

EXAMENSARBETE REGLERTEKNIK LTH

E L E K T R O H Y D R A U L I S K T  
B R O M S S Y S T E M

HANLEDARE

Kennéth Bengtsson  
Ola Harström  
Björn Wittenmark

LUND I AUGUSTI 1980

Charlotte Stalin

Organization  LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY Department of Automatic Control P O Box 725 S-220 07 LUND 7, Sweden	Document name MASTER THESIS
	Date of issue AUGUST, 1980
	CODEN:LUTFD2/(TFRT-5237)/1-170/(1980)
Author(s) Charlotte Stalin	Sponsoring organization
Title and subtitle  Elektrohydrauliskt bromssystem (Electro-hydraulic breaking system)	
Abstract  SAB Industry AB is today working on the development of electro-hydraulic brake systems. With respect to the application time they are superior to other types of systems.	
The aim of this work was to calculate and simulate the transfer-fuction for a system of this type.	
While the system was non-linear it was not possible to put up any transfer function. In Simmon (the programming package used) it is however possible to simulate non-linear systems, and models with dynamics similar to the real systems has been built.	
The application for this sort of model-building is in the early stage of construction. In this way it is possible to test ideas without building expensive prototypes, and both money and time can be saved.	
Key words	
Classification system and/or index terms (if any)	
Supplementary bibliographical information	
Language Swedish	
ISSN and key title	
Recipient's notes	
Number of pages 170	Price
Security classification	

Distribution by (name and address)

## I N L E D N I N G

SAB Industri AB satsar idag på utveckling av elektro-hydrauliska bromssystem, då det idag är den överlägset snabbaste system typen.

Examensarbetets syfte var attgöra mätningar på ett dylikt system och utifrån gjorda mätningar ta fram och simulera överföringsfunktionen.

Då systemet var olinjärt kunde ingen egentlig överföringsfunktion ställas upp. Däremot har teoretiska modeller, som vid simulering visar en dynamik liknande det verkliga systemets, tagits fram.

Simuleringarna har skett med programspråket Simmon.

Det främsta användningsområdet för denna sorts modellbyggande ligger i det tidiga konstruktionsstadiet. På detta sätt kan ideér testas utan att dyrbara prototyper måste byggas, därmed kan tid och pengar sparas.

## A B S T R A C T

SAB Industri AB is today working on the development of electro-hydraulic brake systems. With respect to the application time they are superior to other types of systems.

The aim of this work was to calculate and simulate the transfer-function for a system of this type.

While the system was non linear it was not possible to put up any transfer function. In Simmon (the programming package used) it is however possible to simulate non linear systems, and models with dynamics similar to the real systems has been built.

The application for this sort of modelbuilding is in the early stage of construction. In this way it is possible to test ideas without building expensive prototypes, and both money and time can be saved.

# I N N E H Å L L S F Ö R T E C K N I N G

INLEDNING.....	0
1. SYSTEMBESKRIVNING.....	1
Beskrivning av ingående komponenter.....	3
Pump.....	3
Styrventil.....	3
Hydraulsystem.....	4
Bromscylinder.....	4
Bromstång.....	4
2. MÄTBESKRIVNING.....	5
Mätutrustning.....	5
Mätningar på Riggen.....	6
Mätningar på fallande metern.....	8
3. BESKRIVNING AV MODELLER.....	12
Imodellerna använda konstanter och vissa beteckningar.....	12
Pump.....	13
Ventil.....	13
Uppmätning på gamla och nya ventilen.....	14
Ventilmodeller.....	15
VENT1.....	15
VENT2.....	15
VENT3.....	16
VENT4.....	16
Hydraulsystemet.....	17
Hydraulmodeller.....	19
HYD1.....	19
HYD2.....	19
HYD3.....	19
Bromscylinder och Bromstång.....	21
Modeller på bromscylinder och bromstång.....	23
LINJE.....	23
TEST1,TEST2,TEST3.....	28
KOLV1,SPIND,TANG1,TANG2.....	34
4. RESULTAT.....	36

# I N N E H Å L L S F Ö R T E C K N I N G

REFERENSER.....	39
APPENDIX A.....	Datablad
APPENDIX B.....	Mätresultat
APPENDIX C.....	Lite Kunskaper i Simnon
APPENDIX D.....	Simuleringar
APPENDIX E.....	Simnon Program

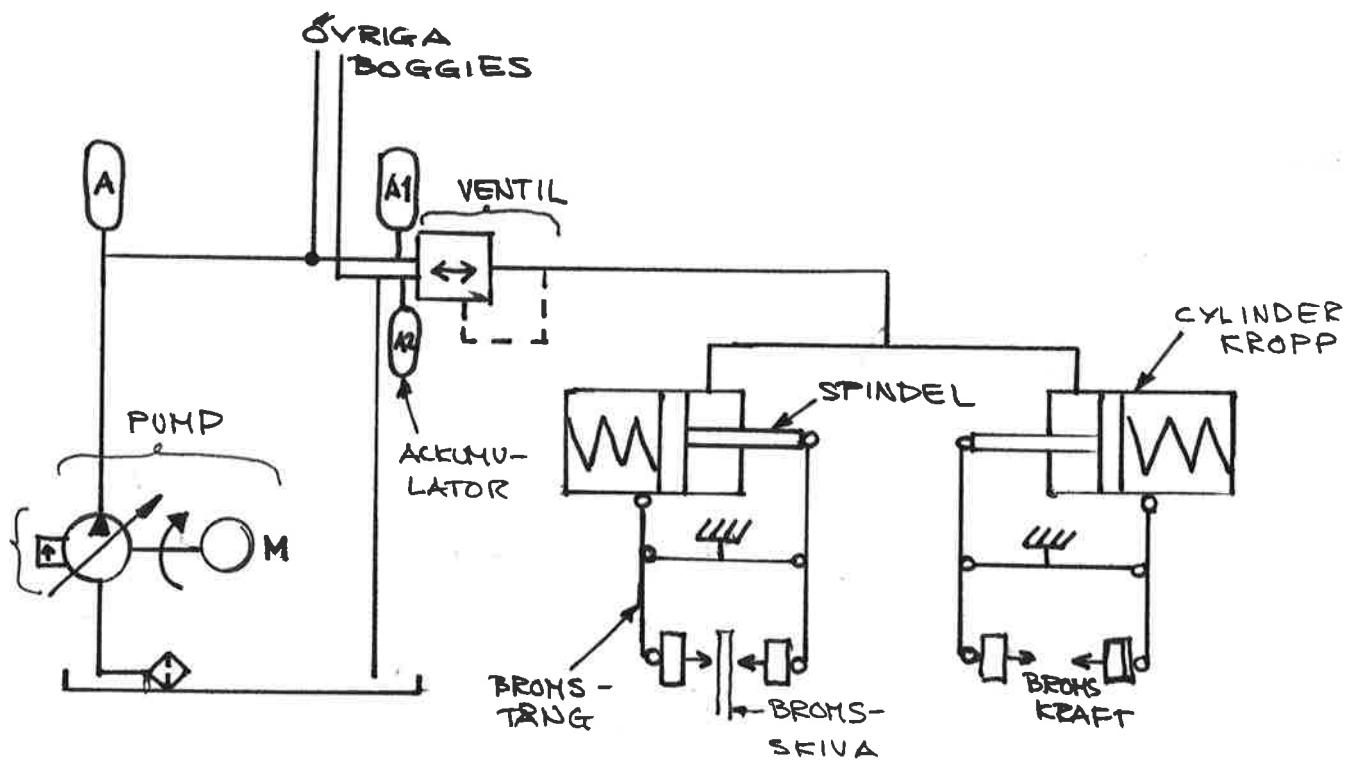
## 1. S Y S T E M B E S K R I V N I N G

Det elektro-hydrauliska bromssystemet är avsett för lätta rälsfordon tex. tunnelbanevagnar. I en vagn som är utrustad med systemet har varje bogie två hydrauliska bromscylindrar. Dessa försörjs med olja från en tryckkompenserad pump, som försörjer vagnens samtliga bogies. Från pumpen går oljan genom en tryckledning fram till en elektro-hydraulisk kontrollventil som är placerad så nära bogien som möjligt. För att hålla trycket i ledningen fram till ventilen i det närmaste konstant finns två ackumulatorer kopplade till ledningen, en vid pumpen och en på ventilens pumpsida. Efter ventilen finns en förgrenad tryckledning fram till de två bromscylindrarna. Bromscylindrarna arbetar med en inbyggd fjäder vilket medför att bromskraften minskar med ökat cylindertryck. Från bromscylindern överförs kraften till bromsskivan med en tång som är ledat infäst i cylinderkropp och spindel. Vid ånslutning av bromsen går oljan tillbaka i samma ledning till ventilen och därifrån till tank. På ventilens tanksida finns ytterligare en ackumulator inkopplad, den ska möjliggöra ett snabbare utflöde.

Systemets stora fördel framför andra system ligger i den snabbhet som fås då man arbetar med hydraulolja.

se omstående sida

fig1:



Systemet består alltså av fem avgränsbara komponenter.

- Pump
- Styrventil
- Hydrauliskt system
- Bromscylinder
- Bromstång

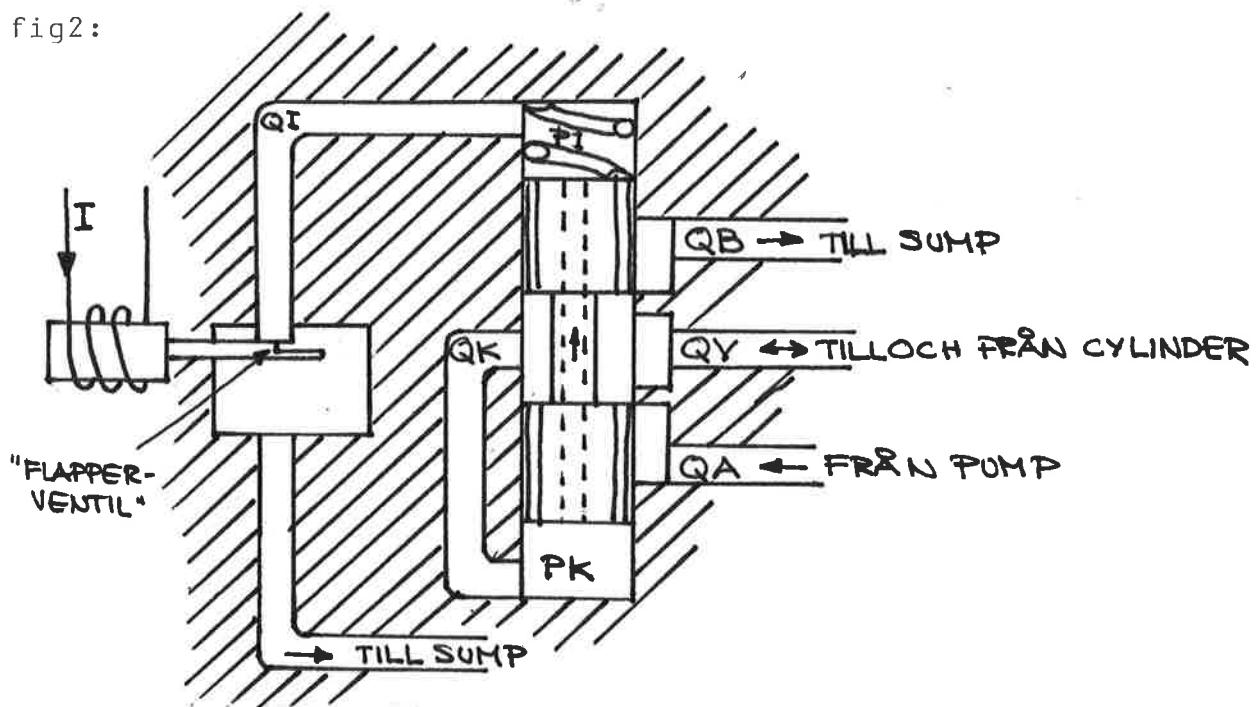
## Beskrivning av ingående komponenter

### Pump:

Pumpen är tryckkompenserad vilket innebär att den levererar ett konstant flöde vid tryck under det önskade. När önskat tryck har uppnåts levererar den det flöde som konsumeras i systemet.

### Styrventil:

fig2:



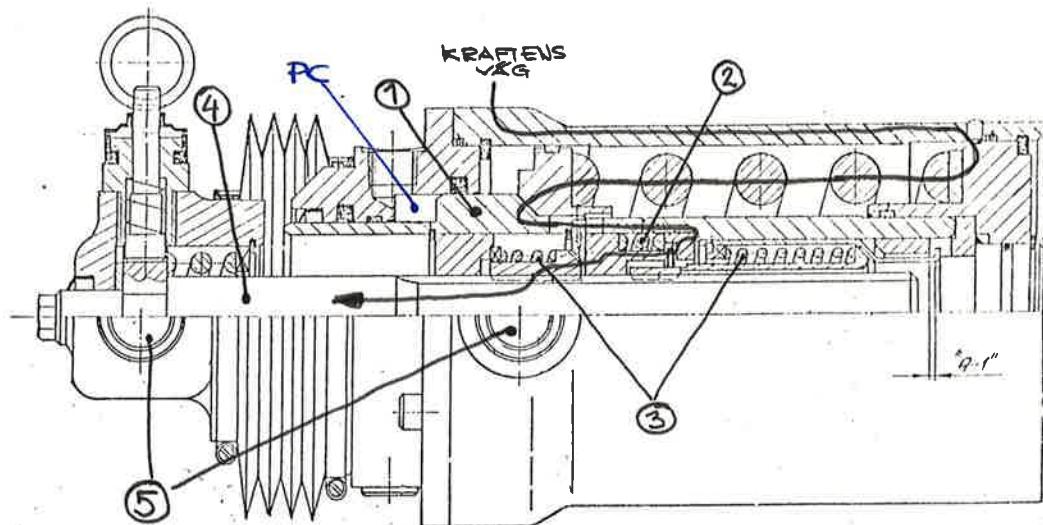
Ventilen består egentligen av två ventiler. En "flapperventil" som styrs elektriskt och en trevägsventil som styrs av "flapperventilen". Ventilen fungerar så, när strömmen ökas stryps flödet QI och trycket PI ökar. Kolven går då ner och förbindelsen med pumpsidan öppnas upp. Flödet QA från pumpen förbrukas dels av QV till bromscylindern. Dels av QK som bygger upp trycket PK och efter att ha gått genom kolven övergår i QI. När PK ökar kommer kolven att gå tillbaka och endast det lilla flöde som behövs för att försörja flapperventilen kommer att passera. Jämvikt har nu erhållits vid ett högre tryck. En minskning av strömmen har motsatt effekt, kolven går upp och stänger förbindelsen med pumpen samtidigt som förbindelsen med tanken öppnas. QV kommer nu att flöda från cylindern genom ventilen till tanken. Allteftersom trycket sjunker kommer kolven att gå ner och jämvikt nås vid ett lägre tryck.

### Hydraulsystemet:

Hydraulsystemet består av dels rörledningar från pump till ventil 10-30 m. Dels rörledningar från ventil till cylinder 1-5 m, här sker också en förgrening eftersom varje ventil styr två bromscylindrar. Dessutom ingår tre ackumulatorer, en på 200 bar efter pumpen, en på 80 bar på ventilens pumpsida och en på 2 bar på ventilens tanksida. Till sist ingår också systemets hydraulolja.

### Bromscylindern

fig3:



På ritningen är bromsen helt lossad vilket innebär att trycket PC är stort. För att ansätta bromsen minskas trycket. Oljan strömmar då ut ur hydraulrummet och kolven ① går framåt. När A-måttet (3 mm) är passerat börjar kopplingsfjädern ② att komprimeras. A-måttet ställs in av den regulator som utgörs av fjädrarna ③, måttet motsvaras alltså av bromsspelet som hålls konstant. När kopplingsfjädern är komprimerad (0.5 mm) är kolv och spindel ④ stelt förenade. Den fortsatta rörelsen är helt beroende av tångens elasticitet. Tången är ledat infäst i ⑤.

### Bromstången:

Bromstångens funktionssätt framgår av fig.5 sid 8.

## 2. MÄTBESKRIVNING

Alla mätningar har utförts vid SAB:s laboratorium i Landskrona. De har gjorts dels på en mätrigg bestående av fyra bromscylindrar arbetande på metallfjädrar, dels på "fallande metern" en bromscylinder med monterad bromstång. För olika styrströmmar har tryck före och efter ventil, före cylinder och i återgången till tank uppmätts. Vidare har kraft från spindel och i bromstången uppmätts.

### Mätutrustning

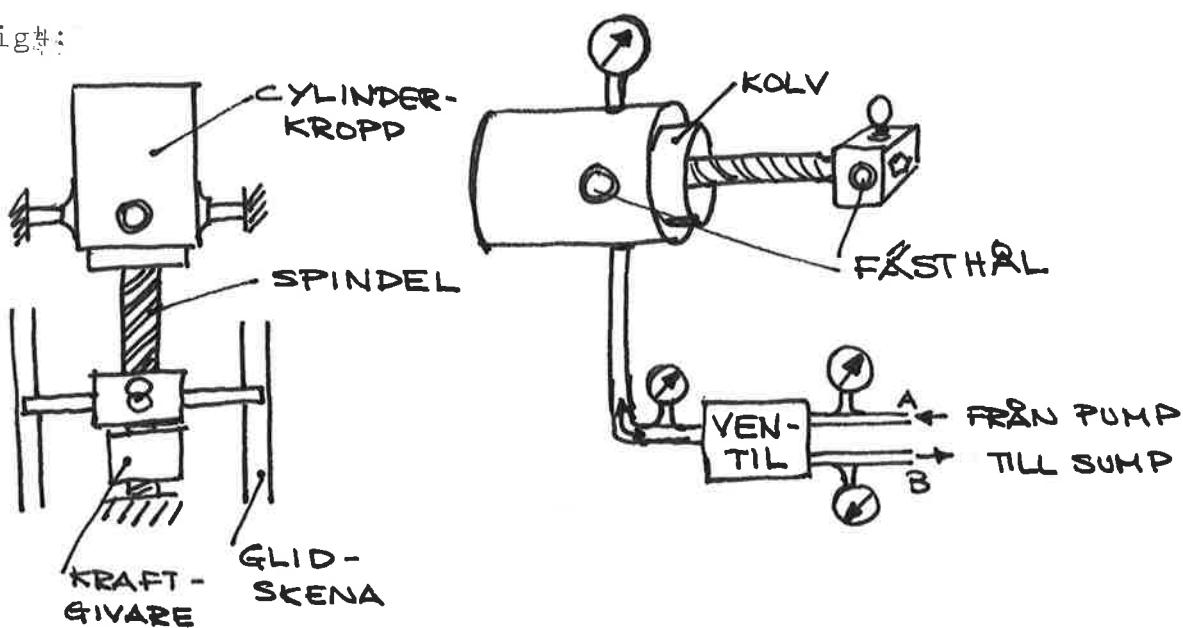
- UV-skrivare
- XY-skrivare
- Tongenerator
- Oscilloskop
- Tryckmätare för skrivare
- Trådtöjningsgivare (okallibrerad)
- Boforsmeter (med ett glapp på 0.5 mm)

UV-skrivaren var mycket känslig för störningar och svår att kallibrera, den ställde gärna om sig själv, mätningarna är därför inte perfekt jämförbara.

För att generera ramper användes först klippt sinus-signal, men det var otillräckligt då stigtiden inte kunde varieras efter önskan. Då byggdes en integrator för rampgenerering.

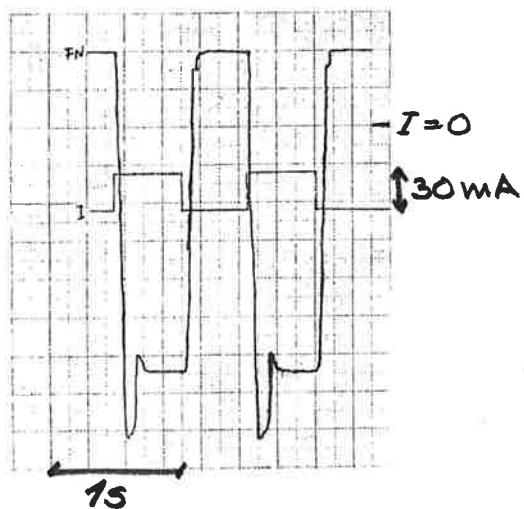
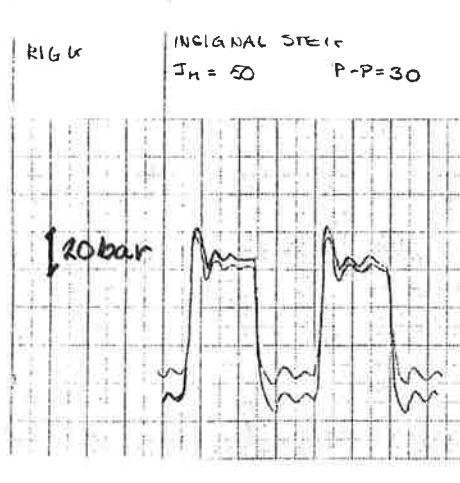
## Mätningar på Riggen

fig 4:

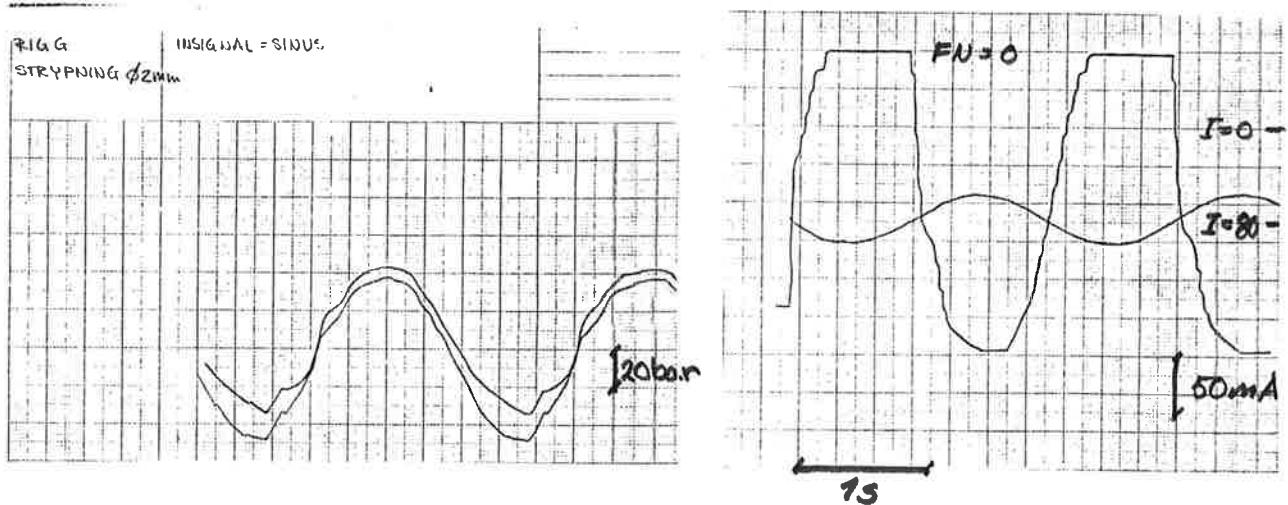


Tryckmätningar har gjorts på de platser som i fig. är försedda med en mätare . Vid mätningarna har endast två av de fyra cylindrarna använts. De har styrts med ventil nr 606.. Längden på oljeledningen mellan ventil och cylinder var ca:lm. Tre mätserier gjordes.

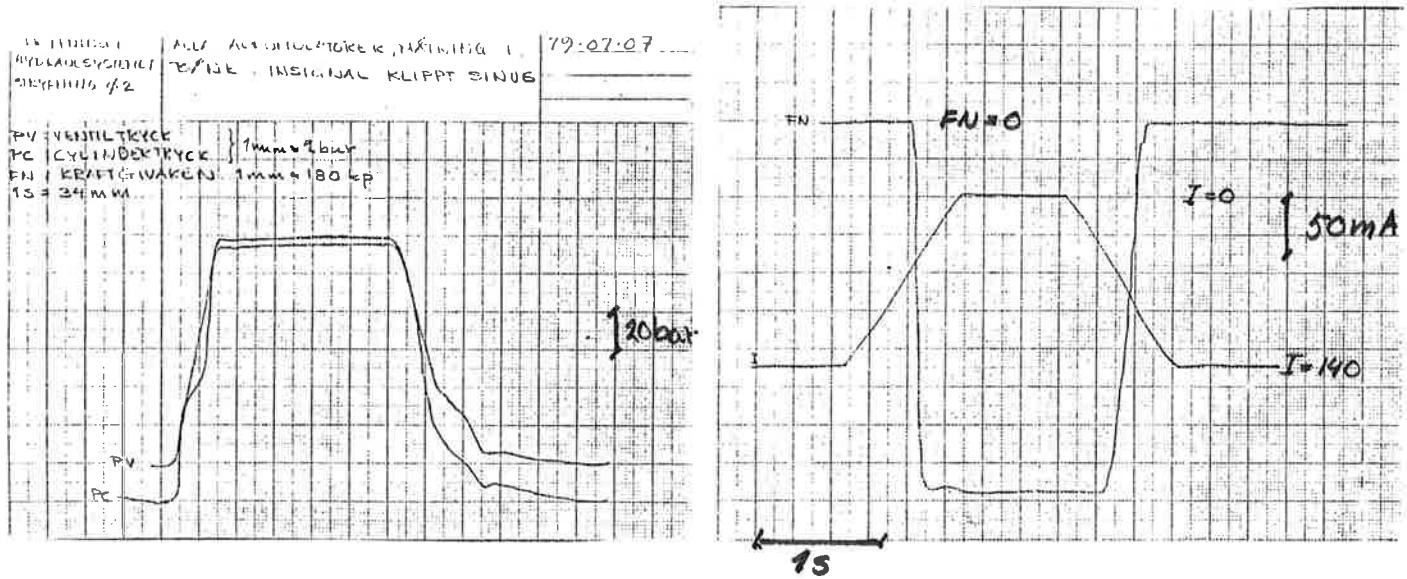
1. Insignalen=steg, oljetillförseln med och utan strypning.  
Kraften hade som väntat stora överslänger som dämpades ut av strypningen på bekostnad av ansättningstid och lossningstid. Strypningens inverkan avtog med minskat tryck eftersom flödet då var mindre.



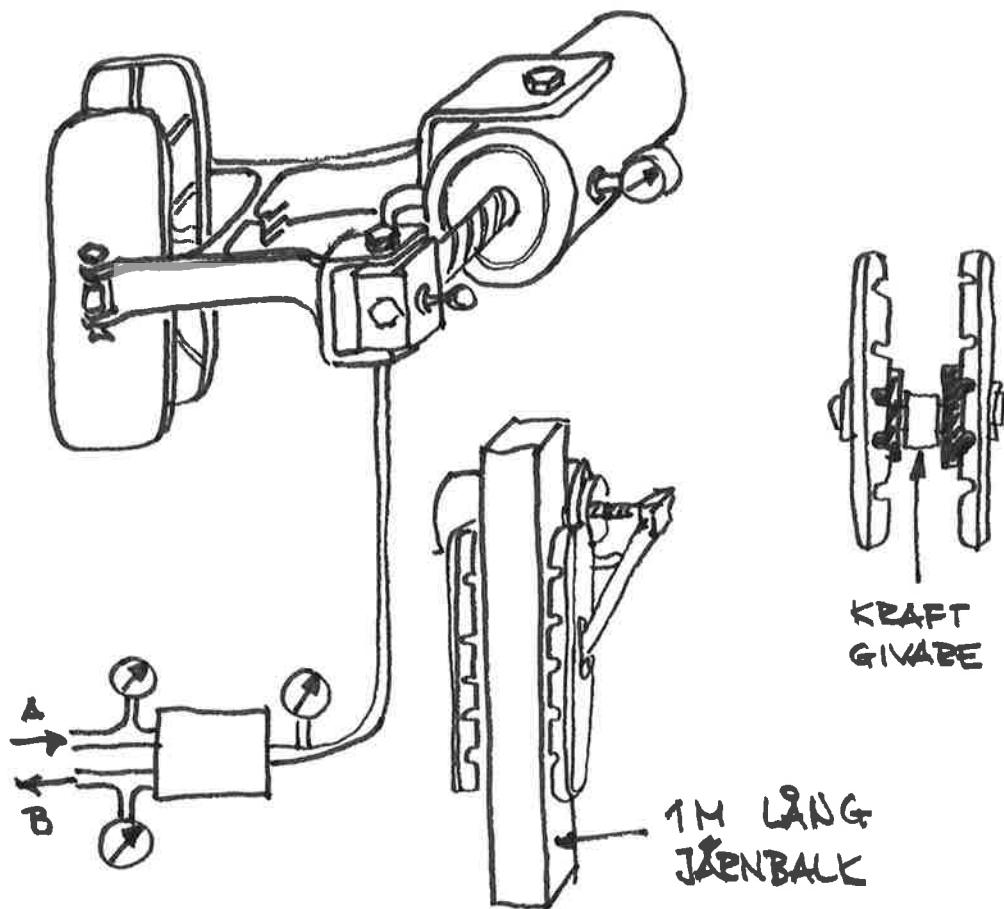
2. Insignalen=sinuskurvor, oljetillförseln med och utan strypning.  
 Stypningen kom här att få en mindre inverkan än vid steg, då  
 flödet här är mindre.



3. Insignalen=ramp, oljetillförseln med och utan strypning.

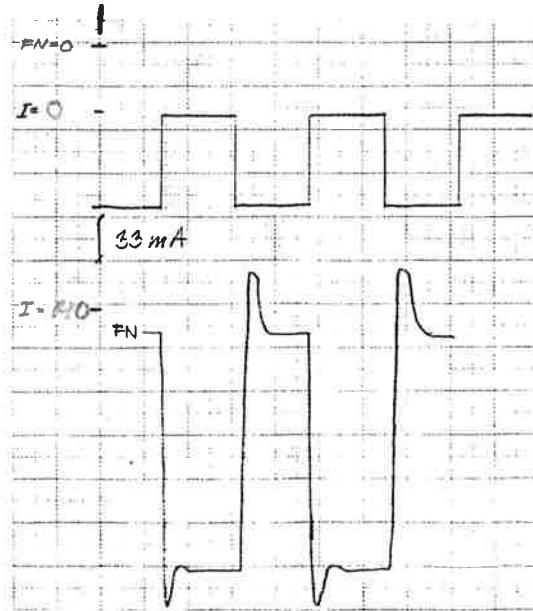
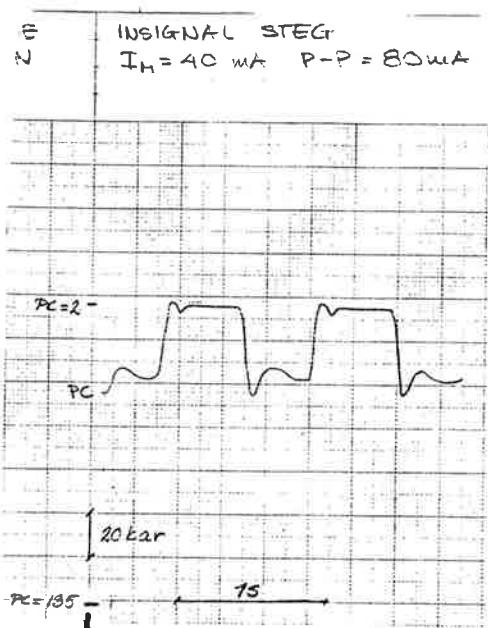


## Mätningar på Fallande Metern

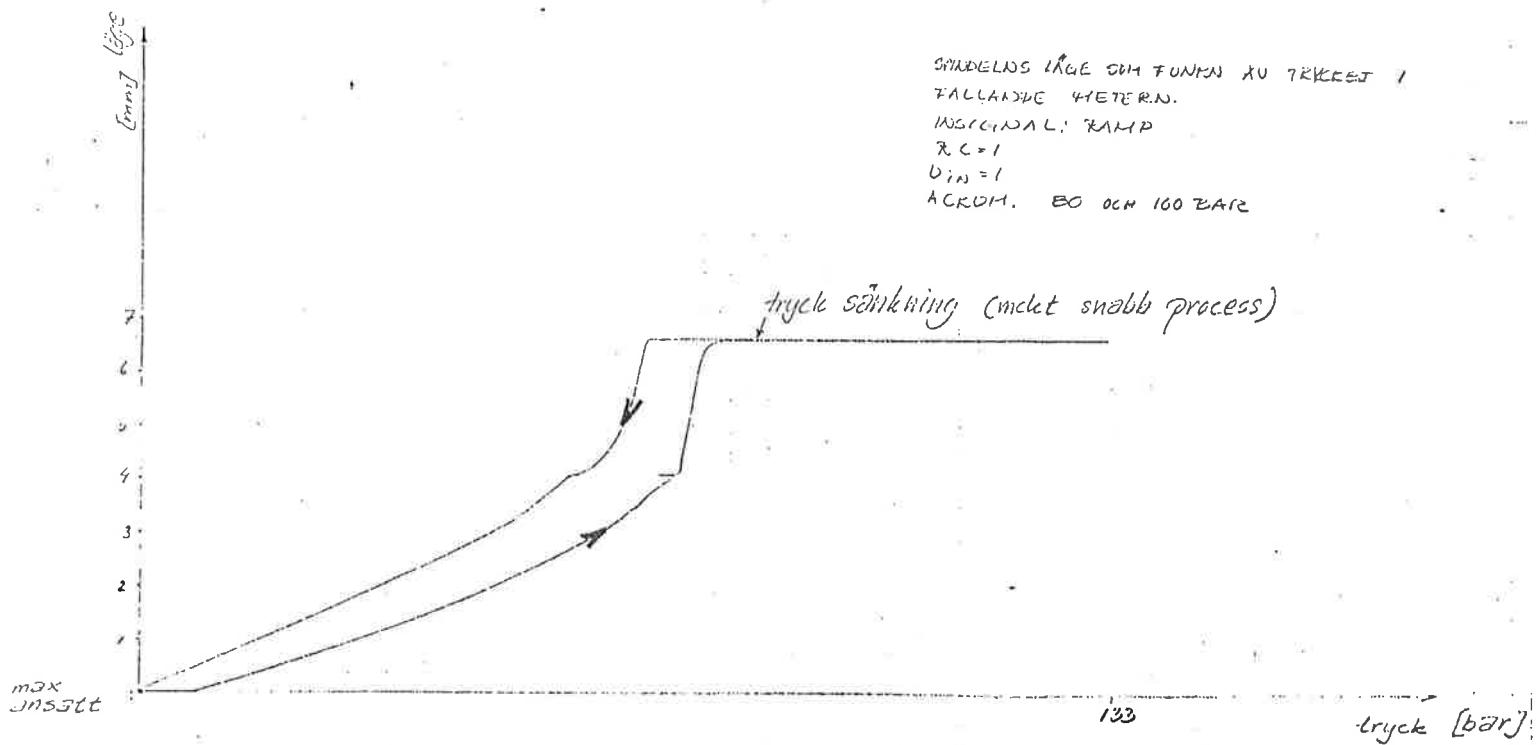


Tryckmätningar har som tidigare skett på de platser som är försedda med en mätare . Cylindern har styrts med ventil nr 606, och observeras bör att endast en cylinder varit inkopplad. Längden på olje ledningen mellan ventil och cylinder var ca: 1.5 m. För att kunna mäta upp kraften i bromstången ersattes den fallande metern med en trådtöjningsgivare vilande på två plattor som var fastkilade i bromsbeläggen. Två mätserier gjordes på hela systemet.

1. Insignalen=steg, den största skillnaden från mätningarna på riggen låg i överslängens utseende. För det första fanns här en översläng vid lossning, för det andra hade överslängen minskat. Den större massan och den högre elasticiteten kan delvis förklara förändringarna.

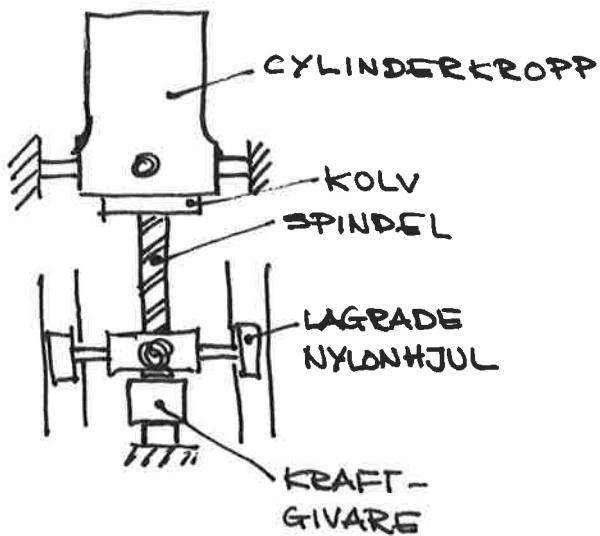


2. Insignalen=ramp, lägesmätare monterad mellan cylinderkropp och spindel.

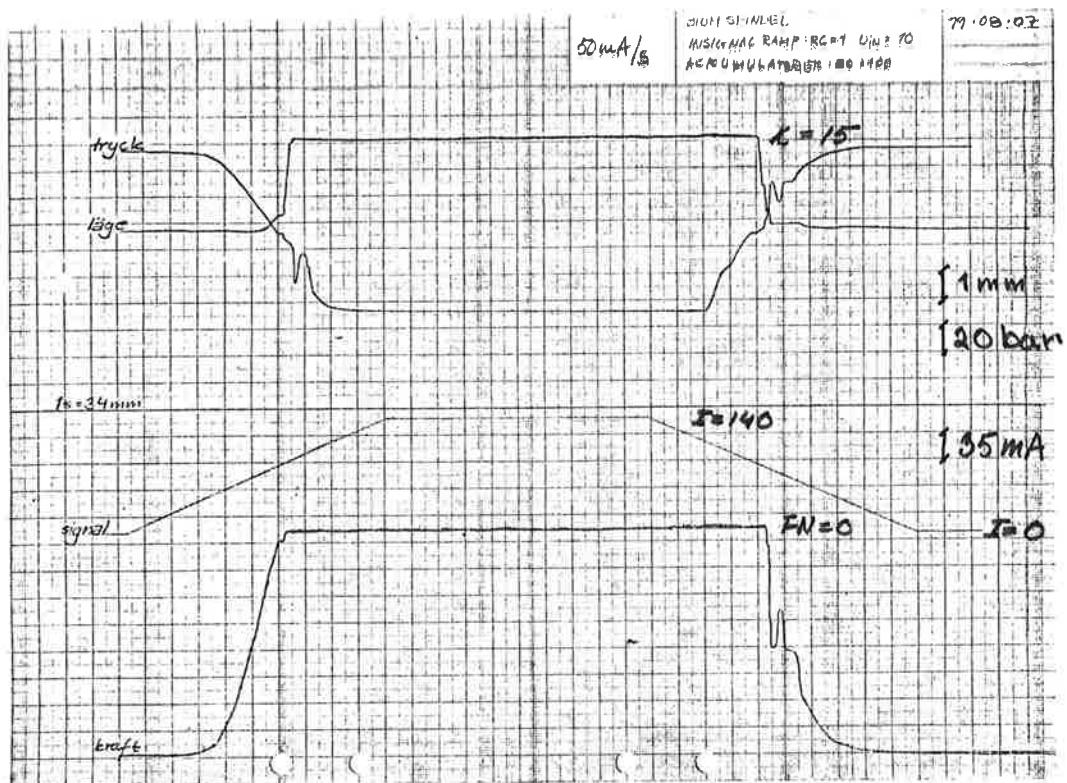


För att kunna studera dynamiken i bromscylindern monterades den ner från demonstrationsuppställningen och lades i en vagn.

fig 6:

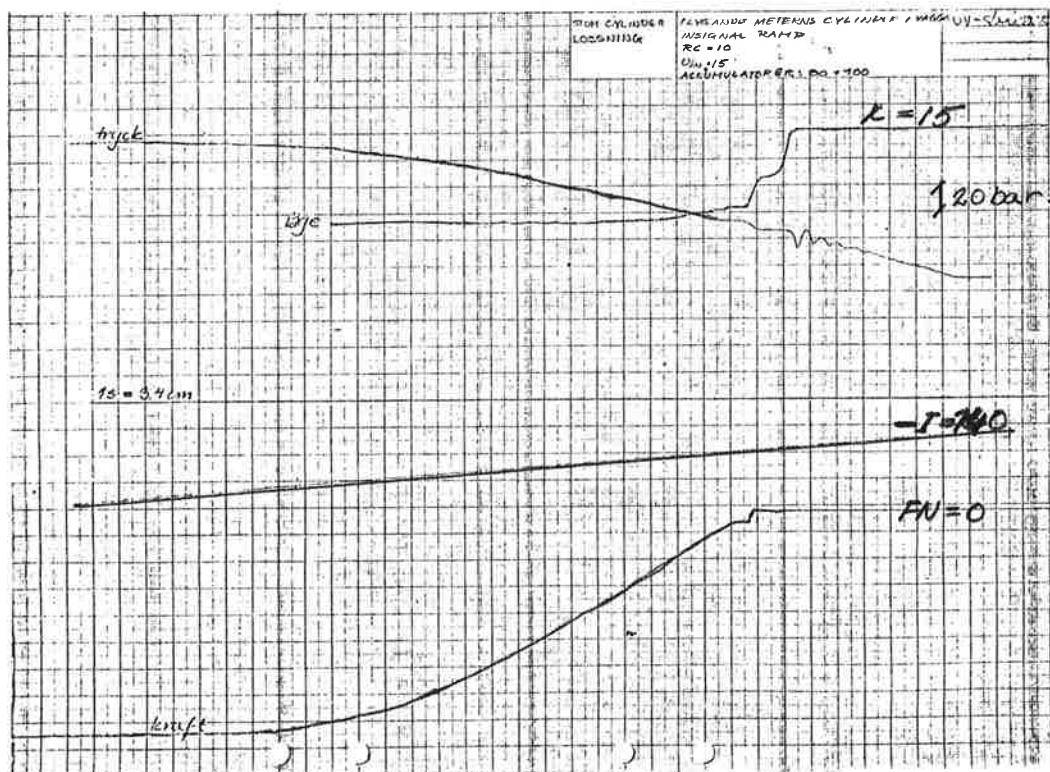
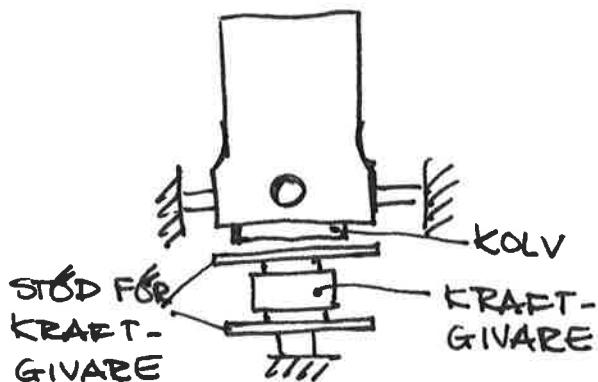


Därefter gjordes en mängd mätningar med olika ramper som insignal.

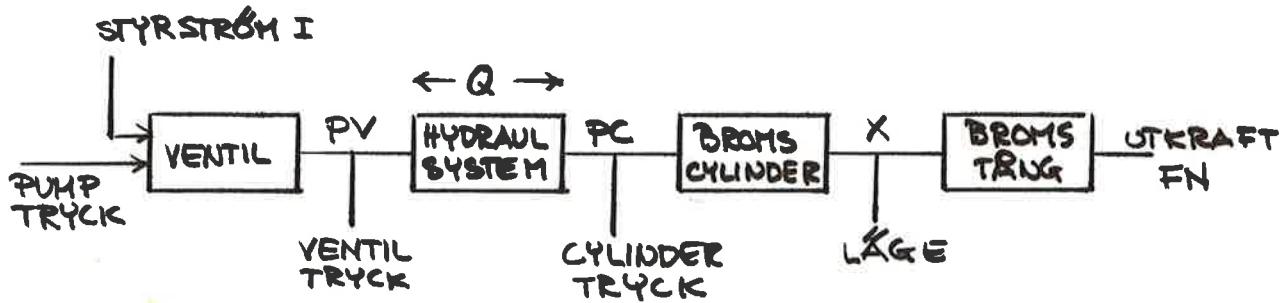


Till sist studerades bromscylindern med spindeln bortmonterad.  
Även här utgjordes insignalerna av ramper med olika stigtid.

fig 7:



## 3. BESKRIVNING AV MODELLER



För att få fram överföringsfunktionen från styrström till utkraft har teoretiska modeller av ovanstående komponenter konstruerats och sammanlänkats för att testas med hjälp av simuleringsprogram. Simuleringarna har skett i Simnon, ett interaktivt språk för simuleringar av ordinära differans och differential-ekvationer.

I modellerna använda konstanter och vissa beteckningar

Ventilen

$\xi_4$	relativ dämpning	0.4
$\omega_n$	egenvinkelfrekvens	50 rad/s
PVMAX	maximalt ledningstryck	bar
I	styrström	mA
P	tryck, en hjälp variabel	bar
Q	flöde, positivt från ventil	$m^3/s$

Hydraulsystemet

L	ledningslängd	1 m
D	ledningsdiameter	$9 \cdot 10^{-3}$ m
A <sub>rör</sub>	ledningsarea	$6.36 \cdot 10^{-5}$ m <sup>2</sup>
A <sub>kolv</sub>	kolvarea	$2.5 \cdot 10^{-3}$ m <sup>2</sup>
$\mu$	viskositet	$22 \cdot 10^{-3}$ Ns/m <sup>2</sup>
$\rho$	densitet	868 kg/m <sup>3</sup>
$\beta$	kompressibilitetsfaktorn	$1 \cdot 10^{-9}$ m <sup>2</sup> /N

## Bromscylinder och Bromstång

KK	tryckfjäderns fjäderkonstant	$24.5 \cdot 10^4$	N/m
KS	kopplingfjäderns konstant	$14.7 \cdot 10^4$	N/m
K KT } M }	bromstångens fjäderkonstant	$3 - 4 \cdot 10^6$	N/m
MK	Kolvmassa	25.0	kg
MS	spindelmassa	5.5	kg
MT	tångmassa	18.6	kg
A	kolvarea	$2.5 \cdot 10^{-3}$	$m^2$
C	kompressibiliteten		$m^5/N$
x	kolvläge		m
y	spindelläge		m
z	läge en hjälpvariabel		m
w	tångläge		m

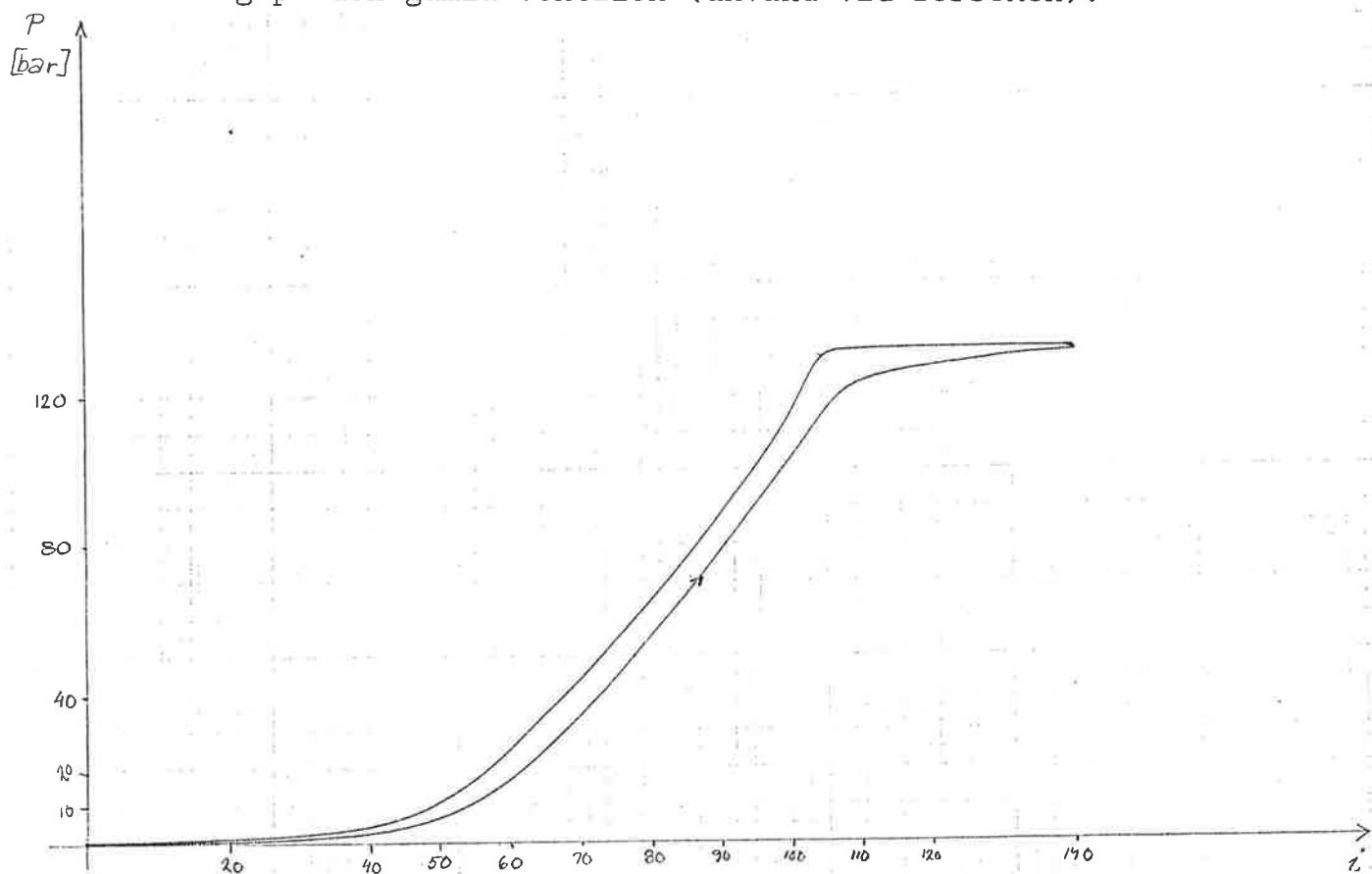
## Pump

Pumpen antas leverera ett konstant tryck, oberoende av systemets oljekonsumtion. Antagandet kan anses realistiskt då, med alla ackumulatorer inkopplade, maximala avvikelsen från pumptrycket 135 bar var 15 bar, 9%, och bromsen är helt lättad vid trycket 80 bar.

## Ventil

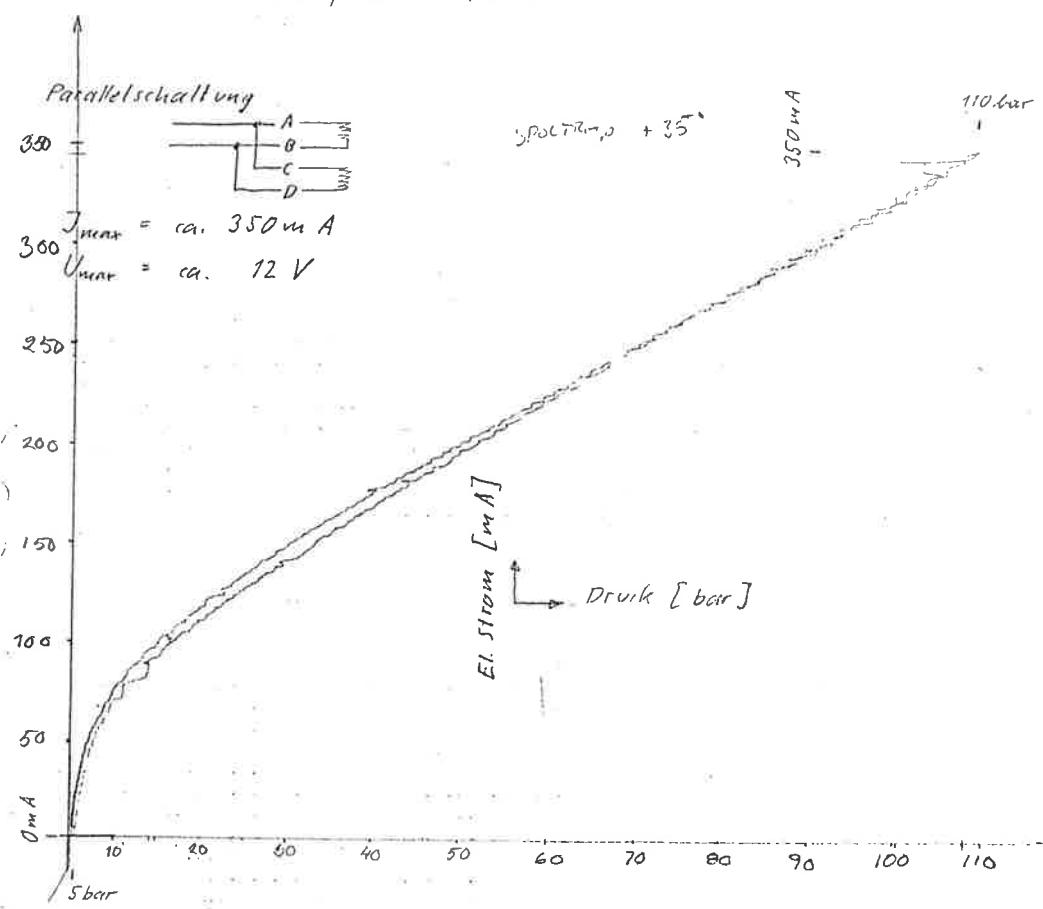
Ventilens dynamik har försummats då den dels ansågs alltför komplicerad, dels så snabb att den jämfört med övriga systemet skulle bli försumbar. Dessutom har den ventil som användes vid försöken blivit ersatt av en ny modell med större linjäritet. Vid mätningar på enbart ventilen låg den relativta dämpningen omkring 0.4, och egenvinkelfrekvensen omkring 50 rad/s.

En mätning på den gamla ventilen (använt vid försöken).



En mätning på den nya ventilen (till vilken modellerna är anpassade).

DS6-110-130, Tabl. Nr. 882



## Ventilmodeller

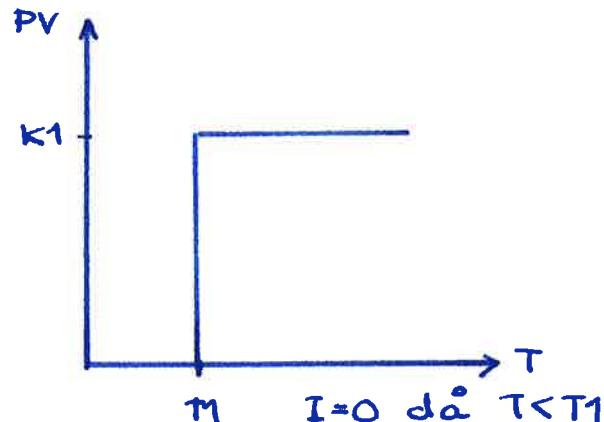
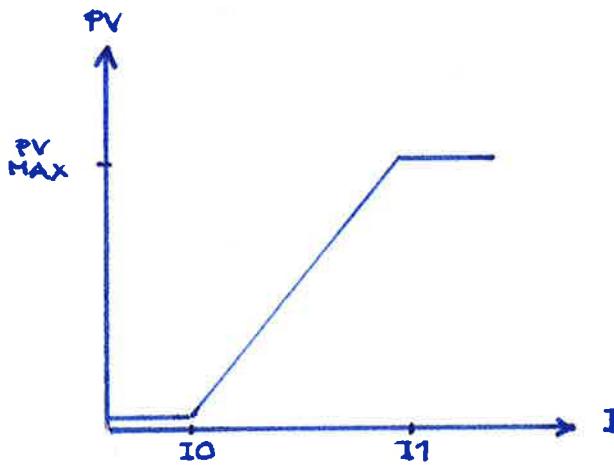
VENT1:

Ventilen reagerar först för strömmar större än  $I_0$ , och är mättad vid strömmar större än  $I_1$ . I det arbetande området ger den ett tryck som är proportionellt mot  $(I-I_0)$ , där  $I$  är den aktuella strömmen. Det resulterande trycket  $PV$  tillhör intervallet  $[0, PV_{MAX}]$ .

$PV = K_1 \cdot (I - I_0)$ , där  $K_1 = PV_{MAX} / (I_1 - I_0)$ .

stegsvar för  $I > I_0$  :

$$G(s) = K_1$$



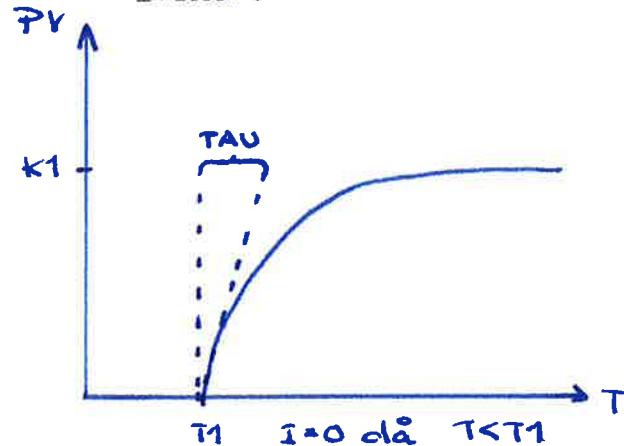
VENT2:

Ventilen antas vara ett 1:a ordningens system med tidkonstanten  $\tau$ , där  $\tau = \text{konstant alternativt } \tau = \tau(I - I_0)$ . För övrigt som VENT1.

$$\tau \cdot (dPV/dt) + PV = K_1 \cdot (I - I_0)$$

stegsvar:

$$G(s) = \frac{K_1}{1 + \tau s}$$



## VENT3:

Ventilen antas återigen vara ett 1:a ordningens system, men här påverkas trycket av det flöde som sker i hydraulledningen till och från bromscylindern.

