



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

OLLI NIEMI-PYNTTÄRI
PUMPPUOHJATTU MONIKAMMIOSYLINTERI
Diplomityö

Tarkastaja: dos. Matti Linjama
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 4.9.2013

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

NIEMI-PYNTTÄRI, OLLI: Pumppuohjattu monikammiosylinteri

Diplomityö, 92 sivua, 16 liitesivua

Marraskuu 2013

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: dos. Matti Linjama

Avainsanat: digitaalihydrauliikka, monikammiosylinteri, pumppujen rinnankytkentä, sekundäärisäätö, DFCU

Tämän diplomityön tarkoituksena oli tutkia rinnankytkettyjen pumppujen käyttöä monikammiosylinterin nopeussäädössä ja suunnitella järjestelmän ohjaamiseen soveltuva säädin. Peruseriaatteena säädössä oli rinnankytkettyjen pumppujen portaittainen tilavuusvirran säätö yhdistettynä monikammiosylinterin portaittaiseen syrjäytystilavuuden säätöön, jolloin tuloksena saadaan tarpeeksi suuri nopeusresoluutio, jotta tarkka säätö on mahdollista. Lisäksi järjestelmään yhdistettiin kuristussäätö paluulinjaan, jotta karkaan kuorman hallinta olisi mahdollista.

Pumppuyksikkö koostui kolmesta rinnankytketystä pumpusta, kooltaan 2, 4 ja 8 cm³/rev. Tilavuusvirran säätö toteutettiin kytkemällä haluttu kombinaatio pumpuista painelinjaan loppujen ollessa kytkettynä vapaakierrolle. Tällä tavoin pumppuyksikön tilavuusvirran tuottoa pystyttiin muuttamaan 3 L/min askelin välillä 0–21 L/min, kun pumppuyksikköä pyörittävän sähkömoottorin kierrosnopeus oli 1500 rpm. Monikammiosylinterin syrjäytystilavuutta muutettiin kytkemällä haluttu kombinaatio sylinterikammioita painelinjaan, muiden kammioiden ollessa kytkettynä paluulinjaan.

Tutkimus aloitettiin rakentamalla järjestelmästä simulointimalli, jonka avulla säädin suunniteltiin, sekä tarkasteltiin alustavasti järjestelmän toimintaa ja ominaisuuksia. Osa simulointimallin parametreista määritettiin mittauksilla ja osa saatiin aiempien tutkimusten tuloksista.

Seuraavaksi rakennettiin mittausjärjestelmä liikkuvan työkoneen puomin dynamiikkaa jäljittelevän kiikkulaudan ympärille. Mittausjärjestelmän avulla verifioitiin simulointimalli ja hienosäädettiin parametrit vastaamaan mahdollisimman tarkasti rakennetun järjestelmän ominaisuuksia.

Mittauksissa varmistettiin jo simuloinneissa esiin tullut ilmiö, joka aiheutti kuorman kiihtyvyyden putoamisen, kun sylinterin tehollista pinta-alaa kytkettiin pienemmäksi. Lisäksi kuormavoimaa vastaan suuntautuvien liikkeiden alkamisessa oli merkittävää viivettä, koska syöttöpainelinjan painetason nousua kuormavoimaa vastaan tasolle jouduttiin odottamaan ennen kuin sylinterikammioita voitiin kytkeä käyttöön. Näistä kahdesta ominaisuudesta johtuen, järjestelmän nopeus seuranta oli välttämättä tasolla liikkeen kohdistuessa kuormavoimaa vastaan. Energiankulutus pysyi paineakuttomalle järjestelmälle matalana, mutta parantamisen varaa jäi paluulinjan kuristushäviöiden sekä energian talteenoton puuttumisen vuoksi.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

NIEMI-PYNTTÄRI, OLLI: Pump controlled multi-chamber cylinder

Master of Science Thesis, 92 pages, 16 Appendix pages

November 2013

Major: Fluid power

Examiner: Adj. prof. Matti Linjama

Keywords: Digital hydraulics, multi-chamber cylinder, pumps in parallel connection, secondary control, DFCU

The purpose of this thesis was to study the use of pumps in parallel connection in controlling the movement speed of a multi-chamber cylinder and to design a controller suitable for this kind of system. The basic principle of the proposed system was combining the discrete flow supply control of the parallel connected pumps with the discrete effective area control of the multi-chamber cylinder resulting in speed control resolution high enough for accurate positioning. Some throttling was used in the return line so that controlling the system would be possible on overrunning loads.

The pumping unit consisted of three pumps in parallel connection, sized 2, 4 and 8 cm³/rev. Flow supply control was executed by connecting a combination of pumps to the supply pressure line while the remaining pumps were idling. This resulted in flow supply control in steps of 3 L/min in the range of 0-21 L/min, when the pumping unit was driven with an electric motor at 1500 rpm. The effective area of the multi-chamber cylinder was varied by connecting different combinations of cylinder chambers to the supply pressure line while the remaining chambers were connected to the return line.

The study was started by constructing a simulation model based on the proposed system. The simulation model was then used to design the controller for the system and initially examine the behavior and properties of the system. Some of the parameters of the simulation model were determined by measurements and some were extracted from the results of previous studies.

The test system was constructed around a see-saw mimicking the dynamics of a mobile machine boom. The test system was used to verify the simulation model and to adjust the parameters of the simulation model to match the properties of the system as closely as possible.

The test system confirmed a phenomenon which caused the acceleration of the load to drop when the effective area of the cylinder was reduced. Additionally a significant delay in starting movements directed against the load force was observed. These two properties of the system caused the speed and position tracking of the system to be mediocre when the movement was directed against the load force. Energy losses of the system were low considering no accumulators were used but the throttling losses of the return line and the lack of energy recuperation still left room for improvements.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisellä yliopistolla, hydrauliiikan ja automaatiikan laitoksella osana FIMECC:n (Finnish Metals and Engineering Competence Cluster) EFFIMA-ohjelmaan sisältyvää (Energy and Life Cycle Cost Efficient Machines), DigiHybrid-projektia.

Haluan kiittää Arto Laamasta ja Matti Linjamaa osaavasta ohjauksesta sekä tuesta diplomityön teon aikana. Kiitokset myös Ville Aholalle ja Jyrki Tammistolle käytännölläheisestä opastuksesta mittausjärjestelmän ja säätäjän toteutuksessa. Lisäksi haluan kiittää IHA:n laboratorion henkilökuntaa mittausjärjestelmän asennuksien ja korjausten toteuttamisesta.

Tampereella 12.11.2013

Olli Niemi-Pynttari

Iidesranta 36 A 23

33100 Tampere

olli.niemi-pynttari@iki.fi

SISÄLLYS

Tiivistelmä	i
Abstract	ii
Alkusanat	iii
Sisällys	iv
Käytetyt lyhenteet ja merkinnät	vi
1 Johdanto	1
2 Hydraulisyylinterin säätö	2
2.1 Venttiilisäätö	2
2.1.1 Suuntaproportionaaliventtiili	4
2.1.2 Servoventtiili	5
2.1.3 Pulssileveysmodulaatio (Pulse Width Modulation).....	5
2.1.4 Digitaalinen tilavuusvirransäätöyksikkö.....	7
2.2 Sekundäärisäätö.....	9
2.2.1 Hydraulimuunnin	9
2.2.2 Monikammiosylinteri.....	11
3 Rinnankytketyt kiinteätuottoiset pumput	14
4 Pumppuohjatun monikammiosylinterijärjestelmän kuvaus	21
4.1 Toimintaperiaate	21
4.2 Sääto-periaate	26
5 Järjestelmän simulointi.....	29
5.1 Simulointimallin rakenne	29
5.1.1 Säädin.....	30
5.1.2 Painelinjat	34
5.1.3 Sylinteriventtiilit ja letkut	35
5.1.4 Sylinteri.....	35
5.1.5 Kiikku	36
5.2 Parametrien määrittäminen.....	37
5.2.1 Vapaakiertolohkon mittaukset	37
5.2.2 DFCU:n mittaukset	41
6 Mittausjärjestelmä	43
6.1 Mittausjärjestelmän rakenne	43
6.2 Mittausten toteutus	44
7 Tulokset.....	46
7.1 Mittaustulokset.....	46
7.1.1 Kuormitustilanne A.....	47

7.1.2	Kuormitustilanne B.....	48
7.1.3	Kuormitustilanne C.....	49
7.2	Simulointimallin verifiointi.....	50
7.2.1	Kuormitustilanne A.....	51
7.2.2	Kuormitustilanne B.....	52
7.2.3	Kuormitustilanne C.....	53
8	Tulosten tulkinta	54
8.1	Kuormitustilanne A.....	54
8.2	Kuormitustilanne B	57
8.3	Kuormitustilanne C	59
8.4	Simulointimallin verifiointi.....	62
9	Yhteenveto ja jatkotutkimusaiheet	63
9.1	Todetut järjestelmän ominaisuudet	63
9.2	Jatkotutkimusaiheet.....	65
	Lähteet.....	67
	Liite 1: Järjestelmän tilat ja venttiilien ohjaukset	69
	Liite 2: Järjestelmän yksinkertaistettu hydraulikaavio.....	72
	Liite 3: DFCU:n venttiilien mitatut ja simuloituvat ominaiskäyrät	73
	Liite 4: Mittausjärjestelmän hydraulikaavio	77
	Liite 5: Mittausjärjestelmän osaluettelo	78
	Liite 6: Simulointimallin parametrit	79

KÄYTETYT LYHENTEET JA MERKINNÄT

Δp_{ref}	DFCU:n yli olevan paine-eron referenssi
$A_{A,B,C,D}$	Sylinterikammion tehollinen pinta-ala
B_{eff}	Nestetilavuuden tehollinen puristuskerroin
C_{sW}	Sylinteriventtiilien tilanvaihdon sakkotermi
<i>Cyl. AA, AB, AC, AD</i>	Sylinterikammion tehollinen pinta-ala
<i>Cyl. stroke</i>	Sylinterin iskunpituus
<i>Cyl. V0A, V0B, V0C, V0D</i>	Sylinterikammion kuollut tilavuus
dp_{ref}	DFCU:n yli olevan paine-eron referenssi
E_{in}	Pumppuyksikön järjestelmään syöttämä energia
E_{out}	Sylinteriltä ulos tuleva energia
F_{cyl}	Sylinterin tuottama voima
F_{load}	Sylinterille redusoitu kuormavoima
Fv_{dir}	Nopeuden ja kuormavoiman tulon suunta
K_L	Pumpun vuotovirtauskerroin
K_Q	DFCU:n venttiilin virtauskerroin
K_v	Nopeusreferenssin vahvistuskerroin
K_x	Asemavirheen vahvistuskerroin
$mode_C$	Sylinterin tila
N_p	Rinnankytkettyjen pumppujen lukumäärä
N_v	DFCU:n venttiilien lukumäärä
<i>Oil. B</i>	Hydrauliöljyn puristuskerroin
$p_{A,B,C,D}$	Sylinterikammion paine
$p_{chamber}$	Kammioaineet vektorimuodossa
p_{HP}	HP-linjan paine
p_{in}	Pumpun imulinjan paine
p_{in}	Vapaakiertolohkon pumppuliitännän paine
p_{line}	Linjapaineet vektorimuodossa
$p_{LP_{ref}}$	LP-linjan paineen referenssi
p_{out}	Pumpun painelinjan paine
p_{out}	Vapaakiertolohkon painelinjaliitännän paine
P_{sW}	Pumppuyksikön vapaakiertoventtiilien tilanvaihdon sakkotermi
p_{tank}	Tankkipaine
p_v	Nestetilavuuden paine
$Q_{A,B,C,D}$	Sylinterikammioon menevä tilavuusvirta
Q_{err}	DFCU:n läpi menevän tilavuusvirran virhe
Q_{HP}, Q_{HP}	HP-linjan tilavuusvirta
Q_{HP_C}	HP-linjasta sylinterille menevä tilavuusvirta

Q_{in}	Vapaakiertolohkolle tuleva tilavuusvirta
Q_L	Pumpun vuotovirtaus
Q_{LP}	LP-linjan tilavuusvirta
Q_{LP_C}	Sylinteriltä LP-linjaan menevä tilavuusvirta
Q_{states}	DFCU:n tilojen tilavuusvirrat
Q_v	Tilavuusvirta yhden DFCU:n venttiilin läpi
Q_V	Nestetilavuuteen virtaava tilavuusvirtaus
$state$	Järjestelmän tila
$stop$	Pysäytyssignaali
t_{max}	DFCU:n hitaimman venttiilin maksimivasteaika
t_{min}	DFCU:n nopeimman venttiilin minimiviive
u_C	Sylinteriventtiilien ohjaukset vektorimuodossa
u_{DFCU}	DFCU:n venttiilien ohjaukset vektorimuodossa
u_P	Pumppuyksikön vapaakiertoventtiilien ohjaukset vektorimuodossa
u_v	DFCU:n venttiilin ohjaus
v	Nopeuden oloarvo
$Velocity_{SS}$	Tilojen nopeuksien etsintäavaruus
v_{rc}	Säätäjän sisäinen nopeusreferenssi
v_{ref}	Nopeusreferenssi
v_{ref_sign}	Nopeusreferenssin suunta
V_V	Nestetilavuuden tilavuus
x	Aseman oloarvo
x_Q	DFCU:n venttiilin eksponenttitermi
x_{ref}	Asemareferenssi
ABS	Lukkiutumaton jarru (Antiblockiersystem)
DFCU	Digitaalinen tilavuusvirransäätöyksikkö (Digital Flow Control Unit)
HP	Korkeapaine (High pressure)
IHT	Innas Hydraulic Transformer
LP	Matalapaine (Low pressure)
PNM	Pulse Number Modulation
PWM	Pulssileveysmodulaatio (Pulse Width Modulation)

1 JOHDANTO

Perinteisesti hydraulisylinteriä käyttävien järjestelmien energiatehokkuutta on pyritty parantamaan käyttämällä paineakkuja energian talteenotossa. Liikkuivissa työkoneissa tosin hydraulijärjestelmä täytyy saada usein sijoitettua ahtaaseen tilaan, jolloin suurehkojen ja kömpelön muotoisten paineakkujen sijoittaminen saattaa tuottaa ongelmia. Tällöin energiatehokkuuden parantamiseksi täytyy kehittää muita ratkaisuja.

Tässä työssä on tutkittu ratkaisua, jossa toimilaitteena käytetään nelikammiosylinteriä ja tilavuusvirtalähteenä kolmesta rinnankytketystä, erikokoisesta vakio- tuottopumpusta koostuvaa pumppuyksikköä. Tilavuusvirran tuottoa pystyttiin tällöin säätämään portaallisesti kytkemällä haluttu pumppukombinaatio pumppaamaan tilavuusvirtaa syöttöpainelinjaan. Kun samaan aikaan säädettiin nelikammiosylinterin tehollista pinta-alaa, järjestelmän mahdollisten nopeustilojen määrä kasvoi tarpeeksi suureksi, jotta tarkka asema- ja nopeussäätö olivat mahdollisia toteuttaa. Järjestelmän energiankulutus pyrittiin pitämään matalana käyttämällä kuristuksetonta nopeussäätöä, jolloin järjestelmän painetaso määräytyi kuormituksen mukaan.

Työn tavoitteena oli selvittää teknologian ominaispiirteitä sekä järjestelmän dynaamista käyttäytymistä työliikkeen aikana. Lisäksi järjestelmälle suunniteltiin alustava säädin, jonka toimintaperiaate pyrittiin pitämään mahdollisimman yksinkertaisena.

Toisessa luvussa käsitellään kahta eri vaihtoehtoa hydraulisylinterin säätöön: venttiilisäätöä sekä sekundäärisäätöä. Molemmista esitellään vaihtoehtoisia toteutustapoja ja toteutustapojen ominaisuuksia.

Kolmannessa luvussa käsitellään tilavuusvirran tuoton säätöä rinnankytketyistä pumppuista koostuvan pumppuyksikön avulla. Lisäksi esitellään kiinteätilavuuksisia pumppuja jotka sopivat rakenteensa puolesta rinnankytkennässä käytettäväksi sekä arvioidaan niiden soveltuvuutta suoritusarvojen perusteella.

Neljännessä luvussa kuvaillaan tutkimuksen kohteena olevan järjestelmän toimintaperiaate tarkemmin sekä arvioidaan järjestelmän suoritusarvoja staattisten laskelmien avulla. Lisäksi esitellään lyhyesti järjestelmän säätöperiaate.

Viides luku kuvailee järjestelmän simulointimallin rakenteen sekä tärkeimmät osat ja niiden perustana olevat yhtälöt. Lisäksi säätäjän toiminta esitellään tarkemmin ja kuvaillaan simulointimallin parametrien määrittämiseksi tehdyt mittaukset ja niiden tulokset. Kuudennessa luvussa kuvaillaan mittauksissa käytetty järjestelmä sekä mittausten toteutus ja käytetyt kuormitukset. Seitsemännessä luvussa esitellään mittausten sekä simulointien tulokset. Kahdeksannessa luvussa analysoidaan mittaustulokset ja verrataan simulointituloksia mittauksiin. Yhdeksännessä luvussa kootaan tutkimuksen aikana tehdyt havainnot yhteen sekä esitetään ehdotuksia jatkotutkimusaiheiksi.

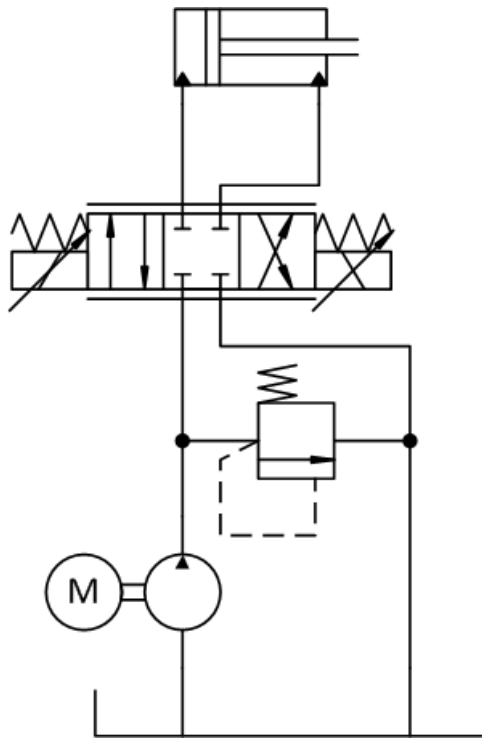
2 HYDRAULISYLINTERIN SÄÄTÖ

Useiden mekaanisten koneiden työliikkeet vaativat toimilaitteelta suurella voimalla toteutettavaa lineaariliikettä. Tästä syystä hydraulisylinteri on yksi hydrauliiikan yleisimmistä toimilaitteista. Sähkömekaaniset lineaaritoimilaitteet sopivat kevyempiin soveluksiin, mutta hydrauliiikan yliverlainen tehoteiheus tekee siitä käytännössä ainoan vaihtoehdon raskaampien työliikkeiden tekoon. Yleisiin hydraulisynterien käyttökohteisiin kuuluvat mm. mobilekoneiden puomit, puristimet sekä erilaiset nostimet.

Raskaiden työliikkeiden suuren inertian takia ongelmaksi muodostuu aseman ja nopeuden säätäminen. Kuorma täytyy saada kiihdytettyä nopeasti sopivaan nopeuteen ja pysäytettyä hallitusti haluttuun asemaan. Kuorman nopeuden muutoksien hankaluutta lisää myös öljyn joustaminen ja siitä aiheutuva värähtely, jonka taajuutta kutsutaan järjestelmän ominaistaajuudeksi. Ominaistaajuudella esiintyvät häiriöt voimistuvat resonanssin ansiosta ja vaikuttavat erityisen vahvasti järjestelmän toimintaan. Koska sylinterin työkammioon varastoituneen hydraulioiljyn tilavuus muuttuu sylinterin aseman mukana, myös ominaistaajuus muuttuu ja ominaistaajuudella esiintyvien häiriöiden välttäminen vaikeutuu. Lisäksi hitaiden liikkeiden säädettävyyttä häiritsee sylinterin tiivisteiden suurista lepokitkoista johtuva stick-slip -ilmiö, joka aiheuttaa nykivää liikettä pienillä liikenopeuksilla. [1]

2.1 Venttiilisäätö

Venttiilisäädössä toimilaitteelle menevän tilavuusvirran määrää säädetään kuristamalla, jolloin syöttöpuolen paine kasvaa painerajan asetusarvoon asti ja ylimääräinen osa tilavuusvirrasta menee painerajan läpi säiliöön. Tästä syystä häviötehot muodostuvat huomattavan suuriksi, kun sylinteriä ajetaan pienillä nopeuksilla tai kun sylinterin kuorma on kevyt. Kuvassa 2.1 on esitetty yksinkertaisen venttiilisäätöä käyttävän järjestelmän hydraulikaavio.



Kuva 2.1: Sylinterin yksinkertainen venttiilisäätö

Kuvan järjestelmässä tilavuusvirtaa tuotetaan kiinteätuottoisella pumpulla ja tilavuusvirran kuristimena toimii proportionaalisuuntaventtiili. Sen avulla voidaan määrittää sekä sylinterin liikesuunta, että liikenopeus.

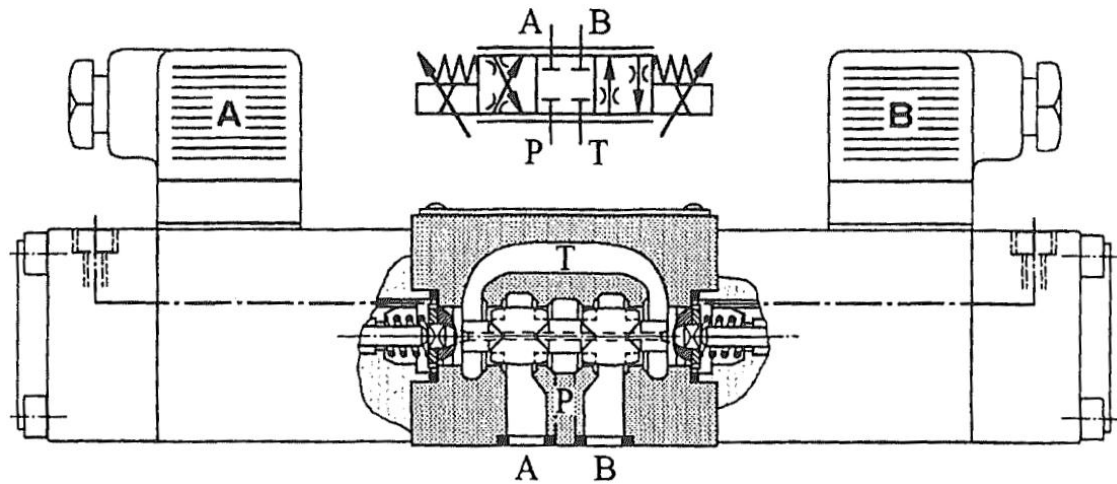
Energiatehokkuutta voidaan parantaa lisäämällä järjestelmään paineakku ja vapaakiertoventtiili. Kun pienempää tehoa vaativat työliikkeet toteutetaan paineakkuun varastoidulla energialla, pumpun voi kytkeä pumppaamaan hydraulinesteen vapaakiertoventtiilin läpi pienellä paine-erolla säiliöön, jolloin häviötehot laskevat merkittävästi. Lisäksi myös teho vaatimuksen piikit voidaan mahdollisesti hoitaa paineakun avulla, jolloin pumppu on mahdollista mitoittaa keskimääräisen teho vaatimuksen mukaan. Tällöin pumppu pyörii pääasiassa optimaalisella käyttöalueellaan ja järjestelmän häviöt laskevat entisestään. [2]

Koska venttiilisäädössä pidetään painelinjassa jatkuvasti maksimipaine, venttiiliä avattaessa saadaan toimilaitteelle erittäin nopeasti työliikkeen vaatima painetaso, jolloin järjestelmän dynamiikka on nopea. Lisäksi komponentit ovat muihin tilavuusvirransäätövaihtoehtoihin verrattuna edullisia ja säätäminen on suhteellisen suoraviivaista sekä helppoa. Näistä syistä johtuen venttiilisäätö onkin edelleen yleisin hydraulisylinterien säätötapa pieniä tehoja käyttävissä järjestelmissä, joissa huono hyötysuhde ei aiheuta merkittävää käyttökustannusten kasvua. [3]

Seuraavissa kappaleissa esitellään lyhyesti yleisimpiä venttiilisäädön toteutustapoja.

2.1.1 Suuntaproportionaaliventtiili

Suuntaproportionaaliventtiili on suuntaventtiili, jonka karan asema voidaan määrittää halutuksi, jolloin myös venttiilin virtaustien pinta-alaan ja venttiilin läpi kulkevan tilavuusvirran määrään päästään vaikuttamaan portaattomasti. Kuvassa 2.2 on esitetty tyyppillinen, suoraanohjattu suuntaproportionaaliventtiili.



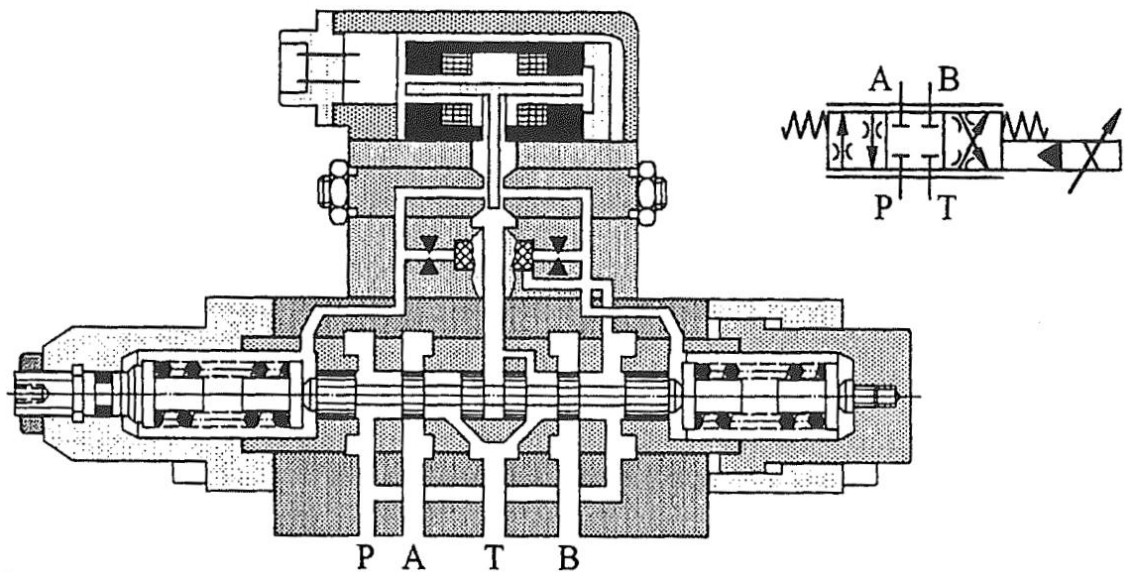
Kuva 2.2: Suoraanohjattu suuntaproportionaaliventtiili ja sen piirrosmerkki [2]

Asemaohjatun suuntaproportionaaliventtiilin karan liikuttaminen tapahtuu proportionaalimagneeteilla, joiden tuottama voima riippuu magneetille syötettävän sähkövirran suuruudesta. Kun karan liikettä vastustetaan jousella, jonka jousivoima riippuu lineaarisesti jousen kokoonpuristumisesta, saadaan karan asemaa ohjattua syöttövirran avulla. Käytännössä karaan tosin vaikuttavat jousivoiman lisäksi myös virtausvoimat, kitkat, lämpötila sekä magneettinen hystereesi, jolloin asemoinnin tarkkuus kärsii. Tarkkuutta saadaan kuitenkin parannettua esimerkiksi lisäämällä venttiiliin karan asematakaisinkytkentä. [2; 4]

Jos suuntaproportionaaliventtiilin läpi halutaan ohjata suurempia tilavuusvirtoja, virtausteiden ja karan kokoa täytyy kasvattaa. Tällöin asemaohjatun proportionaalimagneetin liikematka ja voima eivät riitä ja venttiilissä täytyy käyttää useampia ohjausasteita. Esiohjaus toteutetaan usein voimaohjatulla proportionaalimagneetilla, joka ohjaa pääkaralle kytkettävän ohjauspaineen tasoa. Ohjauspaine aiheuttaa pääkaraan voiman, joka muutetaan karan asemaksi jousen avulla. Koska pääkaraa ohjataan hydraulisesti, se voidaan mitoittaa huomattavasti suuremmaksi, kuin suoraanohjatussa venttiilissä. Useimmat ohjausasteet tosin lisäävät myös venttiilin ohjaukseen viivettä, joten ne eivät yleensä sovellu suurta tarkkuutta vaativiin järjestelmiin. [2]

2.1.2 Servoventtiili

Proportionaaliventtiiliä parempaan tilavuusvirran säätötarkkuuteen päästään servoventtiileillä, joissa sähköinen ohjaussignaali muutetaan mekaaniseksi yleensä vääntömoottorin avulla. Vääntömoottorin tuottama voima on tosin melko pieni, joten normaalisti tilavuusvirtoja säädettäessä täytyy ohjaus vahvistaa hydraulisesti esiohjattua proportionaaliventtiiliä vastaavalla tavalla. [2] Kuvassa 2.3 on esitetty tyypillinen servoventtiili ja sen piirrosmerkki.



Kuva 2.3: Servoventtiili ja sen piirrosmerkki [2]

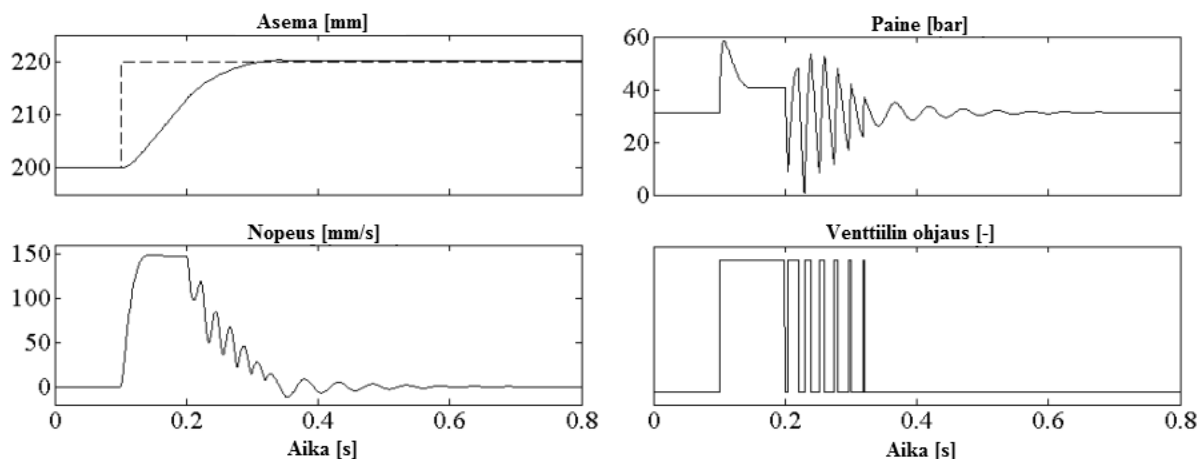
Servoventtiilit ovat lähes aina takaisinkytkettyjä, jolloin karan aseman säätö onnistuu tarkasti. Tosin karan siirtymät ovat proportionaaliventtiiliin verrattuna pienempiä, jolloin myös virtaustie jää melko pieneksi. Tästä syystä servoventtiilillä on proportionaaliventtiiliä suuremmat tehohäviöt. [2]

2.1.3 Pulssileveysmodulaatio (Pulse Width Modulation)

Pulssileveysmodulaatiossa käytössä on yksi ON/OFF-venttiili kutakin ohjausreunaa kohden. Tilavuusvirran säätö hoidetaan kytkemällä kyseistä venttiiliä nopeasti kiinni ja auki, jolloin venttiilin läpi kulkeva tilavuusvirta määräytyy ohjauksen avausasteesta, eli siitä miten suuren osan ajasta venttiili on auki. Koska ON/OFF-venttiilinä voidaan käyttää vuodotonta, istukkatyyppistä venttiiliä, kuorman pito onnistuu ilman erillistä kuormanpitoventtiiliä. Lisäksi tarvittavien venttiilien pienen koon ja määrän ansiosta ohjausjärjestelmän koko pysyy hyvin pienenä ja kevyenä. [5]

Koska venttiilejä tarvitaan vain yksi per ohjausreuna, järjestelmä ei sellaisenaan siedä venttiilien vikoja ollenkaan. Tosin venttiilien pienen koon ansiosta ohjausreunojen

venttiilit on mahdollista kahdentaa, jolloin yksittäisten venttiilien vikaantuminen ei välttämättä vaikuta järjestelmän toimintaan millään tavalla. Lisäksi venttiilin nopea, edestakainen kytkeminen aiheuttaa järjestelmään paineiskuja ja värähtelyä. Kuvassa 2.4 on esitetty erään PWM-ohjatun järjestelmän simulointituloksia.



Kuva 2.4: PWM-ohjatun sylinterin simulointitulokset [5]

Venttiilin kytkemisestä aiheutuvat paineiskut näkyvät simuloinnin perusteella myös nopeusvasteessa, mutta eivät niin selvästi sylinterin asemassa. Paineiskuja voidaan pehmentää järjestelmän hydraulista kapasitanssia lisäämällä, esimerkiksi paineakun tai vaimennustilavuuden avulla, mutta tällöin myös järjestelmän dynamiikka hidastuu ja säädöstä tulee epätarkempaa.

PWM-ohjatun venttiilin läpäisyn epävarmuus riippuu erittäin voimakkaasti venttiilin viiveen epävarmuudesta sekä pulssinleveydestä. Suurimmillaan epävarmuus on suurilla ja pienillä pulssinleveyksillä, eli kun ohjaussignaalin muutokset ovat tiheässä. Lisäksi PWM-ohjatulla venttiilillä sylinterin vakionopeuden ylläpitäminen vaatii venttiilin jatkuvaa kytkemistä, jolloin venttiililtä vaaditaan huomattavan suurta kestoikää. [5]

On kuitenkin useita sovelluksia, joissa ei vaadita jatkuvaa liikettä, tai jatkuva liike toteutetaan maksiminopeudella, jolloin venttiili voidaan pitää auki liikkeen hidastamisen aloittamiseen asti. Nykyään PWM-ohjattuja hydrauliventtiileitä käytetään esimerkiksi autojen ABS-jarruissa. [5]

2.1.4 Digitaalinen tilavuusvirransäätöyksikkö

Digitaalinen tilavuusvirransäätöyksikkö, Digital Flow Control Unit (DFCU), on yksi digitaalihydrauliikan peruskomponenteista. Se koostuu useasta rinnankytketystä ON/OFF –venttiilistä, jolloin venttiiliyksikön virtaustien kokonaispinta-ala saadaan summaamalla auki olevien venttiilien virtauspinta-alat yhteen. Tällöin kokonaispinta-alaa voidaan säätää portaallisesti venttiilejä avaamalla ja sulkemalla. [5]

Jos kaikkien venttiileiden läpäisy on samansuuruinen, kyseessä on Pulse Number Modulation (PNM) –koodattu DFCU. Tällöin DFCU:n tilojen erilaisten virtauspinta-alojen määrä on suoraan venttiilien lukumäärä ja säädön resoluutio venttiilien määrään suhteutettuna jää hyvin vaatimattomaksi. Koska tällä hetkellä DFCU:ssa käytettävät venttiilit ovat suhteellisen suuria ja hintavia, koodaustapana suositetaan binäärikoodausta, jolloin venttiilien läpäisy kasvaa binäärisarjan mukaan, eli seuraavaksi suuremman venttiilin läpäisy on aina kaksinkertainen edelliseen verrattuna. Binäärikoodauksella saadaan kullakin DFCU:n tilalla erilainen virtauspinta-ala, joten tietyllä venttiilimäärällä saadaan toteutettua suurin mahdollinen määrä erilaisia virtauspinta-aloja, eli 2^{N_v} , missä N_v on venttiilien lukumäärä. [5] Taulukossa 2.1 on esitetty kolmibittisen, binäärikoodatun DFCU:n eri tilat ja tilojen suhteelliset virtauspinta-alat.

