



## **HYDRAULISERVOJÄRJESTELMÄN KÄYTTÖÖNOTON TEHOSTAMINEN**

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Konetekniikan diplomityö

2023

Tuomas Heikkinen

Tarkastajat: Professori Heikki Handroos

DI Timofei Komarov

## TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT energijärjestelmät

Konetekniikka

Tuomas Heikkinen

### **Hydrauliservojärjestelmän käyttöönoton tehostaminen**

Konetekniikan diplomityö

2023

66 sivua, 29 kuvaa, 7 taulukkoa ja 1 liite

Tarkastajat: Professori Heikki Handroos ja DI Timofei Komarov

Avainsanat: proportionaalitekniikka, hydrauliservo, PID-säätö

Hydrauliset servojärjestelmät ovat erittäin yleisiä mekaanisessa puunjalostusteollisuudessa. Servojen viritys tapahtuu hyvin usein yrityksen ja erehdyksen kautta. Ziegler-Nicholsin värähtelyrajamenetelmä on yksi tapa virittää servojärjestelmän PID-säätö. Värähtelyrajamenetelmä on toimiva menetelmä myös käytännössä.

Hydraulisen sylinterin ja toimilaitteen yhdistelmän kiihtyvyyttä rajoittaa käytettävissä oleva voima, mutta myös järjestelmän jäykkyys. Järjestelmän jäykkyyttä kuvaa hydraulisen järjestelmän ominaiskulmanopeus tai sen ominaistaajuus. Ominaiskulmanopeus määrittää myös, kuinka nopeasti toimilaite voidaan kiihdyttää tavoitenopeuteen. Kirjallisuudessa esitetyt kiihtyvyydet minimikiihdytysajat hydrauliselle järjestelmälle ovat hyvin konservatiivisia. Nykyaikainen digitaalinen servosäädin suoriutuu kiihdytyksestä nopeammin.

Tässä työssä testattiin Ziegler-Nicholsin värähtelyrajamenetelmää hydrauliservojen viritykseen oikealla laitteistolla. Lisäksi testattiin hydrauliservojärjestelmän kiihtyvyyksiä neljällä eri kiihtyvyydellä.

## ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

School of Energy Systems

Mechanical Engineering

Tuomas Heikkinen

### **Intensification of hydraulic servo system**

Master's thesis

2023

66 pages, 29 figures, 7 tables and 1 appendix

Examiners: Professor Heikki Handroos and M.Sc. (Tech.) Timofei Komarov

Keywords: hydraulic servo, controller, proportional valve, tuning, intensification

Hydraulic servosystems are very common in wood industries. Tuning of hydraulic servo systems is completed usually with trial and run method. Ziegler-Nichols method is a heuristic method to tune PID-controller on a servo system and it is method which can be used in real hydraulic servo systems.

Acceleration of hydraulic cylinder is not limited only by force but also by stiffness of hydraulic system. Stiffness of the hydraulic system can be determined by system's natural angular speed or natural frequency. Natural angular speed also determines shortest acceleration time to the target speed. In literal acceleration times are way too conservative for modern digital servo controller.

Ziegler-Nichols method were tested in practice with real equipment. Acceleration of the hydraulic servosystem were tested with four different acceleration values.

## KIITOKSET

Haluaisin kiittää työnantajaani mahdollisuudesta tämän työn tekemiseen ja mahdollisuudesta saada olla parantamassa maailman parhaiden sahakoneiden toimintaa. Suuri kiitos kuuluu myös perheelleni, jotka varmasti muistavat, ettei opiskelu ole aina ollut kovin korkealla prioriteettilistallani. Suuri kiitos kuuluu myös työn 1. tarkastajalle rakentavista keskusteluista aiheeseen liittyen. Kiitos työn 2. tarkastajalle ja kaikille, jotka olivat mukana aiheeseen liittyvissä keskusteluissa. Erityisesti haluan kiittää tyttöystävääni tuesta, jonka olen saanut työn tekemisen aikana ja siitä kaikesta yhteisestä tekemisestä, joka on saanut minut irrottautumaan kirjoittamisen tuskasta.

Mikkelissä 1.5.2023

Tuomas Heikkinen

## SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

### Roomalaiset

$a$	kiihtyvyys	[m/s <sup>2</sup> ]
$A_1$	männän pinta-ala	[m <sup>2</sup> ]
$A_3$	männän pinta-ala varren puolella	[m <sup>2</sup> ]
$B$	tehollinen puristuskerroin	[Pa]
$B_i$	ilman puristuskerroin	[Pa]
$B_l$	letkun puristuskerroin	[Pa]
$B_p$	putken puristuskerroin	[Pa]
$B_t$	toimilaitteen puristuskerroin	[Pa]
$B_{\dot{o}}$	öljyn puristuskerroin	[Pa]
$f_0$	kriittisen värähtelyn taajuus	[Hz]
$F_a$	hitausvoima/kiihdytysvoima	[N]
$F_k$	kitkavoima	[N]
$F_{St}$	staattinen kuorma	[N]
$F_{TOT}$	kokonaisvoima	[N]
$h$	sylinterin isku	[m]
$k_h$	hydraulinen jousivakio	[N/m]
$l$	toimilaitteen pituus	[m]
$m$	massa	[kg]
$m_{red}$	reduoitu massa	[kg]
$p_1$	maksimipaine	[Pa]
$P_p$	koneikon paine	[bar, Pa]

$Q$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s, l/min]
$q_{vnorm}$	nimellinen tilavuusvirta	[l/min, m <sup>3</sup> /s]
$q_x$	tilavuusvirta	[l/min, m <sup>3</sup> /s]
$T$	paikoitusliikkeen kokonaisaika	[s]
$T_B$	värähtelemätön kiihdytysaika	[s]
$t_v$	tukkiväli	[m]
$u$	ohjaussuure	[V]
$V$	linjanopeus	[m/min]
$v$	loppunopeus	[m/s]
$V_0$	puolet kokoonpuristuvasta kokonaistilavuudesta	[m <sup>3</sup> ]
$V_i$	ilman tilavuus	[m <sup>3</sup> ]
$V_k$	kokonaistilavuus	[m <sup>3</sup> ]
$V_l$	letkun tilavuus	[m <sup>3</sup> ]
$V_p$	putken tilavuus	[m <sup>3</sup> ]
$V_t$	toimilaitteen tilavuus	[m <sup>3</sup> ]

#### Kreikkalaiset

$\delta_h$	suhteellinen vaimennuskerroin	
$\Delta p_1$	painehäviö ohjausreunalla P-A	[bar, Pa]
$\Delta p_2$	painehäviö ohjausreunalla B-T	[bar, Pa]
$\Delta p_v$	painehäviö putkessa	[bar, Pa]
$\Delta p_x$	painehäviö ohjausreunalla	[bar, Pa]
$\tau$	aikavakio	[s]
$\omega_b$	rajakulmanopeus	[rad/s]

$\omega_h$  hydraulinen ominaiskulmanopeus [rad/s]

#### Vakiot

$g$  painovoimakiihtyvyys 9,81 m/s<sup>2</sup>

$\pi$  pii 3,14

#### Dimensiottomat luvut

$b$  viskoosivaimennuskerroin

$C_v$  vuotokerroin

$i$  välityssuhde

$K_D$  Derivointivahvistus

$K_I$  integraalivahvistus

$K_{MAX}$  kriittisen värähtelyn P-vahvistus

$K_p$  proportionaalivahvistus

$x$  venttiilin virtausaukkojen suhde

$\eta_{mh}$  mekaanishydraulinen hyötysuhde

$\mu$  kitkakerroin johteen ja laakerin välillä

#### Alaindeksit

$a$  kiihtyvyys

$i$  ilma

$k$  kitka

$k$  kokonais

$kr$  kriittinen

l	letku
mh	mekaanishydraulinen
mit	mitattu
p	putki
St	staattinen
t	toimilaite (sylinteri)
TOT	kokonais
ö	öljy

#### Lyhenteet

D	derivoiva
I	integraali
P	proportionaali



## Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Kiitokset

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	Johdanto.....	12
1.1	Tavoitteet ja rajaukset .....	12
1.2	Tutkimuskysymykset .....	13
2	Hydrauliservojärjestelmät.....	14
2.1	Venttiilit .....	14
2.1.1	Proportionaaliventtiilit.....	15
2.1.2	Karan ominaisuudet .....	15
2.1.3	Tilavuusvirtaominaiskäyrä.....	17
2.1.4	Tehoraja .....	18
2.1.5	Venttiilien staattiset ja dynaamiset ominaisuudet.....	18
2.2	Sylinterit.....	18
2.3	Anturointi .....	20
2.3.1	Magnetostriiviset anturit.....	21
2.3.2	Absoluuttianturi .....	22
2.4	Servosäätimet .....	22
2.4.1	Analogiset säätimet.....	22
2.4.2	Digitaaliset säätimet.....	23
2.4.3	Säätöpiirit.....	23
2.4.4	PID-säätimen toiminta .....	24
2.4.5	P-säädin.....	25
2.4.6	I-vahvistus.....	26
2.4.7	D-vahvistus .....	27
2.4.8	Myötäkyytkennät .....	28
2.4.9	Ziegler Nichols-värähtelyrajamenetelmä PID-viritykseen .....	28

2.5	Nopeuksien määrittely .....	29
2.5.1	Joustot ja ominaiskulmanopeus .....	29
2.5.2	Kiihtyvyys/Hidastuvuus.....	31
2.5.3	Servoventtiilin dynamiikan vaikutus järjestelmän nopeuteen .....	34
2.6	Painehäviöt venttiilin ohjausreunoilla ja niiden merkitys maksimi nopeudelle....	36
2.6.1	Painehäviöt ohjausreunoilla.....	36
3	Stabiilisuus .....	38
3.1.1	Hydrauliset keinot.....	38
3.1.2	Vaiheenjohto- ja jättöpiiri.....	39
3.1.3	Painetakaisinkytkentä .....	39
3.1.4	Kiihtyvyytakaisinkytkentä .....	39
4	Servojärjestelmien käyttöönotto .....	40
4.1	Liikesuunnat.....	40
4.2	Esivalmistelut.....	40
4.3	Kalibrointi .....	41
4.3.1	Lineaaristen liikkeiden kalibrointi .....	41
4.3.2	Epälineaaristen liikkeiden kalibrointi .....	42
4.4	Viritys.....	42
5	Tehostamiskeinot ja testit .....	45
5.1	Servosäädin Delta RMC.....	46
5.2	1-roottorin nostoliike.....	47
5.3	1-roottorin vaakaliike .....	49
5.4	Kiihdytys/hidastusaikojen määrittely .....	50
5.5	Kiihtyvyys/Hidastuvuusajojen testaus .....	51
5.6	Painemittaukset .....	51
5.7	Ziegler-Nichols menetelmän käyttö.....	51
6	Mittaustulokset .....	54
6.1	1-roottorin nostoliike.....	54
6.2	1-roottorin vaakaliike .....	57
7	Analyysi.....	61
8	Yhteenveto.....	63
	Lähteet .....	64

## Liitteet

Liite 1. Tukinpyörittimen tekninen piirustus

# 1 Johdanto

Diplomityön toimeksiantajana toimii Veisto Oy. Tutkimuksessa selvitetään servojärjestelmien käyttöönoton tehostamista Hewsaw sahakoneissa. Sahakoneissa käytettävien hydrauliservojen määrä on kasvanut merkittävästi viime vuosina. Rakentamisen lisääntyminen ja puutavaran maailmanlaajuinen kysyntä pandemian myötä on myös lisännyt sahainvestointien määrää merkittävästi viime vuosina. Orgaaninen kasvu tuo myös haasteita riittävien henkilöstöresurssien löytämiselle, jolloin tulee vaihtoehdoksi tehostaa eri työvaiheita. Teknologisen kehittymisen vuoksi myös sahakoneiden käyttöönottoon kuluva aika on kasvanut. Tällä tutkimuksella haetaan menetelmiä lyhentää ja tehostaa asennustyömaalla tapahtuvaa hydrauliservojärjestelmien käyttöönottoa.

## 1.1 Tavoitteet ja rajaukset

Tutkimuksen viitekehys rajoittuu servon käyttöönoton haasteisiin servojen virityksen, kiihtyvyyksien ja liikenopeuksien kannalta. Toimilaitteiden epälineaarinen toiminta aiheuttaa haasteita tarkan kalibroinnin suorittamiselle. Teoriatiedon pohjalta löytyvä tieto testataan käytännössä. Muutokset voidaan testata yksittäisillä sahalinjan koneilla, jotka ovat varustettu testikäyttöön Veiston konepajalla. Lisäksi muuttujia voidaan testata asiakasprojekteissa käyttöönoton aikana. Tutkimuksen tuloksena syntyy myös tietoa, jota voidaan käyttää käyttöönoton menetelmien ohjeistuksen laadintaan.

Työssä selvitetään servojärjestelmien toiminnan kannalta oleelliset suunnittelulähtökohdat, jotka vaikuttavat servon viritykseen ja kiihtyvyyksien määrittämiseen. Epälineaarisen servoakselin kalibrointi voidaan toteuttaa usealla eri tavalla. Kirjallisuuskatsauksessa selvitetään servojärjestelmän käyttöönoton kannalta oleelliset järjestelmät ja niiden toiminta. Teoriatietoa vertaillaan nykyisten sahakoneiden hydrauliservojen käyttöönoton osalta. Vertailulla pyritään etsimään asioita, jotka vaikuttavat järjestelmän nopeampaan käyttöönottoon.

## 1.2 Tutkimuskysymykset

Tutkimuskysymyksiä ovat:

- Mitä haasteita erilaiset mekaaniset ratkaisut aiheuttavat servon viritykselle?
- Mitä eri tapoja on kalibroida epälineaarisia toimilaitteita ja kuinka paljon eri tavat vaikuttavat tarkkuuteen sekä käyttöönottoaikaan?
- Voidaanko toimilaitteiden tarvittavat nopeudet, kiihtyvyydet ja hidastuvuudet määritellä ennen käyttöönottoa?
- Voidaanko kehittää toimintamalli servojärjestelmien käyttöönotosta?

## 2 Hydrauliservojärjestelmät

Hydrauliservojärjestelmistä käytetään myös nimitystä sähköhydrauliset servojärjestelmät. Sähköhydraulisessa servojärjestelmässä voidaan käyttää myös proportionaaliventtiilejä. Järjestelmä voi koostua servopumpusta, servoventtiilistä, servo-ohjaimesta, sylintereistä ja mitta-antureista. Servojärjestelmien ohjaus keskittyy yleensä asema-, nopeus- tai voimasäätöön. Keskeisessä asemassa hydrauliservojärjestelmissä on servo- tai proportionaaliventtiili, jonka tehtävänä on muuntaa sähköinen ohjaussignaali hydrauliseksi ohjeksi. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s.35 ja 69.)

### 2.1 Venttiilit

Ohjausjärjestelmältä tuleva käskyarvo vahvistetaan ja siirretään venttiilille, jossa venttiilin kara siirtyy käskyarvoa eli asetusarvoa vastaavaan asemaan. Karan liikkeessä keskiasennosta pois sen läpi virtaa tilavuusvirta, jonka suuruuteen vaikuttaa karan liike, jonka suuruus määräytyy ohjaussignaalin suuruudesta. (Rydberg 2016, s.14.) Venttiiliominaisuuksia käsitellään tässä kappaleessa pääsääntöisesti proportionaali- ja regelventtiilien ominaisuuksien näkökulmasta.

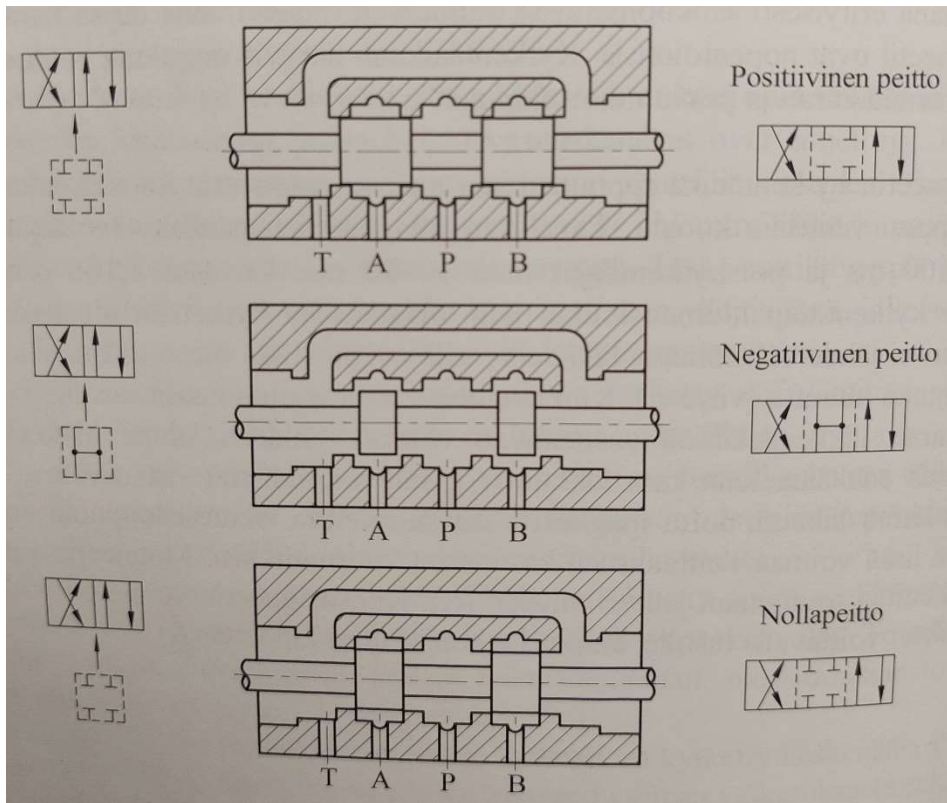
Hydrauliservojärjestelmien venttiileinä käytetään servoventtiilejä, proportionaaliventtiilejä ja regelventtiilejä. Edellä mainitut venttiilit voivat toimia yksi, kaksi tai kolmevaiheisina. Yksivaiheisessa venttiilissä vääntömoottori tai proportionaalimagneetti ohjaa suoraan venttiilin karaa. Vääntömoottorin teho voi olla niin pieni, ettei se kykene ohjaamaan suurta virtausta, jolloin suuremman momentin käyttäminen edellyttää esiohjausventtiilin käyttöä (Keinänen, Kärkkäinen & Immonen 2005, s.289). Kolmevaiheisessa venttiilissä kaksivaiheinen servoventtiili ohjaa päävaiheen venttiiliä. Proportionaaliventtiilien ohjaus toteutetaan esiohjattuina, kun nimelliskoko kasvaa NS 10 kokoa suuremmaksi ja servoventtiileissä NS 6 venttiilikokoa suuremmat ovat esiohjattuja venttiilejä (Kauranne, Kajaste, & Vilenius 2008, s.342; Rydberg 2016, s.15.)

### 2.1.1 Proportionaaliventtiilit

Proportionaaliventtiilin tärkein osa on proportionaalimagneetti, joka vaikuttaa paljon venttiilin ominaisuuksiin. Proportionaalimagneetin teho riittää venttiilikokoon NG10 asti liikuttamaan venttiilin karaa. Venttiili koosta NG16 ylöspäin olevat venttiilit ovat kaksivaiheisia esiohjattuja venttiilejä, Karan aseman takaisinkytkentätieto saadaan magneettiin integroidun induktiivisen anturin avulla. Karan aseman takaisinkytkentätiedolla varustettuja proportionaaliventtiilejä kutsutaan myös regelventtiileiksi. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s.44.)