R=en faktor som bestämmer flödets inverkan

$$\text{TAU} \cdot (\frac{dP}{dt}) + PV = K_1 \cdot (I - I_0), \text{ där } PV = P - R \cdot Q^2$$

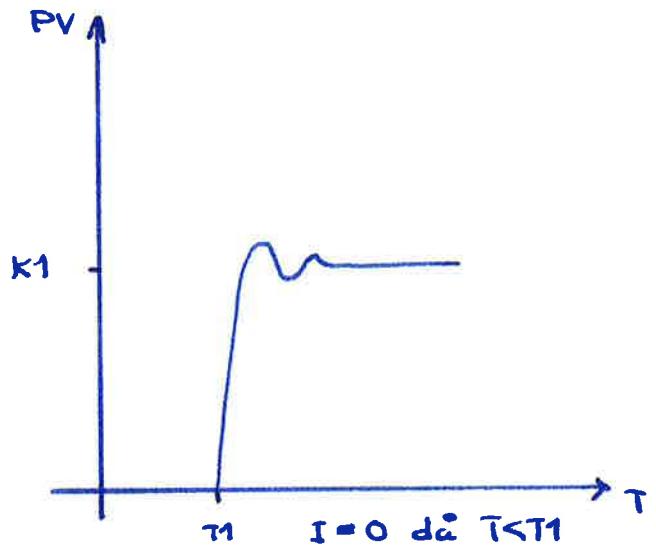
## VENT4:

För att se hur bromscylindern följer ett 2:a ordningens system byggdes VENT4.

$$(d^2P/dt^2) + 2\zeta\omega_4(dP/dt) + \omega_4^2 P = K_1 \cdot (I - I_0) \cdot \omega_4^2$$

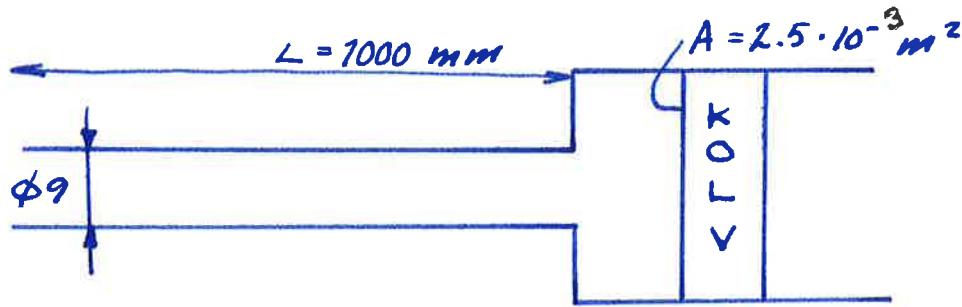
stegsvar:

$$G(s) = \frac{K_1 \cdot \omega_4^2}{s^2 + 2\zeta\omega_4 s + \omega_4^2}$$



För ytterligare beskrivning se appendix E1, E2, E3, E4

## Hydrauliskt system



Medelflödshastigheten vid ansättning respektive lossning fås ur bromscylinderns kolvarea, maximala slaglängden och minsta ansättningstid.  $Q_{\max} = 2.5 \cdot 8 \cdot 10^{-3} / 100 = 0.2 \text{ m}^3/\text{s}$  (12 l/min), vilket i hydraulröret motsvarar hastigheten  $C = Q_{\max} / A_{\text{rör}} = 3.15 \text{ m/s}$ .

Vid mätningarna har hydrauloljan NUTO H 32 använts. Den har viskositeten  $22 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2$  och densiteten  $868 \text{ kg/m}^3$ .

Maximala Reynoldstalet är  $RE_{\max} = \frac{\rho \cdot C \cdot D}{\mu} = 1118$  (i själva verket momentant högre då  $C$  är en medelhastighet). Reynoldstalet är alltså underkritisk ( $RE_{\text{krit}} = 2300$ ) och strömmningen är läminär (upp till hastigheten 6.2 m/s).

Enligt Bernouillis ekvation för inkompressibla fluider är tryckfallet i ett rakt cylindriskt rör  $\Delta P = \lambda \cdot (L/D) \cdot (\frac{\rho \cdot C^2}{2})$ , där  $\lambda$  är en dimensionslös friktionsfaktor.

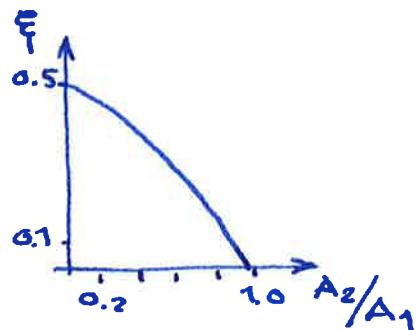
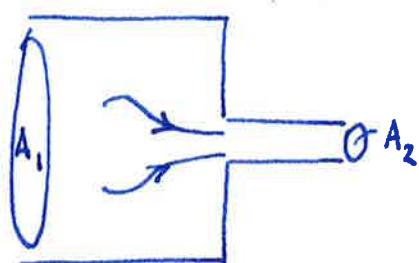
	laminär strömning	turbulent strömning
friktionsfaktorn $\lambda$	$64/RE$	$0.046/RE^{0.2}$

Tryckfallet påverkas dessutom av komponenter i röret, över dessa sker ett tryckfall som är approximativt proportionellt mot strömningshastigheten i kvadrat.  $P_L = \frac{\rho \cdot C^2}{2}$ , där  $\rho$  är en dimensionslös förlustkoefficient.

## Några rörkomponenter

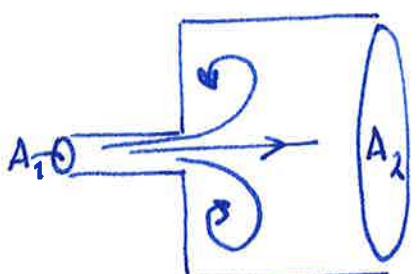
förlustkoefficient

plötslig kontraktion



$$\xi = 0.5$$

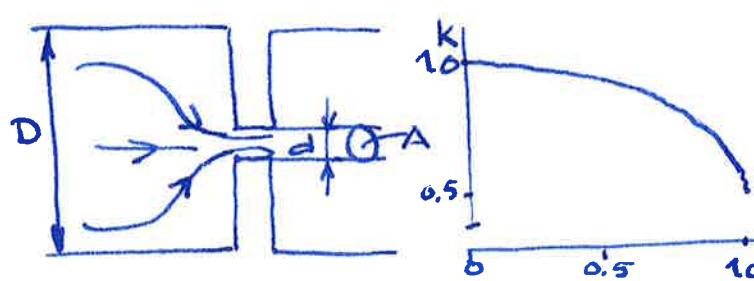
plötslig utvidgning



$$\xi = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

$$\xi = 1$$

stryppning



$$\Delta P = 4 \cdot g \cdot K(q/A)^2$$

 $P$  i  $\text{kp}/\text{cm}^2$  $q$  i  $\text{l}/\text{min}$  $s$  i  $\text{kg}/\text{l}$  $A$  i  $\text{mm}^2$ en stryppning  $\phi^2$  ger då tryckförlusten 12 bar

rörkrök



$$\xi = 0.04$$

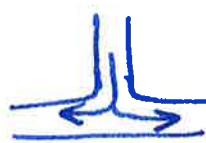
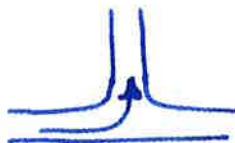
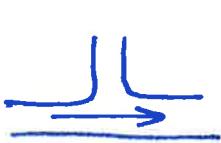
$$2.5D < R < 5D$$

grenat rör

$$\xi = 0.05$$

$$\xi = 0.5$$

$$\xi = 0.35$$



Således blir tryckförlusten, om rörledningen antas bestå av: en utvidgning, en kontraktion, två krökar, en T-koppling, två urtag för tryckmätare,

$$P_{\text{tot}} = \Delta P + P_L = (\lambda \cdot \frac{L}{D} + f) (g \cdot C^2 / 2) = (6.36 + 2.93) \cdot 4306.37 = 0.4 \text{ bar.}$$

Det sker alltså inga större tryckförluster på grund av ledningarna men väl en avsevärd förlust vid strypning. Detta stämmer väl överens med gjorda mätningar. De tryckförluster som sker, sker i de snabba områdena begynnande lossning respektive ansättning, och hastigheten är där större än medelhastigheten.

### Hydraulmodeller

HYD1:

Samma tryck i bromscylinder som i ventil.

PC=PV

HYD2:

Flödet genom ledningen är en funktion av tryckskillnaden PV-PC.

S=SIGN(PV-PC)

$$C = |(PV - PC) / (g \cdot f)|$$

$$Q = S \cdot A_{\text{rör}} \sqrt{2 \cdot C}$$

HYD3:

Flödet är en funktion av tryckskillnad och kompressibiliteten. Kompressibiliteten=total volym\*kompressibilitetsfaktorn (1/ ) kompressibilitetsfaktorn är i hög grad beroende av innesluten luft och temperatur.

$$Q = S \cdot A_{\text{rör}} \sqrt{2 \cdot C} + KOMP \cdot (DPV - DPC), \text{ där DPV, DPC är tryckderivator.}$$

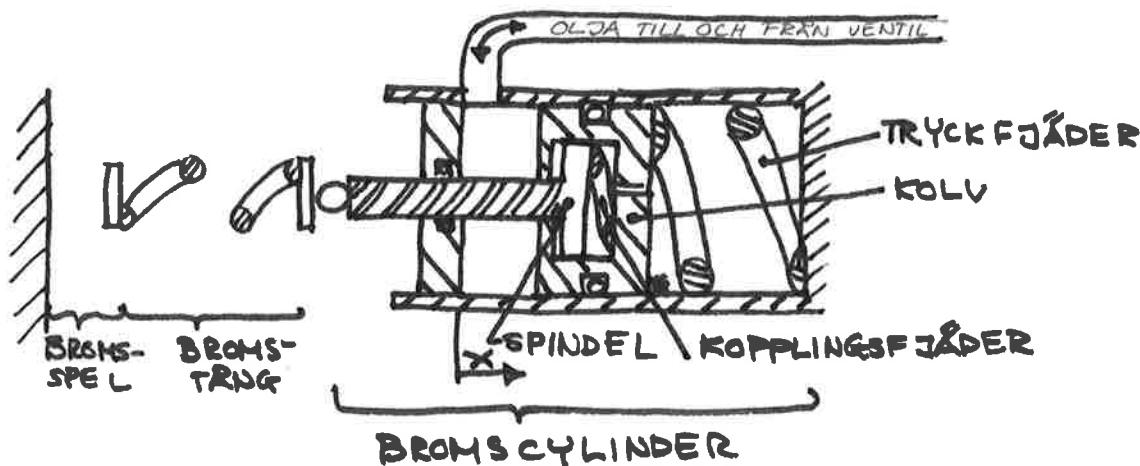
$$KOMP = V_{\text{tot}} \cdot (1/\beta)$$

För både HYD2 och HYD3 gäller att de är olinjära och någon överföringsfunktion kan inte ställas upp.

För att få dem att stabilisera sig har begränsningar vid små tryckskillnader måst göras in.

För ytterligare beskrivning se appendix E5,E6.

## Bromscylinder och Bromstång



Modellen ovan utgör den mest schematiska som kan göras om de allra viktigaste funktionerna ska finnas kvar.

Kolven har en begränsad slaglängd på 15 mm. Koordinaten x anger kolvens läge i förhållande till dess yttersta läge.

Tryckfjädern har fjäderkonstanten  $25 \text{ kp/mm}$  ( $24.5 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$ ), och är i läget  $x=0$  förspänd med kraften 1525 kp (14960 N) alternativt 61 mm.

Kopplingsfjädern har fjäderkonstanten  $15 \text{ kp/mm}$  och är förspänd med kraften 180 kp (12 mm) i läget  $x=15 \text{ mm}$ . Fjädern komprimeras ytterligare då bromstången möter motstånd och är helt komprimerad efter ytterligare 0.5 mm.

Bromstångens "fjäderkonstant" har erhållits ur gjorda mätningar. Att dessa var långt ifrån entydiga gör att denna skattning får anses mycket grov. Efter det att spelet genomlöpts börjar tången böjas ut. Den första millimetern har den en konstant som är ungefär  $3 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ , resterande rörelse motsvarar konstanten ungefär  $4 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ . En faktor som ytterligare försvårade fastställandet av konstant var att kraftgivaren var okalibrerad.

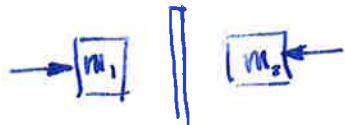
Ur datablad fås följande rörliga massor:

kolv+cylinderkropp	25. kg
spindel	5.5 kg
bromstång	18.6 kg
	49.1 kg

En av förklaringarna till differanserna mellan olika mätningar på bromssystemet är de olika ansättningsfall som kan uppträda.

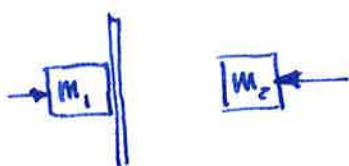
fall 1:

Båda bromsbackarna lossade från skivan.



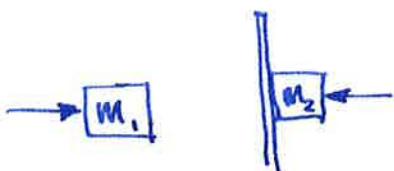
fall 2:

Spindelsidans bromsback ligger mot skivan.



fall 3:

Cylindersidans bromsback ligger mot skivan.



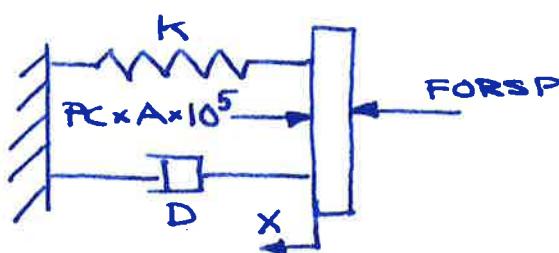
I de modeller som gjorts har helt bortsetts ifrån de olika ansättningsfallen.

I de mera komplicerade modellerna har retardationskraften ansetts så liten jämfört med förspänning och fjäderkraft att den är försummbar. Där är alltså utkraften  $FN \sim$  (slaglängd-spel-läge). Detta gäller dock inte i verkligheten där en ganska stor retardationskraft kan antas vid bromstångens byte av fjäderkonstant. Modellens retardation har så många spikar att överensstämningen trots allt blir bäst om den försummas.

## Modeller på bromscylinder och bromstång

LINJE:

Den första modellen har inte så stor likhet med verkligheten, men den är linjär, och ger en god bild av hur parametervariationer påverkar systemet. Tryckfjädern har ersatts med en konstant kraft FORSP som balanserar begynnelsetrycket. Bromstången representeras av en linjär fjäder K, och olja samt friktion av en dämpare D. Koordinaten x är noll i det läge då bromsbackarna ligger mot bromskivan utan att avge någon kraft. När så trycket sjunker kommer fjädern K att komprimeras sträckan x.



för utkraften FN gäller:

$$FN = K \cdot x + M \cdot (d^2 x / dt^2)$$

ekvationer:

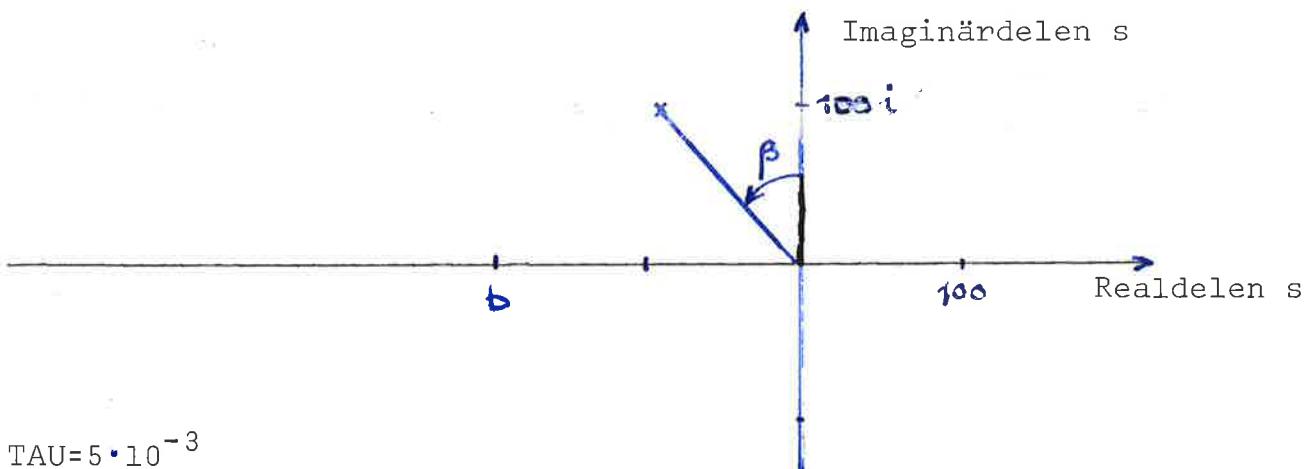
$$PC \cdot A \cdot 10^5 + M \cdot \frac{d^2 x}{dx^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + K \cdot x = FORSP, \quad PC = PV \text{ där } PV \text{ fås ur någon av ventilmodellerna.}$$

$$G(s) = \frac{K_2 \cdot \omega_0^2}{s^2 + 2\zeta\omega_0 s + \omega_0^2}, \quad \text{där } \zeta = D/2 \cdot M, \quad \omega_0 = \sqrt{K/M}, \quad K_2 = A \cdot 10^5.$$

Tillsammans med VENT2 fås då överföringsfunktionen för läget:

$$G_{tot}(s) = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{b \cdot \omega_0^2}{(s+b) \cdot (s^2 + 2\zeta\omega_0 s + \omega_0^2)}, \quad \text{där } b = 1/\tau, \tau = \text{tidskonstanten i VENT2.}$$

och följande singularitetsdiagram kan ritas upp:



$$\tau = 5 \cdot 10^{-3}$$

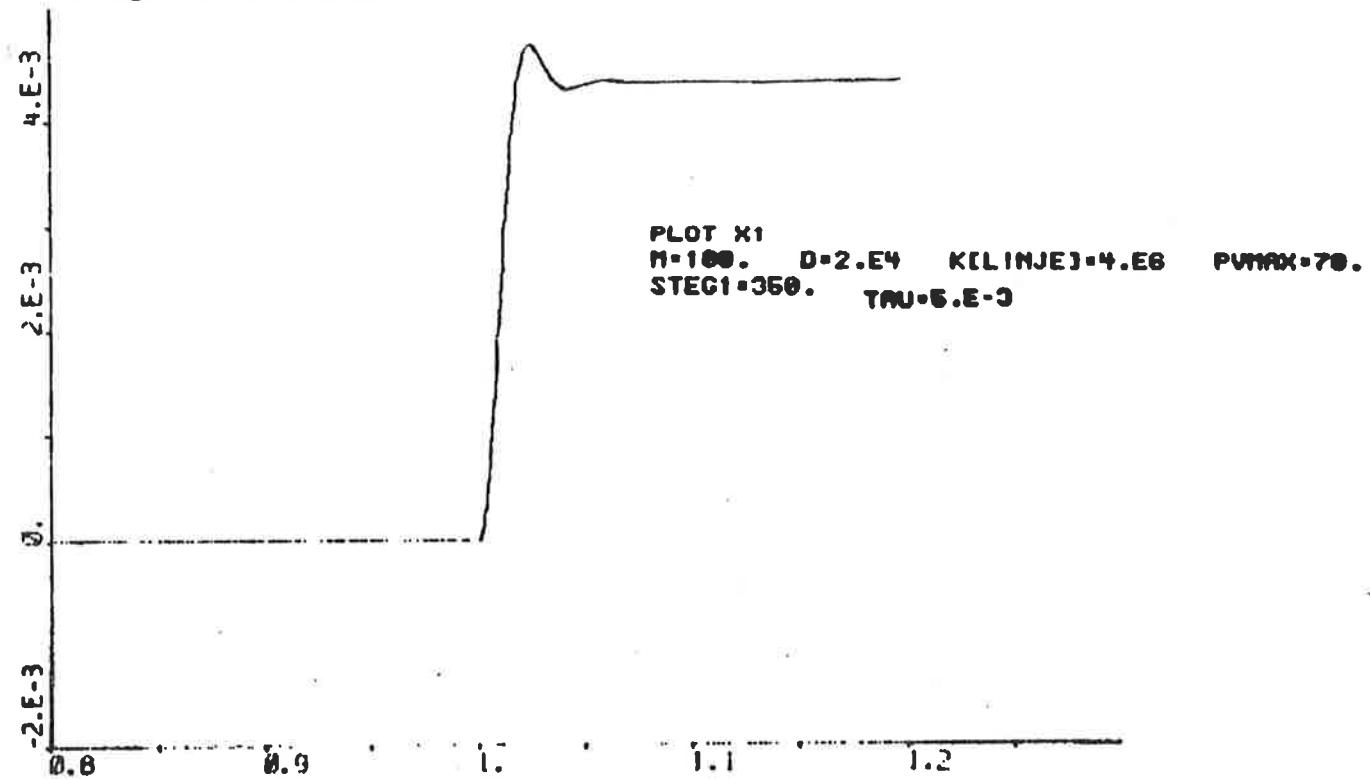
$$D = 2 \cdot 10^4$$

$$K = 4 \cdot 10^6$$

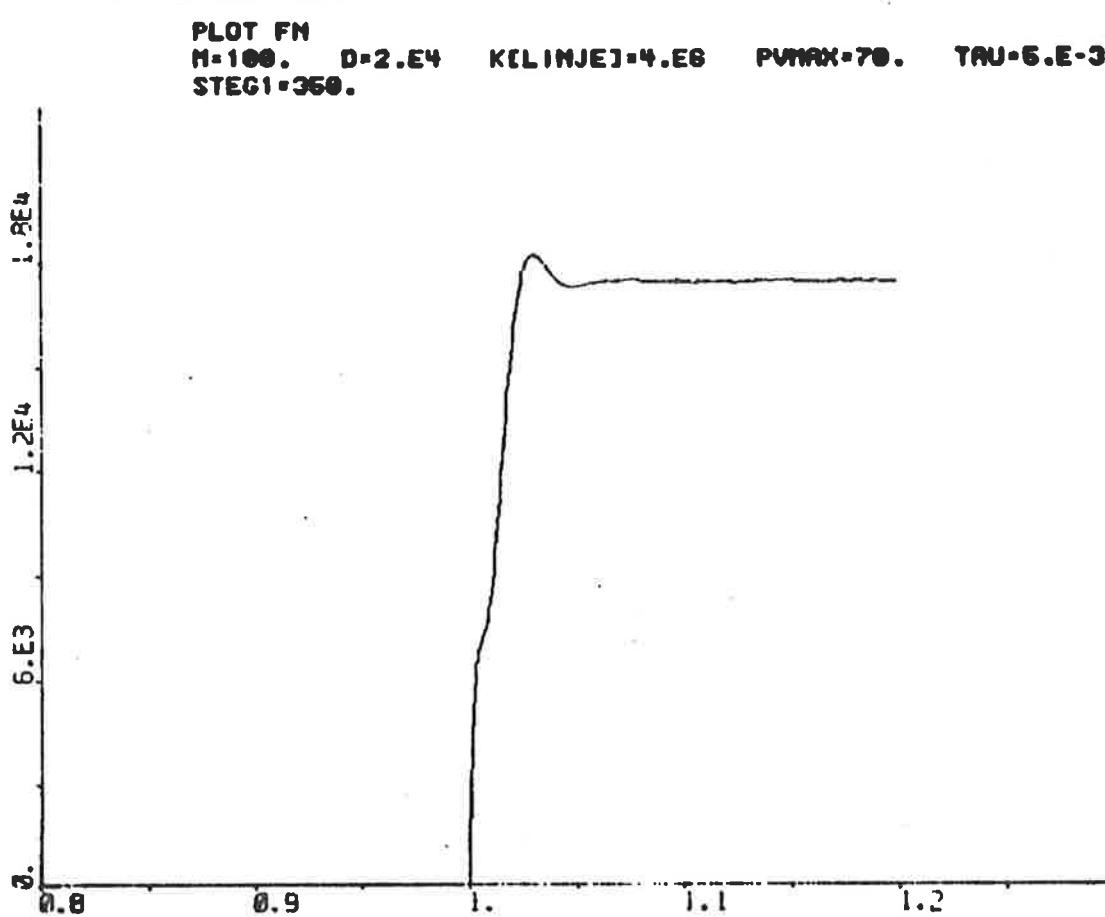
$$M = 100$$

Linjär cylindermodell, ansättning av bromsen.

stegsvar för läget:

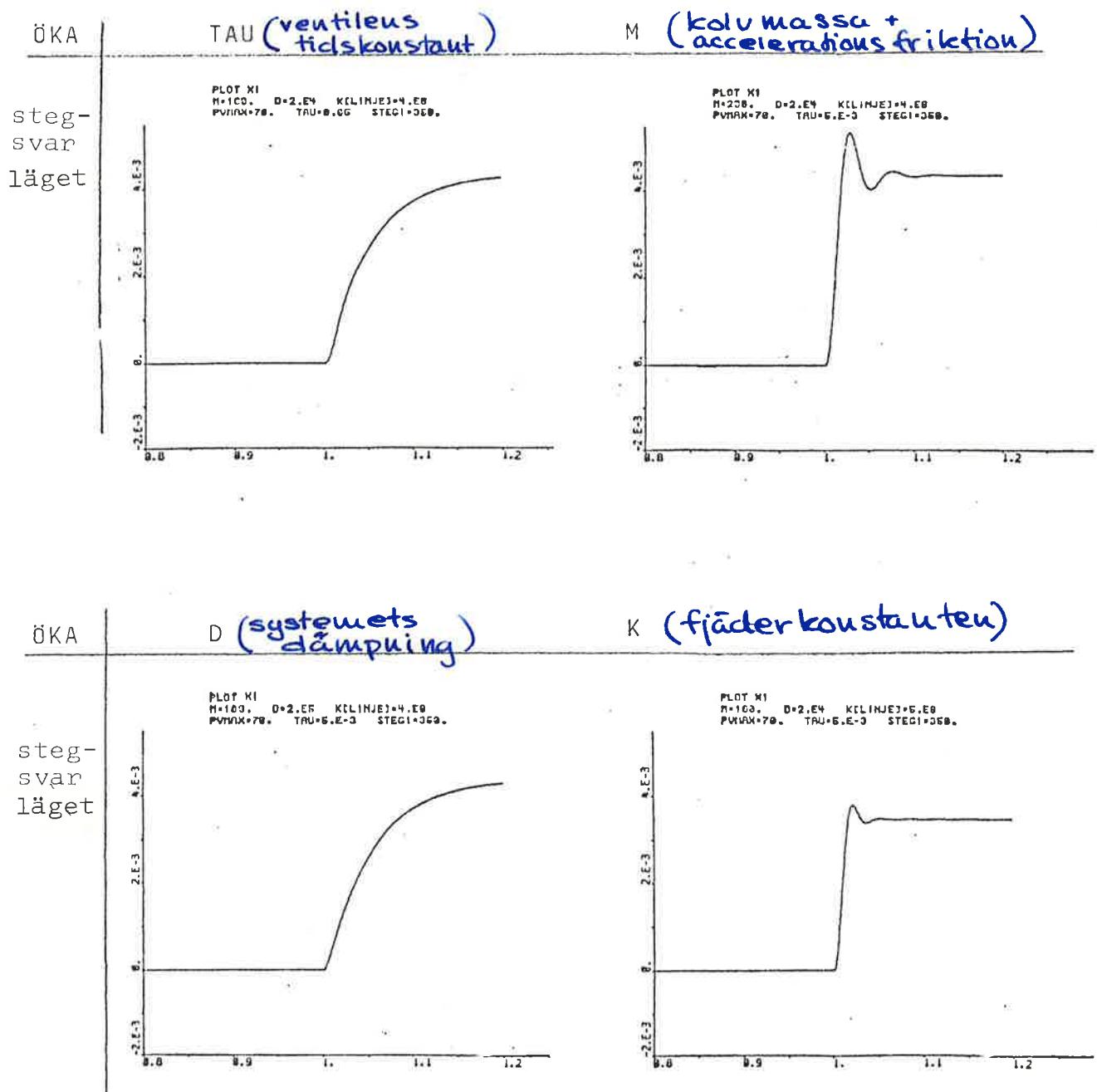


stegsvar för kraften:



Polernas placering i singularitets diagrammet är avgörande för systemets "transienta" uppträdande. Den relativt dämpningen är ungefärlig. En förflyttning av polparet åt vänster ger alltså ett mer dämpat system. Detta gäller om man flyttar in polerna mot den reella axeln. En pol som befinner sig nära den reella nollpunkten har större inverkan än en som befinner sig långt bort. Så blir tex insignalen till bromscylindern ett steg om  $b$  blir tillräckligt stort (dvs  $\tau_A$  tillräckligt litet). Det har även den effekten att ett avlägset polpar kan försummas gentemot ett närliggande.

Vid variation av parametrarna fås följande stegsvär:



Tillsammans med ventilmallen VENT4 fås följande blockschema:

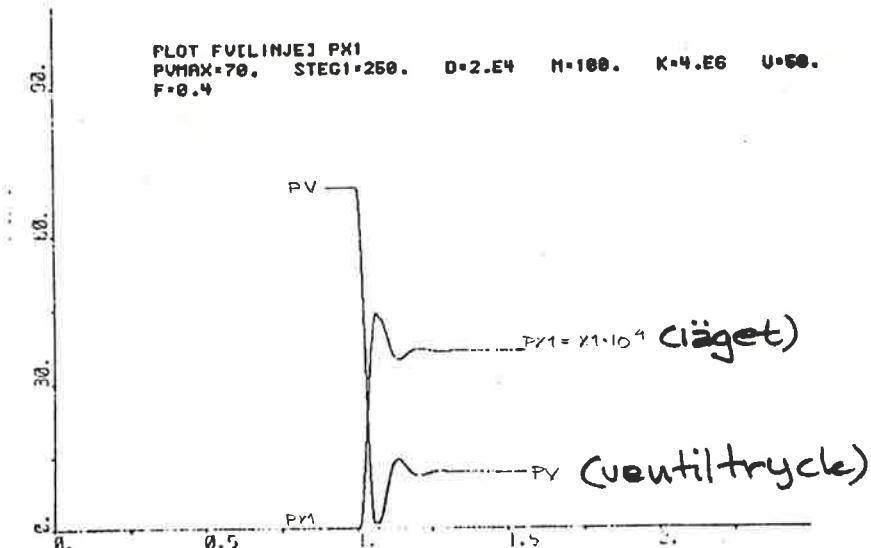


VENT4 se sid 16.

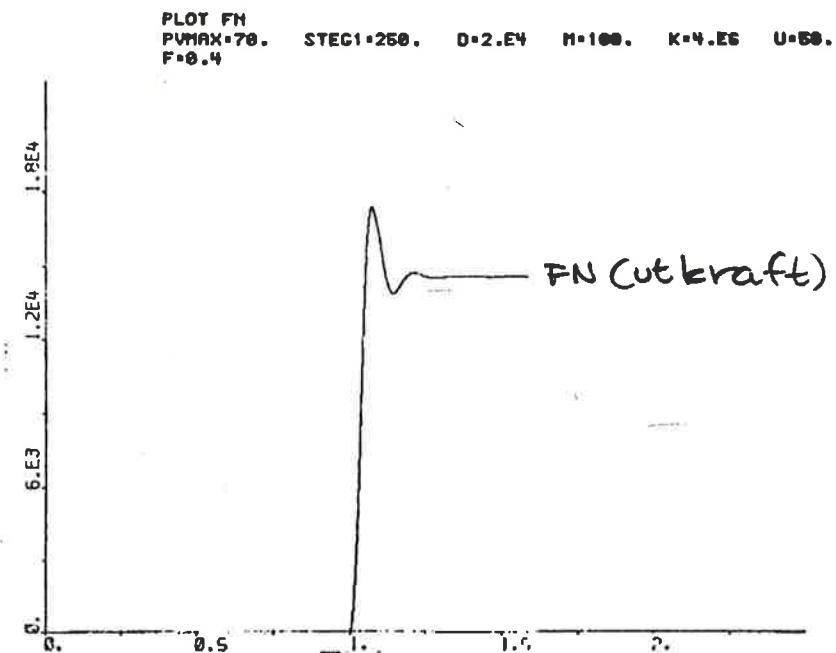
Överföringsfunktion:

$$G_{\text{tot}}(s) = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot \omega_n^2 \cdot \omega_b^2}{(s^2 + 2\zeta_1 \omega_n s + \omega_n^2) \cdot (s^2 + 2\zeta_2 \omega_b s + \omega_b^2)}$$

stegsvar för läget:



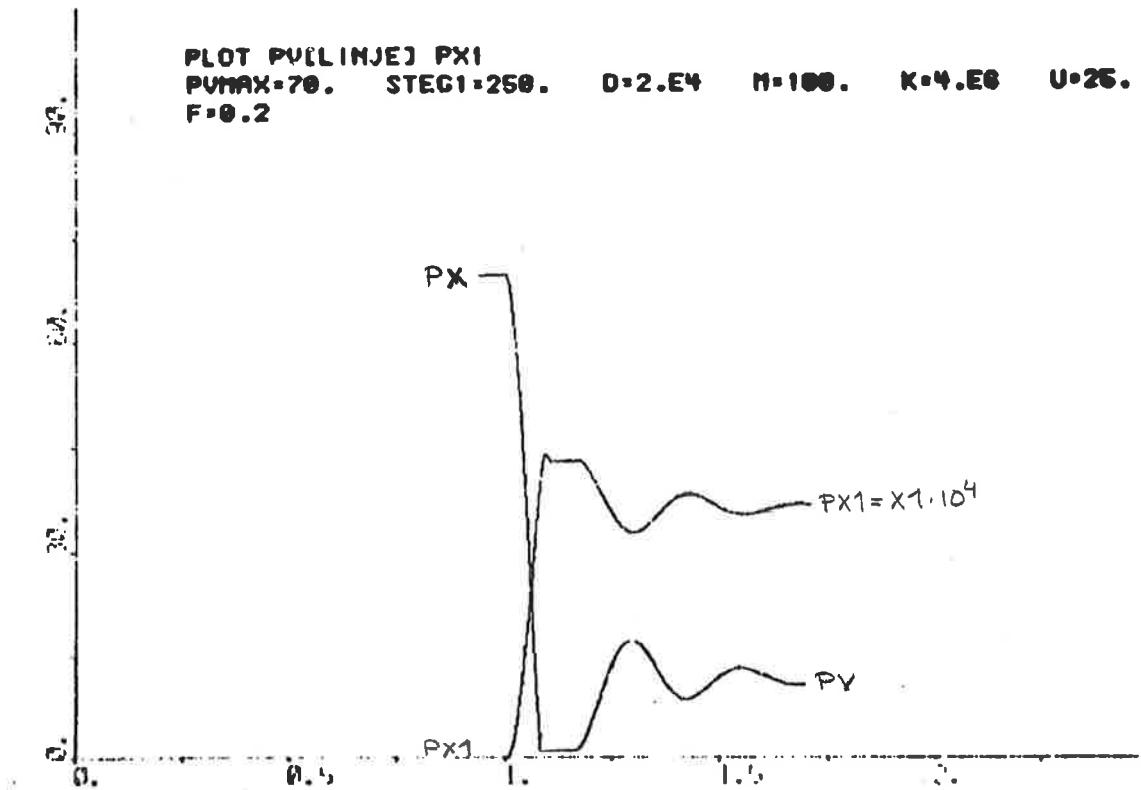
stegsvar för kraften:



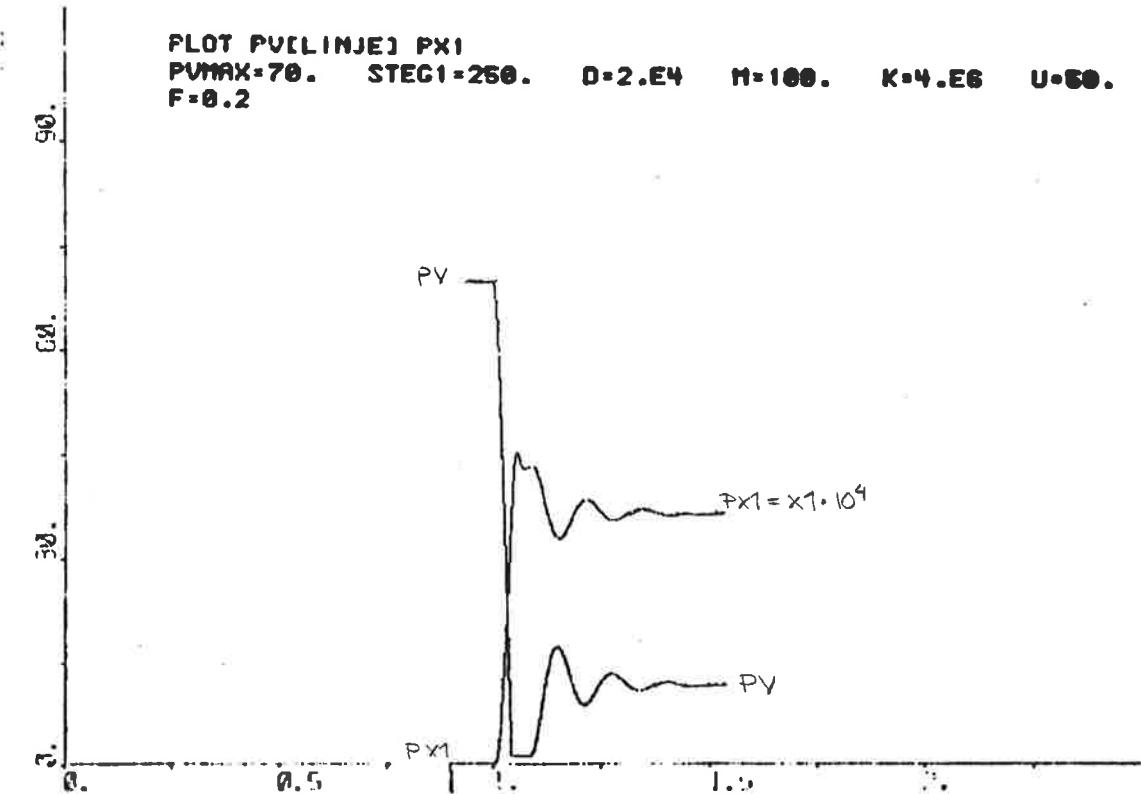
$$D=2 \cdot 10^{-3} \quad K=4 \cdot 10^6 \quad M=100 \quad \omega_n=50 \quad \zeta_1=0.4$$

Variationer hos stegsvaret för läget för olika parameterkombinationer.

minska  $\omega_4$  och  $f_4$ ,  $\omega_4=25$ ,  $f_4=0.2$



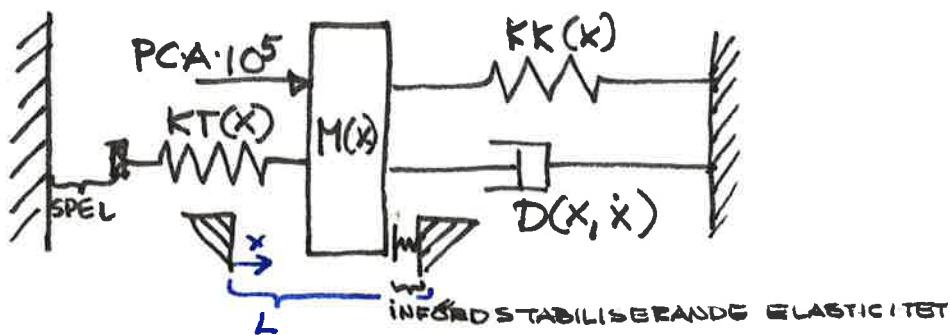
minska enbart  $\omega_4$ ,  $\omega_4=0.2$



För ytterligare beskrivning se appendix E7, E8, E9.

TEST1, TEST2, TEST3:

TEST1,2,3 är tre variationer på samma tema. Här finns den begränsade slaglängden, bromstångens olinjäritet, och bromsspelet. Begränsningar är att kopplingen kolv-spindel är borta och att all massa antas koncentrerad till kolven, vidare har det varit hövändigt att öka systemets massa samt införa en uppdämpande elasticitet i slagets ändläge för att klara stabiliteten. Den införda elasticiteten har längden 0.5 mm och massaökningen är en tiopotens.



ekvationer (att en parameter är försedd med paragraf innebär att den är noll i vissa intervall):

Kraften FN antas proportionell mot tångens läge dvs  $FN \propto (L - SPEL - x)$ .

$$\begin{aligned} PC \cdot A \cdot 10^5 + (L - SPEL - x) \cdot KT^S &= M \cdot (d^2 x / dt^2) + D \cdot (dx / dt) + KK \cdot x + FORSP + FMTRL^S \\ Q = A \cdot (dx / dt) + C \cdot DPC \\ FN = KT \cdot (L - SPEL - x) \end{aligned}$$

FORSP=tryckfjäderns förspänning

FMTRL=den kraft som fås då kolven når sitt ändläge

C=kompressionsfaktorn=total volym•kompressibilitetsfaktorn ( $\frac{1}{\rho}$ )

För TEST1,2,3 gäller:

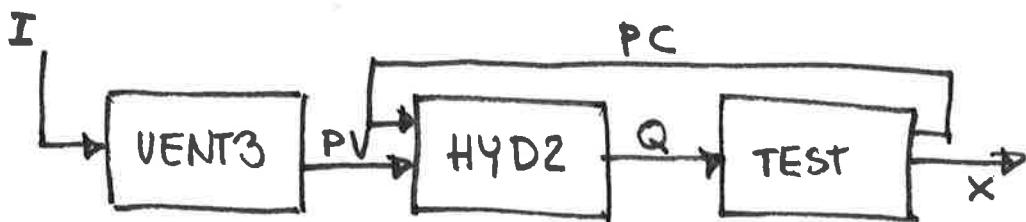
TEST1:  $KT = KT(L - SPEL - x)$ ,  $M = \text{konstant}$ ,  $D = D(x)$ ,  $KK = KK(x)$ ,  $FMTRL = FMTRL(x - L)$ .

TEST2:  $KT = KT(L - SPEL - x)$ ,  $M = M(x)$ ,  $D = D(x, \dot{x})$ ,  $KK = KK(x)$ ,  $FMTRL = FMTRL(x - L)$ .

TEST3:  $KT = KT(L - SPEL - x)$ ,  $M = M(x)$ ,  $D = D(x, \dot{x})$ ,  $KK = KK(x)$ ,  $FMTRL = FMTRL(x - L)$ ,

I TEST3 tillkommer dessutom en friktionsförlust  $PF=PF(x)$ , denna ska motsvara den skillnad i kraft som finns, för samma läge, beroende av rörelse riktning. Den ger också en tröghet som gör att små tryckförändringar inte ger något utslag i kraft och läge.

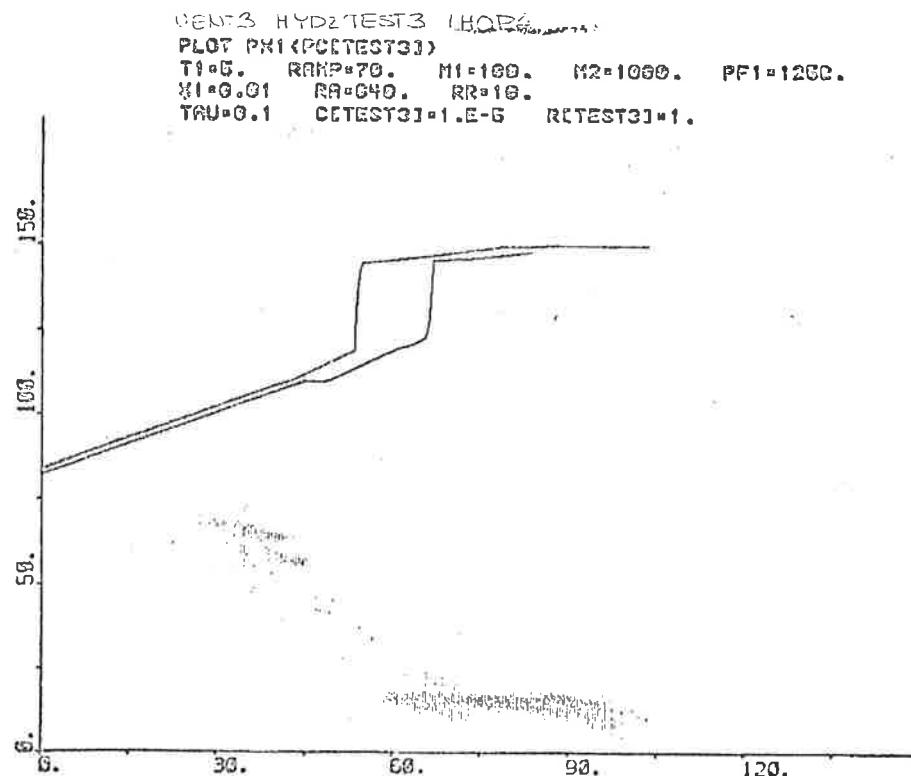
Tillsammans med ventilmallen VENT3 och hydraulmodellen HYD2  
fås följande blockschema:



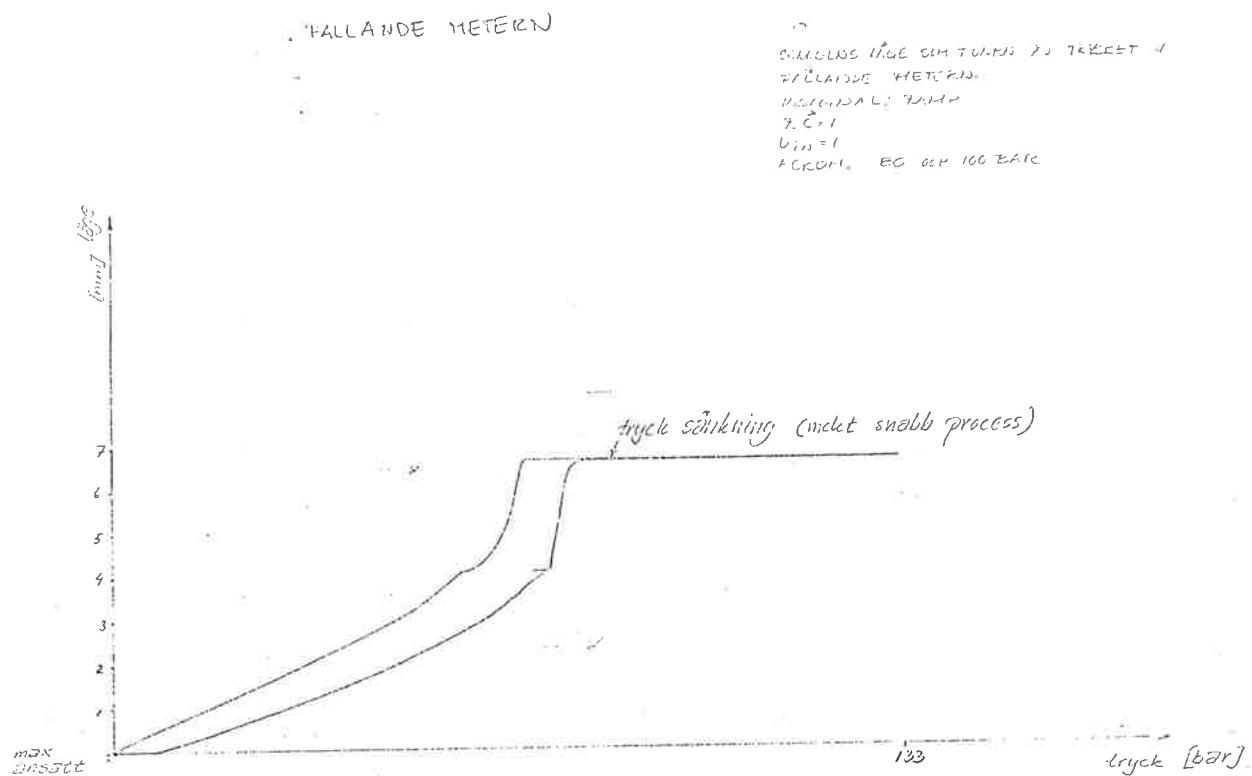
I de följande simuleringarna har TEST3 använts. När det gäller rampsvaren kan avvikelserna mellan modell och verklighet dels förklaras av att ventilmoden, till skillnad från verklig ventil, är linjär, dels av den elasticitet, som fördes in för att klara trycket utöver det som behövs för att föra kolven till sitt ändläge. Vidare så har försöken skett med ett annat maxtryck än modellens. En jämförelse mellan rampsvar och ett stegsvar där tryckkurvan anpassats till verklig tryckkurva ger betydligt bättre överensstämmelse.

När det gäller stegsvaren så syns uppämpningens effekt ännu tydligare. Svårigheten att klara stabiliteten trots den begränsade slaglängden har gjort att friheten vid parameterval har blivit begränsad. Ytterligare en faktor som minskar överensstämmelsen är att utkraften antagits proportionell mot läget dvs retardationen har försummats.

Modellens rampsvar:

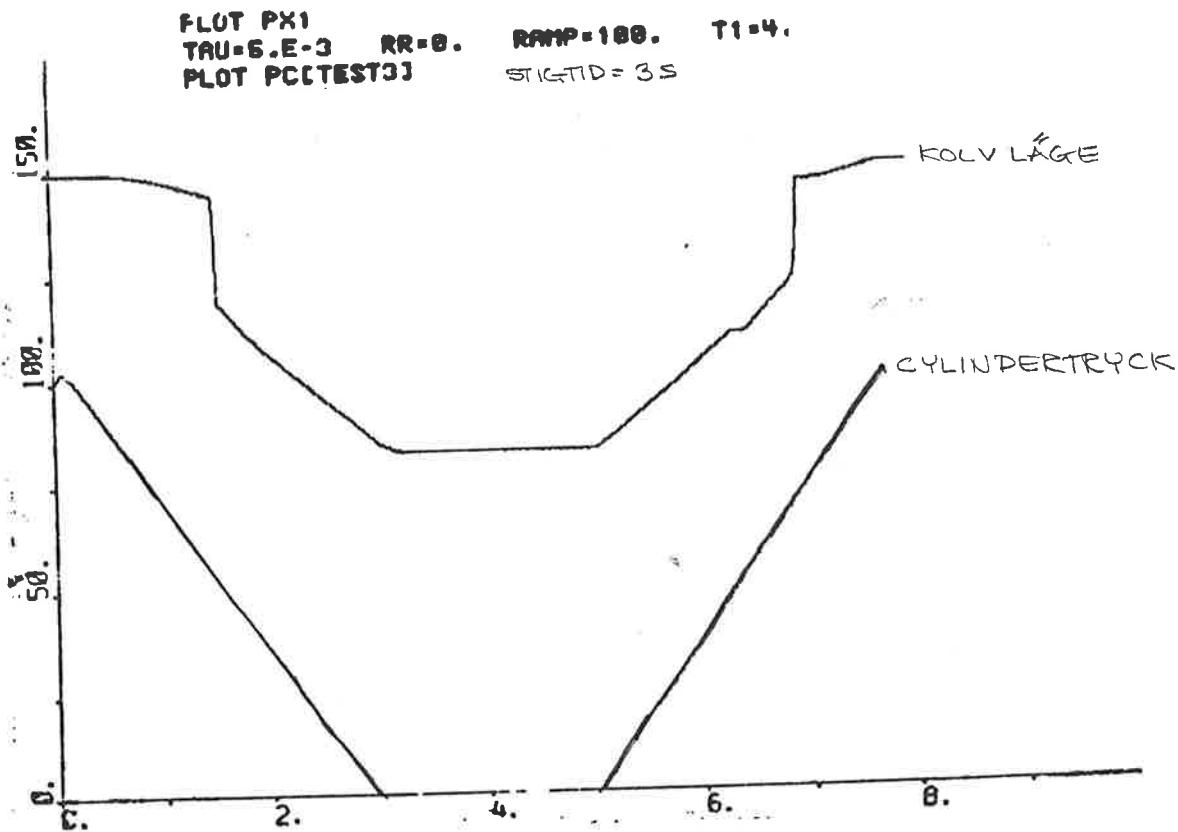


Verkligt rampsvar:

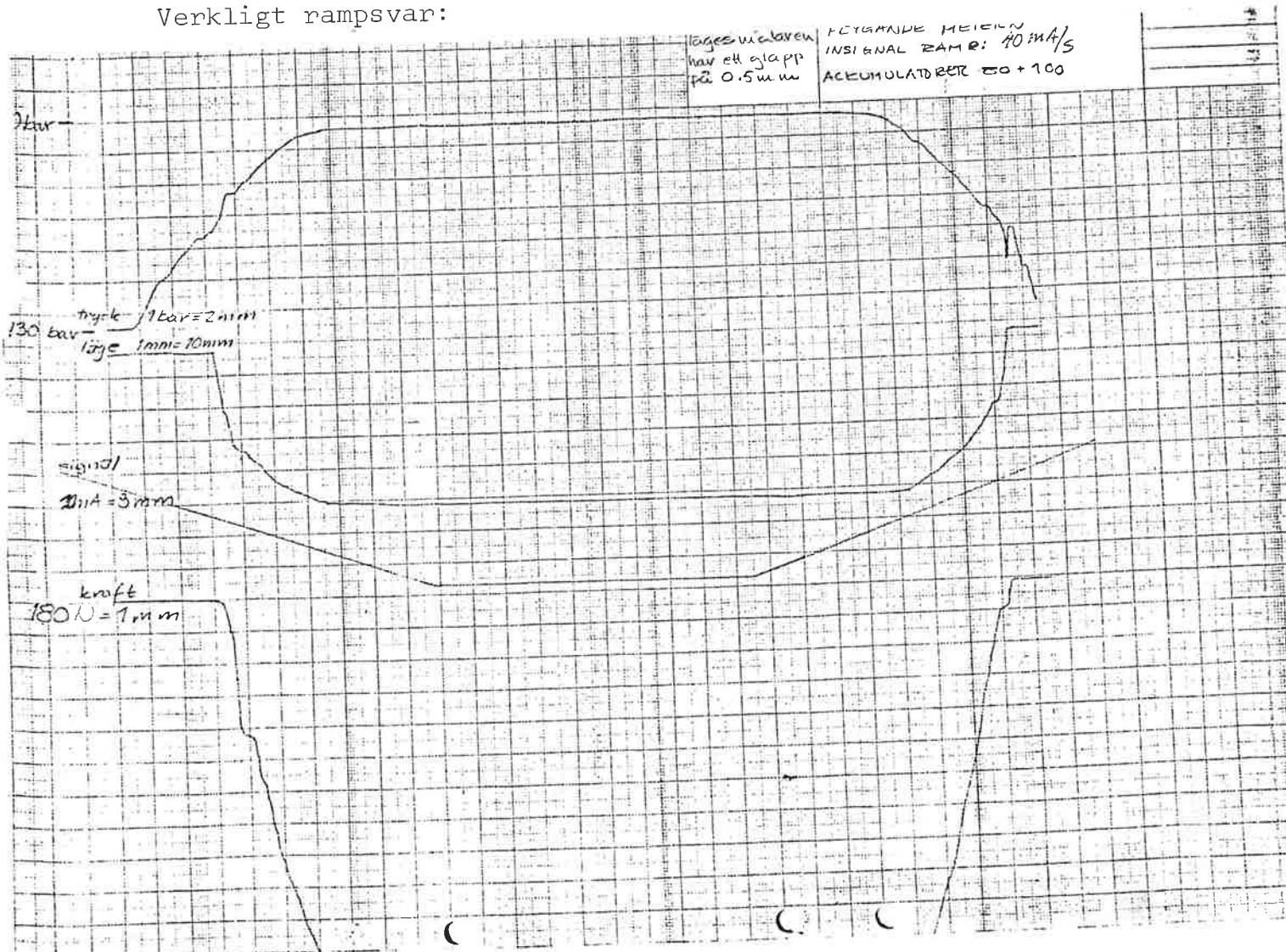


En jämförelse mellan modellen TEST3:s rampsvar och verkligt rampsvar. För att öka överensstämelsen kan PF1, som genererar glappet, ökas. Den stora avvikelsen vid bromsspelets genomloppande kan däremot inte åtgärdas på motsvarande enkla sätt.

