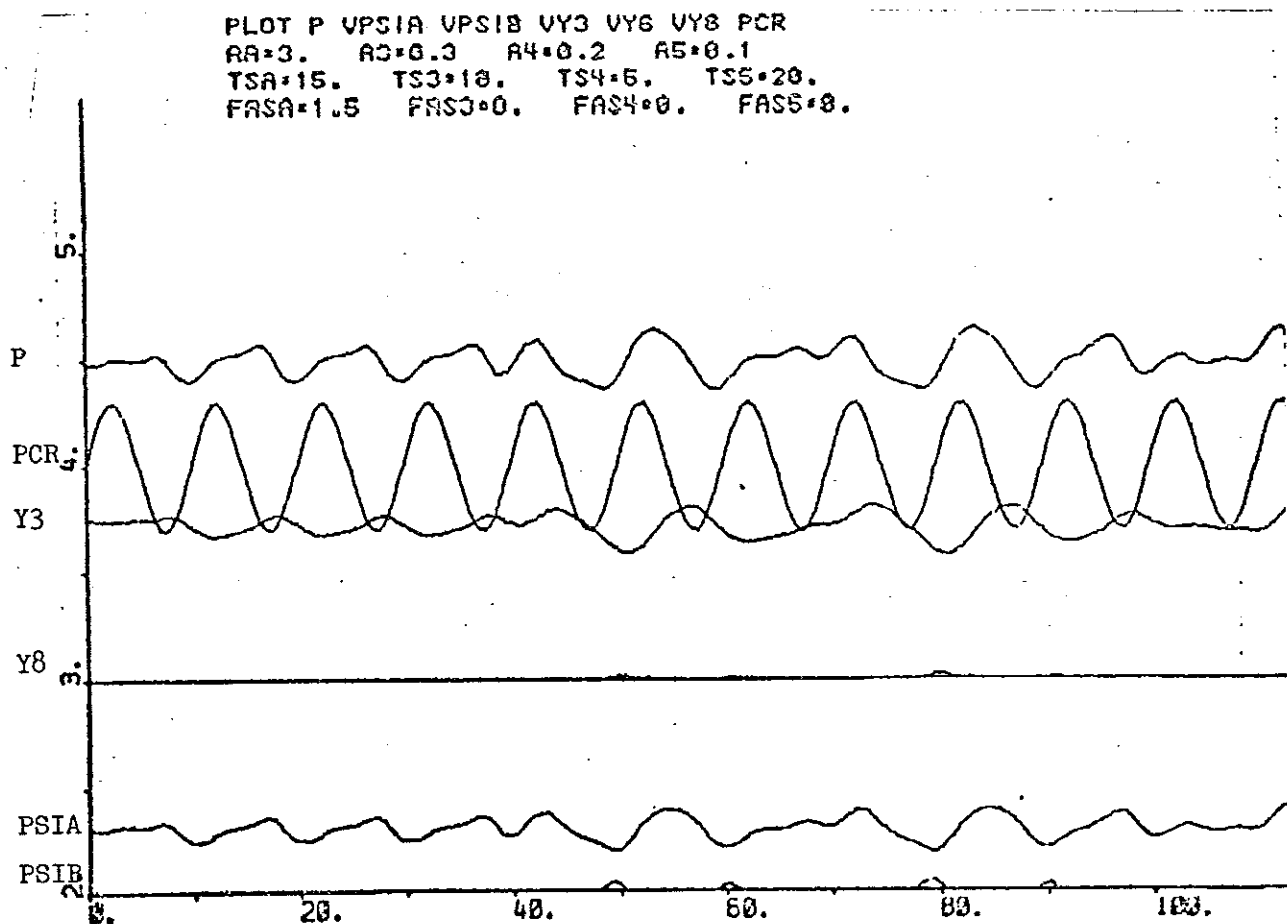


Fig 12.6

Sinusstörningar på kondensatinflödet, på ångflödena från turbo-
 generatorm och matarvattenpumpen och på crossover-trycket.
 Störningarna har olika amplituder, frekvenser och faser.

PLOT P VPSIA VPSIB UY3 UY8 UY6 PCR
 R11=8. R22=0.5 R33=0.25 R44=0.5 TC1=8. TC2=4.
 TC3=8. TC4=4.

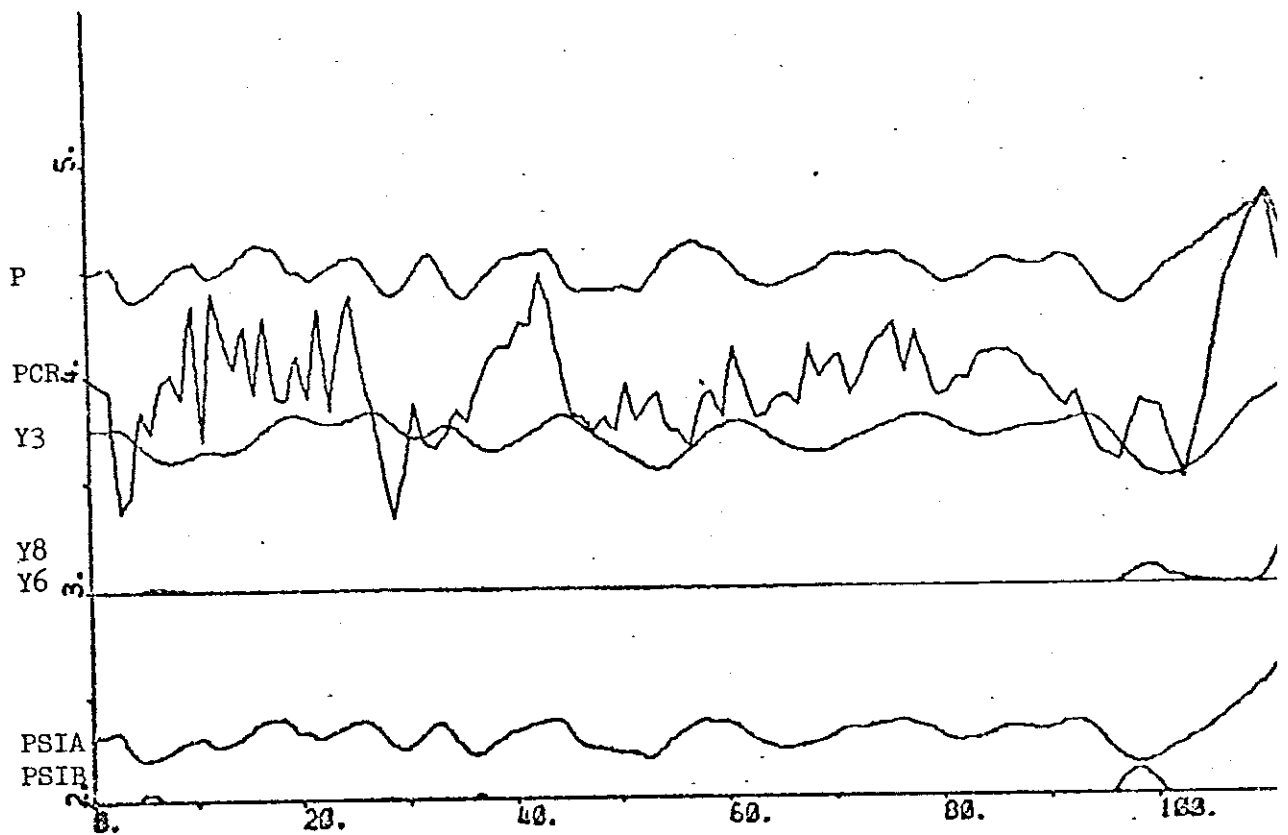


Fig 12.7

Stokastiska störningar på kondensatinflödet, ångflödena från turbogeneratoren och matarvattenpumpen och på crossover-trycket.

PLOT P VPSIA UPSIB VY3 VY6 VY9 PCR

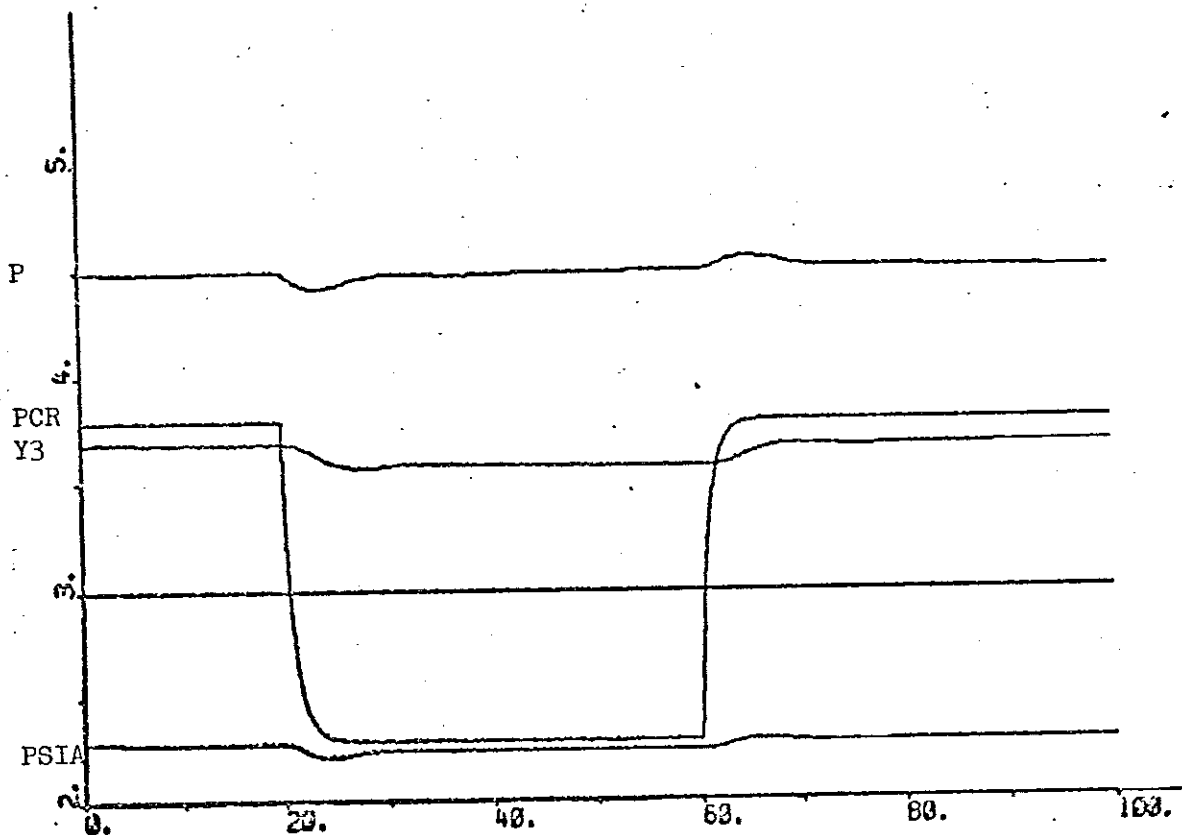


Fig 12.8

Exponentialstörning av storleken 1.5 bar på crossover-trycket
jfr fig 9.2. Trycket i avluftaren hålls uppe genom att intapp-
ningsventilen stänger något.

PLOT P UPSIA UPSIB UY3 UY6 UY8 PCR

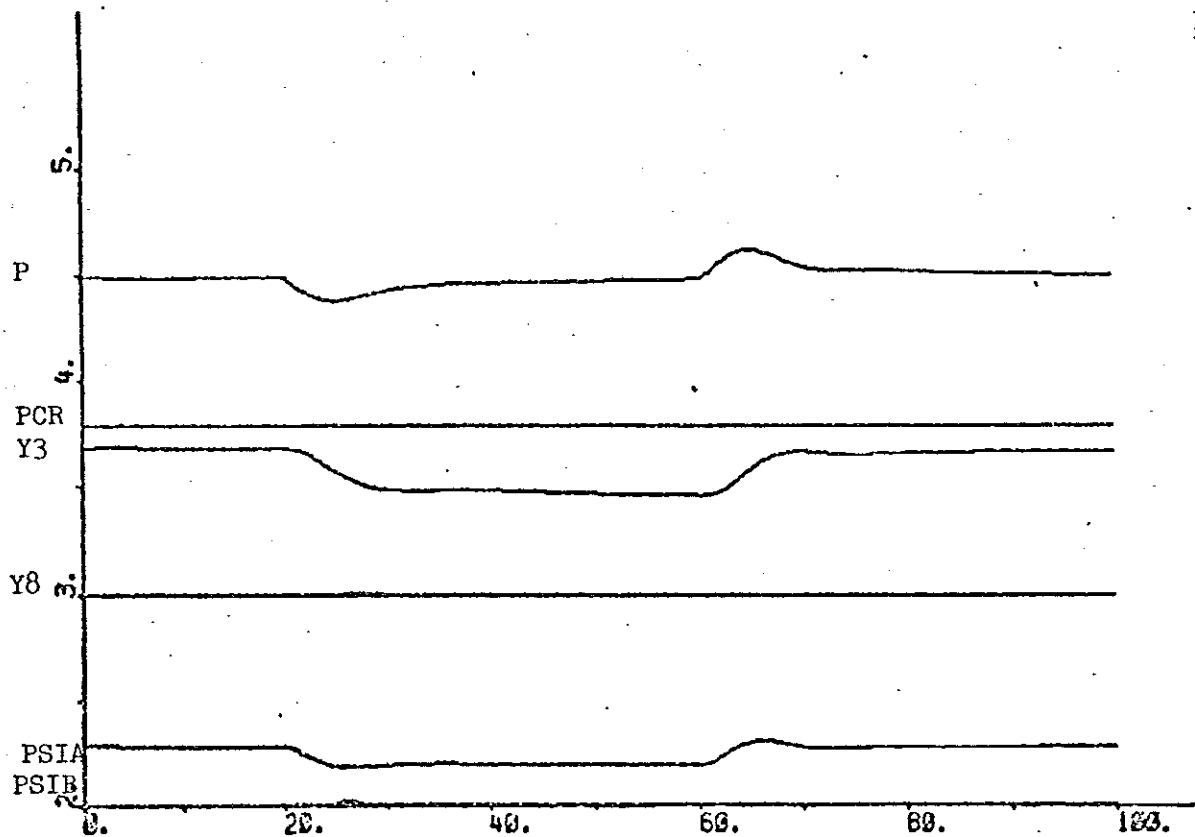


Fig 12.9

Exponentialstörning på kondensatinflödet. Intappingsventilen reglerar trycket i avluftaren.

13 INVERKAN AV VENTILEGENSKAPER

13.1 Inledning

Förändringar i ventilernas egenskaper, variation av parametrar och ändring av karakteristiker, har gjorts dels för att ta reda på i hur hög grad detta inverkar på systemets stabilitet och dels för att ta reda på, om det är möjligt att byta ut den snabba och dyra dumpventilen, av märket Fisher, mot en något långsammare Honeywell-ventil. Det har även gjorts vissa förberedande undersökningar för att utröna om det är möjligt att byta ut samtliga ventiler mot sådana med konstanta ställhastigheter, av märket ITT. Samtliga simuleringar har gjorts med optimal inställning av regulatorerna och med endast PI-reglering utom då, som jämförelse, D-delen har tagits med.

13.2 Variation av ställtider

Ändring av intappningsventilens, DV 210, ställtid eller tidskonstant har gjorts för två olika initialvärden på trycket och på så sätt att den ursprungliga tidskonstanten, 4s, dels har halverats, dels har förlängts med 2 s och dels har fördubblats. Resultatet visas i fig 13.1. Ur denna kan utläsas att systemet är så gott som okänsligt för variation av denna ventils tidskonstant, åtminstone så länge som dumpventilen, DV 213 är snabb (1 s).

Ändring av dumpventilens tidskonstant har gjorts med lågt tryck (mindre än 2 bar) i crossovern, för att intappningsventilen ej skall ha någon inverkan. Simulering, med ett initialvärde, har gjorts dels för den ursprungliga tidskonstanten, 1 s, och dels för tre fördubblingar av denna; se fig 13.2. Undersökningen visar att processen är något känsligare för parametervariation i dumpventilen än i intappningsventilen. Det är dock fullt möjligt att fyrdubbla tidskonstanten, speciellt om parametrarna i PIC 40 optimeras för detta. För att i någon mån undersöka saken har processen simulerats med långsam dumpventil och med ändrade regulatorparametrar i PIC 40 samt med fasavancering och ändrade regulatorparametrar. Förstärkning och integrationstid har därvid valts till 12 ggr resp 1 s, fasavanceringen är den, som ställdes in i kap 10. Tidskonstanten i dumpventilen har valts till 3s, vilket är ett rimligt värde för en snabb Honeywell-ventil i denna storleksordning. Resultatet visas i fig 13.3. Av detta kan den slutsatsen dras, att dumpventilen mycket väl kan göras långsammare, dvs Fisher-ventilen kan bytas ut mot en Honeywell-ventil.

Det har även kontrollerats vilken inverkan en långsammare dumpventil enligt ovan, har på variationen i intappningsventilens tidskonstant. Denna har då valts till dels det ursprungliga värdet, dels 3s av samma skäl som ovan och dels 6s, se fig 13.4.

Undersökningen visar att även i detta fall en variation av intappningsventilens ställtid inte försämrar systemets stabilitet väsentligt.

Ändring av tidskonstanten i ångmake-up ventilen, BV 24, gjordes i ett lastfall (se kap 10), då i huvudsak denna ventil reglerar

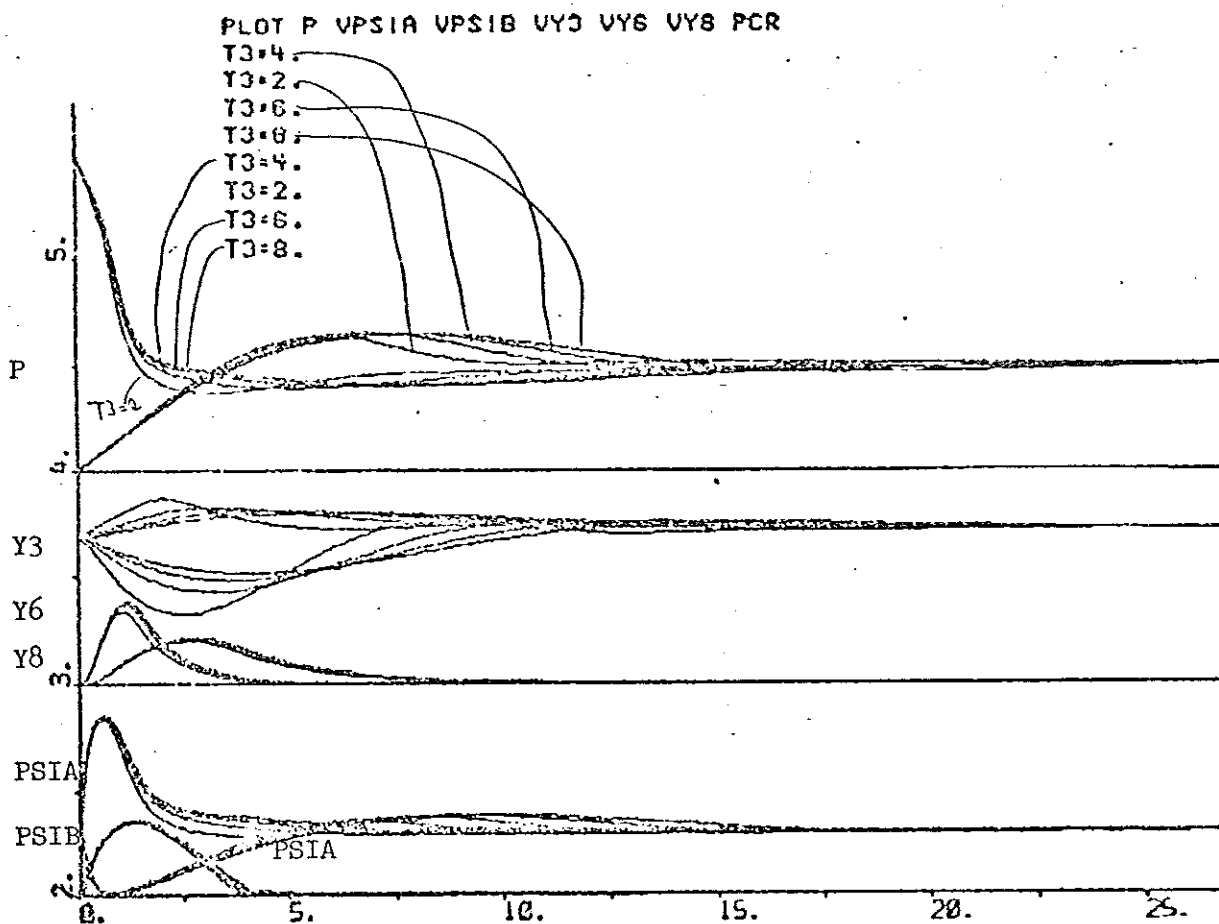


Fig 13.1

Variation av intappningsventilens ställtid med initialtrycken 4 och 5.5 bar. De olika ställtiderna är 2, 4, 6 och 8 s. Systemet är relativt okänsligt för dessa variationer.

Införda beteckningar och axelgraderingar förklaras i kap 15.

