

Markus Räsänen

SYLINTERIN NOPEUSSÄÄTÖ MATERIAALINKÄSITTELYKONEEN PUOMIN KUORMAN NOSTOSSA

Diplomityö
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Huhtikuu 2021

TIIVISTELMÄ

Markus Räsänen: Sylinterin nopeussäätö materiaalinkäsittelykoneen puomin kuorman nostossa
Diplomityö
Tampereen yliopisto
Automaatiotekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma
Huhtikuu 2021

Tämän diplomityön tavoitteena oli suunnitella nopeussäätöpiiri materiaalinkäsittelykoneen nostopuomin sylinterin positiiviselle liikesuunnalle eli kuorman nostolle. Tarkasteltavan järjestelmän säädön suunnittelua ja analysointia varten kehitettiin lineaarinen aikainvariantti tilaesitys, joka mahdollistaa LTI-järjestelmien säätöteorian hyödyntämisen. Tilaesitys koostui tilamuuttujista, joiden arvo riippui järjestelmään tulevista ohjaussignaaleista ja järjestelmän dynamiikkaa kuvaavista aikamuuttuvista ensimmäisen kertaluvun differentiaaliyhtälöistä. Työssä tutkittiin myös MATLAB/Simulink-ohjelman soveltuvuutta työkaluna osaksi nykyistä ohjausjärjestelmäsuunnittelua.

Säädön suunnittelun menetelminä käytettiin suljetun järjestelmän askel- ja impulssivastetta sekä asetesarvoradan seuranta. Lisäksi suljetun järjestelmän stabiiliutta tarkasteltiin avoimen järjestelmän Bode-diagrammilla. Näiden menetelmien avulla säätöalgoritmia kehitettiin, jotta järjestelmä vastaisi asetettuja suorituskykyvaatimuksia. Säätöalgoritmin kehitys aloitettiin PID-säätimellä, joka on yleisin teollisuudessa käytettävä säätöalgoritmi. Kyseinen säädin aiheutti kuitenkin nopeuden jättämää asetesarvoradan seurannassa, joten säätimeen lisättiin nopeuden myötäkytkentähaara ja säätimen rakenteeksi muotoutui FPID-säädin. Nopeuden jättämä saatiin korjattua, mutta järjestelmään haluttiin lisää vielä vaimennusta. Säätöpiiriin lisättiin dynaaminen voimatakaisinkytkentä, jolloin se vaimensi paremmin ulkoisia häiriöitä. Säätimen rakenne sai muodon FPIDF-säädin.

Kun säädön suunnittelu oli tehty MATLAB/Simulink-ohjelmalla, järjestelmä verifioitiin ja nopeussäätöpiiri testattiin Mevea Simulation Software -ohjelmistolla toteutetulla simulaattorilla. Ohjelmien välinen rajapinta toimi saumattomasti mahdollistaen reaaliaikaisen yhteyden ja tiedonsiirron. Tutkimustulokseksi saatiin, että nopeuden myötäkytkennän ja dynaamisen voimatakaisinkytkennän sisältävä FPIDF-säädin on kykeneväinen säätämään nostopuomin sylinterin nopeutta tarkasti riippumatta hitaasti muuttuvasta dynaamisesta kuormavoimasta. Lisäksi MATLAB/Simulink-ohjelman ominaisuudet modernin säätötekniikan analysoinnissa ja suunnittelussa, sekä sen ulkoisen käyttöliittymän toiminta Mevea-ohjelman kanssa osoittivat sen hyvän soveltuvuuden osaksi nykyistä ohjausjärjestelmäsuunnittelua.

Avainsanat: sylinterin nopeussäätö, materiaalinkäsittelykone, lineaarinen aikainvariantti tilaesitys, simulointi

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Markus Räsänen: The velocity control of cylinder in the load-lifting of material handling machine's boom
Master of Science Thesis
Tampere University
Master's Degree Programme in Automation Technology
April 2021

The objective of this master's thesis was to find out what kind of velocity control works in material handling machine's lift boom cylinder extending movement, in other words in load lifting. For designing and analysis of the control for the system under review, a linear time-invariant state-space model was developed, which allowed to utilize the control theory of LTI-systems. The state-space model consisted of state variables whose value depended on the input signals of the system and first order differential equations of the system dynamics in the time-domain. The second objective of this thesis was to discover, whether the MATLAB/Simulink would be suitable as a tool for current control system design.

The step and impulse response, along with tracking control of closed loop system were used as methods of control system design. In addition, the stability of the closed loop system was researched from Bode-diagram of the open loop system. Using these methods, the control algorithm was developed in order to meet the performance requirements set. The control system design was started by using PID-controller, which is the most common control algorithm used in industry. However, this controller caused the velocity error in the tracking control, so velocity feedforward was added to the controller when the integrated velocity feedforward and PID controller was named FPID-controller. The velocity error was eliminated but there wasn't enough damping in the system. Finally, the dynamic force feedback was added to the controller, which was effective way to increase the damping of the external disturbances of the system. Now the integrated velocity feedforward, dynamic force feedback and PID controller was named FPIDF-controller.

After control system was designed using MATLAB/Simulink, the system was verified, and velocity control was tested in simulator of the Mevea Simulation Software. The external interface of Simulink worked smoothly enabling real-time connection and data transfer. The results of this thesis demonstrated that the FPIDF controller is capable to control the velocity of the cylinder in high inertia boom and furthermore, regardless of the slow changing effective dynamic load force. In addition, the MATLAB/Simulink can be considered as a suitable tool for current control system design. That is indicated with the features of the MATLAB/Simulink in analysis and designing of modern control theory, and Simulink external interface with Mevea-software.

Keywords: the velocity control of cylinder, material handling machine, linear time-invariant state-space model, simulation

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö suoritettiin Mantsinen Group -yrityksen toimeksiannosta. Haluan kiittää tuotekehitysjohtajaa Simo Huovista, joka myönsi minulle mahdollisuuden tehdä tutkimustyöni yritykselle. Kiitän yrityksen puolelta toiminutta työni ohjaajaa DI Simo Huttusta, joka antoi minulle tämän haastavan ja mielenkiintoisen aiheen työlleni sekä antoi palautetta työstäni muiden ohjausjärjestelmätiimin kavereideni lisäksi.

Lisäksi osoitan kiitoksen yliopiston puolelta tarkastajanani toimineelle dosentti Matti Linjamalle, joka antoi arvokkaita neuvoja ja palautetta työni aikana. Viimeisenä haluan myös kiittää puolisoani, joka tuki ja kannusti minua päivittäin tämän työn edetessä.

Joensuussa, 26.4.2021

Markus Räsänen

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
1.1 Ongelmanasettelu ja suunnittelussa käytettävät ohjelmat	3
1.1.1 MATLAB/Simulink	3
1.1.2 Mevea	4
1.2 Tutkimuskysymys ja työn rakenne	4
2. TARKASTELTAVA JÄRJESTELMÄ	6
2.1 Ohjausjärjestelmä	7
2.2 Hydraulikka	7
2.3 Puomiston dynamiikka	11
2.3.1 Sylinterin pituus ja tehollinen kuormamassa	13
2.3.2 Sylinterin kuormavoima	18
2.3.3 Ominaistaajuus ja vaimennus	20
2.4 Sylinterin ohjauksen matemaattinen malli	24
2.5 Sylinterin ohjauksen lineaarinen tilaesitys	28
3. MENETELMÄT JA SÄÄDÖN SUUNNITTELU	30
3.1 Avoin ja suljettu järjestelmä	30
3.2 Nopeusservo	31
3.3 Järjestelmän suorituskyky	32
3.3.1 Askel- ja impulssivaste	32
3.3.2 Taajuusvaste	33
3.3.3 Asetusarvorata	34
3.4 Säätoalgoritmi	37
3.4.1 PID-säädin	37
3.4.2 PID-säätimen viritys	41
3.4.3 Nopeuden myötäkytkentä	44
3.4.4 Dynaaminen voimatakaisinkytkentä	47
3.5 Säättöpiirin implementointi	51
3.5.1 Sylinterin nopeuden laskenta anturitiedosta	52
3.5.2 Ohjausvirran generointi	52
3.5.3 Reaaliaikainen simulaatio	54
4. TUTKIMUSTULOKSET REAALIAIKAISELLA SIMULAATTORILLA	56
4.1.1 Radanseuranta taittopuomin vakiokulmilla	58
4.1.2 Radanseuranta taittopuomin kasvavalla kulmalla	63
4.2 Pohdinta	65
4.2.1 Tutkimustuloksien luotettavuus	65

4.2.2 Vastaus tutkimuskysymyksiin.....	66
5. YHTEENVETO.....	68
5.1 Suositukset konkreettisiin toimenpiteisiin ja rajoitukset.....	69
5.2 Jatkotutkimustarve ja työn onnistuminen.....	70
LÄHTEET.....	71

LIITE A: DYNAMIIKAN SIMULINK-SIMULOINTIMALLIT

KUVALUETTELO

<i>Kuva 1 Nivelkulmien ja toimilaitteiden tilamuuttujat 2-DOF puomissa [9]</i>	1
<i>Kuva 2 Mantsinen 70 -mallin kone tela-alavaunulla [17]</i>	6
<i>Kuva 3 LUDV-venttiilin hydraulikaavio venttiilin kiinni- (a) ja aukiasennossa (b)</i>	8
<i>Kuva 4 Puomin kuorman nosto</i>	9
<i>Kuva 5 Puomin kuorman lasku</i>	10
<i>Kuva 6 Koordinaatistot puomien ja sylintereiden koordinaattipisteet</i>	12
<i>Kuva 7 Puomin sylinterin pituus ratkaistaan tappien välisien etäisyyksien ja kulmien avulla.</i>	13
<i>Kuva 8 Sylinterin männän asema ratkaistaan männänvarren, männän ja sylinterin alatapin kiinnityksen pituuden erotuksena sylinterin pituudesta</i>	14
<i>Kuva 9 Puomin tehollisen kuormamassan laskentaa varten määritetään taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alatapista ja puomiston kokonaishitausmomentti</i>	16
<i>Kuva 10 Nostosylinterin kohtisuorainen etäisyys nostopuomin alatapista ratkaistaan soveltamalla Pythagoraan lausetta.</i>	17
<i>Kuva 11 Nostosylinterin tehollinen kuormamassa vaihtelee sekä nostosylinterin männän aseman että taittopuomin kulman mukaan.</i>	18
<i>Kuva 12 Puomien massakeskipisteiden x-etäisyydet pyörimisakseleista ratkaistaan soveltamalla kinematiikkaa.</i>	19
<i>Kuva 13 Nostosylinterin ominaistaajuus ja vaimennus muuttuvat sekä nostosylinterin männän aseman että taittopuomin kulman mukaan.</i>	23
<i>Kuva 14 Hydraulikaaviosta nähdään järjestelmään kuuluvat hydraulikomponentit.</i>	26
<i>Kuva 15 Lohkokaavioesitys avoimesta (a) ja suljetusta (b) järjestelmä.</i>	31
<i>Kuva 16 Järjestelmän suorituskykyparametrejä voidaan määrittää askelvasteesta, kuva perustuu lähteeseen [29].</i>	33
<i>Kuva 17 Bode-diagrammista voidaan nähdä vahvistus- ja vaihevara, kuva perustuu lähteeseen [27].</i>	34
<i>Kuva 18 Radangenerointi nopeuden trapetsilla, kolmannen ja viidennen kertaluvun polynomilla, kuva perustuu lähteeseen [15].</i>	35
<i>Kuva 19 Haluttu asema- ja nopeusrata</i>	37
<i>Kuva 20 MATLAB/Simulink simulointimalli järjestelmästä PID-säätimellä.</i>	39
<i>Kuva 21 Systeemin askelvasteet P- (a), PI- (b), PD- (c) ja PID-säätimellä (d)</i>	40
<i>Kuva 22 Automaattisesti viritetyn PID-säätimen suljetun piirin askel-, impulssivaste ja avoimen piirin Bode-diagrammi</i>	42
<i>Kuva 23 PID-säätimen radanseuranta</i>	43
<i>Kuva 24 FPID-säätimen simulointimalli</i>	45
<i>Kuva 25 FPID-säätimen radanseuranta</i>	46
<i>Kuva 26 FPID-säätimen suljetun piirin askel-, impulssivaste ja avoimen piirin Bode-diagrammi</i>	47
<i>Kuva 27 FPIDF-säätimen simulointimalli</i>	49
<i>Kuva 28 FPIDF-säätimen radanseuranta, nopeusvirhe, venttiilin avaus ja paineet</i>	50
<i>Kuva 29 FPIDF-säätimen suljetun piirin askel-, impulssivaste ja avoimen piirin Bode-diagrammi</i>	51
<i>Kuva 30 Sylinterin nopeuden laskenta anturitiedon avulla</i>	52
<i>Kuva 31 Ohjausvirran generoinnin simulointimalli sekä venttiilin avauksen että ohjausvirran kuvaajat</i>	53
<i>Kuva 32 Reaaliaikaisen simulaation käyttöliittymä sisältää kolme Simulink s-funktiota sekä niiden sisään- ja ulostulosignaalit.</i>	55
<i>Kuva 33 Mantsinen 70-mallin materiaalinkäsittelykone Mevea-simulointiohjelmassa</i>	56
<i>Kuva 34 Simulaattoritesteissä asetusarvoradan seuranta tutkitaan kolmessa eri kuormitustilanteessa.</i>	57

<i>Kuva 35 Eri säätöalgoritmien radanseuranta taittopuomin kulmalla -90°</i>	<i>59</i>
<i>Kuva 36 Eri säätöalgoritmien radanseuranta taittopuomin kulmalla -30°</i>	<i>62</i>
<i>Kuva 37 Eri säätimien radanseuranta taittopuomin kasvavalla kulmalla.....</i>	<i>64</i>

LYHENTEET JA MERKINNÄT

2-DOF	engl. Degrees-of-freedom, kaksi vapausastetta
ECU	engl. electronic control unit, sähköinen ohjausyksikkö
FPID-säädin	PID-säädin nopeuden myötäkytkennällä
FPIDF-säädin	PID-säädin nopeuden myötä- ja voiman takaisinkytkennällä
GUI	engl. graphical user interface, graafinen käyttöliittymä
I/O	engl. input-to-output, tulo ja lähtö
LS	engl. load sensing, kuorman tunteva
LTI-järjestelmä	engl. Linear Time-Invariant, lineaarinen aikainvariantti järjestelmä
LUDV	saks. Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung, kuorman paineesta riippumaton painekompensoitu tilavuusvirransäätöproportio-naaliventtiili
TCP/IP	(engl. Transmission Control Protocol/Internet Protocol), siirron ohjauksen yhteyskäytäntö/Internet-yhteyksikäytäntö
VFF	engl. velocity feedforward, nopeuden myötäkytkentä
A_A	männän pinta-ala [m ²]
A_B	männänvarren puolen pinta-ala [m ²]
A_d	venttiilin maksimaalisen avauksen poikkipinta-ala [m ²]
A	tilamallin systeemimatriisi
b_{11g}	nostopuomin alatappi, globaali koordinaatisto [m]
b_{21b}	taittopuomin alatappi, nostopuomin koordinaatisto [m]
b_{CMb}	nostopuomin massakeskipiste, puomin koordinaatisto [m]
b	viskoosikittakerroin [Ns/m]
B_{eff}	tehollinen puristuskerroin [Pa]
B_{hose}	yksittäisen letkun puristuskerroin [Pa]
B_{oil}	öljyn puristuskerroin [Pa]
B_{pipe}	yksittäisen putken puristuskerroin [Pa]
B	tilamallin ohjausmatriisi
c_{11g}	nostosylinterin alatappi, globaali koordinaatisto [m]
c_{12b}	nostosylinterin ylätappi, nostopuomin koordinaatisto [m]
c_{21b}	taittosylinterin alatappi, nostopuomin koordinaatisto [m]
c_{22t}	taittosylinterin ylätappi, taittopuomin koordinaatisto [m]
C_d	virtauskerroin
C_{hA}	A-puolen hydraulinen kapasitanssi [m ³ /Pa]
C_{hB}	B-puolen hydraulinen kapasitanssi [m ³ /Pa]
C	tilamallin mittaamatriisi
d_A	männän halkaisija [m]
d_B	männänvarren halkaisija [m]
D	tilamallin suoravaikutusmatriisi
e_{ss}	asetusarvovirhe
f_{0dB}	vaihevara
f_{180}	vahvistusvara
F_{acc}	nostosylinterin hitausvoima [N]
$F_{cyl,gr}$	nostosylinterille kohdistuva puomin gravitaatiovoima [N]
F_{load}	nostosylinterin kuormavoima [N]
F_{μ}	kitkavoima [N]
G_{HP}	ylipäästösuodattimen siirtofunktio
I	ohjausvirta
J	koko puomin hitausmomentti nostopuomin alatapin suhteen [kgm ²]
J_{zzb}	nostopuomin hitausmomentti massakeskipisteen suhteen [kgm ²]

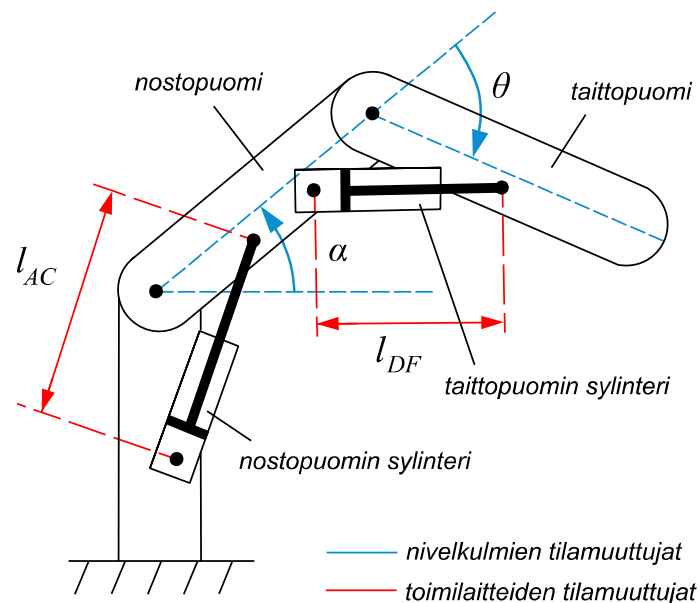
J_{zzs}	taittopuomin hitausmomentti massakeskipisteen suhteen [kgm ²]
K	nopeusvahvistus
K_{CA}	venttiilin A-puolen tilavuusvirta-paine kerroin
K_{CB}	venttiilin B-puolen tilavuusvirta-paine kerroin
k_d	derivointivahvistus
K_{ff}	nopeuden myötäkytkennän kerroin
K_F	voimatakaisinkytkennän kerroin
k_i	integrointivahvistus
k_p	proportionaalivahvistus
K_{qA}	venttiilin A-puolen tilavuusvirtavahvistus
K_{qB}	venttiilin B-puolen tilavuusvirtavahvistus
$K_{v,BT}$	venttiilin tilavuusvirtakerroin BT-reunan yli
l_1	nostosylinterin kohtisuorainen etäisyys nostopuomin alatappiin [m]
l_{AB}	nostopuomin alatapin ja nostosylinterin alatapin etäisyys [m]
l_{AC}	nostopuomin sylinterin pituus [m]
l_{attach}	nostopuomin sylinterin alatapin kiinnityksen pituus [m]
l_{BC}	nostopuomoin alatapin ja nostosylinterin ylätapin etäisyys [m]
l_b	nostopuomin pituus [m]
l_{CMb}	nostopuomin massakeskipisteen etäisyys alatappiin [m]
l_{CMs}	taittopuomin massakeskipisteen etäisyys taittopuomin alatapista [m]
l_{CMsb}	taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alatapista [m]
l_{pist}	nostopuomin sylinterin männän pituus [m]
l_{rod}	nostopuomin sylinterin männänvarren pituus [m]
m_b	nostopuomin massa [kg]
m_{eff}	tehollinen kuormamassa nostosylintereillä [kg]
m_s	taittopuomin massa [kg]
M_p	ylitys [%]
N	suodatuskerroin
p_A	sylinterin A-kammion paine [Pa]
p_B	sylinterin B-kammion paine [Pa]
p_P	syöttöpaine [Pa]
p_{set}	jousipaine [Pa]
Q_{BT}	venttiilin tilavuusvirta BT-reunan yli [m ³ /s]
$Q_{N,BT}$	venttiilin nimellistilavuusvirta BT-reunan yli [m ³ /s]
Q_{PA}	venttiilin tilavuusvirta PA-reunan yli [m ³ /s]
s_{CMs}	taittopuomin massakeskipiste, taiton koordinaatisto [m]
t_{mov}	nostosylinterin liikeaika [s]
T_p	huippuaika [s]
T_r	nousuaika [s]
T_s	asetumisaika [s]
t_s	näyteväli [s]
\mathbf{u}	tilamallin ohjausvektori
v	nostosylinterin liikenopeus [m/s]
v_{er}	nopeusvirhe [m/s]
v_{ref}	nopeusasetusarvo [m/s]
V_{0A}	sylinterin A-kammion kuollut tilavuus [m ³]
V_{0B}	sylinterin B-kammion kuollut tilavuus [m ³]
V_h	yksittäisen letkun tilavuus [m ³]
V_A	A-puolen paineistettu tilavuus [m ³]
V_B	B-puolen paineistettu tilavuus [m ³]
V_p	yksittäisen putken tilavuus [m ³]
V	paineistetun järjestelmän tilavuus [m ³]
x	sylinterin männän asema [m]

x_{ref}	asema-asetusarvo [m]
\mathbf{x}	tilamallin tilavektori
\mathbf{y}	tilamallin mittausvektori
z	venttiilin avaus
α	nostopuomin kulma x-akselin suhteen [deg]
α_c	nostopuomin alatapin ja nostosylinterin ylätapin välinen kulma [deg]
α_{CM}	nostopuomin alatapin ja massakeskipisteen kulma [deg]
β	nostopuomin alatapin ja nostosylinterin alatapin kulma [deg]
$\Delta p_{N,BT}$	venttiilin nimellispaine-ero BT-reunan yli [Pa]
θ	taittopuomin kulma nostopuomin suhteen [deg]
θ_{c1}	taittopuomin alatapin ja taittosylinterin alatapin välinen kulma [deg]
θ_{c2}	taittopuomin alatapin ja taittosylinterin ylätapin välinen kulma [deg]
θ_{CM}	taittopuomin massakeskipisteen ja taittopuomin alatapin kulma [deg]
ξ	vaimennus
ρ	nesteen tiheys [kg/m^3]
τ_{gr}	gravitaation vääntömomentti [Nm]
τ_{HP}	ylipäästösuodattimen aikavakio
μ_{piston}	männän kitkakerroin
ω_N	ominaistaajuus [rad/s]

1. JOHDANTO

Hydraulisia nivelpuominostureita käytetään laajasti eri teollisuuden aloilla, sekä maalla että merellä. Nykyään suurin osa hydraulisista nostureista ja materiaalinkäsittelykoneista on manuaalisesti ohjattavia. Automaation mukanaan tuomien etujen takia manuaalisista toiminnoista ollaan kuitenkin siirtymässä yhä enemmän automatisoituihin ratkaisuihin. [9] Etuja ovat esimerkiksi koneiden nopeamman työkierron mahdollistama tuottavuuden ja energiatehokkuuden lisääntyminen, ihmisille aiheutuvien tapaturmien riskin vähentyminen ja työliikkeiden tarkkuuden parantuminen [12]. Lisäksi automaation tarvetta kasvattaa vaaralliset toimintaympäristöt, jotka eivät ole soveltuvia ihmisille [35]. Koska automaatioteknologia on jatkuvan kehityksen alla, se luo hyvän alustan puominostureiden kehitykselle ja testaukselle [9].

Hydraulisten puominostureiden automatisointiin liittyy tiettyjä merkittäviä haasteita. Ensinäkin ohjattavat toimilaitteet, pääasiassa hydrauliset sylinterit, ja niihin liittyvät tilamuuttajat ovat epälineaarisia suhteessa puomien välisiin nivelkulmiin. [9] Kuva 1 esittää puomien nivelkulmien ja toimilaitteiden tilamuuttajat kahden vapausasteen (2-DOF) puomissa.



Kuva 1 Nivelkulmien ja toimilaitteiden tilamuuttajat 2-DOF puomissa [9]

Kuvaan on merkitty nivelkulmien tilamuuttajat sinisellä ja toimilaitteiden eli sylinterien tilamuuttajat punaisella. Kuvasta nähdään, että nostopuomin sylinterillä liikutetaan nostopuomia ja taittopuomin sylinterillä taittopuomia. Tilamuuttajien epälineaarisuus tulee esille esimerkiksi taittopuomin sylinteriä ajettaessa ulos, jolloin sylinterin nopeus ja taittopuomin kulmanopeus eivät ole suoraan verrannollisia toisiinsa.

Lisäksi haasteita liittyy hydraulisesti ohjattaviin venttiileihin, koska ne sisältävät epälineaarisuuksia liittyen kuolleisiin alueisiin ja rajoittuneeseen kaistanleveyteen [9]. Kuolleella alueella tarkoitetaan venttiilin karan positiivista peittoa, minkä takia tiettyä arvoa pienemmillä tulosignaaleilla ei saada aikaan muutosta venttiilin lähtösignaalissa [11]. Jensen *et al.* mukaan [9] näiden haasteiden lisäksi hydrauliset sylinterit ovat taipuvaisia lepokitkelle, mikä aiheuttaa nykivää liikettä pienillä sylinterin liikenopeuksilla. Kun nämä yhdistetään vielä järjestelmässä esiintyviin huomattaviin rakenteellisiin joustoihin, se voi johtaa alentuneeseen suorituskykyyn ja ohjattavuuteen.

Hydraulisten nostureiden puomien sylintereitä ohjataan tyypillisesti painekompensoiduilla suuntaventtiileillä. Sylinterin nopeutta voidaan ohjata suoraan verrannollisesti venttiilin avaukseen. Sen sijaan puomien väliset kulmanopeudet eivät ole suoraan verrannollisia esimerkiksi sylinterin nopeuteen. Kun käytetään sylinterin nopeutta tilamuuttujana säätöjärjestelmässä, turvataan lineaarinen suhde toimilaitteilla sekä ohjaussignaalien että tilamuuttajien välillä. Tämä yksinkertaistaa huomattavasti säätöalgoritmin rakennetta. [9]

Zhang *et al.* esittävät tutkimuksessaan [35] (engl. *Velocity and Position Hybrid Control for Excavator Boom Based on Independent Metering System*) kaivinkoneelle suunnitellun asemasäätöstrategian yhdistettynä nopeuden myötäkytkentään saavuttaakseen sylinterin asema- ja nopeussäädön yhtäaikaiseksi. Tutkimuksessa säätöstrategian toimintaperiaate perustuu asetusarvon ja sen hetkisen männän aseman eroisuuteen. Jos ero suure asema-asetusarvoon on riittävän suuri, järjestelmä toimii nopeussäätötilassa. Tässä tilassa nopeuden myötäkytkentäsignaali luodaan ohjaamaan sylinterin nopeutta ja sylinterin männän asema ratkaistaan integroimalla nopeus. Aemasäätöä käytetään nopeuden myötäkytkennän kompensoinnissa, jotta nopeusvirhe havaitaan. Kun puomi lähestyy asetusarvoa, järjestelmä toimii pelkästään asemasäätötilassa. Zhang *et al.* mukaan näin saadaan samanaikaisen asema- ja nopeussäädön lisäksi nopea asemasäätö pienellä energian kulutuksella.

Zhang kertoo tutkimuksessaan [34] (engl. *Hydraulic linear actuator velocity control using a feedforward-plus-PID control*) nopeussäädöstä hydraulisella ja lineaarisella toimilait-

teella käyttämällä nopeuden myötäkytkentää yhdessä PID-säätimen kanssa. Tutkimuksessa integroitu säädin koostuu myötäkytkentä- ja PID-haarasta (FPID). Myötäkytkentähaara on suunniteltu kompensoimaan sähköhydraulisen järjestelmän epälineaarisuuksia sisältäen järjestelmän kuolleen alueen ja ohjausventtiilin epälineaarisen tilavuusvirtaker-toimen. PID-haara tukee myötäkytkentäsäätöä nopeuden radanseurannan virheen kompensoinnilla. Tutkimuksen mukaan FPID-säädin on kykenevä parantamaan toimilaitteen nopeussäädön tarkkuutta ja dynaamista suorituskykyä. Tulokset osoittavat myös, että säätäjä pystyy kompensoimaan sekä ulkoisia häiriöitä että sisäisten vahvistusten muu-toksia. [34]

1.1 Ongelmanasettelu ja suunnittelussa käytettävät ohjelmat

Säätöpiirin suunnittelu ja kehitys voidaan jakaa eri vaiheisiin. Ensimmäisenä selvitetään suorituskykyvaatimukset, jotka vaaditaan järjestelmältä. Näiden suorituskykyvaatimusten perusteella luodaan säätöongelma. Kun tiedetään säädettävä suure, muodostetaan joukko lineaarisia differentiaaliyhtälöitä kuvaamaan fyysistä järjestelmää. Säätöpiirin suunnittelu tehdään tietokoneavusteisesti siihen soveltuvalla ohjelmalla. [5] Tässä työssä säätöpiirin suunnittelu tehdään MATLAB/Simulink-ohjelmalla. Tutkimusongelma on nykyisen järjestelmän sylintereiden nopeussäädön tarkkuuden parantaminen.

Lähestymistapa suunnittelutyöhön sisältää olemassa olevan järjestelmän suorituskyvyn määrittämisen. Se voidaan tehdä soveltamalla saatavilla olevia analyysimenetelmiä. Jos järjestelmän suorituskyky ei vastaa vaadittuja vaatimuksia, säätöpiirin suunnittelun menetelmä valitaan tavoitteena parantaa järjestelmän vastetta. Lopuksi suoritetaan simuloinnit suunnitellulle epälineaarille järjestelmälle ja varsinainen järjestelmä toteutetaan ja testataan. [5] Tämän työn tutkimustulokset sisältävät säädön suunnitteluun kehitetyn järjestelmän tilamallin verifiointin ja suunnitellun säätöpiirin testaamisen Mevea-ohjelman simulaattorilla, missä hyödynnetään Simulinkin ulkoista käyttöliittymää (engl. *Simulink external interface*).

1.1.1 MATLAB/Simulink

MATLAB on korkean tason ohjelmointikieli, joka käyttää matriiseja numeerisena perusyksikkönä. Ohjelma sisältää useita erilaisia ominaisuuksia, kuten lineaaristen tai epälineaaristen differentiaaliyhtälöiden aika-askel integraatiota, joka on välttämätöntä modernin säätötekniikan analysoinnissa ja suunnittelussa. Nykyään useat MATLAB-ohjelmalla tehdyt sovellukset ovat käytössä käytännön sovelluksissa, kuten lentokoneissa tai magneettiseen levitaatioon perustuvissa junissa. [29]

Simulink on hyödyllinen graafisen käyttöliittymän (GUI) työkalu, jolla voidaan mallintaa säätöjärjestelmiä ja simuloida niiden aikavasteita määriteltäisiin sisääntuloihin. Paitsi että se mahdollistaa matemaattisten yhtälöiden ratkaiseminen, sillä voidaan tehdä myös säätöjärjestelmien suunnittelu ja analysointi suoraan lohkoavioiden avulla. Sen vuoksi ohjelmassa on lukuisia lineaarisia ja epälineaarisia lohkoja sekä sisääntulo- ja ulostulolohkoja. Lisäominaisuuksilla Simulink soveltuu myös säätöjärjestelmien käytännön implementointiin, kuten C-koodin generointiin. [29]

1.1.2 Mevea

Mevea on dynaamisten järjestelmien simulointiohjelma, jolla voidaan mallintaa mobiili-työkoneiden fysiikan lakeihin perustuvia digitaalisia kaksosia. Niiden avulla analysoidaan ja ennustetaan tosielämään perustuvien koneiden käyttäytymistä. Ohjelmalla mallinetaan esimerkiksi koneiden hydraulikkaa, mekaniikkaa, voimansiirtoa sekä ympäristöä ja sen kanssa vuorovaikutusta. Näillä simulaatioilla kehitetään ja testataan autonomisia työkiertoja, ennakoivaa kunnossapitoa, koneiden uusia ominaisuuksia ja suorituskykyä. Se lyhentää tuotekehitykseen ja suunnitteluun käytettävää aikaa sekä säästää kustannuksia. [20]

Tässä työssä Mevea-ohjelmaa käytetään tutkimustuloksien analysointiin Simulinkin ulkoisen käyttöliittymän avulla. Silloin sylinterin nopeussäätöpiiri toimii Simulinkissä, mutta esimerkiksi koneen hydraulikka ja mekaniikka ovat mallinnettu Mevea-ohjelmassa. Simulinkin ulkoinen käyttöliittymä esitetään kappaleessa 3.5.3 ja simulaattoritestien tulokset luvussa 4.

1.2 Tutkimuskysymys ja työn rakenne

Tämän työn tavoitteena on suunnitella sylintereiden nopeussäätö materiaalinkäsittelykoneen kahden vapausasteen puomiin. Nopeussäätö suunnitellaan nostopuomin sylintereiden positiiviselle liikesuunnalle. Nopeussäätöä tarvitaan sylintereiden tarkempaa hallintaa ja ohjattavuutta varten muuttuvissa toimintapisteissä. Niitä voivat olla esimerkiksi voimakkaasti muuttuvat gravitaatio- ja inertiakuormitustoimintapisteet erilaisilla suunta- ja nopeuspyynnöillä. Työn tutkimuskysymyksiä ovat:

- Millainen nopeussäätöpiiri toimii suuren hitauden omaavalla materiaalinkäsittelykoneen puomilla?
- Kuinka MATLAB/Simulink-ohjelma soveltuu työkaluna osaksi nykyistä ohjausjärjestelmäsuunnittelua?

Tässä työssä tarkasteltavaa järjestelmää yksinkertaistetaan niin, että järjestelmän dynamiikkaa kuvaavaa tilaesitystä ei tehdä 2-DOF mallina eli esimerkiksi nostopuomia liikuttaessa taittosylinteri oletetaan jäykäksi kappaleeksi.

Tämä diplomityö koostuu viidestä luvusta. Toisessa luvussa muodostetaan dynamiikkaa kuvaava lineaarinen tilaesitys tarkasteltavasta nostopuomin sylinterin ohjauksen järjestelmästä. Kolmannessa luvussa tutustutaan tutkimusmenetelmiin, tehdään säädön suunnittelu ja implementoidaan säätöpiiri reaaliaikaiselle simulaattorille. Säädön suunnitteluun käytetään lineaarisille aikainvarianteille järjestelmille kehitettyjä askel- ja impulssivastetta, Bode-diagrammia ja asetusarvorataa. Neljännessä luvussa järjestelmän dynamiikkaa kuvaava tilaesitys verifioidaan ja tutkimustulokset esitetään reaaliaikaisella simulaattorilla sekä pohditaan saavutettuja tuloksia niiden luotettavuuden ja tutkimuskykyyn vastaamisen näkökulmasta. Lopuksi viidennessä luvussa esitetään yhteenveto työstä sisältäen suositukset konkreettisiin toimenpiteisiin, esityksen jatkotutkimustarpeesta ja arvioinnin työn onnistumisesta.

