Juhani Brax, Antti Hurmelinna

Hydrauliikkajärjestelmän suunnittelu

Opinnäytetyö
CENTRIA AMMATTIKORKEAKOULU
Tuotantotalouden koulutusohjelma
Maaliskuu 2013

TIIVISTELMÄ OPINNÄYTETYÖSTÄ

Yksikkö Ylivieskan yksikkö	**Aika** 8.3.2013	**Tekijä/tekijät** Brax Juhani, Hurmelinna Antti
Koulutusohjelma Tuotantotalouden koulutusohjelma		
Työn nimi Hydrauliikkajärjestelmän suunnittelu		
Työn ohjaaja Tapio Malinen		**Sivumäärä** 52+1
Työelämäohjaaja Janne Kangas		

Opinnäytetyön aiheena oli hydrauliikkajärjestelmän suunnittelu induktiotaivutuskoneelle. Työn tilaajana oli YIT Ylivieskan tehdas, joka on teollisuusputkistoja valmistava yksikkö. Työn tavoitteina oli suunnitella hydrauliikkajärjestelmä, sekä laatia osaluettelo, hydrauliikkakaaviot ja toimintakuvaus. Työssä käydään läpi hydrauliikan teoriaa ja hydrauliikkajärjestelmän eri komponentteja. Tiedot suunniteltavan hydrauliikkajärjestelmän vaatimuksista ja ominaisuuksista saatiin työntilaajalta. Hydrauliikkajärjestelmän suunnittelussa käytettiin AutomationStudio-ohjelmaa, Excel taulukko-laskenta ohjelmaa, AutoCad- ohjelmistoa, hydrauliikkaa käsittelevää kirjallisuutta ja Internet lähteitä. Hydrauliikka komponenttien valinnassa käytettiin valmistajien Internet lähteistä löytyviä tietoja. Suunniteltu hydrauliikkakaaviot simuloitiin AutomationStudio-ohjelmalla onnistuneesti. Työntilaajalle luovutettiin hydrauliikkakaaviot ja osaluettelo uuden hydrauliikkayksikön hankkimisen tueksi.

Asiasanat
Hydrauliikka, Hydrauliikkajärjestelmä

ABSTRACT

CENTRIA UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES	Date 8 March 2013	Author Brax Juhani, Hurmelinna Antti
Degree programme Industrial Management and engineering		
Name of thesis Planning of hydraulic system		
Instructor Tapio Malinen		**Pages** 52+1
Supervisor Janne Kangas		

The topic of this thesis was to plan a hydraulic system for an induction bending machine. The thesis was commissioned by YIT Ylivieska plant. YIT manufactures industrial piping systems in Ylivieska. The aim of thesis was to plan a hydraulic system as well as to list the requisite parts, and to draw up the hydraulic diagram and the performance specification. The thesis contains the theory of hydraulics and the different components of the hydraulic system. The information and details concerning the requirements and properties of the hydraulic system were given by the commissioner of the thesis. Automationstudio planning program, Excel calculation program, literature of hydraulics and Internet resources were used in planning the hydraulic system. Autocad software was used in designing the lay out. The selection of the components was made by using the manufacturers' Internet recourses. The Hydraulic diagrams were simulated successfully using AutomationStudio. The hydraulic diagrams and the list of parts were handed to the commissioner of the thesis to support the implementation of an investment in a new hydraulic unit.

Key words
Hydraulic, Hydraulic system

KÄSITTEET JA SUUREET

$Fluiditekniikka = hydrauliikka, hydrostatiikka, hydrodynamiikka\ ja\ pneumatiikka$

$Väliaine = nestemäinen\ tehon\ siirto\ komponentti\ hydrauliikkassa$

$Korroosio = materiiaalissa\ tapahtuva\ muutos\ ympäristön\ vaikutuksesta$

$Q_{teor} = Teoreetinen\ tilavuusvirta\ [m^3/s]$

$F = voima[N]$

$p = \ paine\ [pa]$

$A = pinta - ala\ [m^2]$

$v = sylinterin\ liikenopeus\ [m/min]$

$A = \ pinta - ala\ [m^3]$

$Fn = nurjahdusvoima\ [N]$

$E = kimmomoduuli\ = 21 * 10^4\ N/mm^2$

$I = \ neliomomentti\ [m^4]$

$l_R = männänvarren\ pituus\ [m]$

$v_{nest.}$ = nesteen virtausnopeus [m/s]

$Pjäähdytys\ = jäähdytysteho\ [W]$

$P_p = hydrauliikkapumppujen\ häviöteho\ [W]$

$k = \ lämmönsiirtokerroin\ [m^2K]$

TIIVISTELMÄ
ABSTRACT
KÄSITTEET

SISÄLLYS

1 JOHDANTO 1

2 HYDRAULIIKAN TAUSTAA 3

3 HYDRAULIJÄRJESTELMIEN KOMPONENTIT 5
3.1 Hydrauliikkapumput 5
3.1.1 Hammaspyöräpumput 5
3.1.2 Mäntäpumput 6
3.1.3 Siipipumput 7
3.2 Hydrauliikkanesteet 8
3.3 Hydrauliikkasäiliöt 9
3.4 Hydrauliikkaletkut ja – putket 10
3.5 Ohjaus- ja säätölaitteet 11
3.5.1 Suuntaventtiilit 11
3.5.2 Paineventtiilit 12
3.5.3 Virtaventtiilit 14
3.6 Hydrauliset toimilaitteet 15
3.6.1 Hydrauliikkamoottorit 15
3.6.2 Hydrauliikkasylinterit 15
3.7 Paineakut 16
3.8 Suodattimet 16
3.9 Lämmönsiirtimet 17

4 HUOLTO 18

5 HYDRAULIIKKAYKSIKÖN SUUNNITTELU 19
5.1 Järjestelmän kuvaus 19
5.2 Taivutussylinterin mitoitus 19
5.3 Säiliön mitoitus 30
5.4 Jäähdytystarkastelu 31

6 KOMPONENTTIEN VALINTA 34
6.1 Säiliö 34
6.2 Hydrauliikkapumput 34
6.3 Putkistot 35
6.4 Venttiili 35
6.5 Pienkoneikko lukitussylintereille 36

7 TOIMINTAKUVAUS 37

8 DOKUMENTOINTI 38
8.1 Hydrauliikkakaaviot 38
8.2 Osaluettelo 48

9 YHTEENVETO **50**

LÄHTEET **52**
LIITTEET

1 JOHDANTO

Tuotannon tehostaminen sekä koneiden ja laitteiden mahdollisimman tehokkaan tuotantokapasiteetin hyödyntäminen on erittäin tärkeää kotimaiselle teollisuudelle. Yleisesti kiristyneen taloudellisen tilanteen ja kilpailukyvyn muutoksen myötä YIT Ylivieskan tehtaalla tuotannon tehostamiseen ja kilpailukyvyn parantamiseen vastataan lisäämällä tuotantokapasiteetin määrää induktiotaivutuskoneella eriyttämällä kaksi induktiotaivutuskonetta toisistaan.

Käytössä olevat Gregson- merkkiset induktiotaivutuskoneet käyttävät samaa hydrauliikkayksikköä, joten taivutuskoneiden samanaikainen käyttö ei ole mahdollista. Induktiotaivutuskoneiden tuotantokapasiteetin noston ja yhtäaikaisen tuotannollisen käytön mahdollistaa Gregson 2”-12” merkkiselle koneelle suunniteltava hydrauliikkayksikkö.

Työn tavoitteena on suunnitella Gregson 2”-12” induktiotaivutuskoneelle erillinen hydrauliikkayksikkö. Työssä määritellään järjestelmässä tarvittavat paineet ja tilavuusvirrat. Kun tiedetään järjestelmän vaatimat paineet ja tilavuusvirrat, määritellään sekä valitaan järjestelmässä tarvittavat komponentit. Määrittelyn ja komponenttivalintojen jälkeen suunnitellaan hydrauliikkajärjestelmän piirikaaviot. Suunnitelman toteuttamiseksi ja kokonaisuuden hahmottamiseksi laaditaan induktiotaivutuskoneesta layout, toimintakuvaus sekä hydrauliikkajärjestelmän osaluettelo. Piirikaaviot suunnitellaan käyttämällä AutomationStudio- suunnitteluohjelmaa.