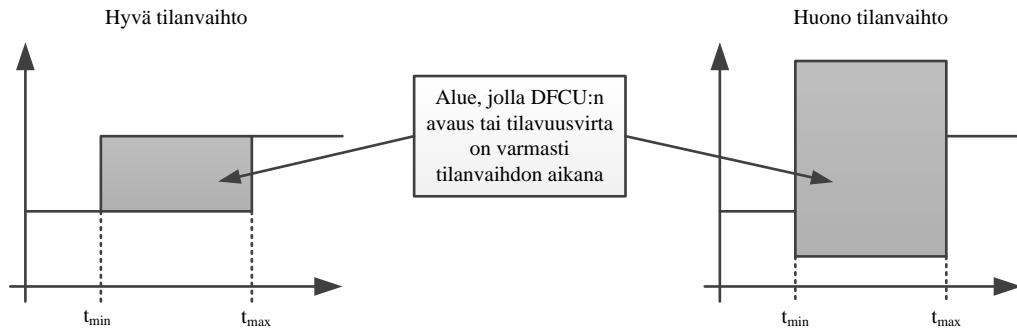
Taulukko 2.1: Kolmibittisen, binäärikoodatun DFCU:n tilat

<i>Venttiili 1:n tila</i>	<i>Venttiili 2:n tila</i>	<i>Venttiili 3:n tila</i>	<i>Suhteellinen virtauspinta-ala</i>
0	0	0	0
1	0	0	1
0	1	0	2
1	1	0	1 + 2 = 3
0	0	1	4
1	0	1	1 + 4 = 5
0	1	1	2 + 4 = 6
1	1	1	1 + 2 + 4 = 7

Taulukosta nähdään, että binäärikoodatun DFCU:n askelkoko on venttiili 1:n virtauspinta-alaa vastaava. Lisäksi jokaista erilaista virtauspinta-alaa vastaa vain yksi tilakombinaatio, joten yhden venttiilin vikaantuessa mahdollisten tilojen määrä laskee puoleen. Venttiilin vikaantumisen vaikutus DFCU:n toimintaan riippuu vikaantuvan venttiilin koosta. Suurimman venttiilin vikaantuminen laskee venttiilin maksimiläpäisyn alle puoleen, mutta ei vaikuta pienien virtauspinta-alojen säätöön ollenkaan. Pienimmän venttiilin vikaantuminen taas ei vaikuta merkittävästi maksimiläpäisyyteen, mutta laskee säätöresoluution puoleen koko käyttöalueella.

Binäärikoodauksen ongelmana ovat ns. ”huonot” tilanvaihdot, joissa suljetaan ja avataan venttiilejä samaan aikaan. Koska venttiilien avautumis- ja sulkeutumisaikojissa

voi olla epävarmuutta, on mahdollista että tilanvaihdon aikana venttiili, jonka pitäisi olla avautumassa, on vielä kiinni ja venttiili, jonka pitäisi olla sulkeutumassa, on vielä auki. Tällöin on mahdollista että DFCU:n virtauspinta-ala on hetkellisesti joko huomattavasti enemmän tai huomattavasti vähemmän, kuin kummallakaan tarkoitettulla tilalla. Kuvassa 2.5 on esitetty ”hyvän” ja ”huonon” tilanvaihdon ero avauksen suhteen.



Kuva 2.5: Hyvän ja huonon tilanvaihdon ero

Kuvassa t_{min} on venttiilin minimiviive ja t_{max} on venttiilin maksimivasteaika. Hyvällä tilanvaihdolla virtauspinta-ala pysyy tilanvaihdon aikana alku- ja loppuarvon välillä, mutta huonolla tilanvaihdolla virtauspinta-ala voi olla lähes mitä vain DFCU:n säätöalueelta. Virtauspinta-alan heittäily huonon tilanvaihdon aikana huonontaa säätötulosta sekä aiheuttaa järjestelmään paineiskuja. Huonoja tilanvaihtoja pyritään välttämään asettamalla säätäjään sakkofunktio, joka ottaa huomioon tilanvaihdon laadun, jolloin sakkofunktion painokertoimen avulla voidaan vähentää huonojen tilanvaihtojen määrää säätötarkkuudesta karsimalla. Koska PNM-koodatussa DFCU:ssa kokonaisvirtauspinta-alaa säädetään suoraan avoimien venttiilien määrällä, tilanvaihdossa ei koskaan tarvitse sekä avata että sulkea venttiileitä, joten huonoja tilanvaihtoja ei esiinny. [6]

Kompromissi binäärikoodauksen vaatiman alhaisen venttiilien määrän ja PNM-koodauksen tilanvaihtojen helppouden välillä löytyy fibonacci-koodauksesta, jossa sarjan seuraavan venttiilin läpäisy on kahden edellisen venttiilin summa. Tätä koodausta käytettäessä lähes kaikki DFCU:n virtauspinta-alavaihtoehdot pystytään toteuttamaan ainakin kahdella eri kombinaatiolla, jolloin säädin voidaan ohjelmoida välttämään pahoja tilanvaihtoja, pitäen kuitenkin venttiilien määrä huomattavasti alhaisempana kuin PNM-koodauksella toteutetulla DFCU:lla. Samalla myös järjestelmän viansietokyky paranee, koska yhden venttiilin vikaantuminen ei välttämättä vaikuta säätötulokseen. [7]

DFCU:lla on monia etuja proportionaali- ja servoventtiileihin verrattuna. Esimerkiksi DFCU:n virtauspinta-alat ovat täydellisesti toistettavissa, eli tietyllä ohjauksella saadaan aina sama virtauspinta-ala. Tämä mahdollistaa mallipohjaisen säätimen käytön tilavuusvirran ja paineen hallinnassa. Mallipohjainen säädin laskee kunkin tilan tuottamat oloarvot teoreettisen mallin avulla ja valitsee optimaalisen ohjauksen DFCU:lle. Lisäksi DFCU:lla on mahdollista ohjata venttiiliyksikön ohjausreunoja toisistaan riippumatta huomattavasti luotettavammin ja helpommin kuin perinteisellä hydraulikalla. Erillisreunaohjaus sekä mallipohjainen säätö mahdollistavat erittäin moni-

puolisen ja hienostuneen tilavuusvirran hallinnan, jolloin säädön tarkkuus sekä energia-
tehokkuus paranevat. Säättöominaisuuksia parantaa myös DFCU:n toimintanopeus.
Koska kaikki ohjattavat venttiilit liikkuvat samaan aikaan, koko DFCU:n tilan vaihta-
minen kestää vain niin pitkään kuin yhden venttiilin tilan vaihtaminen kestää. Tällöin
DFCU:n tilan vaihtaminen pienimmästä suurimpaan kestää yhtä vähän aikaa kuin tilan
vaihtaminen yhtä suurempaan, toisin kuin proportionaalitekniikalla, jolla venttiilin vas-
teaika riippuu askeleen suuruudesta. Nopean säädön ansiosta DFCU:n tilaa pystytään
optimoimaan toiminnan aikana lähes reaaliajassa.[5; 8] Myös vikojen sietokyky on erit-
tään hyvä DFCU:n rinnakkaisesta rakenteesta johtuen. Jos joku venttiileistä jumittuu,
vika pystytään kompensoimaan älykkäällä säätimellä, jolloin järjestelmän säätötarkkuus
huononee, mutta toimintakyky säilyy, toisin kuin yleensä yhden komponentin varassa
toimivilla, perinteisillä järjestelmillä. [9]

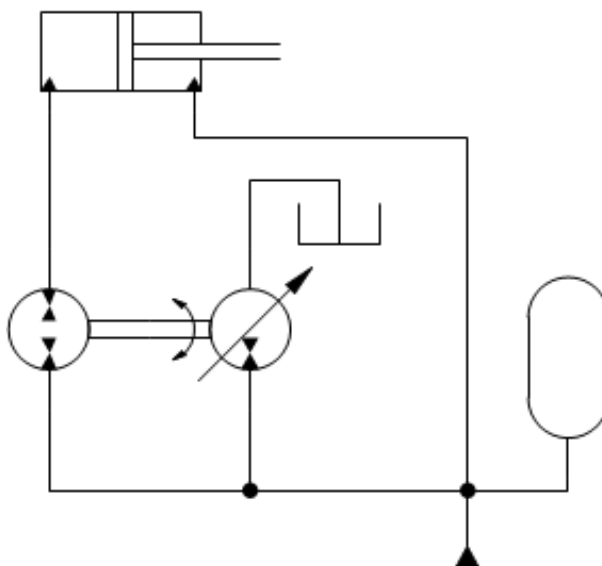
Tällä hetkellä DFCU:n käytön ongelmina ovat sopivien venttiilien puute, säädön
laskennan raskaus, komponenttien suuri koko sekä paineiskut. Suurin osa näistä ongel-
mista on tosin ratkaistavissa kehittämällä pienikokoisia, massatuotettavia mikroventti-
ileitä sekä niille sopivia, kompakteja venttiililohkoja erityisesti digitaalihuudrauliikan
tarpeisiin. Kyseisten komponenttien kehitys onkin jo käynnissä [10; 11] ja niiden saa-
minen kaupalliseen tuotantoon mahdollistaisi pienikokoisten ja suorituskykyisten digi-
taaliventtiilistöjen yleistymisen huudraulijärjestelmissä.

2.2 Sekundäärisäätö

Kuristukseton säätö eliminoi järjestelmästä venttiilien kuristushäviöt ja siten laskee
energiankulutusta huomattavasti. Sekundäärisäädössä tämä toteutetaan toimilaitteen
syrjäytystilavuutta säätämällä, jolloin tilavuusvirran tuotto ja painelinjan paine voidaan
pitää vakioina. Tällöin useampaa toimilaitetta pystytään ohjaamaan samaan aikaan
energiatehokkaasti, jos tilavuusvirran tuotto riittää kattamaan toimilaitteiden tarpeet.
Huudraulimoottorien tapauksessa se onnistuu rakenteiden yhtäläisyyksien ansiosta sa-
malla tavoin, kuin pumpulla. Säätötilavuuksiset huudraulimoottorit ovatkin olleet
energiatehokkuutensa ansiosta pitkään suosittuja esimerkiksi mobilekoneiden ajovoi-
mansiiirroissa. Sylinterikäytössä sekundäärisäädön toteuttaminen on tosin monimutkai-
sempaa. Seuraavissa alaluvuissa on esitetty kaksi eri vaihtoehtoa sekundäärisäädön to-
teuttamiseksi sylinterikäytöissä.

2.2.1 Huudraulimuunnin

Sylinterin syrjäytystilavuuden muuttamisen vaikeus on onnistuttu kiertämään siten, että
järjestelmän painelinjaan on kytketty säätötilavuuksinen huudraulimoottori, jonka ak-
selille on kytketty sylinterille tilavuusvirtaa tuottava pumppu. Kuvassa 2.6 on esitetty
yhdenlainen, yksinkertaistettu huudraulimuunninkytkentä.



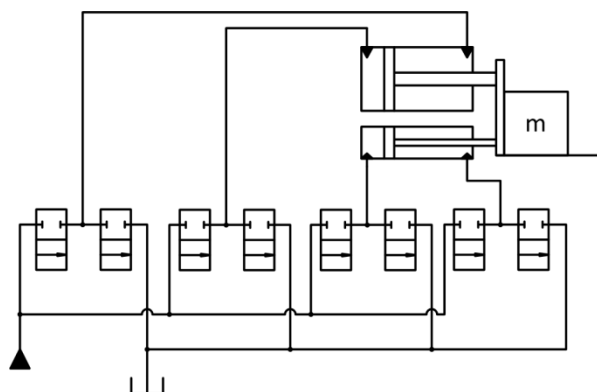
Kuva 2.6: Yksinkertainen esimerkki hydraulimuunninta käyttävästä järjestelmästä [3]

Kuvan järjestelmässä moottorin syrjäytystilavuutta säädettyä sylinterin kammiin kytketyn pumpun tuotto muuttuu ja sylinterin nopeutta saadaan säädettyä. Jos molemmat komponentit pystyvät sekä pumppaamaan, että moottoroimaan, onnistuu järjestelmällä myös energian talteenotto. Tällöin kuormaa laskettaessa sylinteriltä palaava tilavuusvirta pyörittää sylinterilinjan pumppu-moottoria. Teho siirretään akselin välityksellä painelinjan pumppu-moottorille, joka pumppaa tehon edelleen painelinjaan. Koska painelinjan pumppu-moottori on säätyvätilavuuksinen, sylinterilinjassa ei tarvitse olla suurempi paine kuin painelinjassa, vaan hydraulimuunnin toimii paineenkohottimena, joka nostaa painetta tilavuusvirran kustannuksella. Tässä toimintapisteessä säätyvätilavuuksinen pumppu-moottori toimii moottorina, joka ottaa painelinjasta tehoa, joka välitetään akselin avulla kiinteätilavuuksiselle pumppu-moottorille. Akseli pyörittää pumppu-moottoria, jolloin se pumppaa sylinterilinjan pienemmästä paineesta tilavuusvirtaa korkeapaineiseen painelinjaan. Osa tästä tehosta menee säätyvätilavuuksisen pumppu-moottorin pyörittämiseen, mutta yli jäävällä osuudella voidaan ladata painelinjan paineakkua. [3; 12]

Vaikka hydraulimuuntimen avulla säädetyn järjestelmän tehohäviöt ovat huomattavasti pienemmät kuin kuristussäädetyllä järjestelmällä, sen kompleksisuus ja korkea hinta tekevät siitä melko harvinaisen ratkaisun sylinterin aseman säädössä. Lisäksi hydraulimuuntimen suurehko koko tekee sen soveltamisesta mobilekoneissa hankalaa. [13] Näitä puutteita korvaamaan on kehitteillä uudentyyppinen hydraulimuunnin, Innas Hydraulic Transformer (IHT), jossa on yhdistetty säätyvätilavuuksinen ja kiinteä pumppu-moottori yhteen, kompaktiin kokonaisuuteen. Lisäksi suunnittelussa on pyritty ottamaan huomioon massavalmistuksen helppous ja hinnan alhaisuus. [14]

2.2.2 Monikammiosylinteri

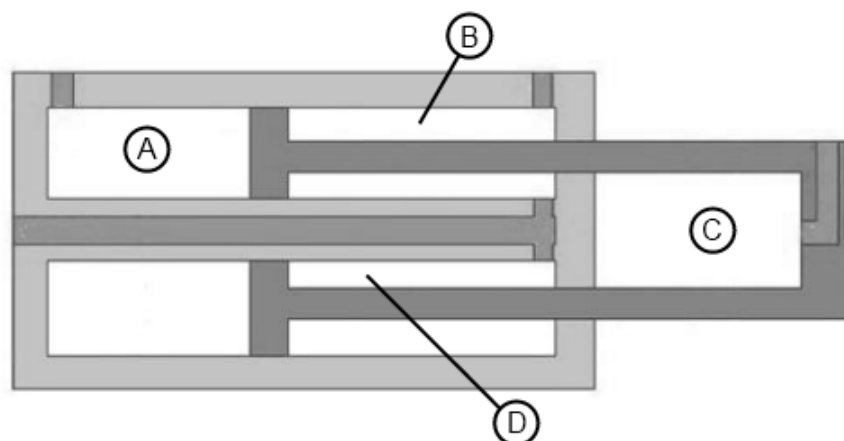
Hydraulisyylinterin sekundäärisäätö voidaan toteuttaa myös suoraan toimilaitteen tehollista pinta-alaa muuttamalla. Yksinkertaisin tapa tämän toteuttamiseksi on kahden sylinterin kytkeminen rinnakkain samaan kuormaan. Kuvassa 2.7 on esitetty kyseisen toteutustavan hydraulikaavio.



Kuva 2.7: Monikammiosylinterin toteutus rinnankytketyillä sylintereillä

Sylinterin tehollista pinta-alaa pystytään muuttamaan portaittain siten, että kuhunkin kammioon kytketään joko painelinja tai tankkilinja. Painelinjan kytkeminen männän puolelle kasvattaa sylinterin tehollista pinta-alaa kammion pinta-alan verran ja männänvarren puolelle kytkeminen vähentää tehollista pinta-alaa. Tällöin suurin resoluutio tasavälisillä askelilla onnistuu mitoittamalla sylinterikammioiden pinta-alat binäärisarjan mukaan.

Rinnankytketyt sylinterit sekä männänvarret yhdistävä rakenne ei tosin ole erityisen kompakti ratkaisu, joten ideaa on kehitetty eteenpäin tekemällä sylinterikammioista sisäkkäisiä. Kuvassa 2.8 on esitetty sisäkkäisistä kammiosta koostuvan, liikkuviin työkonisiin paremmin soveltuvan nelikammiosylinterin rakennekuva.



Kuva 2.8: Nelikammiosylinterin rakennekuva [15]

Jos sylinterin kammioiden pinta-alat on valittu binäärisarjan mukaan ja matalapainelinjan painetaso on huomattavasti matalampi kuin korkeapainelinjan, kuvankaltaisella rakenteella sylinterillä voi olla vakiopainejärjestelmään kytkettynä 16 eri tilaa, joista neljä tuottaa mäntää sisäänpäin vetävän voiman, yksi ei tuota voimaa lähes ollenkaan ja loput 11 tilaa tuottavat mäntää ulospäin työntävän voiman. Tilajakauma on siis erittäin epäsymmetrinen liikesuunnan suhteen ja tämän johdosta paluuliikkeen säätö on epätarkempaa kuin plusliikkeen. Lisäksi plusliikkeen maksimivoima on noin kaksi kertaa suurempi, kuin paluuliikkeen ja vastaavasti paluuliikkeen miniminopeus noin kaksi kertaa suurempi kuin plusliikkeen, jos sylinterille tuleva tilavuusvirta pysyy vakiona.

Jos monikammiosylinteriä käytetään vakiopainejärjestelmässä, on kyseessä voimasäätö. Tällöin säätö perustuu toivotun kiihtyvyyden tuottavan voiman määrittämiseen ja lähimmäksi toivottua voimaa osuvan sylinteritilan valitsemiseen. Kyseisellä ratkaisulla ei tosin pystytä toteuttamaan sylinterin vakionopeutta, koska voimasäädön resoluutio on niin huono, että vakionopeuden tuottavaa voimaa ei saada tarkasti generoitua millään tilalla. Tällöin vakionopeuden ylläpitäminen vaatisi sylinterin tilan jatkuvaa vaihtamista ja tuloksena olisi nykivää liikettä. Suurilla inertioilla kuorma pyrkii pitämään nopeutensa vakiona jatkavuuden lain mukaan, jolloin nykiminen pehmenee. Pienillä inertioilla ongelma pystytään kiertämään lisäämällä järjestelmään myös hieman kuristussäätöä, jolloin sylinterin tilaksi valitaan hieman toivottua suuremman voiman tuottava tila ja sylinterikammion paine lasketaan kuristamalla sopivaksi. [15]

Sekä kuristamatonta, että kuristettua monikammiosylinterin säätöä vakiopainejärjestelmässä on tutkittu myös kokeellisesti [15; 16] ja tulokset ovat osoittaneet huomattavia energiansäästöjä perinteiseen järjestelmään verrattuna. Kuristamattomalla, nelikammiosylinteriä hyödyntävällä järjestelmällä energiahäviöt olivat noin 76 prosenttia pienemmät vastaavaan proportionaalitekniikalla ja perinteisellä sylinterillä toteutettuun vakiopainejärjestelmään verrattuna ja noin 62 prosenttia pienemmät kuormantuntevaan järjestelmään verrattuna. Kuristussäädetyllä kolmekammiosylinterillä energiahäviöt olivat noin 66 prosenttia pienemmät kuin kuormantuntevalla, perinteisellä järjes-

telmällä, jos järjestelmältä ei vaadittu karkaavan kuorman ohjaamista. Karkaavan kuorman hallitsemiseksi järjestelmän painetta tuli kohottaa, jolloin myös häviöt kasvoivat. Tällöin järjestelmän häviöt olivat noin 33 prosenttia pienemmät kuin kuormantuntevala, perinteisellä järjestelmällä ja 58 – 69 prosenttia pienemmät kuin vakiopaineisella, perinteisellä järjestelmällä, riippuen perinteisen järjestelmän syöttöpaineen suuruudesta.

Monikammiosylinterillä onnistuu rajoitetusti myös nopeussäätö vakio-tilavuusvirtaisessa järjestelmässä. Tällöin vakio-tilavuuspumppu tuottaa sylinterille tilavuusvirtausta, joka liikuttaa sylinteriä ja järjestelmän painetaso määräytyy kuormituksen mukaan. Nopeutta voidaan muuttaa portaittain sylinterin tilaa muuttamalla, mutta nopeussäädön resoluutio jää kammioiden alhaisen lukumäärän johdosta hyvin vaatimattomaksi, eikä sylinterin tarkka säätö täten onnistu ilman tilavuusvirran tuoton säätöä. Kuristussäädön käyttäminen ei tämänkaltaisessa järjestelmässä auta nopeuden säädössä, sillä jotta kuristussäädöllä voitaisiin vaikuttaa sylinterille menevän tilavuusvirran määrään, täytyisi järjestelmän painetasoa nostaa paineenrajoitusventtiilin asetusarvoon asti, jotta ylimääräinen tilavuusvirta voisi virrata sen kautta tankkiin. Tällöin häviöt kasvaisivat merkittävän suuriksi ja monikammiosylinterin energiansäästöpotentiaali jäisi hyödynnettäväksi.

3 RINNANKYTKETYT KIINTEÄTUOTTOISET PUMPUT

Jos DFCU:sta tuttua periaatetta sovelletaan pumppuihin, saadaan tuloksena rinnankytketyistä vakiotilavuuspumpuista koostuva pumppuyksikkö. Kun pumppuja kytketään käyttöön tarpeen mukaan, yksikön tilavuusvirran tuottoa pystytään säätämään portaallisesti. Rinnankytkettyjä pumppuja on käytetty aikaisemmin nesteen siirrossa, esimerkiksi prosessiteollisuudessa, missä tilavuusvirran säätötarkkuuden vaatimukset ovat alhaiset. Viime vuosina kyseistä metodia on alettu tutkimaan myös tarkemman tilavuusvirran säädön sekä toimilaitteiden käytön kannalta. Jos pumput mitoitetaan binäärisarjan mukaan, saadaan pumppuyksiköstä $N_p^2 - 1$ erilaista tilavuusvirtaa, missä N_p on rinnankytkettyjen pumppujen määrä. Taulukossa 3.1 on esitetty kolmesta rinnankytketystä pumpusta koostuvan yksikön tilat sekä tilavuusvirrat.

Taulukko 3.1: 3-bittisen pumppuyksikön tilat

<i>Pumppu 1</i> (1 L/min)	<i>Pumppu 2</i> (2 L/min)	<i>Pumppu 3</i> (4 L/min)	<i>Kokonaistilavuusvirta</i>
0	0	0	0 L/min
1	0	0	1 L/min
0	1	0	2 L/min
1	1	0	3 L/min
0	0	1	4 L/min
1	0	1	5 L/min
0	1	1	6 L/min
1	1	1	7 L/min

Taulukossa pumpun tila 1 tarkoittaa syöttöpainelinjaan kytkettyä pumppua ja pumpun tila 0 vapaakierrolle kytkettyä pumppua. Taulukosta nähdään selvästi suora vastaavuus taulukossa 2.1 esitettyihin binäärikoodatun DFCU:n tiloihin.

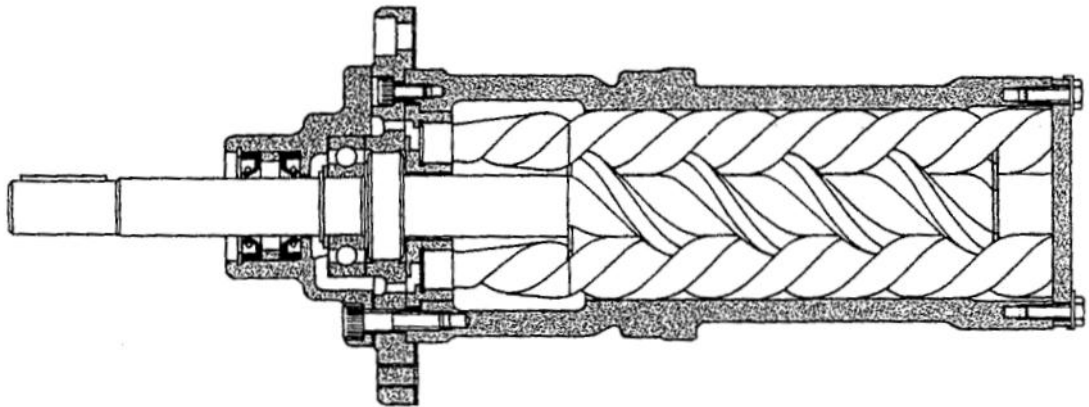
Pumppujen kytkeminen käyttöön ja pois käytöstä olisi periaatteessa mahdollista pumppujen akseleilla olevien, mekaanisten kytkimien avulla, mutta tällöin koneikon konstruktioista tulisi tarpeettoman monimutkainen ja pumppujen kytkennän dynamiikka olisi melko hidasta sekä aiheuttaisi koneikon osiin tarpeettomia rasituspiikkejä. Toinen vaihtoehto on kaikkien pumppujen pitäminen jatkuvasti päällä siten, että käyttämättömien pumppujen tilavuusvirta ohjataan vapaakiertoventtiilin läpi pienellä painehäviöllä takaisin säiliöön. Tällöin tehohäviöt kasvavat hieman, mutta pumppujen kytkennästä saadaan nopeampaa ja konstruktioista huomattavasti yksinkertaisempi. Pumppujen kyt-

keminen vapaakierrolta painelinjaan muuttaa painelinjassa kulkevaa tilavuusvirtaa lähes askelmaisesti, joten siitä aiheutuu mahdollisesti myös paineiskuja. Näiden paineiskujen suuruus ja vaikutus järjestelmän toimintaan oli yksi tämän työn tutkimuskohteista.

Seuraavissa alaluvuissa on esitelty rinnankytketyistä pumpuista koostuvaan koneikkoon rakenteensa puolesta sopivia pumppuvaihtoehtoja sekä arvioitu niiden soveltuvuutta kyseiseen järjestelmään.

Ruuvipumppu

Ruuvipumput koostuvat nimensä mukaisesti usein kahdesta tai kolmesta ruuvista, joista yksi on kytketty käyttömootorin akselille. Käyttömootorin pyörittämä ruuvi pyörittää kierteiden välityksellä muita ruuveja, jolloin kierteiden ja pumpun seinämien väliin muodostuu akselin suunnassa liikkuvia, nesteen täyttämiä kammioita. Ruuvien päässä kierteet työntävät nesteen painelinjaan ja synnyttävät tilavuusvirtaa. [2] Kuvassa 3.1 on esitetty ruuvipumpun rakennekuva.

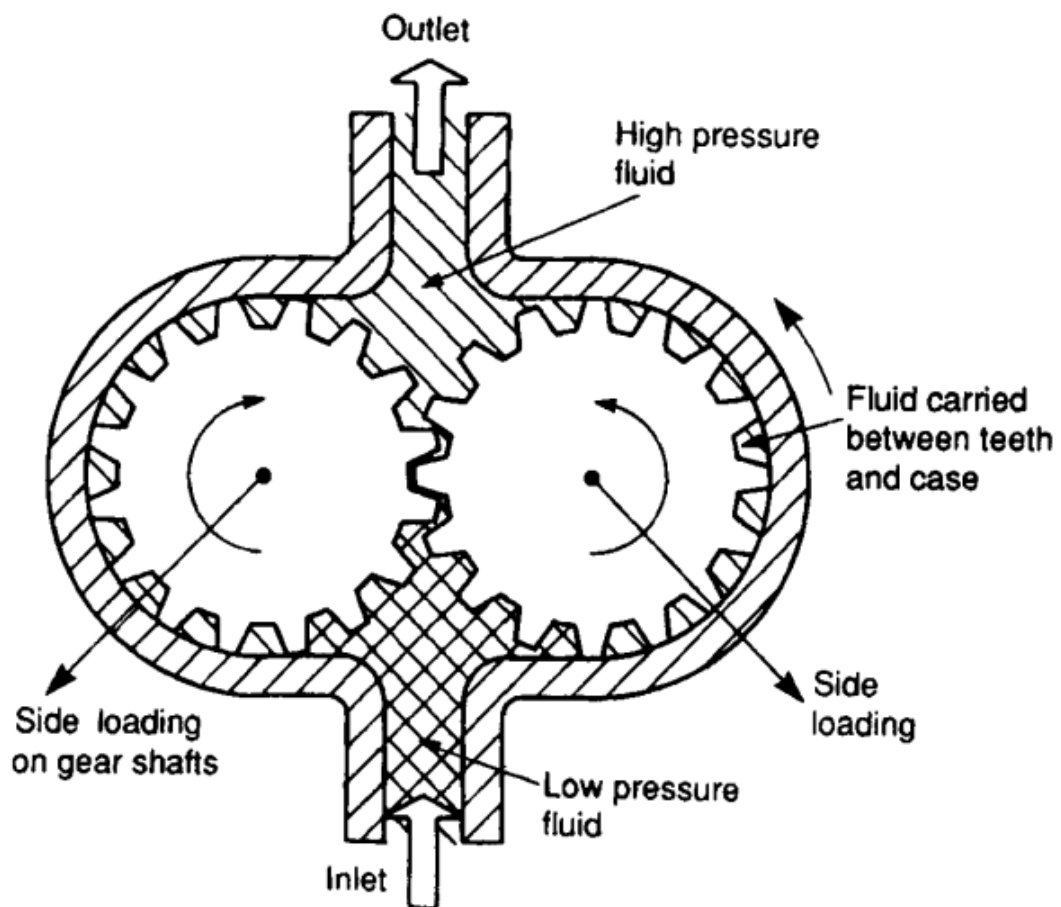


Kuva 3.1: Kolmiruuvisen ruuvipumpun rakennekuva [2]

Ruuvipumpuille on ominaista tasainen tilavuusvirrantuotto, pitkä käyttöikä sekä hiljainen käyntiääni. Suurimmat käyttöpaineet ovat noin 17–20 MPa, mutta suuremmatkin paineet ovat mahdollisia, jos ruuvien pituutta kasvattaa ja nousua pienentää. Imu- ja painelinjan välinen paine-ero tosin aiheuttaa ruuveihin aksiaalisia voimia, joista aiheutuu kitkaa laakereissa sekä ruuvien kierteiden kosketuskohdissa, joten paine-eron kasvattaminen laskee jo valmiiksi keskinkertaista hyötysuhdetta entisestään. Rinnankytketyssä käytössä ruuvipumpun ongelmaksi saattaa muodostua sen pitkä rakenne, koska akseli kulkee pumpun läpi pituussuunnassa. Useamman ruuvipumpun kytkemisestä samaan akseliin muodostuu siis huomattavan pitkä kokonaisuus, jonka sijoittelu ahtaaseen tilaan voi olla hankalaa. Lisäksi n. 70–80 % hyötysuhde ei sovellu erityisen hyvin järjestelmään, jossa pyritään alhaisiin energiahäviöihin. [2]

Hammaspyöräpumppu, ulkoryntöinen

Ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu koostuu käyttävästä ja käytettävästä hammaspyörästä, joilla on identtiset hammasluvut sekä pyörien ympärillä olevasta koteloinnista. Käyttömootorin akseli on kytketty käyttävään hammaspyörään, joka pyörittää hammaspyörän välityksellä käytettävää hammaspyörää. Tilavuusvirta kulkee imupuolelta painepuolelle hampaiden ja koteloinnin väliin muodostuvissa kammioissa. Hammaspyörien hampaiden ryntökohta puristaa nesteen ulos hampaiden välistä painelinjaan sekä estää tilavuusvirran vuotamisen takaisin imulinjaan. [2] Kuvassa 3.2 on esitetty ulkoryntöisen hammaspyöräpumpun periaatekuva.



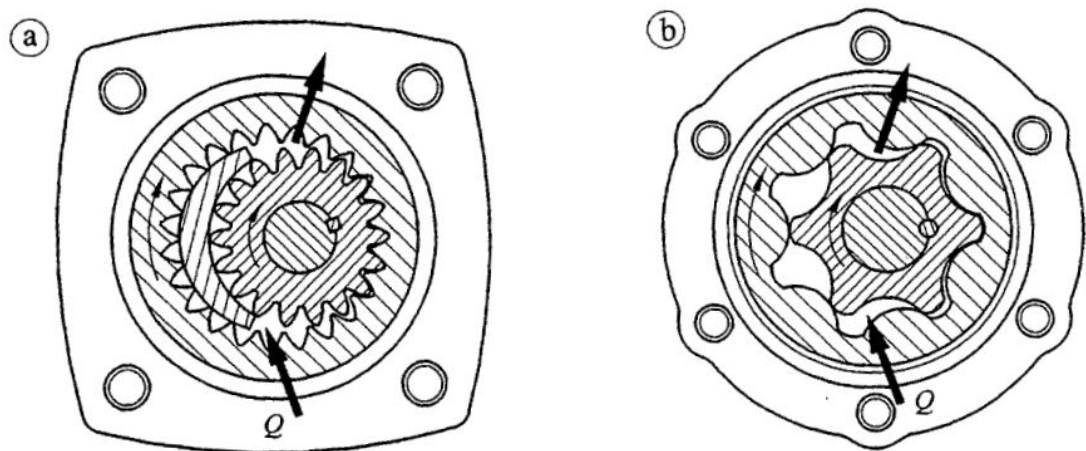
Kuva 3.2: Ulkoryntöisen hammaspyöräpumpun periaatekuva [17]

Ulkoryntöiset hammaspyöräpumpit ovat yksinkertaisen rakenteensa ansiosta halvimpia hydraulipumppuja. Lisäksi niiden hyötysuhde on suhteellisen hyvä, noin 90–93 % ja käyttöpaine voi olla maksimissaan noin 14–21 MPa. Myös yli 30 MPa:n paineet ovat rakennetta muuttamalla mahdollisia, mutta tällöin pumpun valmistuskustannukset kasvavat. Myös useampien pumppujen kytkeminen yhteiselle akselille on helppoa, eikä yhdistelmä vie pumpun lyhyen rakenteen ansiosta pituussuunnassa merkittävästi tilaa. Edullinen hinta, pieni koko ja kelvollinen hyötysuhde tekevät ulkoryntöisistä

hammaspyöräpumpuista sopivimman vaihtoehdon rinnankytketyistä pumpuista koostuvaan koneikkoon. [2]

Hammaspyöräpumppu, sisäryntöinen

Sisäryntöinen hammaspyöräpumppu eroaa ulkoryntöisestä pumpusta rakenteensa osalta siten, että kahden ulkohammastetun hammaspyörän sijaan pumpussa on yksi ulkohammastettu ja yksi sisähammastettu hammaspyörä, jotka on sijoitettu sisäkkäin. Sisäryntöisillä hammaspyöräpumpuilla on kaksi eri rakennevaihtoehtoa, jotka on esitetty kuvassa 3.3.