2. TARKASTELTAVA JÄRJESTELMÄ

Mantsinen materiaalinkäsittelykoneet ja satamanosturit mallisto kattaa koneet yhdeksässä eri kokoluokassa, jotka ovat koneen työpainon mukaan Mantsinen 60, 70, 90, 95, 120, 140, 160, 200 ja 300. Koneilla käsitellään irt- ja kappaletavaraa satamissa, tehdasympäristöissä ja terminaaleissa. Koneet räätälöidään asiakkaan tarpeen mukaan koneen koon lisäksi erilaisilla puomien pituuksilla, ohjaamo-, alavaunu-, ylävaunu- sekä nostovälineratkaisuilla. Erilaisia ohjaamoratkaisuja ovat kiinteä ohjaamo ja ohjaamonostin eri puomien pituuksilla. Alavaunuratkaisuja ovat pyörä-, tela-, kisko- ja kiinteäalusta. Ylävaunu voi olla joko diesel- tai sähkömoottorikäyttöinen ja lisäksi HybriLift-energian säästöjärjestelmällä varustettuna riippuen koneen mallista. Vaihtoehtoisia nostovälineitä ovat sekä irtotavara-, romu- ja puukahmarit sekä nosto-, sahatavara-, suursäkki- ja selupaalinostimet. Lisäksi pallettihaarukka, pikakiinnityslaite ja räätälöidyt työvälineet kuuluvat valikoimaan.



Kuva 2 Mantsinen 70 -mallin kone tela-alavaunulla [17]

Tässä työssä tarkastellaan Mantsinen 70 -mallin konetta ilman HybriLift-toimintoa. Kyseisen mallin koneessa on sekä nosto- että taittopuomilla kaksi sylinteriä. Kuva 2 esittää Mantsinen 70 -mallin koneen tela-alavaunulla ja ohjaamonostinratkaisulla. Kuvassa oleva kone käsittelee hiiltä irtotavarakahmarilla.

2.1 Ohjausjärjestelmä

Materiaalinkäsittelykoneissa on sähköinen ohjausjärjestelmä, joka sisältää useita sähköisiä ohjausyksiköitä (ECU). Ohjausyksiköiden välillä siirretään tietoa eli jonkin koneen toiminnon tai osan viestintää CAN-väylillä, joita on koneessa yhteensä seitsemän. Koneetta ohjataan ohjaamon useilla syöttölaitteilla, joista tärkeimpiä ovat kolme ohjaussauvaa. Niistä kahta käytetään puomin ohjaamiseen ja kolmatta sekä koneen ajamiseen että ohjaamon nostamiseen.

Hydrauliikkaventtiileiden ohjaukset ovat ohjausjärjestelmän olennaisimpia ulostulosignaaleja. Koneiden solenoidiventtiilit ovat virtaohjattuja, minkä takia ohjausyksiköiden analogisilla ulostuloilla on virtasäätimet. Niiden tehtävänä on mitata analogiulostulosta lähtevää virtaa ja säätää sitä PID-säätimellä. Jos venttiiliä ei käytetä, ohjausyksiköltä tulee lepovirta. Se on vaihteleva signaali (engl. *dither*), jonka tarkoituksena on saada venttiilin luisti värisemään parantaen venttiilin herkkyyttä ja hystereesiominaisuuksia. Lepovirta on suuruudeltaan noin 100 mA ja 200 Hz. Koneissa on lisäksi monia tilan seuraamiseen sekä vianetsintään tarkoitettuja antureita, joilla voidaan mitata esimerkiksi hydraulinesteen paineita ja lämpötilaa pumpulla ja toimilaitteilla tai puomin nivelkulmien arvoja.

2.2 Hydrauliiikka

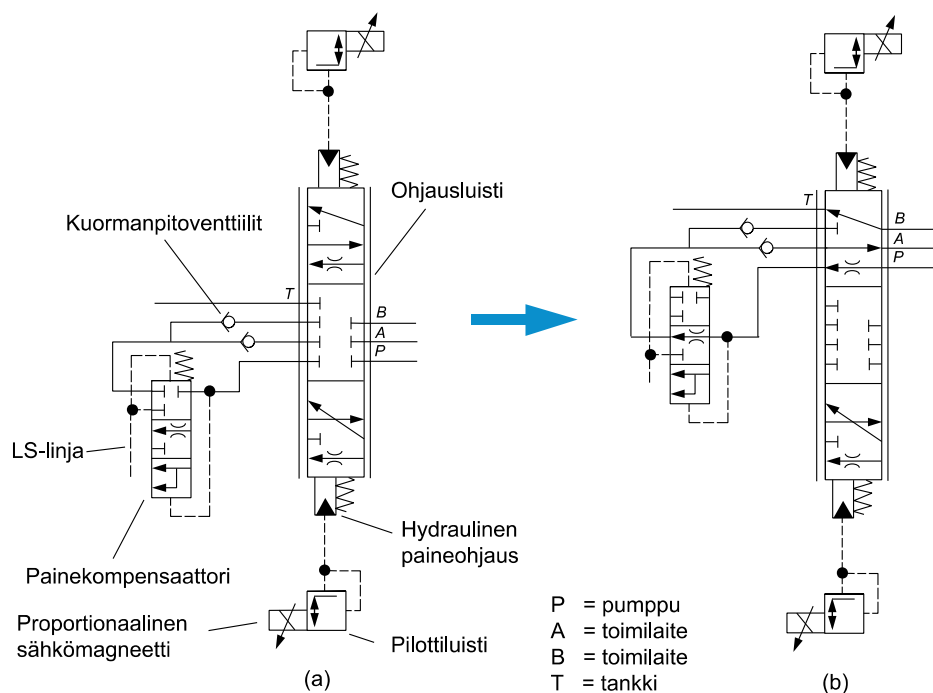
Proportionaalisilla suuntaventtiileillä ohjataan tilavuusvirran suuntaa ja määrää portaattomasti. Tämä mahdollistaa sen, että venttiileillä on mahdollista ohjata jatkuvatoimisesti toimilaitteiden asemaa, nopeutta ja voimaa. Näin venttiilin eli asetuslaitteen kyky ohjata haluttua suuretta vaikuttaa suuresti saavutettavaan ohjaustarkkuuteen. Toimintaperiaate perustuu ohjaussignaalin eli tulosignaalin muuntamiseen ja vahvistamiseen hydrauliseksi lähtösignaaliksi. Lähtösignaali eli oloarvo seuraa portaattomasti ja jatkuvasti tulosignaalia eli käskyarvoa. Ohjaus voidaan toteuttaa kaikilla yleisillä käytettävillä tavoilla, joita ovat sähköinen, hydraulinen, pneumaattinen, mekaaninen tai lihasohjaus. [11]

Tässä työssä tarkasteltavassa materiaalinkäsittelykoneessa on LUDV-venttiili (saks. *Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung*). Se on jälkipainekompensoitu tilavuusvirransäätöproportionaaliventtiili, jossa on kuorman paineesta riippumaton itsenäinen tilavuusvirransäätö [4][24]. Painekompensoituja tilavuusvirransäätöventtiileitä käytetään, kun pyritään tarkkaan toimilaitteen nopeuteen. Kun kuorman paine nousee, pumpun paine nousee myös. [30] Lisäksi LUDV-venttiilin yli vaikuttava paine-ero pysyy vakiona,

jolloin venttiin läpi menevä tilavuusvirta on suoraan verrannollinen venttiin avaamaan riippumatta ollenkaan kuorman paineesta [33].

LUDV-venttiin kuormantuntevassa hydraulikassa painekompensaattori sijaitsee ohjausluistin ja toimilaiteliitäntöjen välissä. Tieto yksittäisen toimilaitteen maksimikuorman paineesta välitetään kaikille muillekin painekompensaattoreille ja pumpulle. Tämän takia yksittäinen toimilaite ei joudu tilanteeseen, jossa pumpun syöttöpaine ei riitä tuottamaan vaadittua tilavuusvirtaa vaan siinä tapauksessa kaikkien toimilaitteiden liikkeitä pienennetään samassa suhteessa. [24]

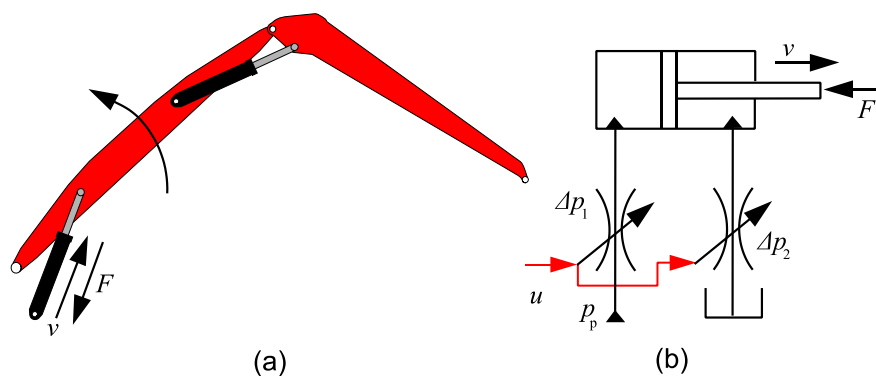
Kuva 3 esittää LUDV-venttiin hydraulikaavion, jossa avataan yhteys pumpulta toimilaitteelle eli sylinterille. Tällä saadaan aikaan sylinterin positiivinen liikesuunta. Kuvasta nähdään proportionaalinen ohjausluisti, painekompensaattori, vastaventtiilit ja sähköhydraulinen esiohjaus sisältäen proportionaalisen sähkömagneettiventtiin ja hydraulisen paineohjauksen. Kuvaan on merkitty ohjausluistin liitännät pumpulle (P), toimilaitteelle (A ja B) sekä tankille (T). Sylinterin positiivisessa liikesuunnassa öljy virtaa A-liitäntän kautta toimilaitteelle päin ja palaa B-liitäntän kautta takaisin tankkiin. Sähköhydraulisessa esiohjauksessa virtaohjaus on kytketty sähkömagneettiin, joka tuottaa lineaariliikkeen venttiin pilottiluistiin. Pilottiluisti tuottaa pienen tilavuusvirran, joka taas liikuttaa ohjausluistia hydraulisen paineohjauksen avulla. Ohjausluistilla on kummallekin liikesuunnalle omat pilottiluistit. Pilottiluistilla on palautinjousi, jota vastaan sähkömagneetin liike tapahtuu.



Kuva 3 LUDV-venttiin hydraulikaavio venttiin kiinni- (a) ja aukiasennossa (b)

Kun LUDV-venttiili on kiinni (Kuva 3.a), kaikki ohjausluistin liitännät ovat suljettuna. Lisäksi kuormanpitoventtiili ja painekompensaattori ovat kiinni. Kun ohjausluistia liikutetaan proportionaalisesti auki asentoon (Kuva 3.b), ohjausluistin liitäntä P avaa yhteyden pumpulta painekompensaattorille. Paine avaa palautinjousella kiinni olevan painekompensaattoriventtiilin, jonka jälkeen paine välittyy kuormanpitoventtiilille. Toimilaiteliitännässä A kuorman paine pitää kuormanpitoventtiilin kiinni, kunnes tarpeeksi kasvanut painekompensaattorilta tuleva paine aukaisee sen. Näin yhteys pumpulta toimilaitteelle eli sylinterille on avattu. Sylinteriltä takaisin tuleva öljy virtaa B-liitäntän kautta takaisin tankkiin eli BT-reunan yli. Palautinjousen lisäksi painekompensaattoria painaa kiinni LS-linjan (engl. load sensing) paine. Kun kuorman paine ja pumpulta tuleva paine kasvavat riittävästi, paine välittyy myös LS-linjaan ja muiden toimilaitteiden painekompensaattorit sekä pumppu saavat tiedon kasvaneesta paineesta. [24]

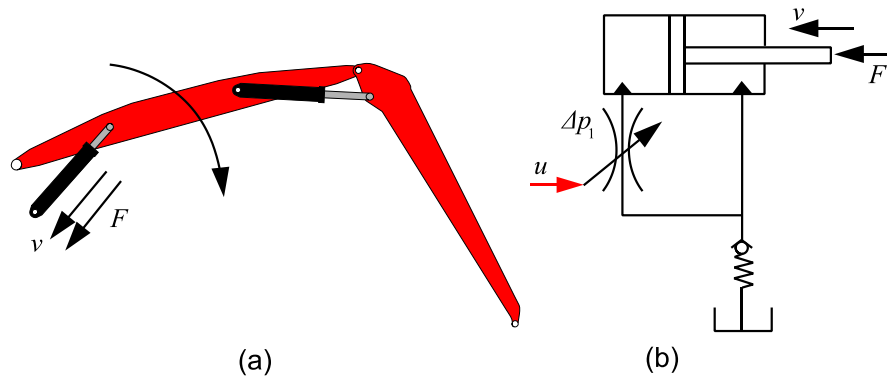
Nostopuomilla on kaksi eri työtilaa: kuorman nosto ja lasku. Puomin nostoa ohjataan LUDV-venttiileillä. Sen sijaan puomin laskua ohjataan kuormanhallintaventtiilillä. Kuva 4.a esittää prosessin materiaalinkäsittelykoneen nostopuomin kuorman nostosta. Kuvassa v on nostopuomin sylinterin nopeus positiiviseen suuntaan ja F on sylinterille kohdistuva kokonaisvoima. Kuvasta nähdään, että puomia nostettaessa alhaalta ylöspäin sylinterin nopeuden suunta on vastakohtainen verrattuna sylinterille kohdistuvaan kokonaisvoimaan. Tämän prosessin aikana sylinterin männän puoli on kytketty korkean paineen öljyyn ja männänvarren puoli on yhdistetty tankkiin. Kuva 4.b havainnollistaa yksinkertaistetusti, kuinka sama venttiilin ohjaussignaali u kuristaa öljyn tilavuusvirtaa sekä pumpulta sylinterille että sylinteriltä takaisin tankkiin päin.



Kuva 4 Puomin kuorman nosto

Kuva 5.a esittää nostopuomin kuorman laskuprosessin. Nopeus v on nostopuomin hydraulisynterinin nopeus negatiiviseen suuntaan ja voima F on sylinterille kohdistuva kokonaisvoima. Koska puomia lasketaan, nostopuomin sylinterin nopeuden suunta on sama

kuin sylinterille kohdistuva voima. Tässä sylinterin kuormitustilanteessa männän puolen paine on suurempi kuin männänvarren puolen paine ja on näin riittävän suuri tasapainottamaan sylinterille kohdistuvaa kuorman voimaa.



Kuva 5 Puomin kuorman lasku

Mantsisen materiaalinkäsittelykoneissa puomin kuorman laskuun käytetään kuormanhallintaventtiileitä. Venttiileitä ohjataan 30 bar suuruisella pilottipaineella, joka tuotetaan proportionaalisesti virtaohjatuilla pilottiventtiileillä. Kun kuormanhallintaventtiiliä avataan, öljy pääsee virtaamaan sylinterin männän puolelta männänvarren puolelle. Sylinterin sisään- ja ulostulo ovat siis kytketty toisiinsa, ja lisäksi molemmat on yhdistetty tankkiin. Tällä tavalla tietty määrä öljyä virtaa männän puolelta männänvarren puolelle ja sylinterin liike tapahtuu nostosylinterille kohdistuvan kuormavoiman takia. Kuormanlaskua ei näin ollen ohjata lainkaan nostopuomin LUDV-venttiilillä, paitsi jos puomi ei laskeudu alas omalla painollaan. Tällainen tilanne on hyvin harvinainen, koska puomilla ei yleensä paineta mitään. Kuva 5.b näyttää yksinkertaistetun hydraulikaavion, kuinka kuormanhallintaventtiilin ohjaussignaali u kuristaa ainoastaan sylinteriltä palaavan öljyn tilavuusvirtaa. Tankkilinjan vastaventtiili varmistaa sylinterin varrenpuolen täyttymisen.

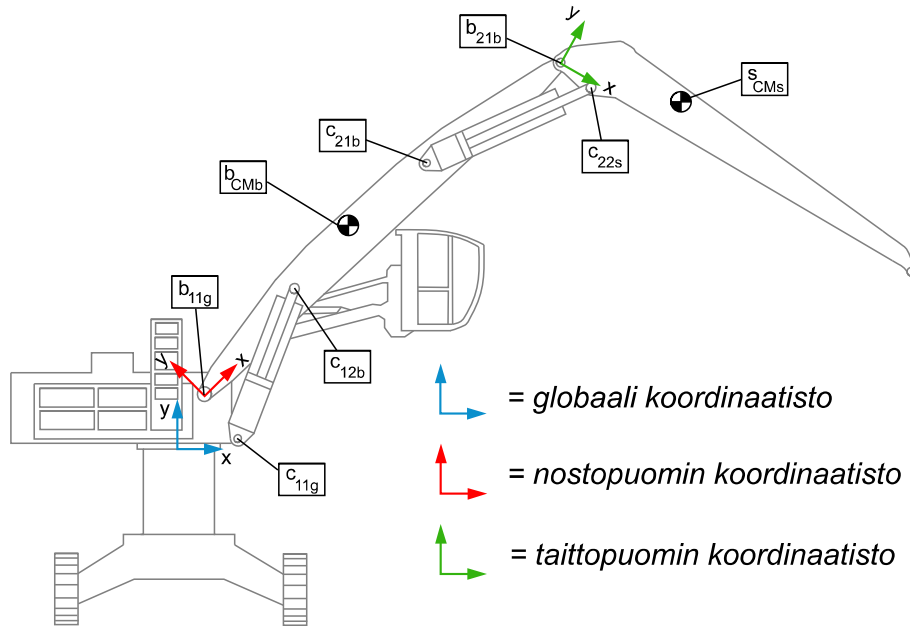
Koska nostopuomin kuorman laskussa käytetään hyväksi puomiin kohdistuvaa gravitaation potentiaalienergiaa, pumpun ei tarvitse tuottaa lisäenergiaa järjestelmään. Tästä syystä, energiankulutus on käytännössä lähes nolla. [35] Xie *et al.* mukaan [32] perinteisten kuormanhallintaventtiileiden nopeussäätöominaisuudet ovat heikot, koska venttiilissä olevan palautinjousen suuri jäykkyys perustuu jousen paineen tasapainotilaan. Tässä työssä keskitytään kuitenkin ainoastaan nostopuomin kuorman nostoon ja sen nopeussäätöön.

2.3 Puomiston dynamiikka

Dynamiikka tarkoittaa mekaniikan osa-aluetta, mikä jaetaan kinematiikkaan ja kinetiikkaan. Kinematiikka tarkastelee liikettä geometrisesta näkökulmasta, eikä kiinnitä huomiota liikkeen syihin. Sen sijaan kinetiikka tarkoittaa fysikaalista liikeoppia, joka tutkii järjestelmään vaikuttavien voimien ja niiden aiheuttamien liikkeiden välisiä suhteita. [25] Koska tässä työssä tarkasteltavan materiaalinkäsittelykoneen kahden vapausasteen puomiston liikkeet ja niihin kohdistuvat voimat tapahtuvat samassa tasossa, voidaan dynamiikan tarkastelu tehdä kaksiulotteisessa tasossa.

Kinematiikan avulla ratkaistaan kappaleessa 2.3.1 nostopuomin sylintereiden pituus, männän asemat ja puomiston eri pisteiden välisiä etäisyyksiä. Esimerkiksi taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alataipista on mahdollista ratkaista hyödyntäen kinematiikkaa. Kinetiikkaa käytetään sylinterille kohdistuvan tehollisen kuormamassan laskentaan, koska siihen vaikuttaa kappaleen massasta riippuvainen hitausmomentti yhdessä kinematiikalla ratkaistujen etäisyyksien kanssa. Tehollisella kuormamassalla on vaikutusta kappaleessa 2.3.3 laskettavaan hydraulijärjestelmän ominaistaajuuteen ja vaimennukseen. Puomiston dynamiikan laskeminen tehdään tässä työssä mallipohjaisesti Simulink-ohjelmalla. Laskukaavat esitetään tekstissä, mutta niitä vastaavat simuloitumallit kootaan liitteeseen A.

Kuva 6 esittää koordinaatistojen sekä puomien ja sylintereiden koordinaattipisteiden sijainnit ja taulukko 1 listaa niiden tarkat vakioarvot. Koordinaattipisteet ovat globaalissa, nostopuomin tai taittopuomin lokaalissa koordinaatistossa. Globaalissa koordinaatistossa origo sijaitsee materiaalinkäsittelykoneen ylävaunun kääntöpisteessä ja x-akseli on ylävaunun vaakasuunnassa. Sen sijaan nostopuomin koordinaatiston origo on nostopuomin alataipissa ja x-akseli osoittaa suoraan nostopuomin ylätappiin, jolloin se on samansuuntainen puomin pituuden kanssa. Samalla tavalla taittopuomin origo on taittopuomin alataipissa ja x-akseli menee suoraan taittopuomin ylätappia kohti. Alatappi on sekä nosto- että taittopuomin tapauksessa kyseisen puomin sylinterin puoleisessa päässä ja ylätappi puomin toisessa päässä.



Kuva 6 Koordinaatistot puomien ja sylintereiden koordinaattipisteet

Taulukko 1 Puomien ja sylintereiden vakioarvoiset koordinaattipisteet

Parametri	Parametrin arvo/arvot	Yksikkö
Nostopuomin alatappi, globaali koordinaatisto b_{11g}	[0.4, 1.23]	m
Taittopuomin alatappi, puomin koordinaatisto b_{21b}	[12, 0]	m
Nostosylinterin alatappi, globaali koordinaatisto c_{11g}	[1.26, 0.35]	m
Nostosylinterin ylätappi, puomin koordinaatisto c_{12b}	[3.434, 0.355]	m
Taittosylinterin alatappi, puomin koordinaatisto c_{21b}	[8.505, 0.265]	m
Taittosylinterin ylätappi, taiton koordinaatisto c_{22s}	[0.954, -0.2]	m
Nostopuomin massakeskipiste, puomin koordinaatisto b_{CMb}	[5.20966, 0.28691524]	m
Taittopuomin massakeskipiste, taiton koordinaatisto s_{CMs}	[2.847609, 0.23287646]	m

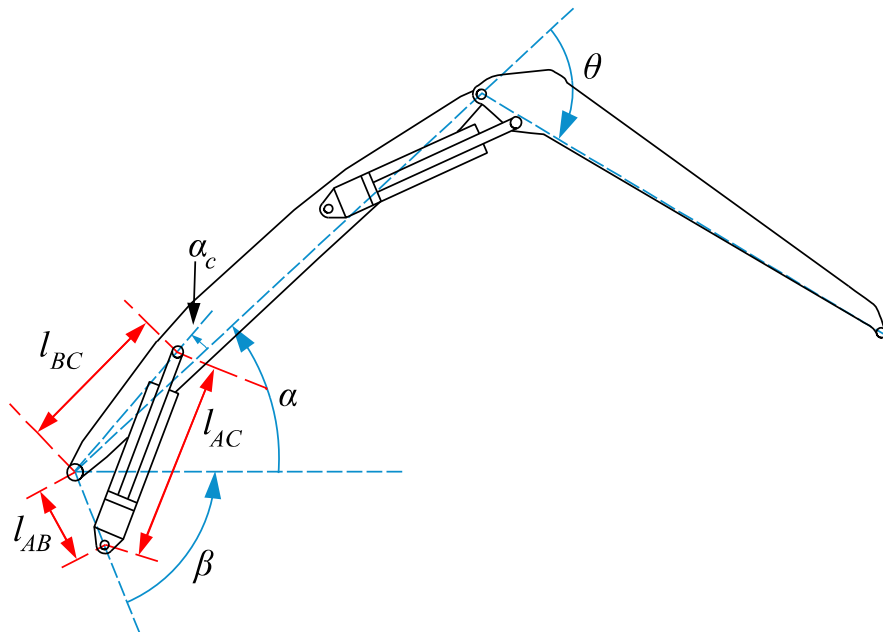
2.3.1 Sylinterin pituus ja tehollinen kuormamassa

Sylinterin pituudella tarkoitetaan sen ala- ja ylätapin välistä etäisyyttä. Sen avulla voidaan ratkaista sylinterin männän asema, joka kertoo männän paikan sylinterin iskunpituudella. Tieto sylinterin pituudesta tarvitaan tehollisen kuormamassan laskentaan, kun taas sylinterin männän aseman avulla ratkaistaan hydrauliset kapasitanssit. Tehollisella kuormamassalla lasketaan ominaistajuus ja vaimennus kappaleessa 2.3.3. Lisäksi tehollista kuormamassaa käytetään järjestelmän lineaarisessa tilaesityksessä kappaleessa 2.5. Tässä kappaleessa ratkaistaan nostopuomin sylinterin pituus, männän asema ja tehollinen kuormamassa.

Nostopuomin sylinterin pituuden laskentaan tarvitaan tieto nostopuomin alatapin b_{11g} etäisyydestä sekä nostosylinterin alatappiin c_{11g} että ylätappiin c_{12b} . Kuva 7 esittää puomin sylinterien pituuslaskennassa käytettäviä parametriarvoja tappien välisistä etäisyyksistä ja puomien välisistä kulmista. Merkitään etäisyyttä nostosylinterin alatappiin parametrilla l_{AB} ja ylätappiin l_{BC} . Molemmat etäisyydet voidaan laskea käyttämällä Pythagoraan lausetta

$$l_{AB} = \sqrt{(c_{11g,x} - b_{11g,x})^2 + (b_{11g,y} - c_{11g,y})^2} \quad (1)$$

$$l_{BC} = \sqrt{c_{12b,x}^2 + c_{12b,y}^2} \quad (2)$$



Kuva 7 Puomin sylinterin pituus ratkaistaan tappien välisistä etäisyyksistä ja kulmien avulla.

Lisäksi sylinterin pituuden laskentaan tarvitaan kulmien β ja α_c arvot. Kulma β on trigonometrian perusyhtälön kosinin mukaan

$$\beta = \cos^{-1}\left(\frac{c_{11g,x} - b_{11g,x}}{l_{AB}}\right) \quad (3)$$

ja kulma α_c on tangentin mukaan

$$\alpha_c = \tan^{-1}\left(\frac{c_{12b,y}}{c_{12b,x}}\right) \quad (4)$$

Nyt nostopuomin sylinterin pituus l_{AC} voidaan laskea kosinilauseen avulla

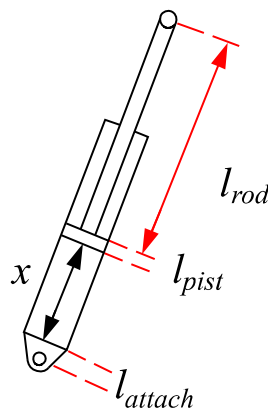
$$l_{AC} = \sqrt{l_{BC}^2 + l_{AB}^2 - 2 \cdot l_{BC} \cdot l_{AB} \cdot \cos(\alpha + \beta + \alpha_c)} \quad (5)$$

missä α on nostopuomin kulma globaalin koordinaatiston suhteen.

Seuraavaksi voidaan määrittää nostopuomin sylinterin männän asema

$$x = l_{AC} - l_{rod} - l_{pist} - l_{attach} \quad (6)$$

missä l_{rod} on männänvarren pituus, l_{pist} on männän pituus ja l_{attach} on sylinterin alata-pin kiinnityksen pituus. Kuva 8 esittää, kuinka sylinterin männän asema x ratkaistaan. Kun männän asema on $x = 0$ m, sylinterin pituus on lyhyimmillään ja minimi-iskunpituudella. Sen sijaan sylinterin pisimmällä asennolla ja maksimi-iskunpituudella männän asema on $x = 1,74$ m.



Kuva 8 Sylinterin männän asema ratkaistaan männänvarren, männän ja sylinterin alata-pin kiinnityksen pituuden erotuksena sylinterin pituudesta.

Taulukko 2 esittää puomin tehollisen kuormamassan laskentaan käytettävät vakioarvoiset parametrit ja Kuva 9 havainnollistaa ratkaistavia parametrejä. Ensimmäisenä ratkais-

taan taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alataipista l_{CMsb} , jota tarvitaan puomiston kokonaishitausmomentin määrittämisessä nostopuomin alataipin suhteen. Se voidaan ratkaista soveltamalla kosinilauseetta

$$l_{CMsb}(x)^2 = l_{CMs}^2 + l_b^2 - 2 \cdot l_{CMs} \cdot l_b \cdot \cos(180 - \theta + \theta_{CM}) \quad (7)$$

missä l_{CMs} on taittopuomin massakeskipisteen etäisyys taittopuomin alataipista, l_b on nostopuomin pituus, θ on taittopuomin kulma nostopuomin suhteen ja θ_{CM} on taittopuomin massakeskipisteen kulma taittopuomin koordinaatistossa. Taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alataipista eli nostopuomin lokaalin koordinaatiston origosta on riippuvainen sekä nostopuomin sylinterin männän asemasta x että taittopuomin kulmasta θ .

Taulukko 2 Puomin tehollisen kuormamassan laskennassa esiintyvät vakioarvoiset-parametrit.

Parametri	Parametrin arvo	Yksikkö
Nostopuomin massa m_b	8616,9262	kg
Nostopuomin pituus l_b	12,0	m
Taittopuomin massa m_s	3238,4064	kg
Taittopuomin pituus l_s	9,0	m
Nostopuomin hitausmomentti massakeskipisteen suhteen z-akselin ympäri J_{zzb}	115550,93	kgm ²
Taittopuomin hitausmomentti massakeskipisteen suhteen z-akselin ympäri J_{zzs}	25317,621	kgm ²

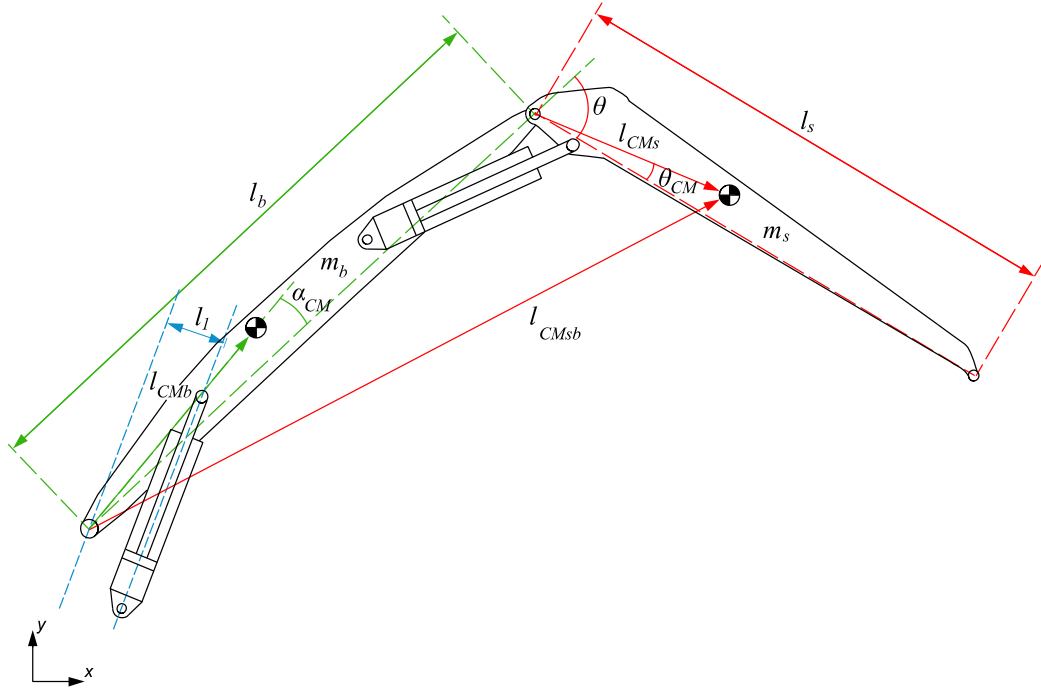
Puomiston kokonaishitausmomentin laskennassa nostopuomin alataipin suhteen voidaan hyödyntää STEINERin lausetta, jonka mukaan kappaleen hitausmomentti tietyn pisteen suhteen voidaan siirtää toiseen pisteeseen. STEINERin lause on muotoa [25]

$$J_Q = J_G + mr_{G/Q}^2 \quad (8)$$

missä J_G on kappaleen hitausmomentti sen massakeskipisteen suhteen, m on kappaleen massa ja $r_{G/Q}$ on kappaleen massakeskipisteen etäisyys pisteeseen, jonka suhteen hitausmomentti lasketaan. Nyt voidaan laskea hitausmomentti koko puomistolle sen alataipin suhteen seuraavalla yhtälöllä

$$\sum J(x) = J_{zzb} + m_b l_{CMb}^2 + J_{zzs} + m_s l_{CMsb}(x)^2 \quad (9)$$

missä J_{zzb} on nostopuomin hitausmomentti sen massakeskipisteen suhteen, m_b on nostopuomin massa, l_{CMb} on nostopuomin massakeskipisteen etäisyys alatappiin, J_{zss} on taittopuomin hitausmomentti sen massakeskipisteen suhteen, m_s on taittopuomin massa ja l_{CMsb} on taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alatappiin.



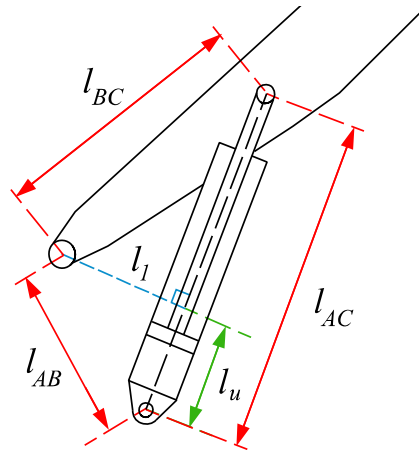
Kuva 9 Puomin tehollisen kuormamassan laskentaa varten määritetään taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alatappista ja puomiston kokonaishitausmomentti.