Modellens rampsvar:

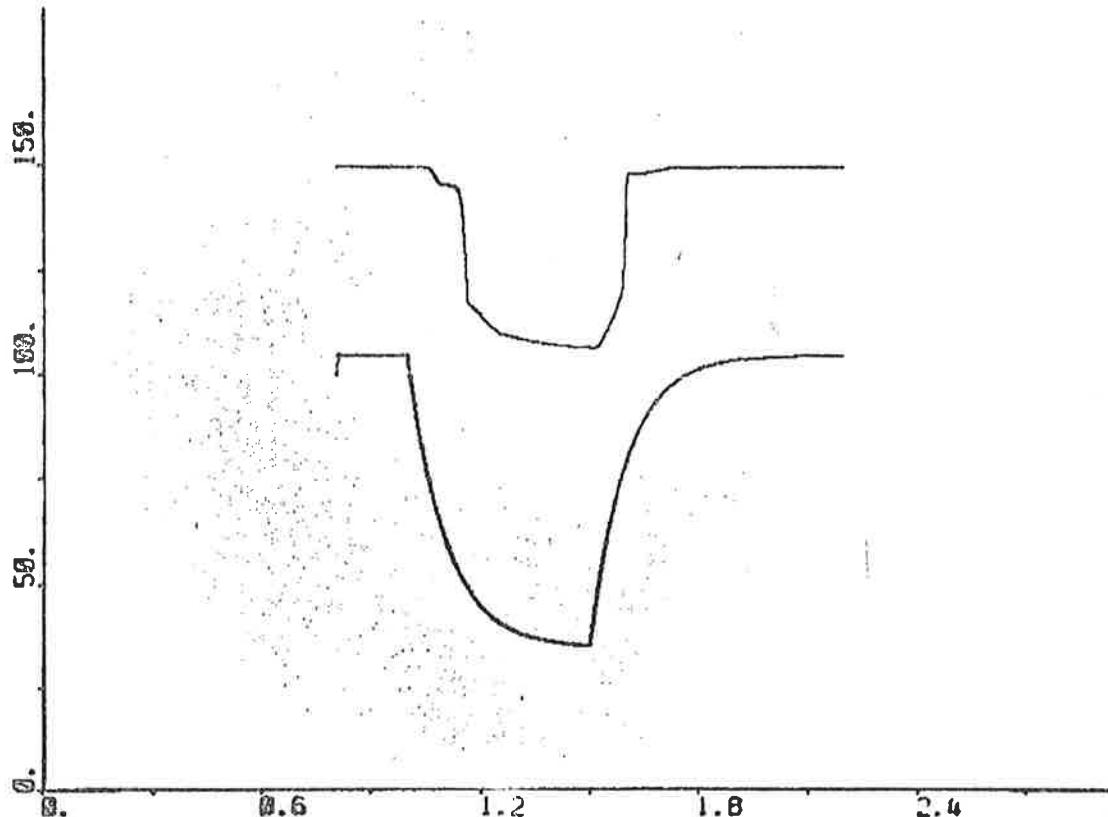


Verkligt rampsvar:



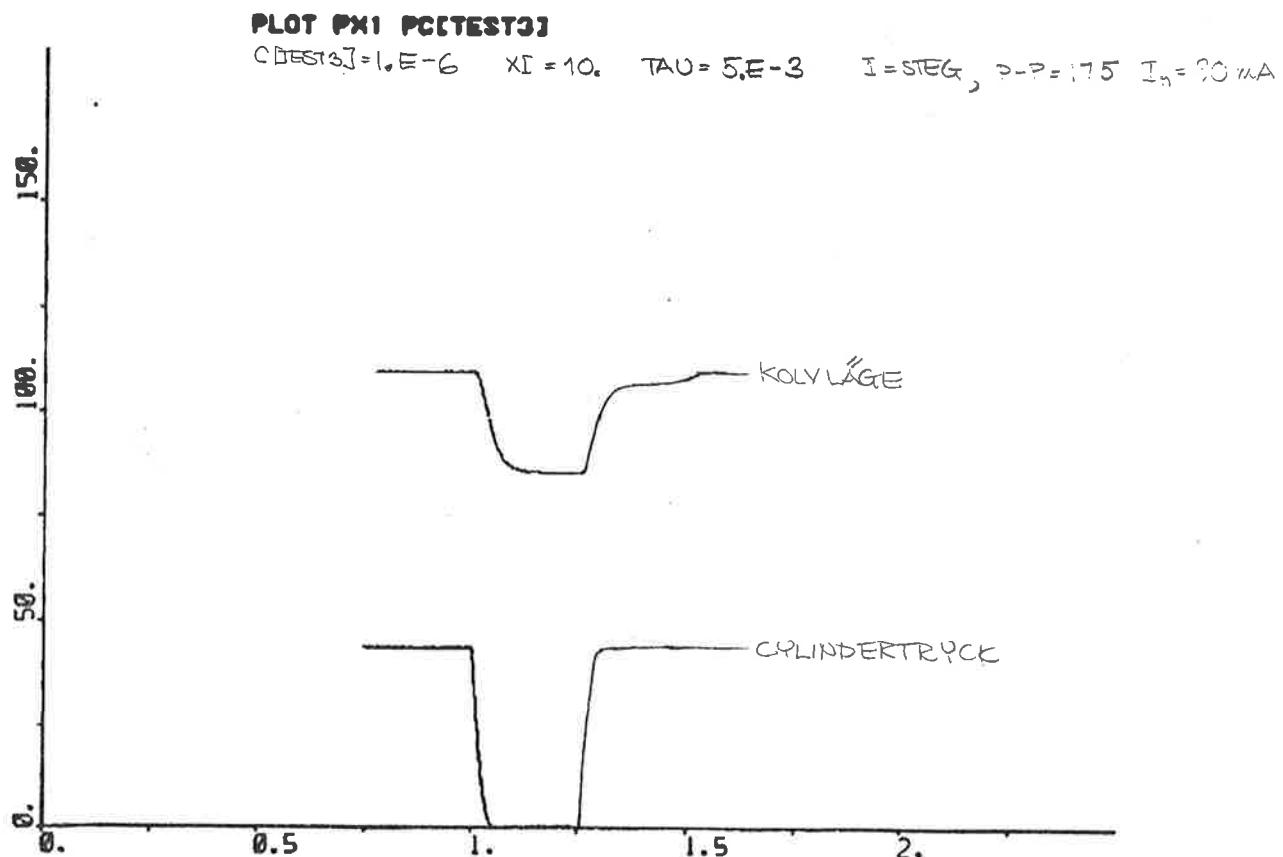
tryckanpassat stegsvar (anpassat till rampsvar)

PLOT PX1 PV[VENT3] PC[TEST3]  
TRU=0.1 C[TEST3]=1.E-6 PF1=1250.

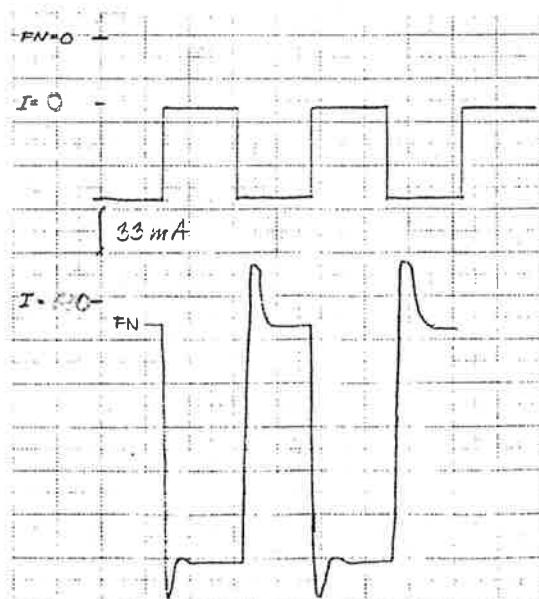
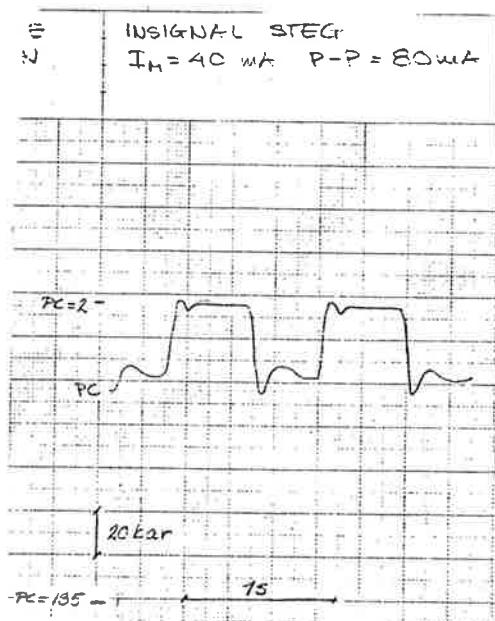


En jämförelse med föregående sida visar vilken stor betydelse det har att söka få en insignal till bromscylindern som motsvarar den verkliga. Överensstämmelsen i lägets utseende har ökat betydligt i.o.m att ett dämpat steg jämförs med det verkliga rampsvaret.

Modellens stegsvar:



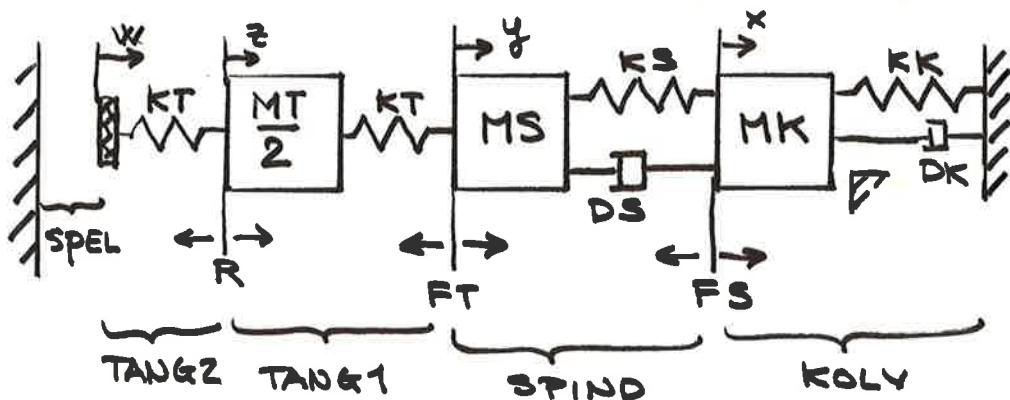
Verkligt stegsvar:



Här kan man se följderna av den uppdämpning som har varit nödvändig, även om en del av den dåliga överensstämmelsen beror av ventilmoden (dvs insignalens utseende). Försök med ventilmmodell av 2:a ordningen ger bättre resultat.

### KOLV1, SPIND, TANG1, TANG2:

Både före och efter tillblivseln av de två redan beskrivna systemen laborerades med mer komplicerade system. De kunde dock inte uppvisa några fördelar då stabilitetsproblem gjorde att friheten vid parameterval näst intill elimineras. Det följande systemet kan ses som en god representant då det har med alla mekaniska kopplingar, och mycket riktigt inte ger något användbart resultat.



#### ekvationer för kolven:

$$PC \cdot 1 \cdot 10^5 + FS = M \cdot (d^2 x / dt^2) + DK \cdot (dx / dt) + FORSP - KK(L - x) + FMTRL$$

$$Q = A \cdot (dx / dt) + C \cdot (dPC / dt)$$

där Q fås från valt hydrauliskt system och FS från SPIND

#### ekvationer för spindeln:

komprimerad fjäder (FS FKOMP)  
 $(d^2 y / dt^2) = (d^2 x / dt^2)$   
 $FT = MS \cdot (d^2 x / dt^2)$

okomprimerad fjäder  
 $FT = (d^2 y / dt^2) \cdot MS + FS$   
 $FS = FKOMP - KS \cdot (x - y)$

där FKOMP är den kraft som krävs för att komprimera fjädern (1840 N).

#### ekvationer för tången:

$$FN = KT \cdot (w - z)$$

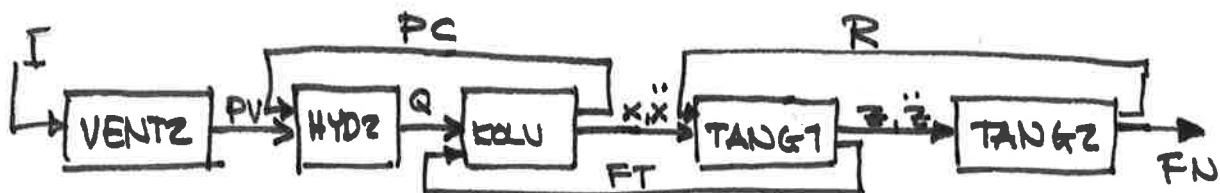
$$R = FN$$

$$R = (MT/2) \cdot (d^2 z / dt^2) + KT \cdot (z - y)$$

$$FT = KT \cdot (z - y)$$

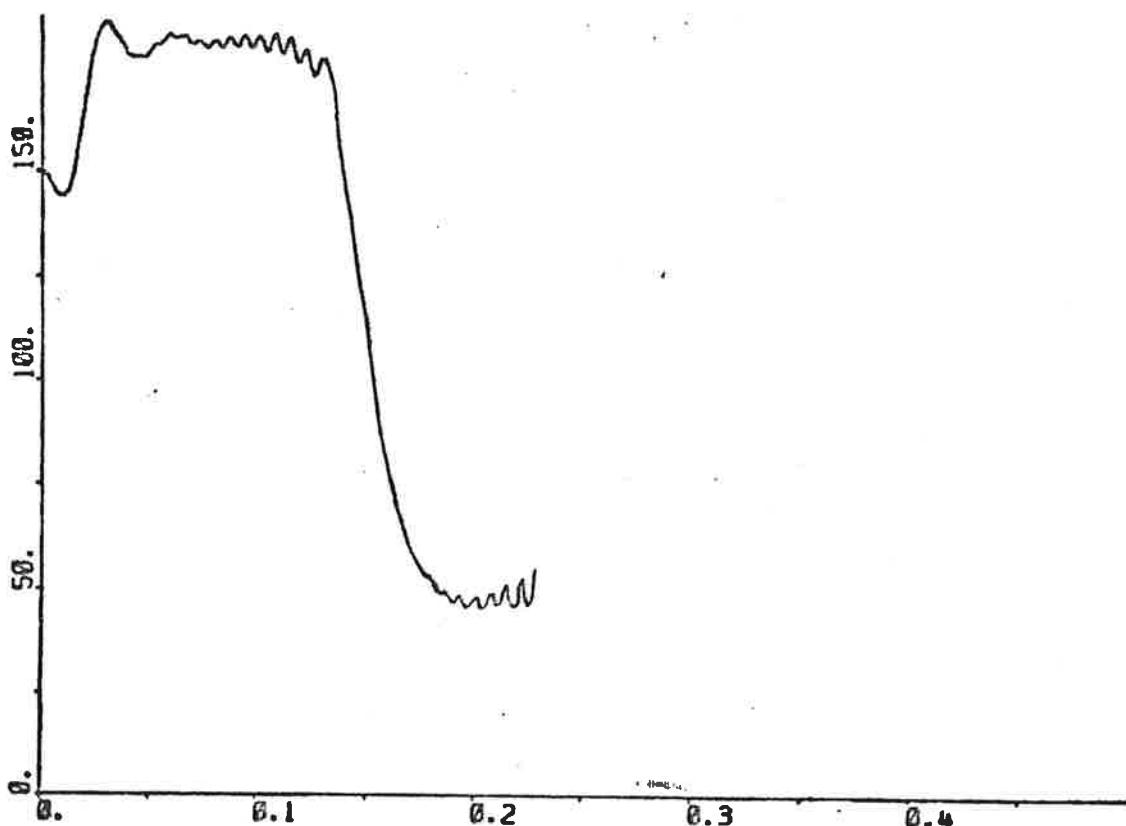
där FT fås från SPIND

Ihop med VENT2 fås följande blockshema:



läget då ingen signal har getts

PLOT PX1



#### 4. R E S U L T A T

Mätningar på det elektrohydrauliska bromssystemet visar ett mycket snabbt system med ansättning och lossningstider på 100 ms och därunder.

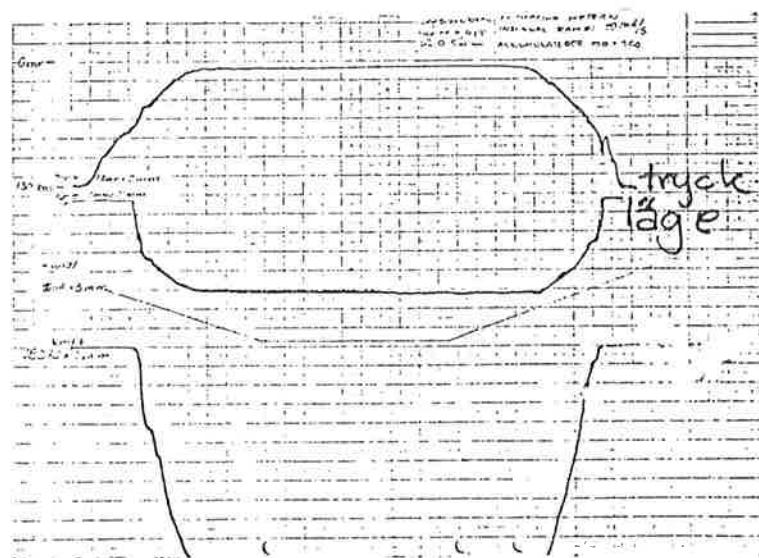
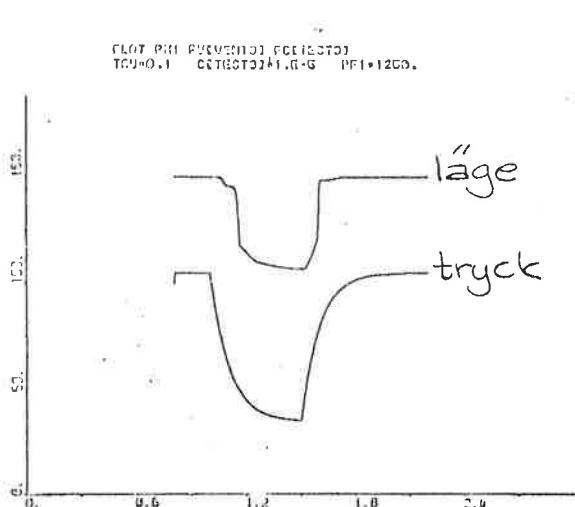
Trycket i cylindern har två egenheter dels en snabb trycksänkning då bromsbackarna lossar från skivan, dels en snabb tryckökning i ansättningsmomentet. Den sistnämnda tryckökningen försvinner vid långsamma förlöpp under det att trycksänkningen är i det närmaste omöjlig att komma ifrån.

Kraften har överslängar både vid lossning och ansättning, dessa överslängar dämpas om oljeledningen mellan ventil och cylinder stryps, men på bekostnad av ansättningstiden. Tiden blir ungefär den dubbla. Vidare beror överslängen av till vilken kraft (läge) systemet bromsas/lossas, se appendix B40,41,42. Att den kraft vid vilken överslängen sker motsvarar det läge vid vilket tången byter fjäderkonstant gör att man kan anta att detta uppträdande beror av tångens elasticitet. Detta antagande konfirmeras ytterligare av att den nya försöksanläggningen i SAB:s laboratorium, med en styvare tång, inte visar ett liknande betende.

Cylindern visade sig som väntat olinjär, för att uppnå en och samma kraft erfodrades olika tryck beroende av om rörelsen gällde lossning eller ansättning av bromsen, tryckdifferansen var ungefär 10 bar.

Den största svårigheten vid modellbyggandet var att klara av att bygga en modell som skulle klara av både lossning och ansättning med en begränsad slaglängd. När bromsen lossas sker detta med ett tryck som är större än det som krävs för att föra den till sitt ändläge, detta för att få en större snabbhet. Det medför att en stor dämpning måste ske innan kolven når sitt ändläge, för att stabilisera modellen. På samma sätt måste en stabilisering vid ansättning ske annars hinner krafterna i modellen växa sig alltför stora och systemet blir instabilt, kolven rör sig tex. utanför sin slaglängd.

Vid modellbyggandet har dels en linjär, mycket schematisk modell anpassad endast för ansättning, dels en mer komplicerad olinjär modell anpassad för både ansättning och lossning, tagits fram. Dessa modeller kan kombineras med olika modeller av ventil och hydrauliskt system. De stabiliseringar åtgärderna finns enbart i den senare cylindermodellen, och man kan se att stegsvaret för den modellen kombinerad med en 1:a ordningens ventilmodell ger en mycket dålig överensstämmelse med verkligheten. Försök med att använda en ventilmodell av 2:a ordningen ger bättre resultat. Detta gör att man kan anta att den dåliga överensstämmelsen beror av dels av uppdämpningen, dels av insignalen till cylindern inte motsvarar den verkliga. Det saknas även en del mekaniska förflopp men en ytterligare mekanisk utveckling ger en modell som vid simulerings är ännu mer instabil och några fördelar kan inte erhållas. Däremot visar rampsvaret ganska god överensstämmelse speciellt om tryckkurvan anpassas till verklig, dvs fel i ventilmoden minskas och insignalen till cylindermodell närmar sig verklig insignal.



Det stora felet i rampsvaret fanns i det område där bromsspelet genomlöptes, tryckskillnaden mellan ansättning var 150% (15 bar) för stor i modellen. Även här får man anta att den stora uppdämpningen är orsaken.

Som redan nämnts är det inte någon större idé att söka ta fram stora mekaniskt komplicerade modeller för att förbättra överensstämmelsen mellan verklighet och modell, snarare tvärt om. Stabilitetsproblemen ökar, den minskade friheten vid parameterval medför system som avlägsnar sig från det verkliga. En utveckling av modellerna ligger närmare till hands inom det hydrauliska området. En första åtgärd blir att anpassa den hydraulik som redan finns i modellerna bättre. En ytterligare förbättring skulle vara att dra ner på kravet om begränsad slaglängd, alternativt att bygga en modell för lossning och en för ansättning.

## R E F E R E N S E R

ELMQUIST, Simnon Users Manual, Institutionen för reglerteknik,  
Lund.

FRYKLUND/SCHIOTT, Hydraulik, Hermods, Malmö.

GOODWIN, Fluid Power Systems, T. Mc Millan Press Limited,  
London.

TYLLERED, Fluidmekanik, Kompendium i Mekaniskvärmteori, Lund.

## APPENDIX A

Viktlista invers hydraulcylinder	A1
Kopplingsfjäder,detaljritning	A3
Bromsfjäder,detaljritning	A4
Tryckservoventil, styrventil	A5
Integrator för rampgenerering	A6



VIKTLISTA  
INVERS HYDRAULCYLINDER smst.  
Sammanställningsritning: 20-53970

4P-25405

A1

Blad 1/2

Det nr	Ritn nr	Benämning	Antal	Vikt i kg	Fast massa	Fjädrande massa
		Regulator (typ BFC)				
1	30-53972	Kolvstång med regulatorrör	1	3,0		x
2	40-53486	Främre styrbussning Nya 0,272 Äldre	1	0,280		x
3	40-53487	Reglermutter	1	0,127		x
4	40-53488	Kopplingsbricka	1	0,053		x
5	40-53489	Bakre styrbussning	1	0,247		x
6	40-53490	Tryckbricka	1	0,112		x
7	30-53491	Matarmutter	1	0,196		x
8	30-53492	Matarhylsa	1	0,185		x
9	40-53973	Ändtapp	1	0,702	x	
10						
11	40-53493	Reglerfjäder	1	0,072		x
12	40-53494	Kopplingsfjäder	1	0,102		x
13	40-53495	Matarfjäder	1	0,116		x
14	40-53496	Bromsbricka	1	0,015		x
15	40-53497	Bajonettring	1	0,013		x
16	30-53974	Spindel	1	1,550		x
17						
18	1741 420 000	Axialkullager	2	0,010		x
19						
20						
21	-	Sparring SgH60	2	0,007		x
		Fjäderbromsenhet				
25	20-53975	Mantelrör	1	7,550	x	
26	30-53976	Bottentapp	1	2,000	x	
27	30-53977	Främre fjäderstyrning	1	1,050		x
28	30-53978	Bromsfjäder	1	4,380		x
29		Sparring SgH125	2	0,007	x	
30		O-ring: OR 124,5x3 Simrit	2	0,005	x	
31		Stoppskruv S6SS 6x8	1	0,005	x	
32	40-53979/1	Kolvstyrning Simrit	2	0,015	x	
33	40-53979/2	Kolvstyrning Simrit	1	0,015		x
34	40-53980	Bussning	4	0,025	x(2)	x(2)

SVENSKA AKTIEBOLAGET BROMSREGULATOR  
MALMÖ SWEDEN

Ritad

Kontr.

ÄM. nr



VIKTLISTA  
INVERS HYDRAULCYLINDER Smst  
Sammanställningsritning 20-53970

4P-25405

AZ

Blad 2/2

Det nr	Ritn nr	Benämning	Antal	Vikt i kg	Fast massa	Fjädrande massa
35	40-53981	Justerbricka	1	0,338	x	
		<u>Nödlossningsenhet</u>				
40	30-53982	Främre cylinderfäste	1	4,150	x	
41	40-53983	Styrning	1	0,092	x	
42	40-53984	Spärrtapp	1	0,048	x	
43	40-53985	Tryckbricka, spindel	1	0,005	x	
44	40-53575	Dragring	1	0,012	x	
45	40-53986	Nödlossningsfjäder	1	0,120	x	
46		Axiallager: SKF XRK 355202 TN 9+2xWA 355201	1	0,035	x	
47		Spärrring SgH 52	1	0,005	x	
48		Bälge V6-814 Simrit	1	0,005	x	
49	40-53987	Spärrfjädrar	1	0,005	x	
50		Avstrykare: AU AS 20/30x7x10 Simrit	1	0,015	x	
		<u>Hydraulikenhet</u>				
60	30-53988	Muff	1	3,400	x	
61		Rörpropp R 3/8" DIN 908	1	0,025	x	
62		Gummistålbricka: 5620-006 Texan 1	1	0,005	x	
63		Kolvstångspackning: Slipring: SL70 Simrit	1	0,015	x	
64		Kolvstångspackning: Slipring SL90 Simrit	1	0,015	x	
65						
66		Avstrykare: AU AS 70/80x7x10 Simrit	1	0,015	x	
67		Skruv: MC65 8x30 8.8 fzb	4	0,005	x	
		<u>Övriga tätnings- och fästelement</u>				
71		Bälge: V6-643 Simrit	1	0,025	x	
72		Slangklämma: Minox S5L=8,1 Serflex	1	0,005	x	
73		" . Minox S6L=8,1 "	1	0,005	x	
74		O-ring: OR 44,2x3 Simrit	1	0,005	x	
75		Låsring: SgA 50	1	0,005	x	
		Summa total vikt:		30,40		
		Summa fjädrande massa:		16,23		
		Summa fast massa:		14,17		

SVENSKA AKTIEBOLAGET BROMSREGULATOR  
MALMÖ SWEDEN

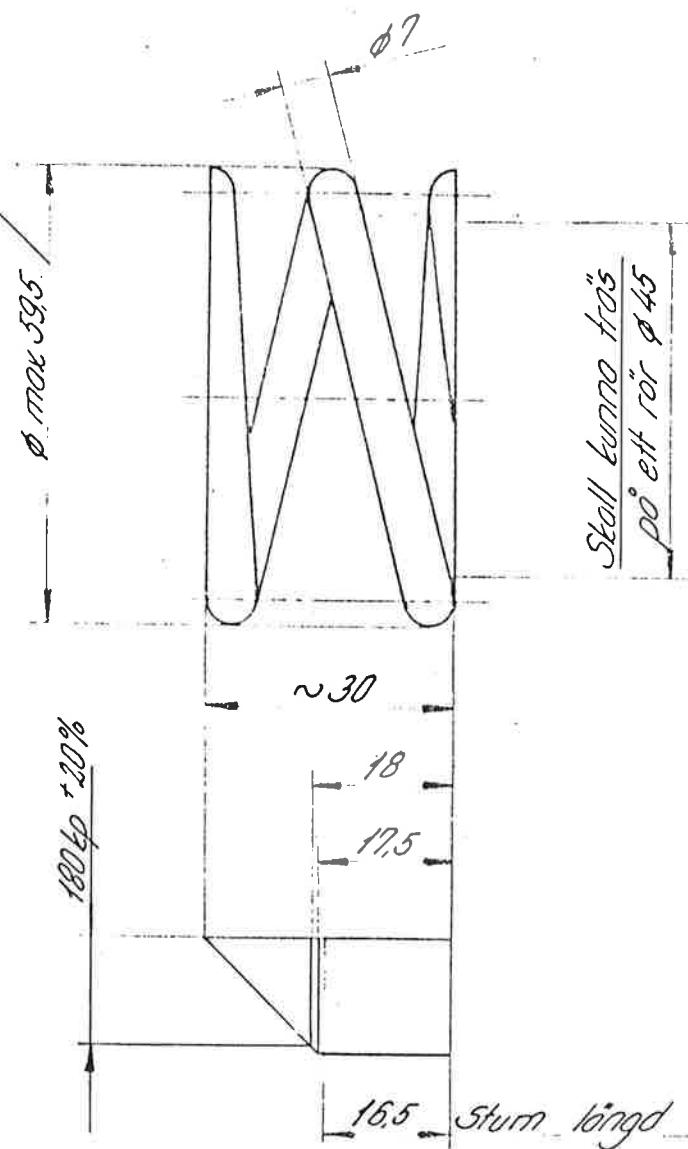
Ritad	
Kontr.	
ÄM. nr	

A3

Gäller vid fjäder komprimerad till 17,5 mm

Not tolerated dimensions  
(SMS 715 medium)

Nom. dim.	above   up to	Tol.
(1)	6	0,1
(6)	30	0,2
(30)	120	0,3
(120)	315	0,5
	315	1,00



I verksamt varv högerlindad  
Ändytorna nedlagda planslipade  
Fjädern skall kunna tryckas ihop till 16,5 mm

Ytbehandling: Elförzinkning 15-20 µm

Material: Osteva 20

Väteutdrivning

28.02.21 Jp



SVENSKA AKTIEBOLAGET FÖRMSREGULATORI

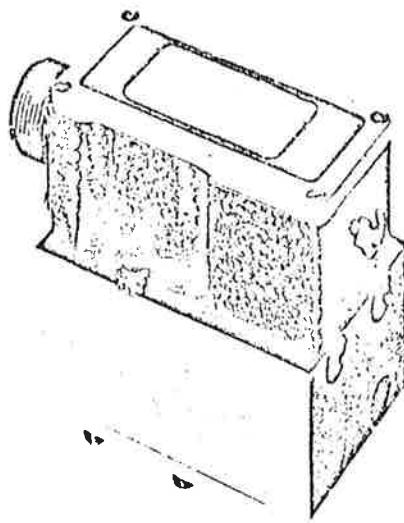
HÄLLEMO-SVÄRDEN

1:1

1741 012 000

Kopplingsfjäder

# Druckservoventil



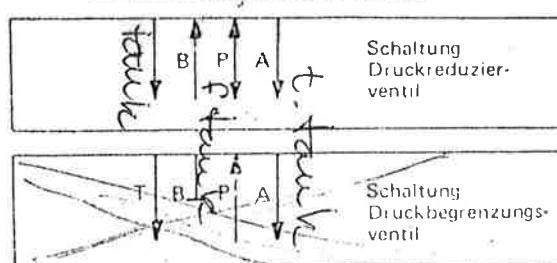
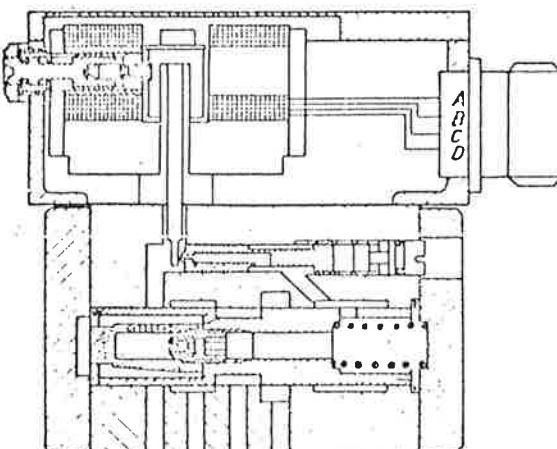
## Beschreibung

Das Selco-Druckservoventil hält einen Oeldruck konstant. Die Höhe des Druckes ist elektrisch stufenlos verstellbar. Im Unterschied zu Druckventilen ist dieses genaue Druckservoventil sehr schnell, wobei die Verstellung mit kleiner, elektrischer Leistung aus beliebiger Distanz erfolgen kann. Das Druckservoventil wird in elektronischen Regelkreisen eingesetzt. Der günstige Preis erlaubt seine Anwendung aber vor allem auch für einfachere Fälle, z. B. Mobilhydraulik und allgemeine Automation.

Das Ventil ist universell verwendbar; es kann als Druckreduzierventil oder als Druckbegrenzungsventil eingesetzt werden. Soll das Ventil den Druck eines Systems auf einen bestimmten (rasch fernverstellbaren) tieferen Druck reduzieren, so wird das System höheren Druckes mit Oelanschluss B verbunden. In P ergibt sich dann der reduzierte Druck und A fließt zum Tank. Bei dieser Anschlussart bleibt der Druck auch dann konstant, wenn von irgendwoher (z. B. aus einem Zylinder verdrängtes) Öl in das System P fließt. Das Ventil schließt dann automatisch B ab und lässt das überzählige Öl aus P über A abfließen. Der Druck im System B braucht nicht konstant zu sein; er muss natürlich immer etwas grosser sein, als der gewünschte Druck in P.

Soll das Ventil den Druck eines Systems steuern (Druckbegrenzungsventil), so wird dieses System mit P verbunden und A bildet den Ablauf.

## Schemata

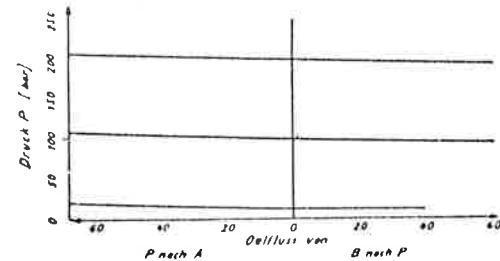


Im elektrohydraulischen Vorsteuerteil wird mittels Kraftvergleich zwischen elektrischem Strom und Oeldruck ein dem Strom proportionaler Druck gebildet. Dieser Vorsteuerdruck wirkt darauf auf den Schieber der zweiten Stufe, dass sich der Oeldruck in P immer auf die gleiche Höhe einstellt. Dank dem Kraftvergleichs-Prinzip ist das Ventil einfach, robust und schmutzunempfindlich.

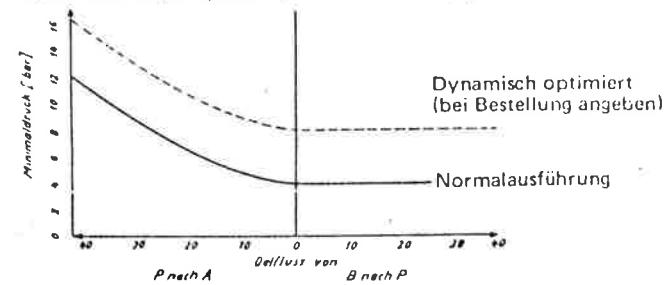
## Technische Daten

Nenngrösse	NG 6
Durchfluss bei Druckdifferenz 5 bar	20 l/min
Nenndruck	300 bar
Viskosität	3 bis 40° E
Gewicht	1,6 kg
Ansprechgrenze	0,2 %
Hysterese	1 %
Linearität	2 %
Schaltzeit	0,01 sec
Frequenz bei 90° (dyn. optimiert)	40 Hz
Viskositätseinfluss	gering, ca. = 0
Änderung des geregelten Druckes, wenn Eingangsdruck B ändert	gering, ca. = 0
Vorsteuerleckage	0,2 bis 0,4 l/min
Max. Ablaufdruck in T	100 bar

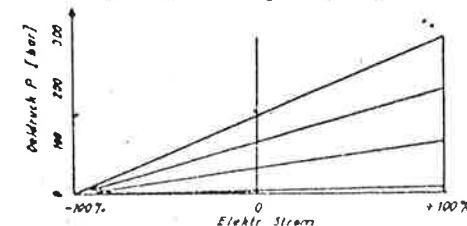
Druckverlauf bei ändernder Oelmenge aber konstantem elektrischen Strom:



Tiefster Druck im System P:



Druckverlauf bei Änderung des elektrischen Stromes:



Bei +100% Strom wird gewünschter Maximaldruck (siehe Bestelldaten) erreicht.

Andere Schaltarten nach Rückfrage möglich (z. B. stromlos bei Minimadru).

## Elektrische Daten

### Standardspulen:

Nennstrom pro Spule bei Gegenaktschaltung  
(Begriff "Gegenaktschaltung" siehe auch Prospekt Servoventile, Abschnitt „elektrischer Teil“)

130 mA

Strom bei Serieschaltung  
Strom bei Parallelschaltung

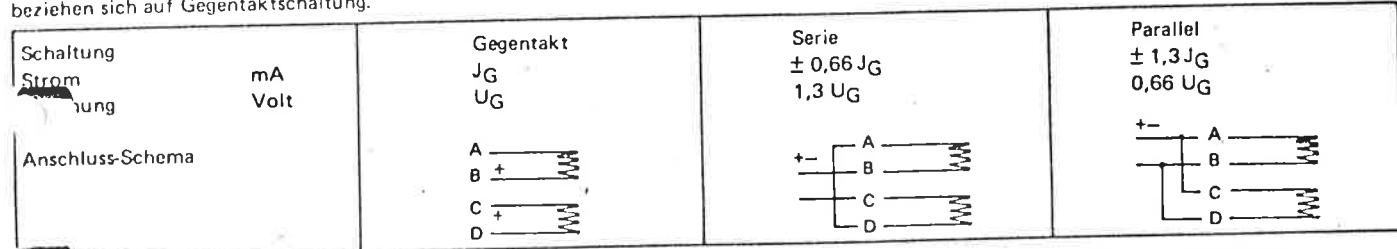
$\pm$  86 mA  
 $\pm$  170 mA  
75  $\div$  90  $\Omega$

Widerstand pro Spule

Es können aber auch die untenstehenden Spulen ab Lager geliefert werden. (Die Type 200 mA möglichst vermeiden.)

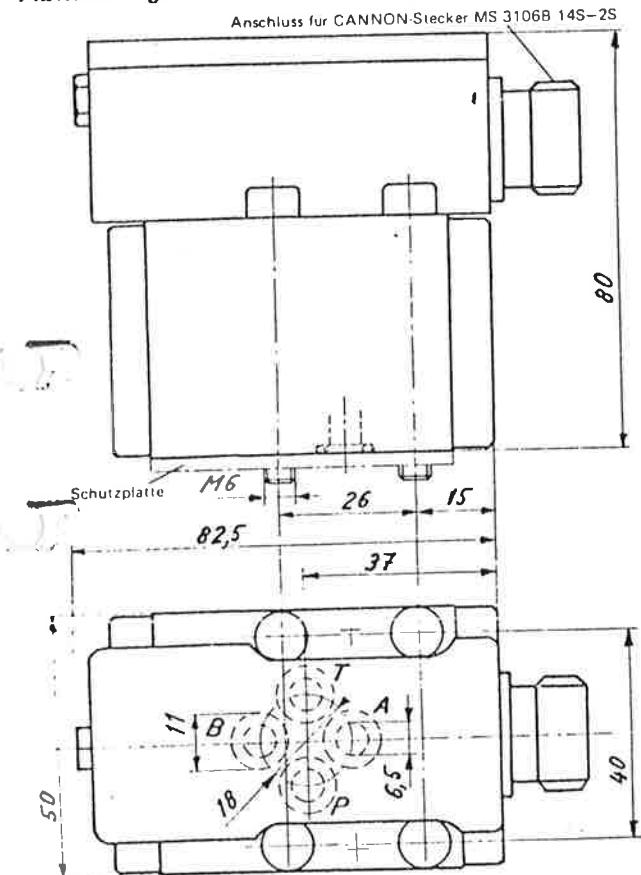
Nennstrom pro Spule bei Gegenaktschaltung	mA	40	80	100	130	200
100% Aussteuerung J <sub>G</sub>	mA	40	80	100	130	200
Widerstand pro Spule	Ohm	1200	300	160	90	24
Spannung (Gegentakt) U <sub>G</sub>	Volt	48	24	16	12	5

Die Spulen jedes Ventils können ohne weiteres ausser in Gegenakt auch in Serie oder parallel beschaltet werden. Die angegebenen Ströme J<sub>G</sub> beziehen sich auf Gegenaktschaltung.



Um BA grösser als CD (Gegenakt) oder fliest Strom von B nach A (Serie oder Parallel), so ist der Oeldruck über dem Mittelwert.

## Abmessungen



## Bestelldaten

DS 6 – 100 – 130  
Druckservoventil \_\_\_\_\_  
Nenngröße 6 \_\_\_\_\_ Spulentype (mA)  
max. zu regelnder Druck (bar) \_\_\_\_\_

Druck nicht höher als nötig bestellen, weil Genauigkeit dann optimal.  
Falls "dynamisch optimiert" (wobei  $P_{min} = ca. 8$  bar, siehe technische Daten) gewünscht, bitte angeben.

Falls mit Stecker-Gegenstück zu liefern (Mehrpreis), bitte angeben.  
Falls mit Anschlussplatte R 3/8" (Mehrpreis) zu liefern, bitte angeben.  
Elektrische Komponenten (wie z. B. komplette elektrohydraulische Druckregelkreise für genauste Druckregelung) nach Rückfrage lieferbar.

Andere Ventilgrößen nach Rückfrage lieferbar.

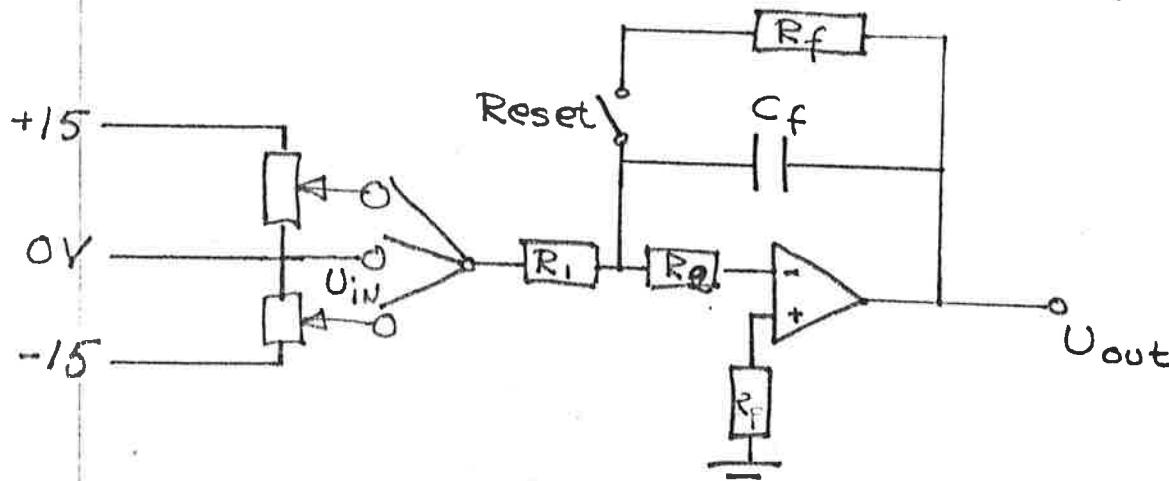
## Betrieb

Schutzplatte des Ventils erst abnehmen, wenn das Ventil eingebaut wird. Druckseitige Oelfiltrierung, max. 30 Mikron, abs. Falls viel Schmutz in das Ventil gelangt, kann dessen inneres Filter verstopfen, was zu Störungen führt. Ventil zurücksetzen oder notfalls ausbauen (siehe auch Schema): Feder und Kolben herausziehen. Bronzefilter aus Kolben schrauben mittels Innensechskantschlüssel in Madenschraube M 6. Madenschraube M 6 aus Filter herausgewinden. In Madenschraube eingewindete Blende reinigen. Neuen Filter verwenden oder alten mit Lösungsmittel reinigen und gut ausblasen in Gegenstrom-Richtung, d.h. durch Bohrung.

Eventueller Schmutz an der Vorsteuerdüse durch mehrmaliges, maximales, elektrisches Aussteuern in beiden Richtungen wegschwemmen.

# AE

## INTEGRATOR FÖR RAMPGENERERING



$$R_1 = R_p = 100 \text{ k}\Omega$$

$$R_2 = R_f = 10 \text{ k}\Omega$$

$$C_f = 100 \mu\text{F}$$

$U_{io}$  = offset spänning

$I_{io}$  = offset ström

$$U_{out} = -\frac{1}{R_1 C_f} (S U_{in} dt \pm \int U_{io} dt) = \frac{1}{C} \int I_{io} dt \pm U_{io}$$

$R_1 C_f$  = tidenkonstanten i detta fall 10

Om  $U_{io}$  och  $I_{io}$  är små kan spänningen approximeras till:

$$U_{out} = -\frac{1}{R_1 C_f} (S U_{in} dt \pm \int U_{io} dt).$$

Med denna integrator kan olika räumper genereras genom variation av  $R_1 C_f$  och  $U_{in}$ .

$$\text{stigtiden} = -\frac{U_{in}}{R_1 C_f} \text{ V/s}$$

10 V/s motvarar stigtiden 3 sekunder

## A P P E N D I X B

Mätningar på fallande meterns cylinder med X-Y skrivare	B1
Mätningar på rigg med X-Y skrivare	B19
Mätningar på fallande meterns cylinder med UV skrivare	B37
Mätningar på rigg med UV skrivare	B49
Mätningar på ny ventil	B66

## MÄTNINGAR PÅ HYDRAULISKT BROMSSYSTEM GJORDA MED XY-SKRIVARE

Cylindern i vagga

Kolvkraften som funktion av trycket, spel=0	B2 ,B3
Kolvkraften som funktion av trycket, spel=4.2 ,3	B4 ,B5
Spindelkraften som funktion av trycket	B6 ,B7
Spindelläge som funktion av trycket	B8
Kraften som funktion av spindelläget	B9

Cylindern monterad med fallande metern

Spindelläget som funktion av trycket	B10 ,B11
Kraften som funktion av spindelläget	B12
Spindelläget som funktion av styrströmmen	B13
Kraften som funktion av trycket	B14 ,...,B18

-) Y LIVDÉK / UVA GÖTA

79. 08.08

P [BAR]

120

80

40

0



KRAFTEN FERIN KOLV SOM FUNKA  
AV TRYCKET. SPÅNDELN RERT  
MONTERAD

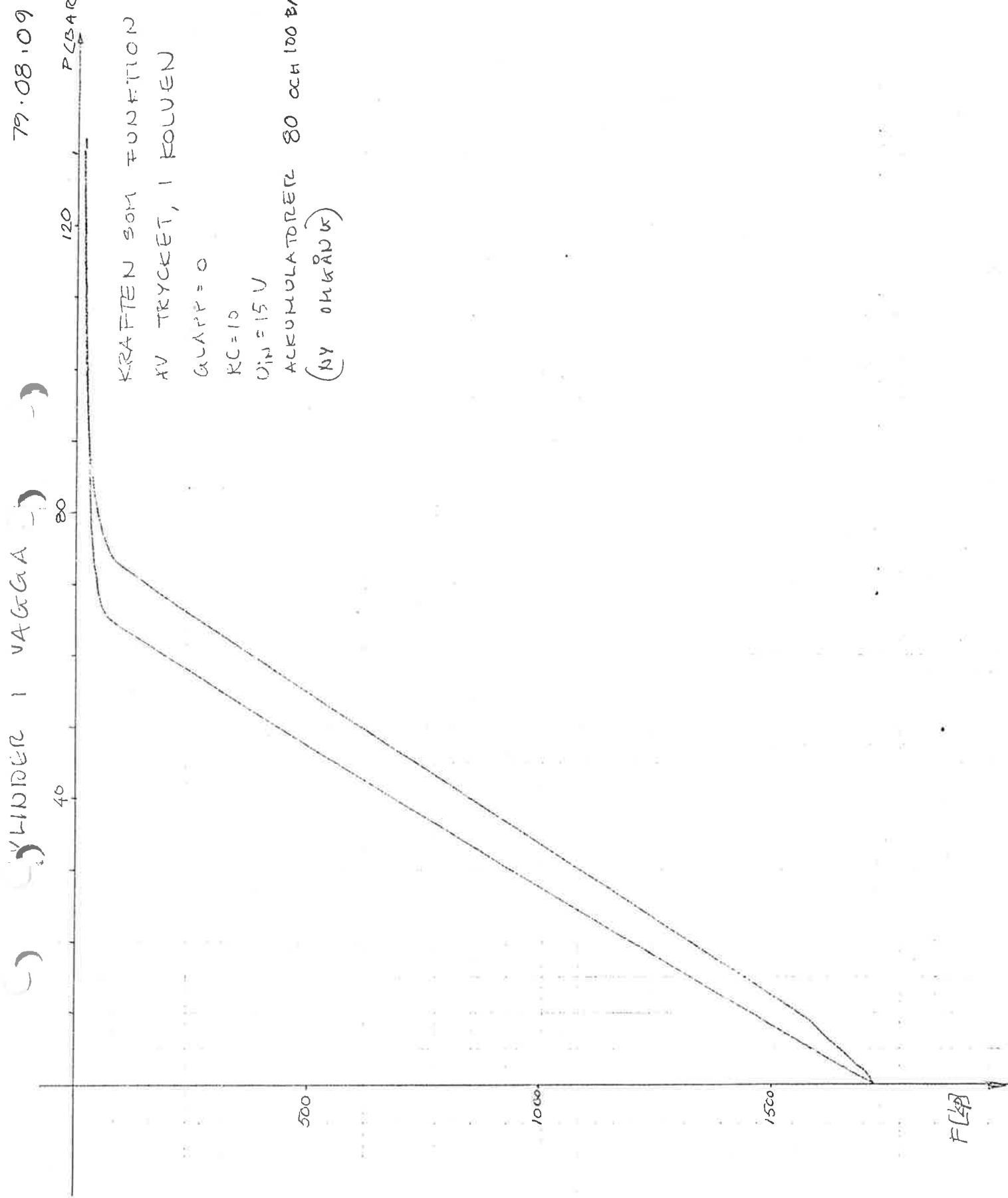
SPEL KRAFT GIURE-KOLV = 0  
NSIGNAL: RAMP

$R_C = 10$

$V_{in} = 15 \text{ Volt}$

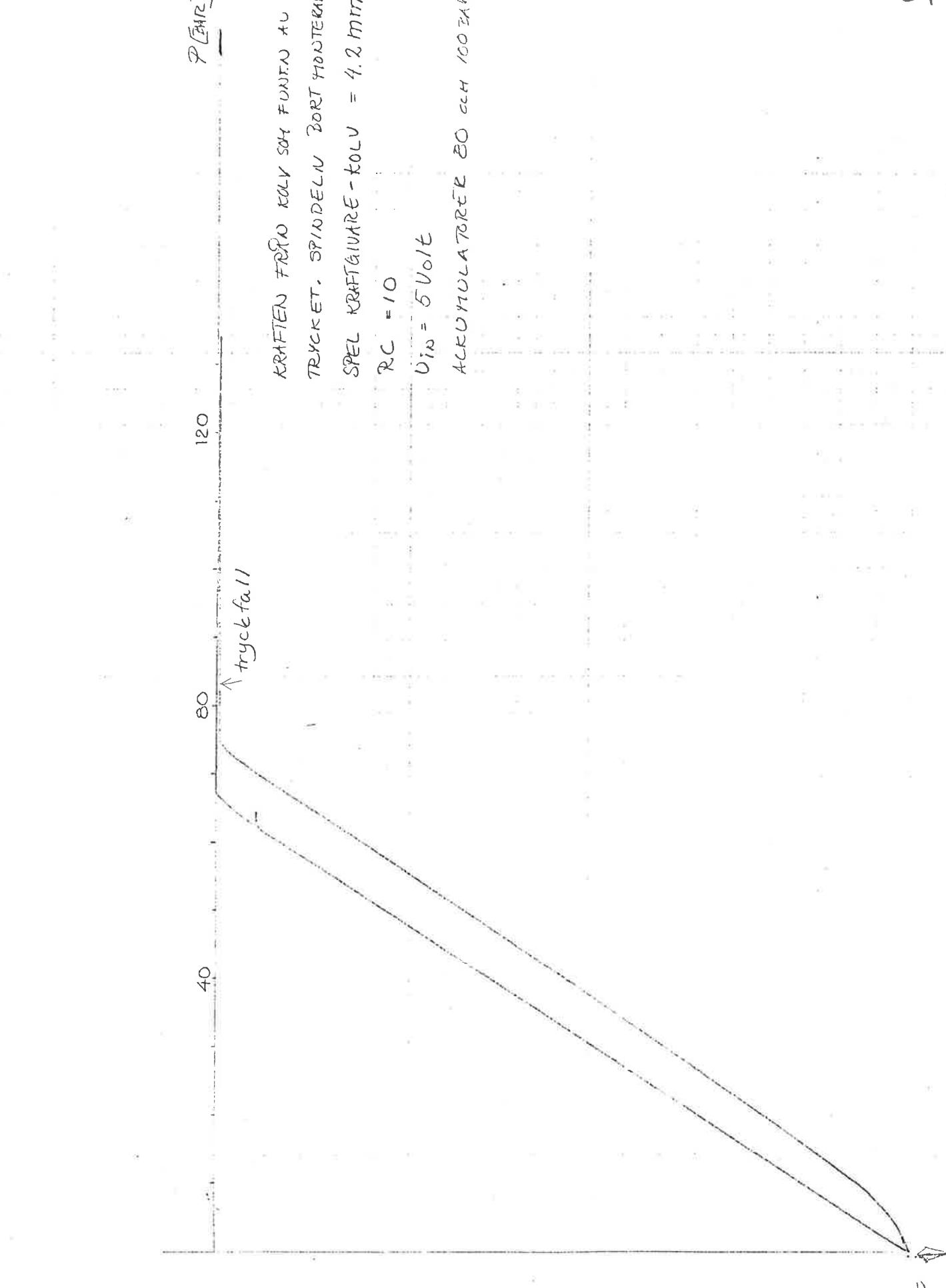
ACKUMULATORER 80 och 100 BAR

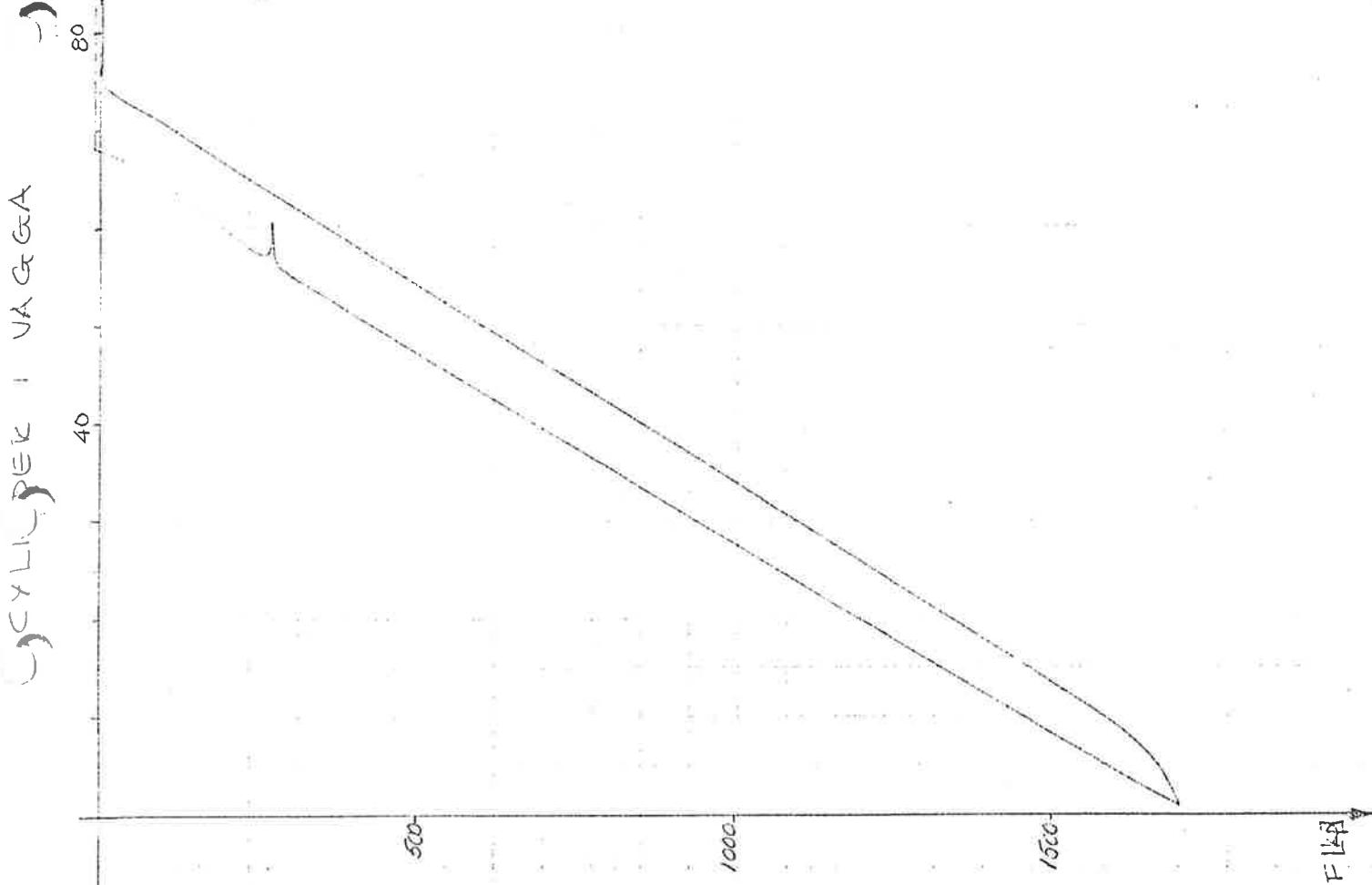
B2



HIND (VACCA)

79.08.08





KRAFTEN FERIN KOLV DI SPINDEL  
BOET MONTERAD.

$$RC = 10$$

$$U_{IN} = 15 \text{ Volt}$$

ACCUMULATOREN 80 cc = 100 BAR  
(KRY ORG REN 15)

79.08.09

120

80

40

500

1000

1500

F LA

UCA 1 UAA ex G A

79.08.08.