### 2.1.2 Karan ominaisuudet

Servo-, proportionaalisuunta- ja regelventtiileissä kara on tyypiltään aksiaalisuuntainen sylinterimäinen luisti, jossa kara liikkuu venttiilin rungossa olevassa porauksessa. Servoventtiilien tapauksessa kara liikkuu holkin sisällä, johon vaikuttaa hydraulipaine ulko- ja sisäpuolella holkkia, jolloin paine ei vaikuta radiaali suuntaisiin välyksiin karan ja holkin välillä. Kytkenät on toteutettu rengasmaisilla urilla porauksessa ja karassa olevilla kavennuksilla. Karan ohjausreunat voivat sijaita eri etäisyydellä porauksessa olevista ohjausreunoista, jolloin näiden ohjausreunojen etäisyys toisistaan määrittelee karan peiton. Karalla voi olla positiivinen peitto, negatiivinen peitto tai nolla peitto. Kuvassa 1 on esitetty eri karojen peitot.



Kuva 1. Karapeitot (Kauranne, Kajaste ja Vilenius. 2013, s. 244).

Kuvassa 1 näkyvät myös porauksen ohjausreunat ja karan ohjausreunat. (Kauranne, Kajaste ja Vilenius. 2013. s. 225–226.)

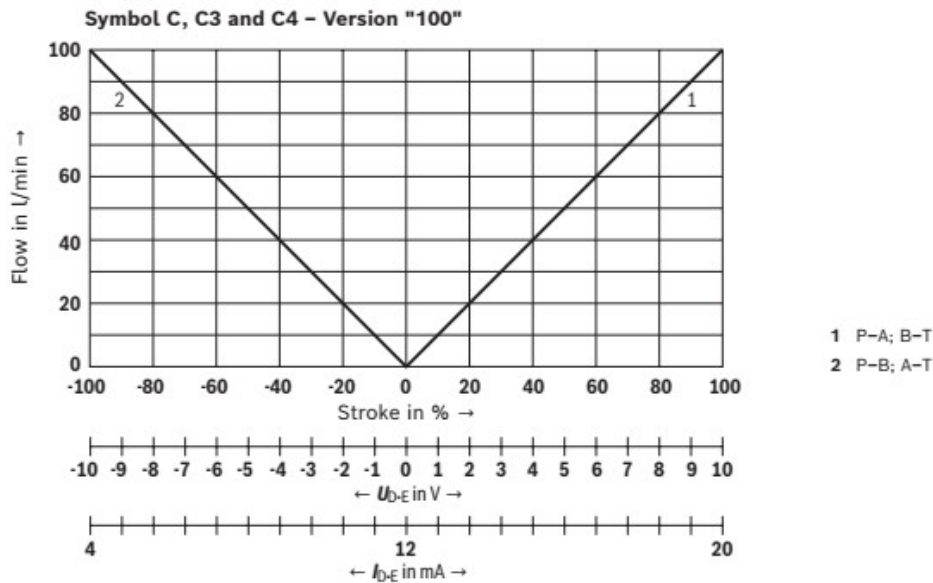
Tyypillisesti servo- ja proportionaaliventtiilit ovat nollapeittoisia. Positiivinen peitto aiheuttaa venttiilin toimintaan kuolleen alueen, joka voi aiheuttaa stabiilisuusongelmia järjestelmän ohjauksessa. Positiivinen peitto vaikuttaa venttiilin reagointiaikaan negatiivisesti. Negatiivisen peiton omaavia venttiilejä voidaan käyttää, jos tarvitaan jatkuvaa virtausta kontrolloimaan nesteen lämpötilaa. Hydraulinen vaimennus on myös suurempi venttiileillä, jossa on negatiivinen peitto. (Rydberg 2016, s.17.)

Luisti tai karatyyppejä voidaan myös jaotella venttiilin sisäisten kuristusaukkojen mukaan. Epäsymmetristen sylintereiden, joiden pinta-alasuhde on  $A_1:A_3=2:1$  ohjauksessa voidaan käyttää venttiiliä, jonka kuristusaukkojen suhde on 2:1.  $A_1$  on sylinterin männän pinta-ala ja  $A_3$  on sylinterin männänvarren puoleinen rengaspinta-ala. Epäsymmetristen sylintereiden venttiilin ohjausaukkojen keskinäiset koot tulisi olla samassa suhteessa sylinterin mittojen kanssa, kun taas käytettäessä symmetrisiä sylintereitä virtausaukot ovat yhtä suuria. (Ewald et. al. 2001, s. 24-25.)



### 2.1.3 Tilavuusvirtaominaiskäyrä

Venttiilin tulo- ja lähtösignaalin riippuvuus tilavuusvirran suuruuteen ilmaistaan kuvan 2 mukaisella tilavuusvirta ominaiskäyrällä.



Kuva 2. Tilavuusvirtaominaiskäyrä 4WREPEH

Venttiileille ilmoitetaan myös nimellistilavuusvirta, minkä se läpäisee tietyllä venttiilin ohjausreunojen yli olevalla paine-erolla ja karan täydellä avauksella. Proportionaaliventtiilien nimellistilavuusvirta on yleensä ilmoitettu 35 barin paine-erolla. Esiohjatuisissa venttiileissä nimellistilavuusvirta on tyypillisesti ilmoitettu 5 barin paine-erolla. Tilavuusvirran suuruus voidaan ratkaista muilla paine-eroilla  $\Delta p_x$  seuraavasti:

$$q_x = q_{vnorm} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{35}} \quad (1)$$

missä  $q_{vnorm}$  on venttiilille valmistajan ilmoittama tilavuusvirta 35 barin paine-erolla (Rexroth A Bosch Company 2022, s. 12).

#### 2.1.4 Tehoraja

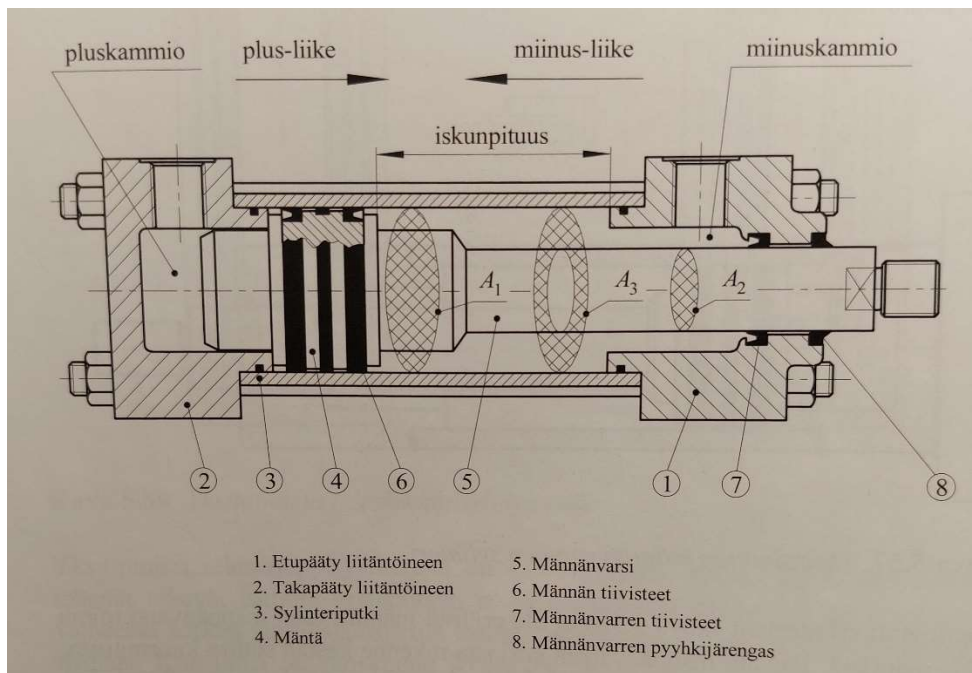
Tilavuusvirta määritellään 100 % ohjauksella ja 70 barin paine-erolla venttiilin yli, mikä vastaa 35 barin paine-eroa kanavien  $P \rightarrow A$  ja  $B \rightarrow T$ . Suurilla tilavuusvirtavahvistuksilla Proportionaaliventtiilin 100 %:n käskysignaali normaalisti vastaa venttiilin maksimitilavuusvirtaa, mutta suuremmilla tilavuusvirroilla kara pyrkii liikkumaan kohti keskiasentoa. (Ewald et. al. 2001, s. 24.) Bernoullin voima pyrkii siirtämään karaa tilanteessa, jossa proportionaalimagneetin voima on pienempi, kuin virtausvoimista johtuvat voimat (Fonselius, Rinkinen & Vilenius. 1995, s. 19).

#### 2.1.5 Venttiilien staattiset ja dynaamiset ominaisuudet

Hystereesi ilmaisee lähtösignaalin eroa nousevan ja laskevan tulosignaalin välillä. Hystereesi ilmaistaan prosentteina maksimisignaalin suuruudesta. Vasteen herkkyys ilmaisee pienimmän tulosignaalin muutoksen, jolla voidaan havaita lähtösignaalin muutos. Herkkyys voi olla erisuuruinen riippuen siitä mistä suunnasta muutos tapahtuu, jolloin herkkyys voidaan jakaa toistoherkkyyteen ja paluutarkkuuteen. (Kauranne, Kajaste ja Vilenius. 2008. s. 337.)

## 2.2 Sylinterit

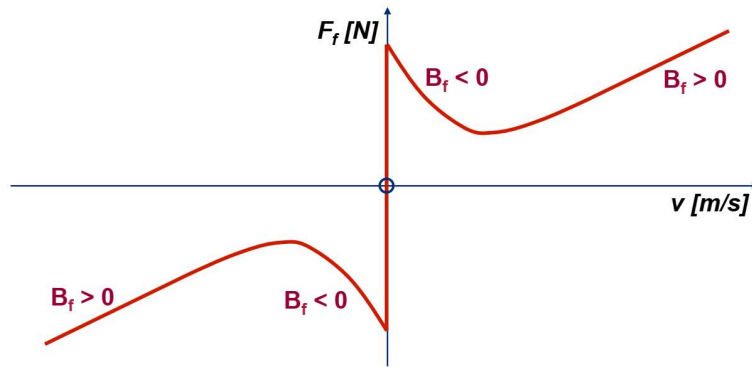
Sylinterin tehtävänä on muuttaa hydraulinen teho mekaaniseksi lineaariseksi liikkeeksi. Kaksitoimisen sylinterin rakenne ja siihen liittyvät nimitykset on esitetty kuvassa 3.



Kuva 3. 2-toiminen hydraulisyylinteri

Yksipuoleisella männän varrella varustettu sylinteri on käytössä olevista sylintereistä yleisin. Hydrauliservosylintereinä käytetään myös sylintereitä, joissa männänvarsi on molemmissa päissä sylinteriä. Kaksipuoleisella männänvarrella varustettujen sylintereiden etuna on samansuuruiset pinta-alat männän molemmilla puolilla, jolloin liikenopeudet samalla tilavuusvirralla ovat samansuuruiset plus ja miinus suunnassa. (Kauranne, Kajaste ja Vilenius. 2013. s. 195.)

Sylinterissä vaikuttaa kitka sylinterin tiivisteiden, männänvarren ja sylinteriputken välillä. Sylinterissä vaikuttava kitka on vakio vain, kun mäntä liikkuu vakionopeudella. Alhaisilla liikenopeuksilla ja pienillä paineilla tiivisteiden kitkat ja vuodot voivat aiheuttaa nykimistä, joka tunnetaan myös stick-slip ilmiönä. (Kauranne, Kajaste ja Vilenius. 2008. s. 202.) Sylinterissä vaikuttava kitkaa voidaan kuvata Stribeckin käyrällä, joka on esitetty kuvassa 4.



Kuva 4. Stribeckin käyrä, kitka nopeuden funktiona.

Liikkeen alussa kitka on suurimmillaan, jonka jälkeen kitka pienenee ja jälleen nopeuden kasvaessa kitka suurenee. Kuvassa 4 oleva termi  $B_f$  kuvaa voima-nopeus profiilin gradienttia. Sylinterin kitka parantaa servojärjestelmän värähtelyn vaimennusta. Kasvattamalla järjestelmän jäykkyyttä voidaan vähentää kitkan aiheuttamia ongelmia sylinterin ohjauksessa. (Rydberg 2016, s.98.)

Sylinterin männän liikenopeus  $v$  voidaan laskea seuraavasti

$$v = \frac{q}{A} \quad (2)$$

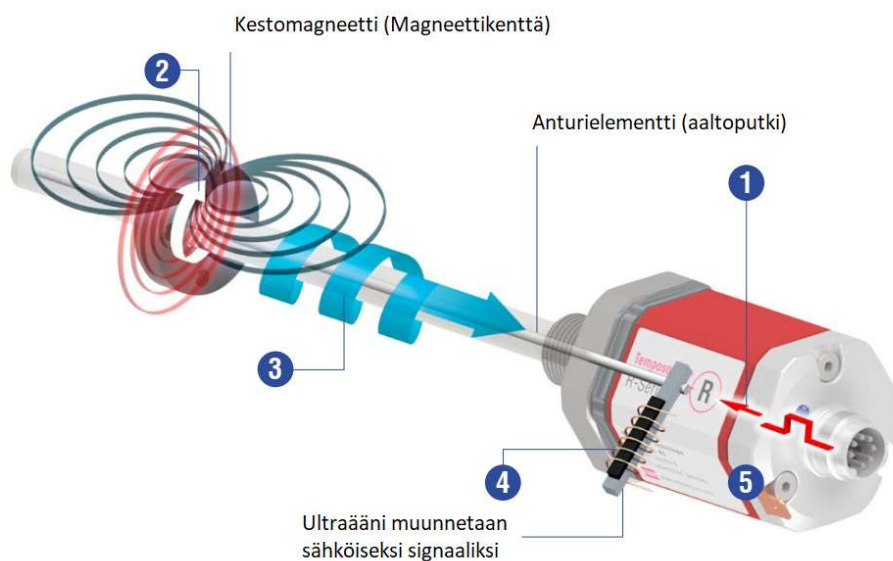
,jossa  $q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] on sylinteriin virtaava tilavuusvirta ja  $A$  [ $\text{m}^2$ ] on männän pinta-ala.

### 2.3 Anturointi

Anturointeja käsitellään tässä kappaleessa sahakoneiden servojärjestelmien osalta. Asema- eli paikkatietoanturina käytetään magneetostriktiivisiä lineaariantureita, jotka on asennettu hydraulisylinterin sisään. Lisäksi eräissä kohteissa käytetään aseman mittauksessa absoluuttiantureita. Voimaservoissa voiman suuruus lasketaan sylinterin painelähettimestä saadun analogiasignaalin avulla.

### 2.3.1 Magnetrostriiviset anturit

Magnetrostriktiiviset anturit perustuvat niiden kykyyn muuttaa magneettinen energia mekaaniseksi energiaksi sekä päinvastoin, muuttaa mekaaninen energia magneettiseksi energiaksi. Magnetrostriktio perustuu tunnettuihin Jouel-, Villari- ja Wiedeman-efekteihin. Magnetrostriivisissa asemaa mittaavissa lineaarantureissa mittaus perustuu Wiedeman efektiin. Kuva 5 esittää magnetrostriktiivisen anturin rakenteen. Mittauksessa pulssigeneraattori lähettää virtapulssin sauvaan ja samalla luo magneettikentän sauvan ympärille. Sauvan ympärillä ja sauvan suuntaisesti liikkuva kestopagneetti kehittää aksiaalisen magneettikentän. Näiden kahden magneettikentän yhteisvaikutuksena syntyy akustinen aalto, joka etenee pitkin sauvaa. Ultraäänivastaanotin vastaanottaa aallon ja laskee aallon kulkemiseen käytetyn ajan perusteella ulostulojännitteen tai digitaalisanan, mikä vastaa tiettyä lineaarista asemaa.



Kuva 5. Magnetrostriktiivisen anturin toimintaperiaate. (Sensorola 2020, s. 2)

Magnetrostriktiivisiä antureita käytetään usein hydraulisyylinterissä, jolloin anturi sijoitetaan sylinterin sisään ja kestopagneetti on kiinnitetty sylinterin mäntään. Magnetrostriktiivisten antureiden käyttö ei suinkaan rajoitu vain aseman mittaukseen, vaan sitä voidaan käyttää myös mittaamaan voimia, jännityksiä, ja momenttia. (Fonselius et. al. 1996, s. 52-53.)

### 2.3.2 Absoluuttianturi

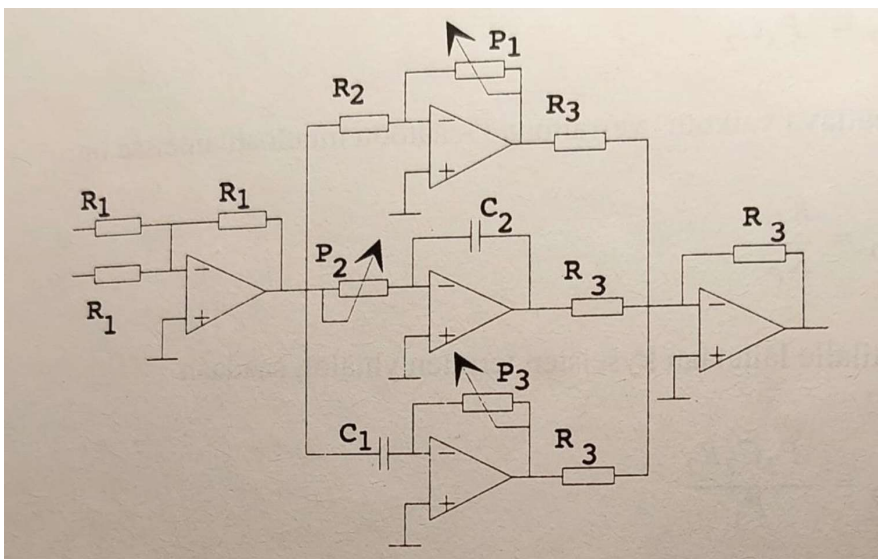
Absoluuttianturilla voidaan mitata lineaarista siirtymää tai kiertymää. Anturin toiminta perustuu binääriseen koodikiekkoon jonka toisella puolella on valonlähde ja toisella puolella vastaanotin. Koodikiekkoon on useaan tasoon varjostettu tummia ruutuja ja ruutuja, joista valo pääsee anturiin. Vastaanottimena toimivat valokennot mittaavat kiekon absoluuttista kiertymää vastaavan rinnakkaismuotoisen digitaalisanan. (Fonselius et. al. 1996, s. 59.)

## 2.4 Servosäätimet

Servosäätimet voivat olla analogisia ja digitaalisia. Tyypillinen servosäädin on PID-säädin, joka voi toimia myös yksinkertaisempänä P- tai PI-säätimenä. PID-säädin on edellä mainituista monimutkaisin ja hankalin virittää. (Ellis, 2012, s. 97.)