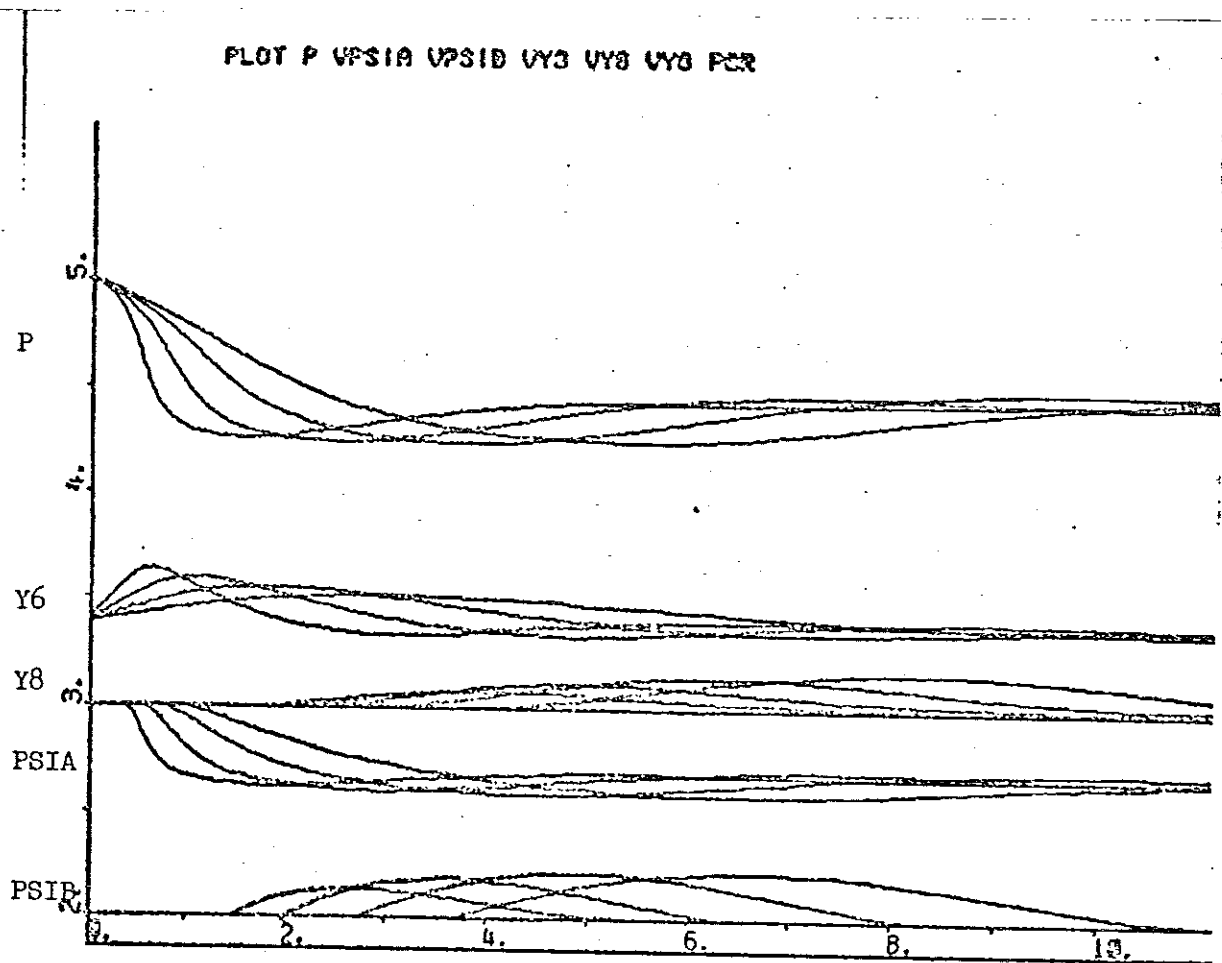


Fig 13.2

Variation av dumpventilens ställtid. Intappningsventilen är här stängd eftersom crossover-trycket är mindre än 2 bar. Ställtider: 1, 2, 4 och 8 s. Dumpventilen kan mycket väl göras långsammare utan att systemets stabilitet väsentligt försämras. (Observera tidsskalan.)

PLOT P VPSIA VPSIB VY3 VY6 VY8 PCR

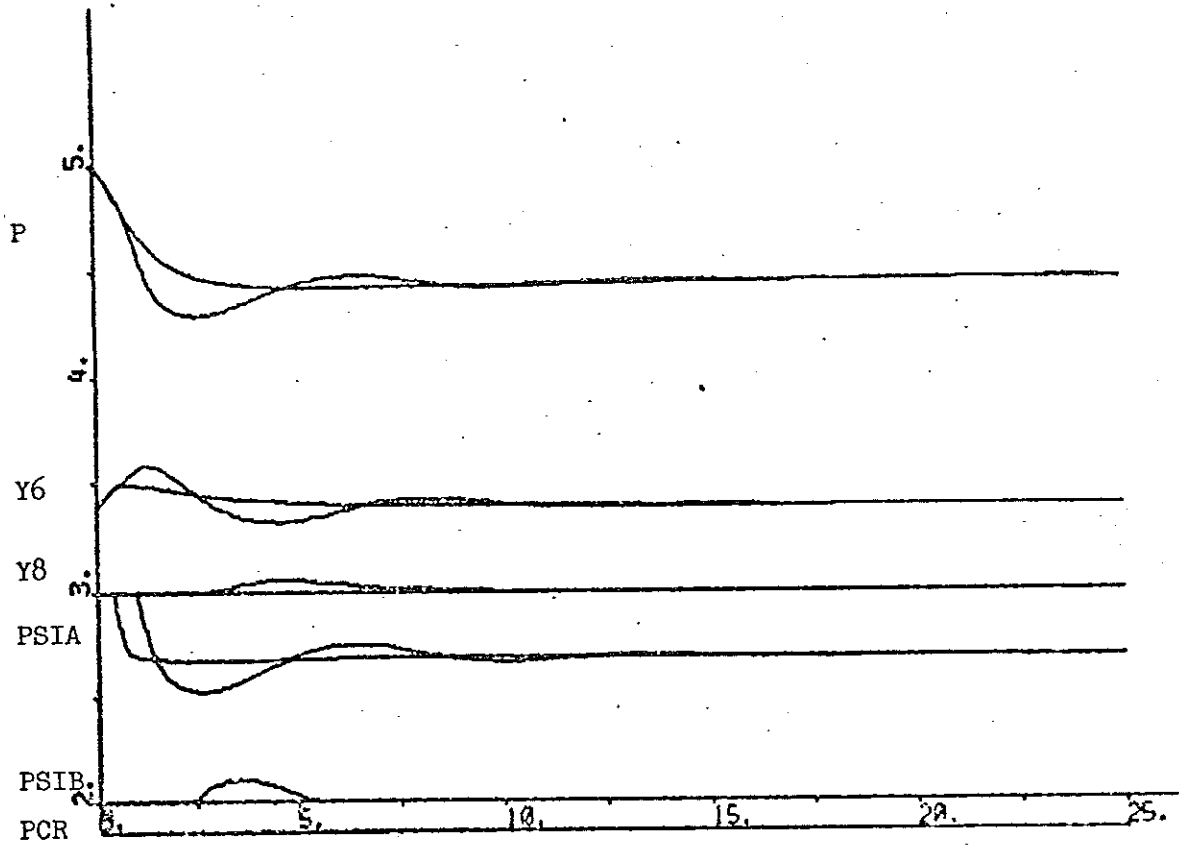


Fig 13.3

Undersökning av systemet med långsammare dumpventil (ställtid 3 s).

- med fasavancering i PIC 40 och
- utan fasavancering i PIC 40

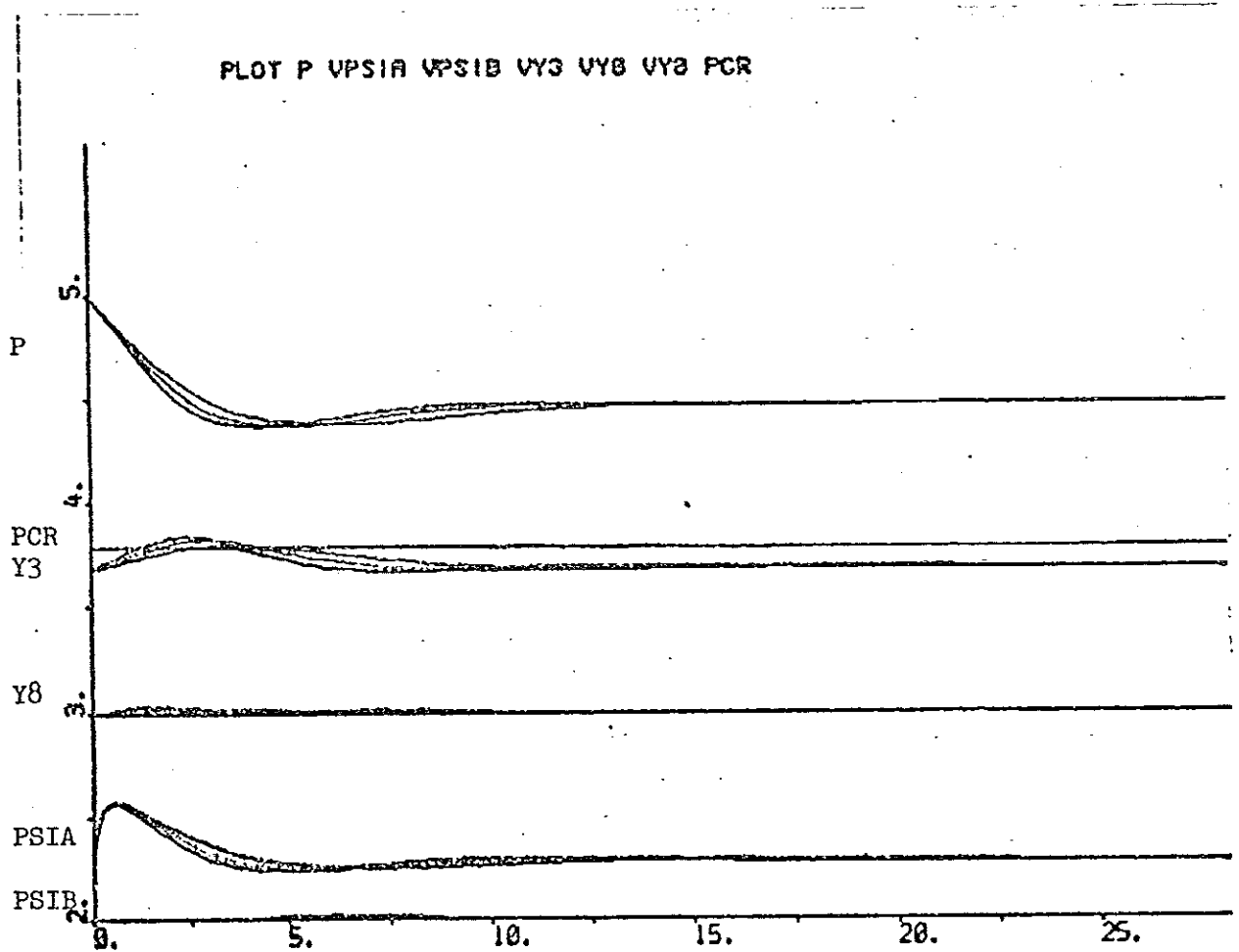


Fig 13.4

Ändring av intappningsventilens ställtid med en långsam dumpventil. Dumpventilens ställtid är 3 s och intappningsventilens 3, 4 och 6 s.

trycket i avluftaren. Tryckets initialvärde var då 4.0 bar eftersom vid tryckvärden större än 4.4 bar, utsignalen från PIC 45 i stationaritet är noll. Simuleringen har gjorts dels med det ursprungliga värdet på tidskonstanten, 2 s, och dels med halva, dubbla och tvådubbla värdet. Resultatet presenteras i fig 13.5, ur vilken kan utläsas att en fördubbling av tidskonstanten ej inverkar nämnvärt på systemets stabilitet, att en två-dubbling åstadkommer en något kraftig översläng och långsam inställning och att en halvering givetvis inte gör systemet sämre.

Som sammanfattande slutsats kan sägas att systemet, vid simulering, är förhållandevis okänsligt för variation av ventilernas tidskonstanter.

13.3 Variation av ventilkarakteristik

Dessa undersökningar har utförts så att karakteristikerna har ändrats och gjorts likadana för samtliga ventiler på en och samma gång. Därefter har systemet simulerats med initialstörning i trycket och i sådana lastfall att i huvudsak endast en ventil har reglerat. De fyra olika karakteristiker som har använts visas i fig 13.6.

Först simulerades systemet med linjära ventiler, se fig 13.7 vilket i verkligheten enkelt åstadkommes genom att en kam i ventilens positionerare byts, den andra simuleringen utfördes med likprocentiga ventiler, se fig 13.8, vilket är den normala karakteristiken för en Honeywell-ventil. För det tredje gjordes en simulering med kvadratisk likprocentiga ventiler, se fig 13.9, vilket också kan åstadkommas genom att kammen byts. Den fjärde och sista simuleringen gjordes med paraboliska ventiler, se fig 13.10, vilket är karakteristiken för t ex en Fisher-ventil.

En jämförelse mellan de erhållna kurvorna ger att linjära ventiler reglerar bäst och snabbast, paraboliska och likprocentiga ventiler är ungefärligen likvärdiga och ger något långsammare reglering, och att kvadratisk likprocentiga ventiler ger den sämsta regleringen. Enligt ref 5 är så linjära ventiler som möjligt att föredra, vilket även ur allmän regleringssynpunkt är fördelaktigt då det ger mera lättförståeliga förlopp.

När det gäller dump- och ångmake-up-ventilerna så arbetar dessa ofta med små slag och på ett sådant sätt att de snabbt skall öka flödet för att reglera trycket. Dessa förhållande talar för att dessa ventiler borde vara linjära.

Sammanfattningsvis kan sägas att linjära ventiler ur regleringssynpunkt är att föredra framför likprocentiga och paraboliska, samt att kvadratisk likprocentiga ventiler är direkt olämpliga.

13.4 Ventiler med konstant ställhastighet

Ekvationer och program för dessa ventiler finns beskrivet i appendix G. Liksom vid undersökningen av olika karakteristiker, har samtliga ventilekvationer bytts ut på samma gång. Processen har simulerats med enbart proportionell förstärkning. Förstärknings-

PLOT P UPSIA UPSIB UY3 UY8 UY8 PCR

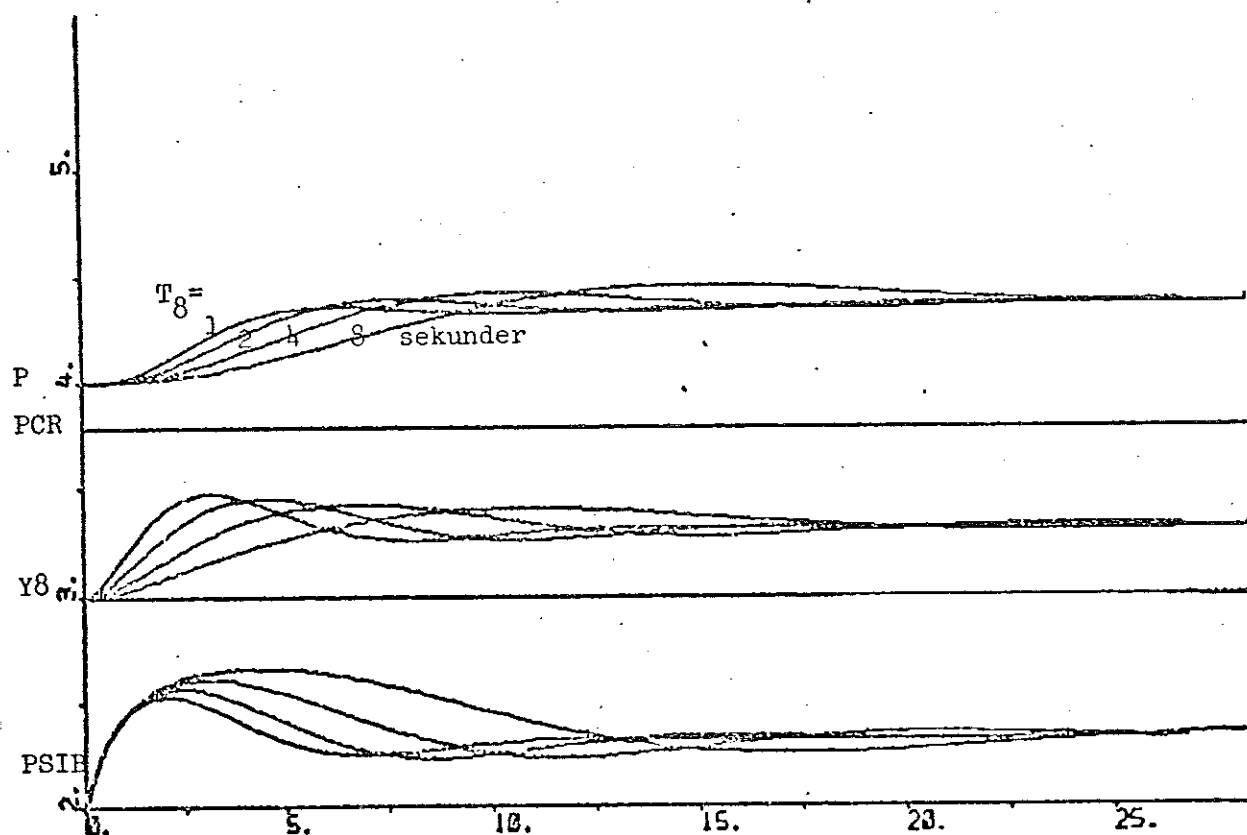


Fig 13.5

Variation av ångmake-up ventilens ställtid i ett belastningsfall då i huvudsak denna reglerar trycket i avluftaren. Ventilens ställtider är 1, 2, 4 och 8 s

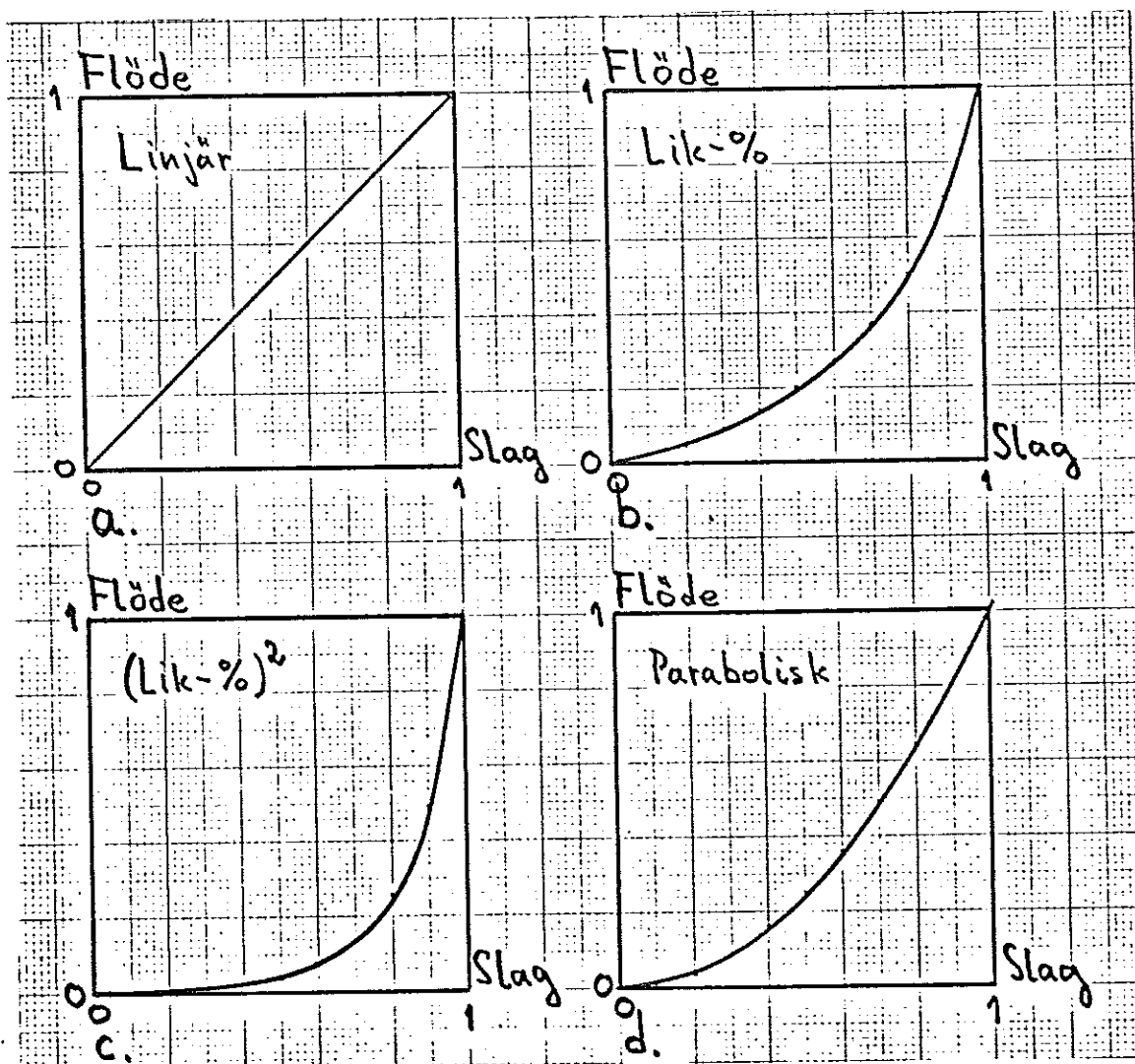


Fig 13.6

Det till 1 normerade flödet som funktion av slaget genom en regler-ventil då karakteristiken är