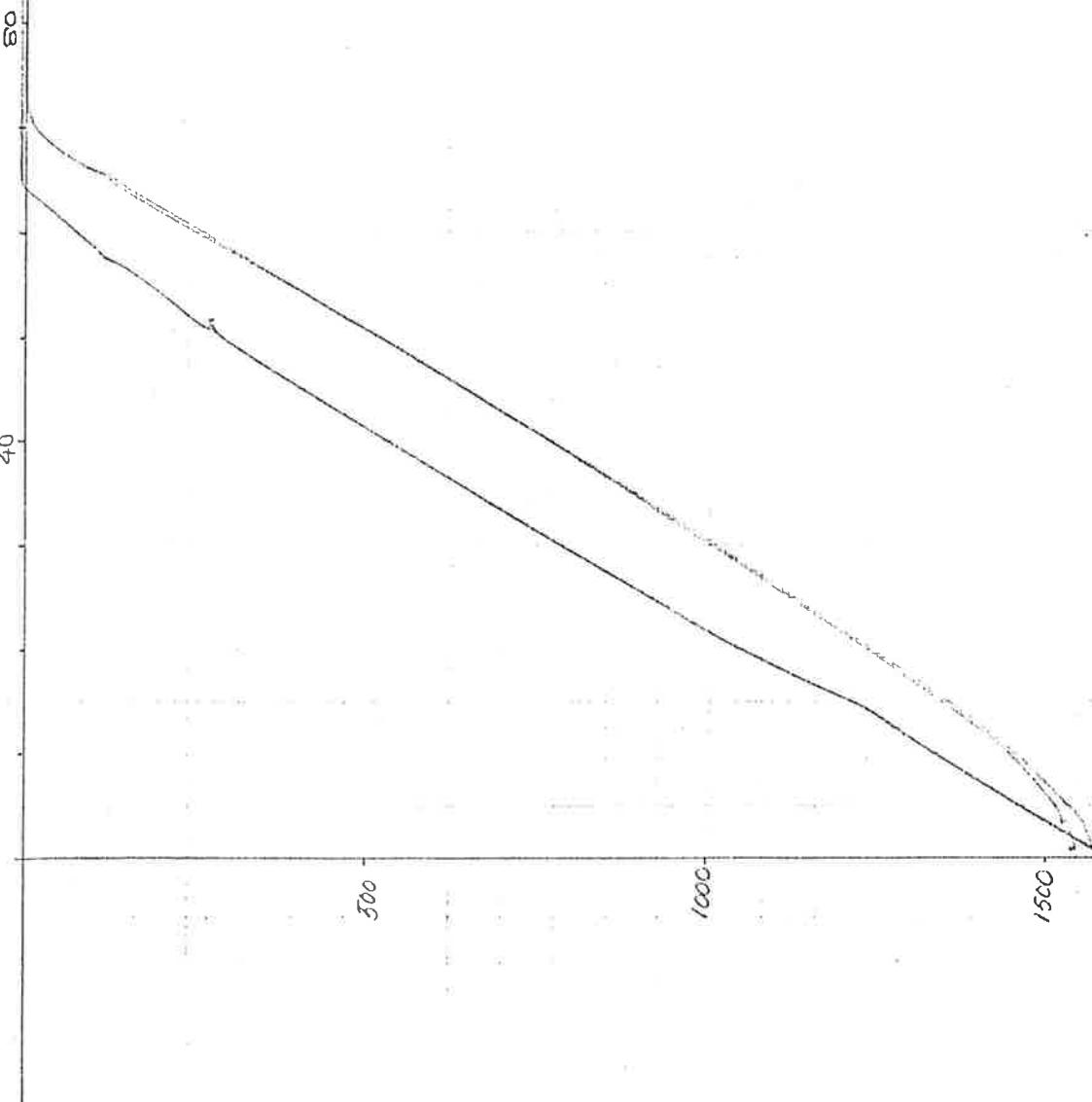


KRAFTEN / SPINDELN SOM FUNKTION  
AV TRYCKET.  
SIGNAL: RAMA  
 $R_C = 10$   
 $V_{IN} = 5 \text{ Volt}$   
AKKUMULATOR:  $80 + 100 \text{ BAT}$

B6

# CYLINDER 1 VÄGGRÄ

75.08.09



KRAFTEN I SPINDELN SÖR FUNCION

AV TRYCKET

SIGNAL: RAMP

RC = 10

V<sub>IN</sub> = 15 Volt

ACK: 80 OCH 100 BAR

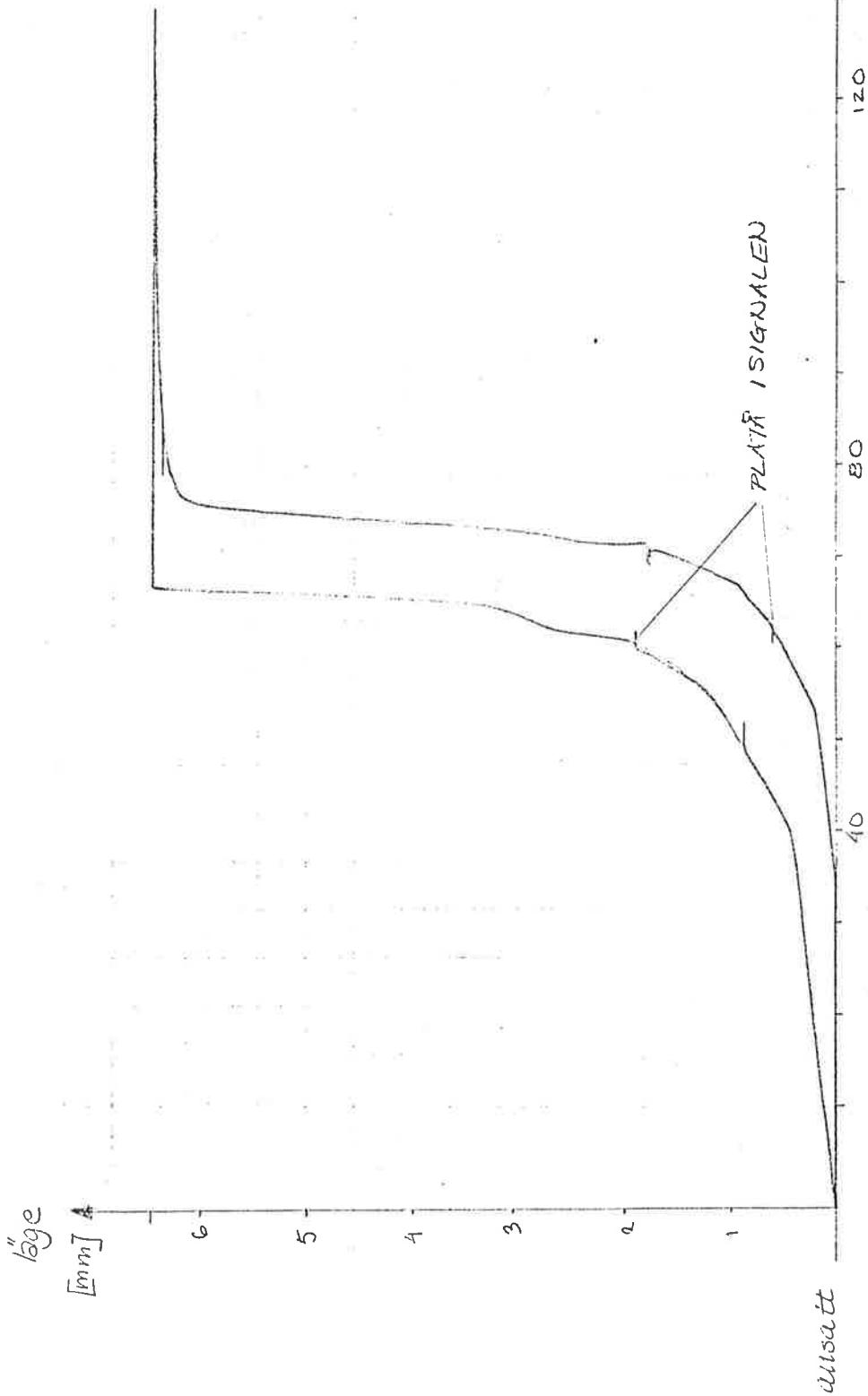
CWY OMSTÄNDIG

B7

# CYLINDER 1 VÄGGA

79.08.08

SPINDEL LÄGE SOM FUNKTION AV  
TRYCKET, CYLINDERNA STELLT / VÄGGA.  
IN SIGNAL RAMP  
 $R_C = 10$   
 $V_{IN} = 5$  VOLT  
AKTOMULATORER 80 och 100 BAR



120  
80

? [BAR]

40

10

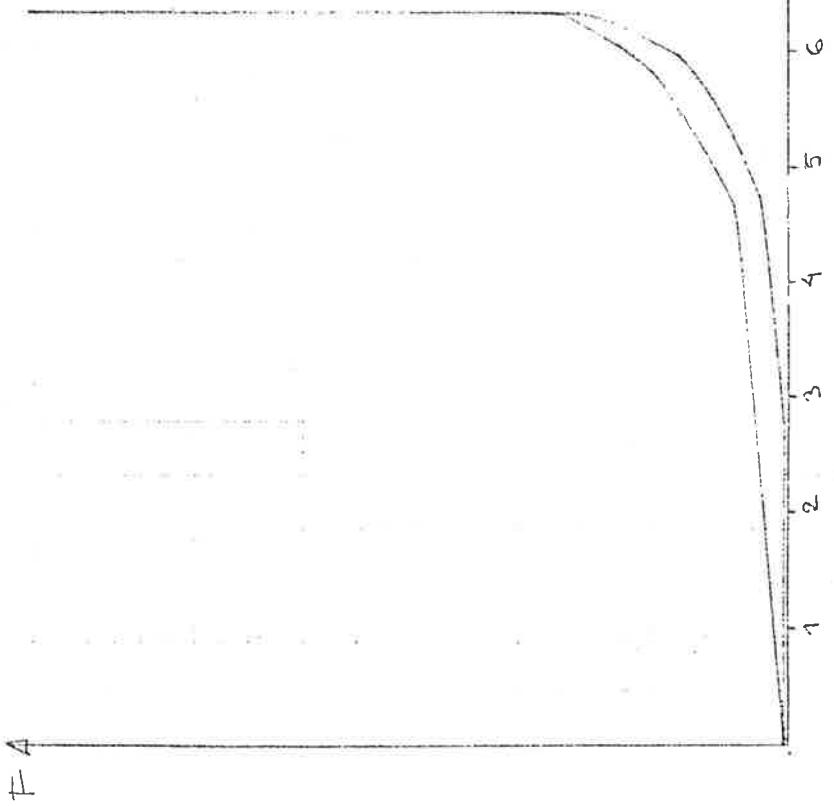
BO

CYLINDER 1 GÅR GÅA

79.08.08

KRAFTEN SOM FUNKTION AV  
SPINDEL LÄGET (I STEL VAGAN)

INTEGRAL RAMP  
 $RC = 10$   
 $V_{IN} = 5 \text{ V}$   
ACERUM. SO 100 TEAR



B9

B10

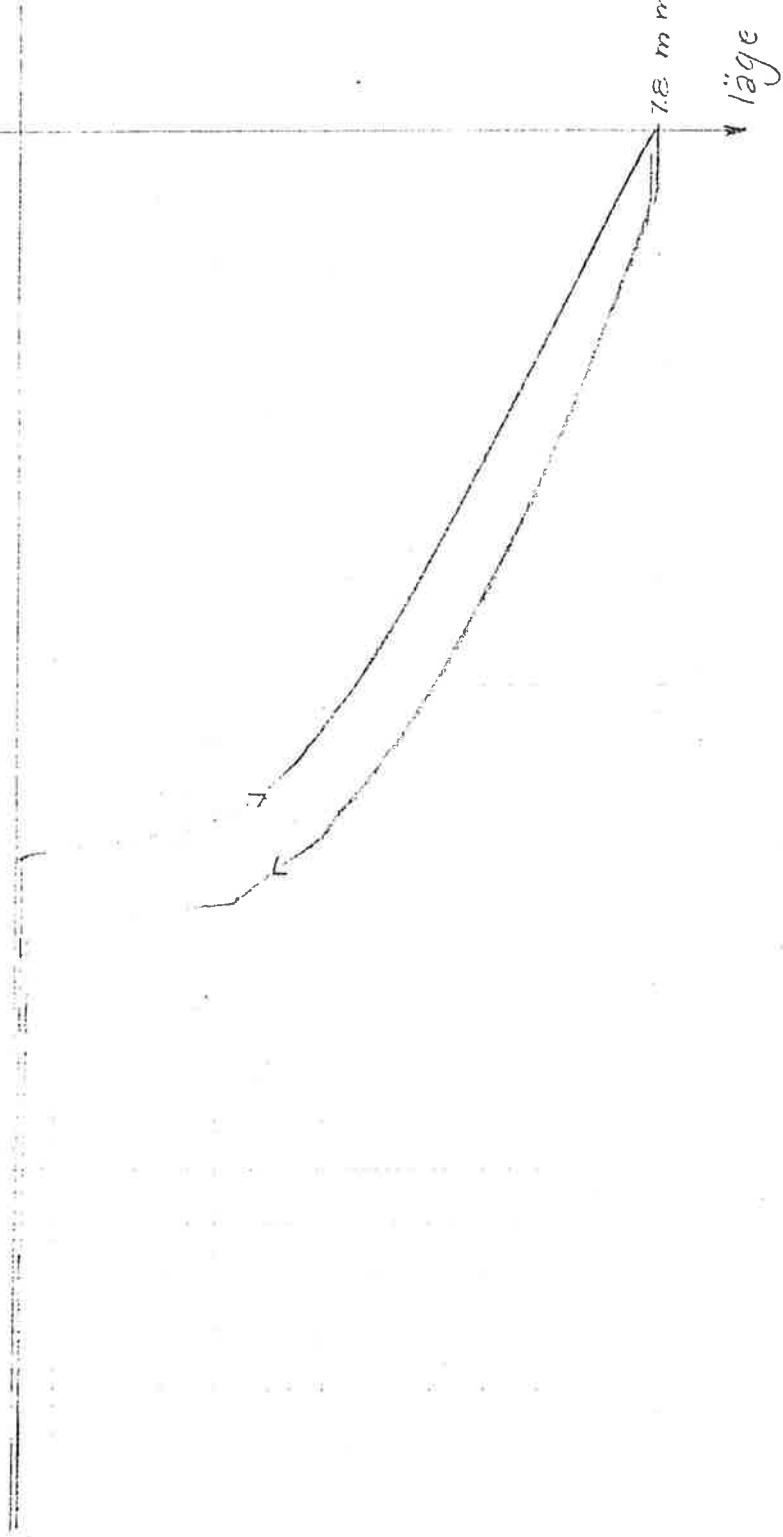
79.0E SPIRUPÉ DÄGE SAM FUNKTION AV TRICKET

SIGNAL: RAMP

 $R_C = 10$  $V_{IN} = 15V$ 

AKTUELL: 80 OCT 100 BAR

FALLANDE HETERN

 $\Phi[\text{bar}]$ 

# FALLANDE HETERN

79.08.07

SPÄDELNS LÄGE SOM FUNGS TILL TRYCKET /

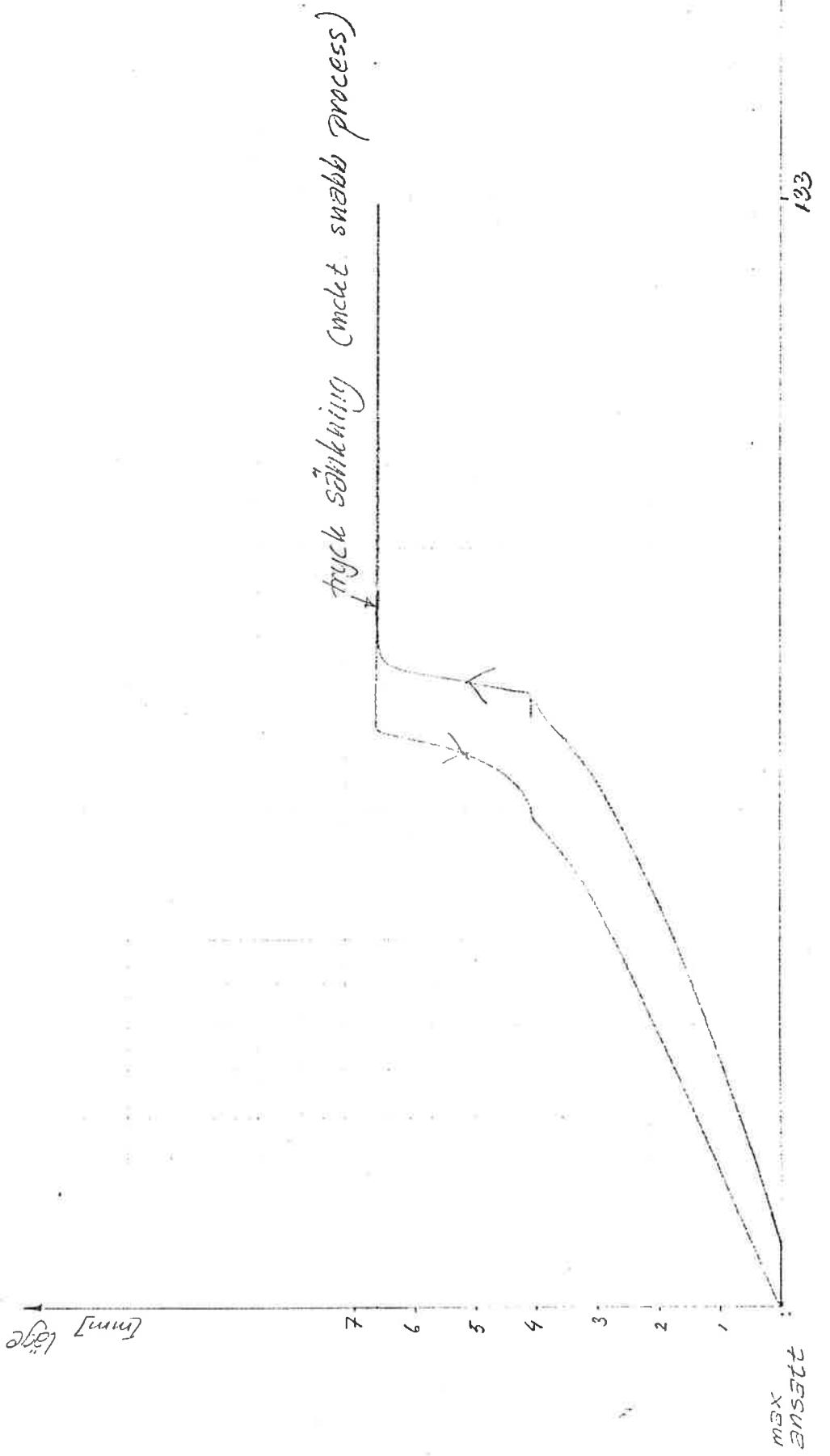
FALLANDE HETERN.

LOSSGRÄD: RAND

% C = 1

D<sub>IN</sub> = 1

ACKOM. SO OCH 100 BAR



B12

3) 79.08.09  
SPANNUNGSVERGLEICH ZWISCHEN FUNKTION AU UND KRAFTFERN

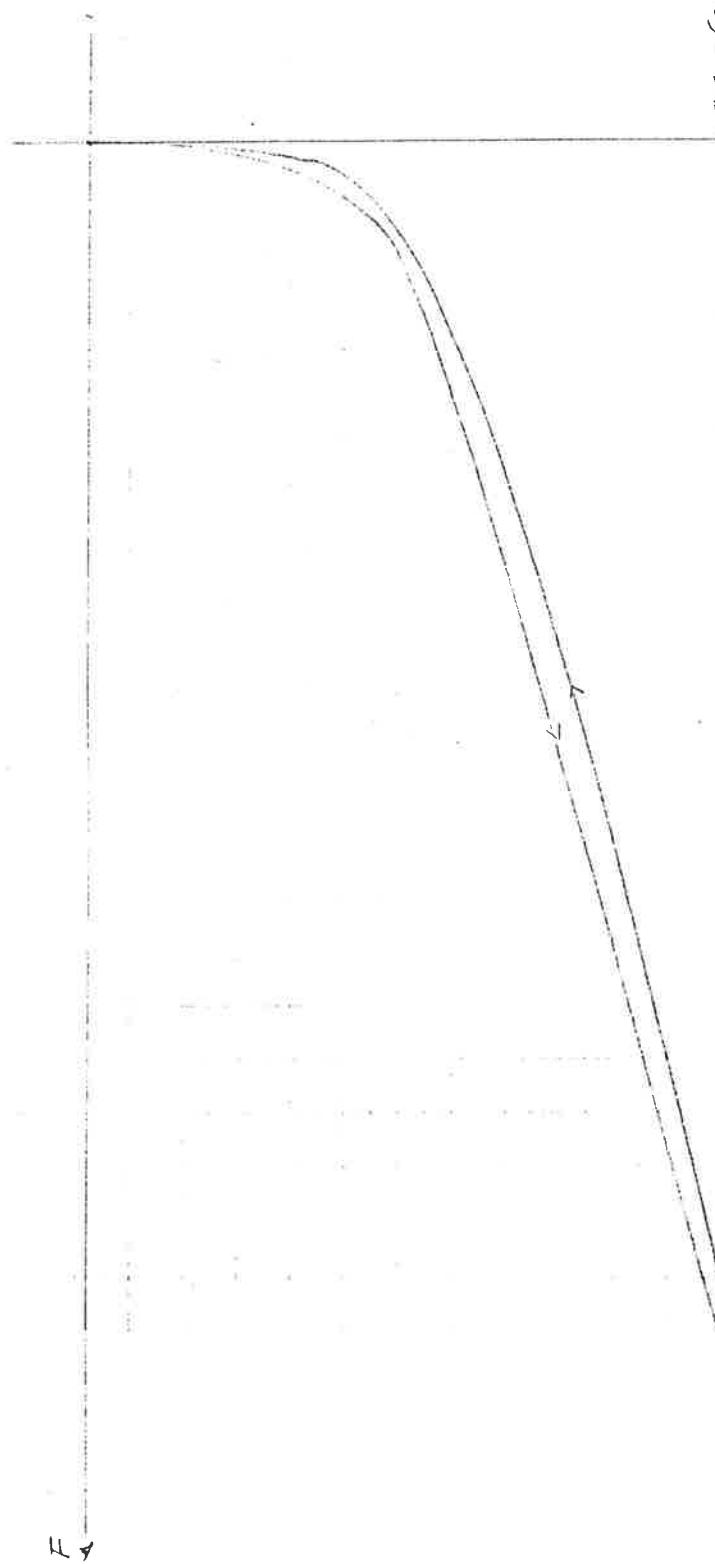
SIGNAL: RAM P

$$RC = 10$$

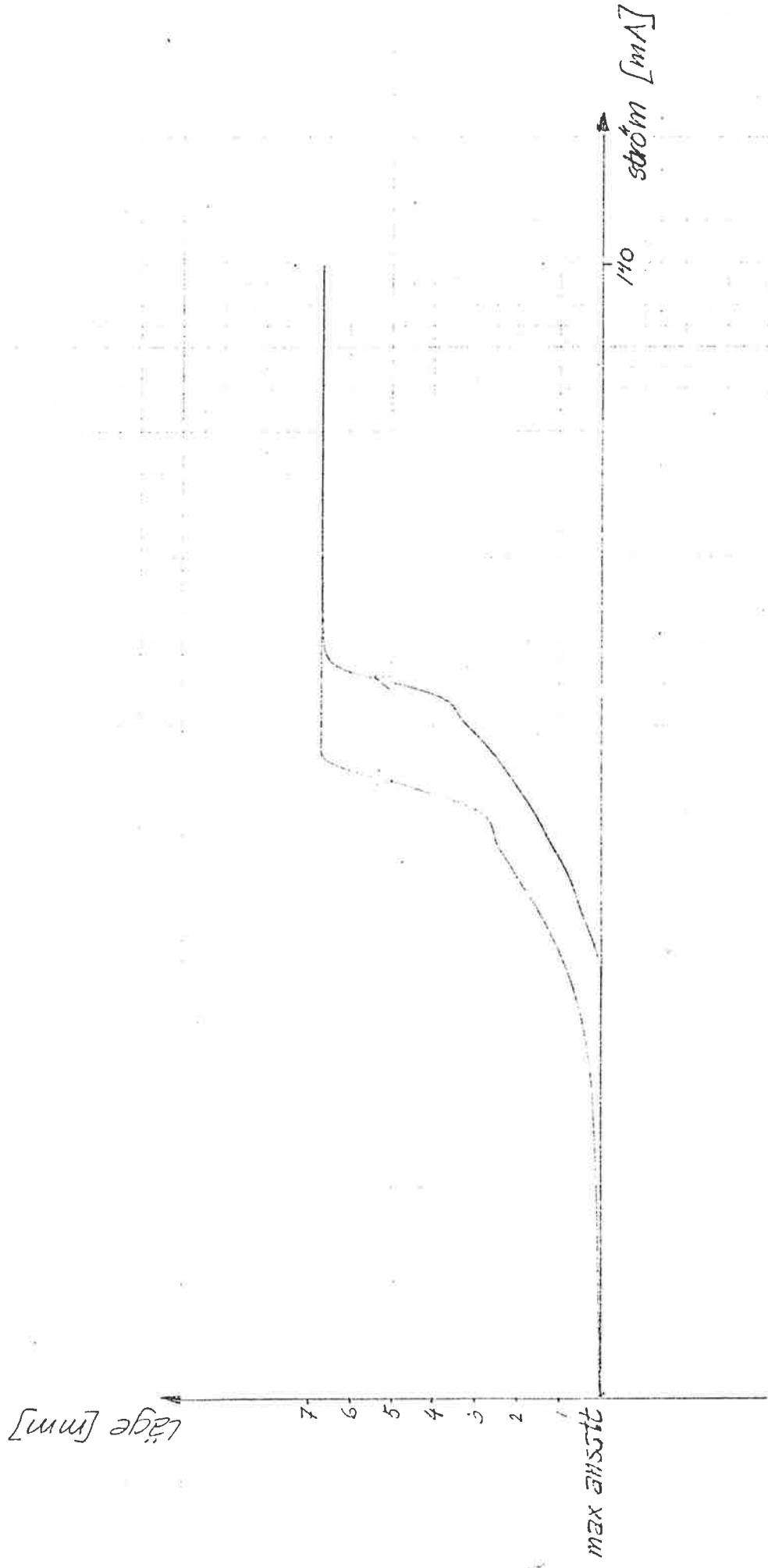
$$U_{IN} = 15V$$

ACKORDHOLZ: 80 OCT 100 BARK

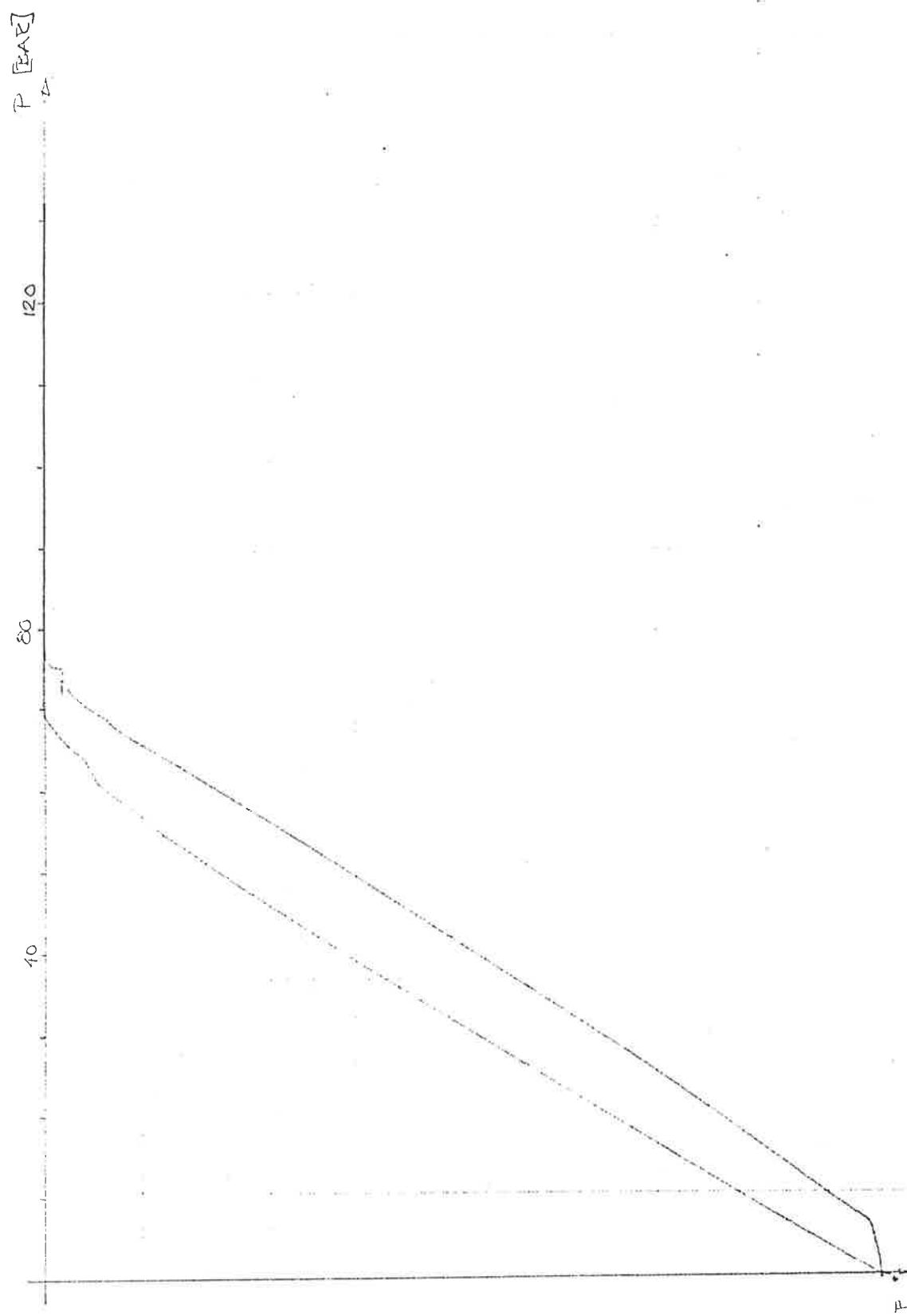
4) TÄLLANDISCHE METERN



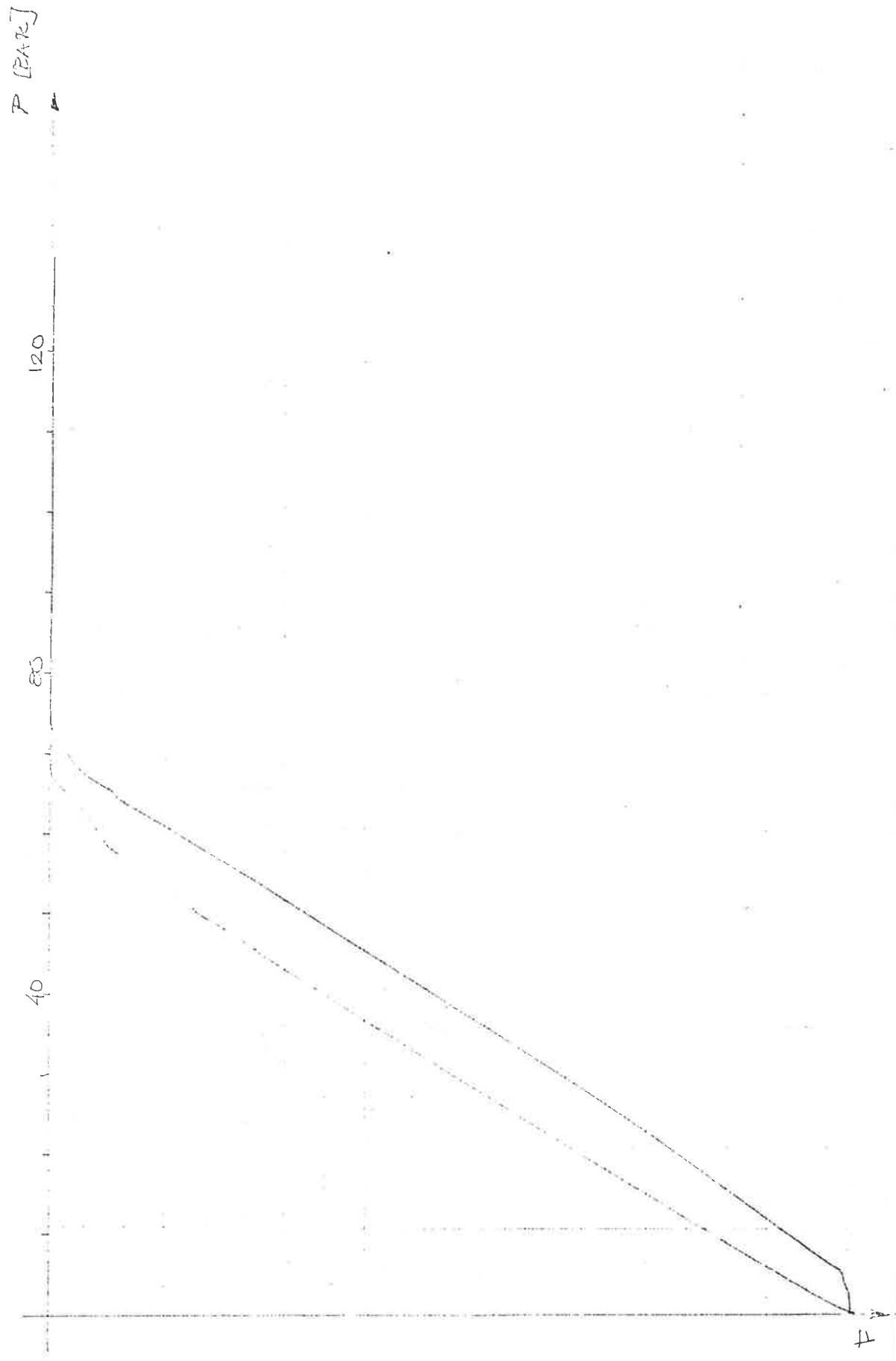
TAC) NDE HETRE N  
spindelns läge som funktion av strömsignalen, fallande nere  
och omvänt so par samt förbar interpolat  
signal integrerad spm  $V_{in} = 8V$ ,  $RC = 7$



since over  $F = f(F)$  we can now write  
79-07-23 flygående underne



79.07.23  
Kura Kurie P = 2 (P)  
flugende Wetter  
U<sub>in</sub> = 10V U<sub>ir</sub> = 5S) R<sub>C</sub> = 10

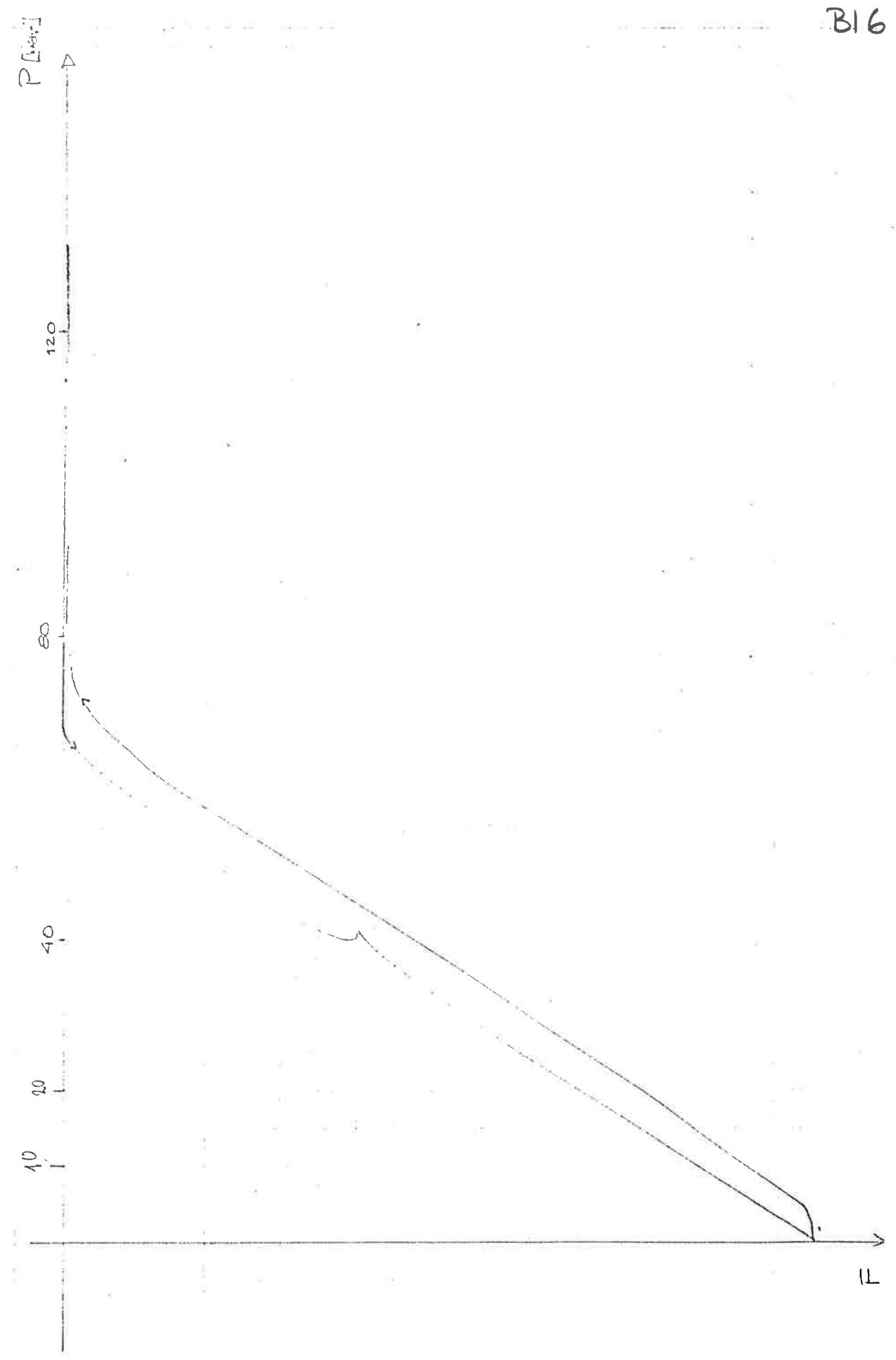


$F_{max} = 172 \text{ kg}$  bei  $L_{min} = 1 \text{ bar} \rightarrow$  adiab.  $\eta_{isentrop}$   $\approx 0.95$

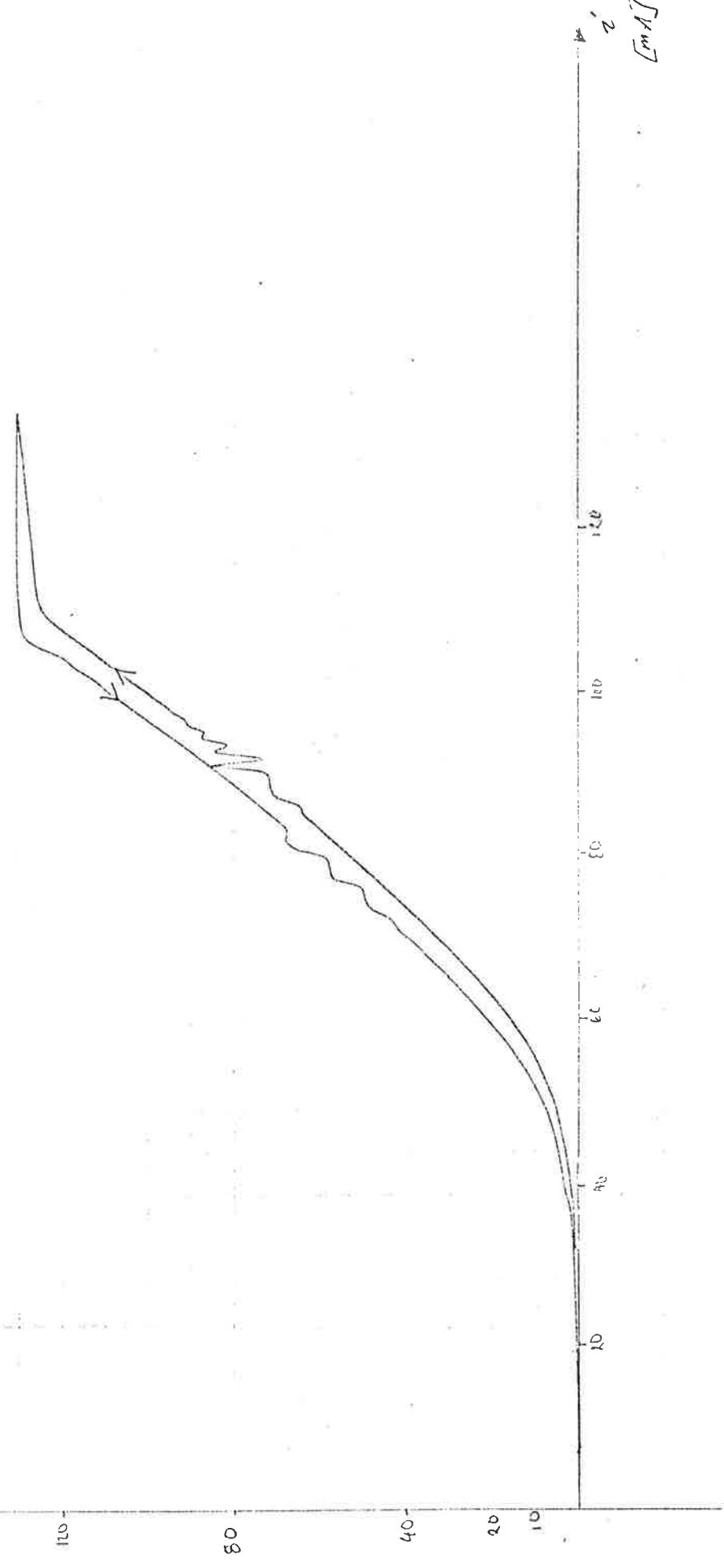
$F_{max} = 200 \text{ N/m}^2$  bei  $L_{min} = 1 \text{ bar}$

$T = 0.1 \text{ m}^2 \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

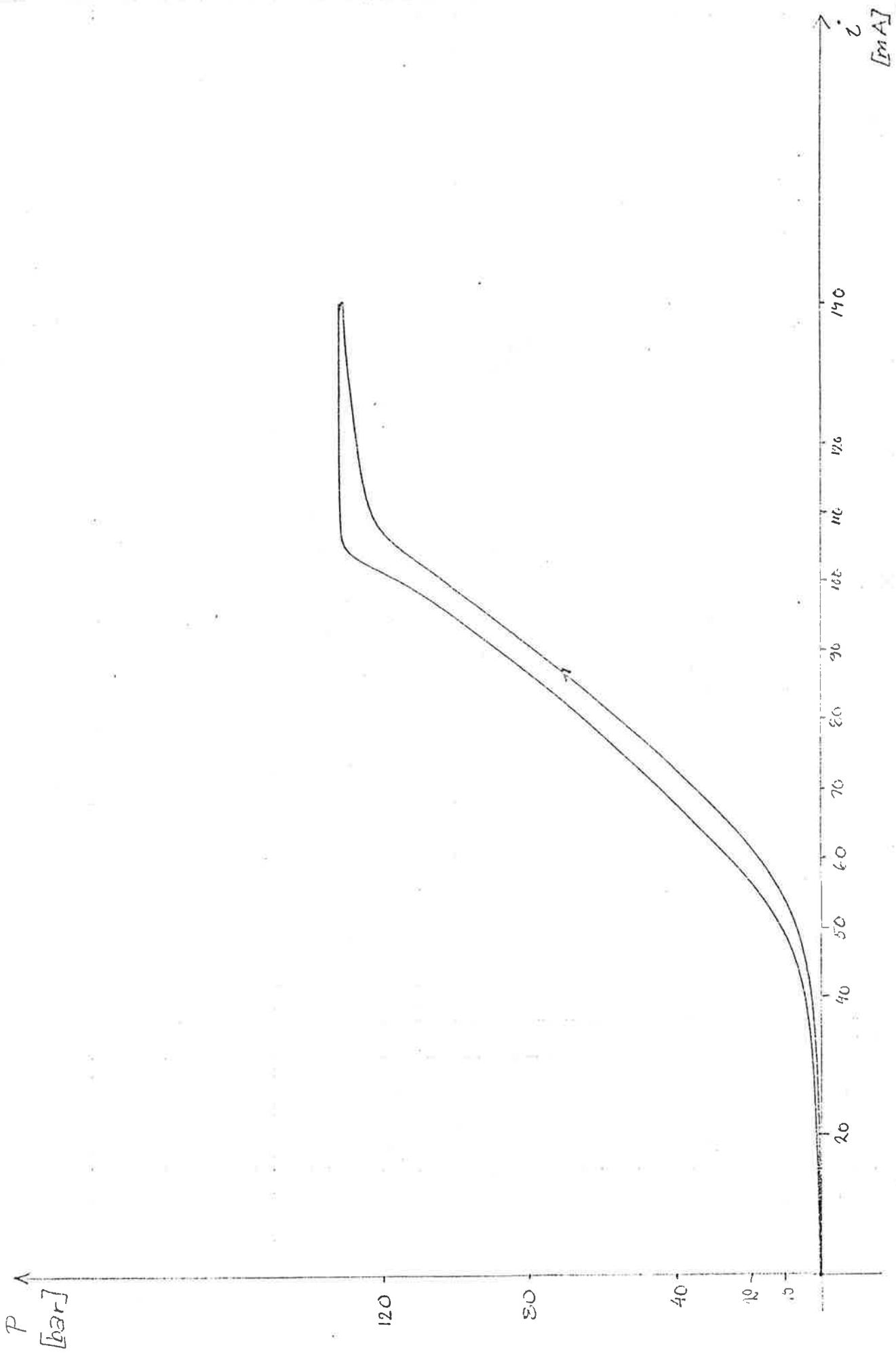
$P_{Exter} = 100 \text{ mbar}$



19.07.23 ~~area active~~  $P = t^2$  ~~structure~~ ~~flame~~ ~~weber~~



alla acc. inoltre nelle ipostasi  
clivata si osservano le curve di  
pressione più elevate rispetto a quelle  
normali.



B18



## NOTE

B17

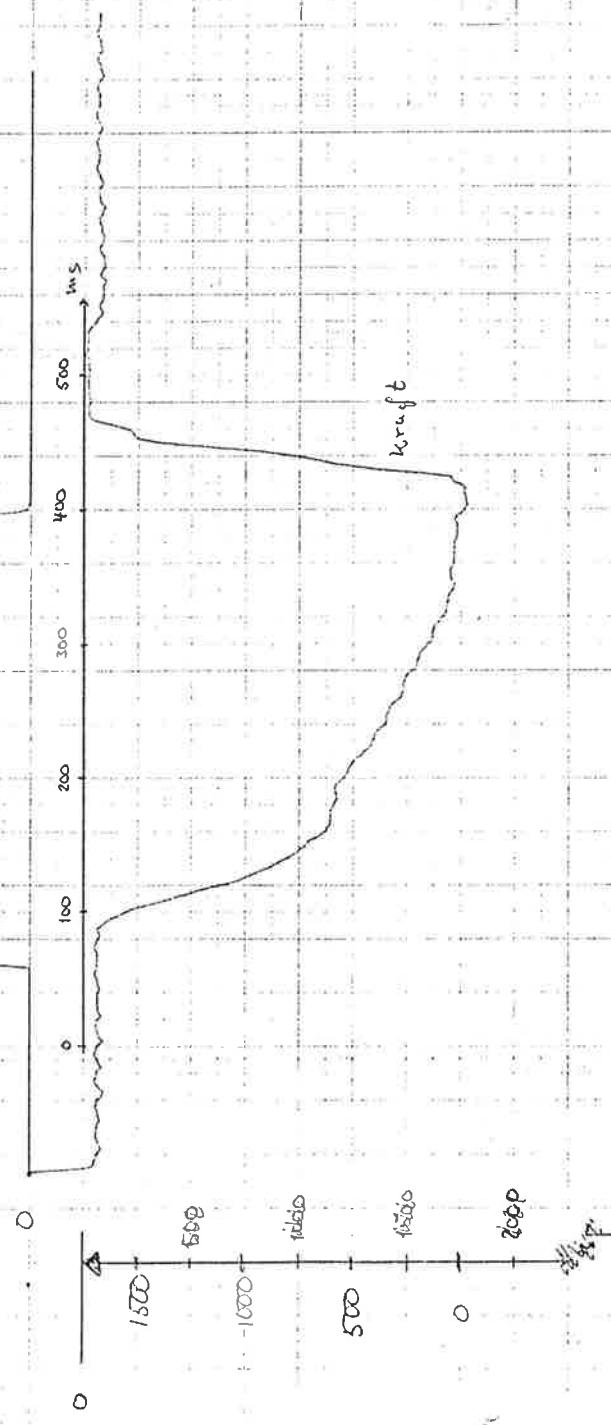
Issued by	Dept.	Date of Issue	Page + enc.
			APPENDIX B
Addressee			
Subject	HÅLLNINGAR MED X-Y SKRIVARE GRÖDAD RIGGEN		
<p>1. <math>I \in</math> FYRKANT VÅG <math>f = 1\text{Hz}</math> <math>F = F(t, I)</math></p> <p>2. ANSÄTTNING, LOSSNING <math>I \in \Sigma</math></p> <p>3. <math>I = 50 + 10 \sin \omega t \quad \omega = 2\pi \cdot 2, 2\pi \cdot 5</math> <math>F = F(I)</math></p> <p>4. <math>I = 50 + 10 \sin \omega t \quad f = 2, 6, 7, 8 \text{ Hz}</math> <math>t = F(I)</math></p> <p>5. <math>\Sigma \sqcap \sqcup \quad f = 1\text{Hz}</math></p> <p>6. RELEASE / APPL.</p> <p>7. <math>I = 50 + 10 \sin \omega t \quad f = 2, 5\text{Hz}</math></p> <p>8. <math>I = 50 + 10 \sin \omega t \quad f = 5, 6, 7, 8\text{Hz}</math></p> <p>9. FYRKANT <math>f = 1\text{Hz}</math> OTAN ACKUMULATORER</p> <p>10. RELEASE / APPL. " — a —</p> <p>11. <math>I = 50 + 10 \sin \omega t \quad f_1 = 2, 5\text{Hz}</math></p> <p>12. <math>I = 50 + 10 \sin \omega t \quad f = 5, 6, 7, 8\text{Hz}</math></p> <p>13. PUMPTRYCK <math>I =</math> FYRKANT VÅG</p> <p>14. <math>I = 1\text{Hz}</math> PUMP TRYCK</p> <p>15. <math>I = 5\text{Hz}</math> PUMP TRYCK</p> <p>16. <math>I = 5\text{Hz}</math> CYLINDER TRYCK</p>			

Kalušovice 740524

C1  
C2  
C3  
C4  
C5  
C6  
C7  
C8

ström

mett



790502

d/s

1.

FREQUENCIA 142

HEO ACCUMULATORE NO VENTIL

Pmax = 1363Ae

C79 MOTO HP 32

A = 0.84

A1 - 80 sec

A2 - 22sec


 $I = 30 \text{ mA}$   
 $t = 0$ 
 $F = \text{MAX} (F_{\text{max}}, F_{\text{const}})$   
 $(S_1, S_2 \rightarrow)$ 
 $F =$  $F =$  $F =$  $F =$ 

100%

0.1 sec


 $I = 300 \text{ kA}$   
 $t = 0$ 
 $F =$  $F =$  $F =$  $F =$ 

100%

0.1 sec

B22

FORCE MEASURED ON BC3 (2000 40-25 320)

Piston stroke: 114 mm

0.25 sec

0  
10000 N

0

0.14 sec

TIME

0.09 sec

0

TIME

100 mA

RELEASE

APPLICATION

TIME

RELEASE / APPLICATION

7900502

2.

P

B23

790502 3.

SINE WAVE 2 Hz  
5 Hz20 mA Note! Slightly higher  
amplitude at 2 Hz

0.00 N

C.R. set

PEN STROKE. 1 mm

4.

280502

SINE WAVE 5 Hz  
6 Hz  
7 Hz  
8 Hz

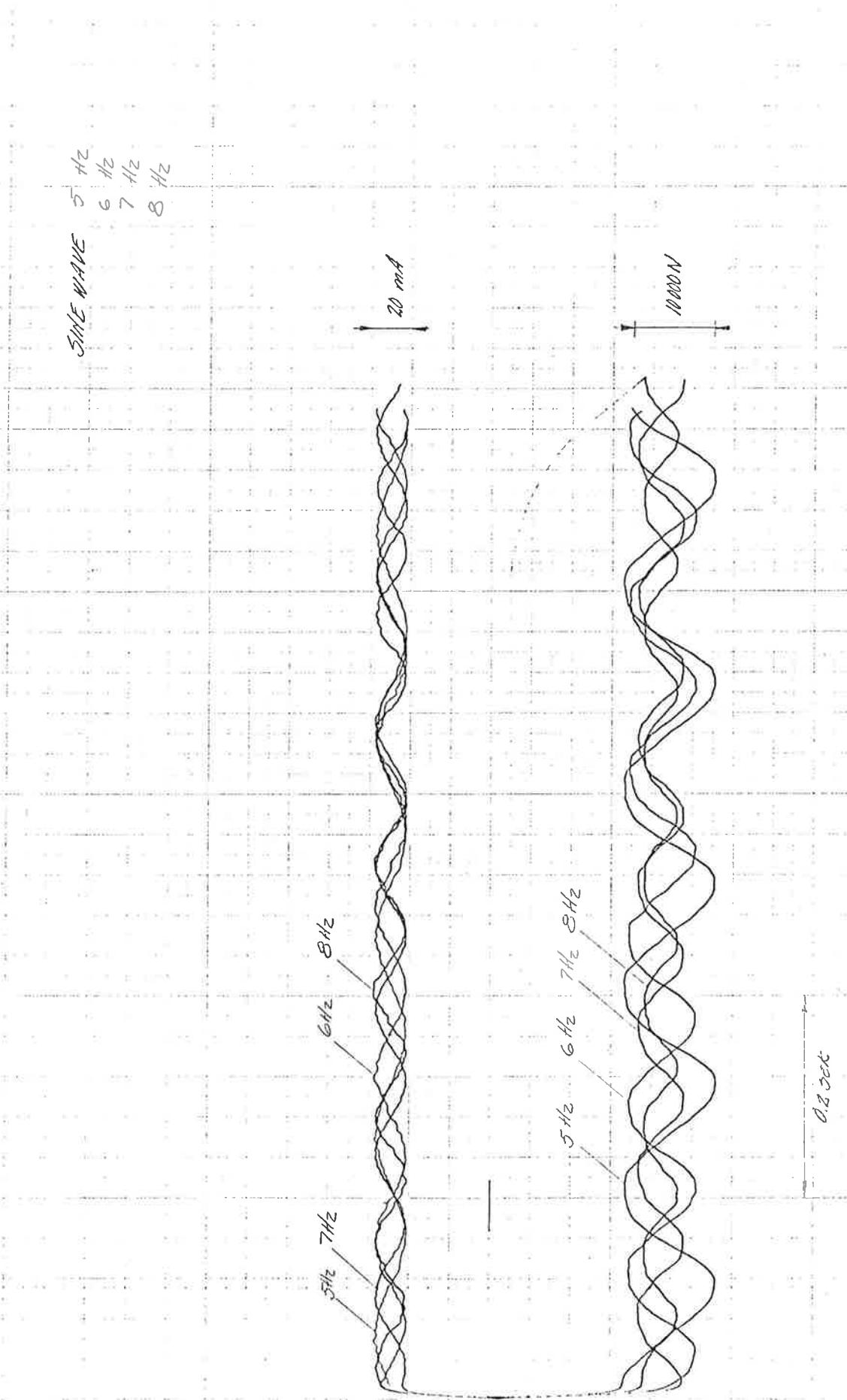
20 mA

mm

6Hz

5Hz  
7Hz5Hz  
6Hz  
7Hz  
8Hz

0.8 sec

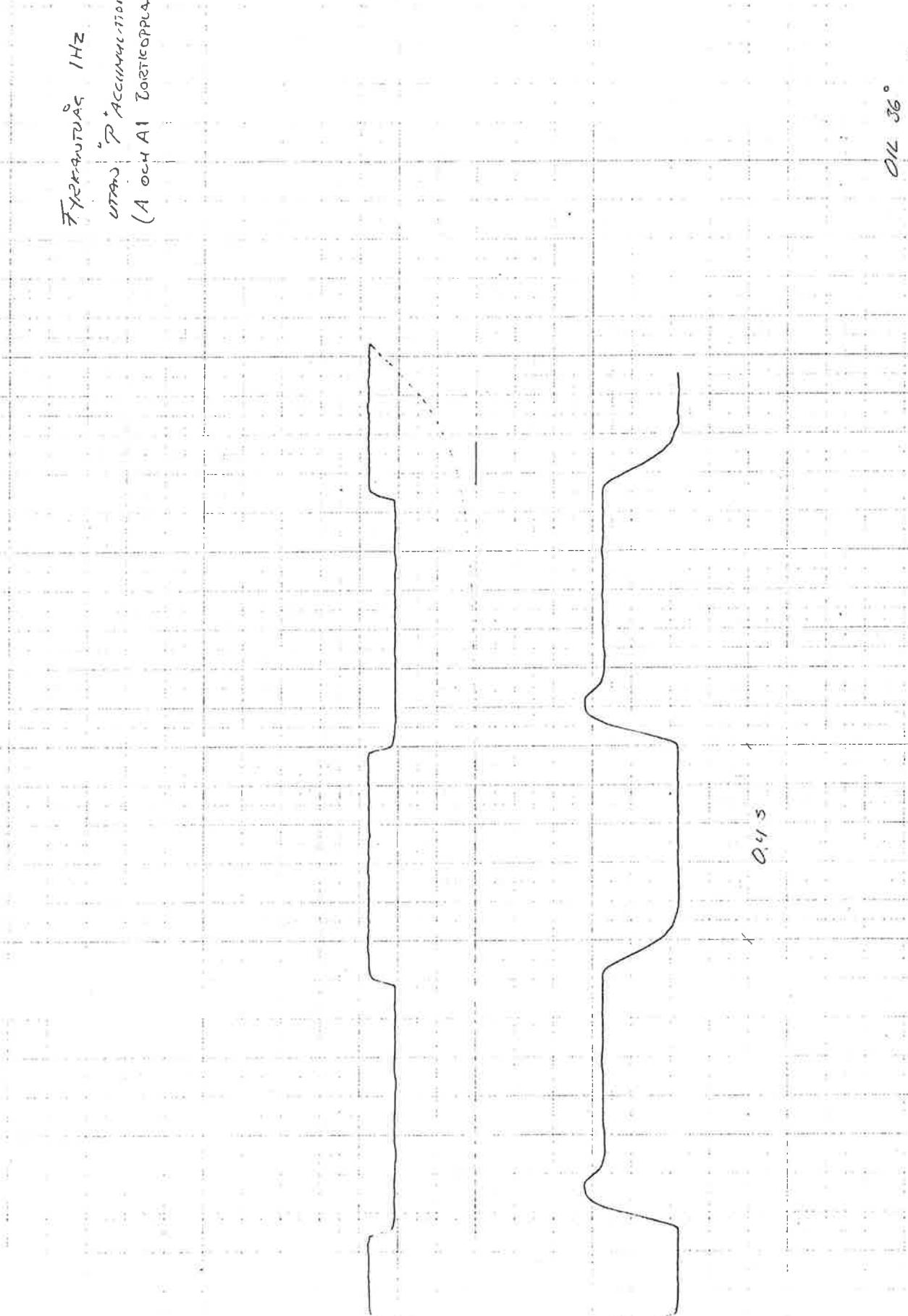


B25

011 36°  
MÄSTET 65°

Frekvens 1Hz  
utan P-aktiviteter  
(A och Al bortkopplade)

790502  
5



B26

Release/APP.