### 2.4.1 Analogiset säätimet

Analogiset säätimet ovat toteutettu operaatiovahvistin kytkennöillä ja passiivisilla komponenteilla. Kuvassa 6 on esitetty PID-säädin toteutettuna operaatiovahvistimilla, vastuksilla ja kondensattoreilla.



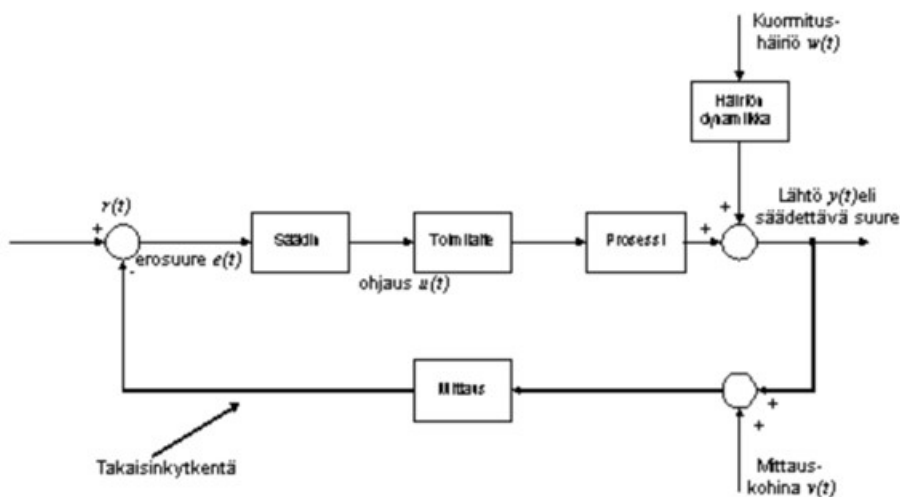
Kuva 6. Analoginen PID-säädin. (Savolainen & Vaitinen 1998, s. 59)

## 2.4.2 Digitaaliset säätimet

Digitaalinen säätö perustuu näytteenotto- ja pitopiiristä, laskentapiiristä ja analogisten signaalien käsittelyyn liittyvistä AD- ja DA-muuntimista. Näytteenotto tapahtuu asetus- ja oloarvosta, joiden erotus lasketaan ja viedään säätöpiirille. Digitaalinen säädin on tietokone, joka sisältää P, I ja D algoritmit, mutta voi sisältää myös muitakin algoritmeja kuten sumean logiikan algoritmit. Säätimen lähtöarvo on epäjatkuva, jolloin säätimen näytteenottotaajuus sekä laskentateho täytyy olla huomattavasti nopeampaa kuin järjestelmän toiminta. (Savolainen & Vaitinen 1998, s. 61.)

## 2.4.3 Säätöpiirit

Säätöpiiri muodostuu itse prosessista, säätimestä, toimilaitteesta, prosessista häiriön dynamiikasta ja takaisinkytkentätiedon mittauksesta. Säätöpiirin toimintaan vaikuttavat myös erilaiset häiriötekijät kuten mittauskohinaa ja kuormitushäiriö. Kuvassa 7 on esitetty säätöpiirin peruskomponentit. (Harju & Marttinen 2000, s.13.)



Kuva 7. Säätöpiirin komponentit (Harju & Marttinen 2000, s. 13).

Säätöpiirissä käytettäviä suureita voidaan merkitä seuraavasti:

- ohjearvo  $r$
- erosuure  $e$
- säätösuure  $u$
- säädettävä suure

Takaisinkytketyissä eli suljetun piirin järjestelmissä pyritään poistamaan häiriöiden aiheuttamia poikkeama. Suljettu piiri myös mahdollistaa säätöpiirin epästabiilin käyttäytymisen. (Harju & Marttinen 2000, s. 13.)

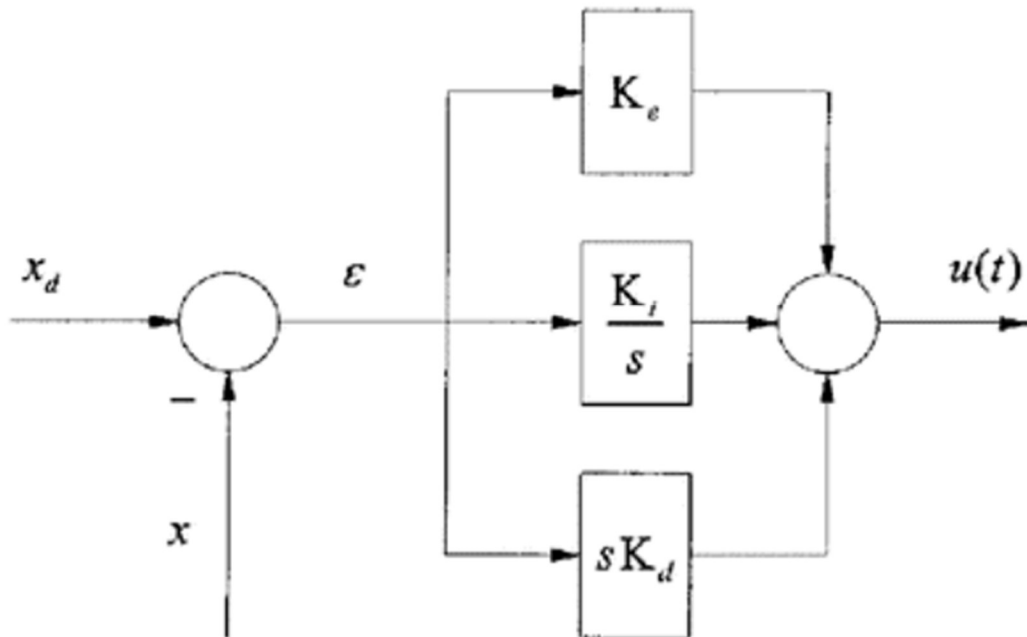
#### 2.4.4 PID-säätimen toiminta

Yleisimmin käytetty säädin tyyppi on PID-säädin. Usein käytössä voi olla pelkästään PI-säätö, mutta säätö voidaan toteuttaa myös P ja PD-säätönä. Säätimen ohjauksena toimii asetusrvo. Toimilaitteen ohjaussignaaliin lisätään tarvittaessa bias-termi ja myötäkylkentä. Laskenta PID-säätimessä tehdään kolmen eri osan summasta, joita ovat:

- P-osa, vahvistusermi
- I-osa, integroiva termi
- D-osa, derivoiva termi

PID-säätimen lohkokaaavio on esitetty kuvassa 8.





Kuva 8. PID-säätimen lohkokaaavio esitys (Manring, 2005. s.156).

PID-säädön etuna on sen voimakas ja välitön reagointi säätöpoikkeamaan. Ohjausalgoritmi PID-säädössä voidaan ilmaista yhtälöllä:

$$u(t) = K_e \varepsilon + K_i \int \varepsilon dt + K_d \dot{\varepsilon} \quad (3)$$

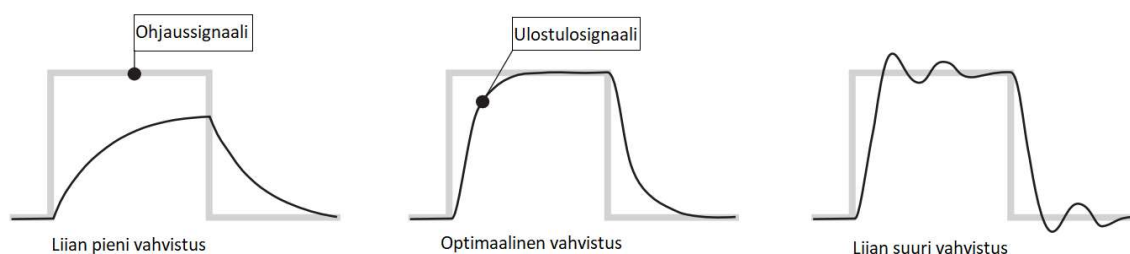
jossa  $K_e$  on säätimen proportionaalivahvistus,  $\varepsilon$  on erosuure  $K_i$  on säätimen integraalivahvistus ja  $K_d$  on säätimen differentiaalivahvistus. (Manring, 2005. s.156; Savolainen & Vaitinen 1998, s. 41.)

#### 2.4.5 P-säädin

P-säädin on edellä mainituista säätötavoista kaikkein yksinkertaisin, jota käytetään asetusarvon säätämiseen dynaamisissa järjestelmissä (Manring, 2005. s.156).

$$u(t) = K_e \varepsilon \quad (4)$$

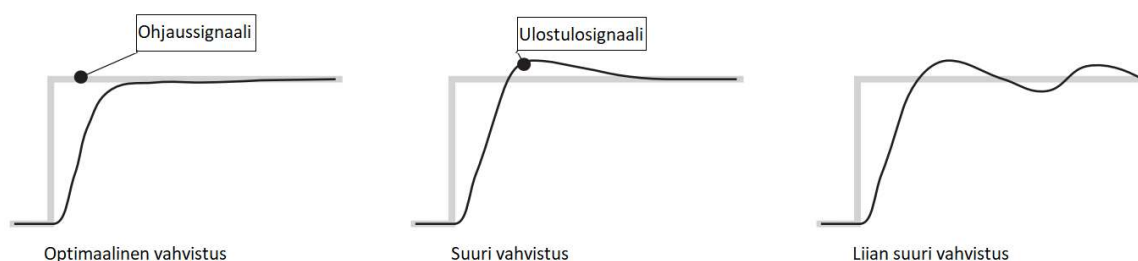
P-vahvistuksen kasvaessa virhe pienenee ja samalla sylinterin takaisinkytkentä seuraa paremmin ohjaussignaalia. Kuvassa 9 on esitetty P-vahvistuksen vaikutus ulostulosignaaliin. Suurentamalla P-vahvistusta, ero ohjaussignaalin ja ulostulosignaalin välillä pienenee, mutta liian isoa p-vahvistusta käytettäessä järjestelmästä tulee epästabiili. Pienellä vahvistuksella ohjaus on pieni ja näin ollen säätö on hidaskäynnin ja eikä myöskään kykene enää poistamaan säätöpoikkeamaa. (Rydberg 2016, s.102; Savolainen & Vaittinen 1998, s. 50.)



Kuva 9. P-vahvistuksen vaikutus (Rydberg 2016, s.102).

#### 2.4.6 I-vahvistus

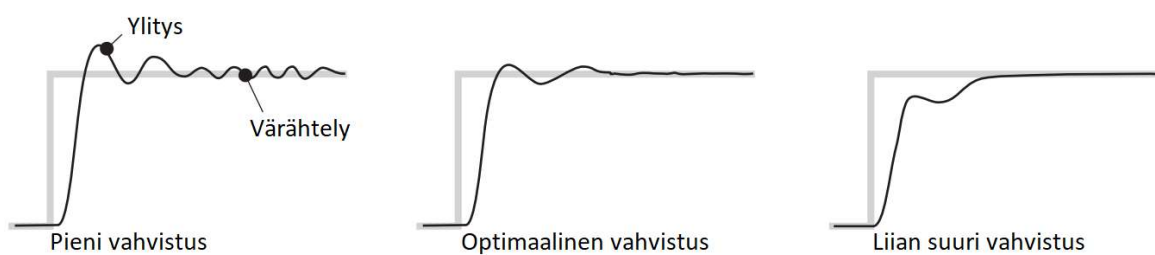
Integroivaa säätöä käytetään usein yhdessä P-säätimen kanssa. Integroivassa säädössä sisään tulevaa signaalia integroidaan ajan suhteen. Säätimen lähtösignaali muuttuu lineaarisesti. Vahvistuskerroin on I-säätimen tapauksessa integrointiaikavakion käänteisarvo. Vahvistuskerroin määrittelee kuinka nopeasti säädin alkaa korjaamaan havaittua erosuuretta. I-säädin korjaa lopullisen virheen nolliin, jolloin järjestelmään ei jää pysyvää säätöpoikkeamaa. Vahvistuskertoimen olleessa suuri, säädin korjaa erosuureen nopeammin, mutta liian suurta vahvistusta käytettäessä järjestelmä voi alkaa värähtelemään. (Savolainen & Vaittinen 1998, s. 51.) I-vahvistuksen vaikutus ulostulosignaaliin on esitetty kuvassa 10.



Kuva 10. I-vahvistuksen vaikutus (Rydberg 2016, s.102).

#### 2.4.7 D-vahvistus

Differentiaalilohkossa tulosignaalia derivoidaan ajan suhteen. D-säätö reagoi virheen muutosnopeuteen. Usein käytetään virheen muutosnopeuden sijasta mittaussuureen nopeutta. D-säädöstä käytetään myös nimitystä ennakoiva säätö, koska säätimen lähtö muuttuu enemmän kuin on tarpeellista. (Harju & Martinen, 2000. s. 73.) D-vahvistuksen käyttö lisää järjestelmän stabiiliutta ja ennakoi toimilaitteen virhettä, lisäämällä ulostulosignaalin korjauksen varhaisessa vaiheessa (Manning, 2005. s.160).



Kuva 11. D-vahvistuksen vaikutus (Rydberg 2017 s. 102).

Oikealla differentiaalivahvistuksella saadaan vaimennettua herkästi värähteleviä järjestelmiä, joissa käytetään liian pientä sylinteriä suhteessa liikuteltavaan massaan eli toisin sanoen järjestelmän ominaistajuus on alhainen. Differentiaalivahvistusta käyttämällä värähtely vaimenee ja toimilaitte seuraa paremmin tavoitepaikkaa kiihdytyksen ja hidastuksen aikana. (Delta Computer Systems 2019, s. 42.)

#### 2.4.8 Myötäkytkennät

Ohjaussignaalin ja ulostulosignaalin välillä esiintyy lähes aina tiettyä viivettä, jolloin näiden signaalien välille syntyy vaihe-eroa. Tämä vaihe-ero näkyy paikoitusvirheenä ajan suhteen. Vaihe-eroa voidaan kompensoida myötäkytkentä-vahvistuksella, jolloin servoventtiili reagoi nopeammin ohjaussignaalin muutoksiin. (Rydberg 2016, s.100.) Servojärjestelmissä, joissa on viivettä lähtösignaalin ja venttiilin aukeamisen välillä voidaan nopeus- ja kiihtyvyyssmyötäkytkennällä ennakoida tarvittavaa öljynvirtausta, jotta asetettu kiihtyvyys ja nopeus voidaan saavuttaa. Nopeusmyötäkytkennällä voidaan vähentää nopeus- ja radanseurantavirhettä P-, I- ja D-säätöpiireiltä. (Paso 2018, s.33.)

Nopeusmyötäkytkentä toimii viskoosikitkaa vastaan eli sillä voidaan kompensoida tavoite-nopeuden ja todellisen nopeuden virhettä. Kiihtyvyys myötäkytkentä toimii inertiaivoimia vastaan. Kiihtyvyyssmyötäkytkentä vahvistusta käytetään pienentämään virhettä liikkeen kiihdytyksen ja hidastuksen aikana. (Collins 2016.) Kiihtyvyyssmyötäkytkentää suositellaan käytettäväksi, kun liikutellaan suuria massoja ja kun sylinteri on pieni suhteessa liikuteltavaan massaan (Delta Computer Systems 2019 s. 35).

#### 2.4.9 Ziegler Nichols-värähtelyrajamenetelmä PID-viritykseen

PID-säätimen viritys voidaan toteuttaa Ziegler Nicholsin menetelmällä. Aluksi I- ja D-vahvistus asetetaan nolaksi, jonka jälkeen P-vahvistusta kasvatetaan, kunnes järjestelmä tulee epävakaaksi ja alkaa värähtelemään. P-vahvistusta kasvatetaan, kunnes järjestelmä värähtelee vakio amplitudilla, jota kutsutaan kriittiseksi värähtelyksi. (Savolainen & Vaittinen 1997, s.46.) P-vahvistuksen arvoa värähtelykohdassa merkitään tunnuksella  $K_{MAX}$  ja värähtelytaajuus  $f_0$ . Kun Epästabiili P-vahvistus on määritelty, P-vahvistuksen määrää pienennetään, jonka jälkeen Integraali- ja differentiaalivahvistus määritellään  $f_0$  funktiona. Vahvistukset asetetaan taulukon 1 mukaisesti. (Ellis, 2012. s. 111.)

Taulukko 1. P-, I- ja D-vahvistusten määrä Ziegler Nichols menetelmällä

Säädintyyppi	$K_P$	$K_I$	$K_D$
P-säädin	$0,5 K_{MAX}$	0	0
PI-säädin	$0,45K_{MAX}$	$1,2f_0$	0
PID-säädin	$0,6K_{MAX}$	$2,0f_0$	$0,125/f_0$

## 2.5 Nopeuksien määrittely

Servojärjestelmien suunnittelun lähtökohtana toimii se, kuinka nopeasti toimilaite voidaan paikoittaa haluttuun asemaan. Paikoitusajan määrittää käytännössä toimilaitteen kiihtyvyys, maksiminopeus ja hidastuvuus.

### 2.5.1 Joustot ja ominaiskulmanopeus

Jotta toimilaitteen kiihtyvyys voidaan ratkaista, täytyy ensin määrittellä järjestelmän ominaiskulmanopeus  $\omega_h$ , joka määrittää kuinka nopeasti järjestelmä pystyy toimimaan.

$$\omega_h = \sqrt{\frac{k_h}{m}} \quad (5)$$

jossa  $k_h$  [N/m] on järjestelmän hydraulinen jousivakio ja  $m$  [kg] on liikutettava massa. Ominaiskulmanopeuden laskemisessa otetaan huomioon hydraulisen järjestelmän geometriset mitat sekä järjestelmän kuormitus. Ominaiskulmanopeus kuvaa sitä nopeutta, jolla tulo- ja lähtösignaalin amplitudisuhde ja vaihesiirto ovat sallituissa rajoissa. Ominaiskulmanopeus on järjestelmän rajataajuus ja mitä suurempi rajataajuus on, sitä suurempia taajuuksia se pystyy seuraamaan. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius, 1998. s.31 ja 63.)

Jos sylinteri on kytketty massaan vivuston kautta, jossa on tietty välityssuhde, täytyy ominaiskulmanopeuden laskennassa käyttää redusoitua massaa. Redusoitu massa  $m_{red}$  voidaan laskea seuraavasti:

$$m_{red} = \frac{m}{i^2} \quad (6)$$

jossa  $i$  on välityssuhde.

Järjestelmän jousivakio  $k_h$  voidaan laskea seuraavasti:

$$k_h = \frac{B * A_1^2}{A_3 * h_k + V_1} + \frac{B * A_3^2}{A_3 * (h - h_k) + V_2} \quad (7)$$

jossa  $B$  [Pa] on tehollinen puristuskerroin,  $A_1$  [m<sup>2</sup>] on sylinterin männän puolenpinta-ala,  $A_3$  [m<sup>2</sup>] on sylinterin varren puoleinen männän pinta-ala eli rengaspinta-ala,  $h$  [m] on sylinterin isku,  $h_k$  [m] on männän asema  $V_1$  [m<sup>3</sup>] on sylinterin männän puoleisen putken tilavuus ja  $V_2$  [m<sup>3</sup>] on sylinterin varren puoleisen putken tilavuus. (Ewald et. al. 2001, s.124.)