- a linjär, vilket enkelt kan åstadkommas genom att byta en kam i positioneraren i en Honeywell-ventil
- b likprocentig, vilket är standardfunktionen för en Honeywell-ventil
- c likprocentig i kvadrat, vilket åstadkommes p.s.s. som under a
- d parabolisk, vilket är flödesfunktionen för en Fisher-ventil

PLOT P UPSIA UPSIB UY3 UY6 UY8 PCR

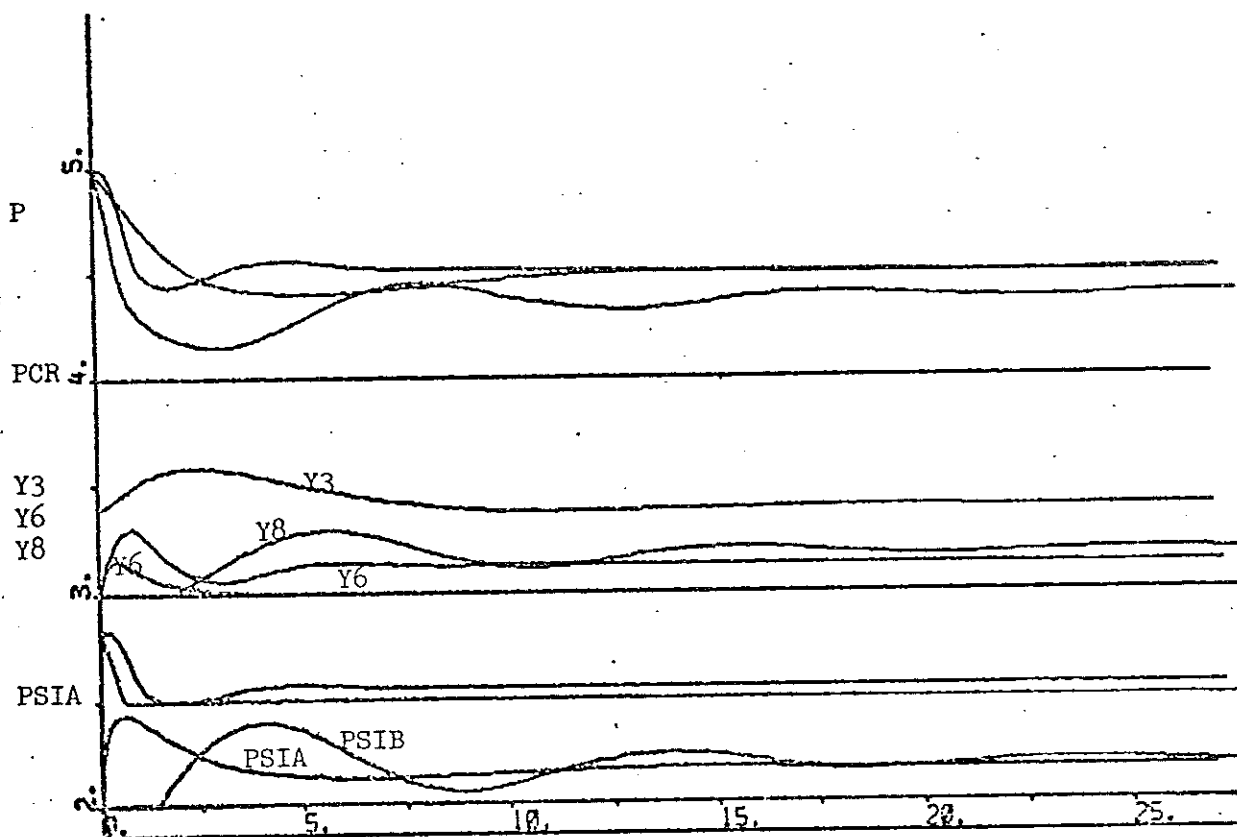


Fig 13.7

Simulering av systemet då alla ventilerna har linjär karakteristik. Simuleringen har gjorts i 3 olika lastfall, så att i huvudsak var och en av de 3 ventilerna ensam reglerar trycket i avluftaren i respektive lastfall. Tryckets stationära värde är 4.4 bar då negativ värmebalans råder och ångmake-up ventilen reglerar. Det bör i denna och de tre följande figurerna observeras att regulatorerna är inställda med likprocentig karakteristik hos in-tappnings- och ångmake-up ventilerna samt med parabolisk karakteristik hos dump-ventilen. Detta medför att med dessa karakteristiker inställningen med mindre överslängar och tendenser till självsvängningar än i de andra fallen.

PLOT P UPSIA UPSIB UY3 UY6 UY8 PCR

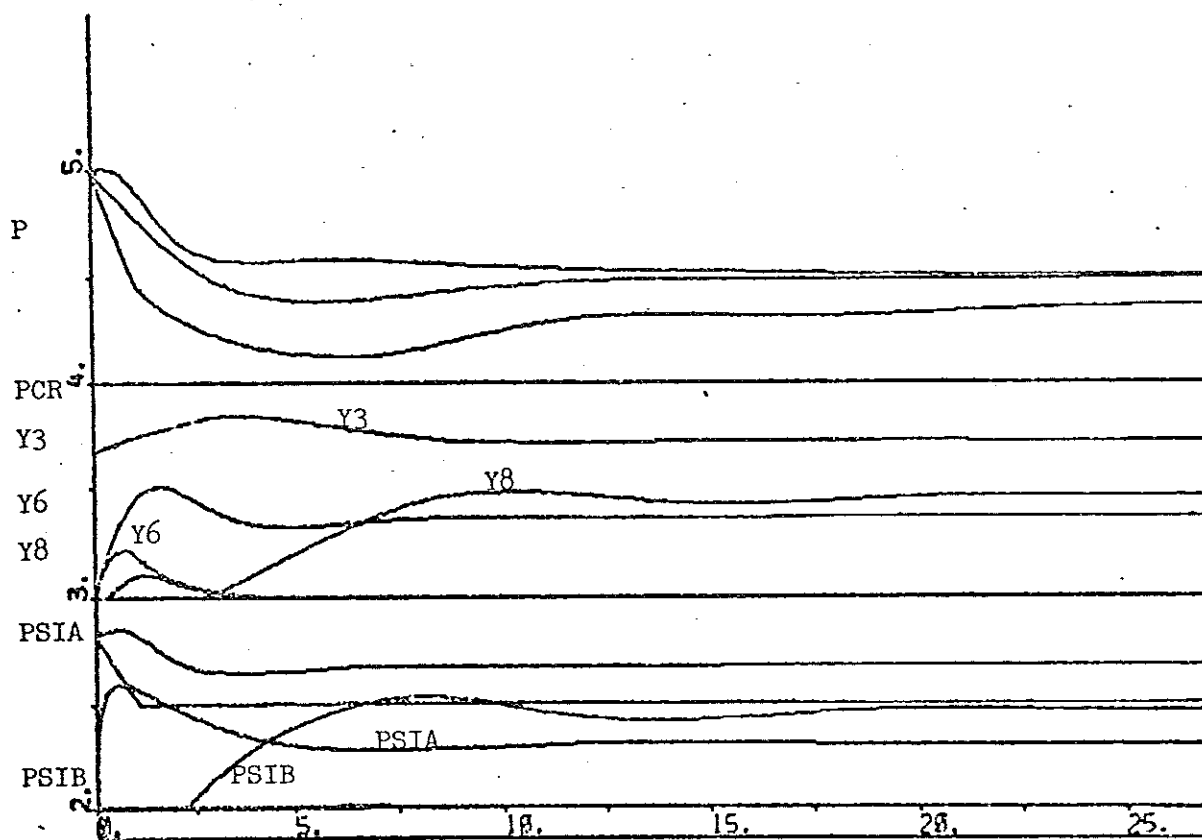


Fig 13.8

Ventilerna har här likprocentig karakteristik. I övrigt samma förhållanden som simuleringen enl fig 13.7.

FLOT.P UPSIA UPSIB UY3 UY6 UY8 PCR

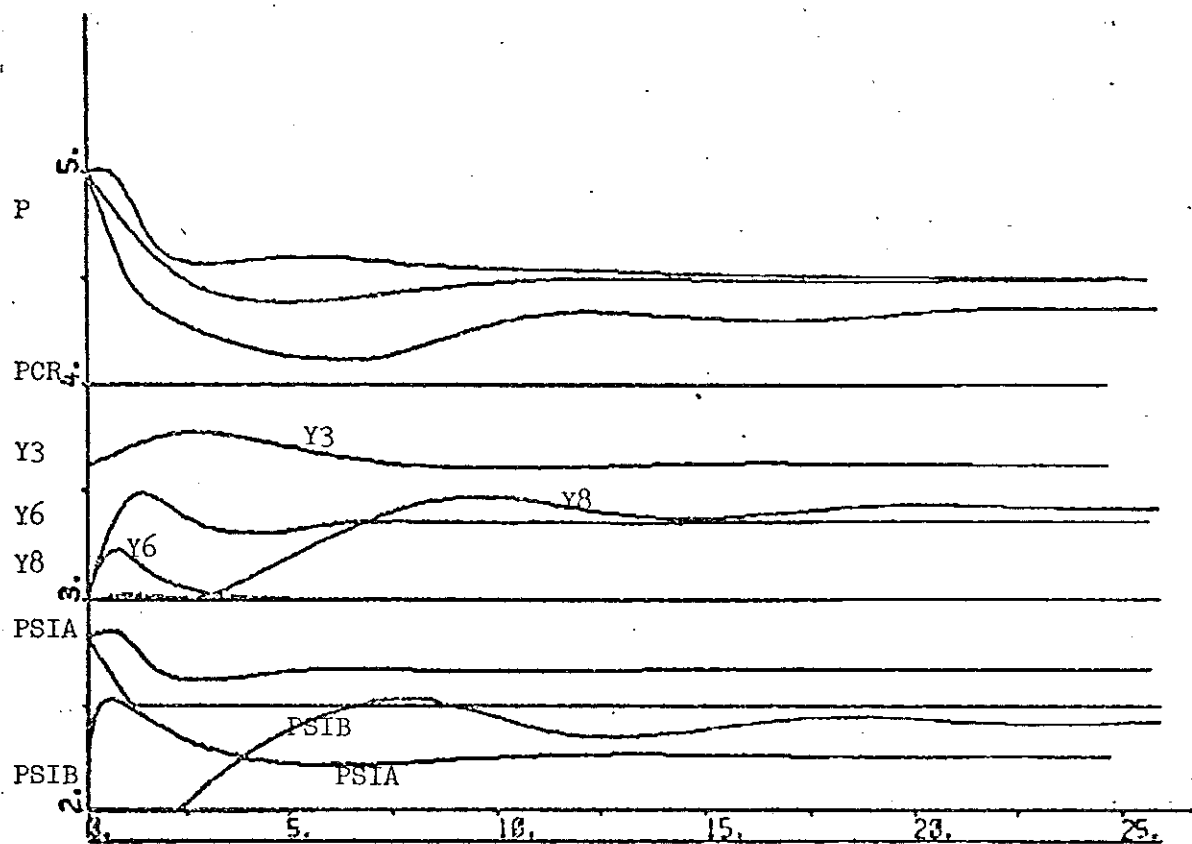


Fig 13.9

Ventiler med parabolisk karakteristikk. Jfr fig 13.7.

PLOT P VPSIA VPSIB UY3 UY6 UY8 PCR
 "(LIKPROG) VENTILER

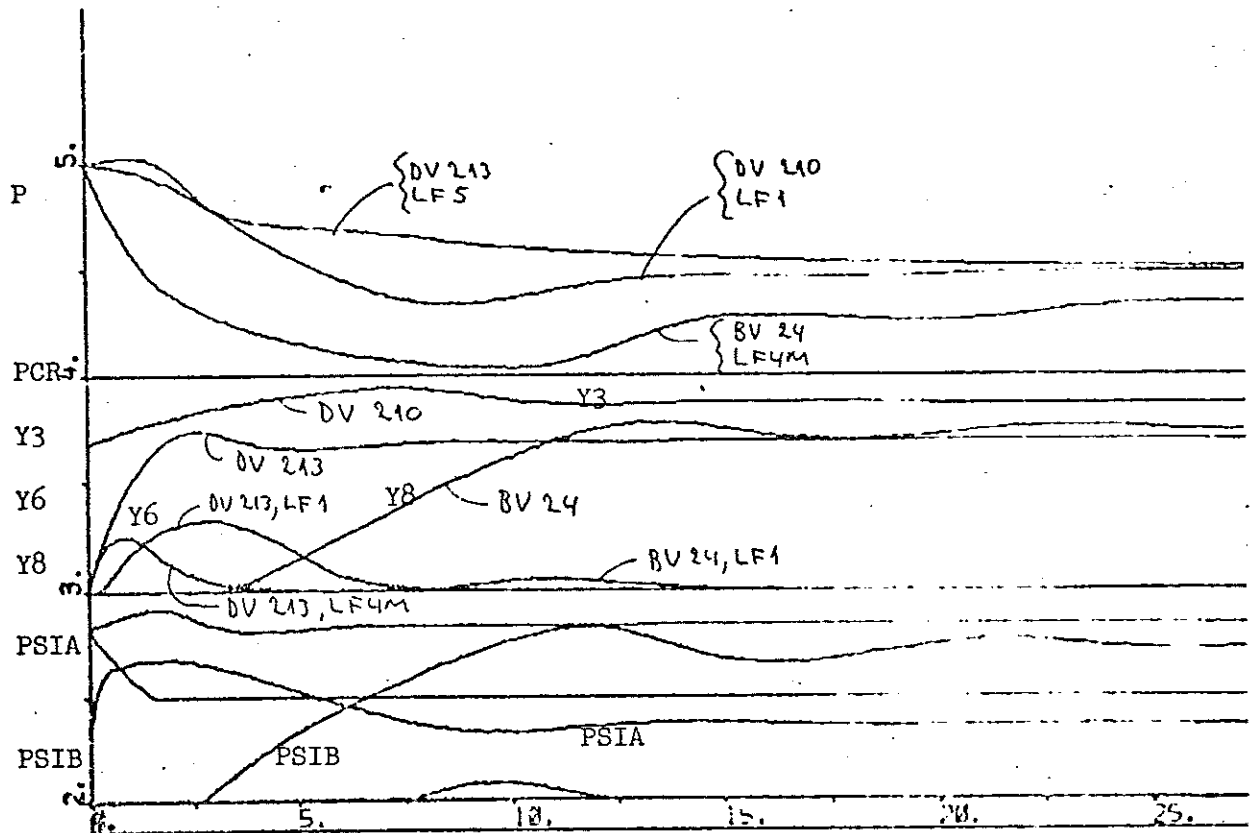


Fig 13.10

Kvadratiskt likprocentiga ventiler. Jfr fig 13.7.

faktorn har då getts värdena 1, 2, 4, ... , 64 i de båda regulatorerna, PIC 40 och PIC 45. Simuleringen har gjorts med initialstörning i trycket enligt fig 13.11 och 13.12. Det bör observeras att dessa två figurer skall jämföras med fig 10.1b i kap 10.1, eftersom i detta fall 3.5 psi har adderats till utsignalen från PIC 40. I fig 13.13 visas en simulering motsvarande den i fig 10.1a. Se för övrigt diskussionen i kap 10.1. Resultatet tyder på att ett värde på $K_a = 2-4$ och på $K_b = 8-16$ är lämpligt. Det bör emellertid observeras att endast ett fåtal simuleringar har gjorts och för att avgöra ventilens lämplighet bör ytterligare undersökningar göras.

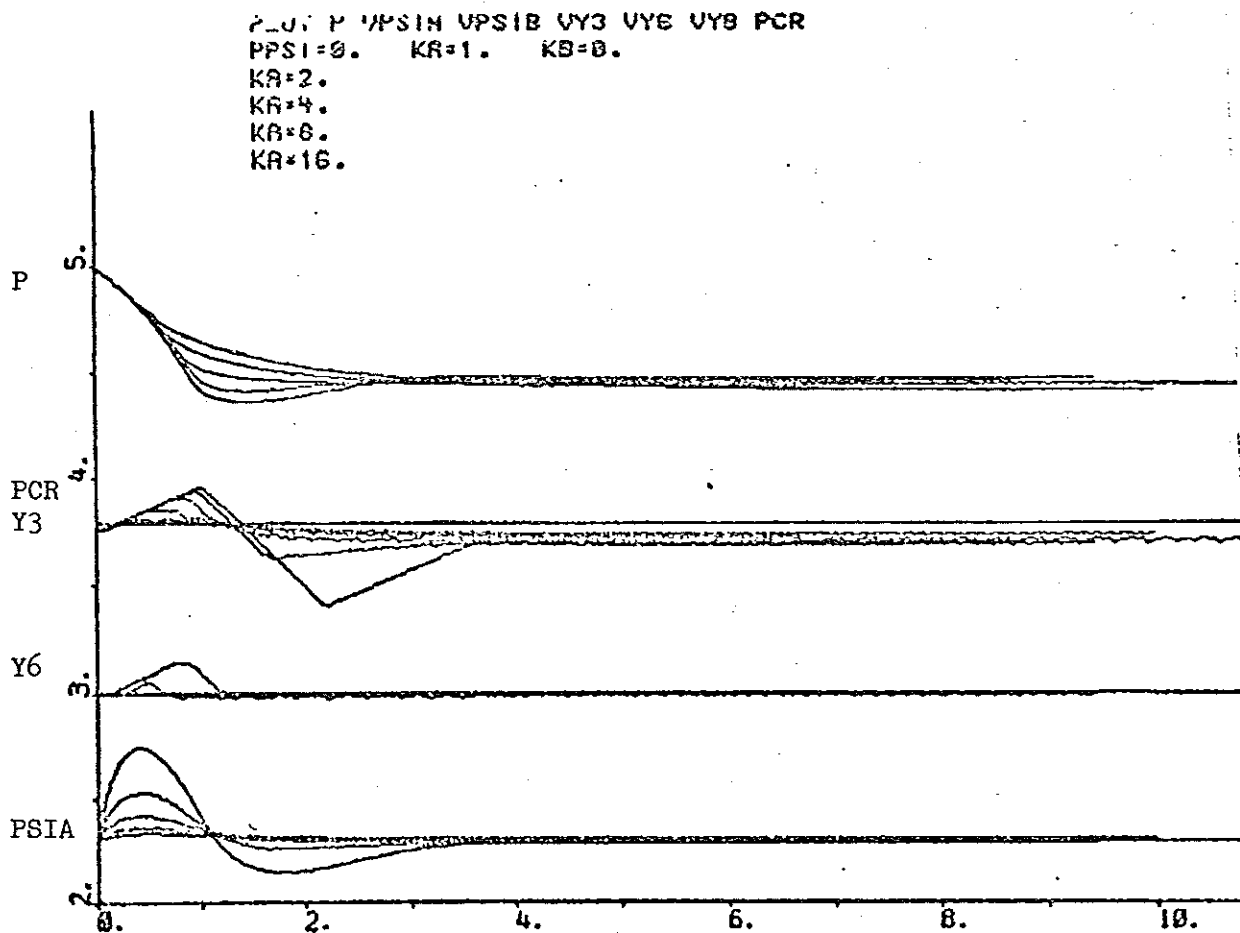


Fig 13.11

Ventiler med konstant ställhastighet. Endast P-delen i PIC 40 är inkopplad och PIC 45 är helt urkopplad. Simulering med 5 olika värden på förstärkningsfaktorn K_a i PIC 40 har gjorts, $K_a = 1, 2, 4, 8$ och 16 . Denna figur skall jämföras med fig 10.1.b. Observera att tidsskalorna inte är desamma.

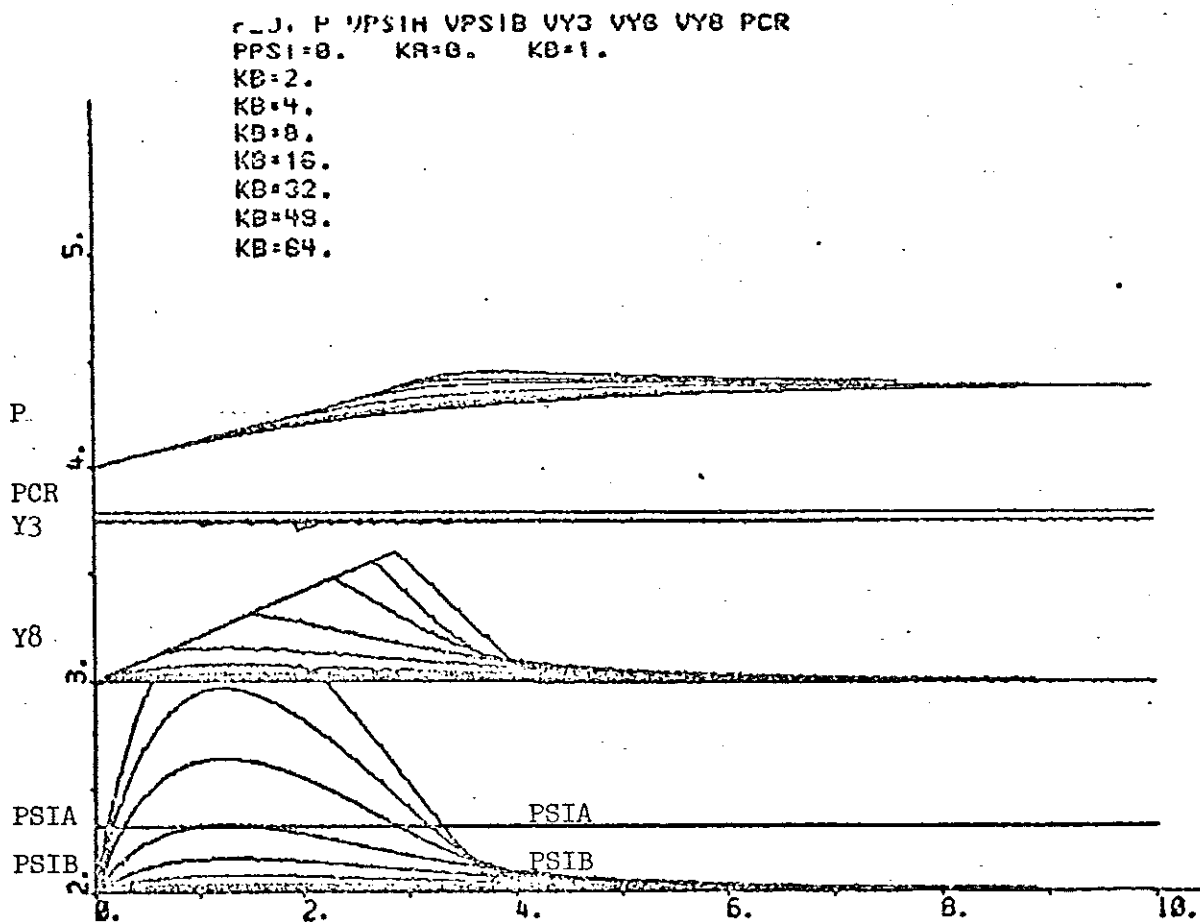


Fig 13.12

Ventiler med konstant ställhastighet. PIC 40 är bortkopplad och endast P-delen i PIC 45 är inkopplad. Utsignalen från PIC 40 har satts konstant = 3.5 psi, vilket gör att crossover-ventilen står öppen på stationära värdet utan att reglera. Förstärkningsfaktorn K_b i PIC 45 är 1, 2, 4, 8, 16, 32, 48 och 64.