200502

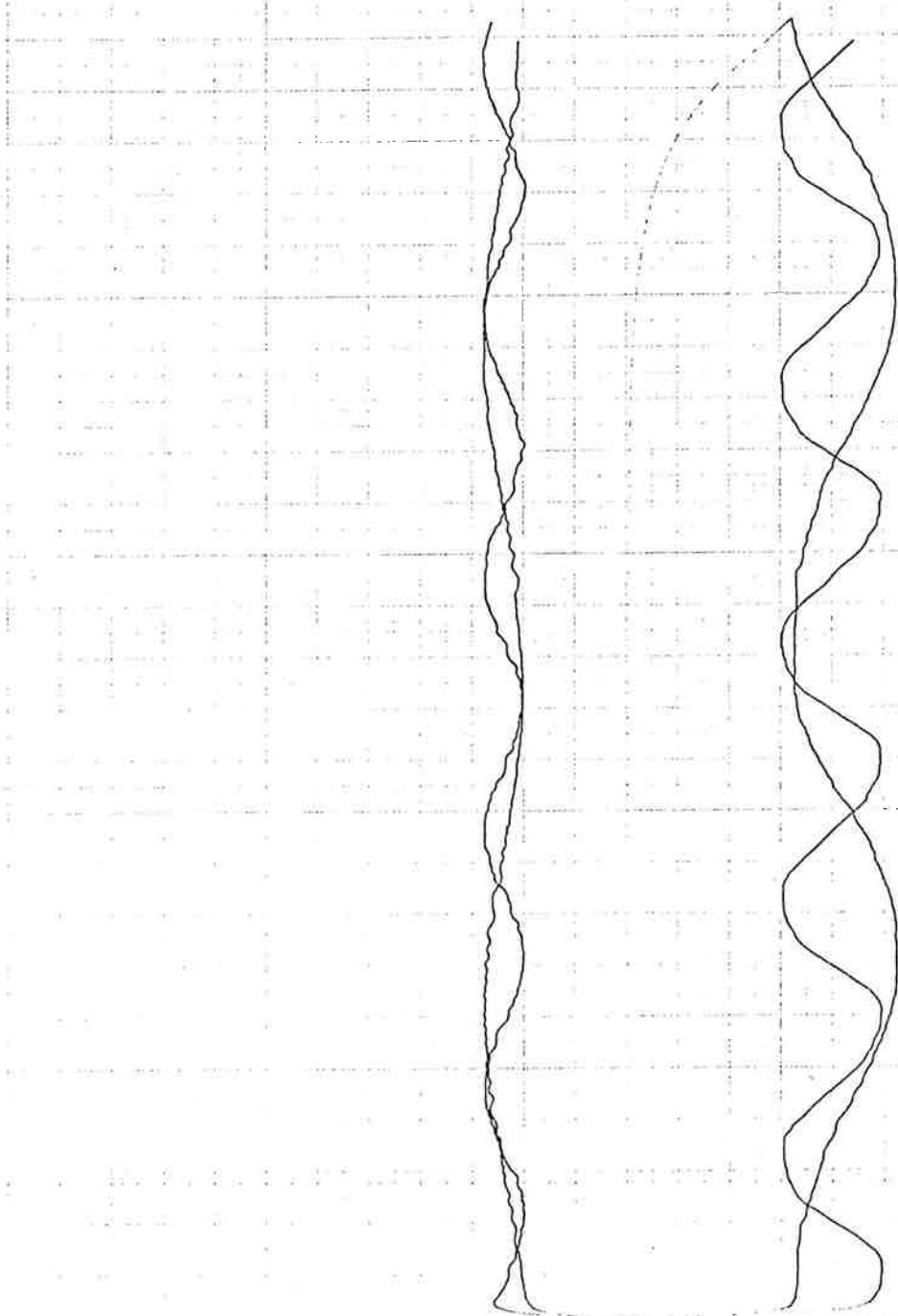
0.25

B27

azimuth 40°  
elevation 22°

source 2Hz  
5Hz

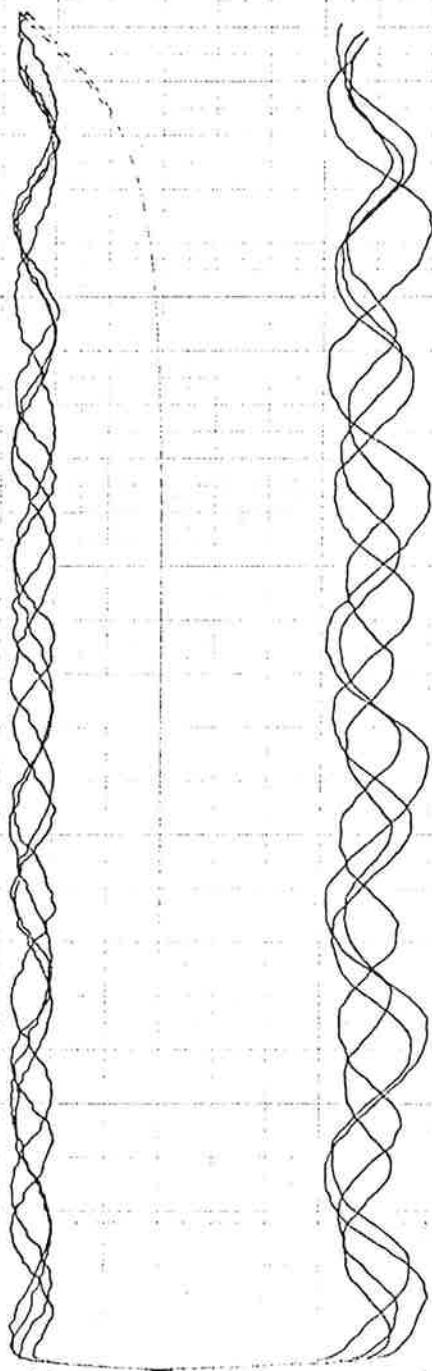
790502 7



B28

8  
7  
6  
5  
4  
3  
2  
1  
0

8  
7  
6  
5  
4  
3  
2  
1  
0



X C.R.S

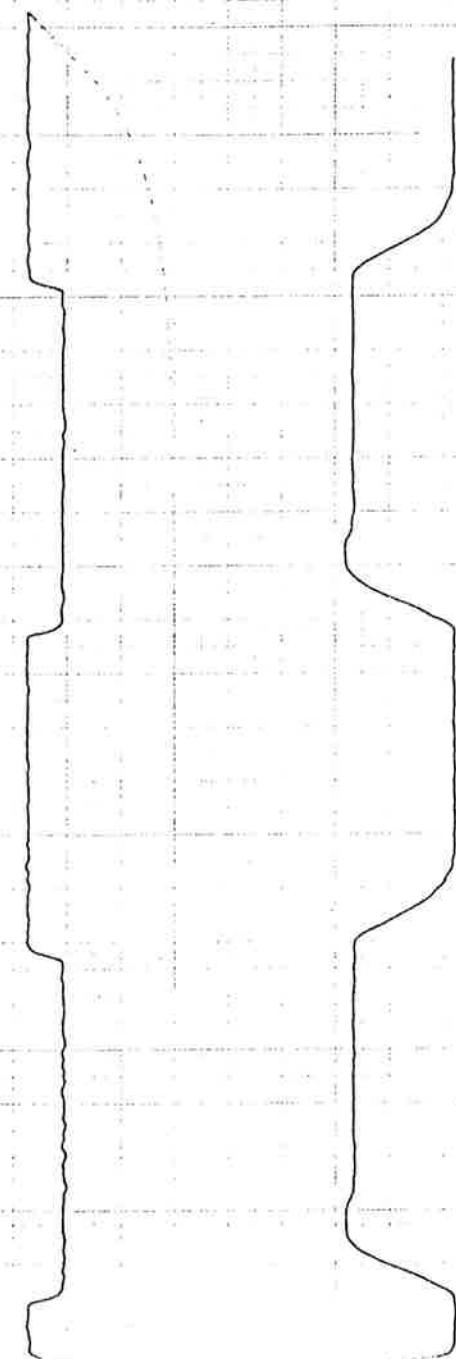
B29

# 200502

9

UTAH ACCUMULATED 250

FREQUENCY /Hz



0.15SE

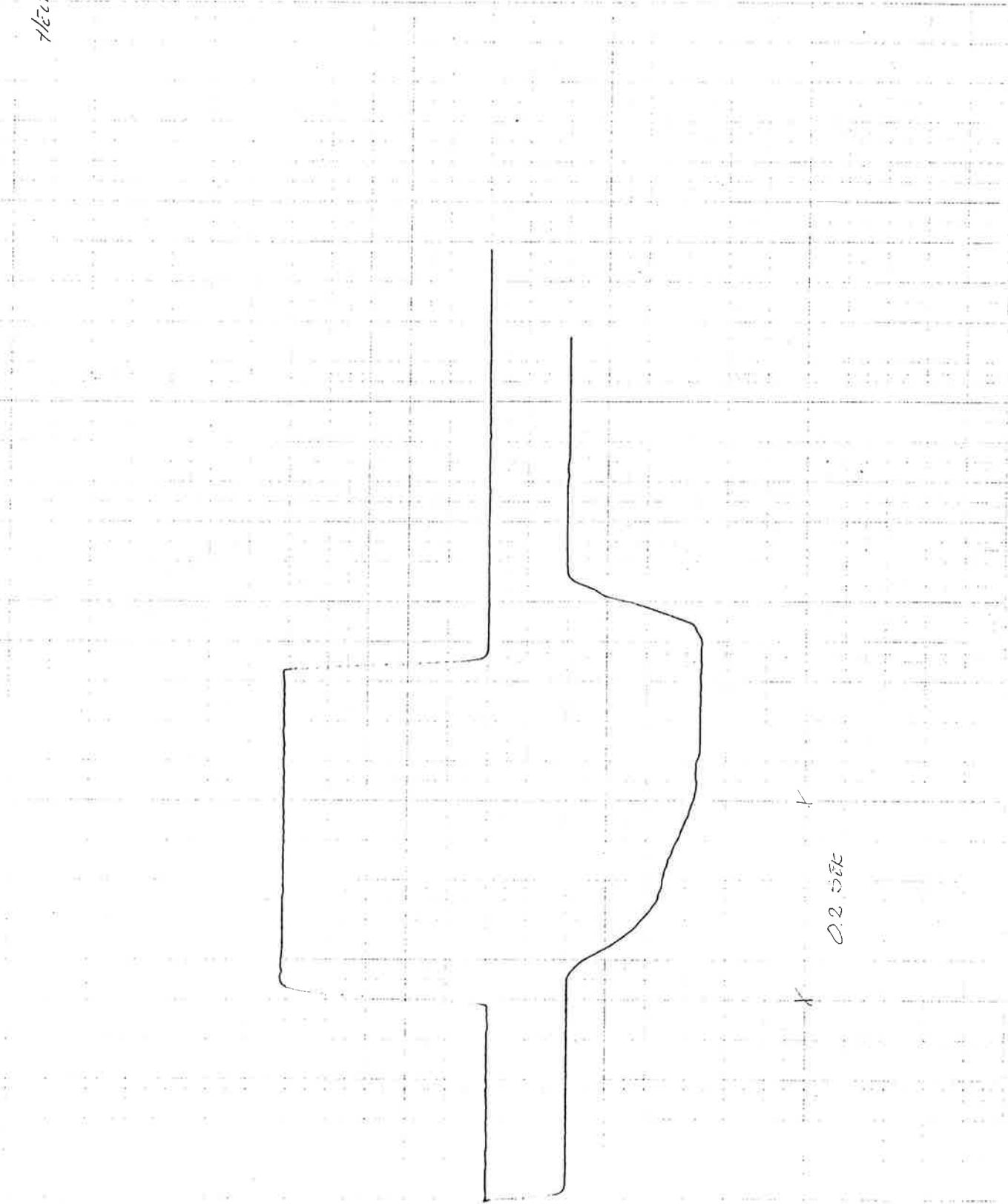
V

A

790502 4

P

Heat wave Acc.



0.2 sec

B31

4  
2000

11

5 cm/m

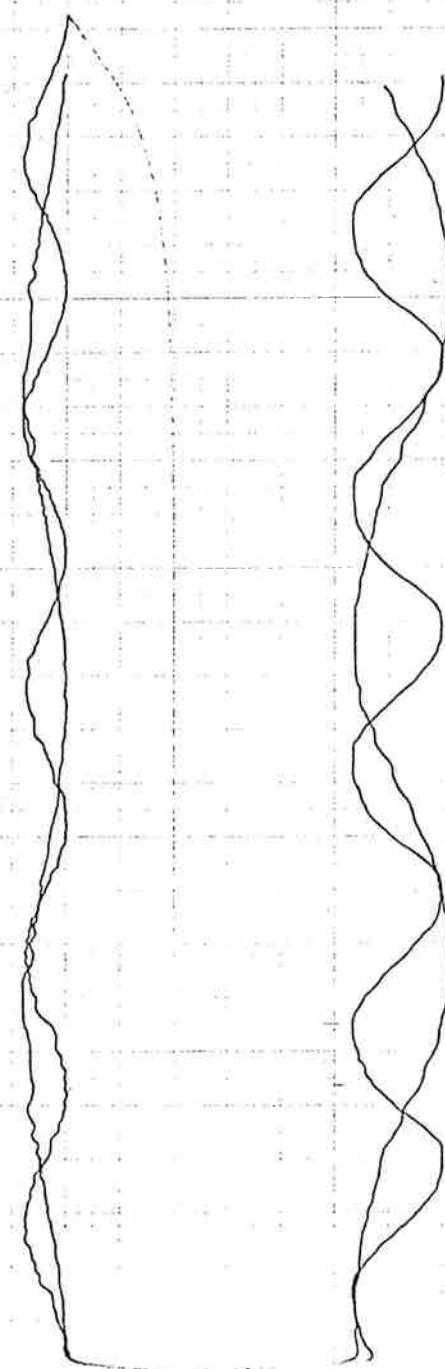
5

10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 230 240 250 260 270 280 290 300 310 320 330 340 350 360 370 380 390 400 410 420 430 440 450 460 470 480 490 500 510 520 530 540 550 560 570 580 590 600 610 620 630 640 650 660 670 680 690 700 710 720 730 740 750 760 770 780 790 800 810 820 830 840 850 860 870 880 890 900 910 920 930 940 950 960 970 980 990 1000

10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 230 240 250 260 270 280 290 300 310 320 330 340 350 360 370 380 390 400 410 420 430 440 450 460 470 480 490 500 510 520 530 540 550 560 570 580 590 600 610 620 630 640 650 660 670 680 690 700 710 720 730 740 750 760 770 780 790 800 810 820 830 840 850 860 870 880 890 900 910 920 930 940 950 960 970 980 990 1000

10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 230 240 250 260 270 280 290 300 310 320 330 340 350 360 370 380 390 400 410 420 430 440 450 460 470 480 490 500 510 520 530 540 550 560 570 580 590 600 610 620 630 640 650 660 670 680 690 700 710 720 730 740 750 760 770 780 790 800 810 820 830 840 850 860 870 880 890 900 910 920 930 940 950 960 970 980 990 1000

10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 230 240 250 260 270 280 290 300 310 320 330 340 350 360 370 380 390 400 410 420 430 440 450 460 470 480 490 500 510 520 530 540 550 560 570 580 590 600 610 620 630 640 650 660 670 680 690 700 710 720 730 740 750 760 770 780 790 800 810 820 830 840 850 860 870 880 890 900 910 920 930 940 950 960 970 980 990 1000



200502 08

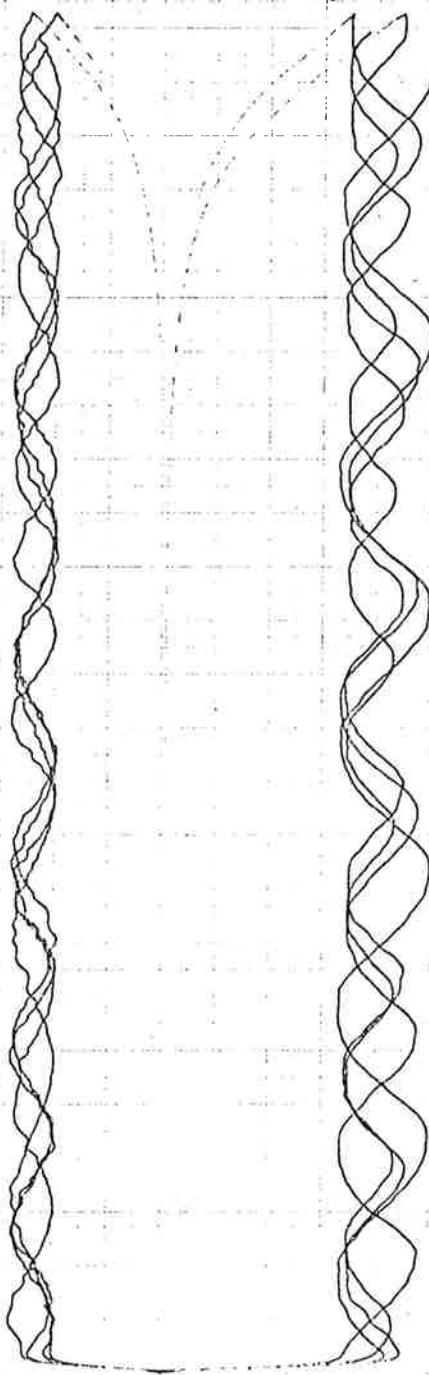
12

Series Second 5 HZ

6

7

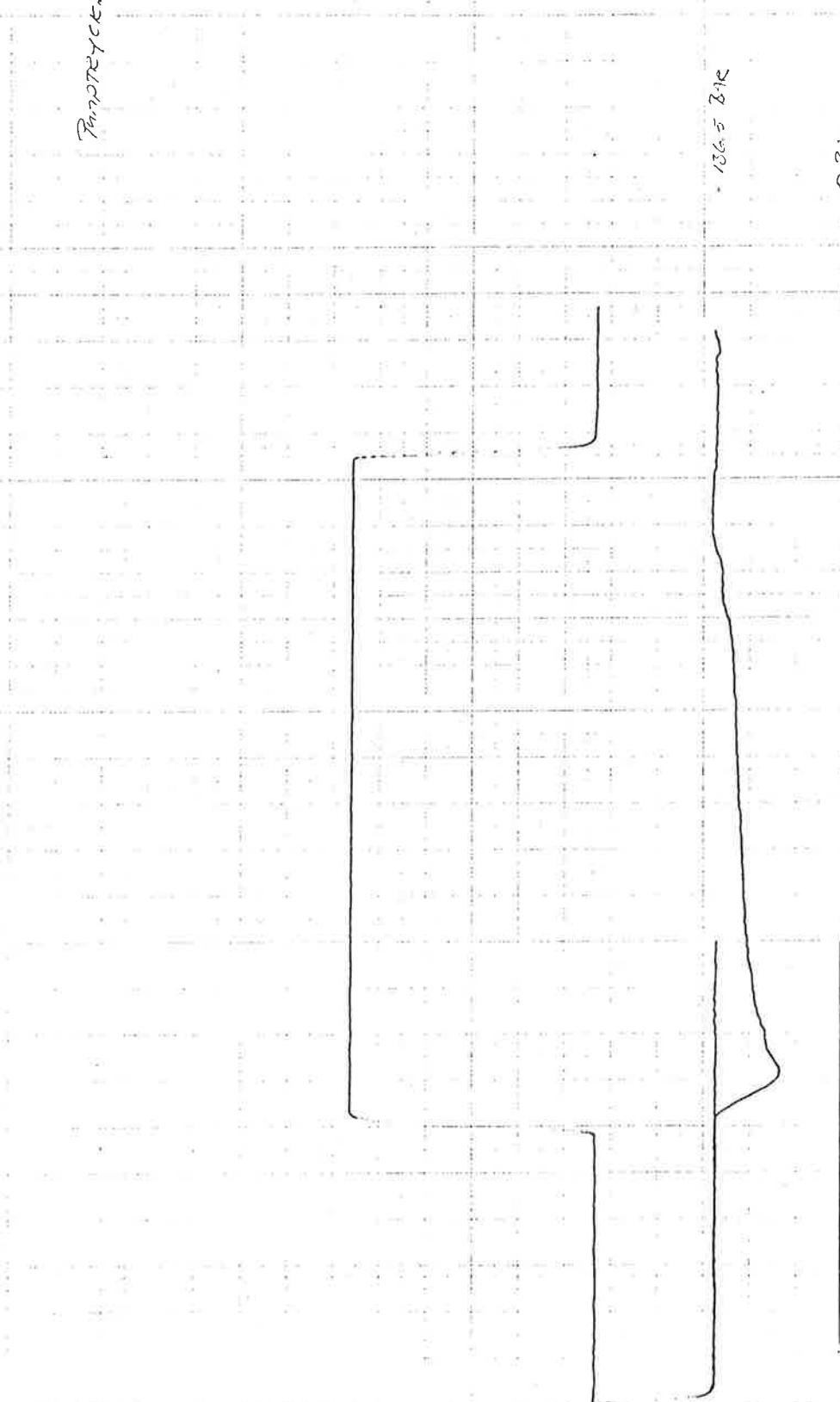
8



190502

13

PROJECT



1345 ZKE

OB42

OB5

X

B34

phi

29 00 50 02

14

Pantograph 0.010 Hz

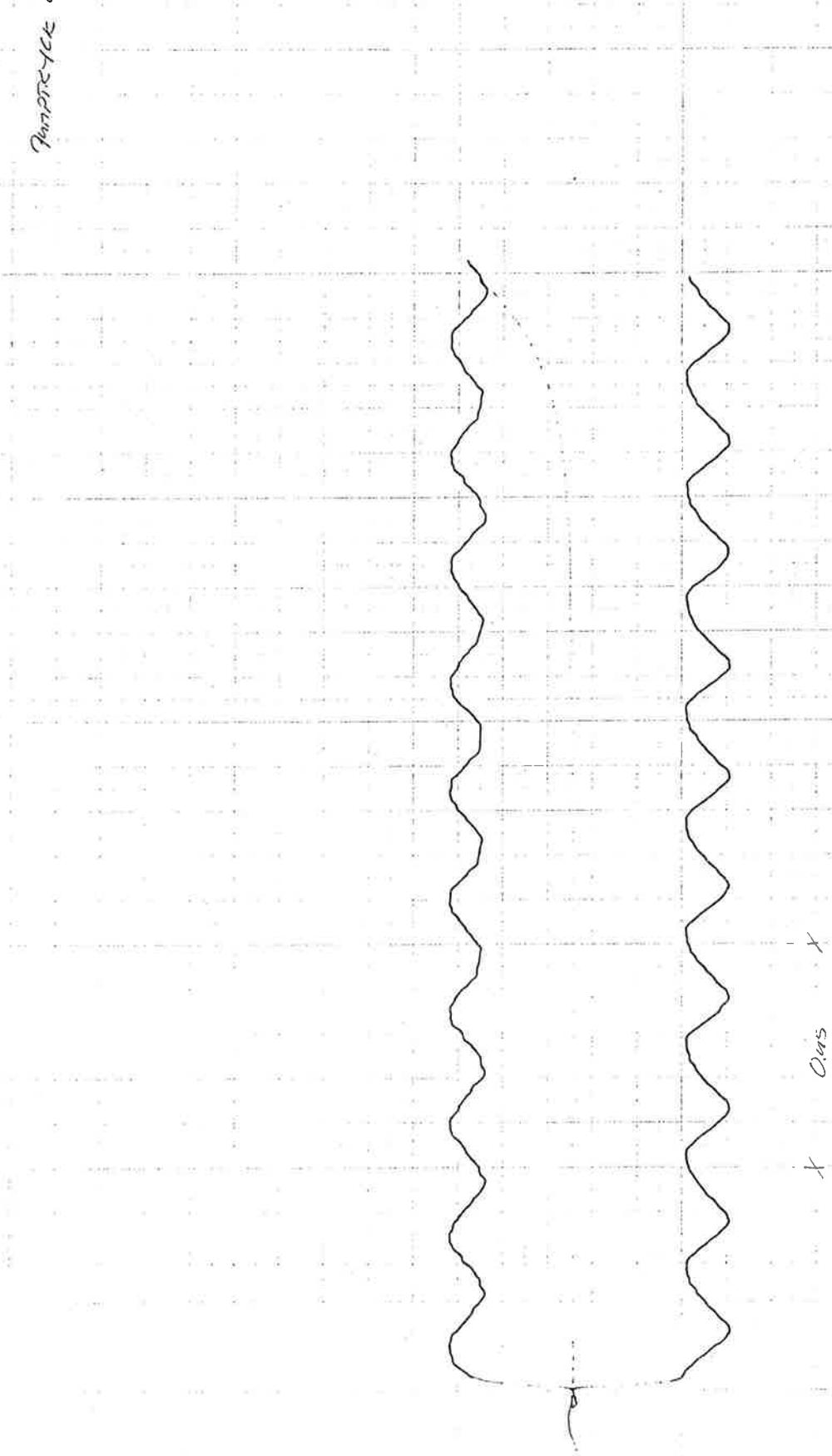


0.010

770502 6

15

Pancreatic and Spleen



790500 #  
16

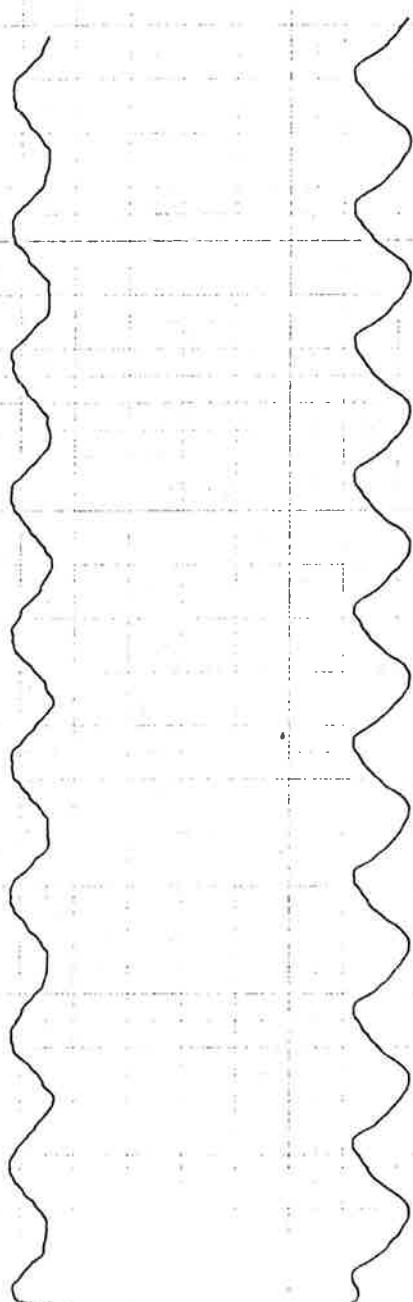
Truck 1 Attitudes

VIO 5Hz

long

Truck

X 0.95



## HÄTNINGAR PÅ FALLANDE HETENS CYLINDER MED UV-SPRIVERE

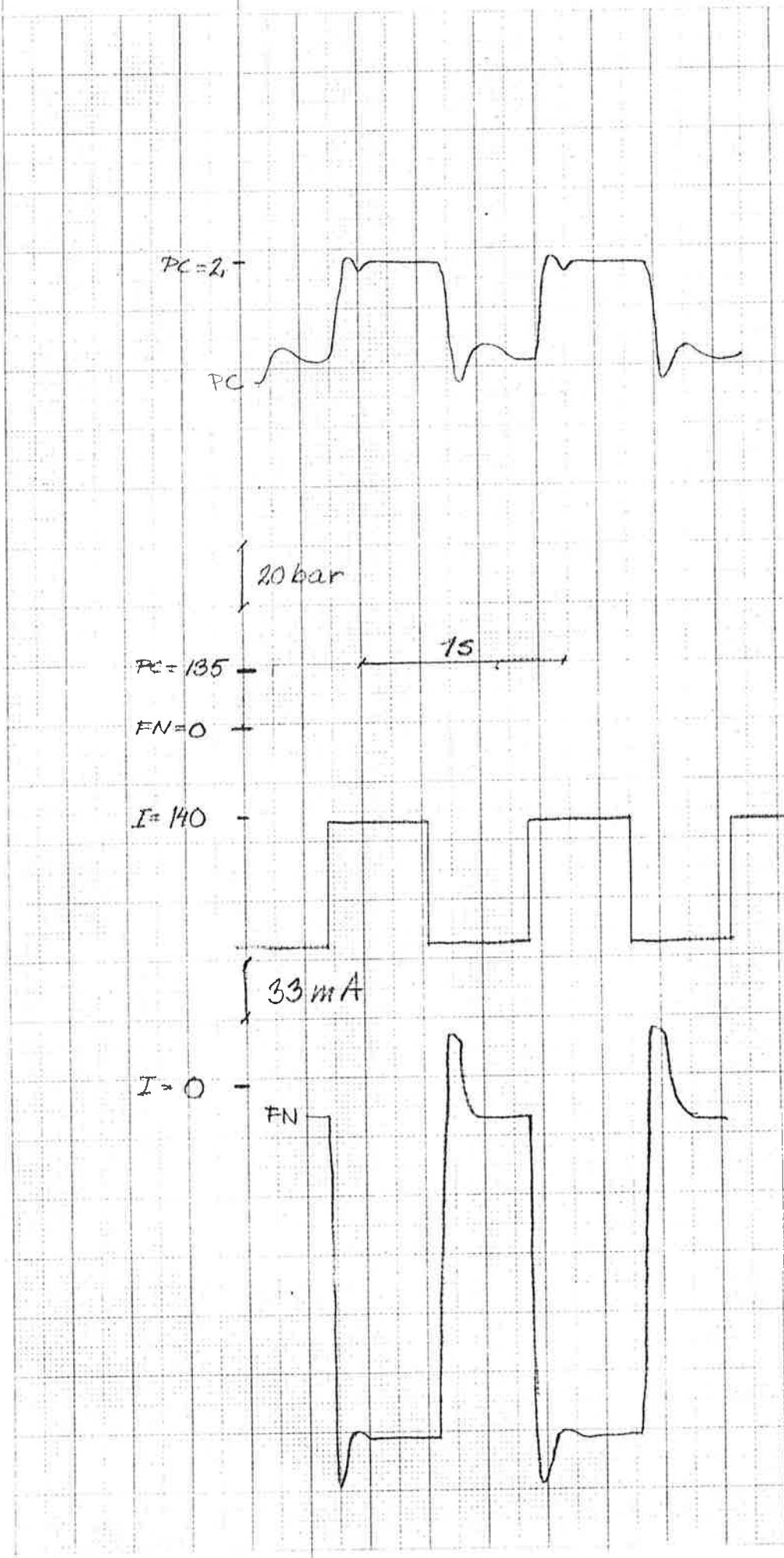
Insignal steg $I_m = 40 \text{ mA}$ P-P=80 mA	B38
Insignal steg $I_m = 55 \text{ mA}$ P-P=80 ma	B39
Insignal bruten ramp $U_{in} = 10 \text{ V}$ RC=1	B40
Insignal bruten ramp $U_{in} = 8 \text{ V}$ RC=1	B41
Insignal bruten ramp $U_{in} = 10 \text{ V}$ RC=1	B42
Insignal ramp $U_{in} = 10 \text{ V}$ RC=10 fallande metern	B43
Insignal ramp	fallande metern
Insignal ramp	stum spindel
Insignal ramp	stum spindel
Insignal ramp	stum cylinder, ansättning
Insignal ramp	stum cylinder, lossning

FALLSICHT  
METER 11

IN SIGNAL

$$I_H = 40 \text{ mA} \quad R = 20 \Omega \quad I = 2 \text{ mA}$$

B38



B38

## FALLANDE NEREN

 $I_m = 55 \mu A$        $P-P = 80 \mu A$  $PC = 21$ 

20 [bar]

 $PC = 135$ 

1s

 $I = 140$ 

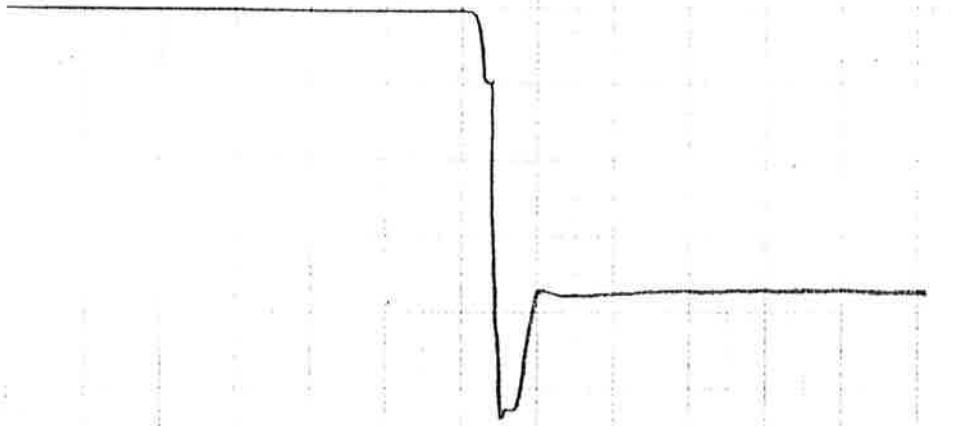
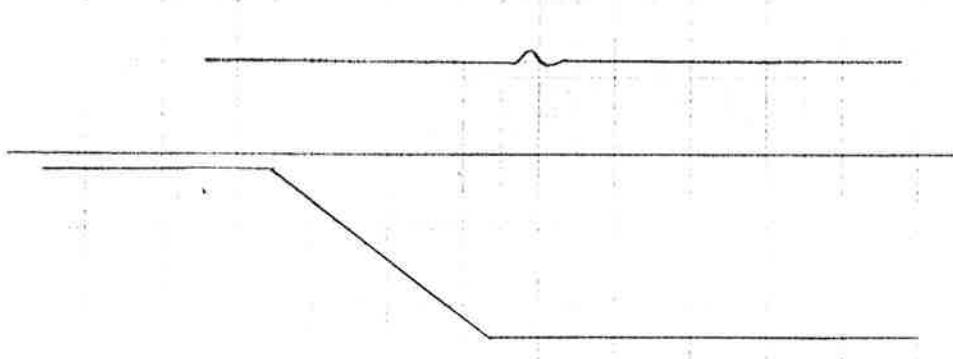
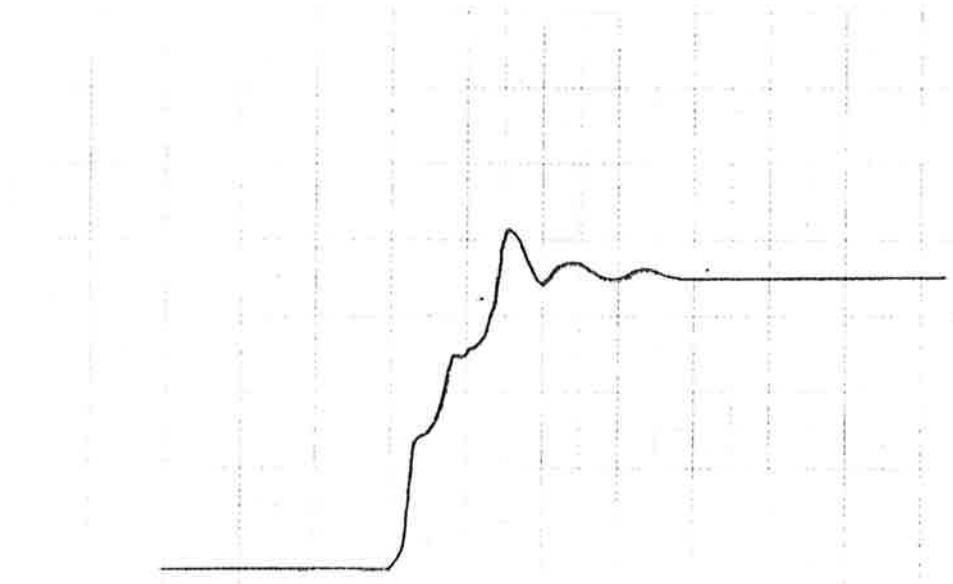
33 [mA]

 $I = 0$  $I$  $FN$

# TALLANDE HERTEN

$U_{IN} = 10V$      $RC = 1$

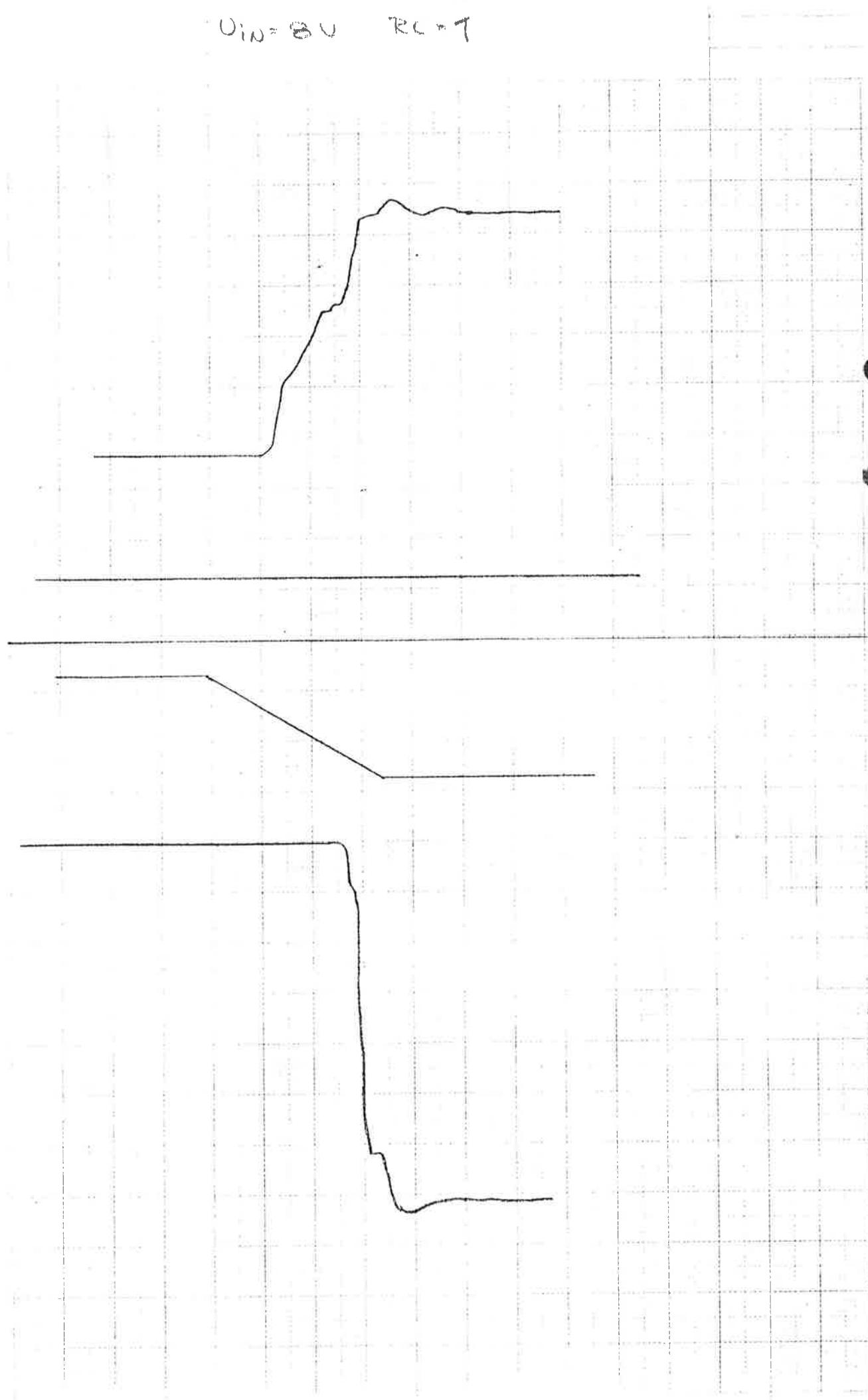
B39



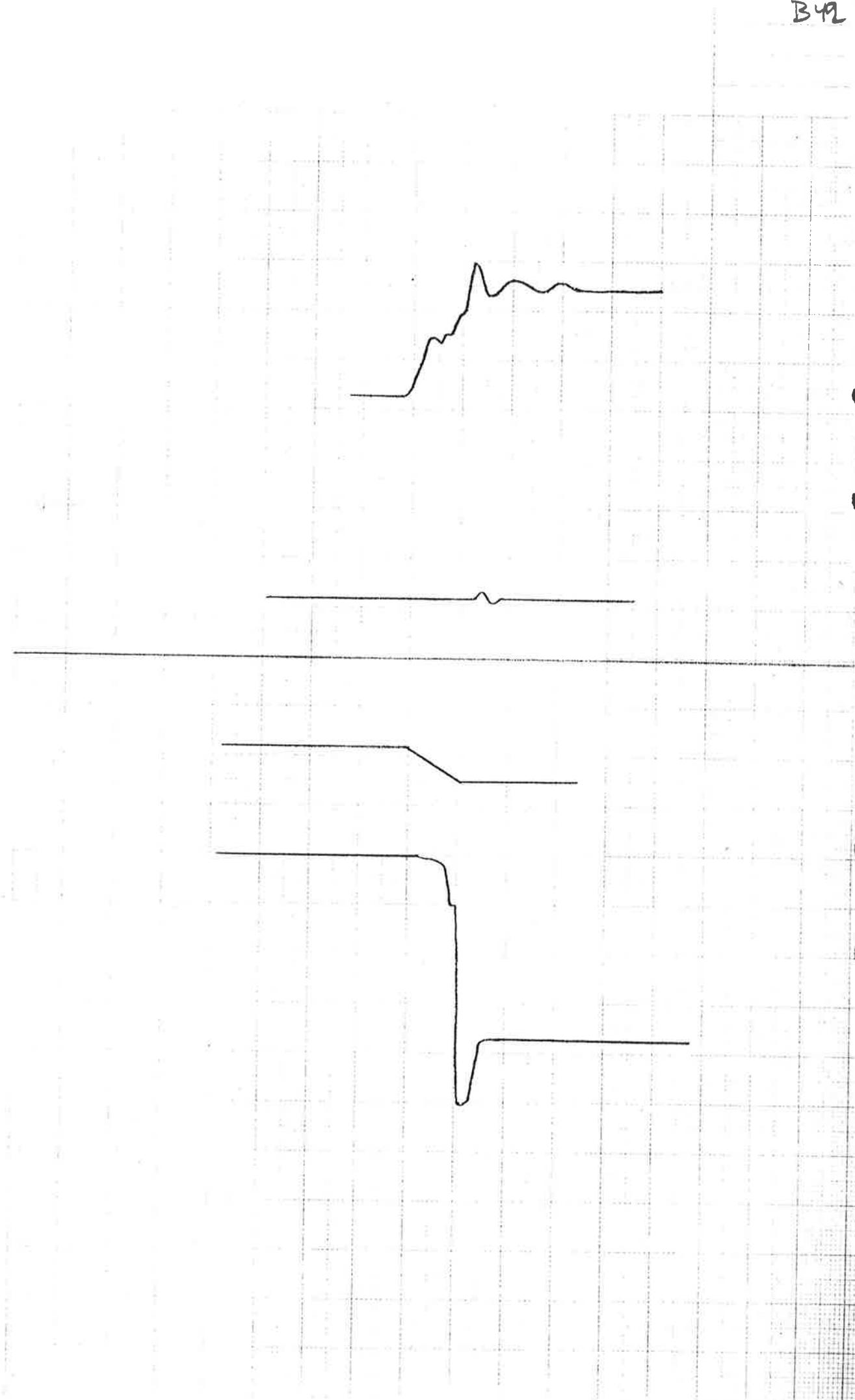
TALLANDE HETERO

B40

$V_{IN} = 8V \quad RL = 1$



B42



FLY ANGLE METER IN  
IN. HAL RAHP : RC. 10 OHM = 15

ACCELERATOR 80 + 100

cycle

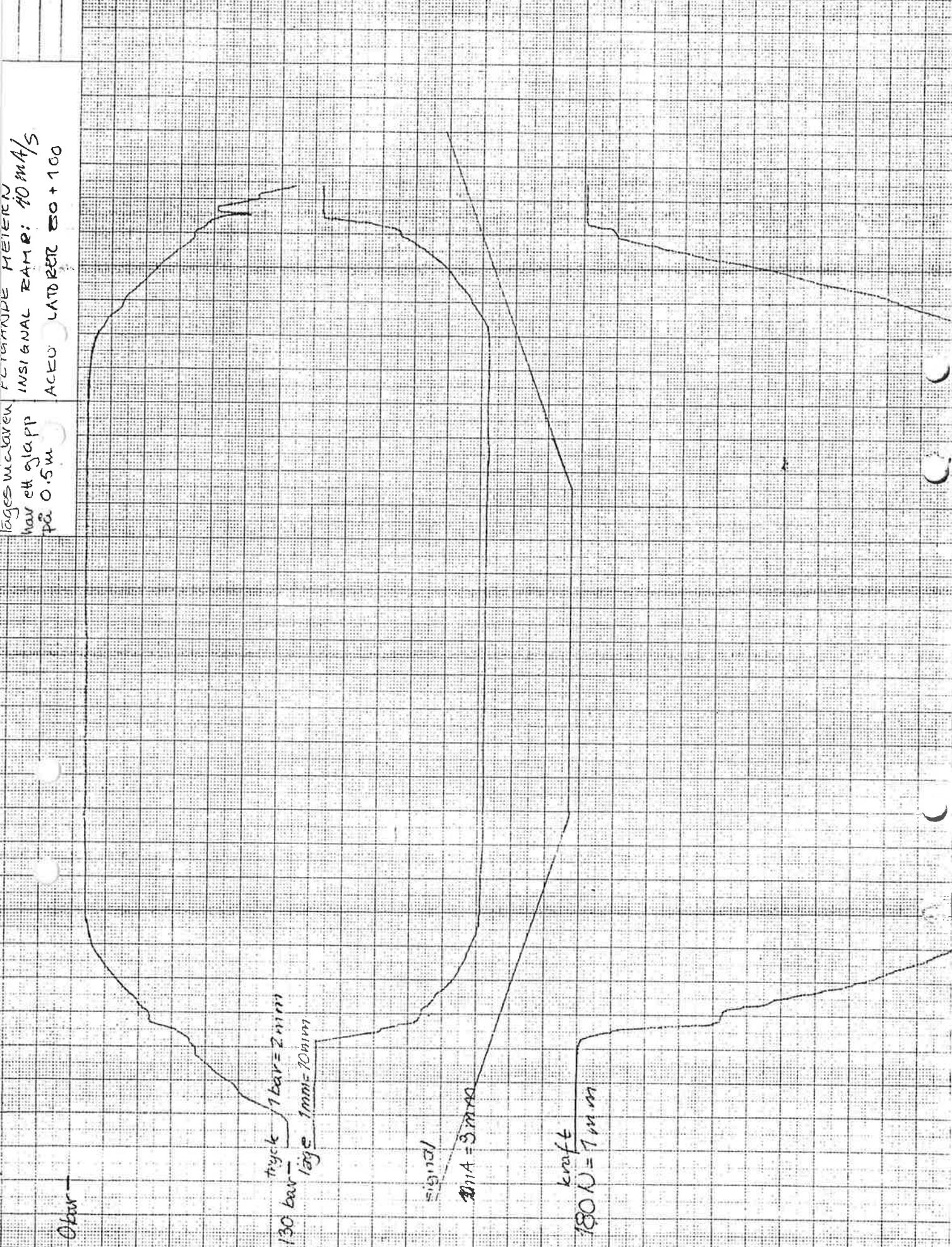
cycle: leveling

1 s = 35 mm

signal

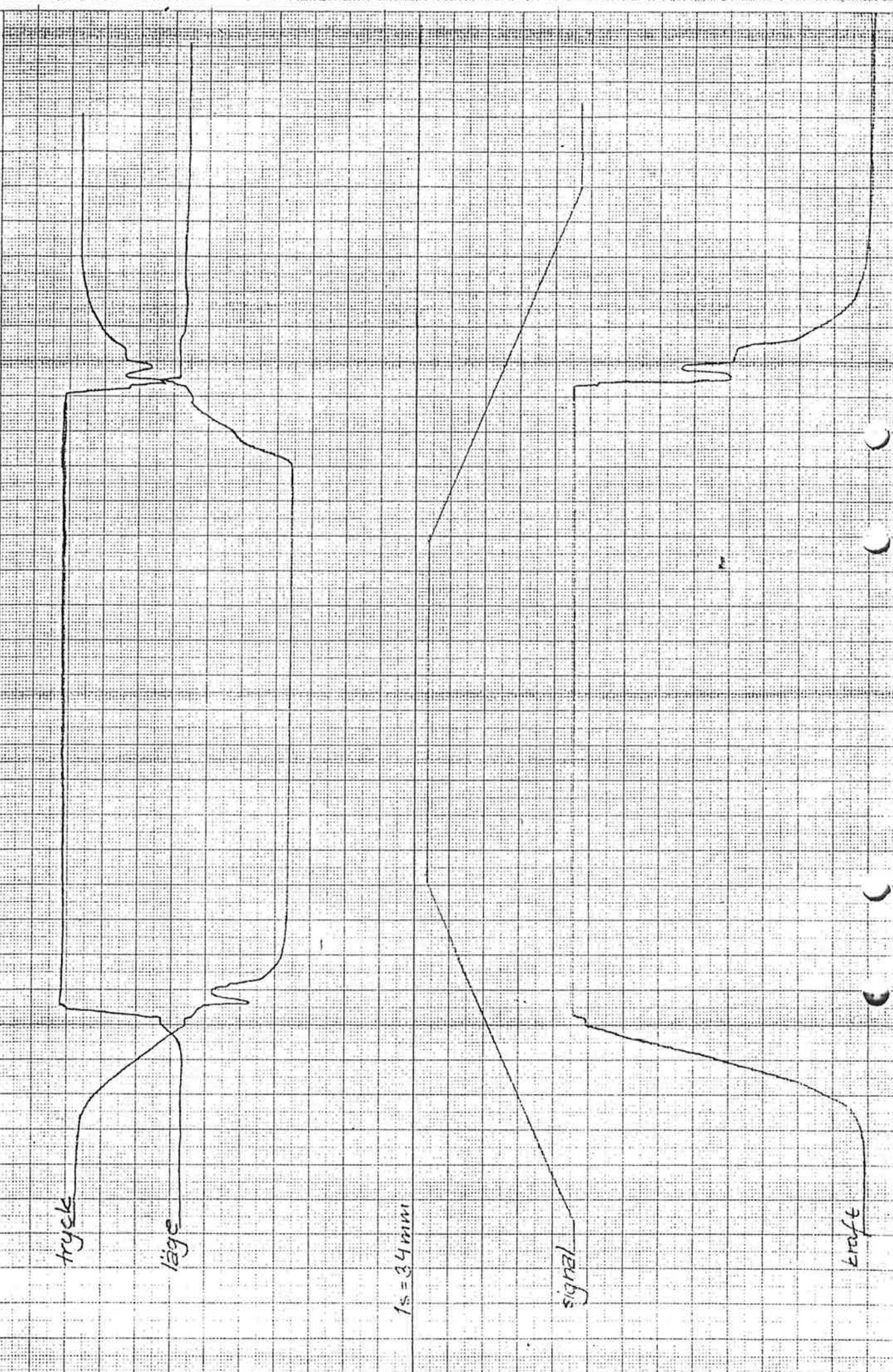
knut

B49  
Tageswurkav. FESTIGEDE HETERN  
Har ett glapp INSIGNE RAM E: 40 m/s  
På 0.5 m Actu UATORER 80 + 100