Tehollinen puristuskerroin ottaa huomioon järjestelmään liittyvien putkien, letkujen, sylinterin ja vapaana olevan ilman jouston. Tehollinen puristuskerroin voidaan ratkaista seuraavasti:

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_{\bar{o}}} + \frac{V_t}{V_k} \frac{1}{B_t} + \frac{V_p}{V_k} \frac{1}{B_p} + \frac{V_l}{V_k} \frac{1}{B_l} + \frac{V_i}{V_k} \frac{1}{B_i} \quad (8)$$

missä  $B_{\bar{o}}$  [Pa] on öljyn puristuskerroin,  $B_t$  [Pa] on toimilaitteen puristuskerroin,  $B_p$  [Pa] on putken puristuskerroin,  $B_l$  [Pa] on letkun puristuskerroin,  $B_i$  [Pa] on ilman puristuskerroin,  $V_t$  [m<sup>3</sup>] on toimilaitteen tilavuus,  $V_p$  [m<sup>3</sup>] on putken tilavuus,  $V_l$  [m<sup>3</sup>] on letkun tilavuus ja  $V_k$  [m<sup>3</sup>] on kokonaistilavuus. Pääsääntöisesti mekaaninen osuus on toteutettu niin jäykäksi, että öljyn jousto järjestelmässä muodostuu merkitseväksi. Sylinterin ja putkistojen puristuskertoimet ovat kertaluokkaa suurempia. Letkujen puristuskerroin on suuruusluokaltaan 1-4x10<sup>8</sup> N/m<sup>2</sup>. Letkujen käyttöä tulisi välttää sylinterin ja venttiilin välillä, mutta jos letkuja joudutaan käyttämään, tulisi niiden vaikutus teholliseen puristuskertoimeen ottaa huomioon.

Jos järjestelmässä esiintyy vapaata ilmaa, tulee se huomioida tehollisen puristuskertoimen laskennassa. Ilman puristuskertoimen voidaan käyttää vallitsevan absoluuttisen ilman paineen arvoa kerrottuna arvolla 1,4. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius, 1998. s.179–180.) Kun otetaan huomioon letkun aiheuttama tehollisen puristuskertoimen pieneneminen ja öljyn puristuskerroin, voidaan tehollinen puristuskerroin laskea seuraavasti:

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_0} + \frac{V_l}{V_k} \frac{1}{B_l} \quad (9)$$

### 2.5.2 Kiihtyvyys/Hidastuvuus

Ominaiskulmanopeus on vain raja-arvo ja sitä ei voi sellaisenaan käyttää kiihtyvyyksien laskentaan, koska resonanssihoppu sijaitsee ominaiskulmanopeuden kohdalla. Käyttämällä rajakulmanopeutta  $\omega_b$  resonanssihoppu vaimenee. Rajakulmanopeus voidaan laskea seuraavasti,

$$\omega_b = \frac{\omega_h}{3} \quad (10)$$

Jos kiihtyvyys valitaan liian suureksi suhteessa ominaiskulmanopeuteen järjestelmä alkaa värähdellä (Ewald et. al. 2001, s. 110). Ominaiskulmanopeus on myös järjestelmän stabiiliisuuden ja jäykkyyden mitta. Rajakulmanopeuden avulla voidaan määrittellä aikavakio  $\tau$ .

$$\tau = \frac{1}{\omega_b} \quad (11)$$

Ensimmäisen kertaluvun järjestelmissä  $\tau$  kuvaa vasteen nopeutta. Aikavakion perusteella pystytään määrittelemään kiihdytykseen ja hidastukseen vaadittava aika  $T_B$ , joka on järjestelmän värähtelemätön kiihdytysaika.

$$T_B = 6\tau \quad (12)$$

Yhtälössä 11 käytetty aikavakio perustuu järjestelmän asettumisaikaan. Tyypillinen asettumisaika on 3–4 kertaa aikavakio, mutta ylimääräisenä varmuutena käytetään arvoa kuusi. Järjestelmän testauksessa voidaan hakea myös lyhyempää kiihdytysaikaa, kunnes värähtelyraja on saavutettu, mutta lopullinen kiihdytysaika asetetaan värähtelyrajaa suuremmaksi. Järjestelmän loppunopeus  $v$  voidaan ratkaista seuraavasti:

$$v = \frac{H}{T - T_B} \quad (13)$$

jossa  $T$  on paikoitusliikkeen kokonaisaika. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s.64-65.)

Suurin värähtelemätön kiihtyvyyden  $a$  voidaan laskea seuraavasti, kun oletetaan kiihdytyksen ja hidastuksen tapahtuvan samassa ajassa:

$$a = \frac{v}{T_B} \quad (14)$$

Jotta voidaan varmistua järjestelmäpaineen riittävydestä, täytyy myös selvittää järjestelmän liikuttamiseen tarvittava voima. Aluksi lasketaan kiihdytykseen vaatima hitausvoima  $F_a$ :

$$F_a = ma \quad (15)$$



Lisäksi lasketaan kuorman ja alustan välinen kitkavoima  $F_k$ , joka vaikuttaa vaakasuuntaisissa liikkeissä:

$$F_k = \mu mg \quad (16)$$

jossa  $\mu$  on kitkakerroin ja  $g$  on putoamiskiihtyvyys. Kitkavoima määritellään vaakasuuntaisia kuormia liikuteltaessa. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s.67.) Pystysuuntaisessa kuormituksessa täytyy ottaa huomioon staattinen kuorma  $F_{St}$  (Ewald et. al. 2001, s.111).

$$F_{St} = mg \quad (17)$$

Kokonaisvoimaksi  $F_{TOT}$  vaakasuuntaisessa liikkeessä muodostuu:

$$F_{TOT} = F_a + F_k \quad (18)$$

Pystysuuntaisessa liikkeessä  $F_{TOT}$  on

$$F_{TOT} = F_{St} + F_a \quad (19)$$

Kokonaisvoiman perusteella voidaan määrittää tarvittava järjestelmäpaine  $p_1$ ,

$$p_1 = \frac{F_{TOT}}{A_1 \eta_{mh}} \quad (20)$$

$p_1$  ei ota huomioon vastapainetta, joka muodostuu sylinteristä poistuvasta virtauksesta. Poistuva virtausta kuristaa putkistossa tapahtuva painehäviö sekä venttiilin ohjausreunojen yli tapahtuva painehäviö. Ewaldin et al. mukaan kokemusperäinen mitoitusjärjestelmäpaineelle on seuraava (Ewald et. al. 2001, s.120):

- 1/3 kuormaa varten
- 1/3 kiihdytystä varten
- 1/3 nopeutta varten

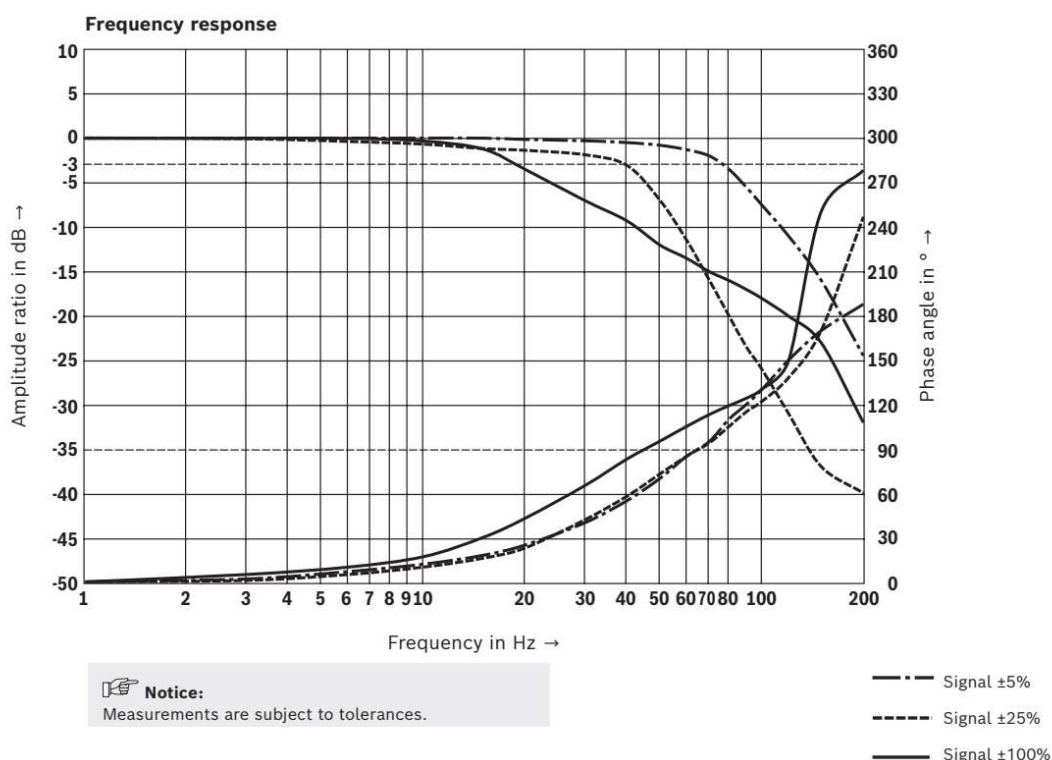
Tarvittavan nopeuden saavuttamiseksi on syytä verrata tarvittavaa tilavuusvirtaa venttiilin läpäisyyn ja koneikon tuottamaan tilavuusvirtaan  $Q$ :

$$Q = A_1 v \quad (21)$$

Koska tankkilinjan painehäviötä ei ole otettu huomioon on tavoitenopeutta vertailtava venttiilin tilavuusvirtaan, joka saavutetaan 90 %:n ohjaussignaalin avulla (Fonselius, Rinkinen ja Violenius, 1998, s. 65–67).

### 2.5.3 Servoventtiilin dynamiikan vaikutus järjestelmän nopeuteen

Servoventtiilin tulee olla dynaamiselta vasteeltaan riittävän nopea, jotta se kykenee muuttamaan ohjaussignaalin tilavuusvirraksi, joka muuntuu sylinterissä lineaariseksi liikkeeksi. Venttiilin taajuusvasteen tulisi olla 2–5 kertaa suurempi kuin kokonaisjärjestelmän taajuusvaste eli nopeus. Servoventtiilin taajuusvaste nähdään venttiilin taajuusvasteikäyrästä. Taajuus määritellään kohdassa, jossa tulosignaalin ja lähtösignaalin vaihe-ero on  $-90^\circ$  (kuvassa toinen vaakasuuntainen katkoviiva). Bosch Rexrothin valmistaman regelventtiilin 4WRPEH 10 C4 B100L-3X/M/24A1 taajuusvasteikäyrä on esitetty kuvassa 12.



Kuva 12. Venttiilin taajuusvastekäyrä kolmella eri ohjaussignaalin suuruudella (rexroth A Bosch Company 2022, s. 12).

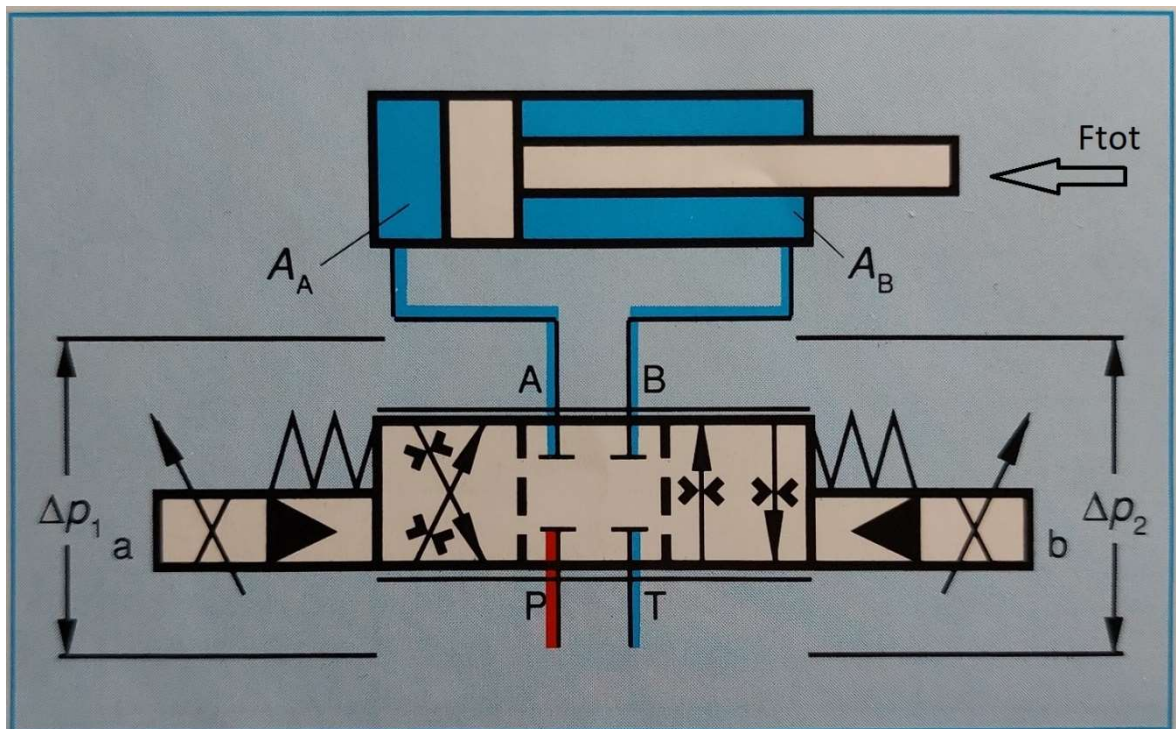
Taajuusvasteen ylemmät viivat (amplitudisuhdekäyrä) ilmaisevat millä toimintataajuudella sisäänmeno-, ja ulostulosignaalin amplitudisuhde on pudonnut 30 % (-3db) (Ewald et. al. 2001, s.145 ja s.139). Alemmat viivat (vaihekulmakäyrä) taajuusvastekäyrässä ilmaisee ulostulosignaalin vaihesiirtymää sisääntulosignaaliin verrattuna. Venttiilin toiminnan suurin taajuus eli raja-arvo on, kun amplitudisuhde on pudonnut -3db tai vaihesiirtymä on -90 astetta (Kauranne, Kajaste ja Vilenius 2013, s. 340). Servoventtiilin taajuusvaste on riippuvainen venttiilin ohjauksen suuruudesta eli taajuusvasteeseen vaikuttaa venttiilin läpi kulkeva tilavuusvirta. Servoventtiilin kyllästymisen vuoksi taajuusvaste putoaa suuremmilla tilavuusvirroilla. Taajuusvasteeseen vaikuttaa myös järjestelmäpaine sekä hydraulioöljyn lämpötila. Öljyn ollessa viileämpää sen viskositeetti suurenee, jolloin öljyn kitka kasvaa, mikä alentaa venttiilin taajuusvastetta. (Rydberg 2016, s.34.)

## 2.6 Painehäviöt venttiilin ohjausreunoilla ja niiden merkitys maksimi nopeudelle

Sylinterissä vaikuttaa eri suuruisia voimia liikkeen eri vaiheissa. Koneikon paineen ollessa vakio on venttiilin ohjausreunoilla eri painehäviöt työvaiheiden mukaan, joita ovat kiihdytys, vakionopeus ja jarrutus. Suurin voima tarvitaan, kun sylinterin ja toimilaitteen yhdistelmä kiihdytetään tavoitenopeuteen. Sylinterin epäsymmetrisyyden vuoksi männän ja varren puoleiset paineet voivat olla hyvin erilaisia.

### 2.6.1 Painehäviöt ohjausreunoilla

Painehäviöt voidaan määrittää voimatasapainon avulla. Käytetään painehäviöiden määrittämiseen kuvan 13 esimerkkiä.



Kuva 13. Painehäviöiden määrittäminen

Painehäviö  $\Delta p_1$  sylinterin työntöliikkeen aikana voidaan ratkaista seuraavasti:

$$\Delta P_1 = \frac{A_1^2 * (A_1 * (P_p - \Delta P_v) - F_{tot})}{A_1^3 + A_3^3 + x} \quad (22)$$

jossa  $P_p$  [Pa] on koneikon paine,  $\Delta P_v$  on painehäviö putkessa ja  $x$  on venttiilin virtausaukkojen suhde (1:1 tai 1:2).

Paluuliikkeessä painehäviöt ovat vastaavasti:

$$\Delta P_1 = \frac{A_1^2 * (A_3 * (P_p - \Delta P_v) + F_{tot})}{A_1^3 + A_3^3 + x^2} \quad (23)$$

Yhtälöissä 22 ja 23 otetaan huomioon venttiilin ohjausaukkojen pinta-alasuhteet. (Ewald et. al. 2001, s.116–117.)

### 3 Stabiilisuus

Stabiilisuudella kuvataan lähtösignaalin kykyä palautua tiettyyn asemaan, kun tulosignaali tai häiriö on lakannut vaikuttamasta järjestelmään. Epästabiilin järjestelmän värähtely on kasvava amplitudista, mutta tämä vaatii järjestelmään kohdistuvan herätesignaalin. Herätesignaali voi tulla joko tulosignaalista tai häiriöstä. Epästabiilin järjestelmän värähtelyä rajoittavat erilaiset käytännön laitteiden kyllästymiset ja epälineaarisuudet. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s.28.) Servohydraulisen järjestelmän suunnittelussa tärkeimpinä jäykkyyttä lisäävinä mitoitusparametreina voidaan pitää liikuteltavan massan suuruutta, sylinterin pinta-alaa ja tehollista puristuskerrointa.

Pienemmällä venttiilin hystereesillä päästään tarkempaan sylinterin paikoitustarkkuuteen, jolloin stabiilisuus ongelmat myös vähenevät (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s. 61).

Normaalisti asemaservon tarkkuutta voidaan parantaa kasvattamalla säätöpiirin vahvistusta, mutta liian suuren P-vahvistuksen käyttö voi saada servojärjestelmän värähtelemään. Vaimennusta lisäämällä voidaan vähentää järjestelmän herkkyyttä värähtelyyn ja näin ollen voidaan myös käyttää suurempia vahvistuksia.

Servojärjestelmien haasteeksi voi muodostua riittävän tarkkuuden ja dynaamisten ominaisuuksien riittämättömyys. Säätöpiirin vahvistuksen kasvattaminen lisää tarkkuutta ja nopeutta, mutta voi saada järjestelmän värähtelemään. On olemassa erilaisia kompensointikeinoja, joilla voidaan parantaa järjestelmän dynamiikkaa ja tarkkuutta. Kompensointikeinoja voivat olla erilaiset hydrauliset keinot, vaiheenjohto- ja jättöpiiri, painetakaisinkytkentä, kiihtyvyystakaisinkytkentä, nopeustakaisinkytkentä ja säätimen muuttaminen P-säädöstä PI-säätöön. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s. 97.)