Tehollisen kuormamassan laskentaan tarvitaan tieto nostosylinterin kohtisuoraisesta etäisyydestä nostopuomin alatappiin. Kuva 10 havainnollistaa laskentaan liittyviä parametrejä. Etäisyys l_1 voidaan esittää Pythagoraan lauseen avulla kahdella eri tavalla

$$\begin{cases} l_1^2 = l_{BC}^2 - (l_{AC} - l_u)^2 \\ l_1^2 = l_{AB}^2 - l_u^2 \end{cases} \quad (10)$$

missä l_u on kuvassa esitetty vihreällä merkitty etäisyys. Yhtälöt yhdistämällä ja sievennyksen jälkeen saadaan ratkaistua etäisyyden arvo l_u . Sijoittamalla se takaisin alkuperäiseen yhtälöön voidaan ratkaista l_1 etäisyys

$$l_1 = \sqrt{l_{AB}^2 - \left(\frac{l_{AC}^2 - l_{BC}^2 + l_{AB}^2}{2l_{AC}} \right)^2} \quad (11)$$

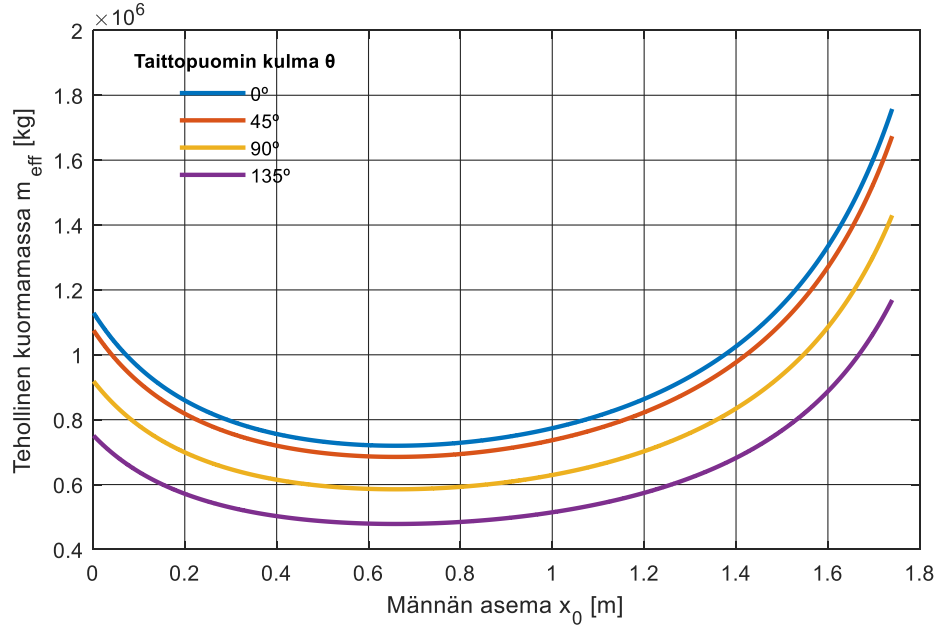


Kuva 10 Nostosylinterin kohtisuorainen etäisyys nostopuomin alatapista ratkaistaan soveltamalla Pythagoraan lausetta.

Nyt voidaan laskea tehollinen kuormamassa nostosylinterillä

$$m_{eff}(x) = \frac{J(x)}{l_1(x)^2} \quad (12)$$

missä J on puomin kokonaishitausmomentti ja l_1 on nostosylinterin kohtisuorainen etäisyys nostopuomin alatappiin. Molemmat arvot muuttuvat nostopuomin sylinterin männän aseman x suhteen. Kuva 11 esittää nostosylinterin tehollisen kuormamassan taittopuomin eri kulmilla männän aseman funktiona, missä kuormamassa vaihtelee jopa $m_{eff} = 500\,000 \dots 1\,700\,000 \text{ kg}$ välillä. Kuvasta nähdään, että tehollinen kuormamassa on sitä suurempi mitä pienempi on taittopuomin kulma θ eli mitä enemmän taittopuomia on ajettu ulospäin. Lisäksi kuvasta voidaan todeta, että tehollinen kuormamassa saavuttaa pienimmän arvonsa hieman ennen sylinterin iskunpituuden puoliväliä ja suurimman arvonsa sylinterin iskunpituuden päässä.



Kuva 11 Nostosylinterin tehollinen kuormamassa vaihtelee sekä nostosylinterin männän aseman että taippuomin kulman mukaan.

2.3.2 Sylinterin kuormavoima

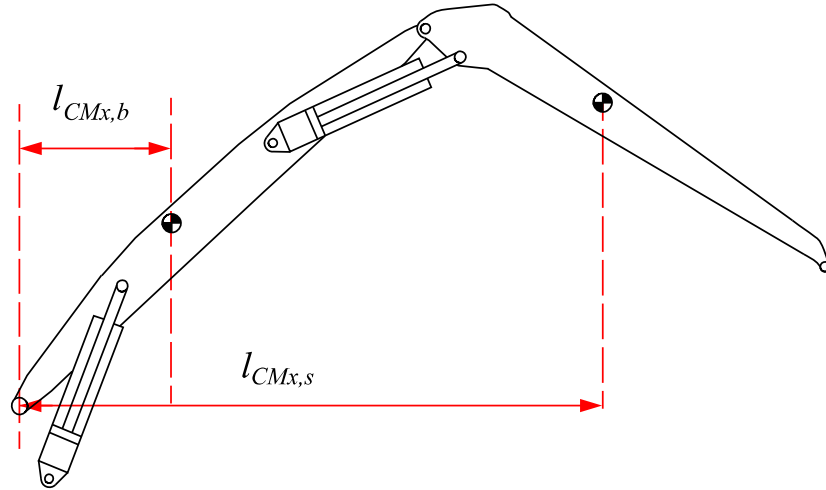
Sylinterille kohdistuvaa kuormavoimaa tarvitaan sylinterin A-paineen tasapainotilan arvoa varten kappaleessa 2.4. Kuormavoima ratkaistaan gravitaatiovoiman aiheuttaman vääntömomentin pyörimisakselin suhteen ja sylinterin kiihdyttämiseen vaadittavan voiman eli hitausvoiman summan avulla. Gravitaation kokonaisvääntömomentti on summa kaikkien massa-alkioiden vääntömomenttien yli

$$\tau_{gr,i}(x) = \sum_i \tau_i = \sum_i l_{CMx,i} m_i g = g \left(\sum_i m_i l_{CMx,i} \right) \quad (13)$$

missä g on gravitaatiovoima, m_i yksittäinen massa-alkio ja $l_{CMx,i}$ massa-alkion massakeskipisteen x -etäisyys pyörimisakselista globaalissa koordinaatistossa. Kuva 12 esittää puomien massakeskipisteiden x -etäisyydet pyörimisakseleista. Nostopuomin massakeskipisteen x -etäisyys $l_{CMx,b}$ nostopuomin alatapista saadaan kosinin mukaan

$$l_{CMx,b} = \cos(\alpha + \alpha_{CM}) l_{CMb} \quad (14)$$

missä α on nostopuomin kulma, α_{CM} on nostopuomin massakeskipisteen kulma nostopuomin koordinaatistossa ja l_{CMb} on nostopuomin massakeskipisteen etäisyys puomin alatapista.



Kuva 12 Puomien massakeskipisteiden x -etäisyydet pyörimisakseleista ratkaistaan soveltamalla kinematiikkaa.

Taittopuomin massakeskipisteen x -etäisyys nostopuomin alataipista voidaan ratkaista soveltamalla kosinin perusyhtälöä ja kosinilauseetta

$$l_{CMx,s} = l_{CMsb} \cos \left(\alpha - \cos^{-1} \left(\frac{-l_{CMs}^2 + l_b^2 + l_{CMsb}^2}{2l_b l_{CMsb}} \right) \right) \quad (15)$$

missä l_{CMs} on taittopuomin massakeskipisteen etäisyys taittopuomin alataipista, l_b nostopuomin pituus ja l_{CMsb} taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alataipista. Nostopuomin sylinterille kohdistuvan puomiston gravitaatiovoiman yhtälö saa muodon

$$F_{cyl,gr}(x) = \frac{\tau_{gr}}{l_1} \quad (16)$$

missä l_1 on yhtälöllä (11) ratkaistu nostopuomin sylinterin kohtisuorainen etäisyys nostopuomin alatappiin. Kiihdyttämiseen vaadittava hitausvoima on Newtonin toisen lain mukaan

$$F_{acc}(x) = m_{eff}(x)a \quad (17)$$

missä m_{eff} on tehollinen kuormamassa ja a sylinterin männän kiihtyvyys. Kiihtyvyyden arvona käytetään sen maksimiarvoa, joka ratkaistaan derivoimalla nopeusasetusarvon yhtälö (48) kappaleessa 3.3.3 ja määrittämällä sen maksimiarvo. Nyt nostopuomin sylinterille kohdistuvaksi kuormavoimaksi saadaan

$$F_{load}(x) = \left(F_{cyl,gr}(x) + F_{acc}(x) \right) \cdot (1 + \mu_{piston}) \quad (18)$$

missä männän arvioitu kitkakerroin on $\mu_{piston} = 0,05$.

2.3.3 Ominaistaajuus ja vaimennus

Hydraulisen järjestelmän ominaistaajuudella tarkoitetaan värähtelytaajuutta, joka syntyy järjestelmään tietyn sylinterin liikkeen jälkeen [21]. Se kertoo järjestelmän dynamiikan nopeudesta [14]. Toisin sanoen se liittyy järjestelmän jäykkyyteen, jolloin korkean ominaistaajuuden järjestelmää on helpompi säätää sen paremman kiihtyvyyden takia verrattuna matalan ominaistaajuuden järjestelmään [21].

Järjestelmät värähtelevät, koska niiden liike- ja potentiaalienergia kiertävät edestakaisin. Hydraulijärjestelmän tapauksessa liike-energia on massan ja nopeuden funktio, kun taas potentiaalienergia on paineen ja hydraulinesteen tilavuuden funktio. Järjestelmän värähtelyn energiahäviöominaisuuksiin liittyy vaimennus, jota käytetään yleensä poistamaan ylimääräinen värähtely. [26] Sitä kuvataan vaimennusvakiolla, joka kertoo järjestelmän kyvystä vaimentaa värähtelyä [14].

Tässä kappaleessa ratkaistaan tarkasteltavan järjestelmän ominaistaajuus ja vaimennusvakio sylinterin männän aseman funktiona. Ominaistaajuuden perusteella valitaan linearisointipisteet järjestelmän dynamiikkaa kuvaavalle tilaesitykselle, joka tehdään kappaleessa 2.5. Vaimennuskertoimen avulla taas selvitetään säädön suunnitteluun vaikuttava järjestelmän vaimennuskyky.

Ominaistaajuuden laskentaan tarvitaan tieto hydraulisista kapasitansseista, jotka kertovat sylinterin männän molempien puolien paineistettujen tilavuuksien ja tehollisten puristuskertoimien suhteen. Ensimmäisenä ratkaistaan laskentoihin vaadittavat sylinterin männän pinta-ala A_A ja männänvarren puolen pinta-ala A_B . Koska nostopuomin sylintereitä on kaksi, pinta-alat kerrotaan kahdella. Pinta-alat voidaan ratkaista yhtälöillä

$$A_A = \frac{\pi}{4} d_A^2 \cdot 2 \quad (19)$$

$$A_B = A_A - \frac{\pi}{4} d_B^2 \cdot 2 \quad (20)$$

missä d_A on männän halkaisija ja d_B männänvarren halkaisija. Nyt hydraulisten kapasitanssien yhtälöt molemmille puolille paineistettua järjestelmää saavat muodon [13]

$$C_{hA} = \frac{V_A}{B_{eff,A}} = \frac{A_A x + V_{0A} + V_{hA} + V_{pA}}{B_{oil}} + \frac{V_{hA}}{B_{hose}} + \frac{V_{pA}}{B_{pipe}} \quad (21)$$

$$C_{hB} = \frac{V_B}{B_{eff,B}} = \frac{A_B (x_{max} - x) + V_{0B} + V_{hB} + V_{pB}}{B_{oil}} + \frac{V_{hB}}{B_{hose}} + \frac{V_{pB}}{B_{pipe}} \quad (22)$$

missä x on sylinterin männän asema ja x_{max} männän asema sylinterin maksimi-iskunpituudella. Lisäksi V on paineistetun järjestelmän tilavuus, B_{eff} tehollinen puristuskertoimen,

V_0 kuollut tilavuus, V_h letkujen tilavuus ja V_p putkien tilavuus joko A- tai B-puolella painestettua järjestelmää. Puristuskertoimet öljylle B_{oil} , letkuille B_{hose} ja putkille B_{pipe} ovat samat molemmilla puolilla.

Taulukko 3 listaa hydraulisten kapasitanssien laskentaan käytettyjä vakioarvoisia parametrejä, jotka on saatu koneen simulaattorimallilta. Letkujen puristuskertoimeen liittyy kuitenkin voimakkaasti vaihtelevuutta letkun materiaalin ja rakenteen mukaan, jolloin puristuskertoimet vaihtelevat yleensä 70–700 MPa välillä [11]. Tässä työssä puristuskertoimeksi arvioidaan 400 MPa poiketen simulaattorilta saatavasta varsin pienestä arvosta 7 MPa. Sylinterin kuolleen tilavuuden V_0 laskemisessa voidaan pitää riittävänä arviona vakioarvon ja männän pinta-alan tuloa $0,02 \cdot A_A$, koska tilavuuksien tarkka määrittäminen on vaikeaa [13]. Kuolleella tilavuudella V_{0A} tarkoitetaan sylinterin A-kammion öljytilavuutta sylinterin minimi-iskunpituudella ja vastaavasti tilavuudella V_{0B} sylinterin B-kammion öljytilavuutta maksimi-iskunpituudella.

Taulukko 3 Laskennassa esiintyviä vakioparametrejä

Parametri	Parametrin arvo	Yksikkö
Männän halkaisija d_A	200	mm
Männänvarren halkaisija d_B	140	mm
Letkun puristuskerroin B_{hose}	400	MPa
Putken puristuskerroin B_{pipe}	8000	MPa
Öljyn puristuskerroin B_{oil}	1600	MPa
Letkujen tilavuus V_{hA}	0,0026	m^3
Letkujen tilavuus V_{hB}	0,0037	m^3
Putkien tilavuus V_{pA}	0,00067	m^3
Putkien tilavuus V_{pB}	0,00067	m^3

Nyt ominaistajuus ω_N voidaan ratkaista sylinterille kohdistuvan tehollisen kuormamassan, sylinterin männän pinta-alojen ja hydraulisten kapasitanssien avulla kaavalla [13]

$$\omega_N(x) = \sqrt{\frac{A_A^2 C_{hB}(x) + A_B^2 C_{hA}(x)}{C_{hA}(x) C_{hB}(x) m_{eff}(x)}} \quad (23)$$

missä A_A on männän puolen pinta-ala, C_{hB} männänvarrenpuoleinen hydraulinen kapasitanssi, A_B männänvarrenpuoleinen pinta-ala, C_{hA} männän puolen hydraulinen kapasitanssi.

tanssi ja m_{eff} tehollinen kuormamassa. Männänvarrenpuoleinen hydraulinen kapasitanssi, männän puolen hydraulinen kapasitanssi ja tehollinen kuormamassa riippuvat sylinterin männän asemasta x .

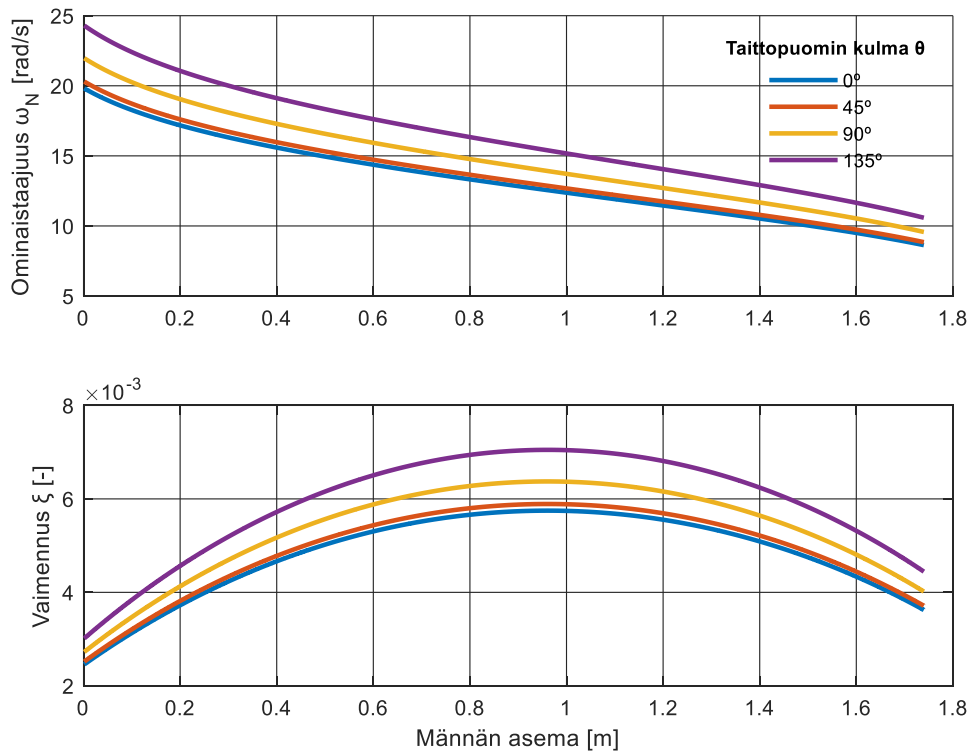
Vaimennuskertoimen tarkka määrittäminen on haastavaa, koska vaimennus riippuu vahvasti venttiilin avaumasta, tehollisesta kuormamassasta, sylinterin männän asemasta ja viskoosikitkasta [14]. Viskoosikitka johtuu nestepartikkeleiden välisistä keskinäisistä kitkoista, mihin liittyy myös virtausnesteen ja sen kanssa vuorovaikutuksessa olevan kiinteän kappaleen rajapinnassa esiintyvä ulkoinen kitka [11]. Arvio viskoosikitkakertoimesta voidaan määrittää kaavalla [13]

$$b = 0,05 \cdot A_A \cdot p_P \quad (24)$$

missä p_P on syöttöpaine, jonka arvoksi asetetaan simulaattorimallilta saatu maksimaalinen syöttöpaine 35 MPa . Nyt voidaan laskea arvio vaimennuskertoimesta yhtälöllä [14]

$$\xi(x) \approx \frac{b}{2\omega_N(x)m_{eff}(x)}. \quad (25)$$

Kuva 13 esittää nostosylinterin ominaistajuuden ja vaimennuksen männän aseman funktiona, kun taittopuomin kulma on $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ ja 135° . Kuvasta nähdään, että ominaistajuus saa pienimmät arvonsa nostosylinterin maksimi-iskunpituudella, kun taas suurimmat minimi-iskunpituudella. Sen sijaan vaimennus saa pienimmät arvonsa minimi-iskunpituudella ja suurimmat lähellä männän asemaa $x = 1 \text{ m}$. Vertaamalla kuvia eri taittopuomin kulmalla havaitaan, että suurempi taittopuomin kulma θ aiheuttaa suuremman ominaistajuuden ja vaimennuksen nostosylinterillä. Eli mitä enemmän taittopuomi on ajettu sisään, sitä suurempi on ominaistajuus ja vaimennus.



Kuva 13 Nostosylinterin ominaistaajuus ja vaimennus muuttuvat sekä nostosylinterin männän aseman että taittopuomin kulman mukaan.

Valitaan tarkasteltavaksi puomin asennoksi taittopuomin kulma $\theta = 45^\circ$. Siinä tapauksessa nostosylinterillä vaikuttava minimi ominaistaajuus on $\omega_{N,min} = 8,8457 \text{ rad/s}$, kun männän asema on $x = 1,74 \text{ m}$ eli sylinterin maksimi-iskunpituus. Sen sijaan maksimi ominaistaajuus on $\omega_{N,max} = 20,303 \text{ rad/s}$, kun männän asema on $x = 0 \text{ m}$ eli sylinterin minimi-iskunpituus. Säädön suunnittelun haastavuus riippuu ominaistaajuuden arvosta. Koska ominaistaajuuden minimiarvo saavutetaan sylinterin maksimi-iskunpituudella ja maksimiarvo sylinterin minimi-iskunpituudella, valitaan sylinterin päätyasennot lineaarisointipisteiksi. Silloin säädön suunnittelussa nähdään, että säätö toimii ja järjestelmä pysyy stabiilina kaikilla männän asemilla eli koko sylinterin iskunpituudella.

Järjestelmän vaimennus on pieni, koska vaimennuskertoimen arvo vaihtelee vain välillä $\xi = 0,0025 \dots 0,0059$. Axin *et al.* mukaan [1] painekompensoitujen venttiilien huono puoli on juuri huono vaimennus. Se johtuu venttiilin painekompensoittorista, jonka tarkoituksena on pitää vakio paine-ero venttiilin yli riippumatta painevaihteluista pumpun ja kuorman puolella. Venttiilin läpi menevä tilavuusvirta ei vaihtele, kun sylinterin paine värähtelee. Sen takia mikään ei vaimenna kiihdytysvoimaa. Huonosti vaimentavalla järjestelmällä on taipumusta värähtelyyn, jolla on negatiivinen vaikutus taas järjestelmän käyttäytymiseen. [1]

Pieniä vaimennuksen arvoja voi osaltaan selittää myös se, että kaava 25 ottaa huomioon ainoastaan tulopuolen. Paluupuolella paineen vaihtelu aiheuttaa tilavuusvirran vaihtelua lisäten näin jonkin verran vaimennusta. Vaimennuksen arvoja voidaan pitää kuitenkin turvallisena oletuksena, koska todellisuudessa niiden ei pitäisi olla ainakaan pienempiä. Järjestelmän heikko vaimennusominaisuus otetaan huomioon säädön suunnittelussa kappaleessa 3.4, missä sitä yritetään parantaa oikeanlaisella säädinlogiikalla.

2.4 Sylinterin ohjauksen matemaattinen malli

Tässä kappaleessa luodaan nostopuomin sylinterin positiivisen liikkeen matemaattinen malli. Se sisältää sylinteriä ohjaavan venttiilin tilavuusvirtayhtälöt ja niiden linearisoinnin. Lisäksi matemaattiseen malliin kuuluu järjestelmän paineyhtälöt ja sylinterin voimayhtälö. Näiden avulla muodostetaan järjestelmän lineaarinen tilaesitys kappaleessa 2.5.

LUDV-venttiin yli vaikuttava paine-ero pysyy vakiona ja tilavuusvirran määrä on suoraan verrannollinen venttiin avaumaan riippumatta kuorman paineen vaihteluista [33]. Sen lisäksi myös perinteisen painekompensoidun venttiin yli vaikuttava paine-ero on vakio ja ainoastaan venttiin avaus määrää sen läpi menevän tilavuusvirran määrän riippumatta paine-erosta [31]. Paine-ero voidaan olettaa vakioksi, kun tarkastellaan järjestelmän toimintaa painekompensaattorin rajataajuutta selvästi matalammilla taajuuksilla. Koska perinteinen painekompensoitu venttiili perustuu samanlaiseen toimintaan, voidaan LUDV-venttiin läpi menevän tilavuusvirran määrittämisessä hyödyntää samaa kaavaa. Tilavuusvirtayhtälö Q_{PA} pumpulta sylinterille päin eli venttiin PA-reunan yli johdetaan painekompensoidulle venttiilille kuristuksen läpi kulkevan turbulenttisen virtauksen tilavuusvirtayhtälön avulla [9]

$$\begin{aligned}
 Q_{PA} &= C_d A_d \bar{z} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_A - p_P)} \\
 &= C_d A_d \bar{z} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{set}} \\
 &= Q_{max} \cdot \bar{z}
 \end{aligned} \tag{26}$$

missä C_d on virtauskerroin, A_d venttiin maksimaalisen avauksen poikkipinta-ala, \bar{z} venttiin suhteellinen avaus, ρ nesteen tiheys, p_A toimilaitteen paine, p_P syöttöpaine, p_{set} painekompensaattorin jousipaine ja Q_{max} maksimaalinen tilavuusvirta venttiin läpi. Se on riippumaton kuorman paineesta, koska paine-ero venttiin yli pidetään vakiona. Saman kaavan avulla saadaan myös sylinteriltä palaavan eli BT-reunan yli tulevan öljyn

tilavuusvirtayhtälö Q_{BT} , mutta siinä tapauksessa tilavuusvirta oletetaan olevan riippuvainen paine-erosta.

Nyt hydraulisen painekompensoidun venttiilin tilavuusvirtayhtälöiksi saadaan

$$\begin{cases} Q_{PA} = Q_{max}\bar{z} \\ Q_{BT} = K_{v,BT}\bar{z}\sqrt{p_{B0+}} \end{cases} \quad (27)$$

missä $K_{v,BT}$ on venttiilin tilavuusvirtakerroin BT-reunan yli ja p_{B0+} tasapainotilan paine positiiviseen liikesuuntaan B-kammiossa. Venttiilin tilavuusvirtakerroin lasketaan kaavalla

$$K_{v,BT} = \frac{Q_{N,BT}}{\sqrt{\Delta p_{N,BT}}} \quad (28)$$

missä $Q_{N,BT}$ on venttiilin nimellistilavuusvirta ja $\Delta p_{N,BT}$ nimellispaine-ero BT-reunan yli. Taulukko 4 esittää laskennassa esiintyvät LUDV-venttiilin vakioarvoiset parametrit, jotka ovat venttiilin läpi menevä maksimaalinen tilavuusvirta Q_{max} , nimellistilavuusvirta $Q_{N,BT}$ ja nimellispaine-ero $\Delta p_{N,BT}$ BT-reunan yli.

Taulukko 4 Laskennassa esiintyviä LUDV-venttiilin vakioarvoisia parametrejä

Parametri	Parametrin arvo	Yksikkö
Maksimaalinen tilavuusvirta Q_{max}	700	<i>l/min</i>
Nimellistilavuusvirta BT-reunan yli $Q_{N,BT}$	1000	<i>l/min</i>
Nimellispaine-ero BT-reunan yli $\Delta p_{N,BT}$	2,9	<i>MPa</i>

Tasapainotilan paine B-kammiossa voidaan ratkaista sylinterin liikenopeuden ja sylinteriltä palaavan öljyn tilavuusvirtayhtälön avulla. Sylinterin liikenopeus on sylinterille tuodun tilavuusvirran ja sen puoleisen männän pinta-alan osamäärä [11]. Silloin sylinterin positiivisen liikesuunnan nopeus on

$$\dot{x}_0 = \frac{Q_{max}\bar{z}}{A_A}, \quad (29)$$

missä A_A on sylinterin männän puolen pinta-ala. Sylinteriltä palaavan öljyn tilavuusvirta Q_{BT} voidaan yhtälön (27) lisäksi esittää muodossa

$$Q_{BT} = A_B \dot{x}_0 \quad (30)$$

missä A_B on sylinterin männänvarren puolen pinta-ala. Nyt yhdistämällä sylinteriltä palaavan öljyn tilavuusvirtayhtälöt (27) ja (30) sekä sylinterin männän nopeuden yhtälö (29) saadaan ratkaistua tasapainotilan paine B-kammiossa

$$p_{B0} = \left(\frac{A_B Q_{max}}{K_{v,BT} A_A} \right)^2 \quad (31)$$

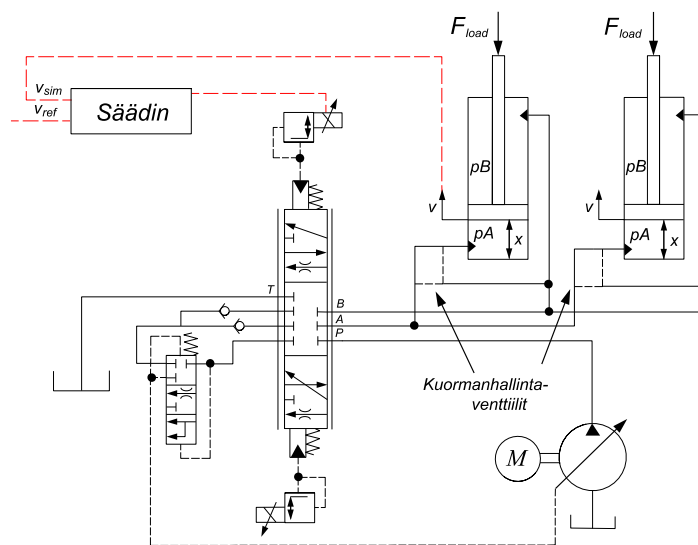
missä $K_{v,BT}$ on venttiilin tilavuusvirtakerroin BT-reunan yli. Nyt tasapainotilan paine A-kammiossa ratkaistaan voimayhtälöstä. Koska sylinterin tuottama voima on sylinterin työtä tekevän kammionpaineen ja vastakkaisessa kammiossa vallitsevan paineen aiheuttaman sisäisen voiman erotus [11]

$$F_{load} = p_{A0} A_A - p_{B0} A_B, \quad (32)$$

voidaan sijoittamalla yhtälön termit ratkaista tasapainotilan paine

$$p_{A0} = \frac{p_{B0} A_B + F_{load}}{A_A} \quad (33)$$

missä F_{load} on yhtälöllä (18) ratkaistu sylinterille kohdistuva kuormavoima. Kuva 14 esittää järjestelmän yksinkertaistetun hydraulikaavion. Kaaviosta nähdään muuttuvatilavuuksinen hydraulipumppu, moottori, LUDV-venttiili, kaksi nostopuomin sylinteriä, kuormanhallintaventtiilit ja tankki. Kuormanhallintaventtiilit on merkitty kaavioon yksinkertaistuksen vuoksi katkoviivoilla. Kaaviosta nähdään lisäksi LUDV-venttiilin yli menevät PA- ja BT-reunan virtauskanavat, sylinterien kammionpaineet p_A ja p_B , sylinterin männän asema x , nopeus v ja sylinterille kohdistuva kuormavoima F_{load} .



Kuva 14 Hydraulikaaviosta nähdään järjestelmään kuuluvat hydraulikomponentit.

Säädön suunnittelua varten tilavuusvirtayhtälöt täytyy linearisoida. Linearisointi tehdään osittaisderivoimalla tilavuusvirta sekä venttiilin avauksen että männänvarren puoleisen tilavuuden paineen suhteen linearisointipisteessä.

$$\delta Q_{PA} = \frac{\partial Q_{PA}}{\partial \bar{z}} \delta \bar{z} + \frac{\partial Q_{PA}}{\partial p_A} \delta p_A = Q_{max} \delta \bar{z} \cong K_{qA+} \delta \bar{z} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} \delta Q_{BT} &= \frac{\partial Q_{BT}}{\partial \bar{z}} \delta \bar{z} + \frac{\partial Q_{BT}}{\partial p_B} \delta p_B \\ &= K_{v,BT} \sqrt{p_{B0+}} \delta \bar{z} + \frac{K_{v,BT} \bar{z}_0}{2\sqrt{p_{B0+}}} \delta p_B \cong K_{qB+} \delta \bar{z} + K_{CB+} \delta p_B \end{aligned} \quad (35)$$

Nyt tilavuusvirtavahvistuksen ja tilavuusvirta-painekertoimien yhtälöt saavat muodon

$$\begin{cases} K_{qA+} = \frac{\partial Q_{PA}}{\partial \bar{z}} = Q_{max} \\ K_{CA+} = 0 \end{cases} \quad (36)$$

$$\begin{cases} K_{qB+} = \frac{\partial Q_{BT}}{\partial \bar{z}} = K_{v,BT} \sqrt{p_{B0+}} \\ K_{CB+} = \frac{\partial Q_{BT}}{\partial p_B} = \frac{K_{v,BT} \bar{z}_0}{2\sqrt{p_{B0+}}} \end{cases} \quad (37)$$

Huomataan, että tilavuusvirtayhtälö pumpulta toimilaitteelle päin venttiilin läpi on valmiiksi lineaarinen ja tilavuusvirta-painekerroin K_{CA+} häviää.

Hydraulisen nesteen dynamiikkaa kuvataan Newtonilaisen nesteen tilavuudessa painegradienttiyhtälöllä, jonka mukaan

$$\dot{p} = \frac{B_{eff}}{V} (Q - \dot{V}) \quad (38)$$

missä B_{eff} on nesteen tehollinen puristuskerroin, Q tilavuusvirta tilavuuteen V ja \dot{V} tilavuuden muutos [18]. Tästä saadaan sylinterin männän \dot{p}_A ja männänvarren \dot{p}_B puolen painegradienttiyhtälöt

$$\begin{cases} \dot{p}_A = \frac{B_{eff,A}(x)}{A_A x + V_{0A} + V_{hA}} (Q_{PA} - A_A \dot{x}) = \frac{1}{C_{hA}(x)} (Q_{PA} - A_A \dot{x}) \\ \dot{p}_B = \frac{B_{eff,B}(x)}{A_B (x_{max} - x) + V_{0B} + V_{hB}} (-Q_{BT} + A_B \dot{x}) = \frac{1}{C_{hB}(x)} (-Q_{BT} + A_B \dot{x}) \end{cases} \quad (39)$$

missä V_{0A} ja V_{0B} ovat sylinterin kuolleet tilavuudet, x männän asema ja \dot{x} männän nopeus [23]. Lisäksi voimayhtälö on

$$m\ddot{x} = p_A A_A - p_B A_B - F_\mu - F_{load} \quad (40)$$

missä \ddot{x} on männän kiihtyvyys, F_μ kitkavoima ja F_{load} kuormavoima.

Tässä työssä ei oteta järjestelmän mallinnuksessa huomioon venttiilin dynamiikkaa. Se otetaan huomioon, jos järjestelmän hydraulinen ominaistajuus on lähellä venttiilin raja-
taajuutta [7]. Kappaleessa 2.3.3 ratkaistut matalat ominaistajuudet kertovat kuitenkin
säädetävän järjestelmän suuresta hitaudesta, jolloin venttiilin dynamiikka voidaan olet-
taa olevan paljon korkeampi ja se voidaan jättää huomioimatta.

2.5 Sylinterin ohjauksen lineaarinen tilaesitys

Kaikki systeemit esittävät jotain fyysistä prosessia matemaattisella mallilla. Riippuen so-
velluksesta ja käytännön tarpeista, käytetään erilaisia menetelmiä ja tapoja kuvaamaan
järjestelmää. Parhaiten kehitetyt menetelmät on luotu LTI-järjestelmille (engl. Linear
Time-Invariant). [28]

Järjestelmän dynaamista käyttäytymistä kuvataan säätötekniikassa klassisilla tai tila-
esitysmenetelmillä. Klassisissa menetelmissä yhden sisääntulon ja ulostulon lineaarisia
järjestelmiä mallinnetaan ja analysoidaan Laplace-muunnettujen siirtofunktioiden avulla.
Klassiset menetelmät vaativat paljon monimutkaisia muuttuja-analyysejä, kuten vahvis-
tusten ja vaihekaavioiden tulkintaa, mitkä tekevät klassisten menetelmien käyttämisen
monimutkaiseksi monimuuttujajärjestelmissä. [29]

Sen sijaan tilaesitys koostuu tilamuuttujista, joiden arvo riippuu järjestelmään tulevasta
ohjaussignaaleista tai mallinnetuista ulkoisista häiriöistä sekä järjestelmän dynamiikkaa
kuvaavista aikamuuttuvista ensimmäisen kertaluvun differentiaaliyhtälöistä. Tilamuuttu-
jat kuvaavat järjestelmän nykyistä tilaa. Ne määrittävät sekä järjestelmän vasteen että
uuden tilan, mihin vaikuttavat ohjaussignaali ja dynamiikkaa kuvaavat yhtälöt. [6] Tila-
esityksellä voidaan kuvata ja analysoida myös epälineaarisia järjestelmiä, mikä on mah-
dotonta klassisilla menetelmillä [29]. Tässä työssä luodaan lineaarinen ja aikainvariantti
tilaesitys kuvaamaan järjestelmän dynamiikkaa. Se mahdollistaa LTI-järjestelmien sää-
töteorian hyödyntämisen säätöpiirin suunnittelussa ja virittämisessä.