79.08.07

STUH SPINDEL  
INSTIGRAC RAMP:RC=1 U<sub>IN</sub> = 10  
ACK-AVULANDER, 80+100

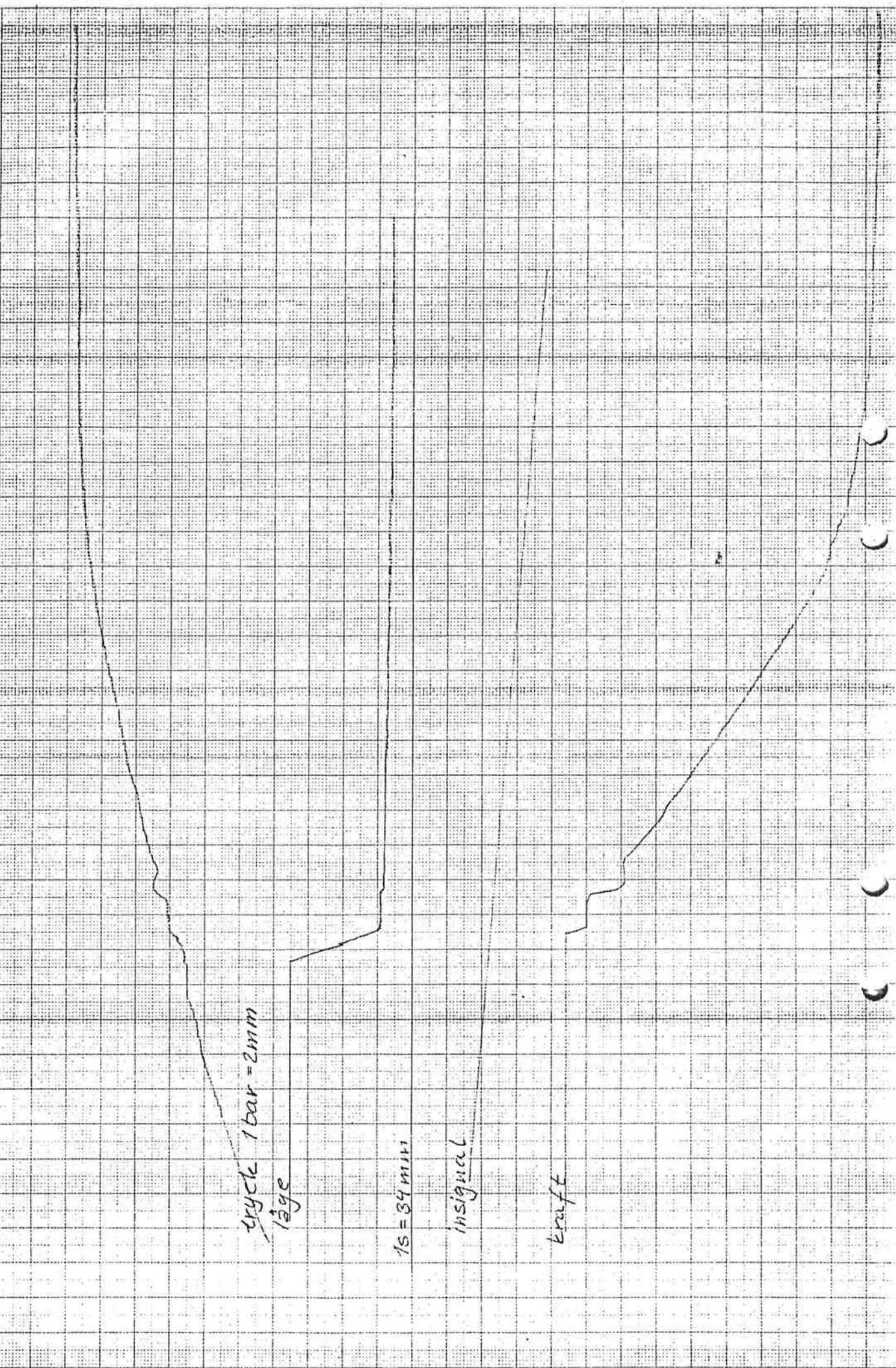


B46

ANSETZUNG SPINDELN / VAGGA  
STU / SPINNEN

ANSIGNAL RAHP: RC = 10 ; Vin = 15V  
ACUM ATOREK 80 +100

72.08.09



B47

FLYGANDE HETERNUS CYLINDER 79.08.08  
VAGGA 1, VAGGA 4L RAMP : RC = 10, VIN = 15V  
STUR C46 "NECK" NSIGA  
ACCUUR.ULATORER 80 + 100

lage

tryck

IS = 34mm

ström

raft

B48

STOM CYLINDER  
FLYGANDE METERS CYLINDER / VAGAN  
LOSSNING

IN SIGNAL RAMP  
RC =

UIN = 5  
ACCUMULATOR: 80 + 100

tryck

läge

$$1S = 3.4 \text{ cm}$$

tryck





B49

## NOTE

Issued by	Dept.	Date of Issue	Page + enc.
Addressee			APPENDIX B

Addressee

Häringar på riggen

Subject

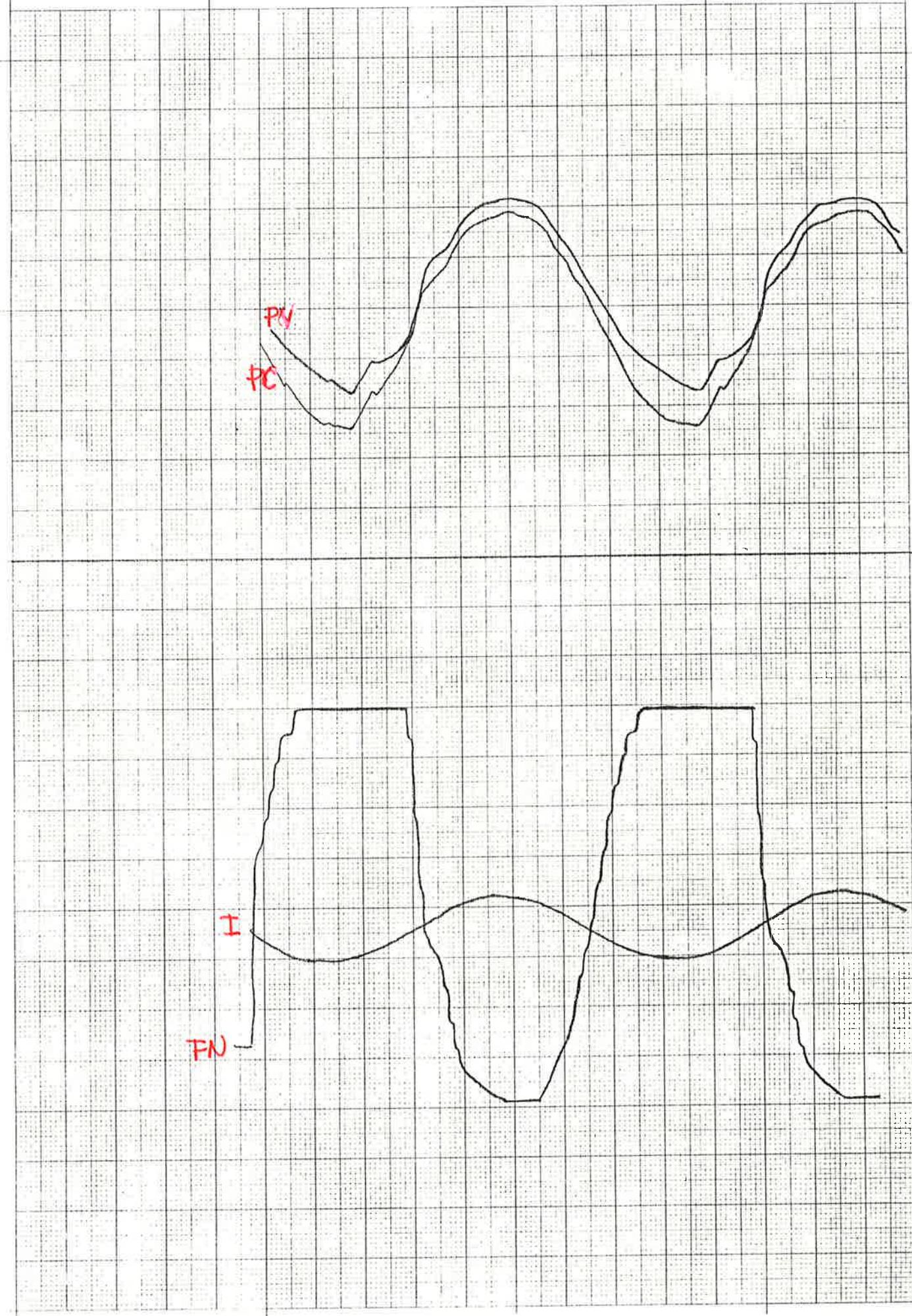
Juridical Sheg och Sims  
strypet och osfrypt ledning

RIGG

INSIGNAL = SINUS

B50

STRYPNING  $\phi$  2mm



RIGG

INSIGNAL SINUS

B51

STREYPNING Ø 2mm

PV

PC

I

FN

RIEG

INSIGNAL STEG P-P = 20 mA

B52

$$I_m = 50 \text{ mA}$$

$$f = 1 \text{ Hz}$$

PC

PFV

TECK I  
ÄTERGRÄNGEN

I

FN

RIGG

IN SIGNAL STEG P-P = 20mA

B53

$I_M = 80 \text{ mA}$

$f = 1 \text{ Hz}$

10bar

PV

PC

15

EN

$EN = 0$

I

RIGG

INSIGNAL STEG

b54

$$I_H = 40 \quad P - P = 30$$

20bar

PV

PC

1s

FN=0-

I=0-

30mA

I

FN

RIG 6

IN SIGNAL STECK

B55

$I_N = 50$

$P-P = 30$

20bar]

PR  
PC

1S

$F_N = 0$

$F_N$

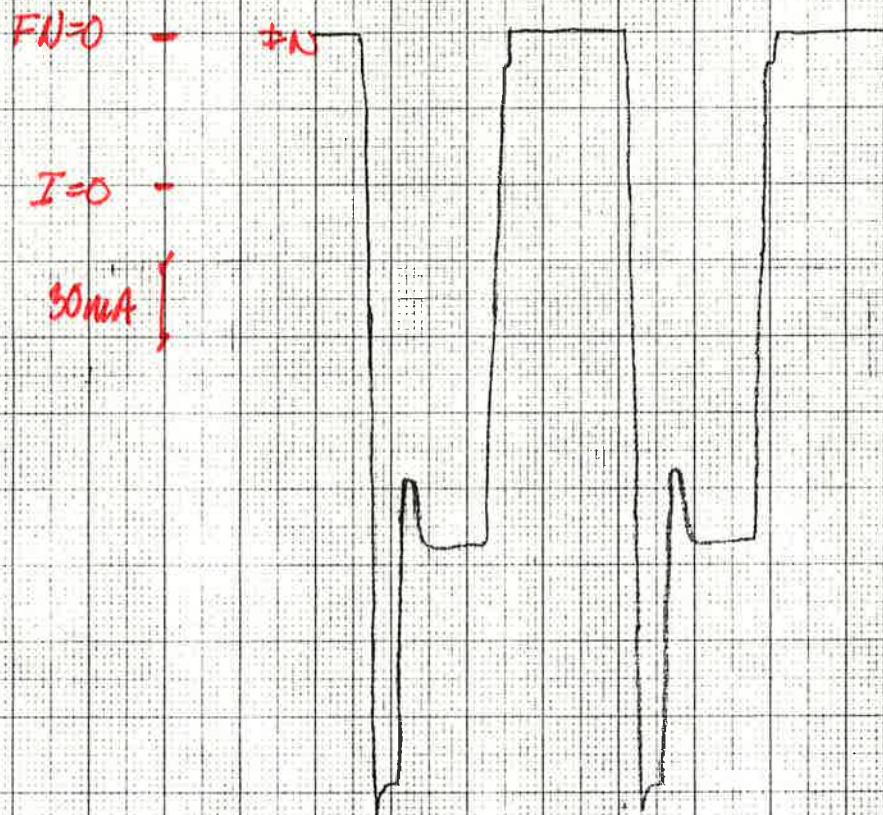
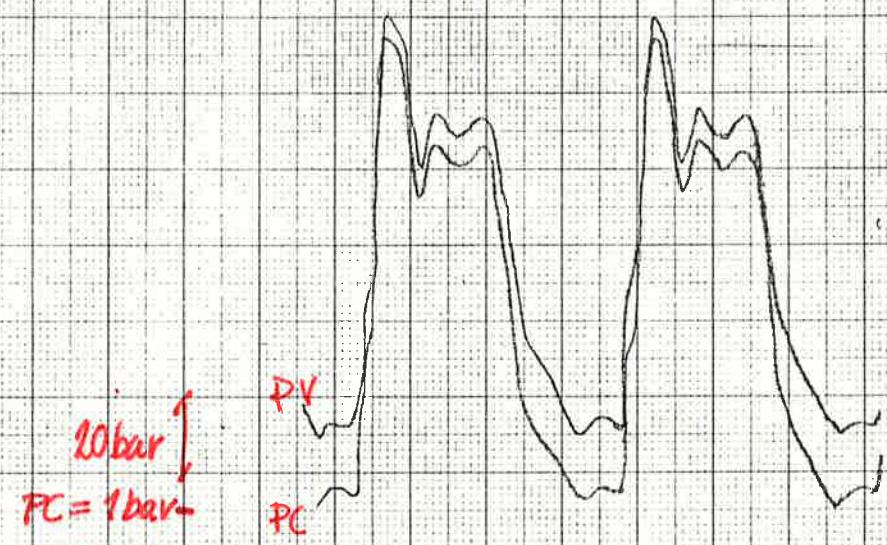
$I = 0 -$

30mA

FIG. 4

IN SIGNAL SIEG  
 $I_H = 60$     $P-P = 30$

B56



RIGG

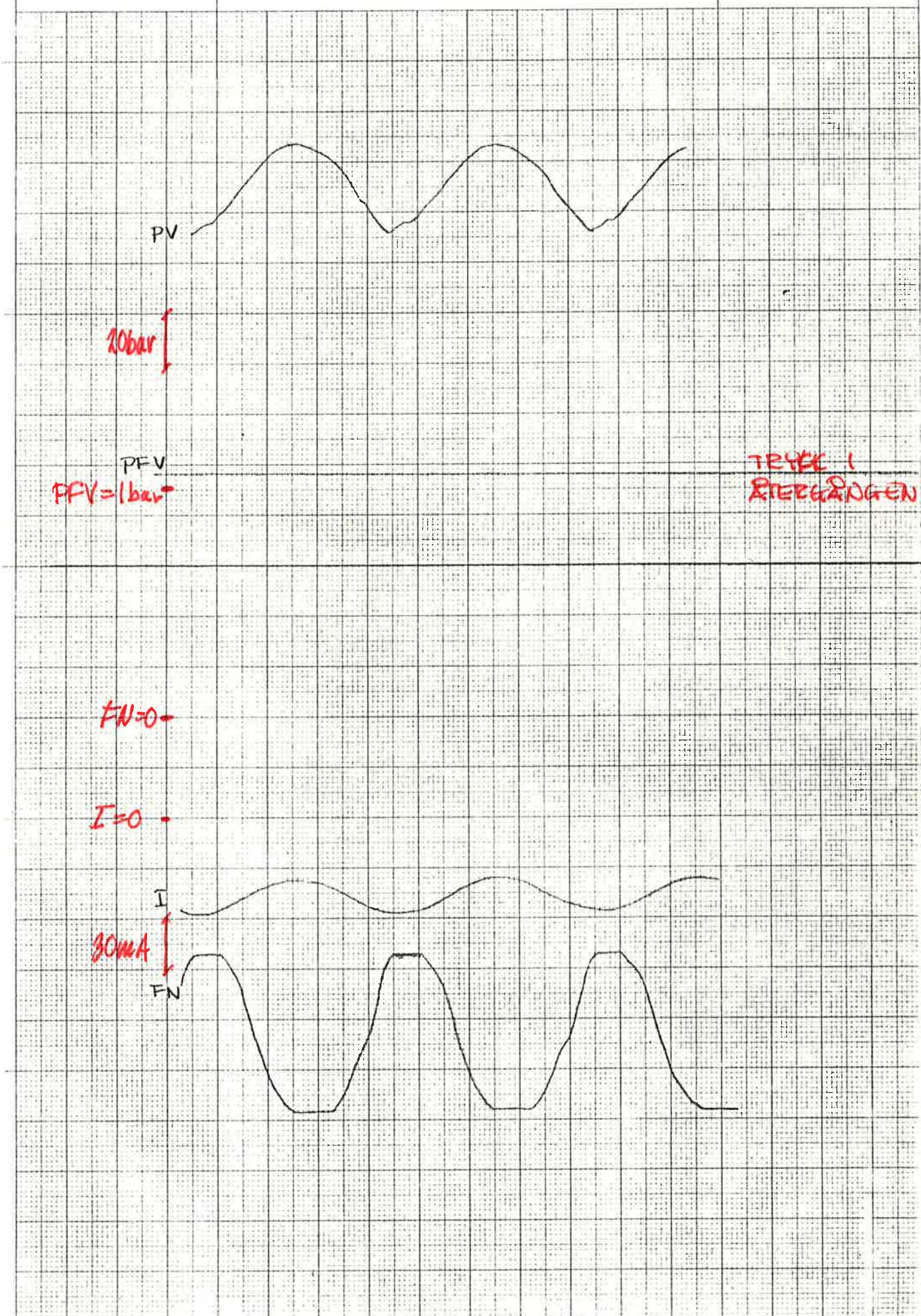
INSIGNAL SINUS

79.07.02 B57

$I_M = 50 \text{ mA}$   $A = 20 \text{ mA}$

ALLA ACK.

$f = 1 \text{ Hz}$



RIGG

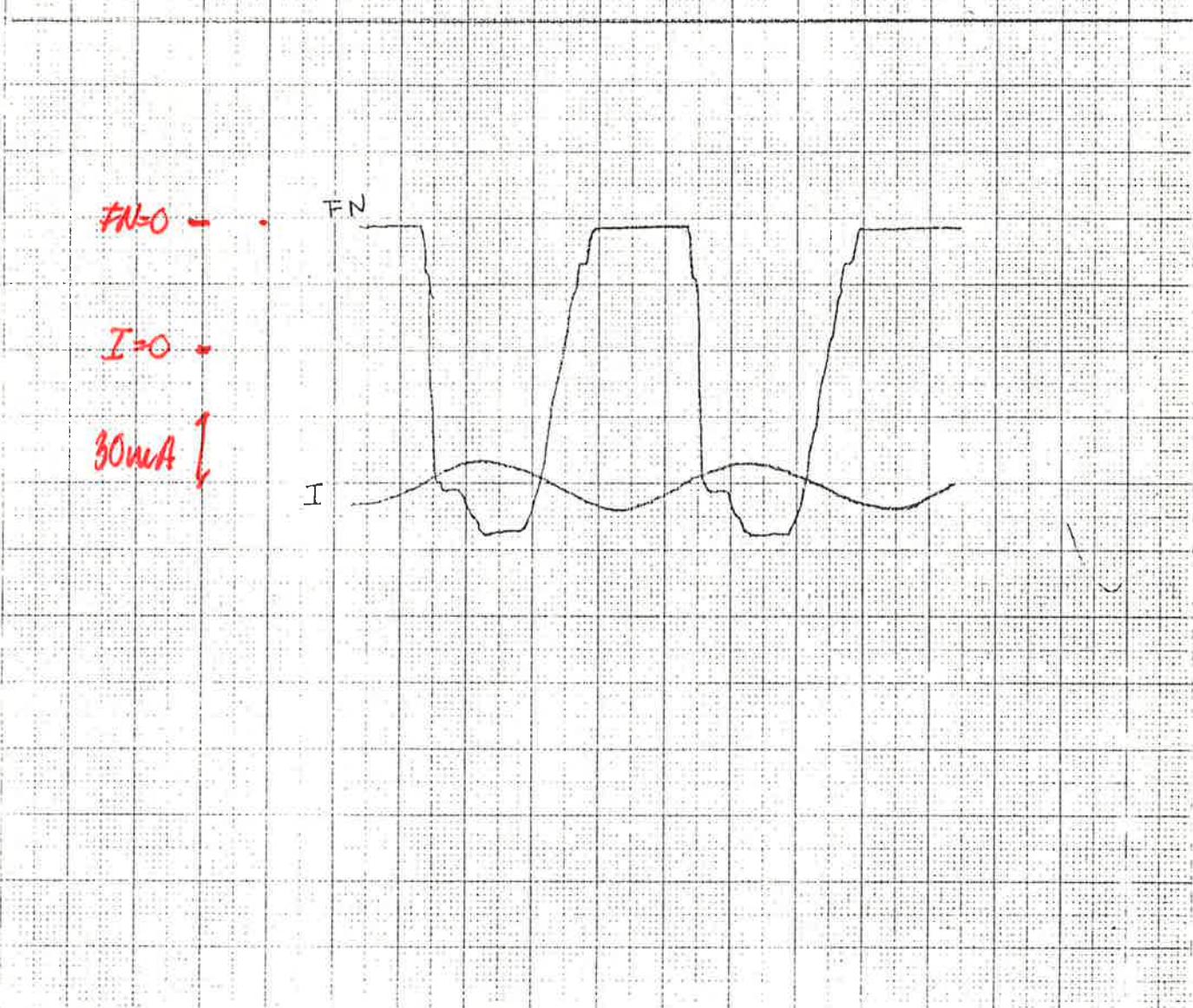
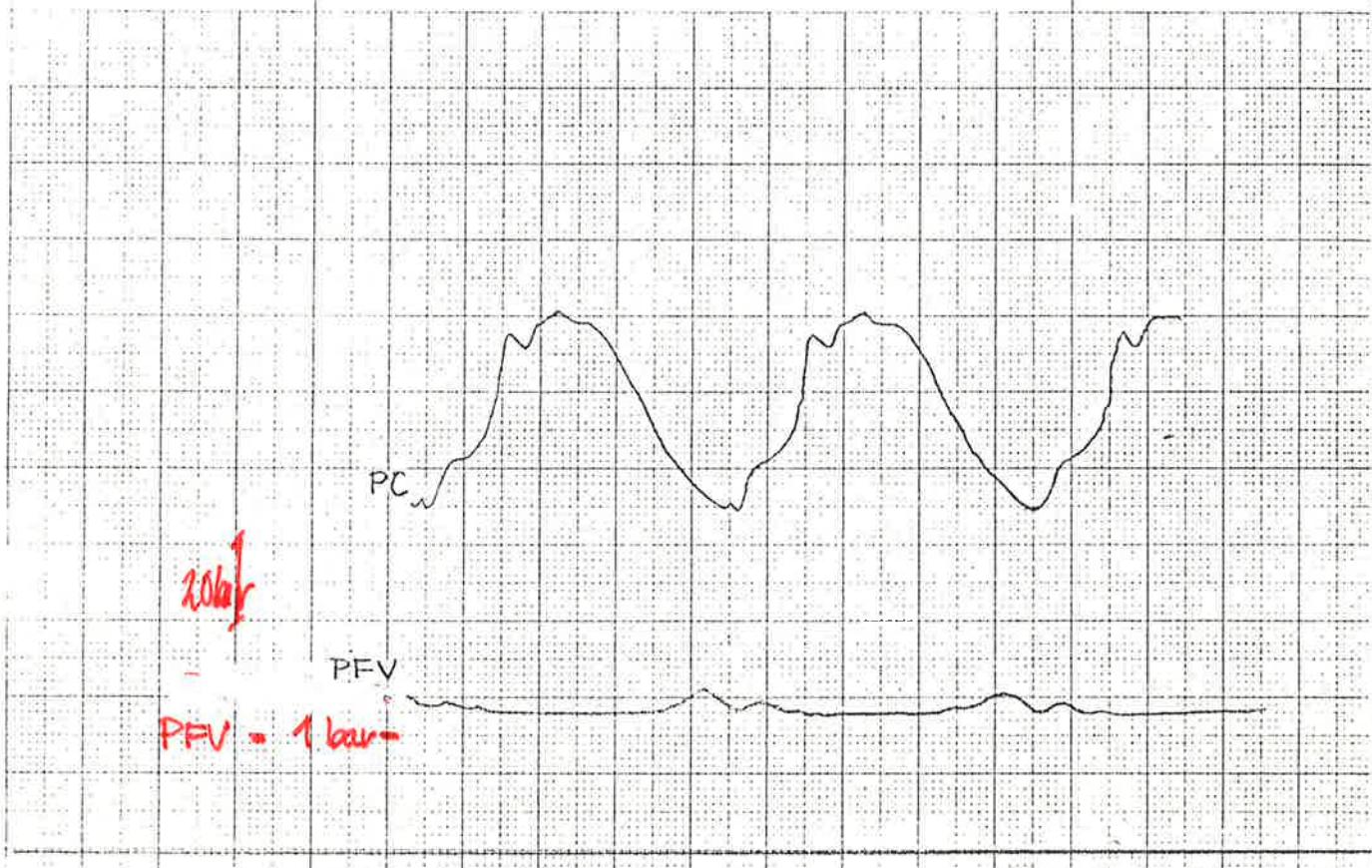
INSIGNAL SINUS

$I_M = 60 \text{ mA}$        $A = 20 \text{ mA}$

$f = 1 \text{ Hz}$

79.07.02 B58

ALLA ACK.



RIGA

IN SIGNAL SINUS

$I_M = 70 \text{ mA}$

$A = 20 \text{ mA}$

$f = 1 \text{ Hz}$

79.07.02 B59

ALLA ACK

20bar

PC

TRYCK  
ÅTERGÅNGEN

FALO -

PN

$I=0$  -

30mA.

I

RIG G

INSIGNAL SINOS

$I_C \in [17, 85] \text{ mA}$        $A = 70 \text{ mA}$

$f = 1 \text{ Hz}$

B60

ALLA ACK

Wbar

P.C.

TRYCK  
INTERGRATOR

-PN=0 FN

$E = 0^-$

90mA

I

RIGG

STRYPNING: 2 mm

IN SIGNAL STEG, P-L-P = 20 mA

$I_H = 70 \text{ mA}$

$f = 1 \text{ Hz}$

B61

20 bar

PC

PFV

$F_N = 0 - F_N$

$I = 0$

30mA

I

RIGG

STRYPNING Ø 2MM

79.07.09 B62

20bar

PV  
PC

$F_N = 0$

$I = 0$

30mA

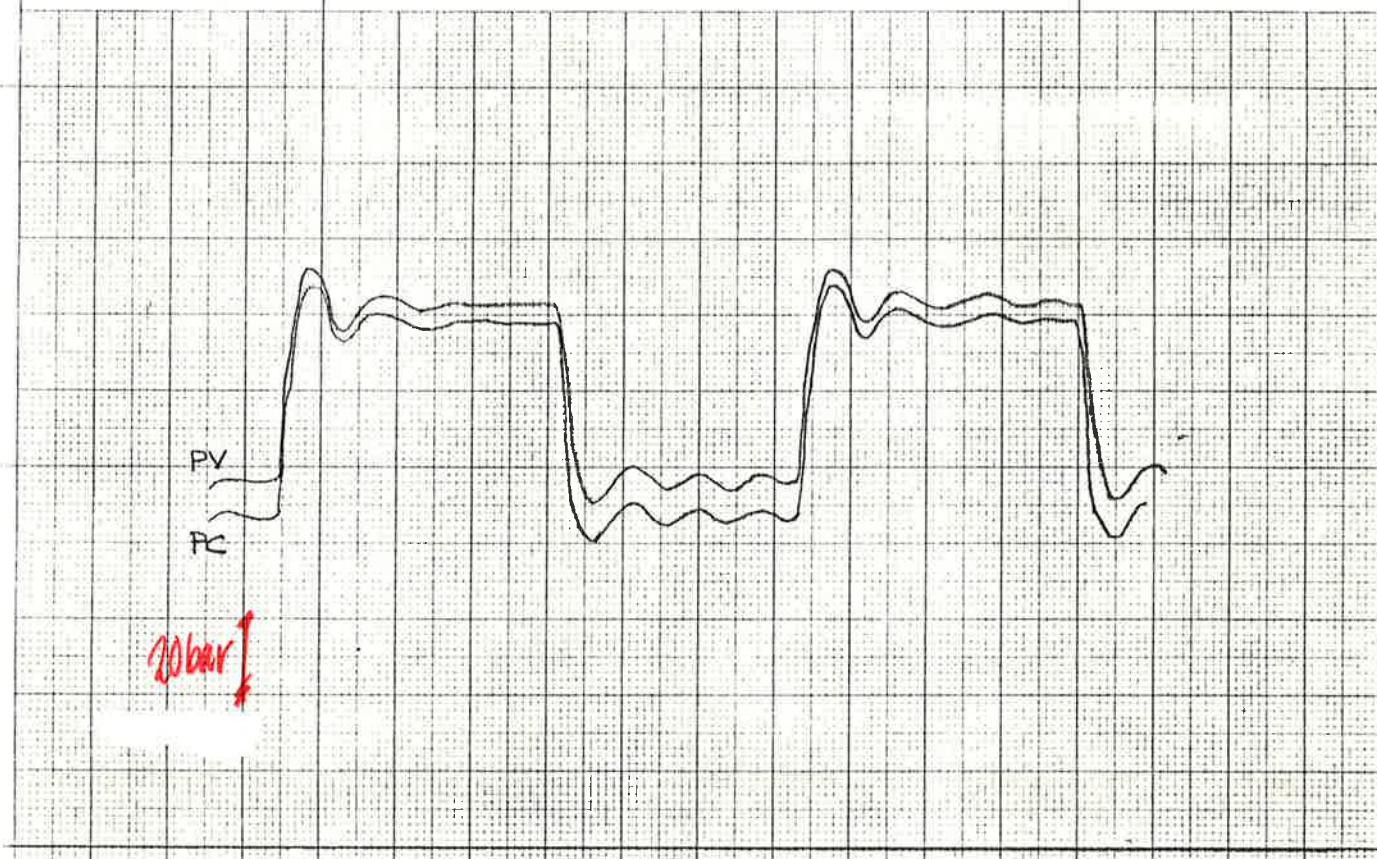
T

RIGG

STRYPNING

Ø 2 MM

79.07.09 B63

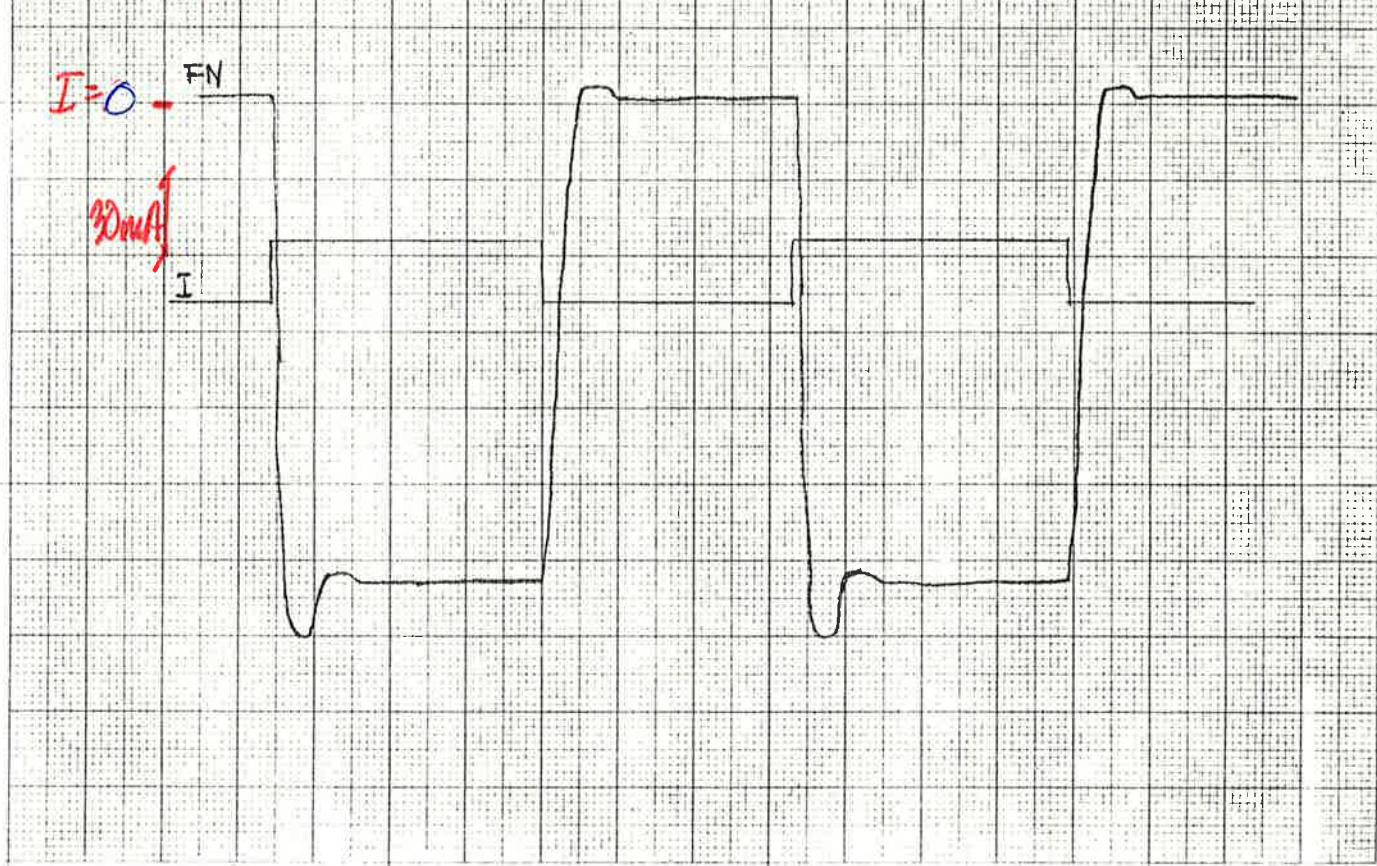


$F_N = 0$  -

$I = 0$  -  $F_N$

30mA

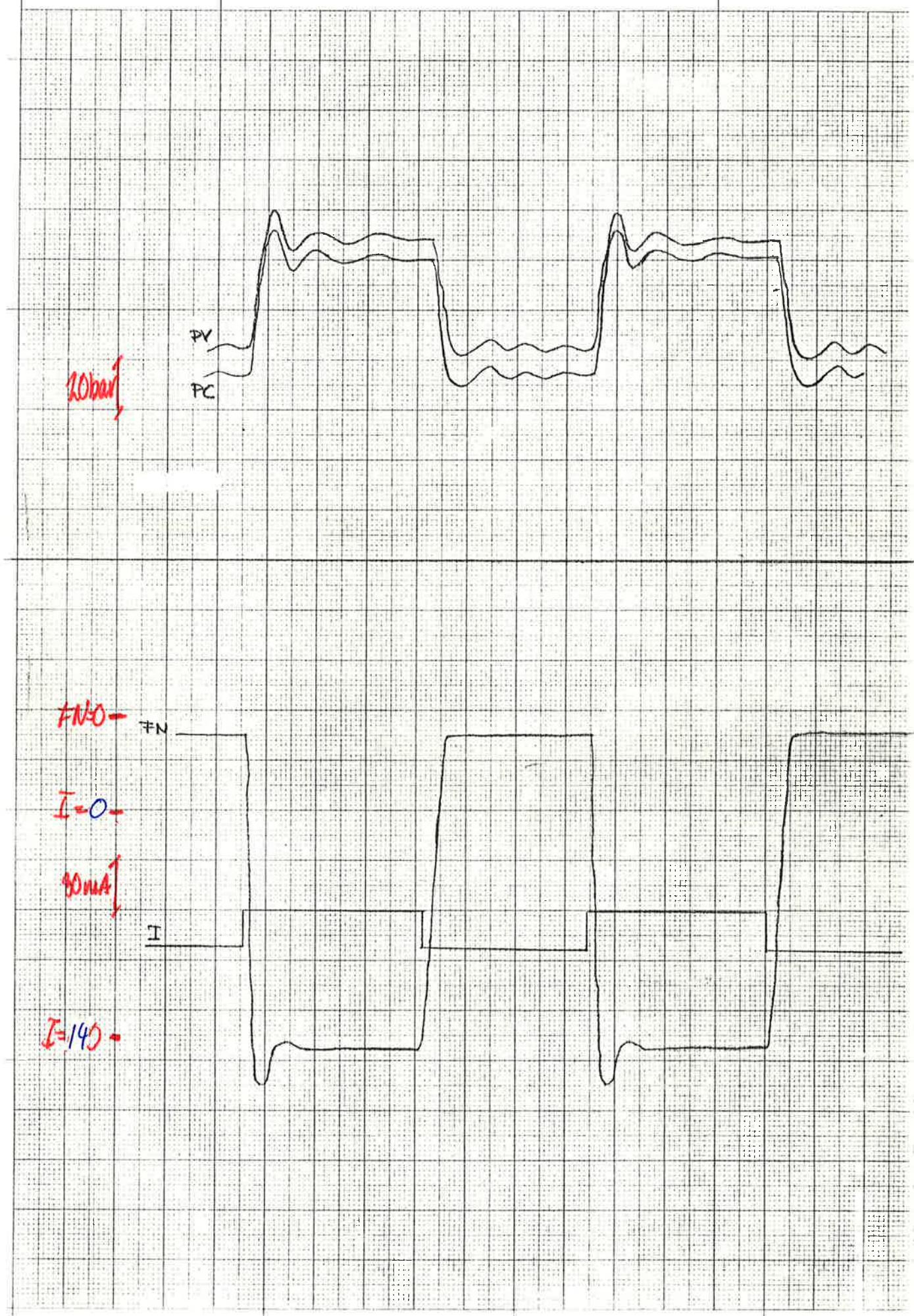
I



RIGG

STRYPNING Ø 2 MM

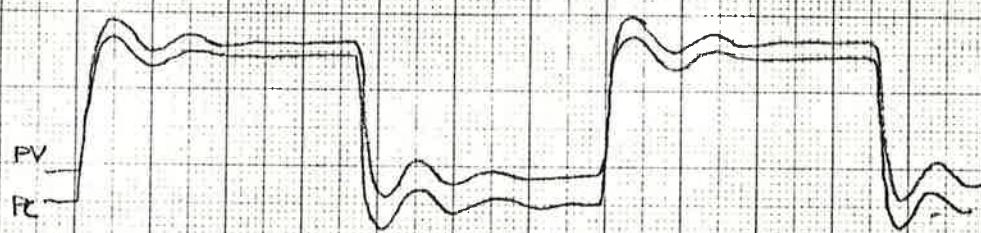
79.07.09 B64



RIGG

STRYPNING Ø 2 MM

79.07.09 B65



10bar

#H-L-O -

I=O -

I

FN

I=140 -

SAB Industri AB  
zu Hd. von Herrn Ola Harström  
Instrumentgatan 15  
S-261 20 Landskrona  
Sweden

- Bestellung GE, Wiederverkauf  
 Lieferschein  
 Rechnung Zahlung 30 Tage netto

6. Dezember 1979

Gemäss Ihrer Bestellung vom 29.10.1979

2 Druckservoventile DS6-110-130-spez. (Neueinstellung)

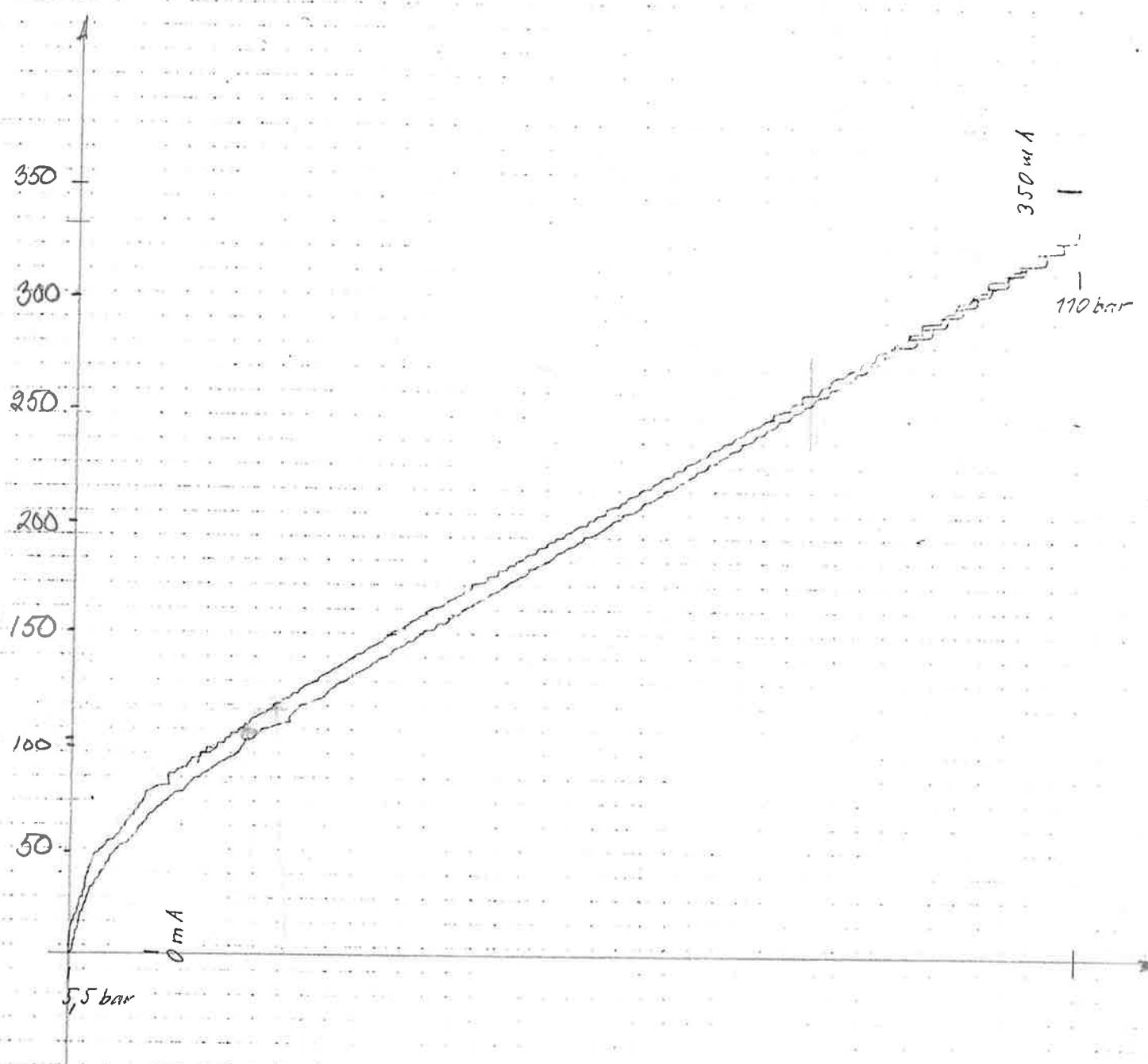
Fabr.-Nr. 660, 662

1 Druckservoventil DS6-110-130-spez.

Fabr.-Nr. 745

DS 6 - 110 - 730, Fabr. Nr. 660

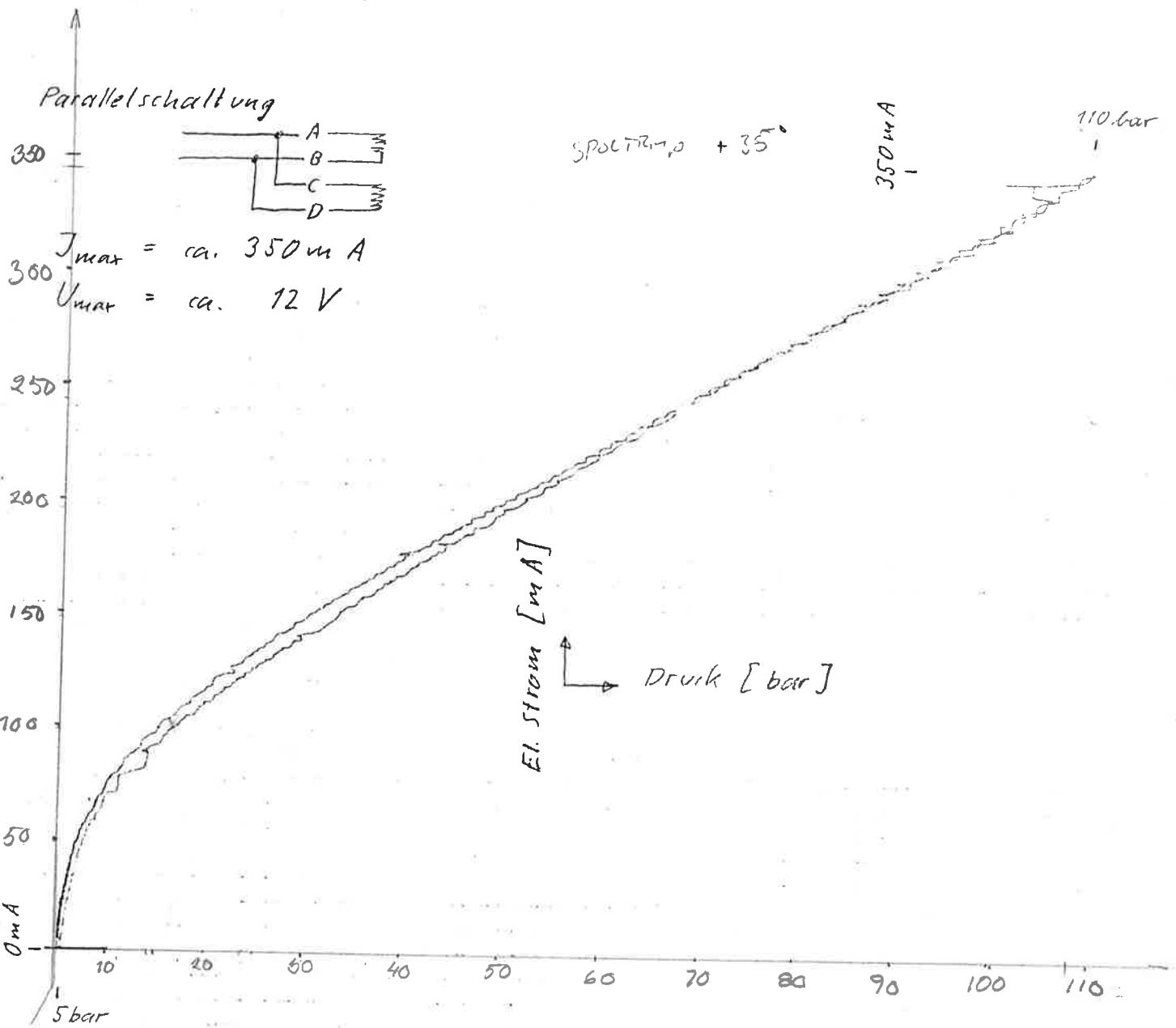
B67



**Selec ag**  
Haldstr. 27  
6432 Neuenhof  
Tel. 056 / 86 31 81

20. 11. 73

DS6-110-130, Tab. Nr. 882

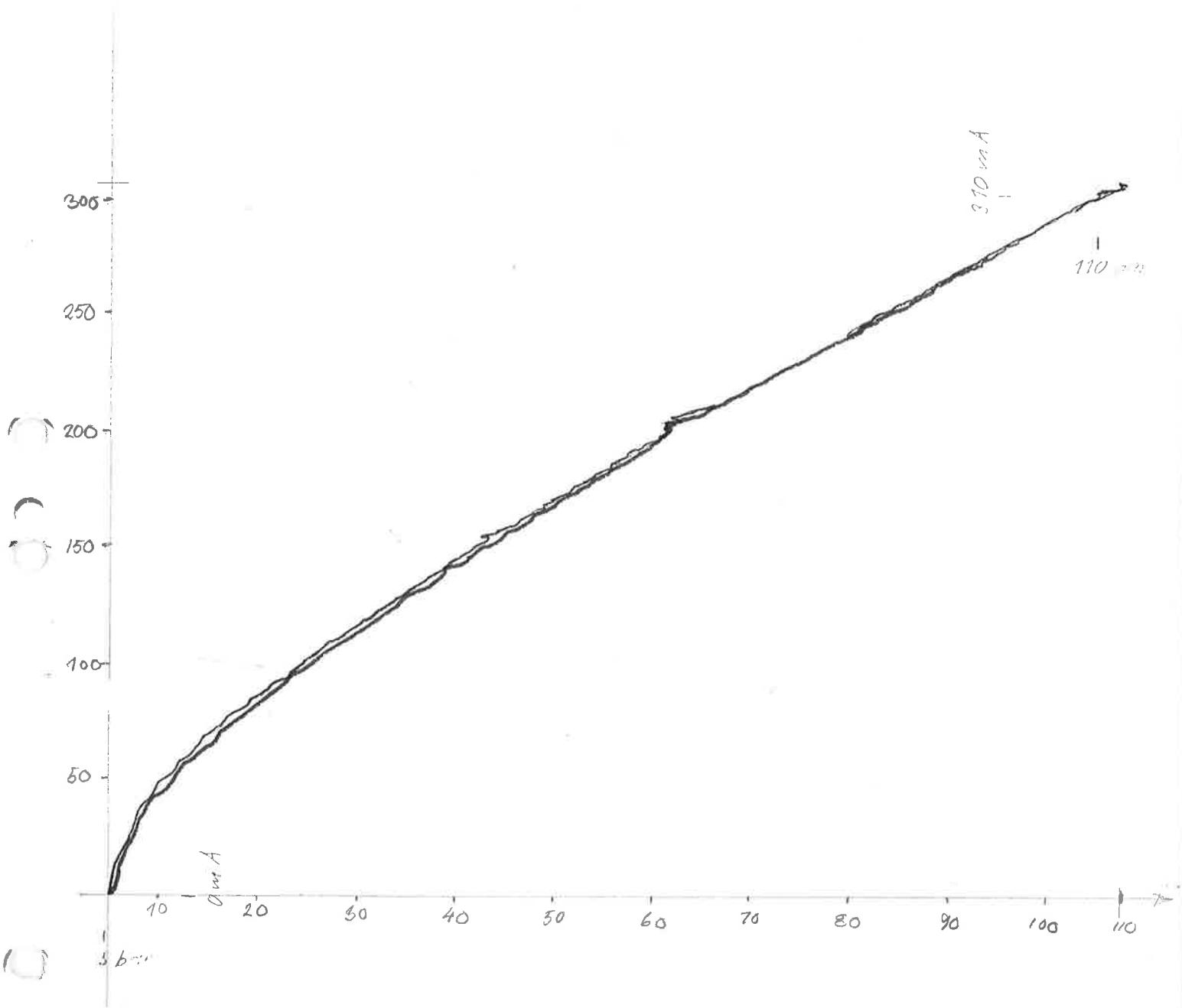


Selec ag  
Hardstr. 27  
5432 Neuendorf  
Tel. 056/36 31 81

19 11 73

B69

526 - 110 - 130, Fabr. Nr. 745



Selco ag  
Hordstr. 27  
6632 Rüsselsheim  
Tel. 676 / 92 34 83

6. 12. 87

## A P P E N D I X C

Lite kunskaper i simnon

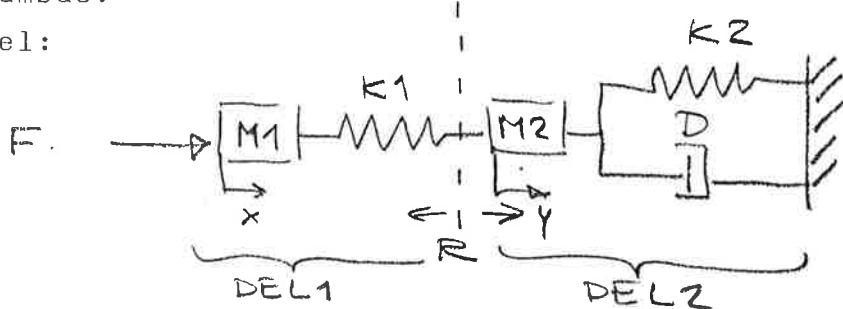
## L I T E K U N S K A P E R I S I M M O N

Simmon är ett Fortranbaserat simuleringspråk för system beskrivna av ordinära differans och differentialekvationer. De system som simuleras kan vara antingen enkla eller sammansatta. I fortsättningen antas systemet bestå av flera kontinuerliga undersystem och ett sammanbindande system, (conecting system).

Att Skriva Program

För att enklast beskriva arbetsgången används ett exempel som programmas.

exempel:



Systemet ovan har två frihetsgrader. Det fodras således två ekvationer för att beskriva dess rörelse.

för DEL1 fås:

$$F = M_1 \cdot \ddot{x} + K_1(x - y)$$

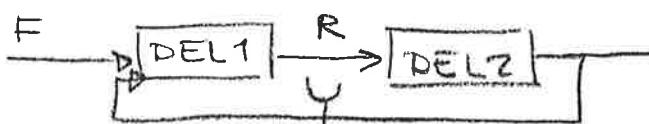
$$R = K_1(x - y)$$

för DEL2 fås:

$$R = M_2 \cdot \ddot{y} + D \cdot \dot{y} + K_2 \cdot y$$

De två ovan angivna DEL-arna bildar i Simmon varsett undersystem.

Undersystemens relationer förklaras av nedanstående figur som beskriver sammanbindande systemet IHOP.



program:

CONTINUOUS SYSTEM DEL1

(här anges namn och typ)

INPUT F Y

(undersystemets relationer till övriga system)

OUTPUT R

Efter detta ska tillstånds variabler och derivator definieras. Derivatorna ska motsvara tillståndsvariablerna.

STATE X1 X2

DER DX1 DX2

(här är  $X1 = DX1 dt$ ,  $X2 = X2 dt$ )

Därefter beräknas eventuella hjälpvariabler. De ordinära differential ekvationerna skrivs och utsignalerna tilldelas värden.

S=X1-Y

(S är en hjälpvariabel)

R=K1\*S

DX1=X2

DX2=(F-R)/M1

Till sist ska parametrarna tilldelas värden. Detta sker genom att man skriver parametern följd av kolon och värdet.

K1:100

M1:1

END

CONTINUOUS SYSTEM DEL2

INPUT R

OUTPUT Y

STATE Y1 Y2

DER DY1 DY2

DY1=Y2

DY2=(R-D\*Y2-K2\*Y1)/M2

Y=Y1

K2:100

M2:2

D:4

END

Nu saknas bara det sammanbindande systemet.

CONNECTING SYSTEM IHOP

(här anges typ och namn)

TIME T

(här deklareras tidsvariabeln)

F=IF T&gt;1 THEN STEG+RAMP\*T+A\*SIN(W\*T) ELSE 0

(här möjliggörs ett varierande utseende på insignalen)

Därefter ska undersystemens insignalen tilldelas värdet.

F [DEL1] =F  
Y [DEL1] =Y [DEL2]  
R [DEL2] =R [DEL1]

Till sist ska parametrarna ges värdet och systemet avslutas.

STEG:0

RAMP:0

(deras värdet kan varieras under simuleringen)

A:0

W:0

END

#### Att Interpretera och Editera Program

I Simnon finns en editor och en interpreter. När programmet skrivs in görs detta i INPUT-mode och programmet interpreteras rad för rad. Det naturliga sättet att skriva in en ny fil är dock att använda kommandot:

>EDIT filnamn (tex. DEL1)

Vid detta anrop är inte interpretatoren inkopplad utan allt lagras ur-skiljningslöst för senare interperetering. Kommandot används ochså för förändringar i redan befintliga filer. Finns nu inte filen får ut-skriften:

FILE NOT FOUND INPUT

Simnon är nu i INPUT-mode och undersystemet skrivs in, och avslutas efter END med övergång till EDIT-mode och kommandot >E (exit). Detta upprepas för DEL2 och IHOP. Nu finns systemet definierat och ska bara interpereteras. Detta görs med kommandot :

>SYST DEL1 DEL2 IHOP (-EDIT)

D.v.s SYST följ av hela systemet med det sammanbindande systemet sist. Tillfogas -EDIT läses delsystemen in ett och ett och man får ge kommandot >E (exit) för att Simnon ska gå över till nästa delsystem. Detta möjliggör förändringar i redan korrekta filer. Upptäcks fel under interpereteringen ger Simnon en felutskrift och övergår till EDIT-mode. En hake (>) visar att datorn väntar på kommandon som rättar till felet.

Följande EDIT-kommandon kommer då ofta till användning:

>T	(top) gå till toppen av filen
>P N	(print) skriv N rader framåt inkl. aktuell rad
>C /A/B	(change) byt ut A mot B
>R TEXT	(reprint) byt ut aktuell rad mot TEXT
>D N	(delete) sudda ut N rader inkl. aktuell rad
>F TEXT	(find) hitta den rad som börjar med TEXT
>L TEXT	(locate) lokalisera TEXT i filen
>LEAVE	lämnar systemet i befintligt skick

Editorn arbetar uppifrån och ned, så ofta får man slå >T under redigeringen.

### Att Simulera System

När kommandot SYST är genomfört kan man börja simulera systemet. På Skärmen syns en hake som visar att Simnon väntar på besked. Först måste axlar ritas och plot-variabler väljas.

PLOT X1 . Y1

AXES V min max H min max (vertikala och horisontella begränsningar)

Därefter kan parametrar varieras, simuleringstid väljas .

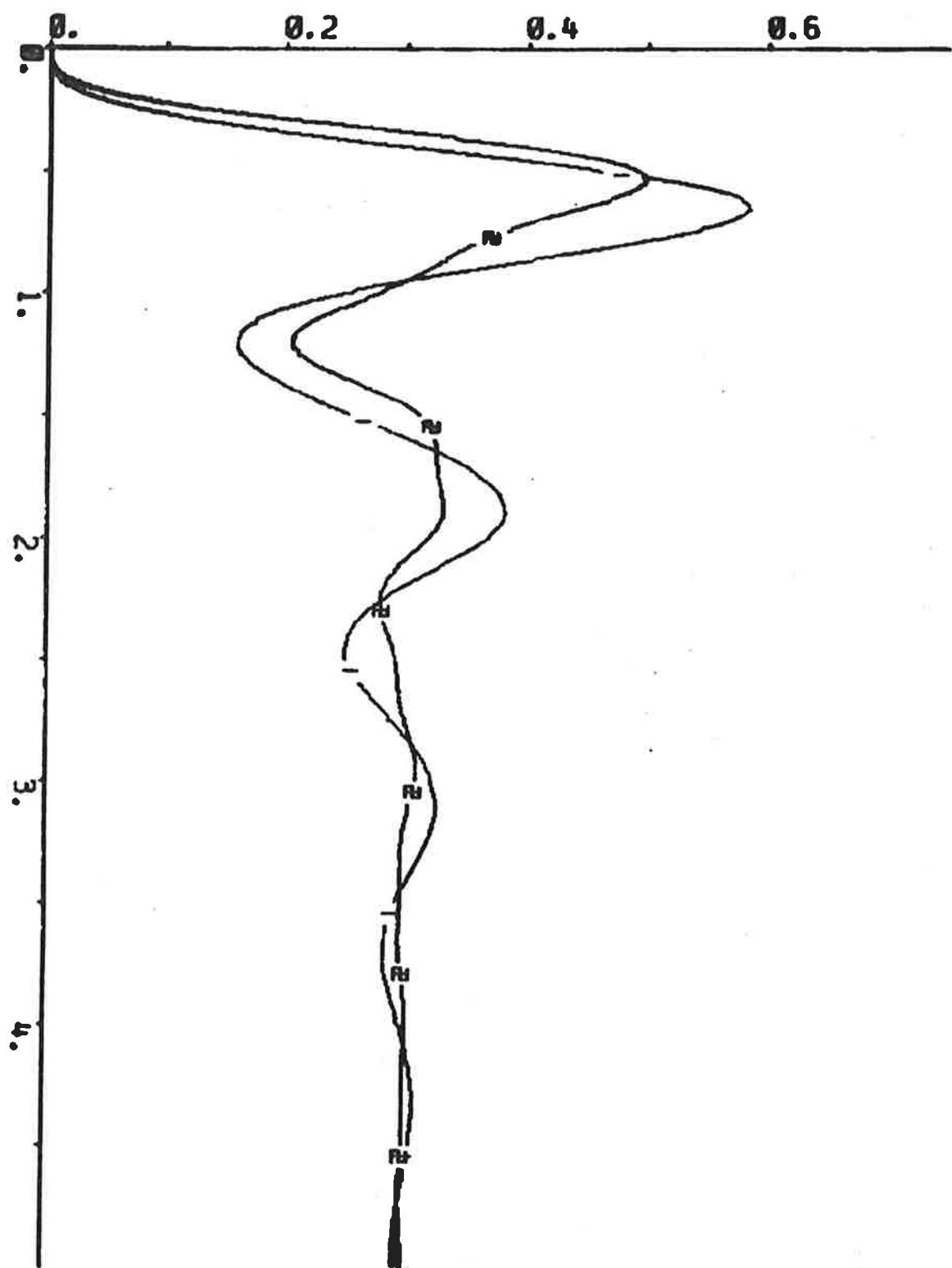
PAR STEG:10

SIMU 1 2 (-MARK) (simulering sker nu mellan T=1 och T=2, tillfogas -MARK numreras kurvorna i den ordning de är skrivna)

Efter genomförd simulering kan man göra nya variationer. Variabler behåller de värden de tilldelats i tidigare simuleringar om de inte återigen tilldelas eller kommandot >SYST görs. Vill man skriva ut sina filer på lineprintern ges kommandot >LIST (LP) filnamn1 filnamn2 då skrivs filerna filnamn1 och filnamn2 ut.