Aluksi käydään yleisesti läpi hydrauliikan teoriaa. Seuraavaksi käsitellään hydrauliikassa käytettäviä komponentteja. Hydrauliikassa tehtäviä huoltoja käsitellään omana alueenaan. Lopuksi perustellaan suoritettuja valintoja.

Komponenttien valinnassa tärkeänä lähdemateriaalin lähteenä olivat hydrauliikka toimittajien Internet- sivustot sekä suorat kontaktit komponenttitoimittajiin. Hydrauliikan perustietoutta ja teoriaa oli kirjallisuudessa tarjolla runsaasti.

Työnjako opinnäytetyössä jaettiin niin että Juhani Brax vastasi seuraavista osa-alueista, järjestelmän Layout, hydrauliikkakaaviosuunnittelu, toimintakuvausmäärittely, loppu-

yhteenveto. Antti Hurmelinna vastasi hydrauliikkakomponenttivalinnoista sekä pienkoneikon mitoituksesta ja määrittelystä. Yhteisesti suoritettuja osa-alueita opinnäytetyössä oli, järjestelmän alkutietojen kerääminen ja analysointi, teorian käsittely sekä tekninen laskenta.

2 HYDRAULIIKAN TAUSTAA

Hydrauliikan katsotaan kuuluvan fluiditekniikkaan. Fluiditekniikan osa alueita ovat hydrauliikka, hydrostatiikka, hydrodynamiikka ja pneumatiikka. Hydrostatiikassa käytetään paineenalaista nestettä tehonsiirrossa. Järjestelmän tekemä työ tehdään paine-energian avulla. Hydrodynamiikassa tutkitaan liikkuvan nesteen mekaniikkaa. Hydrodynaaminen järjestelmä käyttää hyväkseen nesteen liike-energiaa. Hydrostatiikasta yleisesti käytetään lyhennettä, jota kutsutaan hydrauliikaksi.(www.fluidfinland 2002). Luettu 3.10.2012. Hydrauliset tehonsiirtojärjes-telmät siirtävät mekaanisesti tuotetun energian hydrauliseksi tehoksi. Mekaaninen teho siirretään hydrauliseksi paineeksi ja tilavuusvirraksi. Mekaaninen energia tuotetaan tavallisesti sähkö- tai polttomoottorilla. Toimilaitteet muuttavat hydraulisen energian takaisin mekaanseksi energiaksi. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 170.)

Hydrauliikan etuja on että hydrauliikkajärjestelmillä saadaan aikaan suuria voimia ja momentteja. Voiman, nopeuden ja momentin muuttaminen on helppoa. Pyörivän ja lineaarisen liikkeen toteuttaminen on helppoa. Järjestelmää voidaan ohjata sähköisesti. Toimilaitetta pystytään ylikuormittamaan pysähdyksiin saakka ilman vaurioita. Hydrauliikka mahdollistaa jarruttamisen. Toimilaitteiden voitelu ja jäähdyttäminen tapahtuu hydrauliikkanesteen avulla. Hydrauliikkajärjestelmässä käytettävät komponentit ovat standardoituja. Hydrauliikan haittoja on, että mikään hydrauliikkajärjestelmä ei ole täysin vuotamaton. Pitkän kestoiän ja varmuuden saavuttamiseksi vaaditaan puhdasta järjestelmää. Hydrauliikan haittoja on että pitkillä siirtomatkoilla virtaushävikki on suuri. Hydrauliikkajärjestelmissä käytettävien komponenttien toleranssi vaatimukset ovat tarkat. Järjestelmässä yleensä käytettävät väliaineet ovat ympäristölle haitallisia sekä palavia nesteitä. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 171.)

Hydrauliikkajärjestelmät voidaan jakaa rakenteensa perusteella kahteen eri päätyyppiin, avoimiin ja suljettuihin hydraulijärjestelmiin. Avoimet järjestelmät ovat yleisiä teollisuus käytössä. Avoimessa järjestelmässä öljy imetään pumpulla järjestelmään vapaa-öljysäiliöstä, jonne se myös palaa toimilaitteilta. Pumppu pumppaa tilavuusvirtaa vain yhteen suuntaan, joten toimilaitteiden suunnanvaihto hoidetaan venttiileillä. Suljetussa järjestelmässä öljy palaa toimilaitteen jälkeen pumpun imupuolelle. Pumppu on usein

kahteen suuntaan pumppaava säätötilavuuspumppu, jolloin toimilaitteen suunnanvaihto voidaan tehdä pumpun avulla. (Keinänen ym. 2007, 105.; Hydraulitekniikka 2007, Lappeenrannan teknillinen yliopisto 2007)

3 HYDRAULIJÄRJESTELMIEN KOMPONENTIT

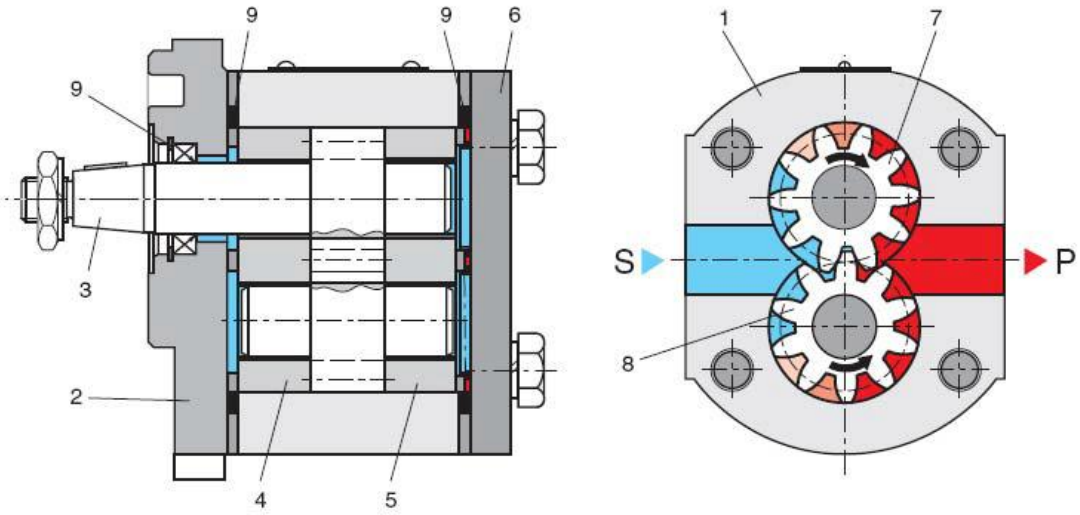
Hydrostaattisessa tehonsiirrossa energiaa muuttavia komponentteja ovat sylinterit, pumput ja moottorit. Näiden komponenttien toiminta perustuu syrjäytysperiaatteeseen, millä tarkoitetaan, että energia muunnetaan muodosta toiseen rakenteen syrjäytyselimien staattisten voimavaikutusten avulla ilman, että dynaamisilla voimilla olisi merkittävää osuutta toiminnassa. (Kauranen, Kajaste & Vilenius 2008, 137.)

3.1 Hydrauliikkapumput

Hydrauliikkapumpun tehtävänä on muuttaa moottorilla tuotettu mekaaninen energia hydrauliseksi energiaksi, tilavuusvirraksi ja paineeksi. Hydrauliikkapumpulle asetetaan eri vaatimuksia, kuten käytettävä neste, painealue, pyörimisnopeus ja tilavuusvirrantuotto. Tämän vuoksi on kehitetty eri pumpputyyppejä. Hydrauliikkapumput jaetaan myös säätötilavuus- ja vakiotilavuuspumppuihin sen mukaan, voidaanko tilavuusvirtaa muuttaa pyörimisnopeutta muuttamatta. (Keinänen, Kärkkäinen, Lähetkangas & Sumujärvi 2007, 108)