Yleinen muoto lineaarisesta tilaesityksestä on

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \tag{41}$$

jossa ylempi yhtälö esittää systeemin tilayhtälöä ja alempi yhtälö systeemin mittausyh-
tälöä. Tilaesityksessä A on systeemimatriisi, B on ohjausmatriisi, C on mittausmatriisi ja
 D on suoravaikutusmatriisi. Vektori x on tilavektori, u on ohjausvektori ja y on mittaus-
vektori. [6] Tässä työssä nostopuomin sylinterin ohjauksen dynamiikkaa kuvataan tila-
esityksellä, jossa tilamuuttujia ovat sylinterin kammiopaineet, sylinterin männän asema
ja nopeus.

Matriisit A ja B voidaan muodostaa linearisoiduista paine- ja voimayhtälöistä. Paine-yhtälöt saavat muodon

$$\begin{cases} \dot{p}_A = \frac{1}{C_{hA}(x)}(Q_{PA} - A_A \dot{x}) \approx \frac{1}{C_{hA}(x)}(K_{qA+} \delta \bar{z} - A_A \dot{x}) \\ \dot{p}_B = \frac{1}{C_{hB}(x)}(-Q_{BT} + A_B \dot{x}) \approx \frac{1}{C_{hB}(x)}(-K_{qB+} \delta \bar{z} - K_{CB+} \delta p_B + A_B \dot{x}) \end{cases} \quad (42)$$

ja voimayhtälö on

$$\delta \ddot{x} = \frac{A_A}{m_{eff}} \delta p_A - \frac{A_B}{m_{eff}} \delta p_B - \frac{b}{m_{eff}} \delta \dot{x} - \frac{1}{m_{eff}} \delta F_{load} \quad (43)$$

jossa m_{eff} on sylinterille kohdistuva tehollinen kuormamassa ja b viskoosikitkerroin. Jotta järjestelmän kaikki tilat ovat mitattavissa kaikilla ajanhetkillä, valitaan mittausmatriisiksi C 4x4-identiteettimatriisi. Sen sijaan suoravaikutusmatriisi D on 4x2-nollamatriisi. Nyt voidaan muodostaa hydraulisen servojärjestelmän lineaarinen tilaesitys, kun sijoitetaan sekä systeemi-, ohjaus-, mittaus- ja suoravaikutusmatriisit että tila-, ohjaus- ja mitausvektori tilaesityksen yleiseen muotoon

$$\begin{bmatrix} \delta \dot{p}_A \\ \delta \dot{p}_B \\ \delta \dot{x} \\ \delta \ddot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{-A_A}{C_{hA}(x)} \\ 0 & \frac{-K_{CB+}}{C_{hB}(x)} & 0 & \frac{A_B}{C_{hB}(x)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{A_A}{m_{eff}} & \frac{-A_B}{m_{eff}} & 0 & \frac{-b}{m_{eff}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_A \\ \delta p_B \\ \delta x \\ \delta \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K_{qA+}}{C_{hA}(x)} & 0 \\ \frac{-K_{qB+}}{C_{hB}(x)} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{m_{eff}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \bar{z} \\ \delta F_{load} \end{bmatrix} \quad (44)$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_A \\ \delta p_B \\ \delta x \\ \delta \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \delta \bar{z}$$

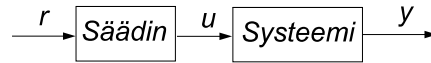
3. MENETELMÄT JA SÄÄDÖN SUUNNITTELU

Tässä luvussa esitetään työssä käytettävät menetelmät ja tehdään nopeussäädön suunnittelu materiaalinkäsittelykoneen sylinterille puomissa. Ensimmäisenä tutustutaan avoimen ja suljetun järjestelmän sekä nopeusservon käsitteisiin. Sen jälkeen käydään läpi työssä käytettävät järjestelmän vastetta ja dynaamista suorituskykyä mittaavat menetelmät. Näitä menetelmiä käytetään säätöalgoritmin suunnittelussa määrittämään mahdollisimman hyvin toimiva säädin järjestelmälle. Viimeisenä tässä luvussa esitetään säätöpiirin implementoinnin vaiheet reaaliaikaiselle simulaattorille.

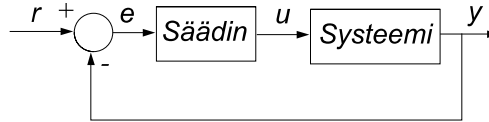
3.1 Avoin ja suljettu järjestelmä

Proportionaalitekniikka perustuu proportionaali- tai sähkömagneetin kykyyn liikuttaa venttiilin luistia suhteessa mekaaniseen, hydrauliseen, pneumaattiseen tai sähköiseen ohjaukseen. Se on kehitetty alun perin ohjausjärjestelmiin, jossa sille on laajimmat sovelluskohteet. Koska proportionaalitekniikassa jatkuva lähtösuureen mittaus säätimelle puuttuu, käytössä on ohjaus säädön sijaan. [7] Lähtösuureen mittauksen eli takaisinkytkennän puuttuessa kyseessä on avoin järjestelmä [29]. Kuva 15.a esittää lohkokaaavioesityksen avoimesta järjestelmästä. Lohkokaaviosta nähdään, että asetusarvosignaalisti r muodostetaan säätimessä ohjaussignaali u , joka syötetään systeemiin. Systeemistä ulostuleva signaali on lähtösuureen mittaus y .

Järjestelmän ominaisuuksia saadaan kuitenkin parannettua merkittävästi, kun sinne lisätään takaisinkytkentöjä. Kun proportionaalijärjestelmässä käytetään takaisinkytkentöjä, kutsutaan sitä servojärjestelmäksi ja puhutaan ohjauksen sijaan säädöstä. [7] Samalla järjestelmä muuttuu suljetuksi järjestelmäksi. Koska suljetussa järjestelmässä säätimelle tulee aina tieto lähtösuureen mittauksesta, se on kykeneväinen saavuttamaan halutun asetusarvon häiriöstä huolimatta. [29] Kuva 15.b esittää lohkokaaavioesityksen suljetusta järjestelmästä. Lohkokaaviosta nähdään, että järjestelmään on lisätty takaisinkytkentähaara, joka vähennetään asetusarvosignaalisti r . Tätä erotusta kutsutaan eroosuureksi e , joka syötetään säätimelle.



(a) Avoin järjestelmä



(b) Suljettu järjestelmä

Kuva 15 Lohkokaavioesitys avoimesta (a) ja suljetusta (b) järjestelmä.

Tässä työssä tarkasteltavan järjestelmän venttiilin luistin liike toimii virtaohjauksella. Tarkoituksena on parantaa järjestelmän nopeusominaisuuksia toimilaitteen eli sylinterin takaisinkytkennällä. Koska suunnitellaan nopeussäätöä, takaisinkytkentähaarassa mitataan nopeutta.

3.2 Nopeusservo

Nopeusservo on tyypillinen servojärjestelmä. Säättöpiirin tärkein takaisinkytkentä on nopeustakaisinkytkentä, koska säädettävä suure on toimilaitteen eli sylinterin nopeus. Usein säättöpiiriin lisätään kuitenkin myös muita takaisinkytkentöjä, jotta järjestelmän ominaisuudet paranevat. Yleisesti nopeusservojärjestelmiä käytetään muuttuvaa tarkkaa nopeussäätöä vaativissa sovelluksissa kuten tuotantolinjoissa. Järjestelmän ohjaussignaali on normaalisti muuttuva ajan funktiona. [7] Ohjaussignaalista ja asetusravosta puhutaan lisää kappaleessa 3.3.3.

Toisin kuin asemaservoissa, nopeusservoissa toimilaitte ei toimi integroivana elimenä. Tästä syystä järjestelmän tarkkuuden parantamiseksi integrointi suoritetaan venttiiliohjauksessa nopeusservossa säätäjässä. Integraattorin ansiosta teoreettinen virhe nopeudessa saadaan nolaksi. Tällaisella ratkaisulla päästään tarkkuuden näkökulmasta jopa edullisempaan tilanteeseen verrattuna asemaservoon, koska integraattori on säättöpiirin myötähaarassa ennen muita laitteita. Silloin mahdolliset järjestelmän myötähaarassa olevat häiriösignaalit ovat myös integraattorin jälkeen, mikä on toivottavaa tarkkuuden kannalta. Jotta säätäjä antaisi pelkkää I-säätöä paremman dynamiikan, käytännössä päädytään yleensä käyttämään PI- tai PID-säätäjää. D-termi lisätään säätimeen, kun liikutellaan suurehkoja massoja ja halutaan hyvää suorituskykyä. [7]

3.3 Järjestelmän suorituskyky

Dynaamisten järjestelmien analysoinnissa halutaan tietää, miten lähtösignaali käyttäytyy erilaisilla tulosignaaleilla. Vaikka järjestelmän todelliset tulosignaalit tunnettaisiin, ei niitä yleensä käytetä. [7] Sen sijaan järjestelmien dynaamisen suorituskyvyn testaamisen yleistämiseksi käytetään vakio testimenetelmiä, jotka ovat askel-, impulssi- ja taajuusvaste. [28] Tässä työssä näiden testimenetelmien lisäksi käytetään asetusarvorataa, joka vastaa todellista tulosignaalia. Tämä kappale esittelee nämä järjestelmän vastetta ja dynaamista suorituskykyä mittaavat menetelmät.

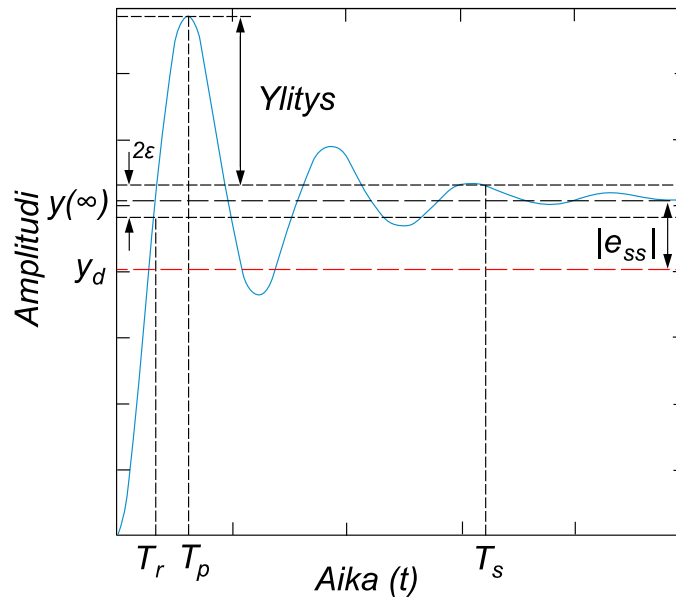
3.3.1 Askel- ja impulssivaste

Askel- ja impulssivaste ovat aikavasteita, joiden avulla saadaan kuva suljetun järjestelmän transientti- ja jatkuvuustilan käyttäytymisestä. Askelvaste on tietyllä ajanhetkellä esiintyvä yhtäkkinen yksikön suuruinen tulosignaalin muutos. [7] Järjestelmän askelvaste määritellään järjestelmän vasteena yksikköaskeleeseen. Yksikköaskelfunktio $u(t)$ on muotoa

$$u(t) = \begin{cases} 1, & t \geq 0 \\ 0, & t < 0 \end{cases} \quad (45)$$

Askelvasteen avulla voidaan tarkastella, kuinka onnistuneesti säätöpiiri toteuttaa halutun vakioarvoisen asetusarvon. [28]

Kuva 16 esittää esimerkin suljetun järjestelmän askelvasteesta. Askelvasteesta voidaan määrittää suorituskyvyn parametrejä, jotka liittyvät järjestelmän vasteen nopeuteen. Nousuaika T_r määrittää ajan, jolloin vaste saavuttaa määritetyn virhekaistan $\pm \varepsilon$ arvon tasapainotilasta $y(\infty)$. Huippuaika T_p määrittää ajan, kun vaste saavuttaa ensimmäisen huippunsa tai maksimaalisen ylityksen. Ylitys M_p määrittää, kuinka monta prosenttia vasteen ensimmäinen huippu on määritetyn virhekaistan $\pm \varepsilon$ yli. Asettumisaika T_s kertoo ajan, jolloin vaste lopulta asettuu määritetyn virhekaistan $\pm \varepsilon$ sisälle tasapainotilan arvostaan $y(\infty)$. Järjestelmille, jotka eivät koskaan saavuta asetusarvoaan y_d , voidaan määrittää lisäksi asetusarvovirhe e_{ss} . [29] Kuvan askelvaste on esimerkki järjestelmästä, joka ei koskaan saavuta asetusarvoaan y_d ja järjestelmään jää asetusarvovirhettä e_{ss} . Tässä työssä askelvasteiden nousuajat määritetään 10 – 90 % tasapainotilan arvosta. Asettumisaika määritetään aikana, jonka jälkeen askelvaste pysyy kahden prosentin sisällä tasapainoarvostaan.



Kuva 16 Järjestelmän suorituskykyparametrejä voidaan määrittää askelvasteesta, kuva perustuu lähteeseen [29].

Impulssivasteella tarkoitetaan järjestelmän vastetta yksikköimpulssiin. Äärettömän korkeaa ja kapeaa yksikköimpulssisignaalia $\delta(t)$ sanotaan Diracin deltafunktiksi, jonka integraali saa arvon yksi. [28] Se on muodoltaan [28]

$$\delta(t) = \begin{cases} \infty, & t = 0 \\ 0, & t \neq 0 \end{cases} \text{ ja } \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1. \quad (46)$$

Vaikka yksikköimpulssi on kuitenkin fyysikaalisessa järjestelmässä luonnollisesti lähes mahdotonta toteuttaa, on se kuitenkin käyttökelpoinen teoreettisissa tarkasteluissa [7]. Tässä työssä yksikköimpulssina käytetään MATLAB/Simulink-ohjelman pulssigeneraattorilohkoa, johon pulssin vahvuudeksi syötetään 50 amplitudia ja leveydeksi 0,001 sekuntia. Impulssi luodaan kuvaamaan ulkoista kuormavoimahäiriötä järjestelmään.

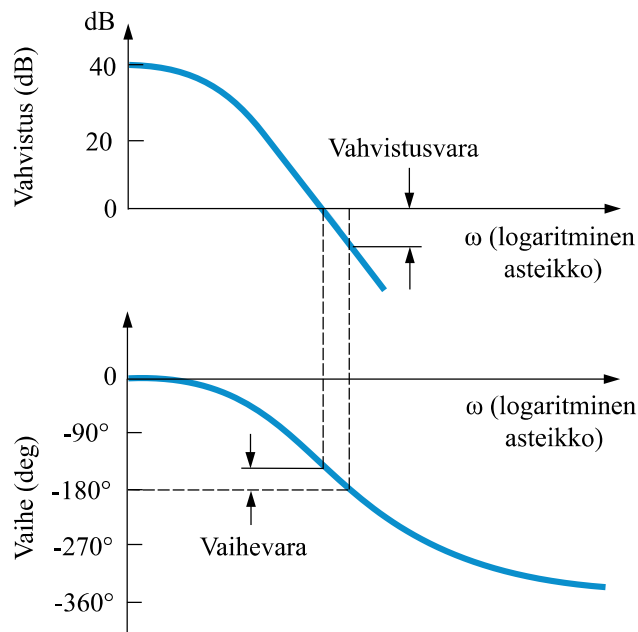
3.3.2 Taajuusvaste

Järjestelmän stabiilius voidaan määrittää taajuusvasteella, jossa avoimen järjestelmän käyttäytymisen avulla selvitetään suljetun järjestelmän stabiilius. Taajuusvasteessa järjestelmän toimintaa tarkastellaan jatkuvassa vaihtotilassa. Sillä tarkoitetaan järjestelmän tilaa, jossa sinimuotoinen tulosignaali on vaikuttanut niin kauan, kunnes kaikki muutosilmiöt ovat vaimentuneet. Yleisimmät taajuusvasteen graafiset esitystavat ovat Nyquist- ja Bode-diagrammi sekä Nicholsin kartta. Tässä työssä käytetään Bode-diagrammia, joka on kaikkein yleisin tapa käytännön suunnittelutyössä. [7]

Bode-diagrammi sisältää kaksi kaaviota: vahvistus- ja vaihevaste. Vahvistusvaste kertoo sinimuotoisen siirtofunktion suuruuden ja vaihevaste vaihesiirtymän taajuuden logaritmisella asteikolla. [10]

Bode-diagrammista on mahdollista määrittää järjestelmän vahvistus- ja vaihevara. Niiden avulla arvioidaan järjestelmän stabiiliutta. Vahvistusvara kertoo, kuinka paljon vahvistusta voidaan kasvattaa avoimessa järjestelmässä, kunnes suljetusta järjestelmästä tulee epästabiili. Sen sijaan vaihevara ilmoittaa paljonko vaihesiirtoa voidaan kasvattaa avoimessa piirissä, kunnes suljetusta järjestelmästä tulee epästabiili. [27]

Vahvistusvara voidaan nähdä vahvistusvasteesta siitä kohdalta, missä vaihevasteessa vaihesiirtymä saavuttaa arvon -180° . Vaihevara taas nähdään vaihevasteen kohdalta, missä vahvistusvasteen vahvistuksen arvo saa arvon 0 dB. Jos vaihevara on positiivinen, järjestelmä on stabiili. [27] Kuva 17 näyttää, kuinka avoimen järjestelmän Bode-diagrammista voidaan nähdä vahvistus- ja vaihevara. Tässä työssä vahvistusvaraa merkitään f_{180} ja vaihevaraa f_{0dB} . Riittävä suhteellinen stabiilius saavutetaan yleensä, kun $f_{0dB} \geq 45^\circ$ ja $f_{180} \geq 6 \text{ dB}$ [7].



Kuva 17 Bode-diagrammista voidaan nähdä vahvistus- ja vaihevara, kuva perustuu lähteeseen [27].

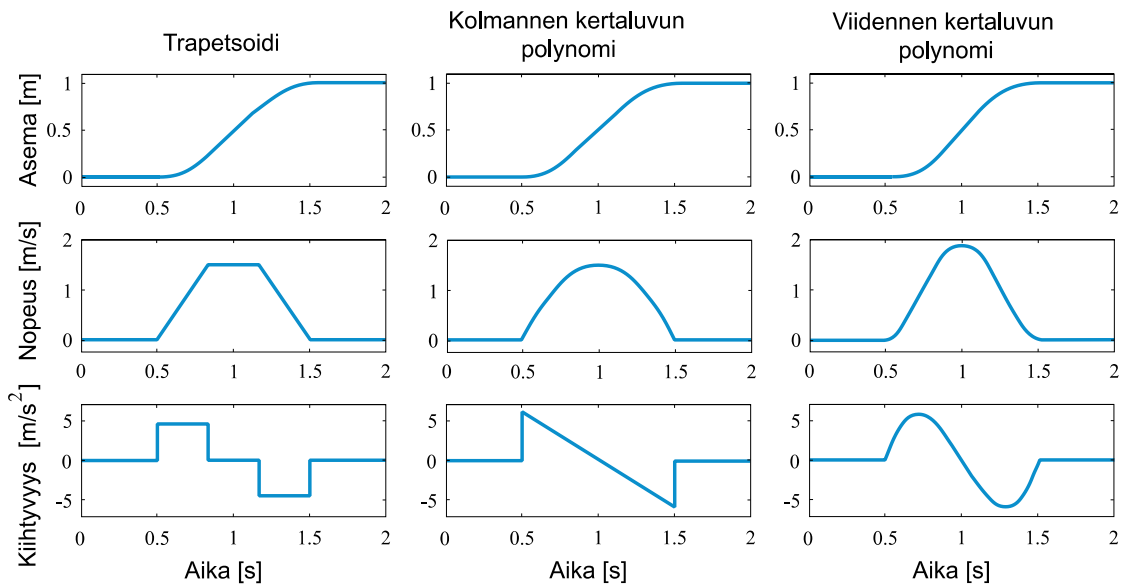
3.3.3 Asetusarvorata

Asetusarvoradalla tarkoitetaan asetusrvoa, joka on jatkuva ajan funktiona. Radanseurannassa mitatun arvon tavoitteena on seurata asetusrvoa niin tarkasti kuin mahdollista. Asetusrvo voi olla sylinterin männän asema, nopeus, paine tai voima. [15] Koska

tässä työssä suunnitellaan sylinterin nopeussäätö, asetusarvo on luonnollisesti sylinterin nopeus.

Tyypillinen pehmeän liikkeen asemarata sylinterin tiettyyn liikesuuntaan on nopeusradan puolisuunnikas eli trapetsi, kolmannen tai viidennen kertaluvun polynomi. Trapetsin muotoisella nopeusradalla vastaava kiihtyvyyssrata on epäjatkuva, mikä aiheuttaa helpommin värähtelyä liikkeeseen. Toisaalta se on joustavampi, koska kiihtyvyyden, hidastuvuuden ja vakionopeuden jaksot voidaan valita hyvin vapaasti. Viidennen kertaluvun polynomilla kiihtyvyyssrata on pehmeä, ja liikeajasta puolet on liikkeen kiihtymistä ja toiset puolet hidastumista. Viidennen ja kolmannen kertaluvun polynomien ero on nopeushuipussa, joka on hieman korkeampi viidennen kertaluvun polynomilla. [15]

Kuva 18 esittää esimerkkinä aseman, nopeuden ja kiihtyvyyden kuvaajat ajan funktiona, kun radangenerointina käytetään nopeuden trapetsia, kolmannen ja viidennen kertaluvun polynomeja. Kuvasta nähdään, kuinka asema-, nopeus- ja kiihtyvyyssradat eroavat toisistaan ajan funktiona kolmella eri radangenerointi tavalla.



Kuva 18 Radangenerointi nopeuden trapetsilla, kolmannen ja viidennen kertaluvun polynomilla, kuva perustuu lähteeseen [15].

Haluttu nopeusrata voidaan generoida kahdella eri tavalla: käyttämällä ohjainsauvaa tai älykästä syöttölaitetta. Kun käytetään ohjainsauvaa, ohjainsauvan poikkeama keskiasennosta vastaa haluttua nopeussignaalia. Mahdollinen asema-arvo saadaan integroimalla nopeus. Sen sijaan käytettäessä älykästä syöttölaitetta, koneenkäyttäjä voi syöttää tavoiteaseman ja nopeuden älykkääseen laitteeseen sen hetkisen toimintavaatimuksen mukaan. [35]

Tässä työssä sylinterin nopeusradan generointi aloitetaan suunnittelemalla ensin asemaliikkeen asetusarvorata, joka derivoimalla ajan suhteen saadaan nopeusliikerata. Asetusarvoratana käytetään viidennen kertaluvun polynomia, koska silloin nopeusradan muoto on pehmein ja värähtelyn riski pienenee simuloidessa. Määritetään ensimmäisenä asetusarvoksi asemaliikerata x_{ref} viidennen kertaluvun polynomien avulla

$$x_{ref}(t) = a_0 t^5 + a_1 t^4 + a_2 t^3 + a_3 t^2 + a_4 t + a_5 \quad (47)$$

joka derivoimalla ajan t suhteen saadaan nopeusliikerata v_{ref}

$$v_{ref}(t) = \frac{\partial x_{ref}}{\partial t} = 5a_0 t^4 + 4a_1 t^3 + 3a_2 t^2 + 2a_3 t + a_4 \quad (48)$$

Kertoimet a_0 , a_1 , a_2 ja a_5 ovat

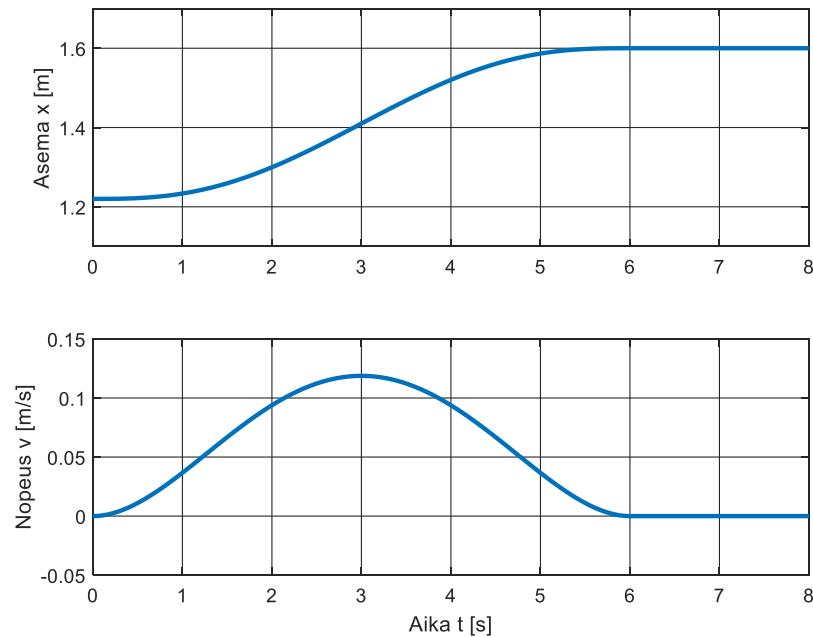
$$a_0 = \frac{6\Delta x}{\Delta t^5}, \quad a_1 = -\frac{15\Delta x}{\Delta t^4}, \quad a_2 = \frac{10\Delta x}{\Delta t^3}, \quad a_5 = x_{init} \quad (49)$$

missä Δx on sylinterin männän liike, Δt on liikeaika ja x_{init} on männän asema alussa. Koska liikerata alkaa ajanhetkellä $t = 0$ s, kertoimet a_3 ja a_4 ovat nollia. Asetetaan näytteenottotaajuudeksi $t_s = 1$ ms ja liikeajaksi $t_{mov} = 6,0$ s. Lisätään liikkeen päätyttyä liikerataan vielä pysähdysaika $t_{pause} = 2,0$ s, jotta nähdään liikkeen tasainen pysähtyminen. Kuva 19 esittää halutun asema- ja nopeusradan kuvaajat. Kuvaajat määritetään MATLAB-ohjelmassa komennolla

$$\begin{aligned} x_{traj} &= [x_{ref} \text{ ones}(1, \text{round}(t_{pause}/t_s)) * x_{ref}(\text{end})]; \\ v_{traj} &= [v_{ref} \text{ zeros}(1, \text{round}(t_{pause}/t_s))]; \\ t_{traj} &= (0:\text{length}(x_{traj})-1) * t_s; \end{aligned} \quad (50)$$

missä x_{traj} on asema-, v_{traj} nopeus- ja t_{traj} aikavektori. Aseman ja nopeuden vektorit sisältävät kaksi alkioita, joista ensimmäinen määrittää liikeradan ja toinen pysähdysajan. Asemavektorin pysähdysaika määritetään komennolla `ones`, joka palauttaa matriisin sisältäen pelkästään ykkösiä. Matriisin dimensioiden koko määritetään sulkujen sisällä, mitkä ovat nyt yksi sekä pysähdysajan ja näytteenottoajan osamäärä pyöristettynä lähimpään kokonaislukuun komennolla `round`. Lopuksi pysähdysaika kerrotaan asetusarvon viimeisellä arvolla, jotta aseman arvo saadaan oikeaksi. Nopeusvektorin pysähdysaika määritetään sen sijaan komennolla `zeros`, joka palauttaa matriisin sisältäen ainoastaan nollia. Matriisin dimensioiden koko määritetään kuten asemavektorin tapauksessa. Nyt vektoria ei ole tarvetta kertoa enää millään, koska nopeuden arvo pysähdyksen aikana on nolla. Aikavektori määritetään vektorina, jonka ensimmäinen alkio on nolla ja pituus on asemavektori. Pituudesta täytyy kuitenkin vähentää yksi, koska

ensimmäiseksi alkioksi määritetty nolla luo ylimääräisen alkion vektorin loppuun. Viimeisenä vektorin alkiot kerrotaan näytteenottotaajuudella.



Kuva 19 Haluttu asema- ja nopeusrata

3.4 Säätöalgoritmi

Tässä kappaleessa käydään läpi erilaisia säätöalgoritmeja työssä tutkittavalle järjestelmälle ja mitataan niiden suorituskykyä suljetun piirin askel- ja impulssivasteella, avoimen piirin Bode-diagrammilla ja suljetun piirin asetusarvoradan seurannalla. Ensimmäisenä esitellään yleinen PID-säädin ja havainnollistetaan sen ominaisuuksia järjestelmässä. Tämän jälkeen säädin viritetään MATLAB/Simulink-ohjelman automaattisella viritustyökalulla ja kehitetään säädintä suoritusvaatimusten mukaisesti.

3.4.1 PID-säädin

PID-säädin on yleisin tapa käyttää takaisinkytkentää teknisissä järjestelmissä. Sitä käytetään sekä yksinkertaisissa laitteissa että suurissa teollisuuden sovelluksissa, jotka sisältävät tuhansia ohjaimia. Säädin voi olla useassa eri muodossa, kuten erillisinä ohjaimina, osana järjestelmähierarkiaa, hajautettuna ohjausjärjestelmänä ja sisäänrakennettuna sulautetussa järjestelmässä. [36] Tässä työssä PID-säädintä testataan takaisinkytketyn nopeuden erosuureen kompensoinnissa. Tämän kappaleen tarkoituksena on

havainnollistaa, kuinka PID-säätimen eri parametrit vaikuttavat säätöön. Tässä vaiheessa linearisointipisteeksi valitaan sylinterin maksimi-iskunpituus. Säätimen varsinainen viritys tehdään kappaleessa 3.4.2.

Säätimen sisään- ja ulostulon suhde ideaalisella takaisinkytketyllä PID-säätimellä on muotoa

$$u(t) = k_p e + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau + k_d \frac{de}{dt} = k_p \left(e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (51)$$

missä säätimet parametrit ovat proportionaalivahvistus k_p , integrointivahvistus k_i ja derivointivahvistus k_d . Joskus käytetään vahvistusten sijaan aikavakioita, jotka ovat integrointiaika T_i ja derivointiaika T_d . [36] Tarkastellaan vahvistusten vaikutusta järjestelmään askelvasteen kautta.

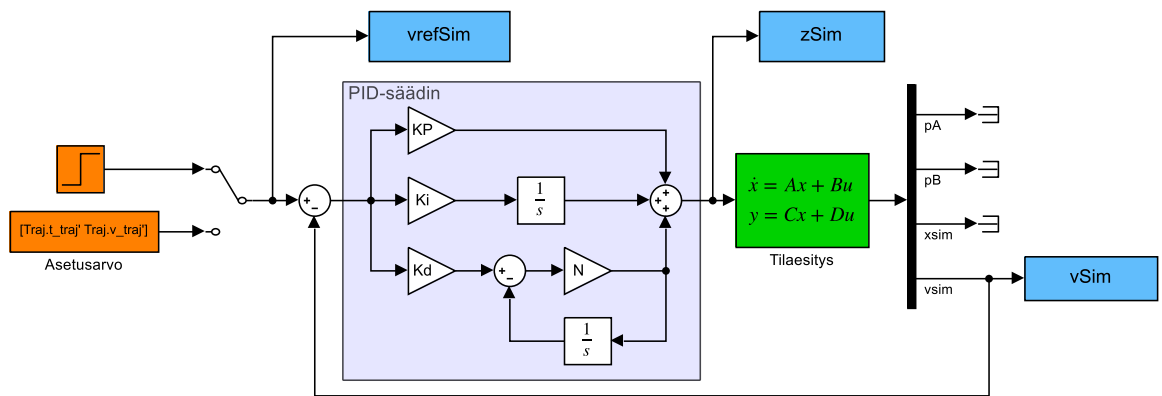
Proportionaalivahvistus k_p vaikuttaa järjestelmän askelvasteeseen pienentäen nousu- ja asetusarvovirhettä, mutta lisäten vasteen ylitystä. Integrointivahvistus k_i vähentää myös nousuaikaa, mutta sen lisäksi se poistaa järjestelmän asetusarvovirheen. Vaikka integrointivahvistus poistaa asetusarvovirheen, sen kasvattaminen lisää vasteen ylitystä. Samalla se myös kasvattaa vasteen asettumisaikaa. Jos järjestelmän suorituskykyä halutaan parantaa, lisätään säätimeen vielä derivointivahvistus k_d . Se vaikuttaa säätimeen toimintaan parantaen aikamuuttuvia ominaisuuksia ja järjestelmän stabiiliutta. [8] Taulukko 5 esittää PID-säätimen eri parametrien vaikutuksen säätimen suorituskykyyn.

Taulukko 5 PID-säätimen parametrien vaikutus suorituskykyyn, perustuu lähteeseen [8].

Para- metri	Nousuaika T_r	Asettumis- aika T_s	Maksimi- ylitys	Asetusarvo- virhe e_{ss}
P	pienenee	pieni vaikutus	kasvaa	pienenee
I	pienenee	kasvaa	kasvaa	eliminoituu
D	pieni vaikutus	pienenee	pienenee	pieni vaikutus

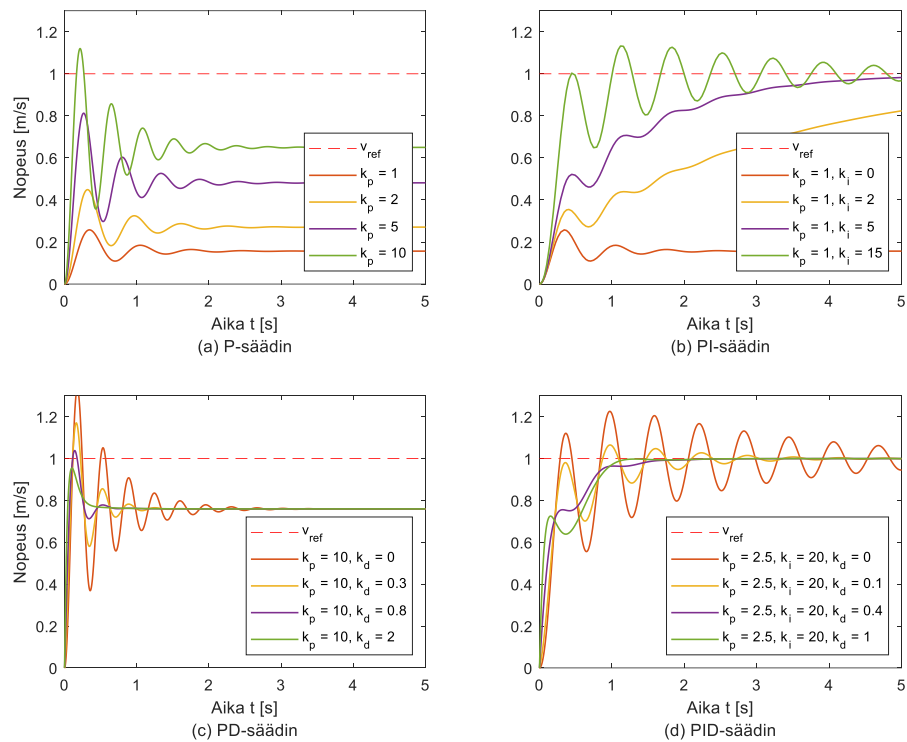
Muodostetaan seuraavaksi järjestelmälle PID-säätö. Kuva 20 esittää MATLAB/Simulink-ohjelmalla tehdyn järjestelmän simulointimallin. Mallissa on käytetty kirjaston valmista Tilaesitys-systeemilohkoa, joka esitetään mallissa vihreällä. Lohkoon on syötetty kappaleessa 2.5 muodostettu lineaarinen tilaesitys nostopuomin sylinterin ohjauksesta. Mallissa violetilla alueella on rajattu säädin, joka sisältää proportionaalivahvistuksen k_p , integrointivahvistuksen k_i , derivointivahvistuksen k_d , derivointihaaran suodatuskertoimen

N ja integraattorit. Lisäksi mallissa on oranssilla kuvattuna asetusarvolohkot ja sinisellä kuvattuna tallennuslohkot tuloksien laskennassa käytettäville tilamuuttujille. Mallissa asetusarvolohkona käytetään joko askelherätettä tai asetusarvorataa manuaalisen kytkimen avulla. Koska tilaesityksen mittaamatriisiksi C asetettiin 4×4 -identiteettimatriisi kappaleessa 2.5, järjestelmän kaikki tilat ovat mitattavissa ja tilaesityksellä on neljä ulostulosignaalia: A-kammion paine p_A , B-kammion paine p_B , sylinterin männän asema x_{sim} ja sylinterin nopeus v_{sim} . Tässä vaiheessa tarvitsee tarkastella kuitenkin ainoastaan sylinterin nopeutta, joten muut ulostulosignaalit on hylätty käyttäen päätelohkoa.



