

LUT-YLIOPISTO
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Mikko Väliäho

HYDRAULIPUMPUN JA -MOOTTORIN TESTAUSPENKIN MODERNISOINTI

Tarkastajat Professori Heikki Handroos
M.Sc. (Tech.) Iuliia Malysheva

TIIVISTELMÄ

LUT-Yliopisto
LUT Energiajärjestelmät
LUT Kone

Mikko Väliaho

Hydrauliikkipumpun ja – moottorin testipenkin modernisointi

Diplomityö

2020

91 sivua, 43 kuva, 10 taulukko ja 3 liitettä

Tarkastaja: Professori Heikki Handroos
M.Sc. (Tech.) Iuliia Malysheva

Hakusanat: testaus, hydrauliikkahuolto, hydrauliikka

Tämän työn tarkoituksena oli kehittää hydrauliikkahuollon testausta. Hydrauliikkahuollossa testataan hydrauliikkapumpuja ja -moottoreita. Kehittämisen tarkoituksena oli muodostaa aineisto investointipäätökselle. Tutkimuksen kohteina olivat sähkökäytöt, paineenrajoitusventtiili, mittaus, tiedonsiirto, pumpun säätö ja mittausyhtälöt. Edellä mainitut tutkimuskohteet muodostivat tutkimusongelman hydrauliikkapumpun ja -moottorin testauksen näkökulmasta, jotka liittyvät testauslaitteistojen modernisointiin. Työ aloitettiin kirjallisuustutkimuksella, jonka tarkoituksena oli kerätä tutkimustietoa aihealueelta ja näin ollen kirjallisuustutkimuksen pohjalta muodostaa menetelmät jokaiselle käsiteltävälle osalle. Sähkökäyttöjen valintaan käytettiin valmistajan taulukoita. Painerajoitusventtiilien vertailussa käytettiin menetelmänä puoliempiiristä mallinnusta, joka suoritettiin käyttämällä Matlab ja Simulink ohjelmistoja. Ohjelmistoja käytettiin myös säätömallin muodostamiseen hydrauliikkapumpun säädölle, kun kyseeseen tulee servo- ja proportionaaliohjaus. Mittausta ja tiedonsiirtoa käsiteltiin kirjallisuustutkimuksen perusteella, jota sovellettiin työhön hydrauliikkapumpun ja -moottorin testauksen näkökulmasta. Sähkökäyttöjen määrittämiseen testauksen näkökulmasta tulokseksi saatiin valmistajien taulukoiden hyödynnettävyys ja näin ollen riittävyys, kun korotetaan sähkömoottorin ja taajuusmuuttajan teholuokkaa. Puoliempiirisen mallinnuksen käyttö painerajoitusventtiileitä vertailtaessa oli tulosten valossa puutteellinen. Puoliempiiristen kertoimien määrittelyssä on käytettävä erityistä tarkkuutta ja määrittelyssä käytetään avuksi valmistajan katalogeja. Tämä työ osoitti, että puoliempiiristä mallinnusta voidaan käyttää paineenrajoitusventtiilien vertailuun, kun kyseessä on hydrauliikkapumpun ja -moottorin testaus. Pumpun servosäädölle ja proportionaaliohjaus voidaan luoda ohjausjärjestelmän näkökulmasta malli, jossa tutkitaan virtaviestiä vahvistimelta, kun rajoittavana tekijänä oli sähkömoottorin teho. ETHERCAT väylää voidaan käyttää mittausdatan siirtoon ja topologiaa voidaan käyttää joko linja- tai rengastopologiaa. Testaustilan pienuuden kannalta linjatyyppinen on riittävä. Mittausantureille on valmistaja ilmoittanut virhearvot. Mittausantureiden tiedon avulla ratkaistaan mittausyhtälöt, jotka ovat teho, mekaanishydraulinen hyötysuhde, volumetrinen hyötysuhde ja kokonaishyötysuhde. Mittausyhtälöiden luotettavuuden kannalta oli yhtälöille muodostettava

virheyhtälöt osittaisderivoinnin avulla. Tämän työn osa-alueiden avulla muodostettiin tarjouskysely hydrauliiikkapumpun ja -moottorin testauksen modernisoinnista.

ABSTRACT

LUT University
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Mikko Väliaho

A modernization of hydraulic pump and motor test bench

Master's thesis

2020

91 pages, 43 figure, 10 table and 3 appendices

Examiner: Professor Heikki Handroos
M.Sc. (Tech.) Iuliia Malysheva

Keywords: hydraulics, pump testing, testing,

The purpose of this work was to develop hydraulic testing in hydraulic workshop and results were used for investment plans. The work has been divided into six different sections, which were electrical components, pressure relief valves, test measurement, data communication, pump, volumetric adjustment and measurement equations. The main research problem of work involved to these sections regarding hydraulic pump and motor testing. At the beginning a literature research was done for main topics and all necessary information was collected about research sections, thus the research methods based on literature research. In this work electric components were inverter and asynchronous motor. They were processed in basic level by using manufacturer catalogue. Pressure relief valves were examined by using semi-empirical approach and the model was made by Simulink and Matlab programs. These programs were also used when the model for pump adjustment was made. The measurement and data communication were discussed regarding hydraulic testing based on literature research. The inverter and asynchronous motor were analyzed by using manufacturer catalogues and they were enough when the limiting factors are motor power. In semi-empirical modelling manufacturer curve were examined and they were used for determination of semi-empirical coefficients. The semi-empirical approach can be used for comparing two pressure relief valves together when the point of view was hydraulic testing. There were problems in result curves due to determination of semi-empirical coefficients. Manufacturer has different style curves for pressure relief valves. Following thing must be took account when static analyzed were done. Semi-empirical modelling can be used in static analysis in hydraulic testing project, where pressure relief valve is used to resist flow. In this work model was made for pump volume adjustment by using Matlab and Simulink. Maximum control current can be solved by using created model if maximum electrical motor power was known. ETHERCAT network was chosen in this work. The network can be made using line – or ring topology. Because the testing facility is quite small line topology was chosen. Manufacturers gave error limits for sensors, which were used to measuring pressure, volumetric flow, temperature and torque in hydraulic pump and motor testing system. There were also efficiencies, which have to be solved. The

measuring equations were used to solve efficiencies and error equations were made by using partial derivation, thus error limits can be added on testing reports.

ALKUSANAT

Tämän työn mahdollisti Masino-Konaflex Oy ja kiitän näin ollen Masino-Konaflex Oy:tä mielenkiintoisesta aiheesta. Lappeenrannan Teknillisestä Yliopistosta kiitän erityisesti työni valvojaa Professori Heikki Handroosia asiantuntevista neuvoista ja työni eteenpäin auttamisesta. Lähipiiriäni kiitän ymmärryksestä, jota työni kirjoittaminen on vaatinut ajankäytön muodossa.

Mikko Väliäho

Mikko Väliäho
Lappeenrannassa

2.8.2020

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLILUETTELO

1	JOHDANTO	11
2	SÄHKÖKÄYTÖT	13
	2.1 Oikosulkumoottori	13
	2.2 Oikosulkumoottorin mitoitus ja valinta	14
	2.3 Taajuusmuuttaja.....	15
3	HYDRAULIIKKA	16
	3.1 Paineenrajoitusventtiili	16
	3.2 Paineenrajoitusventtiili puoliempiirinen mallinnus	18
	3.3 Servotekniikka hydrauliiikkapumpun säädössä.....	20
	3.4 Proportionaalitekniikka.....	21
	3.5 Hydrauliikkapumput	23
	3.6 Hydrauliikkapumpun ominaisuudet.....	24
	3.7 Hydrauliikkamoottorit	27
	3.8 Hydrauliikkapumppujen ja – moottoreiden testaus	28
4	MITTAUSTEKNIikka HYDRAULIIKASSA	30
	4.1 Tilavuusvirran mittaus	30
	4.2 Ohivuodon mittaus.....	33
	4.3 Paineen mittaus	36
	4.4 Lämpötilan mittaus	37
	4.5 Hydrauliikkamoottorin momentin mittaus.....	38
	4.6 Öljyn puhtaus	39
	4.7 Ethercat-Väylän käyttö mittauksissa	40
	4.8 Virherajat	42
5	TULOKSET	43
	5.1 Sähkömoottorin koko.....	44

5.2	Taajuusmuuttaja.....	45
5.3	Pumpun kuormitusventtiili	45
5.4	Pumpun säätömalli.....	55
5.5	Pumpun servo-ohjaus.....	56
5.6	Pumpun proportionaaliohjaus	57
5.7	Mittauspisteiden määrittely.....	59
5.8	Tiedonsiirto.....	63
5.9	Testauksen lohkokaavio.....	67
5.10	Virherajat pumpun – ja moottorin testauksessa.....	71
6	ANALYYSI.....	76
7	JOHTOPÄÄTÖKSET.....	80
	LÄHTEET	87
	LIITTEET	

LIITE I: Puoli-empiiriset kertoimet C1 ja C2.

LIITE II: Paineenrajoitusventtiilin mallin alkuarvot.

LIITE III: Viskositeetin määrittäminen laskennallisesti ohjelmointia varten.

SYMBOLILUETTELO

η_{kok}	Kokonaishyötysuhde
η_{mh}	Mekaanishydraulinen hyötysuhde
η_{vol}	Volumetrinen hyötysuhde
ω	Kierrosnopeus [rad/s]
μ	Dynaaminen viskositeetti [Ns/m ²]
τ	Leikkausvoima [N/m ²]
ν	Kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]
η_0	Dynaaminen viskositeetti referenssipisteessä [m/s ²]
θ	Lämpötila [K]
θ_0	Lämpötila referenssipisteessä [K]
A	Pinta-ala [m ²]
B_e	Tehollinen puristuskerroin [Pa]
B_o	Puristuskerroin öljylle [Pa]
B_c	Puristuskerroin sylinterimäiselle putkelle [Pa]
C_1	Puoliempiirinen parametri [m/min]
C_2	Puoliempiirinen parametri [m/min]
C_d	Purkauskerroin []
C_{dyna}	Puoliempiirinen parametri
d	Sylinterin sisähalkaisija [m]
d_k	Karan halkaisija [m]
E	Kimmomoduuli [Pa]
F	Voima [N]
f	Taajuus [Hz]
h	Porauksen halkaisija [m]
K	Virtauskerroin $\left[\frac{m^3}{\sqrt{p} s}\right]$
K_v	Virtausmittarin kerroin
l	Porauksen pituus [m]
M	Momentti [Nm]
n_s	Synkronoitu kierrosnopeus [1/min]

p_n	napapariluku
$P_{\text{l\aa}hti}$	S\aa hk\o moottorin teho [kW]
\dot{p}	Paineen muutos [Pa]
p	Paine [Pa]
Δp	Paine-ero [Pa]
p_{ref}	Referenssipaine [Pa]
Q	Tilavuusvirta [m ³ /s]
Q_{tod}	Todellinen tilavuusvirta [m ³ /s]
t	Sylinterin aineenpaksuus [m]
V	Tilavuus [m ³]
V_g	Kierrostilavuus [m ³]
v	\u00d6ljyn virtausnopeus [m/s]
x	Mitattu virhe
Δx	Absoluuttinen virhe

1 JOHDANTO

Masino-Konaflex Oy:n Turun toimipisteessä toimii hydrauliiikkapumppuihin ja – moottoreihin erikoistunut hydrauliikkahuolto. Hydrauliikkahuollossa korjataan ja huolletaan pääasiallisesti mäntäpumppuja ja – moottoreita. Huoltotoimenpiteiden jälkeen huolletut komponentit testataan testipenkissä. Hydrauliikkapumpun voimanlähteenä käytetään 37 kW oikosulkumoottori, jonka ohjaus tapahtuu taajuusmuuttajalla. Painerajoitusventtiiliä käytetään pumpun kuormittamiseen. Sähkömoottorin kierroslukua säädetään erillisen ohjauslaattikon avulla ja painetta, tilavuusvirtaa ja lämpötiloja mitataan anturoinnin avulla.

Masino – Konaflex Oy:ssä on tehty päätös erillisen hydrauliikkamoottorin testauspenkistä, joka on tarjouskyselyvaiheessa. Testauspenkillä pystytään kuormittamaan hydrauliikkamoottoreita. Tämä muodostaa haasteen hydrauliikkamoottorien ja -pumppujen testaukseen ohjauksen ja mittauksen näkökulmasta.

Tämä tutkimuksen tutkimusongelma on hydrauliikkahuollon testausjärjestelmän modernisointi, kun huomioon otetaan sähkökäytöt, hydrauliikkapumpun kuormitus, mittauksen toteutus, tiedonsiirto, hydrauliiikka pumpun säätö ja mittauksen virheraja mittausyhtälöiden näkökulmasta. Tutkimusongelmaan liittyvät tutkimuskysymykset voidaan jakaa edellä mainittujen ongelman osa-alueiden mukaan. Tutkimuskysymykset ovat lueteltuna alla olevalla listauksella.

- 1) Mitkä ovat sähkökäyttöjen valintakriteerit, kun huomioon otetaan vanha testausrakenne?
- 2) Miten verrataan paineenrajoitusventtiileitä, kun käytetään puoliempiiristä mallinusta?
- 3) Miten hydrauliikkapumpun tilavuusvirtaa voidaan säätää, kun huomioon otetaan sähkömoottorin teho?
- 4) Mikä on soveltuva tiedonsiirto malli?
- 5) Miten virherajat sisällytetään testaukseen, kun käytetään mittausyhtälöitä?

Tutkimuksen tavoitteena on esisuunnittelun toteutus. Esisuunnittelu tehdään ennen tarjouskyselyiden muodostamista toimittajalle. Tutkimuksen tavoitteet voidaan jakaa edellä mainittujen tutkimuskysymysten mukaan. Sähkökäyttöjen osalta tavoitteet ovat teholuokan nostossa. Kuormitusventtiilinä toimivan paineenrajoitusventtiilin tarkastelussa tavoitteena on uuden paineenrajoitusventtiilin valinta ja mallin suunnittelu simulointia varten. Simulointi suoritetaan staattisen tarkastelun kautta. Hydrauliiikkapumpun tilavuusvirran säädössä tavoitteena on tarkastella tilavuusvirran määrää, kun huomioon otetaan aikaisemmin määritetty sähköteho ja ohjausviestin suuruus säätimelle. Tiedonsiirron määrä lisääntyy anturoinnin ja ohjauksen vaikutuksesta. Tiedonsiirron tavoitteena on muodostaa uusi tiedonsiirtorakenne, kun huomioon otetaan hydrauliikkapumpun ja -moottorin testaus. Olemassa olevien antureiden ja uusien antureiden tarkastelu mittauksen näkökulmasta on tavoitteena. Tavoitteena on myös muodostaa mittausyhtälöt kirjallisuustutkimuksen perusteella ja muodostaa niille virheyhtälöt.

Tutkimusmenetelminä käytetään mallinnusta ja kirjallisuustutkimuksen pohjalta tehtävää tarkastelua. Paineenrajoitusventtiiliä tarkasteltaessa käytetään ns. puoliempiiristä mallinnusta. Mallinnuksessa ja laskuissa käytetään Simulink- ja Matlab-ohjelmistoa, jotka ovat saatavilla käyttöön Lappeenrannan Lahden Teknilliseltä Yliopistolta. Sähkökäyttöjä tarkasteltaessa huomioon menetelmien suhteen otetaan valmistajan taulukot. Hydrauliikkapumpujen säädön tarkastelussa menetelmänä käytetään kirjallisuuden perusteella valittuja yhtälöitä. Kirjallisuustutkimuksen perusteella tarkastellaan testauksen näkökulmasta tiedonsiirtoa, mittauksia testauksen näkökulmasta ja mittausvirheiden vaikutusta, kun huomioon otetaan mittausyhtälöt.

Tutkimuksen rajoitukset perustuvat hydrauliikkapumpun ja moottorin testaukseen. Sähkökäyttöjen tarkastelu rajoittuu yleiseen mitoittamiseen ja valintaan. Paineenrajoitusventtiilin tarkastelu rajoittuu mallinukseen staattisten ominaisuuksien mukaan. Venttiilin dynaamisia ominaisuuksia ei tarkastella tässä tutkimuksessa. Tiedonsiirron tarkastelu perustuu kirjallisuustutkimukseen ja tiedonsiirron tarkastelu rajoittuu ns. primäärimittaukseen, joka tarkoittaa testaukseen liittyviin mittauksiin. Esimerkiksi öljynmäärä testauksessa ja sulkuhanan kytkin eivät kuulu tarkastelun piiriin. Kirjallisuuden perusteella määritetyt mittausyhtälöt rajoittuvat testaukseen liittyviin.

Tämän työn tarkoituksen on muodostaa uutta tietoa Masino-Konaflex Oy:n hydraulikka-huollon testauksen modernisointiin, edellä mainituilla menetelmillä.

2 SÄHKÖKÄYTÖT

Teollisuudessa käytetään sähkömoottoreita muodostamaan sähköenergiaa mekaaniseksi. Sähkömoottorit voivat olla joko tasasähköllä tai vaihtosähköllä toimivia. Tasasähköllä toimivia moottoreita käytetään teollisuudessa laajasti. Tasasähkömoottoreiden etuna on hyvä kierrosnopeuden säätö. Teollisuudessa esiintyvät vaihtosähkömoottorit ovat tyypiltään useasti oikosulkumoottoreita. Oikosulkumoottoreissa kierrosnopeuden säätö on epätarkempaa, kun verrataan tasavirtamoottorin kierrosnopeuden säätöön. Oikosulkumoottorin kierrosnopeutta voidaan säätää erillisellä taajuusmuuttajalla, joka mahdollistaa oikosulkumoottorille hyvät säätöominaisuudet. (Aura & Tonteri, s. 304-305.)

2.1 Oikosulkumoottori

Oikosulkumoottorit kuuluvat epätahtimoottoreihin. Epätahtimoottoreissa akselin pyörimistä edesauttavat osat ovat staattori ja roottori. Roottori pyörii epätahdissa staattorin aiheuttaman magneettikentän kanssa. (Aura & Tonteri, s. 305.)

Oikosulkumoottorit ovat tyypiltään yleisesti kolmivaiheisia. Edellä mainittu pyörivä magneettikenttä syntyy staattorissa, johon kolmevaihetta on käämitetty symmetrisesti. Käämit eivät aiheuta pyörivää magneettikenttää, koska siihen tarvitaan symmetristä vaihtovirtaa. (Aura & Tonteri, s. 305.)

Käämitys kehittää magneettikentän. Magneettikenttä muodostaa etelä- ja pohjoisnavat eli S- ja N-navat. Edellä mainittuja napoja sanotaan napapariksi, joista voidaan muodostaa napapariluku. Synkronoitu kierrosnopeus n_s voidaan määrittää, kun tiedetään taajuus ja napapariluku. (Aura & Tonteri, s. 310.)

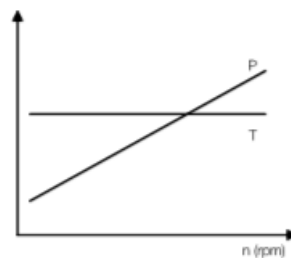
$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p_n} \quad (2.1.1)$$

Kaavasta 2.1.1 voidaan havaita taajuus f ja napapariluku p . (Lauri A, s. 310.)

2.2 Oikosulkumoottorin mitoitus ja valinta

Tässä työssä teorian osuus painottuu oikosulkumoottorin valintaan, kun kyseeseen kuormittavana komponenttina on hydraulikkapumppu. Näin ollen kuormitustyyppi on vakiomomentti sovellus. (ABB, s.20.)

Sähkömoottorin valintaan vaikuttaa tarvittava kierrosnopeus, momenttikäyrä ja kuormitettavuus. Kuten edellisessä kappaleessa todettiin, niin napapariluku vaikuttaa kierrosnopeuteen. Sovellus vaikuttaa tarvittavaan kierrosnopeuteen. Vakiomomenttisovelluksessa momentin oletetaan olevan samansuuruinen, kun sitä tarkastellaan kierrosluvun funktiona. Kuvassa 1 on esitettyä momentti- ja tehokäyrät vakiomomentti sovelluksessa. (ABB, s.20.)



Kuva 1. Tyypilliset momentti- ja tehokäyrät vakiomomenttisovelluksessa, muokattu (ABB, s.20.).

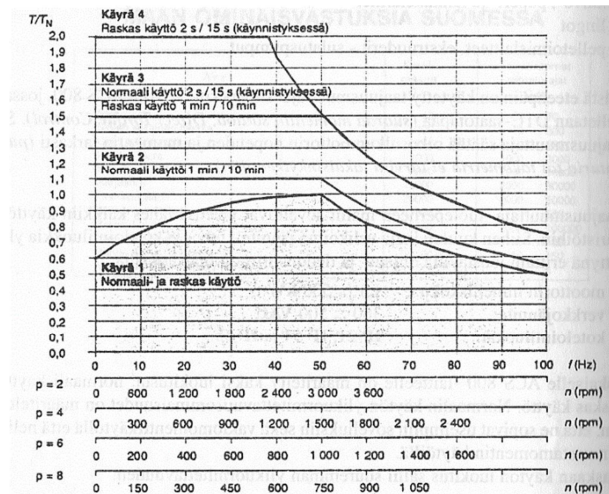
Moottoria kuormitetaan tietyllä kierrosalueella tietyllä teholla. Kun kierrosalue ja tarvittava momentti tiedetään, niin voidaan laskea sähkömoottorin lähtöteho $P_{\text{lähtö}}$. (ABB, s.14.)

$$P_{\text{lähtö}} = \frac{M \cdot n}{9550} \quad (2.2.1)$$

Kaavassa 2.2.1 on esitettyä momenttia M ja kierrosnopeutta n käyttäen laskettu sähkömoottorin teho. (ABB, s.14.)

Kuormitettavuuskäyrällä voidaan määrittellä sähkömoottorin kuormitettavuus tietyllä nopeusalueella. Kuvassa 2 on esitettyä Esko Valtasen Tekniikan taulukkokirjasta oleva kuormitettavuuskäyrä, joka on määritetty 50 Hz alueelle. (Valtanen, s. 614.).

Sähkömoottoria voidaan kuormittaa myös alle nimelliskierrosten. Pienemmillä kierroksilla kuormitettaessa on otettava huomioon sähkömoottorin terminen kuormitettavuus, joka laskee kierrosnopeuden hidastuessa. Termisen kuormitettavuuden lasku johtuu siitä, että oikosulkutyypinen sähkömoottori on itsejähdytteinen. Tällä on vaikutusta momenttiin M ja kuvasta 2 voidaan arvioida käytettävissä olevaa momenttia. (ABB, s.23.)



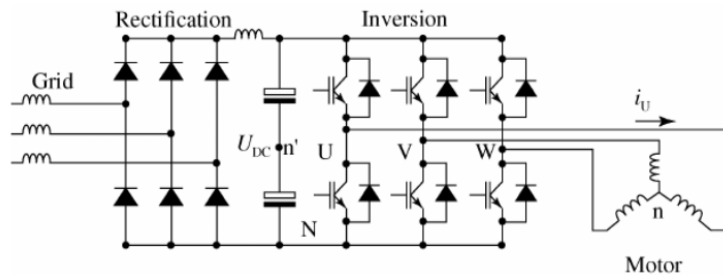
Kuva 2. Sähkömoottorin kuormitettavuuskäyrästä, muokattu (Valtanen, s.614.).

2.3 Taajuusmuuttaja

Teollisuudessa energiatehokkuus vaatimukset kasvavat. Taajuusmuuttajista on tullut suosittavia laitteita sähkömoottorikäyttöille. IE-luokat kuvaavat sähkömoottoreiden energiatehokkuutta. IE3-luokan moottoreita voidaan käyttää ilman taajuusmuuttajaa sovelluksissa, kun taas IE2-luokkaa käytetään yhdessä taajuusmuuttajan kanssa. Taajuusmuuttajana käytetään yleisesti VFD-taajuusmuuttajaa. (Agamloh, s. 766.)

Suomessa sähkömoottoria käytettäessä vaihtosähkön taajuus on 50 Hz. Kuten jo kappaleessa 2.2 todettiin, niin taajuus vaikuttaa sähkömoottorin kierrosnopeuteen. Taajuutta muuttamalla saadaan siis muutettua sähkömoottorin kierrosnopeutta. VFD-taajuusmuuttajan toiminta perustuu kolmeen eri osaan. Ensimmäinen vaihe on kolmivaihe jännitteen tasasuuntaus diodien avulla. Kun jännite on tasasuunnattu, niin jännitteen laatua parannetaan kondensaattorin avulla. Lopuksi kytkimiä käytetään jännitteen muuntamiseksi pulssimuotoon. Pulssin leveyttä muuttamalla saadaan pulssi vastaamaan sinimuotoista käyrää, jolla ohjataan sähkömoottoria. Näin ollen pystytään säätämään moottorille siirtyvää

taajuutta. Kuvassa 3 on esitettyä taajuusmuuttajan kolme eri toimintoa, josta voidaan havaita diodit, kondensaattorit ja kytkimet. (Agamloh, s. 766.) (Pyrhönen, Hrabovcová & Semken, s.159-161.)



Kuva 3. Taajuusmuuttajan kolme eri vaihetta, muutettu (Pyrhönen, Hrabovcová & Semken, s.160.).

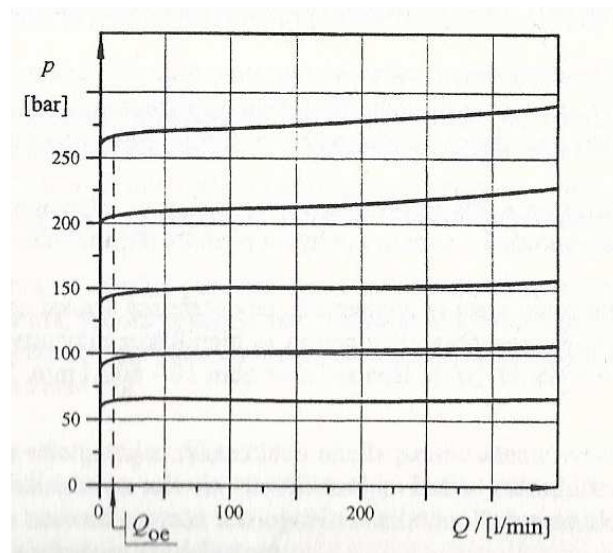
Taajuusmuuttajaa valittaessa on otettava huomioon mitoitusvirta. Mitoitusvirta voidaan määrittää valmistajan taulukosta tai laskea tunnetun momentin mukaan. Valmistajilla on olemassa taajuusmuuttajan mitoittamiseen olevia taulukoita, kun sähkömoottorin ominaisuudet tunnetaan. Taulukosta voidaan valita sopiva taajuusmuuttaja, kun sähkömoottorin koko tunnetaan. Taajuusmuuttajalla voi aiheuttaa häiriötä maksimi momenttiin, joka voi ilmentyä sen laskuna. (ABB, s.24-26.)