3.1.1 Hammaspyöräpumput

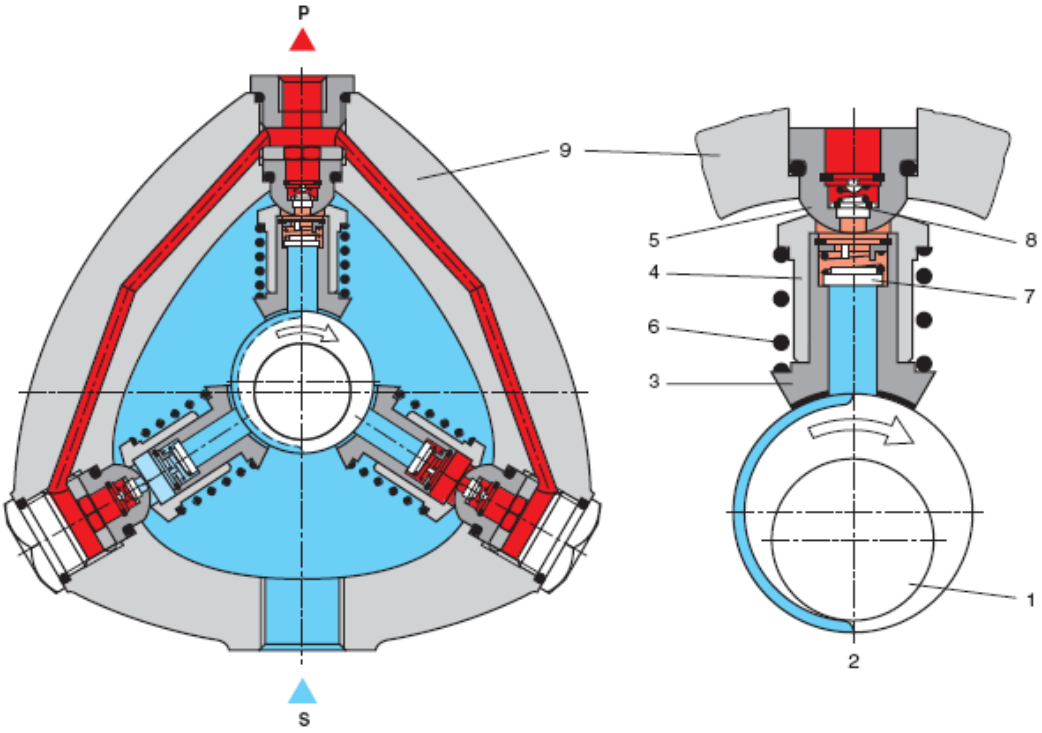
Hammaspyöräpumput ovat vakiotilavuuspumppuja, joita käytettään teollisuudessa ja ajoneuvohydrauliikassa. Hammaspyöräpumput jaetaan ulko- ja sisähammaspyöräpumppuihin. Sisähammaspyöräpumpulla on alhaisempi melutaso, joten niitä käytetään paljon teollisuudessa. Ulkohammaspyöräpumppuja käytetään ajoneuvohydrauliikassa. Hammaspyöräpumpun etuja ovat alhainen hinta, laaja kierrosnopeusalue, korkeahko paine saadaan kevyellä rakenteella ja laaja viskositeetti- ja käyttölämpötila-alue. (Keinänen ym. 2007, 108.)



KUVA 1**.** Ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu (Hydraulitekniikka 2007), (Lappeenrannan teknillinen yliopisto 2007)

3.1.2 Mäntäpumput

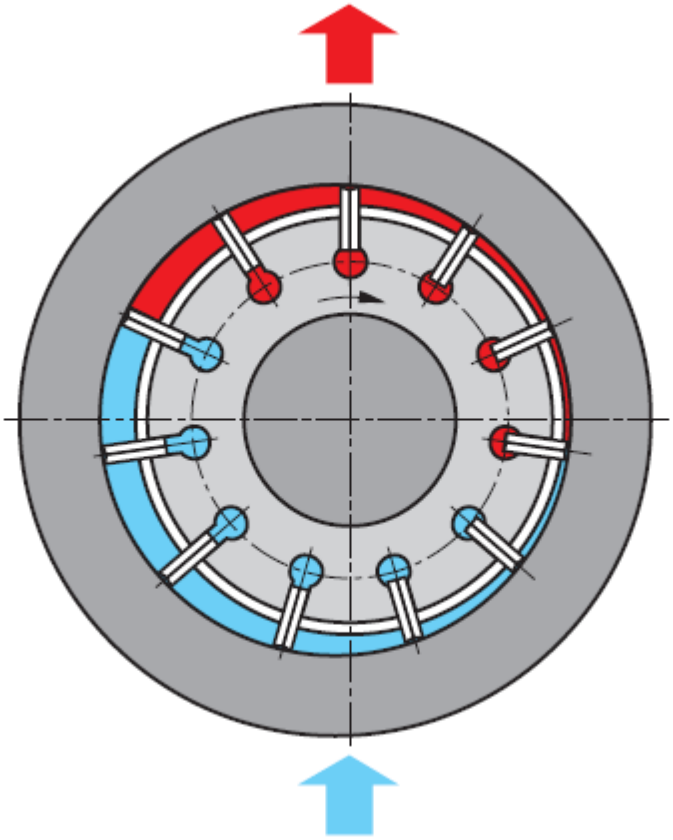
Mäntäpumppuja valmistetaan rakenteeltaan vakio- ja säätötilavuuspumppuina. Mäntien paikoitus määrää pumpputyypin, joita ovat rivi-, radiaali- ja aksiaalimäntäpumppu. Mäntäpumppuja käytetään korkeaa painetta vaativissa hydrauliikkajärjestelmissä. Tyypillisiä käyttökohteita ovat puristimet ja kiinnittimet. (Keinänen ym. 2007, 109.)



KUVA 2. Radiaalimäntäpumppu (Hydraulitekniikka 2007), (Lappeenrannan teknillinen yliopisto 2007)

3.1.3 Siipipumput

Siipipumput ovat säätö- tai vakiotilavuuspumppuja. Siipipumppuja käytetään matala paineisissa hydrauliikkajärjestelmissä. Siipipumput jaetaan yksi- ja kaksikammioisiin pumppuihin. Siipipumpuissa roottorissa oleva siipi kulkee soikion muotoista kammion kehää pitkin. Kammion ja roottorin välinen tilavuus pienenee, joka aiheuttaa nesteen paineen nousun. Säädettävässä siipipumpussa muutetaan tilavuusvirran tarpeen mukaan siiven ja kammion välistä etäisyyttä. (Freitatag 1991, 66-68.)



KUVA 3. Yksikammioinen siipipumppu (Hydraulitekniikka 2007), (Lappeenrannan teknillinen yliopisto 2007)

3.2 Hydrauliikkanesteet

Hydrauliikka nesteiden tarkoituksena hydrauliikkajärjestelmässä on, toimia väliaineena hydraulisessa energian siirrossa pumpulta toimilaitteelle. Hydrauliikkaneste toimii komponenttien voitelussa. Väliaine siirtää jäähdyttimelle tai säiliölle järjestelmän käytöstä syntyneen ylimääräisen lämpöenergian. Hydrauliikkanesteen tarkoituksena on myös, vähentää korroosiota, järjestelmässä esiintyvien partikkelien siirto suodattimelle, järjestelmässä esiintyvien välysten tiivistys. (Koneautomaatio 2009.), (Metropolia 2009.) luettu 9.10.2012

Alkuaikoina käytettiin väliaineena pääasiallisesti vettä. Veden käyttömahdollisuuksia hydrauliikan osa-alueella tutkitaan nykyään hyvin runsaasti, jotta löydettäisiin vesi uudel-

leen ja enenevässä määrin käyttöön. Veden etuna väliaineena voidaan todeta, sen olevan ympäristöystävällinen ja paloturvallinen.

Emulsioksi kutsutaan nesteitä, joilla ei ole taipumusta syttyä tai ylläpitää liekkejä. Emulsio väliaineita käytetään kohteissa missä mineraaliöljyjen käyttö aiheuttaa räjähdys-, tai palovaaran. Ominaisuudet vaihtelevat nesteissä suuresti, mutta lähtökohtaisesti niiden voiteluominaisuudet ovat heikommat kuin kasvi-, ja mineraaliöljyillä.

Mineraaliöljyt ovat yleisimmin käytössä oleva väliaine hydrauliikkanesteissä. Mineraaliöljyt ovat raakaöljypohjaisia öljyjä joiden jalostusaste ja kemialliset rakenteet vaihtelevat. Mineraaliöljyt tarjoavat normaaliolosuhteissa toimivalle järjestelmälle riittävät ominaisuudet. Mineraaliöljyt ovat pääsääntöisesti ympäristölle vaarallisia ja palavia nesteitä. Mineraaliöljyt luokitellaan DIN-normissa 51502 neljään ryhmään, H-, HL-, HLP-, HV -nesteiksi (Keinänen, ym. 2007, 106.; Keinänen & Kärkkäinen 1997, 233.)