Kuva 20 MATLAB/Simulink simulointimalli järjestelmästä PID-säätimellä.

Tarkastellaan ensimmäisenä pelkkää takaisinkytkettyä P-säädintä. Prosessina käytetään kappaleessa 2.5 luotua järjestelmän tilaesitystä. Kuva 21.a esittää prosessin ulostulojen vasteet, kun järjestelmässä on pelkkä P-säädin eri proportionaalivahvistuksilla k_p ja asetusarvona on yksikköaskel. Säätimen parametrit ovat $k_p = 1, 2, 5$ ja 10 . Mitä suurempi vahvistus k_p on, sitä nopeampi on vaste. Suuremman vahvistuksen haittapuoli on yhä kasvava värähtely vasteessa. Koska säätimessä ei ole integrointivahvistusta tai myötäkytkentähaaraa, ulostulo ei koskaan saavuta referenssin arvoa ja systeemiin jää asetusarvovirhettä [36].



Kuva 21 Systemin askelvasteet *P*- (a), *PI*- (b), *PD*- (c) ja *PID*-säätimellä (d).

Kuva 21.b havainnollistaa integrointivahvistuksen ominaisuuksia askelvasteeseen. Nyt proportionaalivahvistus pidetään vakioarvossa $k_p = 1$ ja integrointivahvistukset ovat $k_i = 0, 2, 5$ ja 15 . Kun integrointivahvistus on $k_i = 0$, vastaa se pelkän *P*-säätimen tilannetta ja tasapainotilan virhe jää suureksi. Sen sijaan käytettäessä integrointivahvistusta, tasapainotilan virhe eliminoiduu pois. Pienillä integrointivahvistuksilla vaste nousee hitaasti saavuttaen referenssin arvon ja suuremmilla vahvistuksilla se nousee nopeasti, mutta aiheuttaa samalla värähtelyä järjestelmässä.

Integrointivahvistuksen käyttö on hyödyllistä kuormitushäiriöiden vaimentamisessa. Suuri vahvistuksen arvo lieventää häiriötä tehokkaasti, mutta sen haittapuoli on värähtelyn lisääntyminen, huono robustisuus ja mahdollinen epästabiilius järjestelmässä. [36] Tarkastellaan seuraavaksi *PD*-säätimen askelvastetta. Kuva 21.c havainnollistaa *PD*-säätimen askelvasteen, kun proportionaalivahvistus pidetään vakioarvossa $k_p = 10$ ja derivointivahvistuksen arvot ovat $k_d = 0, 0.3, 0.8$ ja 2 . Suodatuskertoimeksi asetetaan $N = 1818.6$. Kuvasta nähdään, että derivointivahvistuksen kasvaessa järjestelmä värähtelee vähemmän. Toisaalta liian suuri derivointivahvistuksen arvo heikentää järjestelmän käyttäytymistä. Kun käytetään askelmaista sisääntuloa, derivointivahvistuksen sisältämä säätimen ulostulo on impulssi [36]. Kuva 21.c havainnollistaa selkeästi impulssin. Vaste

ei P-säätimen tavoin koskaan saavuta referenssin arvoa, koska säätimessä ei ole myötäkytkentähaaraa tai integrointivahvistusta. Näin ollen voidaan todeta, että derivointivahvistuksen hyvä puoli on järjestelmän vaimennus. Koska järjestelmällä todettiin myös kapaleessa 2.3.3 huonot vaimennusominaisuudet vaimennuskertoimen avulla, voidaan derivointivahvistusta pitää tärkeänä osana säätöalgoritmia.

Viimeisenä tarkastellaan järjestelmän askelvastetta, kun käytössä on kaikki vahvistukset ja saavutetaan yleisen PID-säätimen rakenne. Kuva 21.d esittää PID-säätimen askelvasteen. Derivointivahvistuksien parametrien arvot ovat $k_d = 0, 0.1, 0.4$ ja 1 sekä suodatuskertoimen arvo vakio $N = 1818,6$. Sen lisäksi proportionaalivahvistus $k_p = 2,5$ ja integrointivahvistus $k_i = 20$ pidetään vakioina. Kuvasta nähdään, että järjestelmä on värähtelevä derivointivahvistuksen puuttuessa tai pienimmillä arvoilla. Kun vahvistusta kasvatetaan, järjestelmä vaimentaa enemmän. Koska nyt käytössä on myös integrointivahvistus, vaste saavuttaa aina referenssin arvon.

3.4.2 PID-säätimen viritys

Kirjallisuuden mukaan PID-säätimen oikeanlaisten parametrien virittämisessä on haasteita. Perinteiset viritysmenetelmät, kuten manuaalinen menetelmä on helppo tapa viritää PID-säädin, mutta merkittävä ja tyydyttävä suorituskyky ei ole taattu. Manuaaliset viritysmenetelmät ovat iteratiivisia ja vievät paljon aikaa. Sääntöihin perustuvat menetelmät sisältävät tarkkoja rajoitteita ja ne eivät sovellu kaikentyyppisiin malleihin kuten epästabiileihin, korkean kertaluvun tai pienen aikaviiveen malleihin [8]. Yksi kirjallisuudesta löytyvä viritysmenetelmä on Ziegler-Nichols-menetelmä, joka on laajasti käytetty sen yksinkertaisuuden vuoksi [10]. Hussien *et al.* mukaan [8] menetelmä on valitettavasti kuitenkin aggressiivinen ja johtaa helposti suureen ylitykseen ja värähtelyyn vasteessa.

Tässä työssä PID-säädin viritetään MATLAB/Simulink ohjelman automaattisella PID-virityksellä, joka löytyy ohjelman työkalusta Säätöjärjestelmän suunnittelu (engl. Control System Designer). Automaattisella virityksellä voidaan saada optimaalinen järjestelmän toiminnallisuus, mikä vastaa suorituskykyvaatimuksia [8]. Säädin viritetään linearisointipisteeseen, jossa on sylinterin minimiominaistaajuus eli maksimi-iskunpituus. Toisen linearisointipisteen, sylinterin maksimiominaistaajuuden eli minimi-iskunpituuden, avulla tarkistetaan järjestelmän stabiilius myös sylinterin iskunpituuden toisessa päässä. Silloin voidaan olettaa, että järjestelmä pysyy stabiilina kaikilla sylinterin iskunpituuksilla.

Automaattisen PID-virityksen prosessi alkaa järjestelmän mallin määrittämisellä I/O-testidatalla (engl. input-output). Seuraavaksi PID-säädin mallinnetaan säätöpiiriin MATLAB-ohjelmassa käyttäen Säätöjärjestelmän suunnittelu -työkalua. Tämän jälkeen säätimen

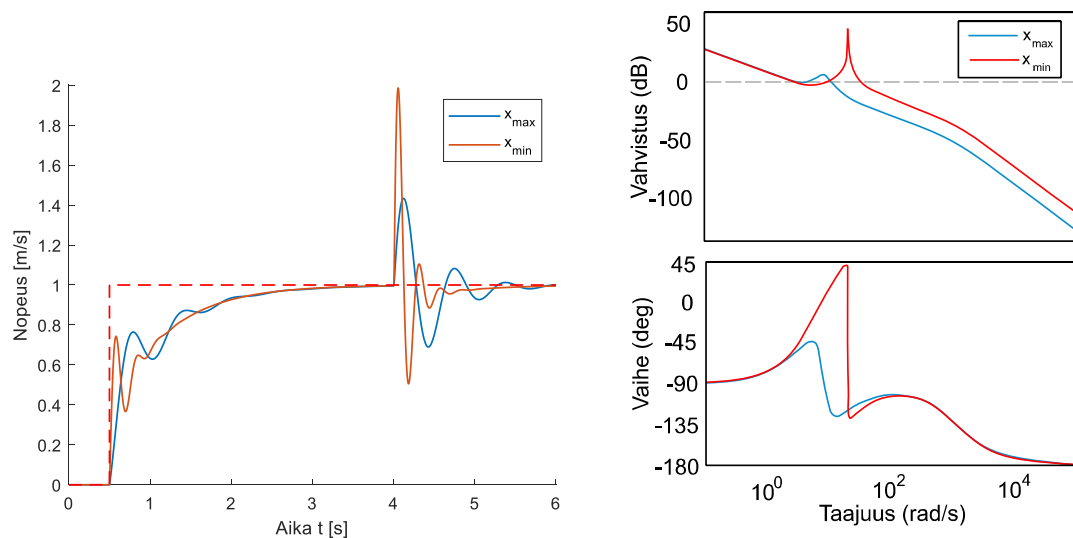
parametrit viritetään automaattisesti, jonka jälkeen niitä voidaan vielä hienosäätää halutun järjestelmän nopeuden ja robustisuuden perusteella. Lopuksi useaa eri säädintä voidaan säätää rinnakkain ja verrata niiden toiminnallisuutta toisiinsa. [8]

Säätimen parametreiksi saadaan

$$K_p = 3,188, K_i = 12,24, K_d = 0,2047 \text{ ja } N = 1147. \quad (52)$$

Kuva 22 esittää viritetyn PID-säätimen suljetun piirin askel- ja impulssivasteen sekä avoimen piirin Bode-diagrammin. Vasteet esitetään molemmissa linearisointipisteissä eli sylinterin maksimi-iskunpituudella x_{max} sinisellä ja minimi-iskunpituudella x_{min} punaisella. Askelvasteessa järjestelmään syötetään yksikköaskelfunktio ajanhetkellä $t = 0,5 \text{ s}$. Vasteet asettuvat tarkasti asetusrvoonsa ilman ylitystä. Nousuajat ovat sylinterin maksimi-iskunpituuden linearisointipisteessä $T_{r,max} = 1,3 \text{ s}$ ja minimi-iskunpituuden linearisointipisteessä $T_{r,min} = 1,28 \text{ s}$. Lisäksi asettumisajat $T_{s,max} = 2,47 \text{ s}$ ja $T_{s,min} = 2,38 \text{ s}$. Koska vasteet saavuttavat lopussa asetusrvoonsa, ei järjestelmään jää asetusrvovirhettä e_{ss} . Lisäksi järjestelmään syötetään 50 amplitudin suuruinen impulssivaste ajanhetkellä $t = 4 \text{ s}$ kuvaamaan kuormavoimahäiriötä. Kuten kuvasta nähdään, se aiheuttaa voimakasta värähtelyä vasteisiin tällä säädinratkaisulla. Siitä voidaan päätellä, että säädin ei siedä vielä kovin hyvin häiriötä.

Avoimen piirin Bode-diagrammista nähdään vaihevara ja vahvistusvara, jotka kertovat suljetun järjestelmän stabiiliudesta. Vaihevarat tarkasteltaville linearisointipisteille ovat $f_{0dB,max} = 63,9^\circ$ ja $f_{0dB,min} = 60,4^\circ$, joiden mukaan suljettu järjestelmä on stabiili. Sen sijaan molemmat vahvistusvarat ovat äärettömiä $f_{180} = \infty$, koska vaihesiirtymä ei mene -180° alapuolelle. Myös se kertoo järjestelmän olevan stabiili.

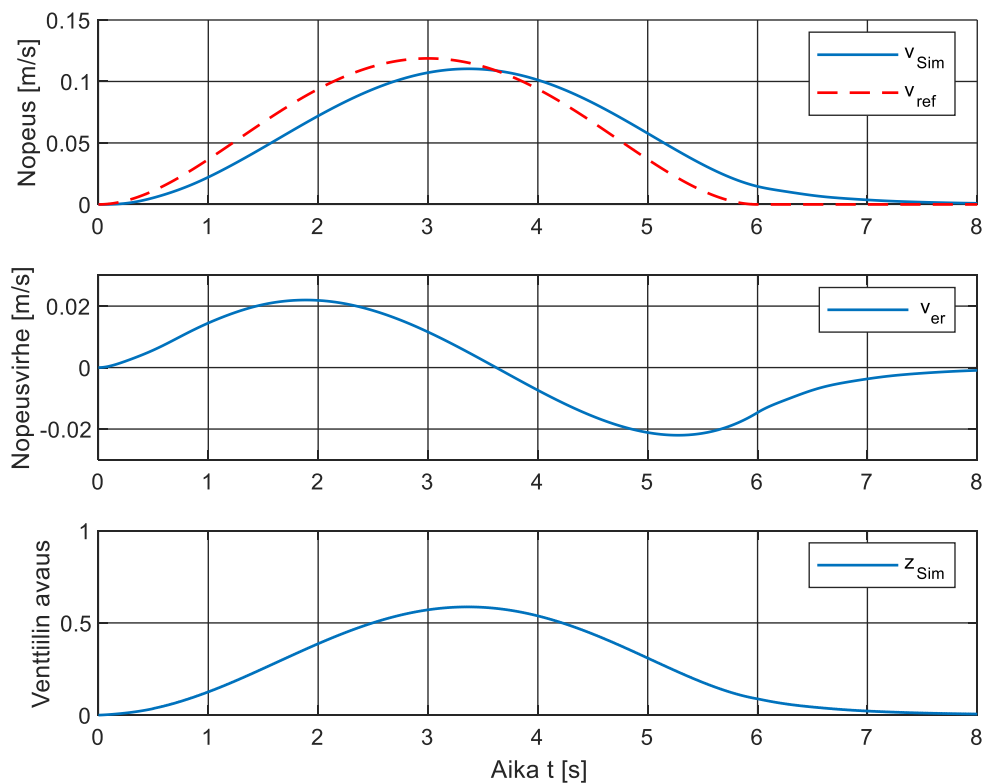


Kuva 22 Automaattisesti viritetyn PID-säätimen suljetun piirin askel-, impulssivaste ja avoimen piirin Bode-diagrammi

Kuva 23 esittää PID-säätimen simuloitun asetusradaradan seurannan, nopeusvirheen ja venttiilin avauksen kuvaajat nostopuomin sylinterin positiivisella liikkeellä. Asetusradaradan seurannassa tarkastellaan ainoastaan linearisointipistettä sylinterin maksimi-iskunpituudella x_{max} , koska linearisointipisteellä ei ole juurikaan vaikutusta asetusradaradan seurannassa. Asetusradarata v_{ref} on merkitty kuvaajaan punaisella katkoviivalla ja simuloitu nopeus v_{sim} , nopeusvirhe v_{er} ja venttiilin avaus z_{sim} sinisellä viivalla. Nopeusvirhe ratkaistaan asetusrarvon ja simuloitun nopeuden erotuksena yhtälöllä

$$v_{er} = v_{ref} - v_{sim}. \quad (53)$$

Kuvasta huomataan, että säädin ei ole kykenevä seuramaan asetusradarataa ja radanseurannassa nopeusvirhe kasvaa suurimmillaan yli arvon $v_{er} = 0,02\text{m/s}$. Venttiilin avaus on venttiilin suhteellinen avaus $-1 \leq z_{sim} \leq 1$, jolloin $z_{sim} = 1$ tarkoittaa venttiilin maksimaalista avautusta. Silloin venttiilin läpi menevä tilavuusvirta on maksimissaan. Venttiilin avauksen kuvaajasta nähdään, että tällä liikenopeudella venttiilin avaus on maksimissaan $z_{sim} \approx 0,6$. Koska säädin ei täytä vielä suorituskykyvaatimuksia radanseurannassa, täytyy sen toiminnallisuutta parantaa.



Kuva 23 PID-säätimen radanseuranta

3.4.3 Nopeuden myötäkyytkentä

Vaikka useimmat suljetun järjestelmän säätöpiirit sisältävät takaisinkytkennän, on mahdollista säätöpiiriin lisätä myös myötäkyytkentä. Yleensä myötäkyytkentä kytketään asetusarvosta suoraan säätimeen ehkäisemään häiriön vaikutusta tai vähentämään tunnettua haitallista järjestelmän käyttäytymistä. [29]

Nopeusservojärjestelmässä on nopeusvirhettä eli jättämää säätöpiirin rakenteen takia. Koska liikkeen toiminta-aika asemasta asemaan kasvaa jättämän vuoksi, tarkka asetusarvon seuraaminen rataohjauksessa ei toteudu. Jotta jättämä saataisiin poistettua, säätöpiirissä käytetään nopeuden myötäkyytkentää. Sitä voidaan kutsua myös nopeuskompensoinniksi tai jättämän kompensoinniksi. Kompensoinnilla lisätään venttiilin ohjaukseen nopeusasetusarvoon verrannollinen tekijä, jolla kompensoidaan jättämä hyvin tarkasti. [7] Tässä työssä se määritetään nopeusvahvistuksen avulla.

Nopeusvahvistus K määrittää, kuinka nopeasti sylinterin mäntä liikkuu venttiilin maksimaalisella avaumalla [14]. Nopeusvahvistus positiiviseen liikesuuntaan saa muodon

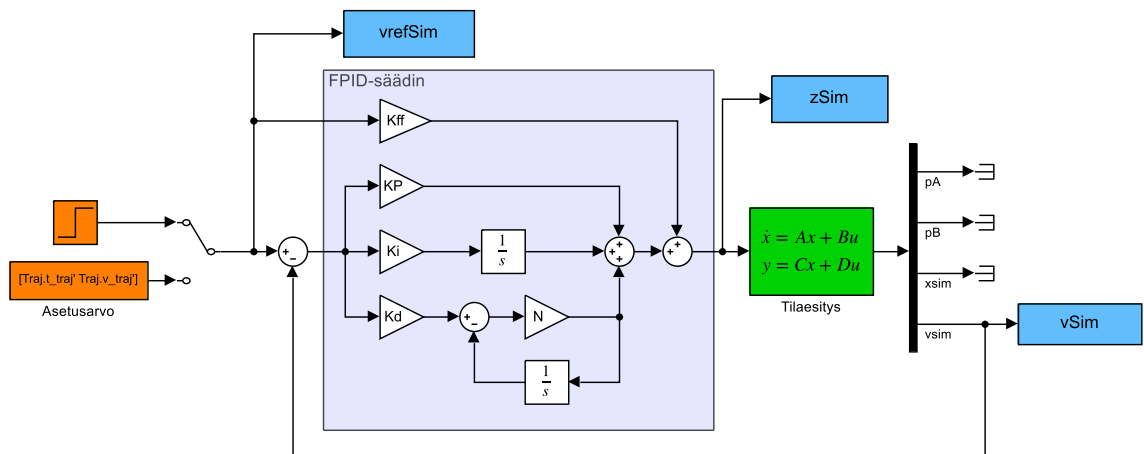
$$K = \frac{Q_{max}}{A_A} \quad (54)$$

missä Q_{max} on maksimitilavuusvirta venttiilin PA-reunan yli ja A_A sylinterin männän puolen pinta-ala [3]. Koska painekompensoidun venttiilin ominaistilavuusvirtakäyrä on lineaarinen, nopeuden myötäkyytkennän liikenopeuteen verrannollinen tekijä K_{ff} voidaan määrittää laskennallisesti nopeusvahvistuksen käänteislukuna [3]

$$K_{ff} = \frac{1}{K}. \quad (55)$$

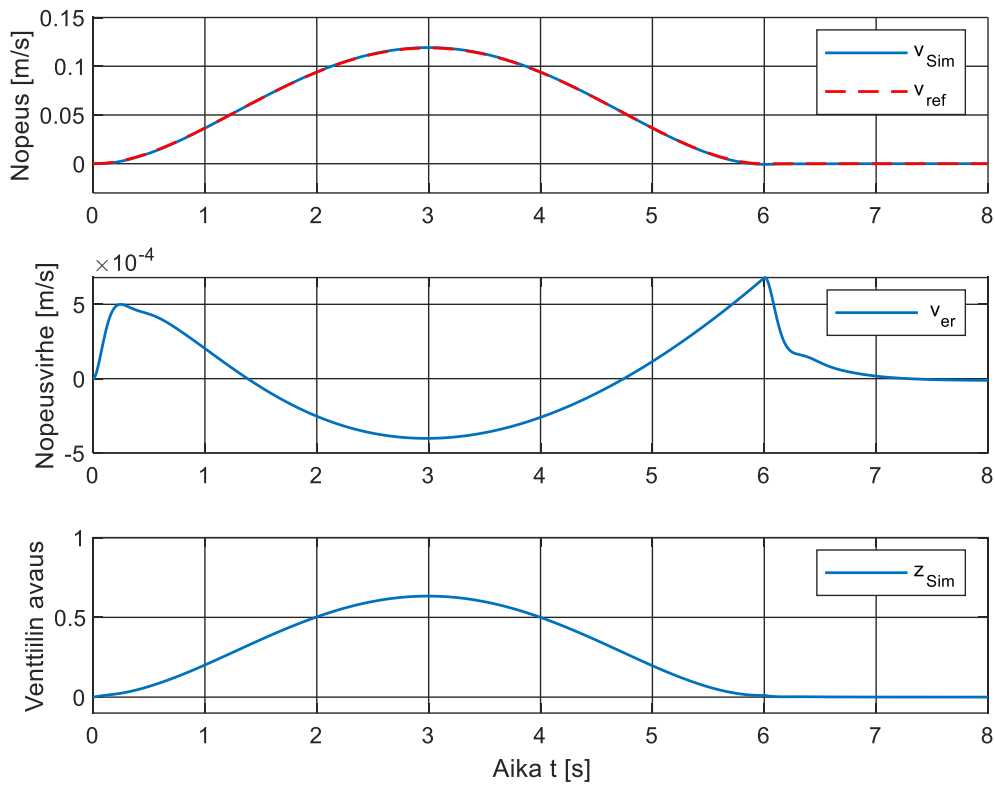
Teoreettisesti sylinterin nopeutta voitaisiin ohjata pelkästään nopeuden myötäkyytkennällä, mutta silloin säädin ei huomioisi hydraulisen järjestelmän sisäisiä vuotoja, venttiilin kuollutta aluetta ja ohjausluistin toimintaan liittyviä epälineaarisuuksia [3]. Kuva 24 esittää simulointimallin PID-säätimestä nopeuden myötäkyytkennällä (FPID). Nopeuden myötäkyytkentä kytketään asetusarvosta järjestelmän ohjaukseen, jolloin se lisää ohjaukseen liikenopeuteen verrannollisen tekijän K_{ff} . Proportionaalivahvistus k_p , integrointivahvistus k_i ja derivointivahvistus k_d hienosäädetään uudestaan manuaalisesti vastaamaan parasta suorituskykyä. Proportionaali- ja derivointivahvistusta kasvatetaan kertomalla ne viidellä verrattuna pelkän PID-säätimen arvoihin. Sen sijaan integrointivahvistusta pienennetään reilusti. Nyt säätimen parametreiksi saadaan

$$K_p = 15,941, K_i = 5, K_d = 1,023 \text{ ja } N = 1147. \quad (56)$$



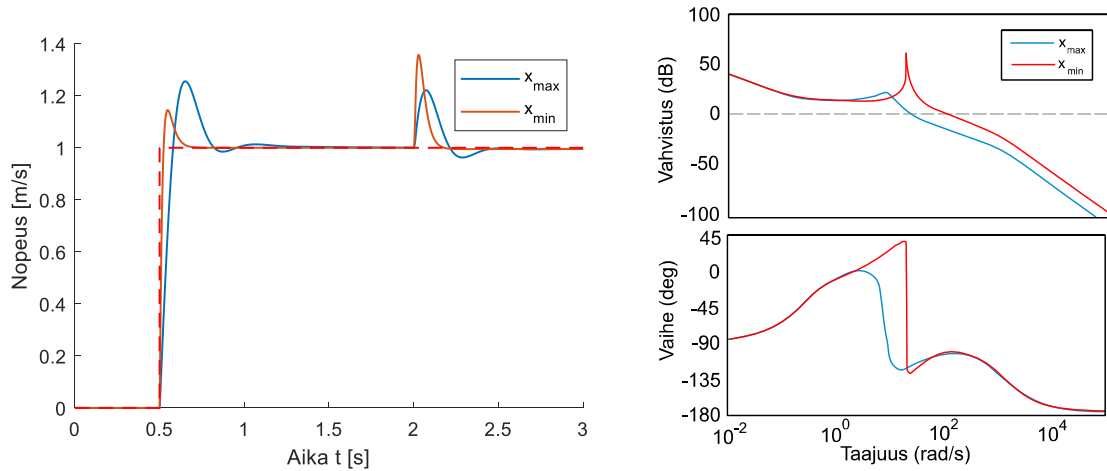
Kuva 24 FPID-säätimen simulointimalli

Kuva 25 näyttää FPID-säätimen simuloitun asetusroradan seurannan. Nyt nopeuskuvaajasta nähdään, että simuloitu nopeus v_{sim} seuraa tarkasti asetusrorataa v_{ref} . Nopeusvirheen kuvaajassa voidaan nähdä pienet virheet liikkeen alussa ja lopussa. Niitä voidaan pitää kuitenkin merkityksettömän pienenä, koska virhe on niissä suurimmillaan vain $v_{er} = 0,0007 \text{ m/s}$. Venttiilin avaus on maksimissaan $z_{sim} = 0,63$.



Kuva 25 FPID-säätimen radanseuranta

Tarkastetaan seuraavaksi FPID-säätimen suljetun piirin askel- ja impulssivaste sekä avoimen piirin Bode-diagrammi molemmissa linearisointipisteissä. Kuva 26 esittää säätimen askel- ja impulssivasteen, kun askelfunktio syötetään järjestelmään ajassa $t = 0,5$ s ja impulssi ajassa $t = 2$ s. Kuvasta huomataan, että nopeuden myötäkyyntä aiheuttaa askelvasteeseen ylitystä molemmissa linearisointipisteissä. Nyt nousuajat ovat $T_{r,max} = 0,06$ s ja $T_{r,min} = 0,02$ s, asettumisajat $T_{s,max} = 0,30$ s ja $T_{s,min} = 0,13$ s, ja ylitykset $M_{p,max} = 25,5$ % ja $M_{p,min} = 14,5$ %. Lisäksi yksikköimpulssi aiheuttaa voimakasta värähtelyä, mikä kertonee edelleen järjestelmän heikosta häiriönsietokyvystä. Avoimen piirin Bode-diagrammista nähdään kuitenkin, että järjestelmä on stabiili molemmissa linearisointipisteissä, koska vaihevarat ovat enemmän kuin 0° . Vaihevarojen tarkat arvot ovat $f_{0dB,max} = 57,6^\circ$ ja $f_{0dB,min} = 72,4^\circ$. Molempien linearisointipisteiden vahvistusvarat ovat jälleen äärettömiä $f_{180} = \infty$, mikä myös kertoo järjestelmän olevan stabiili.



Kuva 26 FPID-säätimen suljetun piirin askel-, impulssivaste ja avoimen piirin Bode-diagrammi

3.4.4 Dynaaminen voimatakaisinkytkentä

Servojärjestelmä on dynaamiselta kannalta hyvin toimiva, kun sillä on riittävä stabiilius ja värähtelyn vaimennuskyky. Koska FPID-säätimellä askel- ja impulssivasteet ovat hienan värähteleviä ja pelkkä järjestelmän stabiilius ei riitä, järjestelmän vaimennusominaisuuksia on parannettava. Riittävän vaimennuksen mitoitusohjeena voidaan pitää niin sanottua $M = 1,3$ -kriteeriä. Kriteerin mukaan suljetun piirin askelvasteessa saa olla ylitystä karkeasti enintään 23 %. [7]

Jotta vaimennusominaisuuksia voidaan parantaa, lisätään säätimeen voimatakaisinkytkentä. Säädinrakenne saa muodon FPID-säädin voimatakaisinkytkennällä (FPIDF). Voiman syöttäminen takaisin venttiiliin ohjaussignaaliin on tehokas tapa lisätä järjestelmän vaimennusta [16]. Vaimennusominaisuudet parantuvat, koska paineisiin perustuva negatiivinen takaisinkytkentä kumoaa painevärähtelyiden vaikutuksen [22]. Sylinterin likimääräinen voima lasketaan yhtälöllä

$$F \approx p_A A_A - p_B A_B \quad (57)$$

missä p_A on sylinterin A-kammion ja p_B B-kammion paine sekä A_A männän pinta-ala ja A_B männänvarren puolen pinta-ala [16]. Voimatakaisinkytkennän järjestäminen on yksinkertaista sähköhydraulisissa servojärjestelmissä niiden sisältäessä paineanturit [7].

Voiman ratkaiseminen voidaan tehdä lineaarisessa tilaesityksessä, jolloin sen muoto muuttuu aiemmasta esityksestä yhtälöllä (44) kappaleessa 2.5. Nyt tilaesitys saa muodon

$$\begin{bmatrix} \delta \dot{p}_A \\ \delta \dot{p}_B \\ \delta \dot{x} \\ \delta \ddot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{-A_A}{C_{hA}(x)} \\ 0 & \frac{-K_{CB+}}{C_{hB}(x)} & 0 & \frac{A_B}{C_{hB}(x)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{A_A}{m_{eff}} & -\frac{A_B}{m_{eff}} & 0 & -\frac{b}{m_{eff}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_A \\ \delta p_B \\ \delta x \\ \delta \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{Q_{max}}{C_{hA}(x)} & 0 \\ \frac{-K_{qB+}}{C_{hB}(x)} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_{eff}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \bar{z} \\ \delta F_{load} \end{bmatrix} \quad (58)$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ A_A & -A_B & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_A \\ \delta p_B \\ \delta x \\ \delta \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \delta \bar{z}$$

missä voima lasketaan mittausmatriisissa C yhtälön (57) mukaisesti.

Jos voimatakaisinkytkentä toteutetaan ilman suodatusta, sen siirtofunktio on

$$G_p(s) = K_F \quad (59)$$

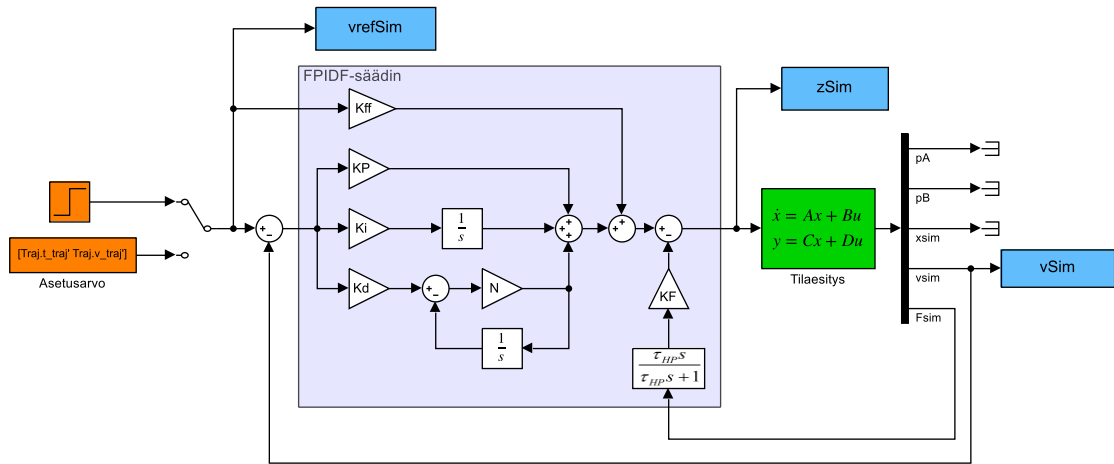
Voimatakaisinkytkentä aiheuttaa vaimennuskertoimen lisäyksen venttiilin ohjaussignaaliin, mikä parantaa järjestelmän stabiiliutta. Sen sijaan se pienentää servojärjestelmän jäykkyyttä, mikä taas huonontaa säätötarkkuutta kuorman vaihdella. Koska jäykkyyttä pienentävä vaikutus halutaan pois voimatakaisinkytkennästä, otetaan käyttöön dynaaminen voimatakaisinkytkentä. Dynaamisessa voimatakaisinkytkennässä säätötarkkuutta parannetaan ylipäästösuodattimella, joka on normaalisti ensimmäisen kertaluvun siirtofunktio

$$G_{HP}(s) = \frac{\tau_{HP}s}{\tau_{HP}s + 1} \quad (60)$$

missä aikavakio τ_{HP} mitoitetaan seuraavasti

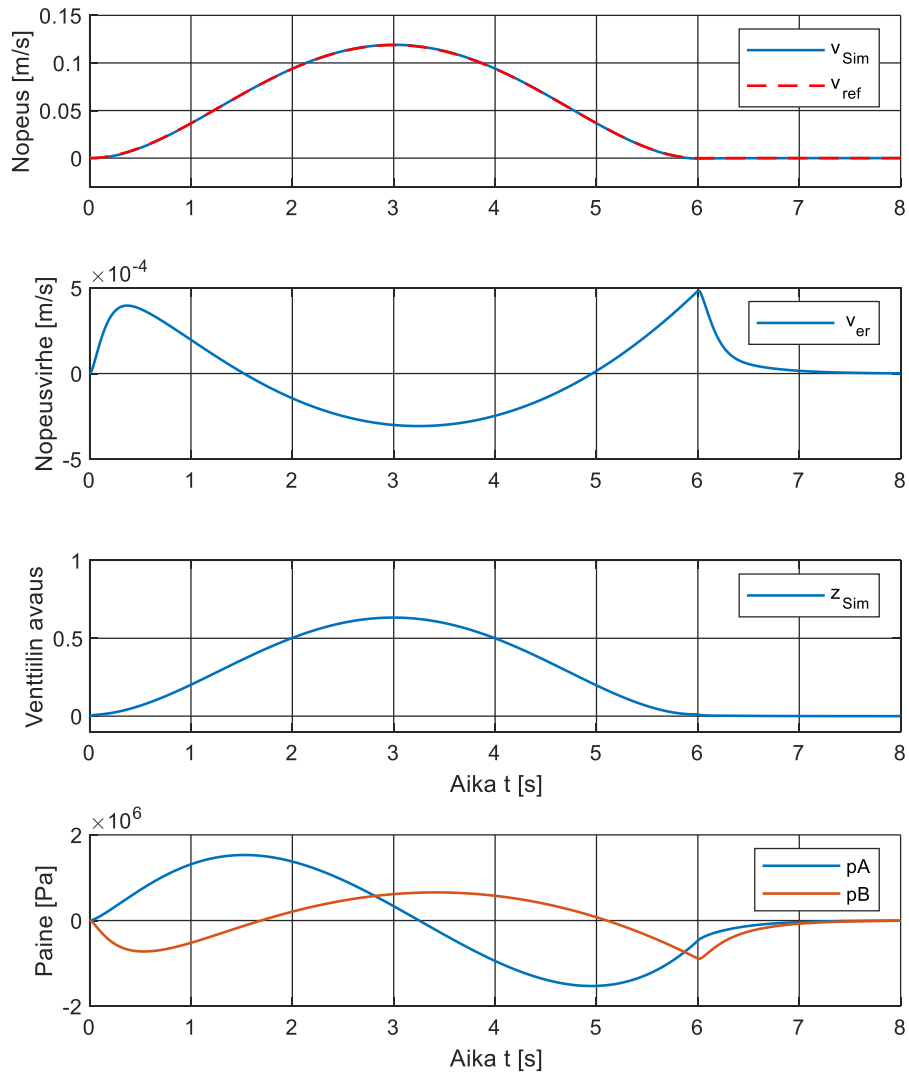
$$\tau_{HP} \gg \frac{1}{\omega_{N,min}} \quad (61)$$

missä $\omega_{N,min}$ on nostosylinterillä vaikuttava minimiominaistaajuus. [7] Takaisinkytkennän vahvistuksen K_F viritysohjeena on sen asettaminen mahdollisimman pieneksi [16]. Nyt parametrien arvoiksi asetetaan $\tau_{HP} = 1/\omega_{N,min}$ ja $K_F = 5 \cdot 10^{-7}$. Proportioali- ja derivointivahvistuksia voidaan kasvattaa, koska dynaaminen voimatakaisinkytkentä lisää järjestelmän vaimennusta voimakkaasti. Manuaalisen säädön jälkeen saadaan proportionaalivahvistuksen arvoksi $k_p = 40$, integrointivahvistukseksi $k_d = 1$ ja derivointivahvistukseksi $k_d = 3$. Kuva 27 esittää simulointimallin FPIDF-säätimestä. Kuvasta nähdään, kuinka ylipäästösuodatin $G_{HP}(s)$ ja vahvistus K_F kytetään säätöpiiriin.



