



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ARTTU AALTO
DIGITAALIHYDRAULINEN MONIPAINETOIMILAITE

Diplomityö

Tarkastaja: TKT Matti Linjama
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknillisten tieteiden tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 5. huhtikuuta
2016

TIIVISTELMÄ

ARTTU AALTO: Digitaalihydraulinen monipainetoimilaite
Tampereen teknillinen yliopisto
Diplomityö, 53 sivua, 1 liitesivu
Lokakuu 2016
Automaatiotekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma
Pääaine: Koneautomaatio
Tarkastaja: TkT Matti Linjama

Avainsanat: digitaalihydrauliikka, hybriditoimilaite, energiatehokkuus, hajautetut järjestelmät, paineenmuunnin

Tämän diplomityön tarkoituksena on toteuttaa prototyyppi energiatehokkaasta digitaalihydraulisesta hybriditoimilaitteesta. Motivaatio tällaisen toimilaitteen kehittämiseen tulee halusta parantaa hydraulijärjestelmien energiatehokkuutta ja muokattavuutta. Perinteisissä kuomantuntevissa mobilehydrauliikkajärjestelmissä teholähde on mitoitettava toimilaitteiden yhteenlasketun huipputehon mukaan. Hyödyntämällä erillistä energiavarastoa, kuten paineakkua, osa huipputehosta voidaan ottaa varastosta ja pääasiallinen teholähde voidaan mitoitaa aiempaa pienemmäksi. Jos nämä energiavarastot integroidaan suoraan toimilaitteisiin, päästään tilanteeseen, jossa kaikki järjestelmän toimilaitteet voidaan kytkeä yhteen syöttölinjaan, joka on mitoitettu toimilaitteiden yhteenlasketun keskitehon mukaan. Tämä vähentää letkujen ja putkien määrää huomattavasti ja tekee järjestelmän muokattavuudesta helpompaa.

Toteutettava toimilaite on toimintaperiaatteeltaan uusi ja täysin vastaavia konsepteja ei ole tutkittu aikaisemmin käytännön tasolla. Toimilaitteen sylinteriä ohjataan kytkemällä sen kammioihin aina kuormitustilanteeseen sopivat paineet. Eri painetasot tuotetaan toimilaitteella paikallisesti paineakusta käyttämällä pieniä sylintereitä paineenmuuntimina. Saadut mittaustulokset osoittavat, että tällä konseptilla on huomattavaa energiansäästö potentiaalia verrattuna perinteisiin venttiiliohjattuihin järjestelmiin, mutta lisätutkimusta tarvitaan yhä säädettävyyden parantamiseksi.

ABSTRACT

ARTTU AALTO: Digital hydraulic multi-pressure actuator
Tampere University of Technology
Master of Science Thesis, 53 pages, 1 Appendix page
October 2016
Master's Degree Programme in Automation Technology
Major: Machine Automation
Examiner: Dr. Tech Matti Linjama

Keywords: digital hydraulics, hybrid actuator, energy efficiency, distributed systems, pressure converter

Purpose of this master's theses is to develop a prototype for an energy efficient digital hydraulic hybrid actuator. The motivation behind this research is to improve the energy efficiency and flexibility of hydraulic drives. In traditional load sensing hydraulic systems the supply unit is dimensioned such that the peak power of simultaneously moving actuators is fulfilled. By utilizing an energy storage such as hydraulic pressure accumulator part of the power peaks can be taken from the storage and a smaller supply unit will thus suffice. If these energy storages are integrated directly into the actuators, all the actuators in the system can be connected into a single supply line which is dimensioned according to the mean power of the actuators. This decreases the amount of pipes and hoses significantly and makes the system easier to modify.

The actuator studied in this theses has a working principle that hasn't been studied in practice before. The hydraulic cylinder is driven by choosing suitable pressures for the cylinder chambers so that they match the load force. Different pressure levels are produced locally from the accumulator, by using small hydraulic cylinders as pressure converters. Measurement results of the prototype show high energy efficiency compared to traditional valve controlled systems. However, further research is needed to improve the controllability of the actuator.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston Hydrauliiikan ja automatiikan laitokselle osana Digital Hydraulic Hybrid Actuators (HYDRA) –tutkimusprojektia.

Haluan kiittää työni tarkastajaa Matti Linjamaa mielenkiintoisesta tutkimusaiheesta ja asiantuntevasta opastuksesta. Haluan myös osoittaa erityisen suuret kiitokset Mikko Huovalle työn ohjaamisesta sekä kirjoitusprosessin aikana saaduista neuvoista. Lisäksi haluan kiittää erikoislaboratoriomestari Ari Moskaria testilaitteiston parissa tehdystä työstä.

Tampereella, 25.10.2016

Arttu Aalto

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	TOIMILAITEKONSEPTI	5
2.1	Sekundääriohjaus	6
2.2	Integroitu digitaalinen toimilaite	8
3.	TOIMILAITTEEN SIMULOINTIMALLI	13
3.1	Mekaniikka ja hydraulikomponentit	14
3.2	Toimilaitteen säädin	15
3.2.1	Liikesäädin	15
3.2.2	Voimasäädin	16
3.2.3	Voimasäätimen toteutus	17
3.3	Simulointituloksia	19
4.	KOMPONENTTIEN MITOITUS	25
4.1	Välipainesylinterit	27
4.2	Venttiilit	30
4.3	Korkeapaineakku	32
4.4	Komponenttien sijoittaminen	34
5.	MITTAUSJÄRJESTELMÄ	36
6.	MITTAUSTULOKSET	39
6.1	Häviöanalyysi	43
6.2	Päivitetty järjestelmä	45
7.	YHTEENVETO	50
	LÄHTEET	52

LIITE A: SIMULOINTIPARAMETRIT

LYHENTEET JA MERKINNÄT

A-kammio	Sylinterin männän puoleinen kammio
B-kammio	Sylinterin männänvarren puoleinen kammio
Huipputeho	Toimilaitteen kuormitusjaksolla tarvitsema suurin hetkellinen teho
Keskiteho	Toimilaitteen kuormitusjaksolla tarvitseman tehon keskiarvo
Työsylinteri	Toimilaitteen työliikkeet suorittava sylinteri
Välipainesylinteri	Korkeapaineakun paineen muuntamiseen käytettävä sylinteri
A_A	Sylinterin A-kammion pinta-ala
A_B	Sylinterin B-kammion pinta-ala
B	Tehollinen puristuskerroin
b	Viskoosikitkerroin
C	Sakkofunktion arvo
C_{dF}	Paineenmuutoksien sakkotermi
C_{VS}	Välipainetilavuuksien sakkotermi
C_{VSA}	A-kammioon kytkettyjen välipainetilavuuksien sakkotermi
C_{VSB}	B-kammioon kytkettyjen välipainetilavuuksien sakkotermi
E_{in}	Toimilaitteen käyttämä energia
E_{loss}	Toimilaitteella syntyvät energiahäviöt
E_{out}	Toimilaitteen tuottama energia
F_C	Coulombin kitka
F_{cyl}	Sylinterin tuottama voima
F_{err2}	Voimavirheen neliö
F_i	Ohjaustilan tuottama voima
F_{ref}	Referenssivoima
F_S	Lepokitka
K	Kitkavoiman muutosnopeuden kerroin nollanopeuden ympäristössä
K_{ix}	Aemasäätimen integraattorin vahvistus
K_{pv}	Nopeustakaisinkytkennän vahvistus
K_{px}	Asematakaisinkytkennän vahvistus
K_v	Venttiilin virtauskerroin
m	Puomin hitausmassa
P_{in}	Toimilaitteen käyttämä teho
P_{out}	Toimilaitteen tuottama teho
p_A	Sylinterin A-kammion paine
p_B	Sylinterin B-kammion paine
p_{gas}	Kaasun paine
p_{gas_0}	Kaasun paine simuloinnin alussa
p_s	Syöttöpaine
p_{sA}	Sylinterin A-kammioon kytketty syöttöpaine
p_{sB}	Sylinterin B-kammioon kytketty syöttöpaine
p_{tr}	Transitiopaine
\dot{p}_A	Sylinterin A-kammion paineen muutosnopeus
\dot{p}_B	Sylinterin B-kammion paineen muutosnopeus
Q_A	Sylinterin A-kammioon tuleva tilavuusvirta
Q_B	Sylinterin B-kammioon tuleva tilavuusvirta
Q_{max}	Sylinterin tarvitsema suurin tilavuusvirran arvo

Q_N	Venttiilin nominaali tilavuusvirtaus
s	Sylinterin iskunpituus
V_0	Sylinterikammion kuollut tilavuus
V_{gas}	Kaasuntilavuus
V_{gas_0}	Kaasuntilavuus simuloinnin alussa
VS_A	A-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuus
VS_{A2}	A-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuuden neliö
VS_B	B-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuus
VS_{B2}	B-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuuden neliö
v_{max}	Sylinterin huippunopeus referenssiliikeradassa
v_{min}	Minimikitkan nopeus
W_{dF}	Paineenmuutoksien sakkotermin painokerroin
WVS_{neg}	Painokerroin välipainetilavuuksien lataamisen sakotukseen
WVS_{pos}	Painokerroin välipainetilavuuksien käyttämisen sakotukseen
x	Sylinterin männän asema
x_v	Venttiilin avaus
\dot{x}	Sylinterin männän nopeus
\ddot{x}	Sylinterin männän kiihtyvyys
Δp_A	Sylinterin A-kammion paineen muutos
Δp_B	Sylinterin B-kammion paineen muutos
Δp_N	Venttiilin yli vallitseva nominaali paine-ero

1. JOHDANTO

Hydrauliijärjestelmiä käytetään yleisesti liikkuvassa kalustossa ja teollisuudessa koneissa, joissa vaaditaan suuria voimia. Hydrauliijärjestelmien etuina muihin tehonsiirtotapoihin nähden ovat suunnittelun vapaus ja komponenttien hyvä tehopainosuhde [1, s. 1]. Koska teho siirretään putkia ja letkuja pitkin, suunnittelija ei ole sidoksissa mihinkään tarkoin määrättyyn tehonsiirtorataan. Komponenttien pieni koko suhteessa niiden tehoon puolestaan johtaa siihen, että hydrauliijärjestelmä vaatii sovelluksessa vähemmän tilaa kuin muihin periaatteisiin perustuvat tehonsiirtojärjestelmät. Hydrauliikalla on yksinkertaista toteuttaa sekä suoraviivainen että pyörivä liike. Laitteiston ylikuormituksen estäminen on erittäin yksinkertaista paineenrajoitusventtiilejä hyödyntämällä. Lisäksi liikenopeudet, voimat ja momentit ovat hydrauliikassa helposti ja portaattomasti säädettävissä [1, s. 3].

Hydrauliijärjestelmien suurimpina haittapuolina ovat heikko energiatehokkuus ja järjestelmien huono muokattavuus [1, s. 4]. Suurin osa perinteisistä teollisuus- ja mobilehydrauliikkajärjestelmistä perustuu keskitettyyn pumppuyksikköön, jolla tuotetaan hydrauliista tehoa kaikille järjestelmän toimilaitteille [2,3]. Näissä järjestelmissä tehonlähde on mitoitettava siten, että se kattaa samaan aikaan käytettävien toimilaitteiden tarvitseman yhteenlasketun huipputehon. Pumppuyksikkö on yhdistetty suoraan säätöventtiilistöön, joka ohjaa toimilaitteiden toimintaa. Tämän ratkaisun etuina ovat yksinkertainen hydrauliipiiri ja halpa hinta [2]. Suurimpana haittapuolena on huono energiatehokkuus, joka johtuu siitä, että pumppu tuottaa vain yhden painetasen koko järjestelmälle ja tämä painetaso on sovitettava eri toimilaitteille käyttämällä kuristuksia. Lisäksi toimilaitteet sijaitsevat tavallisesti suhteellisen kaukana ohjausventtiileistä ja tämä puolestaan johtaa pitkiin letku- ja putkilinjoihin, joissa syntyy virtaushäviöitä [1, s. 3].

Keskitetyillä järjestelmillä on tavallisesti hyvin yksilölliset rakenteet ja ne on suunniteltu käytettäväksi vain tietyssä kohteessa. Jos tällaista hydrauliijärjestelmää pitää päivittää muuttuneista käyttövaatimuksista johtuen, koko järjestelmän toiminta täytyy analysoida tarkkaan, että voidaan varmistaa alkuperäisen toiminnallisuuden säilyminen. Järjestelmien käyttöönotto ja muokattavuus teollisuus- ja mobilehydrauliikassa paranisi huomattavasti, jos tehonlähteet integroitaisiin suoraan toimilaitteiden yhteyteen. Tällaisessa järjestelmässä, yksittäisen toimilaitteen vaihtaminen tai lisääminen järjestelmään ei vaarantaisi muun järjestelmän toiminnallisuutta tai energiatehokkuutta.

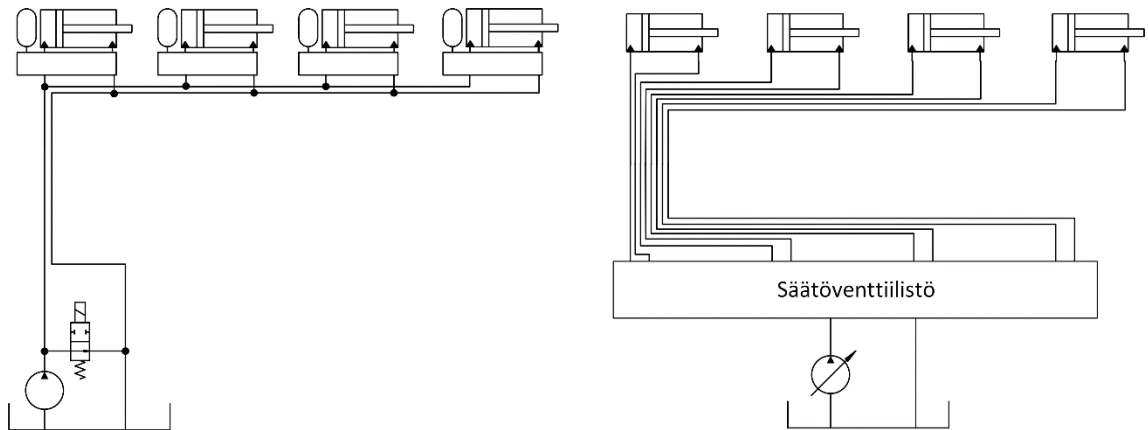
Teollisuushydrauliikassa ollaan jo siirtymässä tähän suuntaan ottamalla käyttöön pyörimisnopeusohjattuja järjestelmiä [4]. Tällaisissa järjestelmissä jokaisella toimilaitteella on oma pumppunsa, jonka tuottoa säädetään pyörimisnopeutta ohjaamalla. Näin päästään eroon ohjausventtiileistä, monimutkaisista muuttuvatilavuuksista hydrauliyksiköistä ja

pitkistä putkilinjoista. Pyörimisnopeuden ohjaaminen voidaan toteuttaa esimerkiksi ajamalla pumppuja sähköisillä servomooottoreilla [4]. Syy tälle kehitykselle on tarve parantaa energiatehokkuutta ja lisätä järjestelmien muokattavuutta. Keskitettyyn ratkaisuun voi olla mahdotonta lisätä tai vaihtaa komponentteja ilman että sillä on suuria vaikutuksia koko järjestelmän toimintaan. Hajautetussa järjestelmässä ei ole vastaavaa ongelmaa.

Mobilehydrauliikassa, jossa yleisiä ominaisuuksia ovat suuret hitausmassat, karkaavat kuormat ja dieselmoottori pääasiallisena tehonlähteenä, ei ole vielä vastaavia käytännön sovelluksia hajautetuista järjestelmistä, joissa jokaisella toimilaitteella olisi oma tehonlähteensä. Mobilesovelluksissa on tavallisesti useita toimilaitteita ja useita rinnakkaisia letkuja, jotka kulkevat koneen puomissa. Nämä letkut on mitoitettava niihin kytkettyjen toimilaitteiden tarvitseman huipputehon mukaan. Letkujen hydraulinen kapasitanssi huonontaa toimilaitteiden säädettävyyttä. Lisäksi useat rinnakkaiset letkut lisäävät vikaantumisen riskiä. Toinen huono puoli, joka aiheutuu perinteisesti käytetystä keskitetystä kuormantuntevasta mobilehydrauliikkajärjestelmästä, on tapa jolla se kuormittaa dieselmoottoria [5,6]. Monissa kuormitusjaksoissa moottorilta vaadittava huipputeho on huomattavasti suurempi kuin siltä vaadittava keskiteho. Lisäksi pumpun dieselmoottorilta ottama teho vaihtelee voimakkaasti ja nopeasti, mikä lisää polttoaineen kulutusta ja pienhiukkaspäästöjä.

Hydraulijärjestelmien energiatehokkuus on ajankohtainen ja aktiivinen tutkimuskohde ja useita erilaisia lähestymistapoja energiatehokkuuden parantamiseksi on ehdotettu [2]. Yksi näistä lähestymistavoista on käyttää hybridijärjestelmiä, joissa päätehonlähteen rinnalla käytetään tehonvarastointielementtiä. Tämä tehonvarastointielementti voi olla esimerkiksi paineakku. Tehonvarastointielementin käyttämisellä on kaksi tarkoitusta. Se erottaa tehonlähteen tuottaman tehon ja toimilaitteiden ottaman tehon toisistaan, koska osa energiasta voidaan ottaa varastosta. Hydraulijärjestelmien kuormitusjaksot muodostuvat usein suurista hetkellisistä tehopiikeistä ja pitemmistä matalan tehontarpeen jaksoista. Jos tehopiikkien tuottamiseen hyödynnetään myös varastoitua energiaa, voidaan pääasiallinen tehonlähde mitoittaa aiempaa pienemmäksi. Pienempi moottori kuluttaa vähemmän polttoainetta ja energiaa säästyy. Toiseksi tehonvarastointielementtiin voidaan varastoida järjestelmästä talteen otettavaa energiaa myöhempää käyttöä varten. Järjestelmän hyötysuhde paranee, kun kuormanlaskemisesta tai jarruttamisesta syntyvää energiaa ei hukata. [5,6]

Jos tehonvarastointielementti integroitaisiin suoraan toimilaitteeseen, voitaisiin tehohuiput tuottaa paikallisesti toimilaitteella [2]. Näin ollen vain keskiteho otettaisiin keskitetystä tehonlähteestä kuten dieselmoottorista tai sähköverkosta ja korkeatehoisia letku- tai putkilinjoja ei tarvittaisi järjestelmässä ollenkaan. Kuvassa 1 on esitetty perinteisen keskitetyn järjestelmän ja integroitujen toimilaitteiden avulla hajautetun järjestelmän periaatteellista eroa.



Kuva 1. Oikealla tyypillinen mobiilihydrauliikassa käytetty järjestelmä ja vasemmalla integroiduista toimilaitteista koostuva järjestelmä [2]

Järjestelmässä, joka koostuu integroiduista toimilaitteista, riittää yksi teholinja ja yksi paluulinja, joihin kaikki toimilaitteet kytketään. Teholinja on mitoitettu toimilaitteiden yhteenlasketun keskitehon mukaan. Perinteisessä hajautetussa järjestelmässä jokainen toimilaitte vaatii omat letkunsaa, jotka on mitoitettava vastaamaan niihin kytkettyjen toimilaitteiden tarvitsemaa huipputehoa. Ero letkutilavuudessa näiden kahden järjestelmän välillä on merkittävä.

Tällaisen lähes omillaan toimeentulevan integroidun toimilaitteen toteuttaminen ei kuitenkaan ole täysin mutkatonta. Jotta sitä voitaisiin hyödyntää käytännön sovelluksissa, tulee sen täyttää seuraavat vaatimukset: toimilaitteen tulee olla erittäin energiatehokas, sen tulee olla kooltaan kompakti, sen pitää kyetä tuottamaan hetkellisesti suuria tehoja ja sen tulee toimia itsenäisesti muista toimilaitteista. Energiatehokkuuden merkitys korostuu integroidussa toimilaitteessa, jossa öljytilavuus on pieni ja näin ollen lämpenee nopeasti. Käytännön sovelluksissa toimilaitteen ympärillä on harvoin paljon vapaata tilaa. Näin ollen toimilaitte ei saisi olla kohtuuttoman suuri tai painava. Järjestelmän tehonsyötön ja toimilaitteiden välillä ei pitäisi olla suuritehoisia hydraulisia tai sähköisiä syöttölinjoja, vaikka toimilaittekokonaisuuden tulee pystyä tuottamaan hetkellisesti hyvin korkeita tehoja. Jotta toimilaitteita voidaan vaihtaa tai lisätä järjestelmään sen vaikuttamatta muiden toimilaitteiden toimintaan, tulee integroidun toimilaitteen toiminnan olla itsenäistä. [2]

Jos nämä tavoitteet täyttyvät, seuraa siitä järjestelmän kannalta monia hyviä ominaisuuksia. Koska dieselmoottorilta otettava teho ei ole enää suoraan yhteydessä toimilaitteiden tarvitsemaan tehoon, voidaan dieselmoottoria ajaa koko kuormitusjakson ajan sen optimaalalueella. Tämä alentaa polttoaineenkulutusta ja pienhiukkaspäästöjä huomattavasti [5,6]. Suuritehoista tehonsyöttöjärjestelmää tai tehonsiirtolinjoja ei ole ja tästä seuraa, että virtauksen kuristamisen tarvetta ei ole ollenkaan tai se on minimaalista. Tehon välittäminen toimilaitteen, paikallisen tehovaraston ja tehonsyötön välillä tapahtuu hyvällä hyötysuhteella. Koska järjestelmässä ei ole juurikaan häviöitä, myös järjestelmän jäähtymisen tarve on minimaalinen. Öljytilavuus pienenee, koska järjestelmässä on vähemmän letkuja ja koska pumppu voidaan mitoittaa keskitehon mukaan aiempaa pienemmäksi, riittää sille

myös pienempi tankki. Pienentynyt hydraulinen kapasitanssi johtaa korkeaan mekaani- seen jäykkyyteen ja nopeampaan dynamiikkaan. Jos toimilaitteet saadaan toteutettua kompaktisti, säilyy niiden hyvä tehopainosuhde. Tällainen järjestelmä on myös helposti käyttöön otettavissa ja myöhemmin päivitettävissä.

Edellä kuvatun kaltainen järjestelmä, joka koostuu integroiduista hybriditoimilaitteista, jotka ottavat teholinjasta vain tarvitsemansa keskitehon, on konseptina uusi [2]. Vaikka hybridijärjestelmiä on tutkittu viime aikoina paljon työkoneiden yhteydessä, perustuvat nämä järjestelmät yleensä yhteen keskitettyyn energiavarastoon [5,6]. Tämän ratkaisun etuina ovat yksinkertainen järjestelmärakenne ja mahdollisuus siirtää energiaa yhdeltä toimilaitteelta toiselle, mutta haittapuolena on, että toimilaitteiden ja energiavaraston välillä täytyy siirtää suuria tehoja.

Integroituja toimilaitteita käytetään paljon ilmailualan sovelluksissa, mutta ne perustuvat yleensä sähköhydraulisiin pyörimisnopeusohjattuihin ratkaisuihin, joissa toimilaitteilla on oma sähkömoottorinsa. Niissä tehonsiirto tapahtuu sähköjohtojen välityksellä, joita on helpompi asentaa lentokoneisiin, kuin hydrauliputkistoja [7]. Näiden ratkaisujen heikkoutena on se, että sähkötehon ja hydraulisen tehon välillä on yksi yhteen välityssuhde, mikä johtaa joko matalaan huipputehoon tai suurikokoiseen sähkömoottoriin. Toimilaitteen kokoa voidaan kuitenkin pienentää huomattavasti integroimalla sähkömoottori ja hydraulipumppu kompaktisti yhteen [8]. Tämä ei kuitenkaan muuta sitä, että sähkömoottorin on pystyttävä yksin tuottamaan toimilaitteen vaatima huipputeho.