Synteettiset nesteet ovat tavallisesti fosfaattiestereitä tai synteettisiä hiilivetyjä. Niiden ominaisuuksia voidaan muuttaa mineraaliöljyjä paremmaksi. Synteettisin menetelmin valmistetut synteettiset öljyt soveltuvat, yleiskäytön lisäksi etenkin vaikeisiin ja poikkeaviin kohteisiin, joissa edellytetään väliaineelta tiettyjä ominaisuuksia. Näistä nesteistä osa voivat olla paloturvallisia, mutta palon tapahtuessa voivat erittää myrkyllisiä kaasuja. (Koneautomaatio 2009.), (Metropolia2009.) luettu 9.10.2012

Kasviöljyperustainen hydrauliikkaöljy on yleensä rypsiöljypohjainen. Kasvisöljynesteet ovat ominaisuuksiltaan verrattavissa mineraaliöljyyn. Voitelukyvyltään kasvisöljynesteet ovat mineraaliöljyjä parempia. Kasviöljyjen perusöljyt ovat myrkyttömiä, mutta niissä käytettävät lisäaineet vaarantavat niiden myrkyttömyyden. Kasviöljyä suositellaan käytettäväksi kaikissa tilanteissa, joissa ympäristön vaarantuminen on suuri. (Keinänen, ym. 2007, 106.)

3.3 Hydrauliikkasäiliöt

Säiliön tehtävänä on varastoida öljyä hydrauliikkajärjestelmän tarpeisiin. Hydrauliikkasäiliön tehtävänä on myös suodattaa hydrauliikkanesteeseen liukenemattomat, liuennet

nesteet ja kaasut. Säiliö valmistetaan teräslevystä ja varustellaan väliseinillä, öljynkulun ohjaamiseksi. Kohteissa, jossa säiliö on korroosioalttiissa olosuhteissa, on käytettävä haponkestävää terästä. (Teollisuushydraulijärjestelmien suunnittelu- ja hankintaohje 2004.), (Promain 2004.). Säilön kapasiteetti määräytyy 3- kertaa suuremmaksi, kuin on hydrauliikkapumppujen nimellinen tilavuusvirta minuutissa, lisättynä putkiston tilavuudella. Säiliö varustetaan täyttö-, tyhjennysaukoilla sekä huohottimen joka sisältää suodattimen. Varusteisiin kuuluu myös öljymäärän tarkkailulasi ja lämpömittari. Hydrauliikkasäiliöiden koko alkaa muutamasta litrasta useisiin tuhansiin litroihin.

3.4 Hydrauliikkaletkut ja – putket

Hydrauliikkajärjestelmissä putkiston tehtävä on siirtää moottorilla kehitetty hydraulinen teho toimilaitteelle ja takaisin säiliöön tai järjestelmän kautta pumpulle. Hydrauliseen tehon siirtoon tarkoitetun putkiston on kestettävä korkeita paineita. Lisäksi putkiston läpimitan on oltava riittävän kokoinen, että se pystyy siirtämään tarvittavan nestemäärän ilman suuria häviöitä. Putkiston on myös kestettävä ulkoisia rasituksia, kuten mekaanista kuormitusta ja hankausta tai kemiallista korroosiota sekä syövyttäviä aineita. Hydrauliikka-järjestelmässä putkistoon käytetään teräsputkia ja hydrauliikkaletkuja sekä kannattimia, kiinnittimiä ja liittimiä. (Keinänen ym. 2007, 121-122.)

Hydrauliikkaletkut toimivat hydrauliikkajärjestelmissä joustavina putkiston osina, hydrauliikkaletkut vaimentavat järjestelmässä mahdollisesti esiintyvät paineiskut. Letkuja käytetään yleensä liikkuvissa työkonehydrauliikkajärjestelmissä, kuten metsäkoneissa ja kaivosteollisuuden laitteissa. Letkut valitaan käyttökohteen mukaan. Letkuja valmistetaan eri käyttötarkoituksiin. Letkut jaotellaan viiteen ryhmään: normitetut -, termoplastiset -, Teflon-, metalli- ja muut letkut. Hydrauliikkaletkun rakenteessa on kolme tai useampia kerroksia. Tyypillisen hydrauliikkaletkun rakenne sisältä ulos on seuraava: sisä-, vahvike-, väli-, vahvike- ja ulkokerros. Sisä- ja välikerroksen materiaali on neopreeni- tai nitriitti-kumi. Vahvikekerrokset ovat teräslankaa, synteettistä kuitua tai puuvillaa. Vahvike-kerroksen tehtävä on antaa letkulle paineen kesto. Ulkokerroksen materiaali on synteet-tinen öljyn, ja säänkestävä kumi. (Keinänen ym. 2007, 122-123.)

Hydrauliikkajärjestelmissä käytettävät putket ovat saumattomia teräsputkia. Saumattomat putket valmistetaan valssaamalla tai hitsaamalla. Teräsputkien materiaalina käytetään haponkestäviä ja ruostumattomia teräksiä. Hydrauliikkaputken paineen kestoon vaikuttaa putken seinämänvahvuus. (Keinänen ym. 2007, 122.)

3.5 Ohjaus- ja säätölaitteet

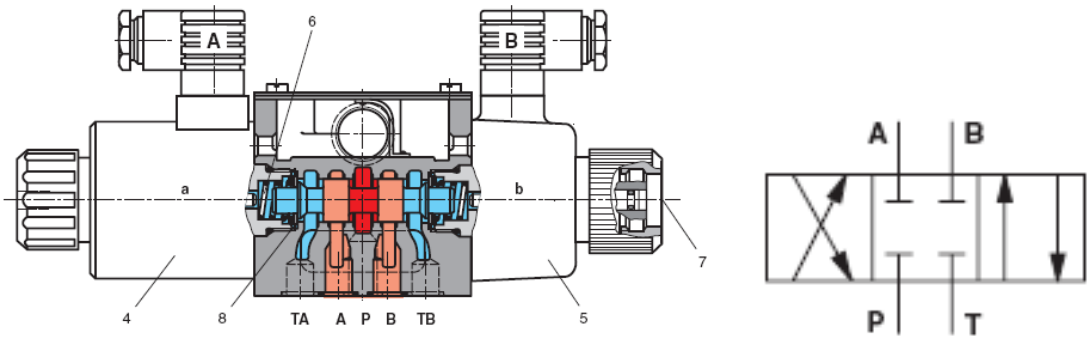
Hydrauliikkajärjestelmissä tarvitaan erilaisia venttiilejä ohjaamaan ja säätämään järjestelmän eri toimintoja. Hydrauliikkajärjestelmissä säädetään tilavuusvirran suuntaa, suuruutta ja painetta. Paineen säädöllä vaikutetaan saavutettaviin voimiin ja momentteihin. Tilavuusvirralla vaikutetaan toimilaitteiden nopeuksiin. Myös kaikki järjestelmät on suojattava ylipaineen aiheuttamalta rikkoutumiselta. Edellä mainittuja toimintoja toteutetaan käyttämällä venttiilejä, jotka ovat jaoteltu käyttötarkoituksensa mukaan: paine-venttiilit, virtaventtiilit, suuntaventtiilit, vastaventtiilit erikois-venttiilit. Venttiilien ryhmittely voidaan tehdä myös sisäisen rakenteen mukaan, tällöin venttiilit jaetaan luisti-, istukka-, ja kiertyvä- karaisiin venttiileihin.

Yleisimpiä ovat luistirakenteelliset venttiilit, koska niiden avulla voidaan helposti tehdä monikanavaisia venttiileitä. Luistiventtiileille on tyypillistä tietty välysvuoto. Istukkaventtiilit ovat puolestaan hyvin tiiviitä venttiileitä.. Kolmas mahdollinen ryhmittely tapahtuu venttiilien ulkoisen rakenteen mukaan. Ulkoisen rakenteen perusteella venttiilit ryhmitellään, pohjalaattaasenteisiin venttiileihin, putkistoasenteisiin venttiileihin, patruuna-venttiileihin sekä lohkoventtiileihin. (Koneautomaatio 2009., Metropolia 2009; Keinänen & Kärkkäinen 2009; Keinänen 2007,112.)