#### 3.1.1 Hydrauliset keinot

P-säädetyin asemaservon värähtelyherkkyyteen vaikuttaa hydraulinen ominaiskulmanopeus ja suhteellinen vaimennuskerroin  $\delta_h$ . Ominaiskulmanopeuden suuruuteen vaikuttaa yhtälöissä 5 ja 7 esitetyt suureet. Suhteellinen vaimennuskerroin symmetriselle sylinterille voidaan ratkaista seuraavasti:

$$\delta_h = \frac{1}{2} \omega_h \left[ \frac{m(K_c + C_v)}{A^2} + \frac{bV_0}{2BA^2} \right] \quad (24)$$

jossa  $K_c$  on tilavuusvirta-paine kerroin,  $C_v$  on vuotokerroin,  $A$  on männän pinta-ala,  $b$  on viskoosivaimennuskerroin ja  $V_0$  on puolet kokoonpuristuvasta kokonaistilavuudesta. Eräs keino lisätä hydraulisen järjestelmän vaimennusta on käyttää negatiivista peittoa venttiilin karassa. Muita keinoja ovat ulkoisen viskoosivaimennuksen käyttö, erikoismuotoiltujen aukkojen käyttö servoventtiileissä tai sylinterin vuotojen lisääminen. Asemaservon tyypillinen vaimennuskerroin on yleensä luokkaa 0,001...0,1. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s. 97.)

### 3.1.2 Vaiheenjohto- ja jättöpiiri

Vaiheenjohto- ja jättöpiirin avulla voidaan P-säädetyin asemaservon kokonaisvahvistusta kasvattaa. Vaiheenjättöpiirillä kokonaisvahvistusta voidaan nostaa matalilla taajuuksilla toimivissa järjestelmissä. Vaiheenjohtopiiri lisää myös järjestelmän stabiilisuutta. Vaiheenjohto- ja jättöpiiri löytyy yleensä kaupallisista servosäätimistä. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s. 97.)

### 3.1.3 Painetakaisinkytkentä

Painetakaisinkytkentä lisää järjestelmän stabiilisuutta, mutta samalla se pienentää järjestelmän jäykkyyttä. Dynaamisella paineen takaisinkytkennällä voidaan kompensoida jäykkyyden pienentymistä. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s. 98.)

### 3.1.4 Kiihtyvyydestakaisinkytkentä

Kiihtyvyydestakaisinkytkentä on hyvä ja tehokas keino parantamaan järjestelmän stabiilisuutta. Sylinterin kiinnityksen joustoa ei pystytä ottamaan huomioon siirtofunktiossa, jolloin kiihtyvyydestakaisinkytkennän käyttö voi olla epäedullista. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1998, s. 99.)

## 4 Servojärjestelmien käyttöönotto

Servojärjestelmien käyttöönotto pitää sisältää liikesuunnan määrittelyn, anturoinnin kalibroinnin, virityksen, liikenopeuden, kiihtyvyyden ja hidastuvuuden määrittelyn.

### 4.1 Liikesuunnat

Hydraulisyliinterien toimintasuunta voi vaihdella, jolloin servosäätimellä täytyy määrittellä liikesuunta. Liikesuunta määritellään positiivisella jänniteohjeella niin että toimilaite liikkuu kauemmaksi keskilinjalangasta tai esimerkiksi yksisylinteri käytöissä olevien kahden telan väli kasvaa. Liikesuunta voidaan kääntää säätimen asetuksista invertoimalla lähtösignaali. Tilanteessa, jossa hydraulikat on tehty kaavioiden mukaan, voidaan liikesuunta määrittellä jo ennen varsinaista käyttöönotto. Liikesuunnan määrittelyä varten täytyy tietää kumpaan kanavaan öljy virtaa servoventtiilillä, kun jänniteohje on positiivinen, sylinterin toimintasuunta koneessa ja venttiililtä tulevien putkituksien kytkentä sylinteriin. Kuvasta 2 voidaan todeta, että öljy virtaa positiivisella ohjaussignaalilla P-kanavasta A-kanavaan.

### 4.2 Esivalmistelut

Jos järjestelmässä on käytössä positiivisella peitolla varustettu proportionaaliventtiili, tulee venttiilin peiton suuruus eli kuollut alue määrittellä servosäätimelle. Kuollut alue määritellään voltteina. Epälineaaristen venttiilien parametrit voidaan määrittellä säätimelle, jolloin säätimen säätöalgoritmi ottaa epälinearisuudet huomioon. Venttiilin nollakohdan virhe voidaan kompensoida pois. Venttiilin nollakohdan virheen voi todeta tilanteessa, jossa sylinterin varsi liikkuu sisään tai ulos ohjauksen ollessa 0 volttia. (Delta Computer Systems 2019 s. 33.)



### 4.3 Kalibrointi

Toimilaitteet kuten telastot, ohjaimet ja terät ovat kalibroitava ennen varsinaista servoakselin viritystä. Kalibroinnissa syötetään toimilaitteen referenssipintojen etäisyys servosäätimelle, jolloin samalla konfiguroidaan anturin tiedot säätimelle. Vaihtoehtona on syöttää anturin arvot kahdelle mittauspisteelle, jolloin anturin skaalaus määrittyy näiden kahden pisteen välisestä etäisyydestä toimilaitteella ja anturin raaka-arvojen määrästä mittauspisteiden välissä. Kahdenpisteen kalibrointi tulee kysymykseen tilanteessa, jossa anturi ja toimilaitte eivät liiku lineaarisesti toisiinsa nähden vaan tietyn välityksen kautta.

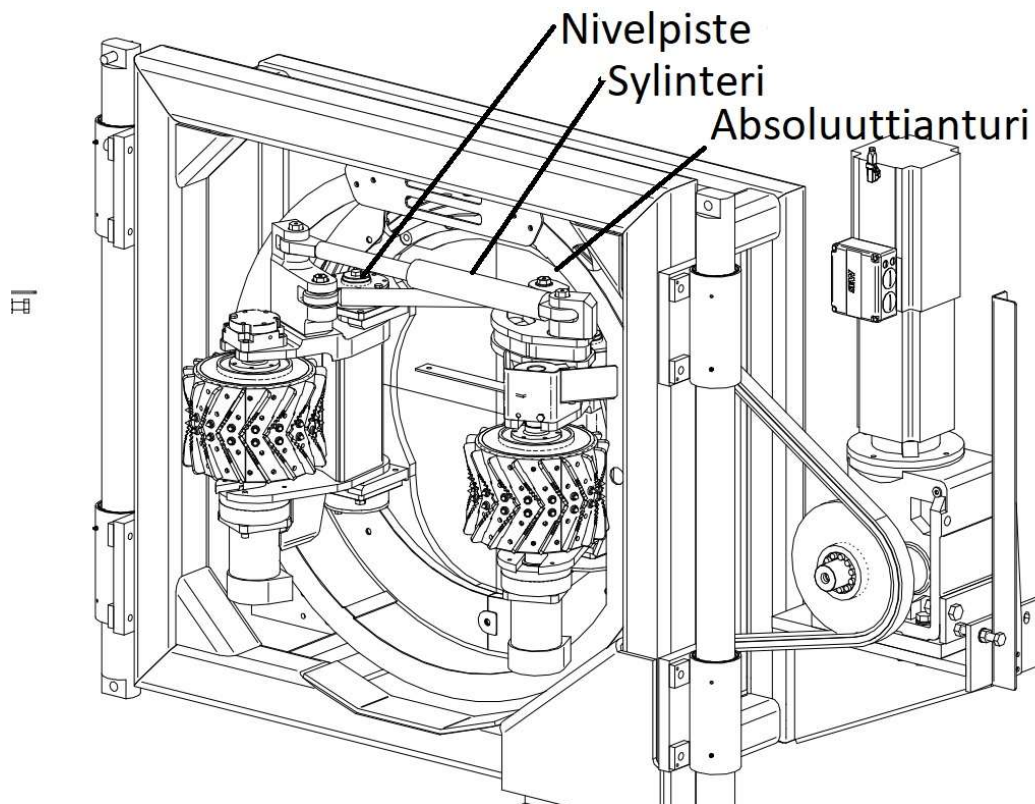
#### 4.3.1 Lineaaristen liikkeiden kalibrointi

Useimmat toimilaitteet ovat kalibroitu sahakoneen keskilinjaan. Kalibrointia varten sahakoneen keskilinjaan kiinnitetään halkaisijaltaan 1 mm:n teräslanka. Toimilaitteen etäisyys keskilinjaan mitataan sisämikrometrillä, jonka jalka kiinnittyy toimilaitteeseen magneetin avulla. Mittaus suoritetaan säätämällä mikrometri siten, että magneettialassa oleva valo syttyy. Mikrometrin pituus mitataan, jonka jälkeen mitattu etäisyys ja sitä vastaava anturin arvo syötetään servosäätimelle. Kalibrointi voidaan suorittaa servosäätimen Position Scale/Offset Wizard-työkalulla. Kalibroinnin vaiheet ovat:

- Laskentatavan valinta
- Takaisinkytkentätiedon tyyppi
- Mittayksikön määrittely, anturin resoluutio, Offset (mitattu etäisyys ja anturin raaka-arvo) anturin lukusuunnan määrittely.
- Arvojen vertailu nykyisten ja uusien välillä.
- Lisäksi voidaan määrittellä servoakselin rajat negatiiviseen ja positiiviseen suuntaan. Virhetoleranssien määrittely.

### 4.3.2 Epälineaaristen liikkeiden kalibrointi

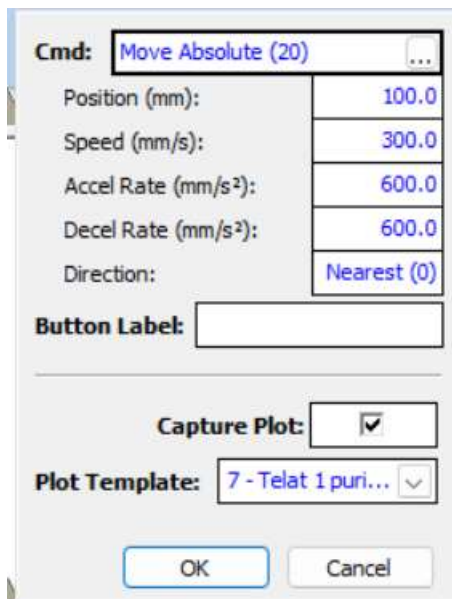
Epälineaarisia liikkeitä on käytössä toimilaitteissa, joissa sylinterin iskunpituus ei vastaa toimilaitteen liikkumaa matkaa. Kuvassa 14 on tukinpyörittimen telat, jossa sylinteri on kiinnittynään vipuun jonka toinen pää on kiinnitetty runkoon. Tukinpyörittimen telojen aseman takaisinkytkentä anturina käytetään 18 bittistä absoluuttianturia.



Kuva 14. Tukinpyörittimen telat

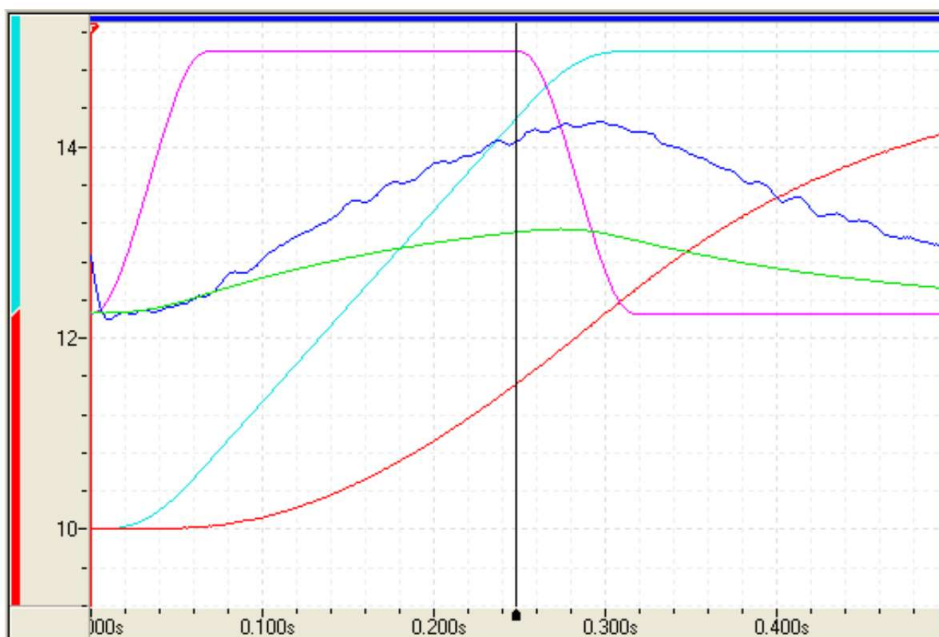
### 4.4 Viritys

Viritys voidaan tehdä joko manuaalisesti käsin muuttamalla viritysparametrejä tai voidaan käyttää servosäätimen autotuning ominaisuutta. Viritettävälle akselille määritellään asema, nopeus, kiihtyvyys ja hidastuvuus, jotka täytyy määrittellä sekä negatiiviseen suuntaan että positiiviseen suuntaan erikseen. Nopeus, kiihtyvyys ja hidastuvuus arvot määritellään kuvan 15 mukaisesti.



Kuva 15. Nopeus, kiihtyvyys ja hidastuvuus arvojen määrittely

Virityksen toimivuus voidaan todeta vertailemalla säätimen laskemaa tavoiteasemaa ja todellista asemaa keskenään. Kuvassa 16 todellinen asema seuraa ”laiskasti” tavoiteasemaa.



Kuva 16. Liian alhainen P-vahvistus.

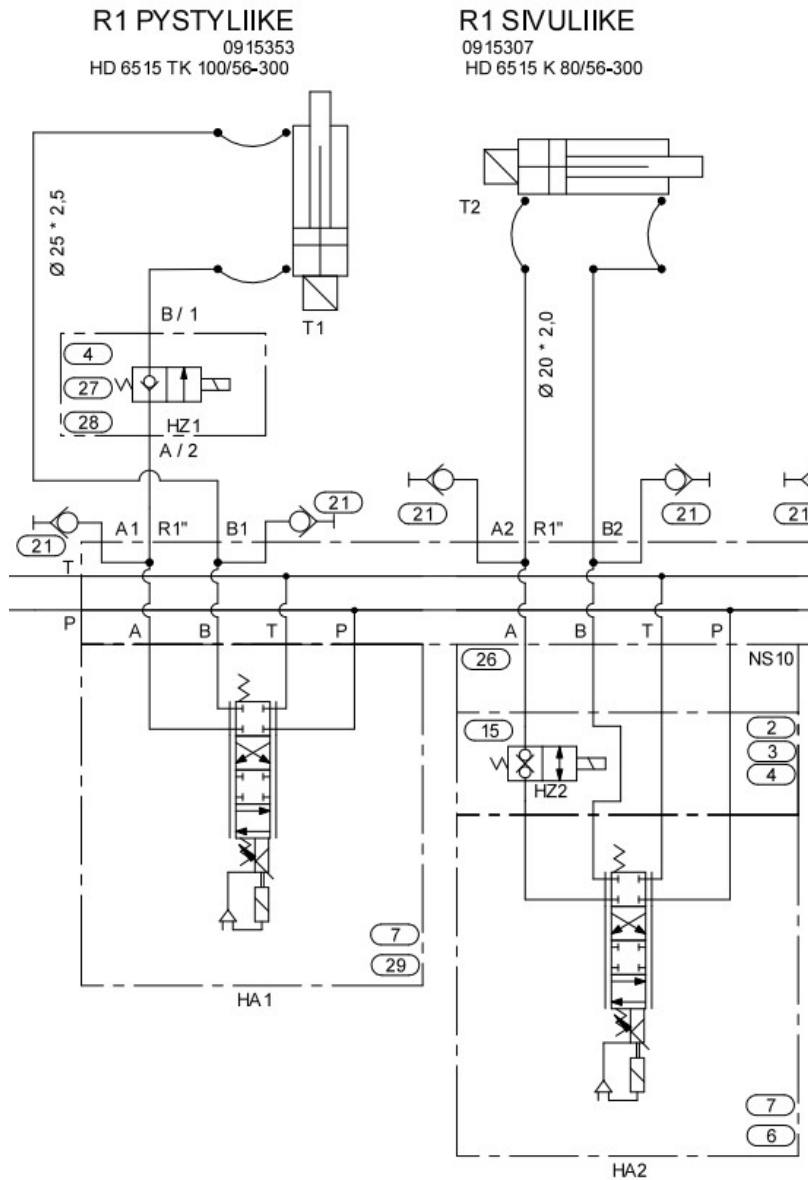
Liian pienellä p-vahvistuksella sylinteri reagoi hitaasti asetettuun tavoitepaikkaan mutta liian suurella vahvistuksella liike alkaa värähtelemään. Värähtelyn voi todeta todellisen nopeuden ja ohjauksen värähtelystä paikoitusgraafissa. (Delta Computer Systems 2019 s. 36)

## 5 Tehostamiskeinot ja testit

Tässä kappaleessa käydään läpi hydrauliservojen käyttöönoton tehostamiskeinoja, joita voidaan hyödyntää sahalinjojen käyttöönotossa tai ennen käyttöönottoa, jolloin tavoitteena on lyhentää käyttöönottoon kuluva aikaa. Servojärjestelmien nopeampaa käyttöönottoa varten testattiin kahta eri menetelmää, joita ovat virityksen suorittaminen Ziegler-Nicholsin menetelmällä sekä värähtelemättömien kiihdytys/hidastusaikojen määrittäminen.

Testilaitteistona toimii Hewsaw tukinpyöritin, josta käytetään myös nimitystä LogIn. Järjestelmän koneikkona toimii hammaspyöräpumpun ja reluktanssimoottorin yhdistelmä. Pumpun tilavuusvirtaa säädetään muuttamalla pumpun kierrosnopeutta taajuusmuuttajan avulla. Koneikon suorituskyky on vähintään riittävä.

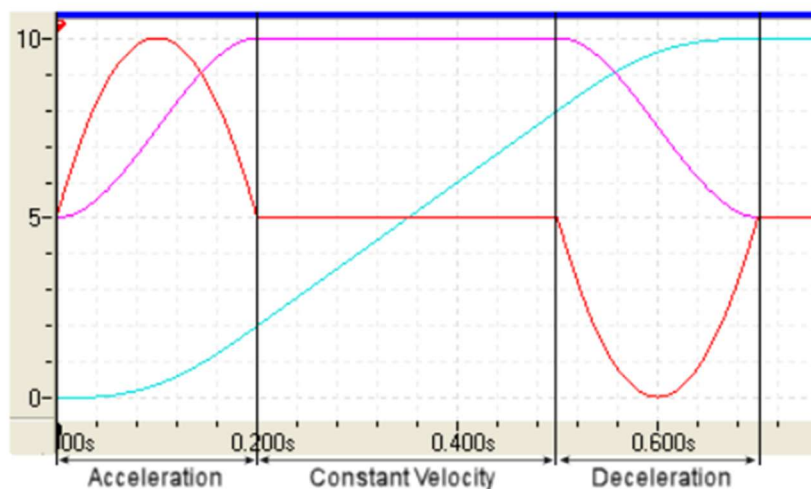
Testilaitteena oleva tukinpyörittimen piirustus on esitetty liitteessä 1. Tutkittavaksi valittiin Testipyörittimen 1-roottorin nostoliike ja 1-roottorin vaakaliike. Edellä mainitut servoakselit viritettiin kappaleessa esitetyllä Ziegler-Nicholsin värähtelyrajamenetelmällä. Järjestelmän kaavio on esitetty kuvassa 17.