Tämän diplomityön tarkoituksena on toteuttaa toimiva prototyyppi integroidusta hybridi-toimilaitteesta. Diplomityön rakenne seuraa prototyypin toteuttamista ja lopuksi testaamista. Työn toisessa luvussa esitellään toimilaitteen yhteydessä käytettävä energiatehokas ohjaustapa, sekä toimilaitteen rakenne ja toimintaperiaate. Työn kolmannessa luvussa esitellään toimilaitteidean alustavassa testaamisessa ja mitoituksessa apuna käytetty simulointimalli, sekä alustavia simulointituloksia. Työn neljännessä luvussa käydään läpi toimilaitteen tärkeimpien komponenttien mitoitus sekä niiden sijoittaminen toimilaittekonaisuuteen. Työn viidennessä luvussa esitellään käytetty mittausjärjestelmä ja suoritettavat mittaukset. Työn kuudennessa luvussa analysoidaan saatujen mittaustulosten perusteella toimilaitteen toimintaa. Lopuksi yhteenvetoluvussa kerätään yhteen työstä saadut tulokset ja pohditaan, miten prototyyppiä voitaisiin kehittää edelleen.

2. TOIMILAITEKONSEPTI

Perinteisessä hydraulikassa on käytännössä kaksi erilaista tapaa ohjata hydraulijärjestelmiä: venttiiliohjaus ja pumppuohjaus [9]. Näiden lisäksi kolmantena vaihtoehtona löytyy vielä hydraulimoottorien yhteydessä käytetty sekundääriohjaus. Venttiiliohjatussa järjestelmässä on yleensä yksi pumppu, joka tuottaa tilavuusvirtaa kaikille järjestelmän toimilaitteille. Toimilaitteiden toimintaa ohjataan niille menevää tilavuusvirtaa kuristamalla, mikä tuottaa häviöitä. Pumppuohjaus on paljon energiatehokkaampaa, sillä sen kanssa ei tuoteta ylimääräisiä kuristushäviöitä. Siinä toimilaitteen liikenopeutta ohjataan pumpun kierrostilavuutta säätämällä [9]. Pumppuohjaus vaatii jokaiselle toimilaitteelle oman säätötilavuuspumpun. Tämä on kallista ja voi johtaa suurempiin tyhjäkäyntihäviöihin verrattuna venttiiliohjatun järjestelmään. Venttiiliohjauksessa on pumppuohjaukseen verrattuna paljon paremmat dynaamiset ominaisuudet, sillä venttiilien avaaminen on huomattavasti nopeampaa ja tuottaa tarkemman ohjauksen kuin kierrostilavuuksien muuttaminen [9]. Pumppuohjaus soveltuu parhaiten suuritehoisiin kohteisiin joissa ei tarvita korkeaa tarkkuutta ja joissa on vähän itsenäisesti toimivia toimilaitteita. Sitä käytetään paljon esimerkiksi työkoneiden ajovoimansiirrossa.

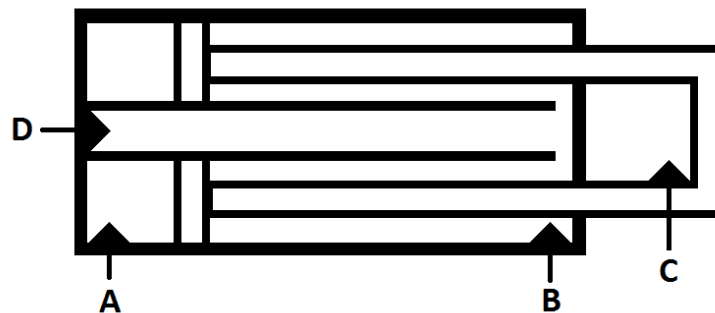
Mobilehydraulikassa yleisesti käytetyt kuormantuntevat järjestelmät ovat eräänlainen yhdistelmä pumppu- ja venttiiliohjausta [3,9]. Kuormantuntevassa järjestelmässä on yksi säätötilavuuspumppu, jolla säädetään järjestelmän painetasoa kulloistakin kuormitustilannetta vastaavalle tasolle. Järjestelmän painetaso määräytyy aina sen toimilaitteen mukaan, johon sillä hetkellä vaikuttaa suurin kuormanpaine [9]. Kuormantuntevalla järjestelmällä saadaan hyvä hyötysuhde, kun ajetaan yhtä toimilaitetta kerrallaan. Tällöin toiminta vastaa lähes pumppuohjattua järjestelmää, sillä syöttöpaine on asetettu lähelle kuormanpainetta ja ylimääräistä kuristusta ei juuri tarvita. Kuitenkin tilanteissa joissa ajetaan useaa toimilaitetta samanaikaisesti, kuristusta tarvitaan sovittamaan syöttöpaine muille toimilaitteille [3]. Tämän lisäksi kuristusta tarvitaan kuorman laskemisen hallitsemiseen. Tämä heikentää mobilehydraulikkajärjestelmien energiatehokkuutta.

Mikään näistä edellä esitetyistä ohjaustavoista ei sovellu erityisen hyvin integroidun toimilaitteen ohjaamiseen. Integroiduilla toimilaitteilla on tarkoitus parantaa hydraulijärjestelmien energiatehokkuutta ja muokattavuutta. Toimilaitetta tulee voida ajaa energiatehokkaasti ja kaikkien toimilaitteiden tulee olla kytkettävissä yhteen teholinjaan ja yhteen paluulinjaan [2]. Lisäksi toimilaitteiden toiminnan tulee olla itsenäistä. Venttiiliohjatun järjestelmä ei ole energiatehokas. Pumppuohjattu järjestelmä vaatii jokaiselle toimilaitteelle omat letkunsä. Kuormantuntevassa järjestelmässä toimilaitteiden toiminta vaikuttaa muun järjestelmän energiatehokkuuteen ja näin ollen toimilaitteiden toiminta ei ole itsenäistä.

2.1 Sekundääriohjaus

Sekundääriohjaus on yksi energiatehokkaimmista ohjausmenetelmistä hydraulimoottoreille [9]. Sen toimintaperiaatteena on säätää hydraulimoottorin tuottamaa vääntömomenttia säätämällä hydraulimoottorin kierrosluvuutta. Toimintaperiaate on lähes sama kuin pumppuohjauksessa, mutta tällä kertaa säädetään toimilaitetta eikä pumppua. Sekundääriohjauksen etuina energiatehokkuuden lisäksi ovat yksinkertainen hydraulipiiri, ja mahdollisuus energian talteenottamiseen esimerkiksi kuormaa laskettaessa [10]. Sekundääriohjauksessa järjestelmässä voidaan siis käyttää yhtä vakiotilavuuspumppua ja ohjata useaa toimilaitetta ilman ylimääräisiä kuristuksia. Tämän ohjausmetodin rajoituksena on kuitenkin vaatimus muuttuvatilavuusisesta toimilaitteesta, joten sen soveltaminen hydraulisyliinterien ohjaamiseen on ajateltu olevan mahdotonta [10].

Hydraulisyliinteri portaattomasti säädettävällä männän pinta-alalla on tähän tietoon mahdollon toteuttaa [10]. Diskreettejä versioita kuitenkin löytyy monikammiosyliinterien muodossa. Yksinkertaisimmillaan monikammiosyliinterin voi toteuttaa kiinnittämällä rinnakkain kaksi sylinteriä, joilla on eri suuruinen männän pinta-ala [10]. Näin käytettävissä on neljä eri suuruista kammio-pinta-alaa. Myös tätä kehittyneempiä integroituja ratkaisuja löytyy markkinoilta. Kolme- ja nelikammioisten sylinterien valmistaminen on suhteellisen yksinkertaista. Kuvassa 2 on esitetty nelikammioisen sylinterin rakenne.

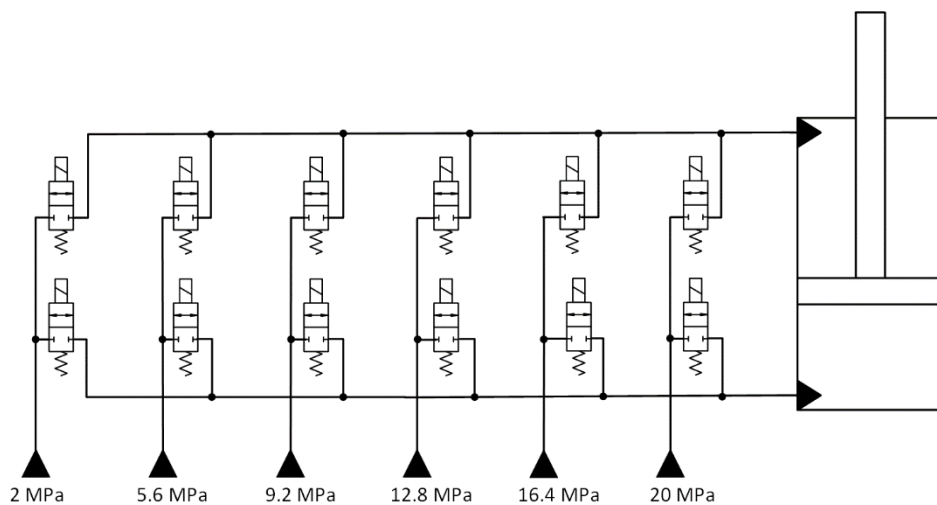


Kuva 2. *Integroitu nelikammiosyliinteri [10]*

Linjama et al. esittelivät vuonna 2009 sekundääriohjatun digitaalhydraulisen monikammiosyliinterin. Tämä konsepti mahdollistaa toimilaitteessa vaikuttavan kammio-pinta-alan valitsemisen kulloisenkin kuormitustilanteen mukaan. Koska jokainen sylinterin neljästä kammioista voidaan kytkeä joko korkea- tai matalapaineeseen, erilaisia ohjaukskombinaatioita on 2^4 eli yhteensä 16. Monikammiosyliinteriä ohjaava säädin laskee kaikkien käytettävissä olevien ohjaukskombinaatioiden tuottamat voimat ja valitsee sen ohjaukskombinaation, jonka tuottama voima on lähimpänä haluttua referenssi arvoa. Paineet kytketään sylinterin kammioihin nopeatoimisilla ja hyvän läpäisyn omaavilla on/off-venttiileillä. Ohjaukskombinaatiota vaihdetaan useita kertoja sylinterin liikkeen aikana. Tämä konsepti eroaa täysin perinteisestä venttiiliohjatusta järjestelmästä. [10]

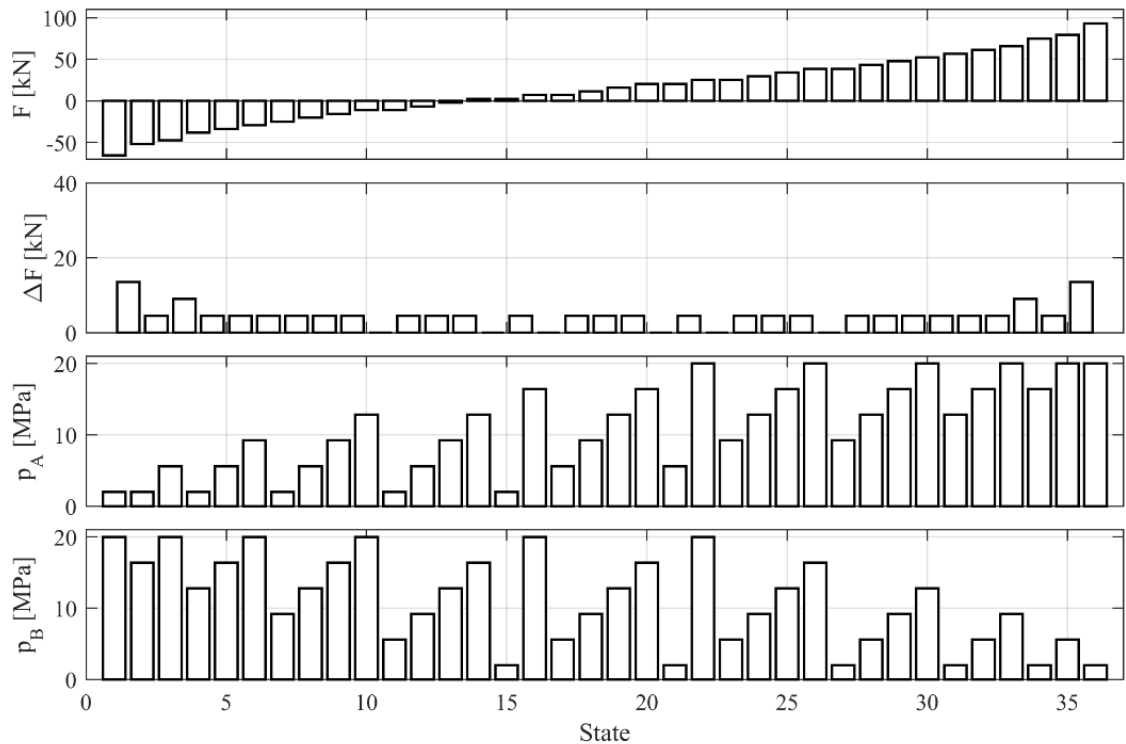
Sekundäriohjatulla monikammiosylinterillä on saavutettu yli 60 % pienemmät energiahäviöt verrattuna kuormantuntevaan järjestelmään. Tämä on seurausta pienentyneistä kurostushäviöistä ja energian talteenottamisesta kuormaa laskettaessa. Energiatohokkuutta laskevia häviöitä syntyy tässä järjestelmässä kuitenkin sylinterikammioiden edestakaisesta paineistamisesta. Lisäksi sekundäriohjatun monikammiosylinterin ohjattavuuden kanssa ilmeni ongelmia pienillä nopeuksilla. Tässä konseptissa ohjattavuus paranee inertia kasvaessa ja toimii parhaiten suurilla hitausmassoilla. [10]

Monikammiosylinterin säädettävyyttä ja energiatohokkuutta voitaisiin parantaa edelleen, jos käytettävissä olisi useampia kammio-pinta-aloja ja sitä kautta ohjauskombinaatioita, joista valita aiempaa parempia ohjausvaihtoehtoja. Kammioiden määrän kasvattaminen ei kuitenkaan onnistu helposti ainakaan integroidussa rakenteessa. Toinen vaihtoehto ohjauskombinaatioiden lisäämiseen on käyttää tavallista epäsymmetristä sylinteriä toimilaitteena, jolloin kammio-pinta-alat ovat kiinteitä, ja käyttää useita diskreettiarvoisia painelähteitä [2]. Ideana on kytkeä sylinterin kammioihin kuormitustilanteeseen sopivat paineet käyttämällä on/off-venttiilejä. Esimerkiksi kuudella painelähteellä saataisiin 6^2 eli 36 erilaista ohjauskombinaatiota, mikä on yli kaksinkertainen määrä kuin nelikammiosylinterin tapauksessa. Näin välttyttäisiin myös sylinterikammioiden jatkuvalta paineistamiselta matalapaineesta korkeapaineeseen ohjauskombinaatioita vaihdettaessa. Pienemmistä paineen muutoksista seuraa myös pienemmät paineistamishäviöt.



Kuva 3. Standardi sylinteri ja kuusi erillistä tasaisin välein valittua painelähdettä

Kuvassa 3 on havainnollistettu painelähteiden kytkemistä sylinterin kammioihin. Kuuden painelähteen painetasot on jaettu tasaisesti 2 MPa ja 20 MPa välille. Kuvassa 4 on esitetty kaikki sylinterillä käytettävissä olevat voimat, jotka tällaisella kytkennällä on mahdollista toteuttaa. Tässä esimerkissä standardimallisen epäsymmetrisen sylinterin koko on \varnothing 80/40 mm. Kuvaajasta nähdään myös, mitkä paineet kuhunkin kammioon on kytketty eri voimien tuottamiseksi ja kuinka suuri muutos voimassa tapahtuu edelliseen arvoon verrattuna.



Kuva 4. Voimatasot kuudella tasavälein valitulla painelähteellä

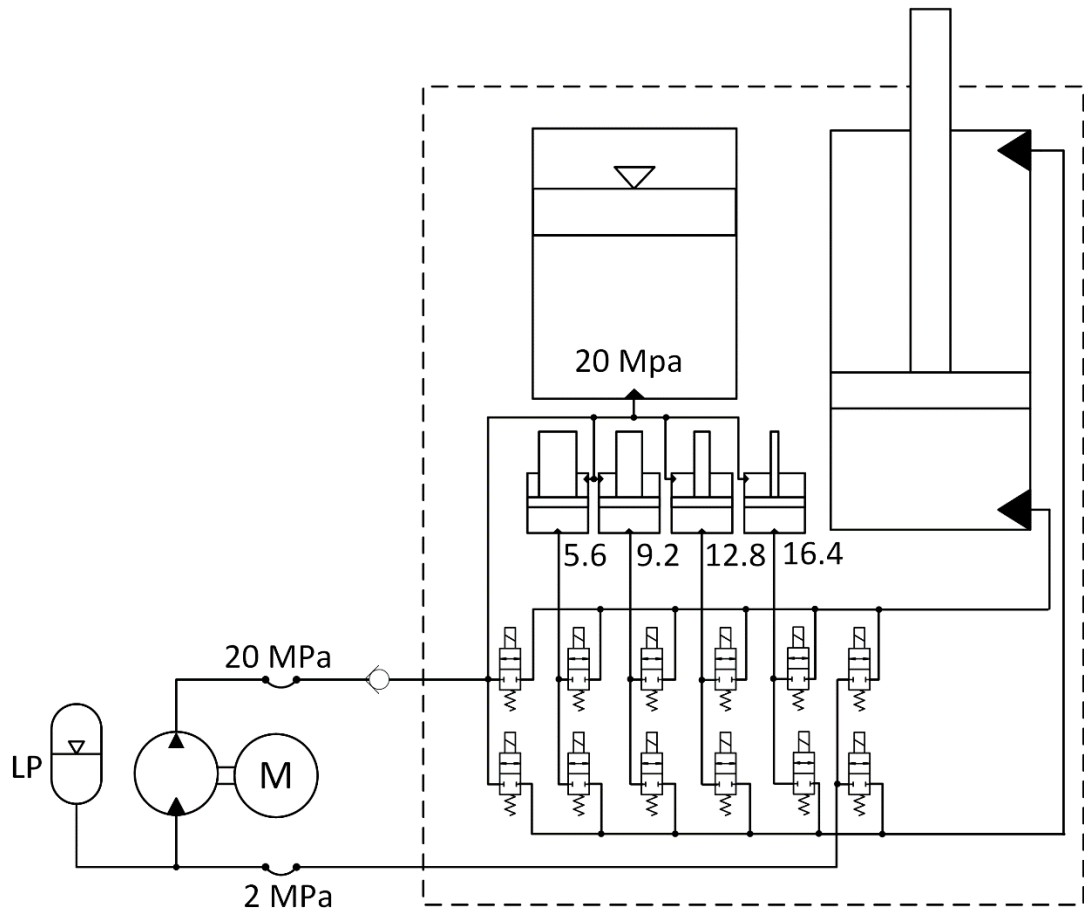
Valituilla painelähteiden arvoilla saavutettavat voimat asettuvat tasaisesti koko käytettävissä olevalla voima-alueella. Suurempia askelia on vain voima-alueen ääripäissä. Tällaisen järjestelmän toiminta vaikuttaa lupaavalta. Haasteena on kuitenkin, kuinka saadaan tuotettua energiatehokkaasti eri suuruiset painelähteet sylinterin kammioille.

2.2 Integroitu digitaalinen toimilaitte

Sylinterien ohjaamiseen soveltuva energiatehokas digitaalihydraulinen lähestymistapa, jossa sylinteriä ohjataan valitsemalla kulloiseenkin kuormitusilanteeseen sopiva ohjauskombinaatio, vaikuttaa lupaavalta tavalla ohjata myös integroitua toimilaitetta. Usean painelähteen ratkaisulla voidaan saavuttaa enemmän ohjauskombinaatiota ja näin ollen tarkempi ohjaus. Lisäksi pienennetään kammioiden edestakaisesta paineistamisesta syntyviä häviöitä. Ongelmana tässä ratkaisussa on kuinka tuottaa tehokkaasti eri suuruisia painetasoja. Eri painetasojen tuottamisen tulee tapahtua toimilaitteella paikallisesti, sillä usean painelinjan vetäminen toimilaitteelle ei tue ajatusta itsenäisesti toimivasta toimilaitteesta tai hajautetuista järjestelmästä.

Yksi integroidun toimilaitteen vaatimuksista on kyky tuottaa suuria hetkellisiä tehoja hyödyntämällä paikallista energiavarausta [2]. Jos toimilaitteen tarvitsemat erisuuruiset painetasot tuotetaan suoraan paikallisesta energiavarausta, päästään tilanteeseen, jossa pumpulta tulevaa syöttölinjaa käytetään ainoastaan energiavarauston lataamiseen ja toimilaitteen toiminta on täysin itsenäistä muusta järjestelmästä. Kuvassa 5 on esitetty yksi

lähestymistapa, jossa paikallista energiavarausta hyödyntämällä voidaan tuottaa useita painetasoja toimilaitteelle energiatehokkaasti ilman kuristuksia.



Kuva 5. Toimilaittekonseptin hydraulikaavio [2]

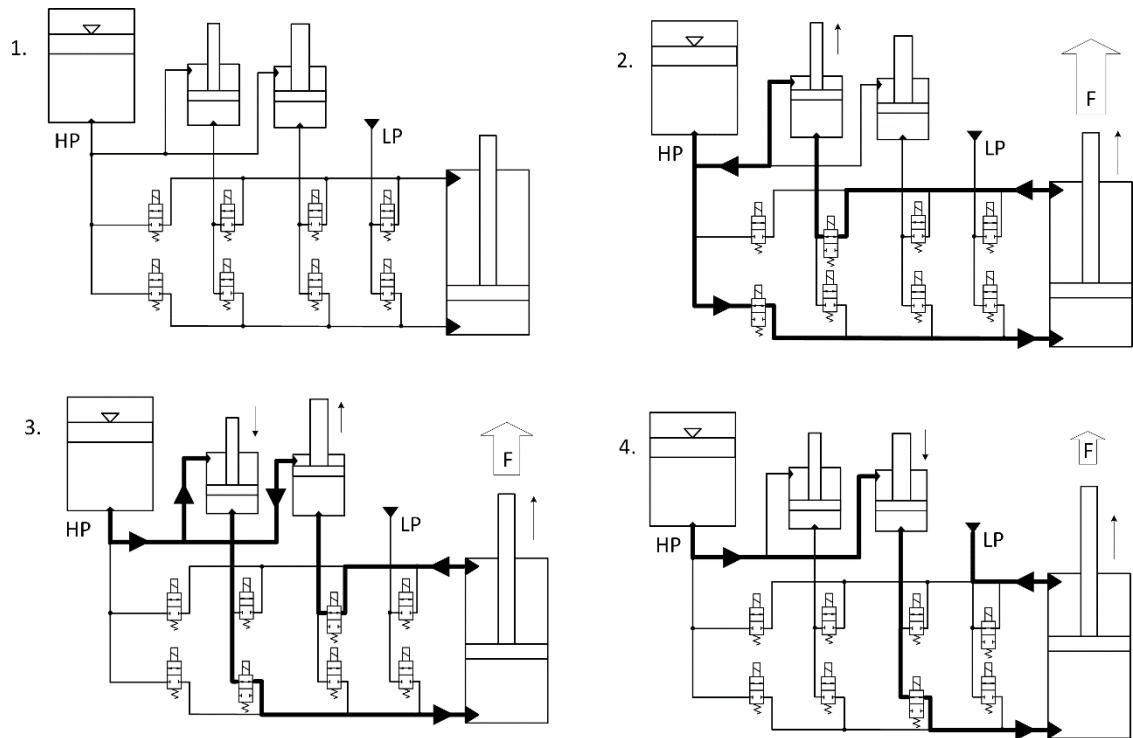
Kuvassa katkoviivalla rajattu alue käsittää integroituun toimilaitteeseen kuuluvat komponentit. Tässä konseptissa toimilaitteeseen on kiinnitetty yksi korkeapaineinen mäntäpaineakku, jota ladataan tarvittaessa pumpulla. Neljä pientä epäsymmetristä sylinteriä toimivat paineenmuuntimina korkeapaineakun ja toimilaitteen varsinaisen työtä tekevän sylinterin välillä. Paineen muuntaminen perustuu yksinkertaisesti sylinterinkammioiden pinta-alojen suhteeseen. Sylinterien ja korkeapaineakun lisäksi toimilaitteessa on 12 on/off-venttiiliä joilla painet yhdistetään työsylinterin kammioihin. Matalapainelinjan paineistamiseen käytetään paineakkua, jonka painetasoksi on tässä valittu 2 MPa.