3 HYDRAULIIKKA

3.1 Paineenrajoitusventtiili

Hydrauliikkajärjestelmän tärkeisiin komponentteihin kuuluvat paineventtiilit. Paineventtiilien tehtävänä hydrauliikkajärjestelmässä on säätö tai ohjaus. Säätäviin venttiileihin kuuluvat mm. niin sanotut shokki-venttiilit, jotka toimivat paineenrajoitusventtiilinä ja säätävät järjestelmän maksimi painetta. Ohjaaviin paineventtiileihin kuuluu mm. kuormanlasku-venttiilit, joiden tehtävänä on vastapaineen muodostaminen. Paineventtiilit ohjaavat ja säätävät järjestelmän painetasoja ja painetasoilla on vaikutusta voimiin ja momentteihin. Paineenrajoitusventtiilit ovat tyypiltään jaettu istukka ja luistin tyyppisiin rakenteisiin. Ominaisuuksiltaan istukka tyyppinen on reagoitinopeudeltaan nopeampia, kun niitä verrataan luistin tyyppisiin. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s.187.)

Paineenrajoitusventtiilin tehtävänä on pitää paine halutulla tasolla. Kun paineenrajoitusventtiili avautuu, niin tietty tilavuusvirta läpäisee sen. Tämä aiheuttaa sen, että osa tilavuusvirrasta kulkeutuu paineenrajoitusventtiilin kautta tankkiin ja osa toimilaitteelle. Läpäisevän tilavuusvirran kasvaessa venttiilin asetuspaine kasvaa, johtuen karan siirtymisestä. Kuvassa 4 on esitettyä esiohjatun paineenrajoitusventtiilin ominaiskäyrä, josta voidaan havaita läpäisevän tilavuusvirran vaikutus paineeseen, joka asettuu avautumisen jälkeen. Ero kasvaa läpäisevän tilavuusvirran kasvaessa. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s 193, 197.)



Kuva 4. Esiohjatun paineenrajoitusventtiilin ominaiskäyrästä, muokattu (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s.197.).

Suoraanohjatun paineenrajoitusventtiilin jousi vaikuttaa paineen ylitykseen suurilla tilavuusvirroilla kasvattavasti, johon vaikuttaa venttiilin jousen jäykkyys. Esiohjatussa paineenrajoitusventtiilissä on erillinen ohjaus osa, joka vaikuttaa näin ollen jousen kokoon, joka ei ole niin jäykkä kuin suoraanohjatussa ja näin ollen vaikuttaa paineen ylitykseen. (Galal Rabie, s. 144.)

3.2 Paineenrajoitusventtiili puoliempiirinen mallinnus

Hydrauliikkajärjestelmiä mallinnettaessa käytössä on useasti ns. *lumped fluid theory*. Kyseistä mallinnustapaa käytettäessä hydrauliikkapiiri jaetaan eri tilavuuksiin. Paineen oletetaan olevan vakio eri tilavuuksien sisällä. Eri tilavuudet ovat erotettuina hydrauliikkapiirin sisällä ja ne ovat jaettu kuristimilla. Kuristimiksi mallinnetut komponentit voivat olla mm. venttiileitä. (Mikkola, s. 12-13.)

$$\dot{p} = \frac{B_e}{V} (Q_i - Q_o - \frac{dV}{dt}) \quad (3.2.1)$$

Paine \dot{p} eri tilavuuksissa mallinnetaan käyttämällä kaavaa 3.2.1, joka on ensimmäisen asteen differentiaaliyhtälö. (Mikkola, s. 14-15.)

$$\frac{1}{B_e} = \frac{1}{B_0} + \frac{V_1}{V_t \cdot B_{c1}} + \frac{V_2}{V_t \cdot B_{c1}} + \frac{V_i}{V_t \cdot B_{ci}} \dots \frac{V_n}{V_t \cdot B_{cn}} \quad (3.2.2)$$

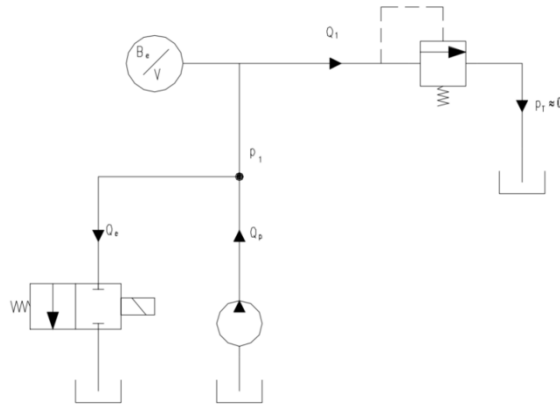
Kaavasta 3.2.1 voidaan havaita puristuskerroin B_e , jonka yhtälö on esitettyä kaavassa 3.2.2, tilavuus V ja eri tilavuusvirrat Q_i , Q_o ja esimerkiksi sylinterin nopeus dV/dt . Kaavassa 3.2.2 on esitettyä vaikuttavan puristuskertoimen yhtälö, josta voidaan havaita eri tilavuuksien vaikutus teholliseen puristuskertoimeen. Hydrauliikkaöljyn puristusmoduuli B_0 on n. 1500e6 Pa. Materiaalin puristuskerroin B_c ja sylinterin malliselle putkelle. (Mikkola, s. 7.)

$$B_c = \frac{t \cdot E}{d} \quad (3.2.3)$$

Kaavassa 3.2.3 on esitettyä tehollinen puristuskerroin B_c putkelle, josta voidaan havaita aineen paksuus t , tilavuuden halkaisija d ja kimmomoduuli E , joka teräkselle on 21000e6 N/m². (Mikkola, s 35.)

Paineenrajoitusventtiilin toimintaa voidaan mallintaa kuvan 5 kaavion perusteella. Kuvan 5 kaaviosta voidaan havaita kolme eri komponenttia, suuntaventtiili, pumppu ja paineenrajoitusventtiili. Suuntaventtiilin sulkeutumisella saadaan aikaiseksi hydrauliikkajärjestel-

mään paineen nousu, joka loppuu paineenrajoitusventtiilin aukeamiseen. Kuvan 5 kaltaisella hydraulikkajärjestelmällä voidaan simuloida paineenrajoitusventtiili, dynaamisia - ja staattisia ominaisuuksia. (Handroos, s.51)



Kuva 5. hydraulikkajärjestelmä paineenrajoitusventtiilin testaukseen, muokattu (Handroos, s.51).

Kuvan 5 kaltaista järjestelmää voidaan mallintaa yksinkertaistetulla puoliempiirisellä mallilla.

$$C_{dyna} \cdot \frac{dK}{dt} + (C_1 + C_2 \cdot p_1) \cdot K = p_1 - p_{ref} \quad (3.2.4)$$

Puoliempiirinen yhtälö paineenrajoitusventtiilille voidaan muodostaa kaavan 3.2.4 yhtälöksi, josta voidaan havaita dynaaminen parametri C_{dyna} ja puoliempiiriset parametrit C_1 ja C_2 . Kaavan 3.2.4 yhtälössä on jätetty huomioimatta venttiilin karan inertian vaikutus.

$$Q_1 = K \cdot \sqrt{p_1} \quad (3.2.5)$$

Kaavassa 3.2.5 on esitettyä venttiilin läpäisemä tilavuusvirta Q_1 , josta voidaan havaita virtauskerroin K . Derivoimalla kaavaa 3.2.4 ajanhetkellä nolla, voidaan se muuttaa yksinkertaisempaan muotoon. Näin ollen tilavuusvirran yhtälö voidaan määrittää kaavassa 3.2.5 olevaan muotoon, josta voidaan havaita paine p_1 ja referenssipaine p_{ref} .

$$Q_1 = \frac{p_1 - p_{ref}}{\frac{C_1}{\sqrt{p_1}} + C_2 \cdot \sqrt{p_1}} \quad (3.2.6)$$

Puoliempiiriset parametrit C_1 ja C_2 voidaan ratkaista kuvan 4 mukaisesta paineenrajoitusventtiilin ominaiskäyrästä käyttämällä kaavaa 3.2.6. Paineenrajoitusventtiilin läpäisemä tilavuusvirta Q_1 voidaan määrittää kaavalla 3.2.6. (Handroos, s.91-91.).

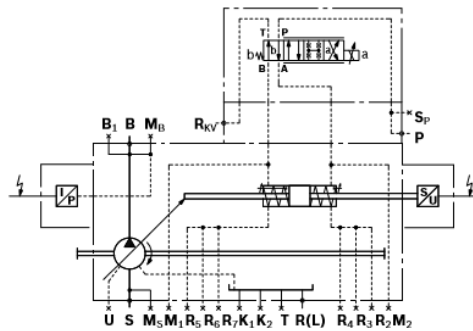
3.3 Servotekniikka hydrauliiikkapumpun säädössä

Servotekniikan sovelluksia esiintyy niin sähkötekniikassa kuin hydrauliikkatekniikassa. Hydrauliikkatekniikassa yksi servotekniikan esimerkki on venttiilinohjaus. Servotekniikkaa käytetään, kun tarvitaan tarkkuutta prosessin säätöön. Servotekniikassa olennaista on, että takaisinkytkentä on sijoitettu säätöpiiriin.

Vahvistin on tärkeä elin servojärjestelmässä. Vahvistimella pyritään muuntamaan summaoperaattorilta tullut arvo sopivaksi ohjausarvoksi. Vahvistuksella on vaikutusta järjestelmän käyttäytymiseen. Nopeus ja värähtelyherkkyys ovat osa servojärjestelmän käyttäytymistä. Servojärjestelmän vahvistuksen säädössä voidaan käyttää mm. PID-säätöä, joka muodostuu sanoista proportional, integral ja derivate.

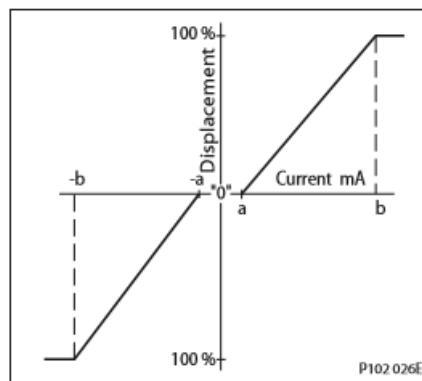
Vahvistimen jälkeen sijoitettu toimilaitteen tehtävänä on suorittaa toiminta, joka ohjausarvolla pyritään saavuttamaan. Jos takaisinkytkentä ja ohjauslaitteelta tuleva signaali ovat arvoltaan samansuuruiset, niin toimilaitteen suure on saavuttanut halutun tason. (Fonselius, Rinkinen & Vilenius, s. 8-9.)

Hydrauliikkapumpun tilavuusvirtaa voidaan säätää käyttämällä servo-ohjausta. Hydrauliikkapumpun kierrostilavuuden säätö tapahtuu asemaservon avulla. Kuvassa 6 on esitetty servo-ohjattu hydrauliikkapumppu, josta voidaan havaita servoventtiili, säätösylinteri ja takaisinkytkentäanturi. Takaisinkytkentäanturi mittaa pumpun vinolevyn asentoa ja lähettää erosignaalin vertailtavaksi vahvistinkortille. Kortilla muodostunut erosignaali lähetetään servoventtiilille, joka tekee tarvittavan korjauksen. (Fonselius, Rinkinen & Vilenius, s. 111.)



Kuva 6. Servo-ohjattu hydrauliiikkapumppu A4VSO (Rexroth Bosch Group, s.19).

Servovahvistinkortti syöttää mA-viestiä servoventtiilille. Kuvasta 7 voidaan havaita kierrostilavuuden muutos sähkövirtaa kasvattamalla. Kuvasta 7 voidaan myös havaita virtaviestin arvo, joka on \pm mA ja kuollut alue ennen käyrän kasvua. (Sauer Danfoss, s. 27-29)



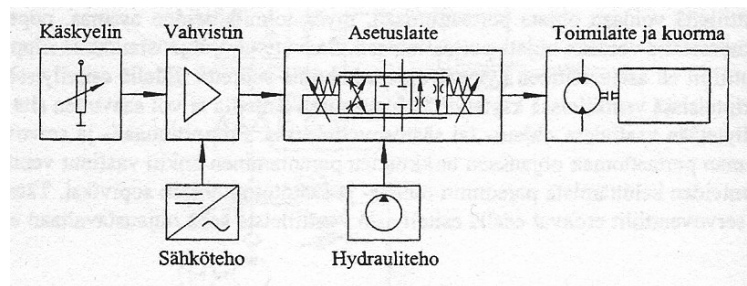
Kuva 7. Servo-ohjatun hydrauliiikkapumpun säätöominaiskäyrä sähkövirran funktiona (Sauer Danfoss, s.28.).

3.4 Proportionaalitekniikka

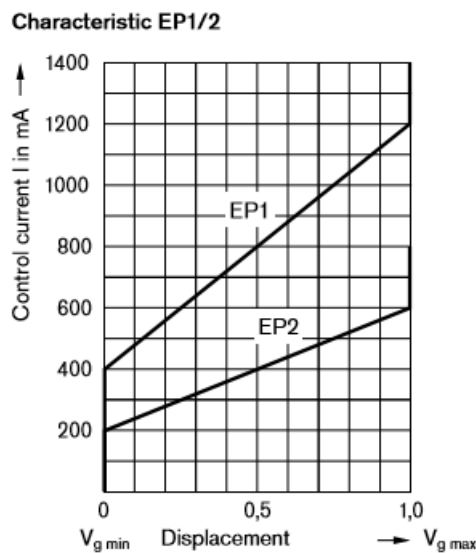
Proportionaalisesti toimivat venttiilit ovat servoventtiilien ohella portaattomasti säätäviä. Proportionaaliventtiilin erottaa servoventtiilistä takaisin kytkennän puuttuminen. Joten proportionaalitekniikassa lähtöarvo riippuu suoraan tuloarvosta. Proportionaalisesti toimivat venttiilit on jaettu suunta-, paine- ja vastusventtiileihin. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s. 251.)

Proportionaalisessa ohjauksessa tulosignaali annetaan potentiometrillä. Potentiometrin tulo suure voi olla esimerkiksi 0-10V tai 4-20mA. Tulosignaali syötetään vahvistimelle ja vahvistin ohjaa virtasignaalia venttiiliä. Kuvassa 8 on esitettyä kaavio, josta voidaan havaita

käskyelin, vahvistin, asetuslaite ja toimilaitte. Käskyelimenä toimii potentiometri, joka antaa tulosignaalin vahvistimelle. Vahvistimelta tulosignaali muunnetaan lähtösignaaliksi, joka ohjaa asetuslaitetta eli tässä tapauksessa venttiiliä. Venttiili ohjaa tilavuusvirran muodossa toimilaitteen nopeutta eli tässä tapauksessa moottorin kierrosnopeutta. Kuvassa 9 on esitettyä A11VO mallisen Rexroth:n valmistaman avoimenpiirin pumpun ominaiskäyrä. Ominaisuuskäyrässä on esitettyä 24V ja 12V ominaiskäyrät. Ominaiskäyrästä voidaan havaita, että ohjausvirran kasvaessa pumpun syrjäytystilavuus kasvaa. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s. 250-252.) (Rexroth Bosch Group, s.26)



Kuva 8. Ohjausjärjestelmä, muokattu (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s.252).



Kuva 9. Säädön ominaiskäyrä A11VO, muokattu (Rexroth Bosch Group, s.26).

3.5 Hydrauliiikkapumput

Hydrauliiikkapumppu on tärkeä komponentti hydrauliikkajärjestelmän toiminnan kannalta. Pumpun tehtävänä on muodostaa tilavuusvirtaa järjestelmän käyttöön. Pumppu ei itsessään muodosta painetta, vaan järjestelmä muodostaa vastustuksen muodossa paineen pumpuun. Pumpun tehtävänä on muuntaa mekaaninen teho hydrauliseksi tehoksi. Mekaaninen teho muodostuu käyttämällä joko sähkö- tai polttomoottoria. Mekaaninen teho perustuu pyörintäliikkeeseen. Sähkömoottoreita käytetään yleisesti teollisuudessa ja polttomoottorin käyttö on yleistä liikkuvan kaluston sovelluksissa.

Hydrauliikkapumput jaetaan mäntä-, siipi-, hammaspyörä-, ja ruuvipumppuihin. Pumput voivat olla toimintaperiaatteeltaan vakiotilavuus tai säätötilavuuspumppuja. Vakiotilavuus tarkoittaa, että pumpun tuottama tilavuusvirta on vakio. Säätötilavuuspumpun tilavuusvirtaa voidaan ohjata proportionaalisesti tai portaallisesti. Kuvassa 10 on esiteltynä vakiotilavuuspumppu ja säätötilavuuspumppu. Vasemmanpuoleinen pumppu on vakiotilavuuspumppu, jonka voi havaita sen kulmamallisesta rakenteesta. Oikeanpuoleinen pumppu on säätötilavuus tyyppinen, josta voidaan havaita kulman säätöön tarvittava säädin.



Kuva 10. Vakiotilavuus- ja säätötilavuuspumppu, muokattu. (Masino)

Hydrauliikkapumppu toimii syrjäyttämisperiaatteella. Syrjäyttämisperiaatteella tarkoitetaan sitä, että tilavuus vaihtelee jaksojen mukaan. Mäntäpumpussa jaksot voidaan jakaa imu- ja painejaksoon. Imujakson aikana sylinterin tilavuus suurenee ja painejakson aikana tilavuus pienenee. Kuvassa 11 on esiteltynä sylinteri, vinolevy ja männät, josta voidaan havaita mäntäpumpun tilavuuden muuttamisen periaate. Männän kenkä liukuu vinolevyn

pinnalla ja vinolevy kulma säätää imu- ja painetahdin. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s. 92-94.)



Kuva 11. Vinolevy, Männät ja sylinteri.

3.6 Hydrauliikkapumpun ominaisuudet

Hydrauliikkapumput toimivat syrjäytysperiaatteella, joka perustuu tilavuuden vaihtelulle syrjäytyselimen sisällä. Pumpun tehtävänä on muodostaa tilavuusvirtaa hydrauliikkajärjestelmälle. Tilavuusvirran suureen tunnus on Q ja yksikkö on l/min. Järjestelmän vastustus muodostaa pumppuun paineen, jonka suureen tunnuksena on p ja yksikkö on Pa. Pumpuun siis vaikuttaa paine-ero Δp , joka on paine-ero imu- ja painepuolen välillä. Alla olevalla listalla on lueteltuna hydrauliikkapumpun keskeisimmät suureet.

- Paine-ero
- Tilavuusvirta
- Pumpun Vuotovirtaus
- Akseli kulmanopeus
- Momentti
- Teho
- Kokonaishyötysuhde
- Mekaanishydraulinen hyötysuhde
- Volumetrinen hyötysuhde

Alla olevassa taulukossa 1 on esiteltyinä yksiköiden tunnukset. Taulukosta 1 voidaan myös havaita hydraulikassa käytettyjä yksiköitä. Hyötysuhteet ovat laaduttomia yksiköitä. Alla olevan taulukon 1 suureita voidaan käyttää, kun kyseeseen tulee hydraulikkamoottoriin tarkastelu suureiden osalta. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s. 94-99.)

Taulukko 1. Hydraulikkapumpussa esiintyvät yksiköiden tunnukset ja suureet (Mäkelä, s. 159-165).

Suure	Tunnus	Yksikkö	Yksikkö hydr.	Suhde
Paine	p	Pa	bar	1 bar = 1e5 Pa
Tilavuusvirta	Q	m ³ /s	l/min	1 l/min = 60000*m ³ /s
Ohivuoto	Qv	m ³ /s	l/min	1 l/min = 60000*m ³ /s
Kierrosnopeus	ω	rad/s	1/min	1 1/min = 60* 1 rad/s
Momentti	M	Nm	Nm	Nm
Teho	P	W	W	W

Pumppu muodostaa tilavuusvirtaa Q jokaisella kierroksella. Ideaalitalanteessa pumpun tilavuusvirtaan Q vaikuttaa kierrostilavuus ja kulmanopeus, kun häviöt ei oteta huomioon. (Galal Rabie s. 91)

$$Q = V_g \cdot \omega \quad (3.6.1)$$

Kaavasta 3.6.1 voidaan havaita tämä suhde. V_g on hydraulikkapumpun kierrostilavuus ja kulmanopeus ω . Tilavuusvirta Q saadaan näiden tulona. (Galal Rabie s. 91.)

Kiinteätuottoisessa pumpussa kierrostilavuus V_g on muuttumaton. Säättötilavuuspumpussa täytyy ottaa huomioon kulma α .

$$Q = V_g \cdot \omega \cdot \alpha \quad (3.6.2)$$

Kaava 3.6.1 soveltuu tapaukseen, kun pumppu on kiinteätuottoinen. Kaavassa 3.6.2 on esitetty yhtälö, jossa tämä on otettu huomioon. Tässä tapauksessa tilavuusvirran määrään vaikuttaa myös säätökulman asento α , joka saa arvoja väliltä 0 ja 1. (Handroos Fluid Power)

Todellisuudessa pumpun tuottamaan tilavuusvirtaan vaikuttaa vuotovirtaus. Välykset aiheuttavat vuotovirtausta pumpussa. Välyksiä esiintyy pumpussa mm. sylinterin ja männän välissä. Vuotovirtaukset ovat myös tärkeitä voitelun kannalta. (Galal Rabie s. 94) Pumpun osien kuluneisuus vaikuttaa vuotovirtauksen Q_L määrään kasvattavasti.

$$Q_{tod} = Q - Q_L \quad (3.6.3)$$

Kaavassa 3.6.3 on esitettyä todellisen tilavuusvirran Q_{tod} suhde teoreettiseen tilavuusvirtaan Q ja vuotovirtaa Q_L .

Hydraulinen teho P määritetään hydrauliikkapumpulle Paine-eron Δp ja tilavuusvirran Q tulona. Ilman kokonaishyötysuhteen huomioon ottamista tämä antaa tulokseksi teoreettisen tehon. Hydrauliikkapumpussa on myös häviöitä, kuten ohivuotoa, jotka vaikuttavat hydrauliikkapumpun suorituskykyyn alentavasti. (Galal Rabie s. 94-96.)

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta_{kok}} \quad (3.6.4)$$

Kaavassa 3.6.4 tämä on otettu huomioon kokonaishyötysuhteen η_{kok} muodossa. (Galal Rabie s. 94-96)

Hydrauliikkapumpun kokonaishyötysuhde on volumetrinen hyötysuhteen η_v ja mekaanishydraulinen hyötysuhteen η_{mh} . (Galal Rabie s. 94-96.)

$$\eta_{kok} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \quad (3.6.6)$$

Kaavan 3.6.4 mukaista yhtälöä voidaan myös käyttää hydrauliikkamoottorin kokonaishyötysuhdetta laskettaessa. (Galal Rabie s. 94-96.)

3.7 Hydrauliiikkamoottorit

Hydrauliiikka moottorit ovat yleisiä toimilaitteita sylintereiden ohella hydrauliiikkajärjestelmissä. Hydrauliiikkamoottorit voivat olla tyypiltään kulmamoottoreita, vinolevymoottoreita tai siipimoottoreita. Hydrauliiikkamoottorit ovat toiminnaltaan samankaltaisia pumpujen kanssa. Erotuksena pumppuun voidaan sanoa, että moottoriin tuodaan tilavuusvirtaa ja näin ollen hydraulinen energia käännetään mekaaniseksi energiaksi. (Galal Rabie s. 266.)

Hydrauliiikkamoottorin kierrosnopeus n riippuu tuodusta tilavuusvirrasta Q ja moottorin kierrostilavuudesta V_g . (Galal Rabie s. 266.)

$$n = \frac{Q}{V_g} \quad (3.7.1)$$

Kaavassa 3.7.1 on esitettyä kierrostilavuuden V_g vaikutus moottorin kierrosnopeuteen n . Kun kierrostilavuus kasvaa tilavuusvirran pysyessä samana, niin moottorin nopeus pienenee ja toisin päin kasvaa. (Galal Rabie s. 266.)

Edellä mainittu kaava toimii silloin, kun sisäisiä vuotohäviöitä ei oteta huomioon. Vuotoa tapahtuu moottorin sisällä korkeammasta paineesta matalampaan paineeseen mm. männän ja sylinterin välysten kautta. Joten todellinen tarvittava tilavuusvirta on suurempi.

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q} \quad (3.7.2)$$

Tarvittavaa tilavuusvirtaa Q voidaan arvioida volumetrisen hyötysuhteen η_v avulla, joka on esitettyä kaavassa 3.7.2. (Galal Rabie s. 266.)

Hydrauliiikkamoottorin pyöriessä siihen vaikuttaa käyttöakselilta johtuva momentti. Momentti johtuu kuormasta, joka välittyy akselia pitkin kuormittavasta kohteesta. Momentti aiheuttaa moottorin yli paine-eron, joka kasvaa kuorman lisääntyessä.