Kuva 17. Järjestelmän kaavio

## 5.1 Servosäädin Delta RMC

Servosäädin Delta RMC on tyypiltään digitaalinen servosäädin. Servojen asemoinnissa on käytetty servosäätimen Move absolute-komentoa, jossa määritellään toimilaitteen asema, tavoite nopeus, kiihtyvyys ja hidastuvuus. Kuvassa 18 on esitetty säätimen generoima paikointusrata kiihdytyksen, vakionopeuden ja hidastuvuuden aikana.



Kuva 18. Paikoitusprofiili Move absolute komennolla.

Kiihtyvyyden profiili on tyypiltään 5. kertaluvun polynomifunktio (kuvassa punaisella). Säätimellä voidaan myös käyttää perinteisempää trapetsin mallista kiihtyvyysofiilia, mutta oletuksena säädin käyttää 5. kertaluvun polynomifunktiota, josta käytetään myös nimitystä s-käyrä. Säädin laskee kiihtyvyyden ja nopeuden derivoimalla sylinteriltä tulevaa aseman takaisinkytkentätietoa. (Delta Computer Systems 2019 s. 879.)

## 5.2 1-roottorin nostoliike

Pyörittimen pystyliike on toteutettu servo käyttöön suunnitellulla hydraulisynterillä, jonka männän halkaisija on 80 mm, varren halkaisija 63 mm ja sylinterin isku on 300 mm. Sylinterin toimintaa ohjataan bosch rexrothin valmistamalla regelventtiilillä, joka on malliltaan 4WRPEH 10 C4 B100L-3X/M/24A1. Venttiilin tärkeimmät ominaisuudet ovat:

- koko 16
- nimellisvirtaus 150 l/min
- nollapeitto
- epäsymmetrinen kara

Nostoliikkeen hydraulijärjestelmälle on laskettu jousivakio, ominaiskulmanopeus, rajakulmanopeus, aikavakio, värähtelemätön kiihdytysaika, loppunopeus ja kiihtyvyys/hidastuvuus. Nostoliikkeen hydraulijärjestelmän parametrit ovat esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Nostoliikkeen parametrit

Suure	Arvo
Männän halkaisija [m]	0,1
Varren halkaisija [m]	0,056
Männän pinta-ala $A_1$ [m <sup>2</sup> ]	0,00785
Rengaspinta-ala $A_3$ [m <sup>2</sup> ]	0,00539
Öljyn puristuskerroin $B_5$ [Pa]	1400000000
Tehollinen puristuskerroin B [Pa]	738732053
Sylinterin isku H [m]	0,3
Männän asema $h_k$ [m]	0,150
Paikoitusmatka [m]	0,1
Putken halkaisija D [m]	0,02
Putken pituus L1 [m]	3,5
Putken pituus L2 [m]	3,5
Putken tilavuus V1 [m <sup>3</sup> ]	0,00110
Putken tilavuus V2 [m <sup>3</sup> ]	0,00110
Letkun halkaisija [m]	0,0254
Letkun pituus [m]	1
Letkun tilavuus [m <sup>3</sup> ]	0,000507
Massa [kg]	3500
Paikoitusaika [s]	0,4
Letkun puristuskerroin $B_l$ [Pa]	200000000
Öljyn kokonaistilavuus [m <sup>3</sup> ]	0,00396
Järjestelmän jousivakio $K_{hMin}$ [N/m]	25256318
Ominaiskulmanopeus $\omega_b$ [rad/s]	84,9
Rajakulmanopeus $\omega_b$ [rad/s]	28,3
Aikavakio $\tau$ [s]	0,0353

Nostoliikkeen paikoitusaikana on käytetty 0,4 sekuntia ja liikematkana 100 mm. Liike on ajettu paikasta -100 keskiasentoon eli paikkaan 0. Paikka 0 vastaa männän asemaa sylinterin keskikohdassa. Testi on suoritettu yhtälössä 12 esitetyn kertoimen arvoilla 2...5. Kiihtyvyys, hidastuvuus ja nopeus arvot ovat esitetty taulukossa 3



Taulukko 3. Pystyliikkeen kiihtyvyys, hidastuvuus ja nopeus

Aikavakion $\tau$ kerroin	Kiihtyvyys/ Hidastuvuus [ $\text{m/s}^2$ ]	Säätimen laskema suurin kiihtyvyys/hidastuvuus [ $\text{m/s}^2$ ]	Nopeus [ $\text{m/s}$ ]
5	2,53	3,79	0,448
4	2,74	4,11	0,386
3	3,21	4,82	0,34
2	4,3	6,45	0,304

### 5.3 1-roottorin vaakaliike

Pyörittimen vaakaliike on toteutettu servo käyttöön suunnitellulla hydraulisylinterillä, jonka männän halkaisija on 80 mm, varren halkaisija 63 mm ja sylinterin isku on 300 mm. Sylinterin toimintaa ohjataan bosch rexrothin valmistamalla regelventtiilillä, joka on malliltaan 4WRPEH 10 C4 B100L-3X/M/24A1. Venttiilin tärkeimmät ominaisuudet ovat:

- koko 10
- nimellisvirtaus 100 l/min
- nollapeitto
- symmetrinen kara

Vaakaliikkeen hydraulijärjestelmälle on laskettu jousivakio, ominaiskulmanopeus, rajakulmanopeus, aikavakio ja värähtelemätön kiihdytysaika. Nostoliikkeen hydraulijärjestelmän parametrit ovat esitetty taulukossa 4.

Taulukko 4. Vaakaliikkeen parametrit

Suure	Arvo
Männän halkaisija [m]	0,08
Varren halkaisija [m]	0,056
Männän pinta-ala $A_1$ [m <sup>2</sup> ]	0,005027
Rengaspintala $A_3$ [m <sup>2</sup> ]	0,002564
Öljyn puristuskerroin $B_6$ [Pa]	140000000
Tehollinen puristuskerroin B [Pa]	1193700382
Sylinterin isku H [m]	0,3
Männän asema $h_k$ [m]	0,15
Paikoitusmatka [m]	0,1

Putken halkaisija D [m]	0,016
Putken pituus L1 [m]	5,1
Putken pituus L2 [m]	5,1
Putken tilavuus V1 [m <sup>3</sup> ]	0,00103
Putken tilavuus V1 [m <sup>3</sup> ]	0,0010254
Letkun halkaisija [m]	0,0191
Letkun pituus [m]	0,9
Letkun tilavuus [m <sup>3</sup> ]	0,0000641
Massa [kg]	3000
Paikoitusaika [s]	0,5
Letkun puristuskerroin B <sub>l</sub> [Pa]	200000000
Öljyn kokonaistilavuus [m <sup>3</sup> ]	0,00260
Järjestelmän jousivakio K <sub>h</sub> [N/m]	21681833
ω <sub>h</sub> Ominaiskulmanopeus [rad/s]	85,0
ω <sub>b</sub> Rajakulmanopeus [rad/s]	28,3
τ Aikavakio [s]	0,0353
T <sub>b</sub> Värähtelemätön kiihdytysaika [s]	0,106
v Loppunopeus [m/s]	0,254
Kiihtyvyys/Hidastuvuus [m/s <sup>2</sup> ]	2,40

Kiihtyvyydet ja nopeudet vaakaliikkeelle on esitetty taulukossa 5.

Taulukko 5. Vaakaliikkeen kiihtyvyys, hidastuvuus ja nopeus

Aikavakion τ kerroin	Kiihtyvyys/ Hidastuvuus [m/s <sup>2</sup> ]	Säätimen laskema suurin kiihtyvyys/hidastuvuus [m/s <sup>2</sup> ]	Nopeus [m/s]
5	1,75	2,65	0,309
4	1,97	2,96	0,279
3	2,4	3,6	0,254
2	3,3	4,95	0,233

#### 5.4 Kiihdytys/hidastusaikojen määrittäminen

Jotta kiihdytys- ja hidastusajat voidaan määrittellä tarkasti käyttöönottovaiheessa, täytyy selvittää toimilaitteelle tarvittava paikoitusaika. Paikoitusaika voidaan määrittellä, kun tiedetään sahalinjan nopeus, pienin mahdollinen tukkiväli ja toimilaitteen pituus. Paikoitusaika määritellään seuraavasti,

$$T = \frac{tv + l}{V}$$

jossa  $t_v$  [m] on tukkiväli,  $l$  [m] on toimilaitteen pituus ja  $V$  [m/min] on sahalinjan linjanopeus. Sahalinjalle on määritelty minimi tukkiväli, jonka aikana toimilaitteiden tulee olla sahalinjan ohjauksen määrittelemissä asemissa. Tarvittava paikoitusaika on lyhin suurimmalla linjanopeudella.

### 5.5 Kiihtyvyys/Hidastuvuusajojen testaus

Järjestelmän kiihtyvyyksiä ja hidastuvuuksia testattiin eri asettumisajoilla (yhtälö 12). Asettumisajat testataan viidellä eri aikavakion kertoimella 2...5. Asettumisajan pienentäminen eli kiihdytykseen ja jarrutukseen kuluvan ajan lyhentäminen voi olla keino saada lyhennettyä paikoitusaikaa, jos vakionopeutta ei voida kasvattaa esimerkiksi tilanteessa, jossa venttiilin läpi menevä tilavuusvirta on suurimmillaan. Kiihdytysaikaa muuttamalla halutaan myös selvittää todellinen raja, missä liike alkaa värähtelemään kiihdytyksen aikana.

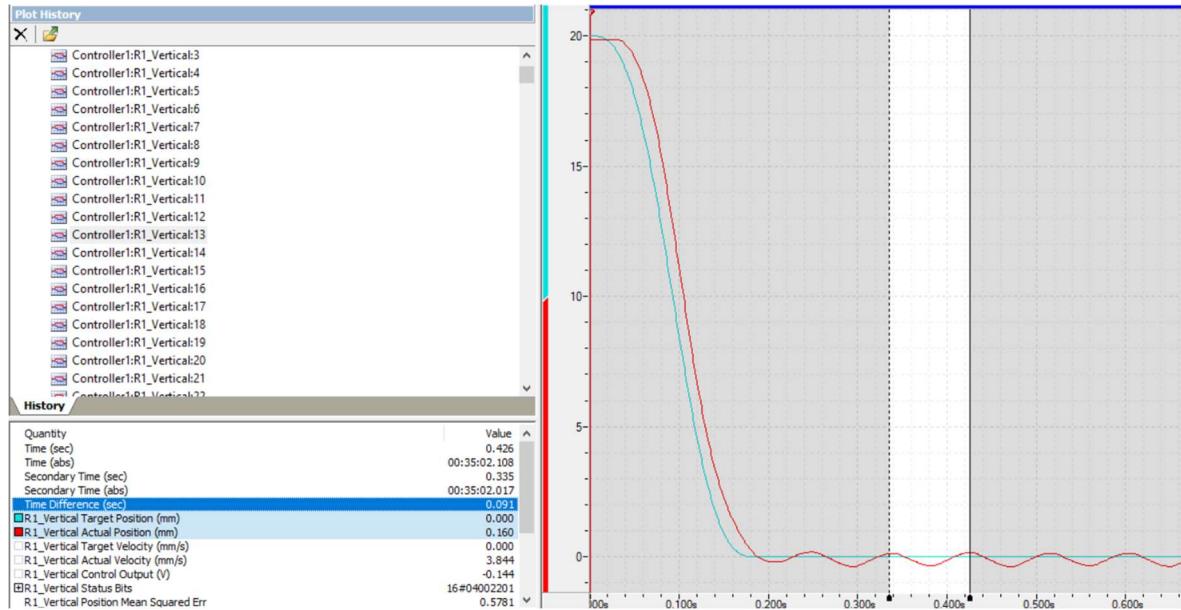
### 5.6 Painemittaukset

Testattavan järjestelmän paineet mitataan Hydacin valmistamilla painelähettimillä. Painelähettimet kytketään proportionaaliventtiileiden peruslevyssä oleviin standardimittapisteisiin. Mittapisteiden ja anturin välissä on mittauskäyttöön tarkoitettu polyamidista valmistettu mittaletku. Painelähtetimen signaali (4-20mA) viedään servosäätimen analogiatulokortille. Paine skaalataan servosäätimellä paineeksi (bar). Paineen arvot voidaan piirtää ajan funktion paikoitusgraafiin.

### 5.7 Ziegler-Nichols menetelmän käyttö

Luvussa 2.4.7 esitelty Ziegler-Nicholsin menetelmä testattiin testikäytössä olevalla tukin pyörittämällä. Viritettävän järjestelmän P-vahvistusta kasvatettiin jokaisen 20 mm:n asemoinnin jälkeen niin kauan, kunnes järjestelmä alkoi värähtelemään vakioamplitudilla.

Värähtelyn jakson aika määriteltiin kuvan 19 paikoitusgraafista.



Kuva 19. Jakson ajan määrittäminen

Kriittinen jaksonaika on 0,091 sekuntia. Värähtelytaajuus on jaksonajan käänteisluku.

$$f_0 = \frac{1}{0,091} = 11\text{Hz} \quad (25)$$

Kriittinen vahvistus, jolla järjestelmä värähtelee vakio amplitudilla, on 9. Taulukossa 6 on esitetty pystyliikkeen P-, I- ja D-vahvistusten arvot.

Taulukko 6. pystyliikkeen P-, I- ja D-vahvistukset

	P-vahvistus	I-vahvistus	D-vahvistus
P-säädin	4,5	-	-
PI-säädin	4,05	13,2	-
PID-säädin	5,4	22	0,0114

Pystyliikkeen säädintyyppinä on käytetty PI-säädintä. Järjestelmän ominaiskulmanopeus voidaan laskea, kun tiedetään järjestelmän ominaisvärähtelytaajuus. Ominaiskulmanopeus on:

$$\omega_h = 2 * \pi * 11 = 69,1 \frac{rad}{s} \quad (26)$$

Vaakaliikkeen ja puristusliikkeen kriittinen jaksonaika ja vahvistus on määritetty samalla tavalla kuin pystyliikkeelle. Vaakaliikkeen kriittinen jaksonaika on 0,073 s. Vaakaliikkeen värähtelytaajuus  $f_0$  on

$$f_0 = \frac{1}{0,073} = 13,7 \text{ Hz} \quad (27)$$

Kriittinen vahvistus on 19,8. Taulukossa 7 on esitetty vaakaliikkeen P-, I- ja D-vahvistusten arvot.

Taulukko 7. vaakaliikkeen P-, I- ja D-vahvistukset

	P-vahvistus	I-vahvistus	D-vahvistus
P-säädin	9,9	-	-
PI-säädin	8,91	16,4	-
PID-säädin	11,9	27,4	0,00912

Säätimenä vaakaliikkeelle on käytetty PI-säädintä. Vaakaliikkeen ominaiskulmanopeus  $\omega_h$  värähtelytaajuuden perusteella on

$$\omega_h = 2 * \pi * 13,7 = 86,1 \frac{rad}{s} \quad (28)$$

## 6 Mittaustulokset

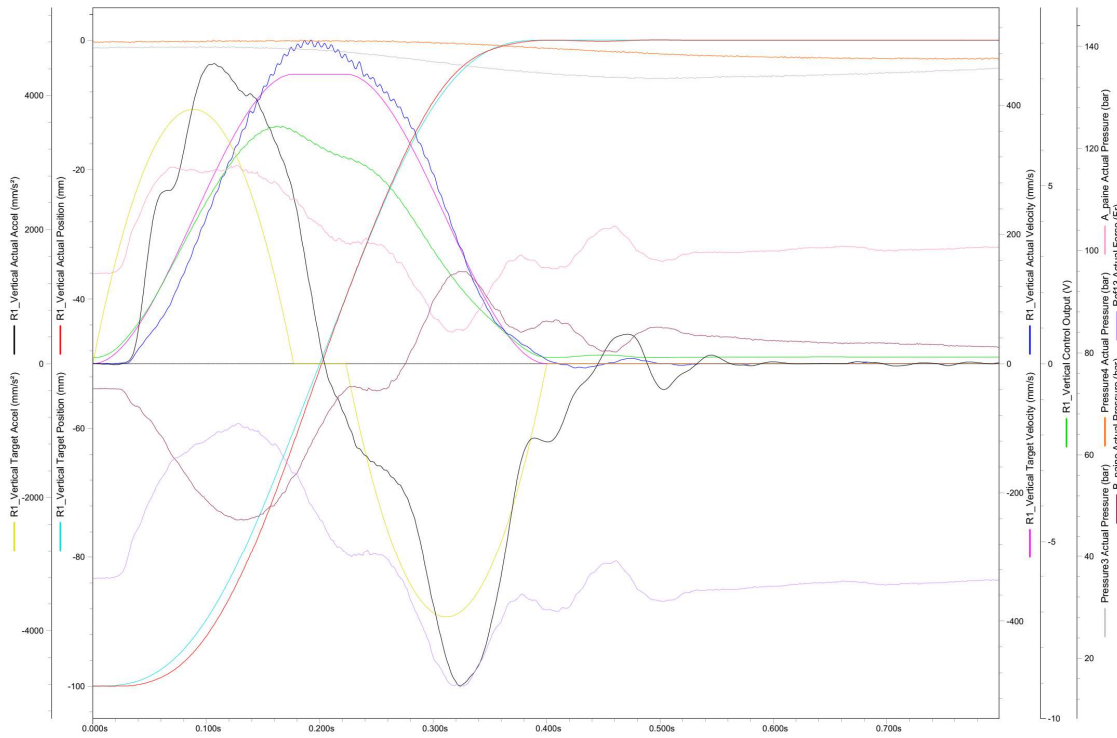
Mittaustuloksissa on esitetty testilaitteiston paikoitusgraafit neljällä eri  $\tau$ :n kertoimella (5, 4, 3 ja 2). Paikoitusgraafista voidaan lukea seuraavat arvot:

- tavoite asema [mm]
- todellinen asema [mm]
- tavoite nopeus [mm/s]
- todellinen nopeus [mm/s]
- ohjaus [v]
- tavoite kiihtyvyys [mm/s<sup>2</sup>]
- todellinen kiihtyvyys [mm/s<sup>2</sup>]
- paine p-kanavassa [bar]
- paine p-kanavassa [bar]
- A-kanavan paine [bar]
- B-kanavan paine [bar]
- todellinen voima [kN]

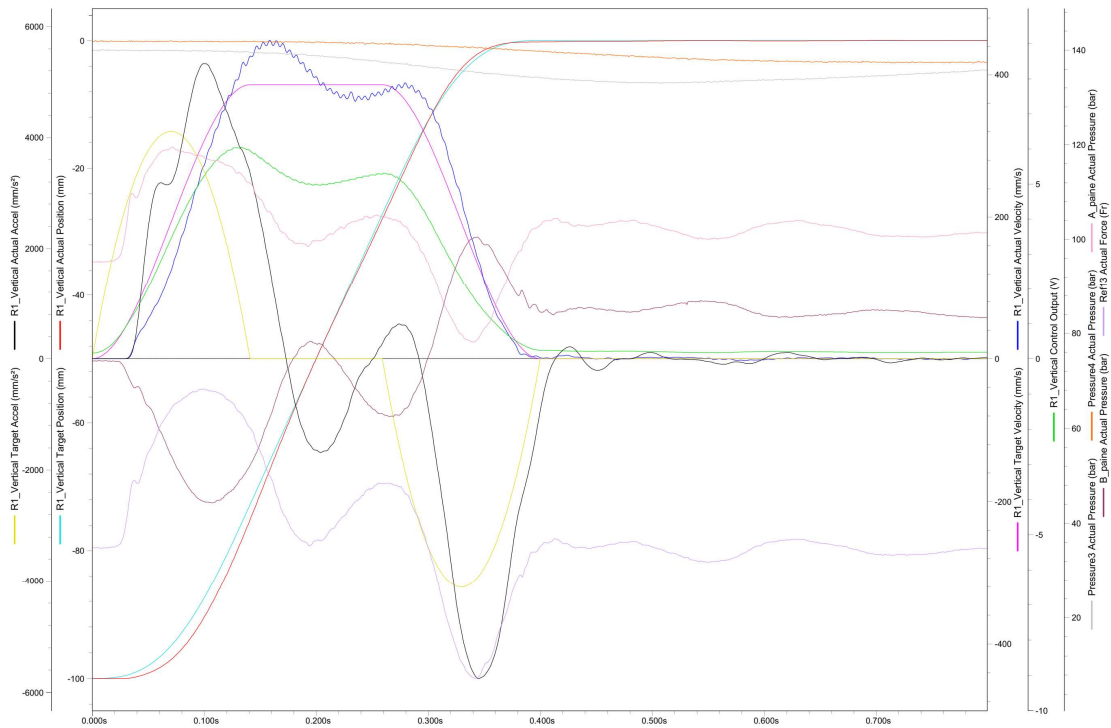
Paikoitusgraafissa esitettyjen arvojen näytteen tallennus väli on 1 ms.