Tämän ratkaisun etuna verrattuna usean paineakun käyttämiseen on, että riippumatta korkeapaineakun latauksesta, käytettävissä olevat paineet asettuvat tasaisin välein korkeimman ja matalimman paineen välille [2]. Tämä tosin pitää paikkansa vain, jos välipaineita tuottavat sylinterit eivät ole ajettuna päätyihinsä. Näin ollen toimilaitteen säätimen tulee tietää välipainesylinterien asemat, ja rajoittaa tarvittaessa niiden painelähteiden käyttämistä, joissa sylinterit ovat ajautuneet lähelle päätyään [2]. Jos painelähteiden käyttöä

rajoitetaan liikaa, käytettävissä olevien ohjauksohjauskominaatioiden määrä vähenee. Tämä heikentää toimilaitteen ohjattavuutta ja energiatehokkuutta. Toimilaitteen säätimen on siis tasapainoitava energiatehokkuuden, ohjattavuuden ja painelähteiden loppuun käyttämisen estämisen välillä.

Yhden paineakun ja paineenmuuntimien käyttäminen yksinkertaistaa energiavaraston lataamista. Jos jokaisella painelähteellä olisi oma akkunsaa, tarvittaisiin lisää venttiilejä, joilla valita, mitä akuista pumpulla milloinkin ladattaisiin. Ylimääräisten venttiilien lisäksi usean paineakun käyttäminen veisi huomattavasti enemmän tilaa, sillä paineakkuja ei voitaisi mitoittaa erityisen pieniksi, kun painelähteiden painetasojen ei haluta heilahtelemaan suuresti. Jos molempiin työsylinterin kammioihin kytkettäisiin eri painetasoa omaava paineakku, toisen akun painetaso putoaisi nopeasti ja toisen taas kasvaisi sylinterin liikkuessa. Jos taas molemmat kammiot on kytketty samaan paineakkuun paineenmuuntimien kautta, toinen muuntimista purkaa akusta energiaa ja toinen taas lataa sitä takaisin. Tällöin akusta purkautuu tai kuormanlaskutilanteessa siihen latautuu vain paineenmuuntimien tilavuuksien muutosten erotuksen suuruinen öljytilavuus. Näin ollen painetasoa muutokset ovat huomattavasti hillitympiä käytettäessä vain yhtä paineakkua.

Toimilaitteen toimintaa on havainnollistettu kuvassa 6. Yksinkertaistamisen vuoksi tässä esimerkissä painelähteitä, joiden painetasot on valittu tasaisin välein, on vain neljä. Suurin paine saadaan suoraan paineakusta, jonka jälkeen toiseksi suurin paine saadaan ohuemman männänvarren omaavasta välipainesylinteristä, kolmanneksi suurin paksumman männänvarren omaavasta välipainesylinteristä ja matalin paine suoraan matalapainelinjasta. Esimerkkiin on valittu ohjaukset, jotka havainnollistavat erityisesti välipaineita tuottavien sylinterien liikkumista. Valituista ohjauksohjauskominaatiosta suurin voima tuotetaan tilanteessa kaksi, jonka jälkeen tuotettu voima pienenee tilanteissa kolme ja neljä. Voidaan siis ajatella, että tässä esimerkissä sylinteriä kiihdytetään liikkeelle ensin suuremmalla voimalla ja nopeuden kasvaessa siirrytään ohjauksessa pienempiin voimiin.



Kuva 6. Toimilaitteen toimintalogiikka

Ensimmäisessä tilanteessa kaikki venttiilit ovat kiinni ja sylinterit eivät liiku. Toisessa tilanteessa korkein paine kytketään työsylinterin A-kammioon ja toiseksi korkein paine sylinterin B-kammioon. Tästä seuraa se, että työsylinteri lähtee liikkumaan ylöspäin ja sen B-kammioista poistuva virtaus liikuttaa myös toiseksi korkeinta painetta tuottavaa sylinteriä ylöspäin. Välipainesylinterin B-kammioista poistuva virtaus kulkeutuu takaisin paineakulle. Kolmannessa tilanteessa työsylinterin A-kammioon kytketään toiseksi suurin paine ja B-kammioon kolmanneksi suurin paine. Nyt toiseksi suurimman paineen tuottava sylinteri liikkuu alaspäin ja siitä poistuva tilavuusvirta työntää työsylinteriä ylöspäin. Työsylinterin B-kammioista poistuva virtaus taas liikuttaa kolmanneksi suurinta painetta tuottavaa sylinteriä ylöspäin, jolloin sen B-kammioista poistuva virtaus palautuu paineakulle. Neljännessä tilanteessa kolmanneksi suurin paine kytketään työsylinterin A-kammioon ja matalapainelinja kytketään sylinterin B-kammioon. Nyt kolmanneksi suurimman paineen tuottava sylinteri liikkuu alaspäin ja siitä poistuva tilavuusvirta työntää työsylinteriä ylöspäin. Työsylinterin B-kammioista poistuva virtaus kulkeutuu matalapainelinjassa olevaan matalapaineakkuun. Paineakusta otettava virtaus riippuu siis sekä työsylinterin liikenopeudesta että työsylinterillä tuotettavasta voimasta.

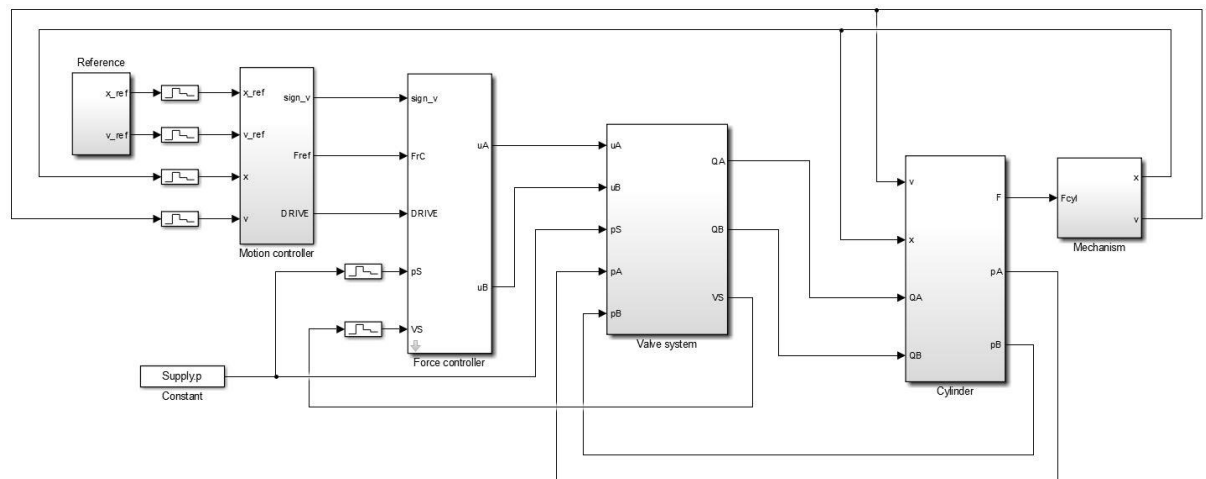
Tämän konseptin avulla on teoriassa mahdollista toteuttaa energiatehokas digitaalihydraulinen toimilaitte, joka pystyy varastoimaan energiaa paikallisesti ja lataamaan energia-varastoa keskiteholla syöttölinjasta. Lisäksi toimilaitte voi muuntaa hydraulista energiaa tehokkaasti mekaaniseksi työksi, joka sisältää huomattavasti hydraulista keskitehoa suurempia tehopiikkejä, kytkemällä sopivat paineet sylinterin kammioihin. Näin ollen keski-

tetty hydraulitehonlähde voidaan mitoittaa toimilaitteiden keskitehon mukaan ja toimilaitteet voidaan kytkeä teholähteeseen yhdellä keskikokoisella korkeapainelinjalla ja yhdellä paluulinjalla [2].

Tämä lähestymistapa sisältää kuitenkin joitakin rajoituksia, joista yksi on paineakun energian varastointikapasiteetti. Paineakun varauksen tulee riittää tehohuippujen tuottamiseen. Akun fyysistä kokoa ei kuitenkaan voida kasvattaa loputtomasti, sillä sen tulee mahduttaa toimilaitteen yhteyteen. Tästä voi aiheutua ongelmia tietyn tyypin kuormitusjaksojen kanssa, joissa tehohuiput seuraavat nopeasti toisiaan. Tehonlähteiden energiatasojen hallinta voi aiheuttaa myös ongelmia. Jos toimilaitteen painetaso on liian matala ei toimilaitte pysty tuottamaan tarvittavia voimia; jos painetaso taas on liian korkea, ei energiaa voida ottaa enää talteen. Välipainesylintereitä on pyrittävä estämään ajautumasta päätyihinsä ja näin ollen niiden käyttöä on tarvittaessa rajoitettava, mikä vähentää käytävissä olevia ohjauksohjauslogiikkaa. Toimilaitteen ohjattavuus perustuu eri ohjaustiloihin, joiden välillä vaihtamisen pitää tapahtua sulavasti. Jotta tämä olisi mahdollista, tarvitaan nopeita komponentteja ja älykästä ohjauslogiikkaa. [2]

3. TOIMILAITTEEN SIMULOINTIMALLI

Ennen varsinaisen toimilaitteprototyypin rakentamista tehdään toimilaittekonseptista simulointimalli. Simulointimallilla on tarkoitus selvittää alustavasti, miten tällainen toimilaitte käyttäytyy erilaisissa tilanteissa ja ilmeneekö sen toiminnassa jotain ongelmia. Simulointimallia käytetään apuna myös prototyypin komponenttien mitoittamisessa ja säätimen virittämisessä. Valmista toimilaitteprototyyppiä on tarkoitus testata samalla testipuomilla, jolla on aikaisemmin testattu kuormantuntevan järjestelmän ja sekundääriohjautun monikammiosylinterin toimintaa [10]. Myös simulointimalli pohjautuu tähän todelliseen testausjärjestelmään, jolla mallinetaan keskikoisen työkoneneen puomin kokema kuormitusta. Vaikka simulointimallia on yksinkertaistettu, tärkeimmät kuormitusominaisuudet säilyvät. Simulointimallin rakenne on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. *Simulointimalli*

Simulointimalli koostuu mekaniikkamallista, sylinterimallista, venttiilimallista ja säätimestä, joka on jaettu kahteen tasoon. Liikesäädin laskee referenssiasemasta ja referenssinopeudesta referenssivoiman ja välittää sen voimasäätimelle. Voimasäädin vertaa referenssivoimaa käytettävissä olevien ohjauskombinaatioiden tuottamiin voimiin ja valitsee niistä tilanteeseen sopivimman vaihtoehdon. Säätimen ohjaussignaali välitetään venttiilimallille, joka yhdistää valittujen painelähteiden tuottamat tilavuusvirrat sylinterimalliin. Painelähteet ovat tässä vaiheessa mallinnettu vakioarvoiksi: 2, 5.6, 9.2, 12.8, 16.4 ja 20 MPa. Lopuksi sylinterimallin tuottama voima kytketään mekaniikkamalliin, jonka ulostuloina saadaan sylinterin liikenopeus ja asema.

3.1 Mekaniikka ja hydraulikomponentit

Mekaniikkamalli sisältää yksinkertaisen viidenkymmenen tuhannen kilon hitausmassan. Hitausmassan lisäksi malliin voidaan lisätä ulkoisia kuormituksia. Työsylinterin kitkavoimat on mallinnettu käyttämällä Stribeckin käyrää ja liikesuunnan vaihtumista nol-lanopeuden tuntumassa on pehmenetty käyttämällä hyperbolista tangenttifunktiota [11]. Mekaniikkamalli kokonaisuudessaan ilman ulkoista kuormitusta on

$$m\ddot{x} = F_{cyl} - \tanh(K\dot{x}) * \left[F_C + (F_S - F_C)e^{-\left(\frac{\dot{x}}{v_{min}}\right)^2} \right] - b\dot{x}, \quad (1)$$

jossa m on hitausmassa, \ddot{x} on sylinterin kiihtyvyys, F_{cyl} on sylinterin tuottama voima, K on kerroin, joka määrittää kuinka nopeasti kitkavoima muuttuu nol-lanopeuden ympäris-tössä, \dot{x} on sylinterin nopeus, F_C on Coulombin kitka, F_S on lepokitka, v_{min} on minimi-kitkan nopeus ja b on viskoosikitkerroin.

Sylinterimallissa sylinterin A- ja B-kammion paineet p_A ja p_B on mallinnettu hydraulisina kapasitansseina. Paineiden muutosnopeutta \dot{p}_A ja \dot{p}_B sylinterin kammioissa kuvaavat yh-tälöt

$$\dot{p}_A = B \frac{\sum Q_A - \dot{x}A_A}{x_{A_A} + V_0} \quad (2)$$

$$\dot{p}_B = B \frac{\sum Q_B + \dot{x}A_B}{(s-x)_{A_B} + V_0}, \quad (3)$$

joissa B on tehollinen puristuskerroin, A_A on A-kammion pinta-ala, A_B on B-kammion pinta-ala, Q_A on sylinterin A-kammioon tuleva tilavuusvirta, Q_B on sylinterin B-kammi-oon tuleva virtaus, x on sylinterin asema, V_0 on sylinterikammion kuollut tilavuus ja s on sylinterin iskunpituus. Sylinterin tuottama voima saadaan laskettua yhtälöstä

$$F_{cyl} = p_A A_A - p_B A_B. \quad (4)$$

Simulointimallissa sylinterin kammioihin tulevat tilavuusvirrat lasketaan kaikista paine-lähteistä tulevien tilavuusvirtojen summana. Käytännössä toimilaitteen säädin kuitenkin kytkee vain yhden painelähteen kerrallaan sylinterinkammioihin avaamalla kyseisiä pai-nelähteitä vastaavat venttiilit. Näin muilta painelähteiltä tulevien tilavuusvirtojen arvot pysyvät nollassa. Yksittäinen virtaus on/off-venttiilin läpi on määritelty käyttämällä nel-iöjuuriyhtälöä, jossa derivaatan arvo on rajoitettu äärelliseksi paine-eron lähestyessä nol-laa

$$Q_A = \begin{cases} \text{sign}(p_S - p_A) * x_v K_v \sqrt{|p_S - p_A|}, & |p_S - p_A| \geq p_{tr} \\ \text{sign}(p_S - p_A) * x_v K_v \frac{|p_S - p_A|}{2\sqrt{p_{tr}}} \left(3 - \frac{|p_S - p_A|}{p_{tr}} \right), & |p_S - p_A| < p_{tr} \end{cases} \quad (5)$$

$$Q_B = \begin{cases} \text{sign}(p_S - p_B) * x_v K_v \sqrt{|p_S - p_B|}, & |p_S - p_B| \geq p_{tr} \\ \text{sign}(p_S - p_B) * x_v K_v \frac{|p_S - p_B|}{2\sqrt{p_{tr}}} \left(3 - \frac{|p_S - p_B|}{p_{tr}}\right), & |p_S - p_B| < p_{tr} \end{cases} \quad (6)$$

jossa p_S on yksittäinen syöttöpaine, x_v on venttiilin avaus ja p_{tr} on paine-ero, jota pienemmillä arvoilla virtaus muuttuu laminaariseksi [12]. Virtauskerroin K_v on määritelty kaavalla

$$K_v = \frac{Q_N}{\sqrt{\Delta p_N}}, \quad (7)$$

jossa Δp_N on venttiilin yli vallitseva nominaali paine-ero ja Q_N sitä vastaava tilavuusvirta. Kun venttiiliä komennetaan auki tai kiinni, venttiilin avauksen x_v arvo vaihtuu nollan ja yhden välillä venttiilin dynamiikan määrittelemällä tavalla. Venttiilin dynamiikka on mallinnettu yksinkertaisesti viiveellä ja liikeajalla, jonka aikana venttiilin avaus muuttuu tasaisella nopeudella. Kaikkien simuloinneissa käytettyjen parametrien arvot on kerätty liitteeseen A.

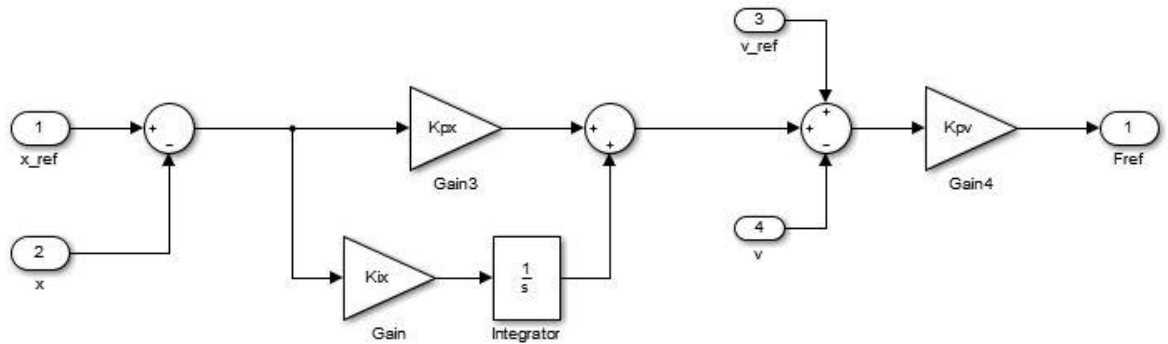
3.2 Toimilaitteen säädin

Toimilaitteen ohjaamiseen käytettävä säädin sisältää kaksi tasoa. Sisempi taso eli voimasäädin ohjaa sylinterin tuottamaa voimaa ja ulompi taso eli liikesäädin laskee tuotettavalle voimalle referenssiarvon käyttämällä hyväkseen asema- ja nopeustakaisinkytkentää. Toimilaitteen ohjaaminen perustuu eri ohjaustilojen käyttämiseen. Ohjaustila sisältää tiedon mikä paine kytketään työsylinterin A-kammioon ja mikä paine kytketään B-kammioon. Voimasäätimen ensimmäinen versio olettaa sylinterien kitkavoimat ja venttiilien virtaushäviöt säädön kannalta merkityksettömän pieniksi.

Säätimen ulostulona on ohjaussignaali on/off-venttiileille, jotka kytkevät valitun tilan osoittamat paineet työsylinterin kammioihin. Ohjaustilan vaihtamisen yhteydessä aukeavia venttiilejä viivästetään noin 3 ms. Näin edellistä tilaa vastaavat venttiilit ehtivät sulkeutumaan ennen kuin uuden tilan venttiilit ovat auenneet täysin. Tarkoituksena on vähentää tilanvaihtojen yhteydessä tapahtuvaa oikosulkuvirtausta ja siitä johtuvia energiahäviöitä [10].

3.2.1 Liikesäädin

Liikesäädin koostuu PI-tyyppisestä asemasäätimestä ja P-tyyppisestä nopeussäätimestä. Säätimen toiminnallinen rakenne on esitetty kuvassa 8.



Kuva 8. *Liikesäädin*

Liikesäätimen sisääntuloina ovat referenssiasiema, asematakaisinkytkentä, referenssinopeus ja nopeustakaisinkytkentä. Säätimen ulostulona on referenssivoima F_{ref} , joka välitetään voimasäätimelle. Toimilaitteen vastetta voidaan säätää virittämällä asema- ja nopeussäätimen kertoimia K_{px} , K_{ix} ja K_{pv} . Suuremmilla kertoimilla toimilaitte reagoi nopeammin asema- ja nopeusvirheisiin. Liian suuret kertoimet johtavat kuitenkin ylityksiin vasteessa ja pahimmillaan järjestelmän epästabiilisuuteen.

Referenssivoiman laskemisen lisäksi liikesäätimellä on myös toinen tehtävä. Voimaohjauksella järjestelmällä on vaikea saavuttaa tasaista liikenopeutta, koska tuotettavat voimat aiheuttavat aina joko positiivisen tai negatiivisen kiihtyvyyden [10]. Tämä hankaloittaa liikkeen pysäyttämistä, kun käytössä on vain rajallinen määrä ohjaustiloja. Tämän ongelman ratkaisemiseksi liikesäädin vertaa asemavirhettä ja referenssinopeutta ennalta määrättyihin toleranssiarvoihin. Jos sekä asemavirhe että referenssinopeus ovat asetettuja toleransseja pienempiä, pysäyttää liikesäädin toimilaitteen liikkumisen sulkemalla kaikki on/off-venttiilit [10]. Liikkumista jatketaan uudelleen, kun referenssinopeuden tai asemavirheen arvo ylittää asetetut toleranssit. Asemavirheelle on käytössä eri toleranssi liikkeen pysäyttämiseksi ja liikkeen aloittamiseksi. Liikkeen aloittamisen toleranssi on asetettu pysäyttämistä suuremmaksi. Näin pieni värähtely asemassa ei aiheuta säätimen aktivoitumista.

3.2.2 Voimasäädin

Yksinkertaisin tapa toteuttaa voimasäädin on laskea kaikkien eri ohjaustilojen tuottamat voimat ja valita aina se ohjaustila, jonka tuottama voima on lähimpänä haluttua referenssivoimaa. Eli tila jolla saavutetaan pienin voimavirhe [10]. Tällainen säädin ei kuitenkaan ole paras mahdollinen ratkaisu, jos halutaan saavuttaa hyvä energiatehokkuus. Sylinterin kammioiden paineistamisesta syntyviä häviöitä voidaan pienentää, jos säädin suosii ohjaustiloja valittaessa sellaisia tiloja, joissa kammioiden paineet muuttuvat vähän edelliseen tilaan verrattuna. Tämä myös vähentää tilojen jatkuvaa vaihtelua, sillä säädin ei vaihda uuteen ohjaustilaan, vaikka sillä saavutettaisiin vähän pienempi voimavirhe, jos se aiheuttaa suuria muutoksia kammioaineisiin.

Tässä konseptissa säätimen on lisäksi huolehdittava, ettei välipaineita tuottavia sylintereitä ajeta päätyihin [2]. Jos välipainesylinteri ajautuu A-kammion puoleiseen päätyynsä, ei siitä saada enää ulos tilavuusvirtaa, ja jos välipainesylinteri ajautuu B-kammion puoleiseen päätyynsä, siihen ei voida enää syöttää työsylinteristä poistuvaa tilavuusvirtaa. Säätimen tulisi siis pyrkiä ohjaamaan välipainesylintereitä aina takaisin kohti niiden keskiasentoa. Käytännössä tämä voidaan toteuttaa siten, että säädin pyrkii välttämään käyttämästä tiloja, joissa välipainesylintereitä ajetaan kauaksi keskiasennosta ja suosii tiloja, joissa sylintereitä ajetaan keskiasentoa kohti. Jotta tämä on mahdollista toteuttaa, säätimen tulee tietää, missä asemassa välipainesylinterit kulloinkin ovat.

Todellisessa testilaitteessa välipainesylinterien asemat tullaan mittaamaan potentiometreillä. Koska tässä simulointimallissa painelähteet on mallinnettu pelkkinä vakioarvoina, ei välipainesylinterien asemia varsinaisesti simuloida. Tämä ei kuitenkaan ole ongelma, sillä painelähteistä ulostulevasta ja niihin menevästä tilavuusvirtauksesta voidaan laskea painelähteiden öljytilavuuksien muutokset, jotka ovat suoraan yhteydessä sylinterien asemiin. Välipainesylinterien asemien muutoksien selvittämistä mielenkiintoisempaa onkin selvittää, kuinka suurta öljytilavuuden vaihtelua välipainelähteissä tapahtuu. Tätä tietoa tarvitaan myös mitoitettaessa testilaitteeseen tulevia komponentteja. Simulointimallissa säädin käyttää siis ohjaustilojen valitsemisessa apuna välipainesylinterien aseman sijasta välipainelähteiden tilavuuksia, jotka lasketaan venttiilien läpi kulkevia tilavuusvirtauksia integroimalla.