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_g \cdot \eta_{mh}} \quad (3.7.3)$$

Kaavassa 3.7.3 on esitettyä paine-eron Δp kaava, josta voidaan havaita momenttiin M vaikuttavat suureet. Suureet ovat moottorin kierroslavuus V_g ja paine-ero Δp . Kaavasta 3.7.3 voidaan myös havaita, mekaanishydraulisen hyötysuhteen η_{mh} vaikutus momenttiin M . Mekaanishydraulinen hyötysuhde on yhdistelmä mekaanisesta hyötysuhteesta ja hydraulisesta hyötysuhteesta. Mekaaniseen hyötysuhteeseen vaikuttaa mm. kitka mekaanisten osien välissä esimerkiksi sylinterin ja venttiililevyn välissä. Hydraulinen hyötysuhde riippuu puolestaan mm. viskoosikitkan vaikutuksesta. Yleisesti nämä kaksi hyötysuhdetta kuvataan yhdessä mekaanishydraulisenä hyötysuhteena. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s.126-127)

Hydrauliikkamoottorille voidaan määrittää mekaaninen teho P_{mek} , kun tiedetään kuormittava momentti M ja kulmanopeus ω . (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s.128.)

$$P_{mek} = M \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M \quad (3.7.4)$$

Kaavasta 3.7.4 voidaan havaita mekaanisen tehon riippuvuudesta momentista M ja kulmanopeudesta ω . Mekaaninen teho voidaan myös määrittää käyttämällä kierrosnopeutta n , kuten kaavasta 3.7.4 voidaan havaita. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius, s.128.)

3.8 Hydrauliikkapumppujen ja – moottoreiden testaus

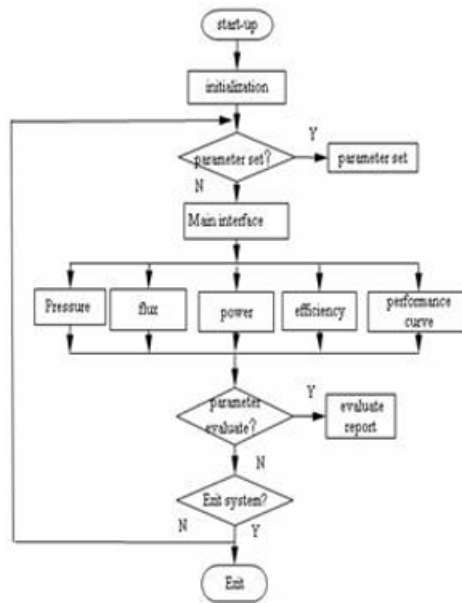
Hydrauliikkapumpuille ja -moottoreille suoritetaan huolto- ja korjaustoimenpiteitä huoltoseisokkien ja rikkoutumisien yhteydessä. Tarvittavien huoltotoimenpiteiden jälkeen pumpun ja moottorin suoritusarvot testataan. Testauspenkissä voidaan myös suorittaa asiakkaan toivomat säädöt ja vertailla säätimien toimintaa. Pumpun tai moottorin huono suorituskyky tai toimimattomuus huoltotoimenpiteiden jälkeen saattaa aiheuttaa asiakkaalle taloudellisia menetyksiä. Testauspenkki voidaan toteuttaa korjaamo-olosuhteisiin täysin automatisoidusti tai käyttämällä periteisiä visuaalisia mittauslaitteita. (Wu & Cai, s. 187.)

Pumppuja ja moottoreita testattaessa mitattavien parametrien eroavaisuus on melko vähäistä. Alla on listattuna pumppujen ja moottoreiden mitattavia parametreja.

- Tilavuusvirta
- Paine
- Teho
- Momentti
- Kierrosnopeus
- Mekaanishydraulinen hyötysuhde
- Volumetrinen hyötysuhde
- Kokonaishyötysuhde

Tilavuusvirran Q mittaamiseen voidaan käyttää mekaanista virtausmittaria tai elektronista virtausmittaria. Elektronisesta virtausmittarista signaali voidaan muuntaa standardoiduksi virtaviestiksi kuten 4-20 mA tai jänniteviestiksi 0-10V. Paine voidaan mitata käyttämällä visuaalista painemittaria tai elektronista painelähetintä. Kuten virtausmittarin tapauksessa, niin painelähettimen avulla signaali voidaan muuntaa standardoiduksi jänniteviestiksi. Kierrosnopeutta ja momenttia voidaan mitata erillisellä momenttianturilla, joka myös muuntaa tuloksen jännite- tai virtaviestiksi. (Wu & Cai, s. 187-188.)

Kuvassa 10 on esitettyinä Wu ja Cai tutkimuksessaan käyttämä testaussysteemin lohkokaavio. Kuvan 10 lohkokaaviosta voidaan nähdä parametrien asetus ja mittausparametrien tulkinta. Lohkokaavion avulla voidaan määrittää testauksen eteneminen ja näin ollen sen automatisointi. (Wu & Cai, s. 188-189.)



Kuva 12. Testaussysteemin lohkokaavio, muokattu (Wu & Cai, s. 189.).

4 MITTAUSTEKNIikka HYDRAULIIKASSA

4.1 Tilavuusvirran mittaus

Hydrauliikkapumppu tuottaa tilavuusvirtaa hydrauliikkajärjestelmän käyttöön. Hydrauliikkajärjestelmissä toimilaitteita ovat yleensä sylinterit ja hydrauliikkamoottorit. Tilavuusvirta Q vaikuttaa hydrauliikkamoottorin kierrosnopeuteen ja sylinterin männän nopeuteen. Tilavuusvirran yksikkönä käytetään hydrauliikassa yleisesti l/min, joka on muunnos perusyksiköstä m^3/s . (Tan & Putra s.12.)

Liikkuvia nesteitä kuvataan hydrodynamiikan avulla. Hydrodynamiikassa mainitaan tilavuusvirran sijasta massavirta \dot{m} ja massa otetaan huomioon.

$$\dot{m} = \text{vakio} \quad (4.1.1)$$

$$m = \rho \cdot V \quad (4.1.2)$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dV}{dt} \cdot \rho + V \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (4.1.3)$$

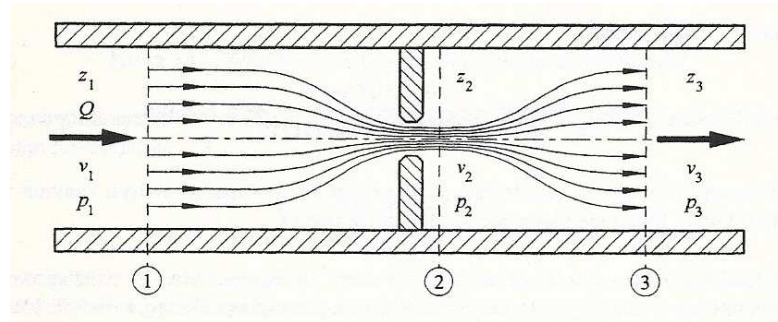
Kaavassa 4.1.1 on esitettyä hydrodynamiikan kuvaus massavirrasta m . Jatkuvuusyhtälöä käytetään kuvaamaan massavirtaa ajanhetkillä ja massa on vakio jokaisella valitulla ajan hetkellä. Kun kaavaan 4.1.1 sijoitetaan kaava 4.1.2, niin saadaan derivoimalla kaava 4.1.3 (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s.26-27.)

$$\frac{dV}{dt} = A \cdot v = Q \quad (4.1.4)$$

Kaava 4.1.3 voidaan kirjoittaa muotoon, joka on esiteltyä kaavassa 4.1.4. Tässä kaavassa olettamuksena on se, että tiheys ρ on oletettu olevan vakio. Tästä saadaan lauseke, jossa tilavuusvirta on halkaisijan pinta-alan A ja öljyn nopeuden v tulo. (Fonselius, Rinkinen & Vilenius s. 7.)

Tilavuusvirtaa voidaan mitata hydraulikkajärjestelmissä käyttämällä paine-eromittaus- tai turbiinimittaus. Virtausmittari voi olla mekaaninen tai elektroniikkaa hyödyntävä. Mekaanisella virtausmittarilla voidaan yksinkertaisesti havaita mittaustulos asteikolta, kun taas elektroniikkaa hyödyntämällä signaali voidaan siirtää digitaaliselle näytölle. (Hitchcox s.20.)

Paine-eromittauksessa hyödynnetään paineen muutosta. Paineen muutos ilmenee hydraulikkajärjestelmässä esimerkiksi virtausnopeuden muuttuessa. Virtausnopeuden kasvu aiheutuu poikkipinta-alan muutoksesta. Kun tilavuusvirta Q pysyy jatkuvuusyhtälön mukaisesti muuttumattomana, niin kaavasta 4.1.4 voidaan havaita, että poikkipinta-alan pientyminen kasvattaa nopeuden arvoa. Kuvassa 13 on esitettyä periaate poikkipinta-alan muutoksesta kuristimessa. Virtausnopeus $v1$ muuttuu kuristimessa virtausnopeudeksi $v2$. Kuristimen jälkeen virtausnopeus muuttuu arvoksi $v3$. Virtausnopeuden muutos kuristuksessa aiheuttaa paine-eron paineiden $p1$ ja $p3$ välille ja virtausnopeus $v3$ ei vastaa virtausnopeutta $v2$. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s. 32-34)



Kuva 13. Kuristus, muokattu (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s.32).

Kuristimen yli vaikuttava paine kuvataan paine-erona Δp .

$$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (4.1.5)$$

Paine-ero Δp voidaan laskea kaavalla 4.1.5, jossa Δp edustaa paine-eroa kuristimen yli. Paine-ero voidaan jakaa suureisiin p_1 ja p_2 . Mitattaessa paineet p_1 ja p_2 voidaan laskea tilavuusvirta Q . Tilavuusvirtaan Q vaikuttaa myös purkauskerroin C_d ja öljyn tiheys ρ . (Fonselius, Rinkinen & Vilenius, s. 77.)

Tilavuus virtausta voidaan mitata myös käyttämällä käyttöön suunniteltua mittausturbiinia. Mittausturbiinin sisään on asennettu juoksupyörä, joka pyörii virtauksen aiheuttaman virtausvoiman vaikutuksesta. Putkessa siirtyvä tilavuusvirta vaikuttaa portaattomasti juoksupyörän pyörimisnopeuteen. Kun pyörimisnopeus on portaaton tilavuusvirtaan nähden, niin anturi voi mitata juoksupyörältä lähtevää pulssia ja mittauslaite voi lukea sen muodostaakseen mittaustuloksen. Kuvassa 14 on esiteltyä Hydac:n valmistama turbiini mallinen virtausmittari. (Jiang, Zhang & Liu & Wang s. 578.)

$$Q = \frac{f}{K_v} \quad (4.1.6)$$

Turbiinimallisen virtausmittarin läpäisemä tilavuusvirta Q voidaan laskennallisesti arvioida käyttämällä kaavaa 4.1.6, josta voidaan laskea tilavuusvirta, kun ulostulosignaalin taajuus f ja virtausmittarin kerroin K_v tunnetaan. (Jiang, Zhang & Liu & Wang s. 579.)



Kuva 14. Virtausmittari turbiinilla, muutettu, muokattu (Hydac).

4.2 Ohivuodon mittaus

Ohivuodon mittaus on tärkeä toimenpide, kun arvioidaan hydraulikkajärjestelmän kuntoa. Ohivuodon mittauksen relevanttius käy ilmi, kun arvioidaan hydraulikkapumpun tai moottorin kuntoa. Ohivuodon Q_L kasvu aiheuttaa hukkatehon lisääntymistä.

$$P_h = Q_L \cdot p \quad (4.2.1)$$

Tämä voidaan todeta kaavasta 4.2.1, jossa on esiteltyä hydraulisentehon peruskaava. Kaavasta 4.2.1 voidaan laskea hukkatehon P_h määrä ja voidaan todeta, että paineen p nousu vaikuttaa hukkatehon nousuun lineaarisesti. (Galal Rabie s. 20-22.)

Ohivuodon määrään hydraulikkajärjestelmässä vaikuttavat lämpötila, öljyn viskositeetti, välykset ja paine. Hydraulikkajärjestelmän lämpötilalla on vaikutusta öljyn viskositeettiin alentavasti, kuten kuvasta 15 voidaan havaita. Kuvassa on esiteltyä taulukkomuodossa kinemaattisen viskositeetin v muutos lämpötilan funktiona. Kinemaattinen viskositeetti on kuvassa esitettyä logaritmisella asteikolla. Öljyn viskositeetit ovat jaettu dynaamiseen – ja

kinemaattiseen viskositeettiin. Välyksiä esiintyy hydraulikkajärjestelmissä mm. pumpuissa, moottoreissa ja venttiileissä. (Galal Rabie s. 16-17.)

Viskositeetilla tarkoitetaan virtauksen vastustamista. Kuvassa 16 on esiteltyä kahden eri öljykerroksen nopeusero toisiinsa nähden. Ylemmällä öljykerroksella on vakionopeus v ja alemmalla on nopeus nolla.

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad (4.2.1)$$

Tämä aiheuttaa kahden eri kerroksen välille leikkausjännityksen τ . Leikkausjännityksen avulla voidaan laskea dynaaminen viskositeetti μ kaavan 4.2.1 avulla. (Galal Rabie s. 16.)

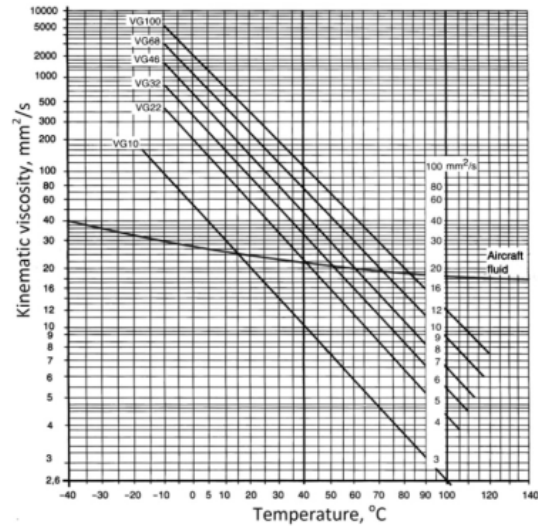
$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.2.2)$$

Kinemaattinen viskositeetti ν voidaan laskea kaavaa 4.2.2 käyttäen ja käy ilmi dynaamisen viskositeetin μ suhde öljyn tiheyteen ρ . (Galal Rabie s. 16.)

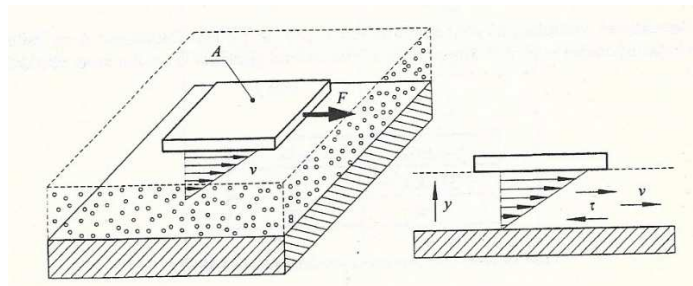
Dynaamisen viskositeetti μ käyttäytyy laskevasti lämpötilan noustessa. Dynaamisen viskositeetin muutosta voidaan kuvata eksponenttiyhtälön avulla.

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-\lambda(\theta - \theta_0)} \quad (4.2.3)$$

Kaavassa 4.2.3 on esitettyä dynaamisen viskositeetin muutos, kun huomioon otetaan referenssilämpötila ja referenssiviskositeetti. Dynaaminen viskositeetti määritetään tavoite lämpötilassa. Kun dynaamista viskositeettia määritetään laskennallisesti, niin lämpötilakerroin täytyy ottaa huomioon. (Jelali & Kroll, s.30.). Lämpötilakerroin mineraaliöljyille on väliltä 0,036 ja 0,057 K^{-1} (Jelali & Kroll, s.30.).



Kuva 15. Viskositeetin vaihtelu lämpötilan suhteen, muokattu (Galal Rabie s. 17.).



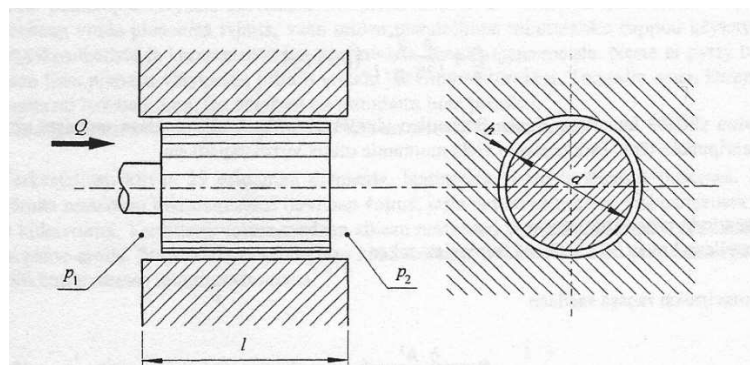
Kuva 16. Nesteen viskoosikitkan aiheuttama vastus, muokattu (Kauranne s. 39).

Välkyt aiheuttavat hydraulikkajärjestelmissä vuotoja. Vuodot aiheuttavat järjestelmässä hukkatehoa. Hydraulikkapumpuissa ja -moottoreissa vuotoaiheuttaa välkyt niiden rakenteissa. Mäntäpumpuissa ja -moottoreissa välkyksiä esiintyy sylinteriryhmän ja männän välissä ja venttiililevyn ja sylinteriryhmän välissä. Vuotovirtauksella on myös vaikutusta komponentin voitelukykyyn. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s.97.)

Sylinteriryhmän ja männän välinen välyk voidaan kuvata kuvan 17 mukaan. Kuvasta 17 käy ilmi, että kara on keskitetyssä asennossa, jolloin välkyksen oletetaan olevan tasainen, joka vaikuttaa öljyn virtaukseen tasaisesti.

$$Q = \frac{\pi \cdot d_k \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot l} \cdot (p_1 - p_2) \quad (4.2.3)$$

Kaavassa 4.2.3 on esitettyä yhtälöä liittyen keskitetyn karan tapaukseen, kun virtaus on laminaarista. Yhtälöstä voidaan havaita, että dynaamisen viskositeetin μ pienentyessä virtaus Q kasvaa. Kuten jo kuvasta 17 havaittiin, niin lämpötilan nousu vaikuttaa alentavasti viskositeettiin. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s. 48.)



Kuva 17. Laminaarinen virtaus keskisessä rengasraossa (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s. 48.).

Ohivuodon mittaukseen voidaan käyttää samoja metodeja kuin normaalin tilavuusvirran mittaukseen. Tilavuusvirran mittauksessa täytyy ottaa huomioon mahdollisen paine-eron syntyminen vuotolinjaan. Paine-eromittausta käytettäessä tämä on mahdollista, koska tilavuusvirran määrä perustuu paine-eron vaihtelulle kuristimen yli, koska kuristimen halkaisija pysyy vakiona.

4.3 Paineen mittaus

Hydrauliikkajärjestelmässä paine muodostuu järjestelmän vastustuksesta. Vastustusta järjestelmässä aiheuttaa mm. putket, letkut, suuntaventtiilit, moottorit ja sylinterit. Hydrauliikkapumppu on tilavuusvirtaa muodostava komponentti, joka ei itsessään muodosta painetta. Hydrauliikassa painetta käsitellään hydrostaatiikalla, kun taas virtauksia käsiteltiin hydrodynamiikan avulla.

Hydrostaatiikassa öljyn ajatellaan olevan staattisessa tilassa ja olevan myös kiinteäkappale. Paineen p oletetaan vaikuttavan tasaisesti, jokaiseen suuntaan.

$$p = \frac{F}{A} \quad (4.3.1)$$

Kaavassa 4.3.1 on esitettyä paineen perusyhtälö. Paine p on voiman F suhde pinta-alaan A . Yhtälöstä voidaan havaita, että pinta-ala A kasvaessa paine pienenee ja toisin päin kasvaa. Yhtälöön voiman F aiheuttaa esimerkiksi sylinterin kuorma, joka kasvattaa painetta p . (Fonselius, Rinkinen & Vilenius s. 4-5.)

Paine on yleinen mitattava suure teollisuudessa. Painemittaus voidaan jakaa kolmeen eri osa-alueeseen, jotka ovat absoluuttinen paine, mittaripaine ja paine-ero. Absoluuttisella paineella tarkoitetaan painetta 0 ja maksimin välillä, kun taas mittaripaineella tarkoitetaan mittarissa havaitun paineen ja ilmanpaineen eroa. Hydraulikkajärjestelmässä esiintyy paine-eroja eri järjestelmän osassa. Näiden paine-eroja mittaamiseen käytetään paine-eromittaus. Esimerkiksi pumpun ylitse vaikuttaa paine-ero imu- ja painepuolen välillä. (Morris s. 304.)

Painelähtimissä käytetään kalvon siirtymään perustuvaa mittausta. Kalvot voivat olla koostumuksiltaan keraamisia, metalliseoksia, ruostumatonta terästä tai muovisia ja näistä metallisella on parhain tarkkuus. Tässä mittaustavassa paine aiheuttaa kalvon siirtymän, joka on tyypillisesti n. 0,1 mm. Painelähtin lähettää jänniteviestiä paineen vaihteluista ja ulostulo jännite on resistanssin funktio. Tämä johtuu kalvon liikkeen aiheuttamasta resistanssin muutoksesta. (Morris, s. 305.)

4.4 Lämpötilan mittaus

Hydraulikkapumpulla mekaaninen energia muunnetaan hydrauliseksi energiaksi. Järjestelmä vastustaa öljyn kulkua järjestelmässä, jolloin paine nousee. Järjestelmässä vastustusta muodostavat mm. venttiilit, sylinterit ja moottorit. Paine-ero moottorin yli aiheutuu hyd-

raulisen energian muunnosta mekaaniseksi energiaksi. Venttiilin yli vaikuttava paine-ero aiheuttaa sen, että osa hydraulisesta energiasta muuntuu lämpöenergiaksi.

Lämpötilan muutos järjestelmässä vaikuttaa sen ominaisuuksiin. Öljyn viskositeetti pienenee lämpötilan vaikutuksesta, joka aiheuttaa mm. hydrauliiikkapumpussa ohivuodon kasvua, joka taas vaikuttaa hyötysuhteeseen. Voitelukyky on suotuisampi, kun viskositeetti on pienempi, koska öljy virtaa helpommin välyksiin esimerkiksi hydrauliikkapumpun sylinterin ja männän väliin. Viskositeetti kasvaa öljyn jäähtyessä, jolloin voitelukyvyistä tulee huonompi. (Kauranne, Kajaste, & Vilenius s.40-42.)

Lämpötilaa voidaan mitata mm. käyttämällä PT100-lämpötilaanturia. PT100-lämpötilaanturin toiminta perustuu metallin lämpötilan kasvamisen aiheuttamaan resistanssin muutokseen. PT100-lämpötilaantureissa käytetään metallina platinaa. Resistanssin muutos vaikuttaa lämpötila-anturin ulostulojännitteeseen. (Liu, Li & Zhao, s. 296.)

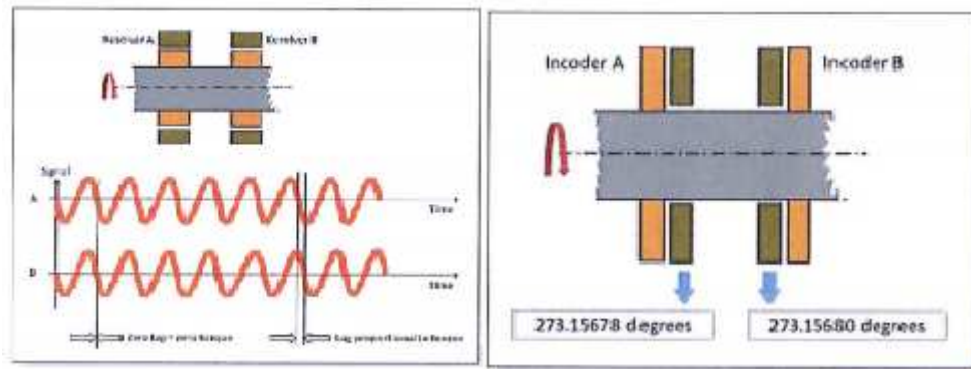
4.5 Hydrauliikkamoottorin momentin mittaaminen

Momentin mittaaminen on melko hankalaa, koska vääntömomenttia täytyy mitata akselilta. Sähkömoottoriin tulevan syöttövirran mittaaminen ja sitä kautta momentin arvioiminen laskennallisesti on epätarkkaa, koska itsessään sähkömoottorin sisällä tapahtuu häviöitä. (Kreit s. 64)

Vääntömomenttia pystyy mittaamaan akselilta venymäliuskojen ja vaiheensiirtokulmaan perustuvien antureiden avulla. Pyörivän akselin vääntömomentti soveltuu venymäliuskoja paremmin vaiheensiirtokulmaan perustuva mittaustapa. (Kreit s. 64.)

Vaihekulman avulla tapahtuva mittaaminen perustuu kahden sinimuotoisen käyrän vaihekulman vertailuun. Kuvassa 18 on esitettyä kahdella eri sovelluksella tapahtuva vaihekulman mittaaminen resolverin ja induktiivisen anturin avulla. Kuvasta 18 voidaan myös havaita, että kun vääntömomentti on nolla, niin vaihekulma on nolla ja toisin päin vääntömo-

mentin kasvaessa vaihekulma kasvaa. Vääntömomentin lisääntyessä pulssien määrä lisääntyy ja kun anturin akselin kiertymä kasvaa lineaarisesti vääntömomenttiin nähden, niin vaihekulman avulla tapahtuva mittaaminen on tarkkaa. (Kreit s. 64.)



Kuva 18. Momentin mittaus resolverin ja induktiivisen anturin avulla, muokattu (Kreit s. 64.).

4.6 Öljyn puhtaus

Hydrauliikkajärjestelmässä saatetaan käsitellä suuria voimia ja esimerkiksi sylintereiden nopeudet täytyy olla hyväksytyllä tasolla. Hydrauliikkajärjestelmässä käytetty öljy saattaa likaantua käytön aikana tai huoltotöiden yhteydessä. Uusi hydrauliikkajärjestelmään lisättävä öljy saattaa olla erittäin likaista. Arvioiden mukaan 85 % hydrauliikkajärjestelmissä esiintyvissä ongelmatilanteissa yhdistettävyyys öljyn likaantumiseen on todettu. Hydrauliikkajärjestelmän komponenteissa esiintyy erittäin pieniä toleransseja. Pumpuissa ja moottoreissa on todettu, että välykset saattavat olla jopa 0,0005 mm ja 0,005 mm välillä. Hydrauliikkaöljy saattaa sisältää sekoittunutta vettä tai metalli partikkeleita, jotka ovat sekoittuneet öljyyn kulumisen vaikutuksesta. (Hydraulic fluids, s. 28-29.)