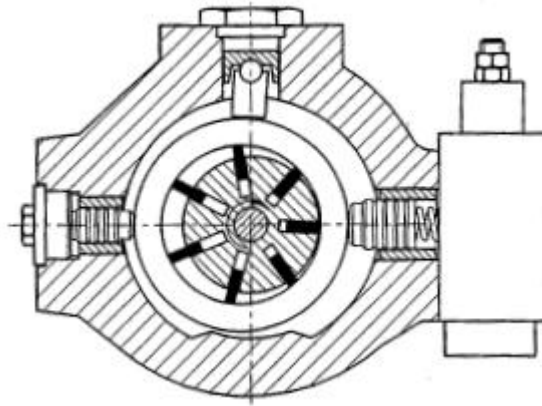
Kuva 3.3: Erottajalla varustettu, sisäryntöinen hammaspyöräpumppu ja gerotor-pumppu [2]

Eroottajalla varustetun pumpun (a) toiminta vastaa hyvin pitkälti ulkoryntöisen hammaspyöräpumpun toimintaa. Erottaja vastaa ulkoryntöisen pumpun kotelon seiniä ja erottaa imu- ja painepuolen toisistaan. Sisähammastettu hammaspyörä taas vastaa ulkoryntöisen pumpun käytettävää hammaspyörää. Hammasrenkas- eli gerotor-pumpussa (b) ei ole erottajaa ollenkaan, jolloin imu- ja painelinjan eristäminen toisistaan hoidetaan sisemmän ja ulomman pyörän välisellä kosketuksella. Tästä syystä hampaat on muotoiltu siten, että ne ovat jatkuvassa kosketuksessa keskenään. Muuten toiminta vastaa erottajalla varustettua pumppua. [2]

Sisäryntöiset pumput ovat hiljaisempia ja tuottavat tasaisempaa tilavuusvirtaa kuin ulkoryntöiset. Lisäksi niillä on parempi imukyky. Suurin sallittu käyttöpaine on normaalisti alhaisempi kuin ulkoryntöisillä, noin 10–14 MPa, mutta myös sisäryntöisillä pumpuilla voidaan nostaa käyttöpaine noin 30 MPa:iin rakenteellisilla muutoksilla. Kokonaishyötysuhde on samaa luokkaa ulkoryntöisten pumppujen kanssa ja pumpun rakenne on yhtä lyhyt, joten sisäryntöisetkin pumput soveltuvat hyvin rinnankytkentään. Hinta on tosin korkeampi, kuin ulkoryntöisellä pumpulla, joten sisäryntöiset pumput sopivat lähinnä sovelluksiin joissa tarvitaan erityisesti hiljaisempaa käyntiääntä ja/tai tasaisempaa tilavuusvirtaa. [2]

Siiipipumppu

Siipipumppu koostuu teholähteen akseliin kytkettävästä roottorista, roottorissa olevista siivistä sekä pumppukammioista, jossa roottori pyörii. Kuvassa 3.4 on esitetty tyyppillisen säätötilavuuksisen siipipumpun rakenne.



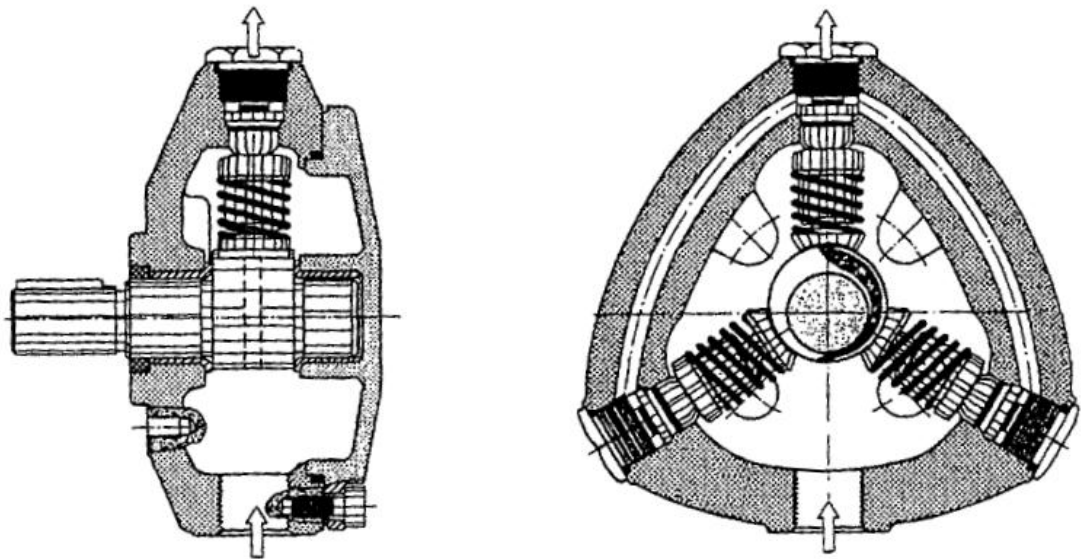
Kuva 3.4: Säätötilavuuksisen siipipumpun rakenne [2]

Roottorin siivet painuvat pyöriessään keskipakoisvoiman ansiosta pumppukammion seinämää vasten ja muodostavat siipien väliin toisistaan eristetyt kammiot. Jos pumppukammio on sijoitettu epäkeskisesti roottoriin nähden, roottorin pyöriessä siipikammioiden koot muuttuvat syklisesti. Toisella puolella pumppua siipikammiot laajenevat, jolloin sillä puolella olevasta virtaustiestä imetään nestettä ja toisella puolella pumppua kammiot supistuvat, jolloin kyseiseen virtaustiehen pumpataan nestettä. [2]

Siipipumppujen tuottama tilavuusvirta on erittäin tasaista, joten melutasokin on alhainen. Siipipumppujen rakenteen johdosta kierrostilavuuden suuruus vaikuttaa käänteisesti suurimpiin sallittuihin painetasoihin. Suuremmilla pumpuilla käyttöpaine on vain noin 7–14 MPa ja pienemmillä noin 18 MPa. Useammilla kammioilla varustetuilla siipipumpuilla käyttöpaine voi olla 21–28 MPa, mutta tällöin rakenteen monimutkaistuksessa myös pumpun hinta nousee. Kokonaishyötysuhde on rakenteesta riippuen noin 80–92 % ja pumppujen kytkeminen samalle akselille onnistuu ilman rakenteen muuttamista. [2]

Radiaalimäntäpumppu

Radiaalimäntäpumppussa sylinterit ovat sijoitettuina kohtisuoraan pumpun akseliin nähden. Ulkoisin virtauskanavin toteutetussa rakenteessa sylinteriryhmä on kiinteästi paikallaan ja mäntien liike saadaan painejaksossa aikaan käyttöakseliin kiinnitetyllä epäkeskolla. Imujakson aikana männät painetaan epäkeskoa vasten jousien avulla. Laajenevien kammioiden kytkentä imulinjaan ja supistuvien kammioiden kytkentä painelinjaan toteutetaan yleensä paineohjatuilla venttiileillä. [2] Kuvassa 3.5 on esitetty kolmimäntäisen radiaalimäntäpumppun rakennekuva.



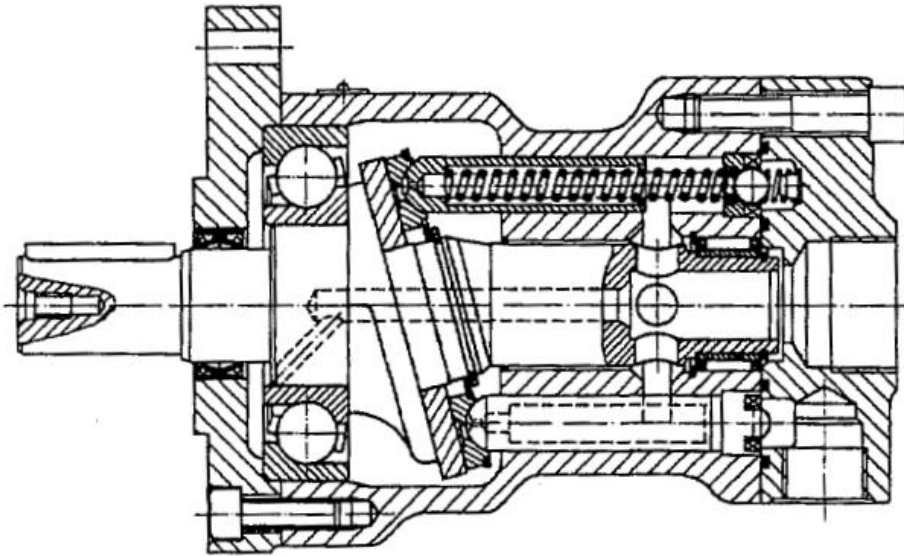
Kuva 3.5: Kolmimäntäinen radiaalimäntöpumppu [2]

Radiaalimäntöpumpuille on ominaista erittäin korkeat käyttöpaineet, jopa 60–70 MPa sekä voimakkaasti vaihteleva tilavuusvirta, josta aiheutuu myös käyntimelua. Lisäksi ongelmia voi aiheuttaa herkkyys epäpuhtauksille sekä syöttöpumpun tarve pienillä kierrosnopeuksilla. Kokonaishyötysuhde on noin 88–92%. Akselin läpivienti onnistuu vaivattomasti ja pumppu on syvyysuunnassa melko kompakti, joten se soveltuu rinnakkaiskäyttöön hyvin. Jos rinnankytketyt pumpit asetetaan sopivaan vaihesiirtoon keskenään, tilavuusvirran vaihtelua saadaan pienennettyä useampia pumppuja käytettäessä huomattavasti. Monimutkaisen rakenteen takia pumpun hinta on korkea, mutta jos on tarvetta huomattavan suurille käyttöpaineille, se on yksi parhaista vaihtoehdoista. [2]

Radiaalimäntöpumppu voidaan toteuttaa myös sisäisiä virtauskanavia käyttäen, jolloin sylinteriryhmä pyörii akselin mukana epäkeskisesti ja männät liukuvat sylinteriryhmän ja kotelon välissä olevan pumppurenkaan pintaa pitkin. Sylinteriryhmän keskellä on pyörimätön jakokara, joka ohjaa tilavuusvirran imulinjasta painelinjaan. [2] Tämän kaltaisella rakenteella ei voida toteuttaa akselin läpivientä, joten se ei sovellu rinnankytketyistä pumpuista koostuvaan pumppuyksikköön ilman mekaanista vaihteistoa.

Aksiaalimäntöpumppu

Kiinteätilavuuksinen aksiaalimäntöpumppu, eli staattoriakselipumppu koostuu nimensä mukaisesti pumpun akselin suuntaisesta sylinteriryhmästä sekä mäntien liikkeen synnyttävästä vinolevystä. Pumpun käydessä sylinteriryhmä pysyy paikoillaan ja vinolevy pyörii akselin mukana. Sylinterien sisällä olevat jouset painavat männät vinolevyä vasten, jolloin levyn pyöriessä männät liikkuvat edestakaisin. [2] Kuvassa 3.6 on esitetty tyypillisen staattoriakselipumpun rakennekuva.



Kuva 3.6: Staattoriakselipumpun rakennekuva [2]

Staattoriakselipumpun käyttöpaineet voivat olla noin 20–30 MPa ja kokonaishyötysuhde on noin 90 %. Useampien pumppujen kytkeminen samalle akselille on mahdollista, mutta koska männät liikkuvat akselin suunnassa, pumpun rakenne on melko pitkä. Kuten ruvipumpuillakin, useampia pumppuja rinnakkain kytkettäessä pumppuyksikkö olisi muodoltaan pitkä ja kapea.

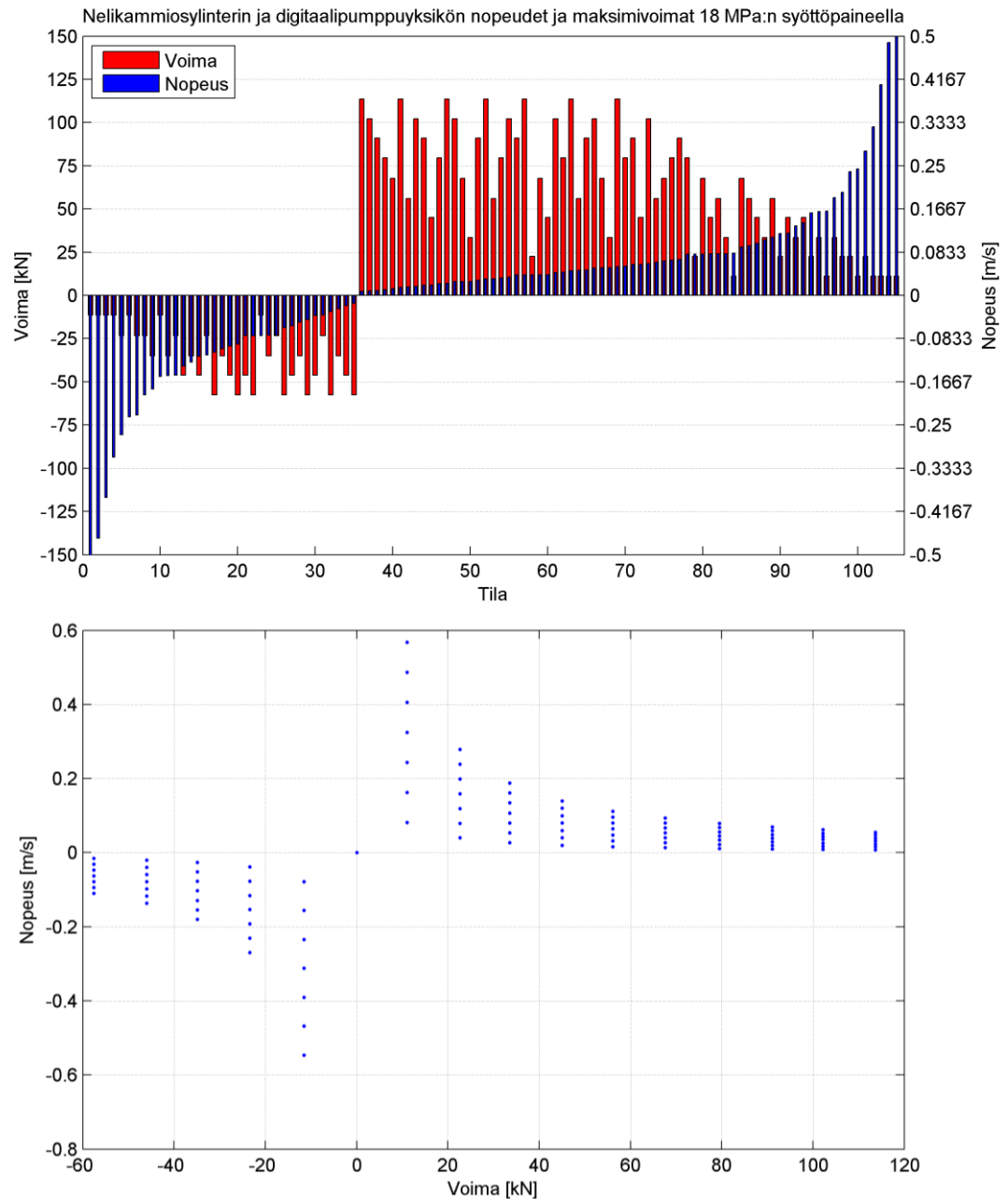
4 PUMPPUOHJATUN MONIKAMMIOSYLINDERIJÄRJESTELMÄN KUVAUS

Tässä luvussa kuvaillaan tutkimuksen kohteena olevan järjestelmän toimintaperiaate, staattiset suoritusarvot sekä säätöperiaate.

4.1 Toimintaperiaate

Järjestelmän peruseriaatteena on rinnankytketyistä vakiotilavuuspumpuista koostuvan pumppuyksikön sekä monikammiosylinterin yhdistäminen. Pumppuyksikössä on tässä sovelluksessa kolme rinnankytkettyä hammaspyöräpumpua, joiden syrjäytystilavuudet noudattavat binäärikoodaussarjaa siten, että pienin pumppu tuottaa 3 L/min, keskikokoinen 6 L/min ja suurin 12 L/min. Tällöin pumppuyksiköllä on seitsemän eri toimintatilaa 3 ja 21 L/min välillä sekä nollatila.

Monikammiosylinterinä käytetään aiemmassa monikammiosylinteritutkimuksessa [15] käytettyä 85/63/40/28 - 250 -nelikammiosylinteriä. Sylinterin kammiot ovat mitoitettu lähes binäärikoodaussarjan mukaan, jolloin periaatteessa sillä voisi olla 16 eri liiketilaa sekä pysäytystila. Yhdessä tilassa tosin sylinterin kaikki kammiot on kytketty LP-linjaan, joten tila sopii ainoastaan kuormanlaskuun, eikä sen nopeutta pystytä hallitsemaan pumppuyksikön tuottoa muuttamalla. Tästä syystä kyseinen tila on poistettu kokonaan käytöstä tässä sovelluksessa. Järjestelmää voidaan verrata polkupyörän vaihteistoon, jossa eturattaistossa on seitsemän ratasta ja takarattaistossa 15. Tällöin järjestelmällä on yhteensä $7 \times 15 = 105$ erilaista nopeustilaa sekä pysäytystila. Kuvissa 4.1 ja 4.2 on esitetty kahdella eri esitystavalla järjestelmän tilojen teoreettiset nopeudet ja voimat. Suoritusarvot on laskettu 18 MPa:n syöttöpaineella, eikä kitkahäviöitä ole otettu huomioon.



Kuva 4.1 ja 4.2: Pumppuohjatun nelikammiosylinterin tilojen nopeudet ja voimat

Kuvista nähdään, että nopeusresoluutio on pienillä nopeuksilla hyvä, mutta huononee suurempia nopeuksia lähestyttäessä. Tällä ei tosin ole merkitystä, koska suurilla nopeuksilla nopeuden tarkkuudella ei ole niin paljon painoarvoa, kuin pienillä nopeuksilla. Lisäksi kuvista ilmenee järjestelmän kyvyttömyys hallita karkaavaa kuormaa ottamalla energiaa talteen, sillä negatiivisella nopeudella ei voida tuottaa positiivista voimaa, eikä positiivisella nopeudella negatiivista voimaa. Myös sylinterin paluuliike on kyseisellä järjestelmällä ongelmallinen, sillä sylinterikammioiden pinta-alojen suhteista johtuen, paluuliikkeellä tilojen määrä on huomattavasti pienempi kuin plusliikkeellä. Tästä aiheutuu paluuliikkeen huonompi nopeusresoluutio, joka hankaloittaa järjestelmän säätämistä. Taulukossa 4.1 on esitetty järjestelmän äärimmäiset toimintapisteet.

Taulukko 4.1: Järjestelmän teoreettiset suoritusarvot

<i>Liikesuunta</i>	<i>Ulospäin</i>	<i>Sisäänpäin</i>
<i>Maksiminopeus [mm/s]</i>	570	550
<i>Maksimivoima maksiminopeudella [kN]</i>	11.1	11.5
<i>Maksimivoima [kN]</i>	114	57.6
<i>Maksiminopeus maksimivoimalla [mm/s]</i>	55.4	109
<i>Miniminopeus [mm/s]</i>	7.9	15.6

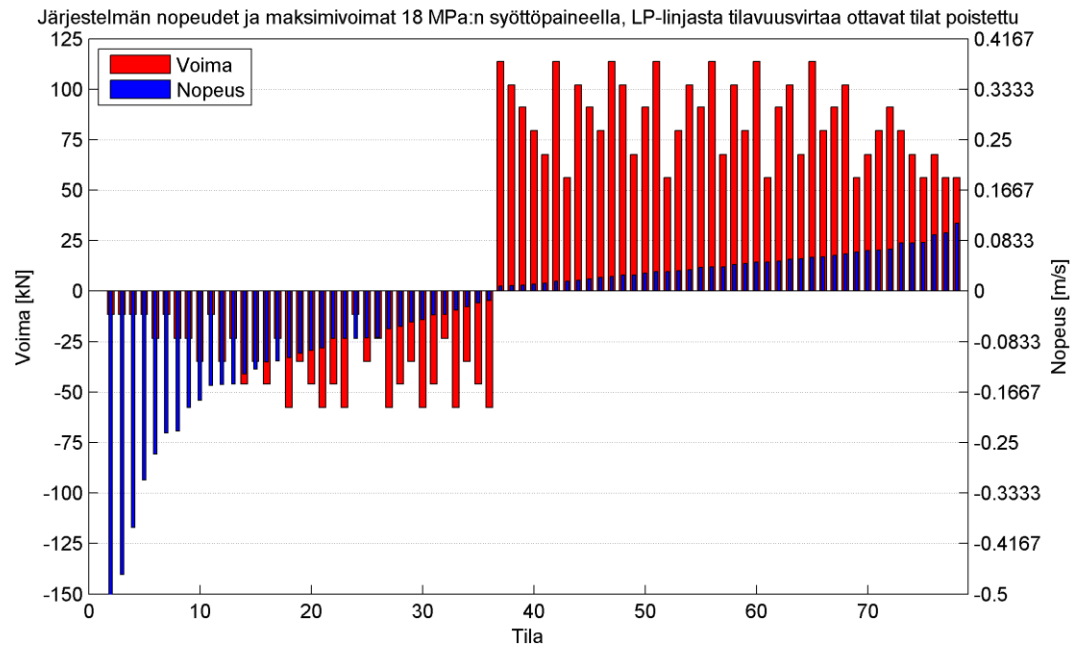
Maksiminopeus, maksimivoima sekä maksiminopeus maksimivoimalla vaikuttavat lupaavilta, mutta miniminopeus sisäänpäin on niin suuri, että säädöstä ei saada kovin tarkkaa tähän suuntaan.

Tällaisenaan järjestelmä suoriutuisi liikettä estävästä kuormasta hyväksyttävästi, mutta karkaavalla kuormalla HP-linjaan kytketyt kammiot kavitoisivat ja kuorman hallittavuus menetettäisiin. Ratkaisuksi valittiin tankkilinjan DFCU, jonka avulla voidaan kasvattaa LP-linjan painetta karkaavaa kuormaa ajettaessa ja siten rajoittaa HP-linjan paineenlaskua. Tällöin järjestelmä yhdistää pumppusäädön, toimilaitteen syrjäytystilavuuden säädön sekä kuristussäädön ja pyrkii hyödyntämään kunkin tekniikan parhaita puolia. Tämä ratkaisu tosin poistaa mahdollisuuden ottaa LP-linjasta tilavuusvirtaa sylinterille, sillä tällöin DFCU:ta kuristamalla ei pystyttäisi vaikuttamaan järjestelmän jäykkyyteen ja kuorman hallinta olisi hankalaa. Taulukossa 4.2 on esitetty sylinterin tilat, mihin linjaan mikäkin kammiot on kytketty sekä LP-linjaan virtaavan tilavuusvirran suuruus sylinterin nopeuteen suhteutettuna. Tilan numeron suuruus merkitsee tilan suhteellista liikenopeutta ja etumerkki liikkeen suuntaa. Tilat, joissa tilavuusvirtaa otetaan LP-linjasta, on merkitty punaisella.

Taulukko 4.2: Sylinterin tilojen kytkennät

<i>Tila</i>	<i>Kammio</i>				$Q_{LP} \left[\frac{L}{min} / \frac{mm}{s} \right]$
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	
-5	LP	LP	LP	HP	0,23
-4	LP	HP	HP	LP	0,27
-3	LP	HP	HP	HP	0,30
-2	LP	HP	LP	LP	0,34
-1	LP	HP	LP	HP	0,38
0	–	–	–	–	0
1	HP	LP	HP	LP	0,2
2	HP	LP	HP	HP	0,15
3	HP	LP	LP	LP	0,12
4	HP	LP	LP	HP	0,08
5	HP	HP	HP	LP	0,04
6	HP	HP	HP	HP	0
7	HP	HP	LP	LP	-0,04
8	HP	HP	LP	HP	-0,08
9	LP	LP	HP	LP	-0,11
10	LP	LP	HP	HP	-0,15

Taulukosta nähdään, että sylinterin nopeimmat, ulospäin suuntautuvat liikkeet ottavat LP-linjasta tilavuusvirtaa, joten ne tilat täytyy poistaa käytöstä tässä sovelluksessa. Kuvassa 4.3 on esitetty jäljelle jäävien tilojen voimat ja nopeudet ja liitteessä 1 on esitetty pumppuyksikkö-nelikammiosylinteri -yhdistelmän kaikki tilavaihtoehdot ja venttiilien tilat.



Kuva 4.3: Järjestelmän nopeudet ja voimat kun LP-linjasta tilavuusvirtaa ottavat tilat on poistettu

Kuvasta nähdään, että nopeimpien ulospäin suuntautuvien liikkeiden poistaminen tasoittaa sylinterin nopeusjakauman epäsymmetriaa ja pudottaa sylinterin maksiminopeuden ulospäin suuntautuvissa liikkeissä arvoon 112 mm/s. Sylinterin paluuliikkeen nopeusjakauma pysyy liian nopeisiin liikkeisiin painottuneena.

Vaihtoehtoinen, hienostuneempi ratkaisu olisi regeneratiivinen LP-linja, eli LP-linja josta voisi siirtää energiaa HP-linjaan. Tämä onnistuisi esimerkiksi käyttämällä puoliavointa tai suljettua hydraulipiiriä, jonka pumppuyksikössä käytettäisiin pumppumoottoreita. Tässä tutkimuksessa haluttiin kuitenkin perehtyä aluksi teknologiaan mahdollisimman yksinkertaisessa muodossa, joten pumppuyksikössä käytettiin tavallisia hammaspyöräpumppuja. Paineakuillakin olisi mahdollista toteuttaa regeneratiivinen LP-linja, mutta tällöin järjestelmä tulisi muuttua vakiopainejärjestelmäksi ja koko toimintaperiaate muuttuisi täysin erilaiseksi.

Osaltaan järjestelmän toimintaan vaikuttavat myös painetransientit, joita syntyy kun pumppuja kytetään syöttämään tilavuusvirtaa HP-linjaan ja kun DFCU:n venttiileitä suljetaan. Painetransienttien hillitsemiseksi järjestelmän hydraulista kapasitanssia kasvatettiin lisäämällä sekä HP-linjaan, että LP-linjaan vaimennustilavuudet. Lisäksi vaimennusvaikutusta lisättiin vaimennustilavuuksien portteihin asennetuilla 1 mm halkaisijaltaan olevilla kuristuksilla. Liitteessä 2 on esitetty järjestelmän yksinkertaistettu hydraulikaavio.

4.2 Säätoöperiaate

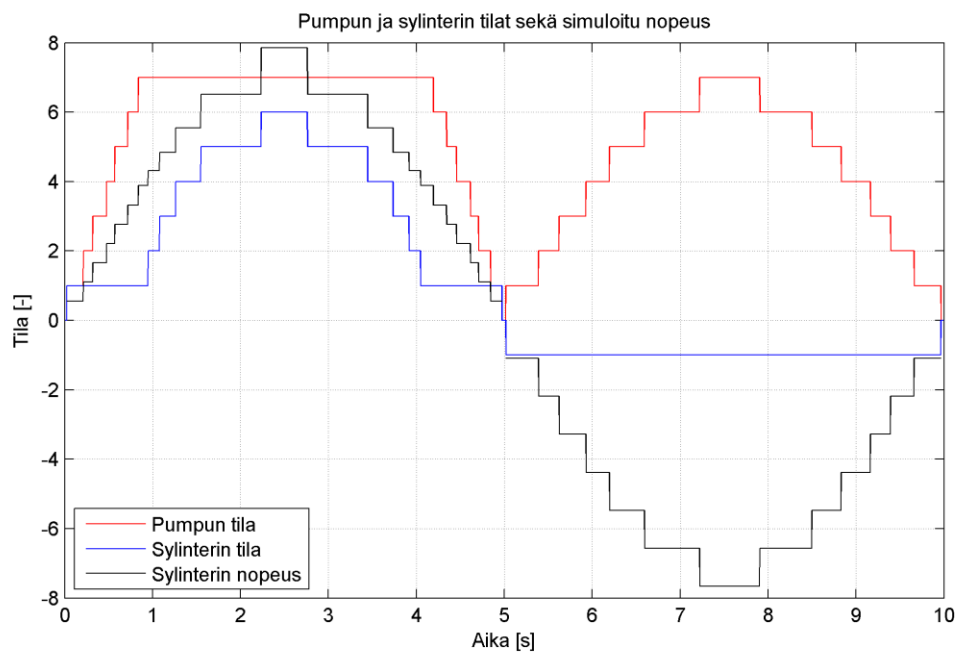
Säädin luo annetun nopeus- ja asemareferenssin sekä mitatun aseman avulla uuden nopeusreferenssin, jonka perusteella valitaan sopivat tilat sylinterille, pumppuille ja DFCU:lle. Nopeusreferenssi lasketaan kaavasta 4.1,

$$v_{rC} = K_x(x_{ref} - x) + K_v v_{ref} \quad (4.1)$$

jossa v_{rC} on säätimen laskema nopeusreferenssi, x_{ref} on annettu asemareferenssi, x on mitattu asema, K_x on asemasäädön vahvistus, K_v on nopeussäädön vahvistus ja v_{ref} on annettu nopeusreferenssi.

Saatu nopeusreferenssi syötetään varsinaiseen säätäjään, missä sen avulla määritetään aluksi sylinterin tilat, jotka saavuttavat nopeusreferenssin pumppuyksikön maksimituotolla. Samalla sylinterin eri tilojen maksimipaineella tuottamia voimia verrataan kammiopaineista estimoituun kuormavoimaan ja etsintävaruudesta poistetaan tilat, jotka eivät tuota tarpeeksi voimaa. Lopuksi etsitään sylinterin ja pumppuyksikön tilakombinaatio, jolla nopeusvirhe minimoituu.

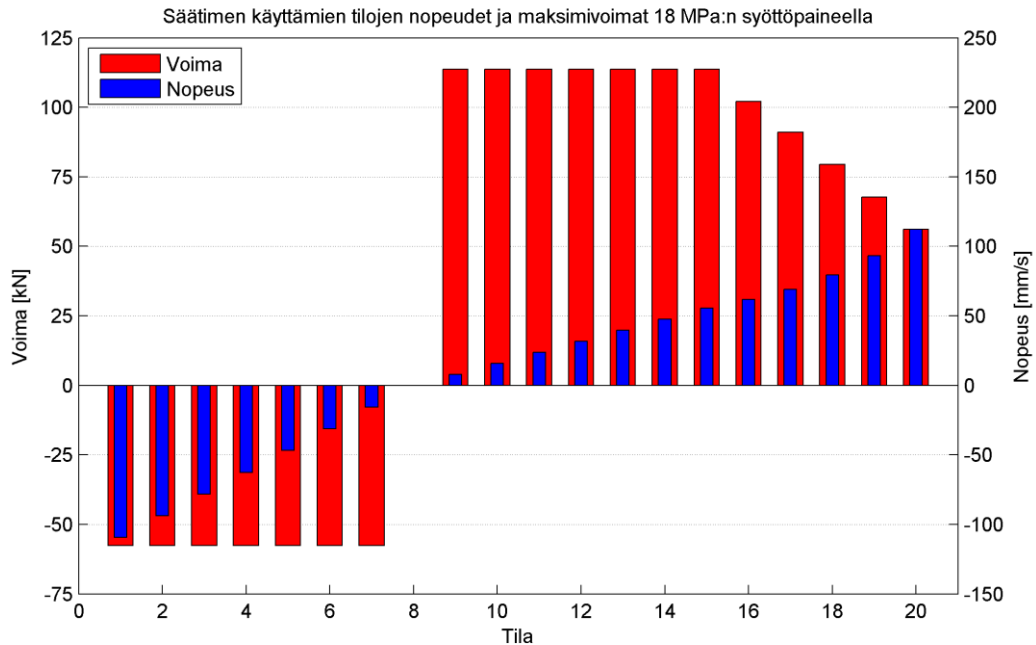
Koska säädin pyrkii valitsemaan sylinterille mahdollisimman suuren tehollisen pinta-alan, pienillä nopeuksilla säätö suoritetaan ainoastaan pumppuja kytkemällä, sylinterin tilan ollessa hitain mahdollinen. Kun nopeusreferenssi nousee niin suureksi, että pumppuyksikkö ei pysty tuottamaan tarpeeksi tilavuusvirtaa, säädin kytkee sylinterin tehollista pinta-alaa pienemmäksi, jolloin nopeus kasvaa. Kuvassa 4.4 on kuvattu säätäjän valitsemia tiloja, kun nopeusreferenssinä on sinikäyrä.



Kuva 4.4: Säätimen valitsemat tilat sinikäyriä noudattavalle nopeusreferenssille

Kuvasta nähdään, miten säädin nostaa sylinteriä ulospäin ajettaessa aluksi vain pumpun tilaa, mutta alkaa myös säätää sylinterin tilaa, kun tilavuusvirtakapasiteetti loppuu kesken. Tällä tavalla sylinterin ja pumppujen tiloja säädettäessä minimoidaan tilanvaihtojen määrä, mutta nopeuden säätötarkkuus kärsii.

Sylinterin pinta-alojen epäsymmetrisyydestä johtuen sylinteriä sisäänpäin ajettaessa saavutetaan suurimmallakin tehollisella pinta-alalla sama maksiminopeus, kuin ulospäin ajettaessa. Kuvassa 4.5 on esitetty säätimen käyttämien tilojen nopeudet ja voimat.



Kuva 4.5: Säätimen käyttämien tilojen nopeudet ja voimat

Nyt järjestelmällä on käytettävissään enää 19 eri nopeuden tuottavaa tilaa sekä pysäytystila. Sylinterin paluuliikkeellä on seitsemän tilaa ja sylinterin plusliikkeellä 12. Maksiminopeus laski paluuliikkeellä arvoon 109 mm/s ja plusliikkeellä arvoon 112 mm/s. Miniminopeudet pysyivät samoina.

