R E G L E R I N G A V H Y D R O S T A T I S K

T R A N S M I S S I O N I E N T R E P R E N A D M A S K I N E R

av

Nils Christensson

Maj 69

Innehållsförteckning

		Sid.
Lista på använda symboler		III
Sammandrag (Abstract)		VI-VII
Kap. 1	Inledning	1
Kap. 2	Systemkomponenter	4
	2.1 Allmänt	4
	2.2 Dieselmotorn	6
	2.2.1 Dieselmotorns överföringsfunktion	6
	2.2.2 Beräkning av dieselmotorns konstanter	8
	2.2.3 Uppkoppling på analogimaskin	12
	2.3 Varvtalsregulatorn	15
	2.3.1 Varvtalsregulatorns överföringsfunktion	15
	2.3.2 Beräkning av varvtalsreg. konstanter	18
	2.3.3 Uppkoppling på analogimaskin	20
	2.4 Transmissionen	22
	2.4.1 Transmissionens överföringsfunktion	22
	2.4.2 Beräkning av transm. konstanter	30
	2.4.3 Uppkoppling på analogimaskin	38
Kap. 3	Analogimaskinsimuleringar av syst. utan reglering	40
	3.1 Sim. av delsystemet dieselmotor + varvtalsreg.	40
	3.2 Sim. av syst. dieselmotor + varvtalsreg. + transm.	42
	Diagram	45
Kap. 4	Uppgift för och utseende av transm.syst. regl.	53
Kap. 5	Analogimaskinsim. av syst. med reglering av transm. utväxling	56
Kap. 6	Sammanfattning av simuleringar av syst. med reglering samt förslag till apparatisering	61
	Appendix	65 (1-8)
	Diagram 5.1 - 5.14	

Lista över använda symboler

a, b, c, och d	Länklängder i regulatorn (fig. sid. 15)	m
c	Regulatorns fjäderkonstant (sid. 15,16 och 17)	Nm/m
B_p, B_m	Pumpens resp. motorns viskösa dämpning	Nmsek
B_l	Lastens viskösa dämpning	Nmsek
C_{ip}, C_{im}	Pumpens resp. motorns inre läckagekoefficient	m^5/Nsek
C_{ep}, C_{em}	Pumpens resp. motorns yttre läckagekoefficient	m^5/Nsek
$C_e = C_{ep} + C_{em}$		
$C_i = C_{im} + C_{ip}$		
$C = C_e + C_i$		
C_f	Friktionskoefficient (sid. 34)	m^3
$C_f^1 = C_f/D$	Dimensionslös friktionskoefficient (Se appendix sid. 4)	
D_1	Dieselmotorns viskösa dämpning	Nmsek
D_r	Regulatorns viskösa dämpning	Nmsek
D_m, D_p	Motorns resp. pumpens deplacement	m^3
F_ω	Roterande vikternas centripetalkraft i regul. (Ekv. 4 sid. 16)	N
F	F_ω - fjäderkraften i regul.(ekv. 2 sid. 16)	N
G_1, G_2	Överföringsfunktion (sid. 12)	
G (s)	Överföringsfunktion (sid. 54)	
J	Dieselmotorns masströghet	$Nmsek^2$
$J_t = J_{tot}$	Lastens totala masströghet	$Nmsek^2$
K_D	Dieselmotorkonstant (sid. 6)	Nm/m
$K_o = c/d$	Regulatorkonstanter (se fig. sid. 15)	
$K_2 = b/a$		

K_1, K_2	Regulatorkonstanter (se fig. sid. 15 och 16)	
K_4	Regulatorns förstärkning/konstant (sid. 16)	mmsek
k_e	Oljeledningarnas elasticitetsmodul	$m^5/Nsek$
$k_3 = \frac{1}{2}\left(k_e + \frac{V_1}{\beta}\right)$		
k_m k_p	Motorns resp. pumpens deplacementskoefficient	m^3/grd
m	Roterande vikternas massa i regulatorn	kg
m_D	Bruttodieselmotormoment	Nm
$m_y = T_p = T_{in}$	Dieselmotorns belastning	Nm
$m_n = m_D - m_y$		-"-
m_d	Däckens massa	kg
m_f	Fälgens massa	kg
m_s	(Se sid. 38 och blockschema sid. 29)	Nm
N_m	(Se sid. 38 och blockschema sid. 29)	Nm
N_{in}, N_{ut}	Transmissionens in resp. uteffekt (sid. 22)	W
n	Varvtal i varv per minut (rpm)	
$P_a = P_1$	Oljetryck i högtrycksledning (Sid. 22 och fig. sid. 23)	N/m^2
$P_b = P_2$	Oljetryck i lågtrycksledning (Sid. 22 och fig. sid. 23)	N/m^2
P_o	Omgivningens tryck (fig. sid. 23)	N/m^2
P_r	Oljetryck efter påfyllnadspump (fig. sid. 23)	N/m^2
Q	Oljeflöde i transmissionen (medelvärde)	m^3/sek
Q_{ap}, Q_{bp}	Oljeflöde in resp. ut ur pumpen	m^3/sek
Q_{am}, Q_{bm}	Oljeflöde in resp. ut ur motorn	m^3/sek
Q_{lp}, Q_{lm}	Pumpens resp. motorns läckageflöde	m^3/sek
Q_1, Q	(Se sid. 38 och blockschema sid. 29)	

R_o	Roterande vikternas position vid varvtalet	m
s	Laplace operator $= \frac{d(\cdot)}{dt}$	1/s
T_D	Dieselmotorns tidskonstant (sid. 6)	sek
$T_m = J/D^1$	Dieselmotorns tidskonstant (sid. 8)	sek
$T_1 = \frac{2k_3}{C}$	Transmissionens tidskonstant (sid. 38)	sek
$T_2 = J_t/B$	Lastens tidskonstant (sid. 38)	sek
$T_{in} = T_p = m_y$	Hydrauliska pumpens moment (sid. 22, 23)	Nm
$T_{ut} = T_l$	Momentbelastning på hydrauliska motorn (sid 22, 23)	Nm
T_L	Dragkraft (se fig. sid. 42)	ton
$T_{förl}$	Pumpens och motorns momentförlust (sid. 32)	Nm
$T^1_{förl}$	Lastens (= Traktorbakkroppens) momentförlust(sid 32)	Nm
v	Hastighet	km/tim
V_l	Transm.ledningarnas totala oljevolym	m^3
x	Gaspedalläge (varierar mellan 0 och 1)	
y	Bränslestångens läge (sid. 6)	m
y_m	Roterande vikternas avvikelse från R_o (Se fig. sid. 15)	m
y_{xy}	Roterande vikternas förflyttning p.g.a. gaspedaländring (se fig. sid. 15)	m
$\alpha_p \alpha_m$	Pumpens resp. motorns "deplacementvinkel" (sid 22)	grd.
β	Tidsskalfaktor vid analogimaskinsimuleringar (β =1)	-
β	Oljans bulk modul	N/m^2
$\omega_{ut} = \omega_2$	Hydrauliska motorns varvtal	1/s
$\omega_{in} = \omega_1$	Dieselmotorns varvtal (= pumpens varvtal)	1/s
ω_s	Dieselmotorns börvarvtal	1/s
$\Delta\omega_1$	Dieselmotorns avvikelse från önskat varvtal	1/s
$\Delta\Omega$	Varvtalsavvikelse $= \omega_s - \omega_1$	
	$\Delta\Omega = \Delta\omega_1$ då $\omega_s = 0$	1/s
τ	Dieselmotorns tidsfördröjning	sek

SAMMANDRAG

I denna rapport har undersökts möjligheten att automatiskt reglera utväxlingen av en hydrostatisk transmission i en entreprenadmaskin så att dieselmotorns effekt utnyttjas maximalt för alla belastningar.

Systemet har simulerats på analogmaskin varför det har gjorts en utförlig analys av systemet samt en så nogrann bestämning av dess konstanter som är möjlig. (Kapitel 2). Syntesen av det återkopplade systemet har uteslutande gjorts på analogimaskin.

Vid simuleringar framkom att systemet är svagt dämpad (för hög växel odämpad) även för mycket låga förstärkningar på återkopplingen. Införande av en dödzon eliminerade emellertid svängningarna helt vid en högre förstärkning än den förstärkning, som ger en acceptabel dämpning utan dödzon.

Ett stabilt system kan alltså erhållas med en integrerande regulator med dödzon då denna styres av såväl en kontinuerlig som en diskontinuerlig (relästyrd) signal. Styrning med kontinuerlig signal ger kvalitativt ett något bättre system, vilket ytterligare kan förbättras med en proportionell och integrerande regulator. (Se vidare sammanfattning kap 6)

Abstract

In this report the possibility of automatic gear change control of a hydrostatic transmission in an agricultural tractor, in order to use the maximum power of the dieselengine, has been carried out.

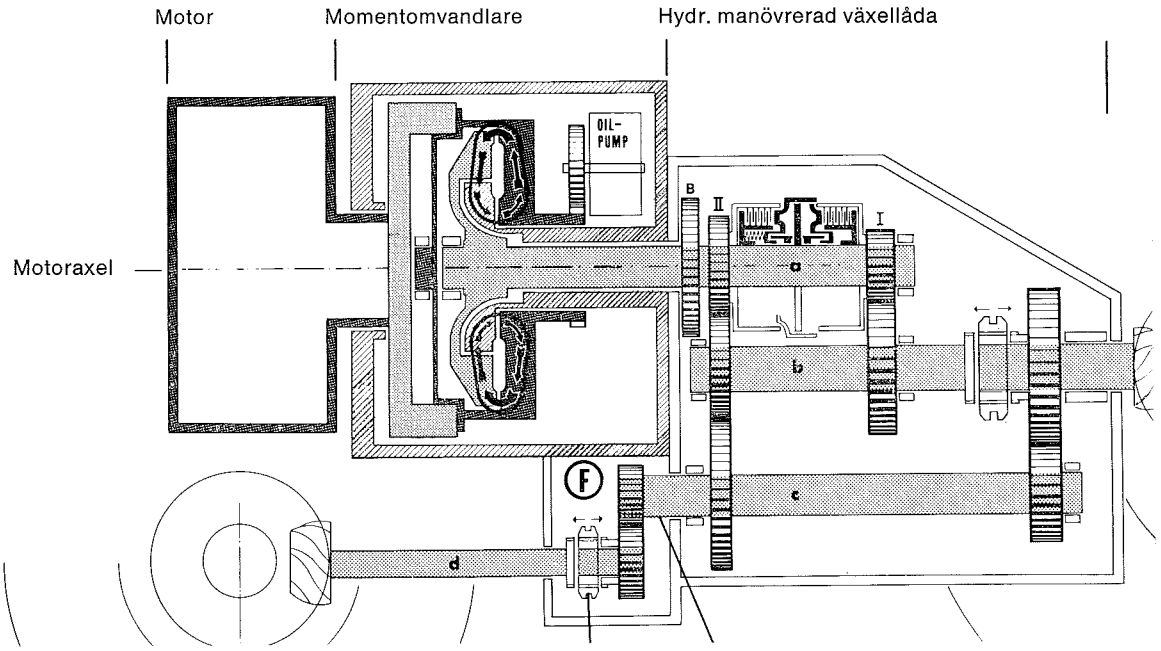
The system has been set up on an analog computer. A detailed analys of the system and an accurate determination as careful as possible of its constants has been made in chapter 2. Synthesis of the system have solely been made on the analog computer.

By simulation came out that the system almost is undamped (for high gear undamped) even for very small gains of the feed-back. However, a deadzone eliminated the oscillations at a higher gain than the gain that gave acceptable damping without deadzone.

A stabilized system can be obtained by an integrating controller with deadzone when this is steered by a continuous signal as well as a discontinuous (relay steered) signal. Steering with a continous signal gives a little better system, which still more can be improved by a proportional and integrating controller.

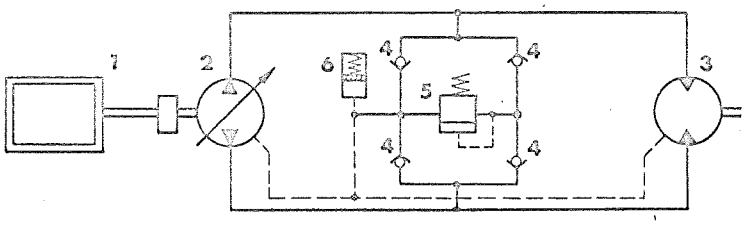
Kapitel 1 Inledning.

Under senare år har man mer och mer börjat intressera sig för steglös utväxling av entreprenadmaskiner. Den idag vanligast förekommande typen är momentomvandlaren (eng. torque converter), som ofta kombineras med en hydrauliskt manövererad växellåda.



Momentomvandlarens två förnämsta fördelar brukar anges till: a. Skyddar motorn mot chock- och överbelastning b. Anpassar automatiskt vridmomentet efter dragkrafts-behovet. Mot punkt a. finns inget att invända, medan det under b. sagda kan vändas till en nackdel då, till exempel, ett plötsligt ökat dragkraftsbehov omedelbart resulterar i hastighetsminskning utan att motorns varvtal märkbart sjunker, dvs. motorns segdragningsförmåga kan ej utnyttjas. Detta gör att man lättare "kör fast" med maskinen framför en kant eller i en håla. För att undvika detta men med bibehållande av steglös utväxling har den hydrostatiska transmissionen förts fram.

Exempel på hydrostatisk transmission. (*Se även appendix sid 8.*)



1. Förbränningsmotor
2. Variabel hydraulpump
3. Hydraulmotor med fast deplacement
4. Backventil
5. Säkerhetsventil
6. Trycktank

På de entreprenadmaskiner med hydrostatisk transmission (förkortas HT.), som finns i produktion idag, förekommer endast manuell reglering av HT:s utväxling. Eftersom dieselmotorn avger högsta effekten vid ett varvtal, som överensstämmer med det varvtal på vilket HT:s pump arbetar med högsta verkningsgrad, gäller det för föraren att hela tiden anpassa utväxlingen så att detta varvtal hålles oberoende av dragkraftsbehovet. Vi får naturligtvis inte glömma att det är de yttre faktorerna som bestämmer hur långt uppväxlingen kan tillåtas. Vid exempelvis nedförlutning får inte hastigheten bli hur stor som helst.

Jämförande prestandamätningar vid plöjning och harvning mellan traktor med momentförstärkare och traktor med HT verifierade den senares högre prestanda. En nackdel för HT-traktorn var emellertid den anpassning av utväxlingen, som föraren hela tiden var tvungen att göra. Denna anpassning är mycket arbetsam och kan leda till att föraren väljer en fix utväxling anpassad till det högsta dragkraftsbehovet som kräves vid t. ex. plöjning av ett fält med varierande plöjnings motstånd, istället för att ständigt ändra utväxlingen efter det momentana

dragkraftsbehovet. Detta att utväxlingen anpassas till det maximala dragkraftsbehovet i arbetscykeln är exakt vad som sker vid mekanisk växellåda, som dock har ett begränsat antal växellägen men en betydligt bättre verkningsgrad än vad den hydrostatiska transmissionen har. Detta faktum medför att det är önskvärt med en automatisk reglering av HT, om man inte vill ställa orimliga krav på föraren.

Teoretisk undersökning av en bils HT-reglering har utförts av bland annat Conen [4], där man har utgått ifrån att det finns överskott på motorenergi och där föraren med en spak reglerar utväxlingen och därmed bilens hastighet, medan bränsleförbrukningen, underförstått motorns varvtal, automatiskt regleras av dragkraftsbehovet, som är proportionell mot bilens hastighet och utväxling. I princip kan man säga att dragkraftsbehovet bestämmer motorns varvtal. Denna typ av reglering kan man inte ha på en entreprenadmaskin då det i de flesta fall är den till buds stående maximala motorenergin, som bestämmer hastigheten, och där det dessutom är nödvändigt att motorvarvtalet är oberoende av dragkraftsbehovet.

Sammanfattningsvis gäller att den automatiska reglering av HT, som har föreslagits och undersökts i denna rapport, arbetar efter principen att för varje inställt motorvarvtal ta ut maximal motoreffekt eller maximal hastighet i den mån de yttre faktorerna tillåter detta.

Kapitel 2. Systemkomponenter.

2.1. Allmänt

Analysen av systemet har delats upp i tre delar. För varje del har jag först gjort en allmän härledning av överföringsfunktionens konstanter och slutligen en skalning av ekvationerna för uppkoppling och simulering på analogimaskin. De tre delarna är: dieselmotorn, varvtalsregulatorn och transmissionen. Utgångspunkt för beräkningarna av konstanterna har varit BM:s traktor T 800 (dieselmotorn, D-50A, har en Bosch insprutningspump med mekanisk varvtalsregulator) i vilken Sundstrands hydrostatiska transmission har ersatt den konventionella växellådan (hög-låg växellådan är dock kvar).

Det kan redan nu påpekas att dieselmotorns överföringsfunktion, som är hämtad från G. Brodins arbete (3) gäller med följande villkor på dieselmotorn:

> Motorvarvtalet inverkar ej på insprutad bränslemängd, som dessutom är proportionell mot bränslestångens läge.

Detta villkor visar sig överensstämma bra med de verkliga förhållandena.

Vid härledning av varvtalsregulatorns överföringsfunktion har jag utgått ifrån Boschs mekaniska regulator, som via bränslestången och insprutningspumpen direkt påverkar bränslemängden. Utvecklingen pekar dock mot en kombinerad varvtalsbränsleregleringsenhet, som baserar sig på hydraulik. Dynamiken för denna enhet kommer med all sannolikhet att vara bättre ur stabilitetssynpunkt än vad den nu vanliga typen är, och då vi dessutom kan sätta likhetstecken mellan bränslestångens läge och insprutad bränslemängd kan överföringsfunktionen anses gälla även för den nya varvtalsbränsleregleringsenheten.

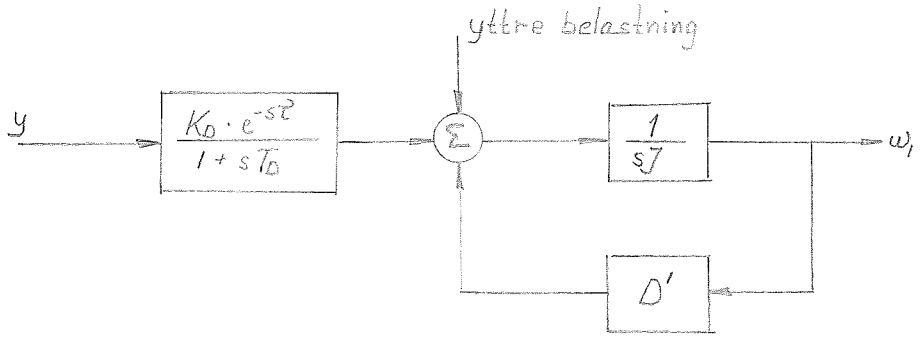
Analysen av den hydrostatiska transmissionen är utförlig (se även appendix) och dess konstanter är beräknade utifrån datablad ifrån tillverkaren.

För att förhindra en förväxling mellan dieselmotorn och den hydrauliske motorn i hydrostattransmissionen har jag skrivit ut hela ordet 'dieselmotor' då det gäller denna medan benämningen 'motor' står för den hydruliska motorn.

2:2 Dieselmotorn

2.2.1 Dieselmotorns överföringsfunktion

Utan härledning använder jag det blockschema, som G Brodin [3] (4) presenterat i sin rapport.



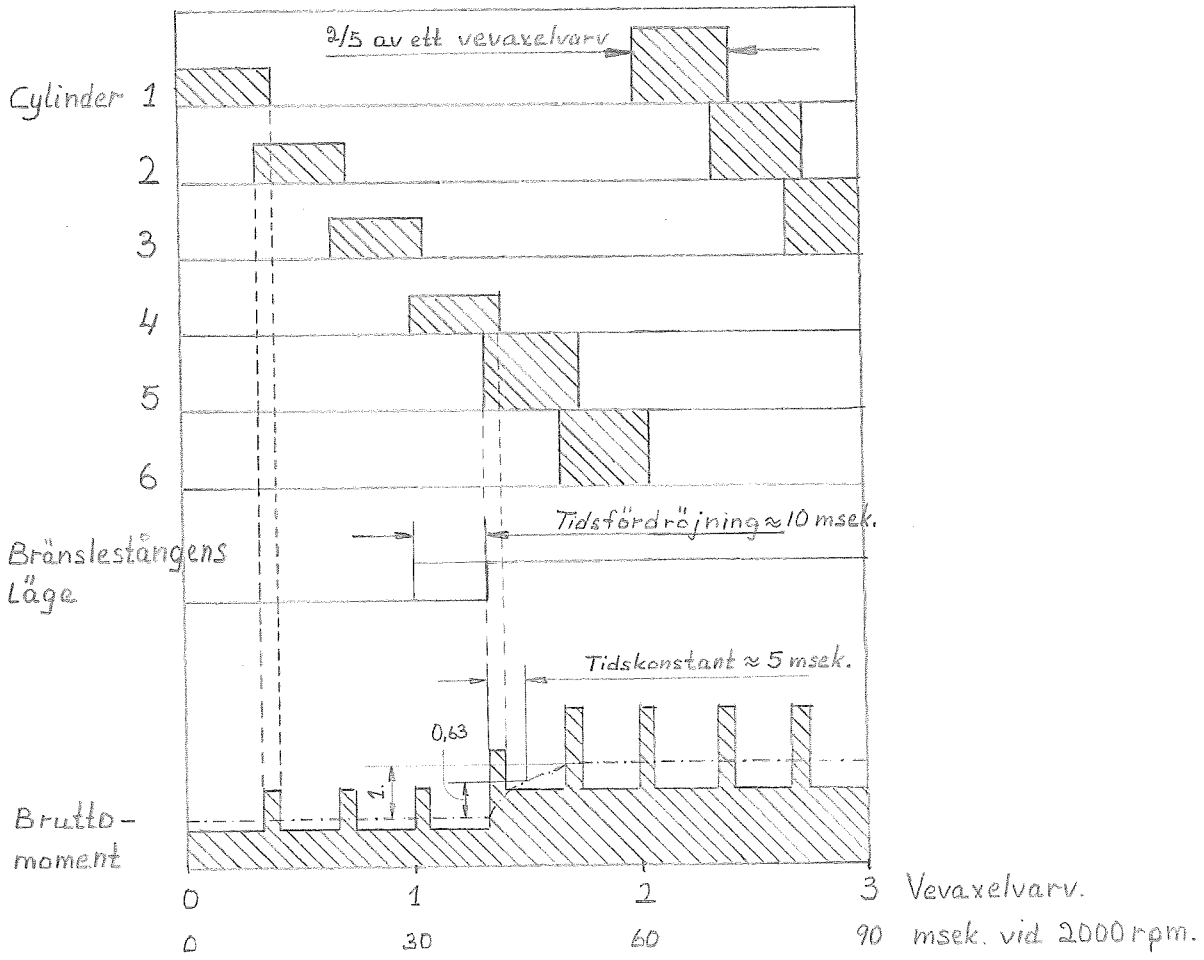
Blockschema på dieselmotorn där

ω_1	=	dieselmotorns varvtal	(sek $^{-1}$)
y	=	bränslestångens läge	(m)
K_D	=	dieselmotor - konstant	(Nm/m)
m_D	=	dieselmotormoment	(Nm)
D'	=	dieselmotorns viskösa friktion	(Nm sek)
J	=	dieselmotorns masströghet	(Nm sek^2)
T_D	=	tidskonstant	(sek)
τ	=	tidsfördröjning	(sek)

Tidsfördröjningen τ uppkommer p.g.a. att det inte alltid finns en cylinder tillgänglig, som genast kan ta emot och förbränna den nya bränslemängden vid en ändring av y. Denna tidsfördröjning varierar från noll till $\frac{120}{n \cdot z}$ sek (n = dieselmotorns varvtal i rpm ; z = antal cylindrar) för en fyrtaktsmotor.

Tidskonstanten T_D beror på den överlappning av kraftslagen, som sker i en flercylindrig dieselmotor. Vid ändring av y kan dieselmotorn inte avge den hela nya effekten förrän de överlappande cylindrarna båda avger denna effekt.

En sexcylindrig fyrtakts dieselmotor, som går på 2000 rpm har, som diagrammet nedan visar, en tidsfördröjning τ på 10 msek och en tidskonstant T_D på omkring 5 msek.



2.2.2 Beräkning av dieselmotorns konstanter

Alla siffervärden som förekommer nedan gäller för Volvo 6-cyl. dieselmotor D-50A.

I Fig. 3 [1] visas momentet och effekten som funktion av varvtalet. De heldragna kurvorna anger sambanden vid full bränsleförbrukning, d.v.s. då motorn avger, beroende på vilket varvtal den går, maximal effekt och maximalt moment. Av diagrammet ser vi att dieselmotorns vridmoment är ungefär konstant i varvtalsområdet 1000 - 2300 v/min. Då dieselmotorns varvtal vid så gott som all körning ligger inom nämnda varvtalsområde gör jag följande approximation: Bränsleförbrukningen och därmed bränslestångens läge y bestämmer entydigt dieselmotorns vridmoment.

Ur dieselmotorns blockschema erhålles följande överföringsfunktion:

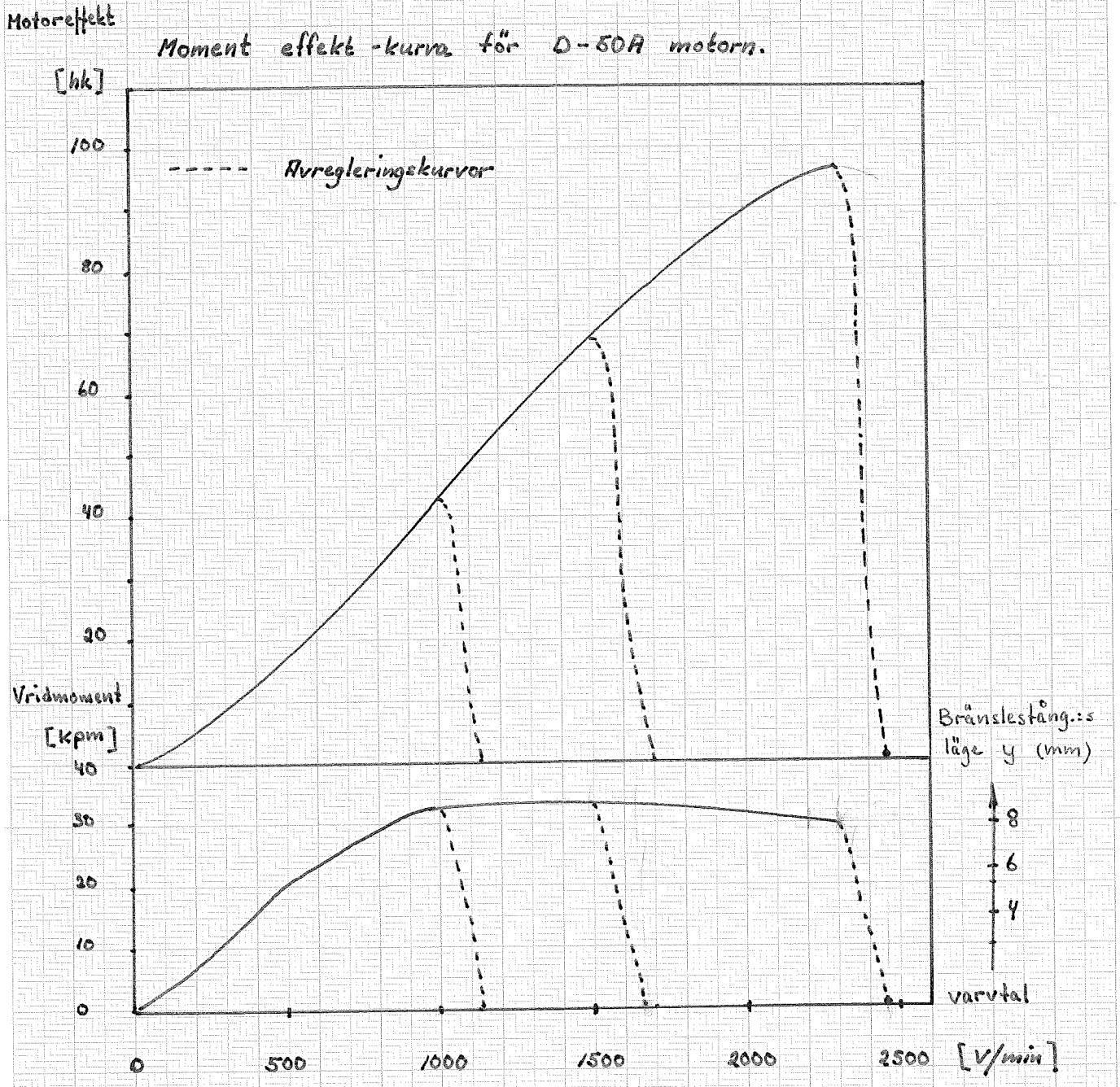
$$m_D = \frac{K_D\, e^{-s\tau}}{1 + sT_D} \cdot y$$

$$\omega_1 = \frac{1}{D^1 + sJ} \cdot m_D = \frac{1/D^1}{1 + sT_m} \cdot m_D \qquad \text{där } T_m = \frac{J}{D^1}$$

Konstanter att bestämma: τ , T_D, K_D, D^1 och J

1) Fig. 3 visas på nästa sida (= diagram 2.1)

Diagram 2.1.



514 A4
SIS 73 25 01
TUELLBERG
KLIPPAN
Nr 1624

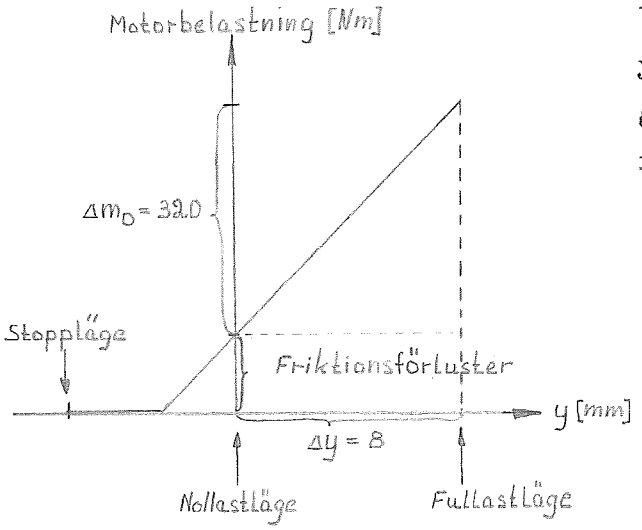
Bestämning av konstanterna på sid. 8.