Öljyn puhtautta arvioitaessa voidaan käyttää ISO4406:1999 standardia, jota komponenttivalmistajat käyttävät. ISO4406:1999 standardin mukainen mittaustapa perustuu partikkeleiden koon mittaamiseen. (Hydraulic fluids, s. 29.) Partikkeleiden koot ovat 4 μ m, 6 μ m ja 14 μ m ja niiden määrä perustuu ml öljyssä. Hydrauliikkajärjestelmässä yksi käytetyimmistä puhtauksista on 20/16/23 taso, joka on mm. suuntaventtiileille. (NG, Harding & Glass, s.178)

Partikkeleiden määrän laskennassa voidaan käyttää antureita, jotka perustuvat magnetismin, optikkaan tai laserin käyttöön. Näiden avulla voidaan partikkeleiden määrää mitata. Kuvassa 19 on esitettyä laseriin perustuva partikkeleiden laskentavälineistö. Öljyyn saattaa olla sekoittuneena vettä, jota on vaikea havaita pintapuolisesti ja viskositeetti saattaa muuttua öljyn iän funktiona. Viskositeetin ja veden määrää öljyssä analysoitaessa laboratoriotutkimus saattaa tulla kyseeseen. Laboratoriotutkimuksella pystytään myös selvittämään partikkeleiden koostumus ja näin ollen määrittämään, mistä osasta järjestelmää partikkelit ovat kulkeutuneet. (Hydraulic fluids, s. 29.)

Öljyn puhtautta hydraulikkajärjestelmässä pystytään edesauttamaan käyttämällä oikeanlaista suodatusta. Suodattimet voivat olla mm. paine- tai paluusuodattimia. Suodattimia valittaessa täytyy ottaa huomioon niiden vaikutus hydraulikkajärjestelmän suorituskykyyn. (Hydraulic fluids, s. 29.)



Kuva 19. Laser partikkeli laskin, muokattu (Hydraulic fluids, s. 29)

4.7 Ethercat-Väylän käyttö mittauksissa

Perinteisessä logiikkaohjatussa järjestelmässä PLC ohjaa lähtö- ja tuloporttien avulla prosessia. Perinteisen logiikan käyttöön liittyy runsas johdotus. Yksinkertaistamalla johdotusta voidaan siirtyä käyttämään väyläteknikkaa, jolloin väylään sijoitetut moduulit voidaan sijoittaa kentälle. Väyläteknikan etuja ovat johdotusten väheneminen, vianhaku helpottuu ja voidaan käyttää pidempää etäisyyttä datansiirtoon. Olemassa olevia väylästandardeja ovat mm. CANOPEN, PROFIBUS, ETHERCAT ja PROFINET. CANOPEN-väylää käytetään yleensä liikkuvan kaluston sovelluksissa ja muita edellä mainittuja teollisuuskäytössä. Tässä työssä keskitytään ETHERCAT väylään ja sen käyttöön hydraulikkapumpun ja moottorin testauksessa. (Mekatroniikka Handroos, s 1-11)

ETHERCAT väylästandardin tiedonsiirto perustuu ETHERNET:n teknologiaan, joka on käytössä yleisesti tiedonsiirrossa. Teollisuuden automaation käyttöön on kehitetty teollisuus Ethernet, jota käyttävät mm. PROFINET ja ETHERACT. Kuvassa 20 on esitettyä ETHERCAT:n kehysrakennetta, josta voidaan havaita tavujen määrä maks. 1498 tavua, jolla voidaan siirtää tulo- ja lähtötietoja väylään. ETHERCAT väylä koostuu master- ja slave-moduuleista. Väylässä masterin tehtävänä on lähettää sanoma käyttäen ETHERCAT kehysrakennetta. Jokainen Slave-moduuli poimii viestistä itselleen tarkoitetut tulo- ja lähtötiedot. Näin ollen väylään voidaan lähettää jokaiselle slave-moduulille viesti samalla lähe-tyksellä. (Wang, Li & Zhang, s. 1-4).

Master-moduuli lähettää sanoman väylää pitkin slave-moduuleille ja master-moduuli voi olla kytkettynä slave-moduuleihin erilaisia verkkotopologioita käyttäen. Väylä tekniikassa käytettäviä verkkotopologioita ovat mm. linja-, rengas-, tähti-, ja puutopologia. Kuvassa 21 on esitettyä linja- ja rengastopologiat ja voidaan havaita rakenteen järjestäytyminen. Linjatopologiassa viesti kulkee master-moduulilta slave-moduulien läpi ja palaa takaisin samaa reittiä, kuten kuvasta 21 voidaan havaita. Rengastopologiassa sama tapahtuu kiertämällä, jolloin viesti palautuu suoraan takaisin master-moduulille viimeiseltä slave-moduulilta. Linjatopologioiden etuina on kustannustehokkuus, joka johtuu kaapeloinnin määrän vähäisyydestä, kun taas rengastopologiassa kaapeloinnin määrä on suurempi. Vika-herkkyyden kannalta rengastopologia on toimivampi, koska esimerkiksi ETHERCAT-kaapelin katkettua viesti voidaan lähettää toista reittiä, kun taas linjatopologiassa osa slave-moduuleista jää ilman viestiä. Viestin kiertoaika väylässä riippuu topologian mallista. (Knezic, Dokic & Ivanovic, s 1-4). Puutopologialla on ajallisesti nopein kiertoaika, joka johtuu komponenttien vähäisyydestä verkossa yhdistettynä kommunikaatioporttien määrään (Knezic, Dokic & Ivanovic, s 5.).

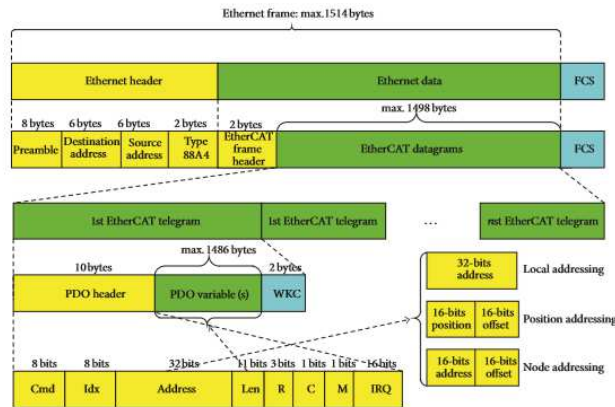
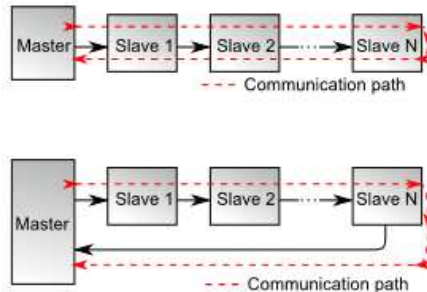


FIGURE 2: EtherCAT frame structure.

Kuva 20. EtherCat kehysrakenne, muutettu (Wang, Li & Zhang, s. 3.).



Kuva 21. Linjatopologia ja rengastopologia, muutettu (Knezic, Dokic & Ivanovic, s. 3).

4.8 Virherajat

Mitattaessa antureilla ja muilla mittalaitteilla mittaustuloksiin liittyy aina valmistajan ilmoittama epävarmuus. Mittaustuloksia ilmoitettaessa on tämä otettava huomioon. Mittaustulosten epävarmuuteen vaikuttavat mm. resoluutio, kalibrointi, stabiilius ja lineaarisuus. Mittalaitteissa käytetään yleisesti kahta eri epävarmuutta ilmaisevaa termiä FS-tarkkuus ja suhteellinen tarkkuus. FS-tarkkuudella tarkoitetaan maksimi virhearvoa tietyllä mittaustuloksella, kun taas suhteellinen ilmoitetaan prosentteina. (Hiltunen, s. 40-41.)

Mittaustulos on epäluotettava, jos mittausta suoritettaessa ja siitä ilmoitettaessa ei ole tietoa mittauksen epävarmuudesta. Absoluuttinen virhe ilmoitetaan samalla yksiköllä kuin mitattavalla suurella, kun taas suhteellinen virhe ilmoitetaan prosentuaalisesti. Absoluuttinen virhe saattaa olla kahdessa eri mittauksessa sama ja kun otetaan huomioon suhteellinen virhe prosentuaalisesti, niin suuruusluokka saattaa vaihdella. (Hiltunen, s.35-36.)

$$\text{Suhteellinen virhe} = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100\% \quad (4.8.1)$$

Kaavassa 4.8.1 on esitettyä suhteellisen virheen kaava, jossa absoluuttinen virhe on jaettu mittaustuloksella. (Hiltunen, s.35-36.)

Mittaustapahtumaan saattaa sisältyä useita mitattavia suureita, joiden avulla voidaan johtaa mittaustulos. Mittaustulokseen pääsemiseksi tarvitaan mittausyhtälöä. Jokaisen lähtösuurteen vaikutus mittaustulokseen täytyy arvioida käyttämällä osittaisderivointia. Osittaisderivointi suoritetaan niin, että yksi muuttuja valitaan derivoitavaksi, jolloin muita muuttujia kohdellaan vakioina. Osittaisderivointi menetelmää käytetään, kun mittausyhtälö on muotoa kerto- tai jakolasku. (Hiltunen, s.43-44.)

$$\Delta F = \left| \frac{\delta F}{\delta x} \right| \cdot \Delta x + \left| \frac{\delta F}{\delta y} \right| \cdot \Delta y \quad (4.8.2)$$

Kaavassa 4.8.2 on esitettyä osittaisderivoinnin yhtälö, kun $F = (x, y)$. (Hiltunen, s.43-44.)

Mittausyhtälön ollessa muotoa summa tai erotus voidaan osittaisderivointi ohittaa, kun virhearvoina käytetään absoluuttista. Näin ollen absoluuttiset virheet voidaan laskea neliöllisesti yhteen.

$$\Delta F = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \quad (4.8.3)$$

Kaavassa 4.8.3 on esitettyä neliöllinen yhteenlasku.

5 TULOKSET

Tässä työssä tutkimukset jaettiin vanhan hydraulikkapumppu testauslaitteiston, modernisointiin ja uuden ohjausyksikön suunnitteluun. Vanhasta testauslaitteistosta työhöni kuului sähkömoottorin uusiminen, taajuusmuuttajan valinta ja kuormitusventtiilin muuttaminen sähköiseksi toimivaksi. Uudella ohjauskokonaisuudella tullaan ohjaamaan hydraulikkapumppu testauslaitteiston toimintaa ja mittausdatan hallintaa. Työni aikana Masinon Konaflex Oy teki päätöksen uuden hydraulikkamoottorin testauslaitteiston hankinnasta.

Tämän laitteiston tarkoituksena on jarruttaa hydraulikkamoottoria akselista aiheuttaen näin kuormitusmomentin akselille. Tästä laitteistosta myös siirretään mittausdataa tulevalle ohjausyksikölle.

5.1 Sähkömoottorin koko

Sähkömoottoria käytetään hydraulikkapumpun testauslaitteistossa voimanlähteenä. Vanha testaus sähkömoottori on tyypiltään kolmivaiheoikosulkumoottori, jonka nimellisteho on 37 kW ja nimellispyörimisnopeus 1480 1/min. Sähkömoottori oli IE-standardin mukaisesti IE2-mallia. Kierrosalueesta voitiin päätellä, että vanha sähkömoottori oli napaluvultaan 4. Aikaisempien kokemusten pohjalta uuden moottorin napaluvuksi valittiin 2, jolloin kierrosluku vastaa vanhan sähkömoottorin kierroslukua. Rajoittavina tekijöinä sähkömoottorin valinnalle oli sähkön saanti kiinteistöstä ja vanhan testauslaitteiston rakenne.

Uuden testaustilan sähkökapasiteetti on 315A ja 400V. Tilaan on asennettu sähkökeskus, jonka sulakekoko on 125A. Tulevaisuudessa on mahdollista, että hydraulikkapumppu testauslaite uusitaan, jolloin rakenne ei rajoita sähkömoottorin kokoon. Tämän investoinnin yhteydessä ei ole tarkoituksena muuttaa hydraulikkapumpun testauslaitteiston rakennetta. Alla olevassa taulukossa on esiteltyä 37 kW:sta suurempien moottoreiden arvot. taulukoissa 2 ja 3 on esiteltyä sähkömoottoreiden suoritus arvot, joista voidaan havaita moottorin nimellisvirta I_n , nimellismomentti M_n ja tehokerroin $\cos\phi$. Ensimmäinen taulukko on IE2-standardin moottorille ja toinen taulukko on IE3-moottorille.

Sulakekoko testaustilassa oli siis 125A ja mahdollisesti laajennettavissa 315A. Taulukoista 2 ja 3 voidaan havaita IE2 ja IE3 moottoreiden suoritusarvot. Nimellisvirrasta I_n voidaan todeta, että 55 kW moottorilla se on 96,49A kW IE2 tapauksessa, kun verrataan IE3:n nimellisvirran arvoon, joka on 95,36A. Seuraava sähkömoottorin koko on 75 kW. Tämän kokoluokan moottoreilla IE2:n nimellisvirta nousee 126,56 kW, kun taas IE3 luokitellulla moottorilla nimellisvirta on 125,22 kW. Testaustilan sulakekoon ollessa 125A, niin 75kW asettuu raja-arvoksi. Nimellisvirta ylittää sulakekoon 125A rajan, joten moottorin kokoluokka on 55 kW.

Taulukko 2. IE2-sähkömoottorit (Simotop, s. 8.).

Teho, kW	Nimelliskierrosnopeus, n	Nimellisvirta, In	Nimellismomentti, Mn	Hyötysuhde, %
37	1470	72,02	240,36	92,7
45	1480	87,21	290,35	93,1
55	1480	96,49	354,87	93,5
75	1480	126,56	483,92	94
90	1480	149,90	580,70	94,2
110	1480	186,69	709,75	94,5

Taulukko 3. IE-sähkömoottorit (Simotop, s. 8.).

Teho	Nimelliskierrosnopeus, n	Nimellisvirta, In	Nimellismomentti, Mn	Hyötysuhde, %
37	1470	71,09	240,36	93,9
45	1480	86,19	290,35	94,2
55	1480	95,36	354,87	94,6
75	1480	125,22	483,92	95
90	1480	148,32	580,70	95,2
110	1480	184,92	709,75	95,4

5.2 Taajuusmuuttaja

Hydrauliikkapumpun testauksessa taajuusmuuttajalla ohjataan oikosulkumoottorin kierrosnopeutta taajuutta Hz muuttamalla. Oikosulkumoottoriksi valittiin 55 kW oikosulkumoottori. Valmistajan mitoitustaulukkoa käyttämällä valittiin käyttöön taajuusmuuttaja, jonka jatkuva nimellisvirta I_n oli 105 A.

Taajuusmuuttajan valinnassa huomioon piti myös ottaa ohjaus- ja mittaustiedot. Ohjaustiedoilla tarkoitetaan kierrosnopeuden n säätöä taajuutta Hz muuttamalla, pyörimissuunnan vaihtoa ja käyntiin laittoa. Ohjaus tapahtuu ethernet-kaapelin kautta väylästä. Mittaustietoja taajuusmuuttajalta saadaan kierrosnopeudesta n , momentista M ja tehosta P . Mittaustiedot välittyy väylään ethernet-kaapelin avulla.

5.3 Pumpun kuormitusventtiili

Hydrauliikkapumpun testauspenkin periaate perustuu kuormitusventtiilin käytölle. Kuormitusventtiilin tehtävänä on muodostaa järjestelmään paine. Ennen modernisointi suunnit-

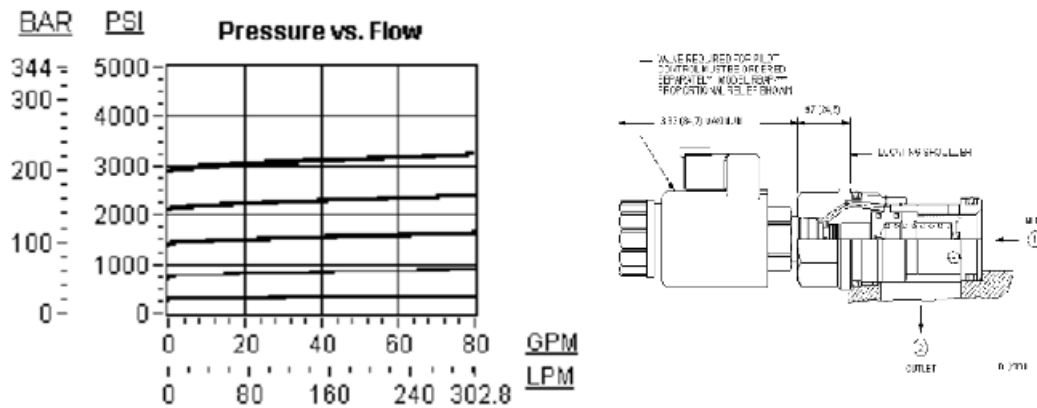
telmia kuormitusventtiilinä toimi esiohjattu paineenrajoitusventtiili. Paineenrajoitusventtiiliä säädettiin manuaalisesti kiertämällä, joka kasvatti ja laski painetta testausjärjestelmässä.

Modernisoinnin ajatuksena oli vaihtaa manuaalisesti säädettävä paineenrajoitusventtiili proportionaalisestisäädettävään. Proportionaalisesti säädettävä paineenrajoitusventtiilin tuli olla myös tyypiltään esiohjattu. Suoraan ohjattua paineenrajoitusventtiiliä ei otettu huomioon tässä työssä venttiileitä vertailtaessa.

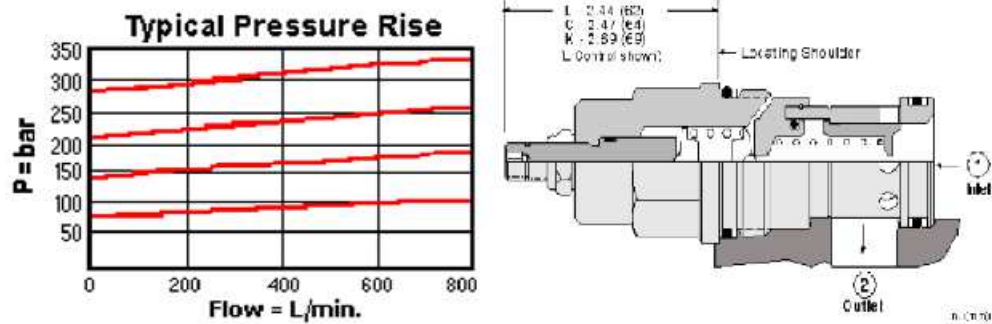
Lähtökohtana venttiilin valinnalle oli se, että uusi venttiili soveltuu vanhaan poraukseen. Näin ollen venttiilin valinnassa painottui saman valmistajan vaihtoehto. Näin ollen uuden lohkon hankinta ei ole välttämätöntä.

Vertailtavaksi venttiiliksi valikoitui saman valmistajan proportionaalisesti ohjattava paineenrajoitusventtiili, jonka valmistajana oli SUN Hydraulics. Venttiilien läpäisy kapasiteetti oli 380 l/min ja maksimi käyttöpaine 350 bar. (Sun Hydraulics, s. 1-2.)

Paineenrajoitusventtiileistä oli löydettävissä ominaisuuskäyrästöt paineen suhteesta läpäisevään tilavuusvirtaan. Käyrät kuvaavat paineenrajoitusventtiilien staattisia ominaisuuksia. Kuvissa 22 ja 23 on esiteltynä paineenrajoitusventtiilien ominaisuuskäyrät. Kuvista löytyvät myös venttiilien poikkileikkaukset. Käyrästä voidaan huomata, että manuaalisesti säädettävän paineenrajoitusventtiilin tilavuusvirta-asteikko on 800 l/min asti ja proportionaalisesti säädettävän paineenrajoitusventtiilin asteikko on 302,8 l/min asti. Käyrästä käytettävät alueet olivat paineasteikolta 100 bar ja 200 bar sekä tilavuusvirran alueelta 100 l/min ja 200 l/min. Referenssi paineet ovat eri kohdissa käyrästä, kuten kuvista 22 ja 23 voidaan todeta. Joten proportionaalitapauksessa käytettiin referenssipaineina 100 bar ja 200 bar, kun taas manuaalitapauksessa 70 bar ja 210 bar. Käyrästä avulla määritettiin puoliempiiriset kertoimet $C1$ ja $C2$, joiden avulla määritettiin paineenrajoitusventtiilien staattisia ominaisuuksia.



Kuva 22. Esiohjatun paineenrajoitusventtiilin RPIC8 ominaiskäyrä proportionaalisäädöllä, muokattu (Sun Hydraulics, s. 2.).



Kuva 23. Esiohjatun paineenrajoitusventtiilin RPIC ominaiskäyrä manuaalisäädöllä, muokattu (Sun Hydraulics, s. 2.).

Puoliempiiriset kertoimet $C1$ ja $C2$ laskettiin käyttämällä kaavaa 3.2.6. Kaavasta muodostettiin yhtälöpari, jossa oli kaksi tuntematonta. Laskenta suoritettiin Matlab-ohjelmistoa käyttäen ja koodi on nähtävissä liitteessä 1. Taulukossa 4 on havaittavissa lasketut arvot $C1$ ja $C2$ kertoimille. Vasemmalla puolella taulukossa on proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin kertoimet ja oikealla puolella manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin kertoimet. Kertomista voidaan havaita, että $C2$ kertoimet ovat negatiivisia proportionaalisesti ohjatussa, kun taas manuaalisesti ohjatussa ne ovat positiivisia. Kuten aikaisemmin todettiin, niin referenssipaineet eroavat toisistaan, johtuen valmistajan antamasta ominaiskäyrästä. Taulukosta 5 voidaan havaita laskennassa käytettyjen arvojen kohdat, jotka ovat todennettavissa kuvien 22 ja 23 ominaiskäyrästä.

Taulukko 4. Puoliempiiriset kertoimet C1 ja C2.

	Proportionaali		Manuaali	
	pref 100 bar	pref 200 bar	pref 70 bar	pref 210bar
C1	1,2E+13	6,3E+13	4,2E+11	7,0E+11
C2	-9,3E+05	-2,7E+06	5,4E+05	3,2E+04

Taulukko 5. C1 ja C2 kertoimien määrittelyssä käytetyt referenssikohdat.

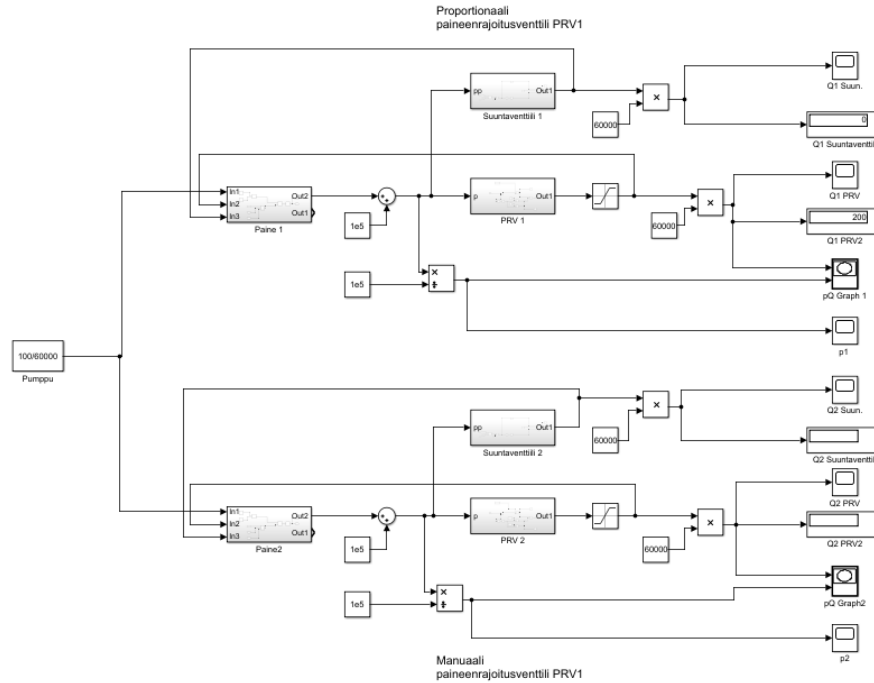
Sähköpropo RPIC8 SUN				
Pref 100 bar	Q1	100 l/min	P1	110 bar
	Q2	200 l/min	P2	115 bar
Pref 200 bar	Q1	100 l/min	P1	215 bar
	Q2	200 l/min	P2	220 bar
Manuaali RPIC				
Pref 70 bar	Q1	100 l/min	P1	75 bar
	Q2	200 l/min	P2	80 bar
Pref 210 bar	Q1	100 l/min	P1	215 bar
	Q2	200 l/min	P2	220 bar

Paineenrajoitusventtiilin malli luotiin Matlab Simulink ohjelmistoa käyttäen. Mallinnuksen ajatuksena oli tutkia proportionaalisesti ohjatun – ja manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin staattista ominaisuutta. Tällä mallilla ei simuloitu venttiilien dynaamisia ominaisuuksia, koska niitä on vaikea määrittää valmistajan datasivujen perusteella. Liitteessä 2 on löydettävissä mallissa käytettävät arvot, kuten puristuskertoimet ja putkiston mitat.

Mallinnus aloitettiin määrittämällä funktiot suuntaventtiilille, paineelle ja paineenrajoitusventtiilille. Funktiot käsiteltiin luvussa 3.2. Kuvasta 24 voidaan havaita funktioiden sijoittelu mallissa. Pumpuna mallissa oli vakiotuottoinen pumppu, jonka tilavuusvirta ei vaihdellut paineen muutoksen suhteessa. Kuvasta 24 voidaan myös havaita, että kertoimet paineelle p ja tilavuusvirralle Q . Paineen kerroin oli $1 \cdot 10^5$, joka muuntaa paineen perusyksikön Pa vastaamaan hydraulikassa yleisesti käytettävää yksikköä bar. Tilavuusvirran perusyksikkö m^3/s muunnetaan jakamalla se 60000 vastaamaan yksikköä l/min, joka on myös yleisesti käytetty käytännön hydraulikassa. Paineen oletusarvona oli mallissa 1 bar.