3.2.3 Voimasäätimen toteutus

Toimilaitteen voimasäädin käyttää ohjaustilojen valitsemiseen sakkofunktiota

$$C = F_{err2} + C_{dF} + C_{VS} , \quad (8)$$

jossa F_{err2} on ohjaustilan voimavirheen neliö, C_{dF} on ohjaustilan paineen muutoksista laskettava sakkotermi ja C_{VS} on ohjaustilalle välipainetilavuuksien käyttämisestä laskettava sakkotermi. Säädin laskee sakkofunktiolla sakon jokaiselle käytettävissä olevalle ohjaustilalle ja valitsee käytettäväksi aina sen ohjaustilan, jolla sillä hetkellä on pienin sakko.

Voimavirheen neliö lasketaan jokaiselle ohjaustilalle kaavalla

$$F_{err2} = (F_{ref} - F_i)^2 , \quad (9)$$

jossa F_i on kyseessä olevan ohjaustilan tuottama voima, joka saadaan laskettua kaavalla 4, kun kaavaan sijoitetaan ohjaustilan osoittamat paineet. Toiseen potenssiin korottamisen ansiosta painotetun voimavirheen arvot ovat aina positiivisia. Lisäksi potenssiin korottamisen seurauksena suuret voimavirheiden arvot painottuvat entisestään.

Ohjaustilan paineen muutoksien sakkotermi lasketaan jokaiselle ohjaustilalle kaavalla

$$C_{dF} = W_{dF}(|\Delta p_A A_A| + |\Delta p_B A_B|), \quad (10)$$

jossa W_{dF} on sakkotermin painokerroin, Δp_A on paineenmuutos edellisestä ohjaustilasta työsylinterin A-kammiossa ja Δp_B on paineenmuutos edellisestä ohjaustilasta työsylinterin B-kammiossa. Paineen muutoksia painotetaan kammioiden pinta-aloilla, jolloin paineen muutosten sijaan sakotetaan tarkemmin ottaen voiman muutoksia sylinterien kammioiden. Näin ollen A-kammiossa tapahtuvia paineen muutoksia sakotetaan B-kammiossa tapahtuvia muutoksia enemmän.

Sakkotermi välipaineiden käyttämiselle lasketaan jokaiselle ohjaustilalle kaavalla

$$C_{VS} = C_{VSA} + C_{VSB}, \quad (11)$$

jossa C_{VSA} on sakkotermi A-kammioon kytkettäville painelähteille ja C_{VSB} on sakkotermi B-kammioon kytkettäville paineille. Nämä sakkotermit lasketaan kaavoilla

$$C_{VSA} = \begin{cases} VS_{A2} * WVS_{pos}, & VS_{A2} \geq 0 \\ VS_{A2} * WVS_{neg}, & VS_{A2} < 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$C_{VSB} = \begin{cases} VS_{B2} * WVS_{pos}, & VS_{B2} \geq 0 \\ VS_{B2} * WVS_{neg}, & VS_{B2} < 0 \end{cases} \quad (13)$$

joissa VS_{A2} on A-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuuden neliö, VS_{B2} on B-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuuden neliö, WVS_{pos} on painokerroin, jolla kasvatetaan niiden ohjaustilojen sakotusta, joissa ollaan ajamassa painelähteitä kauemmaksi keskiasennostaan ja WVS_{neg} on painokerroin, jolla pienennetään niiden ohjaustilojen sakotusta, joissa ollaan ajamassa painelähteitä takaisin kohti keskiasentoa.

Tilavuuksien neliöiden merkki riippuu työsylinterin liikesuunnasta v_{sng} , jonka liikesäädin välittää voimasäätimelle. Liikesuunnat on valittu siten, että työsylinterin liikkuessa ylöspäin liikesuunta on positiivinen. Tilavuuksien neliöt lasketaan kaavoilla

$$VS_{A2} = \begin{cases} -sgn(VS_A) * VS_A^2, & v_{sng} \geq 0 \\ sgn(VS_A) * VS_A^2, & v_{sng} < 0 \end{cases} \quad (14)$$

$$VS_{B2} = \begin{cases} sgn(VS_B) * VS_B^2, & v_{sng} \geq 0 \\ -sgn(VS_B) * VS_B^2, & v_{sng} < 0 \end{cases} \quad (15)$$

joissa VS_A on työsylinterin A-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuus ja VS_B työsylinterin B-kammioon kytkettävän painelähteen tilavuus. Painelähteiden tilavuudet on simulointimallissa skaalattu siten, että simuloinnin alussa niiden arvo on nolla. Näin ollen tilavuuksien arvojen muuttuessa nähdään suoraan paljonko ne poikkeavat alkuasemastaan. Välipainesylinterien ajatellaan olevan simuloinnin alkaessa iskunpituksiensa puo-

livälissä. Tällöin negatiiviset tilavuuksien arvot tarkoittavat, että välipainesylinteri on lähempänä A-kammion puoleista päätyään ja positiiviset arvot, että välipaine sylinteri on lähempänä B-kammion puoleista päätyään. Koska suurimman ja pienimmän painelähteen, eli korkeapaineakun ja matalapainelinjan käyttämistä ei ole tarvetta rajoittaa asetetaan niiden tilavuuksiksi sakkotermiä laskettaessa aina nolla.

Liikesuunnan ollessa positiivinen eli tilanteessa, jossa työsylinterin A-kammioon syötetään painelähteiltä tilavuusvirtausta, A-kammioon kytkettävien painelähteiden tilavuuksien merkkiä vaihdetaan. Jos A-kammioon kytketään välipaine, jolla on negatiivinen tilavuuden arvo, mikä tarkoittaa, että painelähteessä on vähemmän tilavuutta kuin simuloinnin alussa, muutetaan tilavuuden merkki positiiviseksi ja näin ollen sakkofunktion arvo kasvaa. Jos A-kammioon taas kytketään painelähde, jolla on positiivinen tilavuus, muutetaan sen merkki negatiiviseksi, jolloin sakkofunktion arvo pienenee. Liikesuunnan ollessa negatiivinen A-kammioon kytkettävien painelähteiden tilavuuksien merkkiä ei muuteta ja nyt positiiviset tilavuuksien arvot kasvattavat sakkofunktiota ja negatiiviset pienentävät sitä. B-kammioon kytkettävien painelähteiden osalta logiikka toimii samoin, mutta merkin muutokset tehdään liikesuunnan mukaan toisinpäin. Painelähteiden tilavuudet korotetaan toiseen potenssiin, näin painotetaan erityisesti niiden tilavuuksien sakottamista, jotka poikkeavat paljon alkuasemastaan.

Voimasäätimen toimintaa voidaan virittää painokertoimien W_{dF} , WVS_{pos} ja WVS_{neg} arvoja muuttamalla. Kasvattamalla voiman muutosten sakottamista saadaan parannettua toimilaitteen energiatehokkuutta. Välipaineiden sakkoja virittämällä pyritään tilanteeseen, jossa välipaineiden tilavuuksien vaihtelu pysyy maltillisella välillä. Tällöin välipaineita tuottavilta sylintereiltä ei vaadita suurta kokoa ja toimilaittekokonaisuus pysyy kompaktina. Ohjaustilojen sakottaminen heikentää kuitenkin, toimilaitteen säädettävyyttä, joten sakkojen suuruutta viritettäessä on pyrittävä kompromissiin säädettävyyden, energiatehokkuuden ja painelähteiden riittävyyden välillä.

3.3 Simulointituloksia

Toimilaitteen simuloinneissa käytetään samaa referenssiliikerataa mitä tullaan käyttämään myös toimilaitteprototyypin testaamisessa. Toimilaitteen käyttäytymistä tutkitaan simuloimalla toimilaitteen referenssiradan seuranta erisuuruuksilla kuormituksilla. Suurimpina mielenkiinnon kohteina ovat välipainetilavuuksien vaihteluväli ja toimilaitteen energiankulutus.

Toimilaitteen käyttämä teho on laskettu hydraulisen tehon kaavalla

$$P_{in} = p_{sA}Q_A + p_{sB}Q_B, \quad (16)$$

jossa p_{sA} on työsylinterin A-kammioon kytketty painelähde ja p_{sB} on työsylinterin B-kammioon kytketty painelähde. Koska toinen tilavuusvirroista on aina työsylinteriltä

poistuvaa virtausta, jota käytetään painelähteiden lataamiseen, on sen arvo negatiivinen. Näin ollen toimilaitteen käyttämästä tehosta vähennetään talteen otettavan tehon osuus. Toimilaitteen käyttämää tehoa integroimalla saadaan laskettua toimilaitteen käyttämä energia E_{in} .

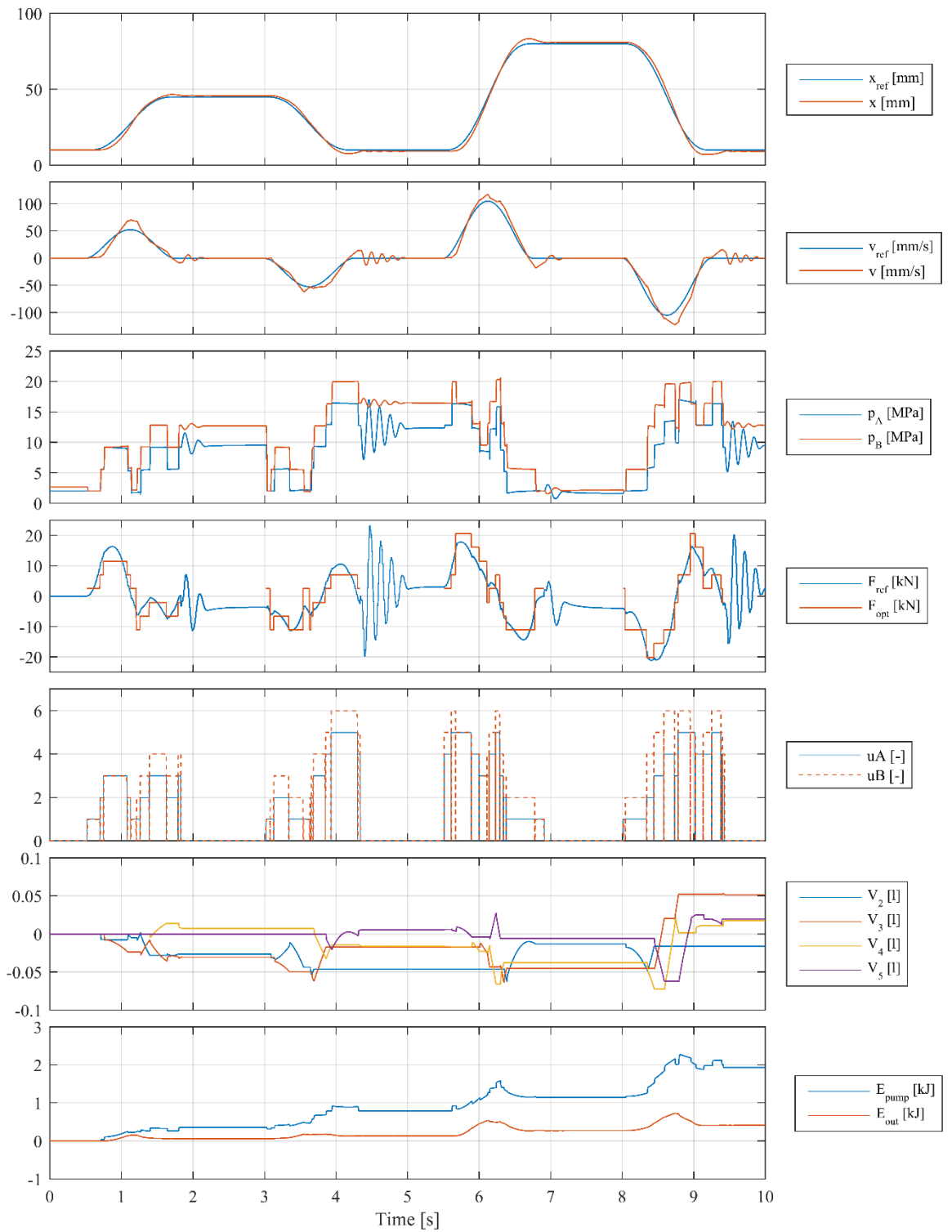
Toimilaitteen tuottama teho on laskettu mekaanisen tehon kaavalla

$$P_{out} = F_{cyl}v, \quad (17)$$

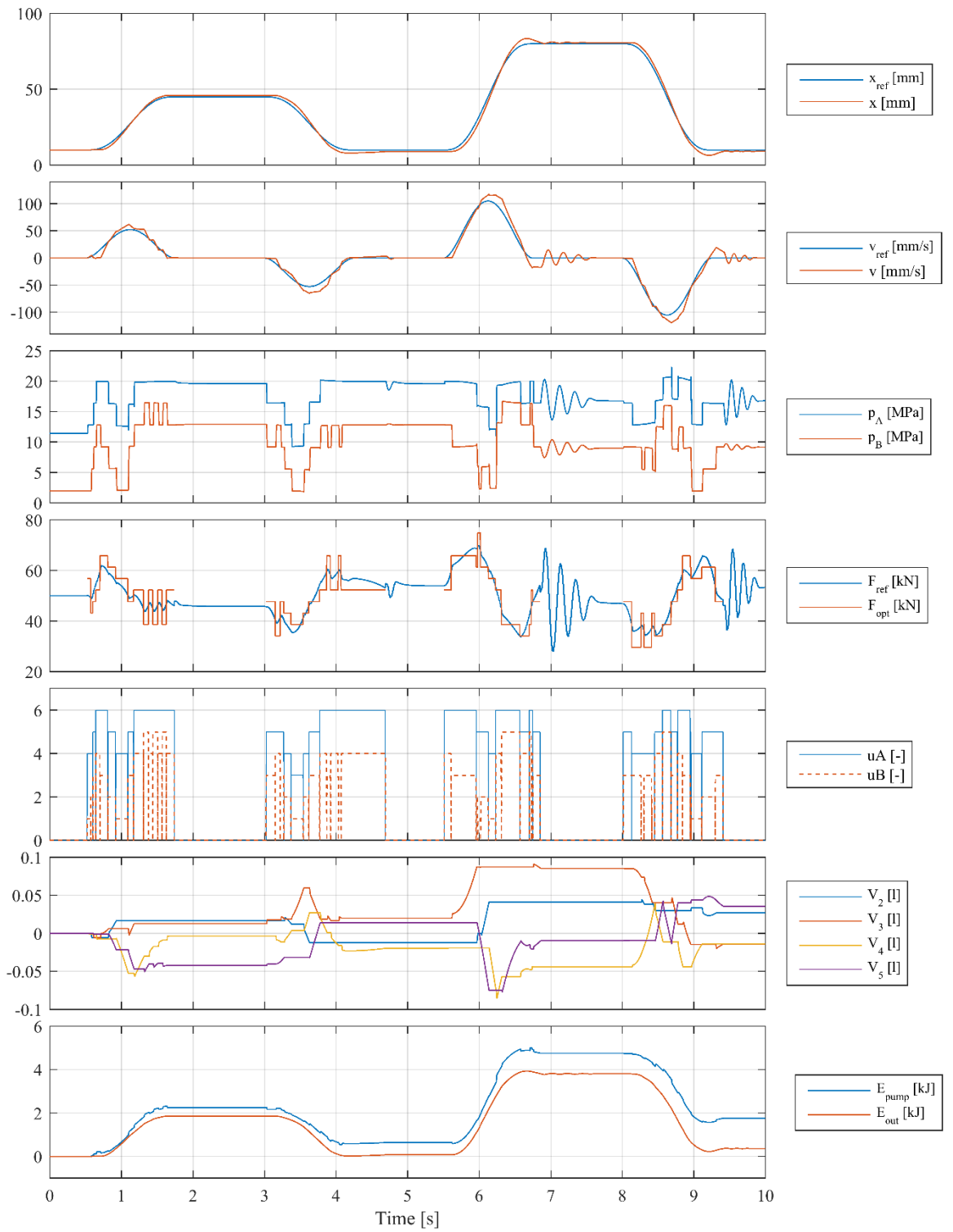
jossa v on työsylinterin liikenopeus. Toimilaitteen tuottama energia E_{out} saadaan laskettua toimilaitteen tuottamasta tehosta integroimalla. Toimilaitteella syntyvät energiahäviöt saadaan laskettua kaavalla

$$E_{loss} = E_{in} - E_{out} \quad (18)$$

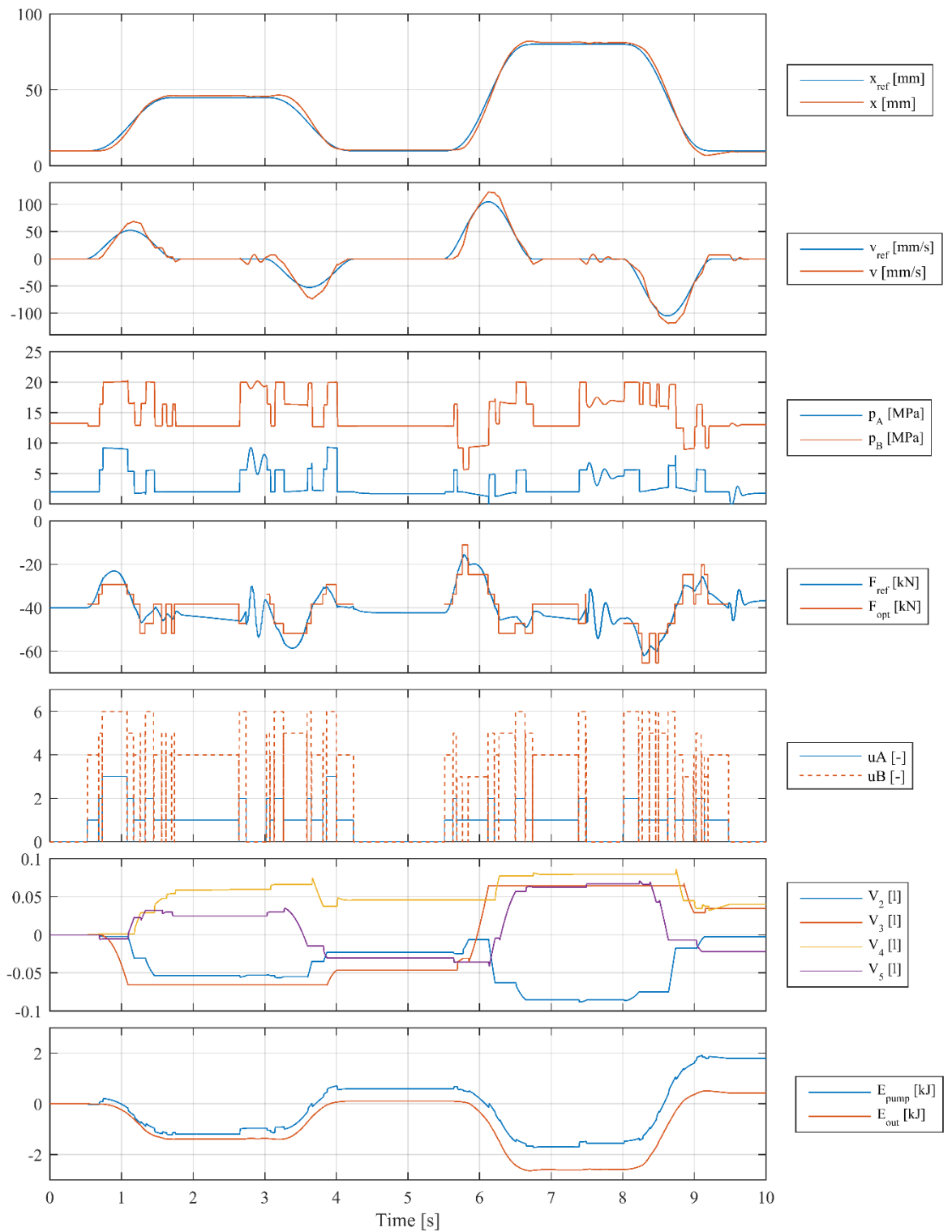
Seuraavissa kolmessa kuvassa on esitetty toimilaitteen simulointitulokset 0 kN, 50 kN ja -40 kN kuormituksilla. Työsylinterin koko simuloinneissa on $\varnothing 80/40$ mm. Kuusi painelähdettä on valittu tasaisesti 2 MPa ja 20 MPa väliltä.



Kuva 9. Simulointitulokset 0 kN ulkoisella kuormitusvoimalla



Kuva 10. Simulointitulos 50 kN ulkoisella kuormitusvoimalla



Kuva 11. Simulointitullos -40 kN ulkoisella kuormitusvoimalla

Ylimmässä kuvaajassa on esitetty sylinterin referenssiasema ja simuloitu asema ja toiseksi ylimmässä kuvaajassa on esitetty sylinterin referenssinopeus ja simuloitu nopeus. Kuvaajista nähdään, että sylinteri lähtee liikkeelle vasta, kun simuloidussa asemassa tai nopeudessa on tarpeeksi suuri ero referenssiarvoihin nähden. Asemareferenssin seuraaminen onnistuu melko hyvin kaikissa kuormitustilanteissa. Suuremmissa liikkeissä tapahtuu jonkin verran ylitystä nollakuormituksella ja 50 kN kuormituksella. Nopeusvasteen seuraaminen on melko karkeaa kaikilla esitetyistä kuormituksista. Nopeuden tarkka seuraaminen on haastavaa rajallisella määrällä ohjaustiloja.

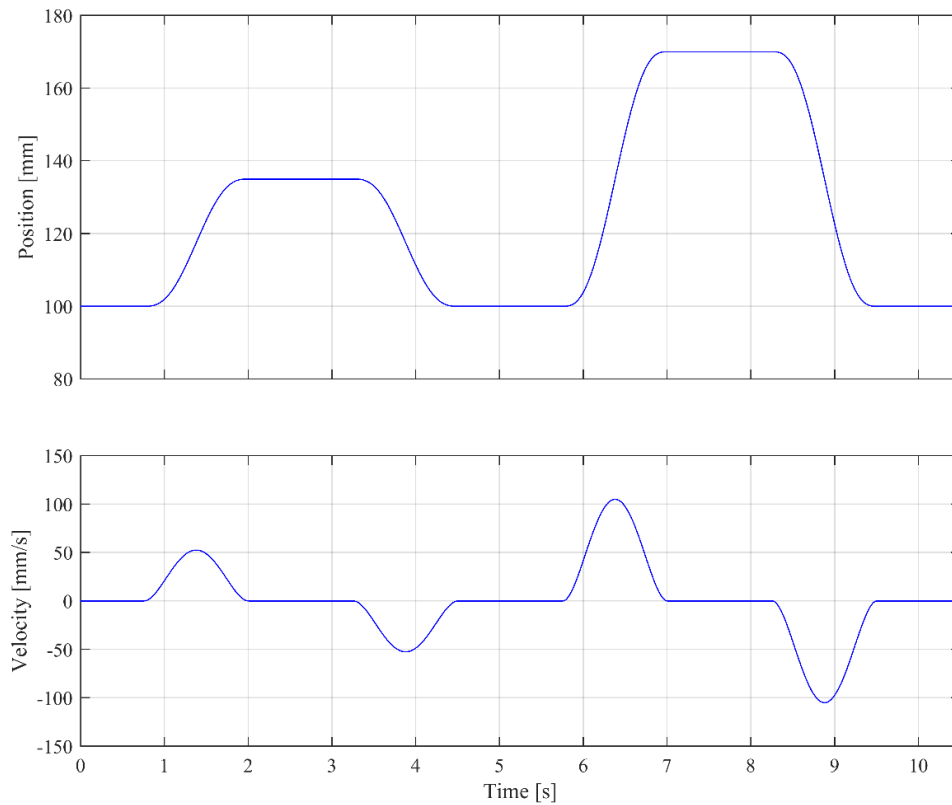
Kolmannessa kuvaajassa on esitetty työsylinterin kammiopaineet. Neljännessä kuvaajassa on esitetty voimasäätimelle välitetty referenssivoima ja säätimen valitseman ohjaustilan laskennallisesti tuottama voima. Säätimen valitsema voima on esitetty vain tilanteissa, joissa sylinteri liikkuu. Viidennessä kuvaajassa on esitetty venttiilien ohjaussignaalit, jotka kuvaavat mikä kuudesta painelähteestä kumpaankin kammioon on kytketty. Kuudes painelähde on paineista suurin ja ensimmäinen pienin. Erilaiset kuormitukset vaikuttavat selvästi valittaviin painetasoihin. Nollakuormitustilanteessa kammioihin valittavat paineet ovat lähellä toisiaan, kun taas 50 kN kuormituksella A-kammioon valitaan suurempia paineita ja -40 kN kuormituksella B-kammioon valitaan suurempia paineita. Ohjaustiloja vaihdetaan simuloinneissa noin 50 kertaa referenssiradan liikkeiden aikana eli keskimäärin yhdeksän kertaa sekunnissa.