W: DT P UPSIA UPSID UY3 UY6 UY8 PCR

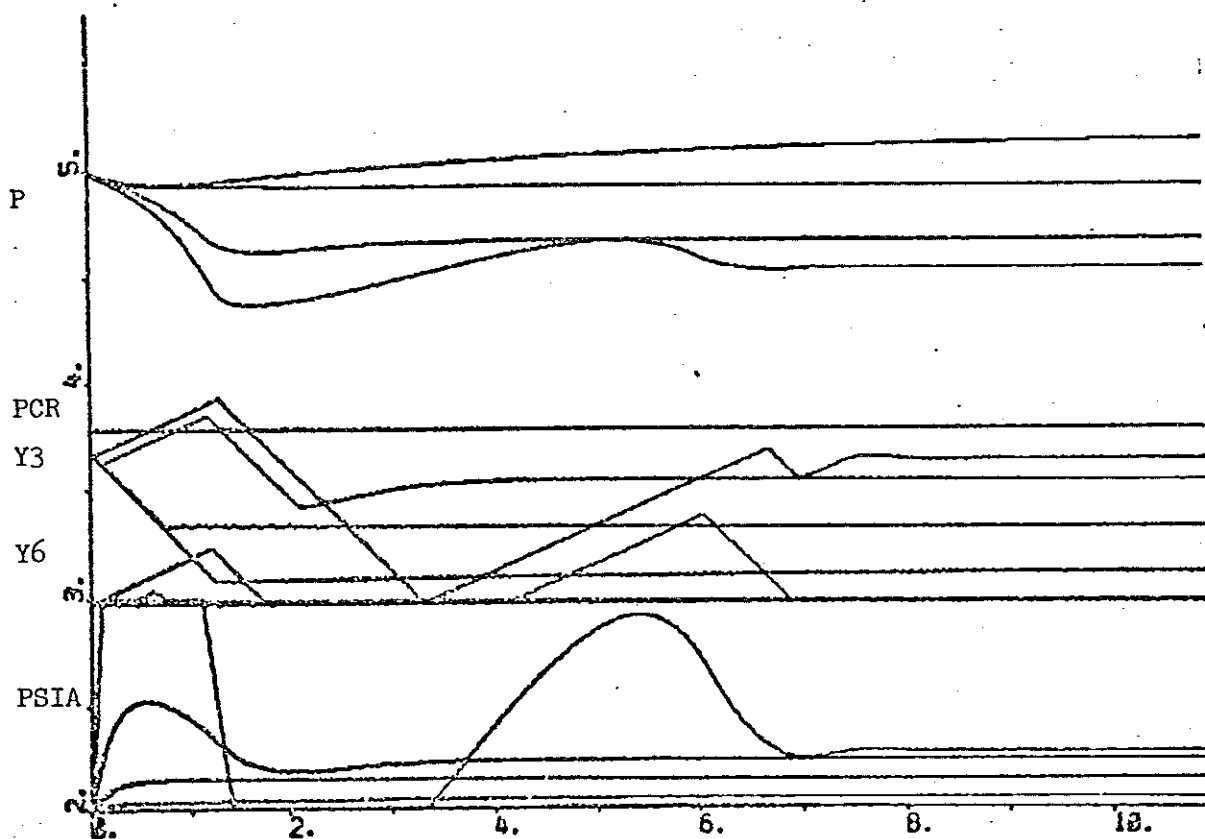


Fig 13.13

Ventiler med konstant ställhastighet. Samma förutsättningar som i fig 13.11 utom att då trycket är lika med tryckets börvärde, d v s insignalen till regulatorn är noll, är utsignalen från regulatorn lika med noll. Jämför fig 10.1.a.

14 RESULTAT OCH SLUTSATSER

I avluftaren har, vid vissa driftsfall, trycksvängningar förekommit. Regulatorernas parametrar har därför ställts in så att bästa möjliga uppförande hos det befintliga systemet uppnås. Inverkan av fasavancering i regulatorn har undersökts och det visar sig att fasavancering gör systemets inställning något snabbare.

Systemet har simulerats med de framtagna parameterinställningarna i olika belastningsfall och med olika störningar. Härvid har inga tendenser till självsvängningar upptäckts.

Inverkan av ändrade ventilegenskaper har undersökts. Därvid har funnits att systemet är relativt okänsligt för ändrade ställtider och att ventiler med linjär karakteristik ger bästa regleringen. Några få simuleringar av systemet med ventiler med konstant ställhastighet har gjorts. Undersökningen är inte fullständig, men har trots detta givit intressanta resultat.

Med stöd av dessa undersökningar kan följande åtgärder rekommenderas. Regulatorparametrarna bör inställas i enlighet med de värden som angivits i kap 10. Fasavanceringen i exhaust systemets regulator kan tas bort, medan den bör insättas i avluftarens regulator som säkerhet mot trycksänkningar för att skydda matarvattenpumpen. Vidare är det möjligt att byta ut den snabba dumpventilen mot en långsammare (se kap 13). Dock bör i så fall en ny parameterinställning göras. En övergång till ventiler med linjära karakteristiker torde vara fördelaktig. Även här bör nya parametervärden framtagas, innan ändring sker. Slutligen kan en fortsatt och grundligare undersökning av ventiler med konstant inställningshastighet rekommenderas.

15. BESKRIVNING AV INFÖRDA BETECKNINGAR

Beteckningarna är uppställda i bokstavsordning. Efter beteckningen anges betydelsen, i förekommande fall enheten och sist den sida där beteckningen första gången förekommer. Vissa variabler kan dock ha en annan betydelse, vilket i så fall påpekas särskilt i texten.

I fig 15.1 förklaras de i simuleringsfigurerna införda beteckningarna och axelgraderingarna.

β	rörmotståndsfaktorn $\frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{bar}}$	sid 28
f_a	tillståndsstorhet efter P-delen i PIC 40 psi	23
f_b	tillståndsstorhet efter P-delen i PIC 45 psi	24
h'	entalpin för mättat vatten kJ/kg	36
h_D	inkommande ångas entalpi kJ/kg	36
h_v	inkommande vattens entalpi kJ/kg	36
K	proportionalitetsfaktor, som anger kondensationsflödets variation med trycket $\frac{\text{kJ}}{\text{bar} \cdot \text{s}}$	39
K_a	förstärkningsfaktor i P-delen i PIC 40	23
K_b	förstärkningsfaktor i P-delen i PIC 45	24
K_{da}	den rena förstärkningen i D-delen i PIC 40	23
K_{db}	den rena förstärkningen i D-delen i PIC 45	24
K_{ia}	förstärkningsfaktor i D-delen i PIC 40	23
K_{ib}	förstärkningsfaktor i D-delen i PIC 45	23
K_3	omvandlingsfaktor mellan tryck och slag för ventilen DV 210, intappningsventilen	11
K_6	dito för ventilen DV 213, dumpventilen	11
K_8	dito för ventilen BV 24, make-up-ventilen	11
M_D	till avluftaren inkommande ångflöde kg/s	36
M_H	kondensationsflöde från avluftaren kg/s	36
M_v	till avluftaren inkommande vattenflöde kg/s	36
M_3	ångflöde genom ventilen DV 210	14

M_3 max	max ångflöde genom ventilen DV 210	sid 12
M_6	ångflöde genom ventilen DV 213	14
M_6 max	max ångflöde genom ventilen DV 213	13
M_8	ångflöde genom ventilen BV 24	16
M_8 max	max ångflöde genom ventilen BV 24	12
n	polytropexponenten = 1,3 för överhettad ånga	26
P	trycket i avluftaren bar abs	31
P_{cr}	trycket i crossoverledningen bar abs	31
P_1	trycket i exhaust systemet bar abs	13
P_3	utloppstryck för ventilen DV 210	13
P_8	inloppstrycket till ventilen BV 24 bar abs	14
P_{ld}	skillnaden mellan det verkliga trycket P_1 och dess börvärde P_{1b} bar	23
P_d	skillnaden mellan det verkliga trycket P och dess börvärde P_b bar	23
ppsi	omvandlingsfaktor mellan tryckområdet i psi och i bar, används i regulatorerna	22
psi _a	utsignal från PIC 40 psi	
psi _b	utsignal från PIC 45 psi	
T_a	integrationstidskonstant i PIC 40 s	23
T_b	integrationstidskonstant i PIC 45 s	24
T_{fa}	tidskonstant i P-delens filter i PIC 40 s	23
T_{fb}	tidskonstant i P-delens filter i PIC 45 s	24
T_{ia}	tidskonstant i D-delen i PIC 40	23
T_{ib}	tidskonstant i D-delen i PIC 45	23
TT	fyllnadstidskonstant för avluftaren s	39
u_a	tillstånd i D-delen av PIC 40 bar	23
u_b	tillstånd i D-delen av PIC 45 bar	23
V_a	tillståndet efter D-delen i PIC 40 bar	23

V _b	tillståndet efter D-delen i PIC 45 bar	sid 24
X _a	tillståndet efter integratorn i PIC 40 psi	23
X _b	tillståndet efter integratorn i PIC 45 psi	24
Y ₃	slaget för intappningsventilen DV 210	11
Y ₆	slaget för dumpventilen DV 213	11
Y ₈	slaget för make-up-ventilen BV 24	11

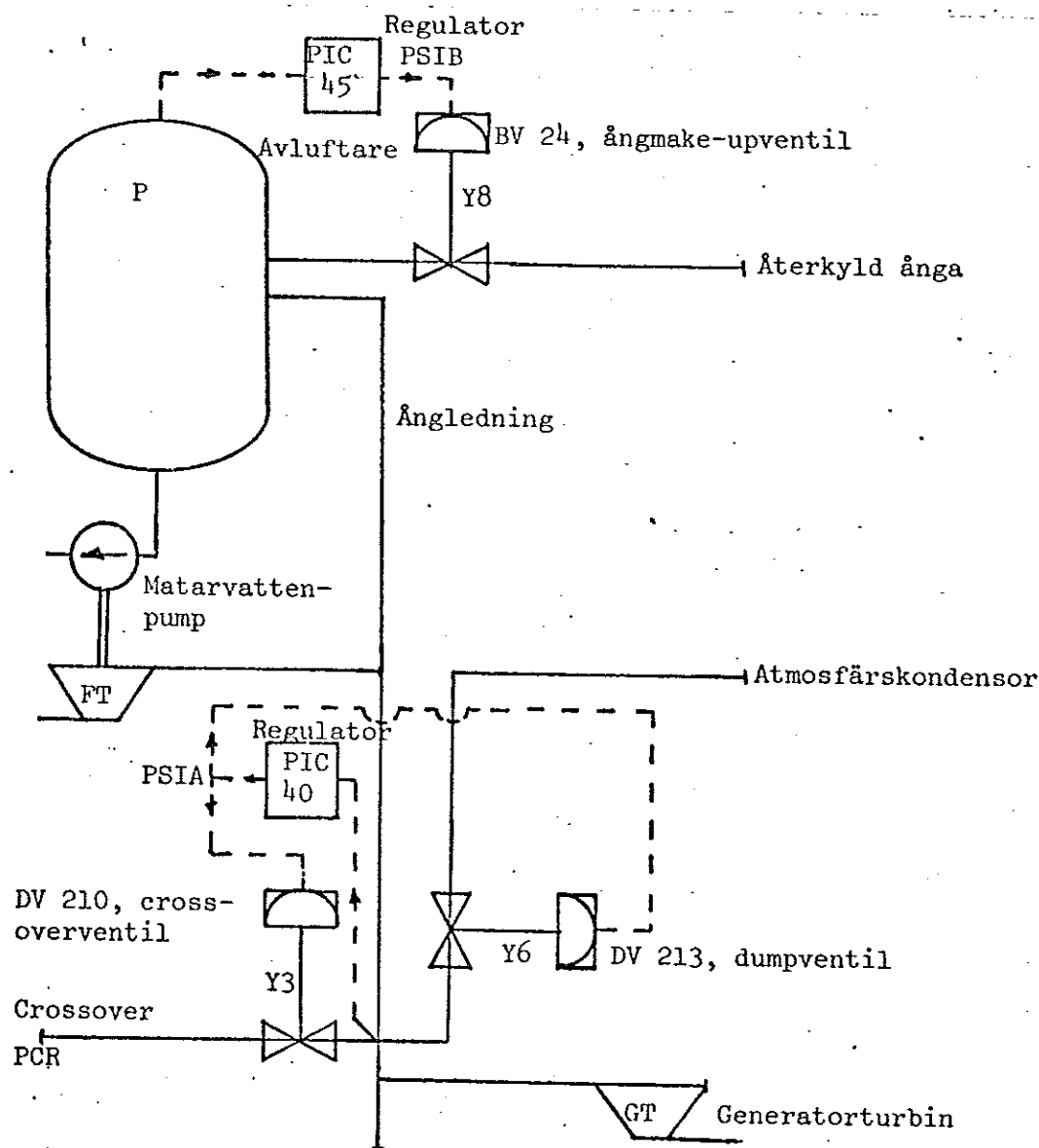


Fig 15.1

Beskrivning av beteckningar i simuleringsfigurer.

P = trycket i avluftaren i bar (10^5 N/m^2)

PCR = trycket i crossovern i bar

PSIA = utsignalen från den regulator, vars insignal är trycket i exhaustsystemet och som reglerar crossover- och dumpventilerna. Signalen är av utskrifttekniska skäl transponerad till intervallet mellan 2 och 3

PSIB = utsignalen från den regulator vars insignal är trycket i avluftaren och som reglerar ångmakeup ventilen. Också denna signal är, av samma skäl som ovan, transponerad till intervallet mellan 2 och 3.

Y3 = crossover ventilens slag, vilket av utskrifttekniska orsaker har förflyttats till intervallet mellan 3 och 4. Om slaget är lika med 3 är ventilen stängd och om slaget är lika med 4 är den helt öppen

Y6 = dumpventilens slag. Se för övrigt Y3.

Y8 = ångmakeupventilens slag. Se för övrigt Y3.

Absskissan är tidsaxel och graderingen är genomgående i sekunder.

Ordinatans gradering beror av den variabel som studeras, enligt ovan.

16 REFERENSER

- Ref 1 Profos, P: Die Regelung von Dampfanlagen, Springer-
verlag 1962.
- Ref 2 Tyllered, G: Termodynamik, Kompendium LTH 1970.
- Ref 3 Isermann, R: Theoretische analyse der Dynamik industrieller
Prozesse, 1. Teil: Einführung.
- Ref 4 Cryer, L: Reglering i teori och praktik, 2:a upplagan,
Honeywell AB 1970.
- Ref 5 Åström, K. J: Ventiler och pumpar, Kompendium LTH 1973.
- Ref 6 Åström K. J: Reglerteori, Almqvist & Wiksell 1968.
- Ref 7 Åström, K. J: Olinjära system, Kompendium LTH 1971.

APPENDIX A - KOMPONENTVÄRDEN

Värden på komponenter enligt ritning till TT 546:

PIC 40

R21 = 215 k Ω
 R26 = 220 k Ω
 C22 = 2.2 μ F
 C23 = 0.1 μ F (x)

PIC 45

R21 = 215 k Ω
 R26 = 750 k Ω
 C22 = 4.7 μ F
 C23 = 15 μ F

Värden till det fasavancerande nätet hämtades från ritning till TT 541:

R20 = 22 k Ω
 C20 = 2.2 μ F

Värden på komponenterna för erhållande av optimal reglering, under förutsättning att ingångsmotståndet R21 ej ändras:

PIC 40

R21 = 215 k Ω
 R26 = 1.5 M Ω
 C22 = 4.7 μ F
 C23 = 0.1 μ F

PIC 45

R21 = 215 k Ω
 R26 = 2.7 M Ω
 C22 = 3.3 μ F
 C23 = 0.1 μ F
 R20 = 22 k Ω
 C20 = 6.8 μ F

Dessa värden ger eventuellt för hög impedansnivå, men detta kan enkelt korrigeras med t ex en impedansomvandlare på ingången.

(x) Detta är det på TT 546:s ritning angivna värdet, i programmet har en tidskonstant motsvarande värdet 1,0 μ F använts. Detta värde angavs i ett tidigare skede av arbetet och har sedan inte ändrats, då det i förhållande till övriga tidskonstanter inte har någon större betydelse. Dessutom kan den något längre tidskonstanten täcka de tidskonstanter i PT- och IP-omvandlare, som ej är medtagna i programmet.

APPENDIX B - MÄTNINGAR PÅ PIC 40

Mätningar av in - utsignalsamband har utförts på PIC 40 tillhörande TT 547, för undersökning av huruvida den beräknade förstärkningen och integrationstiden överensstämmer med de verkliga. Den schematiska uppbyggnaden av försöksupställningen framgår av fig B.1.

I figuren anger "Börvärde" den potentiometer för inställning av detta som finns på PIC 40. Signalgeneratoren levererar steg-, fyrkant-, triangel - eller sinusstörningar till ingången på PIC 40. Utsignalen från strömgeneratoren i PIC 40 belastas av en resistans som motsvarar den som IP 40 ger. Två-kanalskrivaren är av märket Gould-Brushmed en övre gränshfrekvens på 70 Hz.

Skrivaren är byggd för 60 Hz nätfrekvens, varför den först kalibrerades mot nätfrekvensen 50 Hz ; se fig B:2. Enligt denna motsvarar en inställning av skrivaren på 125 mm/s en verklig hastighet av 100 mm/s. Motsvarande förhållande antages gälla även för övriga framdrivningshastigheter och den inställda hastigheten multipliceras med 0.80 för erhållande av den verkliga.

Med en stegstörning på ingången erhöles en utsignal enligt fig B.3. Ur denna figur och ett flertal liknande mätningar med olika stora steg, både positiva och negativa, erhöles följande genomsnittliga värden:

integrationstidskonstanten = 0.7 s
 förstärkningen = 0.7 ggr
 tidskonstant i filtret = 0.02 s (x)

Integrationstiden är här 40 % längre än den beräknade (= 0.5 S), förstärkningen 30 % lägre än den beräknade (= 1) och tidskonstanten i filtret ungefär lika med den beräknade (= 0.0225 S).

För att ta reda på orsaken till parametervariationen ändrades belastningsresistansen, vilket gav som resultat att ökade resistansen ökade avvikelsen och minskade resistansen minskade avvikelsen. (En strömgenerator som belastas med en större resistans måste styras ut mer för att orka driva samma ström.) Se fig B.4. Slutsatsen blir alltså att orsaken till parametervariationen är att operationsförstärkarens utgång är belastad.

PIC 40 har även testats med sinussignal på ingången, se fig B.5, där man kan konstatera den fasförskjutning och amplitud som erhålles på utsignalen vid en viss frekvens och amplitud på insignalen.

(x) Jämför kommentar sid 105.