Kuvan 24 oikeassa reunassa on Simulink työkalut, joilla määritellään käyrät. Näiden avulla voidaan määrittää suuntaventtiilin läpäisemä tilavuusvirta ajan suhteen, paineenrajoitus-

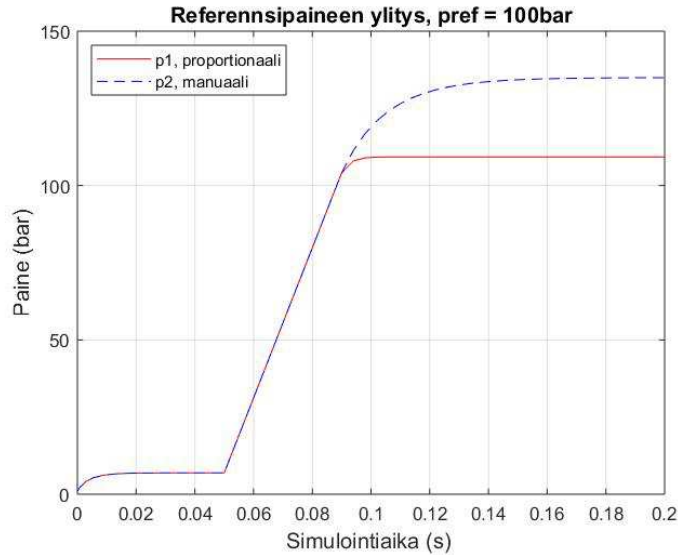
venttiilin läpäisemä tilavuusvirta ajansuhteen, systeemin paine eri ajanhetkillä ja pQ -käyrä paineen suhteesta tilavuusvirtaan.



Kuva 24. Paineenrajoitusventtiilin testauksen Simulink-malli.

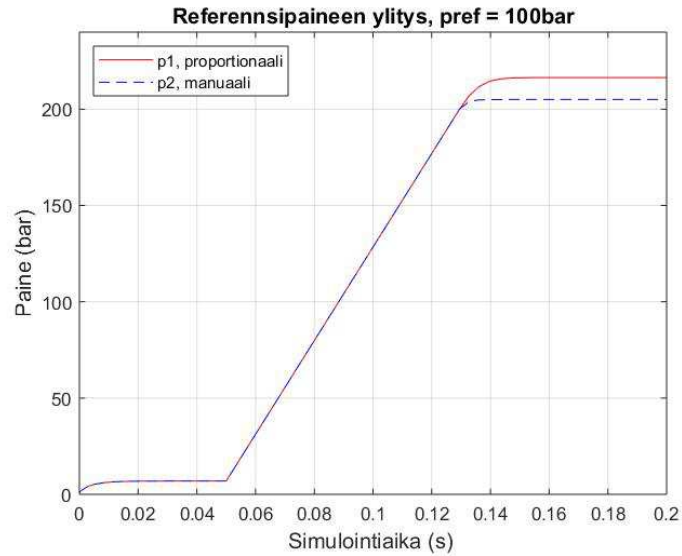
Paineenrajoitusventtiilien simuloinnissa aikarajana oli 0,2 s. Pumpun tilavuusvirtana oli 100 l/min. Kun simulointi saavutti 0,05 s kohdan, niin suuntaventtiili sulkeutui. Suuntaventtiilin sulkeutuminen aiheutti mallissa paineen kohoamisen paineenrajoitusventtiilin avautumistasolle asti. Kuten kuvasta 25 voidaan havaita, niin paine nousee tasolle, joka vastaa paine-eroa suuntaventtiilin yli 100 l/min tilavuusvirralla. Suuntaventtiilin purkaukertoimena C_v käytettiin arvoa $2,167 \cdot 10^{-6}$. Suuntaventtiilin sulkeutuminen 0,05 s kohdalla aiheutti simuloinnissa paineen nousun, kuten kuvasta 25 voidaan todeta. Kuvassa 25 katkoviivalla tarkoitetaan paineen nousua, kun käytössä on manuaalisesti säädetty paineenrajoitusventtiili ja yhtenäisellä viivalla kuvataan paineen nousua, kun käytössä on proportionaalisesti säädetty paineenrajoitusventtiili. Referenssipaineena käytettiin kuvan 25 tapauksessa 100 bar. Kuvasta 25 voidaan havaita simuloinnissa tapahtuva referenssipaineen ylitys, joka on proportionaalisesti ohjatulla paineenrajoitusventtiilillä n. 110 bar ja manuaalisesti ohjatulla n. 130 bar. Kun referenssipaineena on 100 bar, niin manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin staattinen ominaisuus on proportionaalisesti ohjattuun nähden huonompi, kuten kuvasta 25 voidaan havaita. Simuloinnissa manuaalisesti ohjattu paineen-

rajoitusventtiili tarvitsee n. 30 bar enemmän painetta referenssipaineeseen nähden, jotta 100 l/min oleva tilavuusvirta läpäisee sen.



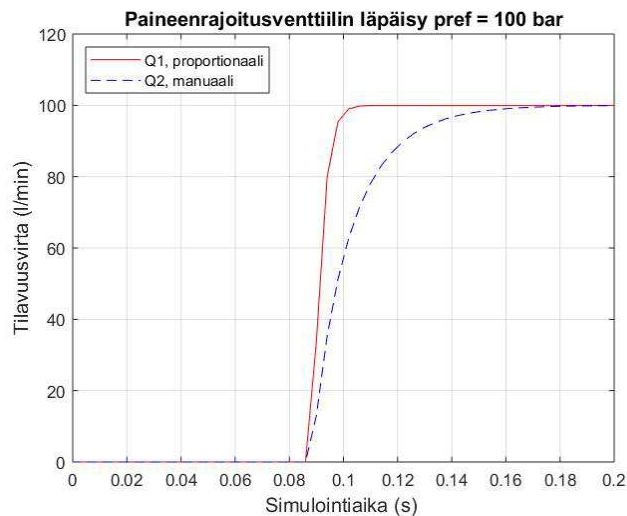
Kuva 25. Staattinen tarkastelu, kun referenssipaine oli 100 bar.

Simulointi suoritettiin käyttäen referenssipaineena 100 bar ja 200 bar. Kuvassa 26 on esiteltynä simulointi 200 bar referenssipaineella, jossa paine on kuvattuna ajan suhteen. Kuten kuvasta 25 jo havaittiin, niin suuntaventtiilin sulkeutuminen aiheuttaa paineen nousun mallissa. Kun mallin paine saavuttaa referenssipaineen tason, niin paineenrajoitusventtiili aukeaa, kuten kuvasta 26 voidaan havaita. Toisin kuin kuvasta 25 todettiin, niin manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin paineen ylitys referenssipaineeseen nähden on pienempi noin 5 bar. Joten manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin staattinen ominaisuus parantui simuloinnissa. Proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin paineen ylitys on noin 20 bar, kun referenssipaineena oli 200 bar.



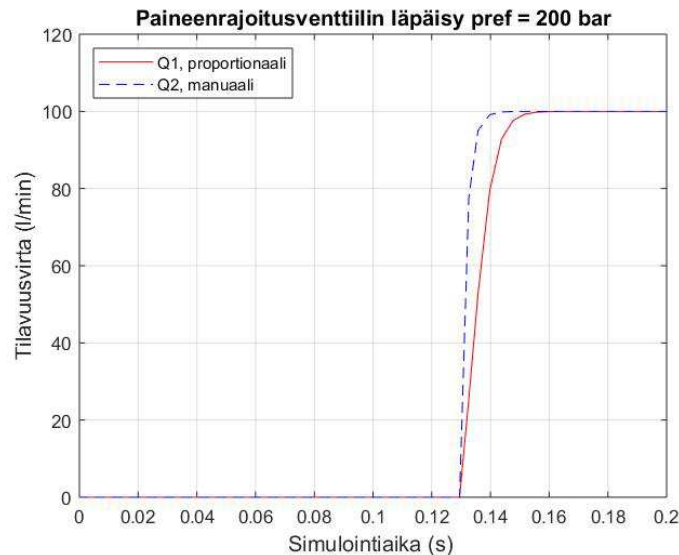
Kuva 26. Staattinen tarkastelu, kun referenssipaine oli 200 bar.

Kuvissa 25 ja 26 käsiteltiin paineen nousua referenssipaineen tasolle ja sen ylitystä. Kuvassa 27 on esitettyä tilavuusvirran Q läpäisy, kun tarkasteltavana kohteena on proportionaalisesti – ja manuaalisesti ohjattu paineenrajoitusventtiili referenssipaineen ollessa 100 bar. Kuvassa 25 oli nähtävissä manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin 30 bar ylitys ja kuvasta 27 voidaan nähdä sen vaikutus tilavuusvirran läpäisyyn. Proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin suotuisampi paineen staattinen ominaisuus on nähtävissä tilavuusvirran jyrkempänä nousuna, kuten kuvasta 27 voidaan havaita. Molemmat paineenrajoitusventtiilit alkavat avautumaan välillä 0,08 ja 0,09 s.



Kuva 27. Tilavuusvirran Q läpäisy paineenrajoitusventtiilissä, kun referenssipaine on 100 bar.

Kuvasta 28 on havaittavissa tilavuusvirran läpäisy molemmilla paineenrajoitusventtiileillä, kun referenssipaineena käytettiin 200 bar. Kuten jo kuvasta 28 todettiin, niin manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin paineen staattinen asettuminen parantui, kun referenssipaineeksi asetettiin 200 bar. Kuvasta 28 voidaan myös havaita tämä, kun tarkastellaan käyrän jyrkempää nousua. Kuvasta 28 myös todettiin, että manuaalisesti ohjatun paineen rajoitusventtiilin paineen staattiset ominaisuudet olivat suotuisimmat kuin proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin. Proportionaalisesti ohjatun venttiilin tapauksessa tilavuusvirran läpäisyä kuvaavan käyrän jyrkkyys on hieman loiventunut, kun verrataan kuvassa 27 olevaan käyryä, kun referenssipaineena oli 100 bar.

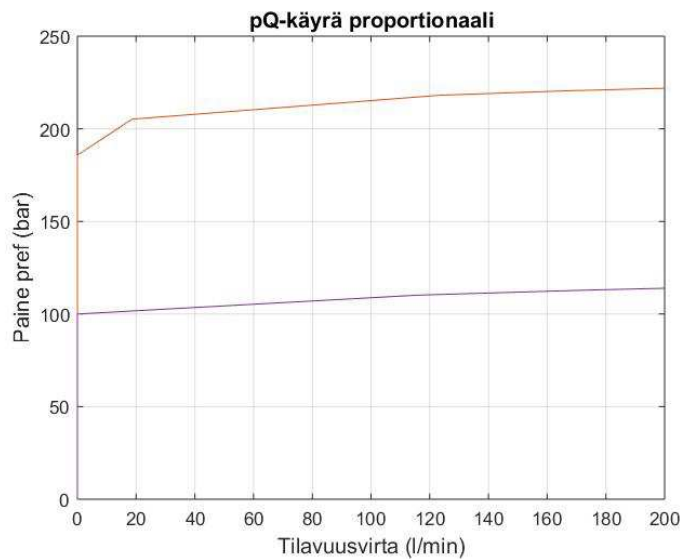


Kuva 28. Tilavuusvirran Q läpäisy paineenrajoitusventtiilissä, kun referenssipaine on 200 bar.

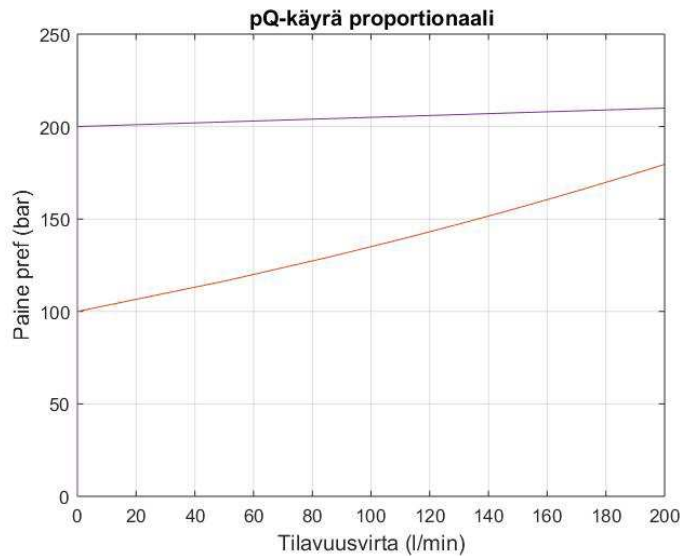
Viimeisessä neljässä kuvassa tarkasteltiin paineen muutosta simulointimallissa. Tässä simuloinnissa käytettiin pumpun vakiotuottona 200 l/min, jolloin saatiin kuvaajaan enemmän tilavuusvirta-asteikkoa. Kuvissa 29 ja 30 on esiteltyä paine p tilavuusvirran Q :n funktiona. Y-akselilla on paine p ja X-akselilla tilavuusvirta Q . Kuvassa 29 on esitettyä proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin tilavuusvirran läpäisyä suhteessa paineeseen. Molemmilla referenssipaineilla tilavuusvirran Q kasvu aiheuttaa paineen ylitystä läpäisevän tilavuusvirran kasvaessa, kuten kuvasta 29 voidaan havaita. Kun referenssipaineena on 100 bar, niin ylityspaineen kasvu on lineaarista läpäisevän tilavuusvirran suhteen.

Käyrän lineaarisuudessa tapahtuu muutoksia, kun kyseeseen tulee 200 bar referenssipaine. Käyrän alussa näyttää siltä, että paineen p kohoaminen alkaa alle referenssipaineen p_{ref} . Tätä ominaisuutta ei esiintynyt aikaisemmissa kuvaajissa. Käyrässä tapahtuu myös lineaarisuudessa muutos, kun tilavuusvirran Q läpäisy on 120 l/min. Kuvasta 29 voidaan myös hyvin havaita vaadittavan paineen nousu, koska käyrä on nouseva tilavuusvirran Q kasvaessa.

Kuvassa 30 on esitettyä manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin paine p tilavuusvirran Q funktiona. Referenssipaineina p_{ref} on käytetty 100 bar ja 200 bar. Kuvasta 30 voidaan havaita käyrän jyrkän nousun, kun referenssipaineena on 100 bar ja referenssipaineen ollessa 200 bar, niin käyrän nousu on maltillista. Kun paineenrajoitusventtiilin läpäisemä tilavuusvirta Q on 200 l/min, niin paineen ylitys on n.75 bar referenssipaineen ollessa 100 bar. Referenssipaineen p_{ref} ollessa 200 bar ja venttiilin läpäisemä tilavuusvirta on 200 l/min, niin paineen ylitys on vain n. 10 bar, kuten kuvasta 25 voidaan havaita.

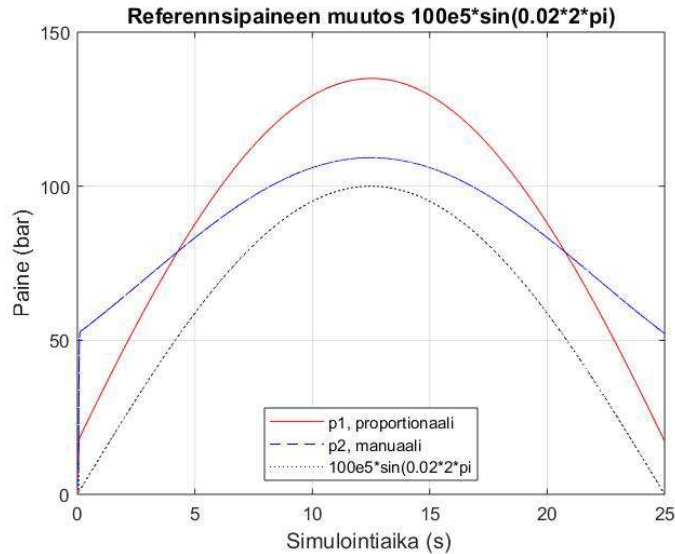


Kuva 29. Proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin paine tilavuusvirran funktiona.



Kuva 30. Proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin paine tilavuusvirran funktiona.

Hydrauliikkapumpun testauksessa kuormitusventtiilille syötetään ohjausvirtaa, joka muuttaa paineenrajoitusventtiilin painealuetta. Kuvassa 31 on esitettyä sinifunktiolla simuloitu referenssipaineen p_{ref} muutos ajanhetkillä 0-25 s ja referenssipaineena käytettiin 100 bar, kuten kuvasta 31 voidaan havaita. Sinikäyrän amplitudi kuvaa referenssipainetta. Manuaalisesti säädettävän paineenrajoitusventtiilin ylitys on referenssikäyrään nähden suurempi alussa, kun verrataan proportionaalisesti säädettävään, kuten kuvasta 31 voidaan havaita. Sinikäyrän huipun kohdalla referenssipaineen p_{ref} ylitys on manuaalisesti ohjatulla paineenrajoitusventtiilillä pienimmillään, kun taas proportionaalisesti ohjatulla se on suurimmillaan. Referenssipaineen ylitys on molemmilla ohjaustavoilla suuruusluokaltaan sama noin 80 bar:n kohdalla, kuten kuvasta 31 voidaan havaita.



Kuva 31. Referenssipaineen portaaton säätö.

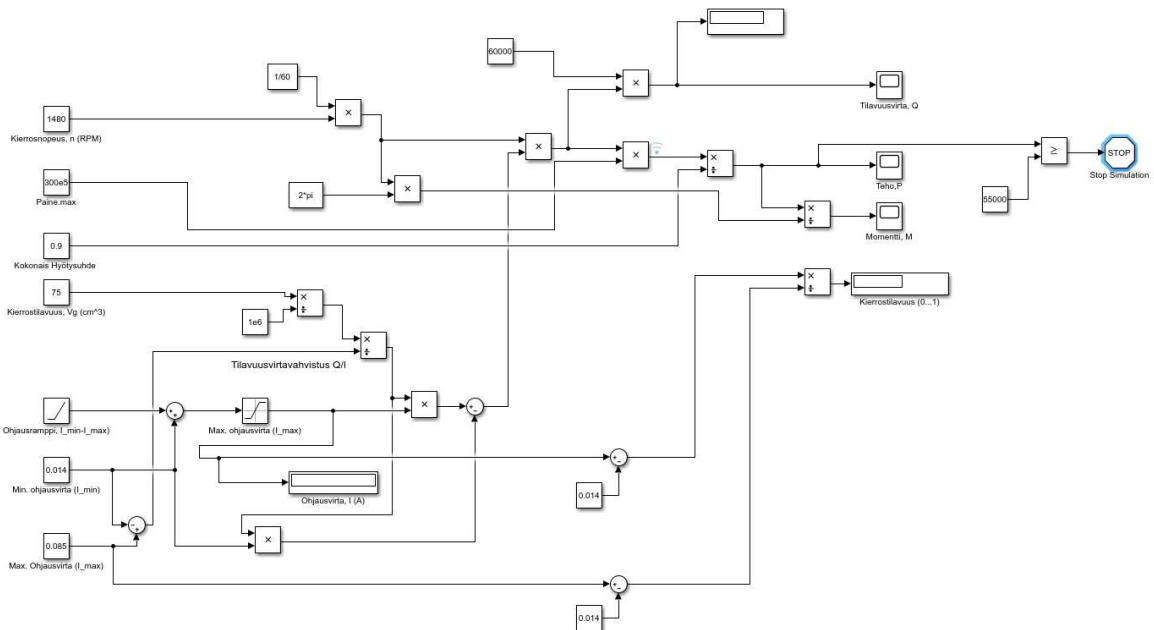
5.4 Pumpun säätömalli

Hydrauliikkahuollossa testataan eri säätimillä varustettuja pumppuja, joita voivat olla servo-ohjattuja, proportionaalisesti ohjattuja tai LS-ohjattuja. Servo- ja proportionaali-ohjauksella säädetään pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa säätämällä portaattomasti kierrostilavuutta vinolevyn avulla.

Tässä työssä kohteiksi valittiin proportionaali- ja servo-ohjaus rajoittavana tekijänä sähkömoottorin teho ja momentti. Työssä käytettiin referenssipumppuina Rexrothin valmistamaa A11V(L)O-sarjan pumppuja proportionaalisella tilavuusvirran säädöllä ja Sauer-Danfossin valmistamaa 90R-Sarjan pumppua, joka toimii servo-ohjauksella. (Rexroth Bosch Group) (Sauer-Danfoss)

Tarkastelu aloitettiin Simulink-mallin luonnilla. Kuvassa 32 on esitettyä laskennassa käytetty Simulink-malli, josta voidaan havaita alkuarvot sekä tulososio. Pumpun kierrosnopeutena käytettiin 14801/min, joka on sähkömoottorille määritetty ominaiskierrosnopeus. Asetuspaineena mallissa oli 300 bar. Asetuspaineen valintaan vaikutti työssä käytettyjen esimerkki pumppujen jatkuva painealue. Pumppujen säädintä ohjataan mA-viestillä, joka lähetetään vahvistimelta. Servo-ohjauksessa käytetty mA-viesti oli 14 – 85 mA ja proportionaali-ohjauksessa 200 – 600 mA. Kierrostilavuuden muutos on nähtävissä kuvasta 32 as-

teikolla $0 \dots 1$ joka kuvaa vinolevyn asentoa. Kierrostilavuuden muutosta kuvataan mallissa vahvistuksella, joka on m^3/A , joka kuvaa tilavuuden muutosta ohjausvirran suhteen. Tilavuusvirta muunnetaan mallissa hydraulikassa yleisesti käytettävään muotoon eli l/min. Tämä suoritetaan mallissa kertoimien avulla. Simulaation keskeytetään, kun on saavutettu sähkömoottorin teho. Mallissa voidaan myös käyttää sähkömoottorin nimellismomenttia simulaation keskeytykseen. (Rexroth Bosch Group, s. 28.) (Sauer-Danfoss, s.26.)



Kuva 32. Pumpun tilavuusvirran säätö Simulink-malli.

5.5 Pumpun servo-ohjaus

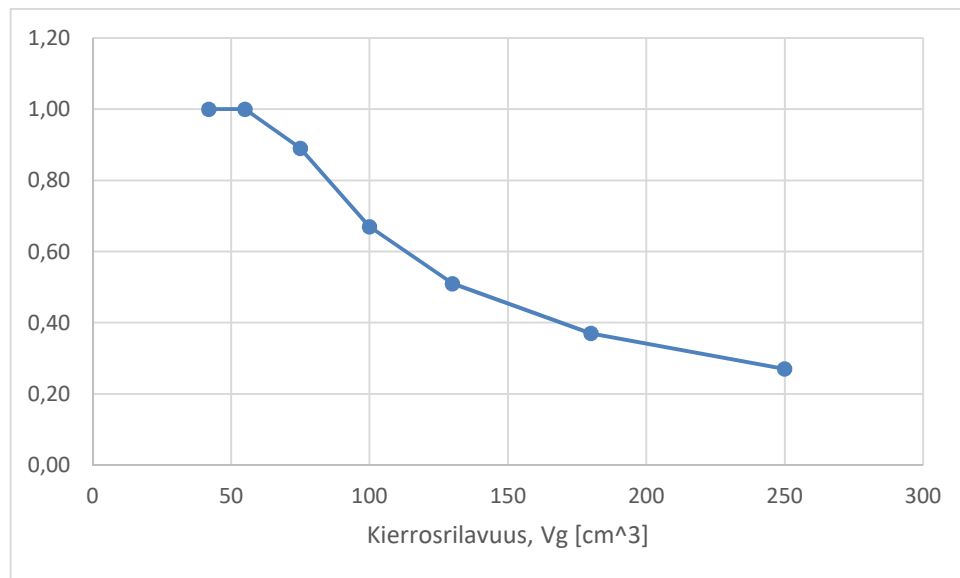
Ohjausvirran I muutokset laskettiin Simulink-mallin avulla jokaiselle vakio kierrostilavuudelle, jotka olivat väliltä $42 - 250 \text{ cm}^3$. Taulukossa 6 on esitettyä Simulink-mallista saadut tulokset, jotka ovat ohjausvirta I , syrjäytystilavuus ja tilavuusvirta. Kuvassa 33 on esitettyä graafinen esitys ohjausvirran laskusta kierrostilavuuden kasvaessa.

Taulukosta 6 voidaan nähdä, että kierrostilavuuksilla 42 cm^3 ja 55 cm^3 päästään ohjausvirran maksimiarvoon, kun hyötysuhteena käytettiin 0,9. Tämän jälkeen tilavuusvirta Q jää arvoon 99 l/min , vaikka kierrostilavuus V_g kasvaa. Tämä voidaan myös havaita ohjausvirrasta I , koska se pienentyy kierrostilavuuden kasvaessa. Kuvasta 33 voidaan havaita käyrä,

joka kuvaa ohjausvirran laskua. Käyrän muoto ei ole kuvassa 33 lineaarinen, joka voidaan olettaa johtuvan, pumpun kierrostilavuuksien kasvun epälineaarisuudesta.

Taulukko 6. Ohjausvirran muutos kierrostilavuuden kasvaessa (Sauer-Danfoss, s. 34).

Kierrostilavuus, V_g [cm ³]	Ohjausvirta, I [A]	Kulma, α [0...1]	Tilavuusvirta, Q [l/min]
42	0,085	1,00	62,2
55	0,085	1,00	81,4
75	0,077	0,89	99,0
100	0,061	0,67	99,0
130	0,051	0,51	99,0
180	0,040	0,37	99,0
250	0,033	0,27	99,0



Kuva 33. Kulma kierrostilavuuden funktiona.