LP-linjan DFCU:n tila valitaan mallipohjaisen säätäjän avulla siten, että LP-linjan paine pyritään pitämään kuormaa nostettaessa 2 MPa:ssa ja laskettaessa kuorma-voimasta aiheutuvan paineen suuruisena. Säätäjä laskee jokaisen DFCU:n tilan tilavuusvirran halutulla LP-linjan paineella käyttämällä kuristusvirtauksen kaavaa 4.2,

$$Q_v = u_v \times K_Q \times \Delta p_{ref}^{x_v} \quad (4.2)$$

jossa Q_v on tilavuusvirta DFCU:n yhden venttiilin läpi, u_v on venttiilin ohjaus, K_Q on venttiilin virtauskerroin, Δp_{ref} on haluttu paine-ero venttiilin yli ja x_v on venttiilin virtausyhtälön eksponentti. Tilavuusvirta lasketaan kullekin tilan aikana auki olevalle venttiilille ja tulokset summataan yhteen, jolloin saadaan kyseisen tilan tilavuusvirta

valitulla LP-linjan paineella. Laskenta toteutetaan kaikille DFCU:n mahdollisille tiloille, jolloin tuloksena saadaan jokaisen tilan laskennallinen tilavuusvirta. Tilojen tilavuusvirtoja verrataan sylinterin ja pumppujen tilakombinaation perusteella laskettuun sylinteriltä LP-linjaan tulevaan tilavuusvirtaan ja DFCU:n ohjaukseksi valitaan tila, joka on lähimpänä tätä laskettua tilavuusvirran arvoa.

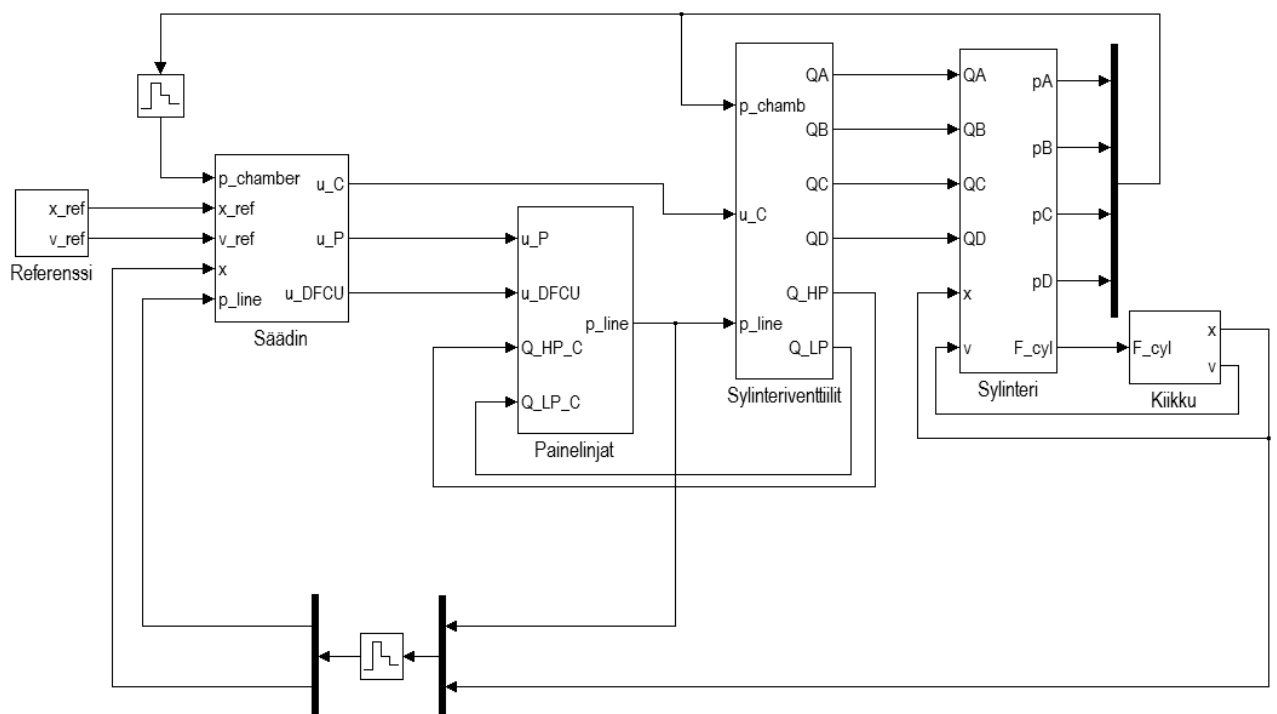
Lisäksi DFCU-säädin auttaa kuorman hidastamisessa kuristamalla DFCU:ta ja siten nostamalla LP-linjan painetta, kun sylinterin mitattu asema lähestyy nopeasti asemareferenssiä. Tämä tapahtuu silloin, kun referenssi on jo saavuttanut tavoitearvonsa, mutta sylinterin asema tulee jäljessä ja sylinterin liikenopeus on suuri. LP-linjan paineen kasvattaminen jäykistää järjestelmää, jolloin aseman ylitys sekä HP-linjan kavitointi vähenevät, kun sylinteri saavuttaa tavoiteasemansa. Säätimen toiminta on esitetty tarkemmin simulointimallin yhteydessä alaluvussa 5.1.1.

5 JÄRJESTELMÄN SIMULOINTI

Järjestelmästä rakennettiin MATLAB:n versiota 2011b (7.13.0.564) ja Simulink – työkalua käyttäen simulointimalli, jonka avulla selvitettiin alustavasti teknologian toimivuutta ja ominaisuuksia. Lisäksi simulointimallin avulla saatiin helpotettua säätäjän suunnittelua sekä oikean toiminnan varmistamista. Tässä luvussa esitellään simulointimallin rakenne ja mallin tärkeimmät lohkot, perehdytään säätäjän toimintaan tarkemmin sekä selvitetään mallin parametreja.

5.1 Simulointimallin rakenne

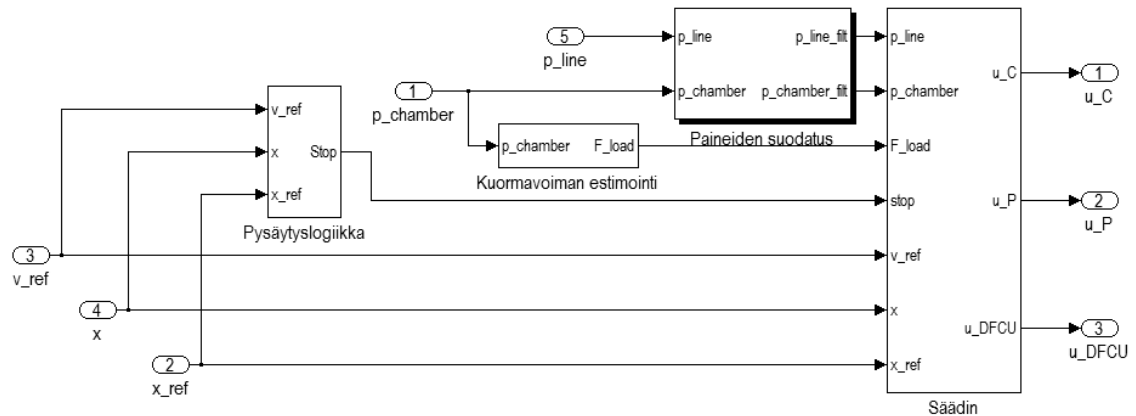
Simulointimalli koostuu ylimmällä tasolla asema- ja nopeusreferenssin luovasta lohkosta, säädinlohkosta, painelinjoja mallintavasta lohkosta, sylinteriventtiilien mallista, sylinterin mallista sekä sylinterin liikuttaman mekanismin mallista. Kuvassa 5.1 on esitetty simulointimallin lohkokaavion ylin taso.



Kuva 5.1: Simulointimallin ylin taso

5.1.1 Säädin

Säädin ottaa sisääntuloina nopeus- ja asemareferenssit, aseman mitatun oloarvon sekä mitatut kammio- ja linjapaineet. Ulostuloina saadaan sylinterin, pumpun ja DFCU:n venttiilien ohjaukset. Kuvassa 5.2 on esitetty säätimen lohkokaaavion ylin taso.

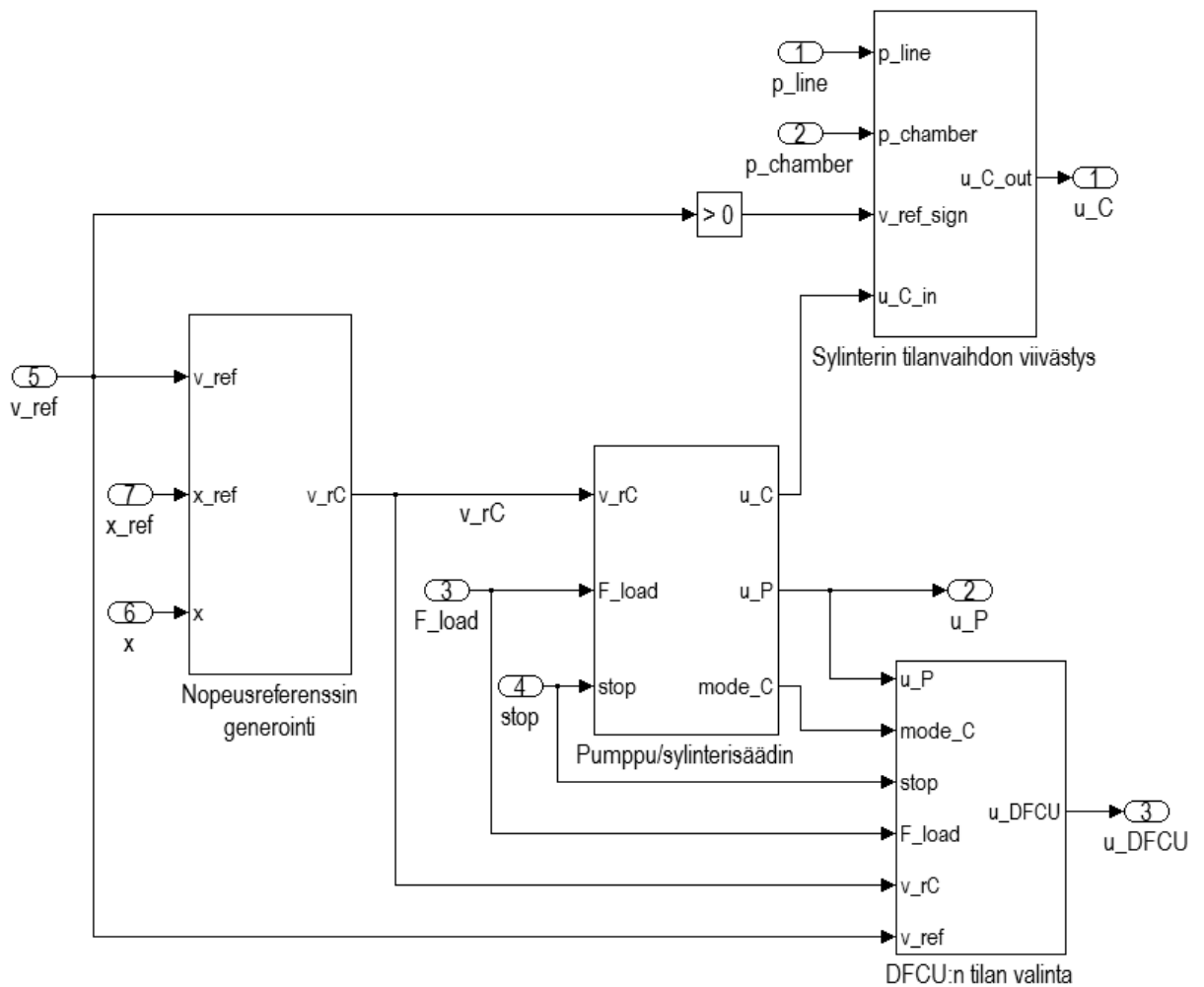


Kuva 5.2: Säätimen ylin taso

”Pysäytyslogiikka” –lohkossa kytketään sylinterin pysäytystila päälle, jos sylinterin asema on tarpeeksi lähellä referenssiä ja jos nopeusreferenssin arvo on tarpeeksi pieni. ”Kuormavoiman estimointi” –lohko laskee sylinterin kuormavoimalle arvion kammiopaineista kaavan 5.1 avulla,

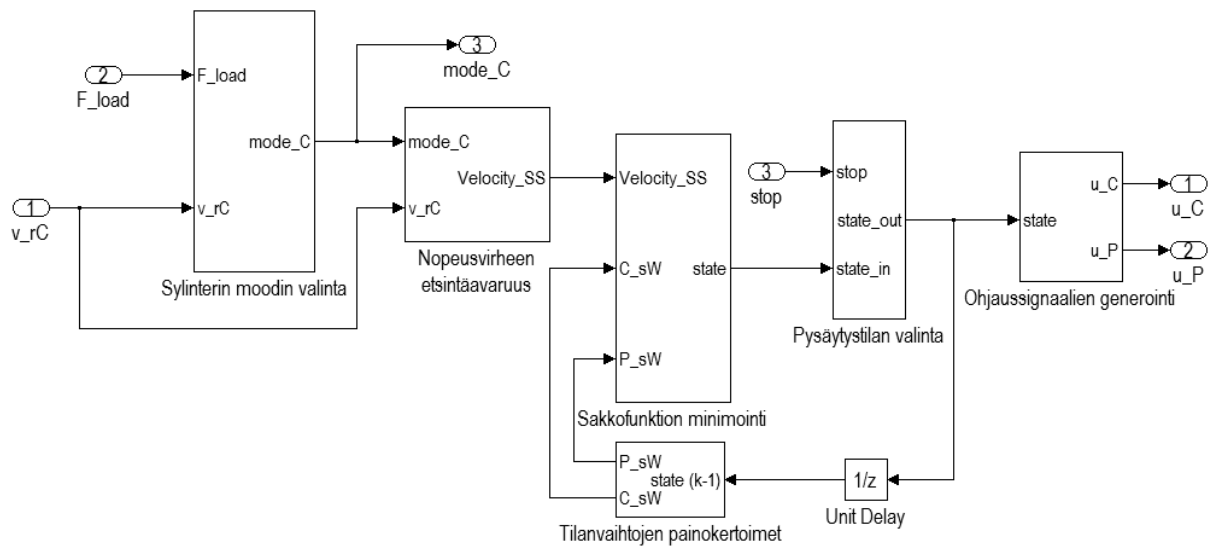
$$F_{load} = p_A \times A_A - p_B \times A_B + p_C \times A_C - p_D \times A_D \quad (5.1)$$

missä p_A, p_B, p_C ja p_D ovat sylinterin kammiopaineet ja A_A, A_B, A_C ja A_D ovat vastaavat kammiopinta-alat. Lisäksi estimoidulle kuormavoimalle suoritetaan alipäästösuodatus 8 rad/s rajataajuudella, jotta säädin ei tulkitse paineen värähtelyjä kuormavoiman muutokseksi. Säätimen alemmalle tasolle menevät kammio- ja linjapaineet alipäästösuodatetaan 40 rad/s rajataajuudella, jolloin mittauskohinan vaikutusta saadaan vähennettyä. Kuvassa 5.3 on esitetty säätimen alempi taso.



Kuva 5.3: Säätimen alempi taso

Säätimen nopeusreferenssi luodaan ”Nopeusreferenssin generointi” –lohkossa referenssilohkon antamista nopeus- ja asemareferensseistä sekä aseman mitatusta arvosta kaavan 4.1 avulla. Säätimen laskettu nopeusreferenssi syötetään ”Pumppu/sylinterisäädin” –lohkoon, jossa sen ja arvioidun kuormavoiman avulla määritetään pumpun ja sylinterin tilat. Kuvassa 5.4 on esitetty ”Pumppu/sylinterisäädin” –lohkon sisältö.

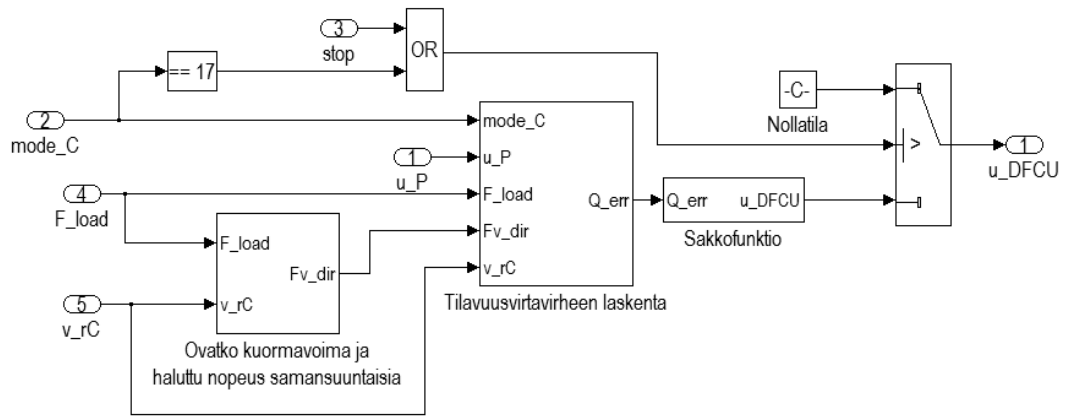


Kuva 5.4: Pumppu/sylinterisäädin

”Sylinterin moodin valinta” –lohkossa valitaan sylinterin tila alaluvussa 4.2 esitetyn säätöperiaatteen mukaan. Lohkosta ulostulona saatu sylinterin valittu tila viedään ”Nopeusvirheen etsintäavaruus” –lohkoon, jossa määritetään kyseisellä sylinterin tilalla kaikkien pumppuyksikön tilojen tuottamien nopeuksien erotukset säätimen nopeusreferenssiin verrattuna. Saadut tilojen nopeusvirheet viedään edelleen ”Sakkofunktion minimointi” –lohkoon, jossa nopeusvirheet summataan painokertoimilla skaalattujen sylinterin ja pumppujen venttiilien tilanvaihtojen määrien kanssa. Lopulta summat sisältävästä vektorista etsitään pienimmän sakkofunktion arvon toteuttama tila, joka muutetaan vapaakierto- ja sylinteriventtiilien ohjausvektoreiksi. Jos pysäytysignaali on aktiivinen, ”Pysäytystilan valinta” –lohko muuttaa kaikki ohjaukset nolliksi.

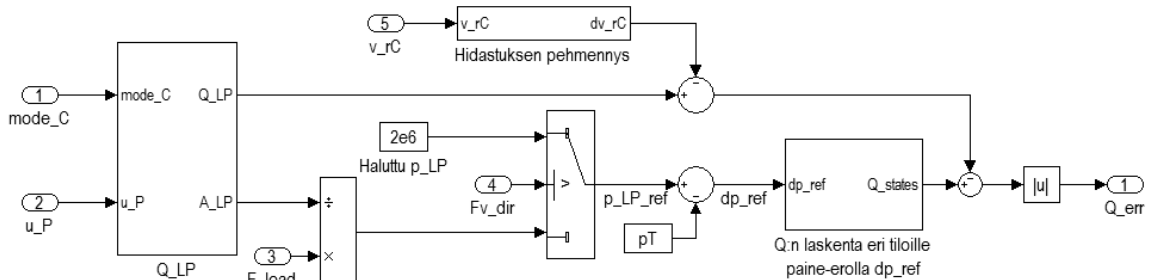
Kuvassa 5.3 näkyvä ”Sylinterin tilanvaihdon viivästys” –lohko tarkistaa, että HP-linjan paine on suurempi kuin siihen kytkettävien sylinterikammioiden paineet. Jos HP-linjassa ei ole tarpeeksi painetta, viivytetään sylinterin tilanvaihtoa niin pitkään että paine ehtii nousta. Tällä tavoin estetään sylinterin notkahdukset kuormavoiman suuntaan sylinterin tiloja vaihdettaessa.

”DFCU:n tilan valinta” –lohkossa valitaan DFCU:lle sopivin tila sylinterin ja pumppujen tilojen, kuormavoiman sekä säätimen nopeusreferenssin avulla. Kuvassa 5.5 on esitetty kyseisen lohkon sisältö.



Kuva 5.5: DFCU:n tilan valinta

Jos pysäytyssignaali on annettu, tai jos sylinterin tilan valitseva lohko on valinnut tilaksi pysäytystilan, DFCU:n ohjaukseksi laitetaan nollatila. ”Tilavuusvirtavirheen laskenta” –lohkon sisältö on esitetty kuvassa 5.6.



Kuva 5.6: DFCU:n tilojen tilavuusvirtavirheiden laskenta

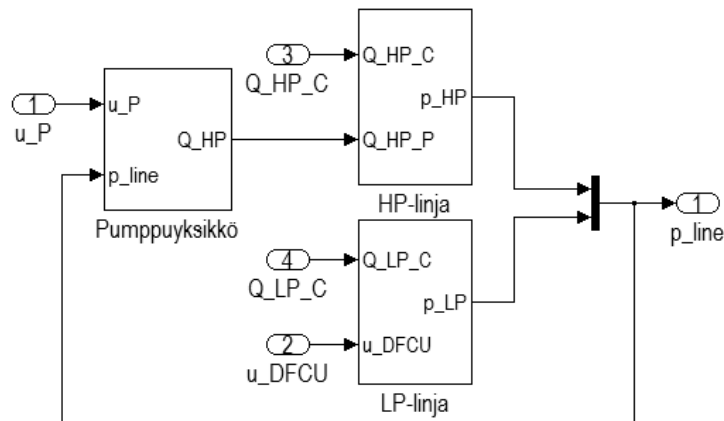
”Q_LP” –lohkossa lasketaan aktiivisena olevan tilakombinaation LP-linjaan menevä tilavuusvirta sekä LP-linjaan kytketty kammiopinta-ala sylinterin ja pumppujen tilojen perusteella. Estimoitu kuormavoima jaetaan LP-linjaan kytketyllä kammiopinta-alalla, jolloin saadaan LP-linjan paineen estimaatti. Jos kuormavoima on eri suuntaan kuin haluttu nopeus, valitaan LP-linjan painereferenssiksi kyseinen estimaatti. Muussa tapauksessa painereferenssiksi asetetaan 2 MPa. Painereferenssistä vähennetään tankkipaine, jolloin saadaan haluttu paine-ero DFCU:n yli. Haluttu paine-ero viedään ”Q:n laskenta eri tiloille paine-erolla dp_ref” –lohkoon, jossa lasketaan kunkin DFCU:n tilan tilavuusvirta kyseisellä paine-erolla käyttäen kuristusvirtauksen kaavaa 4.2.

”Hidastuksen pehmenys” –lohkossa tarkastellaan säätäjän luoman nopeusreferenssin muutoksia. Jos nopeusreferenssin itseisarvo laskee nopeasti, lohkon ulostulon arvo kasvaa. Ulostulo vähennetään ”Q_LP” –lohkossa lasketusta sylinteriltä LP-linjaan tulevasta tilavuusvirrasta, joka edelleen vähennetään DFCU:n eri tilojen laskennallisista tilavuusvirroista, jolloin tuloksena saadaan DFCU:n tilojen tilavuusvirtavirheet. Virheistä otetaan itseisarvo ja niihin lisätään DFCU:n venttiilien tilanvaihtojen saktustermi, jonka jälkeen etsitään tila, jolla sakkofunktio saa minimiarvonsa. Tuloksena saadaan DFCU:n tila, jolla paine-eron DFCU:n yli pitäisi olla

mahdollisimman lähellä haluttua paine-eroa Δp_{ref} . Kun sylinterin asema lähestyy nopeasti asetusarvoaan, nopeusreferenssi pienenee nopeasti ja ”Hidastuksen pehmenys” –lohkon ulostulo kasvaa, jolloin DFCU-säätäjä valitsee DFCU:lle pienempiä tiloja. Pienempien tilojen johdosta LP-linjan paine nousee ja sylinterin hidastaminen helpottuu sekä HP-linjan kavitaatoriski pienenee.

5.1.2 Painelinjat

”Painelinjat” –lohko pitää sisällään pumppuyksikön mallin sekä painelinjojen mallit. Kuvassa 5.7 on esitetty ”Painelinjat” –lohkon ylin taso.



Kuva 5.7: Painelinjojen ja pumppuyksikön malli

”Pumppuyksikkö” –lohko sisältää pumpun vapaakiertoventtiilien dynamiikkaa sekä pumppujen vuotovirtausta mallintavat lohkot. Pumppujen tilavuusvirta mallinnetaan yksinkertaisesti kertomalla venttiilidynamiikkaa mallintavan lohkon läpi ohjattu pumppujen ohjaus yksittäisten pumppujen teoreettisella tilavuusvirran tuotolla ja vähentämällä kaavan 5.2 mukaan laskettu vuotovirtaus.

$$Q_L = K_L(2p_{out} - p_{in}) \quad (5.2)$$

Kaavassa Q_L on pumpun vuotovirtaus, K_L on pumpun vuotovirtauskerroin, joka on määritetty olettaen, että pumpun volumetrinen hyötysuhde on 90 %, kun painelinjan paine $p_{out} = 20 \text{ MPa}$ ja tankkilinjan paine $p_{in} = 0.1 \text{ MPa}$. [18] ”HP-linja” –lohko ottaa sisääntuloinaan tilavuusvirran pumpuilta HP-linjaan ja HP-linjasta sylinterille. Se sisältää HP-linjan nestetilavuuden mallin, HP-linjan vaimennustilavuuden mallin sekä HP-linjan paineenrajoitusventtiilin mallin. HP-linjan nestetilavuus on mallinnettu käyttäen tilavuuden tilayhtälöä, eli kaavaa 5.3,

$$\frac{dp_V}{dt} = \frac{B_{eff}}{V_V} \left(Q_V - \frac{dV_V}{dt} \right) \quad (5.3)$$

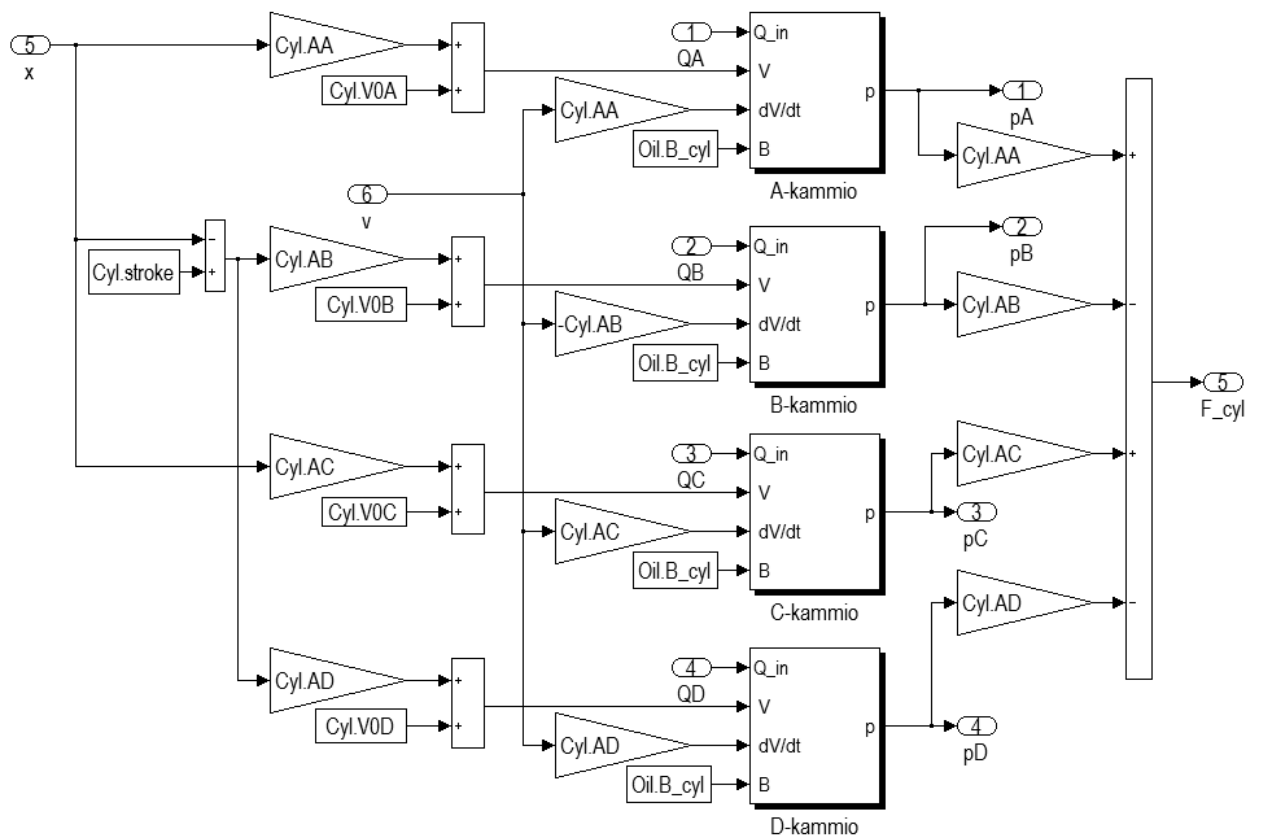
missä p_V on nestetilavuuden paine, B_{eff} on tehollinen puristuskerroin, V_V on nestetilavuuden koko ja Q_V on sisään tuleva tilavuusvirta. Vaimennustilavuuden malli koostuu nestetilavuuden mallista sekä kuristuksen mallista, jossa käytetään kuristusvirtauksen kaavaa 5.2. ”LP-linja” –lohko on muuten saman kaltainen HP-linjan mallin kanssa, mutta vaimennustilavuuden ja paineenrajoitusventtiilin mallien lisäksi siinä on myös tankkilinjaan kytketyn DFCU:n malli. DFCU on mallinnettu käyttäen ensimmäisen kertaluvun siirtofunktiolla kuvattua venttiilin dynamiikkaa sekä kuristusvirtauksen kaavaa 5.2. Usean venttiilin rinnankytkentä on toteutettu syöttämällä dynamiikkalohkoon sekä kuristusvirtauksen laskevaan lohkoon parametrit sekä ohjaukset vektorimuodossa ja summaamalla vektorimuotoinen ulostulo DFCU:n kokonaisvirtaukseksi. Painelinjoja mallintavien lohkojen ulostuloina saadaan painelinjojen painetasot, jotka johdetaan edelleen pumppujen vuotovirtauksen laskentaan, sylinteriventtiileille sekä säätimelle.

5.1.3 Sylinteriventtiilit ja letkut

”Sylinteriventtiilit ja letkut” –lohkossa on mallinnettu kullekin sylinterikammiolle kaksi DFCU-lohkoa. Toinen yhdistää kammion HP-linjaan ja toinen LP-linjaan. DFCU:t on mallinnettu samalla tavoin kuin tankkilinjan DFCU. Vaikka sylinteriventtiilit on simulointimallissa parametrisoitu 2-4 –bittisiksi DFCU:iksi, niitä ohjataan tässä sovelluksessa siten, että yhden ohjausreunan venttiilit ovat kaikki aina samassa tilassa. Sylinteriventtiilien kuristussäädöllä ei tässä sovelluksessa saataisi parannettua säätötulosta, sillä HP-linjan painetta ei pyritä pitämään vakiona. Tästä syystä sylinteriventtiilien kuristaminen aiheuttaisi vain HP-linjan paineen nousua ja tehohäviöiden kasvua, eikä vaikuttaisi lähes millään tavalla tilavuusvirtaan sylinteriventtiileiden läpi. Sylinteriventtiilien perään on mallinnettu DFCU-lohkoilta sylintereille menevät letkut tilavuusvirtamalleina sekä letkuliittimet kuristusmalleina.

5.1.4 Sylinteri

Sylinterin simulointimalli koostuu neljästä sylinterikammioita mallintavasta nestetilavuusmallista, joiden pohjana on käytetty kaavaa 5.4. Kuvassa 5.8 on esitetty sylinterin simulointimallin ylin taso.



Kuva 5.8: Nelikammiosylinterin simulointimalli

Sylinterikammioiden nestetilavuuksien koot lasketaan sylinterin aseman sekä sylinterin kammioiden tehollisten pinta-alojen perusteella sekä kammioiden kuolleet tilavuudet summaamalla. Nestetilavuuksien koon muutos lasketaan niin ikään kertomalla sylinterin nopeus kammioiden tehollisilla pinta-aloilla. Nestetilavuusmallien ulostuloina saatavat kammiopaineet kerrotaan jälleen kammioiden tehollisilla pinta-aloilla, jolloin saadaan kunkin kammion tuottamat voimat. Kyseiset voimat summataan yhteen, jolloin tuloksena saadaan sylinterin tuottama kokonaisvoima.

5.1.5 Kiikku

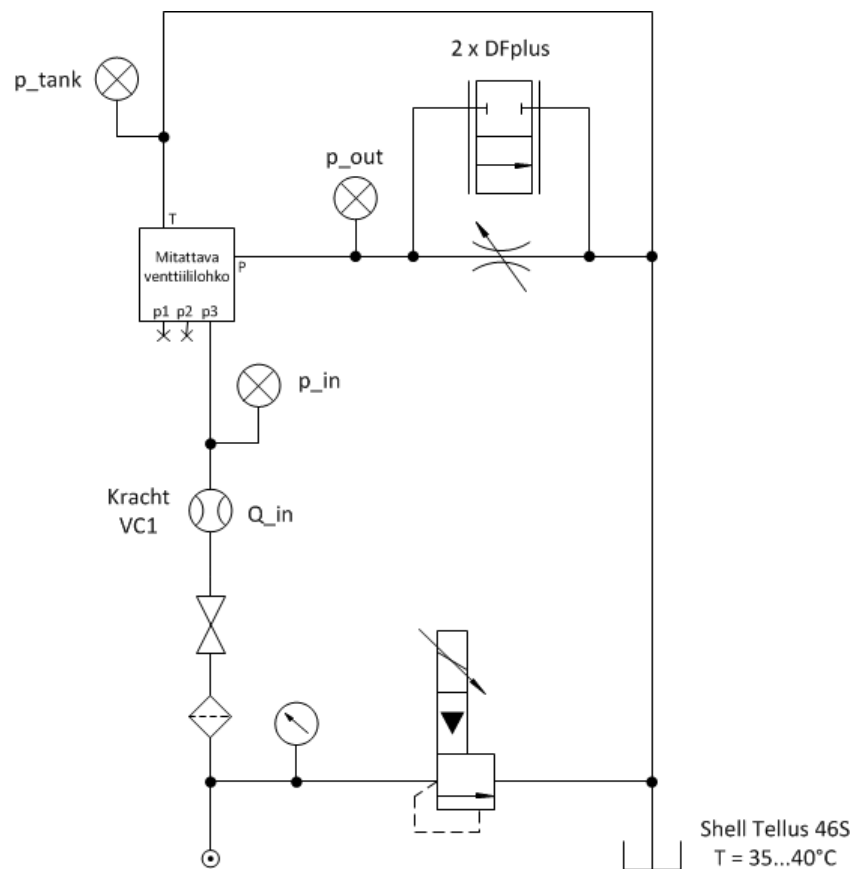
”Kiikku” –lohko sisältää järjestelmän kuormana toimivaa mekanismia kuvaavan mekaniikkamallin sekä sylinterin kitkaa kuvaavan mallin. Mekanismi on kuvattu tarkemmin luvussa 6.