3.5.1 Suuntaventtiilit

Suuntaventtiileitä käytetään tilavuusvirran ohjaamiseen toimilaitteille. Suuntaventtiileillä voidaan ohjata väliaineen virtausta myös toiseen järjestelmään tai kytkeä pumpun ns. vapaakierrolle. Rakenteellisesti suuntaventtiilit ovat useimmiten aksiaaliluistityyppisiä. Jos venttiilin tulee olla vuodoton, niin järjestelmässä voidaan käyttää istukkaventtiileitä.

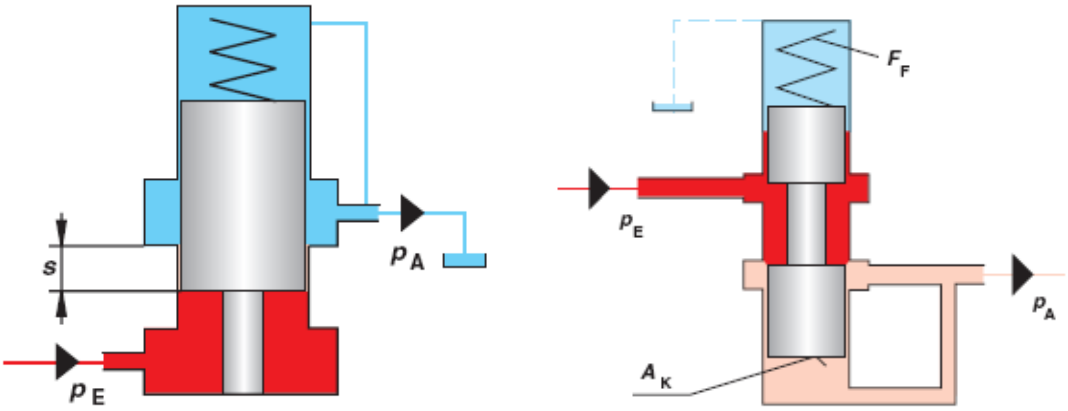
Venttiilit voi olla myös kiertoluistityyppinen. Tällöin ne ovat yleensä manuaalisesti ohjattuja. Venttiilin sisällä on kara tai luisti, jota siirtämällä erilaiset kytkennät saadaan aikaan. Kara ja sen aikaansaama kytkentä ilmaistaan symboleilla. Venttiilit nimetään 2/2-, 3/3, 4/3-venttiiili nimityksillä. Ensimmäinen numero tarkoittaa liityntöjen määrää ja toinen kytkentäasentojen määrää. Suuntaventtiilejä voidaan ohjata sähköisesti, manuaalisesti, hydraulisesti, mekaanisesti ja pneumaattisesti. Manuaalinen ohjaus tarkoittaa karan siirtämistä lihasvoimalla. Mekaanisessa ohjauksessa karaa voidaan siirtää esim. vipu-mekanismin avulla. Pneumaattisessa ja hydraulisessa ohjauksessa karaa siirretään paineen avulla haluttuun suuntaan. Teollisuudessa yleisesti käytetään sähköstä -, hydraulista -, tai pneumaattista suuntaventtiilin ohjaustapaa. (Hydrauliikka 1 2009.), (Metropolia 2009.)



KUVA 4. Suoraanohjattu 4/3-suuntaventtiili ja toimintakaavio (Hydraulitekniikka 2007), (Lappeenrannan teknillinen yliopisto 2007)

3.5.2 Paineventtiilit

Paineventtiilejä ovat paineenrajoitusventtiilit, paineenalennusventtiilit ja paineohjaus-venttiilit. Paineventtiilejä käytetään hydrauliikkajärjestelmän paineen säätöön ja toiminnan ohjaamiseen. Painetta säätämällä voidaan vaikuttaa toimilaitteista saataviin voimiin tai momentteihin. Toiminnan ohjaamisella tarkoitetaan esim. sylintereiden liikejärjestyksen säätämistä tai hydrauliikkapumpun säätö vapaakierrolle. Paineventtiilit voidaan luokitella rakenteensa mukaan joko istukka-, tai luistityyppisiin. Paineventtiilit ovat rakenteeltaan monostabiileja eli niissä oleva jousi ohjaa ne lepoasentoon silloin, kun riittävän suurta ohjauspainetta ei ole. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 223.)



KUVA 5. Paineenrajoitus- ja paineenalennusventtiilin periaate (Hydraulitekniikka 2007), (Lappeenrannan teknillinen yliopisto 2007)

Paineenrajoitusventtiiliä käytetään jokaisessa hydrauliikkajärjestelmässä. Paineenrajoitusventtiilin tarkoituksena on rajoittaa järjestelmän paine tietylle ennakkoon määritellylle maksimitasolle ja näin ollen suojata järjestelmän komponentteja hallitsemattoman paineen nousun aiheuttamilta vaurioilta ja hydrauliikkapumpun kytkeminen tarvittaessa vapaakierrolle. Paineenrajoitusventtiilit ovat rakenteeltaan normaalisti suljettuja venttiileitä ja ne saavat ohjauspaineensa sisäisesti venttiilin tuloliitännästä. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 224.)

Hydrauliikkajärjestelmässä, jossa tarvitaan alhaisempaa painetta kuin muussa järjestelmässä, voidaan alennettu paine aikaansaada paineenalennusventtiilillä. Paineenalennusventtiilin tehtävänä on estää lähtöpaineen nousun tietyn arvon yläpuolelle. Paineenalennusventtiili voi olla rakenteeltaan suoraan ohjattu tai esiohjattu. Paineenalennusventtiili saa ohjauspaineen lähtöpuolen paineesta. Paineenalennusventtiilit ovat tavallisesti tyypiltään normaalisti avoimia venttiilejä. Muita paineenalennusventtiili tyyppejä ovat paine-ero ja painesuhdeventtiilit. Kyseisissä paineenalennusventtiileissä ei toisiopainetta pyritä pitämään vakiona, vaan sen suuruus riippuu ensiöpaineen suuruudesta. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 224-225.)

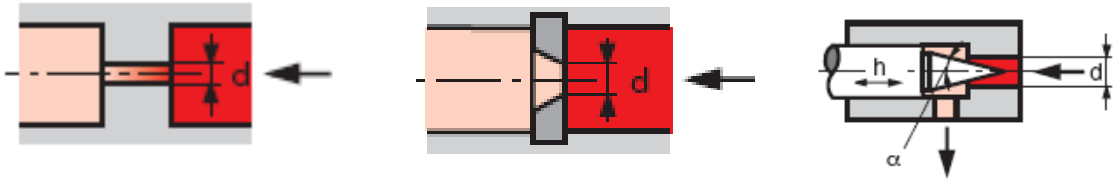
Paineenohjausventtiilit sijaitsevat hydrauliikkajärjestelmän päävirtauksessa. Paineenohjausventtiilin tehtävänä on kytkeä toinen järjestelmä päälle tai pois, kun asetettu painetaso saavutetaan. Paineenohjausventtiilit jaetaan sovelluksensa mukaan sekvenssi-, vapaa-

kierto-, esijännitys-, ja jarruventtiileihin.(Geis 1991, 226.). Sekvenssi-venttiileillä ohjataan hydrauliikkajärjestelmän toimilaitteiden toimintajärjestystä. Vapaakiertoventtiilejä käytetään ohjaamaan hydrauliikkapumpun tai pumppujen tuotto takaisin säiliöön, kun tuottoa ei hydrauliikkajärjestelmässä tarvita. Vapaakiertoventtiilejä käytetään hydrauliikka-järjestelmässä myös paineakkujärjestelmien yhteydessä. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 225-226.)

3.5.3 Virtaventtiilit

Hydrauliikkajärjestelmissä on usein tarpeen säätää toimilaitteiden liikenopeutta. Säädön toteuttaminen edellyttää tilavuusvirran muuttamista. Virtaventtiilillä voidaan tilavuusvirtaa suurentaa tai pienentää muuttamalla nesteen virtauspoikkipinta-alaa kuristuskohdassa. Virtaventtiileissä säätö tapahtuu häviönsäätönä, jossa käyttämättömäksi jäänyt osa tilavuusvirrasta ohjataan tavallisesti paineenrajoitusventtiilin kautta takaisin säiliöön. Virtaventtiilit jaotellaan toimintatyyppinsä mukaisesti kolmeen erilliseen ryhmään, jotka ovat, virtavastusventtiili, virransäätöventtiili ja virran-jakoventtiili. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 228.; Geis 1991, 241)

Virtavastusventtiileissä tilavuusvirran säätö perustuu venttiilin virtauspoikkipinta-alan säätöön. Tilavuusvirran suuruus riippuu paine-erosta venttiilin kuristuksen yli. Kyseinen venttiili soveltuu kaksitoimisen sylinterin nopeuden säätöön. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 230.)