Kuudennessä kuvaajassa on esitetty välipainetilavuuksien vaihtelut. V_5 vastaa toiseksi korkeimman painetason tilavuutta ja V_2 toiseksi pienimmän. Kaikissa edellä esitetyistä kuormitustilanteissa välipaineiden tilavuuksien vaihtelu alkuasennosta pysyy molempiin suuntiin alle yhdessä desilitrassa. Näin ollen välipainesylintereille riittää simulointien perusteella noin kahden desilitran kammiotilavuus. Tätä kokeiltiin myös pitemmillä simuloinneilla, joissa ajettiin useita referenssiratoja peräkkäin. Välipainetilavuuksien riittävyys on olennaista toimilaittekonseptin toiminnan kannalta. Seitsemännessä kuvaajassa on esitetty toimilaitteen käyttämä ja tuottama energia. Kuormitustilanteissa nähdään hyvin, miten energiaa otetaan talteen kuormaa laskettaessa. E_{loss} pysyy lähes samana kaikissa kuormitustilanteissa ja on selvästi alle 2 kJ.

Toimilaitte vaikuttaa simulointien perusteella siis toimivan. Energiankulutuksessa tai muussa toiminnallisuudessa ei ole suuria eroja riippumatta käytetystä kuormituksesta. Välipainetilavuuksien vaihtelu pysyy prototyypin toteutuksen kannalta järkevissä rajoissa ja energiankulutus vaikuttaa lupaavalta. Toimilaitteen säädettävyyden tosin jättää pientä toimomisen varaa asema- ja nopeusvasteen osalta.

4. KOMPONENTTIEN MITOITUS

Testilaitteen rakentamista varten on mitoitettava siihen tulevat komponentit. Toiminnan kannalta tärkeimpiä mitoitettavia komponentteja ovat välipainesylinterit, venttiilit ja korkeapaineakku. Testilaitteen työsylinterinä käytetään laboratoriosta valmiiksi löytyvää 80/40-300 sylinteriä. Laitetta tullaan testaamaan ajamalla työsylinterillä kuvassa 12 esitettyä liikerataa eri suuruisilla kuormituksilla.



Kuva 12. Referenssiliikerata

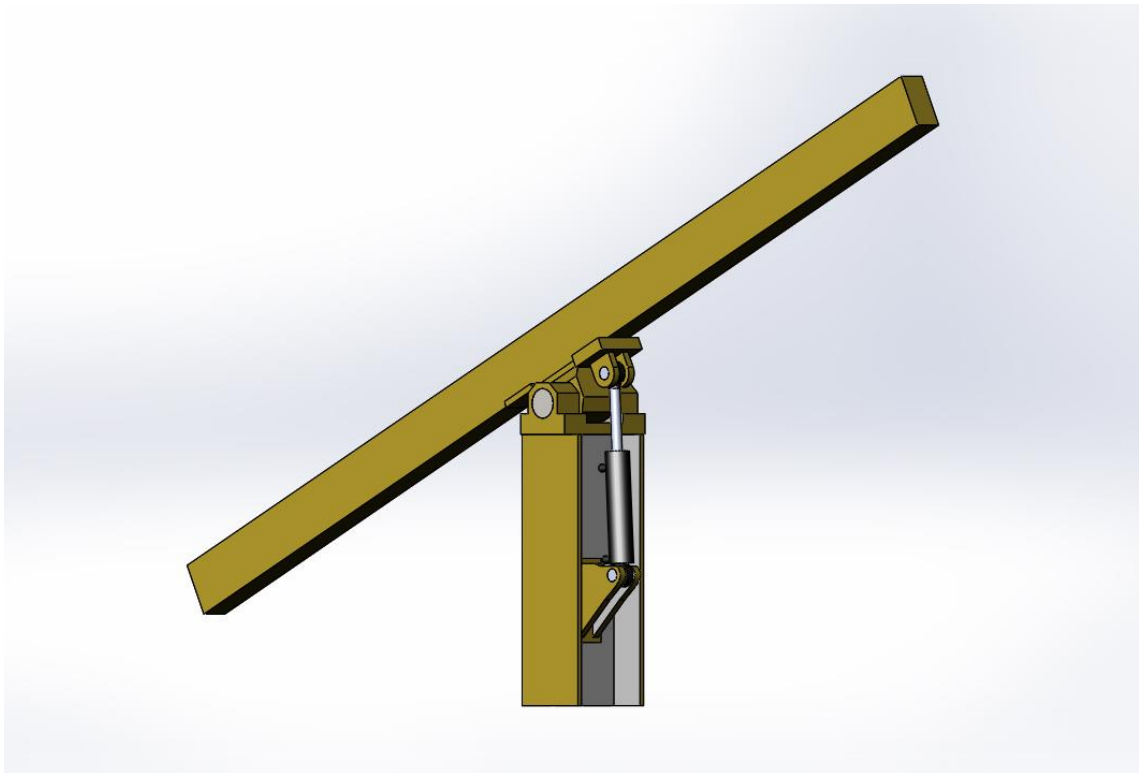
Liikeradan huippunopeus on 105 mm/s. Huippunopeudesta v_{max} saadaan laskettua työsylinterin tarvitsema suurin hetkellinen tilavuusvirta kaavalla

$$Q_{max} = v_{max}A_A \quad (19)$$

Tulokseksi saadaan noin 31.7 l/min. Tätä tilavuusvirran arvoa käytetään apuna venttiilien ja välipainesylinterien mitoituksessa. On/off-venttiilien on läpäistävä tämä tilavuusvirta kohtuullisella paine-erolla, jotta vältetään turhilta painehäviöiltä ja välipainesylinterien on pystyttävä tuottamaan hetkellisesti tämän suuruista tilavuusvirtaa.

Toimilaitetta on tarkoitus ladata pumpulla, jonka tuotto on vain murto-osa suurimmasta tarvittavasta tilavuusvirrasta. Toimilaitteen paineakku on mitoitettava siten, että sen painetaso ja öljytilavuus riittävät näiden tehohuippujen tuottamiseen paikallisesti. Paineakku on yksi toimilaitteen eniten tilaa vievistä komponenteista ja sen kokoa ei haluta kasvattaa turhaan. Sopivan kokoisen akun valitsemisessa käytetään apuna päivitettyä simulointimallia.

Testilaitte on tarkoitus koota sijoittamalla muut komponentit suoraan työsylinterin yhteyteen. Tämä asettaa rajoituksia tilankäytölle. Kuvassa 13 on hahmoteltu laitteen testauksessa käytettävä puomi ja siihen kiinnitetty työsylinteri.



Kuva 13. *Testipuomi*

Työsylinteriin on siis jollakin tapaa kiinnitettävä paineakku, neljä välipainesylinteriä ja on/off-venttiilien venttiililohko. Komponenttien sijoittamisessa on otettava huomioon myös, miten osat saadaan järkevästi kytkettyä letkuilla kiinni toisiinsa. Komponentit pyritään mitoittamaan mahdollisimman pieniksi ja sijoittamaan toimilaitteeseen siten, että lopputuloksena olisi mahdollisimman kompakti kokonaisuus.

4.1 Välipainesylinterit

Välipainesylintereillä halutaan tuottaa paineita korkeapaineakun ja matalapaineakun painetasojen väliltä. Sylinterien B-kammio on kytkettynä korkeapaineakun paineeseen, jolloin A-kammioon muodostuva paine on kammioiden pinta-alojen suhteen mukaisesti pienempi. Tavoitteena on mitoittaa sylinterit niin, että ne tuottavat mahdollisimman tasaisin askelin muuttuvan painesarjan. Simuloinneissa tähän asti käytetty painesarja on 2.0, 5.6, 9.2, 12.8, 16.4, 20.0 MPa, jossa 2.0 MPa on matalapainelinjan paine ja 20.0 MPa korkeapaineakun paine. Näitä arvoja voidaan pitää ideaaleina mitoituksen tavoitearvoina.

Simulointien perusteella välipainesylintereiltä vaaditaan noin 2 dl öljytilavuutta. Sylinterin iskunpituus, jolla tämä tilavuus saavutetaan, riippuu voimakkaasti sylinterin männänhalkaisijan koosta. Männänhalkaisijan koko vaikuttaa myös välipainesylinteriltä vaadittavaan maksimiliikenopeuteen. Välipainesylinterien on pystyttävä tuottamaan hetkellisesti työsylinterin maksimiliikenopeuteen tarvittava noin 31.7 l/min tilavuusvirta. Tämä tarkoittaa sitä, että mitä pienempi sylinterin männän pinta-ala on, sitä suurempaa liikenopeutta siltä vaaditaan kysytyn tilavuusvirran tuottamiseen.

Välipainesylinterien halutaan vievän mahdollisimman vähän tilaa toimilaitteessa. Pienen halkaisijan omaavissa sylintereissä ongelmaksi muodostuu öljytilavuuden tuottamiseksi tarvittava iskunpituus, joka johtaa pitkälle ulkonevaan männänvarteen. Sylinterien sijoittamisessa tulee ottaa huomioon, ettei tämä vapaasti liikkuva varsi osu mihinkään puomin liikkeen aikana. Jos välipainesylintereillä taas on suuri halkaisija, ne ovat lyhyitä ja leveyttä, jolloin niiden kiinnittäminen toimilaitteeseen on hankalaa.

Taulukkoon 1 on koottu työsylinteriä pienemmiltä standardikokoisilta sylintereiltä vaadittavat maksiminopeudet suurimman tarvittavan tilavuusvirran tuottamiseen ja iskunpituudet joilla saavutetaan noin 2 dl öljytilavuus.

Taulukko 1. Sylinterien maksiminopeudet ja iskunpituudet

Männän halkaisija (mm)	Maksiminopeus (mm/s)	Iskunpituus (mm)
60	180	70
50	260	100
40	400	160
32	625	250

Sylinterien liikenopeuden ei suositella ylittävän 500 mm/s. Tätä suuremmat liikenopeudet aiheuttavat tiivisteiden nopeaa kulumista [1, s. 202]. Taulukosta nähdään että 32 mm sylinterin tapauksessa tämä raja ylittyy. Potentiaalisia männänhalkaisijoita välipainesylintereille ovat näin ollen 40, 50 ja 60 mm.

Taulukkoon 2 on laskettu A-kammion paine erilaisille mäntä ja männänvarsi yhdistelmille, kun B-kammioon kytketyn paineen suuruus on 20 MPa. Taulukossa esitetyt männänvarret ovat standardikokoisia. Standardikokoisiin männänvarsiin päädyttiin, sillä vaikka juuri tietyn paksuisten männänvarsien valmistaminen ei ole hankalaa, niihin pitäisi myös valmistaa erikseen tiivisteet. Tällaisten erikoiskomponenttien hankkiminen kasvattaisi prototyypin hintaa huomattavasti.

Taulukko 2. *Sylinterivaihtoehdot ja niiden tuottamat paineet*

Männänvarren halkaisija (mm)	Mäntä 40 mm A-kammion paine (MPa)	Mäntä 50 mm A-kammion paine (MPa)	Mäntä 60 mm A-kammion paine (MPa)
16	(16.4) 16.80	-	-
18	15.95	-	-
20	15.00	16.80	-
22	13.95	(16.4) 16.13	-
25	(12.8) 12.19	15.00	(16.4) 16.53
28	10.20	13.72	15.64
30	(9.2) 8.75	(12.8) 12.80	15.00
32	(5.6) 7.20	11.82	14.31
36	3.80	(9.2) 9.63	(12.8) 12.80
40	-	(5.6) 7.20	11.11
45	-	3.80	(9.2) 8.75
50	-	-	(5.6) 6.11
56	-	-	2.58

Kaikilla taulukkoon valituilla männänhalkaisijoilla saadaan tuotettua paineita, jotka ovat suhteellisen lähellä valittuja ideaalipaineita. Ideaalipaineet on merkattu suluissa niitä lähimmäksi osuvien paineiden viereen. Lähimmäksi ideaalipaineita päästään käyttämällä 60 mm mäntää ja kauimmaksi jäädään 40 mm männällä.

Välipainesylinterien valinnassa päädyttiin lopulta 50 mm männänhalkaisijaan. Sen tuottamat paineet ovat lähellä ideaaleja lukuun ottamatta pienintä välipainetta, joka on ideaaleihin nähden liian korkea. Tehtyjen simulointien perusteella tällä ei kuitenkaan ollut juurikaan merkitystä toimilaitteen käyttäytymiseen. Halkaisijaltaan suurempien ja pituudeltaan lyhyempien 60 mm sylinterien kiinnittäminen toimilaitteeseen on 50 mm sylintereitä hankalampaa. Valitut sylinterit, niiden tuottamat paineet ja simuloinneissa aikaisemmin käytetyt ideaali paineet on esitetty taulukossa 3.

Taulukko 3. Valitut sylinterit ja niiden tuottamat paineet

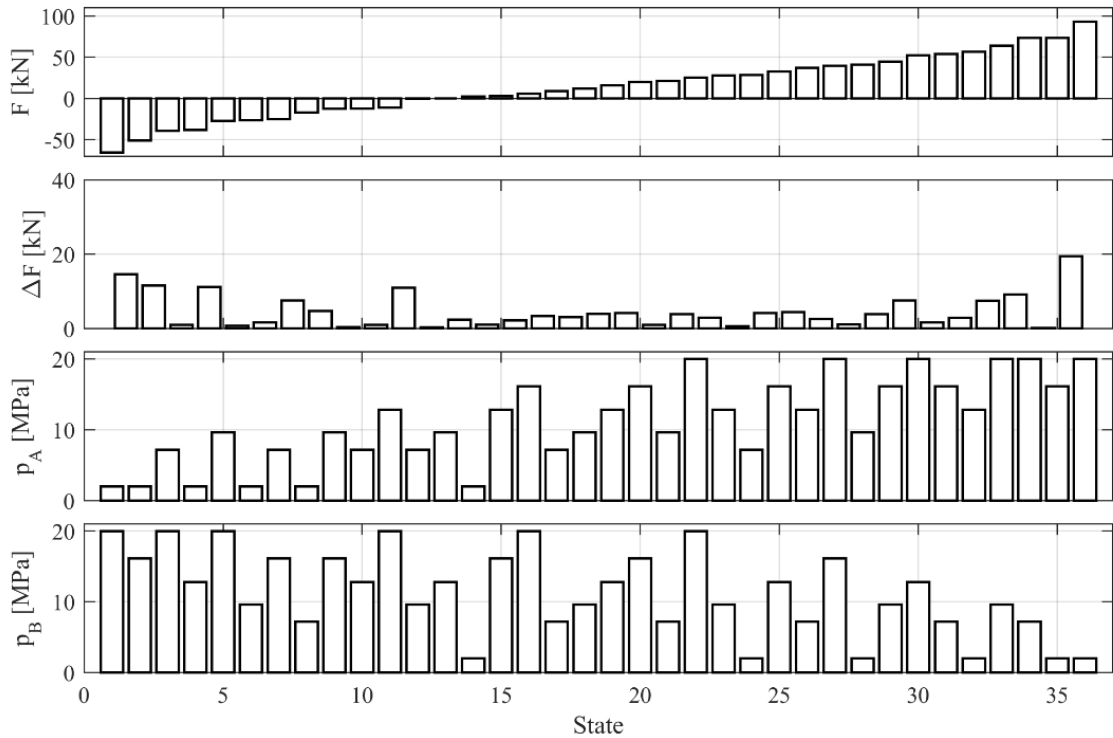
Valitut sylinterit	A-kammion paine (MPa)	Ideaalipaine (MPa)
50/40	7.20	5.60
50/36	9.63	9.20
50/30	12.80	12.80
50/22	16.13	16.40

Valittujen sylinterien tuottamat paineet osuvat pienintä painetta lukuun ottamatta lähelle simuloinneissa aikaisemmin käytettyjä arvoja. Valitut välipainesylinterit on esitetty työsylinterin rinnalla kuvassa 14.



Kuva 14. Välipainesylinterit ja työsyylinteri

Kuvassa 15 on esitetty voimavaihtoehdot, joita työsyylinterillä voidaan tuottaa valituilla välipainesylintereillä.



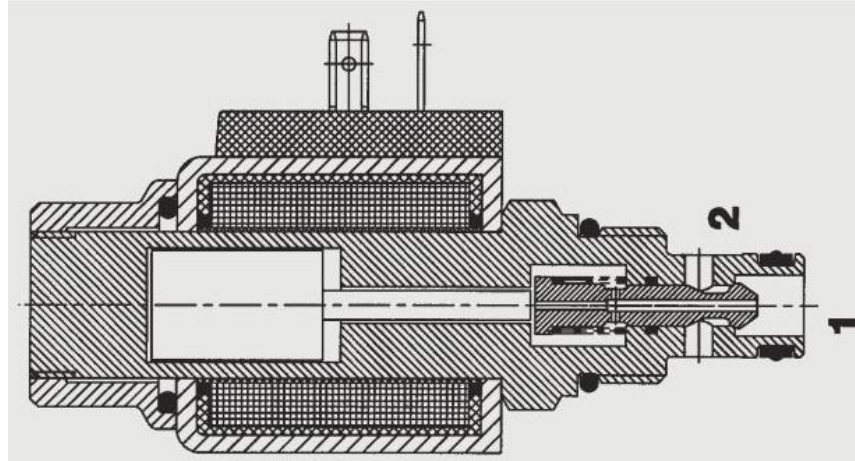
Kuva 15. Voimavaihtoehdot valituilla sylinterillä

Voimien muutokset eivät ole enää yhtä tasaisia kuin täysin tasaisin välein jaettujen paineiden kanssa. Voimasarja on kuitenkin positiivisten voimien osalta melko tasainen. Negatiivisten voimien tuottaminen taas on selvästi aikaisempaa karkeampaa.

4.2 Venttiilit

Painelähteiden kytkemiseen työsylinterin kammioihin käytetään on/off-venttiileitä. Koska painelähteitä on yhteensä kuusi ja jokainen niistä pitää voida kytkeä erikseen sekä A-kammioon että B-kammioon tarvitaan venttiileitä yhteensä kaksitoista. Venttiilien halutaan olevan nopeatoimisia nopeiden tilanvaihtojen mahdollistamiseksi. Lisäksi venttiilien halutaan olevan vuodottomia ylimääräisten energiahäviöiden välttämiseksi.

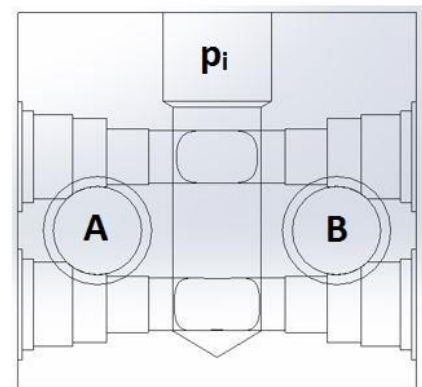
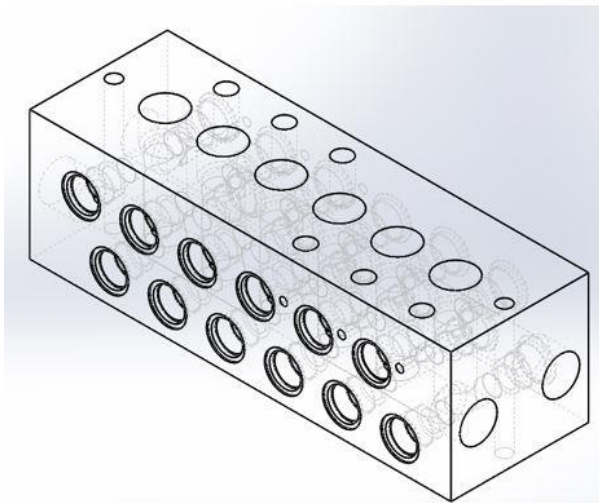
Laboratoriosta löytyy HYDAC 2/2-Normally Closed WS08W-01 istukkaventtiileitä, joita on käytetty myös aikaisemmin digitaalihuoliikkasovellusten testaamisessa [10]. Datalehdellä näiden venttiilien vasteajaksi ilmoitetaan 35 – 50 ms [13]. Kuitenkin käyttämällä sopivaa boosterielektroniikkaa, jolla venttiileille syötetään hetkellisesti varsinaista ohjauksen jännitettä huomattavasti suurempaa jännitettä, vasteaika saadaan pudotettua noin 10 ms [10]. Tämä nopeus riittää hyvin toimilaitteen ohjaamiseen. Lisäksi istukkaventtiilit ovat suljetussa asennossaan vuodottomia [1, s. 225]. WS08W-01 venttiilin rakenne on esitetty kuvassa 16.



Kuva 16. HYDAC WS08W-01 ON/OFF-venttiili [13]

Venttiilin datalehdellä esitetystä käyrästä saadaan venttiilin nimellistilavuusvirraksi 15 l/min paine-eron venttiilin yli ollessa 0.6 MPa kun virtaussuunta on 1-portista 2-porttiin ja 0.8 MPa kun virtaussuunta on 2-portista 1-porttiin [13]. Tässä sovelluksessa venttiileiden tulee enimmillään läpäistä tilavuusvirtaa yli 30 l/min. Koska tarkoituksena on saada aikaan energiatehokas toimilaite, eivät painehäviöt venttiilissä saa nousta liian suuriksi. Painehäviöiden pienentämiseksi päätettiin käyttää jokaisessa paineliitännässä kahta venttiiliä rinnakkain. Näin painelähteeltä sylinterikammioon saadaan 30 l/min tilavuusvirta, joko 0.6 MPa paine-erolla tai 0.8 MPa paine-erolla virtaussuunnasta riippuen. Toimilaitteen venttiililohkoon täytyy siis saada sovitettua yhteensä 24 venttiiliä.

Lohko suunniteltiin käyttämällä SolidWorks-ohjelmistoa ja sen rakenne on esitetty kuvassa 17.



275mm x 90mm x 85mm

Kuva 17. Venttiililohko

Letkuliitännät kuudelle painelähteelle sijaitsevat venttiililohkon päällä. Painelähdeliitännöiden rinnalle on porattu myös paikat paineantureille. Lisäksi lohkon päällä on molemmissa päädyissä yksi läpiporaus, jotka on tehty lohkon kiinnittämistä varten. On/off-venttiilien poraukset löytyvät lohkon pitkiltä laidoilta. Venttiiliporaukset on asetettu lomittain lohkon koon minimoimiseksi. Työsylinterin kammiot kytketään venttiililohkon päädyssä oleviin letkuliitännöihin. Lohkoa suunniteltaessa pyrittiin mahdollisimman pienikokoiseen lopputulokseen ja sen ulkomitat on esitetty kuvassa. Kun jokin painelähteistä kytketään työsylinterin kammioon, avataan molemmat rinnakkaisista venttiileistä samanaikaisesti.

4.3 Korkeapaineakku

Korkeapaineakku on paljon tilaa vievä komponentti. Se halutaan mitoittaa mahdollisimman pieneksi, mutta samalla tarpeeksi suureksi, että se voi toimia toimilaitteen pääasiallisena energialähteenä. Ideana on, että toimilaitetta ajetaan akkuun varastoidulla energialla ja pumpulla vain ladataan akkua sen painetason laskiessa asetetun rajan alle. Pumpun tuottama tilavuusvirta on vain murto-osa verrattuna toimilaitteen suurimpaan hetkelliseen tilavuusvirran tarpeeseen ja paineakun latauksen pitää riittää näiden huipputehojen tuottamiseen. Akkutyypin valinnassa päädyttiin mäntäakkuun sen helpommin toimilaitteeseen sijoiteltavan muodon vuoksi. Sylinterin muotoinen mäntäakku on helpompi sijoittaa toimilaitteeseen tiiviisti verrattuna pallomaisemman muodon omaavaan rakkoakkuun.