Kuva 27 FPIDF-säätimen simulointimalli

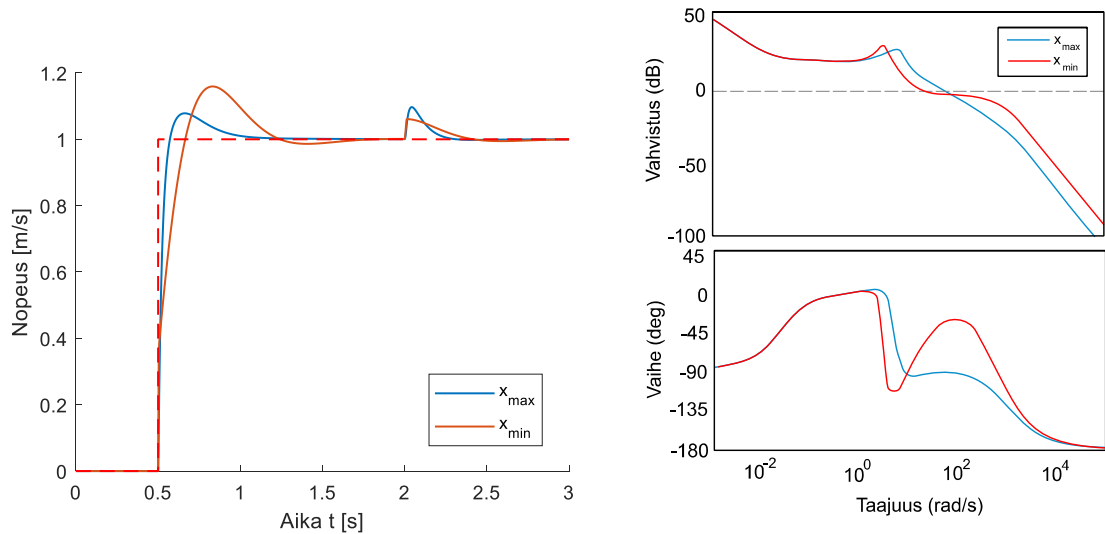
Kuva 28 esittää FPIDF-säätimen radan seurannan. Radan seuranta toimii tarkasti myös tällä säätinratkaisulla. Nopeusvirhe on suurimmillaan $v_{er} = 0,0005 \text{ m/s}$, jota voidaan pitää tässäkin säätinratkaisussa merkityksettömän pienenä. Venttiilin avaus on maksimissaan taas $z_{sim} = 0,63$. Lisäksi kuvassa esitetään painekuvaaja, jossa on sylinterin molemmat kammiopaineet. Ne esittävät paineiden poikkeamaa tasapainotilan paineista. A-kammiopaineen poikkeama p_A saa suurimman arvonsa kiihtyvässä liikkeessä $p_A \approx 1,5 \text{ MPa}$ ja matalimman hidastuvassa liikkeessä $p_A \approx -1,5 \text{ MPa}$. Sen sijaan B-kammiopaineen poikkeama p_B on pienimmillään sylinterin kiihtyvässä liikkeessä $p_B \approx -0,7 \text{ MPa}$ ja suurimmillaan hidastusliikkeen alussa $p_B \approx 0,7 \text{ MPa}$.



Kuva 28 FPIDF-säätimen radanseuranta, nopeusvirhe, venttiilin avaus ja paineet

Tarkastellaan seuraavaksi suljetun piirin askel- ja impulssivastetta sekä avoimen piirin Bode-diagrammia. Kuva 29 näyttää FPIDF-säätimen askel- ja impulssivasteen molemmissa linearisointipisteissä, kun askelfunktio syötetään taas järjestelmään ajassa $t = 0,5$ s ja impulssi ajassa $t = 3$ s. Nyt nousuajat eri linearisointipisteillä ovat $T_{r,max} = 0,04$ s ja $T_{r,min} = 0,13$ s, asettumisajat $T_{s,max} = 0,41$ s ja $T_{s,min} = 0,67$ s sekä ylitykset $M_{p,max} = 7,8$ % ja $M_{p,min} = 15,9$ %. Impulssivasteesta huomataan, että säädin vaimentaa häiriön tehokkaasti. Dynaamisen voimatakaisinkytkennän aikaansaama tehokas vaimennus pienentää myös ylitystä. Avoimen piirin Bode-diagrammista voidaan todeta, että suljettu piiri on stabiili tässäkin tapauksessa molemmissa linearisointipisteissä. Vaihevaran tar-

kat arvot ovat $f_{0dB,max} = 88,2^\circ$ ja $f_{0dB,min} = 102^\circ$. Molempien linearisointipisteiden vahvistusvarojen arvot ovat äärettömiä $f_{180} = \infty$ aikaisempien säädinratkaisujen tavoin, mikä on merkki suljetun piirin stabiiliudesta.



Kuva 29 FPIDF-säätimen suljetun piirin askel-, impulssivaste ja avoimen piirin Bode-diagrammi

3.5 Säättöpiirin implementointi

Tässä työssä säädön suunnittelu tehtiin lineaarisella ja aikainvariantilla tilaesityksellä, koska se mahdollistaa LTI-järjestelmien säätöteorian hyödyntämisen säättöpiirin suunnittelussa ja virittämisessä. Koska tilaesityksessä yhtenä tilamuuttujana on sylinterin nopeus, siitä saadaan suora nopeuden takaisinkytkentä suljettuun järjestelmään. Lisäksi tilaesityksessä venttiilin ohjaus on suhteellinen venttiilin avaus. Kun säätö toteutetaan oikeassa järjestelmässä, sylinterin nopeus ratkaistaan olemassa olevien antureiden antaman tiedon avulla. Tämän työn tarkasteltava materiaalinkäsittelykone sisältää puomin kulma-anturin, jonka antaman kulman ja kulmanopeuden avulla voidaan ratkaista sylinterin nopeus. Sen lisäksi oikean järjestelmän venttiilissä on virtaohjaus, joten säätimen lähdön ohjaussignaali eli suhteellinen venttiilin avaus täytyy generoida venttiilin ohjausvirraksi.

Tässä kappaleessa käydään läpi, kuinka sylinterin nopeus ratkaistaan anturitietojen perusteella, kuinka ohjausvirran generointi tehdään ja lisäksi esitellään reaaliaikainen toteutus simulaattorilla.

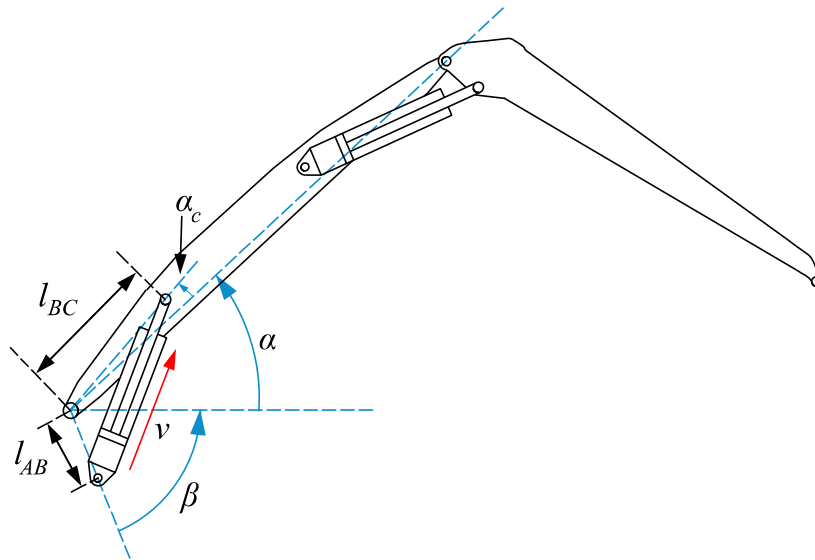
3.5.1 Sylinterin nopeuden laskenta anturitiedosta

Kuva 30 havainnollistaa nostopuomin sylinterin nopeuden laskentaan liittyviä parametrejä. Tappien väliset etäisyydet l_{AB} ja l_{BC} on laskettu kappaleessa 2.3.1 yhtälöillä (1) ja (2). Lisäksi kulmat β ja α_c on laskettu yhtälöillä (3) ja (4). Derivoimalla yhtälö (5) ajan suhteen saadaan

$$2 \cdot l_{AC} \cdot \dot{l}_{AC} = -2 \cdot l_{BC} \cdot l_{AB} \cdot (-\sin(\alpha + \beta + \alpha_c) \cdot \dot{\alpha}) \quad (62)$$

missä $\dot{\alpha}$ on nostopuomin kulmanopeus ja \dot{l}_{AC} on sylinterin pituuden derivaatta eli nopeus v , joka voidaan nyt ratkaista seuraavasti

$$\dot{l}_{AC} = \frac{2 \cdot l_{BC} \cdot l_{AB} \cdot \sin(\alpha + \beta + \alpha_c) \cdot \dot{\alpha}}{2 \cdot l_{AC}} \quad (63)$$



Kuva 30 Sylinterin nopeuden laskenta anturitiedon avulla

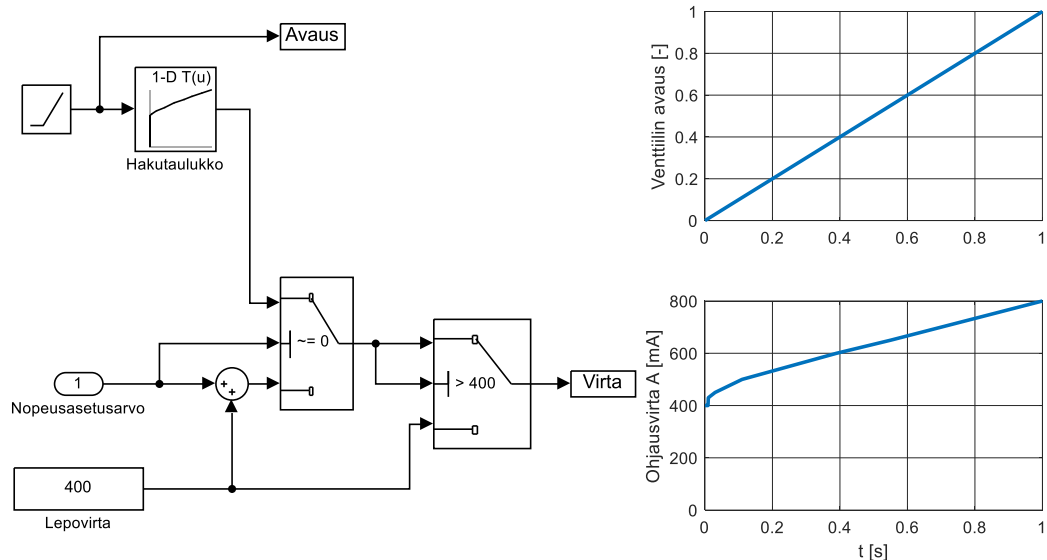
3.5.2 Ohjausvirran generointi

Ohjausvirta täytyy generoida, koska säätöpiirin suunnittelu tehdään lineaarisella mallilla ja hydraulisen venttiilin ohjaus- ja tilavuusvirran suhdetta kuvaava ominaiskäyrä on epälineaarinen. Vaikka painekompensoidun venttiilin ominaiskäyrä on lähes lineaarinen valmiiksi, siinä esiintyy kuitenkin pieni epälineaarisuus pienellä ohjausvirralla. Ominaiskäyrän epälineaarisuuden kompensointi voidaan tehdä hakutaulukon (engl. Look-up table) avulla.

Tässä työssä käytetään MATLAB/Simulink-ohjelman yksidimensioista (1-D) hakutaulukokohkoa, joka sisältää yhden sisään- ja ulostulon. Hakutaulukon tarkoituksena on pa-

lauttaa ulostulona sinne syötettyjen sisääntuloarvoja vastaava ulostuloarvo. Jos hakutaulukko ei löydä eksplisiittisesti määriteltyä sisääntuloarvoa, Simulink arvioi ulostuloarvon interpolaation avulla. Interpolaatiolla tarkoitetaan prosessia, jossa arvioidaan tuntemattomia arvoja tiedettyjen arvojen välillä. [2] Venttiilin lepovirta asetetaan suoraan nopeusasetusarvon mukaan. Tämän tarkoituksena on varmistaa venttiilin kiinnipysyminen nopeusasetusarvon nolla-arvolla. Lisäksi se varmistaa tasaisen lepovirran, koska hakutaulukon interpolaatio aiheuttaa helposti värähtelyä siihen.

Kuva 31 havainnollistaa esimerkin MATLAB/Simulink-ohjelman simulointimallin ohjauksivirran generoinnista sekä venttiilin avauksen ja ohjauksivirran kuvaajista. Simulointimalli sisältää ramppi-, hakutaulukko- ja tallennuslohkot. Lisäksi mallissa on lepovirran asetuksista varten nopeusasetusarvon sisääntulo ja kaksi kytkinlohkoa.



Kuva 31 Ohjauksivirran generoinnin simulointimalli sekä venttiilin avauksen että ohjauksivirran kuvaajat

Ramppilohkossa luodaan lineaarisesti nouseva venttiilin avaus eli säätäjän lähtö, joka syötetään sisääntulona hakutaulukkolohkoon. Ulostulona saadaan venttiilin virta, joka syötetään ensimmäiseen kytkinlohkoon. Sen tarkoituksena on tarkistaa, onko nopeusasetusarvo nollassa. Jos nopeusasetusarvo poikkeaa nollassa, hakutaulukon generoima venttiilin virta pääsee lohkoksta läpi. Muussa tapauksessa lepovirta asetetaan päälle. Toinen kytkinlohko varmistaa, että ohjausvirta on pienimmillään lepovirran suuruisen. Kuten kuvaajista nähdään, venttiilin avauksen lineaarinen kuvaaja on generoitu vastaamaan venttiilin ohjauksivirran epälineaarista ominaiskäyrää. Venttiili lähtee liikkeelle ohjauksivirralla $I = 430 \text{ mA}$, jota ennen venttiilissä on päällä lepovirta $I = 400 \text{ mA}$. Sen jälkeen edetään venttiilin ominaiskäyrän mukaisesti. Venttiilin maksimiohjausvirta on $I =$

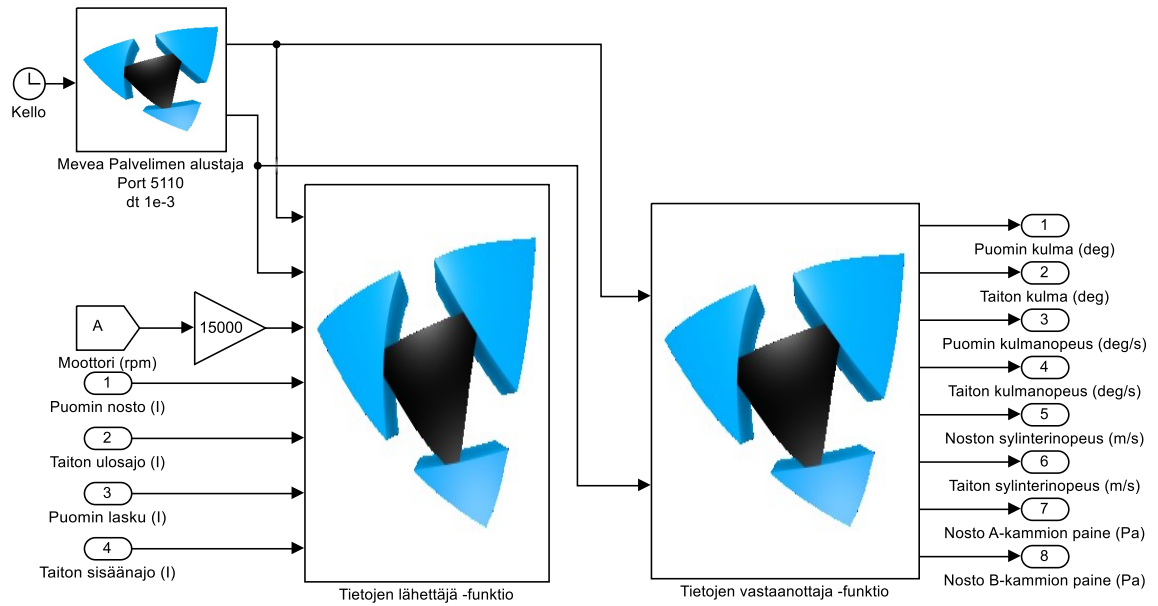
800 mA, joka saavutetaan venttiilin maksimiavauksella. Todellisessa koneessa lepovirran suuruus on pienempi, mutta tässä työssä käytettävällä reaaliaikaisella simulaattorilla ohjausvirran minimiarvot poikkeavat todellisesta koneesta ja venttiili pysyy varmasti kiinni jo lepovirralla $I = 400 \text{ mA}$.

3.5.3 Reaaliaikainen simulaatio

MATLAB/Simulink- ja Mevea-ohjelmien välille voidaan luoda reaaliaikainen yhteys ja tiedonsiirto. Sitä varten täytyy luoda Simulink-ohjelman ulkoinen käyttöliittymä Mevea-ohjelmalle (engl. *Simulink external interface*). Reaaliaikaisessa simulaatiossa Mevea lähettää jokaisella aika-askeleella tietoa Simulink-ohjelman ulkoiselle käyttöliittymälle, mikä mahdollistaa sen aloittamaan kyseisen aika-askeleen laskennan. Kun Simulink on suorittanut laskennan, se palauttaa arvot Mevea-ohjelmaan, joka siirtyy taas seuraavaan aika-askeleeseen. [19] Tämän kappaleen tarkoituksena on esittää, kuinka rajapinta näiden ohjelmien välille luodaan.

Yhteys Mevea- ja Simulink-ohjelmien välille luodaan käyttämällä TCP/IP (engl. *Transmission Control Protocol/Internet Protocol*) käyttöliittymää. Ensimmäisenä kantakäyttöliittymä (engl. *Socket interface*) luodaan Mevea Modeller -ohjelmassa, jonne syötetään sopiva IP-osoite ja porttinumero vastaamaan sen hetkistä verkon konfiguraatiota. Seuraavaksi käyttöliittymään lisätään kantasignaalit (engl. *socket signal*), jotka ovat simulaattorin sisään- ja ulostulosignaaleja. [19] Tässä työssä sisääntulosignaaleina käytetään koneen moottorin pyörimisnopeus- ja puomin sylintereiden virtaohjaussignaaleja. Moottorin pyörimisnopeuden tarkoituksena on käynnistää simulointiympäristössä oleva kone. Sen sijaan ulostulosignaaleina käytetään tarvittavia koneen anturitietoja, jotka ovat puomien kulma ja kulmanopeus sekä nostopuomin sylinterin kammiopaineet.

Seuraavaksi ulkoinen käyttöliittymä luodaan Simulink-ohjelman puolelle. Käyttöliittymä sisältää kolme C++-ohjelmointikielipohjaista reaaliaikaisen simuloinnin mahdollistavaa Simulink s-funktiota, jotka ovat palvelimen alustaja (engl. *MServerInitializer*), tietojen lähettäjä (engl. *MSendingData*) ja tietojen vastaanottaja (engl. *MReceivingData*). [19] Kuva 32 esittää lohkoavioesityksen käyttöliittymästä Simulink-ohjelmassa.



Kuva 32 Reaaliaikaisen simulaation käyttöliittymä sisältää kolme Simulink s-funktiota sekä niiden sisään- ja ulostulosignaalit.

Palvelimen alustaja -funktion tarkoituksena on välittää signaalit TCP/IP-käyttöliittymän yli ja mahdollistaa yhteys Simulink- ja Mevea-ohjelmien välillä. [19] Funktio sisältää kaksi parametriä. Ensimmäinen on porttinumero, joka asetetaan vastaamaan Mevea Modeller -ohjelmassa asetettua porttinumeroa. Toinen parametri on simuloinnin aika-askel, jonka arvoksi valitaan tässä työssä $t_s = 1 \text{ ms}$.

Tietojen lähettäjä -funktio lähettää tiedot Simulink-ohjelmasta Mevea-ohjelmaan. [19] Tässä työssä funktio sisältää seitsemän sisääntulosignaalia, joista kaksi on yhteyden luomista varten Palvelimen alustaja -funktion kanssa. Muut sisääntulosignaalit ovat nostopuomin nosto- ja laskuliikkeen sekä taittopuomin ulos- ja sisäänajoliikkeen virtaohjaukset. Koska tässä työssä on tarkoitus tutkia nostopuomin sylinterin nopeussäädön toimivuutta myös vaihtelevilla kuormavoimilla, sisääntulosignaaleina tarvitaan nostopuomin virtaohjauksen lisäksi myös taittopuomin liikkeiden virtaohjauksignaaleja.

Tietojen vastaanottaja -funktion tarkoituksena on taas vastaanottaa simuloitua tietoa Mevea-ohjelmasta. [19] Tämä funktio sisältää kahdeksan ulostulosignaalia, joihin kuuluvat tarvittavat anturitiedot koneesta. Vaikka todellisella koneella ei saada anturitietona suoraan sylinterinopeuksia, simulaattorilta ne on mahdollista saada. Tämä tehdään tässä työssä sen takia, että voidaan varmistaa derivoimalla lasketun nopeuden menevän oikein. Ulostulosignaaleihin on merkitty myös yksiköt, joista paineet muutetaan Pascaleiksi simulaattorin antamasta baarin (bar) yksiköstä. Lisäksi funktio sisältää kaksi sisääntuloa, jotka ovat yhteyden luomista varten Palvelimen alustaja -funktion kanssa.

4. TUTKIMUSTULOKSET REAALIAIKAISELLA SIMULAATTORILLA

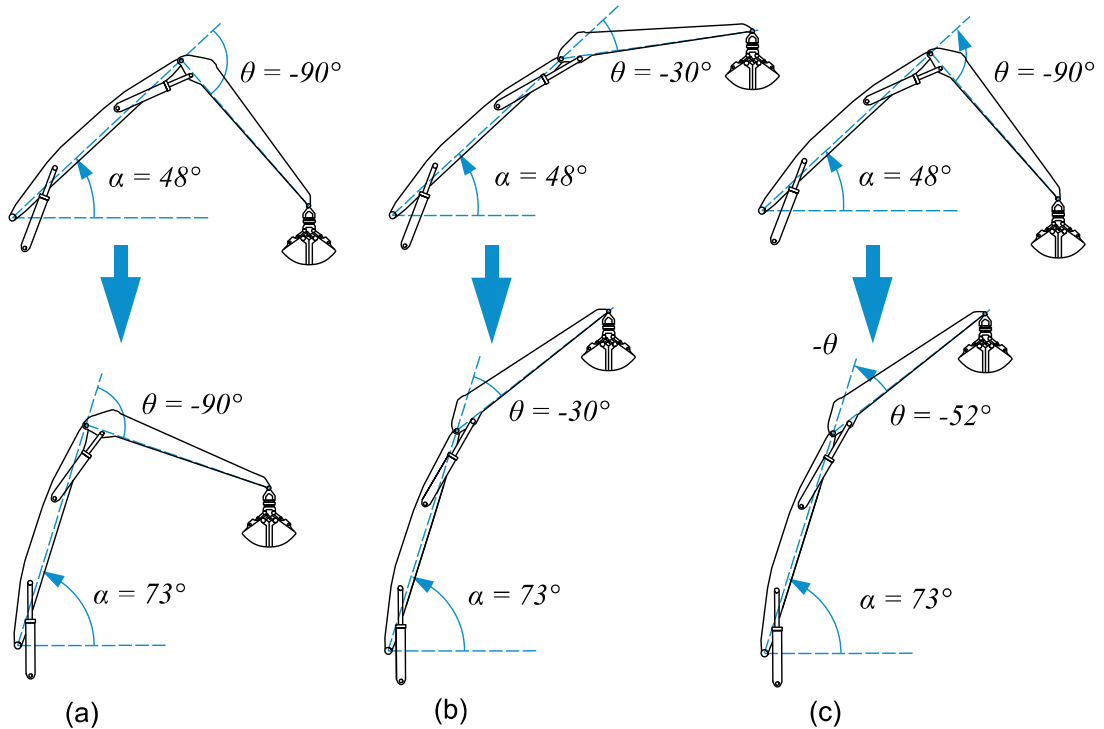
Tämän diplomityön tutkimustulokset suoritetaan kokeellisesti Mantsinen 70 -mallin simulaattorilla. Tässä työssä kehitetty järjestelmän dynamiikkaa kuvaava lineaarinen aikainvariantti tilaesitys verifioidaan ja suunniteltujen säätöpiirien toiminnallisuus testataan reaaliaikaisessa simulaattoriympäristössä. Kuva 33 esittää tarkasteltavan Mantsinen 70 -mallin materiaalinkäsittelykoneen Mevea-simulointiohjelmassa.



Kuva 33 Mantsinen 70-mallin materiaalinkäsittelykone Mevea-simulointiohjelmassa

Tutkimustulokset esitetään kolmessa erilaisessa kuormitustilanteessa. Kuva 34 havainnollistaa eri kuormitustilanteiden prosessit. Kaikissa prosesseissa nostopuomin sylinterille syötetään sama nopeusasetusarvorata, joka sisältää kaksi eri liikettä. Sen sijaan taittopuomin kulmaa vaihdellaan. Silloin kaikissa prosesseissa nostopuomin sylinterille kohdistuva kuormavoima on erilainen, jolloin saadaan selville kuorman paineen vaikutus nostopuomin sylinterin tarkkaan nopeussäätöön. Tarkasteltavat kuormitustilanteet ovat taittopuomin kulma $\theta = -90^\circ$ (Kuva 34.a), $\theta = -30^\circ$ (Kuva 34.b) ja kasvava kulma (Kuva 34.c). Kahdessa ensimmäisessä kuormitustilanteen prosessissa taittopuomia ei liikuteta, vaan se pidetään joko kulmassa $\theta = -90^\circ$ tai $\theta = -30^\circ$. Kolmannessa prosessissa taittopuomia ajetaan ulospäin tasaisella nopeudella kulmasta $\theta = -90^\circ$ kulmaan $\theta = -52^\circ$.

Taittopuomin liike pysäytetään nostopuomin sylinterin toisen liikkeen aikana, jolloin nähdään myös taittopuomin liikkeen pysäytyksen vaikutus nostopuomin sylinterin nopeus-säädön tarkkuuteen.



Kuva 34 Simulaattoritesteissä asetusroradan seuranta tutkitaan kolmessa eri kuormitustilanteessa.

Lisäksi tutkimustulokset esitetään eri ohjau- ja säätöalgoritmeilla: VFF, PID, FPID ja FPIDF. Pelkän nopeuden myötäkytkennän (VFF, engl. *velocity feedforward*) sisältävä ohjaus otetaan mukaan tuloksiin vertailun vuoksi. Silloin kyseessä on avoimen piirin ohjaus, joka ei saa mitään tietoa sen hetkisestä mitatusta nopeudesta. Zhang *et al.* mukaan [35] tällainen tilanne vastaa perinteistä kaivinkoneen puomin sylinterin nopeusohjausta, jolloin sylinterin nopeus on teoreettisesti suoraan verrannollinen ohjaussauvan kulmaan. Niiden erossa on kuitenkin oikeasti huomattavaa poikkeamaa hydraulisessa järjestelmässä esiintyvien vuotojen, öljyn kokoonpuristuvuuden ja muiden epälineaarisuuksien takia. Lisäksi tällaisen avoimen järjestelmän takaisinkytkentä perustuu ihmisen visuaaliseen palautteeseen, jolloin ohjaustarkkuus on heikkoa. [35]

Muut säätimet ovat säädön suunnittelussa ja analysoinnissa esiintyneet säätöalgoritmit. PID-säädin edustaa yleisintä teollisuudessa käytettävää säädinratkaisua, joka kompensoi mittausvirhettä vahvistamalla, integroimalla sekä derivoimalla asetusrvon ja mittauksen välistä eroisuutta. FPID-säädin on nopeuden myötäkytkennän ja PID-säätimen yhdistelmä. Se saavuttaa reaaliaikaisen asetusroradan seurannan, mutta liikkeen py-

säätys ominaisuudet ovat heikot. Sen sijaan dynaamisen voimatakaisinkytkennän sisältävä FPIDF-säädin kykenee saavuttamaan sekä reaaliaikaisen asetusarvoradan seurannan että nopean liikkeen pysäytyksen.

Taulukko 6 esittää tutkimustuloksissa käytetyt kaikkien säätimien vakioarvoiset parametrit. Proportionaalivahvistus k_p , integrointivahvistus k_I ja derivointivahvistus k_D on manuaalisesti hienosäädetty luvussa 3 saaduista tilaesityksen parametrien arvoista, jolloin säätimien suorituskyky on pyritty saamaan mahdollisimman hyväksi simulaattorilla. Derivointihaaran suodatuskertoimen N arvo ja nopeuden myötäkytkennän parametri k_{ff} asetetaan samaksi kuin tilaesityksen tapauksessa. Dynaamisen voimatakaisinkytkennän parametrit on säädetty viritysääntöjen mukaan, jolloin ylipäästösuodattimen aikavakiolle τ_{HP} pätee sääntö yhtälön (61) mukaan ja takaisinkytkennän vahvistus asetetaan mahdollisimman pieneksi siten, että riittävä vaimennus kuitenkin saavutetaan.

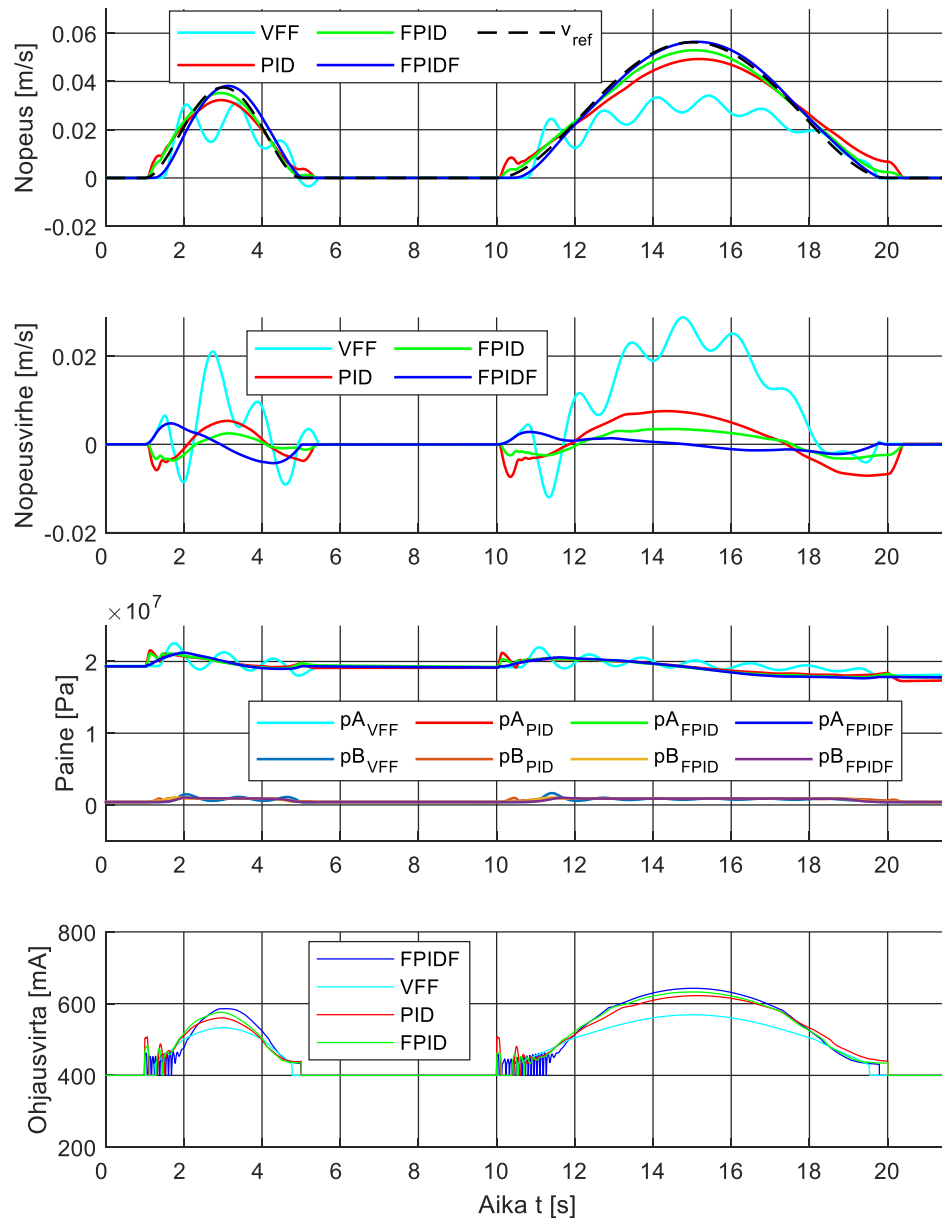
Taulukko 6 Säätimien vakioarvoiset parametrit simulaattorilla

Parametri	VFF	PID	FPID	FPIDF
k_p	–	30	30	50
k_I	–	10	10	5
k_D	–	5	5	3
N	–	1147	1147	1147
k_{ff}	$1/K$	–	$1/K$	$1/K$
k_F	–	–	–	$5 \cdot 10^{-6}$
τ_{HP}	–	–	–	$11/\omega_{N,min}$

4.1.1 Radanseuranta taittopuomin vakiokulmilla

Kuva 35 esittää nostopuomin sylinterin nopeusradanseurannan tutkimustulokset eri säätöalgoritmeilla taittopuomin vakiokulmalla $\theta = -90^\circ$. Kuvassa esitetään nopeuden, nopeusvirheen, paineen ja ohjausvirran kuvaajat. Kuten kuvasta nähdään, VFF-ohjauksen toiminta säätöalgoritmeista on puutteellisinta. Se johtuu avoimesta järjestelmästä, koska ohjaus ei pysty kompensoimaan millään tavalla nopeusvirhettä, jolloin asetus- ja mittausarvon välinen erosuure kasvaa suureksi. Ohjaus ei ota huomioon myöskään hydraulijär-

jestelmän epälineaarisuuksia, kuten vuotoja, öljyn kokoonpuristuvuutta tai pumpun viivettä. VFF-ohjaus ei kasvata järjestelmän vaimennusta, vaan nopeusvasteessa näkyy merkittävää värähtelyä. Toisaalta voimakas värähtely voi johtua myös simulaattorimalista, jolloin todellisessa koneessa värähtely ei esiinny niin voimakkaana.