1. τ och T_D : Enligt sid. 7 gällde för en sexcylindrig dieselmotor vid varvtalet 2000 rpm.

$$\tau = 0 \div 10 \text{ msek.}$$

$$T_D = 5 \text{ msek.}$$

2. K_D : Under iakttagande av approximationen ovan (sid. 8) kan sambandet mellan bränslestångens läge y och motorbelastning ges enligt vidstående figur.



$$K_D = \frac{m_D}{y} = 40 \text{ Nm/mm}$$

3. J : För D-50-motorn är totala svängmassan inklusive svänghjul och övriga roterande delar fram till och med HT:s pump ungefär 6 Nmsek^2

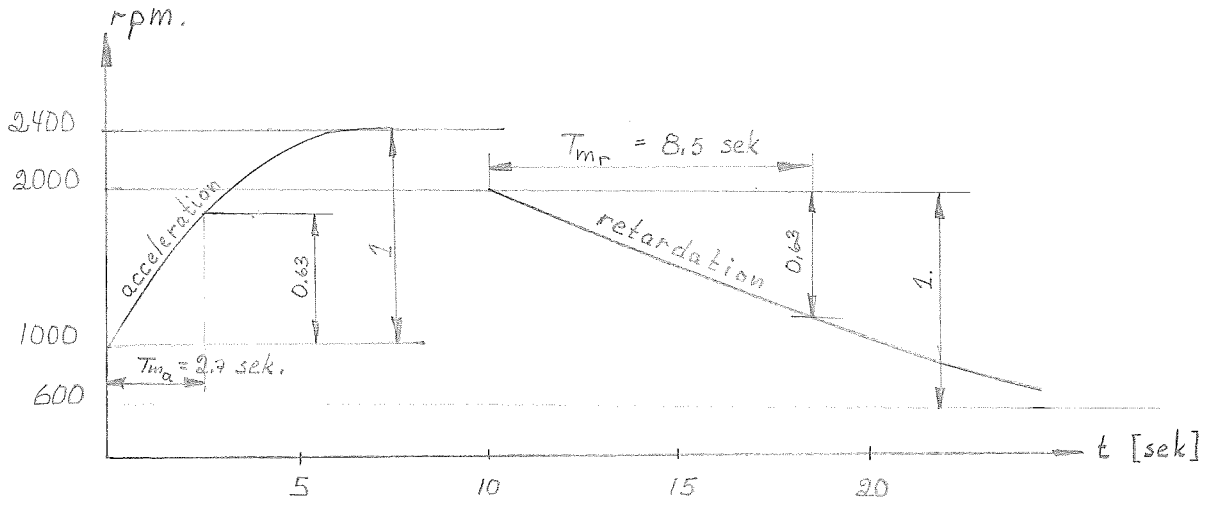
$$J = 6 \text{ Nmsek}^2$$

4. D^1 : Accelerationsprov och retardationsprov med obelastad dieselmotor gav (maxvarv = 2400 rpm)

1000 till 2000 rpm på 3 sek

2000 till 1000 rpm på 10 sek

Se fig. nästa sida.



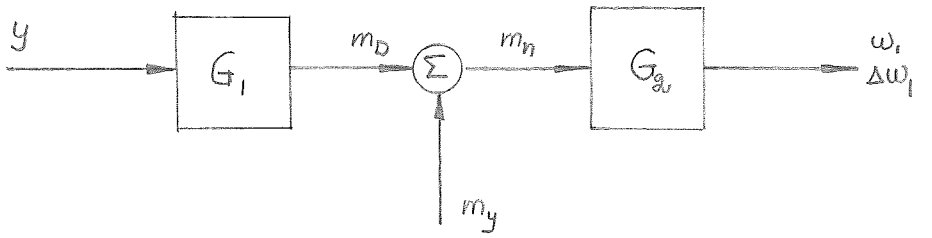
Den tid som är intressant här är Tm_r = 8,5 sek. Det bör observeras att Tm_r inte gör anspråk på att vara exakt. Det visar sig emellertid senare att tidskonstanten Tm_r inte har avgörande betydelse för systemets stabilitet, eftersom den återkoppling av varvtalet över dieselmotorns varvtalsregulator, som direkt påverkar bränsletillförseln (y), är betydligt starkare än den återkoppling, som sker p.g.a. den viskösa dämpningen $D^1 = {}^J/T_m$ (Jfr. dieselmotorns blockschema sid. 6)

$$T_m = Tm_r = 8,5 \text{ sek}$$

$$D^1 = {}^J/T_m = 0,7 \text{ Nmsek}$$

2.2.3 Uppkoppling på analogimaskin. Skalning

Blockschemat var



$$G_1 = \frac{K_D \cdot e^{-s\tau}}{1 + sT_D}$$

$$G_2 = \frac{1/D^1}{1 + sT_m}$$

Där

K_D = 40 Nm/mm

D^1 = 0,7 Nmsek

med $\tau \leq$ 10 msek

T_D = 5 msek

T_m = 8,5 sek

Eftersom τ och T_D är små i förhållande till T_m (och även övriga tidskonstanter) kan dessa försummas. Alltså $G_1 = K_D$

Vi erhåller följande ekvationer (varvtalet ω_1 betecknas w_1)

1. $m_D = K_D \cdot y$

2. $m_D - m_y = m_n$

3. $m_n = D^1 w_1 + T_m \cdot D^1 \cdot \frac{dw^1}{dt}$ $\quad (T_m \cdot D^1 = J)$

Till att börja med är vi mest intresserade av att veta hur mycket varvtelet avviker ifrån driftvarvtalet. Avvikelsen Δw_1 uppskattar jag maximalt till 50 rad/sek, medan driftvarvtalet w_1 är maximalt 250 rad/sek.

Δw_1 uppskattar jag maximalt till 50 rad/sek, medan driftvarvtalet w_1 är maximalt 250 rad/sek.

Riktvärden för skalning

variabel	maxvärde	maskinvariabel
y	8 mm	$\left[\frac{100}{8} \cdot y\right]$
m_D	320 Nm	$\left[\frac{1}{3,2} \cdot m_D\right]$
m_y	1650 Nm	$\left[\frac{1}{16,5} \cdot m_y\right]$
m_n	150 Nm	$\left[\frac{2}{3} \cdot m_n\right]$
w_1	250 s^{-1}	$\left[0,4\ w_1\right]$
Δw_1	50 s^{-1}	$\left[2 \Delta w_1\right]$

Skalning av ekvationerna

1. $$3,2 \cdot \left[{}^1/_{3,2} \cdot m_D\right] = K_D \cdot \frac{8}{100} \cdot \left[\frac{100}{8} \cdot y\right] \; ; \; K_D = 40$$

$$\left[{}^1/_{3,2} \cdot m_D\right] = \left[\frac{100}{8} \cdot y\right]$$

2. $$\left[{}^2/_3 \cdot m_n\right] = 2,13 \left[{}^1/_{3,2} \cdot m_D\right] - 11,0 \left[{}^1/_{16,5} \cdot m_y\right]$$

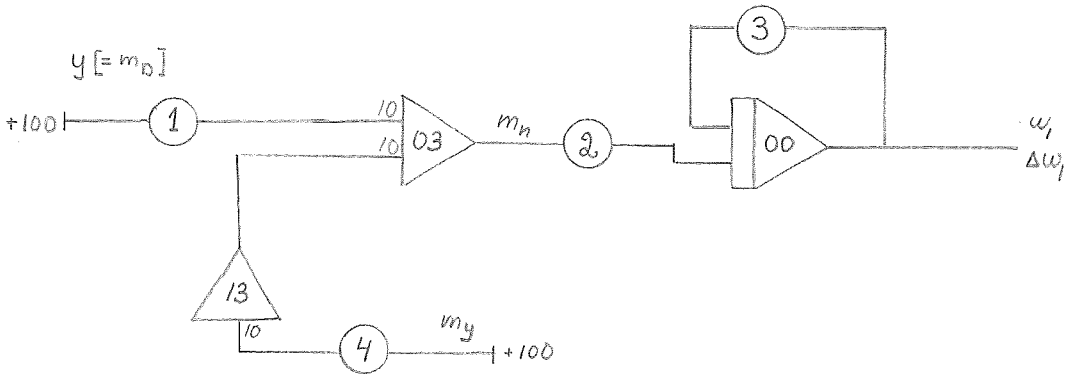
3. $$\frac{d\left[0,4\ w_1\right]}{d(\beta t)} = \frac{0,4}{\beta \mathcal{J}} \cdot \frac{3}{2} \left[\frac{2}{3} \cdot m_n\right] - \frac{1}{T_m \cdot \beta} \cdot \left[0,4 \cdot w_1\right]$$

$$\frac{d\left[0,4\ w_1\right]}{d(\beta t)} = \frac{1}{10\beta} \cdot \left[{}^2/_3 \cdot m_n\right] - \frac{1}{8,5 \cdot \beta} \cdot \left[0,4\ w_1\right]$$

respektive

$$\frac{d\left[2 \Delta w_1\right]}{d(\beta t)} = \frac{1}{2\beta} \cdot \left[{}^2/_3 \cdot m_n\right] - \frac{1}{8,5\beta} \cdot \left[2 \Delta w_1\right]$$

Kopplingsschema:



Potentiometerinställning

Pot 1 P01 = 0,213

2 P03 = $\frac{1}{2\beta}$ och $\frac{1}{10\beta}$ för $[2 \triangle w_1]$ resp $[0{,}4\ w_1]$

3 P00 = $\frac{1}{8{,}5 \cdot \beta}$

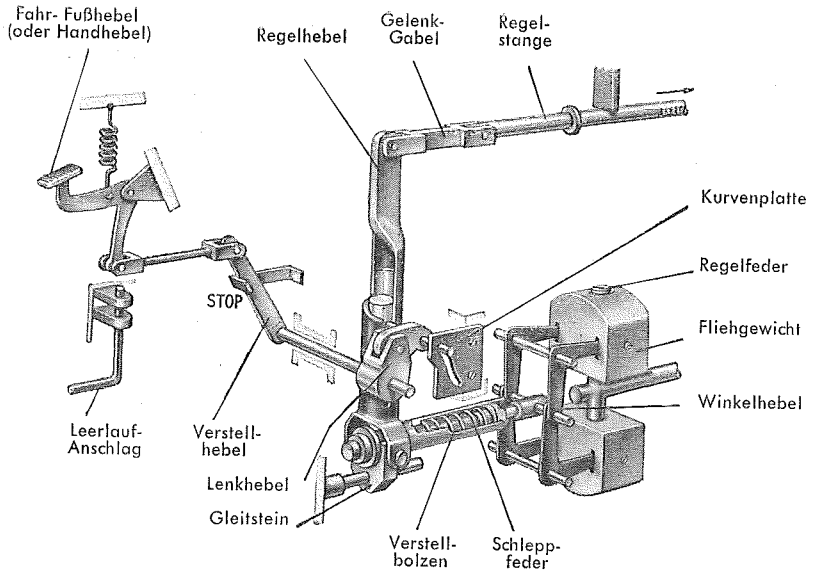
4 Q03 = 0,11

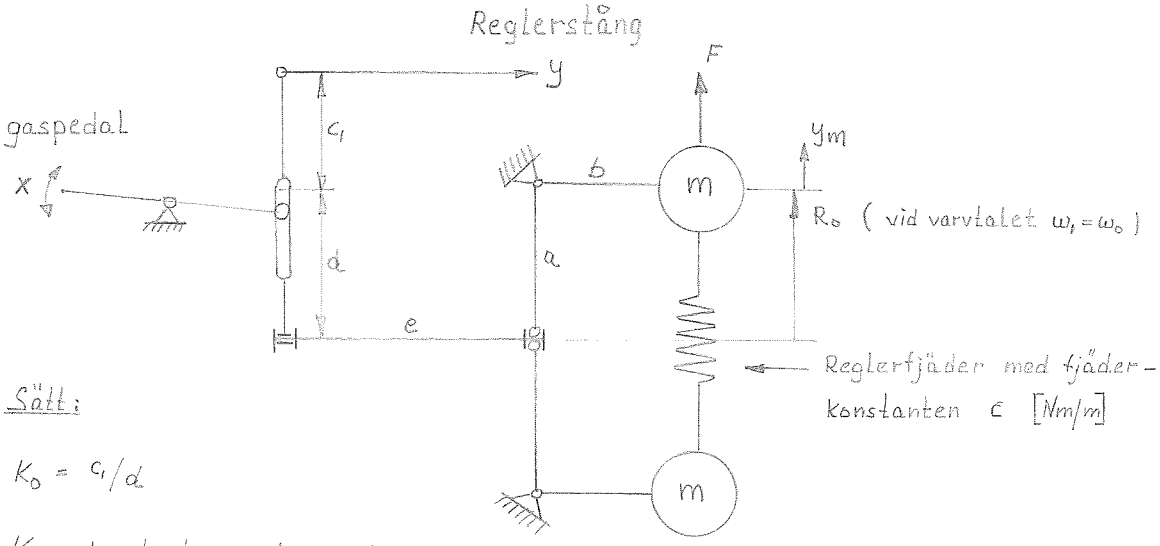
β sättes = 1,0

2.3 Varvtalsregulatorn

2.3.1 Varvtalsregulatorns överföringsfunktion

Jag utgår ifrån Boschs RQV-regulator för en enkel och schematisk analys av en proportionell varvtalsregulator. Allmänt gäller att varje läge på reglerstången svarar mot en bestämd varvtalsavvikelse. Gaspedalens läge anger från vilket varvtal avvikelsen räknas.





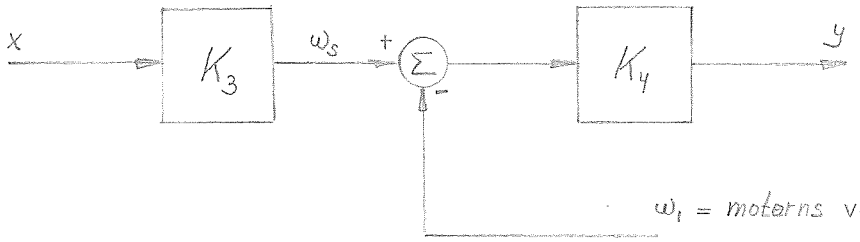
Sätt:

$K_0 = c_1/d$

K_1 = konstant som beroende av x-läget påverkar stången e:s läge.

$K_2 = b/a$

Bortser vi ifrån regulatorns dynamik, d.v.s. vi försummar regulatorns massa och friktion, erhålles en mycket enkel modell av varvtalsregulatorn.



ω_1 = motorns varvtal

$\Delta\omega_1$ = motorns varvtalsavvikelse
då $\omega_s = 0$.

K_3 = Konstant som bestämmer förhållandet mellan gaspedalläget X och motorns börvarvtal w_s

K_4 = Regulatorns förstärkning

Då regulatorns dynamik medtages erhålles med beteckningar enligt fig. på föregående sida följande ekvationer. Det bör observeras att olinjariteter såsom glapp och statisk friktion försummas. Viskösa dämpningen är D_r

$$F = 2m \cdot \frac{d^2 y_m}{dt^2} + D_r \cdot \frac{dy_m}{dt} \qquad (1.)$$

$$F = c \cdot y_{xy} - F_\omega \qquad (2.)$$

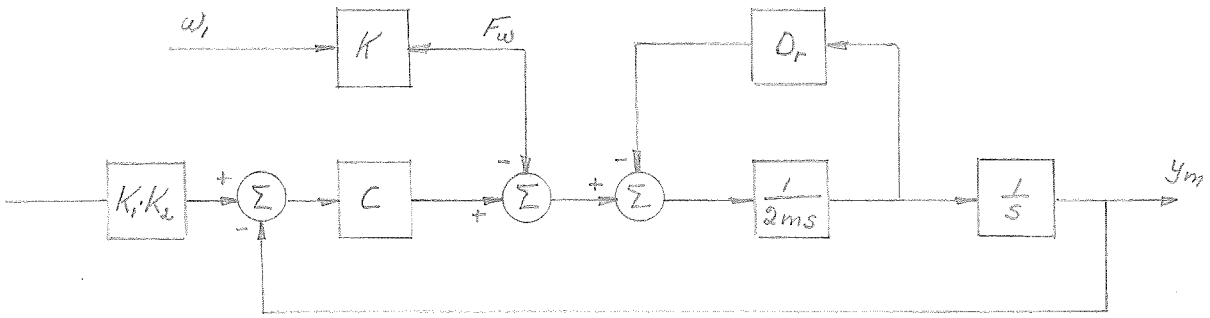
$$y_{xy} = x \cdot K_1 \cdot K_2 - y_m \qquad (3.)$$

$$F_\omega = 2m R_0 \cdot \omega_0 \cdot \omega_1 = K \cdot \omega_1 \qquad (4.)$$

Ekv (1)-(4) ger

$$-K \cdot w_1 + X \cdot K_1K_2 \cdot C - y_m \cdot C = 2 \cdot m \frac{d^2y_m}{dt^2} + D_r \frac{dy_m}{dt} \quad (5)$$

som kan representeras av följande blockschema:



Skriver vi ekv (5) i normalform med $K_1 = K_2 = 1$ erhålles

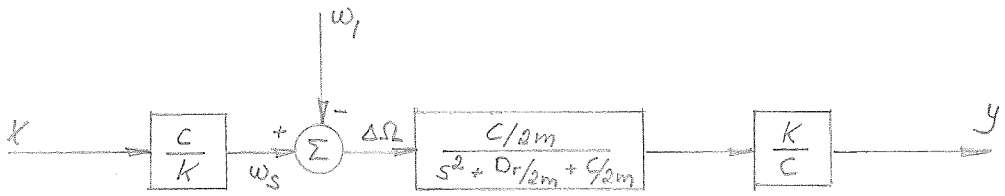
$$-w_1 + X \cdot \frac{C}{K} = \left(\frac{2 \cdot m}{K} \cdot s^2 + \frac{D_r}{K} \cdot s + \frac{C}{K}\right) \cdot y$$

sätt $-w_1 + X \cdot \frac{C}{K} = \Delta\Omega$

$$y = \Delta\Omega \cdot \frac{C/2m}{s^2 + \frac{D_r}{2m} \cdot s + \frac{C}{2m}}$$

Vi känner igen $\sqrt{\frac{C}{2m}}$ som egenfrekvensen

och $\frac{D_r}{\sqrt{2mC}}$ som dämpningen.



2.3.2 Beräkning av varvtalsregulatorns konstanter

Då det visade sig vara svårt att göra praktiska mätningar på varvtalsregulatorn simulerade jag körningar med olika stegbelastningar på dieselmotorn med varvtalsregulator, vars dämpning och egenfrekvens varierades. De på detta sätt framtagna stegsvar jämförde jag med kurvor som erhållits vid prov på dieselmotor med liknande varvtalsregulator.[1] Denna dieselmotor användes till generatordrift, där det ställes högre krav på regulatorn p.g.a. större förstärkning (jfr varvtalsavvikelsen mellan fullast och nollast som endast är 90 rpm mot de 150 rpm som gäller för vår regulator) och därmed större risk för självsvängning än vad som är fallet med en varvtalsregulator till en dieselmotor på en entreprenadmaskin. Med utgångspunkt från ovan nämnda kurvor och med hänsyn till vad som skall gälla speciellt för vår varvtalsregulator kan följande villkor ställas på densamma.

1. En varvtalsavvikelse på 150 rpm skall ge bränslereglagestången fullt utslag. Dvs. belastas motorn maximalt (m_y = 320 Nm) skall varvtalsavvikelsen vara lika med 150 rpm. (Se fig. 3 och avregleringskurvorna[2]).

2. Dämpningen så stor att självsvängning ej kan uppstå. Insvängningstiden ej större än 4 sek.

3. Egenfrekvensen av storleksordningen 1 svängning/sek.

4. Bränsleregulatorns utsignal y måste begränsas så att y max (= 8 mm) ej kan överstigas.

1) Se diagram 3.3 sid. 47.

2) Fig. 3 återfinns på sid. 9 (diagram 2.1)

I fallet då bränsleregulatorns dynamik försummas kan förstärkningen K_4 lätt beräknas från villkor 1 ovan.

Enligt blockschemat beskrives regulatorn av följande ekvationer.

1. $$\Delta\Omega = \omega_s - \omega_1$$

2. $$y = K_4 \cdot \Delta\Omega$$

$\Delta\Omega$ = 15 rad/sek och ymax = 8 mm ger

$$K_4 = \frac{8}{15} = 0{,}53\,(\text{mm.sek})$$

I det andra fallet då regulatorns dynamik medtages ger jag inte några värden på de enskilda konstanterna i blockschemat på sid. 17 utan nöjer jag mig med att i samband med kopplingsschemat ange de potentiometervärden som jag använde vid simuleringarna.

2.3.3 Uppkoppling på analogimaskin. Skalning

Fall 1: Regulator utan dynamik.

$$\Delta\Omega = w_s - w_1 \qquad (1)$$

Ekv.

$$y = K_4 \Delta\Omega \qquad (2)$$

eller

$$\Delta\Omega = -\Delta w_1$$

$$y = K_4 \Delta\Omega$$

variabel	maxvärde	maskinvariabel
$\Delta\Omega$	50 s^{-1}	$[2\Delta\Omega]$
w_s	250 s^{-1}	$[0,4\ w_s]$
w_1	250 s^{-1}	$[0,4\ w_1]$
y	8 mm	$\left[\frac{100}{8}\ y\right]$
Δw_1	50 s^{-1}	$[2\ \Delta w_1]$

Skalning av ekvationerna.

$$[2\Delta\Omega] = \frac{2}{0,4}\ [0,4\ w_s] - \frac{2}{0,4}\ [0,4\ w_1]$$

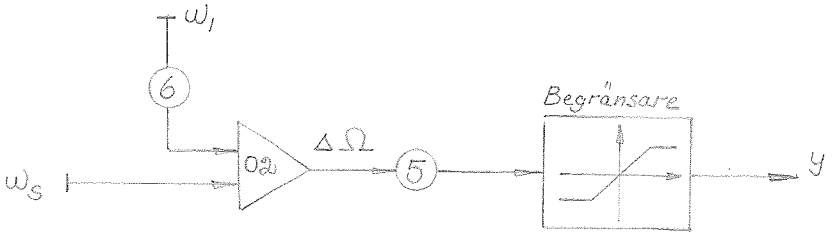
eller

$$[2\Delta\Omega] = [2\ \Delta w_1]$$

samt

$$\left[\frac{100}{8}\ y\right] = \underbrace{K_4 \cdot \frac{100}{8} \cdot \frac{1}{2}}_{K_4 \cdot 6,25}\ [2\Delta\Omega]$$

Kopplingsschema:

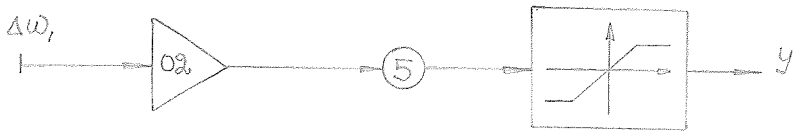


Potentiometerlista:

Pot 5 Q02 = K_4 · 6,25 = 3,3

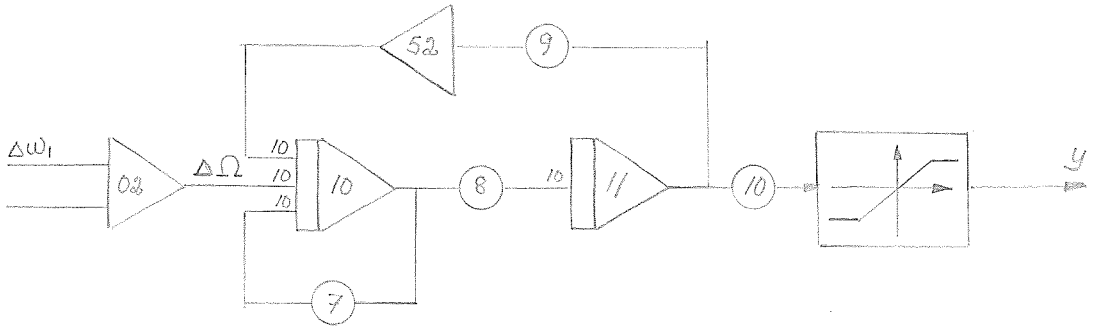
6 P02 = 0,5 (x 10)

eller



Fall 2: Regulator med dynamik

Kopplingsschema:



Potentiometerlista:

Pot 7 Q10 = 0,85 x 10 (~ dämpningen)

8 Q11 = 1,0 x 10

9 P11 = 0,5 x 10 (~ frekvensen)

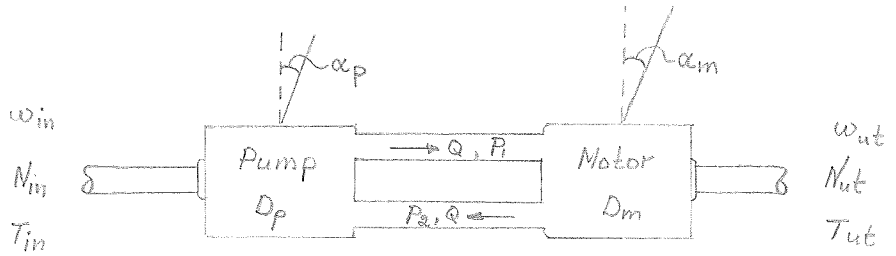
10 Q02 = $\frac{K/c}{10}$ = 0,14 x 10 (förstärkning)

2.3 Transmissionen

2.3.1 Transmissionens överföringsfunktion

I analysen som följer har jag ställt upp de ekvationer som gäller utan att fysikaliskt förklara ekvationernas innebörd, då detta är gjort i appendix.

Jag börjar med att visa de enkla samband som gäller för en idealisk transmission. Denna kännetecknas av att det inte förekommer förluster i form av friktion och läckage.



D	=	deplacement	m^3	T	=	moment	Nm
Q	=	oljeflöde	m^3/sek	N	=	effekt	W
P	=	oljetryck	N/m^2	w	=	varvtal	s^{-1}

Deplacementet är variabelt och ändras med en spak, vars läge bestäms av vinkeln α.

$$D_p = K_p \cdot \alpha_p \quad \text{och} \quad D_m = K_m \cdot \alpha_m \tag{1}$$

Vidare gäller enligt appendix sid. 1:

$$D_p \cdot w_{in} = Q = D_m \cdot w_{ut} \tag{2}$$

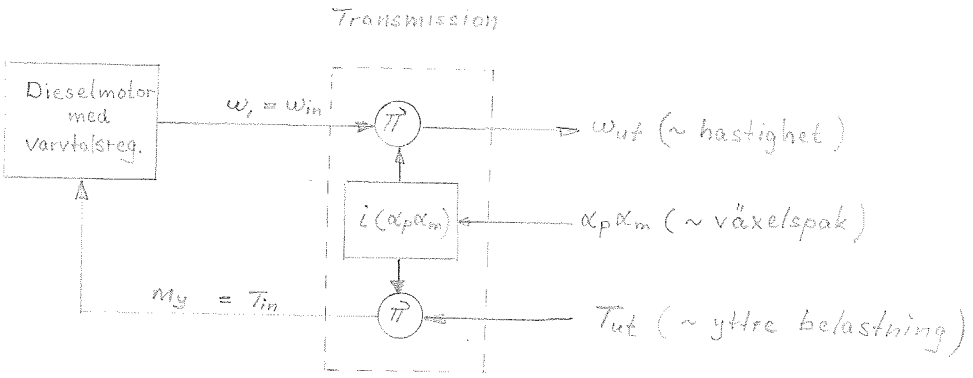
$$N_{in} = w_{in} \cdot T_{in} = (P_1 - P_2) \cdot Q = w_{ut} \cdot T_{ut} = N_{ut} \tag{3}$$

Ur ekv. (1) - (3) erhålles följande uttryck på utväxlingen

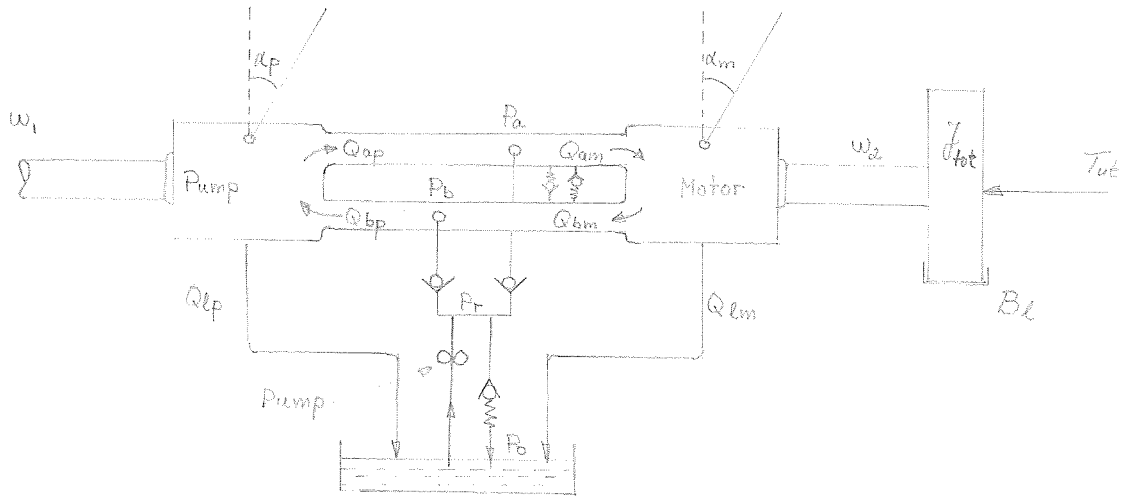
$i = w_{ut}/w_{in}$

$$i = \frac{\omega_{ut}}{\omega_{in}} = \frac{T_{in}}{T_{ut}} = \frac{D_p}{D_m} = \frac{k_p \alpha_p}{k_m \alpha_m}$$

Ekv. (4) är således transmissionens överföringsfunktion i det ideala fallet, och kan åskådliggöras med följande blockschema:



Analys av den verkliga transmissionen



Se även fig. i appendix

Förenklande antagande

1. Inre och yttre läckage är proportionella mot tryckdifferensen, $P_a - P_b$. Omgivningens tryck $P_o = 0$.

2. Trycken P_a och P_b är lika helt igenom respektive ledning med tillhörande passager och kolvrum. Dessutom antages att ledningarna är identiska så att totalvolymen V_t är lika för de två ledningarna. Detta har till följd att man inte behöver ta hänsyn till tröghetskraften i fluidet.

3. Påfyllnadspumpen förhindrar ledningstrycket P_a el. P_b att falla under P_r. Normalt har ena ledningen det konstanta trycket P_r. (Detta stämmer inte riktigt om vi har läckage eller tröghet i ventilerna).

4. Friktionsmomenten i motor och pump består av en del som är proportionell mot $P_a + P_b$ och en del som är proportionell mot w.

5. Axelförbindningen till lasten, över en hög-låg-växellåda, differential etc., betraktas som styv, varför masströghetsmomenten kan slås samman.

Under iakttagande av dessa förenklingar kan följande ekvationer ställas upp för transmissionen.