5.2 Parametrien määrittäminen

Parametrit oikein määrittelemällä varmistetaan, että simulointimalli vastaa mahdollisimman hyvin todellista järjestelmää sekä parannetaan mallipohjaisen DFCU-säätäjän toimintaa oikeassa järjestelmässä. Tämän tutkimuksen ohessa selvitettiin vapaakiertolohkon, sen venttiilien sekä DFCU:n venttiilien ominaisuuksia. Sylinterikammioiden DFCU-lohkoja käytetään tässä sovelluksessa ainoastaan kammioiden kytkemiseen, ei tilavuusvirran säätöön. Tästä syystä niiden ominaisuuksilla ei ole järjestelmän toiminnan ja säädön kannalta huomattavaa merkitystä, joten niiden mittaukset jätettiin suorittamatta.

5.2.1 Vapaakiertolohkon mittaukset

Pumppuyksikön pumppuja vapaakiertoon ja paineeseen kytkevän vapaakiertolohkon ominaisuuksia ei tiedetty ennalta, joten ne selvitettiin mittaamalla. Tarkoituksena oli määrittää vapaakiertolohkon virtausteiden ominaiskäyrät sekä venttiilien vasteet. Venttiileinä käytettiin kolmea 4/2 –venttiiliä (Parker D1VW030DNL), joihin oli tehty vastetta nopeuttavia muokkauksia. Venttiilien karojen liikkeitä toteutettiin molempiin suuntiin solenoidien avulla. Kuvassa 5.9 on esitetty mittauksissa käytetyn järjestelmän yksinkertaistettu hydraulikaavio.

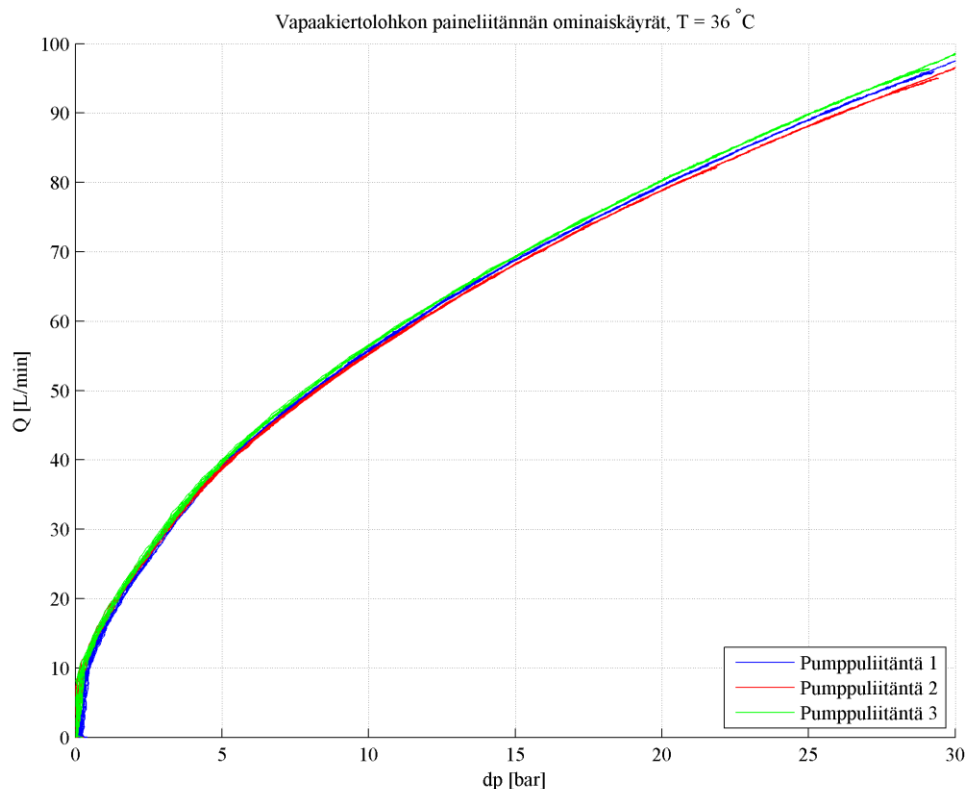


Kuva 5.9: Vapaakiertolohkon mittausjärjestely

Vapaakiertolohkon mittaukset toteutettiin pumppaamalla öljyä lohkon pumppuliitántään ja mittaamalla lohkon syöttöpaine, p_{in} , lohkon paineliitännän paine, p_{out} , tankkilinjan paine, p_{tank} sekä lohkon sisään tuleva tilavuusvirta Q_{in} . Painemittauksissa käytettiin Trafagin NAH-paineantureita ja tilavuusvirtamittauksessa Kracht Volu-tronic VC1 –tilavuusvirta-anturia. Paineliitántään luotiin vastapainetta kuristamalla paineliitännän kautta tankkiin poistuvaa tilavuusvirtaa kahdella DFplus–proportionaaliventtiilillä, joiden rinnalle kytketty kuristus pidettiin suljettuna. Syöttöpaineen säätö hoidettiin paineenrajoitusproportionaaliventtiilillä. Kunkin pumppuliitännän ominaiskäyrät mitattiin erikseen siirtämällä tilavuusvirtalähteen letku mitattavaan pumppuliitántään.

Painelinjan ominaiskäyrät

Vapaakiertolohkon painelinjan ominaiskäyrien mittausta varten tilavuusvirtalähteen tuottaman tilavuusvirran asetusarvoksi laitettiin 110 L/min ja syöttöpaineeksi 50 bar. Öljyn lämpötila nostettiin arvoon 35 °C. Kaikki vapaakiertoventtiilit ohjattiin kiinni, jotta tilavuusvirta menisi kokonaisuudessaan painelinjaan. Painelinjan kuristusventtiilit ajettiin kiinni-asennosta kokonaan auki ja takaisin kiinni 30 sekunnin aikana. Mittaus toistettiin vielä 40, 30, 20 ja 10 baarin syöttöpaineilla, jotta ominaiskäyrän alkupäähän saataisiin lisää mittausdataa. Kuvassa 5.10 on esitetty pumppuliitántöjen ominaiskäyrät paineliitántään päin.

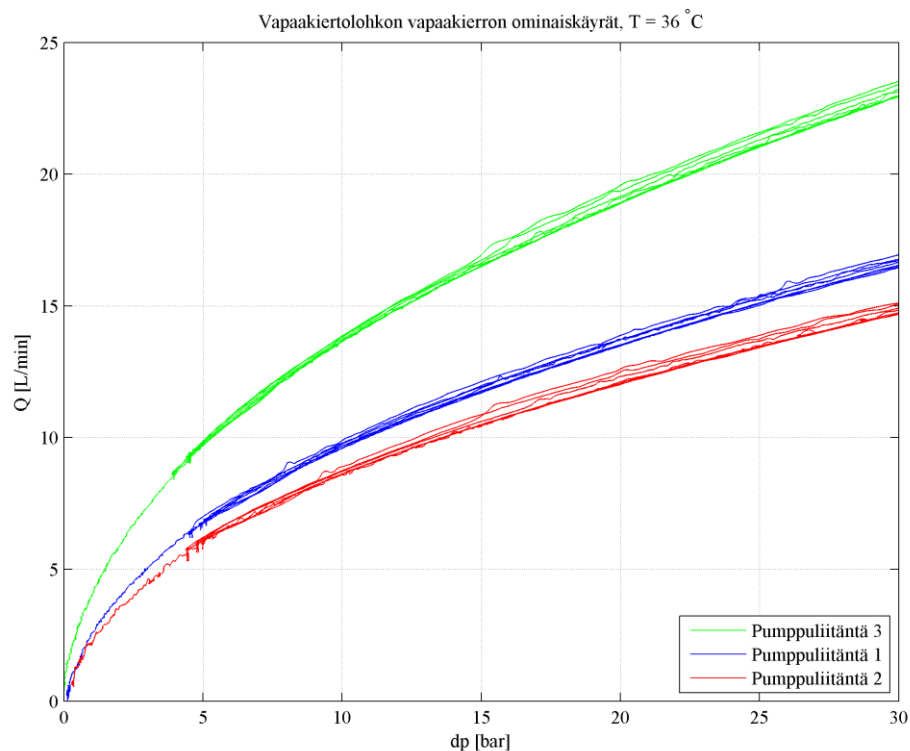


Kuva 5.10: Vapaakiertolohkon paineliitännän ominaiskäyrät

Tuloksista nähdään, että koska pumppuliitäntöjen tilavuusvirrat ovat vain 3, 6 ja 12 L/min, vapaakiertolohkon aiheuttamat painehäviöt paineliitännään päin eivät ole merkittävän suuria.

Vapaakierron ominaiskäyrät

Vapaakierron ominaiskäyrien mittausta toteutettiin siten, että mitattavana olevan pumppuliitännän vapaakiertoventtiili kytkettiin auki, jolloin lohkolle tuleva tilavuusvirta ohjautui tankkilinjaan. Tilavuusvirran asetusarvona käytettiin 60 L/min ja syöttöpainetta säädettiin paineenrajoitusproportionaaliventtiilin avulla ramppimaisesti nollassa 150 baariin. Paineenrajoitusproportionaaliventtiili ei osannut säätää alle viiden baarin syöttöpainetta, joten ominaiskäyrän alkupää määritettiin asettamalla syöttöpaineen maksimiksi 50 bar ja ohjaamalla koneikon tilavuusvirrantuottoa manuaalisesti ramppimaista referenssiä jäljitellen. Kuvassa 5.11 on esitetty vapaakiertokytken omiaiskäyrät eri pumppuliitännöille.



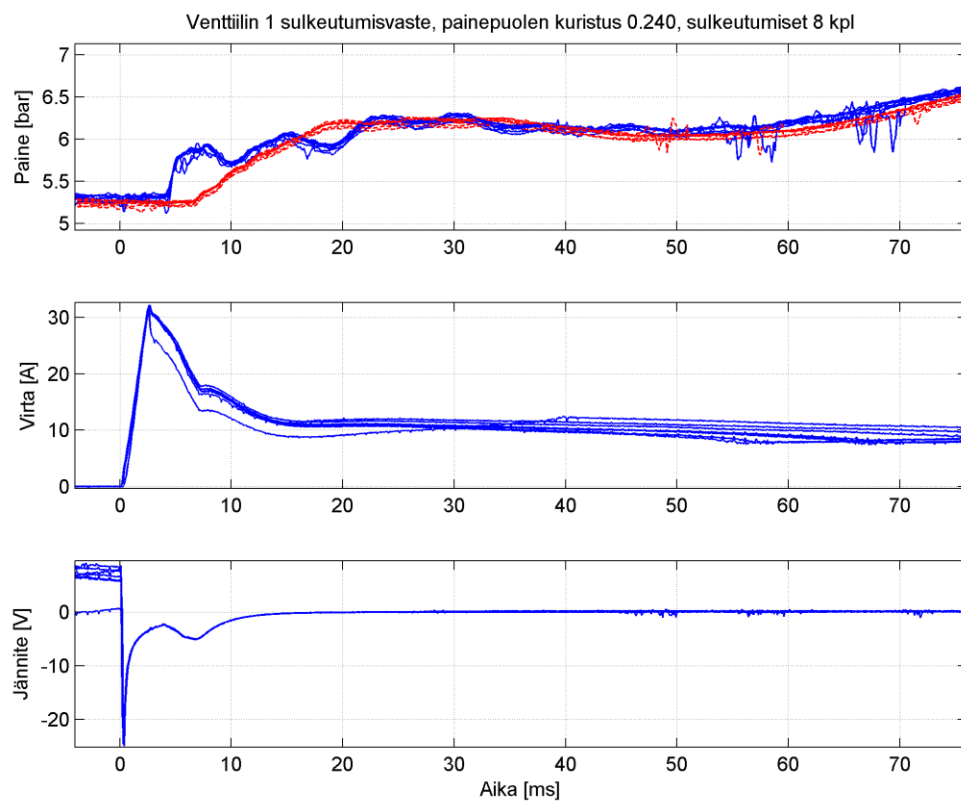
Kuva 5.11: Vapaakiertolohkon vapaakierron ominaiskäyrät

Vapaakiertokytken omiaiskäyriä nähdään huomattavia eroja. Suurimmat painehäviöt ovat pumppuliitännässä kaksi ja pienimmät pumppuliitännässä kolme. Painehäviöiden alkuperä todennettiin mittaamalla ominaiskäyrät uudelleen siten, että venttiilien paikkoja vaihdettiin. Tulokset pysyivät muuttumattomina, joten painehäviöt eivät synny venttiileissä, vaan vapaakiertolohkossa. Mittausten perus-

teella painehäviöistä syntyvä häviöteho kaikkien pumppujen ollessa vapaakierrolla on noin 200 W.

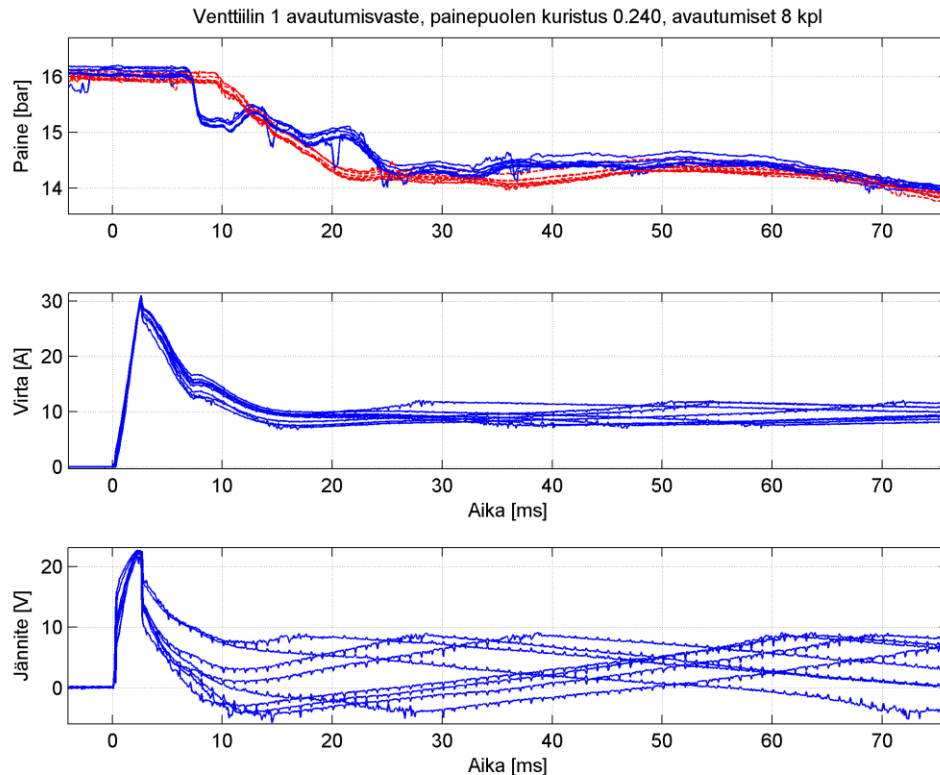
Venttiilien vasteet

Vapaakiertoventtiilien viiveet mitattiin pumpaamalla lohkon läpi tilavuusvirtaa 35 L/min syöttöpaineen maksimilla 150 bar ja ohjaamalla vapaakiertoventtiiliä auki ja kiinni kahden sekunnin välein. Painepuolelle luotiin kuormaa proportionaaliventtiileillä kuristamalla. Mitattavina suureina olivat pumppuliitännän paine, paineliitännän paine, molempien venttiilin solenoidien syöttöjohtojen virta sekä venttiilin avaavan solenoidin jännite. Kuvassa 5.12 on esitetty yhden venttiilin sulkeutumisen vastemittausten tulokset ja kuvassa 5.13 saman venttiilin avautuminen. Muiden venttiilien mittaustulokset olivat lähes identtisiä.



Kuva 5.12: Venttiilin yksi sulkeutumisvasteet

Sekä virtamittauksessa, että jännitemittauksessa näkyy selkeä notkahdus noin 7,5 ms ohjaussignaalin lähettämisen jälkeen, joka indikoi ajanhetkeä, jolloin venttiilin kara saavuttaa ääriasentonsa. Syöttöpaine reagoi, eli venttiili alkaa avautua jo 5 ms ohjaussignaalin jälkeen, joten voidaan olettaa, että venttiilin viive on 5 ms ja liikeaika 2,5 ms. [19]



Kuva 5.13: Venttiilin yksi avautumisvasteet

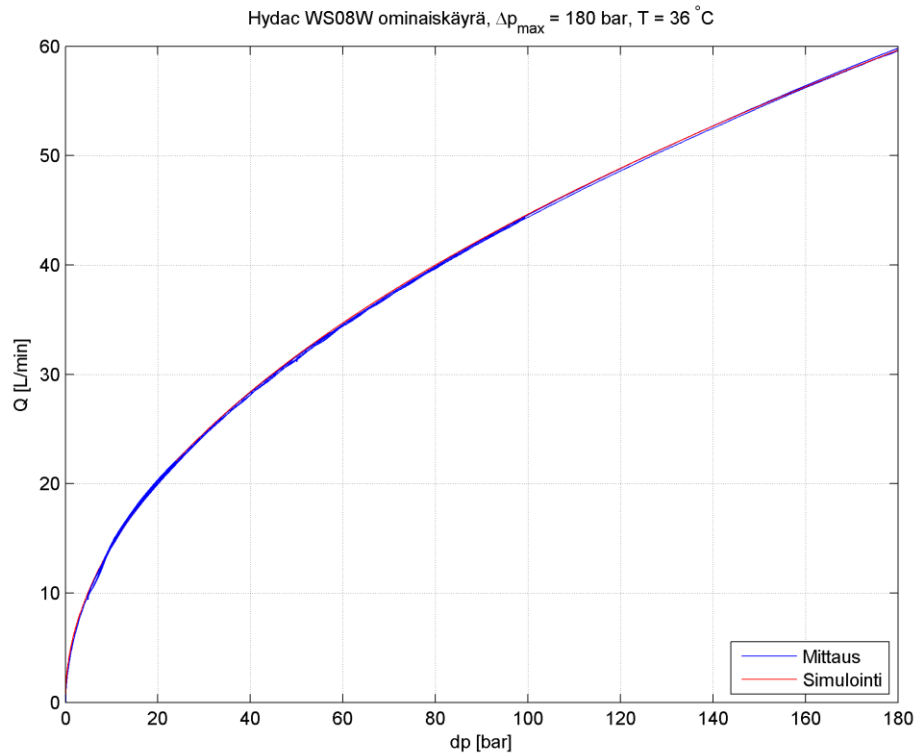
Myös avautumisvasteessa näkyy virran notkahdus ajanhetkellä 7,5 ms ja painekin reagoi samaan aikaan. Venttiilin yli olevan paine-eron vaikutus vasteeseen todennettiin suorittamalla samat mittaukset myös siten, että painepuolen proportionaaliventtiilit olivat kokonaan kiinni. Tulokset eivät muuttuneet, joten voidaan olettaa, että paine-erolla ei ole merkittävää vaikutusta venttiilien vasteaikoihin.

5.2.2 DFCU:n mittaukset

DFCU:n mallipohjaisen säätäjän tulee osata valita DFCU:lle sopiva tila laskennallisen mallin avulla, joten säätötulos on sitä tarkempi, mitä paremmin laskennallinen malli vastaa todellisuutta. Tästä syystä DFCU:n venttiilien parametrien selvittäminen on erittäin tärkeä osa mallipohjaisen säätäjän rakentamista.

DFCU:n venttiilien ominaiskäyrien selvittäminen toteutettiin vapaakiertoventtiilien mittauksia vastaavalla tavalla. DFCU:n paineliitäntään kytkettiin syöttöpainelinja ja tankkiliitäntään tankkilinja. Nesteen lämpötila nostettiin jälleen arvoon 35 °C ennen mittausten suorittamista. Koneikon tilavuusvirran tuoton maksimiksi asetettiin 60 L/min ja syöttöpainetta kasvatettiin ramppimaisesti nolasta 180 baariin ja takaisin noltaan. Ominaiskäyrä määritettiin syöttöpainetta kasvattamalla, koska valmiissa mittausjärjestelmässä DFCU sijaitsee tankkilinjassa, jolloin tankkiliitäntän paine pysyy lähes vakiona lähellä nolaa ja paineliitäntän paine vaihtelee järjestelmän toiminnan aikana. Kuvasa 5.14 on esitetty DFCU-lohkoon kiinnitetyn Hydac WS08W –venttiilin mitattu sekä simuloitu ominaiskäyrä ilman kuristusta. Venttiilin virtaustiehen oli kiinnitetty

suutin, joka hajottaa kuristuksesta muodostuvan pistemäisen suihkun ja parantaa venttiilin toimintaa suurilla tilavuusvirroilla.



Kuva 5.14: Kuristamattoman Hydac WS08W -venttiilin mitattu ja simuloitu ominaiskäyrä

Simulointimallin parametrit kullekin venttiilille määritettiin siten, että aluksi valittiin virtauskerroin K_Q paine-erolla 20 bar sijoittamalla ominaiskäyrältä kyseisellä paine-erolla saatava tilavuusvirta kaavaan 5.2 ja seuraavaksi haarukoimalla eksponentti-termille x_Q sopiva arvo siten, että simuloitu ominaiskäyrä vastaa mahdollisimman tarkasti mitattua. Liitteessä 3 on esitetty DFCU:n kuristettujen venttiilien mitatut ja simuloitut ominaiskäyrät ja taulukossa 5.1 on saadut DFCU:n venttiilien parametrit.

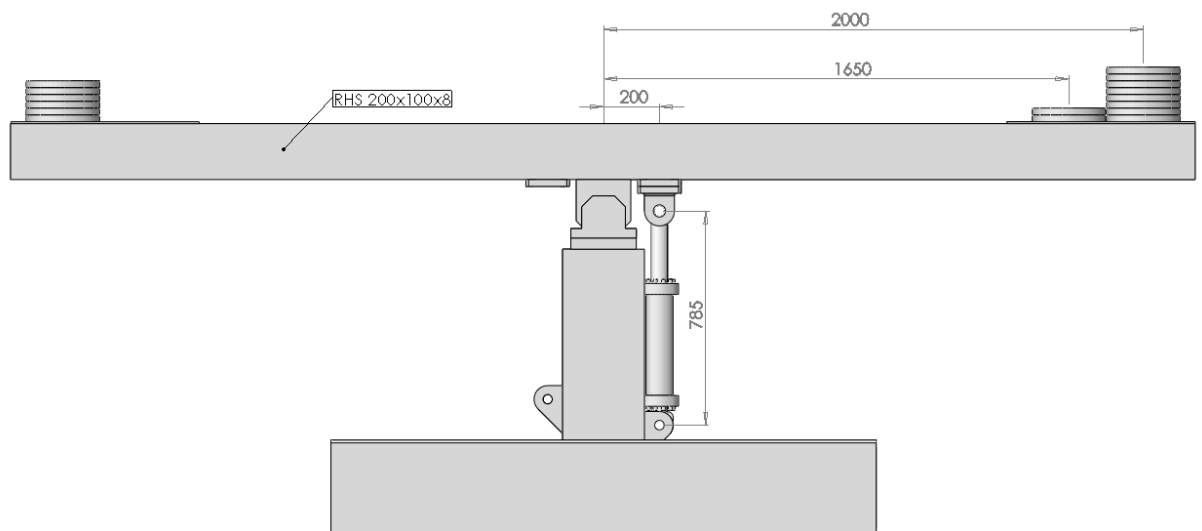
Taulukko 5.1: DFCU:n venttiilien parametrit

	DFCU1	DFCU2	DFCU3	DFCU4	DFCU5	DFCU6
Kuristus	0,55 mm	0,75 mm	1,05 mm	1,4 mm	2 mm	3,2 mm
K_Q	$3,9 \times 10^{-9}$	$5,7 \times 10^{-9}$	$38,5 \times 10^{-9}$	$56,3 \times 10^{-9}$	$166,5 \times 10^{-9}$	$146,2 \times 10^{-9}$
x_Q	0,57	0,58	0,49	0,504	0,47	0,52

Venttiilien viiveiden parametrit valittiin aikaisemman selvityksen [20] perusteella siten, että avautumisviive on 5,3 ms ja sulkeutumisviive 7,7 ms.

6 MITTAUSJÄRJESTELMÄ

Järjestelmän toiminta ja ominaisuudet haluttiin varmistaa myös käytännössä. Tätä tarkoitusta varten rakennettiin mittausjärjestelmä muissakin digitaalihuuliikan tutkimuksissa käytetyn, yhden vapausasteen puomin ympärille. Puomin dynaaminen käyttäytyminen on kuvattu tarkemmin lähteessä [21]. Kuvassa 6.1 on esitetty kyseinen puomi vaakatasossa.



Kuva 6.1: Mittausjärjestelmän kuormana toimiva puomi

Puomin kuormavoimaa ja hitausmassaa voitiin muuttaa puomin päissä olevia levypainoja poistamalla tai lisäämällä.

6.1 Mittausjärjestelmän rakenne

Järjestelmää oli alusta asti lähdetty suunnittelemaan siten, että voitiin käyttää mahdollisimman paljon valmiina olevia osia. Tilavuusvirran tuotossa käytetty koneikko sekä vapaakiertolohko olivat valmiina kokonaisuutena, jossa käyttömootorina oli 7 kW 3-vaihesähkömoottori (VEM K21R 160L4 HW). Käyttömootorin akselille on kytketty kolme ulkoryntöistä hammaspyöräpumpua, joiden kierrostilavuudet olivat 2 cm^3 , 4 cm^3 ja 8 cm^3 . Vapaakiertolohkon venttiileinä käytettiin kolmea muokattua 4/2 –venttiiliä (Parker D1VW030DNL). Vaikka koneikko oli kooltaan suhteellisen pieni, sitä ei saatu sijoitettua puomin viereen, joten syöttöpainelinjan letkun pituudeksi tuli noin 4,5 m. Vapaakiertoventtiilien ohjaus toteutettiin Linz Center of Competence in Mechatronicsin (LCM) valmistamalla venttiilien tehoelektronikalla, joka nopeuttaa venttiilien toimintaa syöttämällä venttiilin solenoidille kuvan 5.13 mukaisesti 2,5 ms ajan 24 V

syöttöjännitteen, jolloin syöttövirta nousee noin arvoon 30 A. Tämän jälkeen syöttöjännite laskee siten, että solenoidin pitovirraksi jää noin 9 A.

LP-linjan vaimennustilavuutena käytettiin 3 L mäntäakkua ilman kaasua ja HP-linjan vaimennustilavuutena 4 L rakkoakkua, jonka rakko oli poistettu. Rakon poiston jälkeen HP-linjan vaimennustilavuuden tilavuudeksi tuli noin 5 L. Akkujen paineliitäntöihin kiinnitettiin erikseen koneistetut nipat, joissa oli kierteet 1 mm kuristuksia varten.

Toimilaitteena käytettiin luvussa 4.1 esiteltyä 85/63/40/28–250 – nelikammiosylinteriä, jota ohjattiin käyttämällä neljää neljäporttista DFCU-lohkoa, joissa kussakin oli kymmenen ON/OFF –istukkaventtiiliä (Hydac WS08W). Aikaisemmin lohkoja oli käytetty DFCU:na nelikammiosylinterin kuristussäädössä, joten lohkojen venttiileistä poistettiin tätä sovellusta varten kuristukset häviöiden minimoimiseksi.

LP-linjan DFCU:ssa käytettiin samoja ON/OFF –venttiileitä, kuin sylinteriventtiililohkoissa, mutta niihin lisättiin taulukon 5.1 mukaiset kuristukset. Venttiilit kiinnitettiin kaksiporttiseen, kuusibittiseen DFCU-lohkoon.

Liitteessä 4 on esitetty mittausjärjestelmän hydraulikaavio ja liitteessä 5 on listattu järjestelmään kuuluvat komponentit.

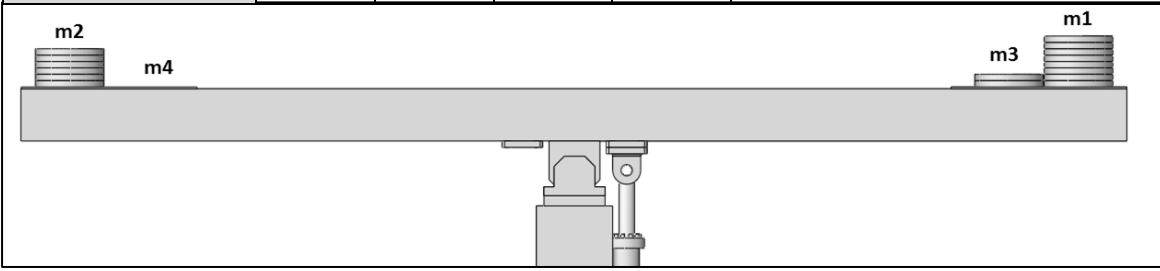
6.2 Mittausten toteutus

Syklin aikana mitattiin kammiopaineet, linjapaineet, painelinjojen tilavuusvirrat sekä sylinterin asema. Paineiden mittaukseen käytettiin IFM PT3541-paineantureita ja tilavuusvirtojen mittaukseen Krachtin VC5-antureita. Sylinterin asema mitattiin Gefran PC-M-0300 –potentiometrillä ja sylinterin nopeus selvitettiin asemamittauksesta derivaamalla. Asemamittauksen mittauskohinaa pyrittiin eliminoimaan alipäästösuodatuksella, jonka rajataajuus oli 80 rad/s.

Järjestelmän kuormamassoina oli aikaisemmissakin tutkimuksissa sekä simuloinneissa käytettyjä, taulukossa 6.1 esitettyjä kuormituksia.

Taulukko 6.1: Järjestelmän kuormitukset

Kuormitustilanne	m_1 [kg]	m_2 [kg]	m_3 [kg]	m_4 [kg]	Sylinterille redusoituva kuormavoima, kun puomi on vaakatasossa [kN]
A	200	150	50	0	9
B	200	0	200	0	36
C	100	200	0	100	–18



Taulukossa esitetyt kuormavoimat ovat kuormavoiman arviot, kun puomi on vaakatasossa. Kuormamassojen aiheuttama kuormavoima muuttui -22 \%/rad puomin kulman funktiona, koska sekä kuormamassojen momenttivarsi, että sylinterin asento muuttuivat. Kuormitustilanne A oli lähes tasapainoinen kuorma, jossa sylinterille redusoitui keskimäärin noin 9 kN kuormavoima alaspäin. Kuormitustilanne B oli toimilaitetta puristava kuorma, jossa sylinterille redusoitui keskimäärin noin 36 kN kuormavoima alaspäin. Kuormitustilanne C oli karkaava kuorma, jossa sylinterille redusoitui keskimäärin noin 18 kN kuormavoima ylöspäin.

Mittausten aikana säätimen asema- ja nopeusreferenssinä käytettiin samaa referenssiä, jota oli käytetty useissa aikaisemmissa puomilla toteutetuissa tutkimuksissa. Tällä tavoin mittausjärjestelmän suorituskykyä sekä energiatehokkuutta voitiin vaivattomasti verrata muihin järjestelmiin. Referenssi koostui syklistä, jossa sylinteriä ajetaan ulos- ja sisäänpäin ensin hitaasti (maksiminopeus 52,5 mm/s) ja sitten nopeammin (maksiminopeus 105 mm/s). Sylinterin asemareferenssi syklin alussa oli 102,6 mm, hitaan nostoliikkeen jälkeen 137,6 mm ja nopean nostoliikkeen jälkeen 172,6 mm.

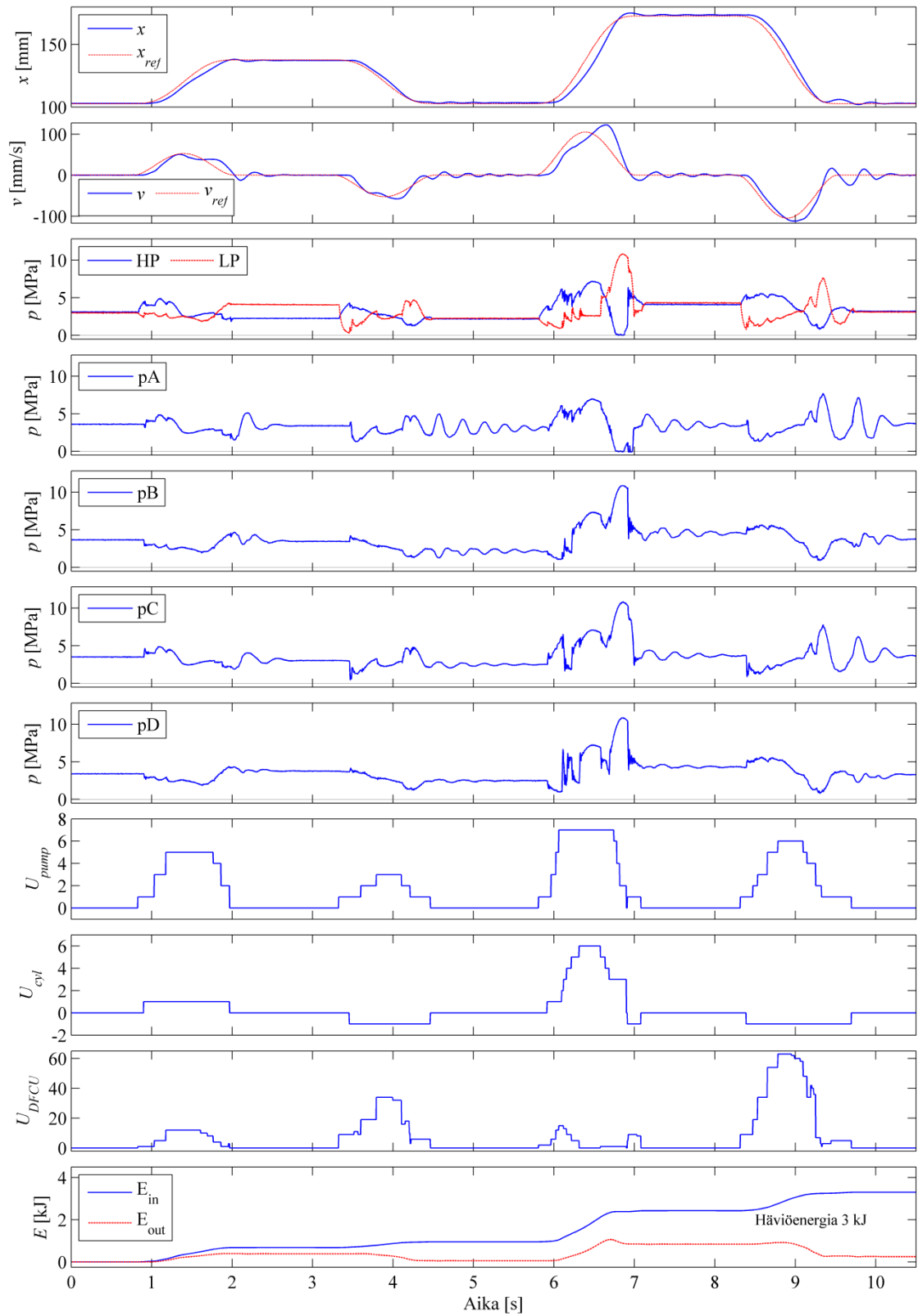
7 TULOKSET

Tässä luvussa esitellään mittausjärjestelmällä toteutettujen mittausten tulokset sekä verifioidaan simulointimallin toiminta vertaamalla mittauksista saatuja tuloksia simulointimallin vasteisiin.