Kuva 35 Eri säätöalgoritmien radanseuranta taittopuomin kulmalla -90°

PID-säätimen radanseurannassa nähdään jo huomattavaa parannusta verrattuna VFF-ohjaukseen. Koska säätimessä on nopeuden takaisinkytkentä, säädin saa tiedon sen

hetkisestä oikeasta nopeudesta ja mahdollisuuden päästä korjaamaan nopeusvirhettä. Säätimen vaimennusominaisuudet ovat myös jo hyvällä tasolla, koska radanseurannassa ei ilmene värähtelyä. Kaikesta huolimatta säätimen radanseurantaan jää kuitenkin nopeuden jättämää, eikä säädin ole kykeneväinen seuraamaan asetusrvoa reaaliajassa.

FPID-säätimellä nopeuden myötäkytkentä korjaa nopeuden jättämää ja PID-säädin täydentää säätimen toiminnallisuutta nopeusvirheen kompensoinnilla. Tulokset osoittavat, että FPID-säädin on kykeneväinen edelleen parantamaan suuren hitauden omaavan nostopuomin sylinterin nopeussäädön tarkkuutta ja dynaamista suorituskykyä. Suurin nopeusvirhe on ainoastaan 4 mm/s. Zhang sai tutkimuksessaan [34] (engl. *Hydraulic linear actuator velocity control using a feedforward-plus-PID control*) samankaltaisia tuloksia vastaavalla säätimellä hydraulisen sylinterin nopeussäädössä, mutta merkittävimpinä eroavaisuuksina kyseisessä tutkimuksessa sylinterillä ei ohjata puomia eikä säädettävä venttiili ole painekompensoitu.

Sekä PID- että FPID-säätimen toiminnallisuudessa on kuitenkin yksi yhteinen pieni puutteellisuus, joka nähdään parhaiten nopeusvirheen kuvaajasta toisen liikkeen pysähtyessä alkaen ajanhetkestä $t = 18$ s. Kummallakaan säätöalgoritmilla nopeusliike ei pysähdy heti asetusrvon mennessä nolnaan, vaan säätimillä menee pieni hetki korjata nopeusvirhe. Tämä johtuu nopeuden jättämästä radanseurannassa, kun lähestytään asetusrvon nolla-arvoa.

Tähän ongelmaan ratkaisu on sylinterin kammiopaineisiin perustuvan dynaamisen voimatakaisinkytkennän lisääminen FPID-säätimeen, jolloin säädinrakenteeksi tulee FPIDF-säädin. Nopeusvirheen kuvaaja näyttää, että liikkeiden jälkeen FPIDF-säädin kykenee pysäyttämään sylinterin liikkeen heti asetusrvon mennessä nolnaan. Tähän voidaan pitää syynä säätimen entistäkin parempaa dynaamista vaimennuskykyä, koska säätimen negatiivinen paineisiin perustuva takaisinkytkentä kumoaa painevärähtelyiden vaikutuksen. Tulokset osoittavat, että säätimen hyvä vaimennusominaisuus mahdollistaa proportionaalivahvistuksen kasvattamisen, millä on taas vastetta nopeuttava ja asetusrvovirhettä pienentävä vaikutus. Toisaalta pienemmän nopeuden liikkeessä FPIDF-säätimen tarkkuus ei ole merkittävästi poikkeava muihin säätimiin verrattuna, jolloin FPIDF-säätimen etujen voidaan todeta esiintyvän suuremmilla sylinterin nopeuksilla.

Zhang *et al.* kertoo tutkimuksessaan [35] (engl. *Velocity and Position Hybrid Control for Excavator Boom Based on Independent Metering System*) samankaltaisista löydöksistä nostopuomin sylinterin nopeussäädössä kaivinkoneella. Tutkimuksessa havaitaan, että sylinterin nopeussäädöllä tulee ylitystä liikkeen pysähtyessä asetusrvoradassa, kun

säätöalgoritmina käytetään nopeuden myötäkytkennän ja aseman PI-säädön yhdistelmää. Zhang *et al.* mukaan se johtuu takaisinkytkennän virheen kompensoinnissa käytetävän asemasäätimen suuresta raja-arvosta. Tutkimuksessa ongelma ratkaistaan pelkällä asemasäätimellä, joka kytketään päälle lähellä liikkeen pysähtymistä. [35]

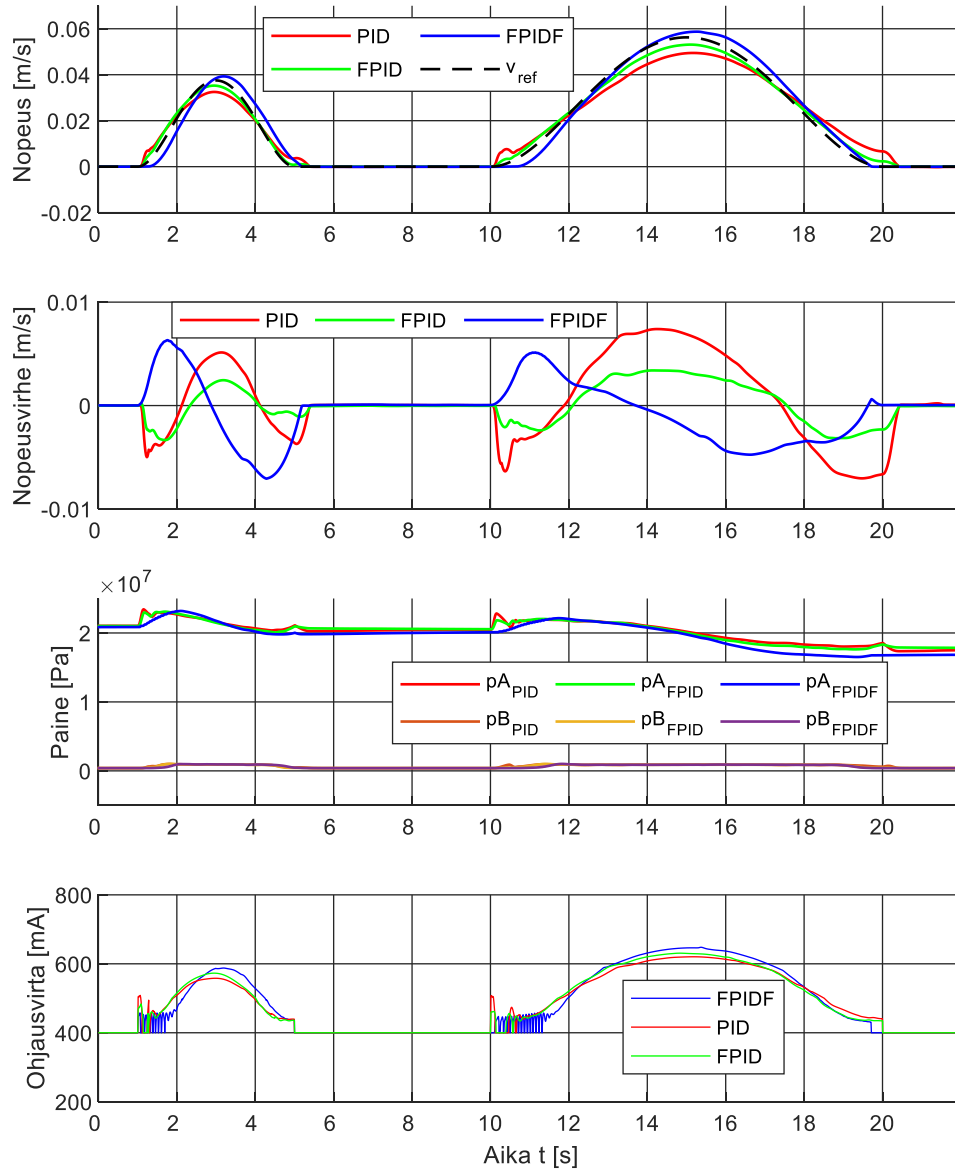
Kuvassa esitetään myös paine- ja ohjausvirtakuvaajat. Paineokuvaajan tarkoituksena on havainnollistaa, kuinka sylinterin männän puolen paine p_A ja männänvarren puolen paine p_B käyttäytyvät eri säätimillä. Kuten kuvasta nähdään, avoimen piirin VFF-ohjauksella paineet ovat hyvin värähteleviä. Sen sijaan muilla säätimillä paineet käyttäytyvät verrattuna toisiinsa lähes samalla tavalla, jolloin männän puolen paine pysyttelee lähellä painearvoa 20 MPa ja tankkiin yhdistetty männänvarren puolen paine lähellä painearvoa 0,5 MPa. Männän puolen paine tasapainottaa puomin aiheuttamaa painovoimaa sylinterillä ja se vaihtelee vain vähän koko prosessin aikana. Paine nousee noin 1,5 MPa puomin nostoliikkeiden aikana ja palaa takaisin. Prosessin lopussa paine on 18 MPa, mikä kertoo sylinterille kohdistuvan painovoiman pienentymisestä puomin pysty asennossa.

Ohjausvirtakuvaajasta nähdään venttiilin avausta ohjaavat ohjausvirrat. Kun nopeusasetusarvo on nolla, syötetään venttiilille suuruudeltaan 400 mA lepovirta. Sen tarkoituksena on saada venttiilin luisti värisemään parantaen venttiilin hystereesiominaisuuksia ja herkkyyttä. Venttiili aukeaa suuruudeltaan 430 mA ohjausvirralla, minkä jälkeen generoitu ohjausvirran suuruus määrittyy venttiilin ominaiskäyrän mukaan. Liikkeiden alussa ohjausvirrat ovat värähteleviä, mikä voidaan olettaa johtuvan ohjausvirran askelmaisesta muutoksesta tullessa pois lepovirralla.

Kuva 36 esittää nostopuomin sylinterin nopeusradanseurannan tutkimustulokset taittopuomin vakiokulmalla $\theta = -30^\circ$. Kuvaajissa esitetään PID-, FPID- sekä FPIDF-säädinten toiminnallisuus. Koska taittopuomi on lähes suorana, nostosylinterille kohdistuva kuormavoima ja kuorman paine ovat suurempia. Tämän tutkimustyön kannalta merkittävänä havaintona nähdään vertailtaessa kuvia 35 ja 36, että nopeussäädön tarkkuus säilyy lähes samanlaisena myös suuremmalla kuormavoimalla. Siihen on syynä LUDV-venttiili, jonka tilavuusvirransäätö on kuorman paineesta riippumaton.

Sen sijaan verrattaessa säädinten toiminnallisuutta toisiinsa, taittopuomin kulmalla $\theta = -30^\circ$ FPID-säädin kykenee pitämään nopeusvirheen pienimpänä. Tätä näkyy parhaiten pienemmän nopeuden liikkeessä, jossa liikkeen kiihtyvyys on suurempi verrattuna toiseen liikkeeseen. Toisaalta FPIDF-säädin kykenee pysäyttämään nopeusliikkeen nopeiten myös tällä suuremmalla kuormavoimalla, mikä korostuu taas suuremman nopeuden liikkeen pysäytyksessä. FPID-säätimellä nopeusvirheen

maksimiarvo on 4 mm/s, kun taas FPIDF-säätimellä 6 mm/s. PID-säätimellä nopeusvirhe on suurimmillaan jopa 8 mm/s.



Kuva 36 Eri säätöalgoritmien radanseuranta taittopuomin kulmalla -30°

Kuten painekuvaaja esittää, männän puolen paineet ovat prosessin alussa lähellä painearvoa 21 MPa ja lopussa 17 MPa. Puomin nostoliikkeiden aikana paine nousee taas aina noin 1,5 MPa, mutta paineiden kokonaismuutos prosessin aikana on suurempi verrattuna taittopuomin kulman $\theta = -90^\circ$ kuormistustilanteeseen. Tämä johtuu siitä, että sekä nosto- että taittopuomin ollessa pystyssä prosessin lopussa sylinterille

kohdistuva painovoima on entisestään pienempi. Männänvarren puolen paine pysyttelee painearvon 0,5 MPa lähellä.

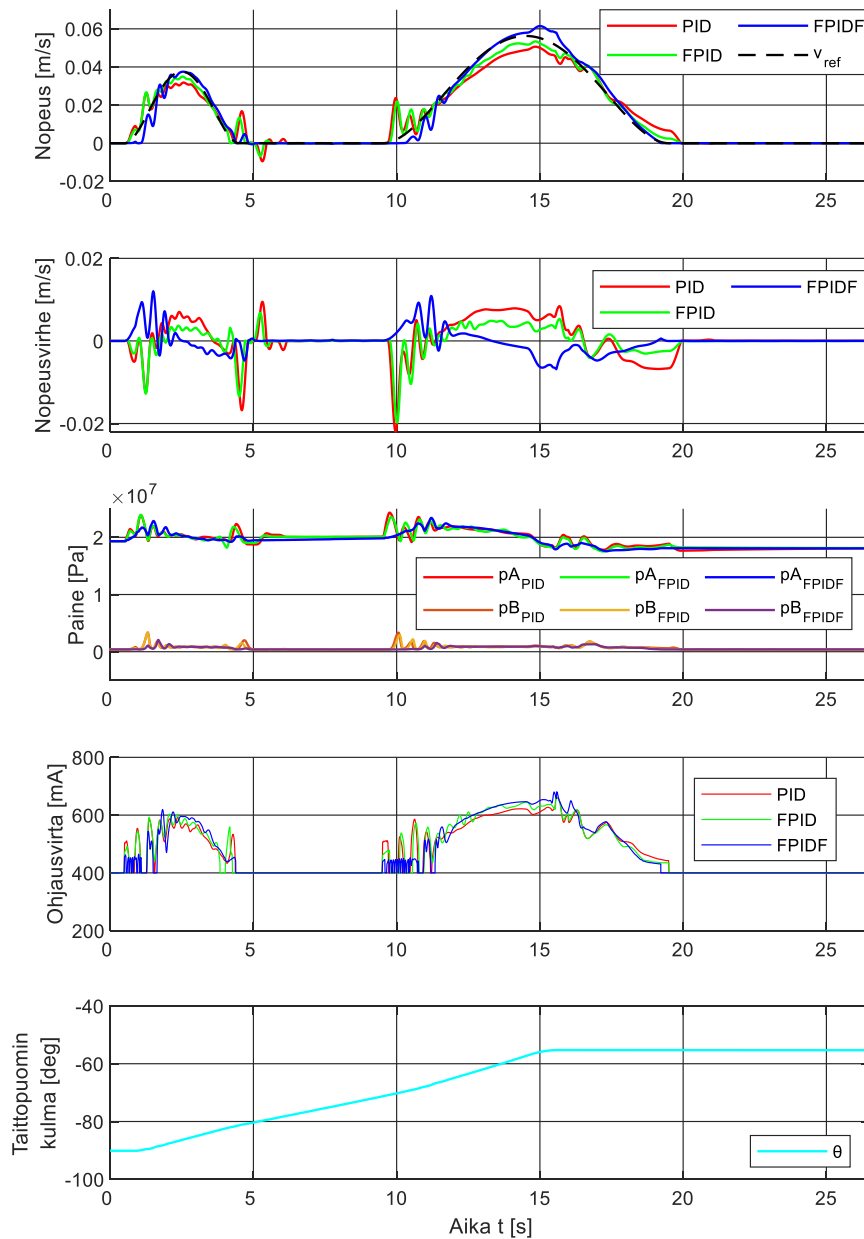
Ohjausvirran kuvaajat eivät juuri poikkea taittopuomin kulmalla $\theta = -90^\circ$ suoritetuista tuloksista. FPIDF-säätimen ohjausvirta poikkeaa eniten muista säätimistä erityisesti pienemmän nopeuden liikkeessä, missä säätimen toiminnallisuus on lähes heikointa lukuun ottamatta liikkeen pysäytystä. Toisen liikkeen pysäytyksessä huomataan kuitenkin, että säädin pudottaa ohjausvirran lepovirralla jo ennen nopeusasetusarvon nolla-arvoa. Silloin liike pysähtyy heti arvon mennessä nolnaan.

4.1.2 Radanseuranta taittopuomin kasvavalla kulmalla

Käytännön työtilanteessa materiaalinkäsittelykoneella ohjataan yhtä aikaa sekä nosto- että taittopuomin sylintereitä. Taittopuomin sylinterin liikkeellä on vaikutusta myös nostopuomin sylinterin tilaan, koska kahden vapausasteen puomissa sylinterit muodostavat toisistaan kaksi sarjaan kytkettyä jouta. Tässä kappaleessa esitetään nostopuomin sylinterin nopeusradanseurannan tulokset, kun samaan aikaan liikutetaan myös taittopuomin sylinteriä suuruudeltaan 560 mA vakio-ohjausvirralla kaikilla säätimillä.

Kuva 37 esittää PID-, FPID- ja FPIDF-säätimien nostopuomin sylinterin nopeusradanseurannan tulokset taittopuomin kasvavalla kulmalla, joka alkaa kulmasta $\theta = -90^\circ$ ja pysähtyy kulmaan $\theta = -52^\circ$ ajanhetkellä $t = 15$ s. Kun taittopuomin liike pysähtyy, toinen nostopuomin sylinterin liike on vielä kesken. Tämän tarkoituksena on esittää myös taittopuomin liikkeen pysäytyksen vaikutus nostopuomin sylinterin nopeussäädön tarkkuuteen.

Kuvassa nähdään merkittävimpana erona verrattuna taittopuomin vakiokulmilla suoritettuihin tutkimustuloksiin nostopuomin sylinterin paineiden suurempi värähtely. Paineiden värähtely saa aikaan sekä PID- että FPID-säätimillä nopeussäädön tarkkuuteen suuria nopeusvirheitä, jotka ovat suurimmillaan esimerkiksi toisen liikkeen alussa jopa 20 mm/s. Sen sijaan FPIDF-säädin kykenee vaimentamaan painevärähtelyt paremmin ja suurimmaksi nopeusvirheen piikiksi jää 11 mm/s. Värähtely nopeusvirheessä on voimakkainta liikkeiden alussa, mihin vaikuttaa myös sylinterin lepokitka aiheuttaen nykivää liikettä. Sen lisäksi PID- ja FPID-säätimillä on myös ensimmäisen liikkeen jälkeen suuria värähtelyitä nopeusvirheessä. Kun taittopuomin liike pysähtyy ajanhetkellä $t = 15$ s, kaikilla säätimillä tulee pieni muutos nopeussäädön tarkkuudessa. FPIDF-säädin kykenee kuitenkin nopeimmin korjaamaan virheen. Lisäksi FPIDF-säädin on myös tässä kuormitus-tilanteessa paras pysäyttämään liike, mikä nähdään molempien liikkeiden jälkeen alkaen ajanhetkistä $t = 5$ s ja $t = 19$ s.



Kuva 37 Eri säätimien radanseuranta taittopuomin kasvavalla kulmalla.

Tämän kappaleen radanseurantatuloksen tärkeimpänä asiana nähdään, että samanaikainen taittopuomin sylinterin hidas liike ei aiheuta nostopuomin sylinterin nopeussäätöön merkittävän suurta virhettä. Se aiheuttaa enemmän värähtelyä verrattuna radanseurantoihin taittopuomin vakiokulmilla, mutta FPIDF-säätimen sisältämä dynaaminen voimatakaisinkytkentä vaimentaa värähtelyiden vaikutusta pois. Lisäksi FPIDF-säätimellä liikkeen pysäytys on nopein ja radanseurannan tarkkuudessa ei ole merkittävää puutteellisuutta. Tästä syystä FPIDF-säädintä voidaan pitää suorituskyvyltään parhaana

tämän tutkimuksen säätöalgoritmeista reaaliaikaisessa nopeusradanseurannassa sekä nopeassa liikkeen pysäytyksessä.

4.2 Pohdinta

Tässä kappaleessa pohditaan saavutettuja tutkimustuloksia niiden luotettavuuden ja tutkimuskysymykseen vastaamisen näkökulmasta. Tärkeimpänä asiana näiden tutkimustuloksien perusteella voidaan todeta, että FPIDF-säädin on kykeneväinen parantamaan tehokkaasti nopeussäädön tarkkuutta ja dynaamista suorituskykyä nostopuomin sylinterin kuorman nostossa. Koska nopeussäädön avulla puomin hallittavuus on parempi erilaisissa kuormitustilanteissa, voitaisiin sitä käyttää osana laajempaa automaatiojärjestelmää. Yhä enemmän automatisoidut ratkaisut lisäävät energiatehokkuutta, mahdollistavat työkonien käytön ihmisille vaarallisissa toimintaympäristöissä ja toisaalta poistavat mahdolliset inhimilliset virheet työliikkeiden suorittamisessa.

4.2.1 Tutkimustuloksien luotettavuus

Tässä työssä saavutettuja tuloksia voidaan pitää luotettavina, koska säädön suunnittelu tehtiin LTI-järjestelmien säätöteorian mahdollistamalla tilaesityksellä. Tutkimusmenetelmät esitettiin tarkasti, joka mahdollistaa esimerkiksi muut saman alan tutkijat tekemään samat johtopäätökset toistamalla tutkimuksen. Työssä kuvattiin myös kaikki matemaattiset perusteet ja perusteltiin kaikkien niiden merkitys työssä. Tähän kiinnitettiin huomiota etenkin kappaleiden alussa, missä ensin esiteltiin aihe ja kerrottiin syy kappaleessa esiintyvälle matemaattisille laskutoimituksille. Tämän avulla haluttiin antaa lukijalle helppompi kuva seurata tutkimustyön etenemistä, koska silloin ei tarvitse pohtia mihin kyseistä asiaa työssä tullaan käyttämään.

Työssä kehitetty järjestelmän tilaesitys verifioitiin ja suunniteltu säätöpiiri testattiin reaaliaikaisella simulaattorimallilla. Olennaisena asiana luotettavuuden kannalta voidaan pitää saman säätöpiirin hyvää toimintaa sekä tilaesityksessä että simulaattorissa. Silloin voidaan todeta, että lineaarinen tilaesitys järjestelmästä kehitettiin oikein tässä työssä. Simulaattorissa säätimen parametrejä jouduttiin hienosäätämään, mitä voidaan pitää välttämättömänä toimenpiteenä järjestelmissä esiintyvien pienten eroavaisuuksien takia. Säätöpiirin rakenne kuitenkin on samanlainen, jolloin sen toiminnallisuus on samanlainen.

Matemaattisen mallin ja tilaesityksen kehittämällä osoitetaan, että ymmärretään järjestelmän toiminta fysiikan lakien näkökulmasta. Matemaattisella mallilla joudutaan kuitenkin

kin tekemään yksinkertaistuksia ja tiettyjä oletuksia monimutkaisissa järjestelmissä. Esimerkiksi hydraulikkaletkujen puristuskertoimeen liittyy suurta epävarmuutta, mikä taas vaikuttaa esimerkiksi järjestelmässä esiintyviin ominaistajuuksiin tai joustoihin. Lisäksi tarkasteltavan järjestelmän tilaesitystä yksinkertaistettiin niin, että sitä ei tehty 2-DOF mallina. Tämän takia nostopuomia liikuteltaessa taittosylinteri oletettiin jäykäksi kappaaleeksi. Oikeasti nosto- ja taittopuomin sylinterit kuitenkin muodostavat toisistaan kaksi peräkkäistä jouta, jolloin esimerkiksi taittopuomin sylinterin tila vaikuttaa myös nostopuomin sylinterin tilaan.

Tämän työn luotettavuutta olisi edellä esitettyjen asioiden lisäksi toisaalta lisännyt se, että verifiointi olisi päästy tekemään ja säätöpiiri testaamaan lopuksi oikealla materiaalinkäsittelykoneella. Lineaariset ja epälineaariset simuloinnit ovat hyviä menetelmiä säätöjärjestelmän suunnittelussa, mutta järjestelmätestaukset on syytä tehdä myös tosi elämässä mallinnuksessa huomiotta jääneiden vaikutusten takia [5]. Simulaattori ei ottanut tässä työssä huomioon esimerkiksi tuulta, jolla voi olla merkitystä säädön tarkkuuteen ulkoisena häiriönä tosi elämässä. Mallit ja tosi elämä eivät koskaan vastaa täysin toisiinsa, koska niiden toiminnallisuuteen ja suorituskykyyn liittyy poikkeavuuksia. Mallien avulla voidaan kuitenkin ennustaa ja analysoida tosi elämän tilanteita nopeasti ja kustannustehokkaasti tuotekehityksessä.

4.2.2 Vastaus tutkimuskysymyksiin

Tämän työn ensimmäisenä tutkimuskysymyksenä oli, millainen nopeussäätöpiiri toimii suuren hitauden omaavalla materiaalinkäsittelykoneen puomilla. Tutkimustuloksien perusteella pelkällä PID-säätimellä tulee ei toivottua nopeuden jättämää asetusarvoradan seurannassa. Lisäksi PID- ja FPID-säätimillä liikkeen nopeassa pysäytyksessä on pieni viive. Sen sijaan FPIDF-säädin kykenee sekä tarkkaan sylinterin nopeusradanseurantaan että nopeaan liikkeen pysäytykseen suuren hitauden omaavalla materiaalinkäsittelykoneen puomilla. Toisaalta tässä työssä ei ollut nopeusradanseurantaan mitään tarkkoja suorituskykyvaatimuksia, koska niitä ei tiedetä. FPIDF-säätimen suorituskykyä voidaan kuitenkin pitää hyvänä, sillä esimerkiksi taittopuomin kulmalla $\theta = -90^\circ$ suorite-tussa radanseurannassa sen suurimmaksi nopeusvirheeksi jäi vain 4 mm/s.

Säätimien sisältämä nopeuden myötäkytkentä kompensoi tarkasti nopeuden jättämän asetusarvoradan seurannassa. Koska tarkasteltavassa järjestelmässä on painekompensoitu venttiili, nopeuden myötäkytkennän vahvistuksen arvo voidaan määrittää laskennallisesti venttiilin läpi menevän maksimitilavuusvirran ja sylinterin männän pinta-alan avulla. Nopeusvirheen kompensointiin käytettävän PID-säätäjän parametrien määrittämiseen ei ole sen sijaan suoria laskennallisia keinoja. Työn alussa PID-säädin viritettiin

MATLAB/Simulink-ohjelman automaattisella viritystyökalulla, joka ei kuitenkaan sovellu enää monimutkaisempien säätöpiirien automaattiseen virittämiseen ja hienosäätöön. Tässä työssä FPID- ja FPIDF-säädinten PID-haaran parametrit säädettiin manuaalisesti, mikä voi olla joskus aikaa vievää. FPIDF-säätimen dynaamisen voimatakaisinkytkennän parametrit säädettiin kirjallisuudesta [7] löytyvien virityssääntöjen mukaan.

Toisena tutkimuskysymyksenä tässä työssä oli, kuinka MATLAB/Simulink-ohjelma soveltuu työkaluna osaksi nykyistä ohjausjärjestelmäsuunnittelua. Tässä työssä säätöpiirin suunnittelu tehtiin MATLAB/Simulink-ohjelmalla ja lisäksi sitä käytettiin reaaliaikaisen simulaattorin ulkoisena käyttöliittymänä Mevea-simulointiohjelman kanssa.

Säätöpiirin suunnittelun näkökulmasta MATLAB/Simulink soveltui hyvin osaksi ohjausjärjestelmäsuunnittelua, koska ohjelman lineaaristen ja epälineaaristen differentiaaliyhtälöiden aika-askel integraatioita voidaan pitää välttämättöminä modernin säätötekniikan analysoinnissa ja suunnittelussa. Esimerkiksi suljetun piirin askelvasteista saatavat suorituskykyparametrit tai avoimen piirin Bode-diagrammista saatavat järjestelmän stabiiliudesta kertovat parametrit saadaan määritettyä tällä ohjelmalla. Lisäksi Simulink-ohjelman mallipohjainen käyttöliittymä loi helposti ymmärrettävän kuvan säätöpiiristä, mikä auttoi muun muassa suunnittelun johdonmukaisuudessa ja kokonaisuuden hahmottamisessa.

MATLAB/Simulink- ja Mevea-ohjelmien välinen rajapinta mahdollisti reaaliaikaisen yhteyden ja tiedonsiirron. Suunniteltu säätöpiiri oli MATLAB/Simulink-ohjelmassa, kun taas materiaalinkäsittelykoneen simulointimalli Mevea-ohjelmassa sisältäen esimerkiksi järjestelmän hydrauliiikan ja dynamiikan laskennan. Tämän avulla säätöpiirin testaaminen simulointiympäristössä oli nopeaa ja luotettavaa. Simulink-ohjelman mallipohjainen säätöpiiri yhdistettynä simulaattorin visuaaliseen esitykseen materiaalinkäsittelykoneen toiminnasta antoi selkeän ja mielekkään tavan testata järjestelmän käyttäytymistä. Lisäksi säätimen parametrien säädön vaikutus nähtiin heti, joka mahdollisti jouhevan hienosäädön säätimelle.

5. YHTEENVETO

Tässä luvussa kootaan yhteen tutkimuksen päävaiheet ja pohditaan niiden merkitystä. Tutkimuksen pohjalta esitetään suosituksia konkreettisiin toimenpiteisiin ja tulosten soveltuvuudesta eri käyttötarkoituksiin sekä niiden käyttöön liittyviä rajoituksia. Lisäksi arvioidaan jatkotutkimus- tai kehitystyötarvetta sekä työn onnistumista.

Tämän työn tavoitteena oli selvittää, millainen sylinterin nopeussäätö toimii suuren hitauden omaavalla materiaalinkäsittelykoneen puomin kuorman nostolla. Taulukko 7 koostaa tämän tutkimustyön vaiheet. Nostopuomin sylinterin nopeutta säädetään painekompensoidulla tilavuusvirransäätöproportionaaliventtiilillä, jolloin mitattu suure on sylinterin nopeus. Sylinterin nopeussäätöä tarvitaan materiaalinkäsittelykoneessa, koska puomin hallinta ja ohjattavuus täytyy olla tarkkaa muuttuvissa kuormitusilanteissa.

Taulukko 7 Tutkimustyön vaiheet

Aihe	Sylinterin nopeussäätö nostopuomin kuorman nostossa
Säädettävä suure	Painekompensoitu tilavuusvirransäätöproportionaaliventtiili
Mitattu suure	Nostopuomin sylinterin nopeus
Tutkimustyön aloitus	Kirjallisuusselvitys Tarkasteltavan järjestelmän määrittäminen <ol style="list-style-type: none"> 1. Dynamiikka 2. Matemaattinen malli 3. Lineaarinen tilaesitys
Säätöpiirin suunnittelun menetelmät	Askel- ja impulssivaste Bode-diagrammi Asetusarvorata
Säätöalgoritmin kehitys	Yleisin teollisuuden säätöalgoritmi → PID Jättämän korjaus asetusarvoradalla → FPID Vaimennuksen lisääminen → FPIDF
Tutkimustulokset	Nopeuden myötäkytkennän ja dynaamisen voimatakaisin-kytkennän sisältävä FPIDF-säädin on kykeneväinen nostopuomin sylinterin sekä tarkkaan nopeusradanseurantaan että nopeaan liikkeen pysäytykseen suuren hitauden omaavalla puomilla

Tutkimustyö alkoi kirjallisuusselvityksen jälkeen tarkasteltavan järjestelmän määrittämisellä. Tässä työssä järjestelmä mallinnettiin lineaarisella aikainvariantilla tilaesityksellä, koska se mahdollistaa useiden tilamuuttujien yhtäaikaisen tarkastelun ja LTI-järjestelmien säätöteorian hyödyntämisen säädön suunnittelussa. Lineaarista tilaesitystä varten täytyi määrittää järjestelmän dynamiikka ja matemaattinen malli. Dynamiikka sisältää esimerkiksi hydraulijärjestelmän ominaistaajuuden ratkaisemisen, minkä avulla tässä työssä määritettiin linearisointipisteet tilaesitykselle.

Säätöpiirin suunnittelumenetelminä käytettiin askel- ja impulssivastetta, Bode-diagrammia ja asetusarvorataa. Suljetun piirin askel- ja impulssivasteella tarkasteltiin järjestelmän suorituskykyparametrejä, kun taas avoimen piirin Bode-diagramilla stabiiliutta. Asetusarvoradalla tutkittiin järjestelmän dynaamista suorituskykyä ajan muutoksen mukaan.

Säätöalgoritmin kehitys jakautui kolmeen eri vaiheeseen. Suunnittelu aloitettiin PID-säätimellä, joka on yleisin teollisuuden säädin algoritmi. Tällä säädinratkaisulla tarkka asetusarvoradan seuraaminen ei kuitenkaan toteutunut, koska nopeuteen jäi jättämää. Tämä jättämä poistettiin nopeuden myötäkytkennällä, jolloin säädin algoritmi muuttui FPID-säätimeksi. Nyt asetusarvoradan seuranta oli tarkkaa, mutta säädin vaimensikin melko heikosti, joka näkyi esimerkiksi värähtelyinä ulkoiseen häiriöön. Säätöalgoritmiin lisättiin vielä dynaaminen voimatakaisinkytkentä, joka vaimentaa järjestelmässä esiintyviä värähtelyitä. Tällöin säätöalgoritmin rakenteeksi muotoutui FPIDF-säädin.

Tutkimustulokset sisälsivät eri säätöalgoritmien toiminnallisuuden vertailun reaaliaikaisella simulaattorilla. Tutkimustulokset osoittivat, että FPIDF-säädin kykenee parhaiten tarkkaan nopeusradanseurantaan ja nopeaan liikkeen pysäytykseen muuttuvasta dynamisesta kuormavoimasta huolimatta. Tätä voidaan pitää merkittävänä tutkimustuloksena, koska se osoittaa myös painekompensoidun tilavuusvirransäätöventtiilin kyvystä ohjata sylinterin nopeutta tarkasti riippumatta kuorman paineesta.