A. Ekvationer för pumpen

$$Q_{ap} = D_p \cdot \omega_1 - C_{ip}\left(P_a - P_b\right) - C_{ep} \cdot P_a \tag{5}$$

$$Q_{bp} = D_p \cdot \omega_1 - C_{ip}\left(P_a - P_b\right) + C_{ep} \cdot P_b \tag{6}$$

$$Q_{lp} = C_{ep}\left(P_a + P_b\right) \tag{7}$$

$$D_p = k_p \cdot \alpha_p \tag{8}$$

$$T_p = D_p\left(P_a - P_b\right) + \frac{\omega_1}{|\omega_1|} \cdot \left(P_a + P_b\right) \cdot G_f^1 \cdot D_p + B_p \cdot \omega_1 \tag{9}$$

där C_{ip} = pumpens inre läckage koefficient $\left[\frac{m^5}{N \cdot sek}\right]$

C_{ep} = pumpens yttre - " -

k_p = pumpens deplacementkoefficient $\left[\frac{m^3}{grad}\right]$

B_p = pumpens viskösa dämpning [Nm sek]

C_f^1 = friktionskoefficient [1]

B. Ekvationer för ledningarna

$$\left(k_e + \frac{V_1}{\beta}\right)\frac{d(P_a)}{dt} = Q_{ap} - Q_{am} \tag{10}$$

$$\left(k_e + \frac{V_1}{\beta}\right)\frac{d(P_b)}{dt} = Q_{bm} - Q_{bp} \tag{11}$$

där k_e = rörens elastisitetskoefficient $\left[\frac{m^5}{N}\right]$

V_1 = rörens totala volym $[m^3]$

β = fluidets bulk modul $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

C. Ekvationer för motorn

$$Q_{am} = D_m \cdot \omega_2 + C_{im}\left(P_a - P_b\right) + C_{em} P_a \tag{12}$$

$$Q_{bm} = D_m \omega_2 + C_{im}\left(P_a - P_b\right) - C_{em} P_b \tag{13}$$

$$Q_{lm} = C_{em}\left(P_a + P_b\right) \tag{14}$$

$$D_m = k_m \cdot \alpha_m \tag{15}$$

$$T_m = D_m\left(P_a - P_b\right) - \frac{\omega_2}{|\omega_2|}\cdot\left(P_a + P_b\right)\cdot C_f^1\, D_m - B_m \cdot \omega_2 \tag{16}$$

Index m betecknar 'motor'. F.ö. samma beteckningar som tidigare.

D. Lastekvationen

$$T_m - T_l = J_t \cdot \frac{d\omega_2}{dt} + B_l \cdot \omega_2 \tag{17}$$

där J_t = polära masströghetsmomentet $\left[\text{Nmsek}^2\right]$

B_l = viskösa dämpningskoefficient $\left[\text{Nmsek}\right]$

$T_l = T_{ut}$ = yttre belastning $\left[\text{Nm}\right]$

Ekvationerna (5) - (17) vilka beskriver transmissionens dynamik sammanföres nu så långt som möjligt, för att sedan åskådliggöras i ett blockschema.

(5) (8) (10) (12) och (15) ger

$$2k_3 \frac{d(P_a)}{dt} = k_p \alpha_p \omega_1 - C_i\left(P_a - P_b\right) - C_e P_a - k_m \alpha_m \omega_2 \tag{18}$$

där $2k_3 = \left(k_e + \frac{V_1}{\beta}\right)$

$C_i = C_{im} + C_{ip}$

$C_e = C_{em} + C_{ep}$

(6) (8) (11) (13) och (15) ger på samma sätt

$$2k_3 \cdot \frac{d(P_b)}{dt} = k_p \alpha_p \omega_1 + C\left(P_a - P_b\right) - C_e P_b + k_m \alpha_m \omega_2 \tag{19}$$

Ekvationerna (18) och (19) gäller för alla P_a och P_b

Om speciellt P_a och P_b varierar på samma gång (snabba förlopp) kan (18) och (19) skrivas:

$$2k_3 \frac{d}{dt}\left(P_a-P_b\right) = 2k_p\alpha_p\omega_1 - \left(2C + C_e\right)\left(P_a-P_b\right) - 2k_m\alpha_m\omega_2 \quad (20)$$

Vidare erhålles speciellt om t.ex. P_b = konst = P_r :

$$2k_3 \frac{d(P_a)}{dt} = k_p\alpha_p\omega_1 - C\left(P_a-P_r\right) - C_eP_a - k_m\alpha_m\omega_2 \quad (21)$$

P.s.s om P_a = konst = P_r

$$2k_3 \frac{d(P_b)}{dt} = k_p\alpha_p\omega_1 + C\left(P_r-P_b\right) - C_eP_b + k_m\alpha_m\omega_2 \quad (22)$$

Ekvationerna (16) och (17) ger slutligen:

$$D_m\left(P_a-P_b\right) - B_m\cdot\omega_2 - \frac{\omega_2}{|\omega_2|}\left(P_a + P_b\right)C_f^1 D_m - T_1 = J_t\frac{d(\omega_2)}{dt} + B_1\cdot\omega_2 \quad (23)$$

Sammanfattningsvis beskrives systemet av ekvationerna:

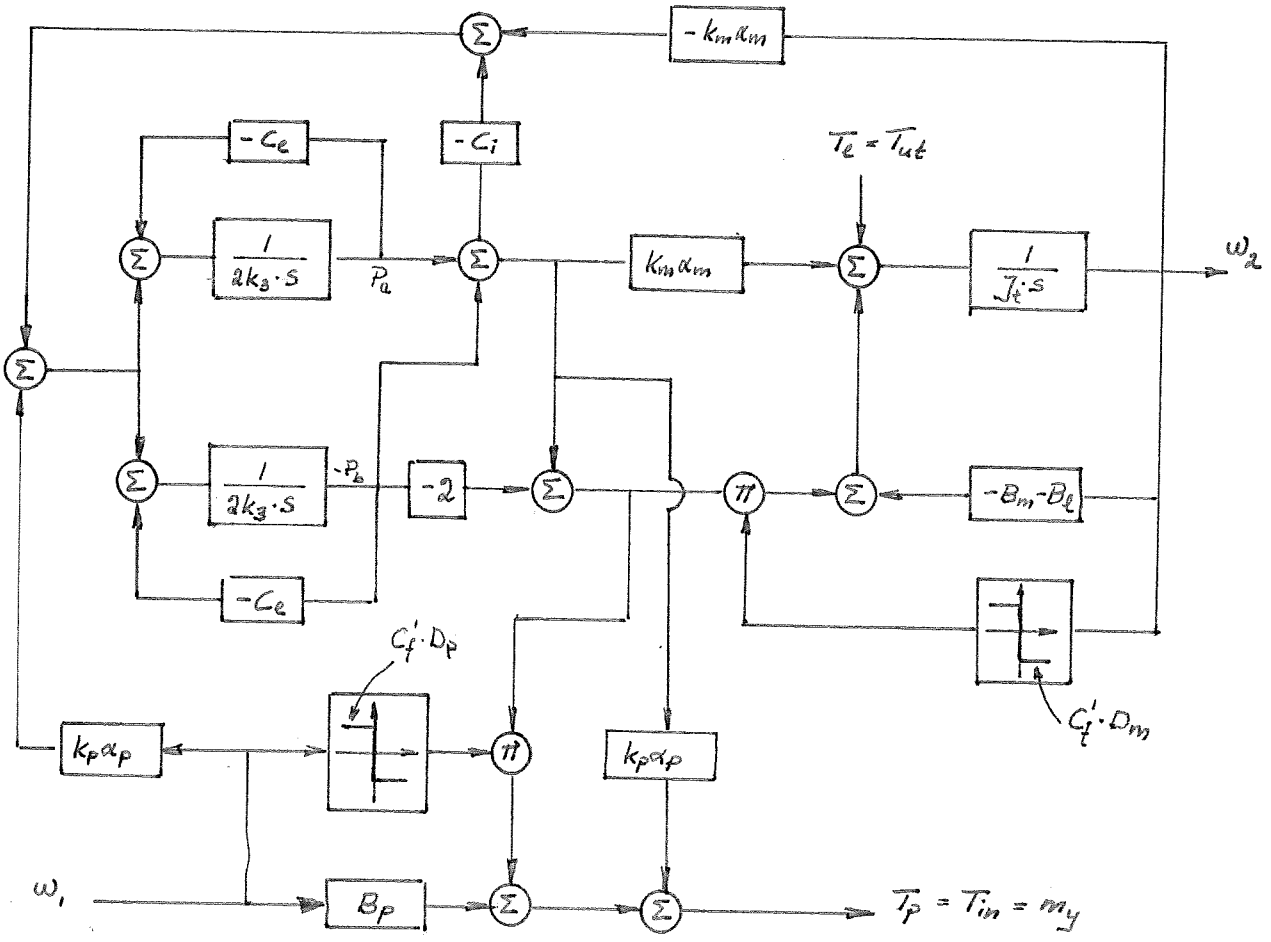
$$2k_3 \frac{d(P_a)}{dt} = k_p\alpha_p\omega_1 - C\left(P_a-P_b\right) - C_eP_a - k_m\alpha_m\omega_2 \quad (18)$$

$$2k_3 \frac{d(P_b)}{dt} = k_p\alpha_p\omega_1 - C\left(P_a-P_b\right) - C_eP_b + k_m\alpha_m\omega_2 \quad (19)$$

$$D_m\left(P_a-P_b\right) - B_m\cdot\omega_2 - \frac{\omega_2}{|\omega_2|}\left(P_a+P_b\right)C_f^1 D_m - T_1 = J_t\frac{d\omega_2}{dt} = B_1\cdot\omega_2 \quad (23)$$

$$T_p = D_p\left(P_a-P_b\right) + \frac{\omega_1}{|\omega_1|}\left(P_a+P_b\right)C_f^1 D_p + B_p\cdot\omega_1 \quad (9)$$

Blockschema:



I blockschemat ovan är alltså $T_1 = T_{ut}$ = störsignalen och w_2 = utsignalen medan w_1 och T_{in} är dieselmotorns ut- resp. insignal. Observera att 'växelspakens läge', som bestämmer α_m och α_p ingriper på sammanlagt fyra ställen i blockschemat.

För att få en enklare representation av transmissionen inför jag följande begränsning på denna:

1. α_m och α_p antager endast positiva värden, samt att w_1, vilket är naturligt, endast har en rotationsriktning.

Denna begränsning medför att:

1. w_2 antager endast en rotationsriktning

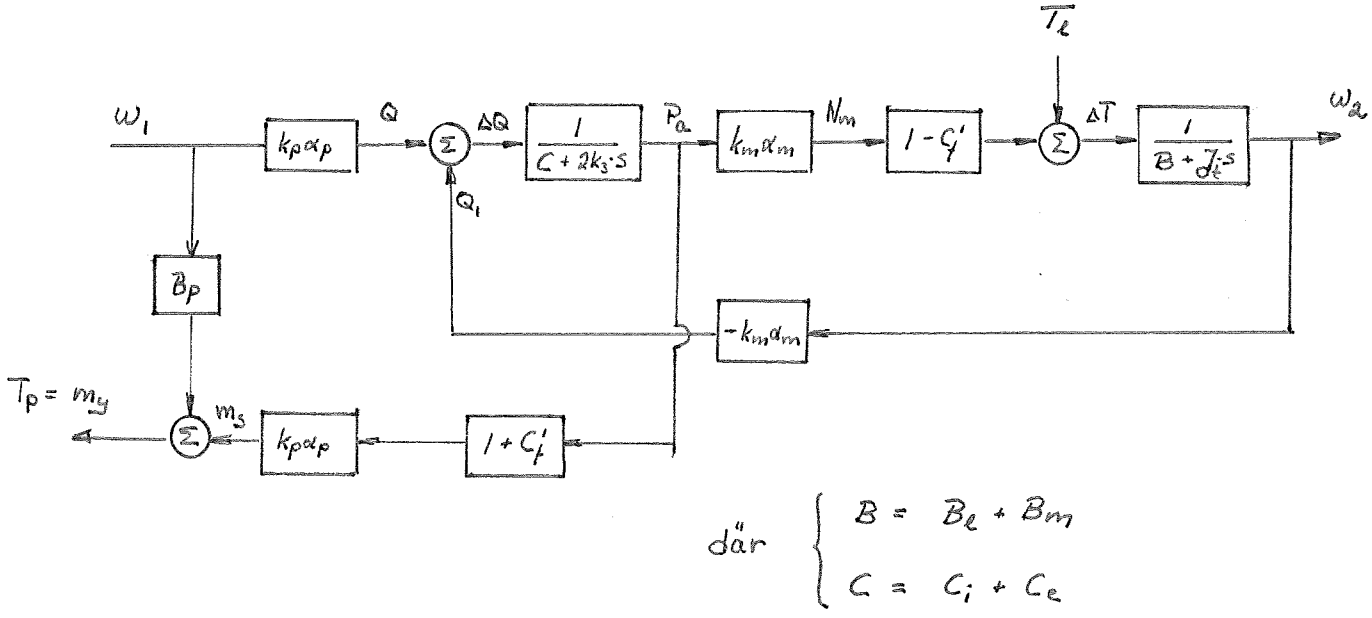
2. De olinjära friktionskarakteristikerna $C_f' \cdot Dp$ och $C_f' \cdot Dm$ elimineras.

3. Vi har endast en högtrycksledning, t.ex. P_a, medan trycket i den andra ledningen är approximativt konstant. För enkelhets skull sätter vi $P_b = P_r = 0$.

Detta medför att systemekvationerna (18) (19) (23) och (9) förenklas till:

$$\begin{cases} 2k_3 \frac{dP_a}{dt} = k_p \alpha_p w_1 - C_i P_a - C_e P_a - k_m \alpha_m w_2 & (24) \\ k_m \alpha_m P_a - B_m w_2 - C_f' D_m P_a - T_l = J_t \frac{dw_2}{dt} + B_l w_2 & (25) \\ T_p = k_p \alpha_p P_a + C_f' D_p P_a + B_p w_1 & (26) \end{cases}$$

Blockschema:



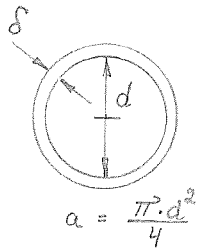
där $\begin{cases} B = B_l + B_m \\ C = C_i + C_e \end{cases}$

2.3.2 Beräkning av transmissionens konstanter

De värden som här framräknas gäller för en transmission av märket Sundstrand med beteckningen 'serie 23'.

a) Uppskattning av $k_3 = \frac{1}{2}\left(k_e + \frac{V_1}{\beta}\right)$ m^5/N

För ett tunt rör gäller:



$$\frac{\Delta a}{a} = \left(\frac{p \cdot d}{\delta \cdot E}\right)^2$$

dvs. $$k_e = \frac{\Delta a}{p} = \left(\frac{p \cdot d}{\delta \cdot E}\right)^2 \cdot a \cdot l$$

Antag: $p = 400\ k_p/cm^2$ $\quad \delta = 1{,}5$ mm

$l = 100$ mm $\quad E = 10^6\ k_p/cm^2$

$d = 15$ mm

Detta ger $k_e = 3{,}5 \cdot 10^{-7}\ \frac{cm^5}{k_p}$

$k_e = 3{,}5 \cdot 10^{-18}\ \frac{m^5}{N}$

För olja är $\beta \approx 1{,}6 \cdot 10^9\ \frac{N}{m^2}$

V_1 är mindre än en liter varför

$$2k_3 \approx 3{,}5 \cdot 10^{-18} + \frac{10^{-3}}{1{,}6\ 10^9} \approx 0{,}6 \cdot 10^{-12}\ m^5/N$$

Vi ser att k_e kan försummas jämfört med $\frac{V_1}{\beta}$

$$2k_3 = 0{,}6 \cdot 10^{-12}\ \frac{m^5}{N}$$

b. Uppskattning av transmissionens läckagekoefficient. C.

Ekv. (5) och (12) ger för $P_b = 0$

$$Q_{am} = D_m \omega_2 + (C_{em} + C_{im}) \cdot P_a \qquad (27)$$

$$Q_{ap} = D_p \omega_1 - (C_{ep} + C_{im}) \cdot P_a \qquad (28)$$

Motorns resp. pumpens volymetriska verkningsgrad def. enl. följande

$$\eta_{vm} = \frac{D_m \cdot \omega_2}{Q_{am}} \qquad (29)$$

$$\eta_{pm} = \frac{Q_{ap}}{D_p \cdot \omega_1} \qquad (30)$$

Motorns resp. pumpens läckage erhålles nu ur (27) och (29) samt (28) och (30)

$$C_m P_a = \left(\frac{1}{\eta_{vm}} - 1\right) \cdot D_m \cdot \omega_2 \qquad (31)$$

$$C_p P_a = (1 - \eta_{vp}) \cdot D_p \cdot \omega_1 \qquad (32)$$

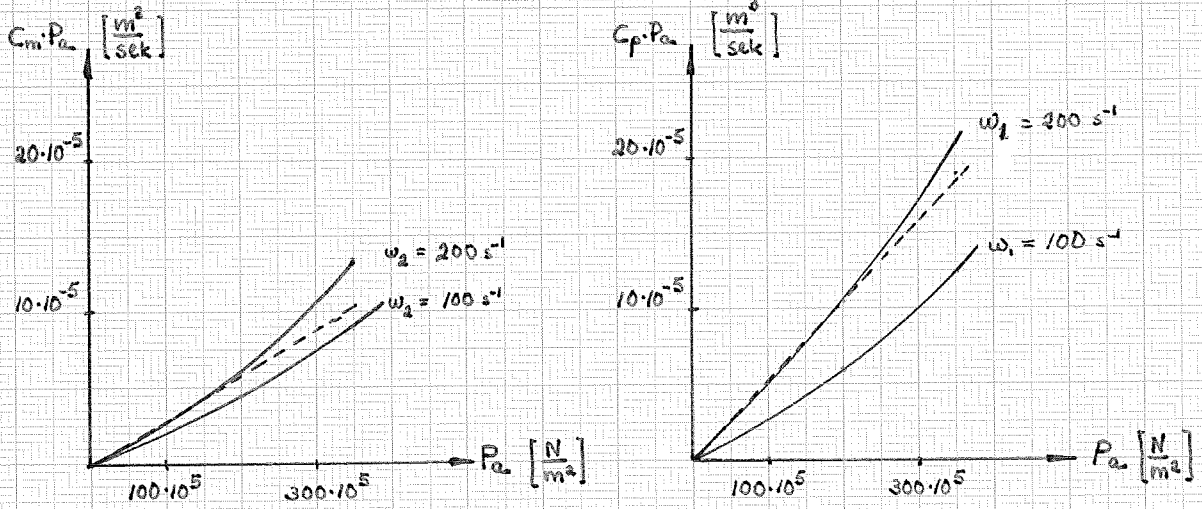
Ur datablad för Sundstrands pump och motor, serie 23, erhålles volymetriska verkningsgraden för olika tryck och varvtal, då deplacementen är maximala (Dp max och Dm max), varefter läckagen kan beräknas enligt ekv. (31) och (32) som funktion av P_a.
Se diagram 2.2. nästa sida. De sträckade linjerna i diagrammen ger:

$$C_m = 3{,}0 \cdot 10^{-12} \ m^5/Nsek.$$

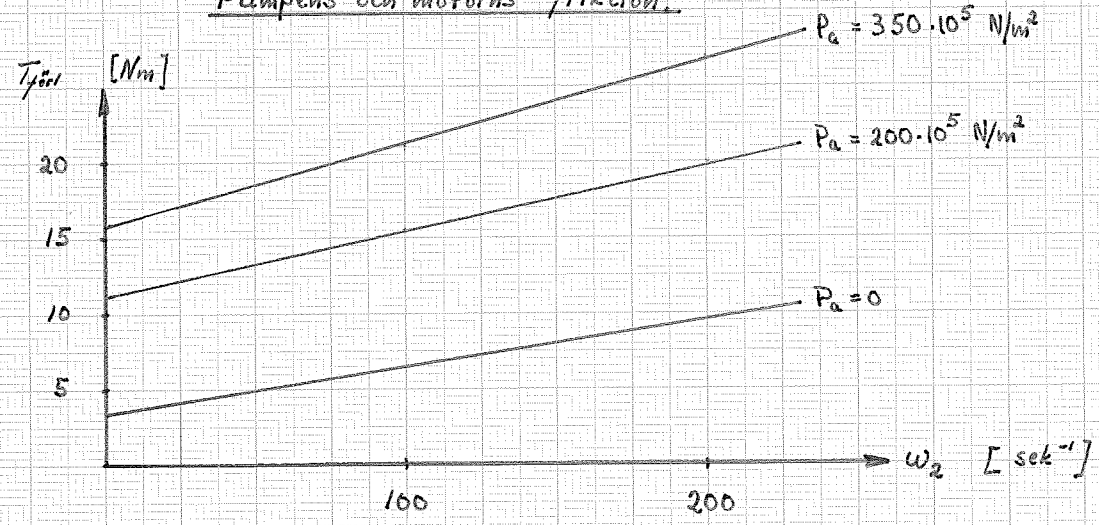
$$C_p = 5{,}5 \cdot 10^{-12} \ m^5/Nsek.$$

Diagram 2.2.

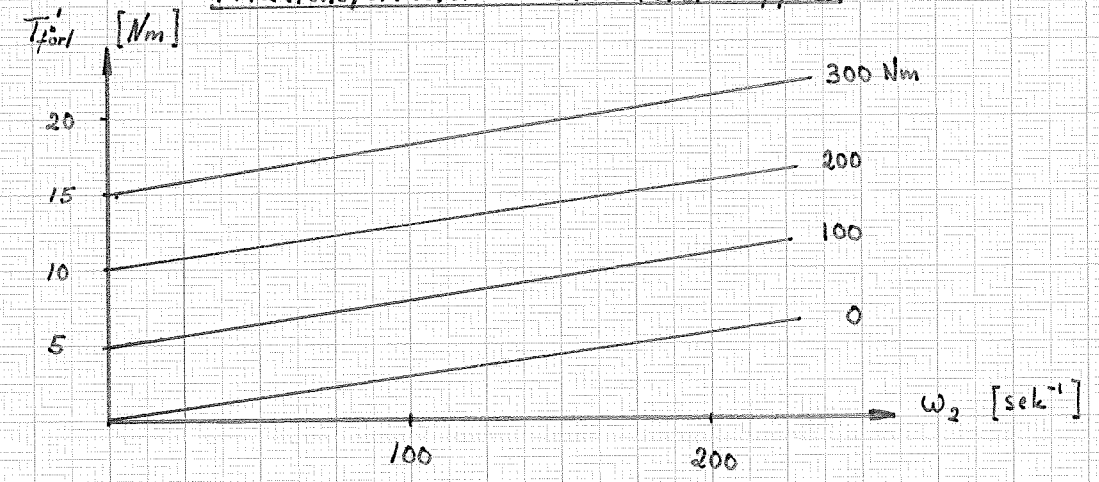
Pumpens och motorns läckage



Pumpens och motorns friktion.



Friktionsförluster i baktraktorkroppen.



514 A4
SIS 73 25 01
TULLBERG KLIPPAR
Nr 1624

Observera att pumpens varvtal till övervägande del kommer att vara det högre varvtalet $w_1 = 200\ s^{-1}$, medan motorns varvtal w_2 är mer variabelt med någon dragning åt det lägre $w_2 = 100\ s^{-1}$.

Slutligen erhålles $C = C_m + C_p = 8{,}5 \quad 10^{-12}\ m^5/Nsek.$

C. Uppskattning av transmissionens viskösa dämpning. B_m, B_p och dess friktionskoefficient C_f'.

För enkelhets skull sätter jag pumpens och motorns viskösa dämpning och friktionskoefficient lika. Beräkn. göres för motorn.

Ekv (16) ger med $P_b = 0$ och under förutsättning att $w_2 \geq 0$.

$$\begin{cases} T_m = D_m \cdot P_a - T_{förl.} \\ T_{förl} = B_m \cdot \omega_a - C_f' \cdot P_a \cdot D_m \end{cases}$$

Vidare definieras totalverkningsgraden och den mekaniska verkningsgraden enligt:

$$\eta_{oa} = \eta_t \cdot \eta_v$$

$$\eta_t = \frac{T_m}{D_m \cdot P_a}$$

Detta medför att $T_{förl.}$ kan skrivas :

$$T_{förl} = \left(1 - \frac{\eta_{oa}}{\eta_v}\right) \cdot D_m \cdot P_a$$

I diagrammet på sid. 32 är $T_{förl}$ given som funktion av varvtalet och trycket. Här ser vi att $T_{förl}$ består av 3 olika slags förluster:

1. fix förlust (≈ 3 Nm) som försummas
2. varvtalsberoende förlust $B_m \omega_a$
3. tryckberoende förlust $C_f P_a = C_f' D_m P_a$

Vi får $B_m = 0{,}036 \ \frac{\text{Nm sek}}{\text{rad}}$

$C_f = 0{,}04 \cdot 10^{-5} \ m^3$

Med $Dm_{max} = 14{,}2 \cdot 10^{-6} \ m^3$ erhålles

$C_f' = 0{,}027$

För både pumpen och motorn sätter vi alltså

$B_m = B_p = 0{,}036$ Nm sek

$C_f' = 0{,}027$

d. Uppskattning av lastens viskösa dämpning B_L

Viskösa dämpningen utgöres här av den friktionsförlust, som finns i traktorns bakkropp, d v s förlusten mellan den hydrostatiska motorn och drivhjulen. Fig. 4 på sid. 32 visar en sammanställning av mätningar, som är gjorda på en traktorbakkropp. Totala momentförlusten kan delas upp i två delar enligt:

$$T_{förl}' = B_\ell \cdot \omega_a + \eta \cdot T_m$$

Den överförda-moment-beroende förlusten kan vi låta ingå i störmomentet och lämnas därför utanför. (Diagrammet ger $\eta = 0{,}05$)

Den varvtalsberoende förlusten erhålles enligt diagrammet till $0{,}065 \cdot \omega_2$ Nm, d v s den viskösa dämpningen $B_\ell = 0{,}065$ Nm sek

$$B_\ell = 0{,}065 \text{ Nm sek.}$$

e. Uppskattning av lastens svängmassa J.

P.g.a. att vi antagit styva axelförbindningar mellan HT-motorn och drivhjulen kan de olika svängmassorna summeras och reduceras till HT-motorns varvtal. Vidare erhålles två olika värden på den reducerade svängmassan beroende på att vi har en hög-låg växellåda mellan HT-motorn och drivhjulen.

Bidragande delar till den totala svängmassan J_{tot} erhålles från

1. Traktorns massa. (J_1)

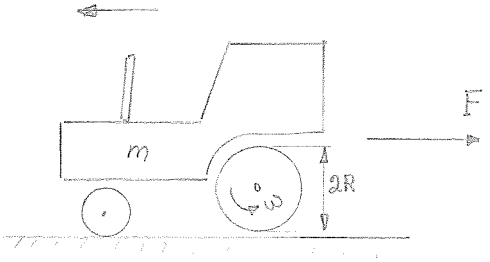
Hjulets moment $T = F \cdot R$

där $F = m \frac{dv}{dt} = m \cdot R \frac{d\omega}{dt}$

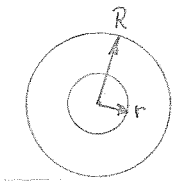
dvs $T = R^2 \cdot m \frac{d\omega}{dt} = J_1 \frac{d\omega}{dt}$

$$J_1 = R^2 \cdot m = 2240 \text{ kgm}^2$$

$\begin{cases} m = 4000 \text{ kg} \\ R = 0{,}75 \text{ m} \end{cases}$



2. Drivhjulen inkl. däck och fälg (J_2)



$R = 0{,}83$ m

$r = 0{,}47$ m

$m_d = 2 \times 100$ kg

$m_f = 2 \times 100 \pm 600$ kg (beroende på hjulvikter)

$$J_2 = m_d \cdot \frac{R^2 + r^2}{2} + m_f \cdot \frac{r^2}{2}$$

Med insatta värden $J_2 = 113 \pm 223$ kgm^2

3. Roterande delar i bakkroppen. (J_3)

Jämfört med svängmassan från traktorns massa och hjul är den svängmassa, som erhålles från de roterande axlarna och kugghjulen i bakkroppen liten, varför en exakt beräkning, som för övrigt är svår att utföra, är onödig.

Uppskattningsvis är svängmassan för dessa delar, med avseende på drivhjulens varvtal, av storleksordningen 35 kgm^2.

4. HT-motorns roterande massa (J_4)

$$J_4 = 0{,}02 \text{ kgm}^2$$

Utväxlingen i bakkroppen är för högväxel = 21,5

och för lågväxel = 86,2

Lastens totala svängmassa reducerad till HT-motorns varvtal kan nu beräknas enl.

$$J_{tot} = \left(\frac{1}{u}\right)^2 \cdot (J_1 + J_2 + J_3) + J_4$$

För lågväxel erhålles Jtot = 0,35 kgm^2

och högväxel erhålles Jtot = 5,3 kgm^2

f. Bestämning av $\alpha_m k_m$ och $\alpha_p k_p$

Det gäller att $D_m = \alpha_m k_m$

$D_p = \alpha_p k_p$

Låt α_m och α_p variera från 0 till 1. Vilket medför att $D_m = k_m$ och $D_p = k_p$

Simuleringarna är gjorda med följande värde på D_m och D_p:

$D_m = 19{,}0 \cdot 10^{-6}$ m^3/rad (Sundstrand serie 24)

$D_p = 11{,}1 \cdot 10^{-6}$ m^3/rad (" " 22)

Sammanställning av transmissionens konstanter. (Jfr. blockschema sid. 29)

a) $2k_3 = 0{,}6 \cdot 10^{-12}$ $\frac{m^5}{N}$

b) $C = 8{,}5 \cdot 10^{-12}$ $\frac{m^5}{Nsek}$

c) $C_f' = 0{,}027$

d) $B = 0{,}101$ $\frac{Nmsek}{rad}$

$B_p = 0{,}036$ Nmsek

e) $J_{tot} = 5{,}3$ resp $0{,}35$ $Nmsek^2$

f) $k_m = 19{,}0 \cdot 10^{-6}$ m^3

$k_p = 11{,}1 \cdot 10^{-6}$ m^3

2.3.3 Uppkoppling på analogimaskin. Skalning

Skalning av transmissionens ekvationer sker på samma sätt som vid skalningen av dieselmotorns ekvationer vilket är utförligt gjort på sid. 13 . Jag nöjer mig här med att ange de oskalade ekv. samt värdena på variablerna, som ingår i ekv. Jfr. blockschemat på sid. 29.