7.1 Mittaustulokset

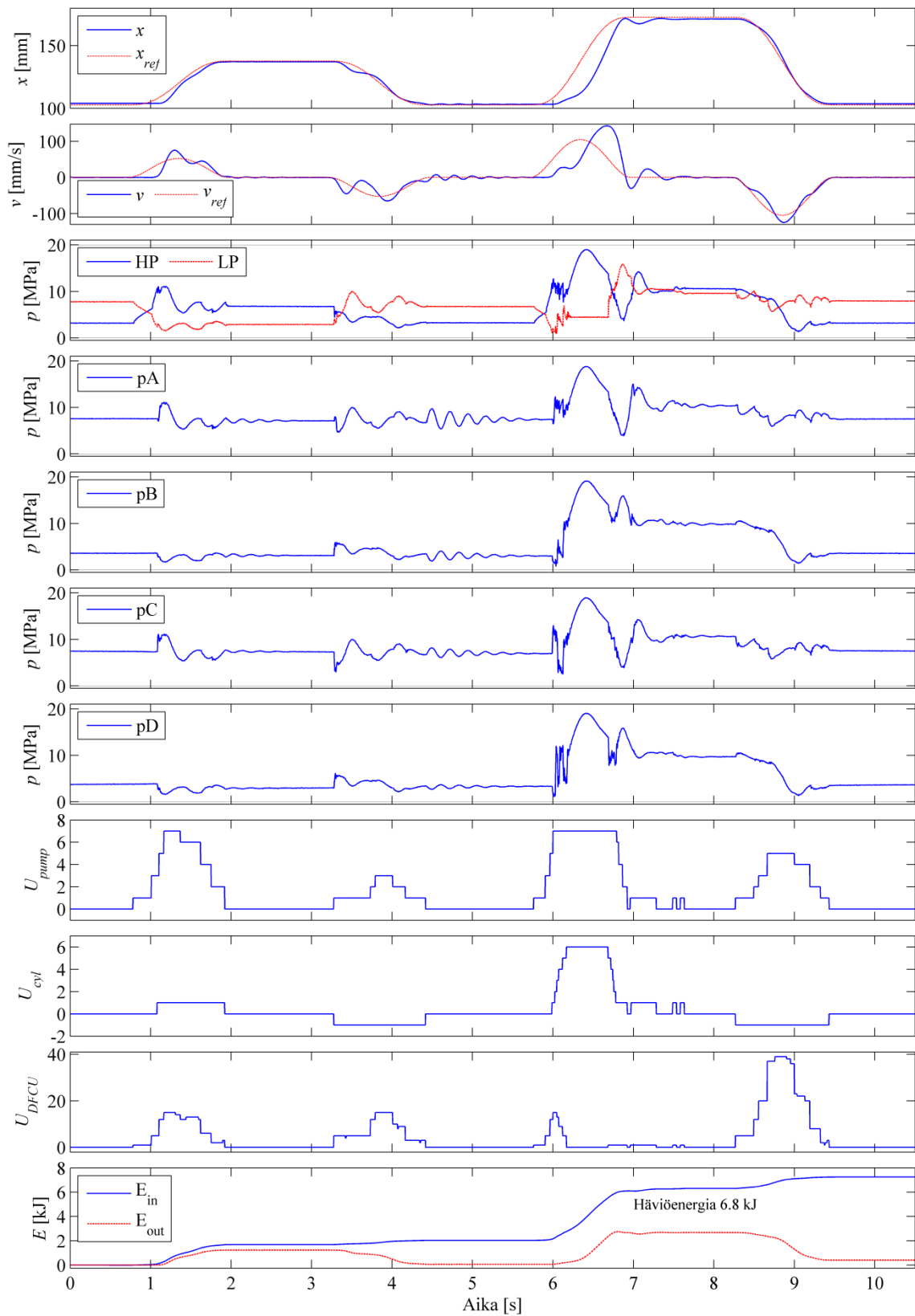
Säätimen nopeusreferenssin luonnissa käytettävät parametrit pyrittiin valitsemaan siten, että järjestelmän toiminta olisi kullakin kuormitustilanteella optimaalista. Takaisinkytketyn asemasäädön vahvistukseksi K_x valittiin arvo 3,5 ja myötäkytketyn nopeussäädön vahvistukseksi K_v arvo 0,6. Säätimen näytteenottoväli oli 12 ms ja mittausten 2 ms.

7.1.1 Kuormitusilanne A



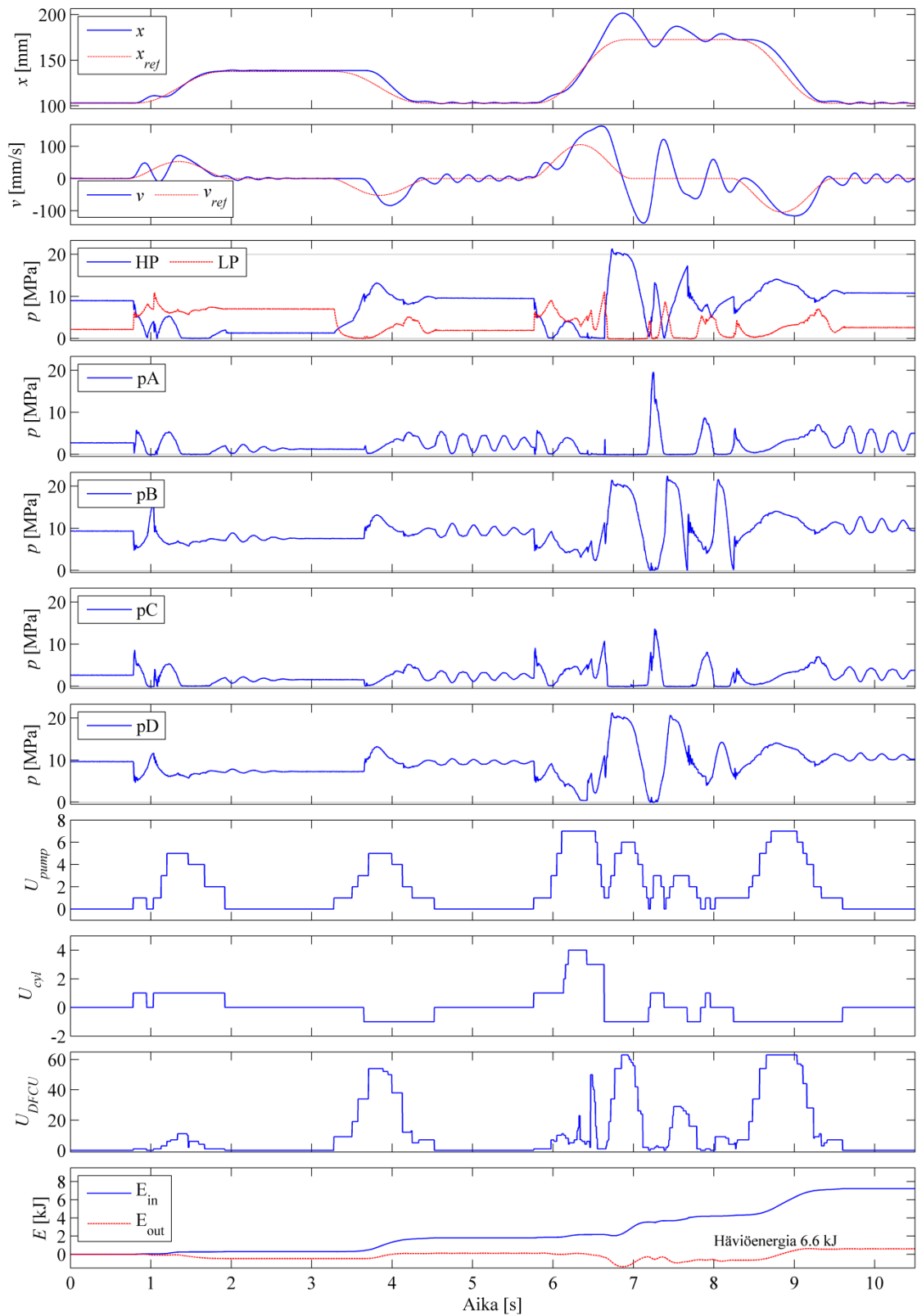
Kuva 7.1: Mittaustulokset lähes tasapainoisella kuormalla

7.1.2 Kuormitusilanne B



Kuva 7.2: Mittaustulokset sylinteriä puristavalla kuormalla

7.1.3 Kuormitusilanne C



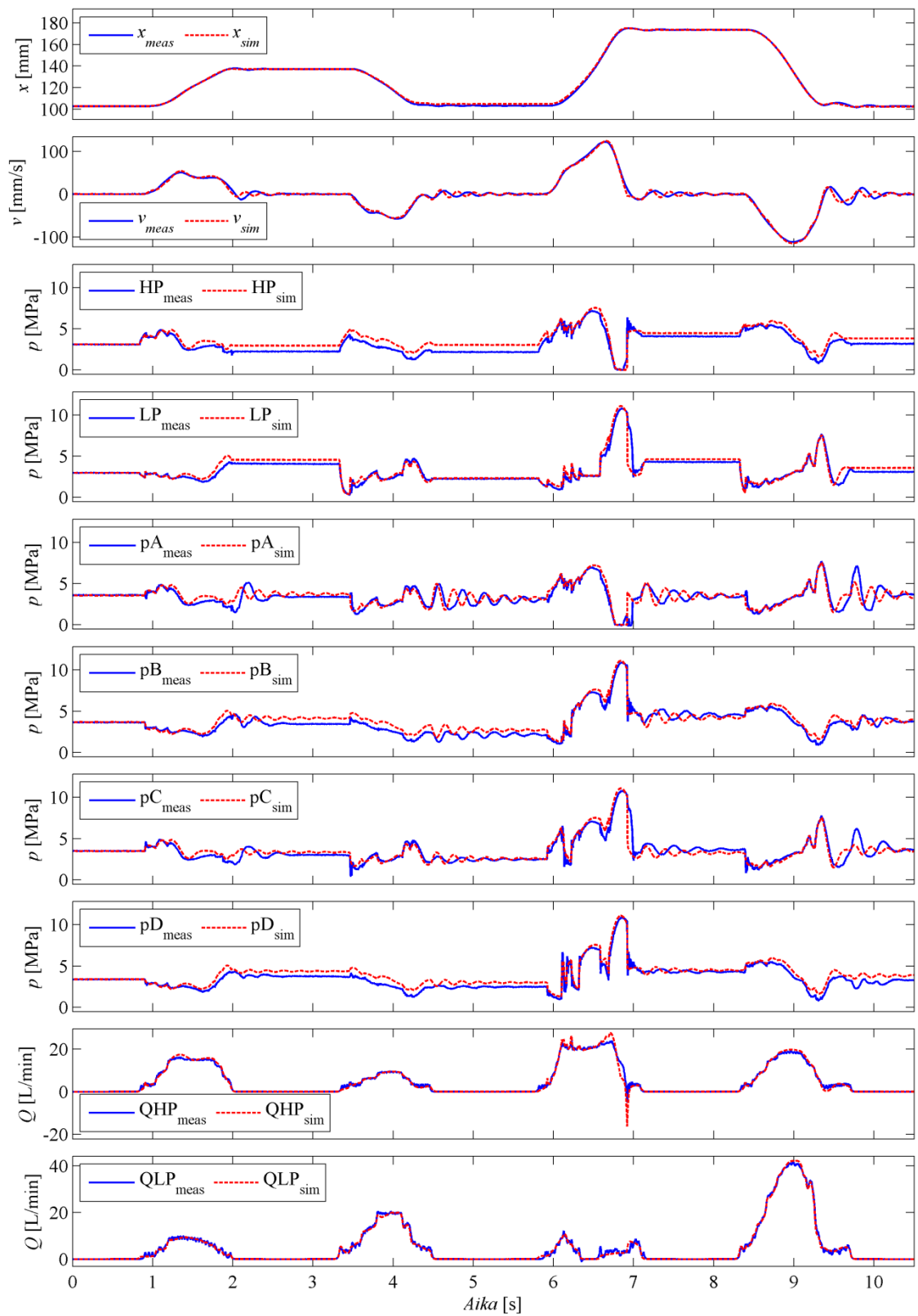
Kuva 7.3: Mittaustulokset karkaavalla kuormalla

7.2 Simulointimallin verifiointi

Simulointimallin käyttäytyminen verifioitiin vertaamalla tuloksia mittausjärjestelmästä mitattuun dataan. Mallin venttiilien ohjauksena käytettiin mittausjärjestelmää ajettaessa talteen otettuja ohjaussignaaleja, jolloin simulointimallin käyttäytymisen eroavaisuudet olivat helppoja todentaa.

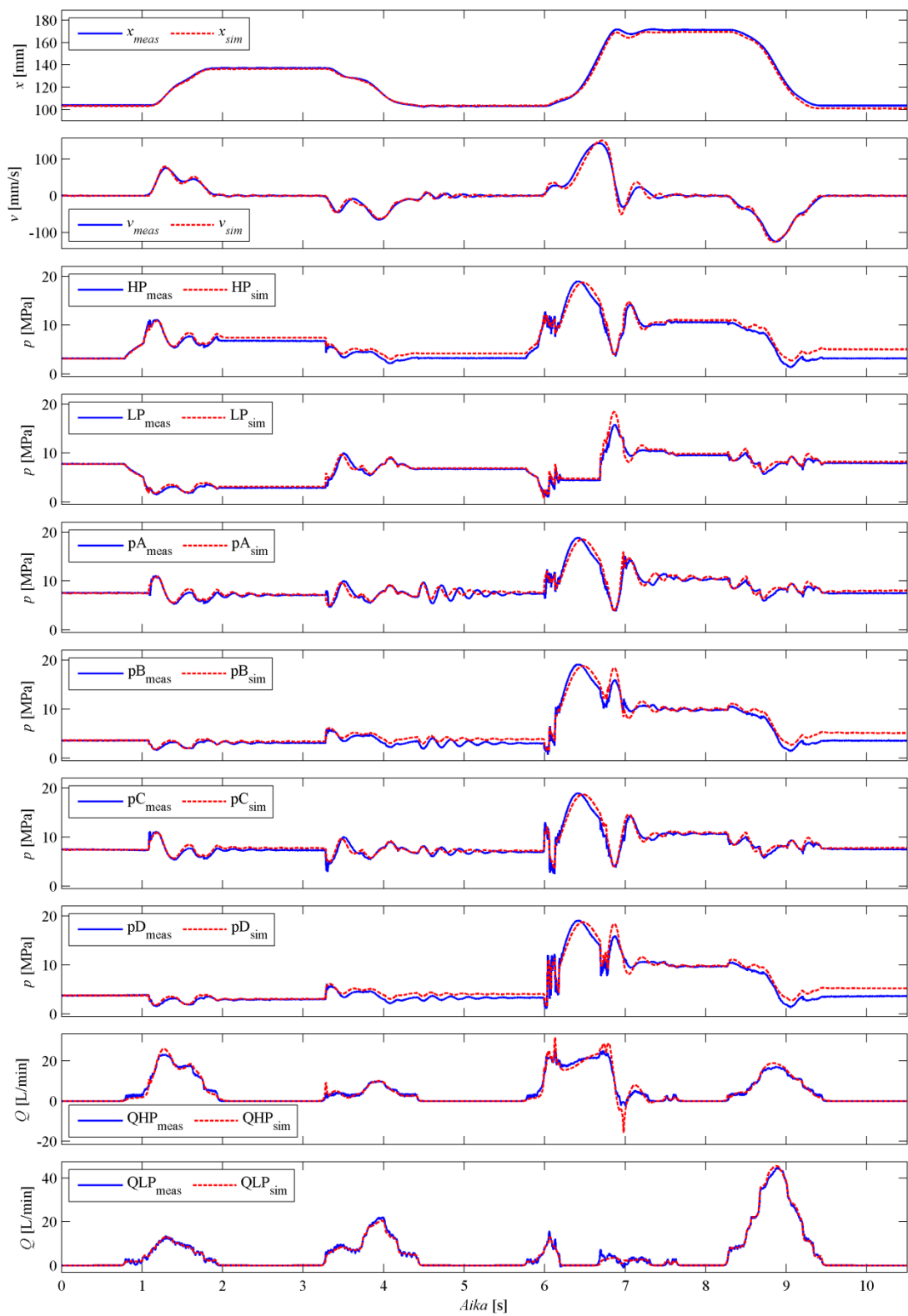
Nestetilavuuksien puristuskertoimet sekä vapaakiertoventtiilien viiveet säädettiin mittaustulosten avulla vastaamaan paremmin todellisuutta. Vapaakiertoventtiilien viiveeksi valittiin 5 ms. Lisäksi simulointien aikana huomattiin, että HP-linjan tilavuusvirta jäi simuloinneissa hieman mittaustuloksia pienemmäksi, kun suurin pumppu oli käytössä, jolloin myös sylinterin nopeus ja aseman muutokset jäivät mitattuja arvoja pienemmiksi. Tilavuusvirta saatiin keskimäärin oikealle tasolle nostamalla simulointimallissa suurimman pumpun tuottoa 8 %. Liitteessä 6 on esitetty simulointimallin parametritiedosto.

7.2.1 Kuormitustilanne A



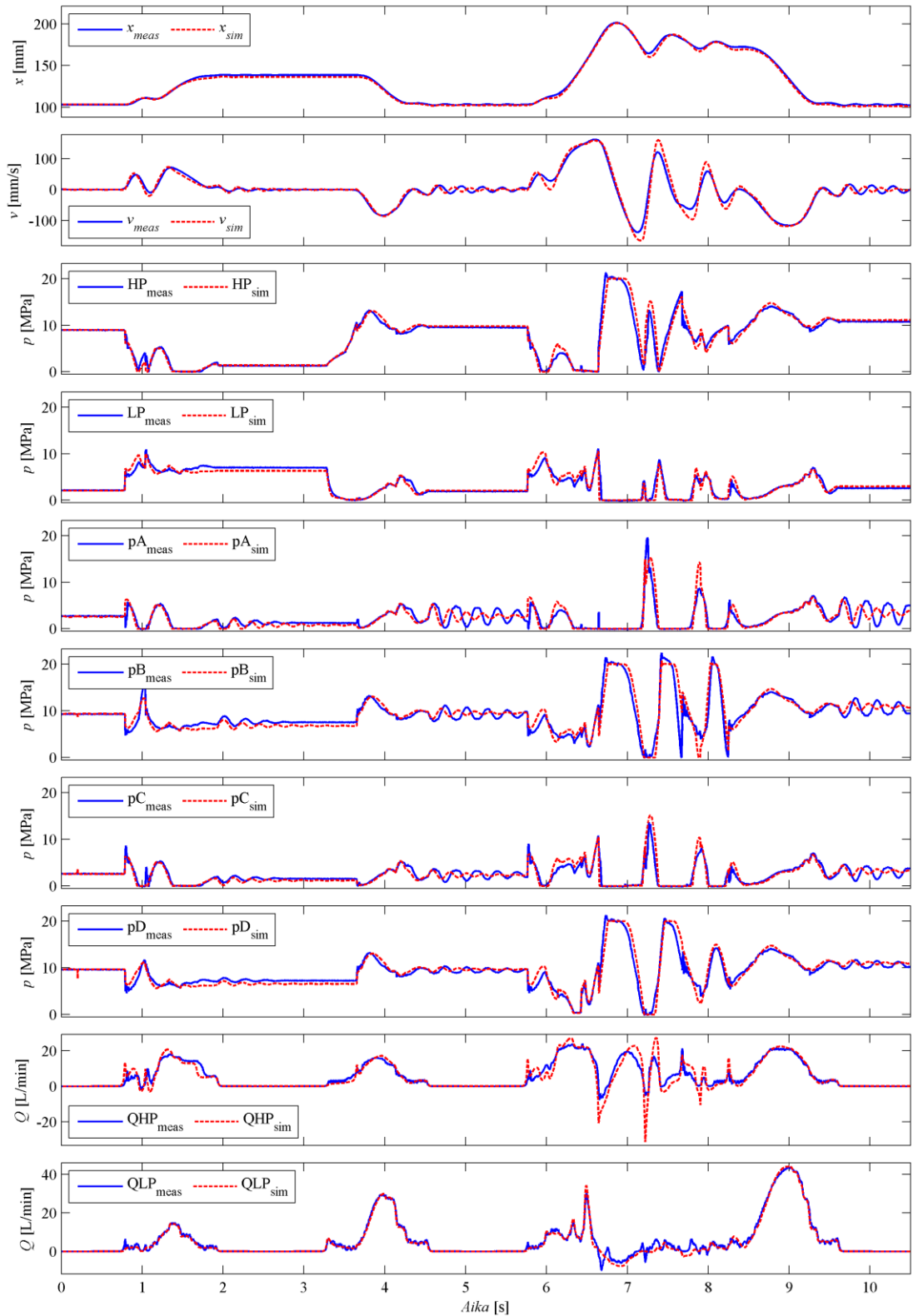
Kuva 7.4: A-kuormituksen simulointi- ja mittaustulokset

7.2.2 Kuormitustilanne B



Kuva 7.5: B-kuormituksen simulointi- ja mittaustulokset

7.2.3 Kuormitustilanne C



Kuva 7.6: C-kuormituksen simulointi- ja mittaustulokset

8 TULOSTEN TULKINTA

Tässä luvussa tarkastellaan mittausten tuloksia sekä arvioidaan simulointimallin kykyä simuloida mittausjärjestelmää.

8.1 Kuormitustilanne A

Kuormitustilanteessa A puomin sylinterin puoleisella päällä oli 250 kg kuormamassa ja toisella päällä 150 kg kuormamassa. Täten puomi oli lähes tasapainossa ja sylinterille redusoitui vain noin 9 kN puristava kuormavoima puomin ollessa vaakatasossa. Kyseisen kuormituksen mittaustulokset on esitetty kuvassa 7.1.

Asema ja nopeus

Asema- ja nopeusvasteista nähdään, että hitailla nosto- ja laskuliikkeillä sylinteri seuraa sekä asema- että liikenopeusreferenssiä melko hyvin ja pysähdyksessä tapahtuva aseman värähtelykin jää vähäiseksi. Nopealla nostoliikkeellä nähdään liikkeen aloituksessa hieman muita liikkeitä suurempi lähtöviive, kun säätäjä odottaa, että HP-linjan paine kasvaa kytkettävien sylinterikammioiden paineen tasalle, jotta kuormavoima ei sysäisi sylinteriä liikkeellelähdon alussa hieman väärään suuntaan. Muuten nopeat liikkeet toteutuivat aseman ja liikenopeuden suhteen hyväksyttävällä tarkkuudella, vaikka suu-remmasta liikenopeudesta johtuen pysähdyksen värähtely oli hieman voimakkaampaa.

Kiihtyvyys notkahti hieman nopean nostoliikkeen puolivälin vaiheilla, kun sylinterin tilaa vaihdettiin siten, että tehollinen pinta-ala pieneni. Aina kun HP-linjaan kytkettiin sylinterikammio, jossa oli aikaisemmin ollut matalampi, LP-linjan paine, koko linjan paine putosi noin 1-1,5 MPa, kun osa painelinjaan varautuneesta paineesta kului kammion paineistamiseen. Samaan aikaan aiemmin HP-linjaan kytketystä kammioista purkautui LP-linjaan kammion korkeampi paine, jolloin LP-linjan paine kohosi vastaavasti. Tästä seurasi se, että linjojen välinen paine-ero pieneni huomattavasti sylinterin tilanvaihtojen aikana, jolloin myös sylinterin tuottama voima laski, eikä enää riittänyt jatkamaan kuorman kiihdyttämistä, joten kuorman nopeus notkahti. Lisäksi koska pienempi tehollinen pinta-ala vaatii suuremman paine-eron saman voiman, ja siten myös kiihtyvyyden aikaansaamiseksi, paineen putoamisen vaikutus nopeusvasteeseen vahvistui entisestään.

Paineet

DFCU-säädin piti LP-linjan paineen hitaan nostoliikkeen aikana melko onnistuneesti noin 2-3 MPa:n tasolla, lukuun ottamatta liikkeen lopussa tapahtuvaa kuorman hidastamista, jonka aikana LP-linjan painetta nostettiin DFCU:n tilaa pienentämällä, jotta HP-linja ei kavitoisi ja kuorma pysyisi hallinnassa. Nopeamman nostoliikkeen aikana LP-linjan painetasoa säätäminen ei onnistunut yhtä hyvin, koska sylinterin tilan vaihtaminen aiheutti nopeita painetransientteja, jotka haittasivat paineen säätöä. Painetransientit syntyivät kun aiemmin korkeampaan HP-linjan paineeseen kytketty kammio kytkettiin LP-linjaan ja sylinterikammion nestetilavuuden hydrauliseen kapasitanssiin varautunut energia vapautui LP-linjaan nostaen sen painetasoa.

Laskuliikkeiden aikana DFCU-säädin pyrkii pitämään LP-linjassa sylinterin kuormavoimaa vastaavan paineen, joten koska A-kuormituksella kuormavoima oli pieni, myös LP-linjan painetaso laski varsinkin liikkeellelähdössä matalaksi. Laskuliikkeiden hidastuksissa on jälleen nähtävissä LP-linjan paineen nousua, kun säädin pienentää DFCU:n tilaa järjestelmän jäykistämiseksi ja pysäytyksen helpottamiseksi.

Nostoliikkeiden pysäytyksessä tapahtuva DFCU:n tilan pienentämisestä johtuva LP-linjan paineen nosto aiheutti samalla myös LP-linjaan kytkettyjen A- ja C-kammioiden painetasoa nousua. Kun liikkeen pysähtyessä sylinteriventtiilit suljettiin, tämä paine varastoitui kammioiden nestetilavuuksiin. Sylinterikammioihin varastoitunut paine aiheutti myös laskuliikkeillä hieman liikkeellelähdeviivettä nopean nostoliikkeen liikkeellelähettä vastaavasti, kun säädin odotti HP-linjan paineistusta. Kyseinen paineistumisen odottaminen voidaan nähdä HP-linjan paineesta, kun painetaso kasvaa ennen sylinterin liikkeellelähettä ja putoaa nopeasti, kun HP-linjan painetaso ylittää sylinterikammioiden paineen ja sylinteri päästetään lähtemään liikkeelle. Paineokuvaajasta katsottuna liikkeellelähettöjen viiveiksi saadaan 80–130 ms.

HP-linjan paineesta nähdään myös sylinterin tilanvaihtojen aikana tapahtuvat painetransientit, kun aiemmin LP-linjaan kytkettyinä olleet kammiot kytketään HP-linjaan. Tällöin linjan paine putoaa hetkellisesti, kun osa painelinjan hydrauliseen kapasitanssiin varautuneesta paineesta kuluu paineistamaan kyseiset kammiot HP-linjan paineen tasalle. Suurimmillaan HP-linjan paineen putoaminen on noin 1,7 MPa, kun sylinterin B- ja C-kammiot kytketään samaan aikaan LP-paineesta HP-paineeseen. Nopean nostoliikkeen hidastuksen aikana LP-linjan paine nousee noin kymmeneen MPa:iin asti säätimen pienentäessä DFCU:n tilaa kuorman pysäytyksen tehostamiseksi, mutta paine ei nouse tarpeeksi ja HP-linjan paine laskee hetkellisesti kavitointiin asti.

Sylinterin kammiopaineista voidaan nähdä järjestelmän ominaistaajuudella tapahtuva painevärähtely, kun sylinterin liike lakkaa. Värähtelyn taajuus oli sylinterin minimipituudessa, 103 mm, noin 3,8 Hz ja maksimipituudessa, 173 mm, noin 3,15 Hz.

Tilat

Säädin valitsi sekä sylinterin, että pumppuyksikön tilat liikkeen aikana säätöperiaatetta noudattaen, eli pienillä nopeuksilla sylinterin tilana oli suurimman tehollisen pinta-alan tila ja nopeutta säädettiin ainoastaan pumppuyksiköllä. Nopeusvaatimuksen kasvaessa tarpeeksi suureksi, säädin alkoi pienentää sylinterin tehollista pinta-alaa, joka kasvatti pumppuyksikön tuotolla saatavaa nopeutta. Säädin ei käynyt kaikkia pumppuyksikön tiloja lävitse nopeutta kasvatettaessa, koska sakkofunktio pyrki välttämään liiallisia tilanvaihtoja.

Liikkeiden aloitusten viive on nähtävissä myös tilakuvaajissa, kun pumppuyksikkö kytketään käyttöön ennen jokaista liikettä hieman aikaisemmin kuin sylinteriventtiileitä avataan. Pumppaus tapahtui paineen nostovaiheessa säätimen nopeusreferenssin perusteella valitulla pumpputilalla. Koska liikkeen alussa säätimen valitsema pumpputila oli pieni, paineen nousunopeus jäi melko vaatimattomaksi, mikä vaikutti osaltaan liikkeellelähtöjen viiveisiin.

Energiankulutus

Järjestelmään syötetyn energian määrä laskettiin HP-linjan paineesta sekä linjassa kulkevasta tilavuusvirrasta käyttäen kaavaa 8.1,

$$E_{in} = \int (Q_{HP} * p_{HP}) dt \quad (8.1)$$

missä Q_{HP} on HP-linjan tilavuusvirta ja p_{HP} on HP-linjan paine. Tällöin energiankulutuksessa ei otettu huomioon pumppujen eikä vapaakiertolohkon häviöitä. Järjestelmästä ulos saatu energia laskettiin sylinterin tuottamasta voimasta ja liikenopeudesta kaavan 8.2 avulla,

$$E_{out} = \int (F_{cyl} * v_{cyl}) dt \quad (8.2)$$

missä F_{cyl} on sylinterin kammiopainemittausten perusteella laskettu voima ja v_{cyl} sylinterin liikenopeus. Energiahäviö laskettiin vähentämällä järjestelmään syötetyn energian määrä ulos saadusta. Tasapainoisella kuormalla liikesyklin energiahäviöiksi saatiin noin 3 kJ, josta noin 2,5 kJ poistui LP-linjan kautta tankkiin. Loput 0,5 kJ olivat nestevirtauksen kitkasta sekä kokoonpuristuvuudesta johtuvia häviöitä. Perinteiseen proportionaalitekniikkaan perustuvan, kuormantuntevan järjestelmän energiahäviöt olivat samalla liikesylillä ja kuormituksella noin 8,1 kJ. [22]

8.2 Kuormitustilanne B

Kuormitustilanteessa B puomin sylinterin puoleisella päällä oli 400 kg kuormamassa. Toisella päällä ei ollut ollenkaan lisättyä kuormamassaa. Sylinterille redusoitui edelliseen kuormitustapaukseen verrattuna nelinkertainen, puristava kuormavoima, n. 36 kN hitausmassan pysyessä samana. Voimakkaasti puristavan kuormituksen mittaustulokset on esitetty kuvassa 7.2.

Asema ja nopeus

Puristavan kuorman kasvaminen kasvatti myös kuormavoimasta aiheutuvia sylinterikammioiden painetasoja. Tällöin hitaan nostoliikkeen liikkeellelähdön vaatima HP-linjan painetaso nousi, joten liikkeellelähdön viive kasvoi vastaavasti. Hitaan nostoliikkeen pysähtyminen tavoiteasemaansa tapahtui pehmeästi ja värähtelemättä. Nostoliikkeen lopuksi LP-linjan paine jäi alhaiselle tasolle ja HP-linjaan varastoitui hieman painetta. Kun hidas laskuliike alkoi, tämä paine-ero yhdessä puristavan kuormavoiman kanssa aiheutti sylinterin nopean kiihdytyksen sisäänpäin, kunnes LP-linjan paine nousi tarpeeksi suureksi hidastamaan kuorman liikettä. Paineen vapautuessa DFCU:n läpi tankkiin, vastustava voima väheni ja sylinterin nopeus kasvoi toivotulle tasolle. Liikkeen pysähdys tapahtui jälleen melko pehmeästi.

Nopean nostoliikkeen alkaessa sylinteri lähti jälleen viiveellä liikkeelle HP-linjan alhaisen painetason takia. Sylinterin asema oli liikkeelle lähtiessä jo niin paljon myöhässä, että säädin valitsi lähes välittömästi sylinterille nopeampia tiloja, jolloin HP-linjan paine putosi, kuten tasapainoisenkin kuorman kanssa ja nopeus notkahti. Sylinterin liikkeellelähdön viive sekä nopeuden notkahdus liikkeen aikana aiheuttivat sylinterin asema- ja nopeusreferenssien seurantaan huomattavaa viivettä. Viiveestä johtuen sylinterin asema saavutti asetusarvon huomattavan nopeasti, mutta DFCU-säädin nosti LP-linjan paineen ja jäykisti järjestelmän, jolloin ylitystä ei tapahtunut ja kuorma pysähtyi hallitusti.

Nopean laskuliikkeen alkaessa sylinteri lähti jälleen välittömästi sisäänpäin LP-linjan alhaisen paineen ja suuren kuormavoiman takia, mutta kiihtyvyys jäi hidasta laskuliikettä vaatimattomammaksi, koska LP-linjassa oli nopean nostoliikkeen hidastamisen jäljiltä valmiiksi korkea painetaso.

Paineet

Nostoliikkeiden liikkeellelähdoissä esiintyvä viive oli A-kuormitustapausta vastaavasti nähtävissä HP-linjan paineesta. Hitaalla nostoliikkeellä tämä viive oli noin 290 ms ja nopealla nostoliikkeellä noin 220 ms. Laskuliikkeillä viivettä ei esiintynyt, sillä kuormavoiman ansiosta alaspäin voimaa tuottavien kammioiden paineet olivat ennen laskuliikkeitä jo valmiiksi HP-linjan painetta alhaisempia.