Akun mitoittamisessa käytetään apuna päivitettyä toimilaitteen simulointimallia. Aikaisemmin painelähteet mallinnettiin pelkkinä vakioarvoina. Nyt simulointimalliin lisätään mitoitettujen välipainesylinterien mallit ja yksinkertainen paineakkumalli. Niiden mallintamiseen käytetään samoja kaavoja kuin työsylinterin mallintamiseen. Mäntäpaineakku voidaan mallintaa sylinterinä, jonka molemmat kammionpinta-alat ovat saman suuruiset. Mallissa paineakun A-kammion tilavuus ja välipainesylinterien B-kammioiden tilavuudet ovat samaa öljytilavuutta, jonka suuruus on sidoksissa välipainesylinterien mäntien ja paineakun männän asemaan. Paineakun B-kammion paine lasketaan käyttämällä adiabaattista ideaalikaasun tilayhtälöä

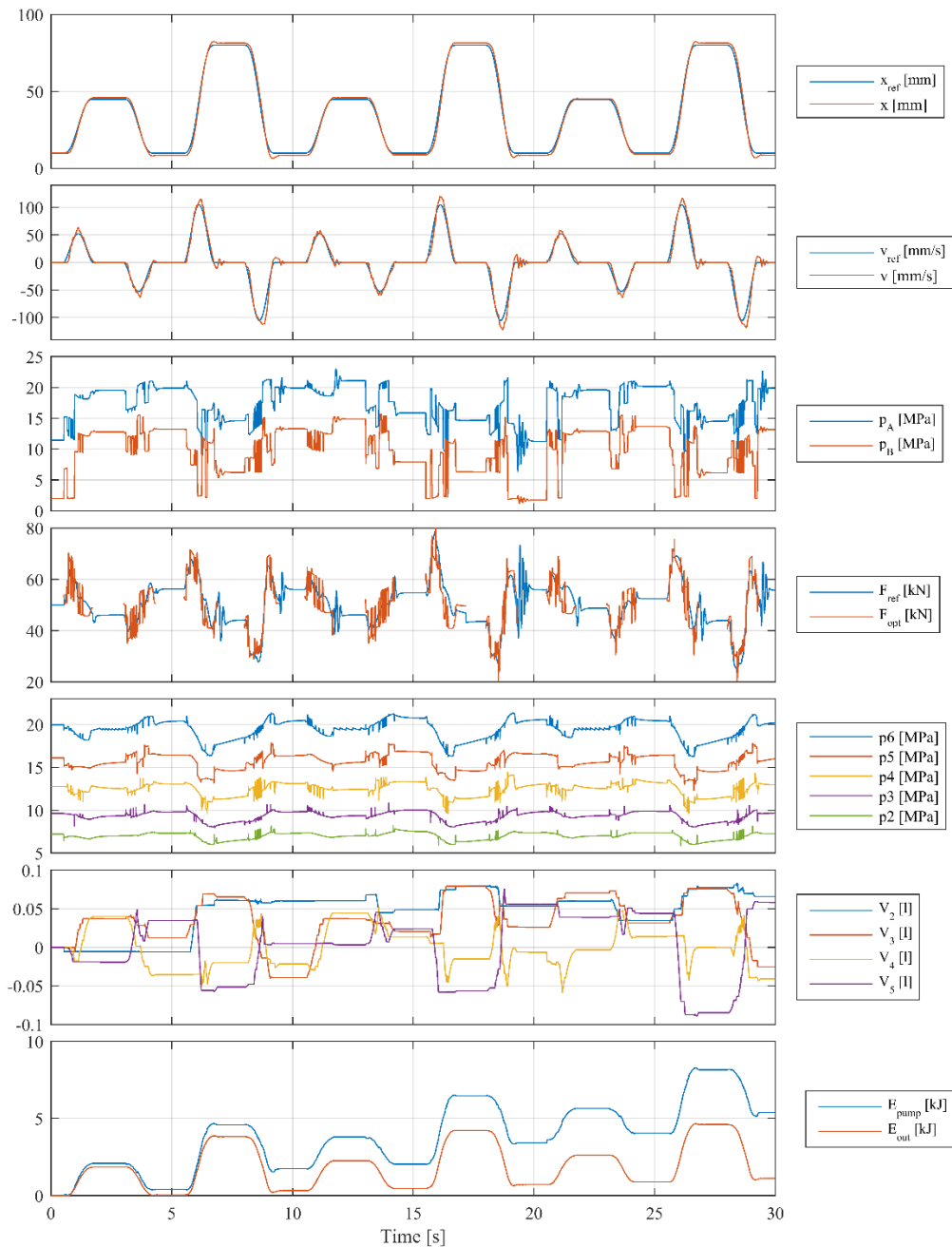
$$p_{gas} = \frac{p_{gas_0} V_{gas_0}^{1.4}}{V_{gas}^{1.4}}, \quad (20)$$

jossa p_{gas_0} on kaasun paine simuloinnin alussa, V_{gas_0} on kaasun tilavuus simuloinnin alussa ja V_{gas} on kaasun tilavuus, joka lasketaan paineakun männän asemasta [1, s. 221].

Simulointimallissa paineakkua ladataan pumpulla, kun akun painetaso on pudonnut 0.5 MPa alkuperäisestä latauksen arvosta, joka on 20 MPa. Pumppu on mallinnettu pelkänä vakioarvoisena tilavuusvirran lähteenä, jonka suuruus on 3 l/min eli alle kymmenesosa toimilaitteen tarvitsemasta suurimmasta hetkellisestä tilavuusvirran arvosta. Simulointien perusteella paineakun tilavuudeksi riittää kaksi litraa. Simuloinnin alussa

akun kaasutilavuus on puolitoista litraa, jolloin akun öljytilavuus on puoli litraa. Akun esitäyttöpaineeksi saadaan näin ollen 13.4 MPa.

Alla on esitetty simulointitulokset päivitetyllä simulointimallilla. Kuormituksena on käytetty 50 kN ja referenssirata on ajettu kolme kertaa peräkkäin.



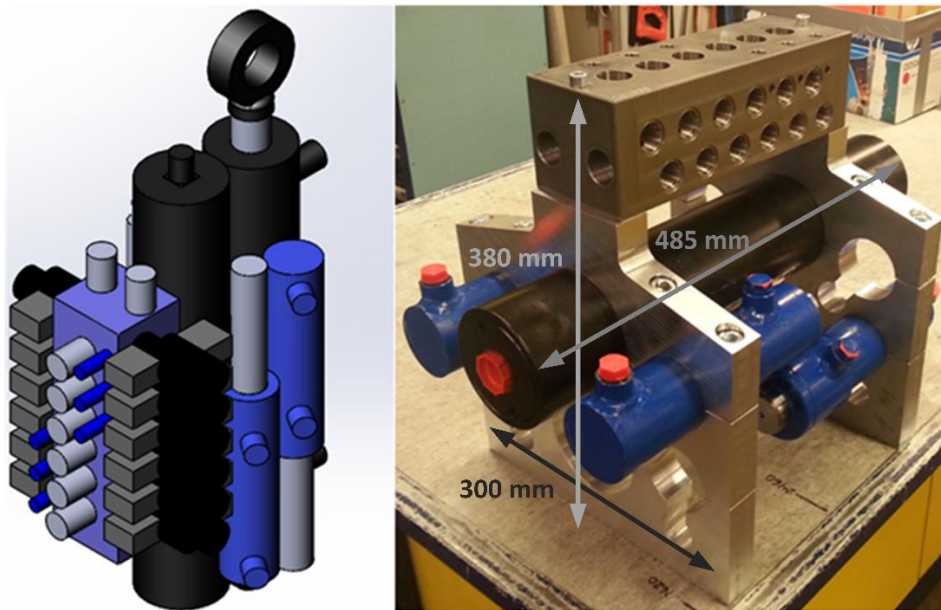
Kuva 18. Simulointitulokset päivitetyllä simulointimallilla ja 50 kN kuormalla

Asema- ja nopeuskuvaajista nähdään, että toimilaitteen toiminnassa ei ole tapahtunut päivityksen jälkeen merkittäviä muutoksia. Viidennessä kuvaajassa on esitetty toimilaitteen painelähteiden paineiden muutokset toimilaitteen liikkeiden aikana. Ylin kuvaajan käyristä vastaa paineakun painetta ja sitä alemmat välipainesylinterien avulla skaalattuja paineita. Kuvaajaan ei ole piirretty matalinta painetta, joka on edelleen mallinnettu vakioarvona ja jonka suuruus on 2 MPa. Liikkeiden aikana Korkeapaineakun paine putoaa suurimmillaan noin 4 MPa ennen kuin pumppu ja energian talteenottaminen lataavat sen uudelleen. Vastaavasti akun öljytilavuus pienenee enimmillään noin 2 dl.

Kahden litran akkuun päädyttiin, koska pienemmissä akuissa painetasojen vaihtelu olisi tätä suurempaa. Lisäksi akun halutaan olevan tässä tapauksessa hiukan tarvittavaa suurempi, sillä sen varauksen halutaan riittävän prototyypin ajamiseen, vaikka todellisessa järjestelmässä ilmenisikin simulointeja suurempia häviöitä.

4.4 Komponenttien sijoittaminen

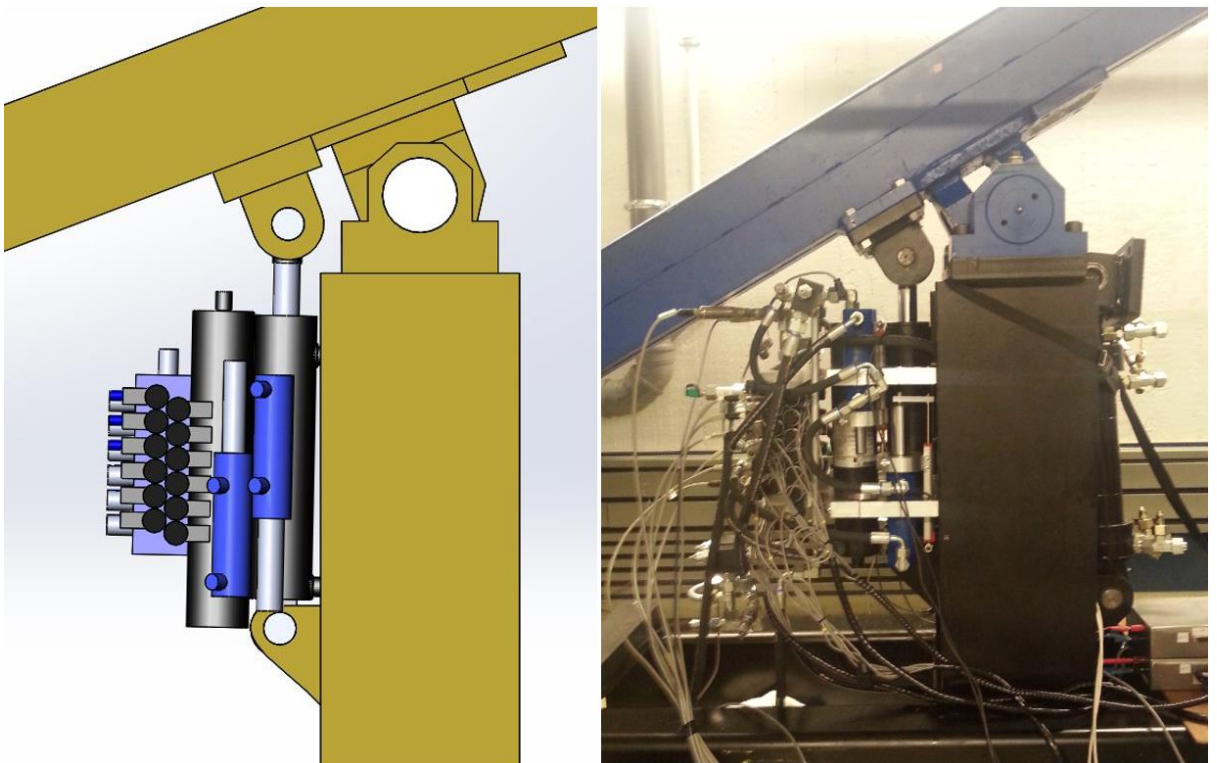
Komponenttisijoittelun suunnittelemisessa käytettiin apuna SolidWorks-ohjelmistolla tehtyjä luonnoksia komponenteista ja itse testipuomista. Näin voitiin helposti kokeilla komponenteille erilaisia asemia ja tarkastella mahtuuko puomi liikkumaan osumatta toimilaitteeseen ja että välipainesylinterien vapaasti liikkuvat männänvarret eivät osu mihinkään. Kuvassa 19 on vasemmalla esitetty tapa, miten komponentit päätettiin lopulta sijoittaa. Asettamalla välipainesylinterit kuvan osoittamalla tavalla helpotetaan letkujen asentamista, sillä välipainesylinterien A-kammioista on saatava letku venttiililohkolle ja näin nämä letkut eivät ole toistensa tiellä.



Kuva 19. Vasemmalla hahmotelma komponenttien sijoittamisesta, oikealla komponenttien kiinnittämistä varten valmistettu kehikko

Komponenttien toisiinsa kiinnittämisessä päädyttiin käyttämään alumiinista valmistettua kehikkoa, joka on esitetty kuvassa 19 oikealla. Kehikon puolikkaat koostuvat kolmesta palasesta, jotka puristavat niiden väliin asetetut komponentit paikalleen. Kuvassa kehikoon on kiinnitetty paineakku, välipainesylinterit sekä venttiililohko, jota käytetään myös kiinnittämään kehikon puolikkaat toisiinsa. Kuvassa on esitetty myös kokonaisuuden ulkomitat.

Kuvassa 20 vasemmalla on hahmoteltu, miten toimilaitte sijoitetaan testipuomiin ja oikealla on esitetty toimilaitteen valmis asennus letkuineen ja johtoineen.

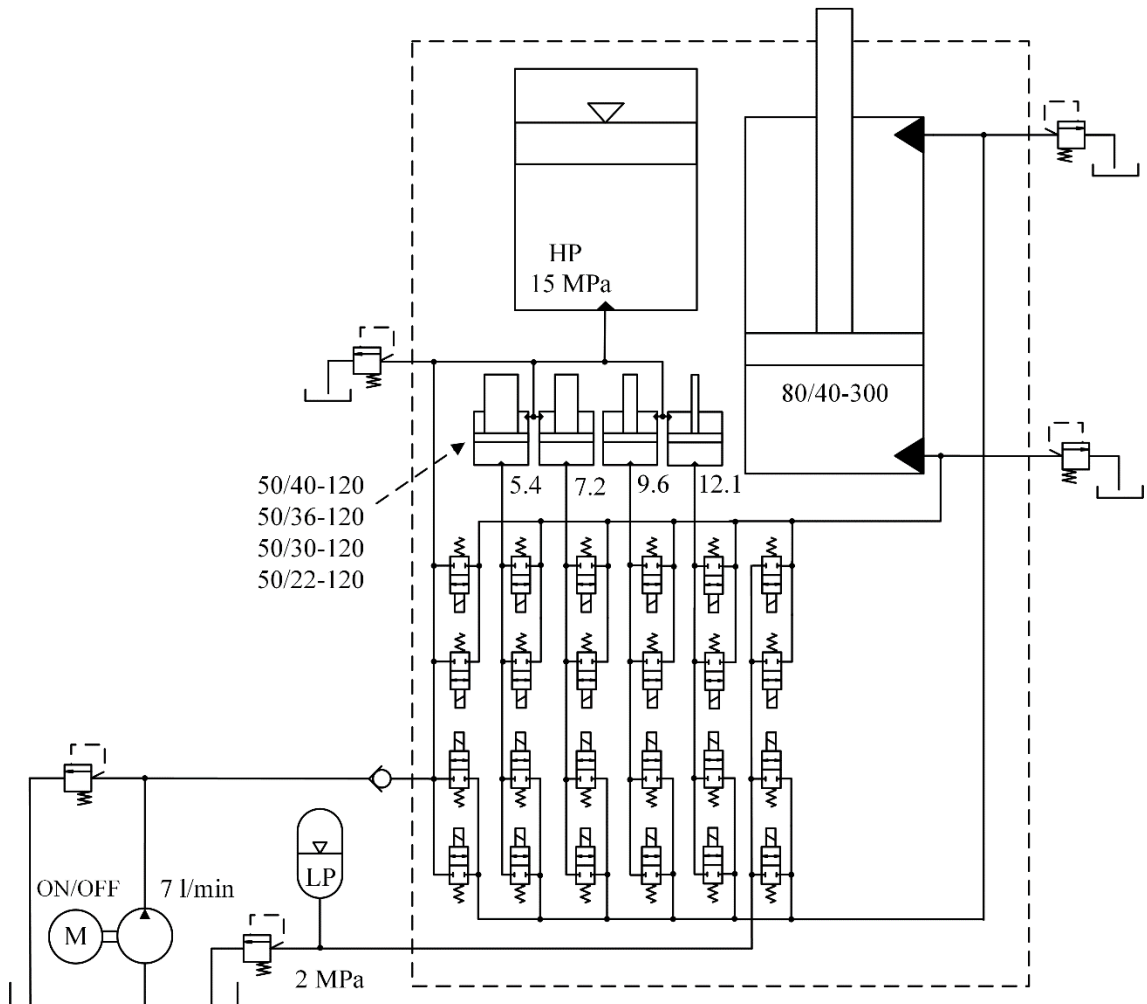


Kuva 20. Vasemmalla hahmotelma toimilaitteesta puomissa, oikealla lopullinen toteutus

Kaikki osat saatiin mahdutettua työsylinterin ympärille. Lopputulos ei ole aivan niin tiivis kuin alkuperäisessä suunnitelmassa. Tämä johtuu pääosin komponenttien kiinnittämiseen käytetystä kehikosta, joka jättää osien väliin ylimääräistä tilaa.

5. MITTAUSJÄRJESTELMÄ

Mittauksissa käytettävän järjestelmän hydraulikaavio on esitetty kuvassa 21. Toimilaitetta ajetaan laboratorion löytyvällä pienikokoisella hydraulikoneikolla, jonka tuotto on 7 l/min. Matalapainelinjaa ei voida käytännössä yhdistää suoraan pumpun imuporttiin, sillä käytetty pumppu ei sovellu näin suurille imupaineille. Matalapainelinjaan on asennettu painenrajoitusventtiili, joka purkaa matalapaineakun latausta tankkiin, jos sen paine nousee yli 2 MPa. Tätä energiaa ei siis voida nyt hyödyntää pumpun pyörittämiseen, kuten aikaisemmassa suunnitelmassa. Järjestelmään on mahdollisten virhetilanteiden varalta lisätty painerajat myös korkeapainelinjaan ja molempien työsylinterinkammioiden yhteyteen. Näin paine ei voi nousta hallitsemattomasti missään järjestelmän osassa.



Kuva 21. Testijärjestelmän hydraulikaavio

Järjestelmän painetasoa laskettiin 20 MPa:sta, koska käytettävän koneikon syöttöpaine on rajoitettu 17 MPa:iin. Järjestelmän uudeksi painetasoksi valittiin 15 MPa. Näin koneikon paineenrajoitusventtiili ei aukea tilanteissa, joissa paineakun paine nousee kuormanlaskusta talteenotettavan energian seurauksena. Pienempi korkeapaineakun paine tarkoittaa myös pienempiä muutoksia voimassa ohjaustilojen välillä. Näin ollen toimilaitteen ohjausresoluution pitäisi myös parantua. Uudet painetasot ovat 2, 5.4, 7.2, 9.6, 12,1 ja 15 MPa. Korkeapaineakun esitäyttö paineena on 12 MPa. Toimilaitteessa käytettyjen letkujen halkaisijat ovat pumpun syöttölinjassa, matalapainelinjassa ja työsylinteriin kytetyissä letkuissa 1/2” ja muut toimilaitteessa käytetyt letkut ovat halkaisijaltaan 3/8”.

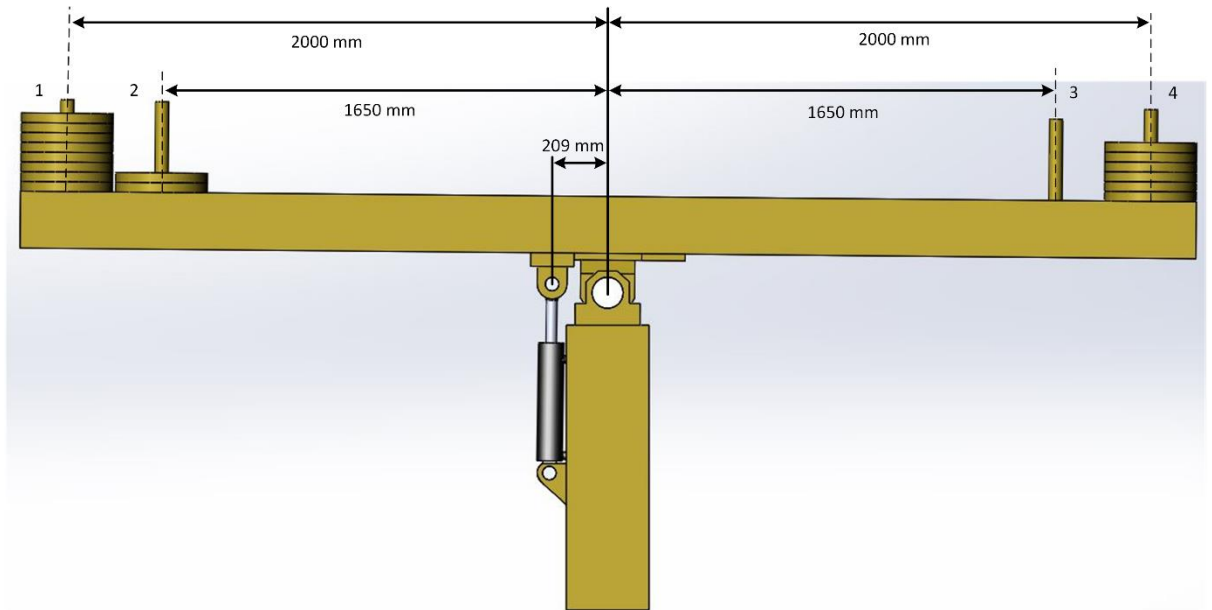
Testijärjestelmä on kattavasti anturoitu. Toimilaitteen jokaisen painelähteen paine mitataan paineantureilla, jotka sijaitsevat venttiililohkossa. Lisäksi työsylinterin A- ja B-kammion paineet mitataan venttiililohkon liitännöistä. Tilavuusvirroista mitataan pumpun toimilaitteelle tuottama tilavuusvirta sekä matalapainelinjassa kulkeva virtaus. Työsylinterin ja välipainesylinterien asemat mitataan potentiometreillä. Lisäksi mitataan korkeapaineakun öljyn lämpötilaa. Mittauksissa käytetyt anturit on kerätty taulukkoon 4.