Ekv:

1. $Q = \alpha_p k_p \omega_1$
2. $\Delta Q = Q - Q_1$
3. $\Delta Q = C P_a + T_1 C \cdot \frac{dP_a}{dt}$ där $T_1 = \frac{2k_3}{C}$
4. $N_m = \alpha_m k_m P_a$
5. $\Delta T = (1 - 0{,}027) \cdot N_m - T_\ell$
6. $\Delta T = B\omega_2 + T_2 B \frac{d\omega_2}{dt}$ där $T_2 = \frac{J_2}{B}$
7. $Q_1 = \alpha_m k_m \cdot \omega_2$
8. $m_s = (1 + C_f') P_a \alpha_p k_p$
9. $m_y = m_s + B_p \omega_1$

Variabelvärden:

$Q = 3{,}5 \cdot 10^{-3}$ m^3/s

$\omega_1 = 250$ s^{-1}

$\Delta Q = 1{,}0 \cdot 10^{-3}$ m^3/s

$Q_1 = 3{,}2 \cdot 10^{-3}$ m^3/s

$P_a = 1170 \cdot 10^{-5}$ N/m^2

$m_s = 1650$ Nm

$m_y = 1650$ Nm

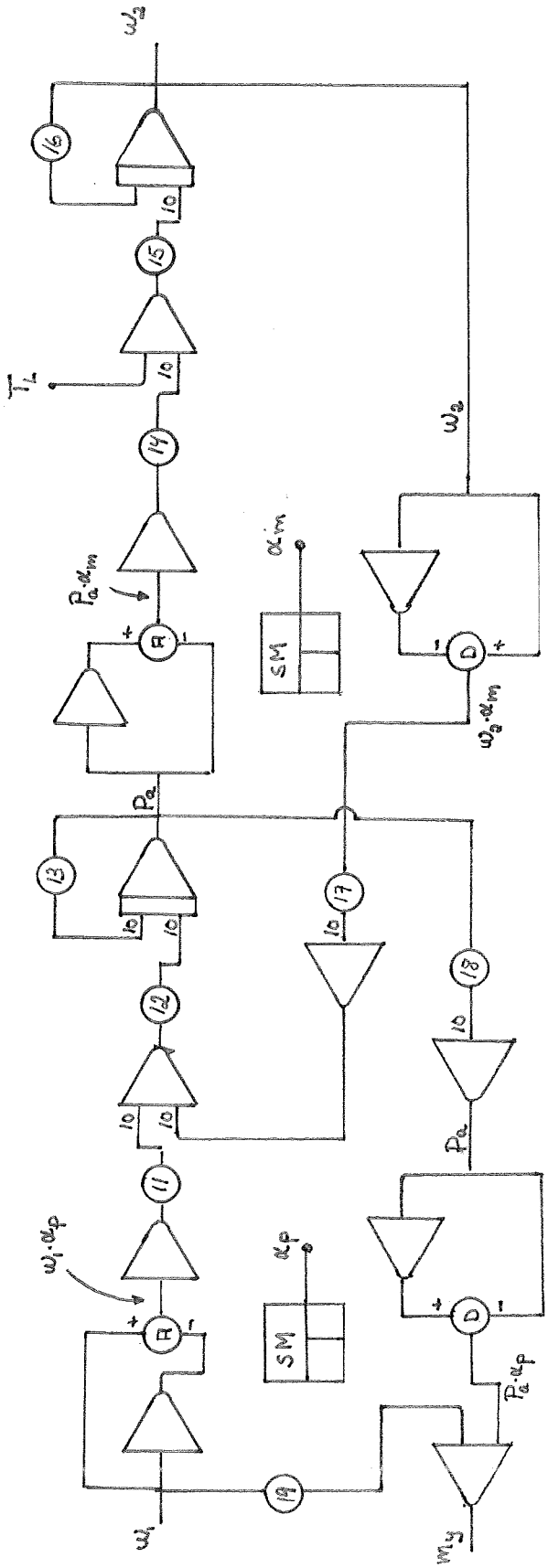
$N_m = 1460$ Nm

$\Delta T = 25$ Nm

$k_m = 19{,}0 \cdot 10^{-6}$ m^3

$k_p = 11{,}1 \cdot 10^{-6}$ m^3

Kopplingsschemat för transmissionen ges nedan. Potentiometervärdena gäller för de konstanter och variabelvärden som givits på de två föregående sidorna.



Pot 11 = 0,275
12 = 1,00
13 = 1,00
14 = 0,867
15 = 0,294 resp. 0,019 (för låg resp. högväxel)
16 = 0,294 resp. 0,017 (för låg resp. högväxel)

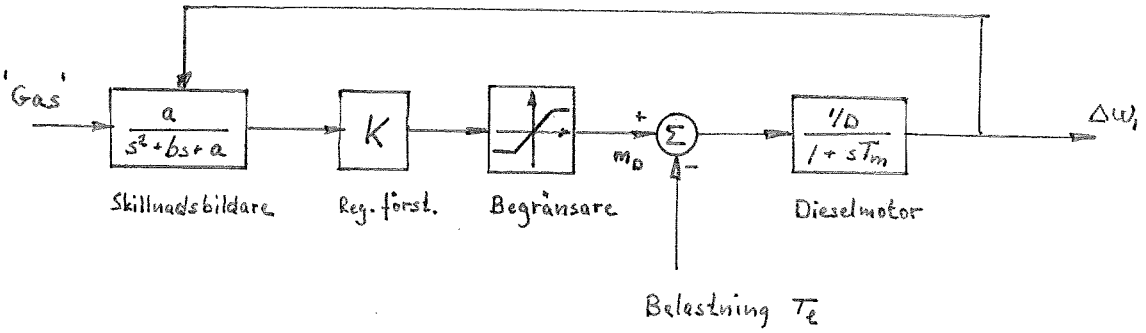
Pot 17 = 0,0486
18 = 0,081
19 = 0,001

SM står för servomultiplikator.

Kapitel 3. Analogimaskinsimuleringar av systemet utan reglering.

3.1 Simulering av delsystemet dieselmotor + varvtalsregulator.

Jag undersöker detta delsystem för sig, dels för att bestämma varvtalsregulatorns konstanter enligt den metod, som är beskriven i kapitel 2.3.2 och dels för att få en uppfattning om hur systemets stegsvar vid gaspådrag och belastningsvariationer ser ut.



Begränsaren inställes så att y_{max} = 8 mm motsvarande $m_{D\ max}$ = = 320 Nm. Skillnadsbildaren är lika med ett då varvtalsregulatorns dynamik försummas.

Diagram 3.1. och 3.2. visar hur dieselmotorns varvtal beror av ett plötsligt gaspådrag och en plötslig belastningsändring. Observera att vi endast betraktar varvtalsavvikelsen. Enl. specifikation på dieselmotorn skall en belastning, som är lika med dieselmotorns maximala vridande moment ge en varvtalssänkning på 15 rad/sek, medan en större belastning naturligtvis medför att dieselmotorns absoluta varvtal kommer att sjunka till noll. I min modell av dieselmotorn nöjer jag mig med att varvtalsavvikelsen är ungefär 10 ggr större för en belastningsökning över det maximala vridmomentet än vad den är för samma belastningsökning under det maximala vridmomentet. Att jag kan nöja mig med denna modell beror på två orsaker:

1) Sid. 46 och 47

1. Motorns maximala vridmoment är egentligen inte konstant över hela varvtalsområdet. Maximum inträffar vid 150 rad/sek medan dieselmotorns driftvarvtal i de flesta fall är större. Effektmaximum inträffar ju vid 230 rad/sek. Se diagram.[1] Detta medför att varvtalsavvikelsen kan vara större än 15 rad/sek utan att detta innebär att dieselmotorns absoluta varvtal kommer att sjunka till noll.

2. Vi är inte intresserade av att låta dieselmotorns varvtalsavvikelse vara väsentligt större än 15 rad/sek. Dieselmotorns effekt utnyttjas ju bäst då varvtalsavvikelsen är exakt 15 rad/sek.

Diagram 3:3[2] visar prov som är gjorda med en dieselmotor. Jfr. detta med diagram 3.2.[3]

Kommentar till kurvorna i diagram 3.2.[3]:

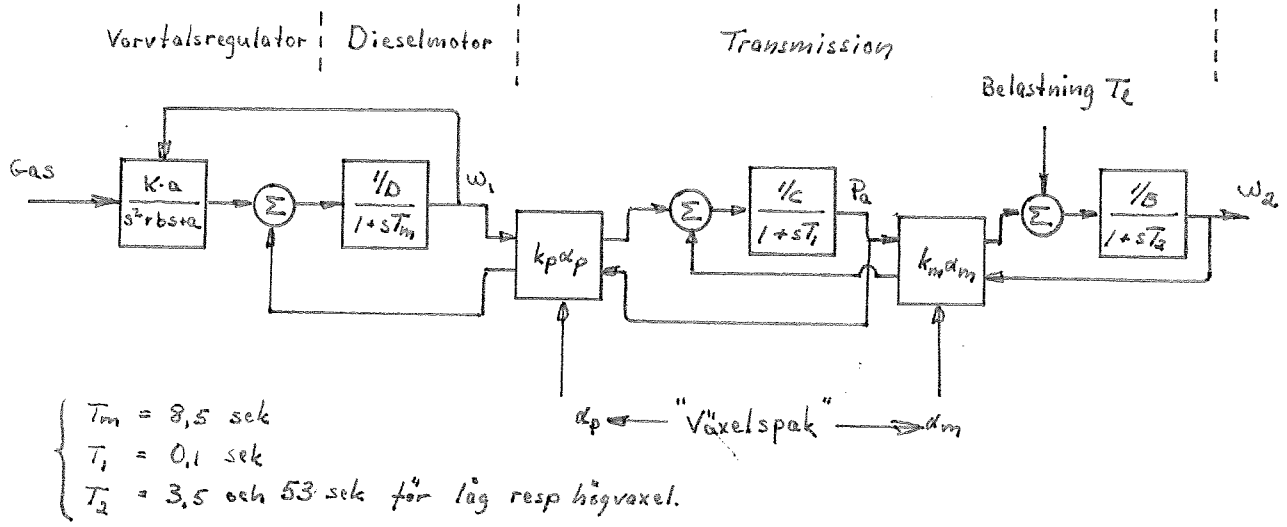
Kurvorna märkta med 1, 2, 3 och 4 gäller för ett gaspådrag då motorn är obelastad, medan kurvorna märkta 3^1 och 4^1 gäller då dieselmotorn är belastad med 100 Nm. Vi ser att varvtalssvängningens amplitud är mindre då dieselmotorn är belastad, vilket för övrigt synes vara naturligt. Kurvan märkt 6, som representerar varvtalsavvikelsen vid en stegbelastning på 320 Nm, består av två kurvor: en med svängning och en utan. Att vi har fått dessa två olika stegsvar för samma belastningsvariation beror på hur noggrant begränsaren är inställd. Vi kan säga att kurvan med svängning gäller för en stegbelastning, som är något mindre än dieselmotorns maximala vridmoment medan den andra gäller för en stegbelastning som är något större än dieselmotorns maximala vridmoment.

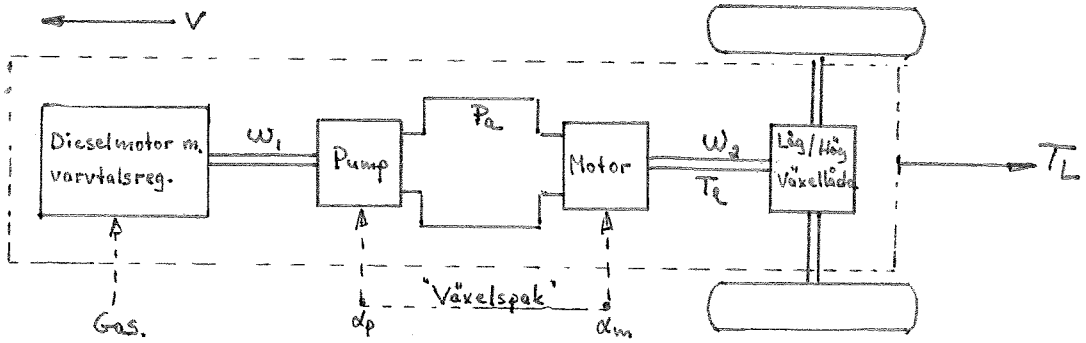
1) Se diagram 2.1 sid. 9

2) Sid. 47

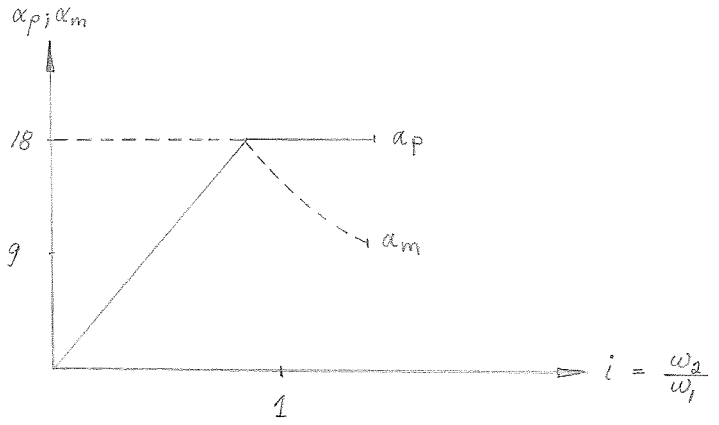
3) Sid. 46

3.2 Simulering av systemet dieselmotor + varvtalsregulator + + transmission.





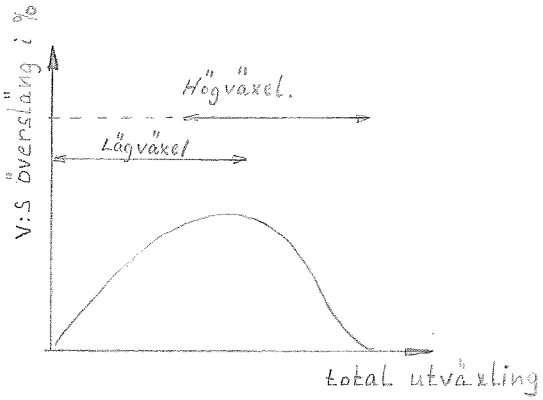
Utväxlingen mellan ω_1 och ω_2 bestämmes av α_m och α_p enligt följande figur:



Jag har gjort följande simuleringar, vilka redovisas i diagram.

1. Diagram 3.4 och 3.5: υ Gaspådrag med olika värden på α_p och α_m för låg resp. högväxel. Belastningen är noll och gaspådraget utgöres av ett steg.

   Av resultatet framgår att ω_2:s översläng växer med utväxlingen då lågväxeln är inkopplad medan överslängen minskar med ökande utväxlingen då högväxeln är inkopplad, samt att överslängen är större vid lågväxel än vid högväxel. Översättes ω_2 till fordonets hastighet v ($v = 0{,}03 \cdot \omega_2$ km/tim för lågväxel och $0{,}12 \cdot \omega_2$ km/tim för högväxel) erhålles ett maximum av överslängen för ett visst värde på totala utväxlingen.



2. Diagram 3.6. υ Belastningssteg.

   Undersökt hur ω_1, ω_2 och P_a beror av ett belastningssteg, vid låg och högväxel. Transmissionens utväxling är lika i de båda fallen. Observera att det är den yttre belastningen T_L, som är lika, vilket innebär att belastningen på pumpen är 4 ggr. större vid högväxel än vid lågväxel. Trots detta erhålles inga svängningar vid högväxel, vilket förklaras av tidskonstanten T_2, som är 3,5 sek. vid lågväxel och 53 sek. vid högväxel. Lägg märke till att ω_1:s svängning är obetydlig trots den kraftiga svängningen hos ω_2.

1) Diagram 3.4 - 3.8 återfinns på sidorna 48-55

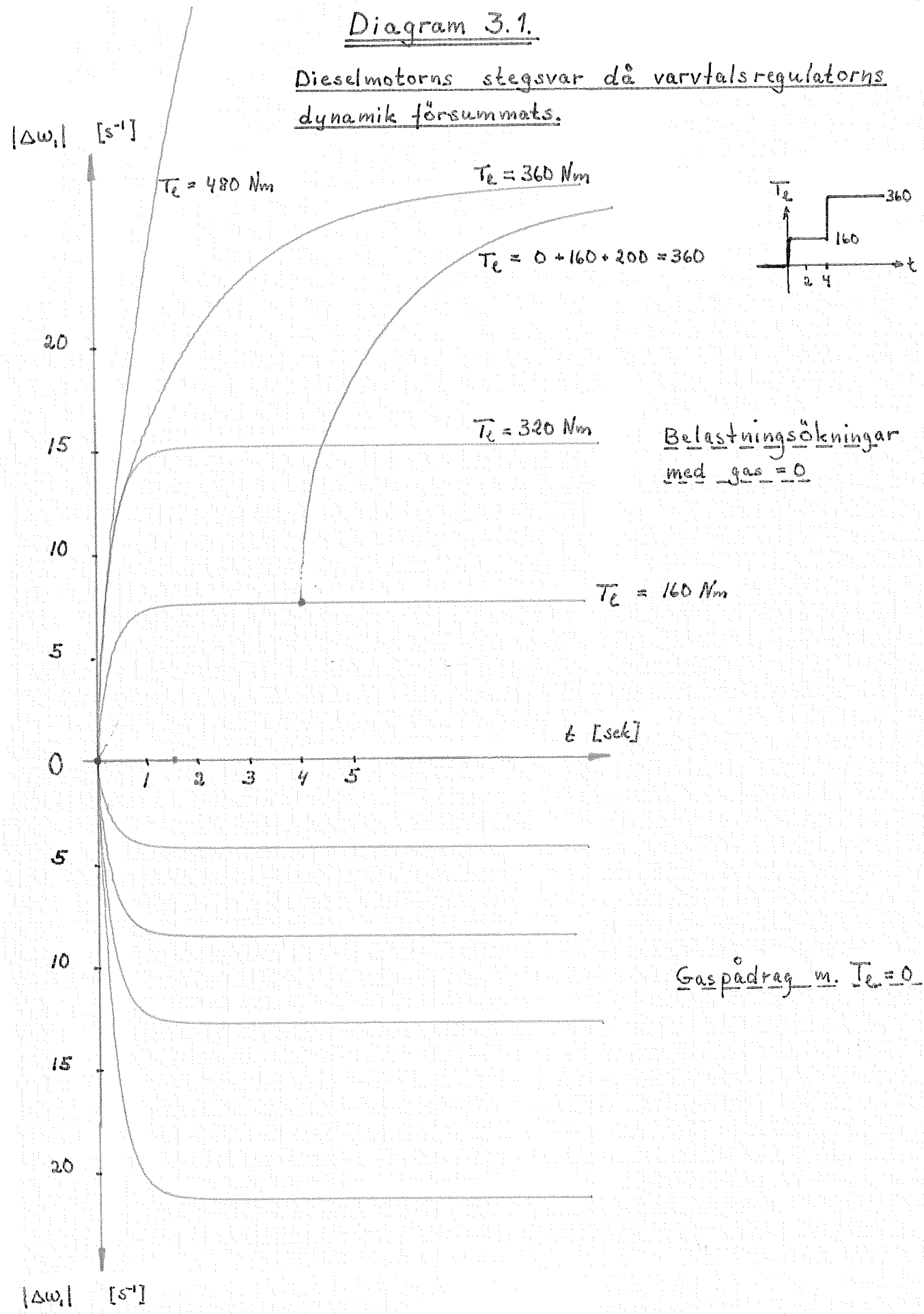
3. Diagram 3.7. Kontinuerlig belastningsökning (ramp). Lägg märke till brytbunkterna vid en varvtalsavvikelse av ω_1 på 15 rad/sek.

4. Diagram 3.8. Kontinuerlig belastningsökning upp till ett visst värde. Transmissionens utväxling ändras oändligt snabbt då dieselmotorns varvtalsavvikelse är 30 rad/sek. Observera att vi även här får svängningar av endast ω_2.

Av dessa simuleringar framgår att systemet fungerar och att det uppfyller de specifikationer, som tidigare givets.

Diagram 3.1.

Dieselmotorns stegsvar då varvtalsregulatorns dynamik försummats.



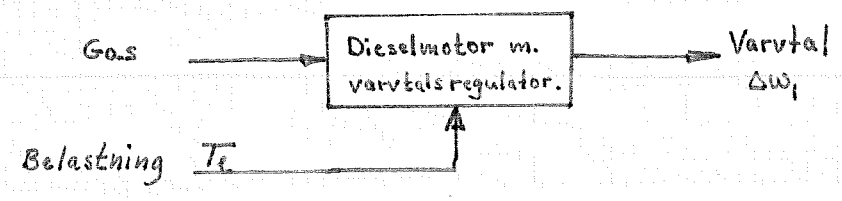
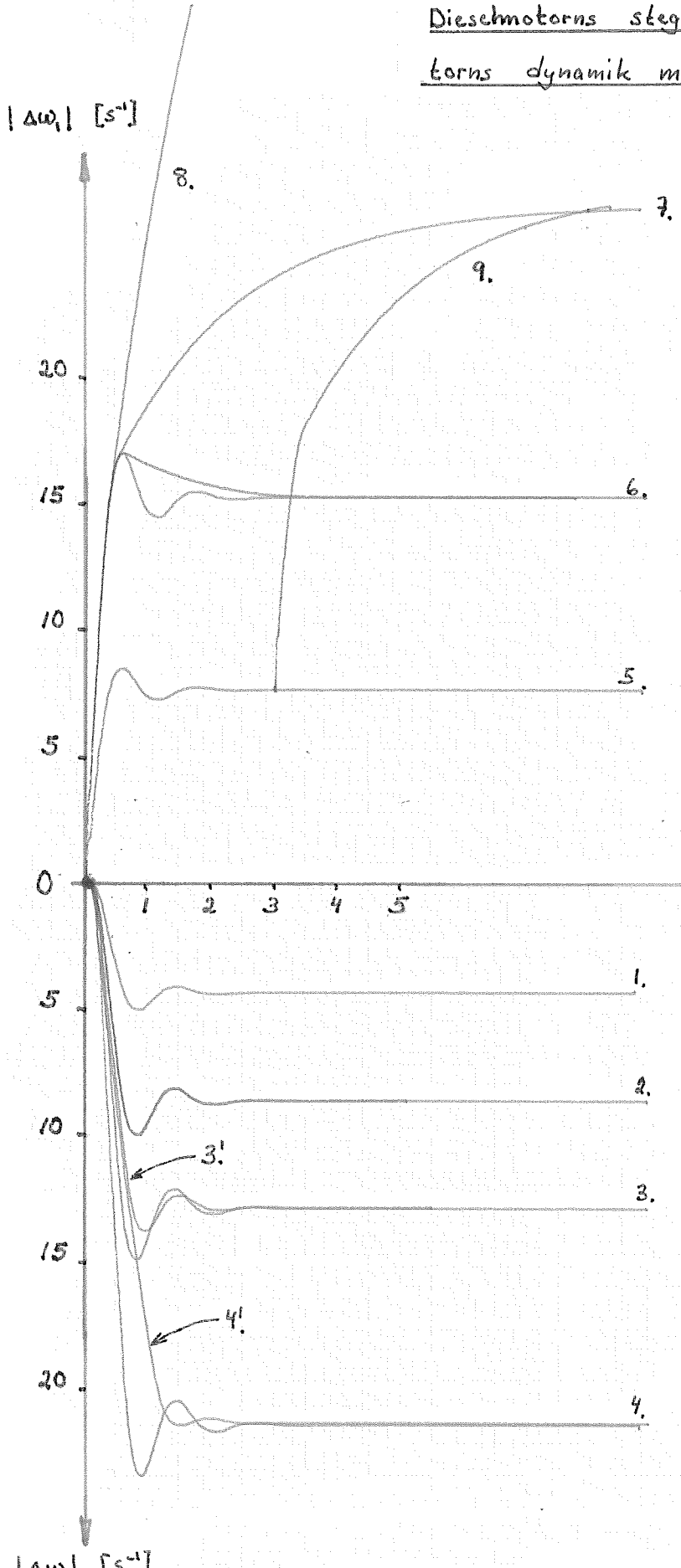


Diagram 3.2.

Dieselmotorns stegsvar då varvtalsregulatorns dynamik medtagits.

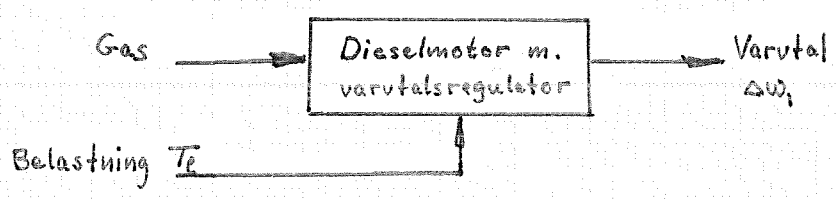


Belastningsökningar m. gas = 0 (steg)

5. med T_L = 160 Nm.
6. -"- 320 Nm.
7. -"- 360 Nm.
8. -"- 480 Nm.
9. -"- 160 + 200 Nm

Gaspådrag. (steg)

1.-4. med $T_L = 0$
3! } med T_L = 100 Nm
4! }

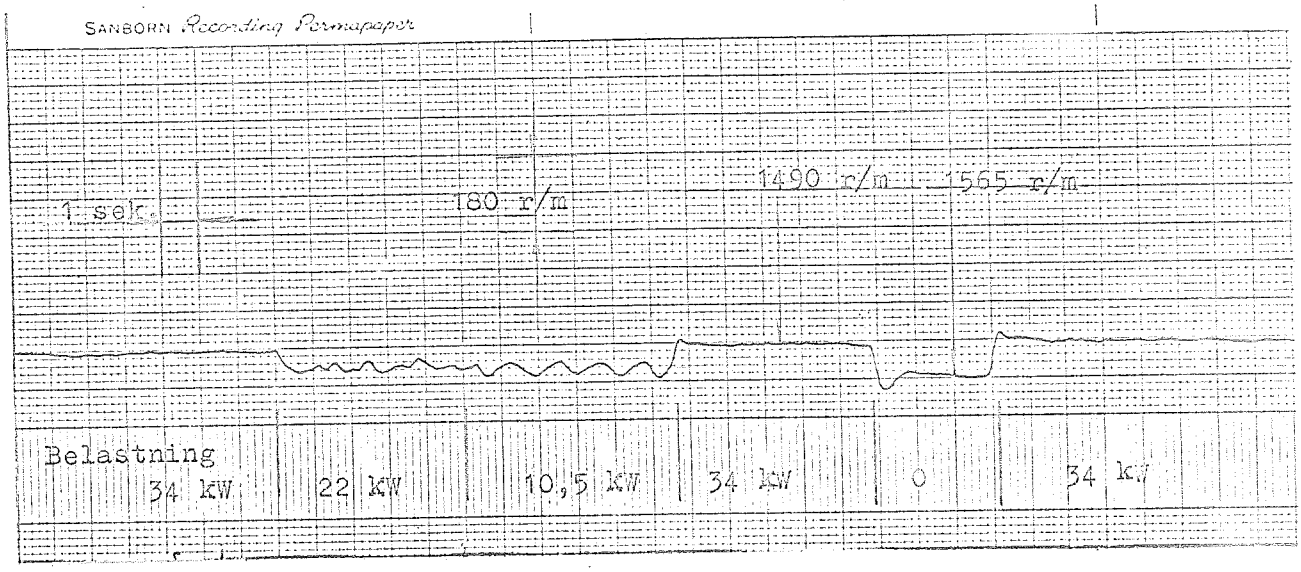


AKTIEBOLAGET BOLINDER-MUNKTELL
ESKILSTUNA

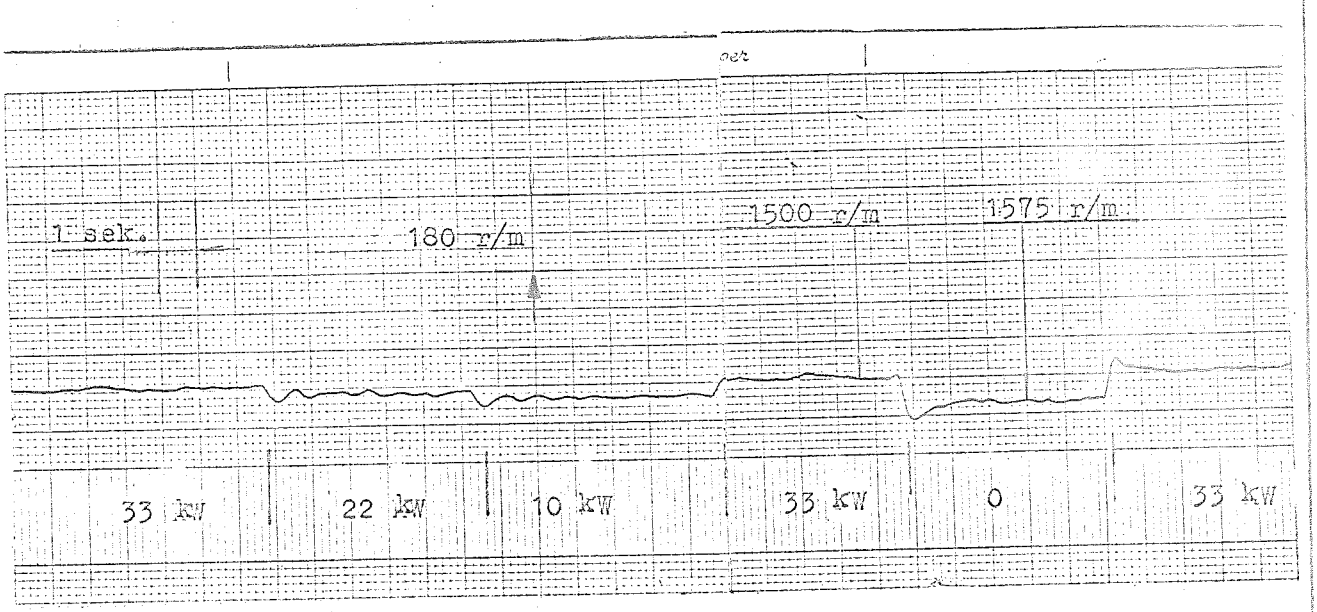
Varvtalsändring vid olika belastning
Simms regulator typ Minimec
Diagram 3.3.

Rapport nr: KL: 109 – 158
Datum 17.2.67
Sida 15 Forts.sid 17

Motor typ 1113 A nr: KL-3.
Prov på generatorer aggregat.