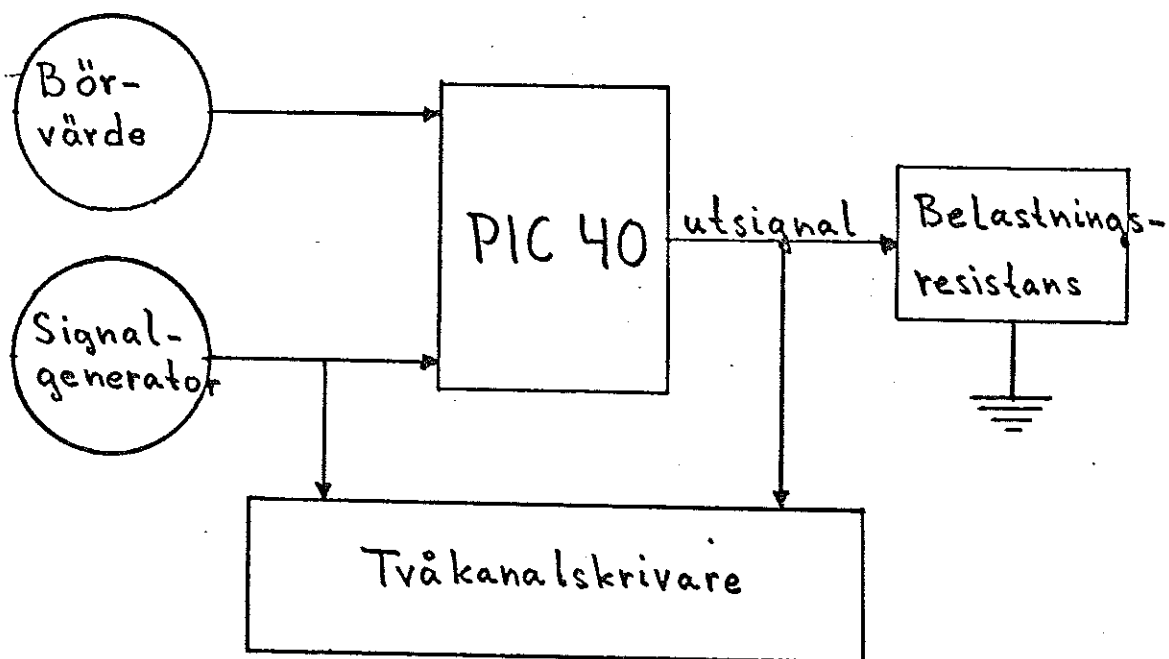


Fig B.1

Blockschema för uppmätning av in- utsignalsamband för PIC 40.

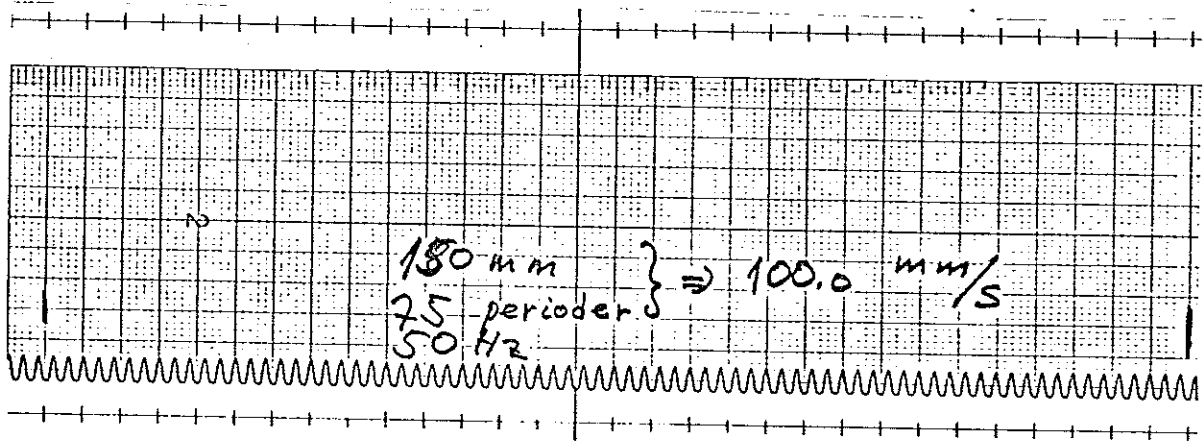


Fig B.2

Kalibrering av skrivaren.

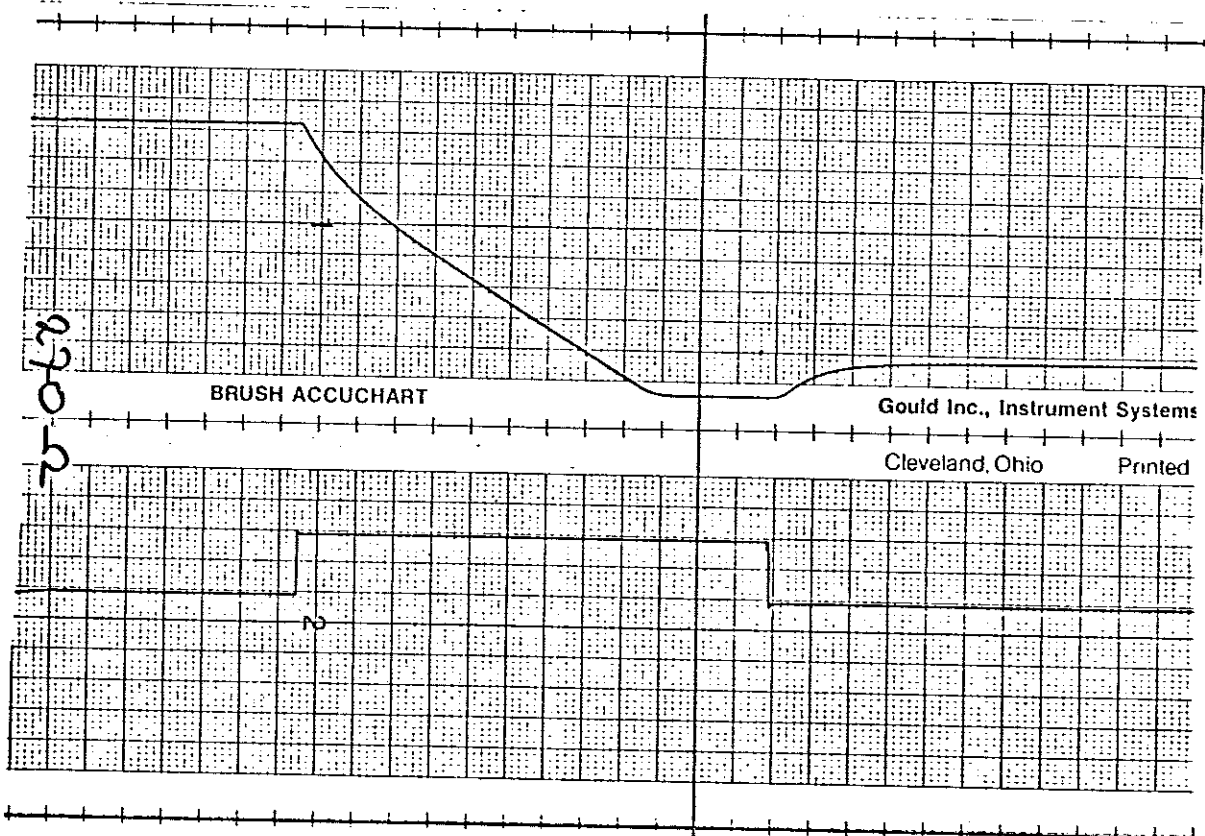


Fig B.3

Utsignalen från PIC 40 då insignalen är ett steg och belastningen är normal = 270Ω . Observera att utsignalen är fasvänd i förhållande till insignalen.

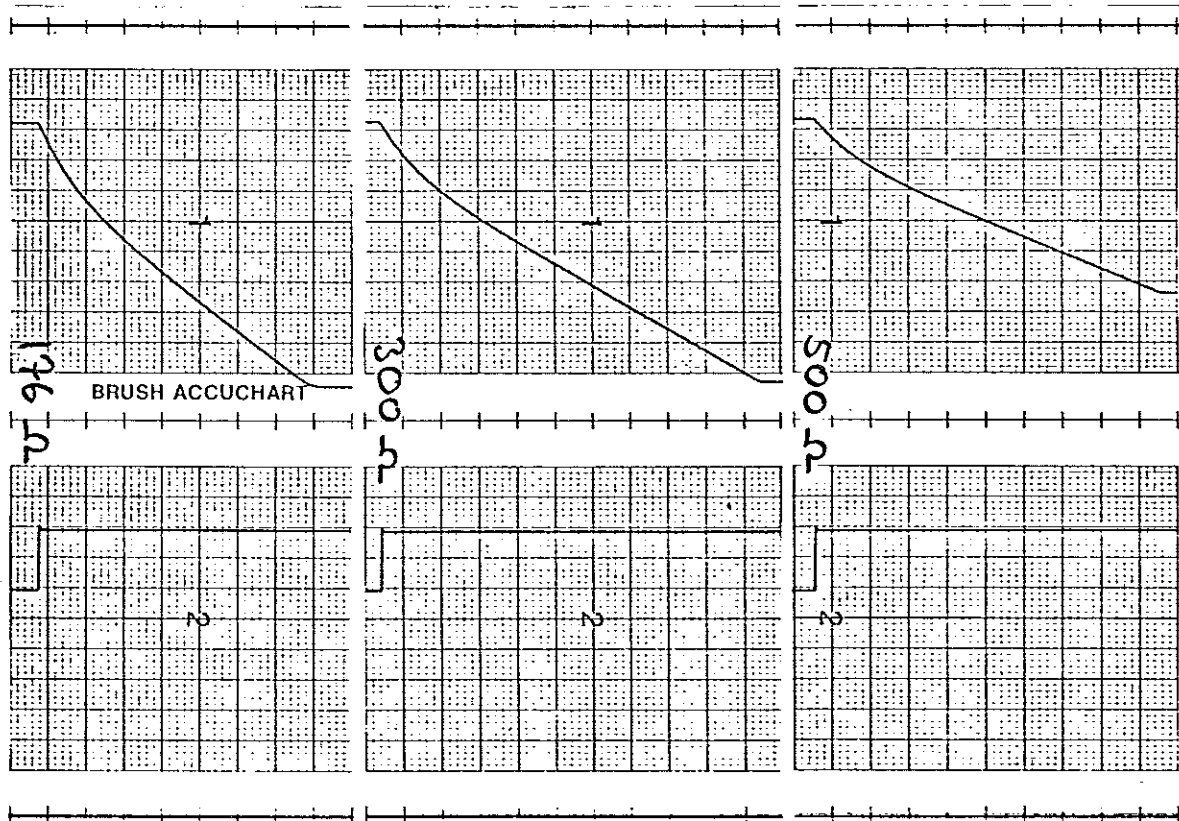


Fig B.4

Utsignalen från PIC 40 då insignalen är ett steg och belastningsresistansen antar värdena 176, 300 och 500 Ω . Observera fasvändningen.

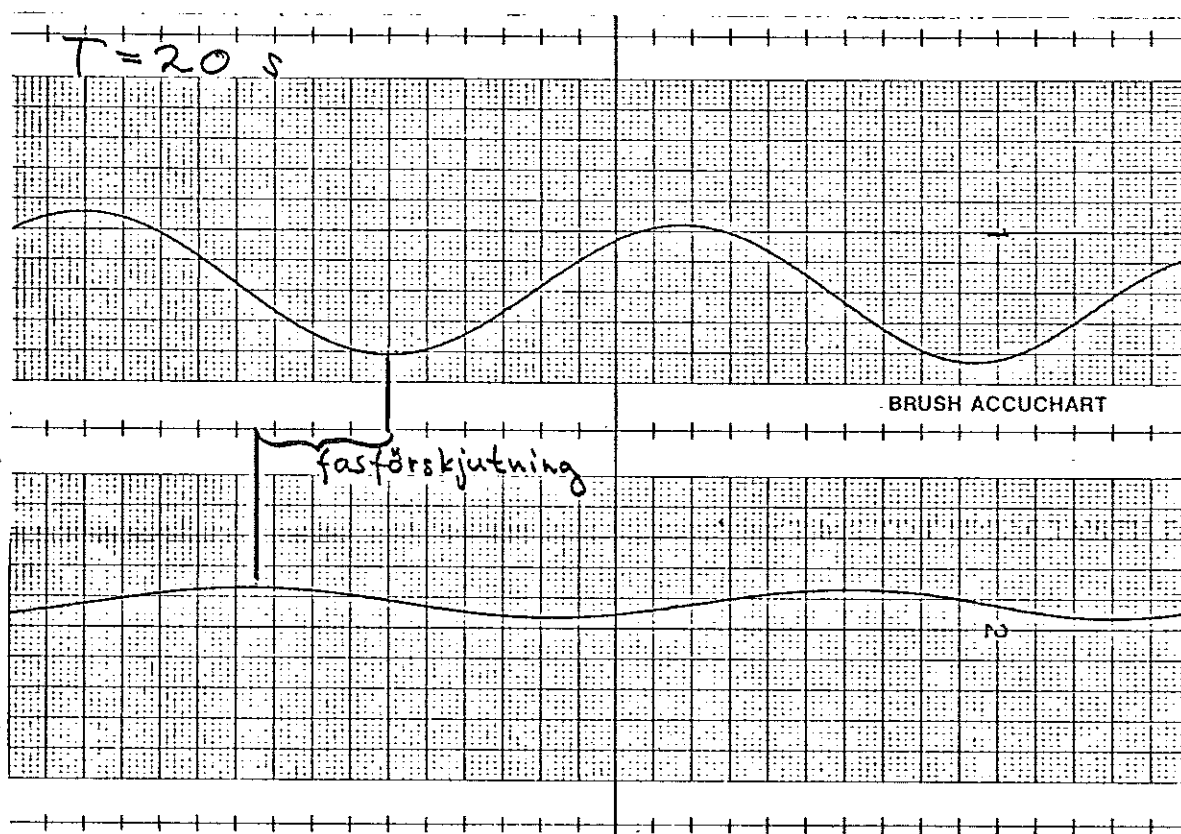


Fig B.5

Utsignalen från PIC 40 då insignalen är en sinusfunktion med periodtiden = 20 s. Observera fasvändningen.

APPENDIX C. LASTFALLSVAL

Då ändring görs från ett lastfall till ett annat, så ska parametervärdena för flöden och entalpier ändras. Detta kan göras enkelt genom att ett s k Macro för varje lastfall definieras. I Macro't tilldelas parametrarna värden och vid anrop av namnet på Macro't antar parametrarna i systemet de värden som anges av detta Macro. 6 olika Macro'n, ett för varje lastfall, har införts enligt följande:

- LF1: normalfallet
- LF3: tanktvättning vid normal drift
- LF4: lossning
- LF4M: modifierad form av lossning, minskat ångflöde genom turbogeneratoren
- LF5: lastning
- LF5M: modifierad form av lastning, minskat vattenflöde från HP-drain tank

APPENDIX D. PARAMETERLISTA TILL PROGRAMMET

För att få lämplig storleksordning på de använda storheterna så skalas de numeriska värdena. Följande enheter används:

tryck anges i bar

entalpi anges i 10^2 kJ/kg

massflöde anges i kg/s

MUF:	kondensationsflödet från avluftaren
M4U:	ångflödet från turbogeneratoren
M5U:	ångflödet från matarvattenpumpen
M7I:	glandångsflödet
MVA:	vattenflödet från huvudkondensorn
MVD:	vattenflödet från HP-drain-tank
MVE:	vattenflödet från ånggeneratoren
MVO:	vattenflödet från 4:e förvärmaren
M2M:	medelångflödet från exhaust systemet till avluftaren
MVIM:	medelvattenflödet till avluftaren
HS:	störflödets entalpi
H	med motsvarande index som ett flöde betecknar detta flödes entalpi
HP:	entalpin för mättat vatten
HPP:	$\frac{\partial h}{\partial p}$ vid trycket $p = 4,5$ bar h' = entalpin för mättat vatten
K:	konstant i ekvationen för avluftaren
RAA:	inkommande ångas densitet
RV:	inkommande vattens densitet
V:	volymen ånga i avluftaren
VV:	volymen vatten ovanför vattenytan i avluftaren
ALFA:	konstant = 0,885, ingår i uttrycket för TK

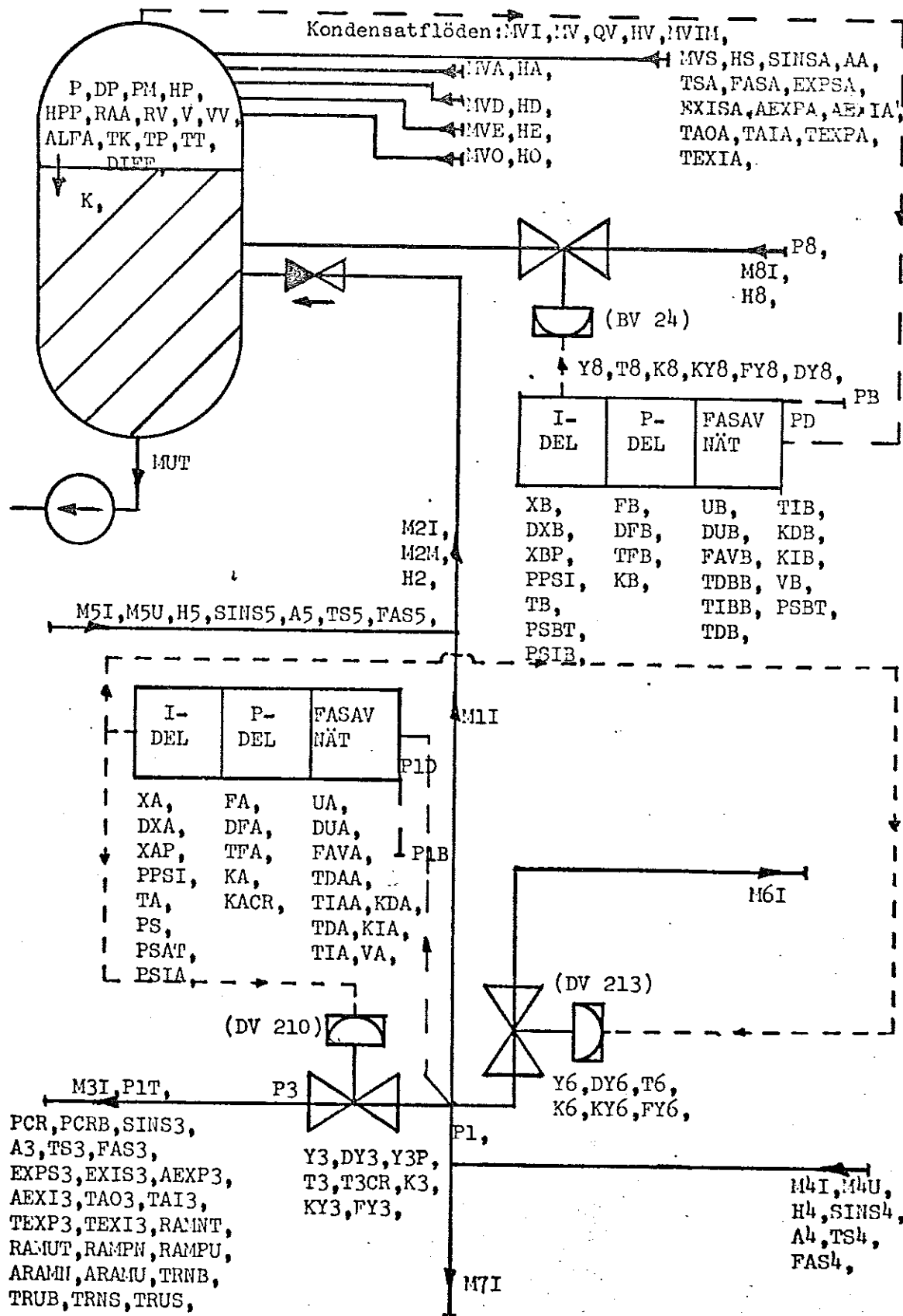
- TK: fyllnadstidskonstanten för avluftaren
- TP: hjälpvariabel vid beräkning av fyllnadstidskonstanten modifierad för kokning
- PM: avluftarens stationära tryck
- PB: börvärdesinställningen i PIC 45 för trycket i avluftaren
- PLB: börvärdesinställningen i PIC 40 för trycket i exhaustsystemet
- P8: inloppstrycket till ventilen BV 24
- PCRB: crossover-tryckets stationära värde
- PPSI: omvandlingsfaktor mellan området 0-7 bar abs och 3-15 psi. Om PPSI sätts = 0 så är integrationen i både PIC 40 och PIC 45 bortkopplad
- TA: tidskonstanten i integreringen i PIC 40
- TB: tidskonstanten i integreringen i PIC 45
- TFA: tidskonstanten för filtret i PIC 40
- TFB: tidskonstanten för filtret i PIC 45
- T3: tidskonstanten för ventilen DV 210
- T3CR: tidskonstanten för ventilen DV 210 vid stängning då crossover-trycket understiger visst värde
- T6: tidskonstanten för ventilen DV 213
- T8: tidskonstanten för ventilen BV 24
- KA: förstärkningsfaktorn i filtret i PIC 40
- KB: förstärkningsfaktorn i filtret i PIC 45
- K3: omvandlingsfaktorn mellan slaget för ventilen DV 210 och signalen 0-5 psi
- K6: omvandlingsfaktorn mellan slaget för ventilen DV 213 och signalen 6-12 psi
- K8: omvandlingsfaktorn mellan slaget för ventilen BV 24 och signalen 0-12 psi
- FAVA: ställparameter för fasavanceringen i PIC 40. Om FAVA sätts = 0 så är fasavanceringen bortkopplad och om FAVA = 1 så är den inkopplad
- FAVB: ställparameter för fasavanceringen i PIC 45. Samma funktion som FAVA

- TDAA: tidskonstanten för derivering i fasavanceringen i PIC 40
- TIAA: tidskonstanten för integrering i fasavanceringen i PIC 40
- TDBB: samma som TDAA, men gäller PIC 45
- TIBB: samma som TIAA, men gäller PIC 45
- TDA: hjälpparameter för att koppla bort fasavanceringen i PIC 40 om FAVA = 0. Om FAVA = 1 så antar TDA värdet av TDAA
- TIA: samma funktion som TDA
- TDB: samma funktion som TDA, men gäller PIC 45.
- TIB: samma funktion som TDB
- AA: amplituden på sinusstörningen SINSA i flödet från huvudkondensorn
- A3: amplituden på sinusstörningen SINS 3 i crossover-trycket
- A4: amplituden på sinusstörningen SINS 4 i flödet från turbogeneratoren
- A5: amplituden på sinusstörningen SINS 5 i flödet från matarpumpsturbinen
- TSA-TS5: periodtiden för sinusstörning i resp flöde
- FASA-
FAS 5: fasförskjutning av sinusstörning i resp flöde
- AEXPA: storleken på en exponentialstörning EXPSA uppåt i vattenflödet
- AEXIA: storleken på en exponentialstörning i EXISA neråt i vattenflödet
- AEXP 3: storleken på en exponentialstörning EXPS 3 uppåt i crossover-trycket
- AEXI 3: storleken på en exponentialstörning EXIS 3 neråt i crossover-trycket
- TAOA TAIA TAO3 TAI3: tider då respektive exponentialstörning ska sätta in
- TEXPA TEXIA TEXP3 TEXI3: tidskonstanter i exponenten i respektive exponentialstörning
- ARAMN: ingår som konstant i uttrycket för en rampfunktion RAMPN neråt i crossover-trycket

ARAMU: ingår som konstant i uttrycket för en rampfunktion
 RAMPU uppåt i crossover-trycket
 TRNB: tidpunkt då rampen neråt RAMPN i crossover-trycket börjar
 TRNS: tidpunkt då rampen neråt RAMPN i crossover-trycket slutar
 TRUB: tidpunkt då rampen uppåt RAMPU i crossover-trycket börjar
 TRUS: tidpunkt då rampen uppåt RAMPU i crossover-trycket slutar

Storleken av nergången i crossover-trycket bestäms av $ARAMN \times$
 $(TRNB - TRNS)$ och uppgången av $ARAMU \times (TRUS - TRUB)$.