Taulukko 4. *Mittausjärjestelmän anturit*

Anturi	Mitattava suure	Mittaus alue	Anturien lukumäärä
Gefran PC-M-0300 5k	Etäisyys	0-300 mm	1
Opkon SLPC150 5k	Etäisyys	0-150 mm	4
Druck UNIK 50G2	Paine	0-25 MPa	3
Trafag NAH 250.0A	Paine	0-25 MPa	5
Krach VC 0.4 F1 PS	Tilavuusvirtaus	0.2-40 l/min	1
Krach VC 1 F1 PS	Tilavuusvirtaus	0.4-80 l/min	1
Nokeval TRCP Pt100	Lämpötila	-50-120 °C	1
			yht. 16

Tarkkoja Druck UNIK-paineantureita käytetään korkeapaineakun paineen ja työsylinterin kammiopaineiden mittaamiseen. Pienikokoisilla Trafag NAH-paineantureilla mitataan välipaineiden ja matalapainelinjan paine. Säädin ei käytä näitä mitattuja arvoja vaan laskee välipaineet suoraan korkeapaineakun paineesta pinta-alasuhteiden mukaan skaalaamalla. Pumpulta tulevan virtauksen mittaamiseen riittää pienempi tilavuusvirta-anturi, sillä sen virtaus ei ylitä 7 l/min arvoa. Matalapaine linjassa virtaus taas voi olla hetkellisesti yli 30 l/min. Virtausanturit on valittu mittausalueeltaan hieman yläkanttiin. Näin on toimittu, koska on haluttu pienentää virtausantureissa tapahtuvia virtaushäviöitä ja suuremmat anturit läpäisevät virtausta paremmin.

Mittauksissa referenssiliikerataa ajetaan toimilaitteella kolmella erisuuruusella kuormituksella. Kuormitukset tuotetaan asettamalla testipuomin päihin 25 kg painoja. Painojen asettamista puomiin on havainnollistettu kuvassa 22.



Kuva 22. Painojen asemat ja A-kuormitus

Kuvassa on esitetty painojen asemat A-kuormituksella, joka on käytetyistä kuormituksista lähimpänä tasapainoa. B-kuormituksella tuotetaan liikettä vahvasti vastustava kuormitus ja C-kuormituksella karkaava kuormitus. Kuormituksissa käytetyt painot on kerätty taulukkoon 5.

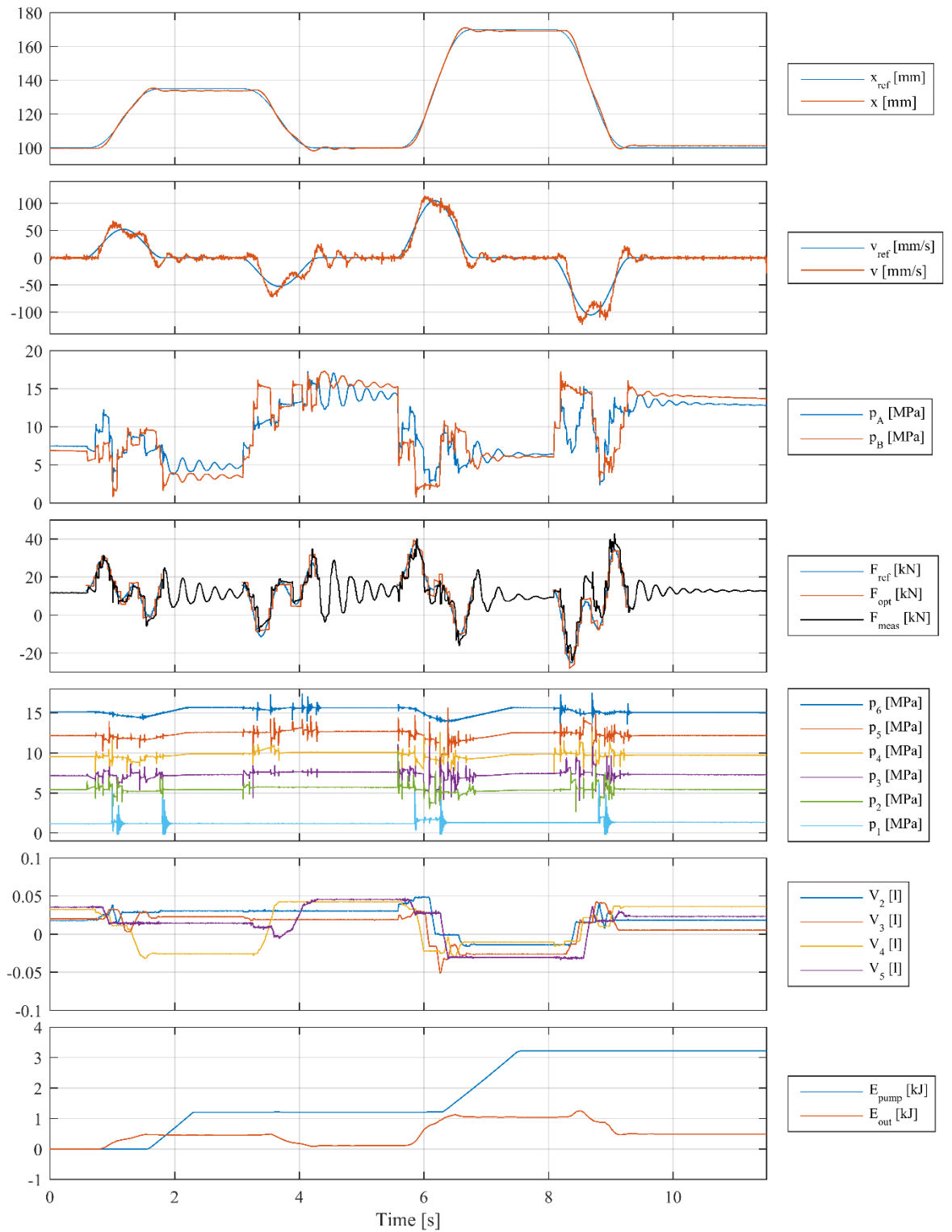
Taulukko 5. Kuormitukset

Kuormitus	Piste 1 (kg)	Piste 2 (kg)	Piste 3 (kg)	Piste 4 (kg)
A	200	50	0	150
B	200	200	0	0
C	100	0	100	200

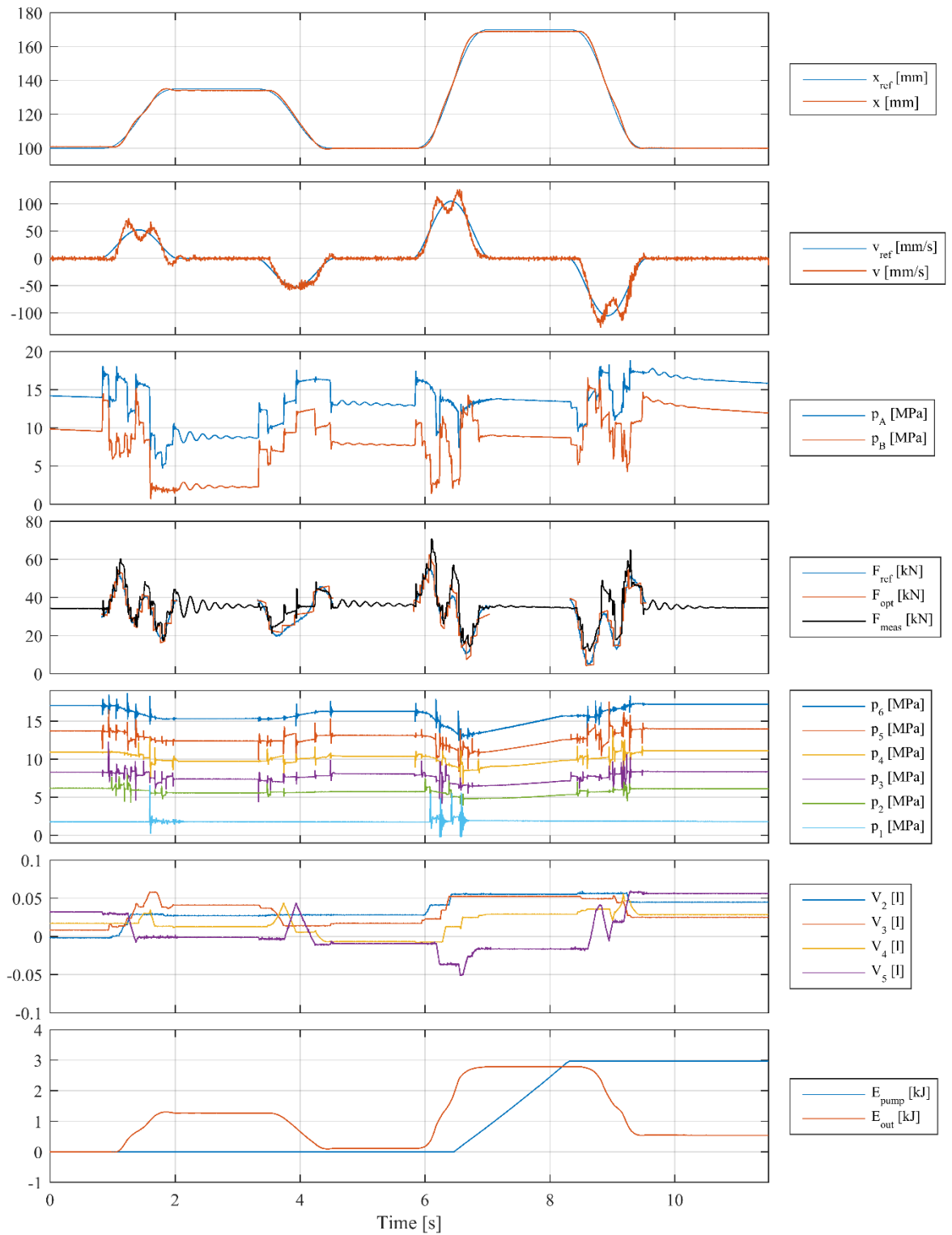
Toimilaitteen ohjaamiseen ja mittausten tallentamiseen käytetään reaaliaikaista ohjaus- ja tiedonkeruujärjestelmää dSPACE DS1006. Toimilaitteen anturit ja venttiilien ohjaamiseen käytettävät johdot kytketään dSPACE:n liitäntäportteihin. dSPACE on kytketty tavalliseen Windows-pohjaiseen tietokoneeseen, johon on asennettu ControlDesk-ohjelmisto. ControlDesk toimii rajapintana dSPACE-järjestelmän käyttämisessä. Sen avulla voidaan esimerkiksi seurata dSPACE:n mittausporttien arvoja, tallentaa mittaus tuloksia ja välittää dSPACE:lle toimilaitteen ohjaamisessa käytettävä säädin.

6. MITTAUSTULOKSET

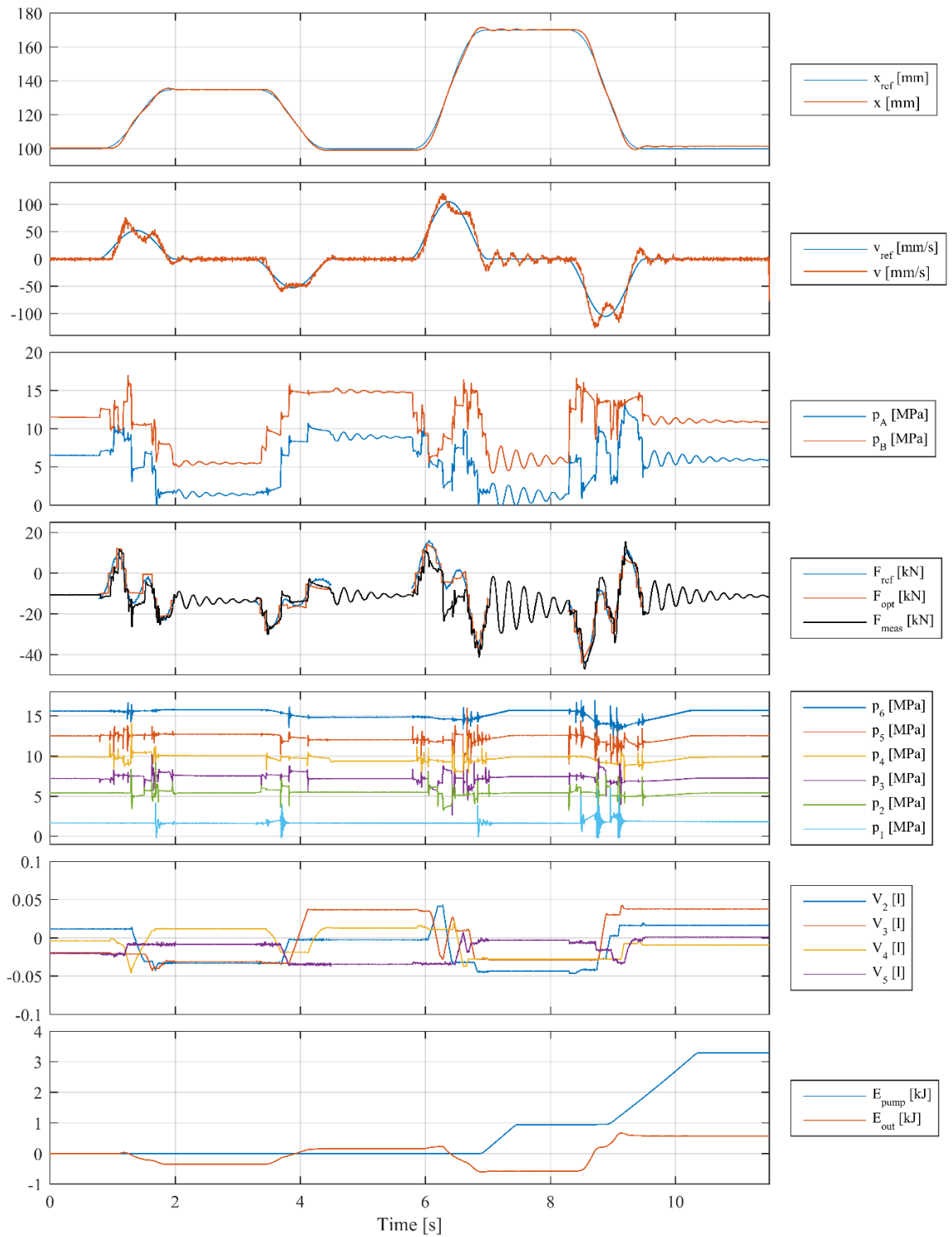
Kuvissa 23, 24 ja 25 on esitetty prototyypin eräät mittaustulokset A-, B- ja C- kuormituksilla. Mittaustulokset vaihtelevat yksittäisten mittausten suhteen merkittävästi. Tämä johtuu siitä, että välipainesylinterien alkuasemat vaihtuvat jokaiseen mittaukseen. Sylinterien ajaminen aina johonkin tiettyyn alkuasemaan ennen mittausta ei onnistu helposti, lisäksi tämä ei vastaisi toimilaitteen todellista käyttäytymistä. Näin ollen uuden mittauksen alkaessa välipainesylinterien asemat ovat ne, mihin ne edellisen mittauksen jälkeen ovat sattuneet jäämään. Tällä ja akun painetasolla mittauksen alussa on suuri vaikutus yksittäisen liikeradan energiahäviöihin. Pumppu lataa akun, kun sen painetaso putoaa 1 MPa verran, jolloin akun latauksessa mittausten alussa voi olla pientä vaihtelua. Näin ollen, kun lasketaan toimilaitteen energiatehokkuutta, tulee se laskea keskiarvona useasta peräkkäisestä mittauksesta.



Kuva 23. Mittaustulos A-kuormituksella



Kuva 24. Mittaustulos B-kuormituksella



Kuva 25. Mittaustulos C-kuormituksella

Mittausten perusteella prototyyppi toimii kaikilla mitatuista kuormituksista. Kuten simuloinneissa aseman seuraaminen onnistuu kohtalaisen hyvin, mutta nopeus seuranta on melko karkeaa varsinkin B-kuormituksella. Mittauksissa puomi jää usein värähtelemään liikkeiden pysäyttämisen jälkeen, mikä kertoo siitä, että toimilaite ei pysäytä liikkeitään tarpeeksi hallitusti. Lisäksi C-kuormituksella A-kammion paine käy värähtelyn seurauksena nollassa, mikä voi johtaa kavitointiin.

Neljännessä kuvaajassa on esitetty voimasäätimelle välitetty referenssivoima, säätimen valitseman ohjaustilan laskennallinen voima ja mitatuista työsylinterin kammiopaineista laskettu voima. Referenssivoima ja säätimen laskennallinen voima on esitetty vain tilanteissa, joissa toimilaite liikkuu. Varsinkin suurilla nopeuksilla säätimen laskennallinen voima eroaa huomattavasti painemittauksista lasketusta voimasta. Nämä virheet heijastuvat myös suoraan nopeusvasteeseen.

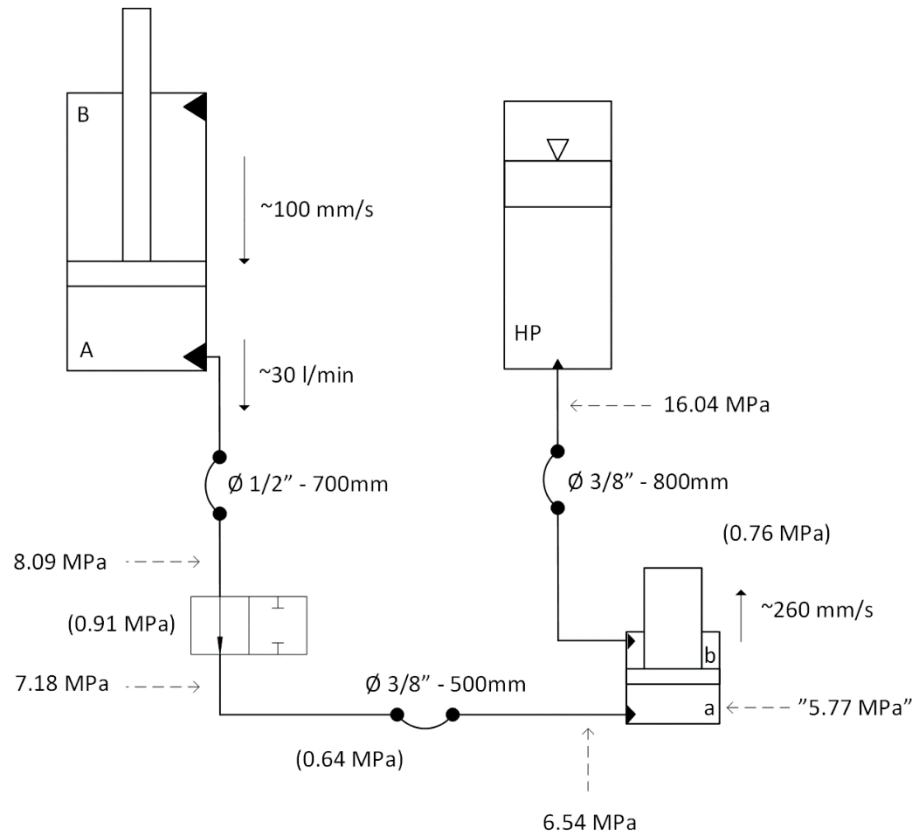
Viidennessä kuvaajassa on esitetty kaikkien painelähteiden mitatut paineet. B-kuormituksessa järjestelmän painetaso kohoaa noin 17 MPa:iin. Tämä johtuu siitä, että isomman liikkeen nousuvaiheen aikana akun painetaso laskee alle 14 MPa, jolloin pumppu lataa sen 15 MPa:iin, tämän jälkeen paluuliikkeestä talteenotettava energia nostaa painetasoa edelleen, jolloin se nousee 17 MPa:iin. Kuudennessa kuvaajassa on esitetty välipainesylinterien tilavuuksien vaihtelut, jotka on laskettu sylinterien mitatusta asemasta. Nol-lataso on skaalattu sylinterien iskun puoliväliin.

Alimmassa kuvaajassa on esitetty toimilaitteen ottama ja tuottama energia. Tuotettu energia on laskettu kuten simuloinneissa, mutta toimilaitteen ottama energia lasketaan nyt suoraan pumpun tuotosta. Toimilaitteen ottama teho on pumpun tuottama tilavuusvirta kerrottuna korkeapaineakun paineella. Tätä tehoa integroimalla saadaan laskettua pumpulta otettava energia. Energiahäviöissä ei ole suurta eroa eri kuormitusten välillä. Simulointituloksiin verrattuna energiahäviöt ovat kuitenkin kasvaneet. Energiahäviöt yhdelle liikeradalle ovat kuormituksesta riippumatta noin 2.7 kJ. Osittain häviöiden kasvua selittää se, että energiaa hukataan nyt matalapainelinjassa.

6.1 Häviöanalyysi

Häviöitä järjestelmässä aiheutuu kammioiden paineistamisesta johtuvista häviöistä ja venttiileissä, letkuissa ja liittimissä syntyvistä virtaushäviöistä. On mahdollista, että toimilaitteeseen on jäänyt myös jonkin verran ilmaa mikä lisää kokoonpuristuvuutta ja näin ollen myös paineistamishäviöitä. Häviöitä lisää myös energiatehokkuuden kannalta epäoptimaalisten ohjaustilojen käyttäminen rajallisten välipainelähteiden tilavuuksien takia. Lisäksi paineakussa syntyy kaasunlämpenemisestä johtuvia termodynaamisia häviöitä ja välipainesylintereissä liikettä vastustavia kitkahäviöitä. Kaiken kaikkiaan energiahäviöt pysyvät kuitenkin melko pieniä, mistä kertoo myös korkeapaineakusta mitattu öljyn lämpötila, joka ei kaksi tuntia kestäneiden mittausten aikana noussut kuin 4 °C.

Venttiileissä, letkuissa ja liittimissä syntyviä virtaushäviöitä tutkittiin tarkemmin yhden välipainelinjan osalta. Järjestelmään lisäitiin painemittaus juuri ennen välipainesylinterin A-porttia. Näin kyseisestä välipainelinjasta on mahdollista tutkia paineenmuutoksia linjan eri osissa ja näitä tuloksia on havainnollistettu kuvassa 26.