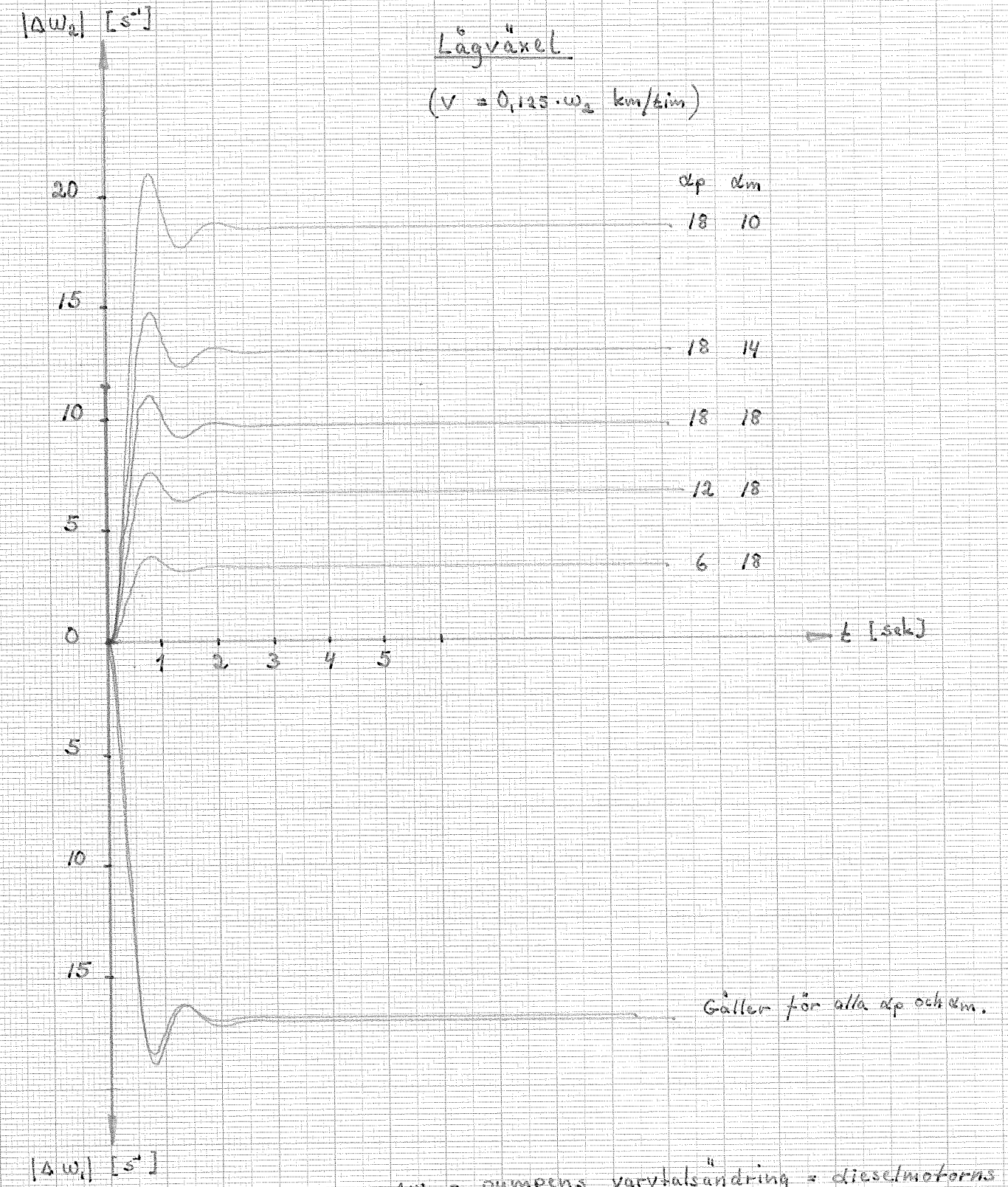
Utan utjämningsfjäder



Med utjämningsfjäder (gummisnodd) på reglerstång
$c \approx 3$ p/mm, $F \approx 0{,}35$ kp.

Diagram 3.4.

Pumpens och motorns varvtalsändringen för olika värden på utväxlingen (α_p, α_m) vid ett gaspådrag. $T_c = 0$.



$\Delta\omega_1$ = pumpens varvtalsändring = dieselmotorns varvtalsändring

$\Delta\omega_2$ = motorns varvtalsändring

73 25 01 - 515 A3 b - 1 x 1 mm
ESSELTE
4442

Diagram 3.5.

Pumpens och motorns varvtalsändring för olika värden på utväxlingen (α_p; α_m) vid ett gaspådrag. $T_L = 0$.

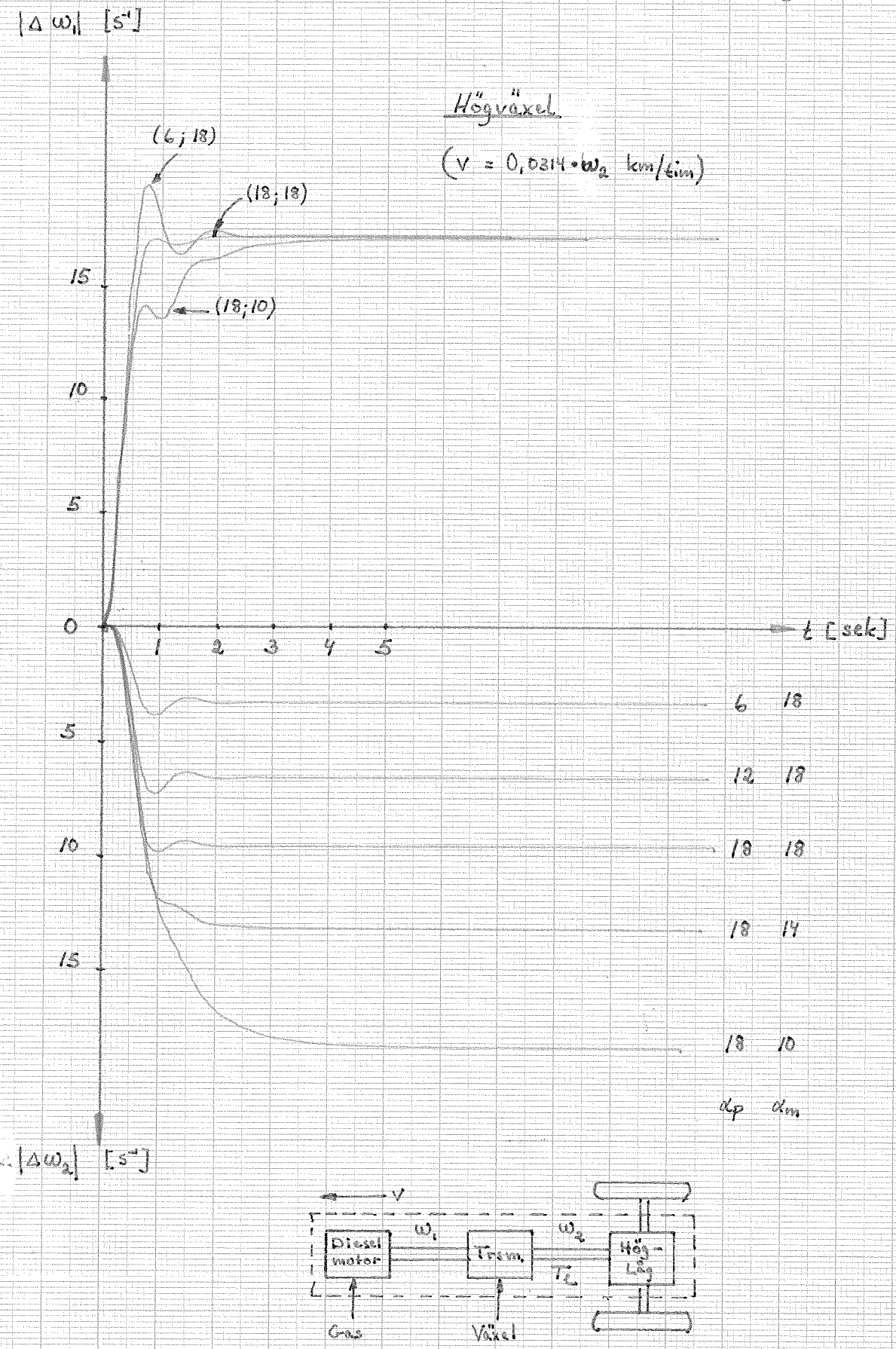
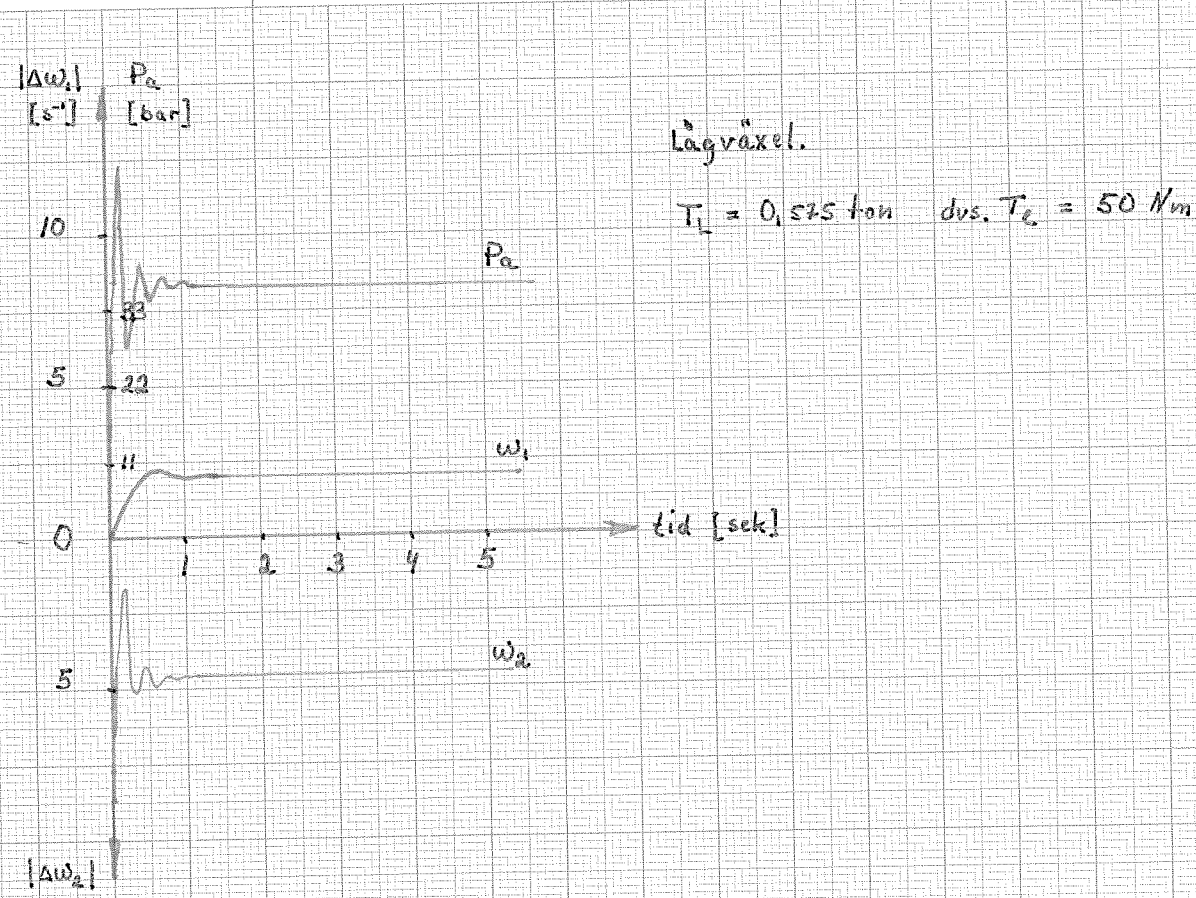


Diagram 3.6.

Inverkan av ett belastningssteg på varvtal och oljetryck.



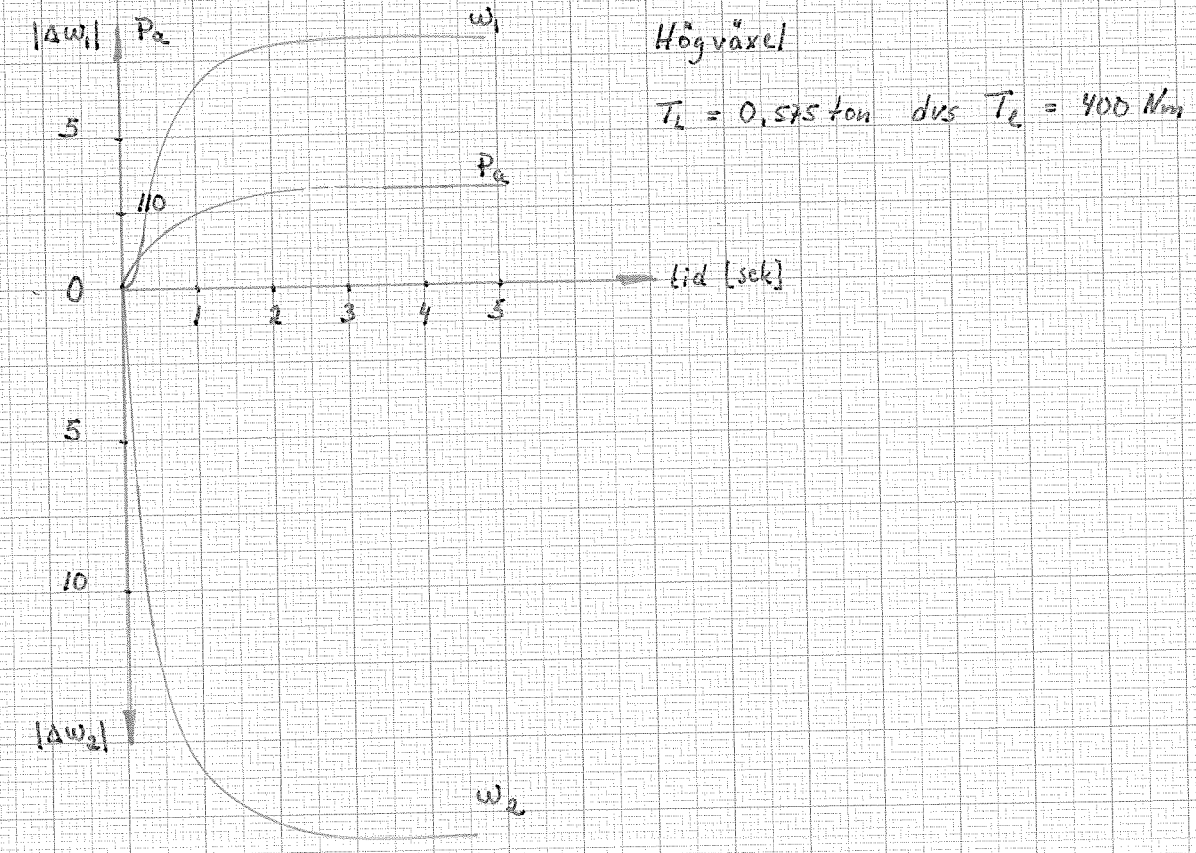
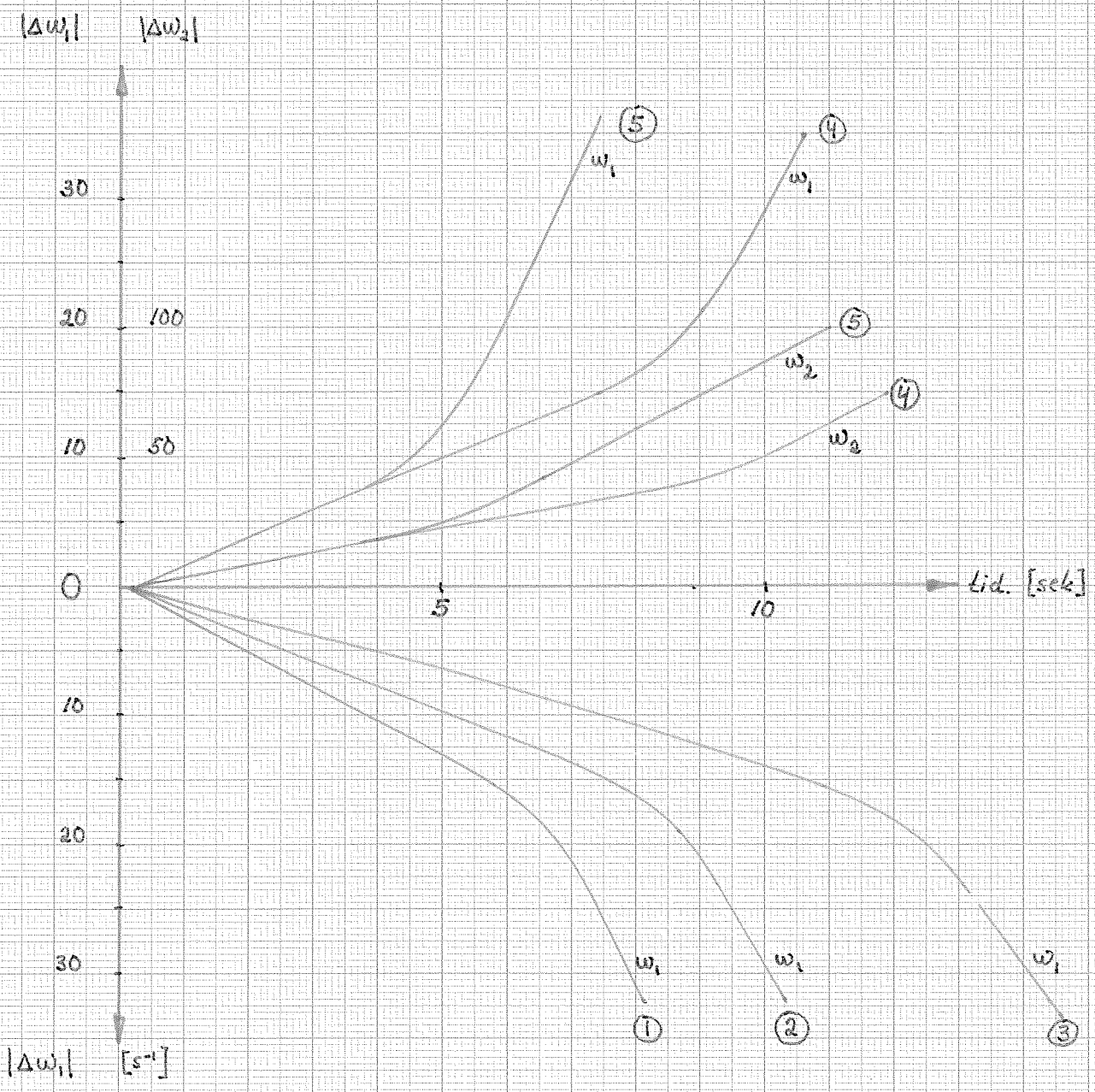


Diagram 3.7.

Pumpens och motorns varvtalsändring vid en kontinuerlig belastningsökning.



T_ℓ = 50 Nm/sek och lågväxel

1. Obelastad motor från början $\alpha_p = 9°$ $\alpha_m = 18°$
2. -"- $\alpha_p = 12°$ $\alpha_m = 18°$
3. -"- $\alpha_p = 18°$ $\alpha_m = 18°$
4. -"- $\alpha_p = 12°$ $\alpha_m = 18°$
5. Motorn belastad till hälften då belastningsökningen börjar. $\alpha_p = 12°$ $\alpha_m = 18°$

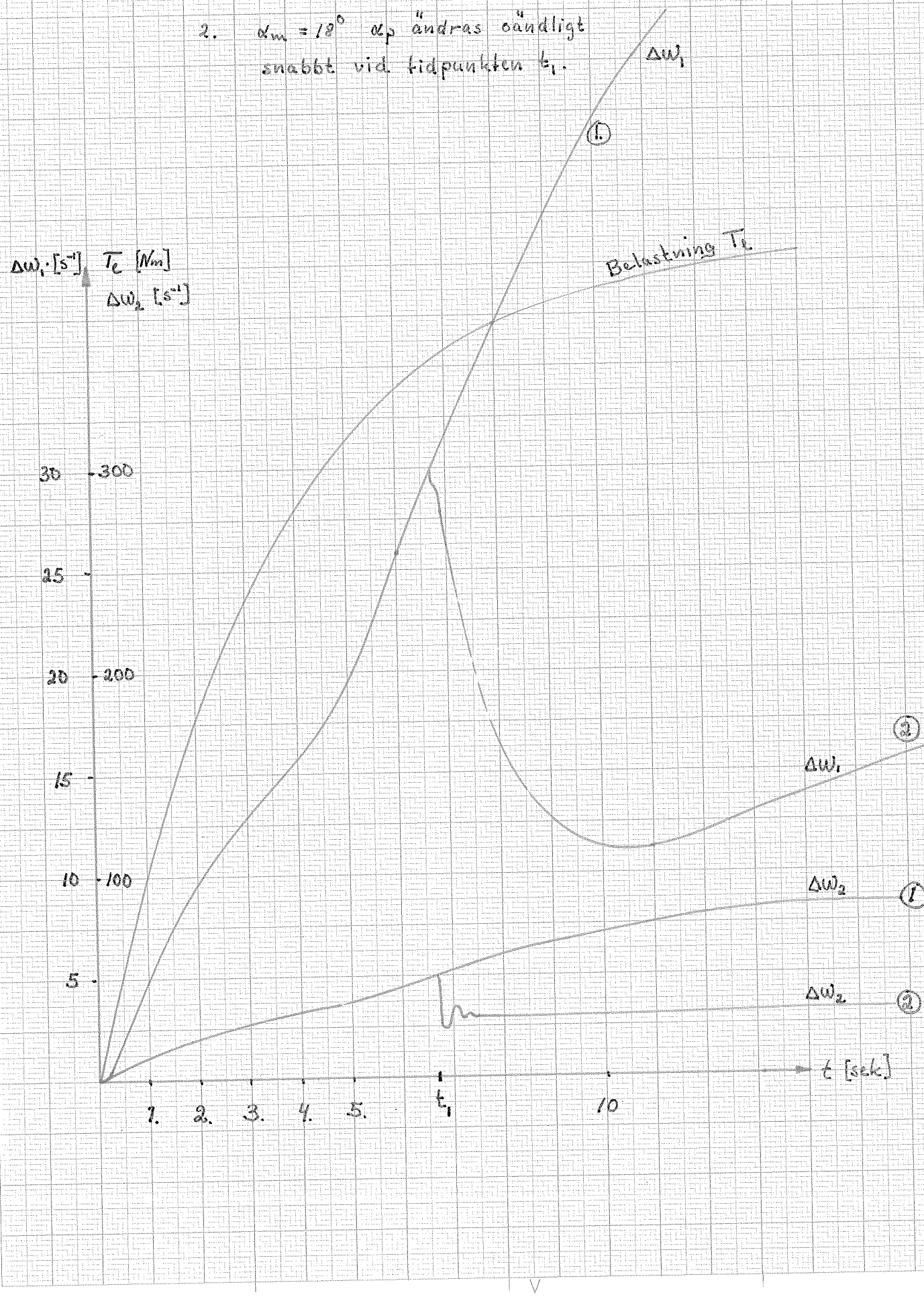
515 A3
SIS 73 25 01
TULLBERG KLIPPAN
Nr 1623

Diagram 3.8.

Pumpens och motorns varvtalsändring vid en given belastning.

Kurva 1. $\alpha_m = 18°$ och $\alpha_p = 18°$

2. $\alpha_m = 18°$ α_p ändras oändligt snabbt vid tidpunkten t_1.



515 A3
STS 73 25 01
TULLBERG KLIPPAN
Nr 1623

Kapitel 4. Uppgift för och utseende av transmissionssystemets reglering.

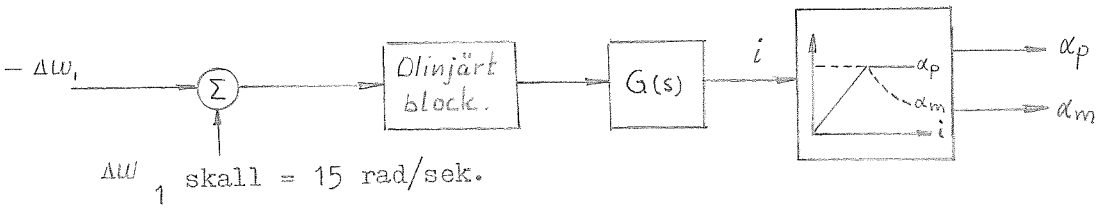
Som redan tidigare nämnts i inledningen är reglersystemets huvuduppgift att hjälpa föraren av entreprenadmaskinen med att anpassa transmissionens utväxling, så att denna är högsta möjliga för varje belastning under förutsättning att dieselmotorns avsedda varvtal hålles. I de flesta fall är detta varvtal identiskt med det varvtal för vilket dieselmotorn avger maximal effekt. Eftersom systemet dieselmotor + varvtalsregulator fungerade så att skillnaden mellan tomgångsvarvtal och fullastvarvtal är ungefär konstant (här $\Delta\omega_1$ = = 15 rad/sek) över hela varvtalsområdet kan denna varvtalsskillnad anses vara ett mått på dieselmotorn utnyttjningsgrad. Vi vill naturligtvis att dieselmotorn utnyttjas maximalt. Transmissionssystemets reglering skall alltså arbeta efter följande princip: Regleringen skall reglera utväxlingen så att varvtalsskillnaden $\Delta\omega_1$ = 15 rad/sek.
$\Delta\omega_1$ kan alltså vara regleringen insignal.

Allmänna villkor på transmissionssystemets reglering.
Regleringen får inte verka så snabbt att en belastningsvariation med kort varaktighet leder till ändring av utväxlingen (t.ex. vid passage av en sten eller över en håla). D.v.s. vi vill fortfarande utnyttja dieselmotorns segdragningsförmåga och att dieselmotorn har hög dragkraft över ett brett varvtalsområde.

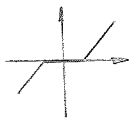
Av säkerhetsskäl är det naturligtvis nödvändigt att föraren kan bestämma till vilken högsta utväxling transmissionssystemet får regleras, så att inte fordonet rusar iväg vid en belastningsminskning. Hur detta villkor löses praktiskt tages inte upp här.

Det första villkoret, att kunna utnyttja dieselmotorns segdragningsförmåga, kan delvis uppfyllas genom att införa en s.k. dödzon på den mätsignal, som skall styra regleringen. Denna dödzon kommer att verka som en tidsfördröjning, som varierar från noll och uppåt beroende på hur snabbt mätsignalen ändrar sig och beroende på varifrån inom dödzonen som ändringen börjar.

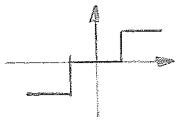
Transmissionssystemets reglering kan åskådliggöras med följande blockschema:



där det olinjära blocket är en dödzon (vid reläreglering ett relä med dödzon).



Dödzon

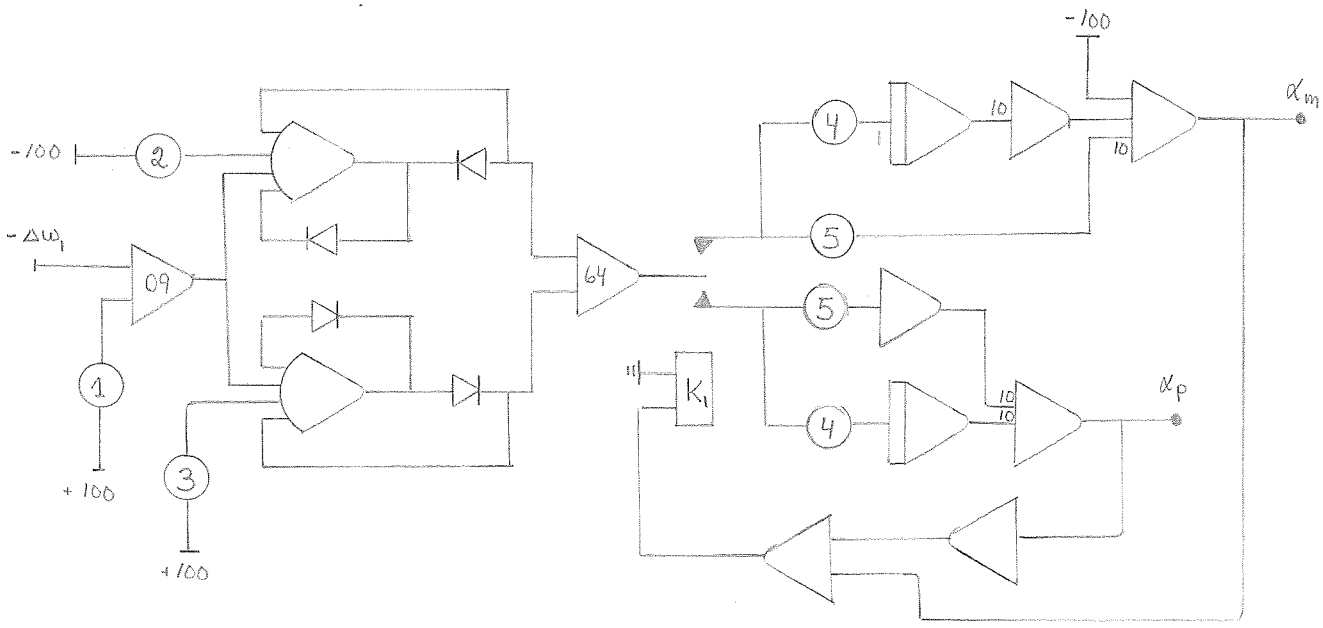


Relä m. dödzon

Överföringsfunktionen G(s) kan i princip vara

1	$G(s) = K_1$	P-reglering
2	$G(s) = K_2/s$	I-reglering
3	$G(s) = K_1 + K_2/s$	PI-reglering

Kopplingsschema:



P.g.a. brist på komparatorer gick det ej att koppla upp ett relä med glapp. Vid reläreglering ersättes första delen av kopplingsschemat ovan med följande:

Pot. meterlista:

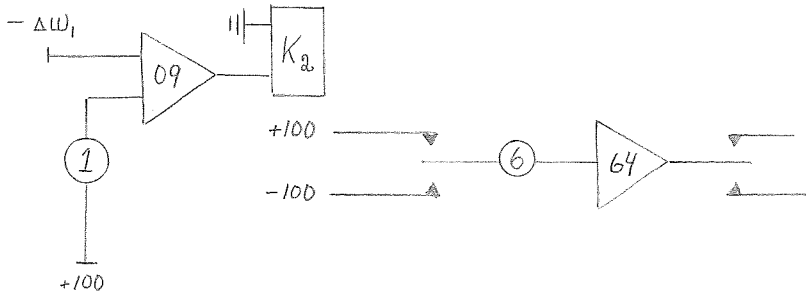
Pot. nr. 1 = 0,30

2 } dödzonens storlek
3 } (0,019 mots. 1 rad/sek)

4 = 1,0 ÷ 0,03 (mots K_2)

5 = 0 ÷ 0,05 (mots K_1)

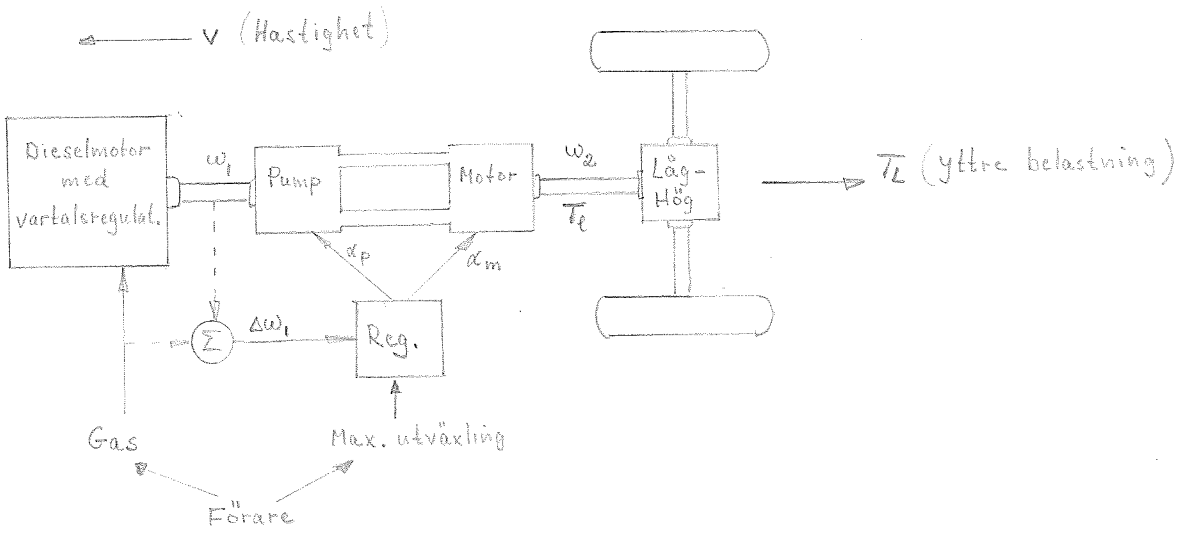
6 = 0,1



Kapitel 5. Analogimaskinsimuleringar av systemet med reglering av transmissionens utväxling

Detta kapitel innehåller en schematisk uppställning med korta kommentarer till de simuleringar, som återfinns i slutet av rapporten, medan nästa kapitel innehåller en sammanfattning av resultaten.