Om inte den normala integrationsrutinen räcker till kan man använda ALGOR RK eller ALGOR RKFIX, vid ALGOR RKFIX måste även steglängd väljas. Man byter integrationsrutin genom att ge ett kommando ~~tex.~~:

> ALGOR RK



Plot #1

## A P P E N D I X D

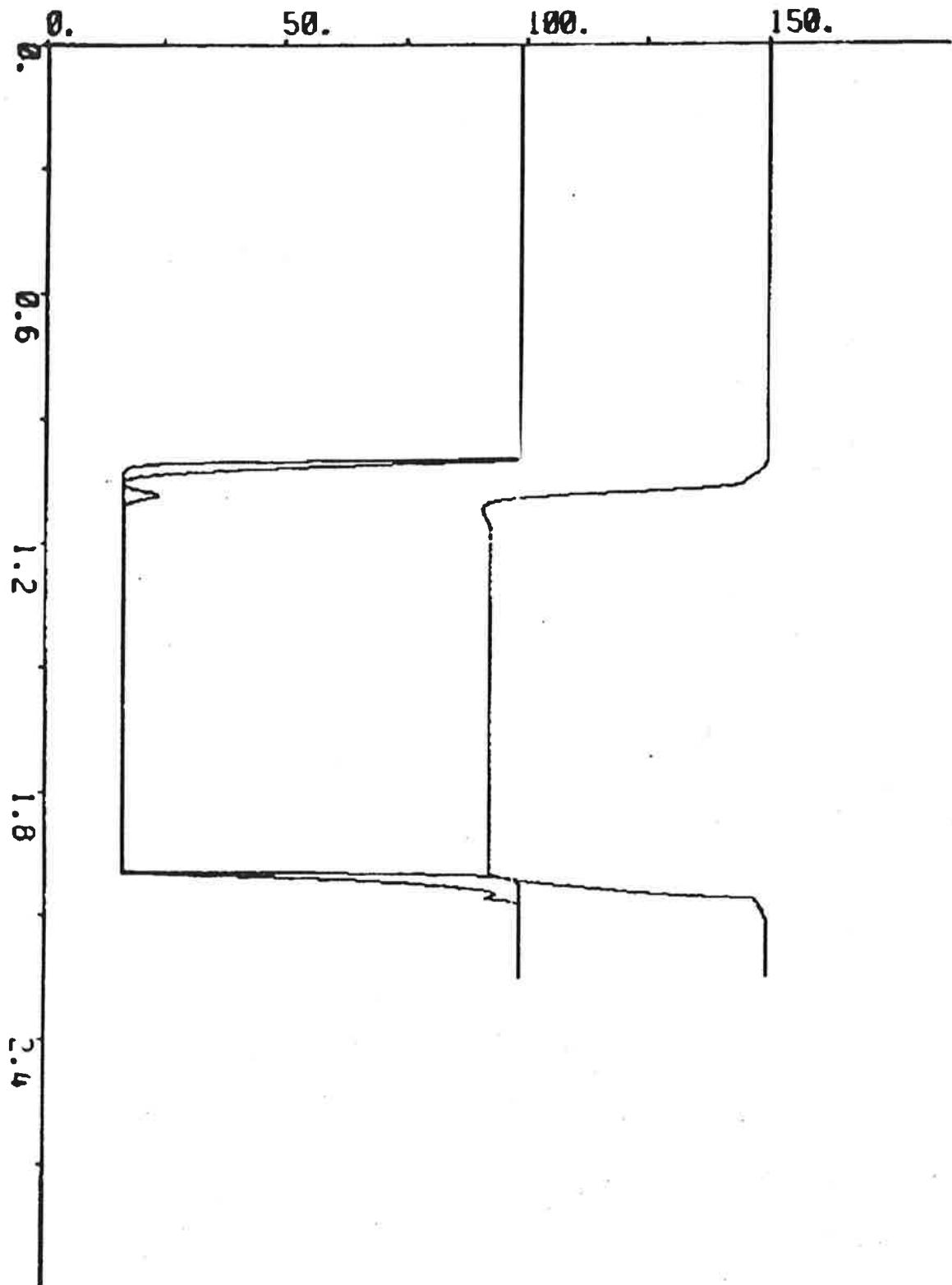
## simuleringsar

VENT2+HYD2+TEST1 steg	D1
VENT3+HYD2+TEST3 steg	D2
VENT3+HYD2+TEST3 tryckanpassat steg	D3
VENT3+HYD2+TEST3 tryckanpassat steg	D4
VENT3+HYD2+teST3 ramp	D5
VENT3+hYD2+TEST3 ramp	D6
VENT3+HYD2+TEST3 ramp	D7
VENT4+HYD2+TEST3 steg	D8
VENT4+HYD2+TST3 steg	D9
VENT4+HYD2+TESTS steg	D10
VENT4+HYD2+TEST3 steg	D11
LINJE+VENT2 steg	D12
LINJE+VENT2 steg	D13
LINJE+vent2 steg	D14
LINJE+VENT2 steg	D15
LINJE+VENT4 steg	D19

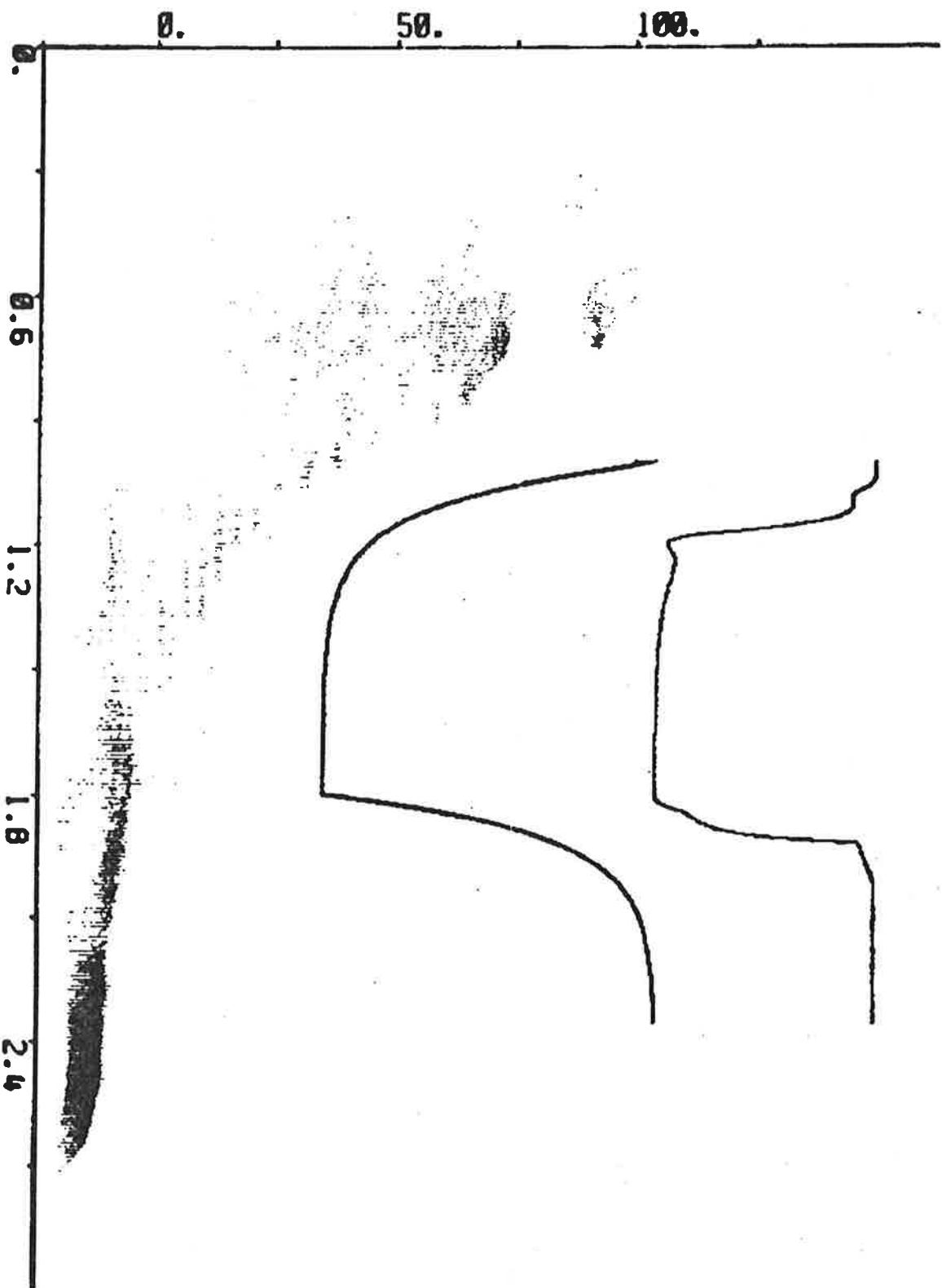
D1

PLOT PX1 PVVENT2J PCTEST1J  
D1=1.E6 D2=1000. D3=1.E6  
CCTEST1J=1.E-6

VENT2 + HYD2 + TEST1  
STEGL=250. STEG2=250.



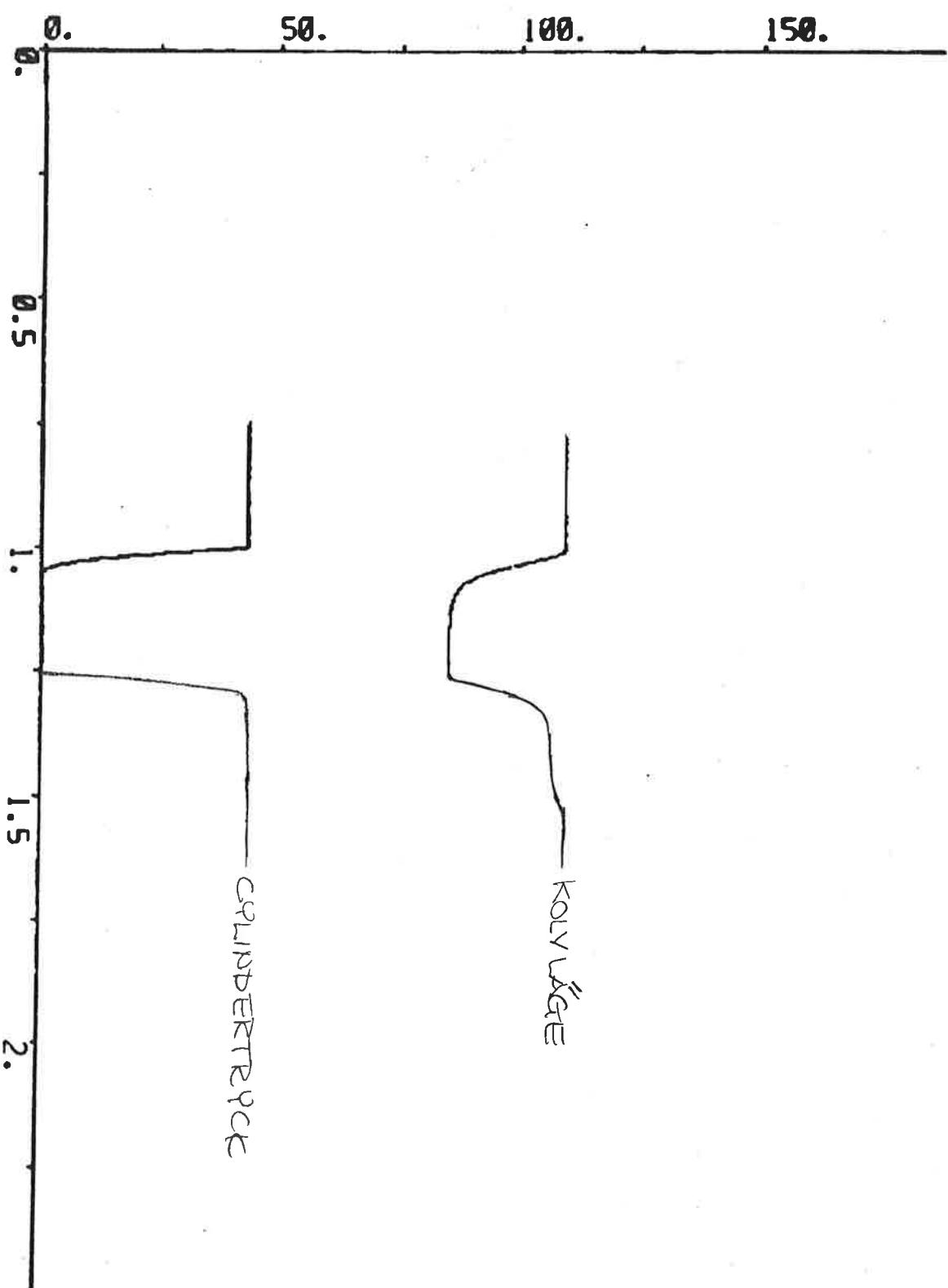
VENT3 HYDZ TEST3 - HOP4  
PLOT PX1 PVENT3 PCTEST31  
STEGL=200. T1=1. STEG2=200. T2=1.0 RR=10.  
TAU=0.1



D3

**PLOT PX1 PCTEST3**

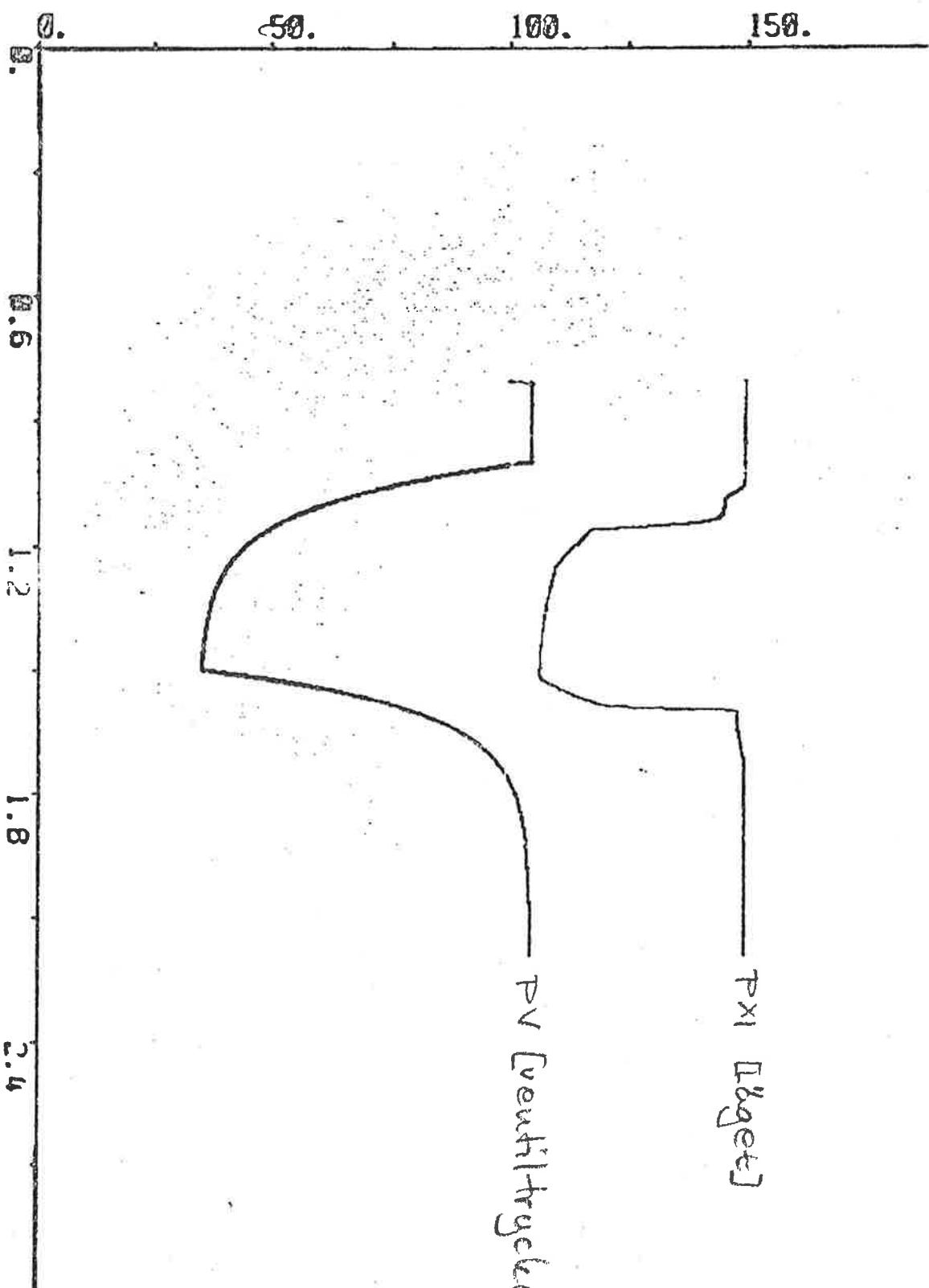
TEST3 + HYDRO + UENT3

 $C_{TEST3} = 1 \cdot E^{-6}$   $X_L = 10.$   $\tau_u = 5 \cdot E^{-3}$   $I = STEG,$   $P - P = 175$   $I_h = 90 \text{ mA}$ 

D4

PLOT PX1 PVVENT31 PCTEST31  
TRU=0.1 CTEST31.E-5 PFI=1250.

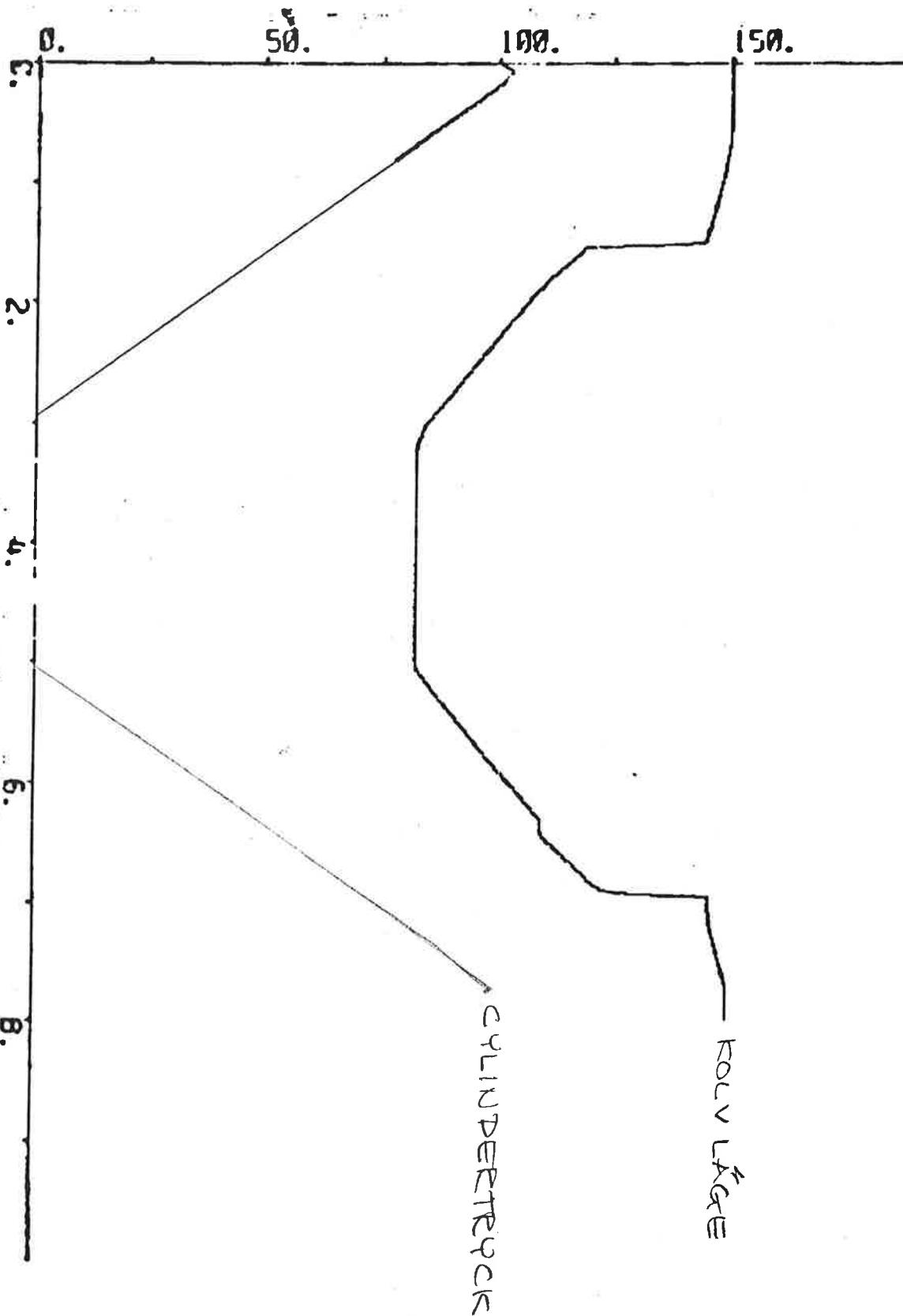
TEST2 + HYD2 + VENT3



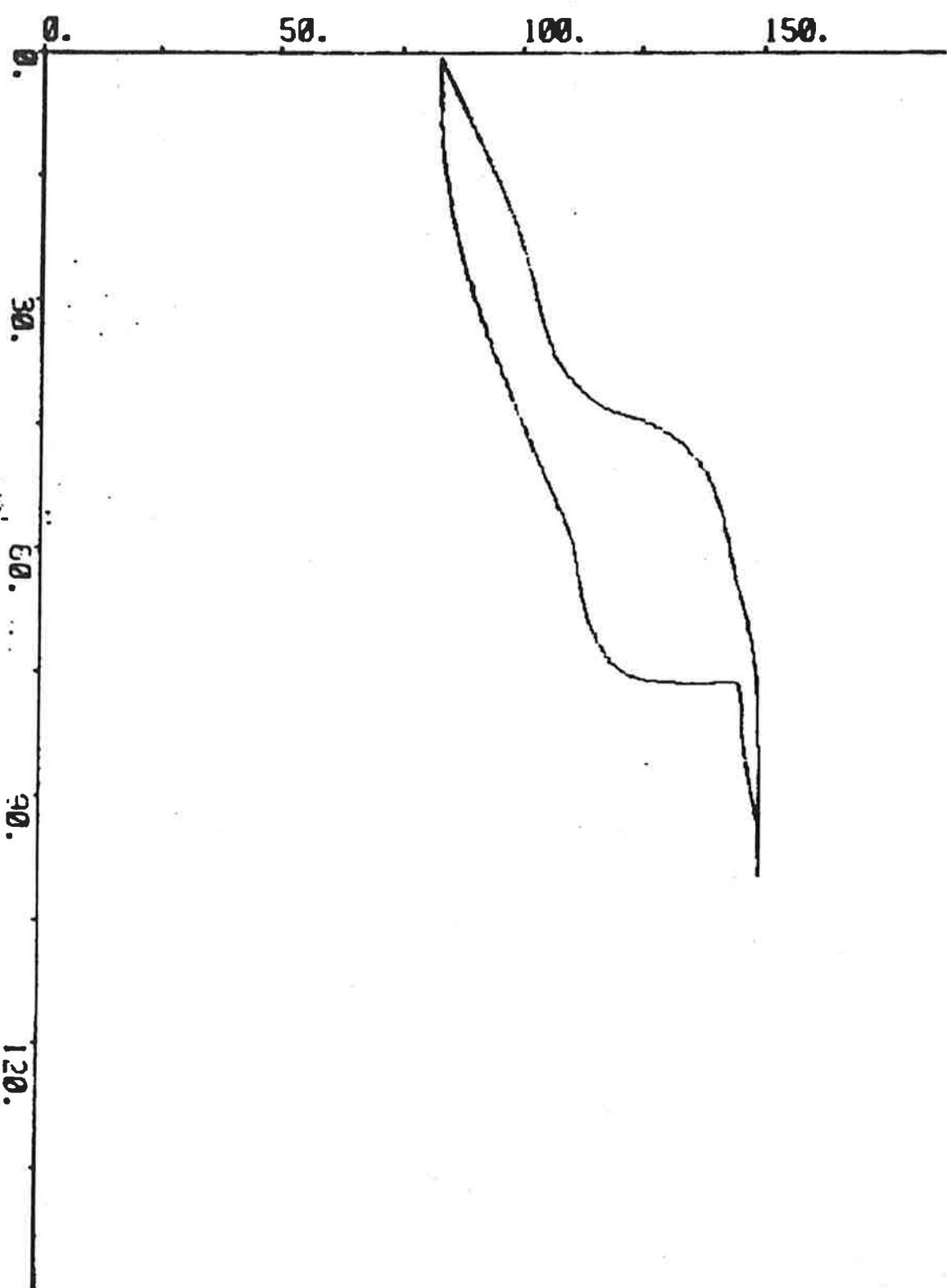
FLUT PX1  
TAU=5.E-3 RR=0.  
PLOT PC[TEST3]

RAMP=100. T1=4.  
STICKTID=35

TEST3+HYD2+VENT3

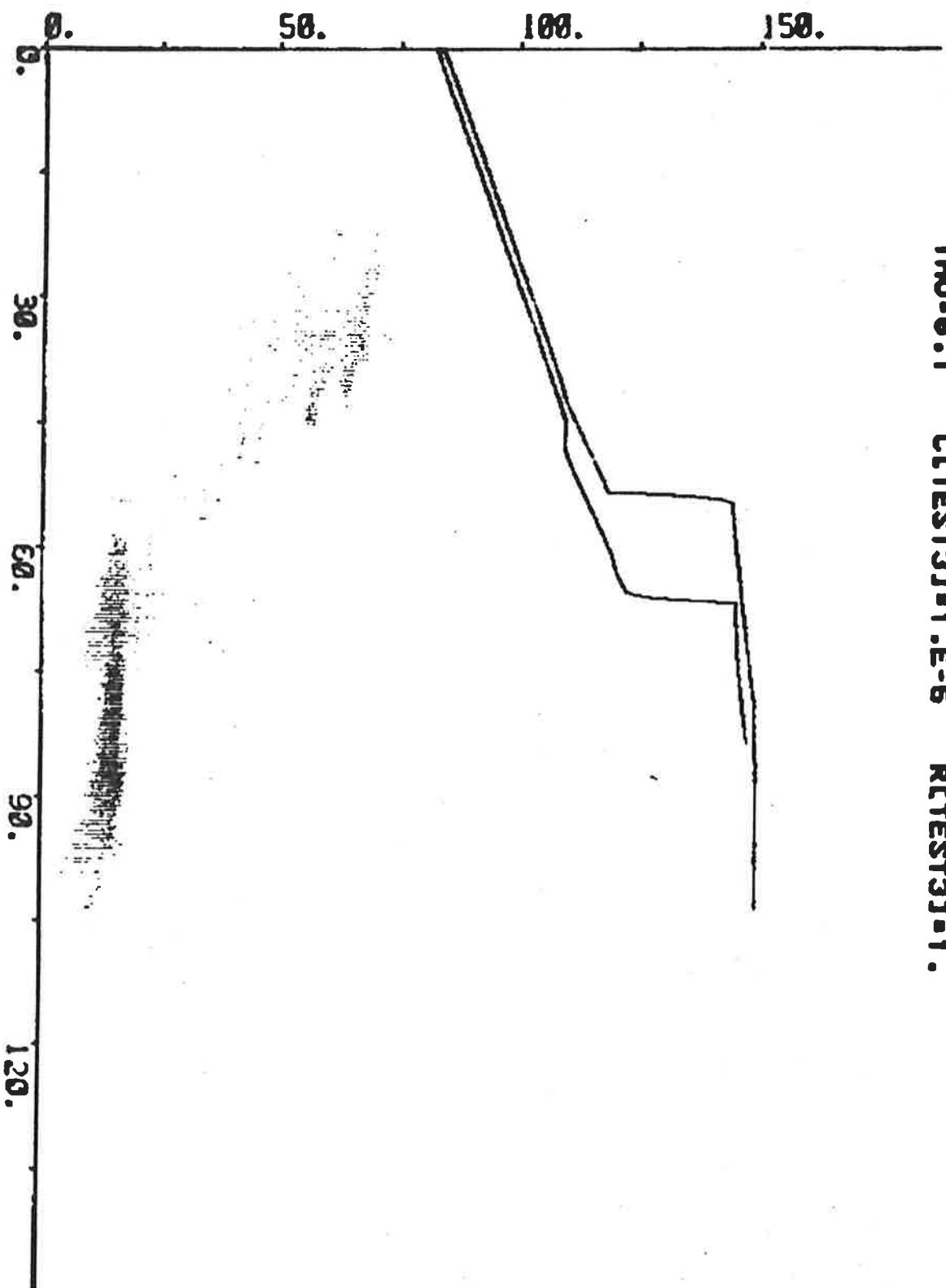


D6



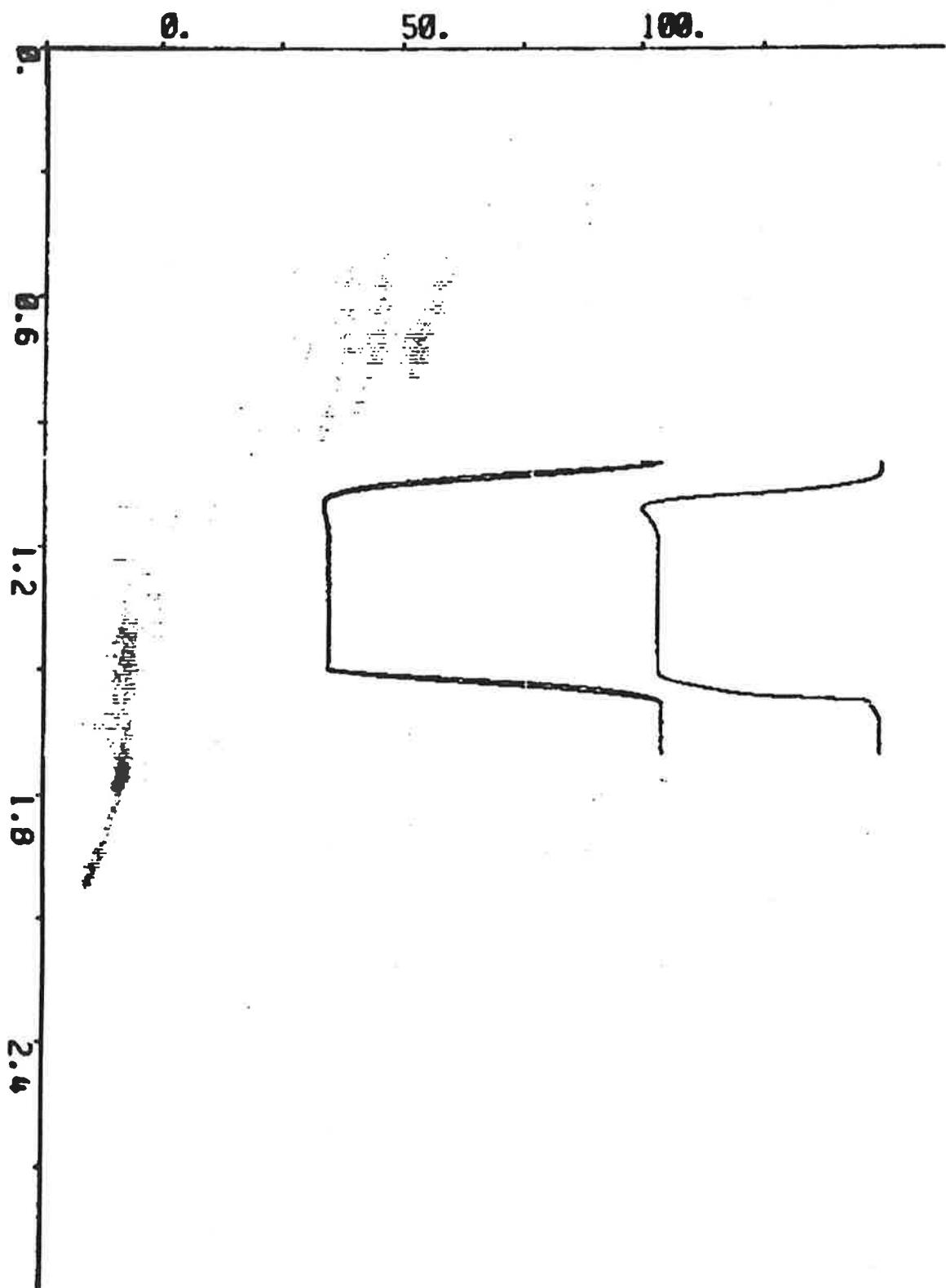
PLOT PX1 (PCTEST21)  
C1=0.1 R=25. D1=1.E6 D2=1000. D4=1.E8 D5=10.  
STEGL=350. M=1000.

DENT3 + HYD2 + TEST3  
IHOP4



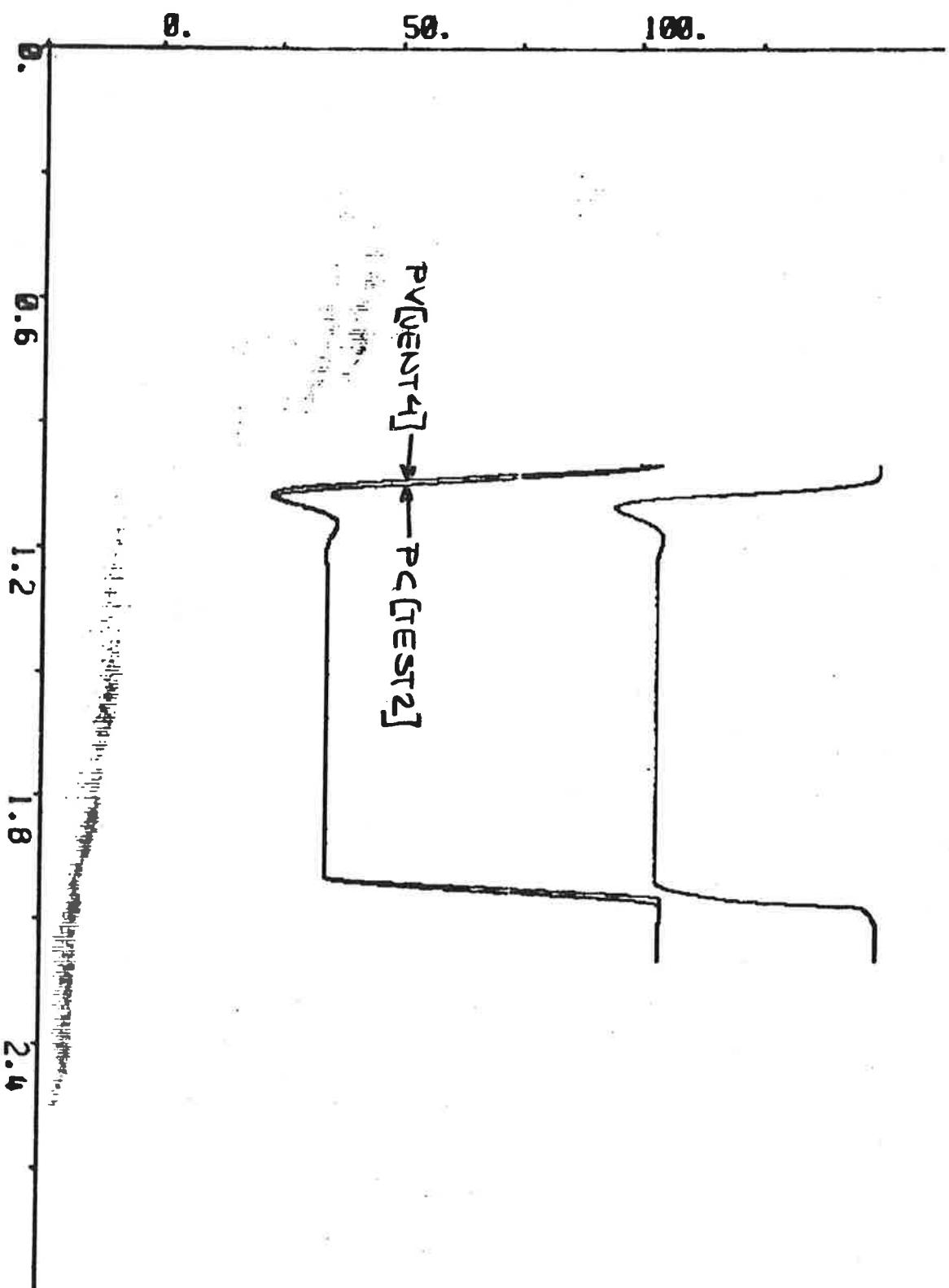
80

VENT4 HYD2 TEST3 1HOP-  
PLOT PX1 PC1 TEST3 PVENT4  
STEG1=200. STEG2=200. F=0.0 U=60.



D9

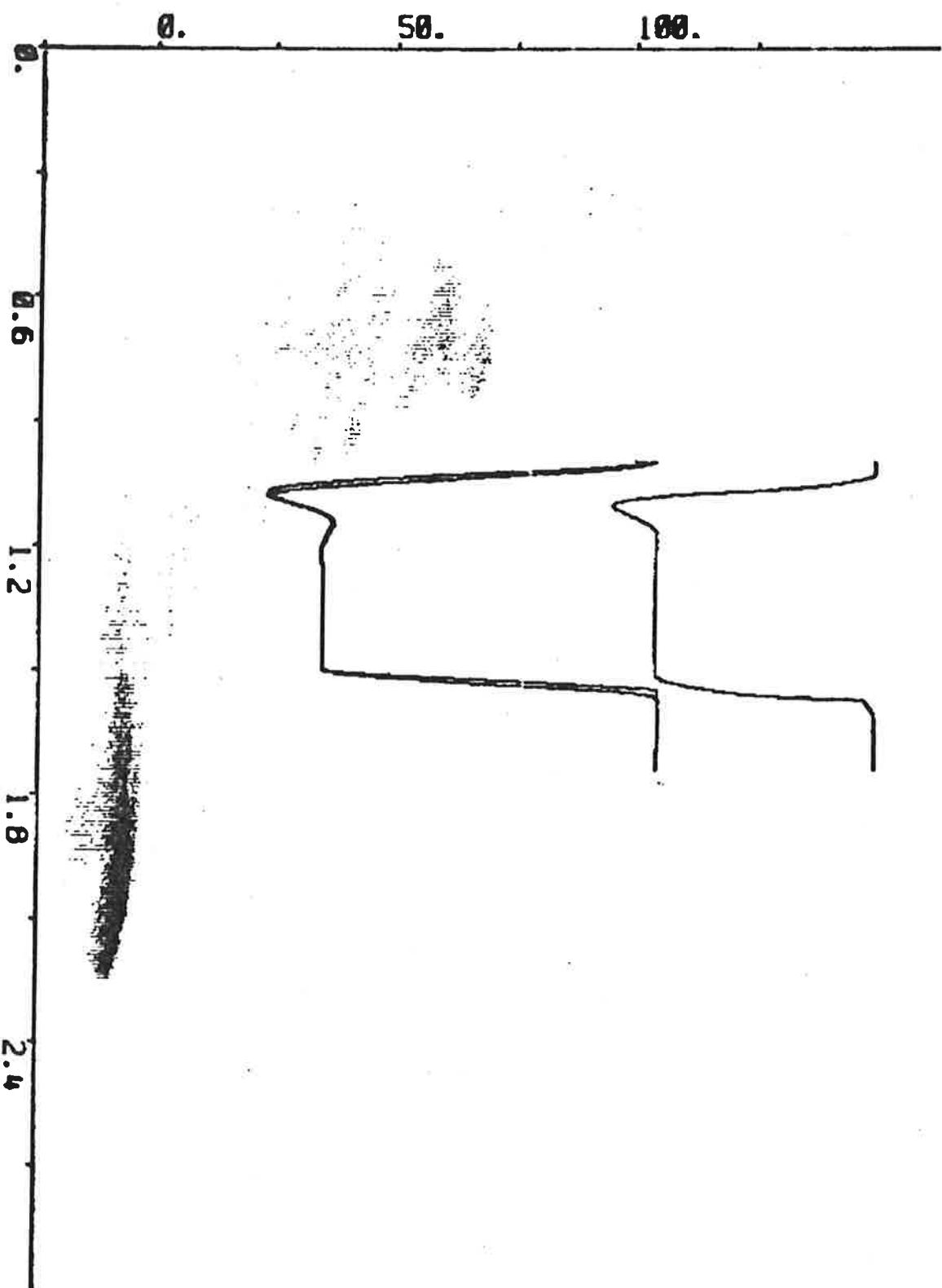
VENT4 HDZ TEST2 IHOP6  
PLOT PX1 PVVENT4 PC TEST2  
STEGL = 200. STEG2 = 200. F = 0.5 U = 5A



D10

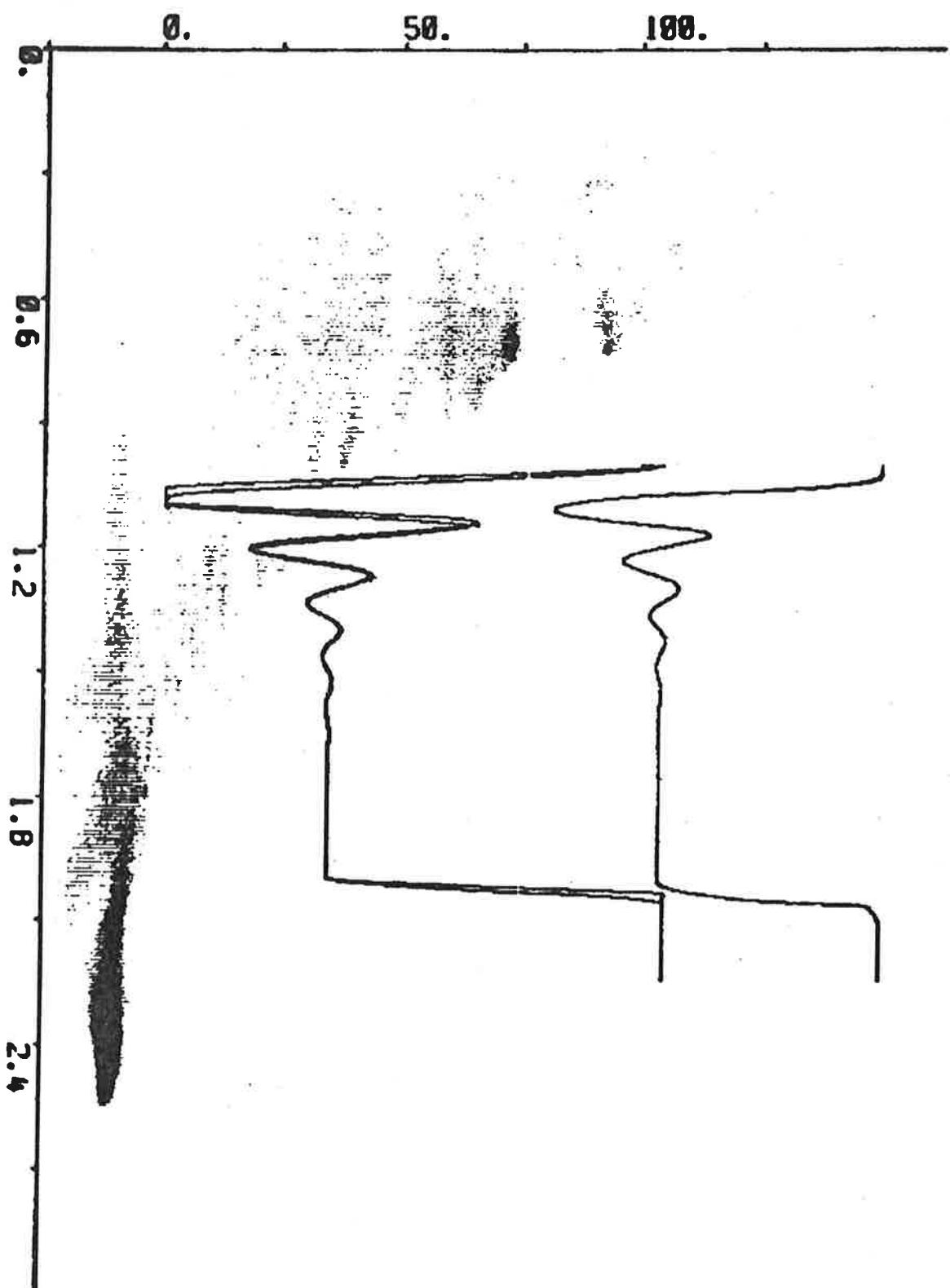
VENT 4 HYDZ TEST 3 IHOP TEST  
PLOT PX1 PC[TEST3] PV[VENT4]

STEG1 = 200, STEG2 = 200, F = 0.5 U = 50.



D<sup>11</sup>

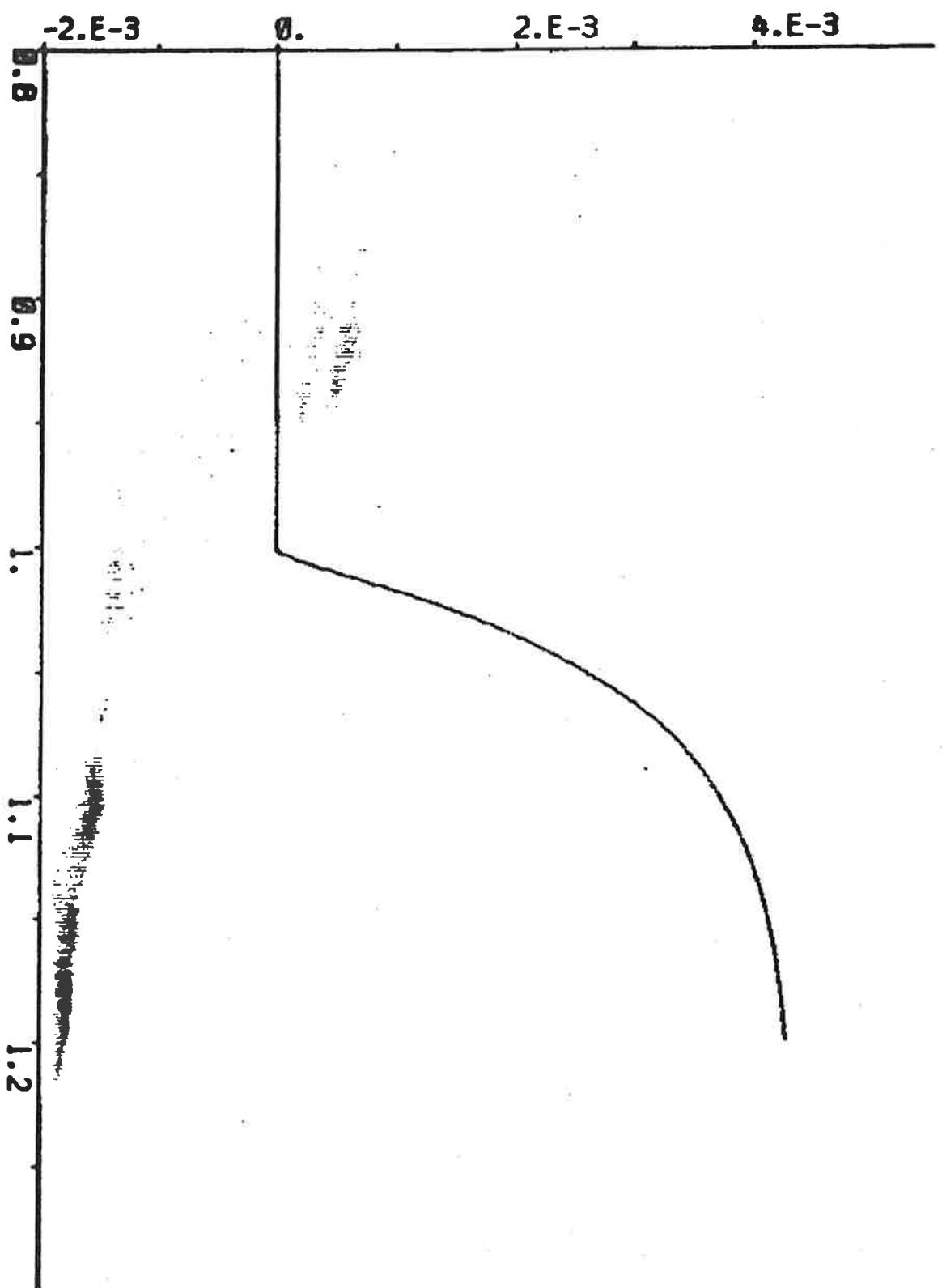
VENT4 HYD2 TEST2. HOB.6  
PLOT PX1 PVENT4 PC TEST21.  
STEGR1 = 200. STEGR2 = 200. F = 0.2 U = 50.



D12

PLOT X1  
N=100, D=2.E6 KLINE=4.E6  
RMAX=70, TRU=6.E-3 STEG1=360.

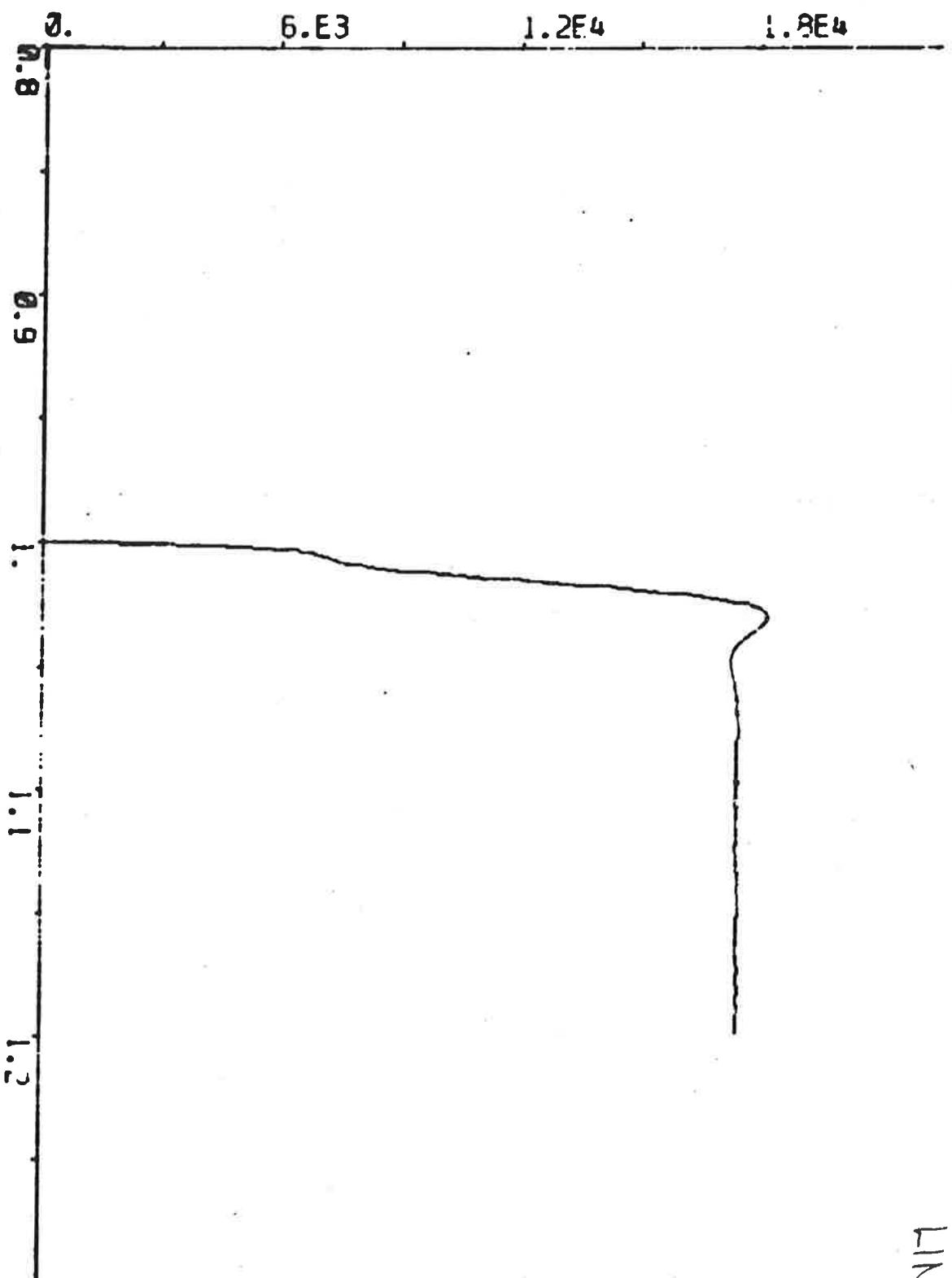
KINJE + VENT2



D13

PLOT FN  
M=100. D=2.E4 K[LINE]=4.E6 PUMAX=70. TAU=6.E-3  
STEP=360.

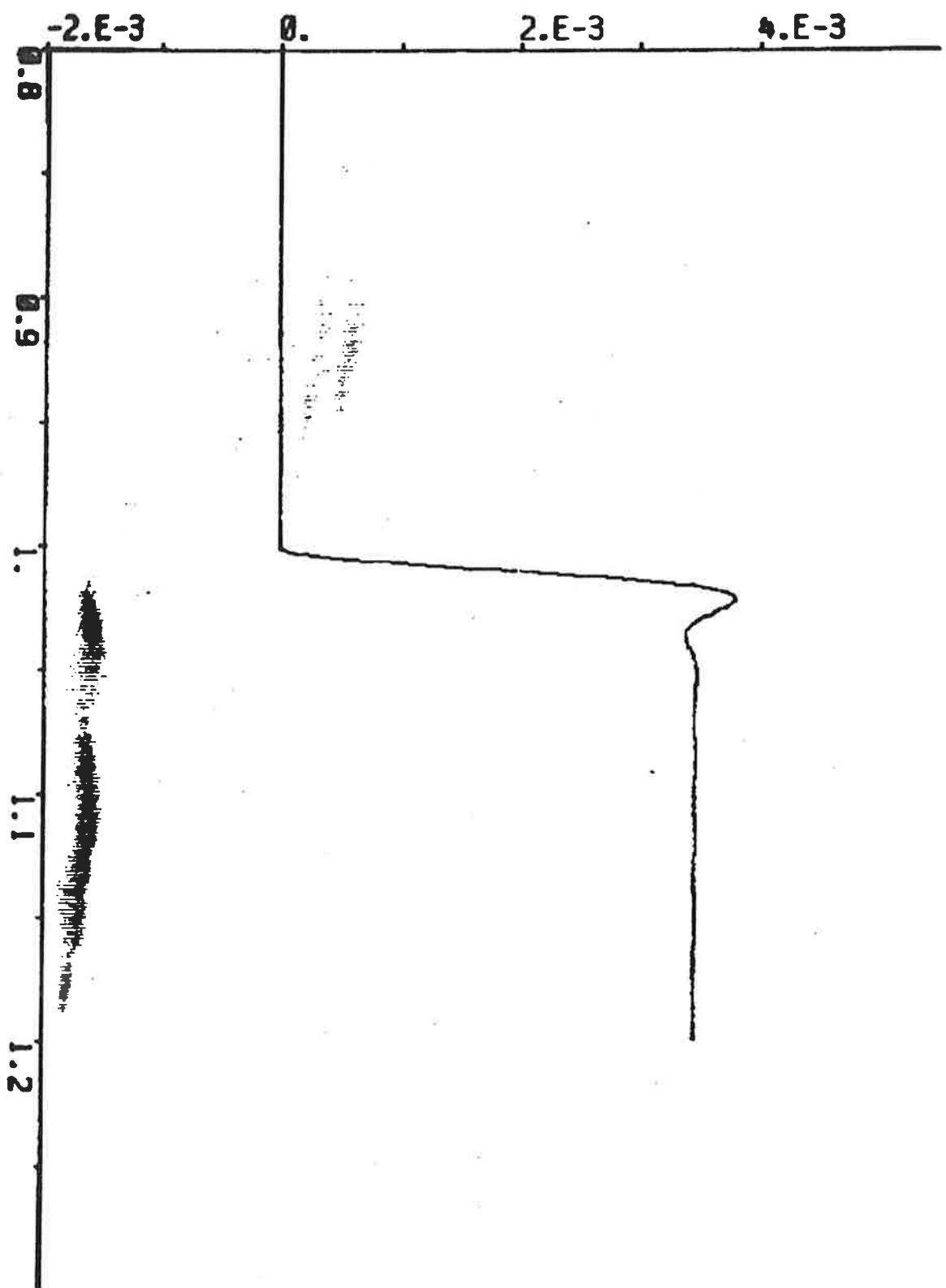
LINDE + VENTZ



D14

PLOT X1  
N=100. D=2.E4 KCLINEJ=5.E6  
PUMPK=70. TRU=6.E-3 STEG1=360.