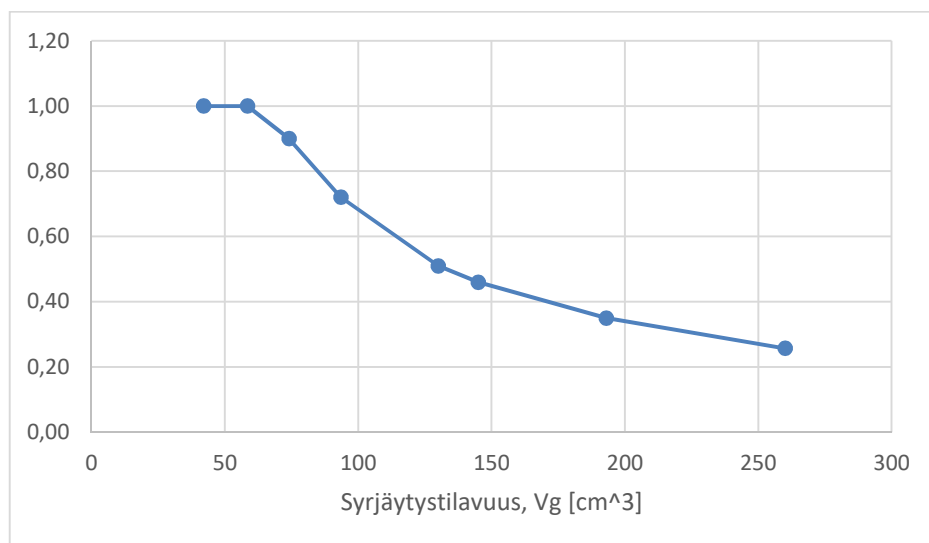
5.6 Pumpun proportionaaliohjaus

Taulukossa 7 on esitettyä proportionaalisesti ohjatun pumpun vakio kierrostilavuudet, jotka ovat 42–260 cm³. Kuten taulukossa 6 esitettiin, niin taulukosta on löydettävissä ohjausvirta I , syrjäytystilavuus V_g , kulma α ja tilavuusvirta Q . Taulukossa on esitettyä 8 kpl eri kierrostilavuuksia.

Taulukosta 7 voidaan havaita ohjauksvirran I pienentyminen kierrostilavuuden kasvaessa. Kahdella ensimmäisellä kierrostilavuudella pystytään pääsemään maksimi syrjäytystilavuuteen, joka mahdollistaa maksimi tilavuusvirran, kun rajoittavana tekijänä on sähkömoottorin teho 55 kW ja kierrosnopeus 1480 1/min. Kulma α pienenee ohjauksvirran I pienentyessä. Kun pumpun kierrostilavuus on 74 cm³, niin voidaan saavuttaa syrjäytystilavuus 0,90, joka mahdollistaa tilavuusvirran 99 l/min. Kierrostilavuuden kasvaessa tilavuusvirta Q jää arvoon 99 l/min. Kun taulukoita 6 ja 7 vertaillaan, niin voidaan havaita molemmissa taulukoissa tilavuusvirran Q maksimi arvo. Maksimi arvoon vaikuttaa molemmissa taulukoissa sähkömoottorin teho. Kuvasta 34 voidaan havaita ohjauksvirran pienentyminen suhteessa kierrostilavuuden kasvuun. Käyrän epälineaarisuus johtuu vakio kierrostilavuuksien kasvun epälineaarisuudesta.

Taulukko 7. Ohjauksvirran muutos kierrostilavuuden kasvaessa (Rexroth Bosch Group, s. 34.).

Kierrostilavuus, Vg [cm ³]	Ohjauksvirta, I [A]	Syrjäytystilavuus, α [0...1]	Tilavuusvirta, Q [l/min]
42	0,600	1,00	62,2
58,5	0,600	1,00	86,6
74	0,560	0,90	99,0
93,5	0,490	0,72	99,0
130	0,410	0,51	99,0
145	0,380	0,46	99,0
193	0,340	0,35	99,0
260	0,300	0,26	99,0



Kuva 34. Kulma kierrostilavuuden funktiona.

5.7 Mittauspisteiden määrittely

Mittauspisteiden määrittely tässä työssä aloitettiin läpi käymällä kolme eri osa-aluetta, jotka ovat hydrauliiikkapumpun testaus, hydrauliikkamoottorin testaus ja apukoneikko. Edellä mainituista kolmesta hydrauliikkapumpun testaus on olemassa oleva järjestelmä. Hydrauliikkamoottorin testausjärjestelmä on suunniteltu ja tilattu. Apukoneikon esisuunnittelu kuului tässä työssä mittauspisteiden määrittämisen yhteyteen.

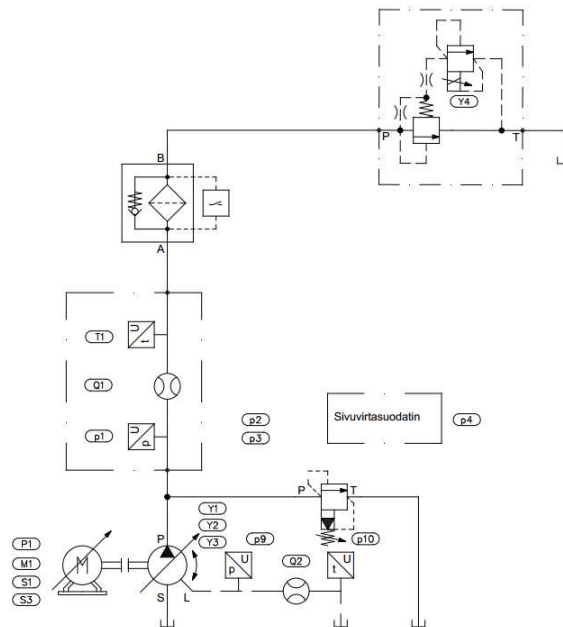
Mittauspisteet jaoteltiin testaukseen ja aputoimintoihin liittyviksi. Testaukseen liittyvät mittapisteet olivat paine, tilavuusvirta, lämpötila, kierrosnopeus ja momentti. Aputoimintoihin liittyivät mm. öljynmäärä ja suodattimien painekeytkimet. Tässä työssä päähuomio keskittyi testauksessa käytettäviin mittauspisteisiin. Taulukossa 8 on esitettyinä testauksen mittauspisteet kolmena osa-alueena. Paineen mittauksia suoritetaan hydrauliikkapumpun testauksessa kahdella paineanturilla. Hydrauliikkamoottorin testauksessa paineantureilla mitataan kolmesta eri pisteestä. Apukoneikossa paineantureiden lukumäärä on kaksi. Tilavuusvirtaa mitataan hydrauliikkapumpun ja -moottorin testauksessa. Näiden antureiden lukumäärä on sama, kuin paineantureiden, koska ne sijaitsevat samassa turbiinissa, jossa tapahtuu myös lämpötilan mittaus. Mittausta suorittavat anturit sijaitsevat virtausturbiinissa, jolla mitataan tilavuusvirtaa.

Taulukko 8. Testauksen mittauspisteiden lukumäärä.

Mittauspiste	Pumppu-Testaus [kpl]	Moottori-testaus [kpl]	Apu-koneikko [kpl]
Paine	2	3	2
Tilavuusvirta	2	3	-
Lämpötila	2	3	-
Momentti	1	1	-
Kierrosnopeus	1	1	-

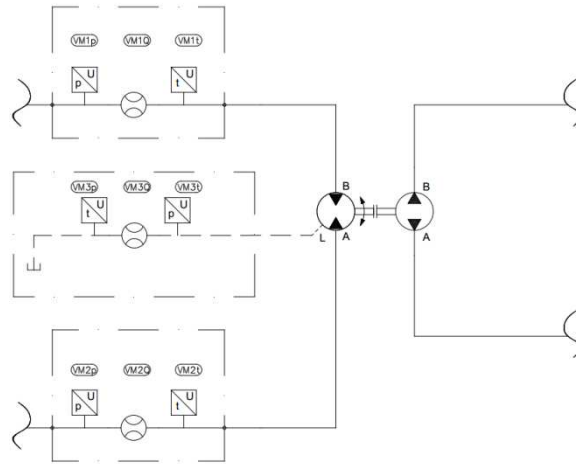
Hydrauliikkapumpun testausjärjestelmässä mitataan pumpun muodostamaa tilavuusvirtaa, järjestelmän painetta, pumpun momenttia ja lämpötilaa. Kuvassa 30 on hydrauliikkapumpun testauksen periaate, josta voidaan havaita hydrauliikkapumpua pyörittävä sähkömoottori.

tori, momenttia-anturi, testattava pumppu, mittauspisteet ja kuormitusventtiili. Pumpun tilavuusvirran, järjestelmän paineen ja lämpötilan mittauspiste sijaitsee hydraulikkapumpun jälkeen ennen painesuodatin yksikköä. Mittauspisteen sijainti ennen painesuodatinta on suositeltavaa, koska painesuodatin aiheuttaa järjestelmään paine-eron. Pumpun ohivuoto on kytketty vuotolinjaan, josta voidaan mitata ohivuodon tilavuusvirta, paine ja lämpötila. Momentin mittaukselle on olemassa kaksi paikkaa taajuusmuuttaja ja erillinen akselille asennettava momenttianturi. Taajuusmuuttajasta mitattava momenttia käytettäessä on otettava huomioon sähkömoottorin häviöt, kun taas suoraan akselilta saatu momentti on pumpun suhteen tarkempi. Paine-ero pumpun yli voidaan olettaa oleva sama kuin pumpun paineportissa vallitseva paine.



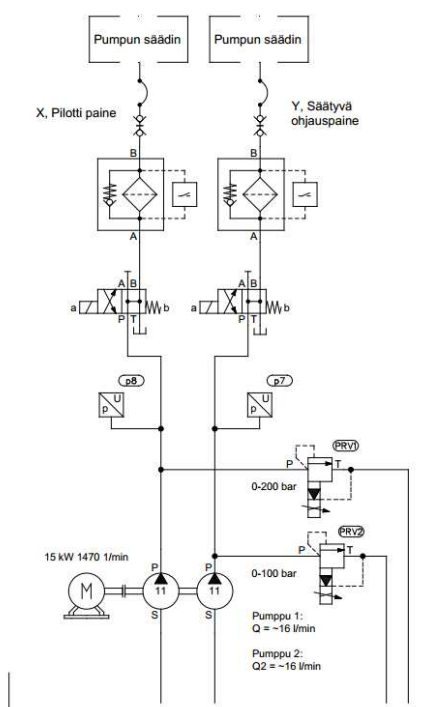
Kuva 35. Hydraulikkapumpun testauksen mittauspisteet

Hydrauliikkamoottoria testattaessa painetta, tilavuusvirtaa ja lämpötilaa mitataan kolmesta eri pisteestä hydrauliikkamoottorin paineporteista ja ohivuotokanavasta. Kuvassa 36 on esitettyä periaatekaavio hydrauliikkamoottorin testauksesta ja mittauspisteistä, joista voidaan havaita mittauspisteiden sijoittelu. Paineikanavien mittauspisteet ovat samanlaisia kuin hydraulikkapumpun testauksessa. Momentin mittaus tapahtuu hydrauliikkamoottorin ja kuormituspumpun akselilta. Mittaustapa on samanlainen, kuin pumpun momentin mittauksessa käytetty anturi. Akselien välille asetettavan momenttianturin periaate perustuu vaihesiirtokulmaan. Vaihesiirtokulman kasvaessa momentti kasvaa lineaarisesti ja näin ollen saadaan tieto mittausjärjestelmään, jota käsitellään myöhemmin tässä raportissa.



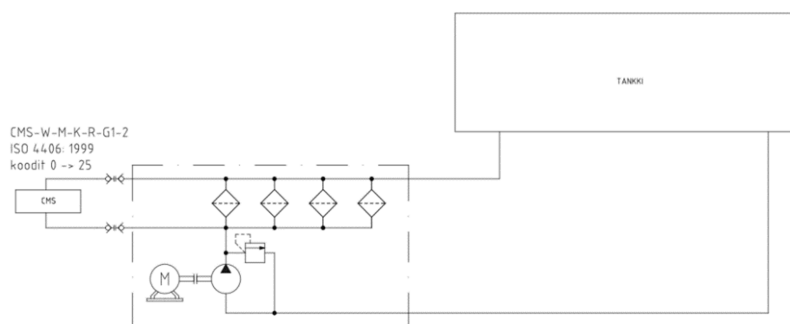
Kuva 36. Hydraulikkamoottorin testauksen mittapisteet.

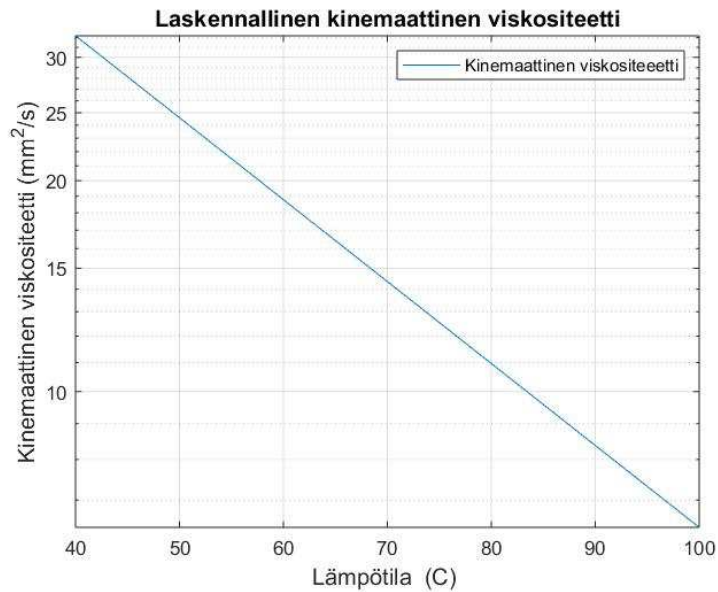
Apukoneikon tehtävänä on tuottaa tilavuusvirtaa testattavalle hydraulikkamoottorin ja pumpun säätimelle. Kuvassa 37 on esitettyä esisuunniteltu apukoneikkojärjestelmä. Apukoneikon painealueita on tarkoitus ohjata kahdella paineventtiilillä, jotka ovat tyypiltään esiohjattuja proportionaalisesti ohjattuja paineenrajoitusventtiileitä. Pilottipaineen on tarkoituksena olla vakio, kun taas säädettävä ohjauspaine vaihtelee. Näitä painealueita mitataan kahdella paineanturilla. Suuntaventtiilien tehtävänä on ohjata tilavuusvirtaa säätimelle. Kun tilavuusvirtaa ei tarvita, niin suuntaventtiili on suljettu ja pumppu on ns. vapaakierrolla.



Kuva 37. Apukoneikko ja paineanturit.

Hydrauliikkapumpun testausjärjestelmää on sijoitettu sivuvirtasuodatus, joka sijaitsee tankin rinnalla. Kuvassa 38 on esitetty sivuvirtasuodatusjärjestelmä, joka sijaitsee tankin rinnalla. Kuvasta 38 voidaan myös havaita partikkelilaskin, jonka tehtävänä on mitata partikkeleiden kokoluokkaa standardin ISO4406:1999 mukaan. Viskositeetin mittausta ei voida suorittaa tällä anturoinnilla. Viskositeetin ja vesipitoisuuden mittausta suositellaan suoritettavaksi alustavasti kaksi kertaa vuodessa, jonka raportti voidaan liittää testausraporttiin. Viskositeetti voidaan laskea, kun tiedossa on öljynlaatu ja siitä selviävä kinemaattinen viskositeetti 40°C. Kuvassa 39 on esitettyä logaritmisella asteikolla kinemaattisen viskositeetin suhde lämpötilan funktiona. Käyrä on laskettu Matlabin avulla, kun on tiedetty öljyn laatu. Matlab laskenta löytyy liitteestä 3. (RMF Systems, s.7-10.)



Kuva 38. Partikkelilaskin sivuvirtasuodattimen rinnalla.**Kuva 39.** Kinemaattinen viskositeetti laskennallisesti 40 °C - 100°C.

Kuvan 39 tulokset on siirretty taulukkoon 9, josta voidaan numeerisesti havaita kuvan 39 tulokset 40 °C:sta 100°C:seen. Näin ollen voidaan havaita, että lämpötilan kasvaessa 10°C:lla, niin aluksi viskositeetti laskee nopeammin ja lopussa se hidastuu. Välillä 40°C-50°C lasku on n. 7,6 mm²/s, kun taas välillä 90°C-100°C lasku on n. 1,98 7,6 mm²/s.

Taulukko 9. Laskennallinen kinemaattinen viskositeetti riippuvuus lämpötilasta.

Lämpötila,t [°C]	Kinemaattinen Viskositeetti [mm ² /s]
40	32,20
50	24,60
60	18,79
70	14,36
80	10,97
90	8,38
100	6,40

5.8 Tiedonsiirto

Tiedonsiirtoa testausjärjestelmässä on suunniteltu toteutettavaksi käyttämällä ETHER-CAT-väylää ja siihen liitettäviä Beckhoff:n komponentteja. Testahuone on jaettu kol-

meen eri osaan hydrauliiikkapumpun testaukseen, hydrauliiikkamoottorin testaukseen ja apukoneikkoon, jonka tarkoituksena ovat pilot-paineen ja säätyvän ohjauspaineen syöttö testattaville pumpuille ja moottoreille. Tiedonsiirtoon sisältyy tulo- ja lähtötietoja järjestelmästä, joita käytetään testauksen analysointiin ja ohjaukseen. Testauksen ohjaus tapahtuu testaushuoneen ulkopuolelta erilliseltä ohjauspulpetilta. (Beckhoff)

Tiedonsiirto tapahtuu neljä eri I/O-aseman kautta, joista yksi on sijoitettuna ohjauspulpetissa ja loput kolme ovat hajautettuna testaushuoneessa. Tiedonsiirron toteuttamiseen oli kaksi eri vaihtoehtoa linja- ja rengastopologia.

Linjatopologia kytkee I/O-asetat, HMI:n ja IPC:n linjassa toisiinsa. Kuvassa 40 on esitettyä linjatopologiaa testaushuoneessa, josta voidaan havaita testauspisteet ja niihin liittyvät I/O-asetat ja testauspulpetti. Ohjauspulpettiin on sijoitettuna IPC, HMI ja ohjauspotentiometrien I/O-asetat. IPC ohjaa testausjärjestelmiä ja käsittelee niiltä saatua tulotietoa, jotka ovat paine-, tilavuusvirta-, lämpötila ja momentti tiedot. Ohjauspotentiometreillä ohjataan sähkömoottorin kierroslukua, pumpun kuormitusventtiiliä, moottorin testauksen kuormitusventtiiliä, apukoneikon proportionaalisesti ohjattuja paineenrajoitusventtiileitä, servopumppuja ja proportionaalisesti säädettäviä pumppuja. IPC lähettää ETHERCAT-viestikehyksellä tiedot I/O-asetalle. Viestikehyksessä sisältää lähtötiedot, jokaiselle I/O-asetalle.

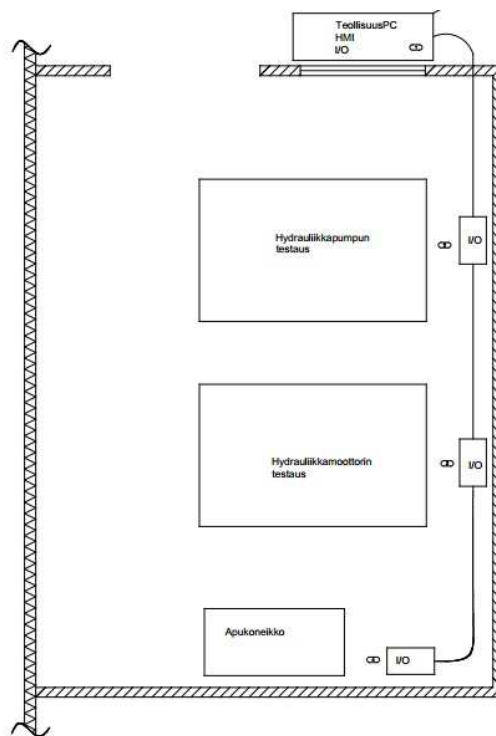
Ensimmäinen I/O-asetat sisältää ohjauspotentiometriä lähtötiedot, jonka viestikehyksessä poimit. Tältä I/O-asetalta ei välity tulotietoa esimerkiksi paineanturin tilatietoa. Linjan mukaisesti viesti välittyy seuraavaksi hydrauliiikkapumpun testaukseen, josta saadaan tilatietoa paine-, tilavuusvirta-, momentti- ja lämpötila-antureilta. Tämän I/O-asetan kautta välittyy ohjaustietoa pumpun kuormitusventtiilille, ohjattavalle pumpulle ja sähkömoottorille. Kuormitusventtiiliä ohjataan virtaviestillä ja näin ollen saadaan järjestelmän painealuetta nostettua ja laskettua. Proportionaalisesti ohjattua ja servo-ohjattua pumppua ohjataan virtaviestin avulla, joka on ohjelmallisesti määritetty.

Toinen I/O-asetat sijaitsee linjalla seuraavaksi hydrauliiikkamoottorin testauksessa. Hydrauliiikkamoottorin testaus välittää tulotietoa mm. paine-, momentti-, lämpötila- ja tilavuusvirta-antureilta. Lähtötietoa välitetään moottorin testauksen kuormitusventtiilille ja

kuormituspumpun kulmansäädölle. Kulmansäädön tehtävänä on muuttaa kuormitusmomenttia testattavalle hydraulikkamoottorille. Kulmansäätö ja kuormitusventtiili toimivat proportionaaliohjauksella, joita voidaan ohjata virtaviestillä I/O-aseman kortin avulla.

Viimeisenä I/O-asemana on testauksen apukoneikko. Tulotietona apukoneikolta lähetetään säätyvän ohjauspaineen tilatietoa ja pilot-paineen tilatietoa. Lähtötietoa välitetään apukoneikon sähkömoottorille, suuntaventtiileille ja proportionaalisesti ohjatuille paineenrajoitusventtiileille.

Viestikehys palautuu takaisin linjassa edellä mainittujen I/O-asemien läpi. Näin ollen tilatietoa voidaan vielä poimia I/O-asemilta uudestaan. Viestikehys palautuu linjaa pitkin takaisin IPC:lle, joka lähettää uuden viestikehyslinjan uusilla lähtötiedoilla.



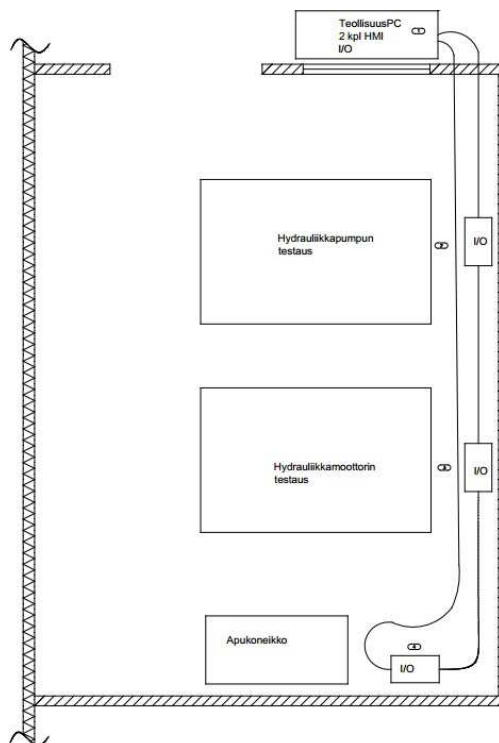
Kuva 40. EtherCat-väylän linjatopologia

Edellinen topologia oli ns. linjatopologia, jossa I/O-aset olivat linjassa toisiinsa nähden. Seuraavaksi tarkastellaan ns. rengastopologiaa. Rengastopologiassa viimeiseltä I/O-

asemalta ei viesti välity takaisin muiden I/O-asemien kautta, vaan kytkeytyy ETHERCAT-kaapelin avulla suoraan takaisin IPC:lle, kuten kuvasta 41 voidaan havaita.

Kuten linjatopologiaa käsiteltäessä jo todettiin, niin rengastopologiassa viestikehys kulkee samalla tavalla viimeiseen I/O-asemaan asti. Tämän jälkeen se ei palaudu linjan mukaisesti takaisin, vaan siirtyy suoraan IPC:lle. Näin ollen viestikehys ei poimi uudestaan tilatietoja I/O-asemilta kuten linjatopologiassa. Linjatopologiassa on mahdollisuus kerätä yhden syklin aikana tietoa enemmän I/O-asemilta, kun taas rengastopologiassa vain kerran.

Kun linjatopologiassa viestikehys kulkee linjamuotoisesti edestakaisin, niin rengastopologiassa se nimen mukaisesti kiertää renkaan. Vikatilanteessa esimerkiksi linjan katketessa I/O-asetat saattavat jäädä ilman viestikehyslähetyksiä linjatopologiaa käytettäessä. Rengastopologian tapauksessa linjan katkeaminen ei aiheuta ns. I/O-asemien hiljentymistä.



Kuva 41. ETHERCAT-väylän rengastopologia.

5.9 Testauksen lohkokaavio

Edellä käsiteltiin kuormitusventtiiliä, proportionaalisesti ja servolla ohjatun pumpun testausta rajoittavana tekijänä sähkömoottorin teho, mittauspisteiden sijaintia järjestelmässä ja ETHERCAT-väylän käyttöä tiedonsiirrossa ja ohjauksessa. Seuraavaksi on tarkoituksena käsitellä edellä mainittuja testauksen näkökulmasta. Testausta käsitellään pumpun ja moottorin näkökulmasta lohkokaavioiden avulla.

Hydrauliikkapumppua ja -moottoria testattaessa neljä tärkeätä anturitietoa tarvitaan. Nämä ovat paine, tilavuusvirta, lämpötila ja momentti. Näiden neljän avulla voidaan laskennallisesti määrittää hyötysuhde mekaanishydraulinen-, volumetrinen-, ja kokonaishyötysuhde. Teho voidaan määrittää tarkan momenttianturin avulla laskennallisesti.

Hydrauliikkapumpun testaus aloitetaan varmistamalla, että kaikki tarvittavat testaustiedot ovat saatavilla, kuten maksimi paine ja tilavuusvirta ja varmistettava, että kaikki sulkuhanat ovat auki. Tämä varmistus voidaan suorittaa ohjelmallisesti rajakytkimien avulla, jolloin testausta ei voi aloittaa, jos linja on suljettu.