Systemet kan åskådliggöras med följande fig.



Vid registrering av variablerna har jag använt en 8-kanalskrivare. Variablerna har tilldelats följande kanalnummer, som gäller för samtliga diagram.

Kanal nr 1. Belastningen T_ℓ (eller T_L)

2. Pumpens 'deplacementvinkel' α_p } bestämmer utväxl.

3. Motorns 'deplacementvinkel' α_m }

4. Dieselmotorns varvtal ω_1

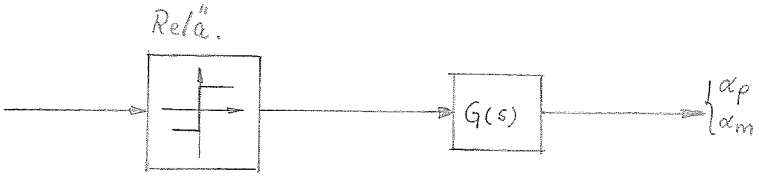
5. Motorns varvtal ω_2 (eller fordonets hastighet V)

6. Bränslereglagestångens läge y (eller dieselmotorns utnyttjningsgrad.

I. Reglering med relä

På grund av skäl, som nämnts i kapitel 4, sid. 55 var det inte möjligt att simulera ett relä med dödzon.

Schematisk bild på regulatorn.



$G(s) = K_1 + \frac{K_2}{S}$. För enkelhets skull sätter jag regulatorns förstärkning (K_1 och K_2) lika med potentiometervärdena. (Se sid. 55.)

K_1 = pot. nr. 5 och K_2 = pot. nr. 4.

T_ℓ är störstorhet medan gasen är oförändrad (= 230 rad/sek)

I-reglering: $K_1 = 0$.

a. Diagram 5.1. $K_2 = 0{,}15$; lågväxel

Svagt dämpade svängningar för höga belastningar d v s vid låga hastigheter. Odämpade svängningar vid höga hastigheter. Amplituden ökar och frekvensen avtar med högre hastighet. Hög utnyttjningsgrad.

b. Diagram 5.2. $K_2 = 0{,}15$; högväxel

Samma beteende på svängningarna som ovan, men med större amplitud och mindre frekvens.

c. Diagram 5.3. $K_2 = 0{,}03$; lågväxel

d. Diagram 5.4. $K_2 = 0{,}03$; högväxel

Jämfört med a. och b. har svängningarnas amplitud reducerats betydligt. Observera dieselmotorns varvtalsminskning vid belastningsökning och varvtalsökning vid belastningsminskning. Regulatorns lägre förstärkning påverkar naturligtvis utnyttjningsgraden så att denna ej är max. vid belastningsminskningarna. Svängningarna torde inte vara större än att de kan elimineras vid införande av en dödzon. (Jfr. diagram 5.8 och 5.9).

P1-reglering: $K_1 = 0{,}05$; $K_2 = 0{,}03$

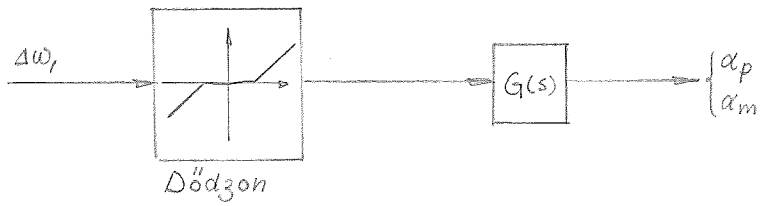
d. Diagram 5.5. Högväxel.

Att det inte är lämpligt med en relästyrd PI-regulator är egentligen självklart p.g.a. den diskoninutet, som regulatorns utsignal nödvändigtvis måste ha. Detta framgår f.ö. av diagram 5.5.

II. Reglering utan relä

Vid reglering utan relä gick det bra att simulera en dödzon.

Schematisk bild på regulatorn.



$G(s) = K_1 + \frac{K_2}{S}$ som tidigare.

T_ℓ är fortfarande störstorhet och gasen oförändrad (= 230 rad/sek)

f. Diagram 5.6.

I-reglering med $K_2 = 0{,}75$; Låg och högväxel.

Lågväxel: Små svängningar som är svagt instabila vid hög hast.

Högväxel: Risk för stora instabila svängningar.

g. Diagram 5.7.

I-reglering med $K_2 = 0{,}5$, 0,25 resp. 0,1 ; högväxel.

De instabila svängningarna övergår till odämpade svängningar.

h. Diagram 5.8.

I-reglering med dödzon och $K_2 = 0{,}25$; högväxel.

Dödzon $\pm$ 3 rad/sek: Ingen svängning.

Dödzon ($\pm$ 0; -3) rad/sek: Stora odämpade sväng. över en viss utväxling annars ingen svängning.

i. Diagram 5.9.

I-reglering med dödzon och $K_2 = 0{,}05$; högväxel.

Dödzon (0;3) : Svängningar, som är svagt instabila.

Dödzon (0;5) : Svängningar, som dämpas ut.

Ur effektivitetssynpunkt är det önskvärt med en dödzon av formen (0;a) ; $a \geq 0$, eftersom en varvtalsavvikelse, som understiger den önskade (= 15 rad/sek) innebär att bränsleförbrukn. ej är maximal. (Max. bränsleförbr. då $\Delta\omega_1 = 15$ rad/sek).

j. Diagram 5.10.

I-reglering utan dödzon ; $K_2 = 0{,}05$; högväxel.

Odämpade svängningar (jfr. diagram 5.9.)

PI-reglering utan och med dödzon ; $K_2 = 0,05$; $K_1 = 0,05$; högväxel

EJ dödzon : Små svängningar, som är odämpade.

Dödzon (0;5) : Ingen svängning. (Jfr. även diagram 5.9)

k. Diagram 5.11.

I-reglering utan och med dödzon ; $K_2 = 0,03$; högväxel.

Utan dödzon erhålles odämpade svängningar som elimineras vid införande av dödzon (0;5)

l. Diagram 5.12.

I-reglering med dödzon ; $K_2 = 0,03$; högväxel.

Jfr. detta diagram med det resultat som erhölls med relästyrd I-reglering (diagram 5.4.). Varvtalsminskningen vid belastningsökningen är något mindre och varaktigheten betydligt mindre, d v s fordonets hastighet sjunker snabbare, än vad fallet är vid relästyrd I-reglering. F.ö. överensstämmer stegsvaren för de bägge typerna av reglering ganska bra.

III Reglering med och utan relä

Vid simuleringarna under punkterna I och II ovan varierades endast belastningen T_ℓ medan gaspådraget var konstant (= 230 s^{-1}).

I diagrammet nedan har även gaspådraget varierats.

m. Diagram 5.13.

I-reglering (utan dödzon) ; relästyrd ; $K_2 = 0,03$; lågväxel.

n. Diagram 5.14.

I-reglering utan dödzon ; $K_2 = 0,03$; lågväxel.

Kapitel 6. Sammanfattning av simuleringarna av systemet med reglering samt förslag till apparatisering.

Utgångspunkt vid framtagning av lämplig regulator till transmissionen har varit att få denna så enkel som möjligt. I princip kan en regulator vara proportionell (P-reglering), integrerande (I-reglering) eller proportionell och integrerande (PI-reglering). Eftersom en P-regulator ger kvarstående fel som inte är önskvärda kan regulatorn endast vara av I eller PI-typ. Ur konstruktionssynpunkt är en relästyrd regulator lättare att realisera, än en regulator med kontinuerlig styrsignal. Det finns alltså följande alternativ för reglering av transmissionen med den enklaste först:

1 Relä-styrd I-regulator
2 I-regulator
3 PI-regulator

Relä-styrd PI-regulator är inte möjlig p.g.a. den diskontinuerliga styrsignalen, vilket f.ö. framgår av diagram 5.5.

För samtliga typer av reglering framkom att förutom regulatorns förstärkning bestämdes systemets stabilitet av transmissionens utväxling. Sålunda erhölls för samma regulatorförstärkning svagt dämpande svängningar upp till en viss växel, varefter svängningarna övergick till odämpade för att slutligen bli instabila vid tillräcklig hög växel. Minskades regulatorns förstärkning blev svängningarnas amplitud mindre och instabila svängningar övergick till odämpade. För att få de odämpade svängningarna vid hög växel (hög hastighet) att övergå till dämpade svängningar fick man gå ner till så låga förstärkningar på regulatorn att den endast fungerade för mycket små belastningsvariationer. Det visade sig emellertid att den dödzon, som infördes för att göra regulatorn okänslig för mycket små belastningsvariationer (sid. 54 f) påverkar de odämpade och även de dämpade svängningarna så att dessa elimineras när svängningarnas amplitud understiger ett visst värde, som bestämmes dels av dödzonens storlek och dels av dess läge. Se diagram 5.8.

Observera att det vid de simuleringar, som är medtagna i diagram 5.1 - 5.14, är belastningen, som entydligt bestämmer utväxlingen. I praktiken kan man

emellertid inte alltid tillåta en uppväxling vid en belastningsminskning (föraren bestämmer högsta tillåtna hastighet), och under alla omständigheter får en uppväxling ej ske så att lagstadgad hastighet överstiges. För entreprenadmaskiner är tillåtna maximala hastigheten 30 km/tim, vilket innebär att $\alpha \geq 9^{\circ}$.
Försök visade att belastningsminskning med oförändrad utväxling ej inverkade på systemets stabilitet.

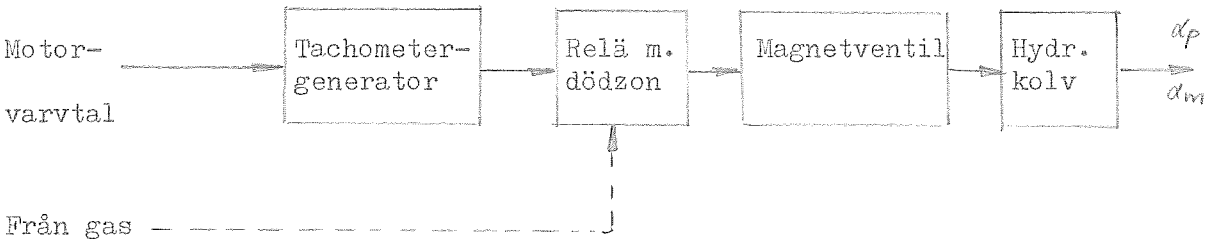
Beakta vidare att den varvtalssänkning, som uppstår vid rel. snabba belastningsökningar inte enbart är av ondo, eftersom dieselmotorn har hög dragkraft inom ett brett varvtalsområde. (Se diagram 2.1.)

Resultatet av simuleringarna visar att det är möjligt att erhålla ett stabilt system, som fungerar och uppfyller de krav vi satt på detsamma för alla tre typerna av reglering. Som man kunde vänta blir ordningen efter kvalitet motsatt den på sid. 62 där den enklast står först. Emellertid är skillnaden i kvalitet ej så stor att den motiverar en mer komplicerad och dyrare regulator. (jfr diagram 5.4. och 5.12.).

Det bör påpekas att om regulatorn endast användes vid lågväxel (arbetsväxel) kan förstärkningen ökas betydligt utan att systemet blir instabilt.

Resultatet av simuleringarna blir således att en reglering till transmissionen kan utgöras av en relästyrd I-regulator med dödzon. Växelhastigheten för att erhålla ett stabilt system även vid höga hastigheter (25 - 30 km/tim) blir omkring 18° på 30 sek. Begränsas regulatorns verkningsområde till att endast omfatta lågväxel (0 - 15 km/tim) kan växelhastigheten höjas betydligt. Växelhastigheten $18^{\circ}/30$ sek. tycks låg, men det visar sig att systemet fungerade bra för relativt stora belastningsvariationer med denna växelhastighet. (Enl. simuleringarna)

Exempel på hur en relä-styrd I-regulator kan realiseras:



Appendix

Analys av pump och motor

1. Ideal pump och motor

En ideal pump eller motor definieras av att den ej har några förluster i form av friktion och läckage och i konsekvens därmed, har en 100 % verkningsgrad. Betrakta en ideal hydraulisk motor.

Uteffekten är $N_{ut} = T_m \cdot \omega_m$ (1)

där ω_m = motorns varvtal $[s^{-1}]$

T_m = motormoment som överföres till lasten $[Nm]$

Ineffekten är $N_{in} = Q \cdot (P_1 - P_2)$ (2)

där $P_1 - P_2$ = tryckdifferensen mellan ledningarna. $[N/m^2]$

Q = flödet genom motorn $[m^3/s]$

Eftersom vi har 100 % verkningsgrad kan ekv. (1) och (2) sättas lika och ger:

$$T_m = \frac{Q}{\omega_m} \cdot P_L \qquad \text{där} \qquad P_L = P_1 - P_2 \tag{3}$$

Enl. definition

$$D_m \equiv \frac{Q}{\omega_m} \tag{4}$$

där D_m = volymetriskt deplacement (kallas ofta bara deplacement.)

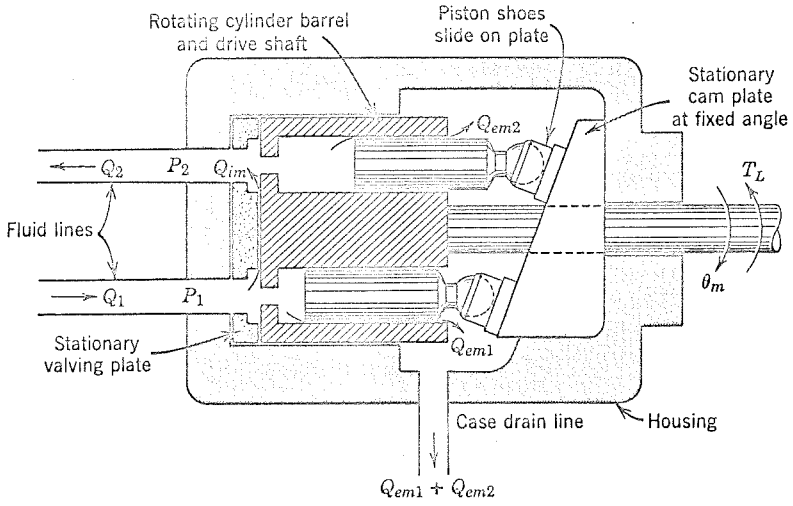
Ekv. (3) och (4) ger alltså

$$T_m = D_m \cdot P_L \qquad (5)$$

Ekv. (4) och (5) är de fundamentala relationerna för en ideal motor eller pump. Endast en parameter (D_m) behövs för att definiera en ideal maskin och är också den viktigaste parametern för en praktisk maskin.

2. Praktisk pump och motor

Läckageflöden och friktion är de huvudsakliga upphoven till förluster i en hydraulisk maskin. En motor med fast deplacement illustreras i fig. nedan.



Läckagen kan delas upp i två huvudtyper.

1. Q_{im} = inre läckage $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

2. Q_{em} = yttre läckage (e = external) $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

Inre läckaget är proportionellt mot tryckdifferensen och kan skrivas

$$Q_{im} = C_{im} \cdot P_L \qquad (6)$$

där C_{im} = inre läckage koefficient. $\left[\frac{m^5}{N\,sek}\right]$

Yttre läckaget är proportionell mot de aktuella kolvtrycken och kan skrivas

$$Q_{em_1} = C_{em} \cdot P_1$$

$$Q_{em_2} = C_{em} \cdot P_2$$

där C_{em} = yttre läckage koefficient. $\left[\frac{m^5}{N\,sek}\right]$

Ekvationerna för oljeflödet i motorn är (beteckningar enl. fig.)

$$Q_1 - C_{em} \cdot P_1 - C_{im}\,(P_1 - P_2) - D_m \cdot \omega_m = 0 \qquad (7)$$

$$D_m \omega_m + C_{im}\,(P_1 - P_2) - C_{em} \cdot P_2 - Q_2 = 0 \qquad (8)$$

Om läckage koefficienterna är noll så är $Q_1 = Q_2 = D_m \cdot \omega_m$, som var resultatet för den ideala motorn.

Subtraheras (8) från (7) erhålles

$$\frac{Q_1 + Q_2}{2} = D_m \cdot \omega_m + \left(C_{im} + \frac{C_{em}}{2}\right) \cdot P_L \qquad (9)$$

där $\frac{Q_1 + Q_2}{2}$ ofta kallas belastningsflödet (load flow)

och betecknas Q_L

Betrakta nu momenten som förekommer i en motor. För en ideal motor gällde enl. ekv. 5.

$$T_m = D_m \cdot (P_1 - P_2) \qquad (5)$$

Emellertid förekommer åtminstone två momentförluster.

1. Momentförlust prop. mot varvtalet.

$$T_d = B_m \cdot \dot{\theta}_m = C_d \cdot D_m \cdot \mu \cdot \dot{\theta}_m \; ; \; (\dot{\theta}_m = \omega_m) \qquad (10)$$

där $B_m = C_d \cdot D_m \cdot \mu$ = viskös dämpningskoefficient. [Nmsek]

C_d = dimensionslös dämpningskoefficient

μ = oljans viskositet $\frac{\text{Nsek}}{\text{m}^2}$

D_m = motorns deplacement m^3/rad

2. Friktionsförlust, som uppstår vid mekanismen som överför kolvrörelsen i rotation. Förlusten är prop. mot kolvtrycket och motordeplacementet samt är motriktad varvtalets rotationsriktning.

$$T_f = \frac{\omega_m}{|\omega_m|} \cdot C_f' \cdot D_m \; (P_1 + P_2) \qquad (11)$$

där C_f' är en dimensionslös friktionskoefficient.

Momentet som överföres till lasten är alltså:

$$T_L = D_m \; (P_1 - P_2) - B_m \cdot \omega_m - \frac{\omega_m}{\omega_m} \cdot C_f' \cdot D_m \; (P_1 + P_2) \qquad (12)$$

Vi har alltså följande ekv. som beskriver motorn:

$$\omega_m \cdot D_m = Q_1 - C_{em} \cdot P_1 - C_{im} \; (P_1 - P_2) \qquad (7)$$

$$\omega_m \; D_m = Q_2 - C_{im} \; (P_1 - P_2) + C_{em} \cdot P_2 \qquad (8)$$

$$T_L = D_m \; (P_1 - P_2) - B_m \cdot \omega_m - \frac{\omega_m}{|\omega_m|} \cdot C_f' \cdot D_m \; (P_1 + P_2) \qquad (12)$$

Dessa tre ekvationer, som beskriver det statiska villkoret för motorn har sex variabler (Q_1, Q_2, P_1, P_2, T och ω_m).

Här måste Q_1 och T_L betraktas som 'inputs' och, eftersom en given momentbelastning kräver en bestämd tryckdifferens $(P_1 - P_2)$, måste därför P_1 eller P_2 specifieras eller givas ett inbördes samband.

Vid 'pump control' d v s då en hydraulisk pump levererar tryckskillnaden är utgångstrycket P_2 mycket lågt $(P_2 \approx 0)$, medan ingångstrycket P_1 varierar med lasten.

Vi förutsätter 'pump control' och sätter $P_2 \approx 0$. och erhåller från (7) (8) och (9)

$$\omega_m \cdot D_m = Q_1 - C_{em} P_1 - C_{im} \cdot P_1 \tag{13}$$

$$\omega_m \cdot D_m = Q_2 - C_{im} P_1 \tag{14}$$

$$T_L = D_m \cdot P_1 - B_m \cdot \omega_m - \frac{\omega_m}{|\omega_m|} \cdot C_f' \cdot D_m \cdot P_1 \tag{15}$$

Sätt $C_{em} + C_{im} = C_m$ och ekv. (13) ger

$$\omega_m \cdot D_m = Q_1 - C_m \cdot P_1 \tag{16}$$

Försök har visat att förlustflödet $C_m \cdot P_1 = Q_s$ (slip flow) är omvänt prop. mot oljans viskositet μ och direkt prop. mot deplacementet D_m

$$Q_s = C_s \cdot \frac{D_m}{\mu} \cdot P_1 \tag{17}$$

där $C_s = \frac{\mu}{D_m} \cdot C_m$ = dimensionslös koefficient.

Volymetriska verkningsgraden definieras som förhållandet mellan flödet, som resulterar i hastighet (ideella flödet) och verkliga flödet till motorn.

$$\eta_v \equiv \frac{D_m \cdot \omega_m}{Q_1} \tag{18}$$

Q_1 erhålles från ekv. (16)

$$\eta_v = \left(1 + \frac{C_m}{D_m \cdot \omega_m} \cdot P_1\right)^{-1} \tag{19}$$

eller

$$\eta_v = \left(1 + \frac{C_s}{\mu \cdot \omega_m} \cdot P_1\right)^{-1} \tag{20}$$

Mekaniska verkningsgraden def. som

$$\eta_t \equiv \frac{T_L}{D_m \cdot P_1} \tag{21}$$

Med T_L från ekv. (15) och med $B_m = C_d \, D_m \cdot \mu$ enl. ekv. (10) erhålles:

$$\eta_t = 1 - \frac{C_d \cdot \mu \cdot \omega_m}{P_1} - C_f \tag{22}$$

Totalverkningsgraden definieras som

$$\eta_{oa} \equiv \frac{N_{ut}}{N_{in}} = \frac{T_L \cdot \omega_m}{Q_1 \cdot P_1} \tag{23}$$

även

$$\eta_{oa} = \frac{T_L}{D_m \cdot P_1} \times \frac{D_m \cdot \omega_m}{Q_1} = \eta_v \cdot \eta_t \tag{24}$$

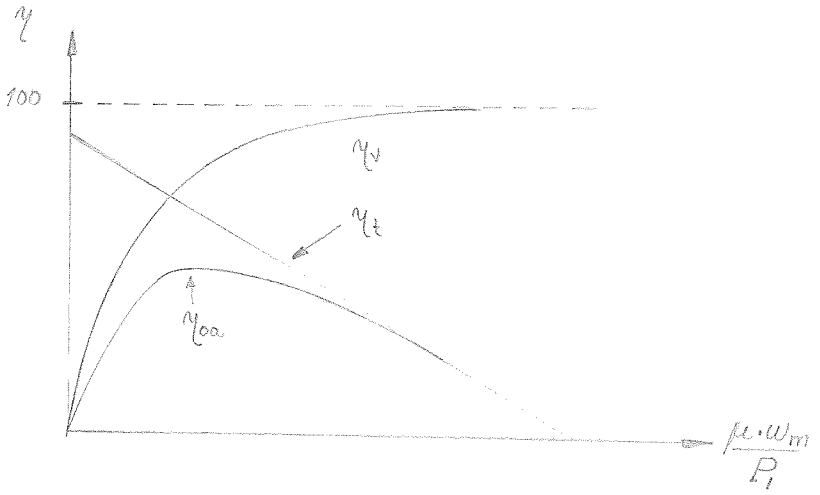
Ekv. (20) och (22) ger

$$\eta_{oa} = \eta_v \cdot \eta_t = \frac{1 - \frac{C_d \cdot \mu \cdot \omega_m}{P_1} - C_f}{1 + \frac{C_s \cdot P_1}{\mu \cdot \omega_m}} \qquad (25)$$

De statiska villkoren för en motor med $P_2 \approx 0$ kan alltså definieras av parametrarna C_s, C_d, C_f, och av den dimensionslösa faktorn $\mu \cdot \omega_m / P_1$

För en hydraulisk pump gäller på motsvarande sätt

$$\eta_{oa} = \frac{1 - \frac{C_s \cdot P_1}{\mu \cdot \omega_p}}{1 + \frac{C_d \cdot \mu \cdot \omega_p}{P_1} + C_f}$$



Circuit diagrams and description of operation

MAIN CIRCUIT (HIGH PRESSURE) | MAIN CIRCUIT (CHARGE PUMP PRESSURE) | CHARGE PUMP SUCCION PIPE | SERVO CONTROL (CHARGE OIL) | FREE FLOW OIL

Main Circuit

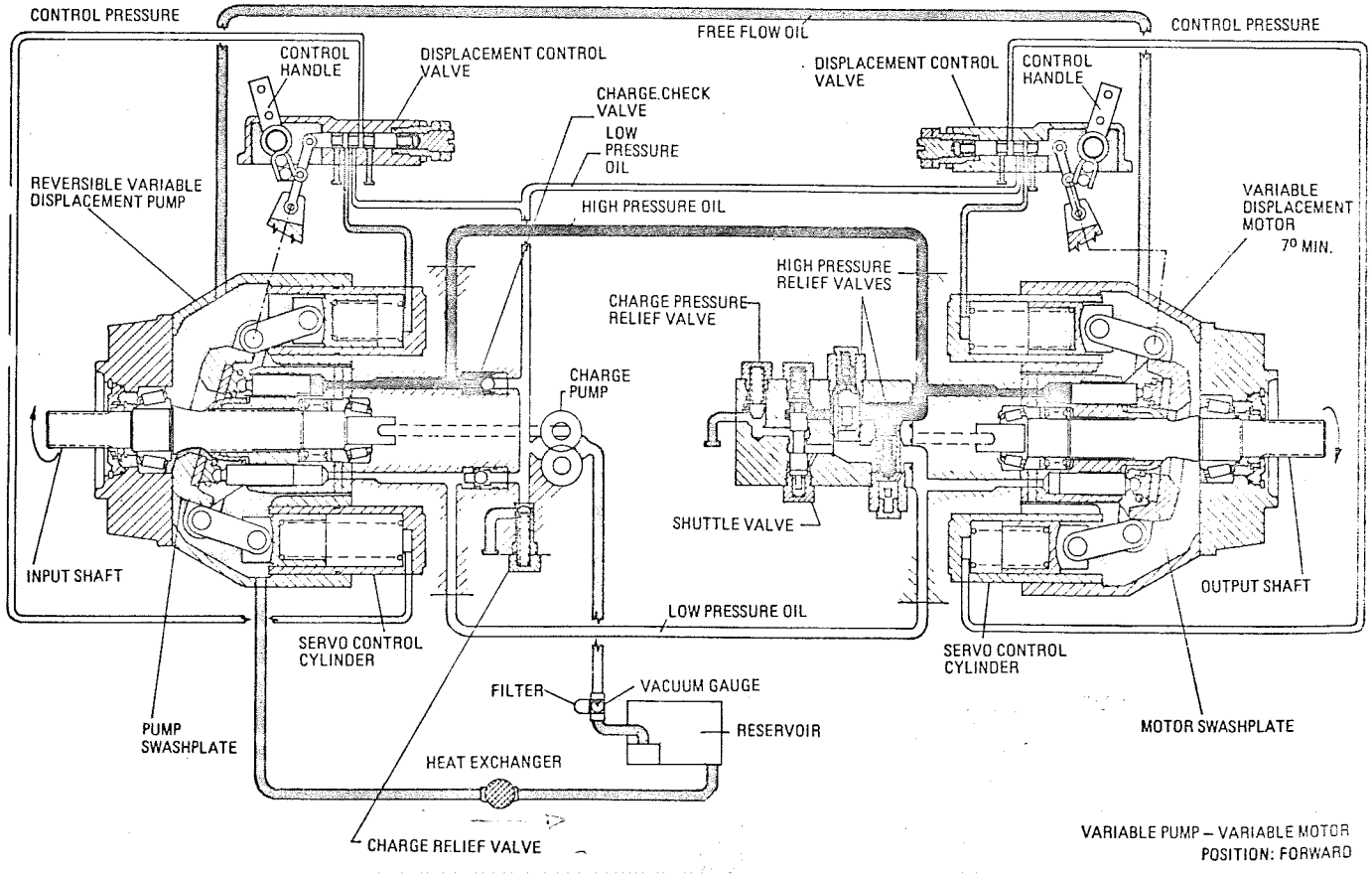
Oil flows between the pump and the motor through the closed main circuit. The rate of oil flow in this circuit, and therefore the motor-shaft speed, is determined by the pump displacement which is proportional to the pump swash-plate angle. A positive or negative pump swash-plate angle determines the direction of oil flow in the main circuit, and therefore the direction of rotation of the motor shaft (see also pp. 6–7 and 9b). A variable-displacement motor can be used to further extend the speed range of the transmission. High-pressure relief valves are built into the motor-valve block to limit the maximum output torque of the system.

Charge-Pump Circuit

The charge pump has the functions of replenishing leakage oil from the main circuit, lubricating working parts, supplying oil at constant pressure for the servo control, and providing a flow of cool oil to absorb heat from the main circuit. With the pump in the neutral swash-plate position, the charge-pump flow, which is not required for replenishing leakage, passes through the charge relief valve into the pump body and back to the reservoir. In forward or reverse drive the charge pump supplies oil through the charge check valve on the low-pressure side of the main circuit. The shuttle valve in the motor valve block automatically moves across to allow warm oil from the low-pressure side to be exhausted through the second charge pressure-relief valve within the block, and thence through the motor and pump bodies to the heat exchanger and finally to the reservoir. The charge-pressure relief valve within the motor valve block has a setting slightly lower than that within the pump body.