KUVA 6. Virtavastusventtiileitä, laminaarinen ja turbulenttinen kuristus sekä neulaventtiili (Hydraulitekniikka 2007), (Lappeenrannan teknillinen yliopisto 2007)

Virransäätöventtiileissä voidaan venttiilin kuristuksen poikkipinta-alaa säätää. Virransäätöventtiileillä voidaan säilyttää haluttu liikenopeus kuormituksesta ja paineen vaihtelusta riippumatta. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 230.)

Virranjakoventtiilin tehtävänä on jakaa venttiilille tuleva virtaus kahteen vakiosuhteiseen lähtövirtaukseen. Yleensä virtaus jaetaan tasan molempien virtauskanavien kesken, mutta jakosuhde voi olla jokin muukin. Virranjakoventtiilit on jaettu kolmeen eri ryhmään toimintansa mukaisesti. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 231.)

3.6 Hydrauliset toimilaitteet

Toimilaitteilla tarkoitetaan laitteita, jolla hydraulinen teho muutetaan mekaaniseksi energiaksi. Toimilaitteita ovat sylinterit ja hydrauliikkamoottorit. Myös lisäksi on erikoisempia toimilaitteita, jotka kuitenkin useimmiten perustuvat jollakin tapaa hydrauliikkasylinteriin tai -moottoriin toimintaperiaatteelle. (Koneautomaatio 2009.), (Metropolia2009)

3.6.1 Hydrauliikkamoottorit

Hydrauliikkamoottorit muuttavat hydrauliikkaenergian takaisin mekaaniseksi energiaksi. Hydrauliikkamoottoreissa on suuri joukko erilaisia rakenneperiaatteita sekä tyyppejä. (Freitag, 1991, s. 75) Hydrauliikkamoottoreista vain harvat sopivat käytettäväksi hyvin pienillä että myös suurilla yli 1000 r/min. pyörimisnopeuksilla. Hydrauliikkamoottorit ovatkin siksi jaoteltu kolmeen erilliseen ryhmään: Hidaskäyntiset hydrauliikkamoottorit (0...500 r/min), keskinopeusalueen moottorit (500..2500 r/min), sekä nopeakäyntiset hydrauliikkamoottorit (2500....). (Koneautomaatio 2009.), (Metropolia2009)

3.6.2 Hydrauliikkasylinterit

Sylinterit muuttavat hydraulisen energian mekaaniseksi energiaksi. Sylinterien tuottama teho on mekaanista, edestakaista lineaariliikettä. Toimintansa mukaan sylinterit voidaan

jakaa kolmeen erilliseen ryhmään, yksitoimiset sylinterit, kaksitoimiset sylinterit ja erikoissylinterit. Yksitoimiset sylinterit toimivat hydraulisesti vain yhteen suuntaan. Sylinterin paluuliike tapahtuu ulkoisen voiman, männän oman painon tai jousen avulla. Yksitoimisessa sylinterissä on yksi tehollinen pinta-ala. Kaksitoimisissa sylintereissä molemmat liikesuunnat toteutetaan hydraulisesti, jolloin työliike on kaksisuuntainen. Kaksitoimisessa sylinterissä on kaksi joko saman tai erisuuruista vastakkain vaikuttavaa pinta-alaa. Kaksitoiminen sylinteri voi siirtää molemmissa iskusuunnissa veto- ja puristusvoimaa. Kaksitoimiset sylinterit jaetaan kahteen ryhmään: differentiaali- ja symmetrisiin sylintereihin. Erikoissylintereitä ovat teleskooppisylinterit, differentiaalisylinterit, uppomäntäsylinterit ja asentoantureilla varustetut sylinterit. (Keinänen & Kärkkäinen 2009, 225.; Schwab 1991, 123.)

3.7 Paineakut

Paineakkujen tehtävänä on ottaa vastaan ja varastoida hydrauliikkapumpulta saatua paine-energiaa ja luovuttaa sitä, kunnes sitä tarvitaan järjestelmässä uudelleen. Paineakkuihin voidaan varastoida kolmella eri tavalla, massaa nostamalla, kaasun tilavuutta muuttamalla sekä jousta jännittämällä. Paineakuista on nykyisin käytössä vain kaasun tilavuuden muutokseen perustuvia paineakkuja. Paineakut rinnastetaan paineastioihin, joten niitä sitoo paineastialainsäädäntö. (Keinänen & Kärkkäinen 1997, 135.)

3.8 Suodattimet

Hydrauliikkajärjestelmässä käytettävän väliaineen eli nesteen epäpuhtaudet voidaan määritellä kolmeen eri luokkaan: partikkelit, vesi ja ilma. Hydrauliikkajärjestelmässä käytettävillä suodattimilla voidaan poistaa kiinteitä likapartikkeleja, mutta kaasumaisiin ja nestemäisiin epäpuhtauksiin suodattimilla ei voida vaikuttaa. Suodattimet jaotellaan niiden rakenteen mukaisesti joko kerrossuodattimiin tai pintasuodattimiin. Pintasuodattimet on valmistettu tiheästä verkosta ja näin ollen reiän koko määrää, kuinka suuri partikkeli pääsee suodattimesta läpi. Pintasuodattimien likakapasiteetti on pieni. Kerrossuodattimet on valmistettu huokoiseste kuitukerroksesta. Kerrokset on valmistettu yleensä pronssista, selluloosasta tai lasikuidusta. Kerrossuodattimilla on erittäin suuri liansietokapasiteetti.

Hydrauliikkajärjestelmässä käytettäviä suodatintyyppejä ovat painesuodattimet, imusuodattimet, paluusuodattimet, sivuvirtaussuodattimet, täyttösuodattimet, huohotinsuodattimet. (Keinänen & Kärkkäinen 1997, 146, 151.)

3.9 Lämmönsiirtimet

Hydrauliikkajärjestelmän toimivuuden kannalta on oleellista että hydrauliikkajärjestelmän käyttölämpötilat pysyvät optimaalisina. Nesteen pitäminen optimilämpötilassa parantaa sekä hyötysuhdetta, voitelukykyä, estää öljyn liian aikaisen vanhenemisen, vähentää vuotoja, estää tiivisteiden kulumisen. Optimaalisen käyttölämpötilan etuina saavutetaan luotettava, häiriötön ja hyvän hyötysuhteen omaava järjestelmä. Kun halutaan järjestelmän toimivan tietyssä lämpötilassa, joudutaan käyttämään lämmönhallinnassa sekä lämmittimiä että jäähdyttimiä. Lämmittimillä lämmitetään neste lämpimäksi haluttuun lämpötilaan ja näin estetään mahdollinen kavitaatioilmiö imuputkessa. Kavitaatio saattaa aiheuttaa pumpun rikkoutumisen. Jäähdyttimillä nimensä mukaisesti jäähdytetään järjestelmässä kiertävää nestettä. (Keinänen & Kärkkäinen 1997, 117, 156-157.)

4 HUOLTO

Hydrauliikkajärjestelmän huollossa vaihdetaan suodattimet ja hydrauliikkaneste. Hydrauliikkanesteen vaihto tehdään, jos nesteen tilavuus on pieni. Nestetilavuuden ollessa suuri hydrauliikkanesteen puhtauden voi tarkistaa järjestelmästä otetusta näytteestä, joka tutkitaan laboratoriossa. Tutkimuksessa selviää hydrauliikkanesteen epäpuhtauksien määrä joka määrittää, onko neste syytä vaihtaa. Hydrauliikkanesteen puhtaus voidaan mitata myös suoraan järjestelmästä. Järjestelmään liitettävistä mittalaitteista saadaan selville hydrauliik-kanesteessä olevien epäpuhtauksien määrä. Huollossa puhdistetaan lämmön-siirtimet hydrauliikkanesteen jäähdytyksen varmistamiseksi. Hydrauliikkajärjestelmän venttiilit puhdistetaan tarvittaessa, jos järjestelmä ei toimi suunnitellusti. Huollossa tarkistetaan putkisto mahdollisten vuotojen paikallistamiseksi ja korjaamiseksi. Paineakkujen toiminta tarkistetaan myös huollon yhteydessä. (Keinänen ym. 2007, 142-145.)