Kun on varmistettu, että testaus on turvallista suorittaa, niin voidaan sähkömoottori käynnistää ja säätää kierrosnopeus oikealle alueelle, kuten kuvaan 37 lohkokaaviosta voidaan havaita. Sähkömoottorin kierroslukua voidaan säätää ominaiskierroslukua alhaisemmalle, koska tilavuusvirta kasvaa suureksi tehoon nähden johtuen testausjärjestelmän paineistamisesta kuormitusventtiilin avulla.

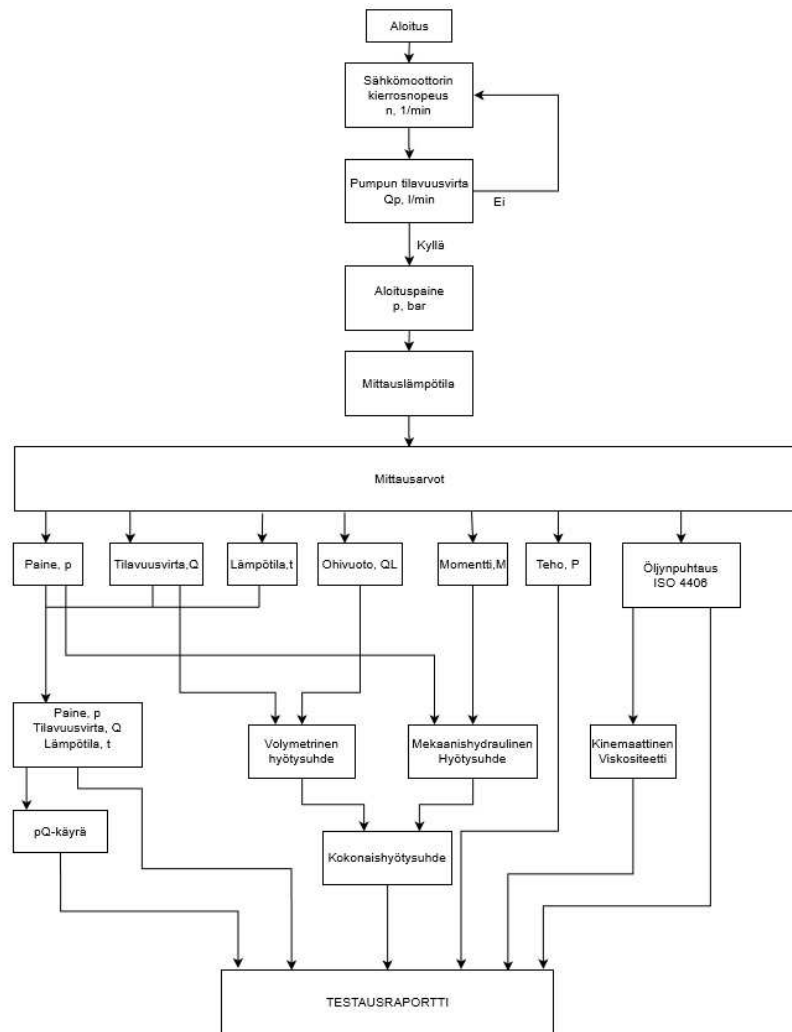
Mittaus suoritetaan siihen määritetyssä lämpötilassa, joka tässä työssä on määritetty 40°C:seen, koska öljyn kinemaattinen viskositeetti on määritetty kyseiselle lämpötilalle. Esipaine asetetaan kuormittamaan pumppua kuormitusventtiilin avulla, jolloin kuormitusventtiili toimii lämmittävänä komponenttina. Painealuetta voidaan säätää portaattomasti ohjausjärjestelmän avulla, jolla voidaan hidastaa tai nopeuttaa öljyn lämpenemistä. Lähtökohtaisesti kuormitusventtiilin yli olevan paine-eron kasvaminen mahdollistaa öljyn lämpötilan nousun. Kuormitusventtiilin toisiopuolella vallitsee hydrauliikkaöljyn tankin paine.

Kuten kuvan 37 lohkokaaviosta voidaan huomata, niin mittauslämpötila saavutettaessa voidaan suorittaa dokumentoidut mittaukset. Vasemmalta kolme ensimmäistä mittausparametria ovat paine, tilavuusvirta ja lämpötila. Nämä kolme mittausparametria kuvaavat hydrauliiikkapumpun yli olevaa paine-eroa, pumpun muodostamaa tilavuusvirtaa ja hydrauliiikkaöljyn lämpötilaa. Paineen ja tilavuusvirran mittauksen avulla voidaan muodostaa pQ-käyrä, jossa tilavuusvirta kuvataan paineen funktiona. Lämpötilan mittaaminen on dokumentoinnin kannalta tärkeää mittausten toistettavuuden kannalta. Tilavuusvirran mittausarvoa voidaan käyttää volumetrisen hyötysuhteen määrittämiseen laskennallisesti, kuten kuvasta 42 voidaan havaita. Paineen mittauksen avulla voidaan määrittää mekaanishydraulinen hyötysuhde, kuten kuvasta 42 voidaan havaita.

Ohivuotoa mitataan hydrauliikkapumpun vuotoliitännästä. Lämpötilan kasvaessa dynaaminen viskositeetti pienenee ja aiheuttaa vuotovirtauksen kasvua hydrauliikkapumpussa. Mäntäpumpun kuntoa voidaan arvioida vuotovirtauksen avulla. Mäntäpumpun mäntä ja sylinteri muodostavat keskeisen rengasraon, josta hydrauliiikkaöljyn vuotovirtaus kasvaa dynaamisen viskositeetin pienentyessä. Paine-ero korkeapainepuolen ja kotelopaine puolen välillä vaikuttaa myös mäntäpumpun vuotovirtaukseen. Ohivuodon avulla voidaan myös määrittää laskennallisesti volumetristä hyötysuhdetta, kuten kuvasta 42 voidaan havaita.

Hydrauliikkapumpun momentti voidaan mitata taajuusmuuttajasta tai erillisellä momentianturilla, joka asetetaan testattavan hydrauliikkapumpun ja sähkömoottorin väliin. Hydrauliikkapumpusta mitattavan momentin avulla voidaan määrittää mekaanishydraulista hyötysuhdetta.

Volumetrinen – ja mekaanishydraulinen hyötysuhde määritetään edellä mainittujen mittaus tulosten avulla. Nämä hyötysuhteet eivät vielä kerro hydrauliikkapumpun kokonaishyötysuhteesta. Kokonaishyötysuhde määritetään laskennallisesti edellä mainittujen hyötysuhteiden avulla.



Kuva 42. Hydraulikkapumpun testauksen lohkokaavio.

Hydraulikkamoottorin testauksen lohkokaavio muistuttaa edellä käsiteltyä hydraulikkapumpun lohkokaaviota. Testaus aloitetaan sähkömoottorin käynnistyksellä.

Sähkömoottorin kierrosnopeus asetetaan halutulle tasolla ja oletus kierrosnopeutena käytetään 1480 1/min, joka on sähkömoottorin ominaiskierrosnopeus. Hydraulikkamoottorin testauksessa käytetään vakio ajopumppua, joka on tyypiltään suljetunpiirin pumppu ja kierrostilavuutena on 55 cm³. Teoreettinen tilavuusvirta on kierrosnopeudella 1480 1/min 81,4 l/min. Pumpun kierrostilavuutta säädetään servosäätimellä ja säätimellä voidaan säätää tilavuusvirtaa molempiin painelähtöihin. Kuvasta 43 voidaan havaita kierrostilavuuden säädön toiminta, joka mahdollistaa testattavan hydraulikkamoottorin kierrosnopeuden säädön halutulle tasolle.

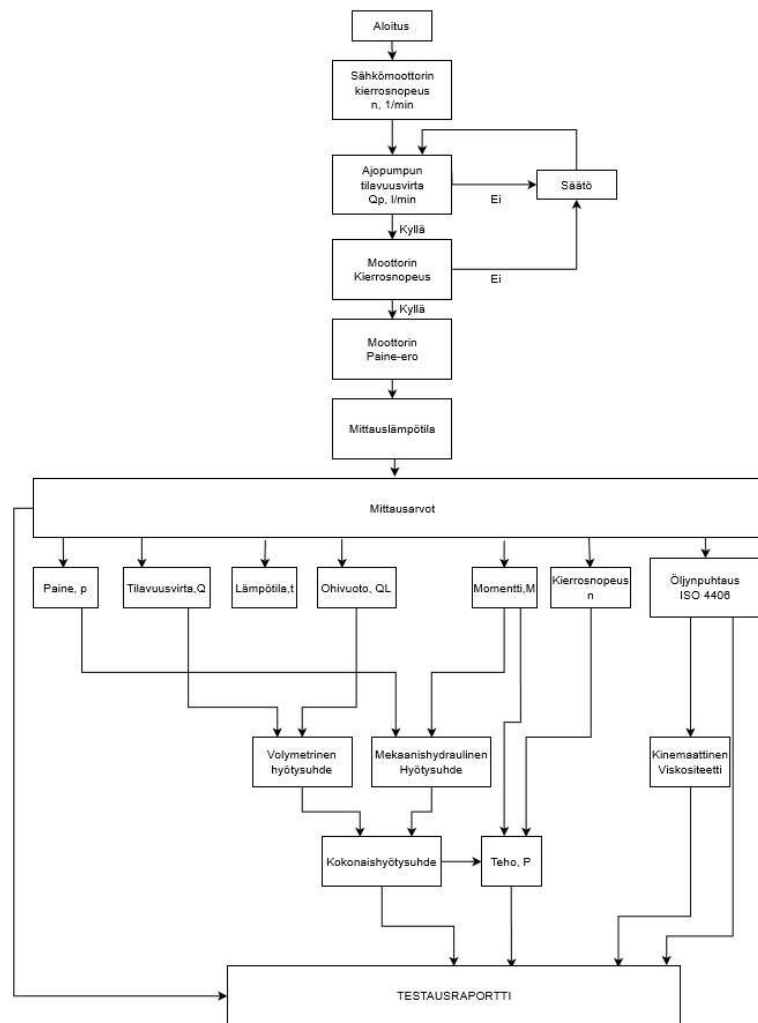
Testattavan hydraulikkamoottorin kierrosnopeuden saavuttaessa halutun tason, niin testattavalla moottorille muodostetaan haluttu paine-ero momentin avulla. Momentti muodostetaan toisiopuolen hydraulikkapumpun avulla, jota kuormitetaan paineenrajoitusventtiilillä. Testauslämpötilan noustua halutulle tasolle suoritetaan tarvittavat mittaukset. Mittaukset suoritetaan 40°C lämpötilassa.

Paine-eron muodostuu hydraulikkamoottorin yli kuormittavan momentin vaikutuksesta. Paine-anturit mittaavat paineita korkeapaine- ja matalapainepuolelta. Moottorin paine-ero nostetaan testauksen vaatimalle tasolle.

Moottorille menevä ja moottorilta tuleva tilavuusvirta mitataan matalapaine- ja korkeapainepuolelta. Vuotovirtaus mitataan hydraulikkamoottorin vuotoliitännästä. Vuotovirtauksen kasvaessa moottorille menevän ja tulevan tilavuusvirran välillä on vuotovirtauksesta aiheutuva ero.

Vuotovirtauksen avulla voidaan määrittää laskennallisesti volumetrinen hyötysuhde, kuten kuvasta 43 voidaan havaita. Lämpötilan kasvaessa dynaaminen viskositeetti laskee ja näin ollen vuotovirtaus lisääntyy.

Moottorin yli olevan paine-eron avulla voidaan määrittää laskennallisesti hydraulikkamoottorin mekaanishydraulinen hyötysuhde. Mekaanishydraulisen hyötysuhteen määrittämiseen tarvitaan myös mittaussparametreista momenttia, joka mitataan suoraan akselilta käyttäen vastaavaa momenttianturia kuin hydraulikkapumpun testauksessa. Kuvan 43 lohkoavioista voidaan havaita Mekaanishydraulisen hyötysuhteen määrittäminen. Kuten hydraulikkapumpun testauksessa todettiin, niin kokonaishyötysuhde voidaan määrittää laskennallisesti volumetrisen – ja mekaanishydraulisen hyötysuhteen avulla laskennallisesti.



Kuva 43. Hydraulikkamoottorin testauksen lohkokaavio.

5.10 Virherajat pumpun – ja moottorin testauksessa

Hydraulikkapumpun ja -moottorin testauksen lohkokaavioissa esiintyi laskennallisesti määritettävät hyötysuhteet mekaanishydraulinen -, volumetrinen -, ja kokonaishyötysuhde. Paine, tilavuusvirta, vuotovirta, momentti, lämpötila ja kierrosnopeus mitataan antureiden avulla. Taulukossa 10 on esitettyinä näiden mittauksien tarkkuus. Tarkkuus on ilmoitettu ns. FS-tarkkuudella ja actual-tarkkuudella. FS-tarkkuus mitataan mittausalueelta ja Actual todellisen mittausarvon mukaan. Tilavuusvirran ja ohivuodon virheet ovat maksimi mittausarvosta laskettu, kuten taulukosta 9 voidaan havaita. Laskennallisesti määritettäville mittausyhtälölle määritetään virhe osittaisderivoinnin kautta. Näin ollen antureiden virheiden lisäksi voidaan mittausyhtälöiden tuloksille myös johtaa virhe. Nämä virheet ilmoitetaan testausraportoinnin yhteydessä.

Taulukko 10. Testauksen antureiden tarkkuudet (Hydac, s.327.) (Hydac, s.325.) (Hydac, s.367) (Kracht, s.4.) (ETH messtechnik gmbh, s.2.)

Anturi	Mittausalue	FS [%]	Actual [%]	Virhe Δ
Paine [bar]	401	0,25		1,0
Tilavuusvirta [l/min]	285		2,00	5,7
Lämpötila [°C]	125	0,80		1,0
Momentti [Nm]	500	0,50		2,5
Ohivuoto [l/min]	64		2,50	1,6

Hydrauliikkapumpun testauksen yhteydessä laskennallisesti määritetään hydraulismekaanisen hyötysuhde.

$$\eta_{mh} = \frac{V_g \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot M} \quad (5.10.1)$$

Mittausyhtälö on esitettyä kaavassa 5.10.1, josta voidaan havaita anturimittauksella saadut arvot. Nämä arvot ovat Momentti M ja paine p . Näiden kahden mittaustuloksen virheet tiedetään. Pumpun kierrostilavuus V_g on vakio, joten osittaisderivointia määritettäessä se on vakio, joka voidaan jättää derivoinnin ulkopuolelle.

$$\Delta\eta_{mh} = \left| \frac{\partial\eta_{mh}}{\partial p} \Delta p \right| + \left| \frac{\partial\eta_{mh}}{\partial M} \cdot \Delta M \right| \quad (5.10.2)$$

Kaavassa 5.10.2 on esitettyä mekaanishydraulisen hyötysuhteen osittaisderivointi. Osittaisderivoinnin tulos on esitettyä kaavassa 5.10.3, josta voidaan havaita Δp ja ΔM , jotka ovat mitatun paineen ja momentin virhe.

$$\Delta\eta_{mh} = \frac{V_g}{2 \cdot \pi \cdot M} \cdot \Delta p + \frac{V_g}{2 \cdot \pi \cdot M^2} \cdot \Delta M \quad (5.10.3)$$

Mekaanishydraulisen hyötysuhteen virhe on $\Delta\eta_{mh}$, joka voidaan havaita kaavasta 5.10.3. Mekaanishydraulisen hyötysuhteen virhettä käytetään testausraportoinnissa.

Hydrauliikkamoottorin testauksessa hydraulismekaaninen hyötysuhde määritetään laskennallisesti käyttäen mittausyhtälöä.

$$\eta_{mh} = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi}{V_g \cdot p} \quad (5.10.4)$$

Kaavasta 5.10.4 voidaan havaita anturimittauksella saadut arvot, jotka ovat momentti M ja paine p . Paine on kahden anturin mittaustuloksen ero, joka ilmoitetaan paine-erona. Näiden antureiden virheet ovat samat, joten virhe on sama kuin yhdellä anturilla mitattaessa. Kierrostilavuutta V_g käsitellään osittaisderivoinnissa vakiona.

$$\Delta\eta_{mh} = \left| \frac{\partial\eta_{mh}}{\partial p} \Delta p \right| + \left| \frac{\partial\eta_{mh}}{\partial M} \cdot \Delta M \right| \quad (5.10.5)$$

Kaavassa 5.10.5 on esitettyä osittaisderivoinnin laskentakaava hydrauliikkamoottorin mekaanishydrauliselle hyötysuhteelle.

$$\Delta\eta_{mh} = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi}{V_g \cdot p^2} \cdot \Delta p + \frac{2 \cdot \pi}{V_g \cdot p} \cdot \Delta M \quad (5.10.6)$$

Kaavassa 5.10.6 on esitettyä osittaisderivoinnin tulos hydraulismekaaniselle hyötysuhteelle, josta voidaan havaita $\Delta\eta_{mh}$, joka on hydraulismekaanisen laskentatuloksen virhe, jota käytetään testausraportoinnissa.

Toinen mittausten perusteella määritettävä laskennallinen hyötysuhde on volumetrinen. Volumetrinen hyötysuhde määritetään antureilta saatavien mittaustietojen avulla. Anturit mittaavat hydrauliikkapumpun muodostamaa tilavuusvirtaa Q ja ohivuoto Q_L koteloliitännästä.

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{Q_L}{Q} \quad (5.10.7)$$

Volumetrinen hyötysuhde määritetään laskennallisesti kaavan 5.10.7 mukaan, josta voidaan havaita vuotovirtauksen Q_L suhde pumpun muodostamaan tilavuusvirtaan Q .

$$\Delta\eta_{vol} = \frac{1}{Q} \cdot \Delta Q_v + \frac{Q_v}{Q^2} \cdot \Delta Q \quad (5.10.8)$$

Kaavassa 5.10.8 on esitettyä osittaisderivoinnin kaava hyötysuhteelle.

$$\Delta\eta_{vol} = \frac{1}{Q} \cdot \Delta Q_v + \frac{Q_v}{Q^2} \cdot \Delta Q \quad (5.10.9)$$

Osittaisderivoinnin tulos on esitettyä kaavassa 5.10.9, josta voidaan havaita volumetrisen hyötysuhteen virhe vuotovirtauksen ΔQ_L ja tilavuusvirran ΔQ avulla.

Hydrauliikkamoottorin laskennallisessa määrittäyksessä käytetään mittausyhtälöä.

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q+Q_L} \quad (5.10.10)$$

Mittaustuloksia saadaan tilavuusvirta-antureilta, jotka mittaavat ohivuotoa Q_L ja moottorille menevää tilavuusvirtaa Q , kuten kaavasta 5.10.10 voidaan havaita. Volumetrinen hyötysuhde hydrauliikkamoottorille määritetään laskennallisesti kaavan 5.10.10 mukaan, josta voidaan havaita tilavuusvirran Q suhde tilavuusvirran Q ja ohivuodon Q_L summaan.

$$\Delta\eta_{vol} = \left| \frac{\partial\eta_{vol}}{\partial Q_L} \Delta Q_L \right| + \left| \frac{\partial\eta_{vol}}{\partial Q} \cdot \Delta Q \right| \quad (5.10.11)$$

Kaavassa 5.10.11 on esitettyä osittaisderivoinnin kaava volumetriselle hyötysuhteelle.

$$\Delta\eta_{vol} = \frac{Q}{(Q+Q_L)^2} \cdot \Delta Q_v + \frac{Q}{(Q+Q_L)^2} \cdot \Delta Q \quad (5.10.12)$$

Kaavan 5.10.11 mukaan laskettu osittaisderivaatan tulos on esitettyä kaavassa 5.10.12, josta voidaan havaita volumetrisen hyötysuhteen virhe, kun huomioon otetaan tilavuusvirran mittauksen virhe ΔQ ja ohivuodon mittauksen virhe ΔQ_L .

Mekaanishydraulisen – ja volumetrinen hyötysuhteen laskennallisen määrittelyn jälkeen suoritetaan kokonaishyötysuhteen määrittäminen laskennallisesti käyttäen mittausyhtälöä.

$$\eta_{kok} = \eta_{vol} \cdot \eta_{mh} \quad (5.10.13)$$

Kaavassa 5.10.13 on esitetty kokonaishyötysuhteen laskentaan käytetty kaava.

$$\Delta\eta_{kok} = \left| \frac{\partial\eta_{kok}}{\partial\eta_{vol}} \cdot \Delta\eta_{vol} \right| + \left| \frac{\partial\eta_{kok}}{\partial\eta_{mh}} \cdot \Delta\eta_{mh} \right| \quad (5.10.14)$$

$$\Delta\eta_{kok} = \eta_{mh} \cdot \Delta\eta_{vol} + \eta_{vol} \cdot \Delta\eta_{mh} \quad (5.10.15)$$

Kaavalle 5.10.14 suoritetaan osittaisderivointi, jolloin saadaan kaavan 5.10.15 mukainen tulos. Näin ollen testauksen kokonaishyötysuhteelle saadaan virhe, jota voidaan käyttää testausraportoinnissa virherajana.

Hydrauliikkapumpun teho määritetään mittausyhtälön avulla. Hydrauliikkapumpun tehoa määritettäessä tilavuusvirta Q ja paine p otetaan huomioon. Mittaustiedot edellä mainituille saadaan antureilta.

$$P = \frac{p \cdot Q}{\eta_{kok}} \quad (5.10.16)$$

Osittaisderivointi suoritettiin kaavan 5.10.16 mittausyhtälölle.

$$\Delta P = \left| \frac{\partial P}{\partial p} \cdot \Delta p \right| + \left| \frac{\partial P}{\partial Q} \cdot \Delta Q \right| + \left| \frac{\partial P}{\partial \eta_{kok}} \cdot \Delta \eta_{kok} \right| \quad (5.10.17)$$

Mittausyhtälön osittaisderivaatan yhtälö on esitetty kaavassa 5.10.17. Kaavasta 5.10.17 on havaittavissa, että muuttujia on kolme kappaletta paine p , tilavuusvirta Q ja kokonaishyötysuhde η_{kok} .

$$\Delta P = \frac{Q}{\eta_{kok}} \cdot \Delta p + \frac{p}{\eta_{kok}} \cdot \Delta Q + \frac{p \cdot Q}{\eta_{kok}^2} \cdot \Delta \eta_{kok} \quad (5.10.18)$$

Osittaisderivoinnin jälkeen tulokseksi saatiin kaavan 5.10.18 mukainen virheyhtälö, josta voidaan laskea tehon P virhe testausraporttiin.

Hydrauliikkamoottorin mekaaninen teho P_{mek} voidaan määrittää laskennallisesti, kun mitaustiedot momentista M ja kierrosnopeudesta n ovat saatavilla antureilta.

$$P_{mek} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M \quad (5.10.19)$$

Hydrauliikkamoottorin mekaanisen tehon mittausyhtälö on esitettyä kaavassa 5.10.19., josta voidaan havaita mitattavat momentti M ja kierrosnopeus n

$$\Delta P_{mek} = \left| \frac{\partial P_{mek}}{\partial n} \cdot \Delta n \right| + \left| \frac{\partial P_{mek}}{\partial M} \cdot \Delta M \right| \quad (5.10.20)$$

Kaavassa 5.10.20 on esitettyä osittaisderivoinnin yhtälö mekaanisen tehon P_{mek} mittausvirheen määrittämiseksi.

$$\Delta P_{mek} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \Delta n + 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \Delta M \quad (5.10.21)$$

Osittaisderivoinnin tulos on esitettyä kaavassa 5.10.21. Mittausvirhe ΔP_{mek} voidaan määrittää tuloksen avulla testausraportointiin.

6 ANALYYSI

Edellisissä kappaleissa käsiteltiin tuloksia sähkökäyttöjen, paineenrajoitusventtiilien, pumpun ohjausten, mittauspisteiden, tiedon siirron, testauksen lohkokaaavion ja mittausyhtälöiden virherajojen näkökulmasta. Simulink:llä suoritettu mallinnus liittyi paineenrajoitusventtiilien tarkasteluun ja pumpun ohjauksen tarkasteluun. Sähkökäyttöjen mitoitus perustui valmistajan olemassa oleviin taulukoihin ja näin ollen jäi vähemmälle tarkastelulle.

Mittauspisteet tarkasteltiin olemassa olevien paikkojen näkökulmasta. Apukoneikon esisuunnittelussa esiin tuomat mittauspisteet olivat uusia ja öljyn puhtauteen liittyvät mittaukset. Tiedonsiirtoa tarkasteltiin Ethercat-väylän topologioiden näkökulmasta ja määritettiin I/O-asetat, HMI, IPC jokaiselle ohjaus- ja mittauspisteelle. Hydraulikkamoottorin ja -pumpun testaukselle määritettiin mittauslohkokaaviot, joiden avulla voitiin määrittää mitausyhtälöt hyötysuhteille ja teholle. Mittausyhtälöiden tarkkuutta käsiteltiin osittaisderivoinnin näkökulmasta, jolloin voitiin muodostaa virheyhtälöt käyttämällä osittaisderivoivia.

Sähkökäyttöjä mitoitettaessa huomioon tulee ottaa käytettävä kuormitustapa. Hydraulikkapumpun momentti teoriassa pysyy samana, vaikka kierrosnopeus vaihtelee. Teho sen sijaan muuttuu, koska tilavuusvirta on yhteydessä kierrosnopeuteen. Mitoitus valmistajan taulukoita käyttämällä voidaan suorittaa tehon näkökulmasta, tosin hydraulikkapumpun maksimi teho täytyy olla tiedossa. Näin ollen Sähkömoottori voidaan mitoittaa maksimi nimellisvirran mukaan. Taajuusmuuttaja voidaan mitoittaa valmistajan taulukon mukaan, kunhan sähkömoottorin koko on tiedossa.