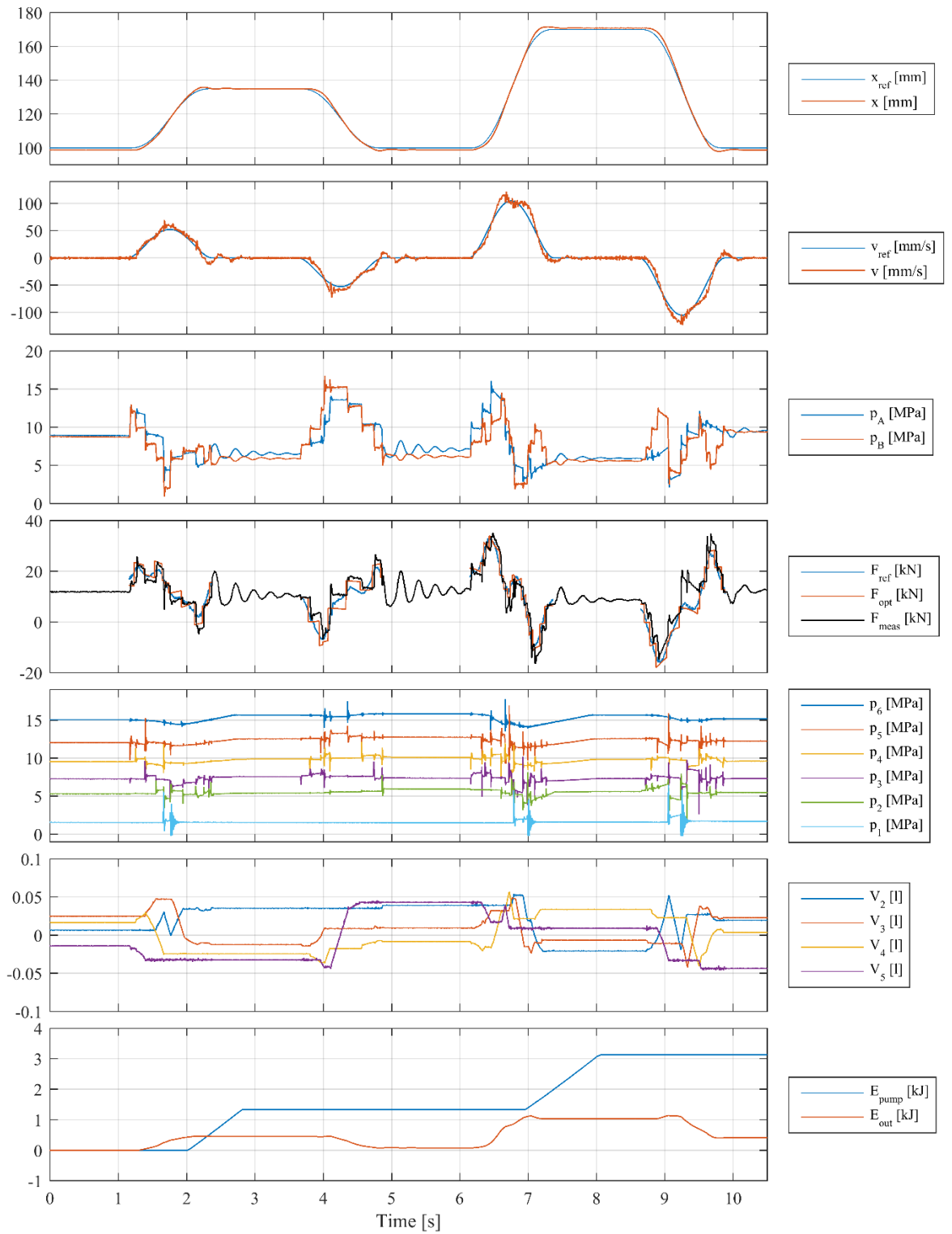


Kuva 26. Häviöanalyysi

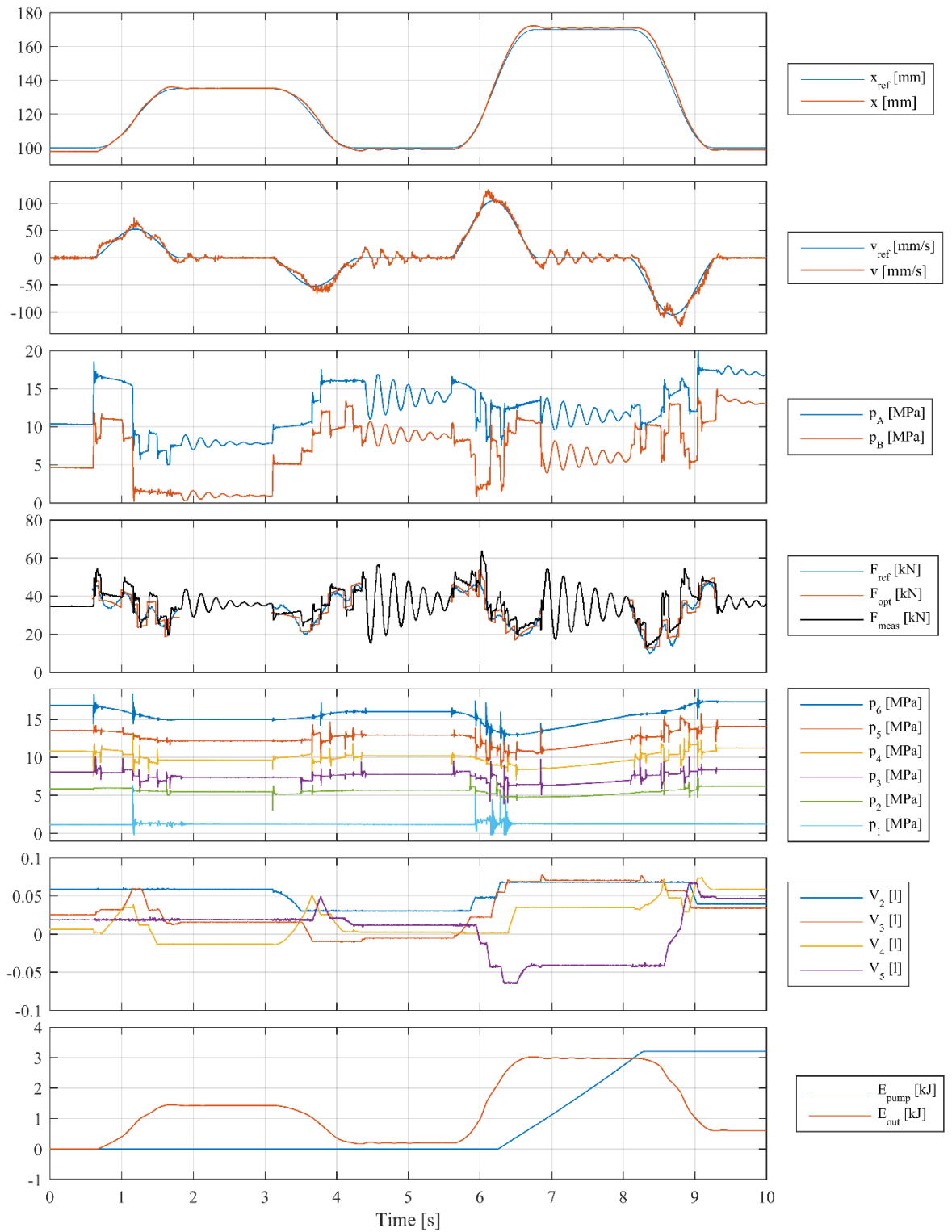
Kuvaan merkityt paineet vastaavat tilannetta, jossa työsylinteri liikkuu sisäänpäin lähellä huippunopeuttaan, jolloin linjassa kulkeva tilavuusvirta on noin 30 l/min. Nuolella osoitetut paineet on saatu paineantureilta ja suluissa on esitetty paineen muutos kahden mitapisteen välillä. Työsylinterin A-kammion paineenmittaus on juuri ennen venttiililohkoa. Seuraava paineen mittaus on venttiililohkossa välipainelinjan liitännässä. Näin ollen painehäviöksi venttiilin yli saadaan kuvassa näkyvä 0.91 MPa, mikä on lähellä venttiilin datalehdellä ilmoitettua arvoa. Seuraava paineenmittaus on välipainesylinterin A-portilla. Tällä välillä tapahtuu noin 0.64 MPa painehäviö, mikä on melko suuri arvo, sillä se syntyy pelkistä letku- ja liitinhäviöistä. Lainausmerkeissä esitetty paineen arvo on saatu laskennallisesti pinta-alojen suhteella mitatusta korkeapaineakun paineesta. Ero lasketun ja todellisen paineen välillä välipainesylinterin A-kammiossa on noin 0.76 MPa. Tämä ero johtuu välipainesylinterin kitkoista ja välipainesylinterin B-kammion ja korkeapaineakun välissä tapahtuvista virtaushäviöistä.

6.2 Päivitetty järjestelmä

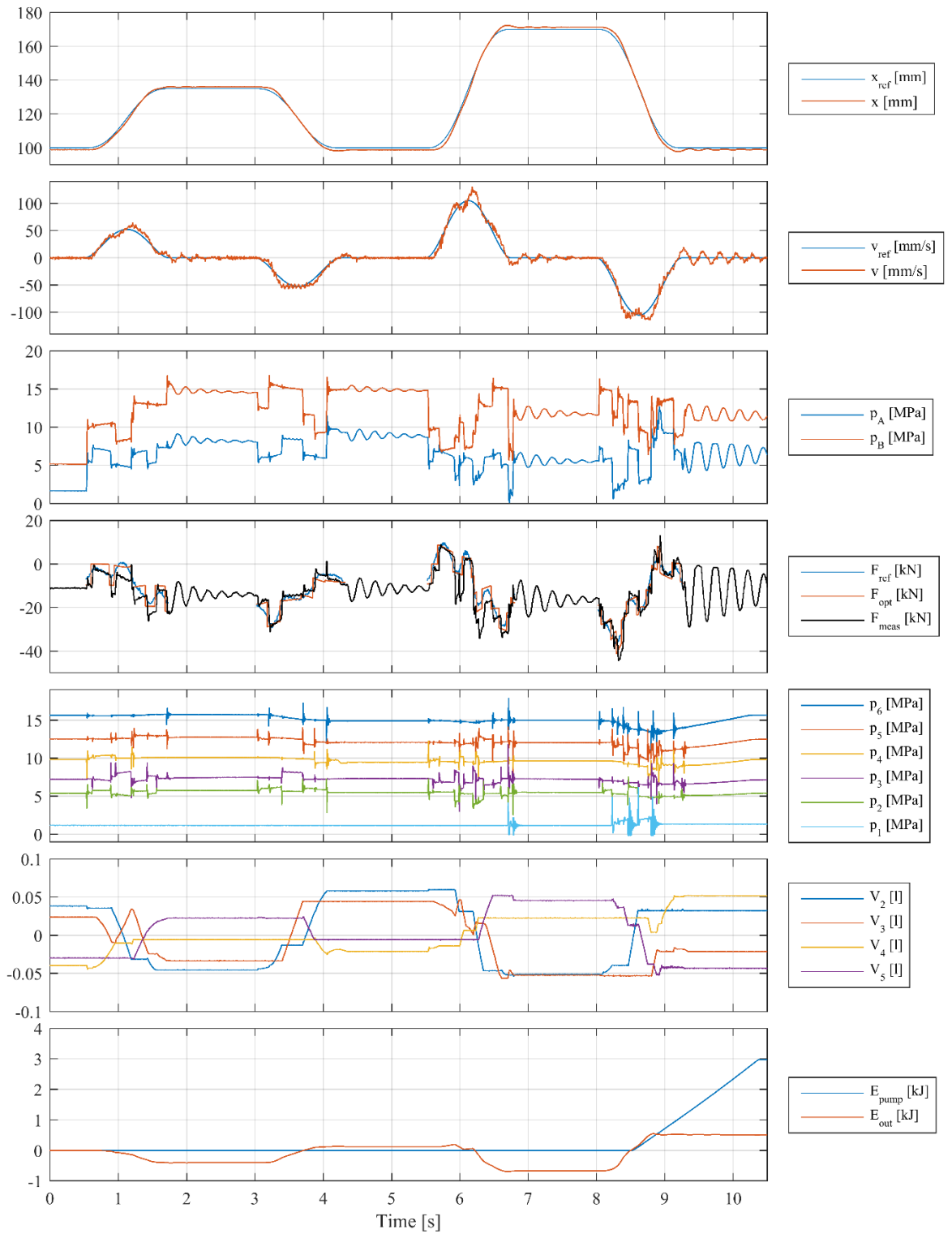
Venttiililohkossa tapahtuviin painehäviöihin tai välipainesylinterin kitkahäviöihin ei pystytä vaikuttamaan, muuten kuin pienentämällä tilavuusvirran suuruutta. Referenssiliekerrataa ei haluta kuitenkaan muuttaa, joten tämä ei onnistu. Mihin voidaan vaikuttaa, on venttiililohkon ja työsylinterin välillä tapahtuviin virtaushäviöihin. Tämä tehtiin vaihtamalla tällä välille suuremmat liittimet, jolloin virtauksen vastustus pienenee. Näiden muutosten lisäksi järjestelmän säädintä päivitettiin. Säädin ottaa nyt huomioon venttiililohkossa tapahtuvat painehäviöt laskiessaan käytettäviä voimia. Tällä pyritään pienentämään voimavirhettä ja samalla parantamaan asema- ja nopeusvastetta. Lisäksi välipaineiden käyttämisen sakottamista pienennettiin. Tällä pyritään parantamaan energiatehokkuutta, sillä säädin voi nyt käyttää vapaammin energiatehokkuuden kannalta optimaaleja ohjaus-tiloja. Eräät päivitettyllä järjestelmällä otetut mittaukset on esitetty kuvissa 27, 28 ja 29.



Kuva 27. Mittaustulos A-kuormituksella ja päivitetyllä järjestelmällä



Kuva 28. Mittaustulos B-kuormituksella ja päivitetyllä järjestelmällä



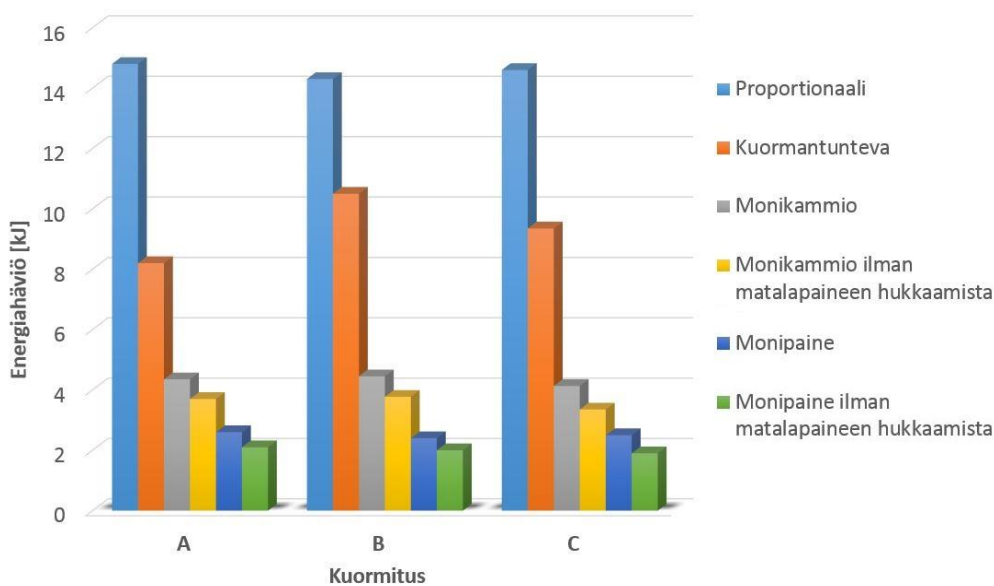
Kuva 29. Mittaustulos *C*-kuormituksella ja päivitetyllä järjestelmällä

Nopeusvasteen seuraaminen parani aikaisemmasta, mutta voiman laskemisessa näkyi edelleen suuria virheitä. Rauhallinen liikkeen pysäyttäminen on edelleen ongelmallista ja puomi jää helposti värähtelemään. Tilannetta voitaisiin mahdollisesti parantaa, jos liikkeiden pysähtymiset tapahtuisivat hiukan loivemmin myös referenssiliikeradassa. Tehtyjen päivitysten seurauksena energiahäviöt pienenevät noin 10 %. Taulukossa 6 on esitetty viidestätoista peräkkäin ajetusta liikeradasta keskiarvona lasketut energiahäviöt eri kuormituksille. Taulukkoon on laskettu vastaavasti myös arvot energiahäviölle, jos matalapainelinjassa ei hukattaisi energiaa.

Taulukko 6. *Energiahäviöt*

Kuormitus	Energiahäviö [kJ]	Energiahäviö ilman matalapaineen hukkaamista [kJ]
A	2.58	2.09
B	2.41	1.97
C	2.47	1.93
Keskiarvo	2.49	1.99

Energiahäviöiden keskiarvo on alle 2.5 kJ ja jos matalapainetta ei hukattaisi alle 2 kJ. Kuvassa 30 näitä tuloksia on verrattu muihin järjestelmiin, joilla on tehty vastaavia mittauksia.



Kuva 30. *Energiahäviöiden vertailu [10]*

Vastaavia mittauksia on tehty proportionaaliventtiilillä ohjatulla sylinterillä, kuormantuntevalla proportionaaliventtiilillä ja sekundääriohjatulla nelikammiosylinterillä [10]. Kun mittaustuloksia verrataan kuormantuntevaan proportionaaliventtiin, häviöt pienenevät noin 73 % ja verrattuna sekundääriohjattuun nelikammiosylinteriin häviöt pienenevät noin 38 %. Voidaan siis sanoa, että tällä konseptilla on merkittävä energiansäästöpotentiaali.

7. YHTEENVETO

Tässä diplomityössä tutkittu integroitu toimilaittekokonaisuus on toimintaperiaatteeltaan uusi ja täysin vastaavia konsepteja ei ole tutkittu aikaisemmin käytännön tasolla. Toimilaitteen sylinteriä ohjataan kytkemällä sen kammioihin aina kuormitustilanteeseen sopivat paineet. Eri painetasot tuotetaan toimilaitteella paikallisesti paineakusta käyttämällä pieniä sylintereitä paineenmuuntimina. Paineen muutokset perustuvat yksinkertaisesti pinta-alojen suhteeseen. Näillä paineakun paineesta skaalatuilla välipaineilla on kuitenkin hyvin rajallinen öljytilavuus ja toimilaitteen säätimen on huolehdittava, ettei niitä käytetä loppuun.

Saatujen tulosten perusteella voidaan sanoa, että toimilaitte toimii kaikilla testatuista kuormituksista. Mittaukset osoittavat, että erittäin energiatehokas suurten hitausmassojen ohjaaminen on mahdollista toteuttaa kohtuullisella määrällä painelähteitä. Prototyypin toimii, kuten suunniteltiin ja välipaineiden tilavuudet eivät loppu kesken. Prototyypin antamat mittaustulokset ovat energiatehokkuuden osalta erittäin lupaavia. Kun niitä verrataan kuormantuntevalla proportionaaliventtiilillä ohjattuun sylinteriin, häviöt pienenevät noin 73 % ja kun tuloksia verrataan sekundääriohjattuun nelikammiosylinteriin, häviöt pienenevät noin 38 %. Tutkittu toimilaitte antaa teoriassa nelikammiosylinteriä tarkemman voimaresoluution. Käytännössä rajalliset välipainetilavuudet vaikuttavat kuitenkin resoluution tarkkuuteen ja erityisesti nopeusreferenssin seuraamisessa on vielä kehitettävää. Toimilaitteen ohjattavuus ei ole vielä samalla tasolla kuormantuntevan proportionaaliventtiilin kanssa. Tämän lisäksi liikkeiden hallitussa pysäyttämässä on vielä parannettavaa.

Toimilaitteessa tapahtuvia virtaushäviöitä voitaisiin edelleen pienentää, jos käytettäisiin suuremman läpäisyn omaavia venttiilejä. Käyttämällä tarpeeksi suuria venttiilejä painelähteiden kytkemiseen ei myöskään tarvittaisi kahta venttiiliä rinnakkain. Tällöin toimilaitteessa olevan venttiililohkon kokoa voitaisiin pienentää huomattavasti. Toimilaitteesta saataisiin näin myös aiempaa kompaktimpi. Usein suuret venttiilit eivät tosin ole toiminnaltaan yhtä nopeita ja tämä rajoittaa venttiilien koon kasvattamista. Virtaushäviöiden pienentäminen on mahdollista myös virtauskanavien tarkemmalla suunnittelulla ja mitoituksella.

Kaikki toimilaitteen komponentit saatiin kiinnitettyä työsylinterin yhteyteen. Toimilaitteesta ei kuitenkaan saatu vielä erityisen kompaktia. Toimilaitteen osien kiinnittämiseen käytetty alumiinista valmistettu kehikko jättää osien väliin paljon ylimääräistä tilaa. Jos toimilaitteen komponentit saataisiin integroitua toisiinsa tehokkaammin, toimilaitteen ulkomitot olisi mahdollista pienentää huomattavasti. Eräs pitkälle menevä ajatus osien integroinnista on, että kaikki komponentit sijoitettaisiin saman kotelon sisälle. Tällöin komponenttien väliin jäävä tila voitaisiin hyödyntää paineakun kaasutilavuutena.

Toimilaitteen ohjattavuus ja energiatehokkuus paranisivat, jos käytössä olisi aiempaa enemmän painelähteitä ja sitä kautta myös valittavia ohjaustiloja. Jos välipainesylinterien määrää kasvatettaisiin neljästä esimerkiksi kuuteen, ohjaustilojen määrä kasvaisi 36:sta 64:ään. Tämä tosin kasvattaisi myös venttiilien määrää, toimilaitteen ulkomittoja ja painoa. Nopeusvasteen virheitä saataisiin todennäköisesti pienennettyä edelleen myös päivittämällä säädintä. Säätimen laskemassa voimassa ja mitatuista kammiopaineista lasketussa voimassa on edelleen virhettä suurilla liikenopeuksilla ja nämä virheet heijastuvat suoraan nopeusvasteeseen. Lisätutkimusta tarvitaan myös erilaisten kuormitusjaksojen ja sovelluskohteiden tutkimiseen. Lisäksi pienempien hitausmassojen hallintaa ja matalien nopeuksien ohjattavuutta on pyrittävä parantamaan.

LÄHTEET

- [1] H. Kauranne, J. Kajaste, M. Vilenius, *Hydrauliteknikka*, WSOY Oppimateriaalit Oy, Helsinki, 2008, 487 s.
- [2] M. Linjama, M. Huova, M. Pietola, J. Juhala, K. Huhtala, *Hydraulic Hybrid Actuator: Theoretical Aspects and Solution Alternatives*, Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'15, Tampere, May 20-22, 2015
- [3] C. Williamson, M. Ivantysynova, *Power Optimization for Multi-Actuator Pump-Controlled Systems*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, March 22-24, 2010
- [4] K. Müller, U. Dorn, *Variable Speed Drives – Customer Benefits in Injection Molding Machines and Presses*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, March 22-24, 2010
- [5] H. Yao, Q. Wang, *Development of Power Train of Hybrid Power Excavator*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'13, Linköping, Sweden, June 3-5, 2013
- [6] K. Einola, *Prestudy on Power Management of Cut-To-Length Forest Harvester with a Hydraulic Hybrid System*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'13, Linköping, Sweden, June 3-5, 2013
- [7] J. –C. Mare, *Combining Hydraulics and Electrics for Innovation and Performance Improvement in Aerospace Actuation*, Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'12, Tampere, May 18-20, 2011
- [8] R. Åman, H. Handroos, P. Ponomarev, J. Pyrhönen, *Electro-Hydraulic Hybrid Actuator System Using Integrated Power Unit*, Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, March 26-28, 2012
- [9] W. Backé, *Hydraulic Drives with High Efficiency*, Proceedings of the 1995 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Francisco, California, USA, November 12-17, 1995, ASME Press, FPST. Vol. 2, pp. 45-73.
- [10] M. Linjama, H-P. Vihtanen, A. Sipola, M. Vilenius, *Secondary Controlled Multi-Chamber Hydraulic Cylinder*, Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009

- [11] H. Olssonm K.J. Åström, C. Canudas de Wit, M. Gäfvert, P. Lischinky, Friction Models and Friction Compensation, *European Journal of Control*, Vol. 4, No. 3, 1998, pp. 176-195.
- [12] A. Ellman, R. Piché, A Modified Orifice Flow Formulation for Numerical Simulation of Fluid Power Systems, *Proceedings of the 1996 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Atlanta, Georgia, USA, November 17-22, 1996, ASME Press, FPST. Vol. 3, pp. 59-62.
- [13] WS08W-01 Solenoid Directional Valve, HYDAC International, Brochure Number: E 5.924.4/09.13, Saatavissa: <http://www.hydac.com/de-en/products/valves/directional-valves-solenoid-operated/22-directional-poppet-valves/ws08w.html>

LIITE A: SIMULOINTIPARAMETRIT

Efektiivinen hitausmassa m	50 000 kg	Venttiilin viive t_d	6 ms
Öljyn bulkkimoduuli B	1100 MPa	Venttiilin liikeaika t_m	4 ms
Männän puoleinen pinta-ala A_A	50.27 cm ²	Säätimen näytteenottoväli t_s	10 ms
Männän varren puoleinen pinta-ala A_B	37.70 cm ²	Nopeustakaisinkytkennän vahvistuskerroin K_{pv}	4.5×10^5 Ns/m
Sylinterin iskun pituus s	300 mm	Asematakaisinkytkennän vahvistuskerroin K_{px}	9.5 1/s
Sylinterikammioiden kuollut tilavuus V_0	2×10^{-4} m ³	Asema integraattorin vahvistuskerroin K_{ix}	4 1/s ²
Staattinen kitka F_s	2 kN	Aseman liikkeellelähdon kynnyssarvo x_{th_on}	2 mm
Coulombin kitka F_c	1.6 kN	Aseman pysähtymisen kynnyssarvo x_{th_off}	1 mm
Nestekitkakerroin b	2 kNs/m	Nopeuden liikkeellelähdon kynnysarvo v_{th}	0.1 mm/s
Minimi kitkan nopeus v_{min}	5 mm/s	Paineenmuutoksien sakkotermin painokerroin W_{dF}	1200 N
Tanh-kerroin K	5000	Välipaineiden käytön saktuksen painokerroin WVS_{pos}	12×10^{15} N ² /m ⁶
Nimellistilavuusvirta Q_N	30 l/min	Välipaineiden latauksen kannustus painokerroin WVS_{pos}	6×10^{15} N ² /m ⁶
Nimellistilavuusvirtaa vastaava paine-ero Δp_N	0.6 MPa		