5 HYDRAULIIKKAYKSIKÖN SUUNNITTELU

5.1 Järjestelmän kuvaus

Hydrauliikkajärjestelmä toteutetaan avoimenpiirin periaatteella. Hydrauliikkajärjestelmässä on neljä eri paine, tilavuusvirralla olevia piirejä. Suunnitellun järjestelmän paineet, tilavuusvirrat ovat 400 bar /1,7 l/min., 210 bar /1,7 l/min., 180 bar /27 l/min ja 50 bar /58 l/min. Painelinjat jakautuvat käyttötarkoituksen mukaan niin, että 400 bar:in painetta käytetään induktiotaivutuskoneella lukitussylintereiden ohjaukseen. 210 bar:in paine on käytössä vain taivutussylinerillä, kun työliike on käytössä. 180 bar:in paineella ohjataan induktiotaivutuskoneen muita toimilaitteita. Pikaliikkeen ohjaukseen käytetään, 50 bar:in painetta, millä ohjataan taivutussylinterin pikaliikettä. Järjestelmässä on kaksi erillistä hydrauliikkayksikköä, jotka koostuvat hydrauliikkahuoneeseen sijoitettavasta yksiköstä sekä taivutuskoneen läheisyyteen sijoitettavasta lukitusyksiköstä.

5.2 Taivutussylinterin mitoitus

Sylinterin liikenopeus riippuu siihen tuodun tilavuusvirran ja tehollisen männän pinta-alasta. Taivutussylinterin pikaliikkeen nopeudeksi oli ennalta määritelty 5,1 m/min., kun pikaliikejärjestelmän paine on 50 bar. Taivutussylinterin työpaine on 210 bar ja liikenopeus taivutuksen aikana max.120 mm/min. Hydrauliikkasylinterin halkaisija oli 120 mm., männänvarren ollessa 80 mm.. Työliike suoritettaan sylinterin plus liikkeellä eli mäntä työntyy ulos.

Häviöttömän sylinterin männän halutaan liikkuvan tietyllä nopeudella, sille lasketaan teoreettinen tilavuusvirta seuraavasta kaavasta 1. (Kauranen, Kajaste & Vilenius 2008, 472.)

$$Q_{teor} = A * \mathrm{v} \quad (1)$$

$Q_{teor} = Teoreetinen\ tilavuusvirta\ [m^3/s]$

$Q_{teor} = Teoreetinen\ tilavuusvirta\ [m^3/s]$

$$Q_{teor} = 0{,}01131m^2 * 5{,}1m/min$$

$$Q_{teor} = 0{,}057681\ m^3/min$$

$$Q_{teor} = 57{,}681\ l/min$$

Teoreettiseksi tilavuusvirraksi saadaan 58 L/min., jolla saadaan toteutettua taivutus-sylinterin pikaliike, kun syliterin tavoite nopeus on 5,1 m/min. Tilavuusvirta määrittää pikaliikkeelle valittavan hydrauliikkapumpun.

Induktiotaivutuskoneella taivutussylinterin pikaliike on rajoitettu 50 bar:iin eli 5000000 Pa:iin. Taivutussylinterin männänhalkaisijan ollessa 120 mm, joten tehollinen pinta-ala on 0,01131m^2. Taivutussylinterin maksimivoima maksimipikaliikepaineella saadaan kaavasta 2. (Kauranen, Kajaste & Vilenius 2008, 475.)

$$F = p * \mathrm{A} \quad (2)$$

$F = voima[N]$

$p = maksimi\ paine\ [pa]$

$A = pinta - ala\ [m^2]$

$$F = 5000000\ Pa * 0{,}01131\ m^2$$

$$F = 56550\ N$$

$$F = 57kN$$

Pikaliikkeen maksimivoimaksi saadaan 57kN, mikä on riittävä käyttötarkoitukseen.

Induktiotaivutuskoneella taivutussylinterin työpaine on rajoitettu 210 bar:iin eli 21000000 *Pa:iin*. Taivutussylinterin männänhalkaisijan ollessa 120 mm, joten tehollinen pinta-ala on $0{,}01131m^2$. Hydrauliikkasylinterin maksimivoima maksimityöpaineella saadaan kaavasta;

$$F = p * \mathrm{A} \quad (2)$$

$F = voima[N]$

$p = maksimi\ paine\ [pa]$

$A = pinta - ala\ [m^2]$

$$F = 21000000pa * 0{,}01131m^2$$

$$F = 237510N$$

$$F = 237{,}5kN$$

Taivutussylinterin työliikkeen maksiminopeudeksi on tilaaja halunnut 120 mm/ min., taivutussylinterin männänpinta-alan ollessa $0{,}01131m^2$ ja tilavuusvirran(Q_{teor}) ollessa 1,7 L/min (≈ 2,83*10^{-5}m^3/s) työliikkeen aikana. Laskemalla kaavasta (3) saadaan laskettua, liikkuuko sylinteri riittävällä nopeudella annettuun arvoon nähden. (Kauranen, Kajaste & Vilenius 2008, 478.)

$$v = \frac{\mathrm{Q}}{\mathrm{A}} \quad (3)$$

$v = sylinterin\ liikenopeus\ [m/min]$

$Q_{teor} = Teoreetinen\ tilavuusvirta\ [m^3/s]$

$A = männän\ pinta - ala\ [m^3]$

$$v = \frac{0{,}28 * 10^{-4} m^3/s}{0{,}01131m^2}$$

$$v = 2{,}47569 * 10^{-3}\ [m/s]$$

$$v = 2{,}47569 * 10^{-3} * 60\ [m/min]$$

$$v \approx 149\ [mm/min]$$

Todetaan, että sylinterin liikenopeus riittää vaaditulle nopeudelle.

Hydrauliikkasylinterin nurjahdus. Jos järjestelmässä käytetään hydrauliikkasylintereitä, on suoritettava nurjahduslaskelma. Nurjahduslaskelmalla tutkitaan, kestääkö männänvarsi taipumatta, kun siihen kohdistetaan maksimikuormitus. (Kauranen, Kajaste & Vilenius 2008, 479.)

$$Fn = \frac{\pi^2 * \mathrm{E} * \mathrm{I}}{{\mathrm{l}_R}^2} \quad (4)$$

$E = kimmomoduuli\ = 21 * 10^4\ N/mm^2$

$I = männänvarren\ neliomomentti\ [m^4]$

$l_R = männänvarren\ redusoitu\ pituus\ [m]$

Männänvarren neliömomentin I suuruus riippuu sauvan poikkileikkauksen muodosta ja mitoista. Sauvan poikkileikkauksen ollessa ympyrä on käytettävä alla olevaa kaavaa (5). (Keinänen & Kärkkäinen 1997, 259.)

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (5)$$

$d = männänvarren\ halkaisia$

$$I = \frac{\pi * 80^4}{64}$$

$d = 80mm$

$$I = 2010619{,}298$$

Sijoittamalla kaavaan saadaan laskettua hydrauliikkasylinterin nurjahduslaskelma Kaava (4) on seuraava;

$$Fn = \frac{\pi^2 * (21 * 10^4) * 2010619{,}298}{6400^2}$$

$$Fn = 101739N$$

$$Fn = 101{,}7kN$$

Teoreettinen laskenta osoittaa, että ei ole mahdollista käyttää näin suurta hydrauliikka-painetta. Sylinteri on tuettu niin että se kulkee kahden liukukiskon välissä, näin ollen se on tuennaltaan poikkeuksellinen ja koska konetta on käytetty aiemmin, että järjestelmä kestää kyseisen paineen rikkoutumatta. Sylinterillä on käytössä kaksi liukukiskoa, jotka pitävät sylinterin liikeradan stabiilina. Taivutuskoneen valmistaja lupaa työsylinterin sallituksi maksimi paineeksi 220 baaria.