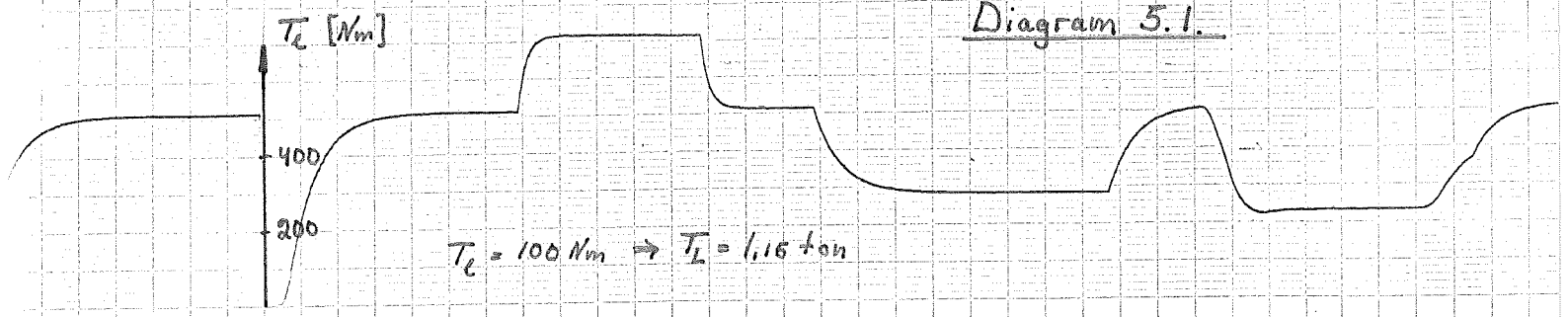
Servo Control

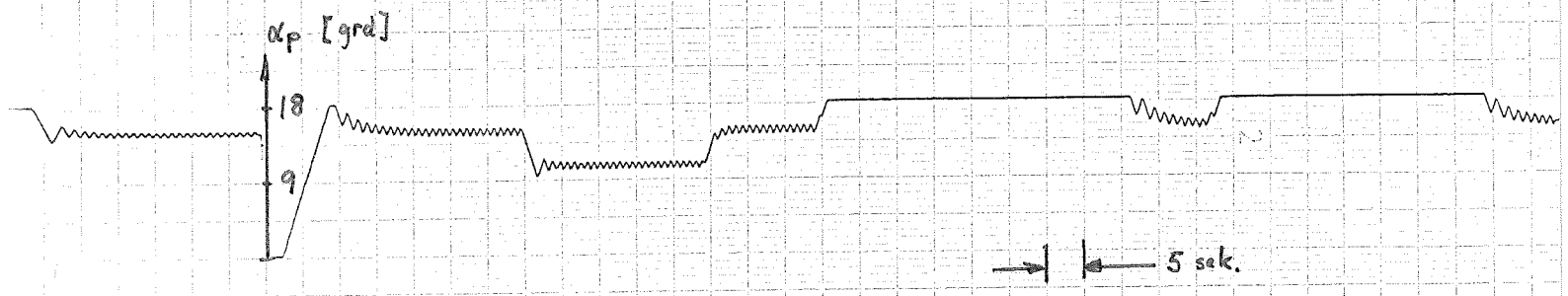
The pump swash-plate is held in a mechanical neutral lock by pre-compressed springs within the two servo-control cylinders, ensuring zero motor speed. Oil at control pressure is fed through the displacement control valve to one or other of the two servo-control cylinders (the other cylinder being opened to exhaust) to select a pump swash-plate angle setting. When the selected angle is reached the control valve cuts off the supply to the servo-control cylinder to maintain that swash-plate angle. Thus, each position of the displacement control valve represents a relative swash-plate angle.
The servo control of a variable-capacity motor operates in a simliar manner, although swash plate movement is limited between maximum and minimum settings in the same direction, i.e. a motor swash plate does not go over-centre.

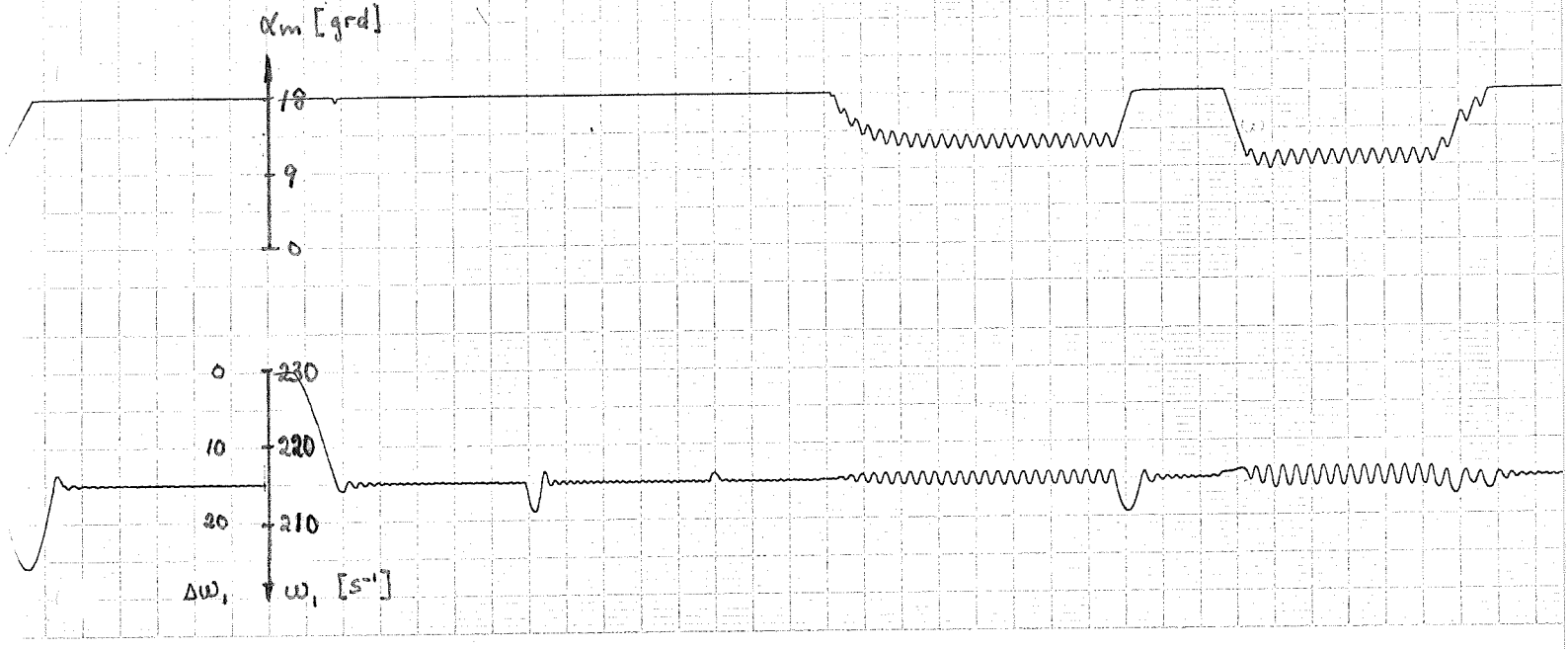


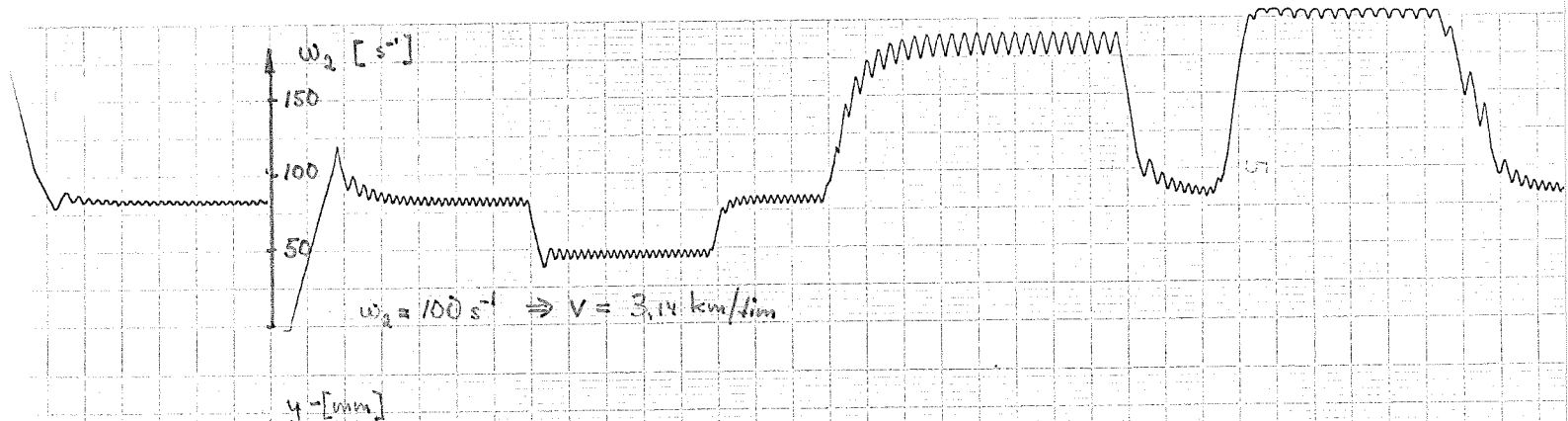
VARIABLE PUMP – VARIABLE MOTOR
POSITION: FORWARD

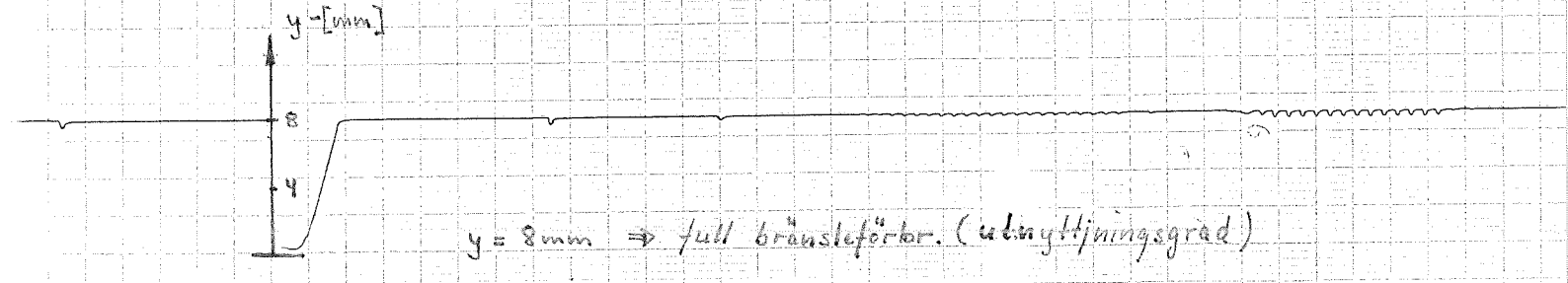
Diagram 5.1.





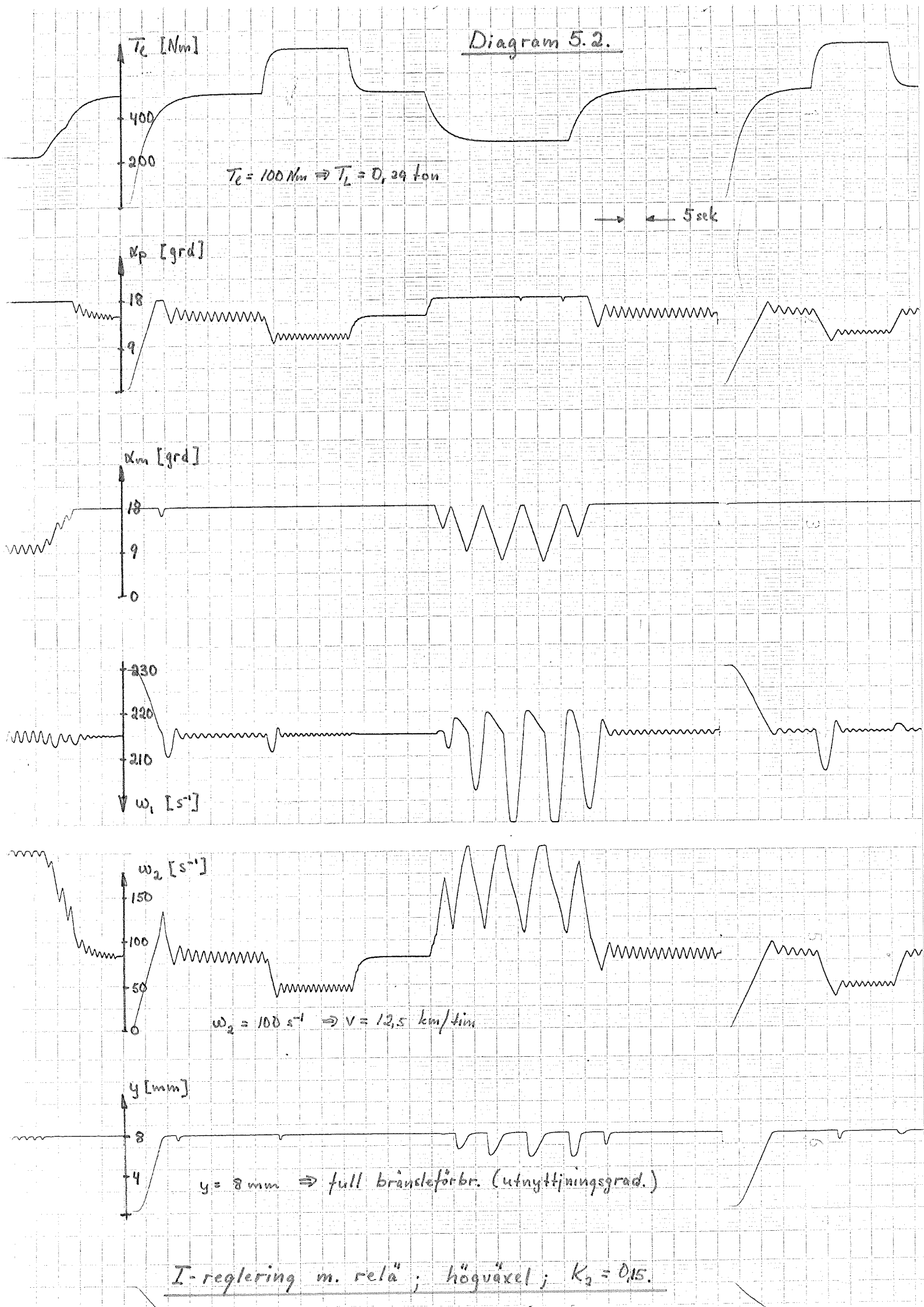






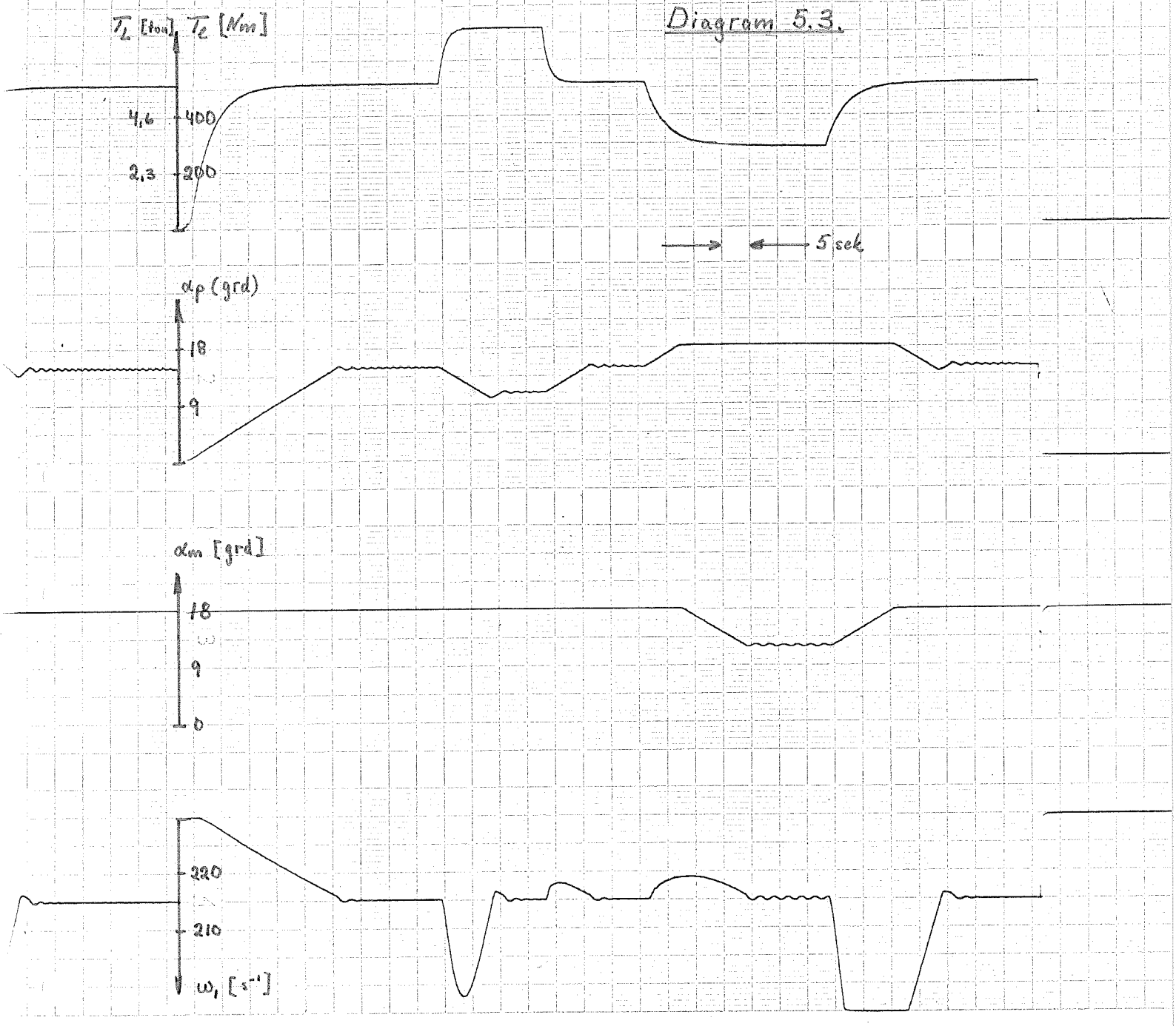
I-reglering m. relä ; lågväxel ; K_2 = 0,15

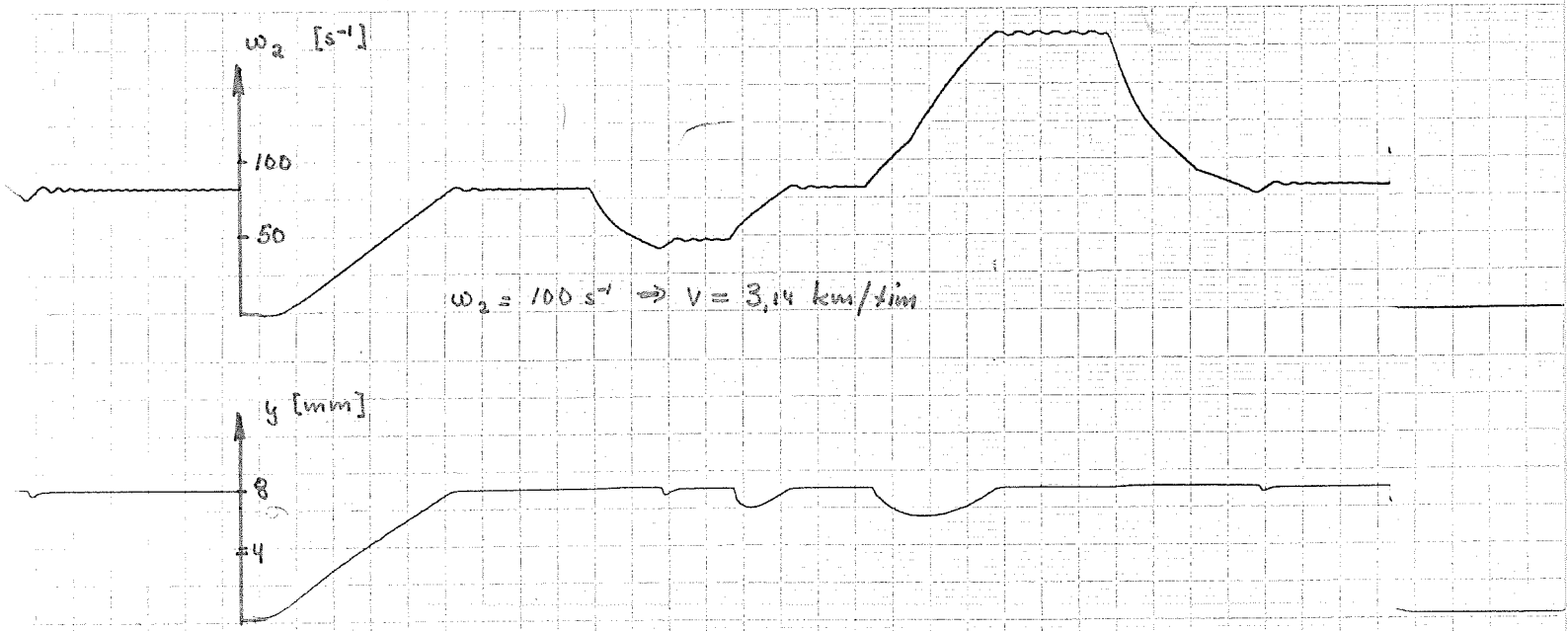
Diagram 5.2.



I-reglering m. relä; högväxel; $K_3 = 0,15$.

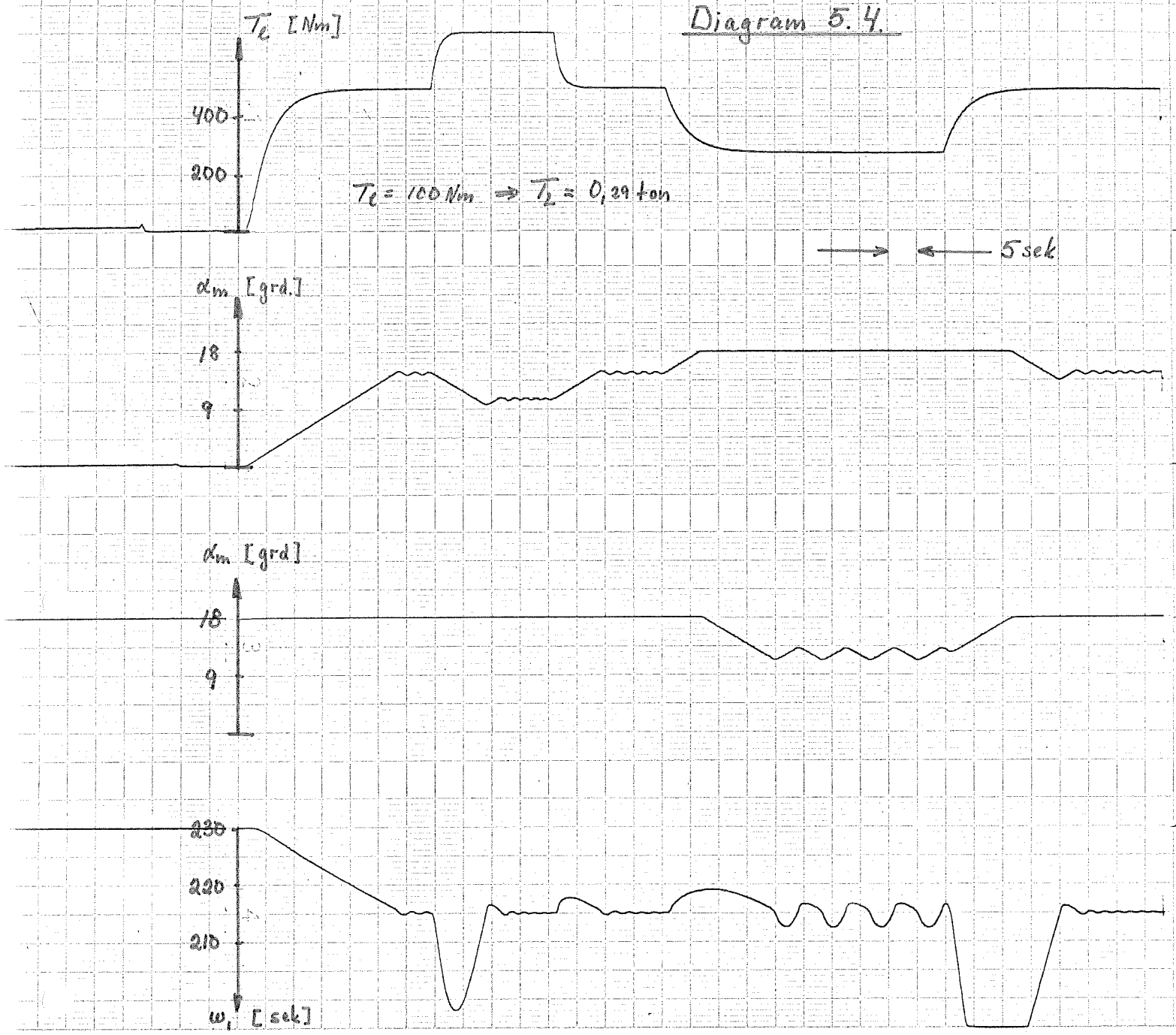
Diagram 5.3.

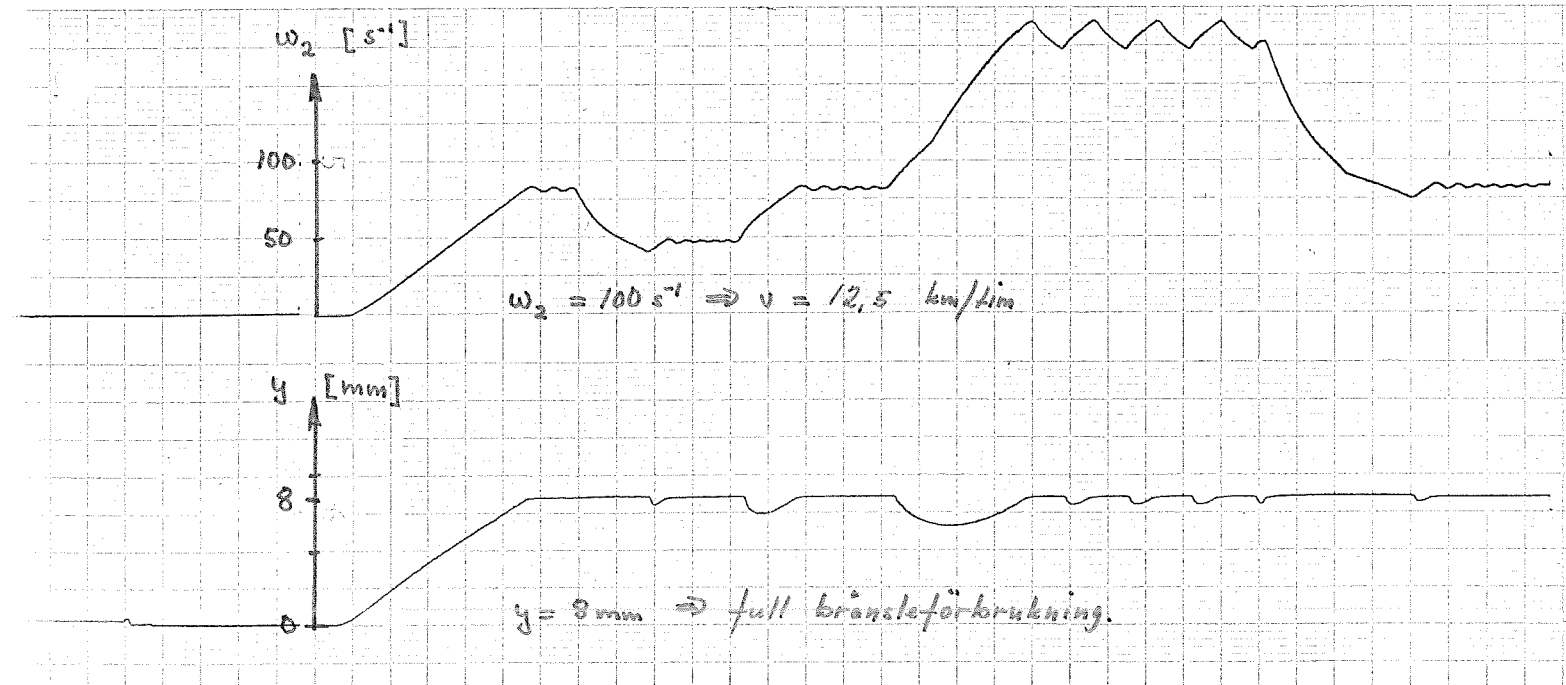




I-reglering m. relä ; lågväxel ; $K_2 = 0{,}03$

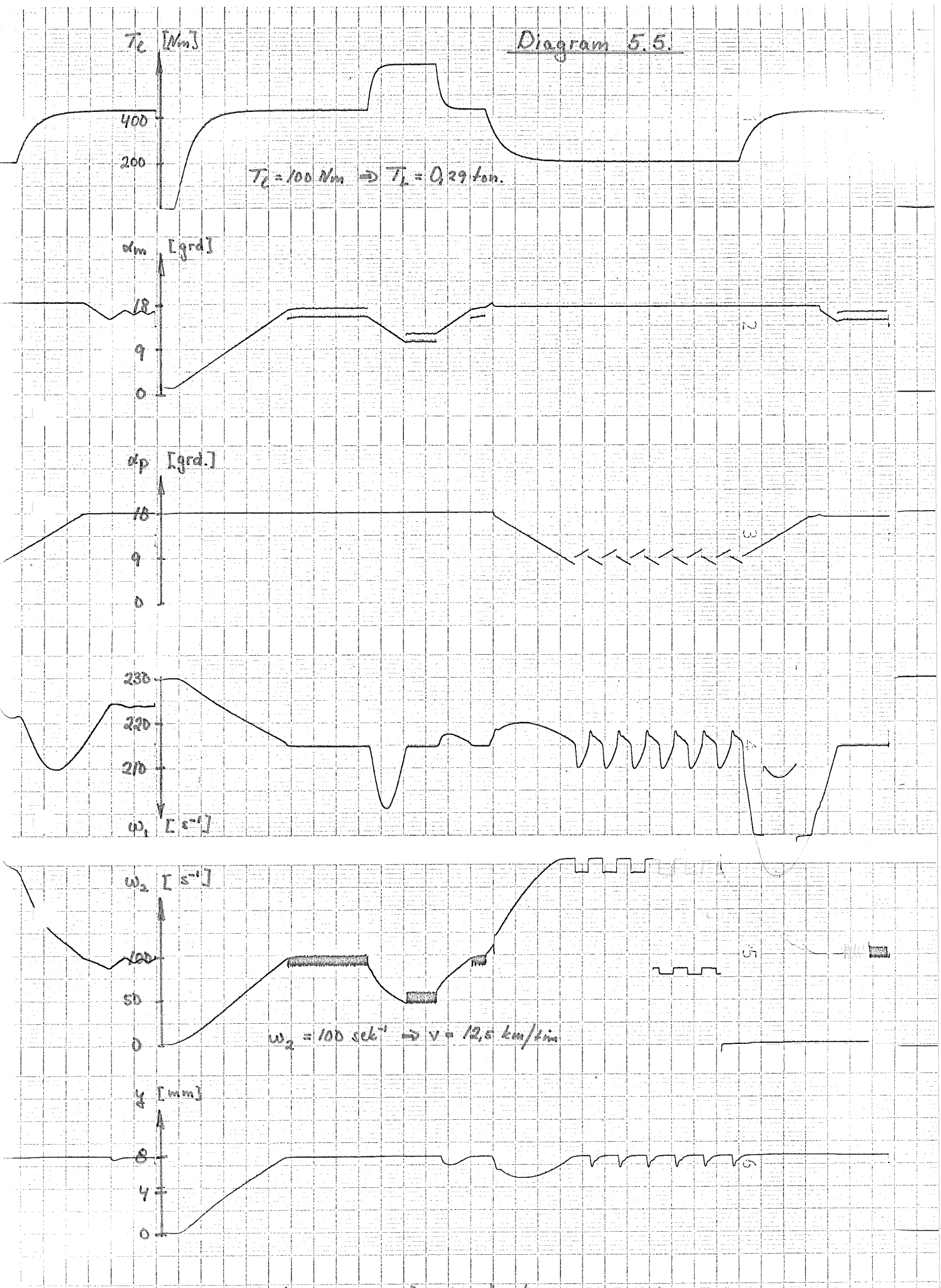
Diagram 5.4.