Kuormitusventtiilinä toimivan paineenrajoitusventtiiliä tarkasteltiin hydraulikkapumpun testauksen näkökulmasta. Simulointimallilla simuloitiin käyrät simulointijärjestelmän paineen nousuun ajan suhteen, paineen kehittyminen tilavuusvirran funktiona ja ohjausta jäljittelyvä käyrä. Simulointimallin arvoja jouduttiin muuttamaan näiden kolmen välillä, jolloin virheitä muodostui simuloinnissa kuten väärin puoliempiiristen parametrien $C1$ ja $C2$ käyttöä. Statiikan kautta tarkasteltaessa kahden eri referenssipaineen välillä oli huomattavaa eroa manuaalisesti ohjatun venttiilin paineen ylityksistä, jotka olivat havaittavissa niin ajansuhteen kuin tilavuusvirran funktiona referenssipaineen ollessa 100 bar. Manuaalisesti ohjattu paineenrajoitusventtiili avautui aikaisemmin, kun sitä verrataan proportionaalisesti säädettävään. Proportionaalisesti säädettävällä paineenrajoitusventtiilillä on staattisesti tarkasteltaessa toimivampi staattinen vaste, joka heikentää dynaamista vastetta verrattuna manuaalisesti ohjattuun. Kun referenssipaine nostettiin 200 bar:n tasolle, niin venttiilien avautuminen aikaisemmin tasoittui ja manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin staattinen ominaisuus parantui ja oli parempi proportionaalisesti ohjattuun nähden. Manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin dynaaminen vaste kehittyi huomontuvasti staattisen vasteen perusteella. Referenssipaineen nopea nosto tasolle 200 bar saattaa aiheuttaa testa-

uksessa paineen värähtelyä, kun käytössä on manuaalisesti ohjattu paineenrajoitusventtiili. Tämän kaltainen tilanne täytyisi muodostaa nopealla referenssipaineen muutoksella, mutta testauksessa normaalisti nopea referenssipaineen muutos ei ole tyypillistä. Proportionaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin asettuminen ohjattuun referenssipaineeseen on melkein samat niin 100 bar:lla kuin 200 bar:lla. Sinikäyrää käytettiin simuloimaan ohjaussignaalia venttiileille, joka muodostaa referenssipaineen tason ajan suhteen. Manuaalisesti – ja proportionaalisesti ohjatun venttiilin säätökäyrä oletettiin olevan sama. Nopeassa paineen nousussa manuaalisesti ohjatun paineenrajoitusventtiilin staattinen vaste oli huonompi, kuin proportionaalisesti ohjatulla. Kun referenssipaineen säätöä 0-100 bar:n käytettiin 12,5 s aikana, niin proportionaalisesti ohjatulla on suurempi paineen ylitys huipun kohdalla, kun taas manuaalisesti ohjatulla se pienempi. Tosin paineen ylitys käyttäytyy päinvastaisesti paineenrajoitusventtiileillä.

Hydrauliikkapumpun voimanlähteeksi valittiin 55 kW sähkömoottori. Sähkömoottorin koko toimi rajoittavana tekijänä, kun määritettiin servo- ja proportionaaliohjausta pumpun tilavuusvirralle. Simulink:llä luotiin malli, joka määrittää tilavuusvirran määrän ohjausvirran suhteen, kun rajoittavana tekijänä on sähkömoottorin teho. Tilavuusvirraksi saatiin 99 l/min, kun kierrosnopeutena oli 1480 1/min ja oletus kokonaishyötysuhteena 0,9. Molempien valmistajan pumppujen maksimitilavuusvirta oli 99 l/min. Hyötysuhteen ollessa oletuksena sama, niin odotuksena oli, että maksimi tilavuusvirta oli sama. Taulukoista saadaan maksimi ohjausvirrat, joita voidaan käyttää ohjelmoinnissa rajoittavana tekijänä.

Mittauspisteiden määrittelyn lähtökohtana oli kolme testauspistettä, hydrauliikkapumpun testaus, hydrauliikkamoottorin testaus ja apukoneikko. Olemassa oleva järjestelmä oli hydrauliikkapumpun testaus. Hydrauliikkamoottorin testauslaitteisto on tilattu ennen tämän työn aloittamista. Esisuunnittelu tehtiin apukoneikosta, jolla ohjataan hydrauliikkapumppuja – moottoreita hydraulisesti, käyttäen ohjauspainetta ja säätynyttä ohjauspainetta. Hydrauliikkapumppujen ja moottoreiden paineenmittaus, tilavuusvirranmittaus ja lämpötilanmittaus olivat jo käytössä ennen tämän työn aloittamista. Hydrauliikkapumpun testauksessa käytettävä mittausyksikkö suositellaan siirrettäväksi ennen painesuodatusta johtuen painesuodattimen aiheuttamasta paine-erosta. Apukoneikon paineantureiden sijoituspaikat ovat myös ennen painesuodatusta, johtuen paine-eron syntymisestä. Momentin mittaus on tärkeää niin hydrauliikkapumpun kuin – moottorin testauksessa. Hydrauliikkapumpun tes-

tauksessa on kolme mahdollista mittauspaikkaa mittausyhtälö, taajuusmuuttajan ulostulo ja momenttianturi. Mittausyhtälö ei ole tarkka, koska hydraulikkapumpun häviöt vaikuttavat tulokseen. Momenttianturia suositeltiin käytettäväksi momentin mittauksessa. Mittaustiedon ja ohjaus- lähettäminen suunniteltiin toteutettavaksi väylätekniikalla ja ETHERCAT valittiin suunnitelmaan, koska CAN-väylä todettiin enemmän suuntautuvan ajoneuvotekniikkaan ja Ethercat on enemmän teollisuuskäyttöön. Topologioista tutkittiin rengas- ja linjatopologiaa väylän muodostuksessa. Linjatopologian etuna renkaaseen nähden on se, että kaapeloinnin määrä vähenee. Todettiin myös, että väylä sijoitetaan pieneen testahuoneeseen, jolloin linjatopologian käyttö on sopivaa. Rengastopologia ei ole vikaantumisherkkä, jos verrataan linjatopologiaan, koska linjan katketessa viestisuuntaa voidaan vaihtaa. Koska tila on pieni, niin vika havaitaan, koska I/O-asetat eivät ole hajautettu isolle kentälle. I/O-asetat jaetaan neljään eri osaan, jolloin jokaisella testustoiminnolla on selkeä asemansa. Öljynpuhtauden määrittämiseen valittiin partikkelilaskin, josta saadaan ISO4406 mukaiset mittaustiedot, koska komponenttivalmistajat käyttävät kyseistä mittaustapaa. Viskositeetin määrittäminen mittausyhtälöllä on mahdollista käyttämällä dynaamisen viskositeetin muutosta, kun referenssiviskositeetti ja – lämpötila tunnetaan. Lämpötilakertoimen määrittäminen on haasteellista, koska kirjallisuuden mukaan se vaihtelee välillä $0,036$ ja $0,057 \text{ K}^{-1}$ (Jelali & Kroll, s. 30.). Vertaamalla tuloksia eri lämpötila-alueilta, niin huomattiin tulosten heittelyä, kun verrattiin kirjallisuudesta löydettyään kinemaattisen viskositeetin logaritmiseen käyrään.

Testauksen lohkokaaevioista voidaan nostaa esiin kolme tulosta, jotka ovat mittauslämpötila, mittausyhtälöt ja mahdollisuus automaattiseen testaukseen. Hydraulikkapumpun ja – moottorin testauksessa lohkokaaevion alku on samankaltainen, koska sähkömoottorilla asetetaan kierrokset oikealle alueelle ja näin ollen määritetään tilavuusvirta testauksen kannalta oikeaan arvoon. Testausjärjestelmien lämmittämien oikealle mittausalueelle on toivottavaa, koska viskositeetti laskee voimakkaasti lämpötilan noustessa. Näin ollen testauksen validius säilyy hyvällä tasolla, kun käytössä on vakioitu mittauslämpötila. Hyötysuhteiden määrittäminen niin pumpuille kuin moottoreille tulee mahdolliseksi, koska mekaanishydraulisen hyötysuhteen laskennassa yhtenä suurena oleva momentti voidaan määrittää anturien kautta. Volumetrisen hyötysuhteen laskentaan tarvittavat suureet saadaan myös anturien kautta. Mekaanishydraulisen hyötysuhteen laskennassa käytetty kierrostilavuus voi olla epätarkka mm. silloin kun kierrostilavuutta säädetään. Valmistajien datasivuilla on

löydettävissä tarkka kierrostilavuus maksimituotolle, jolloin voidaan pitää kierrostilavuutta vakiona. Hyötysuhteeseen vaikuttavat paine ja kierrostilavuus (Fonselius, Rinkinen & Viilenius, s. 102). Testauksessa on otettava tämä huomioon ohjelmallisesti. Hydrauliikkamoottorin mekaaninen teho voidaan määrittää käyttämällä antureista saatavaa momentti- ja kierrosnopeustietoa. Näin ollen saadaan käytettyä tarkkaa mittaustietoa. Hydrauliikkapumpun teho voidaan määrittää, kun tiedetään paine-ero, tilavuusvirta ja kokonaishyötysuhde. Laskennallisesti tämä voidaan määrittää, kun tiedetään kokonaishyötysuhde, joka on laskettu volumetrisen - ja mekaanishydraulisen hyötysuhteen avulla.

Hydrauliikkapumpun ja -moottorin testauksessa mittausyhtälöiden käyttö mahdollistaa hyötysuhteiden laskennallisen määrittämisen. Hyötysuhteita ovat volumetrinen-, mekaanishydraulinen- ja edellisistä määritettävä kokonaishyötysuhde. Näiden laskennalliseen määrittämiseen tarvitaan mittaustietoa momentista, paineesta ja tilavuusvirrasta. Edellä mainittujen suureiden laadukas mittaaminen on välttämätöntä, koska mittausyhtälön tarkkuus ei ole näin ollen riittävää. Mittausyhtälölle muodostetaan laskennalliset virheyhtälöt käyttämällä osittaisderivointia. Tuloksista huomattiin, että mittausyhtälöt voidaan muodostaa hydrauliikan perusyhtälöistä ja näin ollen yhtälöille voitiin tehdä osittaisderivointi, jolla varmistetaan yhtälöille virhe. Tosin tulevaisuuden käytännön testausympäristössä tämä vaatii enemmän vielä käytännön testauksia. Mittausyhtälöiden laadukkuus varmistetaan yhtälössä esiintyvien suureiden laadukkaalla ja tarkalla mittauksella.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Hydrauliikkapumppujen ja -moottoreiden testauksessa käytetään oikosulkumoottoria voimanlähteenä. Hydrauliikkapumppu tuottaa tilavuusvirtaa, jota vastustetaan säädettävällä esiohjatulla paineenrajoitusventtiilillä. Hydrauliikkapumppu tuottaa myös tilavuusvirtaa testattavalle hydrauliikkamoottorille. Hydrauliikkamoottorille muodostetaan kuormitusta toisiopiirin avulla, jossa hydrauliikkapumppua kuormitetaan. Parametreja mitataan testauksessa kuten painetta, lämpötilaa, tilavuusvirtaa, öljynpuhtautta ja momenttia. Mitattavien parametrien ja mittausyhtälöiden avulla lasketaan hyötysuhteet ja teho. Mittausyhtälöille muodostetaan virheyhtälöt.

Sähkömoottorin ja taajuusmuuttajan valinta saavutettiin riittävällä tarkkuudella valmistajan taulukkoja käyttämällä. Oikosulkumoottorin sisäisten häviöiden tarkastelu ei tullut kyseeseen, koska se olisi vaatinut laajempaa sähkötekniikan tuntemusta. Taajuusmuuttajan valinnassa tärkeäksi kriteeriksi nousivat ulostulo parametrit kuten kierrosnopeus ja momentti.

Paineenrajoitusventtiili tarkastelussa saatiin muodostettua laskentamalli. Mallin hyödyllisyys paineenrajoitusventtiileitä vertaamalla jäi validiuden kannalta vajaaksi, koska puoliempiiristen parametrien määrittäessä saattaa tapahtua virheitä. Parametrien määrittämisessä käytettiin valmistajan antamaa ominaisuuskäyrästä. Tarkkuuteen vaikutti käyrästöjen eroavaisuudet. Jatkotutkimuksena voisi ottaa huomioon dynaamisen tarkastelun ja yhdistää tulokset käytännön mittaukseen. Mallinnuksen toistettavuuden kannalta tämän työn liitteisiin on liitetty malli ja laskutoimitukset.

Hydrauliikkapumpun säätäessä tilavuusvirtaa proportionaalisäätimen ja servo- avulla voidaan mallintaa, kun huomioon otetaan säätimelle menevä virtaviesti. Molemmille tapauksille saatiin käyrät, joista voidaan havaita sähkömoottorin tehon vaikutus virtaviesteihin. Tätä tietoa voidaan käyttää testausohjelmistoa suunniteltaessa. Mallin herkkyyden kannalta kokonaishyötysuhde on merkitsevä, koska hyötysuhde voi vaihdella eri pumpuilla. Toistettavuuden kannalta malli ja laskut ovat liitettynä liitteisiin.

Mittaustietoa saadaan antureilta testauksen aikana. Mittaustietoa voidaan siirtää kahden eri väylätopologian avulla, jotka ovat linja ja rengas. Linjatopologia on käytännössä riittävä, koska tila on pieni ja vikojen havaitseminen on nopeaa, kun verrataan laajempaan kenttään. Tieto voidaan siirtää IPC:lle ohjelmallisesti käsiteltäväksi. Testaus voidaan suorittaa käyttämällä erikseen laadittua testaus lohkokaaaviota ja näin ollen testauksen toistettavuus paranee.

Öljyn puhtautta voidaan mitata erillisellä partikkeli mittauksella, joka perustuu ISO4406-standardiin ja näin ollen huollon asiakkaille voidaan ilmoittaa öljyn puhtaus tältä osin. Kirjallisuustutkimuksessa selvisi, että tarkempi laboratoriotutkimus tulee kyseeseen, jos vaaditaan tieto vesipitoisuudesta tai partikkeleiden alkuperästä. Viskositeetin määrittäminen ei ole validiuden kannalta relevanttia, koska käyrä ei käyttäytynyt oikeanlaisesti referenssilämpötilojen välissä, kun tuloksia verrataan kirjallisuudesta löydettyyn referenssikäyräs-

töön. Joten ohjelmallisesti sen muodostaminen ei ole tarkkaa. Toistettavuuden kannalta laskutoimitus on esitettyä liitteessä.

Valmistajalta saatujen antureiden tarkkuuksia voidaan käyttää mittauksissa. Mittausyhtälöille täytyy muodostaa erilliset mittausyhtälöt. Kirjallisuuden perusteella mittausyhtälöiden virheiden määrittelyyn voidaan käyttää osittaisderivointia, jolla otetaan huomioon jokaisen anturilla mitatun parametrin vaikutus mittaustulokseen. Näin ollen testausraporttiin voidaan antaa virheet myös mittausyhtälöiltä saatuihin tietoihin.

Sähkökäyttöjen osalta uutta tietoa ei saatu vain käytännönläheinen lähestymiskulma tuli kyseeseen. Paineenrajoitusventtiilin statiikan mallinnuksella voidaan tutkia venttiilin käyttäytymistä, kun kyseessä on hydraulikkapumpun kuormituksen tarkastelu. Mittausyhtälöitä voidaan käyttää tarkkuuksien määrittämiseen hydraulikkahuollon testauksissa, tosin käytännön testauksia täytyy tehdä vielä ennen käyttöönottoa.

1. Liite 1, Puoli-empiriset kertoimet C1 ja C2

```
clear
```

```
clc
```

```
%% Paineenrajoitusventtiilien kertoimet C1 ja C2
```

```
p1 = 205e5;
```

```
pref1 = 200e5;
```

```
p2 = 195e5;
```

```
pref2 = 200e5;
```

```
Q1 = 100/60000;
```

```
Q2 = 200/60000;
```

```
C1 = ((sqrt(p1) * (p2 - pref2) / Q2) - (sqrt(p2) * (p1 -  
pref1) / Q1)) / (-sqrt(p2) / sqrt(p1) + sqrt(p1) / sqrt(p2));
```

```
C2 = ((p1 - pref1) / Q1 - C1 / sqrt(p1)) / sqrt(p1);
```

2. Liite 2, Paineenrajoitusventtiilin mallin alkuarvot

```

clc

clear

%% Arvot
pref_PRV =200e5;
C1_p = 6.3e13;
C2_p = -2.7e6;
C1_m = 7.0e11;
C2_m = 3.2e4;

U = 10; %V
Cv_s = 4.72e-8;

D = 0.025; % Putken halkaisija
V_p1 = ((pi * D^2)/4)*1.5; % 1 Putken tilavuus
V_p2 = ((pi * D^2)/4)*0.5; % 2 Putken tilavuus
V_p = V_p1 + V_p2; % Putkien kokonaistilavuus
d_p = 0.035; % Putken ulkohalkaisija
t = 0.004; % Seinämän paksuus
d_s = d_p - 2*t; % Putken sisähalkaisija
E = 210000e5; % Teräksen kimmomoduuli
B_o = 1500e5; % Öljyn bulkkimoduuli
B_p = (t*E)/d_s; % Putkiston bulkkimoduuli
Cv = (130/60000)/sqrt(10e5);

Be_1=1/B_o + V_p/(V_p*B_p); % Bulkkimoduuli
Be = Be_1^-1

```

3. Liite 3, Viskositeetin määrittäminen laskennallisesti ohjelmointia varten

```

clc

clear

%% Viskositeetti 32 Öljy

%% Kerroin

ro = 870; % VG32 tiheys, kg/m^3
t_r = 40; % Referenssi lämpötila
myy_r40 = 32.2; % Referenssi viskositeetti
t1 = 100; % Lämpötila
myy_100 = 6.4; % Viskositeetti 100 C

%% Käännös Dynaamiseksi viskositeetiksi

eta_r40 = ro*myy_r40; %Dynaamisen viskositeetin
referenssi
eta_100 = ro*myy_100; %Dynaaminen viskositeetti
100C
lamda1 = -(1/(t1-t_r))*log(eta_100/eta_r40); %Lamda-
kerroin
lamda = 0.055;

%% 40 astetta - 100 astetta

t = (40:10:100);

myy = (eta_r40*exp(-lamda1*(t-t_r)))/ro;

%% Kinemaattinen viskositeetti mm^2/s annetussa lämpöti-
lassa 20-100 astetta

```

```
figure(1)
```

```
semilogy(t,myy)
```

```
hold on
```

```
grid on
```

```
title('Laskennallinen kinemaattinen viskositeetti', 'FontSize', 12);
```

```
(jatkuu)
```

(liite 3 jatkoa).

```
legend('Kinemaattinen viskositeetti', 'Location', 'northeast');
```

```
xlabel('Lämpötila (C) ', 'FontSize', 12)
```

```
ylabel('Kinemaattinen viskositeetti (mm^2/s) ', 'FontSize', 12)'
```

LÄHTEET

ABB, 2001. Sähkökäytön mitoitus. Saatavissa: https://library.e.abb.com/public/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/Tekninen_opasnro7.pdf

Agamloh, E. B. 2017. Power and Efficiency Measurement of Motor-Variable-Frequency Drive Systems. IEEE Transactions on Industry Applications, 53(1), pp. 766-773. doi:10.1109/TIA.2016.2602807

Aura, L. & Tonteri, A J. 2000. Teoreettinen Sähkötekniikka. 3. tarkistettu painos. Vantaa: Werner Söderström Osakeyhtiö

Beckhoff. 2020. Saatavissa: <https://www.beckhoff.fi/fi/default.htm?support/training.htm>.

ETH messtechnik gmbh. 2016. Datasheet Torque Transducer DRBK + DRBK-A Torque ranges from 0,5 to 1000 Nm. Saatavilla: https://www.klinger.fi/wp-content/uploads/2016/09/DRBK_DRBK-A.pdf

Fonselius, J. & Rinkinen, J. & Vilenius, M. 2008. Hydrauliiikka II. Tampere 3. painos. Tampereen Yliopistopaino Oy.

Fonselius, J. & Rinkinen, J. & Vilenius, M. 2006. Koneautomaatio Servotekniikka. 2. Painos. Tampereen Yliopistopaino Oy.

Galal Rabie, M. 2009. Fluid Power Engineering. The McGraw-Hill Companies, inc.

Handroos, H. CHAPTER 2: MODELLING AND SIMULATION OF MECHATRONIC MACHINES Ph.D course spring 2010. Lappeenranta. Lecture notes Lappeenranta University of Technology.

Handroos, H. Oppimateriaali Mekatroniikka.

Handroos, H. 2018. Fluid Power Lecture 5: Pumps. Lappeenranta University of Technology.

Hiltunen, E., Linko, L., Hemminki, S., Hägg, M., Järvenpää, E., Saarinen, P., . . . Kärhä, P. (2011). Laadukkaan mittaamisen perusteet. Espoo: Mittatekniikan keskus.

Hitchcox, A. 2004. Flow meter fundamentals. *Hydraulics & Pneumatics*, 58(5), p. 20.

Hydac. 2013. Electronic Pressure Transmitter with HSI Sensor Recognition HDA 4748-H. Saatavilla: <https://www.hydac.com/de-en/products/measurement-display-and-analysis-tools/accessories/hand-measuring-instruments-accessories/accessories-hmg-5x0-2500-30x0-4000/sensors-accessories/hda-4000-h-with-hsi-sensor-recognition/show/Download/index.html>

Hydac. 2013. Electronic Temperature Transmitter with HIS Sensor Recognition. Saatavilla: <https://www.hydac.com/de-en/products/sensors/temperature-sensors/temperature-transmitters/ets-4100/show/Download/index.html>

Hydac. 2018. Flow Rate Transmitter EVS3100. Saatavilla: <https://www.hydac.com/de-en/products/sensors/flow-rate-sensors/flow-rate-transmitters/evs-3100/show/Download/index.html>

Hydraulic fluids. 2010. Controlling contamination in hydraulic fluids. *Filtration and Separation*, 47(3), pp. 28-30. doi:10.1016/S0015-1882(10)70127-0

Jelali, M. & Kroll, A. 2003. Hydraulic servo - systems: Modelling, identification, and control. London: Springer.

Jiang, Y., Zhang, H., Liu, S. & Wang, L. 2011. Research of magnetic suspension technology for the reformation of turbine flow meter.

Kauranne, H. & Kajaste, J. & Vilenius, M. 2003. Hydraulitekniiikan perusteet. 3-6. PAINOS. 2006. Werner Söderström Osakeyhtiö.

Knezic, M., Dokic, B. & Ivanovic, Z. 2010. Topology aspects in EtherCAT networks.

Kracht. Zahnrad-Durchflussmesser Gear Type Flow Meters Débitmètres à engrenages VCA/VCN/VCG. Saatavilla: http://kracht.eu/uploads/tx_ttproducts/datasheet/VCA-VCN-VCG_DE_F-GB_08-16_01.pdf

Kreit, D. 2018. Measuring torque with sensors. *Control Engineering*, 65(3), p. 64.

Liu, J., Li, Y. & Zhao, H. 2010. A Temperature Measurement System Based on PT100.

Masino, 2004, Säätövätuottoinen Mäntäpumppu MA10VO, https://www.masino.fi/wp-content/uploads/2013/06/0204_saatyvatuottoinenMA10VO-1.pdf.

Masino, 2003, Mäntäpumput, https://www.masino.fi/wp-content/uploads/2013/06/0203_mantapumput_OMFB-1.pdf.

Mikkola, A. Modeling of hydraulics. Lappeenranta. Lecture notes Lappeenranta University of Technology.

Morris, A. S. 2001. Measurement and instrumentation principles. Third edition. Oxford: Butterworth-Heinemann.

Mäkelä, M. & Soininen, L. & Tuomola, S. & Öistämö, J. 2002. Tekniikan Taulukkirja. 4 painos. Tammertekniikka.

Ng, F., Harding, J. A. & Glass, J. 2017. Improving hydraulic excavator performance through in line hydraulic oil contamination monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 83(C), pp. 176-193. doi:10.1016/j.ymssp.2016.06.006

Pyrhönen, J., Hrabovcová, V. & Semken, R. S. 2016. Electrical machine drives control: An introduction. Chichester, West Sussex: John Wiley & Sons Ltd.

Rexroth Bosch Group. Axial Piston Variable Pump A11VO Data sheet. Elchingen. Saatavissa: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/myrexroth/mediadirectory?language=en>

GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=92500&search_action=submit

Rexroth Bosch Group. Axial Piston Variable Pump A4VSO, Series 1x and 3x. Saatavissa: https://www.boschrexroth.com/en/xc/myrexroth/mediadirectory?language=en-GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=92050&search_action=submit

RMF Systems. 2020. Condition Monitoring Center. Saatavissa: <https://www.descase.com/products/rmf-solutions/>.

Sauer Danfoss. Series 90 Axial Piston Pumps Technical information. Saatavissa: https://www.bibus.es/fileadmin/editors/countries/bimen/HYDRAULIKA_SILOWA/Dokumenty/Series90AxialPistonPumpsTI.pdf

Simotop. 2016. General Catalogue. Saatavissa: <https://www.konaflex.fi/wp-content/uploads/Simotop-moottorit.pdf>

Sun Hydraulics. 2020. Model RPIC8 Pilot-operated, balanced piston relief main stage with integral T-8A control cavity SERIES 3 / CAPACITY: 380 L/min. / CAVITY: T-16A. Saatavissa: <https://www.sunhydraulics.com/model/RPIC8>

Sun Hydraulics. 2020. Model RPIC Pilot-operated, balanced piston relief valve SERIES 3 / CAPACITY: 380 L/min. / CAVITY: T-16A. Saatavissa: <https://www.sunhydraulics.com/model/RPIC>

Tan, K. K. & Putra, A. S. 2011. Drives and Control for Industrial Automation. London: Springer London.

Valtanen, E. 2005. Tekniikan taulukkokirja. 13. painos. Jyväskylä. Gummerus.

Wang, L. Li, M. Qi, J. & Zhang, Q. 2014. Design Approach Based on EtherCAT Protocol for a Networked Motion Control System. *International Journal of Distributed Sensor Networks*, *10*(2), . doi:10.1155/2014/750601

Wu, B. & Cai, C. 2008. The Hydraulic Pump Performance Test System Based on LabVIEW