Hitaan nostoliikkeen aikana säädin piti LP-linjan paineen DFCU:n avulla jälleen noin 2-3 MPa:ssa. Kuorma lähestyi nopeaa nostoliikettä lukuun ottamatta kaikissa liikkeissä referenssin asetusarvoa pehmeästi, jolloin DFCU:n tilan pienentämiselle ei ollut tarvetta ja LP-linjan paine pysyi kohtuullisella tasolla. Nopean nostoliikkeen pysäytyksessä referenssin asetusarvo lähestyi niin nopeasti, että DFCU kiristyi ja LP-linjan paine nousi noin 16 MPa:n tasalle.

Sylinterin tilanvaihtojen aiheuttamat painetransientit olivat taas nähtävissä HP- ja LP-linjojen paineista. A-kuormitustapausta vastaavasti HP-linjan paine putosi eniten, kun sylinterin B- ja C-kammiot kytkettiin LP-paineesta HP-paineeseen, jolloin pudotus oli noin 4 MPa. A-kuormitustapaukseen verrattuna yli kaksinkertainen paineen putoaminen johtui HP- ja LP-linjojen huomattavasti suuremmasta paine-erosta.

Sylinterikammioiden paineista nähtiin tällä kuormitustapauksella järjestelmän ominaistajuus vain hitaiden liikkeiden jälkeen, koska nopeat liikkeet pysähtyvät asemaansa värähtelemättä. Hitaan nostoliikkeen jälkeen, kun sylinterin pituus on noin 137 mm, järjestelmän ominaistajuus oli noin 4,7 Hz. Hitaan laskuliikkeen jälkeen, sylinterin pituuden ollessa noin 103 mm, ominaistajuus oli noin 4,5 Hz.

Tilat

Hitaan nostoliikkeen alkaessa pumppuyksikkö pumppasi jälleen pienellä pumpputilalla painetta HP-linjaan, kunnes painotaso kasvoi sylinterikammioiden paineen tasalle. Kun painetta oli riittävä määrä, sylinterille valittiin suurimman tehollisen pinta-alan tila koko hitaan nostoliikkeen ajaksi ja nopeutta kasvatettiin ainoastaan pumppuyksikön tilaa kasvattamalla. Pysähdyksessä ei tapahtunut ylitystä eikä värähtelyä, joten pumppuyksikön ja sylinterin tilatkin asettuivat suoraan pysäytystilaan tavoiteasema saavutettaessa. Hitaasta laskuliikettä aloitettaessa ei tarvittu odotella HP-linjan paineistumista, joten heti kun nopeusreferenssi kasvoi liikkeellelähdön mahdollistavaan arvoon sekä pumppuyksikkö että sylinteri kytkettiin käyttöön samaan aikaan. Pysähdyksessä ei tälläkään liikkeellä tapahtunut tavoiteaseman ylitystä, joten pumppuyksikön ja sylinterin tilaksi valittiin suoraan pysäytystila ilman korjausliikkeitä.

Nopealla nostoliikkeellä pumppuyksikkö pumppasi jälleen hitaasti HP-linjaan painetta, kunnes liikkeelle lähteminen onnistui. Asema oli tässä tapauksessa jäänyt niin paljon referenssistä jälkeen, että sekä pumppuyksikön, että sylinterin tilat nousivat nopeasti maksimiarvoihinsa. Sylinterin maksimitilalla kaikki sylinterin kammiot olivat kytkettyinä HP-linjaan, eli LP-linjaan ei mennyt ollenkaan tilavuusvirtaa. Tästä syystä LP-linjan DFCU oli kiinni kyseisen tilan ollessa käytössä. Pysähdyksessä asema saavutti tavoitearvonsa hetkellisesti, jolloin säädin valitsi pysäytystilan. Kokoonpuristuvuuden takia asema kuitenkin putosi hieman pysähdystilan kytkemisen jälkeen, jolloin säätimen piti tehdä korjausliike, jotta asema olisi jälleen asemavirhetoleranssin sisällä. Aseman värähtely toleranssin rajalla aiheutti vielä toisenkin pysähdyksen jälkeen pientä tilojen värähtelyä. Nopea laskuliike hoidettiin jälleen sylinterin hitaimmalla laskuliiketilalla, pumppuyksikön hoitaessa nopeuden säädön.

Energiankulutus

Voimakkaasti puristavalla kuormituksella liikesyklin energiahäviöt olivat noin 6,8 kJ, josta noin 5,7 kJ poistui LP-linjan kautta tankkiin. Loput 1,1 kJ koostuivat jälleen virtaus- ja kokoonpuristuvuushäviöistä. Proportionaalitekniikkaan perustuvalla järjestelmällä energiahäviöt olivat noin 10,6 kJ. [22]

8.3 Kuormitustilanne C

Kuormitustilanteessa C puomin sylinterin puoleisella päädyllä oli 300 kg kuormamassa ja toisella päädyllä 100 kg kuormamassa. Kuormamassoista redusoitui sylinterille noin 18 kN vetävä kuormavoima hitausmassan pysyessä edelleen samana kuin muissa kuormitustilanteissa. Sylinteriä vetävän kuorman mittaustulokset on esitetty kuvassa 7.3.

Asema ja nopeus

Sylinteriä ulosvetävän voiman ansiosta ensimmäinen nostoliike alkoi välittömästi nopeusreferenssin ylittäessä pysäytystilan raja-arvon. LP-linjan alhaisen paineen johdosta liike lähti nopeasti kiihtyen, puristavan kuorman laskuliikettä vastaavasti. Nopea kiihtyminen sai aseman ylittämään referenssin, jolloin säädin joutui pysäyttämään liikkeen siksi aikaa, että referenssi saavutti aseman. Liikkeen jälkimmäinen osa toimi aseman ja nopeuden puolesta hyvin ja sylinteri pysähtyi määritettyyn asemaansa melko pehmeästi. Hitaan laskuliikkeen alkaminen viivästyi jälleen puristavan kuorman nostamista vastaan, kun HP-linjan painetta jouduttiin kasvattamaan tarpeeksi suureksi, jotta kuorma ei notkahtaisi liikkeen alkaessa väärään suuntaan. Koska asema jäi referenssistä huomattavasti jälkeen, sylinteri kiihtyi nopeasti ja ylitti nopeusreferenssin pyrkiessään ottamaan asemareferenssiä kiinni. Liikkeen lopuksi sylinteri pysähtyi hetkellisesti ennen aseman tavoitearvon saavuttamistaan.

Nopealla, sylinteriä ulospäin ajavalla liikkeellä HP- ja LP-linjojen välinen paineero aiheutti jälleen sylinterin nopean nytkähdyksen ulospäin liikkeen alkaessa. Tämän jälkeen sylinterin nopeus laski hetkellisesti, kun DFCU nosti LP-linjan painetta, jonka jälkeen liike jatkoi kiihtymistään nopeasti nopeus- ja asemareferenssin yli. Huomattavan asemareferenssin ylityksen jälkeen säädin yritti korjausliikkeiden avulla ohjata sylinterin haluttuun asemaan. Sylinteri ehti juuri pysähtymään ennen nopean, sylinteriä sisäänpäin ajavan liikkeen alkamista. Liikkeellelähdössä esiintyi jälleen HP-linjan paineen nostamisesta aiheutuvaa viivettä. Muutoin viimeinen liike seurasi sekä asema- että nopeusreferenssiä kelvollisesti. Liikkeen lopussa oli jälleen nähtävissä hidasta laskuliikettä vastaava sylinterin hetkellinen pysähtyminen.

Paineet

Syklin alussa HP-linjan paine oli LP-linjan painetta korkeammalla edellisen liikkeen jäljiltä. Sylinterikammioiden kytkeytyessä ja sylinterin lähtiessä liikkeelle HP-linjan paine putosi nopeasti kavitoinnin rajoille asti. Säätimen kytkiessä pysäytystilan paine nousi hetkellisesti, mutta kävi jälleen kavitoinnin tasalla, kun sylinteri jatkoi liikettään. Liikkeen kiihdytyksen aikana paine nousi, mutta hidastus aiheutti paineen laskun takaisin kavitointiin, jossa se pysytteli koko loppuliikkeen ajan.

Hitaan laskuliikkeen alkaessa liikkeellelähdön viive oli taas nähtävissä HP-linjan paineen nousuna ja pienenä putoamisena, kun sylinteri lähti liikkeelle. Viiveen suuruus oli hitaalla laskuliikkeellä noin 370 ms. Viiveen aikana LP-linjan paine vapautui DFCU:n läpi tankkiin, mutta nousi liikkeen aikana noin 2 MPa:n tasalle. Liikkeen hidastuksen aikana DFCU:n tilaa pienennettiin jälleen järjestelmän jäykistämiseksi, jolloin paine kasvoi noin 2 MPa:lla, jolloin linjojen välinen paine-ero laski niin matalaksi, että sylinteri pysähtyi hetkeksi. Koska sylinteri pysähtyi, myös tilavuusvirta loppui hetkellisesti sylinterin ja painelinjojen välillä. Tällöin LP-linjan paine alkoi vapautua DFCU:n läpi tankkilinjaan, kun sylinteriltä ei tullut korvaavaa tilavuusvirtaa linjaan. HP-linjan paine taas alkoi nousta vastaamaan kuormavoiman vaikutusta. Kun linjojen välinen paine-ero saavutti kuormavoiman vaikutuksen, sylinteri liikahti tavoiteasemaansa ja pysähtyi.

Nopean nostoliikkeen paineiden käyttäytyminen vastasi hidasta nostoliikettä siten, että aluksi HP-linjan paine laski kavitointiin asti, kun sylinteriventtiilit avattiin ja sylinteri oli vapaa liikkumaan kuormavoiman mukana. Seuraavaksi paine nousi hetkellisesti kiihdytyksen aikana ja romahti taas kavitointiin, kun kuormaa yritettiin hidastaa. LP-linjan paine ei kuitenkaan noussut tarpeeksi korkeaksi, jotta hidastaminen olisi onnistunut ja kuorma karkasi reilusti yli asemareferenssin. Tässä vaiheessa säädin suoritti korjausliikkeen kytkemällä sylinterille laskuliikkeen tilan, jolloin HP-linjan paine kohosi nopeasti painerajaan asti kuorman inertian avulla. Sylinteri jatkoi kuitenkin vielä hetken liikettään positiiviseen suuntaan samalla kun sylinterillä oli laskuliikkeen tila, jolloin sylinterin laajenevat kammiot imivät LP-linjasta tilavuusvirtaa ja pudottivat sen paineen nolnaan. Linjapaineet vaihtelivat hetken kavitaatorajan ja lähes maksimipaineen välillä, kunnes säädin sai pysäytettyä värähtelyn.

Nopean laskuliikkeen aikana HP-linjan paine nousi kiihdytyksessä noin 14 MPa:iin ja laski hidastuksessa noin 9 MPa:iin. Hidastuksen aikana järjestelmän linjapaineet käyttäytyivät samalla tavoin kuin hitaan laskuliikkeen hidastuksen kanssa. Jälleen linjojen paine-ero laski, kunnes sylinteri pysähtyi ja nousi takaisin liikkeen vaatimalle tasolle pysähdysten aikana, jonka jälkeen sylinteri liikahti tavoiteasemaansa.

Koska nopea nostoliike ei ehdi pysähtymään tavoiteasemaansa, järjestelmän ominaistajuutta sylinterin maksimipituudessa ei pystytä määrittämään kammiopaineista näiden mittausten perusteella. Sylinterin minimipituudessa 103 mm ominaistajuudeksi saatiin kammiopaineiden värähtelyn perusteella noin 3,9 Hz. Hitaan nostoliikkeen jälkeen, sylinterin pituuden ollessa noin 138 mm, ominaistajuus oli noin 4,1 Hz.

Tilat

Hitaan nostoliikkeen alussa säädin valitsi sylinterille ja pumpuille hitaimman ja DFCU:lle pienimmän tilan. DFCU:n pieninkään tila ei kuitenkaan riittänyt pitämään LP-linjan painetta tarpeeksi korkeana, jolloin kuorma nytkähti nopeasti ylöspäin. Säädin kytki hetkeksi pysäytystilan, kunnes asemareferenssi saavutti mitatun aseman ja jatkoi sitten liikkeen toteutusta normaalisti.

Hitaan laskuliikkeen alkamisen viive oli nähtävissä jälleen myös sylinterin ja pumppuyksikön tiloissa, kun pumppuyksikkö aloitti HP-linjaan pumppaamisen ennen sylinteriventtiilien avaamista.

Nopean nostoliikkeen alkaessa sekä sylinteri, että pumppuyksikkö kytkeytyivät käyttöön samaan aikaan, koska sylinterikammioiden painetaso oli karkaavan kuorman johdosta valmiiksi HP-linjan painetta matalammalla. DFCU:n tilaksi valikoitui jälleen pienin tila, jolloin sylinteri ryntäsi taas hieman liian nopeasti ylöspäin. Tällä kertaa tosin asemareferenssi nousi niin nopeasti, että pysäytystilan kytkemiselle ei ollut tarvetta. Koska sylinterin liikkeellelähdössä ei ollut viivettä, sylinterin asema seurasi aluksi referenssiä melko tarkasti, jolloin säätimen nopeusreferenssin muutosnopeuden itseisarvo ei pienentynyt nopeasti, joten DFCU-säädin ei pyrkinyt pienentämään DFCU:n tilaa. Kuormavoiman perusteella laskettu LP-linjan painereferenssi tuotti DFCU:lle liian suuria tiloja, jolloin LP-linjan paine ei noussut tarpeeksi korkeaksi, jotta kuormaa olisi pysytetty hallitsemaan. Nopean laskuliikkeen tilojen käyttäytyminen vastasi hidasta laskuliikettä sillä erotuksella, että suuremman liikenopeuden saavuttamiseksi säädin valitsi pumpulle suurempia tiloja.

Energiankulutus

Voimakkaasti karkaavalla kuormalla liikesyklin energiahäviöt olivat noin 6,6 kJ, josta noin puolet poistui LP-linjan kautta tankkiin. Kokoonpuristuvuus- ja virtaushäviöiden huomattavasti suurempi osuus häviöistä tällä kuormitustapauksella johtui pääasiassa nopean nostoliikkeen värähtelyjen aiheuttamista suurista painevaihteluista. Proportio-naalitekniikkaan perustuvalla järjestelmällä energiahäviöt olivat noin 9,3 kJ. [22]

8.4 Simulointimallin verifiointi

Simulointimallin tuottamat tulokset vastasivat mittaustuloksia pääosin hyvin. Sylinterin pysähdyksissä esiintyvien värähtelyjen taajuus ei simulointituloksissa vastannut mittauksia, joka johtui sylinterikammioissa olevasta öljyyn liukenemattomasta ilmasta. Vapaa ilma väärästi järjestelmän ominaistaajuutta sekä kasvatti värähtelyjen amplitudia pysähdyksissä. Värähtelyjen eroavaisuuksien takia myös simulointien painetasot asetuiivat joissain tapauksissa sylinterin pysähdyksen jälkeen hieman eri tasoille kuin mittauksissa. Ilman poistaminen A- ja B-sylinterikammioista osoittautui erittäin vaikeaksi, koska ilma nousi kammioiden yläosaan, mutta kammioiden portit olivat sylinterin alaosassa, eikä sylinterin mäntää saanut ajettua kokonaan sisään sen ollessa kiinni puomis-

sa. LP-linjan painetason, sekä tilavuusvirtauksen simulointitulokset vastasivat mittauksia pääosin erittäin tarkasti, joten voidaan olettaa, että DFCU:n parametrit oli määritetty onnistuneesti.

Karkaavan kuorman simuloinnissa kavitointi sekä suuret painevaihtelut aiheuttivat varsinkin HP-linjan tilavuusvirtauksessa eroavaisuuksia simulointien ja mittausten välillä. Tämä johtui todennäköisesti yksinkertaistetusta tavasta jolla pumppuyksikkö oli simuloitu. Tarvetta kyseisen eroavaisuuden korjaukseen ei ollut, sillä simulointimallin avulla tehtävässä säätimen parantelussa oli tavoitteena pyrkiä kavitoinnin eliminointiin, jolloin eroavaisuutta ei pitäisi syntyä.

9 YHTEENVETO JA JATKOTUTKIMUSAIHEET

Diplomityön tavoitteena oli tutkia rinnankytkettyjen pumppujen käyttöä monikammiosylinterin nopeussäädössä sekä suunnitella kyseiselle ohjaustavalle soveltuva säädin. Tässä vaiheessa tutkimusta haluttiin pääasiassa keskittyä tutkimaan kuvatunkaltaisen järjestelmän käyttäytymistä ja ominaispiirteitä, joten säädin pyrittiin pitämään suhteellisen yksinkertaisena ja säätölogiikka selkeänä. Tuloksena saatiin säädin, joka toteutti testijärjestelmän liikesykliä tyydyttävällä suorituskyvyllä ja maltillisilla energiahäviöillä, mutta jätti vielä parantamisen varaa kumpaankin.

9.1 Todetut järjestelmän ominaisuudet

Eniten järjestelmän ominaisuuksiin ja käyttäytymiseen vaikutti kuormituksen mukaan määräytyvä HP-linjan paine. Kuorman mukaan säätävän syöttöpaineen johdosta pumppujen yli oleva paine-ero pysyi pääosan ajasta matalana, jolloin myös pumppuyksikön energiankulutus oli hillittyä. Varjopuolena nopeussäädön suorituskyky jäi vaatimattomaksi, koska kuormavoimaa vastaan tapahtuvissa liikkeellelähdoissä esiintyi merkittävää viivettä, kun HP-linjan paine piti nostaa tarpeeksi suureksi voittamaan kuormavoiman vaikutus ennen kuin sylinteriä voitiin lähteä liikuttamaan.

Lisäksi matalasta HP-linjan paineesta seurasi sylinterin nopeuden notkahduksia, kun sylinterin tilaa vaihdettiin nopeammaksi. Koska HP-linjan ja samalla myös HP-linjaan kytkettyjen sylinterikammioiden paineet olivat liikkeen aikana tasan kuorman kiihdyttämisen vaatimalla tasolla, sylinterin tilan vaihdosta aiheutuva HP-linjan paineen lasku johti siihen, että sylinterin tuottama voima ei riittänyt jatkamaan sylinterin nopeuden kiihdyttämistä ja kiihtyvyys aleni, kunnes linjan paine kasvoi tarpeeksi suureksi, jotta kiihdytys voi jatkua. Lisäksi sylinterin tehollinen pinta-ala pieneni tilanvaihdon aikana, jolloin sylinterin tuottama voima pieneni entisestään ja tehosti paineen laskun vaikutusta kiihtyvyyteen.

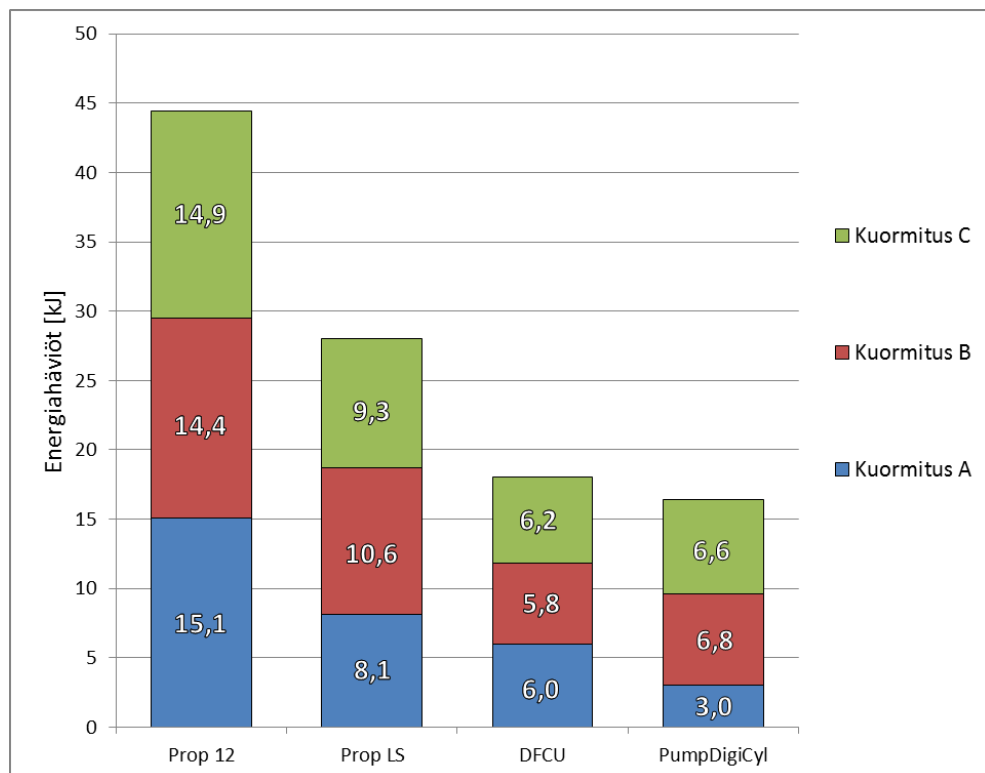
Koska pelkällä pumppu- ja sylinterisäädöllä karkaavan kuorman säätö olisi ollut erittäin arvaamatonta kavitoinnin takia, LP-linjaan täytyi lisätä DFCU kuristamaan tankkiin menevää virtausta ja siten lisäämään järjestelmän jäykkyyttä. Tämä ratkaisu lisäsi järjestelmän energiankulutusta, sillä LP-linjan paineen kohottaminen johti suoraan myös HP-linjan paineen nousuun vastaavasti, jolloin pumppuyksikkö joutui pumppaamaan tilavuusvirtaa korkeampaan paineeseen, kuin ilman LP-linjan DFCU:ta.

Sylinterin pinta-alasuhteiden johdosta järjestelmän tilojen nopeudet jakautuivat epäsymmetrisesti ja painottuivat liikaa tarpeettoman nopeisiin liikkeisiin ja pieniin voimiin. Varsinkin sylinterin paluuliikkeen nopeusresoluutio jäi melko vaatimattomaksi

sylinterin normaalilla liikenopeusalueella suuren osan tiloista sijoittuessa yli 150 mm/s nopeuksille. Lisäksi säätimen kanssa tehtyjen yksinkertaistuksien johdosta sylinterin paluuliikkeellä käytettiin vain yhtä sylinteritilaa, jolloin nopeuden säätö hoidettiin kokonaisuudessaan pumppuyksikön tilaa muuttamalla. Tällöin paluuliikkeellä oli vain seitsemän erilaista nopeustilaa ja nopeusresoluutio jäi matalaksi. Sääötävän johdosta sylinterin plusliikkeelläkin oli vain 12 erilaista nopeustilaa, joten nopeussäädön tarkkuus jäi tässä tapauksessa molempiin suuntiin ajettaessa vaatimattomaksi.

Kuormavoiman suuntaan liikkeelle lähdetessä HP-linjan hydrauliseen kapasitanssiin varautunut energia sysäsi sylinterin nopeasti liikkeelle, mikä teki pienten liikkeiden toteuttamisesta kyseisessä tilanteessa vaikeaa. Tämä ilmiö näkyi erityisen selvästi voimakkaasti karkaavalla kuormitustapauksella. Karkaavan kuorman säädössä oli muiltakin osin parannettavaa. Nostoliikkeet saivat HP-linjan paineen laskemaan kavitointiin asti, mistä seurasi nopealla nostoliikkeellä kuorman hallittavuuden tilapäinen menettäminen. Tämä johti merkittävän suuren asemareferenssin ylitykseen. Ylityksestä huolimatta järjestelmä pysyi kuitenkin stabiilina.

Kuvassa 9.1 on esitetty järjestelmän energiahäviöt muilla teknologioilla toteutettuihin hydraulijärjestelmiin verrattuna. Kuormitukset sekä asema- ja nopeusreferenssit olivat samat kaikilla järjestelmillä.



Kuva 9.1: Energiahäviöiden vertailu

Kuvassa ”Prop 12” on perinteinen proportionaaliventtiiliohjattu järjestelmä 12 MPa:n vakiosyöttöpaineella ja kaksikammiosylinterillä, ”Prop LS” on vastaava proportionaalijärjestelmä kuormantuntevalla syöttöpaineella, ”DFCU” vastaa ”Prop LS” –

järjestelmää, mutta proportionaaliventtiilit on korvattu DFCU:illa ja ”PumpDigiCyl” on pumppuyksikköohjattu nelikammiosylinteri.

Pumppuohjatun nelikammiosylinterijärjestelmän energiahäviöt ovat sekä vakio-paineiseen, että kuormantuntevaan, proportionaalitekniikalla toteutettuun järjestelmään verrattuna huomattavasti pienemmät. DFCU-kuristussäädetyt järjestelmän häviöt ovat karkaavalla ja puristavalla kuormavoimalla noin 5–15 % pienemmät kuin pumppuohjattulla nelikammiosylinterijärjestelmällä, mutta kun kuormavoima on pieni, pumppuohjatun nelikammiosylinterijärjestelmän syöttöpaine ja siten myös järjestelmän energiankulutus pysyvät matalina. Tällöin järjestelmän energiahäviöt laskevat puoleen DFCU-järjestelmän vastaavan kuormituksen häviöistä.

Vertailussa tulee ottaa huomioon, että energiahäviöt laskettiin suoraan syöttöpaineista ja tilavuusvirroista, jolloin pumppujen häviöitä ei otettu huomioon. DFCU-säädetyssä järjestelmässä oli käytössä syöttöpaineen säätö, joka laskee tilavuusvirtaa tuottavan koneikon kokonaishyötysuhdetta ja jonka vaikutusta energiahäviöihin ei ollut otettu mittauksissa huomioon. Pumppuohjatussa monikammiosylinterijärjestelmässäkin oli vapaakiertolohkosta johtuvia energiahäviöitä, joita ei ole mittauksissa huomioitu, mutta jos vapaakiertolohko ja –venttiilit ovat oikein mitoitettuja, kyseiset häviöt jäävät huomattavasti pienemmiksi, kuin säädettävästä syöttöpaineesta aiheutuvat.

9.2 Jatkotutkimusaiheet

Tässä tutkimuksessa järjestelmän toimintaa tarkasteltiin melko rajallisesti, yksinkertaisissa kuormitustapauksissa, joissa sylinterille redusoituva kuormavoima muuttui liikkeen aikana vain hieman. Monissa käytännön sovelluksissa kuormavoima muuttuu liikkeen aikana huomattavasti ja saattaa jopa vaihtua puristavasta karkaavaksi. Tämän tutkimuksen tuloksena saadulla, verifioidulla simulointimallilla olisi mahdollista tutkia järjestelmän sekä säätimen soveltuvuutta erilaisten kuormien ohjaamiseksi. Lisäksi simulointimallin avulla olisi mahdollista tutkia sylinterin erilaisten mitoitustapojen vaikutuksia säätötulokseen.

Järjestelmän energiankulutusta olisi mahdollista alentaa huomattavasti ottamalla LP-linjasta energiaa talteen. Ilman paineakkuja tämä voisi onnistua esimerkiksi korvaamalla LP-linjan DFCU:n säätävätilavuudella hydraulimoottorilla, jolloin LP-linjan paineen säätö voitaisiin toteuttaa moottorin syrjäytystilavuutta muuttamalla. Toinen mahdollinen vaihtoehto voisi olla pumppuyksikön pumppujen korvaaminen pumppu-moottoreilla ja järjestelmän muuttaminen puoliavoimeksi.

Tällä hetkellä säädin ei käytä hyväkseen kaikkia mahdollisia sylinteritiloja, koska säätimen haluttiin tutkimuksen alkuvaiheessa käyttävän pääasiassa pumppuyksikköä nopeuden säätämiseen ja ottavan sylinterin syrjäytystilavuuden säädön mukaan vasta kun pumppuyksikön kapasiteetti loppuu kesken. Monipuolisemmalla säädöllä olisi periaatteessa mahdollista saada nopeussäätöön lisää resoluutiota, mutta sylinterin tilanvaihtojen lisääminen saattaa myös johtaa säätötuloksen huononemiseen edellisessä alaluvussa kuvatussa painetransienttivaikutuksen vuoksi. Säätimen toimintojen lisääminen voisi

myös auttaa vähentämään HP-linjan kuorman mukaan määrittyvän paineen haittavaikutuksia, esimerkiksi kasvattamalla pumppuyksikön tilaa tai kuristamalla LP-linjan tai sylinterin DFCU:ita, kun HP-linjan paineen halutaan kasvavan nopeammin. Myös järjestelmän mahdollisia vikatilanteita sekä niiden seurauksia tulisi tutkia ja selvittää, olisiko komponenttien vikaantumisia mahdollista kompensoida säätimen avulla vai aiheuttaisiko yhden komponentin vikaantuminen koko järjestelmän lamaantumisen.

Tällaisenaan järjestelmä soveltuu ainoastaan yhden toimilaitteen ohjaukseen, mutta periaatteessa kuristussäätöä sekä säätimen älyä lisäämällä voisi olla mahdollista soveltaa rinnankytkettyjä pumppuja myös useampia toimilaitteita samaan aikaan käytävissä järjestelmissä. Lähteessä [23] on myös tutkittu simulointien avulla rinnankytkettyjen pumppu-moottoreiden käyttöä kahden toimilaitteen käytössä samaan aikaan ilman kuristussäätöä lupaavin tuloksin. Kyseisten sovellusten toteutuskelpoisuuksia sekä ominaisuuksia tulisi tutkia laajemmin erikseen, jotta teknologian potentiaali saataisiin kartoitettua ja hyödynnettyä mahdollisimman tehokkaasti.

LÄHTEET

- [1] Linjama, M. Aseman säätö hydraulisissa puomeissa. Tampere 1996, Tampere University of Technology.
- [2] Kauranne, H. Hydraulitekniikan perusteet. Porvoo 1999, WSOY.
- [3] Tuokko, R. Hydraulisen servokäytön energiansäästötavat. Lahti 1990, Metalliteollisuuden Kustannus OY.
- [4] Fonselius, J. Koneautomaatio. Hydrauliiikka II. Tampere 2006, Tampereen yliopistopaino - Juvenes Print.
- [5] Linjama, M. & Vilenius, M. Digital hydraulics - Towards perfect valve technology. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, May 21-23. 2007.
- [6] Laamanen, A. Minimization of state transition uncertainty in the digital valve system. Tampere 2009, Tampere University of Technology.
- [7] Laamanen, A., Linjama, M. & Vilenius, M. The Effect of Coding Method on Pressure Peaks in Digital Hydraulic System. Proceedings of The 4th FPNI - PhD Symposium, June 13.-17. 2006, pp. 285-295.
- [8] Linjama, M., Laamanen, A. & Vilenius, M. Is It Time For Digital Hydraulics? The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, May 7.-9. Tampere, Finland 2003, pp. 347-366.
- [9] Siivonen, L., Linjama, M. & Vilenius, M. Fault Tolerance of Digital Hydraulic Valve System With Separately Controlled Flow Paths. Proceedings of The 4th FPNI - PhD Symposium, June 13.-17. Sarasota, FL, USA 2006, pp. 331-343.
- [10] Paloniitty, M., Karvonen, M., Linjama, M. & Tiainen, T. Laminated Manifold for Digital Hydraulics - Principles, Challenges and Benefits. The Fifth Workshop on Digital Fluid Power, October 24.-25. Tampere, Finland 2012, pp. 27-43.
- [11] Uusitalo, J., Lauttamus, T., Linjama, M., Söderlund, L., Vilenius, M. & Kettunen, L. Miniaturized Bistable Seat Valve. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, May 21.-23. Tampere, Finland 2007.
- [12] Ho, T.H. & Kyoung-Kwan Ahn Saving Energy Control of Cylinder Drive Using Hydraulic Transformer Combined with An Assisted Hydraulic Circuit. ICCAS-SICE, 18.-21. August. Fukuoka, Japan 2009, pp. 2115-2120.
- [13] Werndin, R. & Palmberg, J. Hydraulic Transformers - Comparison of Different Designs. Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'03, May 7.-9. Tampere, Finland 2003, pp. 163-175.

- [14] Vael, G., Achten, P. & Potma, J. Cylinder Control With The Floating Cup Hydraulic Transformer. The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, May 7-9, 2003, Tampere, 2003.
- [15] Linjama, M., Vihtanen, H., Sipola, A. & Vilenius, M. Secondary Controlled Multi-Chamber Hydraulic Cylinder. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4. 2009.
- [16] Huova, M. & Laamanen, A. Control of Three-Chamber Cylinder With Digital Valve System. The Second Workshop on Digital Fluid Power, November 12-13. 2009, pp. 94-105.
- [17] Parr, E.A. Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide. Oxford, UK 2011, Butterworth-Heinemann.
- [18] Linjama, M. & Tammisto, J. New Alternative for Digital Pump-motor-transformer. Proceedings of The Second Workshop on Digital Fluid Power, November 12.-13. Linz, Austria 2009, pp. 49-61.
- [19] Linjama, M. IHA-2580 Digitaalihuuliikan jatkokurssi. 2012, luentokalvot.
- [20] Mikkola, J., Ahola, V., Lauttamus, T., Luomaranta, M., Linjama, M. & Vilenius, M. Improving Characteristics of ON/OFF Solenoid Valves. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, May 21-23. 2007.
- [21] Linjama, M. & Vilenius, M. Digital Hydraulic Control of A Mobile Machine Joint Actuator Mockup. Proceedings of The Bath Workshop on Fluid Power Transmission & Motion Control (PTMC'04), September 1.-4. 2004, pp. 145-158.
- [22] Linjama, M., Huova, M., Boström, P., Laamanen, A., Siivonen, L., Morel, L., Waldén, M. & Vilenius, M. Design And Implementation of Energy Saving Digital Hydraulic Control System. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, May 21-23. Tampere, Finland 2007.
- [23] Heitzig, S., Sgro, S. & Theissen, H. Energy efficiency of hydraulic systems with shared digital pumps. International Journal of Fluid Power 13(2012)3, pp. 49-57.