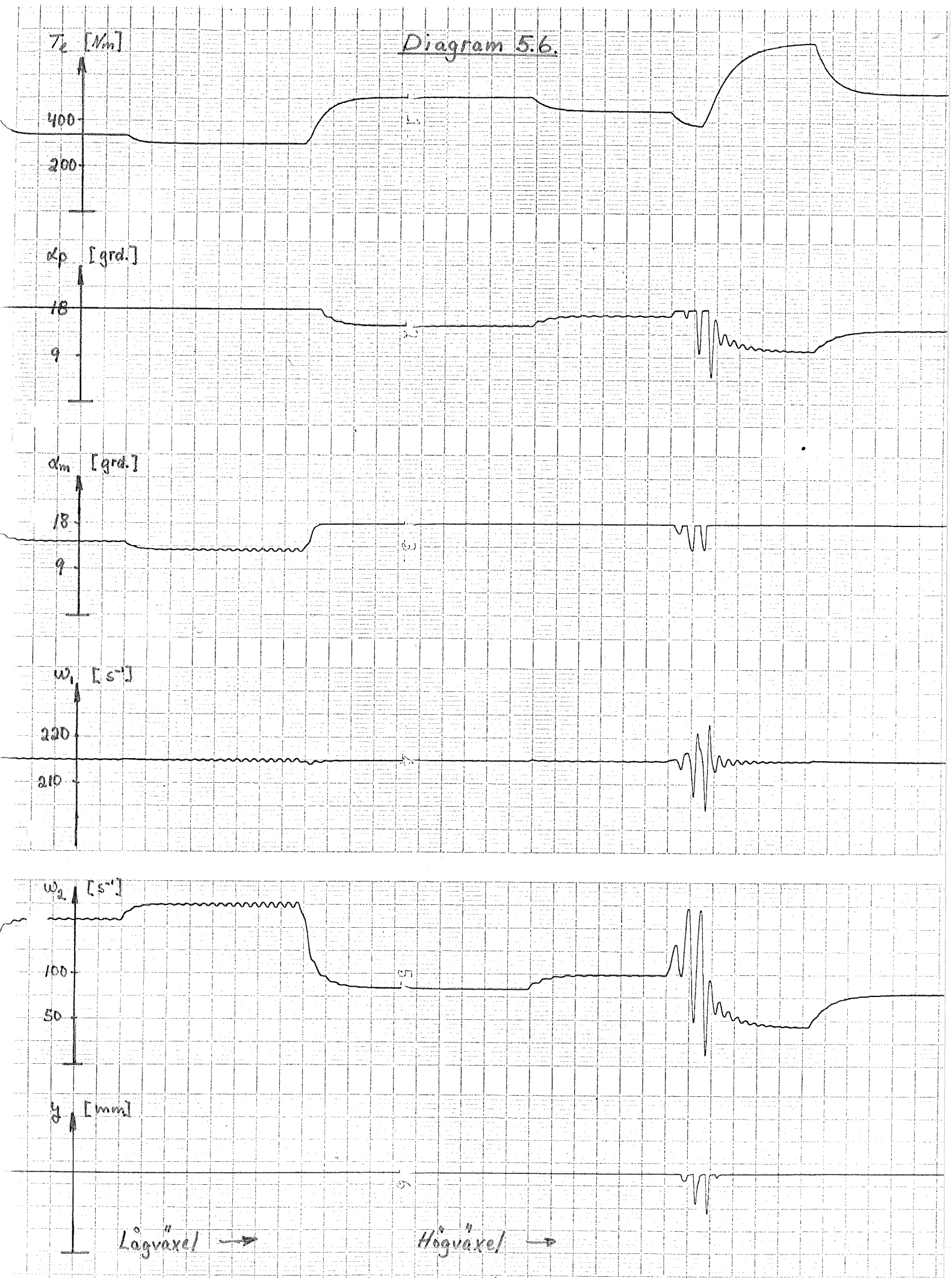
I-reglering med relä; högväxel; $K_2 = 0,03$

Diagram 5.5.



PI-reglering med relä; högväxel; K_1 = 0,05; K_2 = 0,03.

Diagram 5.6.



I-regl. $K_2 = 0{,}75$ Låg och högväxel.

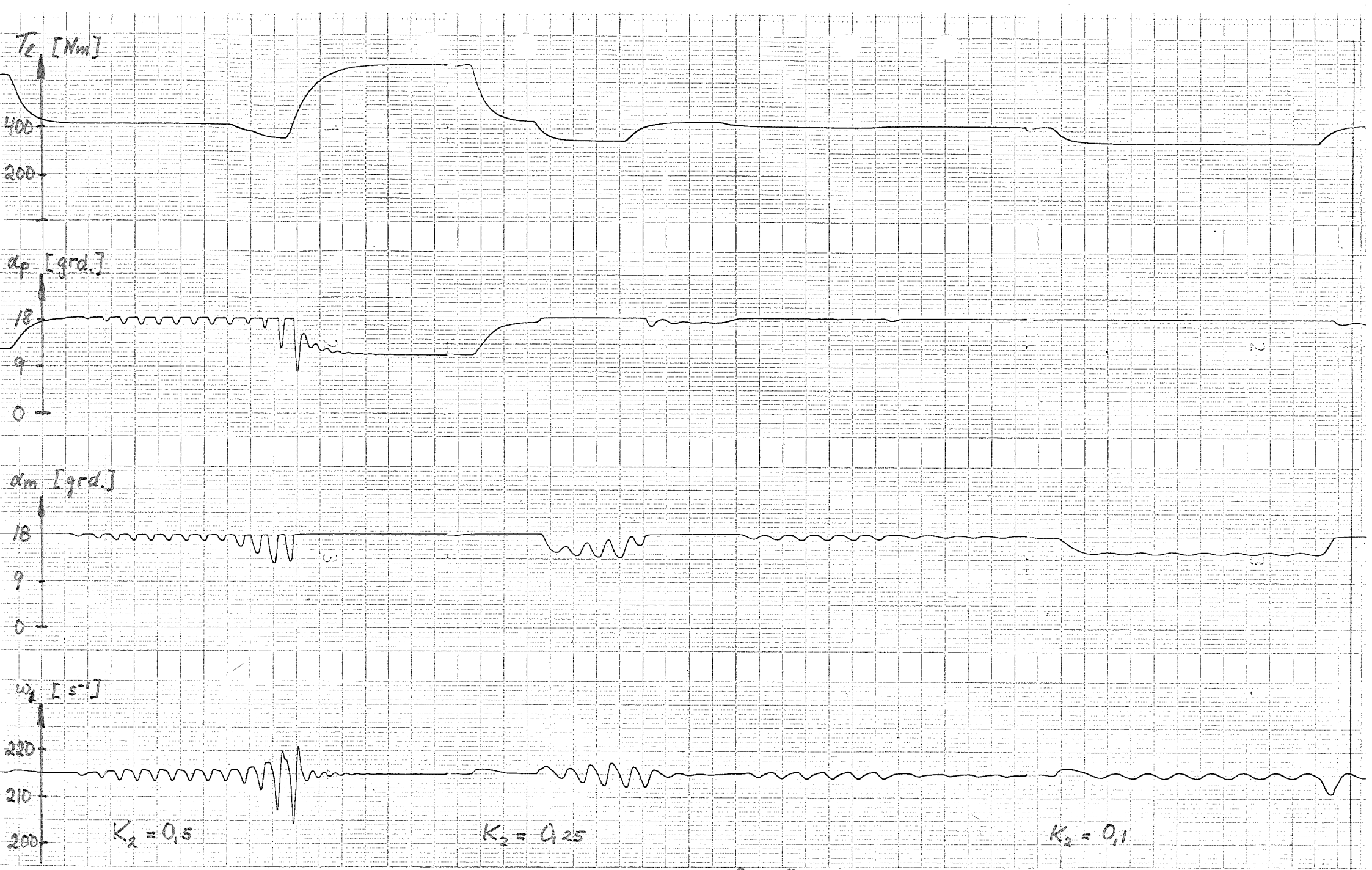


Diagram 5.7. I-reglering, högväxel, $K_2 = 0,5$, 0,25 resp 0,1

Diagram 5.8. I-reglering med. dödzon. $K_2 = 0{,}25$, högväxel.

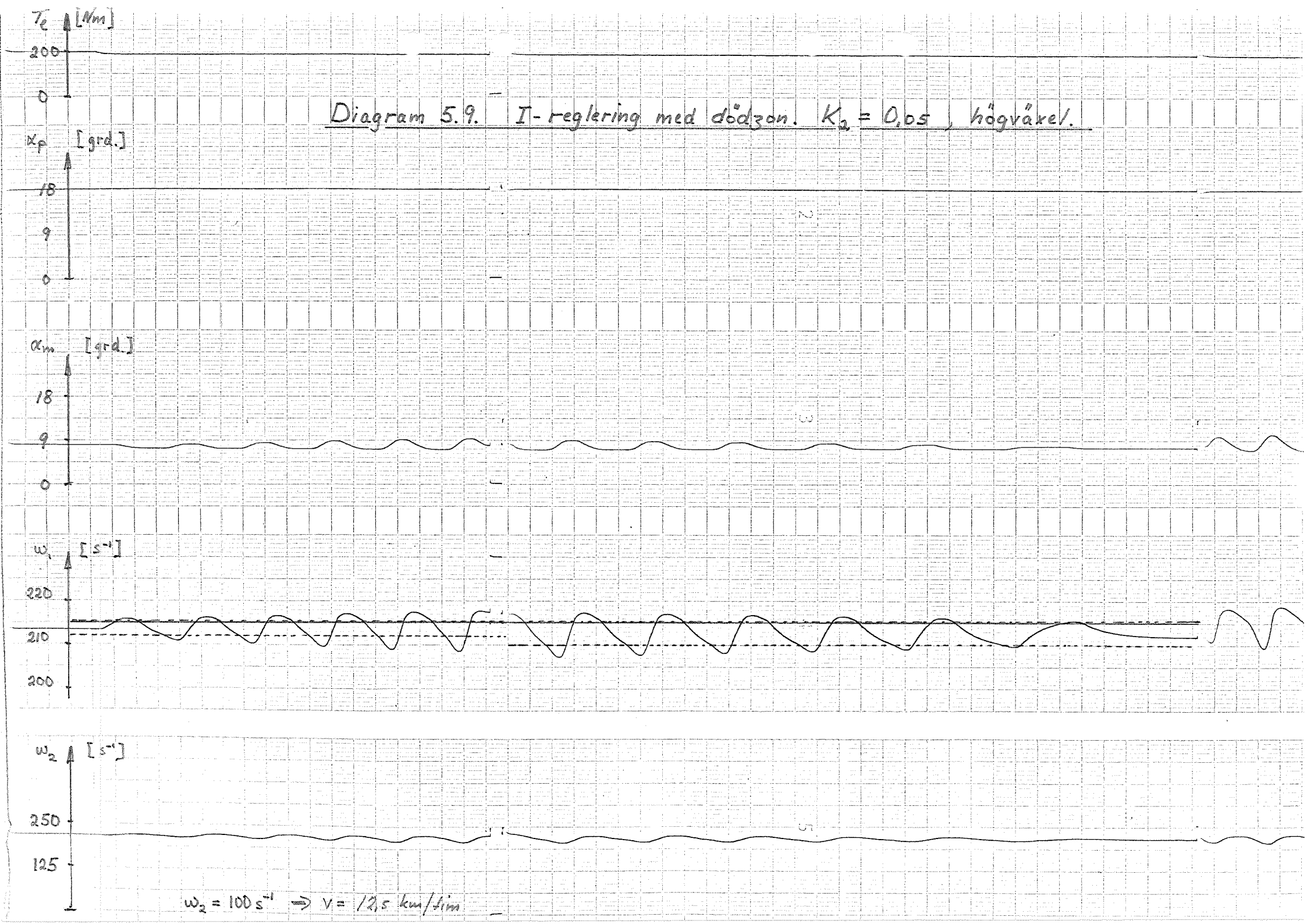
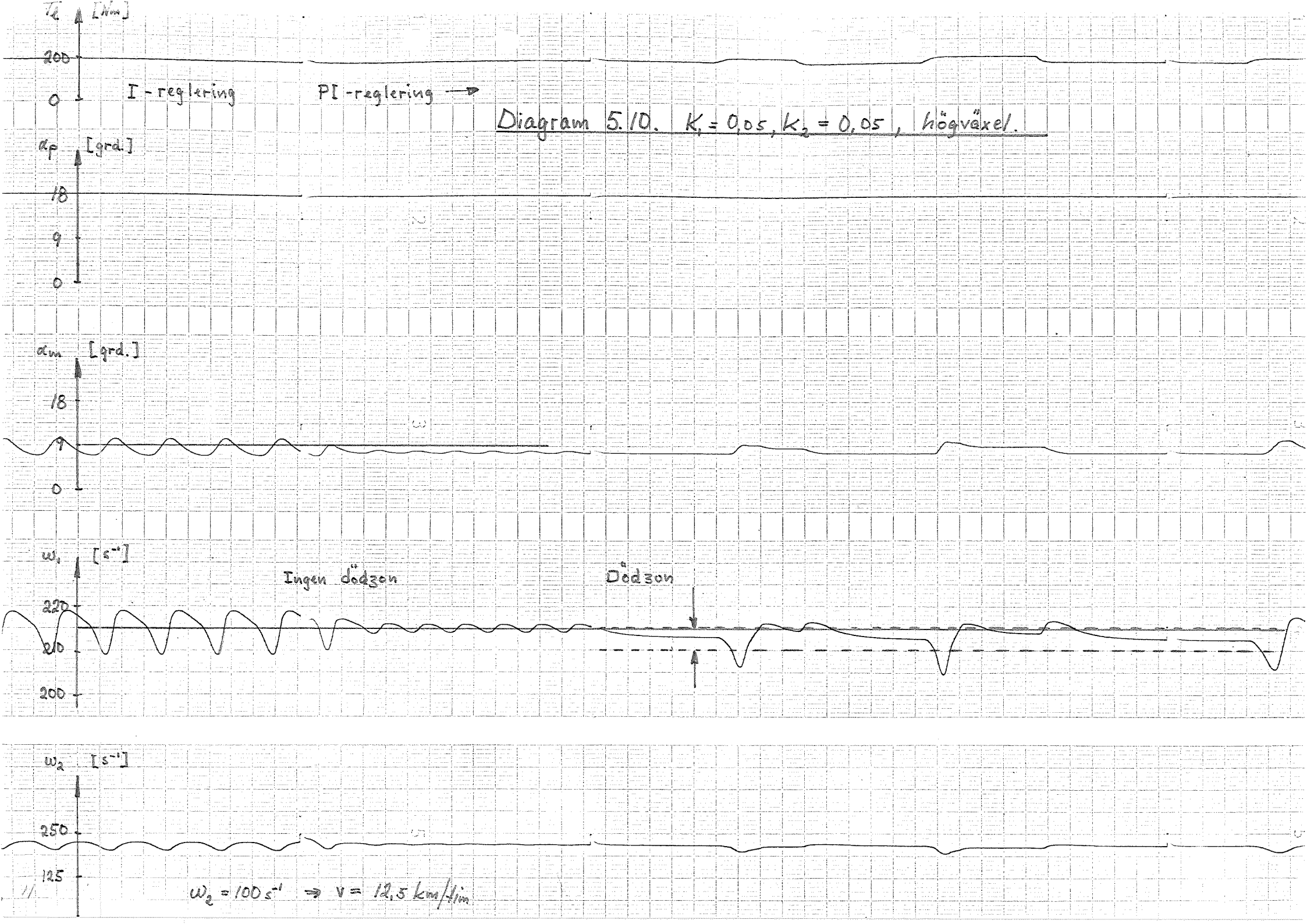


Diagram 5.9. I-reglering med dödzon. $K_2 = 0{,}05$, högväxel.


T_L [Nm]
200
0
I - reglering
PI - reglering
Diagram 5.10. $K_1 = 0,05$, $K_2 = 0,05$, högväxel.
α_p [grd.]
18
9
0
α_m [grd.]
18
9
0
ω_1 [s^{-1}]
Ingen dödzon
Dödzon
220
210
200
ω_2 [s^{-1}]
250
125
$\omega_2 = 100\,s^{-1} \Rightarrow v = 12,5$ km/h

200
0
Diagram 5.11., $K_2 = 0{,}03$, högväxel
α_p [grd.]
18
9
0
α_m [grd.]
18
9
0
ω_1 [s^{-1}]
Dödzon
Ej dödzon
220
210
200
ω_2 [s^{-1}]
250
125
$\omega_2 = 100\,s^{-1} \Rightarrow v = 12{,}5$ km/tim.

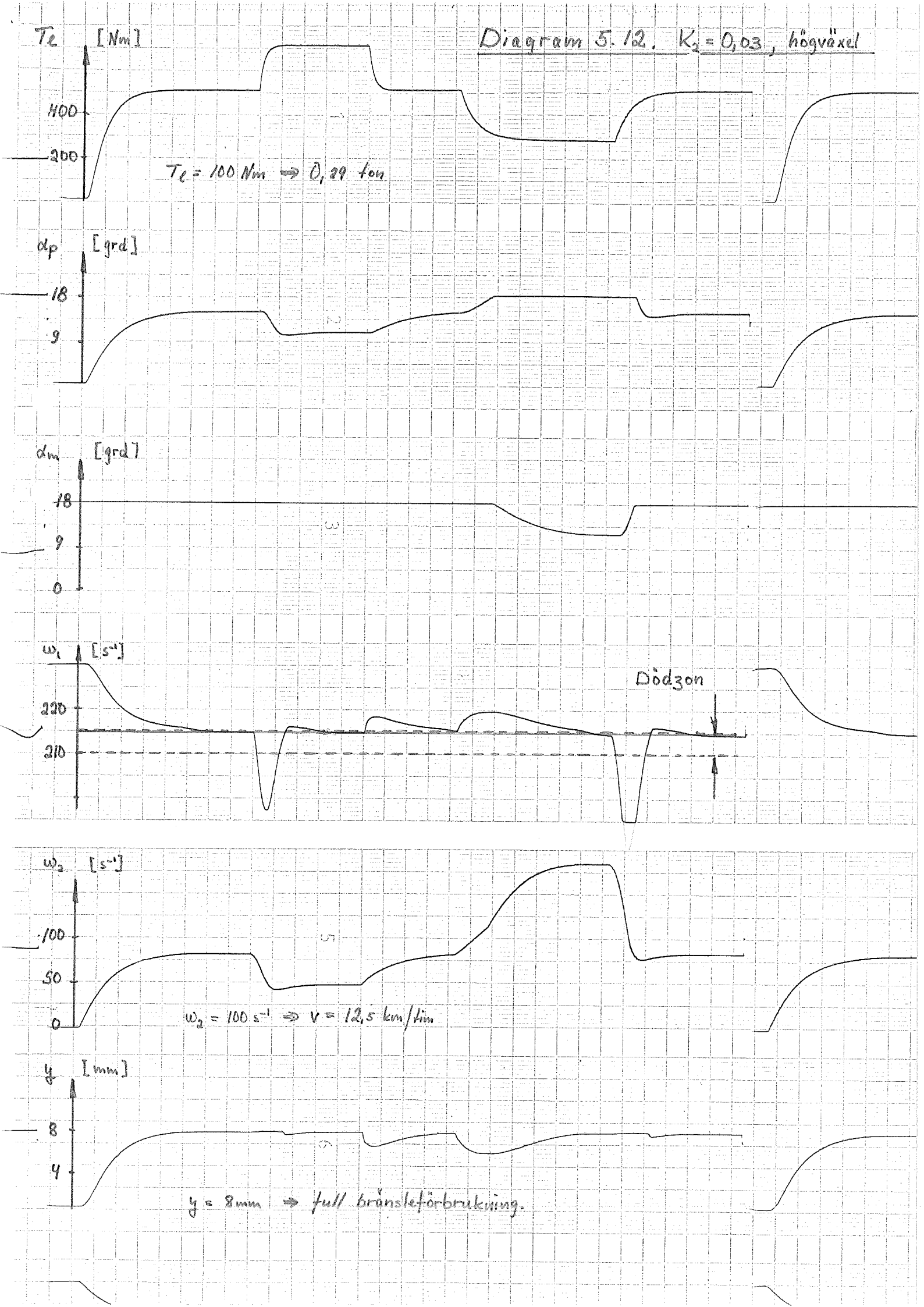


Diagram 5.12. $K_2 = 0,03$, högväxel
T_e [Nm]
400
200
$T_e = 100$ Nm ⇒ 0,39 ton
α_p [grd]
18
9
α_m [grd]
18
9
0
ω_1 [s⁻¹]
220
210
Dödzon
ω_2 [s⁻¹]
100
50
0
$\omega_2 = 100$ s⁻¹ ⇒ $v = 12,5$ km/tim
y [mm]
8
4
y = 8 mm ⇒ full bränsleförbrukning.

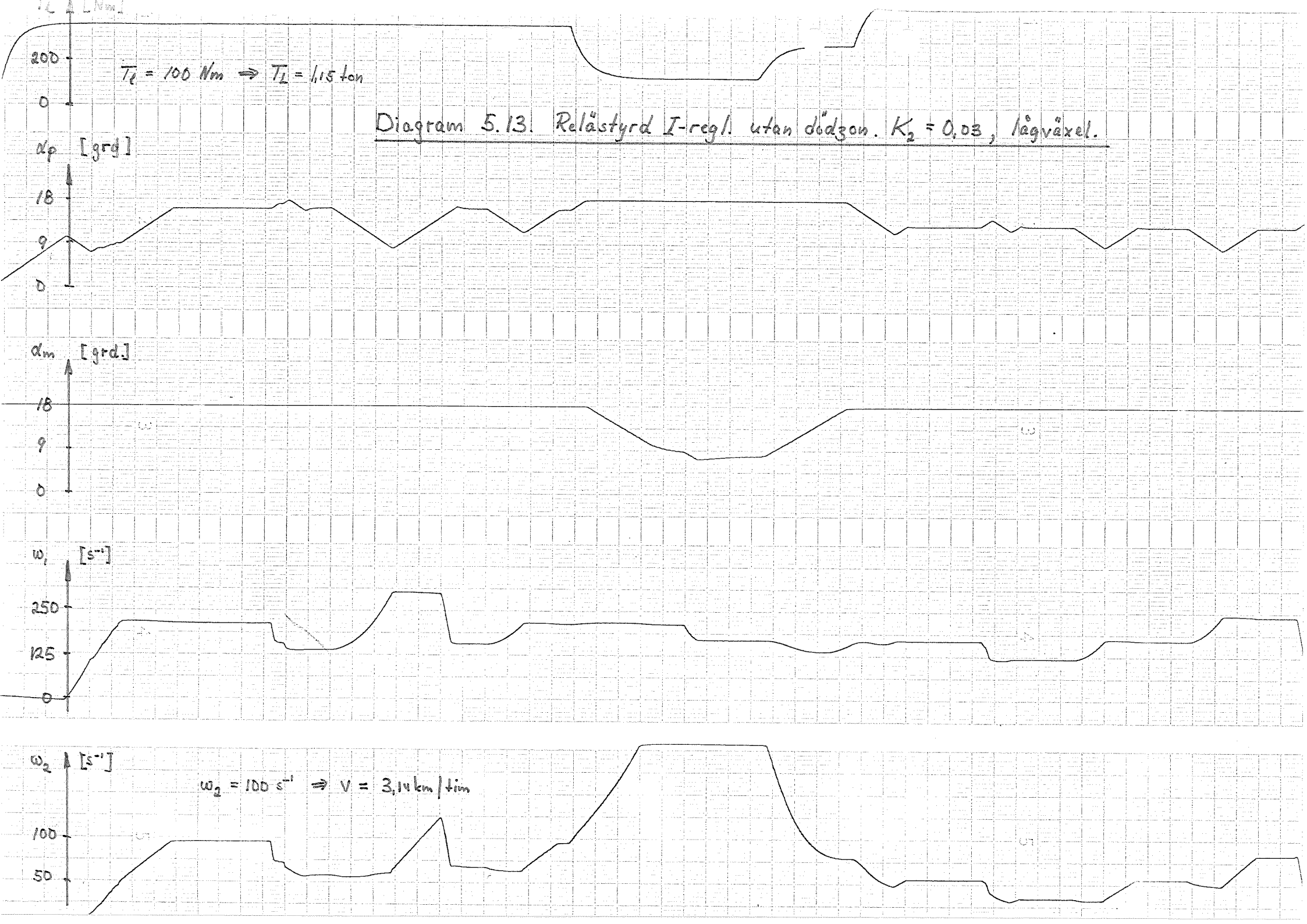
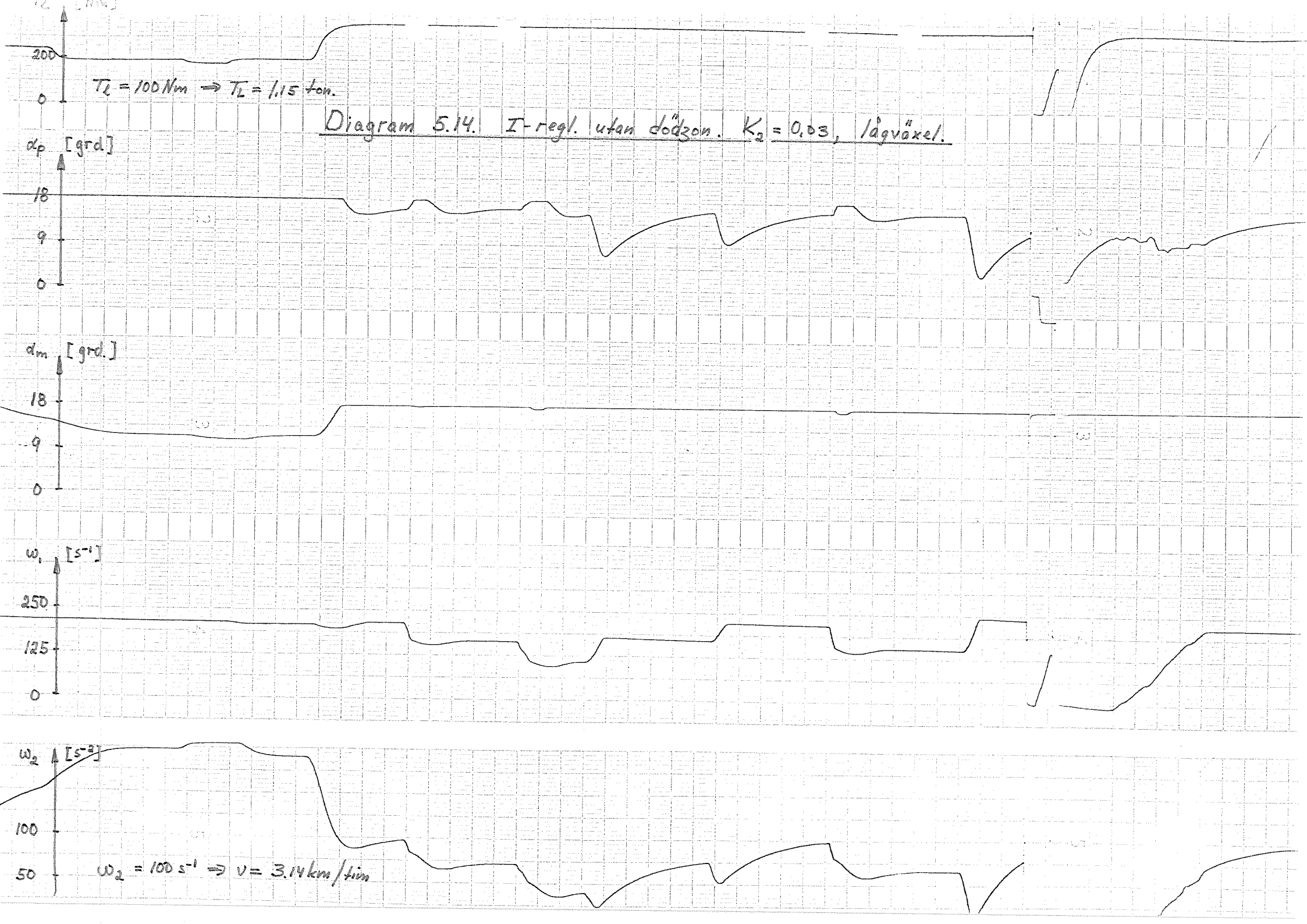


Diagram 5.13. Relästyrd I-reg/. utan dödzon. K_2 = 0,03, lågväxel.


200
0
$T_L = 100\,Nm \Rightarrow T_L = 1{,}15$ ton.
Diagram 5.14. I-regl. utan dödzon. $K_2 = 0{,}03$, lågväxel.
α_p [grd]
18
9
0
α_m [grd.]
18
9
0
ω_1 [s^{-1}]
250
125
0
ω_2 [s^{-2}]
100
50
$\omega_2 = 100\,s^{-1} \Rightarrow v = 3{,}14$ km/tim

Litteraturförteckning

1	Bartholomäus:	Hydrostatische Fahrantriebe VDI - Berichte Nr. 57, 1962.
2	Blackburn, J F :	Fluid Power Control Technology Press of M.I.T. and Wiley, 1960.
3	Brodin, Gunnar:	Power oscillations in parallel connected synchronous alternators driven by diesel engines. Norges Tekniske Høgskole, Trondheim, Raport Nr. 62 - 11: D
4	Conen, H:	Vergleich zweier Regelungsarten für stufenlose Fahrzeugantriebe. ATZ 69 (1967) 5
5	Merrit, H E:	Hydraulic Control Systems John Wiley & Sons, Inc. 1967
6	Welbourn, D B:	Essentials of Control Theory
7	Wilson, E W:	Control Systems for Hydrostatic Transmissions. Machine Design, March 28, 1968.
8	Åström, K.J:	Reglerteori