MV: totala stationära vattenflödet in i avluftaren
 QV: värmemängden i vattnet som tillförs avluftaren
 KDA: proportionaldelen i det fasavancerande nätet i PIC 40
 KIA: förstärkningsfaktor i det fasavancerande nätet i PIC 40
 KDB: proportionaldelen i det fasavancerande nätet i PIC 45
 KIB: förstärkningsfaktor i det fasavancerande nätet i PIC 45
 P:4.5 begynnelsevärde för trycket i avluftaren
 XA:3.5 begynnelsevärde för tillståndet XA i PIC 40
 XB: 0 begynnelsevärde för tillståndet XB i PIC 45
 FA: 0 begynnelsevärde för tillståndet FA i PIC 40
 FB: 0 begynnelsevärde för tillståndet FB i PIC 45
 Y3:0.68 begynnelsevärde för ventilslaget Y3 i DV 210
 Y6: 0 begynnelsevärde för ventilslaget Y6 i DV 213
 Y8: 0 begynnelsevärde för ventilslaget Y8 i BV 24
 UA: 0 begynnelsevärde för tillståndet UA i PIC 40
 UB: 0 begynnelsevärde för tillståndet UB i PIC 45



Figur D.1. Parameterritning.

APPENDIX E. PROGRAM

CONTINUOUS SYSTEM DAMP "MODIFIERAD AVLUFTARE ENL. PROFOS

TIME T

STATF P XA X6 FA FH Y3 Y6 Y8 UA UB
DLR DP DXA DXB DFA DFB DY3 DY6 DY8 DUA DUB

INITIAL

MUT:33.11
 M4U:2.240
 M5U:1.615
 M7I:0
 MVA:27.81
 MVD:0.2531
 MVE:0.2239
 MVO:2.118
 MA:3.999
 MD:2.931
 ME:5.024
 MO:6.783
 M4:30.23
 M5:26.75
 M2M:2.71
 MVIH:30.405
 M6:28.5
 hS=HA

 HP:6.23
 HPP:0.3568
 K:24
 RAA:2.417
 RV:918.7
 VI:9.2
 VV:0.01
 ALFA:0.94
 $TK = ((7-VV) * RAA + VV * RV) / M2M = ALFA$
 TP:30

 PM:4.5
 P5:4.4
 P1B:4.61
 P5:57
 PGRB:3.79

 PPSI:1.714
 TA:1.4
 TU:1
 TFA:0.22
 TFB:0.75
 T3:4
 T3CR:2
 T6:1
 TR:2
 KA:8
 KACR:8
 KB:16
 K3:0.19999
 K6:0.16666
 K8:0.33333
 FAVA:0
 FAVB:0
 TDAA:1.06
 TIAA:0.1

```

TDBB:1.5
TDBR:0.15
TDA=IF FAVA<0.5 THEN 10 ELSE TDAA
TIA=IF FAVA<0.5 THEN 10 ELSE TIAA
TDP=IF FAVR<0.5 THEN 10 ELSE TDBR
TIB=IF FAVR<0.5 THEN 10 ELSE TIBR

```

```

AA:0
A3:0
A4:0
A5:0
TSA:10
TS3:1
TS4:1
TSS:1
FASA:0
FAS3:0
FAS4:0
FAS5:0

```

```

AEXPA:0
AEXP3:0
AEXIA:0
AEXI3:0
TA0A:20
TAIA:50
TA03:50
TAI3:20
TEXPA:1
TEXIA:1
TEXP3:1
TEXI3:1

```

```

ARAM:0
ARAMU:0
TRNB:80
TRUB:320
TRNS:240
TRUS:480

```

```

MV=MV4+MVD+MVE+HVO
CV=MV4+MA+MVD+HD+MVE+HE+HVO+HO
KDA=TDA/TIA
KIA=1-KDA
KDB=TDB/TIB
KIB=1-KDB

```

```

P1:4.5
XA:3.5
XB:0
FA:0
FB:0
Y3:0.68
Y6:0
Y8:0
UA:0
UB:0

```

DYNAMICS

```

P1=P+0.11
SINS3=A3*SIN(2*3.1416/TS3*T+FAS3*3.1416/2)
EXPS3=IF T<TA03 THEN 0 ELSE (1-EXP(-TEXP3*(T-TA03)))*AEXP3
EXIS3=IF T<TAI3 THEN 0 ELSE (EXP(-TEXI3*(T-TAI3))-1)*AEXI3

```

```

RAMNT=IF T<TRNS THEN 0 ELSE ARAMN*(TRNB-TRNS)
RAMPN=IF T>TRNB AND T<TRNS THEN ARAMN*(TRNB-T) ELSE RAMNT
RAMUT=IF T<TRUS THEN 0 ELSE ARAMU*(TRUS-TRUB)
RAMPU=IF T>TRUR AND T<TRUS THEN ARAMU*(T-TRUR) ELSE RAMUT
PCR=PCRH+SINS3+EXPS3+EXIS3+RAMPN+RAMPU
P3=PCR+0.07

KY3=1.7563*Y3*Y3-3.0688*Y3*Y3+Y3+2.3125*Y3*Y3+Y3*Y3
FY3=KY3
P1I=IF P3<P1/2 THEN P1/2 ELSE 0
M3I=1.987*FY3*(IF P3>P1/2 AND P1>P3 THEN SORT(P1*P3-P3*P3) ELSE P1I)
KY6=Y6*Y6
FY6=KY6
M6I=1.686*FY6*P1
KY8=1.7563*Y8*Y8-3.0688*Y8*Y8+Y8+2.3125*Y8*Y8+Y8*Y8
FY8=KY8
M8I=0.0938*FY8*P8

SINS4=44*SIN(2*3.1416/TS4*T+FAS4*3.1416/2)
M4I=M4U+SINS4
SINS5=45*SIN(2*3.1416/TS5*T+FAS5*3.1416/2)
M5I=M5U+SINS5

M1I=M4I-M3I-M6I-M7I
M2I=IF M5I+M1I>0 THEN M5U+M1I ELSE 0

SINSA=AA*SIN(2*3.1416/TSA*T+FASA*3.1416/2)
EXPSA=IF T<TA0A THEN 0 ELSE AEXPA*(1-EXP(-TEXPA*(T-TA0A)))
EXISA=IF T<TA1A THEN 0 ELSE AEXIA*(EXP(-TEXIA*(T-TA1A))-1)
MVS=SINSA+EXPSA+EXISA
MVI=MV+MVS

HV=(OV+MVS*HS)/MVI
H2=(M1I*M4+M5I*M5)/M2I
QAA=(M2I-M2M)*(H2-HP)+M8I*(H8-HP)
DIFF=QAA-(MVI-MVIK)*(HP-HV)-MUT*HPP*(P-4,5)-K*(P-PH)
TI=IF F<PM AND DIFF<0 THEN TK+(PM-P)*TP ELSE TK
DP=DIFF*P/((M2I+M8I)*(H2-HP)*TI)

P1D=P1-P1H
DUA=-UA/TIA+KIA/TIA*P1D
VA=UA+KDA*P1D

DFA=-FA/TFA+KA/TFA*VA
FAT=IF PCR>2 THEN FA ELSE KACR*VA+6
XAP=PPSI/TA*VA
DXA=IF XA+FAT>12 AND XAP>0 OR XA<0 AND XAP<0 THEN 0 ELSE XAP
PS=XA+FAT
PSAT=IF PCR>2 THEN (IF PS>0 THEN PS ELSE 0) ELSE IF PS>6 THEN PS ELSE 6
PSIA=IF PSAT>12 THEN 12 ELSE PSAT

Y3P=-Y3/T3+K3/T3*(IF PSIA>5 THEN 5 ELSE PSIA)
DY3=IF PCR>2 THEN Y3P ELSE -Y3/T3CR
DY6=-Y6/T6+K6*(IF PSIA<6 THEN 0 ELSE PSIA-6)/T6

PD=P-P3
DUR=-UR/TIR+KIB/TID*PD
VB=UB+KDR*PD

DFB=-FB/TFB+KB/VB/TFB
XBP=PPSI*VB/TFB
DXB=IF XB+FB<-12 AND XBP<0 OR XB>0 AND XBP>0 THEN 0 ELSE XBP
PSBT=IF -XB-FB>0 THEN -XB-FB ELSE 0
PSIB=IF PSBT>12 THEN 12 ELSE PSBT

DY8=-Y8/T8+K8/T8*PSIB

VPSIA=2*PSIA/12
VPSIB=2*PSIB/12
VY3=3+Y3
VY6=3+Y6
VY8=3+Y8

```

END

APPENDIX F. TOTALSYSTEMET MED STOKASTISKA STÖRNINGAR

I programbiblioteket till PDP-15 ingår en rutin NOISE för generering av stokastiska störningar, i princip en fyrkant våg med varierande amplitud. Härifrån kan signaler hämtas och läggas in på godtyckliga signaler i systemet. Störningarna filtreras i ett system BRUS genom första ordningens filter, varefter de läggs in på kondensatflödet, crossover-trycket, ångflödet från turbon och ångflödet från matarpumpen i systemet DAMPB.

Insignaler och utsignaler till delsystemen NOISE, BRUS och DAMPB måste definieras. Dessutom måste det finnas ett huvudsystem, TANK, som "knyter ihop" delsystemen. Uppbyggnaden framgår schematiskt av fig F.1.

Systembeskrivningar:

- BRUS: insignaler E_1 , E_2 , E_3 och E_4 från NOISE
 utsignaler F_1 , F_2 , F_3 och F_4 till DAMPB
 TG_1 , TG_2 , TG_3 och TG_4 är tidskonstanter i respektive filter.
 G_1 , G_2 , G_3 och G_4 är tillståndsvariabler, som tilldelas begynnelsevärden.
- DAMPB: endast de parametrar och variabler, som tillagts för simulering med brus tas upp här, resten är identiska med de parametrar, som använts i DAMP, se kap 8 och appendix D.
- insignaler F_1 , F_2 , F_3 och F_4 från BRUS
- BA: amplituden på störningen BRUS A
 B3: amplituden på störningen BRUS 3
 B4: amplituden på störningen BRUS 4
 B5: amplituden på störningen BRUS 5
- BRUSA störningen på kondensatflödet
 BRUS3 störningen på crossover-trycket
 BRUS4 störningen på ångflödet från turbogenerator
 BRUS5 störningen på ångflödet från matarpumpen

TANK: $E1 (BRUS) = E1 (NOISE)$

anger att insignalen E_1 till BRUS är utsignalen E_1 från NOISE o s v.

$F1 (DAMPB) = F1 (BRUS)$

anger att insignalen F_1 till DAMPB är utsignalen F_1 från BRUS o s v.

NOISE: utsignalerna från NOISE, maximalt 4, kallas i Simnon $E_1 - E_4$

med en parameter NNOI bestäms önskat antal utsignaler (1 - 4).

parametern NODD är begynnelsevärde i en slumpfölj, som används vid genereringen av brussignaler. NODD ska ha ett udda primtal som värde.

Parametrarna R11, R22, R33 och R44 är covariansen för utsignalerna E_1, E_2, E_3 och E_4 .

Parametern DT1 anger den tidpunkt då de första signalerna från NOISE ska hämtas och DT anger hur ofta nya signaler hämtas.

Utsignalerna $E_1 - E_4$ är alltså konstanta under intervallen DT.

Om parametern SAME sätts till 1 fås samma slumpfölj och därmed samma utsignaler för samma tidpunkter vid olika simuleringar.

Parametrarna i NOISE måste tilldelas värden, då anrop för simulering med stokastiska störningar görs.

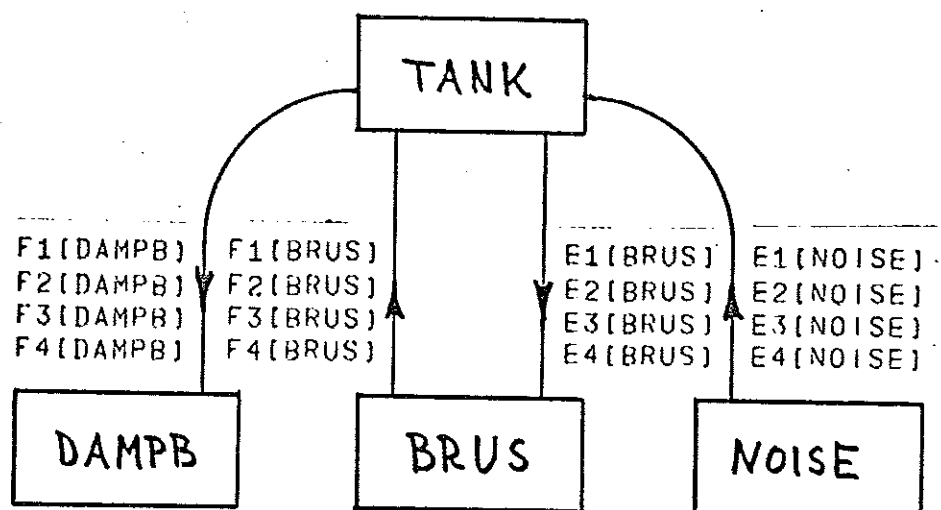


Fig F.1.

Schematisk funktion av ihopknytningen av huvud- och delsystem, med ut- och insignaler angivna.

NOISE är det program i SIMNON som genererar en stokastisk störning.

BRUS är ett delprogram för filtrering av den stokastiska störningen.

DAMPB är simuleringsprogrammet och

TANK är det överordnade program som länkar ihop de övriga programmen.

CONTINUOUS SYSTEM DAMPB "MODIFIERAD AVLUFTRAF ENL. PROFOS

TIME T

INPUT F1 F2 F3 F4

STATE P XA XB FA FB Y3 Y6 Y8 UA UB

DER CP DXA DXB DFA DFB DY3 DY6 DY8 DUA DUB

INITIAL

MUT:33.11
 M4U:2.240
 M5U:1.615
 M7:10
 MVA:27.81
 MVD:0.2531
 MVE:0.2239
 MVO:2.118
 MA:3.999
 MD:2.931
 ME:5.024
 MO:6.783
 M4:30.23
 M5:26.75
 M2M:2.71
 MVM:30.405
 M8:28.5
 MS=MA

 HP:6.23
 HPP:0.3568
 K:24
 RAA:2.417
 RV:913.7
 V:9.2
 Vv:0.31
 ALFA:3.94
 $TK = ((1-VV) * RAA + VV * RV) / M2M * ALFA$
 TP:30

 PM:4.5
 PB:4.4
 P1B:4.61
 P8:57
 PCR:3.79

 PPSI:1.714
 TA:1.4
 TB:1
 TFA:6.22
 TFB:0.75
 T3:4
 TJCR:2
 T6:1
 T8:2
 KA:8
 KACR:8
 KB:16
 K3:0.19999
 K6:0.16666
 K8:0.08333
 FAVA:0
 FAVB:0
 TDAA:0.53

```
TIAA:0.048
TDRB:0.53
TIRB:0.048
TDA=IF FAVA<0.5 THEN 10 ELSE TDAA
TIA=IF FAVA<0.5 THEN 10 ELSE TIAA
TDR=IF FAVR<0.5 THEN 10 ELSE TDRR
TIR=IF FAVR<0.5 THEN 10 ELSE TIRR
```

```
AA:0
A3:0
A4:0
A5:0
TSA:10
TS3:1
TS4:1
TS5:1
FASA:0
FAS3:0
FAS4:0
FAS5:0
```

```
AEXPA:0
AEXP3:0
AEX1A:0
AEX13:0
TAOA:10
TAIA:10
TAO3:10
TAI3:10
TEXPA:1
TEXIA:1
TEXP3:1
TEXI3:1
```

```
ARAMN:0
ARAMU:0
TRNB:80
TRUB:320
TRNS:240
TRUS:480
```

```
BA:0
B3:0
B4:0
B5:0
```

```
MV=MVA+MVD+MVE+MVO
OV=MVA+MA+MVD+MD+MVE+ME+MVO+MO
KDA=TDA/TIA
KIA=1-KDA
KDB=TDR/TIR
KIB=1-KDB
```

```
P14.5
XA:3.5
XB:0
FA:0
F3:0
Y3:0.6A
Y6:0
Y8:0
UA:0
UB:0
```

DYNAMICS

```

P1=P*0.11
SINS3=A3*SIN(2*3.1416/TS3*T+FAS3*3.1416/2)
EXPS3=IF T<TA03 THEN 0 ELSE (1-EXP(-TEXP3*(T-TA03)))*AEXP3
EXIS3=IF T<IA13 THEN 0 ELSE (EXP(-TEXI3*(T-IA13))-1)*AEXI3
RAMNT=IF T<TRNS THEN 0 ELSE ARAMN*(TRNB-TRNS)
RAMPN=IF T>TRNB AND T<TRNS THEN ARAMP*(TRNR-T) ELSE RAMNT
RAMUT=IF T<TRUS THEN 0 ELSE ARAMU*(TRUS-TRUB)
RAMPU=IF T>TRUB AND T<TRUS THEN ARAMU*(T-TRUB) ELSE RAMUT
BRUS3=B3*F3
PCR=PCR0+SINS3+EXPS3+EXIS3+RAMPN+RAMPU+BRUS3
P3=PCR*0.07

KY3=1.7563*Y3*Y3-3.0688*Y3*Y3+Y3+2.3125*Y3*Y3*Y3
FY3=KY3
P1T=IF P3<P1/2 THEN P1/2 ELSE 0
M3I=1.987*FY3*(IF P3>P1/2 AND P1>P3 THEN SQRT(P1*P3-P3*P3) ELSE P1T)
KY6=Y6*Y6
FY6=KY6
M6I=1.686*FY6*P1
KY8=1.7563*Y8*Y8-3.0688*Y8*Y8+Y8+2.3125*Y8*Y8*Y8
FY8=KY8
M8I=0.0938*FY8*P8

SINS4=A4*SIN(2*3.1416/TS4*T+FAS4*3.1416/2)
BRUS4=B4*F4
M4I=M40+SINS4+BRUS4
SINS5=A5*SIN(2*3.1416/TS5*T+FAS5*3.1416/2)
BRUS5=B5*F2
M5I=M50+SINS5+BRUS5

M1I=M4I-M3I-M6I-M7I
M2I=IF M5I+M1I>0 THEN M50+M1I ELSE 0

SINSA=AA*SIN(2*3.1416/TSA*T+FASA*3.1416/2)
EXPSA=IF T<TA0A THEN 0 ELSE AEXPA*(1-EXP(-TEXPA*(T-TA0A)))
EXISA=IF T<IA1A THEN 0 ELSE AEXIA*(EXP(-TEXIA*(T-IA1A))-1)
BRUSA=BA*F1
MVS=SINSA+EXPSA+EXISA+BRUSA
MVI=MV+MVS

MV=(QV+MVS*HS)/MVI
M2=(M1I*M4I+M5I*M5I)/M2I
QAA=(M2I-M2K)*(M2-HP)+M8I*(M8-HP)
DIFF=QAA-(MVI-MVIN)*(HP-MV)-MUT*HPP*(P-4.5)-K*(P-PH)
TI=IF P<PH AND DIFF<0 THEN TK+(PH-P)*TP ELSE TK
DP=DIFF*P/((M2I+M8I)*(M2-HP)*TI)

P1D=P1-P18
DUA=-UA/TIA+KIA/TIA*P1D
VA=UA+KDA*P1D

DFA=-FA/TFA+KA/TFA*VA
FAT=IF PCR>2 THEN FA ELSE KACR*VA+6
XAP=PPSI/TA*VA
DXA=IF -XA+FAT>12 AND XAP>0 OR XA<0 AND XAP<0 THEN 0 ELSE XAP
PS=XA+FAT
PSAT=IF PCR>2 THEN (IF PS>0 THEN PS ELSE 0) ELSE IF PS>6 THEN PS ELSE 6
PSIA=IF PSAT>12 THEN 12 ELSE PSAT

Y3P=-Y3/T3+K3/T3*(IF PSIA>5 THEN 5 ELSE PSIA)
DY3=IF PCR>2 THEN Y3P ELSE -Y3/T3CR
DY6=-Y6/T6+K6*(IF PSIA<6 THEN 0 ELSE PSIA-6)/T6

```

```
PD=P-PH
DVB=-UB/TIB+KIB/TIB*PD
VB=UB+KDB*PD

DFB=-FB/TFB+KB*VB/TFB
XRP=PFSI*VB/TB
DXB=IF XP+FB<-12 AND XBP<0 OR YB>0 AND XBP>0 THEN 0 ELSE XRP
PSBT=IF -XB-FB>0 THEN -XB-FB ELSE 0
PSIB=IF PSBT>12 THEN 12 ELSE PSBT

DYB=-YB/TB+KB/TB*PSIB

VPSIA=2+PSIA/12
VPSIB=2+PSIB/12
VY3=3+Y3
VY6=3+Y6
VY8=3+Y8
```

END

CONTINUOUS SYSTEM BRUS

INPUT E1 E2 E3 E4
OUTPUT F1 F2 F3 F4
STATE G1 G2 G3 G4
DER DG1 DG2 DG3 DG4

INITIAL

TG1:1
TG2:1
TG3:1
TG4:1

OUTPUT

F1=G1
F2=G2
F3=G3
F4=G4

DYNAMICS

DG1=-G1/TG1+E1/TG1
DG2=-G2/TG2+E2/TG2
DG3=-G3/TG3+E3/TG3
DG4=-G4/TG4+E4/TG4

G1:0
G2:0
G3:0
G4:0

END

TOTAL SYSTEM TANK

TIME T

E1(BRUS)=E1(NOISE)
E2(BRUS)=E2(NOISE)
E3(BRUS)=E3(NOISE)
E4(BRUS)=E4(NOISE)

F1(DAMPB)=F1(BRUS)
F2(DAMPB)=F2(BRUS)
F3(DAMPB)=F3(BRUS)
F4(DAMPB)=F4(BRUS)

END

APPENDIX G. VENTILER MED KONSTANT INSTÄLLNINGSHASTIGHET

Denna ventil representeras av t ex en elektrodynamisk ventil från I T T, som styrs direkt av den 4-20 mA utsignal som PIC:en ger. En av fördelarna med detta är att ett led i signalbehandlingen kan slopas, nämligen IP-omvandlingen (ström-tryck-omvandlingen), och på så sätt kan tidskonstanten i reglerorganen minskas.