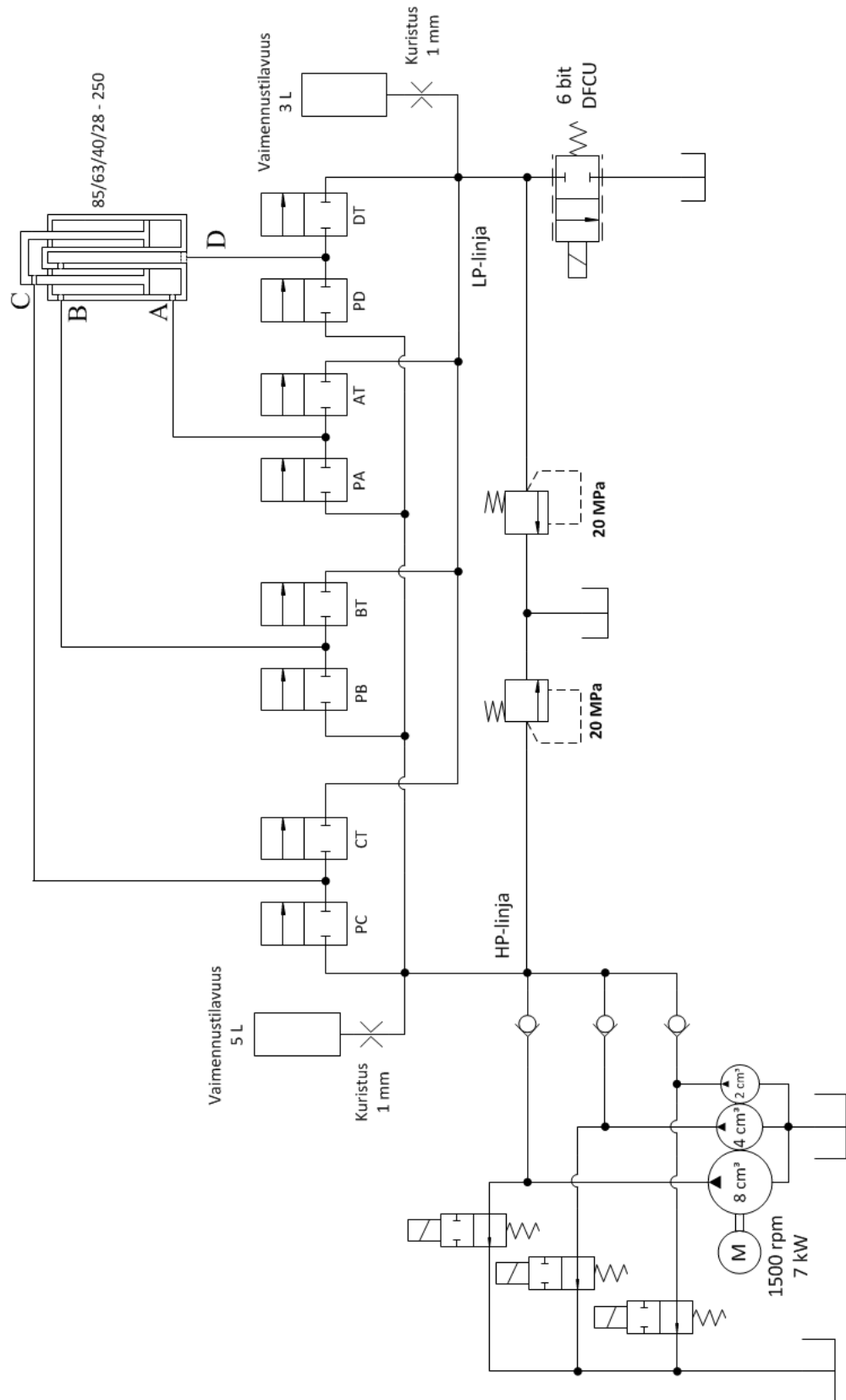
LIITE 1: JÄRJESTELMÄN TILAT JA VENTTIILIEN OHJAUKSET

Järjestelmän tila	Pumppujen ohjaukset			Sylinteriventtiilien ohjaukset				Tilan liikenopeus [mm/s]	20 MPa:n tuottama voima [kN]
	P1	P2	P3	A	B	C	D		
1	1	1	1	LP	LP	LP	HP	-546	12,8
2	0	1	1	LP	LP	LP	HP	-468	12,8
3	1	0	1	LP	LP	LP	HP	-390	12,8
4	0	0	1	LP	LP	LP	HP	-312	12,8
5	1	1	1	LP	HP	HP	LP	-269	26,0
6	1	1	0	LP	LP	LP	HP	-234	12,8
7	0	1	1	LP	HP	HP	LP	-231	26,0
8	1	0	1	LP	HP	HP	LP	-192	26,0
9	1	1	1	LP	HP	HP	HP	-180	38,8
10	0	1	0	LP	LP	LP	HP	-156	12,8
11	0	1	1	LP	HP	HP	HP	-155	38,8
12	0	0	1	LP	HP	HP	LP	-154	26,0
13	1	1	1	LP	HP	LP	LP	-137	51,2
14	1	0	1	LP	HP	HP	HP	-129	38,8
15	0	1	1	LP	HP	LP	LP	-117	51,2
16	1	1	0	LP	HP	HP	LP	-115	26,0
17	1	1	1	LP	HP	LP	HP	-109	64,0
18	0	0	1	LP	HP	HP	HP	-103	38,8
19	1	0	1	LP	HP	LP	LP	-98	51,2
20	0	1	1	LP	HP	LP	HP	-94	64,0
21	1	0	1	LP	HP	LP	LP	-78	51,2
22	1	0	1	LP	HP	LP	HP	-78	64,0
23	1	0	0	LP	LP	LP	HP	-78	12,8
24	1	1	0	LP	HP	HP	HP	-77	38,8
25	0	1	0	LP	HP	HP	LP	-77	26,0
26	0	0	1	LP	HP	LP	HP	-63	64,0
27	0	0	1	LP	HP	LP	LP	-59	51,2
28	0	1	0	LP	HP	HP	HP	-52	38,8

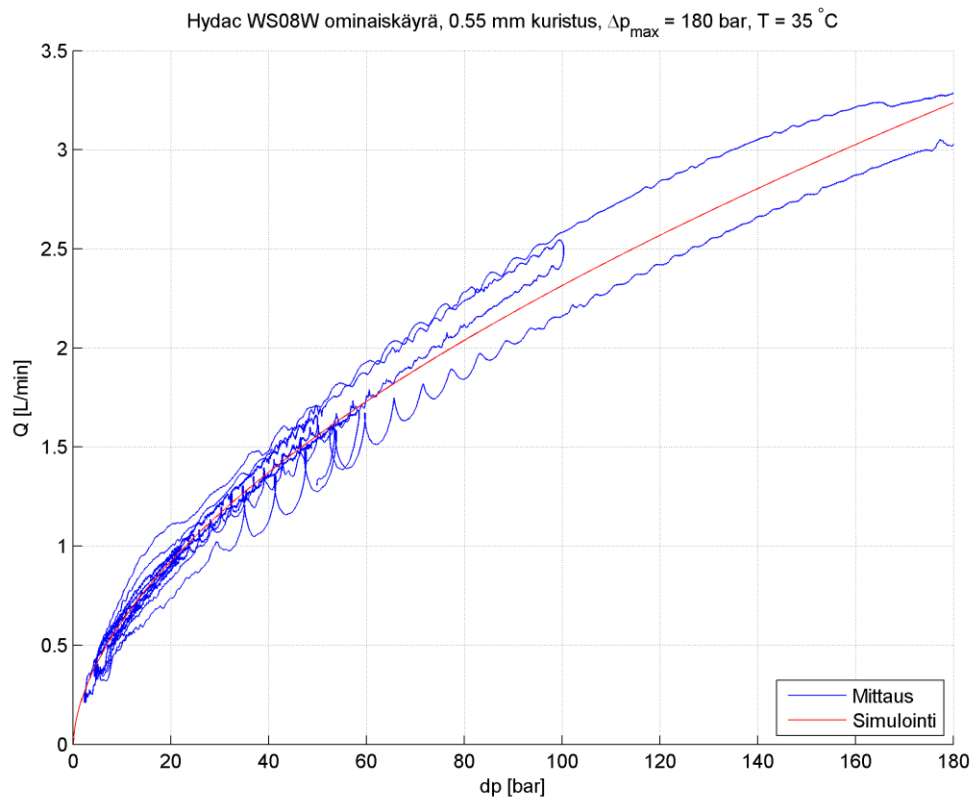
Järjestelmän tila	Pumppujen ohjaukset			Sylinteriventtiilien ohjaukset				Tilan liikenopeus [mm/s]	Tilan tuottama voima [kN]
	P1	P2	P3	A	B	C	D		
29	1	1	0	LP	HP	LP	HP	-47	64,0
30	1	1	0	LP	HP	LP	LP	-39	51,2
31	1	0	0	LP	HP	HP	LP	-38	26,0
32	0	1	0	LP	HP	LP	HP	-31	64,0
33	1	0	0	LP	HP	HP	HP	-26	38,8
34	0	1	0	LP	HP	LP	LP	-20	51,2
35	1	0	0	LP	HP	LP	HP	-16	64,0
36	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37	1	0	0	HP	LP	HP	LP	8	126,3
38	1	0	0	HP	LP	HP	HP	9	113,5
39	1	0	0	HP	LP	LP	LP	10	101,2
40	1	0	0	HP	LP	LP	HP	11	88,4
41	1	0	0	HP	HP	HP	LP	13	75,2
42	0	1	0	HP	LP	HP	LP	16	126,3
43	1	0	0	HP	HP	HP	HP	16	62,4
44	0	1	0	HP	LP	HP	HP	18	113,5
45	0	1	0	HP	LP	LP	LP	20	101,2
46	0	1	0	HP	LP	LP	HP	23	88,4
47	1	1	0	HP	LP	HP	LP	24	126,3
48	1	1	0	HP	LP	HP	HP	26	113,5
49	0	1	0	HP	HP	HP	LP	27	75,2
50	1	1	0	HP	LP	LP	LP	30	101,2
51	0	0	1	HP	LP	HP	LP	32	126,3
52	0	1	0	HP	HP	HP	HP	32	62,4
53	1	1	0	HP	LP	LP	HP	34	88,4
54	0	0	1	HP	LP	HP	HP	35	113,5
55	0	0	1	HP	LP	LP	LP	40	101,2
56	1	0	1	HP	LP	HP	LP	40	126,3
57	1	1	0	HP	HP	HP	LP	40	75,2
58	1	0	1	HP	LP	HP	HP	44	113,5
59	0	0	1	HP	LP	LP	HP	45	88,4
60	0	1	1	HP	LP	HP	LP	48	126,3
61	1	1	0	HP	HP	HP	HP	48	62,4
62	1	0	1	HP	LP	LP	LP	49	101,2
63	0	1	1	HP	LP	HP	HP	53	113,5
64	0	0	1	HP	HP	HP	LP	53	75,2

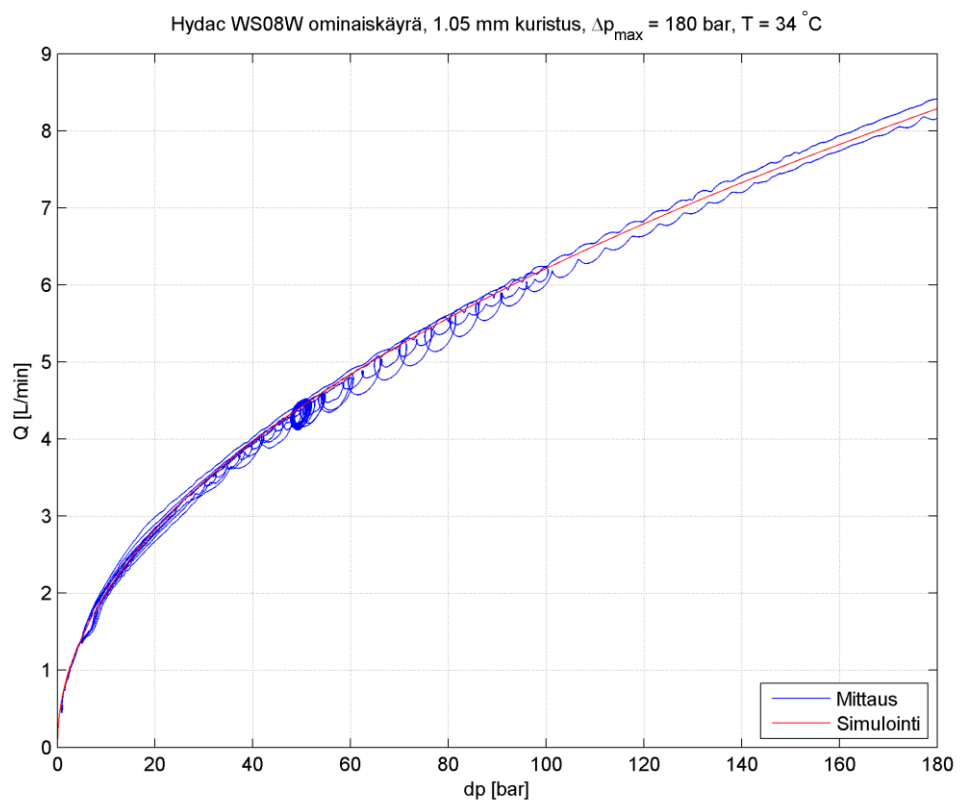
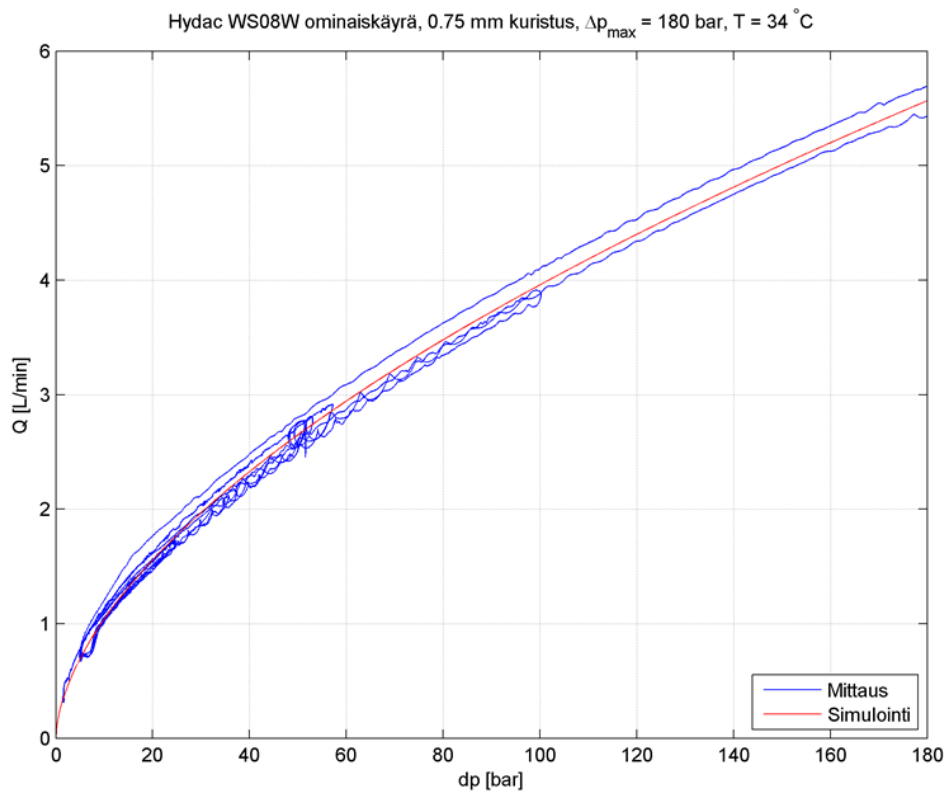
Järjestelmän tila	Pumppujen ohjaukset			Sylinteriventtiilien ohjaukset				Tilan liikenopeus [mm/s]	Tilan tuottama voima [kN]
	P1	P2	P3	A	B	C	D		
65	1	1	1	HP	LP	HP	LP	55	126,3
66	1	0	1	HP	LP	LP	HP	57	88,4
67	0	1	1	HP	LP	LP	LP	59	101,2
68	1	1	1	HP	LP	HP	HP	62	113,5
69	0	0	1	HP	HP	HP	HP	64	62,4
70	1	0	1	HP	HP	HP	LP	67	75,2
71	0	1	1	HP	LP	LP	HP	68	88,4
72	1	1	1	HP	LP	LP	LP	69	101,2
73	1	1	1	HP	LP	LP	HP	79	88,4
74	0	1	1	HP	HP	HP	LP	80	75,2
75	1	0	1	HP	HP	HP	HP	80	62,4
76	1	1	1	HP	HP	HP	LP	93	75,2
77	0	1	1	HP	HP	HP	HP	96	62,4
78	1	1	1	HP	HP	HP	HP	112	62,4

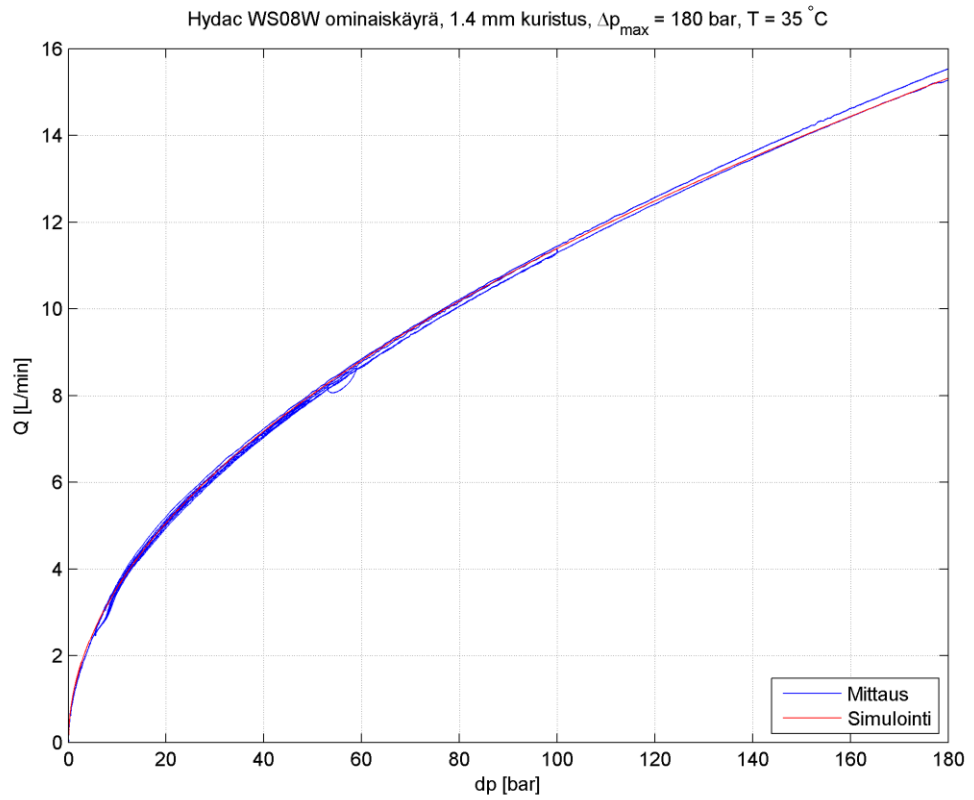
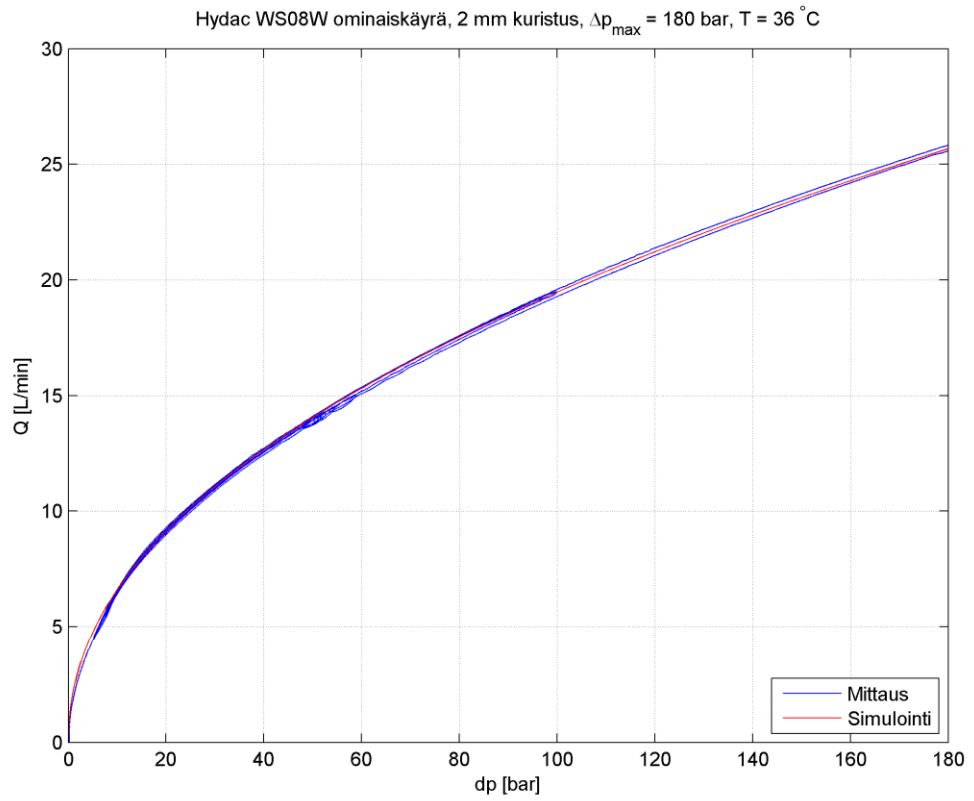
LIITE 2: JÄRJESTELMÄN YKSINKERTAISTETTU HYDRAULIKAAVIO

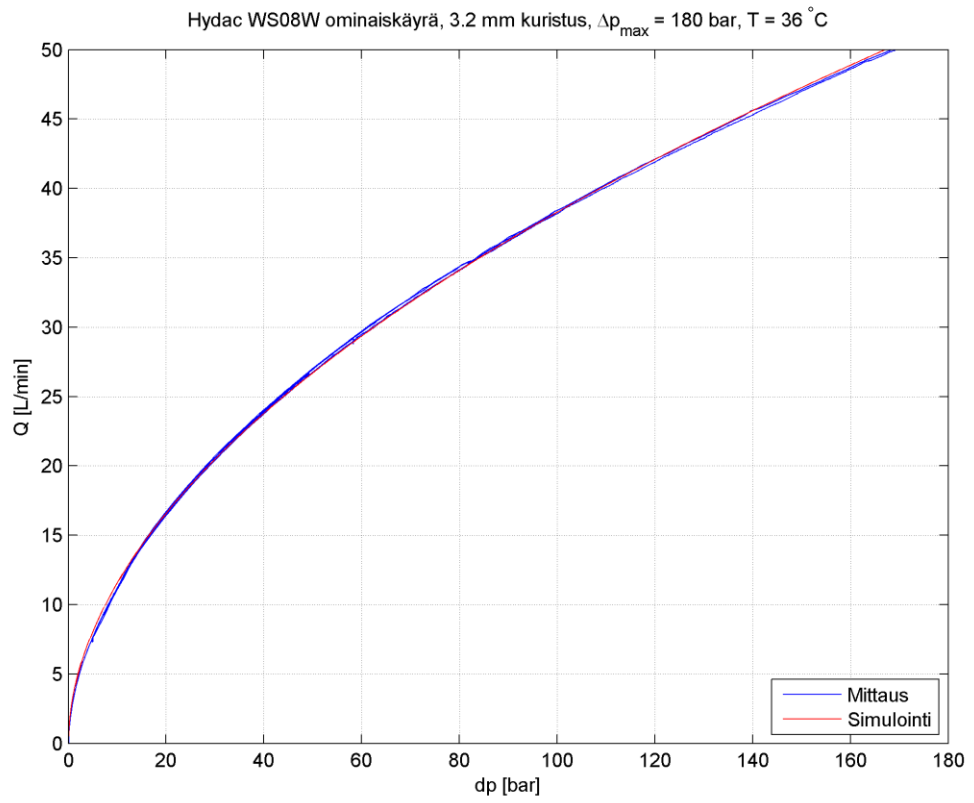


LIITE 3: DFCU:N VENTTIILIEN MITATUT JA SIMULOIDUT OMINAISKÄYRÄT









LIITE 5: MITTAUSJÄRJESTELMÄN OSALUETTELO

Osa	Nimitys, ominaisuudet	Numero	Huom
1	Sähkömoottori, 7kW, 1500 rpm	VEM K21R 160L4 HW	
2	Hammaspyöräpumppu, 2 cm ³ / rev	Rexroth AZPB-10- 2.0LNY02MB	
3	Hammaspyöräpumppu, 4 cm ³ / rev	Rexroth AZPF-10- 004Lxxxxxx	
4	Hammaspyöräpumppu, 8 cm ³ / rev	Rexroth AZPF-10- 008Lxxxxxx	
5	Suodatin		
6	3 x 4/2 –suuntaventtiili	Parker D1VW030DNL	Asentosalpa poistettu
7	Rakkoakku 4 L	Nippon Accumulator K21-5V	Rakko poistettu
8	Mäntäakku 3 L	Hydroll HPS10-350-100	Ei kaasua
9	3 x 10 x 2/2 –istukkaventtiili	Hydac WS08W-01	
10	4 x 2/2 –istukkaventtiili	Hydac WS08W-01	
11	DFCU, 6 x 2/2 –istukkaventtiili	Hydac WS08W-01	
12	Nelikammiosylinteri, 85/63/40/28 – 250		Mittatilaustyönä tehty prototyyppi
13	Paineanturi, 0..250 bar	IFM PT3541	
14	Tilavuusvirta-anturi	Kracht VC5 F 1 PS	
15	Paineenrajoitusventtiili, 200 bar	Sun OHR4 K1 RPGE LCN	
16	Paineenrajoitusventtiili, 200 bar	Sun OGN8	
17	4 x Paineenrajoitusventtiili, 200 bar	1 x Sun OC98, 3 x Sun OGO8	

LIITE 6: SIMULOINTIMALLIN PARAMETRIT

```

% *****
% *** Alkuarvot ***
% *****

Max.HP = 20e6;          % HP-linjan PRV:n asetusarvo [Pa]
pT = 0.1e6;           % Tankkipaine [Pa]

Init.theta = -0.277;   % Puomin kulma alkuasennossa [rad]
Init.x = th2x(Init.theta); % Sylinterin asema alkuasennossa [m]

% *****
% *** Sylinteri (Neljä kammiota) ***
% *****

% Kammioiden halkaisijat [m]

Cyl.d1 = 0.085;
Cyl.d2 = 0.063;
Cyl.d3 = 0.040;
Cyl.d4 = 0.028;

% Kammioiden pinta-alat [m^2]

Cyl.AA = ala(Cyl.d1,Cyl.d4);
Cyl.AB = ala(Cyl.d1,Cyl.d2);
Cyl.AC = ala(Cyl.d3);
Cyl.AD = ala(Cyl.d3,Cyl.d4);

% Kammioiden kuolleet tilavuudet [m^3]

Cyl.V0A = 0.025*Cyl.AA;
Cyl.V0B = 0.025*Cyl.AB;
Cyl.V0C = 0.025*Cyl.AC;
Cyl.V0D = 0.025*Cyl.AD;

Cyl.x0 = 0.65;        % Sylinterin minimipituus [m]
Cyl.stroke = 0.25;   % Sylinterin iskunpituus [m]

% Sylinterin kitkamallin parametrit

Cyl.Fs = 3500;        % Staattinen kitkavoima [N]
Cyl.Fc = 2500;        % Coulombin kitkavoima [N]
Cyl.b = 4000;         % Viskoosikitkakerroin [Ns/m]
Cyl.vtol = 0.04;     % Minimikitkan nopeus [m/s]
Cyl.xpre = 0.3e-3;   % Tiivisteiden taipuma ennen liukumista [m]
Cyl.m_eff_fric = 4000; % Kitkamallin vaimennustermin laskennassa
% käytettävä tehollinen hitausmassa [kg]

```

```

% *****
% *** Säädinparametrit ***
% *****

P_x = 3.5;          % Aemasäädön P-vahvistus
P_v = 0.6;          % Nopeussäädön P-vahvistus

P_dv_rC = 0.00035; % Hidastuksen pehmennyksen vahvistus

SW_P = 0.006 ;      % Pumppujen tilanvaihdon painokerroin
SW_C = 0.6 ;        % Sylinterin tilanvaihdon painokerroin
SW_DFCU = 9000;     % DFCU:n tilanvaihdon painokerroin

Controller.Ts = 0.002; % Suodatusten näytteenottoväli [s]
Controller.Ts2 = 0.012; % Säätimen näytteenottoväli [s]

% Suodatukset [rad/s]
Controller.omega_F = 8; % Voimaestimaatin suodatuksen rajataajuus
Controller.omega_p = 40; % Painemittausten suodatusten rajataajuus
Controller.omega_y = 40; % Asemamittauksen suodatuksen rajataajuus

% Pysäytyslogiikka
Controller.x_tol1 = 1e-3; % Liikkeen pysäytyksen
% asemavirhetoleranssi [m]
Controller.x_tol2 = 2e-3; % Liikkeen aloituksen
% asemavirhetoleranssi [m]
Controller.v_tol = 1.5e-3; % Pysäytystilan nopeusreferenssin
% maksimiarvo [m/s]

% *****
% *** Hydrauliiikkaöljy ***
% *****

Oil.B = 1300e6;      % Öljyn puristuskerroin [Pa]
Oil.eta = 50e-6;     % Öljyn kinemaattinen viskositeetti [m^2/s]
Oil.rho = 870;       % Öljyn tiheys [kg/m^3]

```



```

% *****
% *** Letkut ***
% *****

HP.V = 1.5e-3; % HP-linjan letkun nestetilavuus [m^3]
LP.V = 0.5e-3; % LP-linjan letkun nestetilavuus [m^3]

Hose.B_LP = 600e6; % LP-linjan nestetilavuuden puristuskerroin [Pa]
Hose.B_HP = 800e6; % HP-linjan nestetilavuuden puristuskerroin [Pa]

% Sylinterikammioiden letkujen nestetilavuudet [m^3]
% ja puristuskertoimet [Pa]

Hose.A_V = 0.3e-3;
Hose.A_B = 600e6;

Hose.B_V = Hose.A_V;
Hose.B_B = 600e6;

Hose.C_V = Hose.A_V;
Hose.C_B = 800e6;

Hose.D_V = Hose.A_V;
Hose.D_B = 800e6;

Hose.Kv = 0.7*1e-4*sqrt(2/Oil.rho); % ½" letkuliittimen kuristuksen
% virtauskerroin

% *****
% *** Pumput ***
% *****

Pump.n = 1500/60 ; % Sähkömoottorin kierrosnopeus [1/s]

% Pumppujen kierrostilavuudet [m^3]

Pump.Vr1 = 2 * 1e-6 ;
Pump.Vr2 = 4 * 1e-6 ;
Pump.Vr3 = 8 * 1e-6 ;

kl = 1.25*1e-13; % Pienimmän pumpun vuotovirtauskerroin [m^3/s/Pa]

KL_out = [4*kl; 2*kl; kl]; % Kaikkien pumppujen ulostulevan virtauksen
% vuotovirtauskerroimet

% *****
% *** Vaimennustilavuudet ***
% *****

Damp.Kv = 1/6e4/sqrt(5*1e5); % Vaimennustilavuuksien kuristusten
% virtauskerroin (1 L/min @ 5 bar)
[m^3/s/Pa]

Damp.HP_V = 5*1e-3; % HP-linjan vaimennustilavuuden koko [m^3]
Damp.LP_V = 3*1e-3; % LP-linjan vaimennustilavuuden koko [m^3]

```

```

% *****
% *** Venttiilit ***
% *****

Valves.rate = 1/(1.5e-3); % Venttiilien avautumis-
                        % ja sulkeutumisnopeus
Valves.tau = 1e-3;      % Venttiilien aikavakio

% Vapaakiertoventtiilit

Valves.idle_delay = 5e-3; % Vapaakiertoventtiilin viive [s]
Valves.delay_open = (5.3)*1e-3; % Hydac WS08W avautumisviive [s]
Valves.delay_close = (7.7)*1e-3; % Hydac WS08W sulkeutumisviive [s]

% Sylinteriventtiilit (Hydac WS08W)

Valves.Kv = 2.7517e-7; % Kuristamattoman venttiilin
                      % virtauskerroin [m^3/s/Pa]

x = 0.49; % Kuristamattoman venttiilin eksponenttitermi
b = 0; % Kriittinen painesuhde

%% LP-linjan DFCU

% DFCU:n venttiilien virtauskerroimet

DFCU.Kv = [2.21 5.75 0.9*38.48 55.49 166.49 146.19]*1e-9;

% DFCU:n venttiilien eksponenttitermit

DFCU.x = [0.6100 0.5800 0.98*0.4900 0.5050 0.4700 0.5200]';

DFCU.b = 0*ones(size(Kv,1),1); % Kriittinen painesuhde

```

```

% *****
% *** Mekanismi ***
% *****

switch kuormitus
  case 'A'
    Mech.m1o = 200; % Ulommainen kuormamassa
                    % oikeanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m1i = 50; % Sisempi massa oikeanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m2o = 150; % Ulommainen kuormamassa
                    % vasemmanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m2i = 0;  % Sisempi kuormamassa
                    % vasemmanpuoleisessa päässä [kg]
  case 'B'
    Mech.m1o = 200; % Ulommainen kuormamassa
                    % oikeanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m1i = 200; % Sisempi massa oikeanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m2o = 0;  % Ulommainen kuormamassa
                    % vasemmanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m2i = 0;  % Sisempi kuormamassa
                    % vasemmanpuoleisessa päässä [kg]
  case 'C'
    Mech.m1o = 100; % Ulommainen kuormamassa
                    % oikeanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m1i = 0;  % Sisempi kuormamassa
                    % oikeanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m2o = 200; % Ulommainen kuormamassa
                    % vasemmanpuoleisessa päässä [kg]
    Mech.m2i = 100; % Sisempi kuormamassa
                    % vasemmanpuoleisessa päässä [kg]
end

Mech.I_constant = 418; % Puomin hitausmomentti
                    % ilman kuormamassoja [kgm^2]

Mech.Lo_x = 2.0; % Ulomman kuormamassan
                % etäisyys nivelestä x-akselilla [m]
Mech.Lo_y = 0.47; % Ulomman kuormamassan
                % etäisyys nivelestä y-akselilla [m]

Mech.Lo = norm([Mech.Lo_x Mech.Lo_y]); % Ulomman kuormamassan
                                        % etäisyys nivelestä [m]

Mech.Li_x = 1.65; % Sisemmän kuormamassan etäisyys nivelestä
                % x-akselilla [m]
Mech.Li_y = 0.47; % Sisemmän kuormamassan etäisyys nivelestä
                % y-akselilla [m]

Mech.Li = norm([Mech.Li_x Mech.Li_y]); % Sisemmän kuormamassan
                                        % etäisyys nivelestä [m]

% Sylinterin kiinnityspisteet

Mech.P0x = 0.205; % Alemman kiinnityspisteiden X-koordinaatti [m]
Mech.P0y = -0.76; % Alemman kiinnityspisteiden Y-koordinaatti [m]
Mech.P1x = 0.2025; % Ylemmän kiinnityspisteiden X-koordinaatti [m]
Mech.P1y = 0.050; % Ylemmän kiinnityspisteiden Y-koordinaatti [m]

```

```
% *****  
% *** Referenssit ***  
% *****  
  
% Liikkeiden aloittamisajankohdat [s]  
  
Reference.t_values = [0.5 3 5.5 8];  
  
% Liikkeiden kestot [s]  
  
Reference.dt_values = [1.25 1.25 1.25 1.25];  
  
% Liikkeiden tavoiteasemat [m]  
  
Reference.x_values_X = Init.x+[0 0.035 0 0.07 0];  
  
% Asema- nopeusreferenssit [t,m,m/s]  
  
[Reference.t_X,Reference.x_X,Reference.v_X] = ...  
poly_traj(Reference.t_values,Reference.dt_values,...  
Reference.x_values_X,Controller.Ts,5);
```