### 6.1 1-roottorin nostoliike

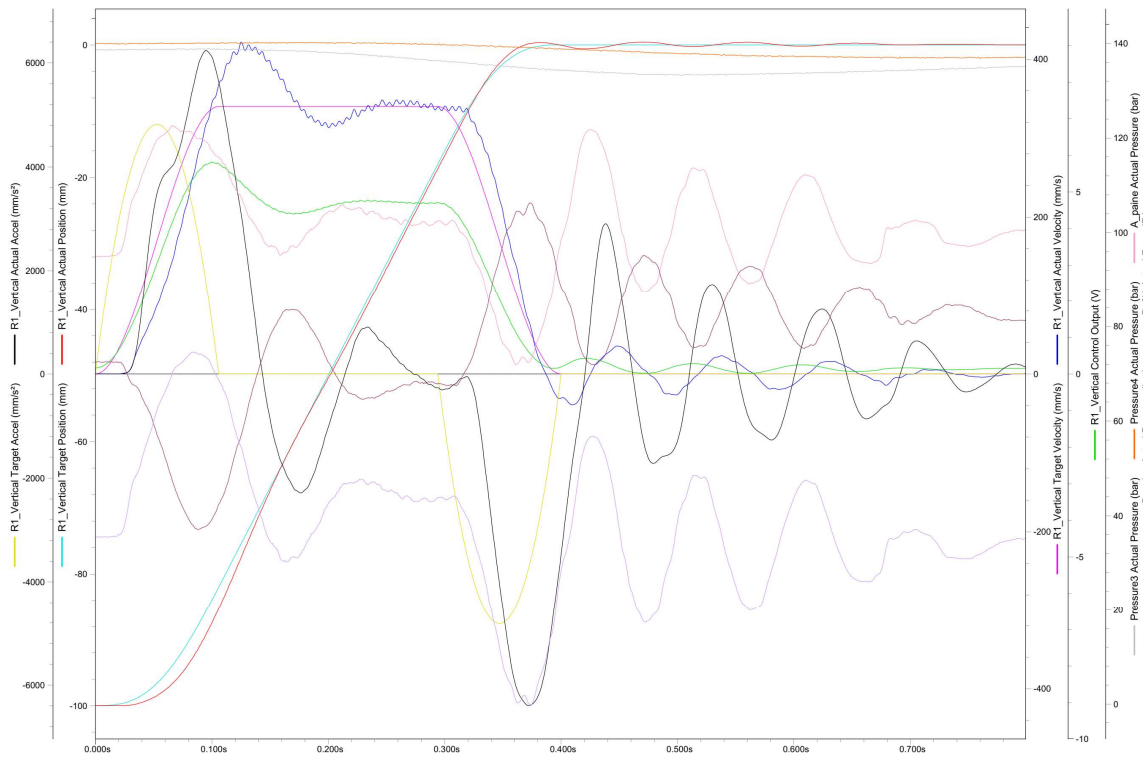
Ominaiskulmanopeus on laskettu  $h_k=150$  asemaan, joka vastaa männän asemaa sylinterin keskikohdassa. Paikoitus alkaa asemasta -100 ja päättyy asemaan 0. Vastaavat  $h_k$  asemat ovat 50 ja 150 Aikavakiolla 5, 4, 3 ja 2 tehdyt paikoitukset on esitetty kuvissa 20, 21, 22 ja 23.



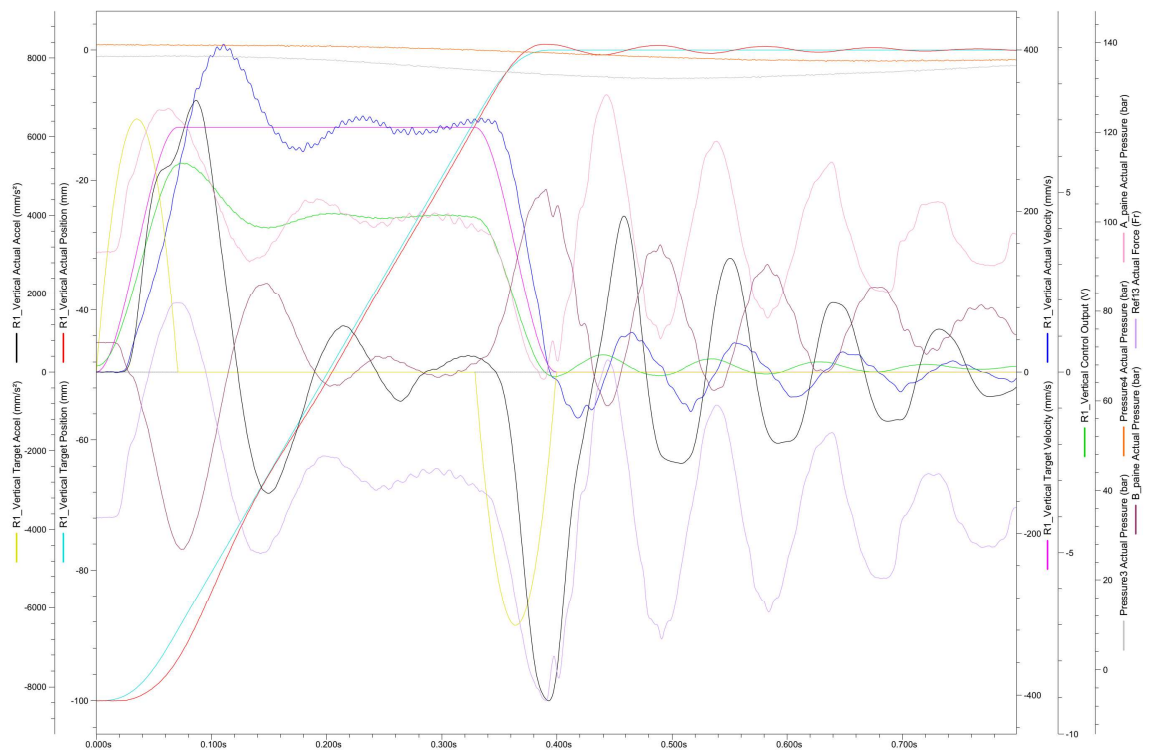
Kuva 20. Pystyliikkeen paikoitus aikavakion kertoimella 5



Kuva 21. Pystyliikkeen paikoitus graafi aikavakion kertoimella 4.



Kuva 22. Pystyliikkeen paikoitusgraafi aikavakion kertoimella 3.

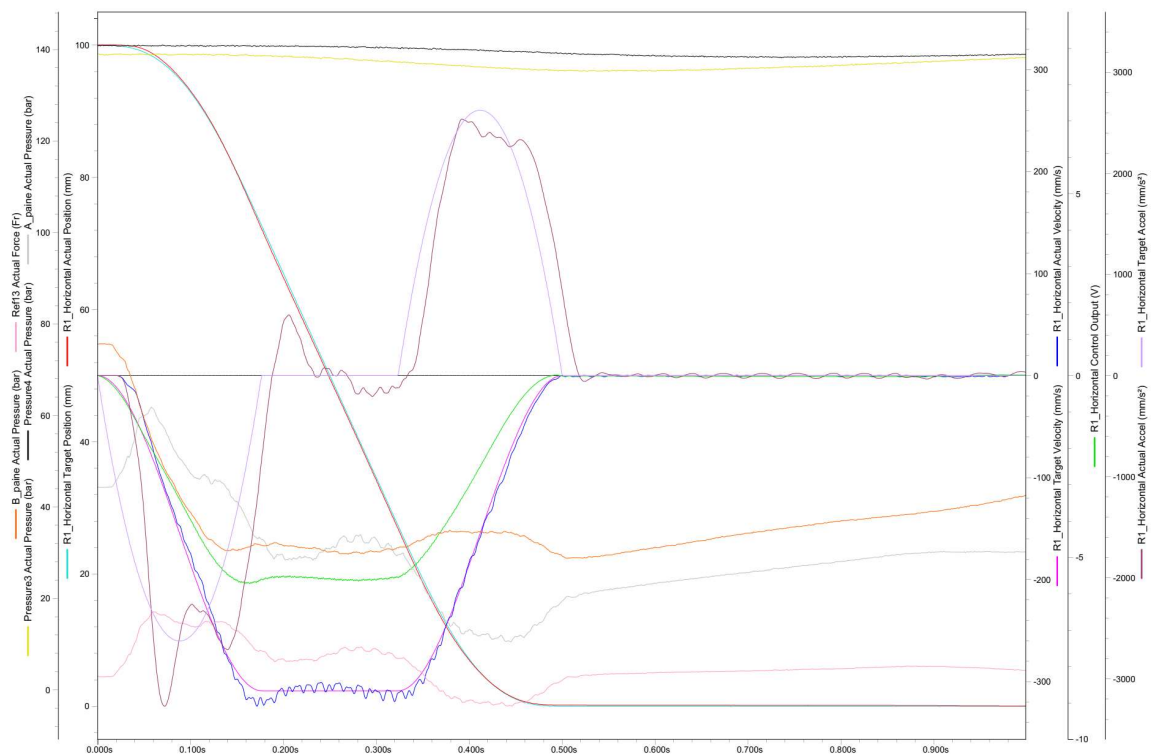


Kuva 23. Pystyliikkeen paikoitusgraafi aikavakion kertoimella 2.

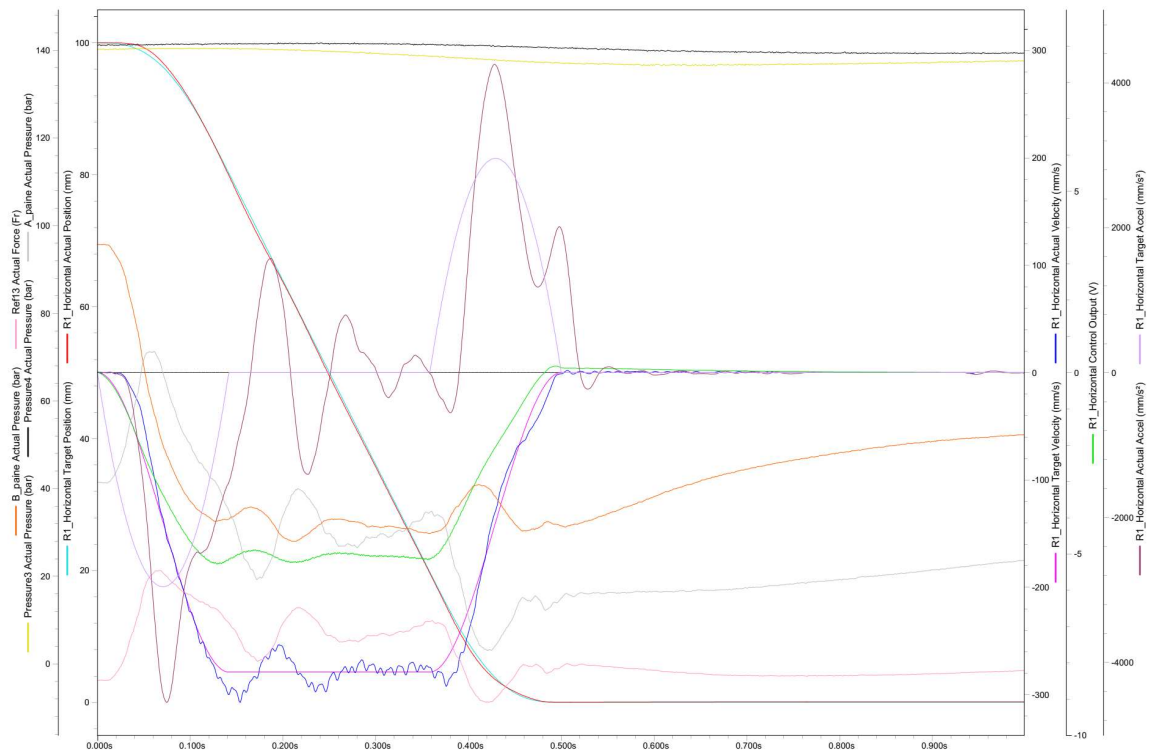


## 6.2 1-roottorin vaakaliike

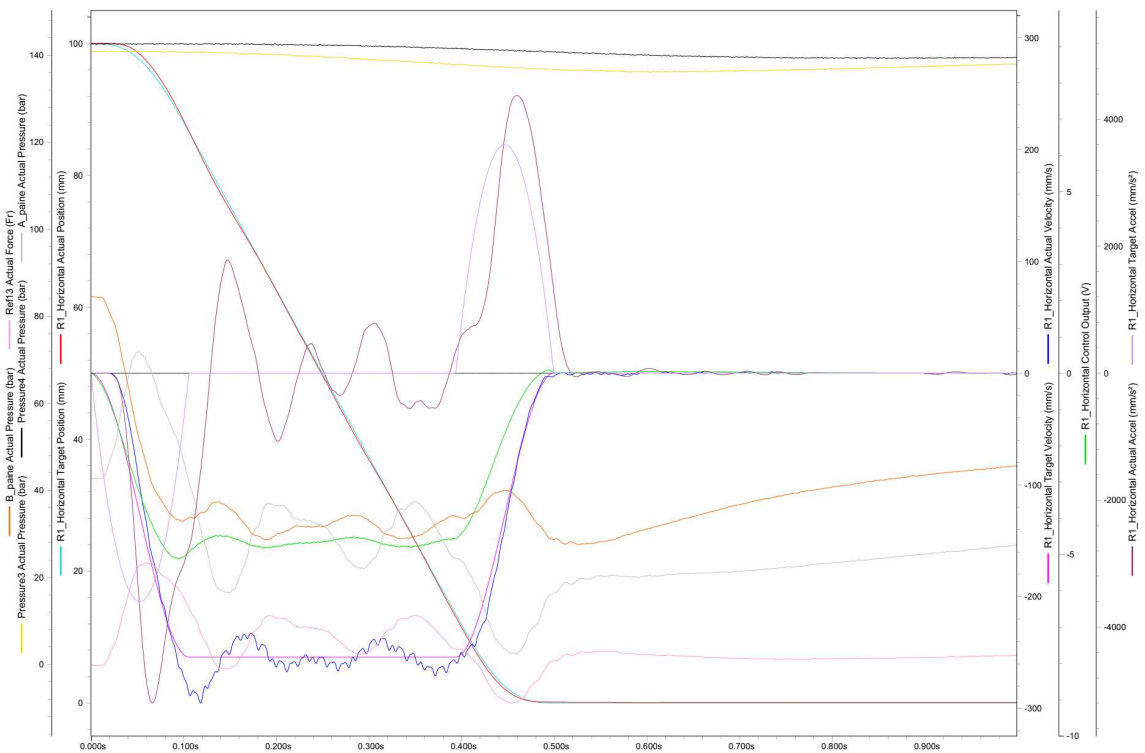
Vaakaliikkeen ominaiskulmanopeus on laskettu kohdassa, jossa mäntä on sylinterin keskellä. Paikoitusliikkeet on tehty neljällä eri aikavakion kertoimella. Paikoitusgraafissa asema 0 vastaa sylinterin keskiasentoa. Paikoitusliikkeessä 100–0 sylinterin varsi liikkuu ulospäin. Vaakaliikkeen paikoitusgraafit aikavakion kertoimilla 5, 4, 3 ja 2 ovat esitetty kuvissa 24, 25, 26 ja 27.



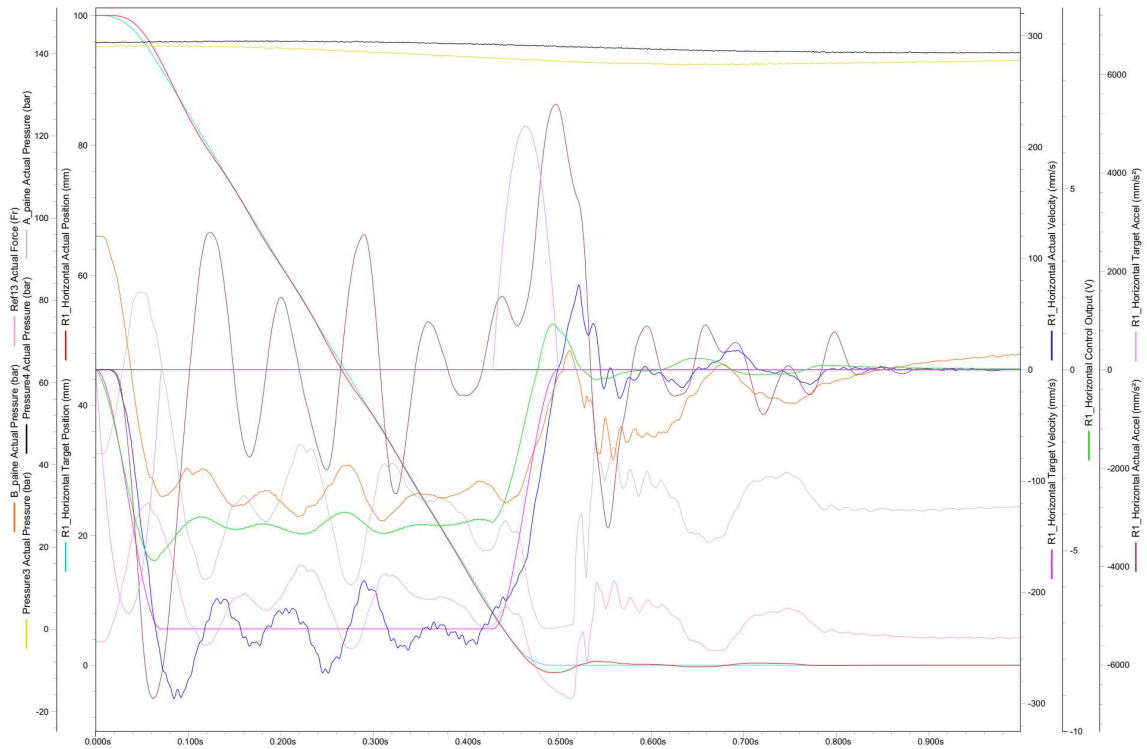
Kuva 24. Vaakaliikkeen paikoitusgraafi aikavakion kertoimella 5.