Den schematiska uppbyggnaden av ventilen med den väsentliga olinjariteten, en begränsad och konstant positiv eller negativ derivata, presenteras i fig G.1.

Mätning av ventilens ställhastighet har utförts av Per-Erik Mases på Kockums och därvid erhöles efter mätningar på kurvorna (se fig G.2) följande resultat.

$$\text{tiden vid stängning} \quad \frac{53 \text{ mm}}{25 \text{ mm/s}} = 2,12 \text{ s}$$

$$\text{tiden vid öppning} \quad \frac{53 \text{ mm}}{11 \text{ mm/s}} = 4,82 \text{ s}$$

där båda tiderna gäller för fullt slag (slaget normerat till 1). Detta ger

$$\text{stängningshastighet} = \frac{d}{dt} \quad (\text{slaget}) =$$

$$= - \frac{1}{2,12} = - 0,47 \text{ 1/s}$$

$$\text{öppningshastighet} = \frac{d}{dt} \quad (\text{slaget}) =$$

$$= \frac{1}{4,82} = 0,21 \text{ 1/s}$$

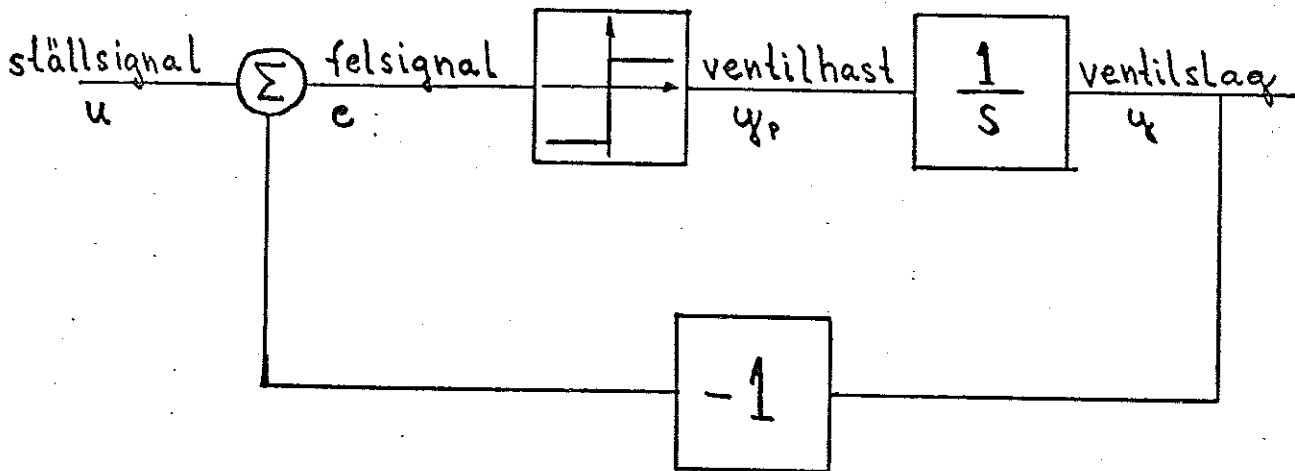


Fig G.1

Blockschema för ventil med konstant inställningshastighet.

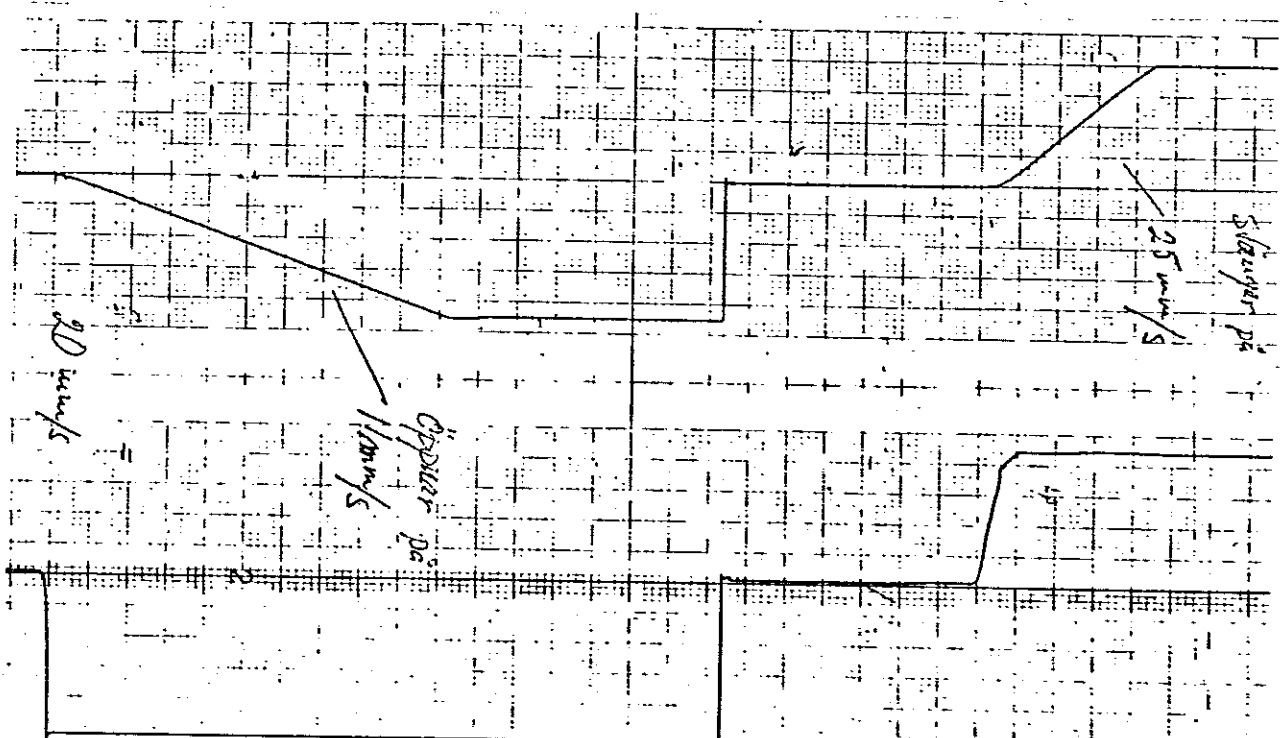


Fig G.2

Ventilslagets variation med tiden för en ventil med konstant ställhastighet vid öppning (a) och stängning (b), då insignalen är ett negativt resp positivt steg.

Ur fig G.1 erhålles följande ekvationer för ventilen

$$e = u - y$$

$$y_p = \text{if } e > 0 \text{ then } 0,21 \text{ else if}$$

$$e < 0 \text{ then } -0,47 \text{ else } 0$$

$$y = \int y_p dt \Leftrightarrow y' = \frac{dy}{dt} = y_p$$

där olinjariteten har beskrivits med villkor på felet e.

Efter översättning till Simnon kommer ekvationerna för ventilerna med PIC 40 och PIC 45 att se ut som följande utdrag ur simuleringsalgoritmen visar.

```
P1D=P1-P1B
DUA=-UA/TIA+KIA/TIA*P1D
VA=UA+KDA*P1D
```

```
DFA=-FA/TFA+KA/TFA*VA
FAT=IF PCR>2 THEN FA ELSE KACR*VA+6
XAP=PPSI/TA*VA
DXA=IF XA+FAT>12 AND XAP>0 OR XA<0 AND XAP<0 THEN 0 ELSE XAP
PS=XA+FAT
PSAT=IF PCR>2 THEN (IF PS>0 THEN PS ELSE 0) ELSE IF PS>6 THEN PS ELSE 6
PSIA=IF PSAT>12 THEN 12 ELSE PSAT
```

PIC 40

```
E3=(IF PSIA>5 THEN 5 ELSE PSIA)/5-Y3
Y3P=IF E3>0 THEN HU3 ELSE IF E3<0 THEN HN3 ELSE 0
DY3=IF PCR>2 THEN Y3P ELSE IF Y3>0 THEN HN3 ELSE 0
```

DV 210

```
E6=(IF PSIA<6 THEN 0 ELSE PSIA-6)/6 -Y6
DY6=IF E6>0 THEN HU6 ELSE IF E6<0 THEN HN6 ELSE 0
```

DV 213

```
PD=P-PR
DUB=-UB/TIB+KIB/TIB*PD
VB=UB+KDR*PD
```

```
DFB=-FB/TFB+KB*VB/TFB
XBP=PPSI*VB/TB
DXB=IF XB+FB<-12 AND XBP<0 OR XB>0 AND XBP>0 THEN 0 ELSE XBP
PSBT=IF -XB-FB>0 THEN -XB-FB ELSE 0
PSIB=IF PSBT>12 THEN 12 ELSE PSBT
```

PIC 45

```
E8=PSIB/12-Y8
DY8=IF E8>0 THEN HU8 ELSE IF E8<0 THEN HN8 ELSE 0
```

BV 24

FISHER VEE-BALL VALVES

INTRODUCTION

The Fisher Vee-Ball valve with its patented V-notch ball design is ideal for throttling control of pulp and paper stock, slurries and fluids containing suspended solids or fibrous materials. As the V-notch ball rotates into the ball seal, it creates a wedging and shearing effect to prevent dragging stock or slurry between the seal and the ball. The helmet shape of the V-notch ball eliminates clogging, and the straight-thru flow design presents a minimum flow restriction.

The Vee-Ball also provides excellent control in water, steam, chemical or gas applications. Features include wide rangeability, high flow capabilities and excellent shutoff.

As the V-notch ball throttles to the closed position, it maintains a triangular opening. The shape of this opening and the straight-thru flow design of the body give the flow characteristic shown in Figure 2.

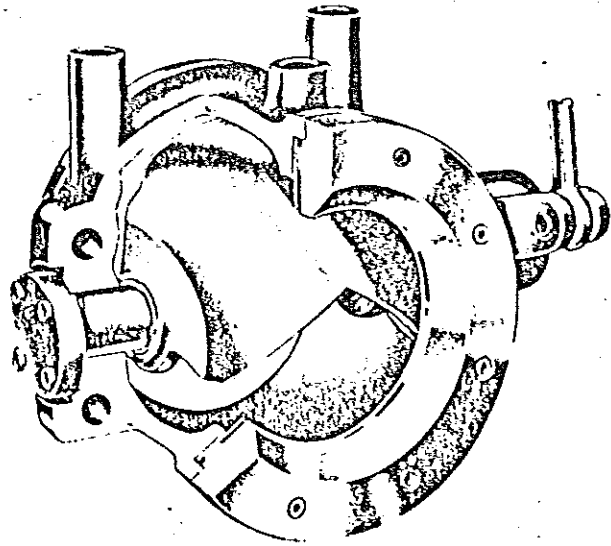


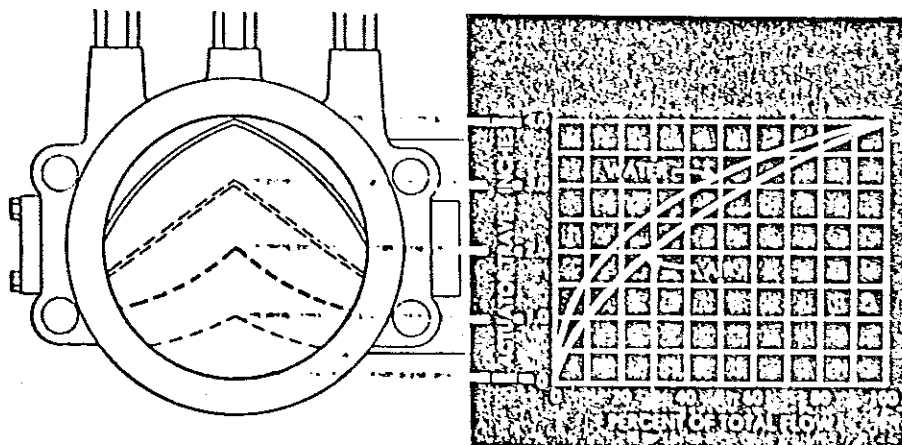
Figure 1 150 lb. Vee-Ball Valve

The Vee-Ball is available in 150 lb. and 300 lb. ANSI rated bodies, sizes 2" thru 16". These designations apply: Design "U", a Vee-Ball in which downward motion of the lever closes the valve; Design "UR", a Vee-Ball in which downward motion of the lever opens the valve.

For details of 2" ANSI 150, 300 and 600lb. valves refer to Bulletin 51.3:U(4)-GB(E-221)

For details of 3" to 12" ANSI 150lb. valves refer to this Bulletin.

For details of 3" to 16" ANSI 300lb. valves refer to Bulletin 51.3:U(10)-GB(E-225)



Vee-Ball position at various openings

Characteristic curve

Figure 2

UNIVERSAL NOMOGRAPH FOR GAS AND STEAM SIZING

— Continued —

- e) Pivot the straight edge at this point of intersection with I_1 index line to the C_s value on C_r-C_s scale. Read the flow rate at the intersection with Q scale.
3. If the steam is saturated, omit this step. If the steam is superheated, correct the flow rate as follows:
- a) Lay a straight edge on the flow rate on Q scale and the saturated index (0—SAT) on T_{sh} scale. Mark point of intersection with I_2 index line.
- b) Pivot the straight edge at this point of intersection with I_2 index line to the degrees of superheat (difference between actual steam temperature and saturated steam temperature) on T_{sh} scale. Read the corrected flow rate on Q scale.
3. Lay a straight edge on the flow rate (corrected, if necessary) on Q scale and the C_s value on C_r-C_s scale. Mark intersection with I_1 index line.
4. Pivot the straight edge at this point of intersection with I_1 index line to inlet pressure on P_1 scale (vertical scale). Mark intersection with F scale.

(Note: If intersection on F scale is above 1.0, the valve will not pass the given flow, and a larger valve will be required.)

5. Proceed horizontally from intersection with F scale and mark intersection with proper C_1 curve. (Interpolate if C_1 value falls between labeled curves.)
6. Proceed vertically downward from intersection with C_1 curve and mark intersection with $\Delta P/P_1$ scale.
7. Lay a straight edge on this point of intersection with $\Delta P/P_1$ scale and the inlet pressure on P_1 scale (horizontal scale). Read the pressure drop on ΔP scale.

C. To Determine Pressure Drop

- Select C_s and C_1 values from the proper steam sizing coefficient table in Section I of this catalog for the valve style and size being considered.
- Correct the flow rate if steam is superheated. Follow procedure given in Step 1 of Section A (To Find Valve Size).

For additional information on the development of the Universal Gas Sizing Equation on which this nomograph is based, refer to Fisher Governor Company Technical Manual TM-15.

Gas and Steam Equations ***Equation 1 — Gas Flow**

$$Q = \sqrt{\frac{520}{GT}} C_g P_1 \sin \left[\frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]_{\text{DEG}}$$

Equation 2 — Steam Flow

(Inlet pressure is 1000 psig or less)

$$Q_s = \frac{C_s P_1}{1 + 0.00065 T_{sh}} \sin \left[\frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]_{\text{DEG}}$$

Equation 3 — Steam and Vapor Flow

(All vapors, including steam under any pressure conditions)

$$Q_s = 1.06 \sqrt{d_1 P_1} C_g \sin \left[\frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]_{\text{DEG}}$$

When the bracketed quantity in the equations equals or exceeds 90 degrees, critical flow is indicated, and the quantity must be limited to this value of 90 degrees. This then becomes unity since the sine of 90 degrees is 1.

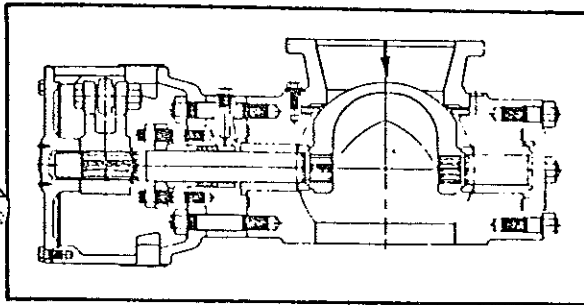
Explanation of Terms Used in Equations

- $C_1 = C_r/C_s$
 C_g = gas sizing coefficient
 C_s = steam sizing coefficient
 C_r = liquid sizing coefficient
 d_1 = density of steam or vapor at inlet, lbs./cu. ft.
 G = gas specific gravity (air = 1.0)
 P_1 = valve inlet pressure, psia **
 ΔP = pressure drop across valve, psi
 Q = gas flow rate, scfh
 Q_s = steam or vapor flow rate, lb./hr.
 T = absolute temperature of gas at inlet, Deg. Rankinet
 T_{sh} = degrees of superheat, °F

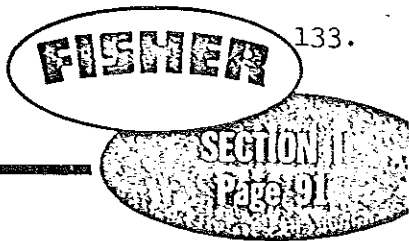
*Equations 1 and 2 are solved by the universal sizing nomograph; Equation 3 is not.

**Psia in equations but inlet pressure is expressed in psig on nomograph for convenience.

†Degrees Rankine in equation but gas temperature is expressed in °F on nomograph for convenience. °R = °F + 460



300 LB. DESIGN
 "U" VEE-BALL VALVE
 VEE OF BALL FACING UPSTREAM



Body Materials: Steel and stainless steel
 Pressure Rating: 300 lb. USAS
 Flow Direction: As shown in picture
 Flow Characteristic: Approximately equal percentage
 Bulletin Reference: E-480U

For Km values, see curve on Page 92.