5.1 Suositukset konkreettisiin toimenpiteisiin ja rajoitukset

Tämän tutkimustyön pohjalta suositeltavina konkreettisina toimenpiteinä voidaan pitää FPIDF-säätimen implementointia oikeaan materiaalinkäsittelykoneeseen. Työssä kehitetty säätöpiiri tulisi generoida C-koodiksi ja viedä materiaalinkäsittelykoneen ohjausyksikköön, jolloin sille voitaisiin suorittaa testijärjestelyt säätöpiirin toiminnallisuudesta tosi elämässä.

Tässä työssä suunniteltu nopeussäätöpiiri soveltuu ainoastaan Mantsinen 70 -mallin materiaalinkäsittelykoneeseen, koska säätöpiirin suunnittelu ja analysointi on tehty perus-

tuen kyseisen konemallin parametreihin. Nopeussäätöpiiri soveltuu ainoastaan nostopuomin sylinterin positiiviselle liikesuunnalle eli kuorman nostolle, koska säädettävänä suureena on painekompensoitu tilavuusvirransäätöproportionaaliventtiili eli LUDV-venttiili. Lisäksi säätöpiirin suunnitteluun vaikuttavat tehollinen kuormamassa ja -voima on ratkaistu nostopuomin sylinterille kohdistuvan dynamiikan mukaan. Nostopuomin negatiivinen liikesuunta eli kuorman lasku taas tehdään kuormanhallintaventtiilin avulla, jonka toiminnallisuus on erilainen verrattuna LUDV-venttiiliin.

Jos samaa säätöpiiriä sovellettaisiin taittopuomin sylinterin ulosajoa varten, dynamiikkalaskenta täytyisi suorittaa uudestaan vastaamaan taittopuomin parametrejä säätöpiirin suunnittelua ja analysointia varten. Toisaalta dynamiikan laskenta olisi nyt suoraviivaista taittopuomin tapauksessa, koska siinä pätevät pääosin samat matemaattiset perusteet ja sylinterin ohjaus tapahtuu samanlaisella LUDV-venttiilillä.

5.2 Jatkotutkimustarve ja työn onnistuminen

Jatkotutkimus- ja kehitystyötarpeena voidaan pitää nostopuomin kuorman laskun säätöpiirin kehittämistä. Silloin kuormanhallintaventtiilistä luotaisiin matemaattinen malli, jonka avulla taas tehtäisiin lineaarinen aikainvariantti tilaesitys säädön suunnittelua ja analysointia varten. Lisäksi taittopuomin sylinterin nopeussäätöä varten tulisi tehdä samat toimenpiteet kuin myös ylävaunun kääntöä varten. Tässä työssä ei huomioitu myöskään sylintereiden päätyvaimennuksia, jotka olisi syytä ottaa mukaan säätöpiiriin jatkokehitystä ajatellen.

Tämän työn tulosta voidaan pitää onnistuneena, koska asetettuihin tutkimuskysymyksiin saatiin vastaukset. Työssä onnistuttiin tekemään dynaamiselta suorituskyvyltään toimiva sylinterin nopeussäätöpiiri suuren hitausvoiman omaavalle materiaalinkäsittelykoneen puomille, missä suunnittelun ja analysoinnin työkaluna käytettiin MATLAB/Simulink-ohjelman mahdollistamaa LTI-järjestelmien modernia säätötekniikkaa.

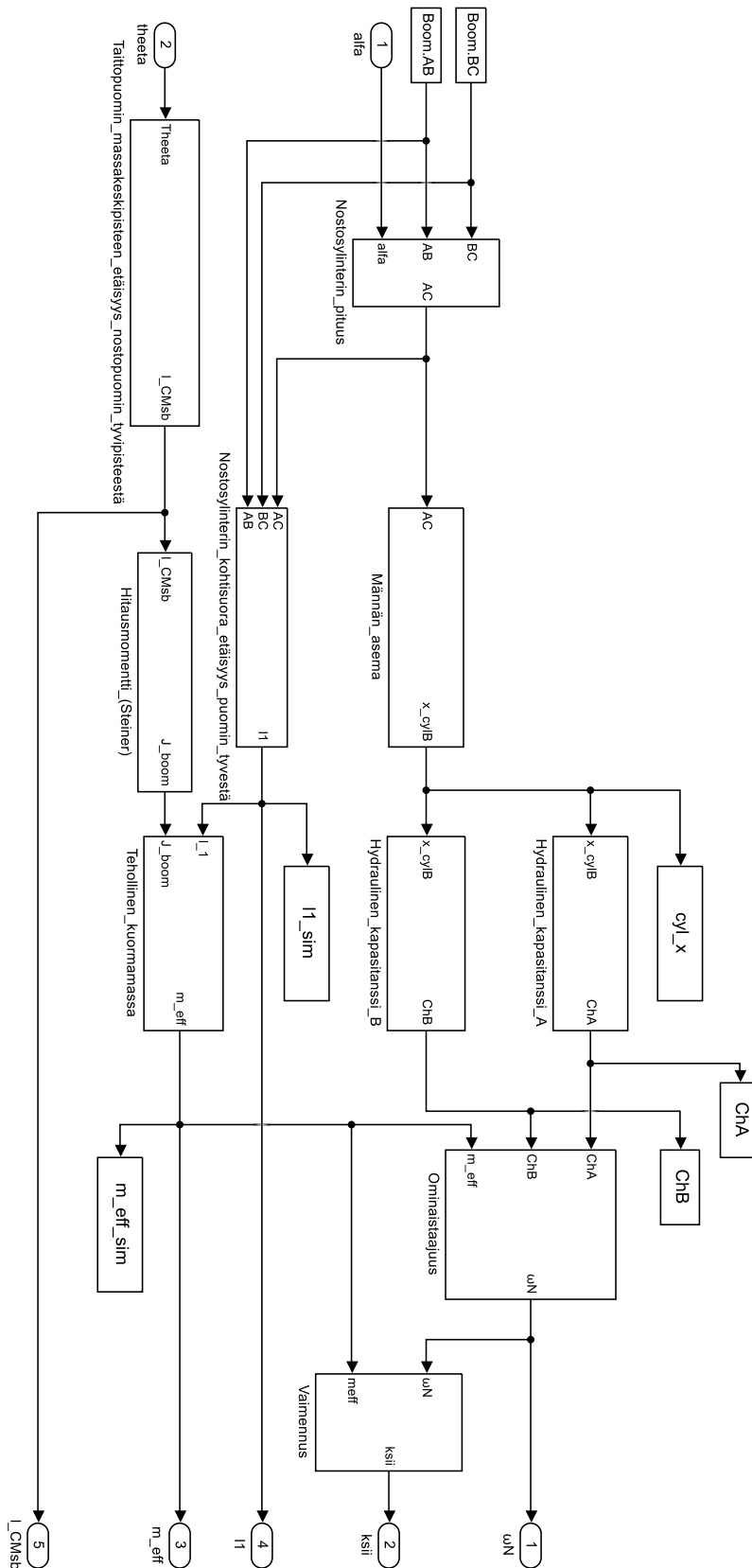
LÄHTEET

- [1] M. Axin, P. Krus, Design Rules for High Damping in Mobile Hydraulic Systems, The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping University, June 2013
- [2] About Lookup Table Blocks, Mathworks. Saatavissa: <https://www.mathworks.com/help/simulink/ug/about-lookup-table-blocks.html>
- [3] M. K. Bak, M. R. Hansen, Analysis of Offshore Knuckle Boom Crane – Part Two: Motion Control, Modeling, Identification and Control, Vol. 34, No. 4, 2013, pp. 175–181
- [4] Y. Dai, X. Zhu, L. S. Chen, A Mechanical-Hydraulic Virtual Prototype Co-simulation Model for a Seabed Remotely Operated Vehicle, International Journal of Simulation Modelling, 2016
- [5] J. J. D’Azzo, C. H. Houpis, Linear control system analysis and design with MATLAB, Marcel Dekker, 2003
- [6] R. C. Dorf, R.H.Bishop, Modern Control Systems, 12th edition, Pearson, 2011
- [7] J. Fonselius, J. Rinkinen, M. Vilenius, Koneautomaatio Servotekniikka, Opetushallitus, 1997
- [8] S. Y. S. Hussien, H. I. Jaafar, R. Ghazali, N. R. A. Razif, The Effects of Auto-Tuned Method in PID and PD Scheme for Gantry Crane System, Blue Eyes Intelligence Engineering & Sciences Publication Pvt. Ltd., January 2015
- [9] K. J. Jensen, M. K. Ebbesen, M. R. Hansen, Development of Point-to-Point Path Control in Actuator Space for Hydraulic Knuckle Boom Crane, Grimstad, Norway, Apr 2020
- [10] O. Katsuhiko, Modern Control Engineering, 5th edition, Pearson Education, 2010
- [11] H. Kauranne, J. Kajaste, M. Vilenius, Hydraulitekniikka, WSOY Oppimateriaalit Oy, Helsinki, 1. painos, 2008
- [12] D. H. Le, K. A. Kyoung, B. K. Nguyen, K. J. Woo, Trajectory control of electro-hydraulic excavator using fuzzy self tuning algorithm with neural network, Journal of Mechanical Science and Technology, 2009
- [13] M. Linjama, Dimensioning hydraulic servo systems, Lecture V, Tampere University, 2020
- [14] M. Linjama, Modelling and linearization of hydraulic servosystem, Lecture III, Tampere University, 2020
- [15] M. Linjama, Tracking control using model-based feedforward, Lecture VII, Tampere University, 2020

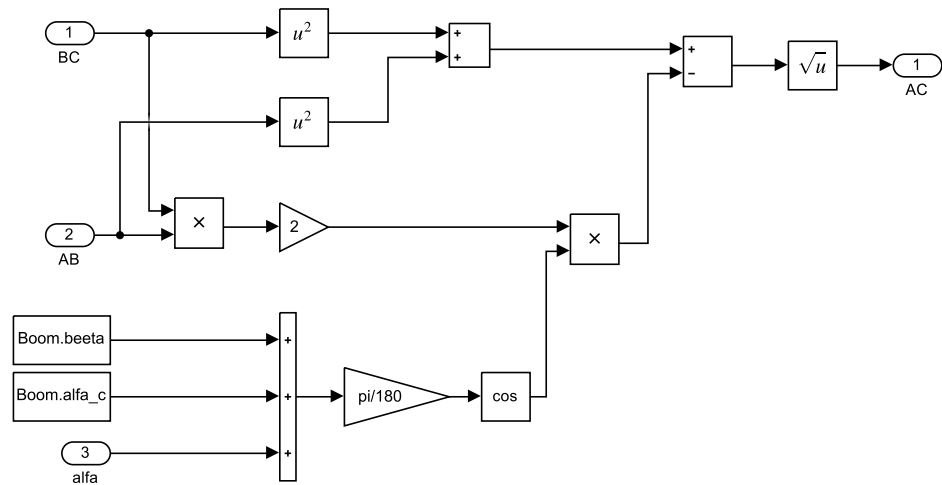
- [16] M. Linjama, Simple Feedback Controllers, Lecture IV, Tampere University, 2020
- [17] Mantsinen Group, verkkosivusto. Saatavissa (viitattu 12.2.2021): <https://www.mantsinen.com/fi/tuotteet/materiaalinkasittelykoneet/70/mantsinen-70/?mantsinen=tracks#ad-image-2>
- [18] H. E. Merrit, Hydraulic Control Systems, New York: Wiley, 1967
- [19] MeVEA Simulation solutions, Mevea External Interface – Simulink® example, Mevea Ltd, January 2020
- [20] MeVEA Simulation Solutions, verkkosivusto. Saatavissa (viitattu 2.3.2021): <http://mevea.com/>
- [21] P. Nachtwey, How Natural Frequency Limits Frequency of Acceleration, Hydraulics & Pneumatics, September 2018. Saatavissa (viitattu 10.3.2021): <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/controls-instrumentation/article/21887755/how-natural-frequency-limits-frequency-of-acceleration>
- [22] D. Padovani, S. Ketelsen, D. Hagen, L. Schmidt, A Self-Contained Electro-Hydraulic Cylinder with Passive Load-Holding Capability, Energies, January 2019
- [23] M. M. Pedersen, M. R. Hansen, M. Ballebye, Developing a Tool Point Control Scheme for a Hydraulic Crane Using Interactive Real-time Dynamic Simulation, Modeling, Identification and Control, Vol. 31, No. 4, 2010, pp.133–143
- [24] Rexroth Bosch Group, M7-22 Flow sharing control block in mono block/sandwich plate design -valve datasheet, Saatavissa (4.12.2020): <https://www.boschrexroth.com/fi/fi/tuotteet/tuoteryhmaet/mobilehydrauliikka/mobile-controls/control-blocks/m7>
- [25] T. Salmi, S. Virtanen, Dynamiikka, Pressus Oy, Klingendahl Paino Oy, Tampere, 2008
- [26] Save energy with active damping, Hydraulics & Pneumatics, December 2007. Saatavissa (viitattu 10.3.2021): <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21883716/save-energy-with-active-damping>
- [27] A. S. Sedra, K. C. Smith, Microelectronics Circuits, 6th edition, Oxford University Press, 2011
- [28] Y. S. Shmaliy, Continuous-Time systems, Signals and Communication Technology, 2007, Springer
- [29] A. Tewari, Modern Control Design with Matlab and Simulink, John Wiley & Sons Ltd, 2002
- [30] Tilavuusvirran muuttaminen, Fluid Klinikka, Fluid Finland, Huhtikuu 2004. Saatavissa: <https://www.salhydro.fi/files/PDF/12.tilavuusvirran-muuttaminen.pdf>
- [31] D. Wu, R. Burton, G. Schoenau, D. Bitner, Analysis of a Pressure-Compensated Flow Control Valve, University of Saskatchewan, Vol. 129, March 2007
- [32] H. Xie, J. Liu, H. Yang, L. Hu, X. Fu, Y. Fan, Design of pilot-assisted load control valve with load velocity control ability and fast opening feature, Advances in Mechanical Engineering, Vol. 7(11) 1–9, 2015

- [33] D. Zhang, Q. He, X. Wu, Y. Zhang, Y. Zhao, Adaptive control of hydraulic excavator manipulator, College of Mechanical and Electrical Engineering Central South University Changsha, August 2012
- [34] Q. Zhang, Hydraulic linear actuator velocity control using a feedforward-plus-PID control, Department of Agricultural Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana
- [35] X. Zhang, S. Qiao, L. Quan, L. Ge, Velocity and Position Hybrid Control for Excavator Boom Based on Independent Metering System, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, China, June 2019
- [36] K. J. Åström, R.M. Murray, Feedback Systems, Princeton. New Jersey: Prinseton University Press, 2008

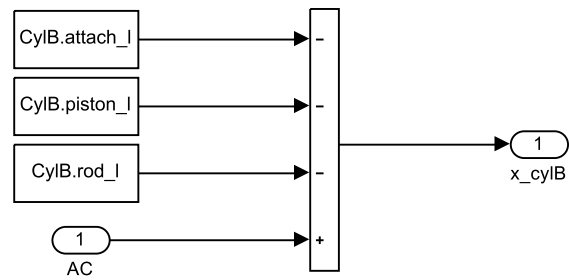
LIITE A: DYNAMIIKAN SIMULINK-SIMULOINTIMALLIT



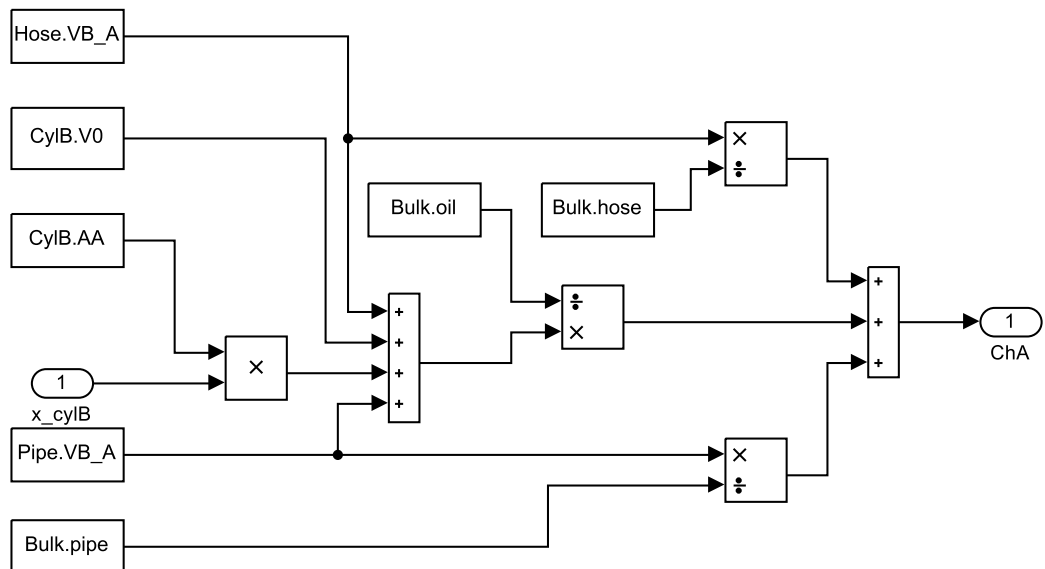
Liitekuva 1 a Nostopuomin sylinterin dynamiikka



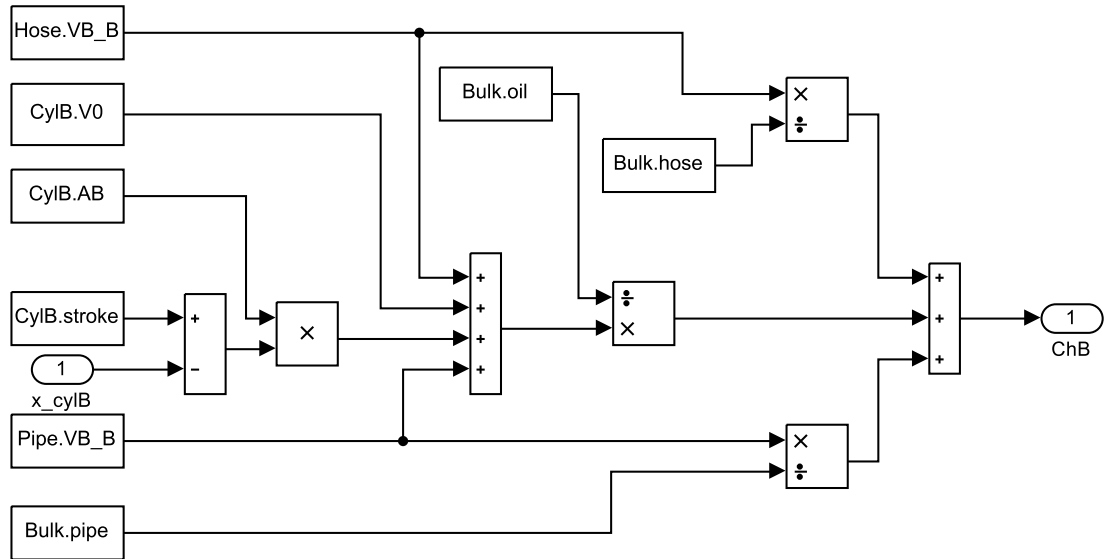
Liitekuva 1 b Nostopuomin sylinterin pituus



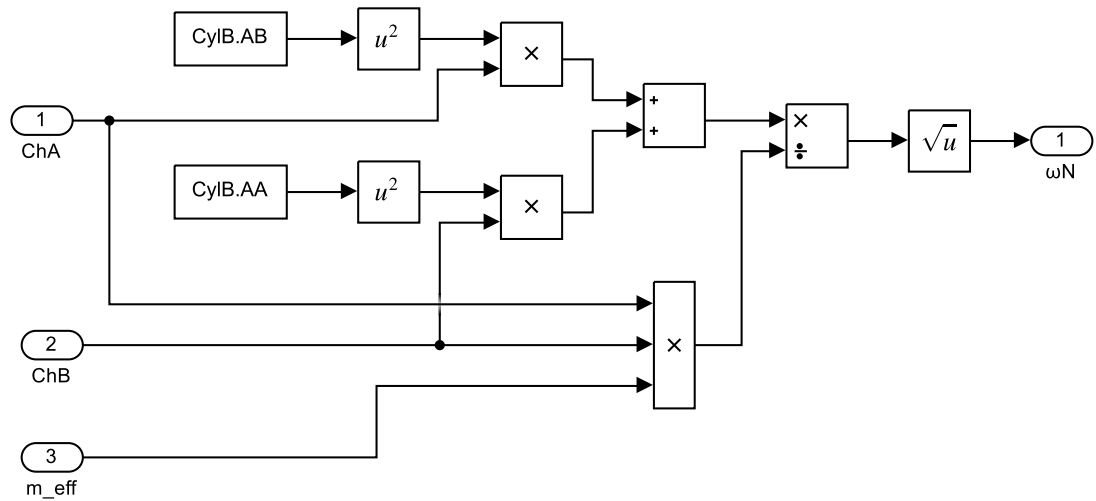
Liitekuva 1 c Männän asema



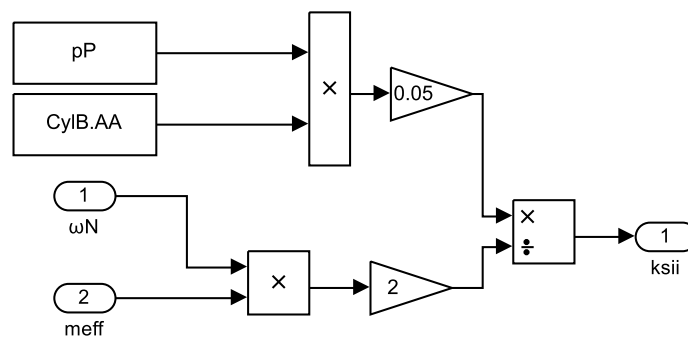
Liitekuva 1 d A-puolen hydraulinen kapasitanssi



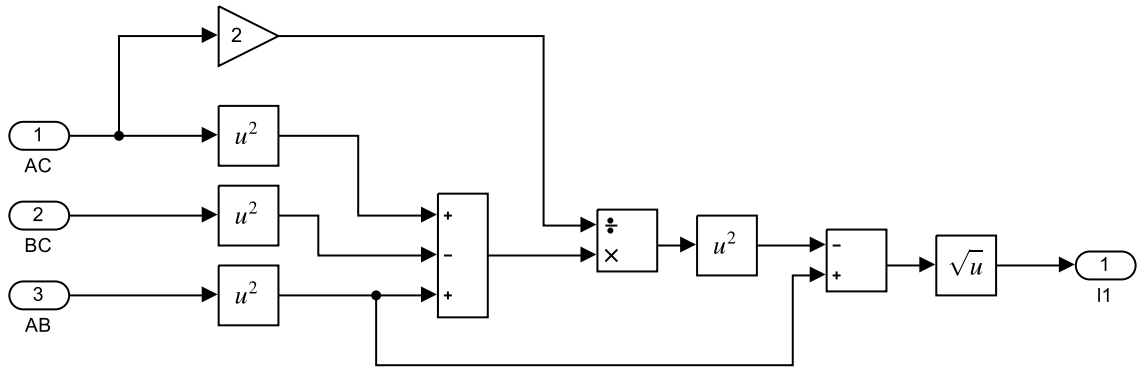
Liitekuva 1 e B-puolen hydraulinen kapasitanssi



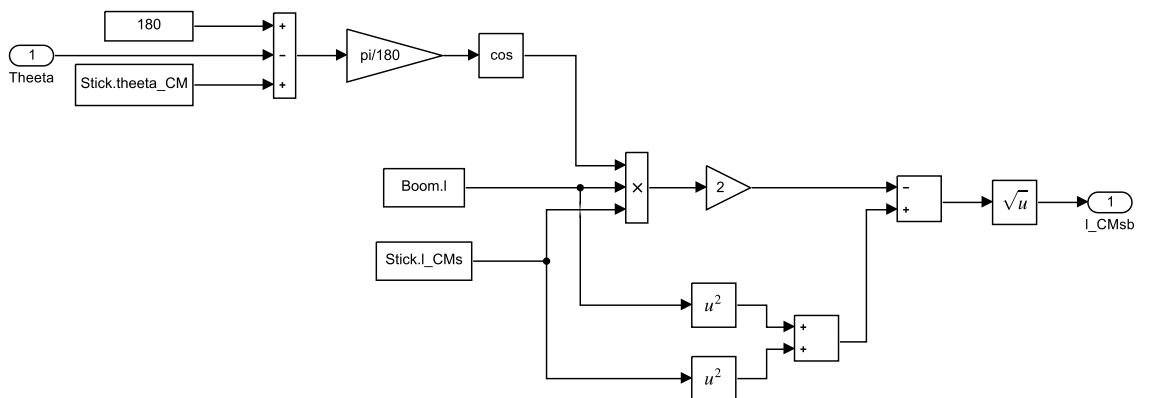
Liitekuva 1 f Ominaistaajuus



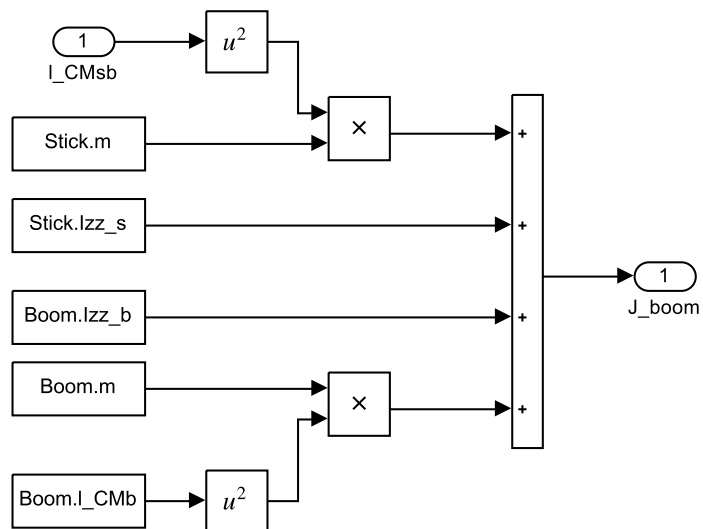
Liitekuva 1 g Vaimennus



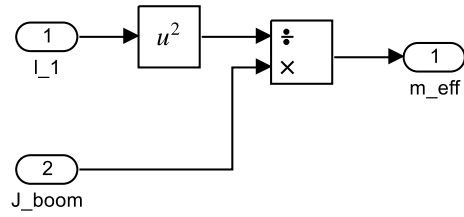
Liitekuva 1 h Nostopuomin sylinterin kohtisuorainen etäisyys nostopuomin alapista



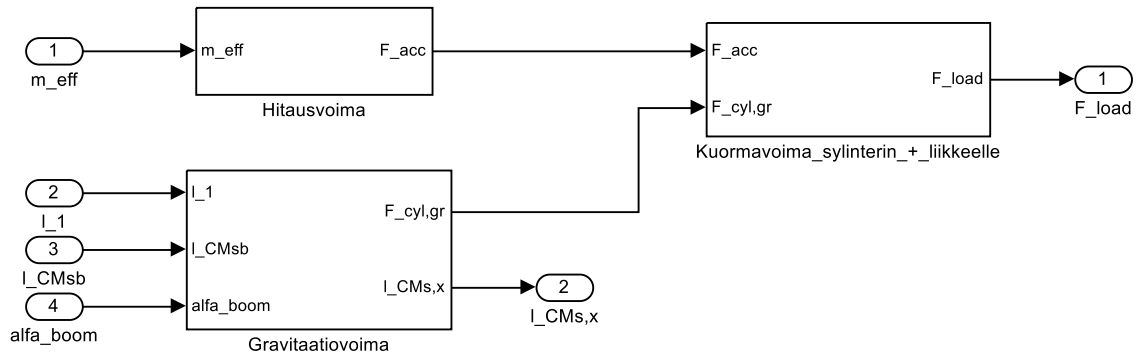
Liitekuva 1 i Taittopuomin massakeskipisteen etäisyys nostopuomin alapista



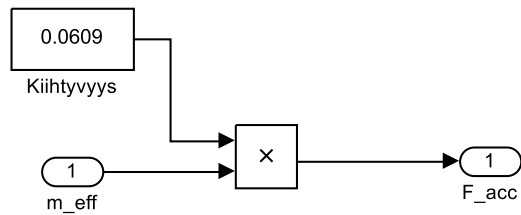
Liitekuva 1 j Hitausmomentti



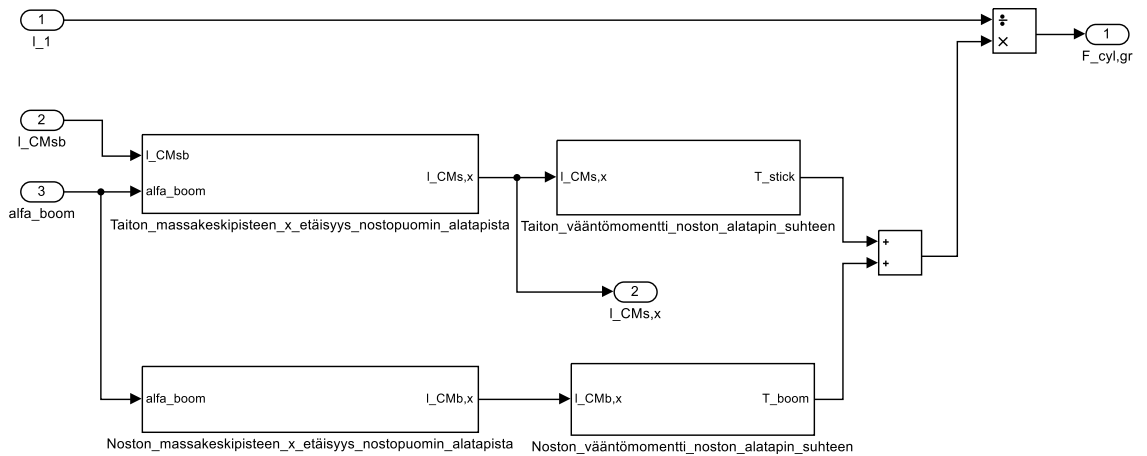
Liitekuva 1 k Tehollinen kuormamassa



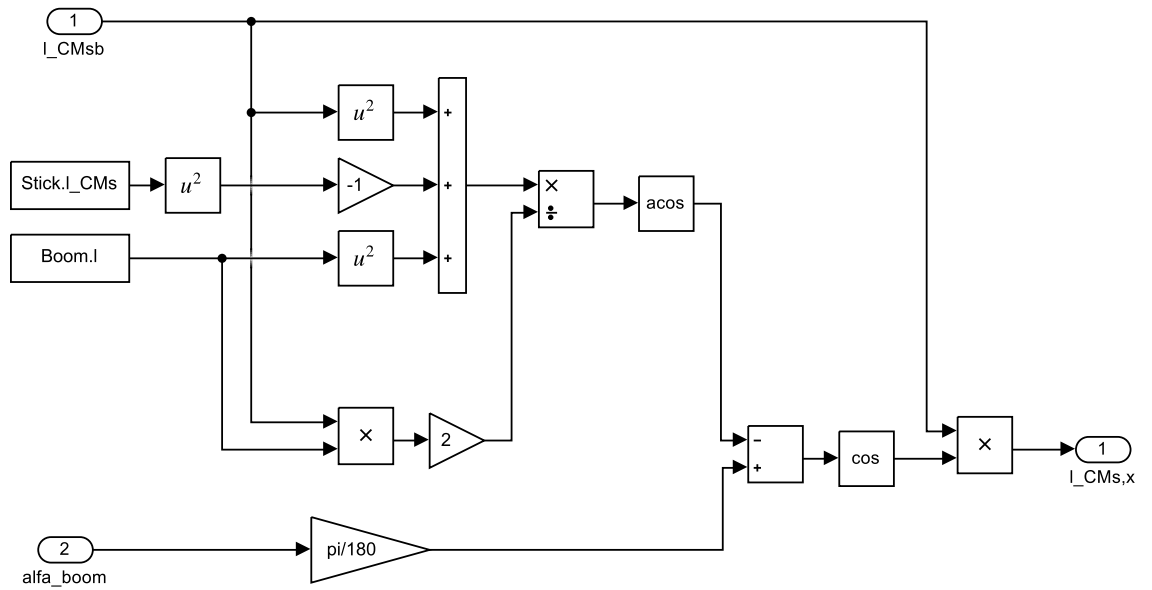
Liitekuva 2 a Nostuomien sylinterin kuormavoima



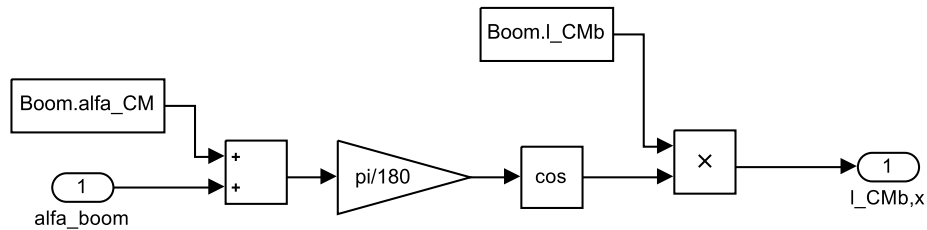
Liitekuva 2 b Hitausvoima



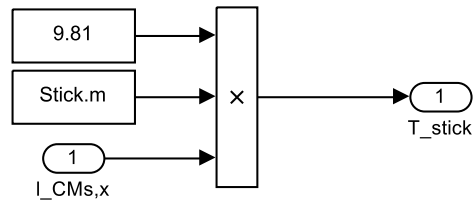
Liitekuva 2 c Gravitaatiovoima



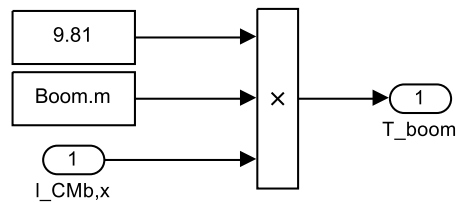
Liitekuva 2 d Taiton massakeskipisteen x-etäisyys nostopuomin alapista



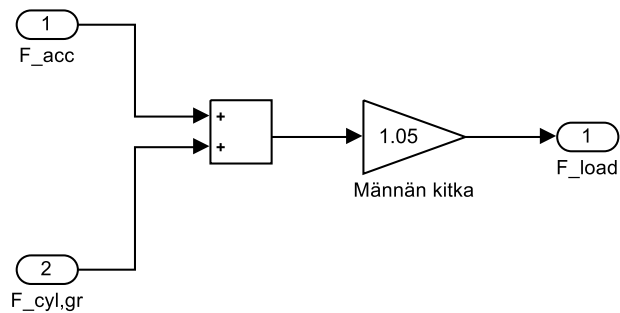
Liitekuva 2 e Noston massakeskipisteen x-etäisyys nostopuomin alapista



Liitekuva 2 f Taiton vääntömomentti noston alapin suhteen



Liitekuva 2 g Noston vääntömomentti noston alapin suhteen



Liitekuva 2 h Kuormavoima sylinterin +-liikkeelle