Kuva 25. Vaakaliikkeen paikoitusgraafi aikavakion kertoimella 4.



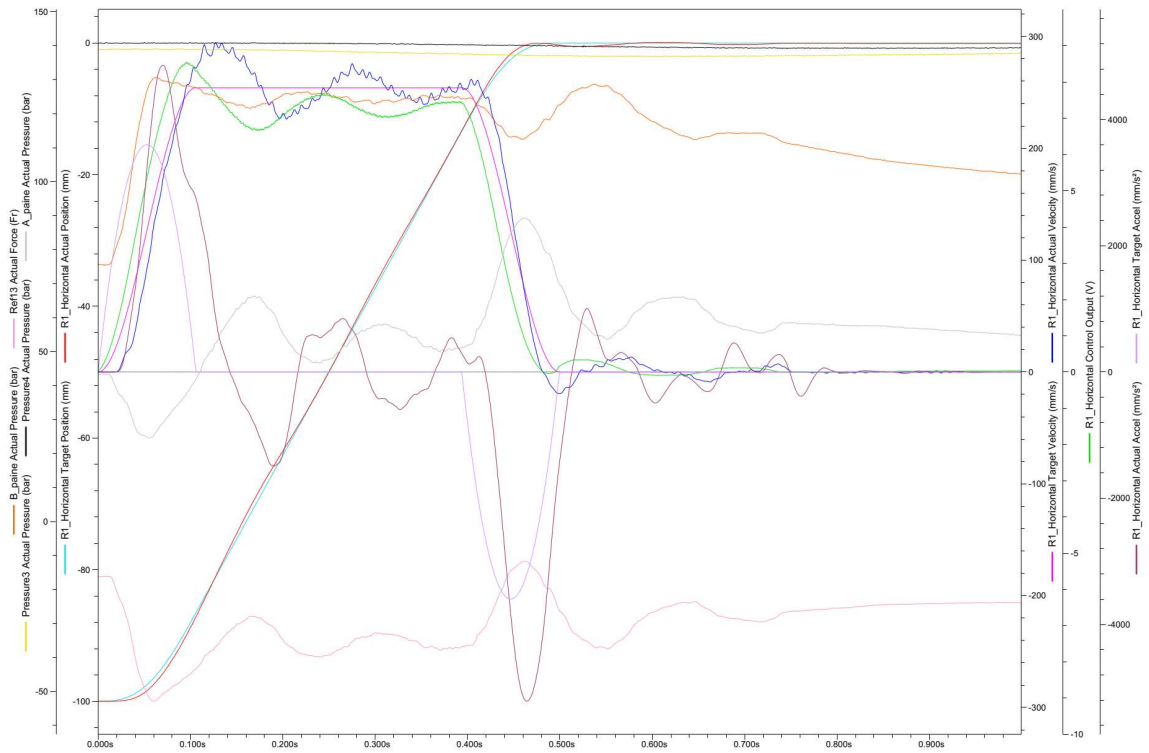
Kuva 26. vaakaliikkeen paikoitusgraafi aikavakion kertoimella 3.



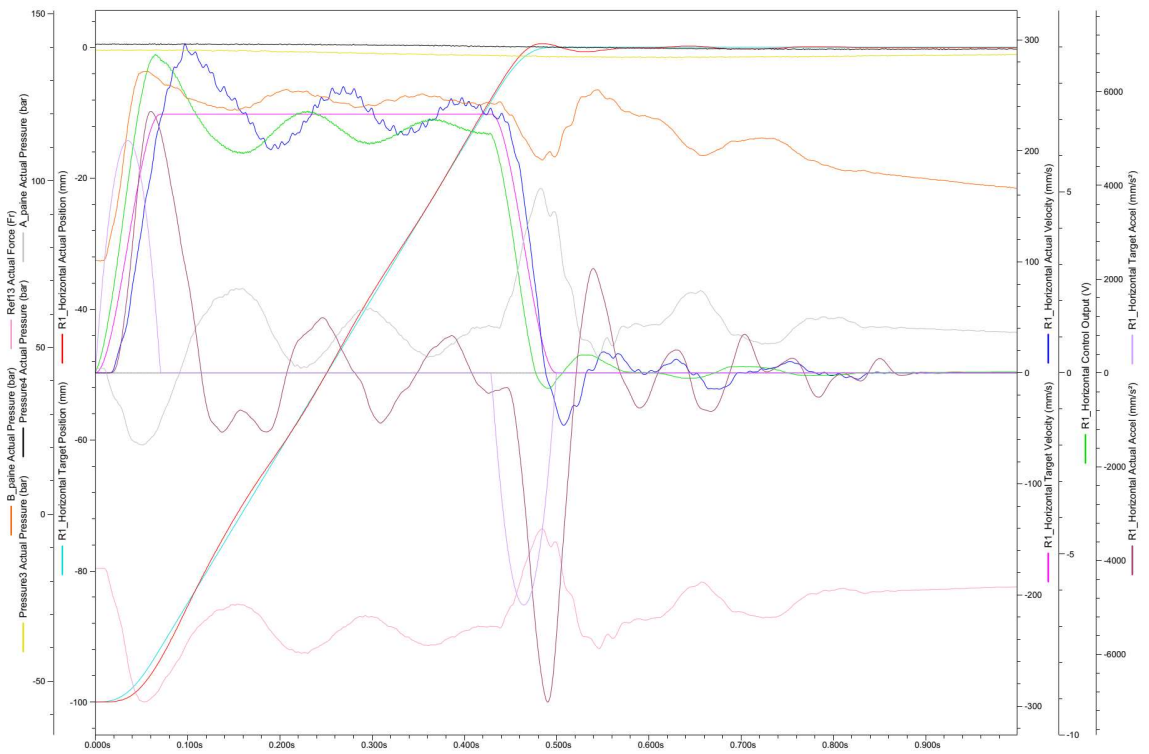
Kuva 27. Vaakaliikkeen paikoitusgraafi aikavakion kertoimella 2.

Paikoitusliikkeet alkavat toimilaitteen asemasta 100 mm, mikä vastaa sylinterin asemaa  $h_k=50$  mm.

Vaakaliikkeen paikoitus tehtiin myös toimilaitteen asemasta -100 asemaan 0, jolloin sylinterin varsi liikkuu sisään. Toimilaitteen asema -100 mm vastaa sylinterin asemaa +250 mm. Paikoitusliikkeet kahdella eri aikavakion kertoimella 2 ja 3 on esitetty kuvissa 28 ja 29.



Kuva 28. vaakaliikkeen paikoitusgraafi -100 mm - 0 mm aikavakion kertoimella 3.



Kuva 29. vaakaliikkeen paikoitusgraafi -100 mm - 0 mm aikavakion kertoimella 2.

## 7 Analyysi

Tässä työssä tutkittiin keinoja, jotka ovat olleet epäselviä servojen käyttöönoton yhteydessä. Servojen viritys on useimmiten toteutettu yrityksen ja erehdyksen kautta, joka tarkoittaa sitä, että jokainen muutos, joka vahvistuksiin on tehty, on sen vaikutus pitänyt todentaa paikoitusgraafista. Teoria, jolla servojen kiihtyvyydet ovat määritelty on ollut puutteellista.

Ziegler-Nicholsin menetelmä on toimiva menetelmä P-, PI- tai PID-säätimen viritykseen. Tässä työssä testattiin Ziegler-Nichols värähtelyrajamenetelmää PI-säätimellä. Vahvistusten asettaminen on erittäin suoraviivaista. Virityksessä jää vielä määritettäväksi nopeus- ja kiihtyvyydenmyötäkenttä. P- ja I-vahvistuksen asettaminen käy todella nopeasti, kun kriittinen vahvistus ja värähtelytaajuus on saatu selville. I-vahvistuksen suuruus voi olla liian suuri, koska paikoitusliikkeissä on välillä nähtävissä todellisen aseman vaihtelua paikoitusliikkeen lopussa ainakin, jos paikoitusliike ei ole ollut aivan stabiili (kuva 21 ja 22) eli tässä tapauksessa, kun kiihtyvyydet on laskettu aikavakion kertoimella 2 ja 3. Ziegler-Nicholsin toimivuutta on arvioitu visuaalisesti paikoitusgraafista.

Pystyliikkeen asemointi jää värähtelemään hidastuksen jälkeen aikavakion kertoimella 2 ja 3 lasketuilla paikoitusparametreilla (kuva 19 ja 20). Pystyliikkeen paikoitusgraafeista voidaan todeta, ettei todellinen asema seuraa tavoite asemaa kovin tarkasti liikkeen kiihdytysvaiheessa. Paikoitusvirhettä voidaan kompensoida lisäämällä kiihtyvyydenmyötäkenttää. Pystyliikkeelle laskettu ominaiskulmanopeus on 22 % suurempi verrattuna kriittisen värähtelytaajuuden perusteella laskettuun ominaiskulmanopeuteen. Jos olisi käytetty värähtelyrajan ominaiskulmanopeutta, olisivat kiihtyvyydet ja hidastuvuudet olleet testissä pienempiä kaikilla aikavakion kertoimilla.

Vaakaliikkeen paikoituksessa aikavakion kertoimella 2 (kuva 26) on nähtävissä selvää heiluntaa nopeudessa ja venttiilin ohjauksessa. Säätöpiiri pyrkii korjaamaan paikoitusliikkeen alussa syntynyttä virhettä, joka ei tasoitu paikoitusliikkeen aikana vaan todellinen nopeus jää heilumaan tavoitenopeuden tuntumaan. Aikavakion kertoimella 3 nopeuden heilunta on paljon maltillisempaa ja heilunta pienenee mitä suurempi kiihdytysaika on eli mitä suurempi aikavakion kerroin on. Aikavakion kertoimella 2 lasketuilla kiihtyvyys ja hidastuvuusarvoilla todellinen asema ei seuraa kunnolla tavoite asemaa ja liikkeen lopussa todellinen

asema ylittää tavoiteaseman. Paikoitustarkkuus on selkeästi huonoin suurella kiihtyvyydellä ja hidastuvuudella tehdyssä paikoituksessa (kuva 26). Aikavakion kertoimilla 5, 4 ja 3 suoritettavat paikoitukset ovat riittävän tarkkoja ja huolimatta nopeuden vaihtelusta voitaisiin niitä käyttää tässä tapauksessa kiihtyvyyksien ja hidastuvuuksien määrittelyyn. Jos paikoitusaikaa täytyisi lyhentää, niin järjestelmälle määritettyä nopeutta voidaan kasvattaa. Vaakaliikkeen paikoituksessa aikavakion kertoimella 2 suoritettavassa paikoituksessa (kuva 26) paine A-kanavassa menee lähelle nollaa. Jos paine on  $<0$  on sylinterin kammiossa alipaine, jolloin sylinteriin voi päätyä ilmaa, jota ei saisi olla hydrauliservojärjestelmissä. Järjestelmässä oleva ilma alentaa tehollista puristuskerrointa merkittävästi. Myös servoventtiilin ohjauksen suunta muuttuu paikoitusliikkeen lopussa, joka tarkoittaa sitä, että B-kanava on yhteydessä T-kanavaan eli tankkilinjaan. Koska sylinteri on vielä liikkeessä, tämän takia sylinteri imee öljyä B-kanavaan tankkilinjasta. Ohjauksen muuttuessa on A-kanava yhteydessä P-kanavaan eli painelinjaan.

Vaakaliikkeen paikoituksessa asemasta -100 asemaan 0 on nähtävissä hyvin samanlainen käyttäytyminen kuin paikoituksessa asemasta 100 asemaan 0. Molemmissa todellinen asema menee selkeästi yli tavoiteasemasta aikavakion kertoimella 2.

## 8 Yhteenveto

Ziegler-Nicholsin menetelmä näyttää olevan käyttökelpoinen menetelmä hydrauliservojen viritykseen. Värähtelyrajan hakeminen edellyttää useiden paikoitusten tekemistä. Värähtelyrajan hakemisessa voi olla myös omat riskit mekaniikan kestävyuden suhteen, koska järjestelmä värähtelee jatkuvassa liikkeessä, joka poikkeaa huomattavasti normaalista koneen tekemästä työsyklistä. Ziegler-Nicholsin menetelmällä P-, I-, ja D-vahvistukset saadaan määritettyä nopeasti, kun värähtelyraja ja värähtelytaajuus on saatu selville.

Kiihtyvyyksien määrittäminen laskemalla järjestelmän ominaiskulmanopeus on työläs toimenpide ja se ei sellaisenaan tuo merkittävää etua käyttöönottoon, jos mietitään kokonaistyön määrää. Järjestelmän putkien ja letkujen pituudet pitäisi mitata fyysisesti joka koneesta, koska putkien reittejä ei ole mallinnettu vaan ne tehdään joka koneeseen käsityönä. Ominaiskulmanopeuden laskentaan vaikuttavien asioiden huomioiminen on erityisen tärkeää, jos todetaan ettei järjestelmä ole riittävän jäykkä. Jäykkyyttä voidaan lisätä pienentämällä järjestelmässä esiintyviä joustoja kuten lyhentämällä proportionaaliventtiilin ja sylinterin välissä olevia putkia/letkuja sekä pienentämällä putkikokoja. Putkikokoa pienentäessä täytyy ottaa huomioon virtaus vastuksen kasvu ja sen vaikutukset järjestelmälle. Sylinterin koon kasvattaminen lisää myös jäykkyyttä, mutta voi vaatia proportionaaliventtiilin koon kasvattamista, josta aiheutuu lisäkustannuksia. Ominaiskulmanopeutta voidaan kasvattaa pienentämällä liikuteltavan massan suuruutta. Ziegler-Nicholsin menetelmällä selville saatu värähtelytaajuus antaa suoraan tietoa siitä, kuinka lyhyttä kiihdytysaikaa voidaan käyttää ja näin ollen kuinka suuriksi kiihtyvyys ja hidastuvuus voidaan määrittellä.

Jatkotutkimuksia aiheeseen liittyen voisivat olla Delta RMC säätimen automaattivirityksen ja Ziegler-Nicholsin värähtelyrajamenetelmän vertailu. Erityisen tärkeä tieto olisi selvittää kuinka paljon värähtelyä paikoitusliikkeessä voidaan sallia ennen kuin siitä on haittaa.

## Lähteet

Collins, D., Päivitetty 2022, What are PID gains and feed-forward gains. (Verkkodokumentti): Motion control tips, 2016. [Viitattu 5.2.2023] Saatavissa: <https://www.motioncontroltips.com/faq-what-are-pid-gains-and-feed-forward-gains/>

Data Sheet R-Series vrh5ssi552001en Päivitetty 2020 [www-tuotedokumentti], (Verkkodokumentti): MTS Sensors, 2020. [Viitattu 25.1.2023] Saatavissa PDF-tiedostona: <https://sensorola.fi/tuotteet/temposonics-rh5-sarja/> 12 s.

Delta computer systems, Päivitetty 2019. RMC70/150/200 Motion Controllers And RMCTools Software User Manual. (Verkkodokumentti): Delta Computer Systems, 2019. [Viitattu 14.2.2023] Saatavissa PDF-tiedostona: <https://deltamotion.com/dloads/downloads.php?category=RMC200&subcategory=manuals&listtitle=RMC200%20-%20Manuals> 1598 s.

Ellis, G., 2012. Chapter 6 - Four Types of Controllers. Teoksessa Control System Design Guide, Butterworth-Heinemann 4. Boston: Elsevier inc 2012. S. 97-119

Ewald, R. & Lang, R.A., 2001. The hydraulic trainer. Osa 2, Proportionaali- ja servoventtiilitekniikka: oppikirja hydraulisista proportionaali- ja servoventtiileistä sekä elektronisista komponenteista, joita käytetään ohjauksissa ja säätöpiireissä. 3. p. edn. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth: Bosch Rexroth. 300 s.

Fonselius, J., 1996. Koneautomaatio. Automaatiolaitteet. Helsinki: Edita. 199 s.

Fonselius, J., Rinkinen, J. and Vilenius, M., 1998. Koneautomaatio. Servotekniikka. Helsinki: Edita. 1998. 194 s.



Harju, T. ja Marttinen, A., 2000. Sääätötekniikan koulutusmateriaali. [Verkkodokumentti] Automaatioseura, 2000. 177 s. [Viitattu 1.12.2022] Saatavissa PDF-tiedostona [www.automatioseura.fi/%2Fsite%2Fassets%2Ffiles%2F1426%2Fpid\\_kirja\\_1-1.pdf&usg=AOv-Vaw0sTZvgjwnFAvfoZUyZJfJ1](http://www.automatioseura.fi/%2Fsite%2Fassets%2Ffiles%2F1426%2Fpid_kirja_1-1.pdf&usg=AOv-Vaw0sTZvgjwnFAvfoZUyZJfJ1)

Kauranne, H., Kajaste, J. ja Vilenius, M., 2008. Hydrauliteknikka. Helsinki: WSOY Oppimateriaalit. 496 s.

Keinänen, T., Kärkkäinen, P. ja Immonen, P., 2005. Automaatiojärjestelmien hydraulikka ja pneumatiikka. Helsinki: WSOY. 338 s.

Manring, N.D., 2005 Dynamic Systems and Control 3. Teoksessa: Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons. S. 103-115

Mohamed El-sayed, M.E., Aboelela, M.A. ja Mohamed Ahmed, M.H., 2016. Position control of hydraulic servo system using proportional-integral-derivative controller tuned by some evolutionary techniques. edn. SAGE Publications Ltd STM Journal of vibration and control, 2016, Vol.22 (12), s .2946-2957 [Viitattu 2.2.2023] Saatavissa maksullisessa tietokannassa: <https://journals-sagepub-com.ezproxy.cc.lut.fi/doi/full/10.1177/1077546314551445>.

PASO, J., 2018. Avoiding Problems in Electrohydraulic Control Systems Design. Hydraulics & Pneumatics, Penton Media, Inc., Penton Business Media, Inc. and their subsidiaries 2018. Vol 71(5), s. 31-34 Saatavissa maksullisessa tietokannassa: <https://web-s-ebsohost-com.ezproxy.cc.lut.fi/ehost/pdfviewer/pdfviewer?vid=0&sid=8e0f67c2-828f-44d1-a9cd-a630b17d822d%40redis>

Rexroth A Bosch Company. 2022 Päivitetty 2022, Directional control valves, direct operated, with electrical position feedback and integrated electronics (OBE) Type 4WRPEH. [verkkodokumentti] Rexroth A Bosch Company, 2022. 24 s. [Viitattu 7.1.2023] Saatavissa PDF-tiedostona: <https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Valves/Directional->

valves/Directional-high-response/PROPORTIONAL-DIRECTIONAL-  
VALVE\_R901411433?cclcl=en\_AL.

RYDBERG, K.-., 2016. Hydraulic Servo Systems: Dynamic Properties and Control. Linköping: Linköping University Electronic Press, 2016 [viitattu 2.1.2022]. 111 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <https://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1045004&dswid=-5837>

SAVOLAINEN, J. ja VAITTINEN, R., 1998. Sääntötekniikan perusteita. 2. Painos. Helsinki: Opetushallitus. 239 s.