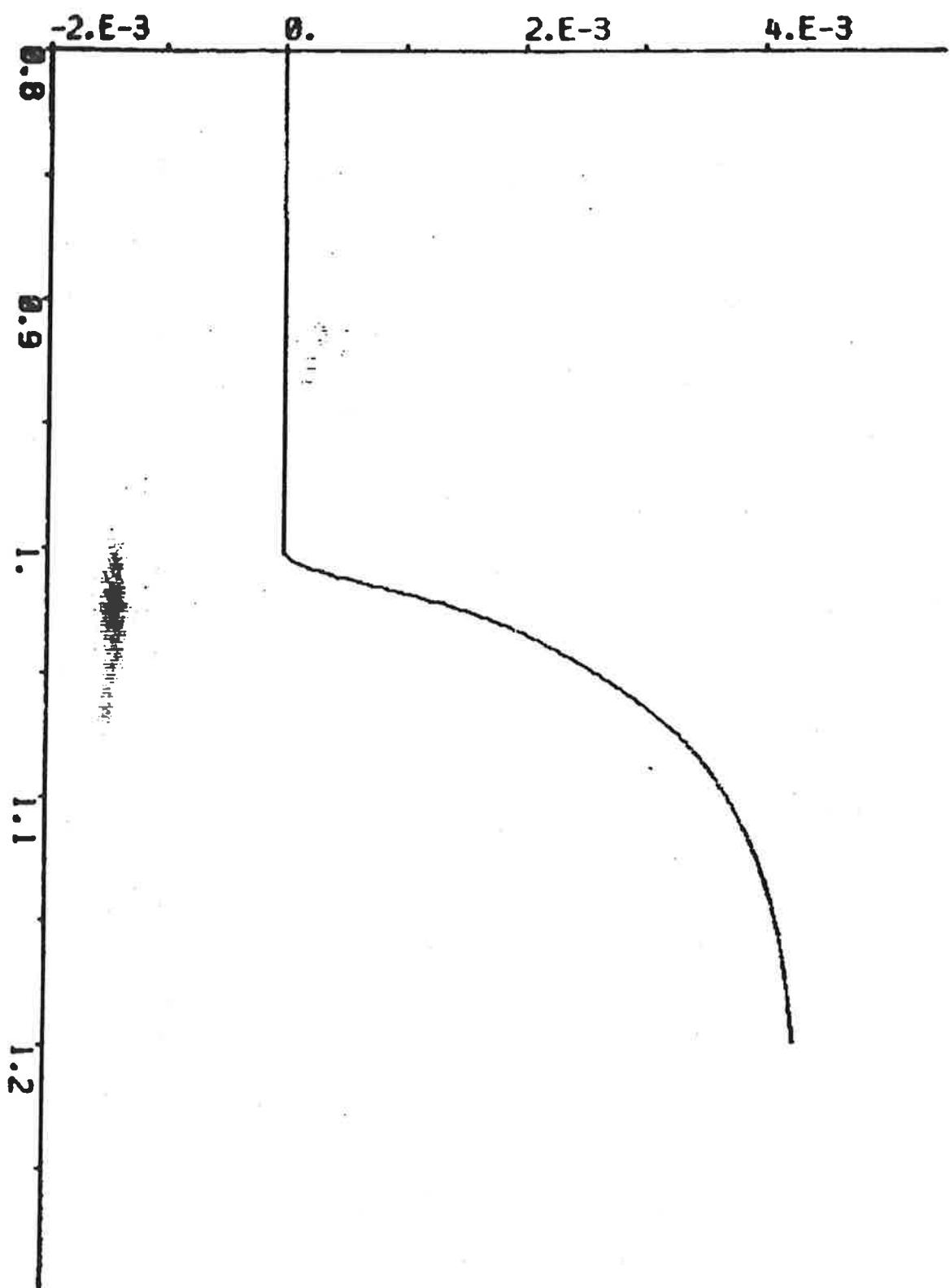
LINDE + VENTZ



DIS

PLOT X1  
N=100. D=2.E4 KLINJEJ=4.E8  
PUNKT=70. TRU=0.06 STEG=360.

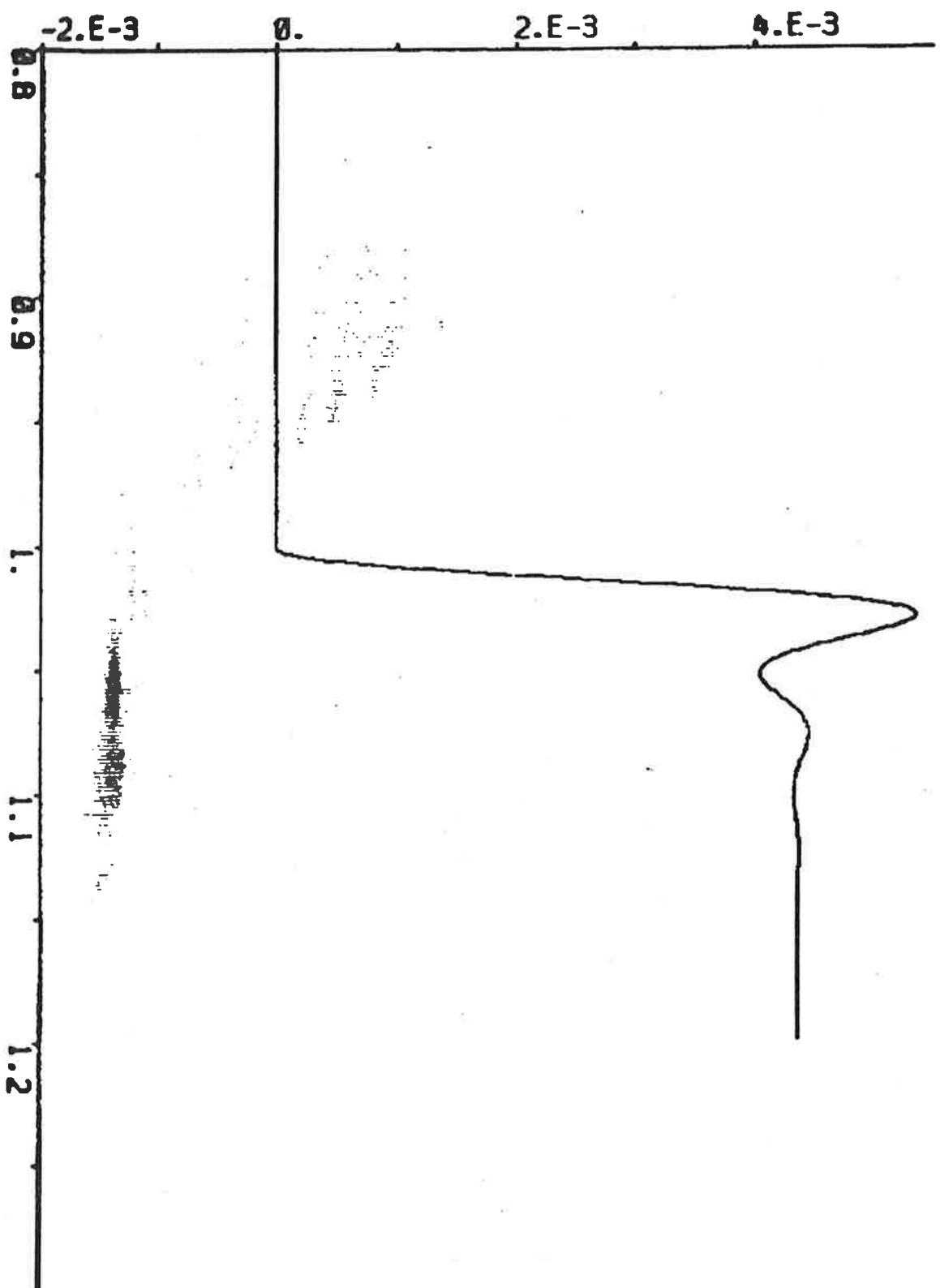
LINJE + UENDE



D16

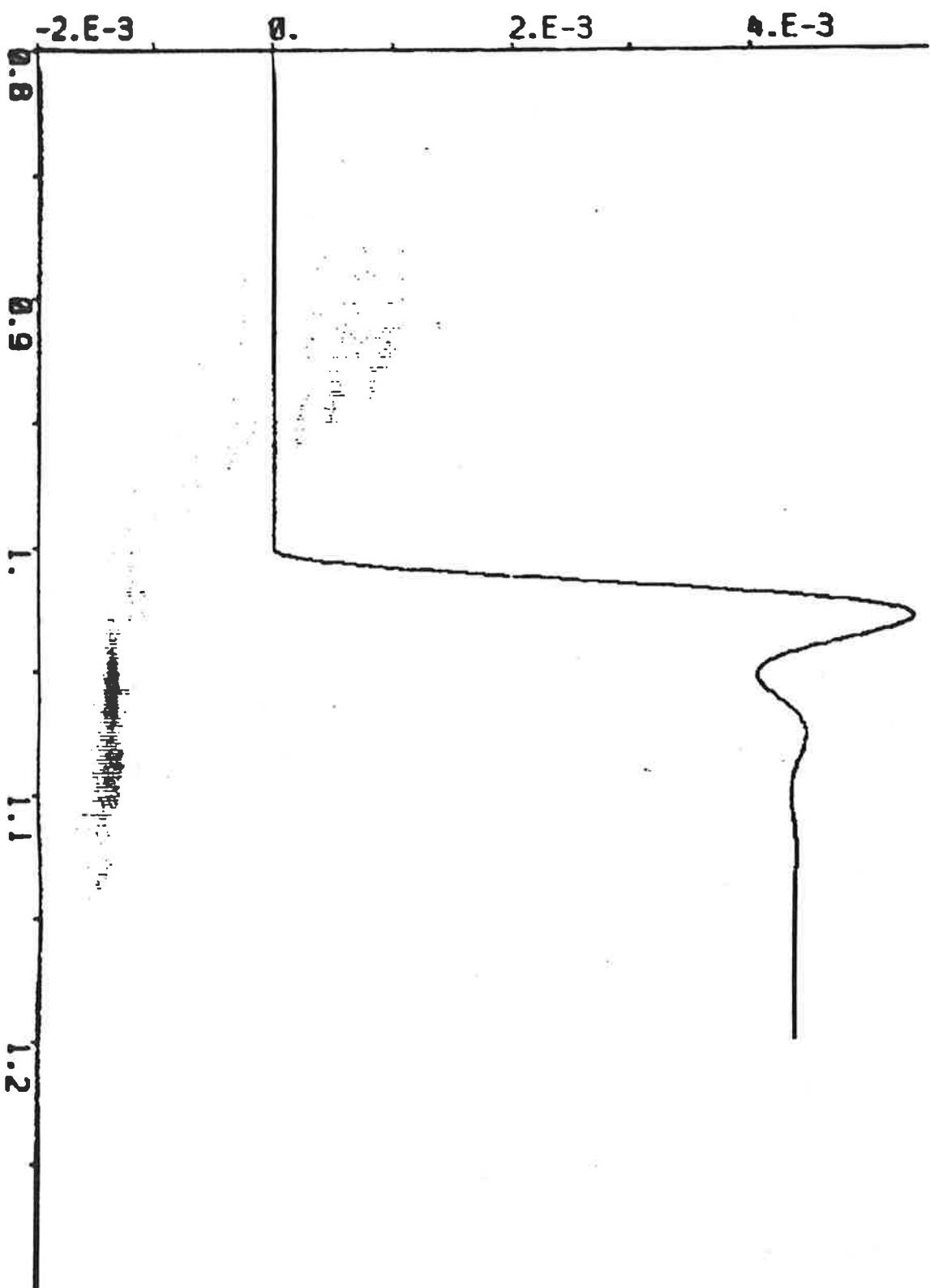
PLOT X1  
N=263. D=2.E4 KLINJEJ=4.E8  
PVMAX=70. TAU=6.E-3 STEG1=360.

LINDE + UENTZ



PLOT X1  
H=200. D=2.E4 K[LINE]=4.E8  
RMAX=70. TAU=5.E-3 STEG1=360.

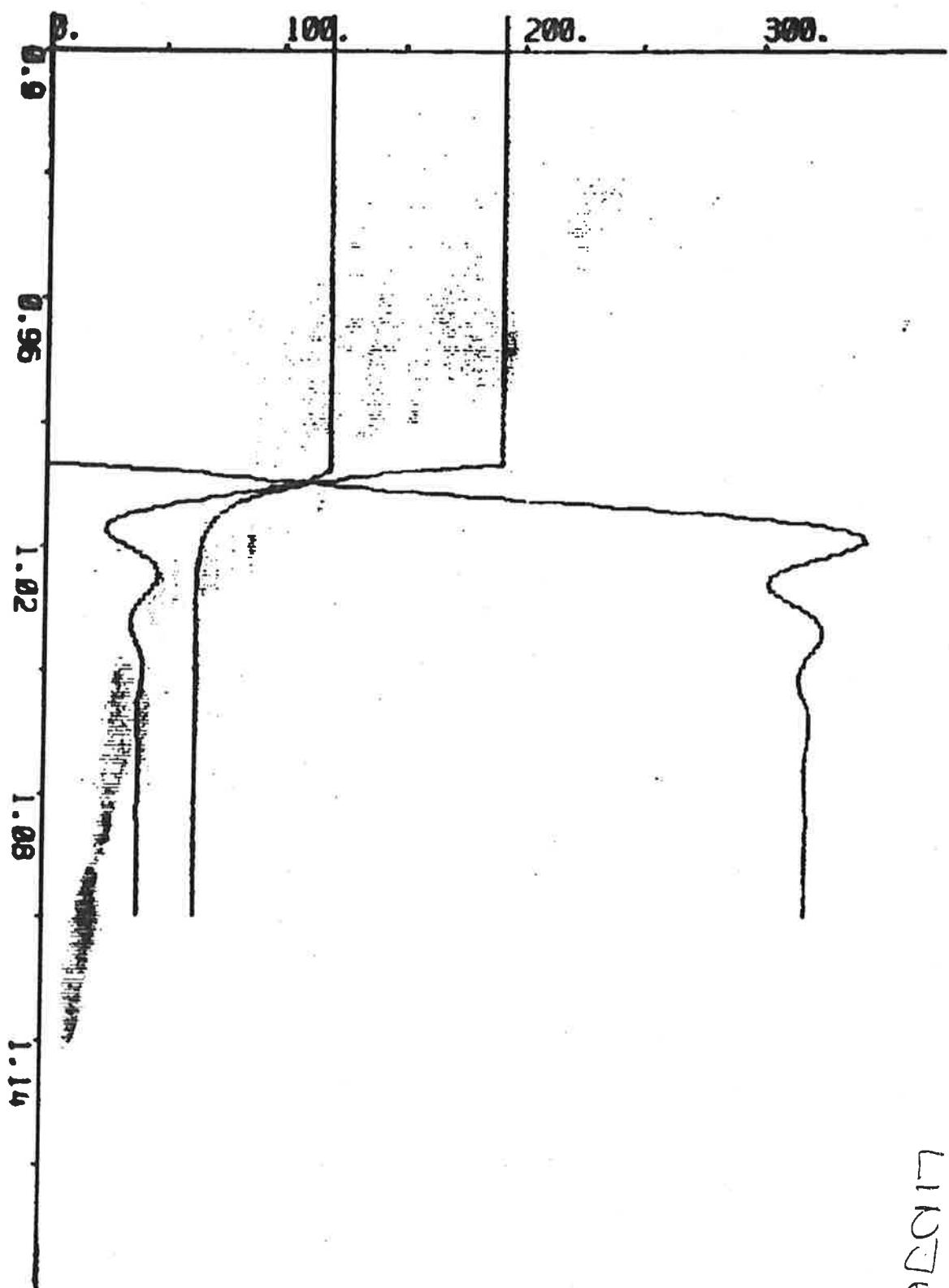
LINDE + VENTZ



DIA

PLT RX1 PFT PVVENT2J  
H=60° D=7000. KLINEJ=4.E8 PVMAX=182.  
PVVENT2J=0.64

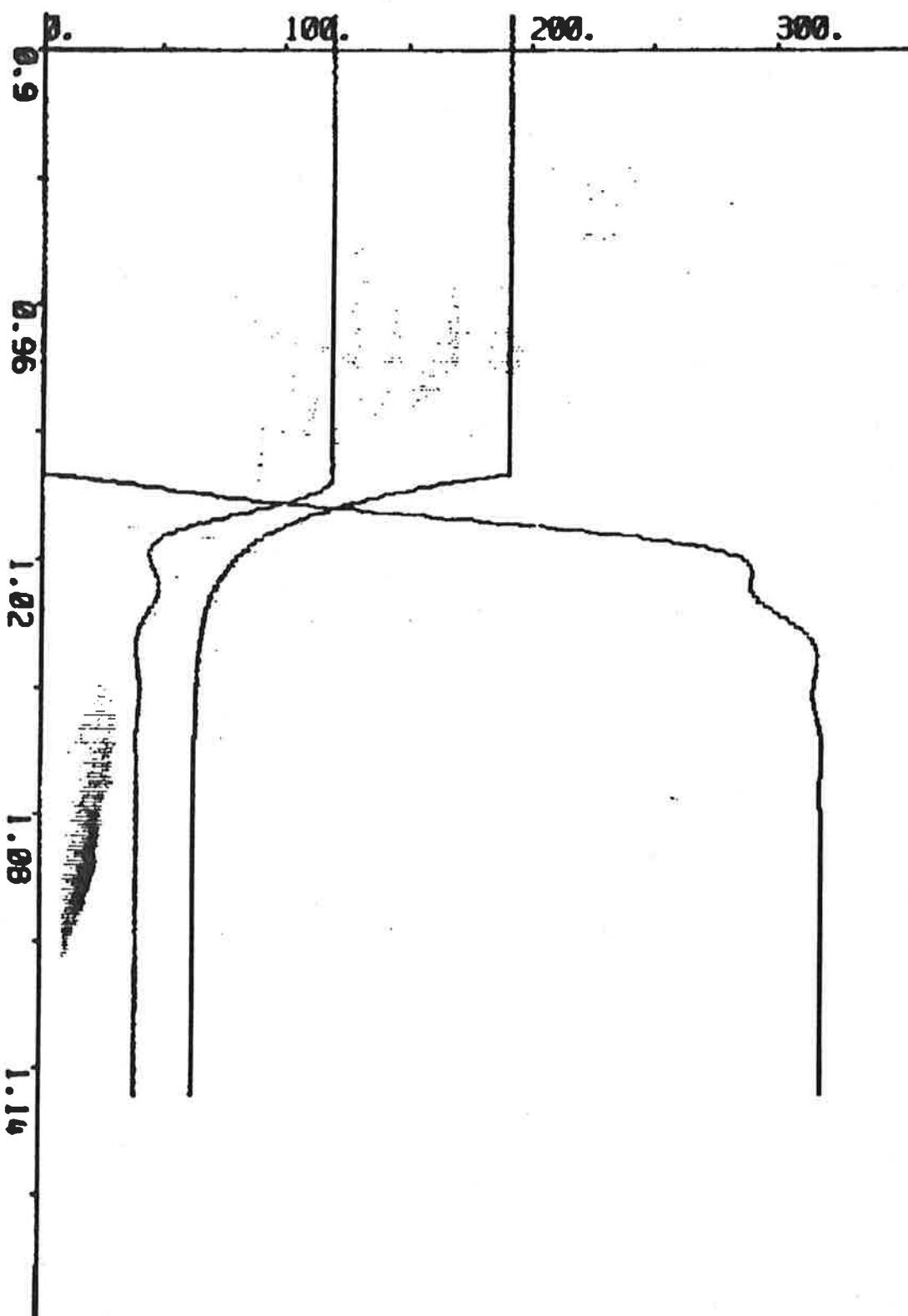
LINJECTOR



D19

PL0T PX1 PFT PURRENT2J  
H=50° D=7600. KELINJE=4.E8 KURRENT2J=0.84  
PUMAX=182°  
TRU=6.61

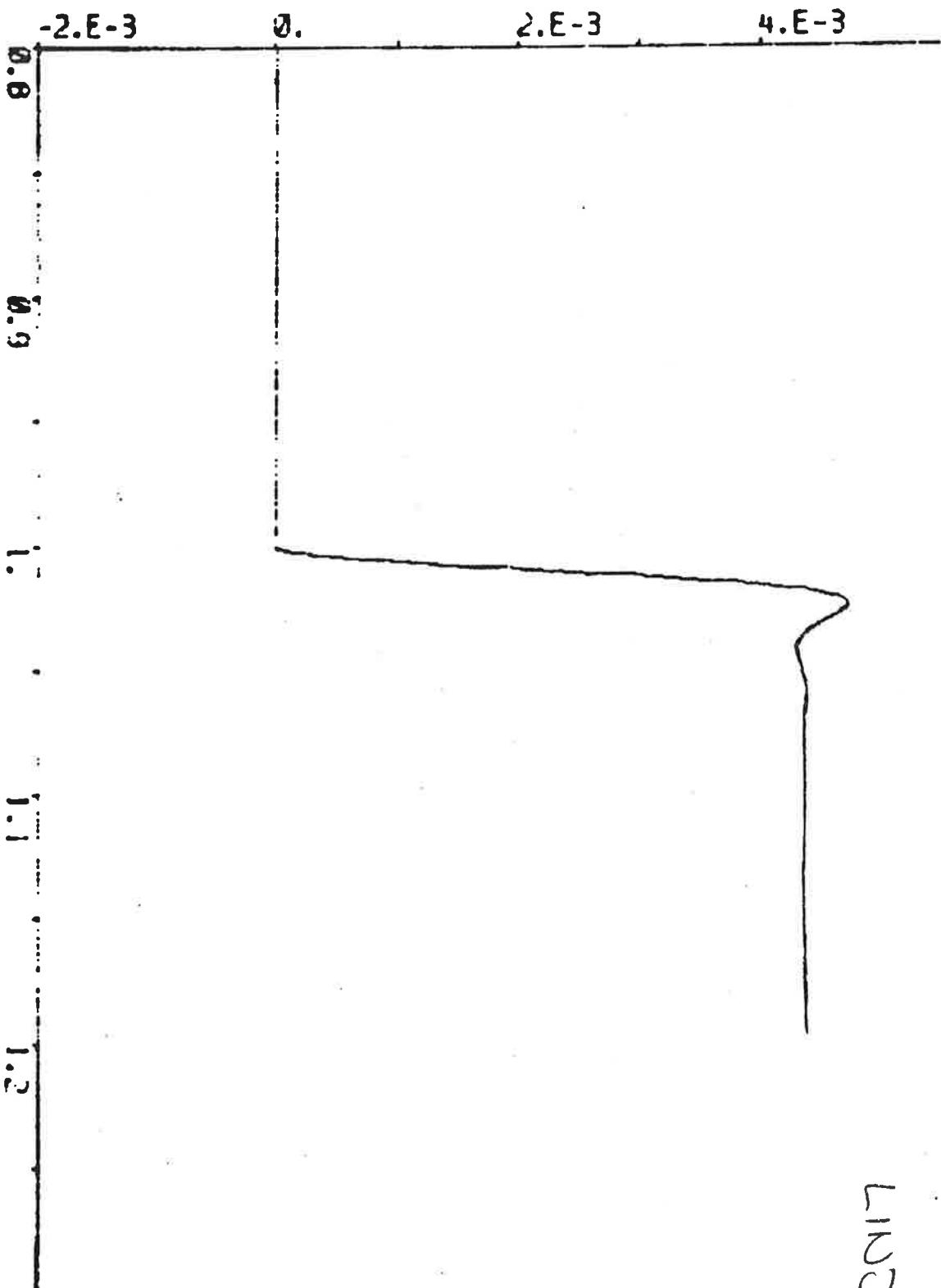
LINDENVENTAGE



D20

PLOT X1  
N=100. D=2.E4 K[LINJE]=4.E8 PUMAX=70. MU=6.3E-3  
STEG1=360.

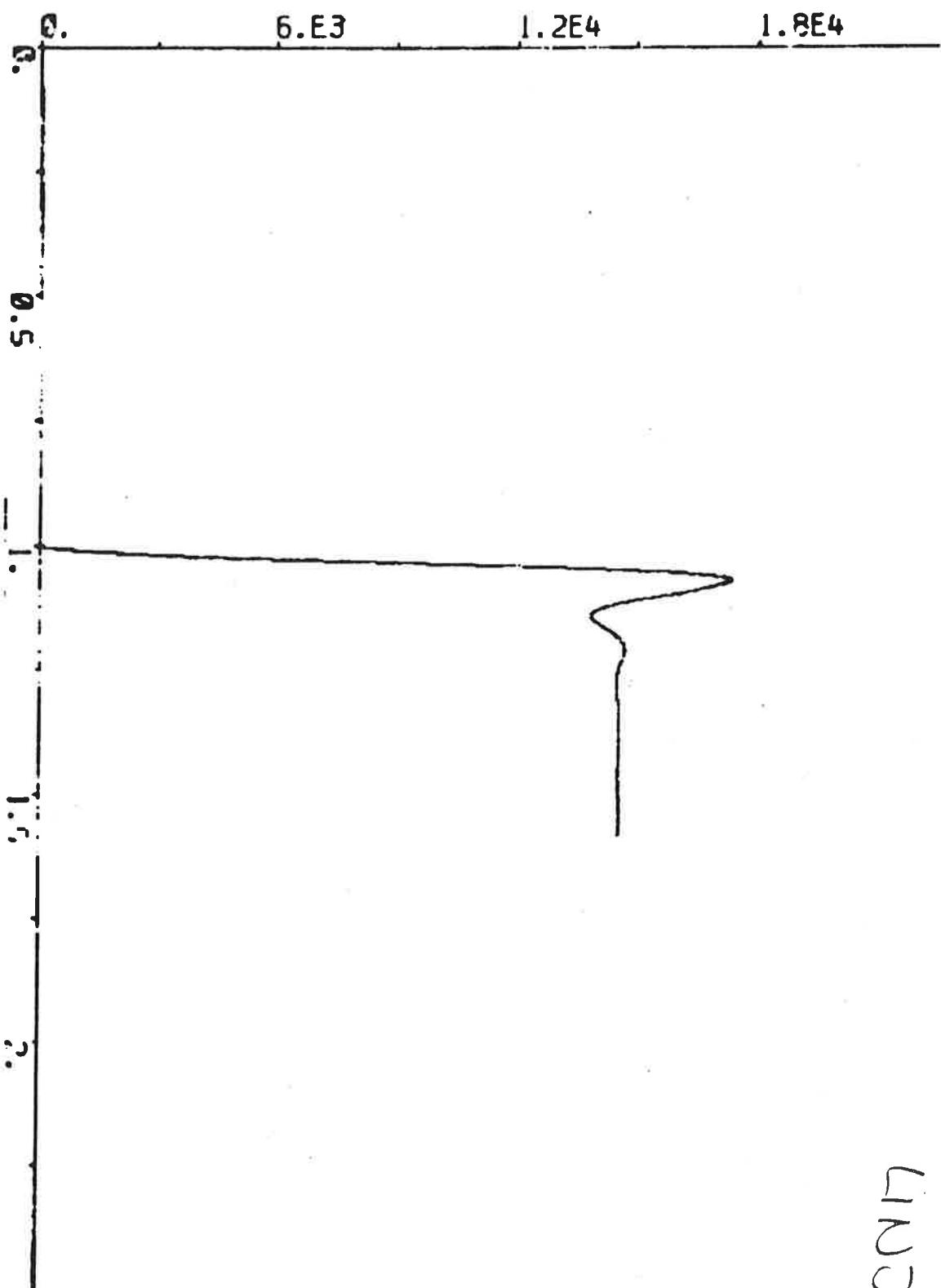
LINJE + VENT4



D21

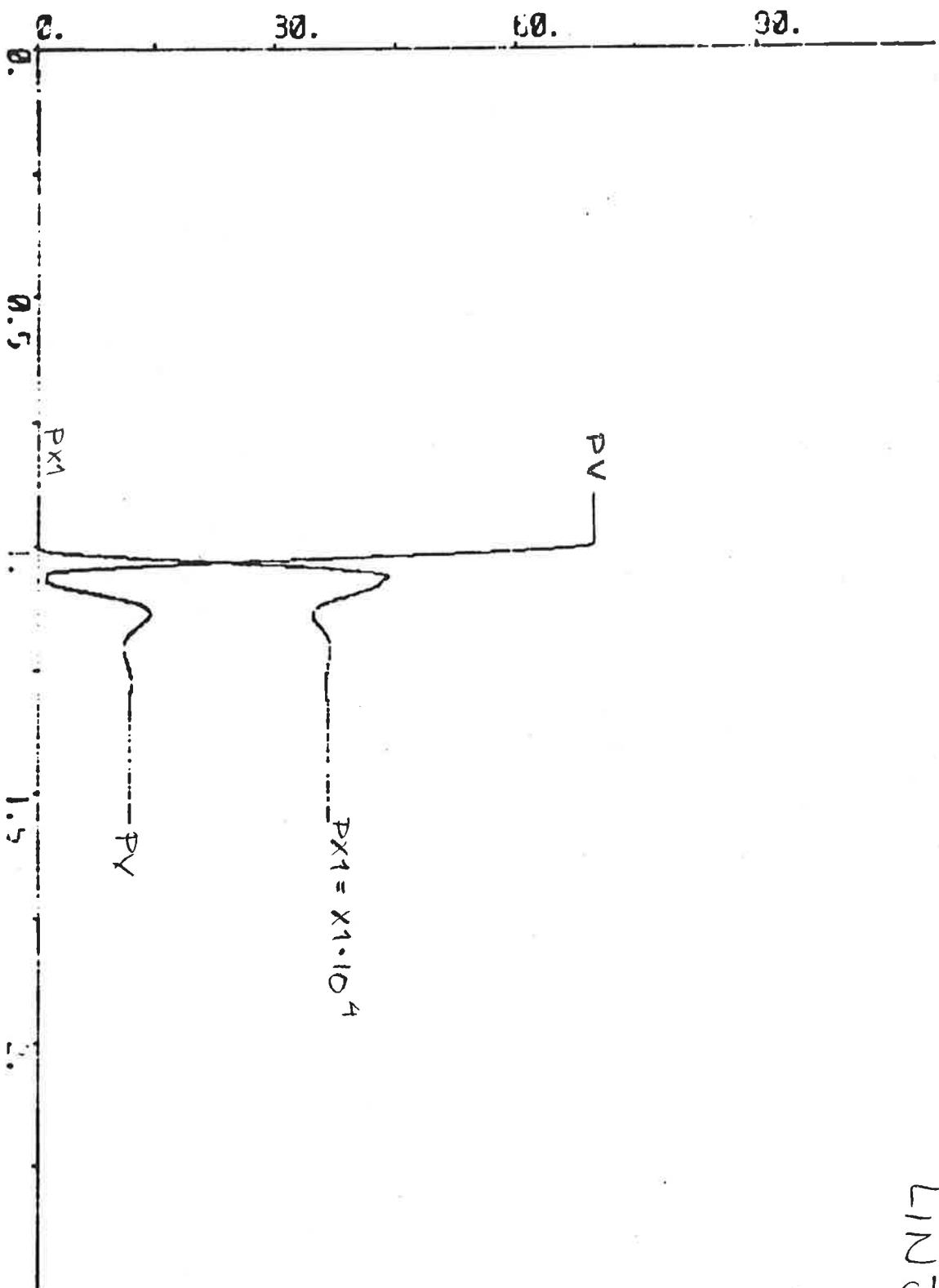
PLOT FN  
PUMAX=70. STEG1=250. D=2.E4 H=100. K=4.E6 U=60.

LINJE + VENTY



PLOT FULL LINE PX1  
 $P_{MAX} = 70.$  STEG1 = 250. D = 2.E4 N = 100. K = 4.E6 U = 60.  
 $F = 0.4$

LINDE + UVENTY



## APPENDIX E

Simmon program

VENT1	E1
VENT2	E2
VENT3	E3
VENT4	E4
HYD2	E5
HYD3	E6
LINJE	E7
TEST1	E8
TEST2	E10
TEST3	E12
KOLV	E14
KOLV1	E15
SPIND	E16
TANG1	E17
TANG2	E17
IHOP1	E18
IHOP2	E19
IHOP4	E20
IHOP6	E21
IHOP7	E22
PATH1	E23
PATH2	E24
PATH3	E25
LANE	E26
LANE2	E26

CONTINUOUS SYSTEM VENT1  
"VENTILEN STYRS MED STRÖMEN I och GER ETT RESULTTERNDE TRYCK  
"PV. VENTILLEN ÄR LINIÄR, MEN REAGERAR FORST FÖR  
"STRÖMMAR STORRE AN 10 OCH ÄR HÅRTAD VID STRÖMEN IMAX.  
"PROPORTIONALITETSFÄKTOREN ÄR K=(IMAX - 10)/PVMAX.  
"PVMAX = MAXIMALT LEDNINGstryck

INPUT I  
OUTPUT PV  
IV = IF I < 10 THEN 0 ELSE IF I < IMAX THEN I - 10 ELSE IMAX - 10  
K = (IMAX - 10)/PVMAX  
PV = I \* K  
I@150  
IMAX@360  
PVMAX@165  
END

CONTINUOUS SYSTEM VENT2

"VENTILEN STYRS MED STRÖMMEN I OCH GER ETT RESULTERANDE TRYCK  
"PV. VENTILEN UTCÖRS AV ETT FORSTA ORDNINGENS SYSTEM MED  
"TIDSFAKTOREN TAU ANTECKEN KONSTANT ELLER SOM FUNKTION  
"AV I. VENTILEN REAGERAR FORST FOR STRÖMMAR STORRE AN I0  
"OCH PROPORTIONALITETSFAKTOREN AR PVMAX/(IMAX-I0)."

"I INITIALSKEDET AR BROMSEN HELT LOSSDA OCH PV START  
"AR 105 BAR. PVMAX=MAXIMALT LEDNINGstryck (PUMPTTRYCK).  
INPUT I

OUTPUT PV DPV

STATE P

DER DP

INITIAL

P=PVMAX

OUTPUT

IV=IF I < I0 THEN 0 ELSE IF I < IMAX THEN I-I0 ELSE IMAX-I0

K=PVMAX/(IMAX-I0)  
TAU=A1+C1+A2+C2\*I  
DP=(K\*(IV-P))/TAU

PV=P

DPV=DP

I0=150

IMAX=350

PVMAX=105

A1=1

C1=0.005

A2=0

C2=0.003

END

U

CONTINUUS SYSTEM VENT3  
-VENTILEN ANTAS ATTER VARRA AV 1:AN ORDNINGEN MEN HAR PÅVERKAS  
-TRYCKET AV DET FLODE SOM SKER I LEDNINGEN. FLODETS INVERKAN  
-BESTÄNS AV FÄKTOREN RR SOM KAN VARIERAS VID SIMULERINGARNA.

INPUT I 0  
OUTPUT PV  
STATE P  
DER DP  
INITIAL  
P=PUMAX  
OUTPUT  
IV=IF I < 10 THEN 0 ELSE IF I < IMAX THEN I-10 ELSE IMAX-10  
K=PUMAX/(IMAX-10)  
R=IF Q<0 THEN RR ELSE -RR  
PV=P-R\*Q\*DQ  
DP=IF P<0 THEN 1 ELSE IF P<PUMAX THEN (I\*WAK-PV)/TAU ELSE -1  
IMAX 1350  
RR 10  
TAU 5E-3  
I0 150  
END

J

CONTINUOUS SYSTEM VENTY  
V "VENTY" AR EN MODELL AV 2:IA ODMINGEN, MED DEN  
"RELATIVA DAMPHINGEN" F OCH EGENDRINKELFREKUENSEN U. AVEN  
"HUR ANTAS VENTILEN REAGERA FORST FOR STRONHAR STORRE AN 10.

INPUT I  
OUTPUT PV DPV  
STATE P1 P2  
DER DP1 DP2  
INITIAL  
P1=PUMAX  
OUTPUT  
DP1=IF P1<1 THEN 1 ELSE IF P1<PUMAX THEN P2 ELSE -1  
IV=IF I < 10 THEN 0 ELSE IF I < IMAX THEN I-10 ELSE IMAX-10  
K1=PUMAX-(IMAX-10)  
DP2=K1\*(I\*U(2))-2\*F\*U\*P2-(U(2)\*P1  
PV=P1  
DPV=DP1  
PUMAX=105  
IMAX=1360  
I0=150  
F=0.2  
U=150  
END

LJ

CONTINUOUS SYSTEM HYD2  
"HYDRAUL SYSTEMET BESTAR AV LEDNINGEN MELLAN VENTIL OCH  
"BÄRSCYLINDER. TRYCK VID VENTIL OCH CYLINDER GER  
"FLODET GENOM LEDNINGEN.  
INPUT PV PC

OUTPUT Q

OUTPUT

SIGN(PV-PC)  
CABS((PV-PC)-1E6/(X1/R1))

Q-SWANSORT(2NC)  
"ENLIGT BERNOULLIS EKVATION  
"E6 OVERFOR BAR TILL NM12

X1=10  
A163E-6  
R1=868  
END

CONTINUOUS SYSTEM HYD3  
"HYD2 HAR HAR UTVECKLATS MED KOMPRESSIBILITETEN I LEDNINGEN  
"VIBRERAR HAR EN BEGRÄNSNING PÅ FLODET VID LAGA TRYCKSKILLNADER  
"IMPORTS."  
INPUT PV DPU PC DPC  
OUTPUT Q  
OUTPUT S  
S=SIGH(PV-PC)  
D=ABS(PV-PC)  
Q=IF D>1 THEN SUMMASRT(2ND,(X1\*RA))+KOMP(DPU-DPC) ELSE 0  
X1=10  
R163E-6  
KOMP11E-13  
RA1868  
END

## CONTINUOUS SYSTEM LINJE

"EN GROV FORENLING AV BROMSCYLINDERN. TRYCKFJADERN HAR ERSATTS AV KRAFTEN FORSP SOM BALANSERAS AV BEGYNNELSETRYCKET 70 BAR.

"VID DETTA TRYCK LIGGER BROMSBACKARNA MOT SKIEN UTAN ATT RUGGE MAGON KRAFT. MODELLLEN AR ENDAST AUSEDD FOR ATT BESKRIVA

"ANSATTNING. NAR SA TRYCKET SJUNKER KOMMER FJADERN K (SON SKA MOTSVARA BROMSTANGEN) ATT KOMPRIMERAS STRACKAN X1. EFTERSOM

"PC GES I BAR HASTE DET MULTIPLICERAS MED 1E5.

"PX1 AR X1 ANPASSAT FOR PLOTTING

INPUT PV

OUTPUT PC

STATE X1 X2

DER DX1 DX2

PC=PV

DX1=X2

DX2=(FORSP-PC\*1E5-D\*X2-K\*X1)/M

FORSP=17500

D:2E4

A:2.5E-3

M:100

K:14E6

FN=M\*DX2+K\*X1

PX1=X1\*1E4

END

## CONTINUOUS SYSTEM TEST!

" I INITIAL LAGET AR BROMSEN HELT LOSSAO OCH AR MED OVERTRYCKET

" 36 BAR TRYCKT MOT ANDLAGET.

" FMTRL AR DEN KRAFT SOM SKA STOPPA KOLVEN I ANDLAGET.

" ELAST AR DEN FJADERKRAFT SOM FAR IDA KOLVEN

" ARBETAR I SITT SLAG INTERVALL [0,15] MM.

" FORSP AR TRYCKFJADERNS KRAFT I ANDLAGET.

INPUT 0

OUTPUT PC DPC

STATE X1 X2 P

DER DX1 DX2 DP

INITIAL

X1=L

P=PCMAY

OUTPUT

X=X1

DX1=X2

PC=P

FMTRL = IF X>L THEN ((X-L)<sup>MCTRL</sup>)<sup>M</sup>((X-L)<sup>MCTRL</sup>) ELSE 0

ELAST = IF X<L<sub>1</sub> THEN X=X1 ELSE X=X1+(X-L<sub>1</sub>)<sup>M</sup>K<sub>2</sub>

" HRR KOMMER DEN INFORDA STABILISERANDE ELASTICITETEN IN

FF=FMTRL+ELAST+FORSP

KT=IF X<10E-3 THEN 4E6 ELSE IF X<11E-3 THEN 3E6 ELSE 0.25E6

" BROMSTANGEN AR OLINJAR

FTANG= IF X>L-SPEL THEN 0 ELSE (L-X-SPEL)<sup>M</sup>K<sub>T</sub>

" L-SLAGLAMGDEN, SPEL-BROMSSPELET

D=IF X<(L-SPEL) THEN D1 ELSE IF X>L<sub>1</sub> THEN D2 ELSE D3

DX2=(PCMAY1E5+FTANG-DX2-FF)/M

DP=(D-RAX2\*R)/C

" C=KOMPRESSIBILITETEN

DPC=DP

R11

C11E-13

E9

FOXP:16000  
KTRL:16E8  
01:1E6  
02:1E3  
03:1E6  
L:15E-3  
L:14.5E-3  
SPEL:3E-3  
A:2.5E-3  
H:16000  
PCM:MAX:100  
K1:10.25E-6  
K2:12.5E8  
FN:FTANG  
PX1:X1:1E4  
PX2:X2:1E3  
PFT:FTANG:1E-2  
END

CONTINUOUS SYSTEM TEST2  
-SE TEST1 FOR BESKRIVNING

```

INPUT Q
OUTPUT PC DPC
STATE X1 X2 P
DER DX1 DX2 DP
INITIAL
X1=L
P=PCMAX
OUTPUT
X=X1
DX1=X2
PC=P
FMTRL=IF X>L THEN ((X-L)*KCTRL)*((X-L)*KCTRL) ELSE 0
ELAST=IF X<L1 THEN X=L1 ELSE X=L1+(X-L1)*K2
FF=FMTRL+ELAST+FORSR "KRAFT FRAN FJADERN
KT=IF X<10E-3 THEN 4E6 ELSE IF X<11E-3 THEN 3E6 ELSE 0.25E6
FTANG=IF X>(L-SPEL) THEN 0 ELSE (L-X-SPEL)*KT
D3=IF SIGN(X2)>0 THEN D4 ELSE D5
      "D3 AR EN FUNKTION AV RORELSERIKTNING
D=IF X<(L-SPEL) THEN D1 ELSE IF X<L1 THEN D2 ELSE D3
M=IF X<14.3 THEN M1 ELSE M2
DX2=(PCMAX*1E5+FTANG-D*X2-FF)/M
DP=(Q-AX2*R)/C
DPC=DPC
DPC=DP
R=1
C1E-13
FORSP=16000
KCTRL=10E6
D1=1E6
D2=1E3
D4=1E6

```

W =

05:1E2  
L1:1E2-3  
L1:14.5E-3  
SPCL:3E-3  
R:2.5E-3  
R1:100  
R2:1000  
PCHAX:1100  
K1:10.25E-6  
K2:12.5E6  
FN=FTANG  
PX1:X1=1E4  
PX2=X2=1E3  
PFT=FTANG=1E-2  
END

CONTINUOUS SYSTEM TESTS  
"SE TEST 1 FOR BESKRIVNING

```

INPUT 0
OUTPUT PC DPC
STATE X1 X2 P
DER DX1 DX2 DP
INITIAL
X1=0
P=PCMAX
OUTPUT
X=X1
DX1=DX2
PC=P
FMTRL=IF X>L THEN ((X-L)*KMTRL)*((X-L)*KMTRL) ELSE 0
ELAST=IF X<L1 THEN X=L1 ELSE X=L1+(X-L1)*K2
PF=IF SIGN(X2)>0 THEN PF1 ELSE IF SIGN(X2)<0 THEN -PF1 ELSE 0
"PF SKA MOTSVARR FRIKTIONSFORLUSTEN
FF=FMTRL+ELAST+FORSP+PF "KRAFT FRAN FJADERN
KT=IF X<11E-3 THEN 4E6 ELSE IF X<12E-3 THEN 3E6 ELSE 0.25E6
FTANG=IF X>(L-SPEL) THEN 0 ELSE (L-X-SPEL)/LKT
D3=IF SIGN(X2)>0 THEN D4 ELSE D5
D=IF X<(L-SPEL) THEN D1 ELSE IF X>L1 THEN D2 ELSE D3
M=IF X<14.5E-3 THEN M1 ELSE M2
DX2=(PCMAG*1E6+FTANG-D*X2-FF)/M
DP=(0-AMX2*R)/C
DPC=DP

R=1
CIE=13
FORSP=115000
PF1=1250
KMTRL=10E6
D1=1E6

```

0211E3  
D411E8  
D511E2  
L116E-3  
L1114.5E-3  
SPEL13E-3  
A12.5E-3  
H11100  
H21000  
PCMAX1100  
K110.25E-6  
K2112.5E6  
FN•FTANG  
PX1-X1#1E4  
PX2-X2#1E3  
PFT•FTANG#1E-2  
END

JU

CONTINUOUS SYSTEM KALV

INPUT Q FS

OUTPUT PC X ACCX

STATE X1 X2 P

DER DX1 DX2 DP

INITIAL

X1=0

P=100

OUTPUT

X=X1

DX1=DX2

D=IF X<0 AND X>14.5E-3 THEN D2 ELSE D1

FM1=((X-L)^KCTRL)\*(X^KCTRL)

FM2=((X-L)^KCTRL)\*(X-L)^KCTRL\*

FCTRL=IF X<0 THEN FM1 ELSE IF X>L THEN FM2 ELSE 0

ELAST=IF X<14.5E-3 THEN X^K1 ELSE X^K1+(X-14.5E-3)\*K2

FF=FORSP+ELAST+FCTRL

PC=P

DX2=(PC\*(A1E5+FS-FF-D\*X2))/H

DP=(Q-FMX2)/C

C11E-3

FORSP=15655

KCTRL=40E6

K1=10.26E6

K2=14.56E6

A12=5E-3

D1=1E4

D2=1E6

H11666

L=15E-3

RX1=X1\*1E4

RX2=X2\*1E3

ACCX=DX2

## CONTINUOUS SYSTEM KOLVÍ

INPUT Q FS  
OUTPUT X ACCX PC  
STATE X1 X2 P  
DER DX1 DX2 DP  
INITIAL  
X1=15E-3  
P=10E6  
OUTPUT  
K=IF X1>0 AND X1<L2 THEN K1 ELSE K2  
FF=IF X1<L2 THEN K1\*X1 ELSE K1\*L2+K2\*(X1-L2)  
PC=P  
D=IF X1>0 AND X1<L2 THEN D1 ELSE D2  
DX1=X2  
DX2=(PC\*MAX1E5+FS-FORSP-D1\*X2-FF)/M  
DP=(Q-P\*X2)/C  
C=1E-3  
X=X1  
UX=X2  
ACCX=D<sub>X2</sub>  
L2=15E-3  
D1=1.0E5  
D2=1.0E6  
K1=2.5E6  
K2=4.0E6  
FORSP=10000  
A=2.5E-3  
N=1000  
PX1=X1\*1E4  
PX2=X2\*1E3  
END

CONTINUOUS SYSTEM SPINDO  
INPUT FT X ACCX  
OUTPUT FS Y ACCY  
STATE Y1 Y2  
DER DY1 DY2  
INITIAL  
Y1=14.6E-3  
OUTPUT  
Y=Y1  
FKOMP=FT-MACCX  
FS=IF FKOMP<125 THEN 125-KM(X-Y) ELSE FKOMP  
DY1=DY2  
DY2=(FT-FS-C\*Y2)/M  
C1E3  
H110  
K10.25E6  
ACCY=DY2  
END

## CONTINUOUS SYSTEM TANG1

INPUT Y ACCY R

OUTPUT FT Z ACCZ

STATE Z1 Z2

DER DZ1 DZ2

INITIAL

Z1=14.6E-3

OUTPUT

DZ1,DZ2

DZ2=(R-KT\*(Z1-Y))/M2/MT

Z=Z1

FT=KT\*(Z-Y)

ACCZ=DZ2

MT=20

KT=4E6

END

## CONTINUOUS SYSTEM TANG2

INPUT Z

OUTPUT R

W=IF ((14E-3-SPEL)&gt;11.6E-3 THEN Z ELSE 0

FN=KT\*(W-Z)

R=FN

KT=4E6

SPEL=13E-3

END

## CONNECTING SYSTEM IHOP1

TIME T

```

W1 = IF T < T1 THEN 0 ELSE STEC1
W2 = IF T < T2 THEN 0 ELSE STEG2
01 = IF T < T1 THEN TIMRAMP ELSE TIMRAMP
02 = IF T < T1 THEN 0 ELSE RAMP<(T-T1)
I = 350 - W1 + W2 - 01 + 02
IVENT2 = I
PVHYD2 = PVVENT2
PC(HYD2) = PC(TEST1)
QTEST1 = QHYD2
STEG1 = 0
STEG2 = 0
T1 = 0
T2 = 0
RAMP = 0
RAMP = 0
STEG = 0
A1 = 0
0 = 0
END

```



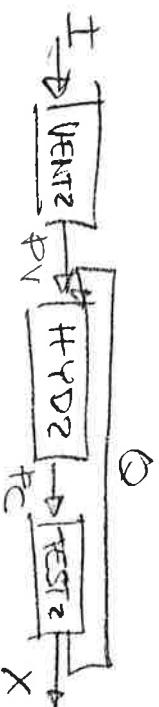
## CONNECTING SYSTEM IHOP2

TIME T

```

W1 = IF T < T1 THEN 0 ELSE STEC1
W2 = IF T < T2 THEN 0 ELSE STEC2
01 = IF T < T1 THEN RAMP#T ELSE RAMP#T1
02 = IF T < T1 THEN 0 ELSE RAMP#(T - T1)
SON = ABS(W1 - W2)
I = IMAX - W1 + W2 - 01 + 02 + SON
IVENT2 = I
PVHYD2 = PVVENT2
PCCHYD2 = PCCTEST2
QCTEST2 = QCCHYD2
STEC1 = 0
STEC2 = 0
RAMP = 0
STEC = 0
A = 0
H = 0
T1 = 0
T2 = 0
IMAX = 350
END

```

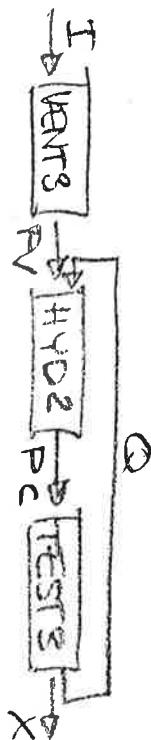


CONNECTING SYSTEM IHOP4  
TIME T

```

A=IF T>T1 THEN STEC1 ELSE 0
B=IF T>T2 THEN STEG2 ELSE 0
01=IF T<T1 THEN RAMPI ELSE RAMPT1
02=IF T<T1 THEN 0 ELSE RAMP<(T-T1)
I=IMAX-A+B-01+02
IVVENT3J=I
QTEST3J=QHY021
PVCHY02J=PVVENT3J
PCCHY02J=PCTEST3J
QTEST3J=QHY021
IMAX=350
STEG1:0
STEG2:0
T1:1
T2:1.5
RAMP:0
END

```



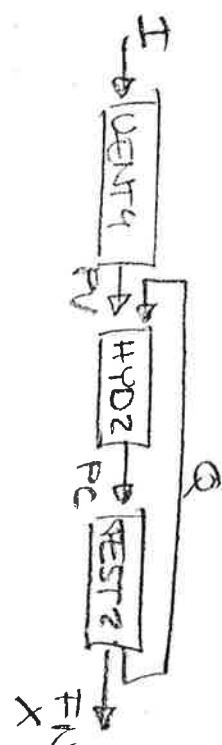
## CONNECTING SYSTEM IHORG

TIME T

```

H1•IF T<T1 THEN 0 ELSE STEG1
H2•IF T<T2 THEN 0 ELSE STEG2
01•IF T<T1 THEN RAMP1 ELSE RAMP2
02•IF T<T1 THEN 0 ELSE RAMP2(T-T1)
I•IMAX-A+B
I{VENT4}•I
PVCHYD2J•PV{VENT4}
PC{HYD2J•PC{TEST2}
Q{TEST2J•Q{HYD2J
IMAX1350
STEGL10
STEGL210
T110
T210
RAMP10
END

```



## CONNECTING SYSTEM INPUT

TIME T

A=IF T&gt;T1 THEN STEG1 ELSE 0

B=IF T&gt;T2 THEN STEG2 ELSE 0

I=MAX-A+B

IVENT4J=I

PVHYD2J=PVENT4J

PCHYD2J=PCTEST3J

QTEST3J=QCHYD2J

STEG1:0

STEG2:0

T1:1

T2:1.5

IMAX:350

END



# CONNECTING SYSTEM PATH1

TIME T  
 S1 = IF T < T1 THEN 0 ELSE STEG1  
 S2 = IF T < T2 THEN 0 ELSE STEG2  
 O1 = IF T < T1 THEN RAMP1 ELSE RAMP1T1  
 O2 = IF T < T1 THEN 0 ELSE RAMPW(T-T1)  
 SON = OMSIN(UMT)

I = IMAX - S1 + S2 - O1 + O2 + SON

PURHYD2J = PURVENT2J

PC[HYD2J = PC[KOLV1]

Q[KOLV1J = Q[HYD2J

FS[KOLV1J = FT[KTANG1J

Y[KTANG1J = X[KOLV1J

ACC[XTANG1J = ACCX[KOLV1J

R[KTANG1J = R[KTANG2J

Z[KTANG2J = Z[KTANG1J

STEG1:0

STEG2:0

RAMP1:0

T1:0

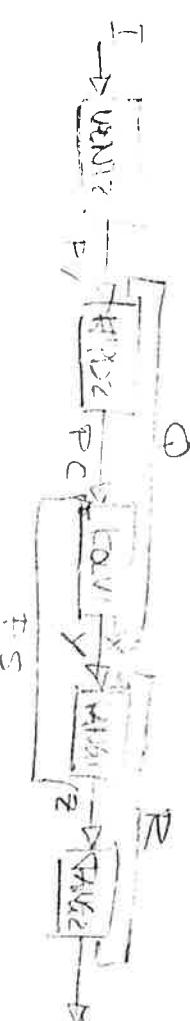
T2:0

O1:0

U1:0

IMAX:1350

END



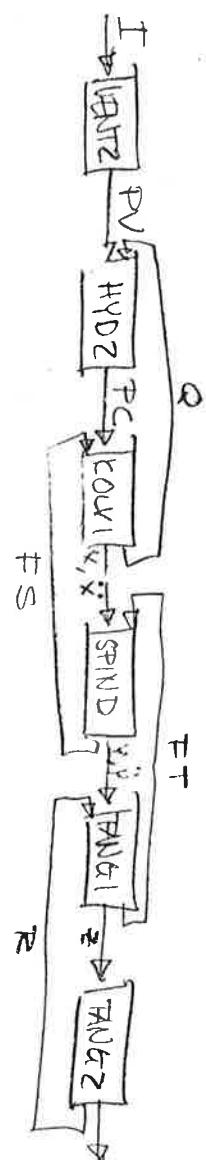
CONNECTING SYSTEM PATH2

TIME T

```

W1•IF T<T1 THEN 0 ELSE STEG1
W2•IF T<T2 THEN 0 ELSE STEG2
01•IF T<T1 THEN RAMP#T ELSE RAMP#T1
02•IF T>T1 THEN 0 ELSE RAMP#(T-T1)
I=IMAX-W1+W2-01+02
IVENT2=I
PVHYD2=PVENT2
PCKOLV1=PCKOLV1
QCKOLV1=QCHYD2
FSKOLV1=FSCSPIND
X[SPIND]=X[KOLV1]
ACCX[SPIND]=ACCX[KOLV1]
FTLSPIND=FTLTANG1
Y[TANG1]=Y[SPIND]
ACCY[TANG1]=ACCY[SPIND]
RCTANG1=R[TANG2]
Z[TANG2]=Z[TANG1]
STEG1:0
STEGL0
RAMP:0
IMAX1350
T1:0
T2:0
END

```



CONNECTING SYSTEM PATH3  
"SAMMAMBINDER KOLV SPIND TANG1 TANG2 HV02 VENT2

TIME T

W1 = IF T < T1 THEN 0 ELSE STEG1  
W2 = IF T < T2 THEN 0 ELSE STEG2  
01 = IF T < T1 THEN RAMP1 ELSE RAMP2  
02 = IF T < T1 THEN 0 ELSE RAMP2(T-T1)  
I = IMAX-W1+W2-01+02  
IVENT2 = I  
PURHY02J = PURVENT2J  
PCKHY02J = PCKKOLVJ  
ACKOLVJ = ACKHY02J  
FSTKOLVJ = FSTSPIN0J  
X[SPIN0J = X[KOLVJ  
ACCX[SPIN0J = ACCX[KOLVJ  
FT[SPIN0J = FT[TANG1J  
Y[TANG1J = Y[SPIN0J  
ACCY[TANG1J = ACCY[SPIN0J  
RECTANG1J = RECTANG2J  
Z[TANG2J = Z[TANG1J  
STEG1 = STEG10  
STEG2 = STEG210  
T1 = 0  
T2 = 0  
RAMP1 =  
IMAX = 360  
END

### CONNECTING SYSTEM LANE

```
TIME T
A•IF T>1 THEN STEG1 ELSE 0
B•IF T>2 THEN STEG2 ELSE 0
I•360-A+B
I•VENT2]=I
PURLINEJ•PURVENT2]
STEG1=0
STEG2=0
END
```

### CONNECTING SYSTEM LANE2

```
TIME T
A•IF T>1 THEN STEG1 ELSE 0
B•IF T>2 THEN STEG2 ELSE 0
I•360-A+B
I•VENT4]=I
PURLINEJ•PURVENT4]
STEG1=0
STEG2=0
END
```