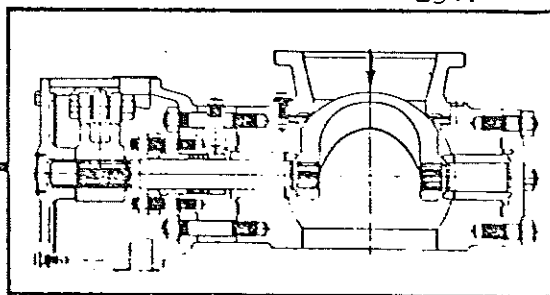
Body Size, In.	Coefficient	Percent of 90° Travel — Line Size Equals Body Size										Coefficients at Max. Travel When Line to Body Size Ratio Is	
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	1.5:1	2:1 & over
												100	100
2	Cv	.310	2.35	5.50	10.5	17.7	28.3	45.7	70.0	86.9	87.5	79.7	66.8
	Cg	11.0	84.8	199	356	550	821	1150	1490	1570	1510	1410	1410
	C _i	35.5	36.0	36.2	33.9	31.1	29.0	25.2	21.3	18.1	17.9	18.9	21.1
	C _s	.550	4.24	9.97	17.8	27.5	41.1	57.5	74.5	78.5	78.5	75.5	70.5
3	Cv	.991	6.60	15.5	27.2	42.9	62.2	87.4	121	178	254	227†	197
	Cg	34.1	238	570	985	1450	1990	2560	3180	3960	4670	4460†	4200
	C _i	34.4	36.1	36.8	36.3	33.9	32.0	28.6	26.3	22.2	18.4	19.6†	21.4
	C _s	1.71	11.9	28.5	49.3	72.5	99.5	128	159	198	234	223†	210
4	Cv	2.09	13.9	32.7	57.4	90.6	131	189	256	376	536	468	420
	Cg	70.4	492	1180	2040	3000	4110	5290	6580	8170	9650	9120	8680
	C _i	33.7	35.3	36.0	35.5	33.1	31.3	28.0	25.7	21.7	18.0	19.5	20.7
	C _s	3.52	24.6	59.0	102	150	206	265	329	409	483	456	434
6	Cv	4.06	27.0	63.4	111	176	255	366	497	729	1040	955△	825
	Cg	153	1070	2560	4430	6530	8950	11500	14300	17800	21000	20200△	18900
	C _i	37.8	39.6	40.4	39.8	37.2	35.1	31.5	28.8	24.4	20.2	21.2△	22.9
	C _s	7.65	53.5	128	222	327	448	575	715	890	1050	1010△	945
8	Cv	6.63	44.2	104	182	287	417	598	813	1190	1700	1490	1360
	Cg	248	1730	4150	7170	10600	14500	18600	23200	28800	34000	32200	30600
	C _i	37.4	39.2	40.0	39.4	36.8	34.8	31.1	28.5	24.2	20.0	21.6	22.5
	C _s	12.4	86.5	208	359	530	725	930	1160	1440	1700	1610	1530
10	Cv	10.5	69.9	164	288	455	659	947	1290	1890	2690	2360*	2150
	Cg	393	2740	6560	11400	16700	22900	29500	36700	45600	53800	51000*	48400
	C _i	37.4	39.2	40.0	39.4	36.8	34.8	31.1	28.5	24.2	20.0	21.6*	22.5
	C _s	19.7	137	328	570	835	1150	1480	1840	2280	2690	2550*	2420
12	Cv	15.3	102	240	421	664	963	1380	1880	2750	3930	3520	3140
	Cg	574	4010	9590	16600	24400	33500	43100	53600	66600	78600	75100	70700
	C _i	37.4	39.2	40.0	39.4	36.8	34.8	31.1	28.5	24.2	20.0	21.3	22.5
	C _s	28.7	201	480	830	1220	1680	2160	2680	3330	3930	3760	3540
16	Cv	23.5	157	367	644	1020	1470	2120	2880	4220	6020	5280	4720
	Cg	876	6120	14600	25300	37300	51100	65800	81800	102000	120000	114000	108000
	C _i	37.4	39.2	40.0	39.4	36.8	34.8	31.1	28.5	24.2	20.0	21.6	22.9
	C _s	43.8	306	730	1270	1870	2560	3290	4090	5100	6020	5700	5400

†3" Vee-Ball in 4" Pipe △6" Vee-Ball in 8" Pipe *10" Vee-Ball in 16" Pipe

Note: Coefficients for 1.5:1 and 2:1 line size to body size ratios include losses for swages installed adjacent to the valve. The required coefficient therefore should be determined based on pressure conditions existing upstream and downstream of these adjacent swages. If swages are not adjacent to the valve, use pressure conditions at the valve inlet and outlet in your calculations, and select a coefficient from the line size equals body size section. None of the coefficients tabulated above include losses for block valves, elbows and other pipe fittings.

FISHER

**300 LB. DESIGN
"U" VEE-BALL VALVE
U OF BALL FACING UPSTREAM**



Body Materials: Steel and stainless steel
 Pressure Rating: 300 lb USAS
 Flow Direction: As shown in picture
 Flow Characteristic: Approximately equal percentage
 Bulletin Reference: E-480U

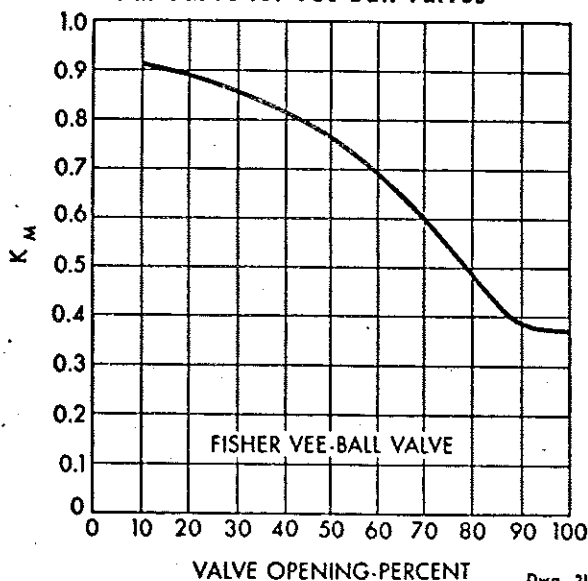
For Km values, see curve below.

Body Size, In.	Coefficient	Percent of 90° Travel — Line Size Equals Body Size										Coefficients at Max. Travel When Line to Body Size Ratio Is	
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	1.5:1	2:1 & over
4	Cv	3.72	13.8	35.6	67.0	104	152	215	298	396	532	450	389
	Cg	79.1	405	1080	1990	3060	4180	5400	6700	8220	9890	9190	8800
	C _l	21.3	29.3	30.3	29.7	29.5	27.6	25.1	22.5	20.7	18.6	20.4	22.6
	C _s	3.96	20.3	54.0	99.5	153	209	270	335	411	483	460	440
6	Cv	7.91	29.4	75.7	142	220	322	457	633	842	1130	1010*	848
	Cg	188	964	2560	4720	7260	9940	12800	15900	19500	23500	22400*	20400
	C _l	23.8	32.8	33.8	33.2	33.0	30.9	28.1	25.1	23.2	20.8	22.2*	24.1
	C _s	9.40	48.2	128	236	363	497	640	795	975	1180	1120*	1020
8	Cv	13.0	48.1	124	233	361	527	747	1040	1380	1850	1570	1380
	Cg	305	1560	4150	7660	11800	16100	20800	25800	31600	38100	35500	33100
	C _l	23.5	32.5	33.5	32.9	32.7	30.6	27.8	24.9	23.0	20.6	22.6	24.0
	C _s	15.3	78.0	208	383	590	805	1040	1290	1580	1910	1780	1660
10	Cv	20.5	76.2	196	369	571	835	1180	1640	2180	2930	2490†	2200
	Cg	482	2470	6570	12100	18600	25500	32900	40800	50100	60300	56200†	52500
	C _l	23.5	32.5	33.5	32.9	32.7	30.6	27.8	24.9	23.0	20.6	22.6†	23.9
	C _s	24.1	124	329	605	930	1280	1650	2040	2510	3020	2810†	2620
12	Cv	30.0	111	287	539	835	1220	1730	2400	3190	4280	3740	3210
	Cg	704	3610	9590	17700	27200	37200	48000	59600	73100	88000	82900	76500
	C _l	23.5	32.5	33.5	32.9	32.7	30.6	27.8	24.9	23.0	20.6	22.2	23.8
	C _s	35.2	181	480	885	1360	1860	2400	2980	3660	4400	4150	3820
16	Cv	43.9	163	420	790	1220	1790	2530	3510	4670	6270	5330	4700
	Cg	1030	5290	14100	25900	39800	54600	70400	87300	107000	129000	120000	112000
	C _l	23.5	32.5	33.5	32.9	32.7	30.6	27.8	24.9	23.0	20.6	22.5	23.8
	C _s	51.5	265	705	1300	1990	2730	3520	4370	5350	6450	6000	5600

*6" Vee-Ball in 8" Pipe †10" Vee-Ball in 16" Pipe

Note: Coefficients for 1.5:1 and 2:1 line size to body size ratios include losses for swages installed adjacent to the valve. The required coefficient therefore should be determined based on pressure conditions existing upstream and downstream of these adjacent swages. If swages are not adjacent to the valve, use pressure conditions at the valve inlet and outlet in your calculations, and select a coefficient from the line size equals body size section. None of the coefficients tabulated above include losses for block valves, elbows and other pipe fittings.

Km Curve for Vee-Ball Valves



CONTROL VALVE FLOW CHARACTERISTICS

SECTION III
Page 107

Introduction

The flow characteristic of a control valve is the relationship between the flow rate through the valve and the valve travel as the travel is varied from 0 to 100%. "Inherent flow characteristic" refers to the characteristic observed with a constant pressure drop across the valve. By "installed flow characteristic", we mean the one obtained in service where the pressure drop varies with flow and other changes in the system.

The purpose of characterizing control valves is to provide for a relatively uniform control loop stability over the expected range of system operating conditions. To establish the flow characteristic needed to "match" a given system requires a dynamic analysis of the control loop. Analyses of the more common processes have been performed, however, so we can establish some useful guidelines for the selection of the proper flow characteristic. But first, let's look briefly at the flow characteristics in use today.

Discussion of Flow Characteristics

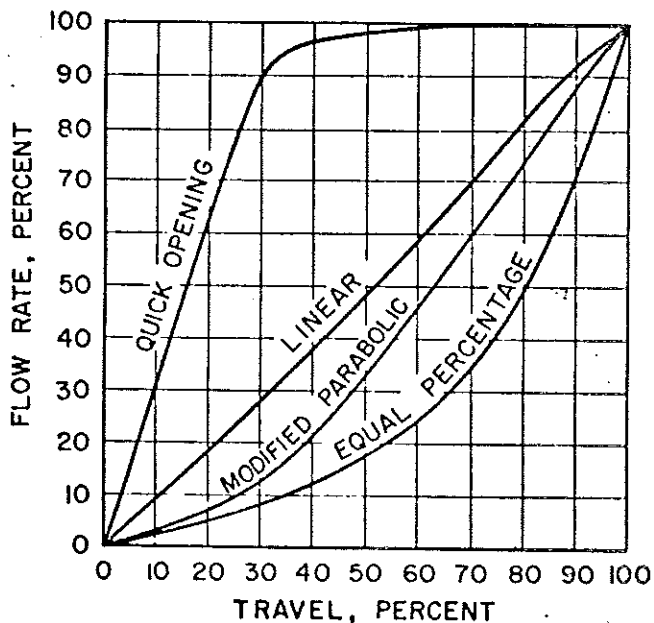
The accompanying drawing illustrates typical flow characteristic curves. The *quick opening* flow characteristic provides for maximum change in flow rate at low valve travels with a fairly linear relationship. Addi-

tional increases in valve travel give sharply reduced changes in flow rate, and when the valve plug nears the wide open position, the change in flow rate approaches zero. In a control valve, the Quick Opening valve plug is used primarily for on-off service, but it is also suitable for many applications where a Linear valve plug would normally be specified.

The *linear* flow characteristic curve shows that the flow rate is directly proportional to the valve travel. This proportional relationship produces a characteristic with a constant slope so that with constant pressure drop, the valve gain will be the same at all flows. (Valve gain is the ratio of an incremental change in flow rate to an incremental change in valve plug position. Gain is a function of valve size and configuration, system operating conditions and valve plug characteristic.) The Linear valve plug is commonly specified for liquid level control and for certain flow control applications requiring constant gain.

In the *equal percentage* flow characteristic, equal increments of valve travel produce equal percentage changes in the existing flow. The change in flow rate is always proportional to the flow rate just before the change in valve plug position is made. When the valve plug is near its seat and the flow is small, the change in flow rate will be small; with a large flow, the change in flow rate will be large. Valve plugs with an equal percentage flow characteristic are generally used on pressure control applications, and on other applications where a large percentage of the pressure drop is normally absorbed by the system itself, with only a relatively small percentage available at the control valve. Equal percentage valve plugs should also be considered where highly varying pressure drop conditions can be expected. Fisher Micro-Form, Micro-Flute, and Equal Percentage valve plugs all exhibit an equal percentage flow characteristic. Fisher rotary stem valves, Vee-Balls and Hi-Balls, have a flow characteristic which is approximately equal percentage.

The *modified parabolic* flow characteristic curve falls between the linear and equal percentage characteristics. Fisher Throttle Plug and V-Port valve plugs exhibit a modified parabolic flow characteristic. They are commonly used on applications where the major part of the system pressure drop is available at the control valve. They can also be substituted for equal percentage valve plugs in many applications although at some sacrifice in performance.



Dwg. AU7779

— Continued on Next Page —

CONTROL VALVE FLOW CHARACTERISTICS

— Continued —

Selection of Flow Characteristic

Here are some guidelines that will help in the selection of the proper flow characteristic. Remember, however, that there will be occasional exceptions to most of these "rules of thumb", and that a positive recommendation is possible only by means of a complete dynamic analysis. It should also be noted that where a linear characteristic is recommended, a Quick Opening valve plug could be used, and while the controller will have to operate on a wider proportional band setting, the same degree of control accuracy may be expected.

Liquid Level Control

- a) With constant pressure drop, use a linear characteristic.
- b) When pressure drop decreases with an increase in load, the Linear valve plug is still the best selection except where the full load pressure drop is less than 20% of the no-load pressure drop. For this exception, use the equal percentage flow characteristic.
- c) When pressure drop increases with an increase in load, again use the Linear valve plug except where this increase is greater than 2 to 1. For this exception, use of a quick opening characteristic will be helpful.

Pressure Control

- a) For liquid applications, use an equal percentage flow characteristic.
- b) For compressible fluid applications, use an equal percentage flow characteristic if the system has less than ten feet of pipe downstream of the control valve.
- c) For compressible fluid applications, use a linear flow characteristic if the downstream system in-

volves a receiver, distribution system, or transmission line exceeding 100 feet. If the pressure drop varies more than 5 to 1, an equal percentage characteristic would be the better selection.

Flow Control

- a) Choose the proper flow characteristic based on the following tabulation:

Flow Controller Measuring Element	Location of Control Valve	Flow Characteristic	
		Wide Flow Range	Small Flow Range†
With Square Root Extractor	In Series	Linear	Equal Percentage
With Square Root Extractor	In Bypass*	Linear	Equal Percentage
Without Square Root Extractor	In Series	Linear	Equal Percentage
Without Square Root Extractor	In Bypass*	Equal Percentage	Equal Percentage

*When control valve closes, flow rate increases in measuring element.
†Large changes in pressure drop occur at valve.

Other Processes

- a) Exceptions are more common than the rule.
- b) Best to select equal percentage characteristic where no guidelines are available and a dynamic analysis cannot be justified.

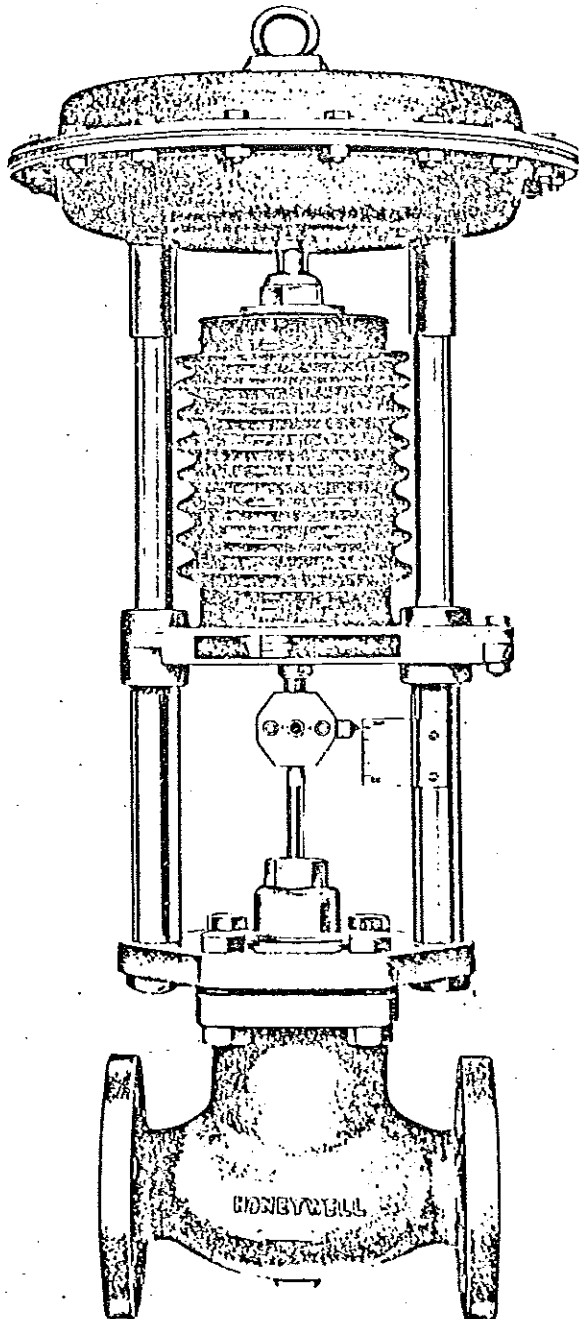
Conclusion

In practice few control loops require an optimum level of performance and consequently, satisfactory operation can be obtained even with a serious mismatch between the process and the valve. Where the system has a dominant time lag, or where a wide band proportional plus reset controller is used, it is nearly always possible to obtain good *steady-state* control with *any* valve flow characteristic.

Many fine technical articles are in print on the subject of flow characteristics. Contact Fisher Governor Company for copies of "Control Valve Characteristics" and "Control Valve Characteristics Made Easy" (TM-19).

The program and the advantages it offers

137.



A complete program of control valves for pressure range between ND 10 and 40 and temperature range from -220 to $+450^{\circ}$ including angle- and three-way types with the nominal size range from NW 15 to 150. The program of straight-through and three-way types of valves has been extended to the nominal sizes NW 200, 250 and 300.

Valve bodies are furnished in a wide variety of materials.

All accessories required are also available.

Series 600 valve designs are offering a minimum of flow resistance, have adequate guided plugs and develop large close-off forces resulting from generously dimensioned actuators and pressure-balanced plugs.

Rangeability 50:1 up to nominal sizes (NW 80 in compliance with VDE/VDI standard) instead of the customary rangeability of 25 or 30:1. The extremely high rangeability makes this valve the ideal choice for processes characterized by extreme load changes. The high rangeability offers great advantages when starting processes or in cases where oversized valves have been chosen. Quick and simple method of change of valve action, protected by German Federal Patent 1 239 947 and foreign patents.

The capacity of a Series 600 valve can be changed by interchanging plugs. A number of plugs of different sizes fit the same seat ring, an advantage greatly facilitating change of the valve capacity. Instead of exchanging plug and seat ring, now the plug only requires replacement. The nominal size of the valve remains unchanged.

Spring-loaded standard packing suitable for all media and temperatures offers the advantages of reduced friction, resulting in a more precise positioning, and an increased service life without maintenance.

Dependable and quick deliveries from stock of standard valves, nominal sizes NW 15 through 150.

(0030)

	C_v (English Units)	C_v (Metric Units)	k_v (Metric Units)
Formula for fluids	$C_v = \frac{Q \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\Delta p}}$	$C_v = \frac{0,07 \cdot Q \cdot \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\Delta p}}$	$k_v = \frac{Q \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\Delta p}}$
Formula for gases	$C_v = \frac{V \cdot \sqrt{G \cdot T_a}}{1360 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$C_v = \frac{V \cdot \sqrt{G \cdot T_a}}{440 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$k_v = \frac{V \cdot \sqrt{G \cdot T_a}}{514 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$
Formula for steam	$C_v = \frac{W \cdot K}{3 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$C_v = \frac{W \cdot K}{19,2 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$	$k_v = \frac{W \cdot K}{22,5 \sqrt{\Delta p \cdot p_2}}$
Formula for vapors (not steam). General formula according to weight.	$C_v = \frac{W \sqrt{V_2}}{63,4 \sqrt{\Delta p}}$	$C_v = \frac{W \sqrt{V_2}}{27,2 \sqrt{\Delta p}}$	$k_v = \frac{W \sqrt{V_2}}{31,6 \sqrt{\Delta p}}$
<p>If P_2 is smaller than $\frac{1}{2} P_1$, then the value $\frac{P_1}{2}$ is used instead of $\sqrt{\Delta p \cdot p_2}$.</p> <p>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 $\frac{P_1}{2}$ also at $\frac{P_1}{2}$.</p>	<p>Q = Flow (U.S. gallons per min.)</p> <p>Δp = Pressure drop with max flow p.s.i.</p> <p>γ = Specific gravity (water = 1.0)</p> <p>V = Cu ft/hr at 14,7 p.s.i.a. and 60° F</p> <p>P_1 = Input pressure at max flow p.s.i.a.</p> <p>P_2 = Output pressure at max flow p.s.i.a.</p> <p>G = Specific gravity</p> <p>T_a = Absolute working temperature</p> <p>W = lbs/hr, water or other liquid</p> <p>K = $1 + (0,0007 \times \text{°F overheating})$</p> <p>$V_2$ = Specific Volume (cu ft/lb at P_2)</p>	<p>Q = L/min</p> <p>Δp = at</p> <p>γ = kg/dm³</p> <p>V = Nm³/h</p> <p>P_1 = ata</p> <p>P_2 = ata</p> <p>G = kg/Nm³</p> <p>T_a = 273 + °C</p> <p>W = kg/h</p> <p>K = $1 + (,0012 \times \text{°C overheating})$</p> <p>$V_2$ = m³/kg for P_2</p>	<p>Q = m³/h</p> <p>Δp = at</p> <p>γ = kg/dm³</p> <p>V = Nm³/h</p> <p>P_1 = ata</p> <p>P_2 = ata</p> <p>G = kg/Nm³</p> <p>T_a = 273 + °C</p> <p>W = kg/h</p> <p>K = $1 + (,0012 \times \text{°C overheating})$</p> <p>$V_2$ = m³/kg for P_2</p>