5.3 Lukitussylintereiden mitoitus

Lukitussylintereiden mitoituksessa määritellään vain tilavuusvirta, jotta radiaalimäntä-pumpun tilavuusvirran mitoitus ja valinta voidaan suorittaa. Järjestelmässä on erikokoisia lukitussylintereitä yhteensä 7 kappaletta. Sylinterit ovat rakennetyypiltään ontto, yksi-toiminen sekä jousipalautteine.

Lukitussylinteri RCH-121 1 kpl

$$Q_{teor} = A * v \ (1)$$

$$Q_{teor} = 0{,}179dm^2 * 1{,}26dm/min$$

$$Q_{teor} = 0{,}23\ dm^3/min$$

$$Q_{teor} = 0{,}23\ l/min$$

Lukitussylinteri RCH-202 4 kpl

$$Q_{teor} = 0{,}307dm^2 * 1{,}47dm/min * 4$$
$$Q_{teor} = 3{,}58\ dm^3/min$$
$$Q_{teor} = 3{,}58\ l/min$$

Lukitussylinteri RCH-302 1 kpl

$$Q_{teor} = 0{,}466dm^2 * 1{,}92dm/min$$
$$Q_{teor} = 0{,}89\ dm^3/min$$
$$Q_{teor} = 0{,}89\ l/min$$

Lukitussylinteri RCH-603 1 kpl

$$Q_{teor} = 0{,}823dm^2 * 2{,}28dm/min$$
$$Q_{teor} = 1{,}88\ dm^3/min$$
$$Q_{teor} = 1{,}88\ l/min$$

Lukitussylintereiden kokonaistilavuusviran tarve

$$Q = 0{,}23\ l/min + 3{,}58\ l/min + 0{,}89\ l/min + 1{,}88\ l/min$$
$$Q = 6{,}58\ l/min$$

Yhden lukitussylinterin tilavuusvirran tarve on keskiarvolla laskettuna

$$Q = \frac{6{,}58\ l/min}{7\ \text{kpl}}$$
$$Q = 0{,}94\ l/min$$

Lukitussylintereiden vaatima tilavuusvirta on 6,58 l/min, kun oletetaan kaikkien sylintereiden olevan yhtäaikaisesti käytössä. Lukituksessa käytetään kumminkin pää-

sääntöisesti yhtä sylinteriä kerrallaan. Arvio tilavuusvirtavaatimuksesta lukitukseen on 0,94 l/min.

5.4 Putkiston mitoitus

Putkiston mitoittaminen perustuu suositeltujen virtausnopeuksien käyttöön. Putken sisähalkaisija voidaan laskea, kun tunnetaan tilavuusvirta ja valitaan sopiva virtausnopeus. Suositeltavat virtausnopeudet ovat: (Hydrauliikka 1 2009.),(Metropolia 2009.)

Paineputket:

p=0...160 bar ja Q< 10 l/min, v ≈1-2 m/s
p=0...160 bar ja Q> 10 l/min, v ≈ 2-3 m/s
p=160...400 bar ja Q< 10 l/min, v ≈3-5 m/s
p=160...400 bar ja Q> 10 l/min, v ≈5-7 m/s

Paluuputket:

v ≈1-3 m/s

Imuputket:

v ≈0,5-1,5 m/s

(Hydrauliikka 1 2009.),(Metropolia 2009.)

Halkaisija saadaan laskettua kaavalla 6. (Keinänen & Kärkkäinen 2007, 303.)

$$d = 2 * \sqrt{\frac{Q}{\pi * v_{nest.}}} \quad (6)$$

$Q =$ putkessa virtaava tilavuusvirta [m^3/s]
$v_{nest.} =$ nesteen virtausnopeus [m/s]

Seuraavassa on laskettu putken sisähalkaisijan koko järjestelmälle, jossa paine on 400 bar ja tilavuusvirta 1,7 L/min.

Imuputki:

$$d = 2 * \sqrt{\frac{1{,}7 * 10^{-5}}{\pi * 1}}$$

$$d = 0{,}0047m$$
$$d = 4{,}7mm$$

Paineputki

$$d = 2 * \sqrt{\frac{1{,}7 * 10^{-5}}{\pi * 5}}$$

$$d = 0{,}0021m$$
$$d = 2{,}1mm$$

Paluuputki

$$d = 2 * \sqrt{\frac{1{,}7 * 10^{-5}}{\pi * 2}}$$

$$d = 0{,}0033m$$
$$d = 3{,}3mm$$

Seuraavassa on laskettu putken sisähalkaisijan koko järjestelmälle, jossa paine on 210 bar ja tilavuusvirta 27 L/min.

Imuputki:

$$d = 2 * \sqrt{\frac{27 * 10^{-5}}{\pi * 1}}$$

$$d = 0{,}019\ m$$
$$d = 19\ mm$$

Paineputki

$$d = 2 * \sqrt{\frac{27 * 10^{-5}}{\pi * 5}}$$

$$d = 0{,}0083\ m$$
$$d = 8{,}3\ mm$$

Paluuputki

$$d = 2 * \sqrt{\frac{27 * 10^{-5}}{\pi * 2}}$$

$$d = 0{,}0131\ m$$
$$d = 13{,}1\ mm$$

Seuraavassa on laskettu putken sisähalkaisijan koko järjestelmälle, jossa paine on 80 bar ja tilavuusvirta 67 L/min.

Imuputki:

$$d = 2 * \sqrt{\frac{67 * 10^{-5}}{\pi * 1}}$$

$$d = 0{,}0292\ m$$
$$d = 29{,}2\ mm$$

Paineputki

$$d = 2 * \sqrt{\frac{67 * 10^{-5}}{\pi * 5}}$$

$$d = 0{,}0131\ m$$
$$d = 13{,}1\ mm$$

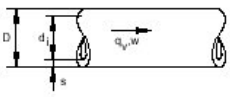
Paluuputki

$$d = 2 * \sqrt{\frac{67 * 10^{-5}}{\pi * 2}}$$

$$d = 0{,}0206\, m$$
$$d = 20{,}6\, mm$$

Seuraavaksi valitaan laskennasta saatujen putken sisähalkaisijan mittojen perusteella todelliset putkikoot. Seuraavan taulukon avulla määritellään putkikoko edellä käsitellyille painelinjoille.

TAULUKKO 1. Putkenvalinta taulukko (Koneautomaatio 2009.), (Metropolia2009)



DIN 2445
p_{nom}
$p_{max} = p_{nom} + 45$ bar

$p_{nom} = 100$ bar $p_{max} = 145$ bar		$p_{nom} = 160$ bar $p_{max} = 205$ bar		$p_{nom} = 250$ bar $p_{max} = 295$ bar		$p_{nom} = 320$ bar $p_{max} = 365$ bar		$p_{nom} = 400$ bar $p_{max} = 445$ bar	
D	s	D	s	D	s	D	s	D	s
6	1	6	1	6	1	6	1	6	1,5
8	1	8	1	8	1,5	8	1,5	8	2
10	1	10	1	10	1,5	10	1,5	10	2
12	1	12	1,5	12	2	12	2	12	2,5
16	1,5	16	1,5	16	2	16	2,5	16	3
20	1,5	20	2	20	2,5	20	3	20	4
25	2	25	2,5	25	3	25	4	25	5
30	2,5	30	3	30	4	30	5	30	6
38	3	38	4	38	5	38	6	38	8
50	4	50	5	50	6	50	8	50	10

Nach DIN 2445: $p_{max} = p_{nom} + 45$ bar

Putkilinja, jossa paine on 400 bar ja tilavuusvirta 2,55 L/min. Imuputkessa ei ole painetta, eikä putken seinämänpaksuus ole kovin tärkeä.

Imuputki 5,7 mm valitaan taulukosta 1.putkikoko D=10*2
Painelinja 2,5 mm valitaan taulukosta 1.putkikoko D=6*1,5
Paluulinja 4,0 mm valitaan taulukosta 1.putkikoko D=8*2

Putkilinja, jossa paine on 280 bar ja tilavuusvirta 27 L/min. Imuputkessa ei ole painetta, eikä putken seinämänpaksuus ole kovin tärkeä.

Imuputki 19,0 mm valitaan taulukosta 1. putkikoko D=25*2
Painelinja 8,3 mm valitaan taulukosta 1. putkikoko D=16*2,5
Paluulinja 13,1 mm valitaan taulukosta 1. putkikoko D=20*3

Putkilinja, jossa paine on 80 bar ja tilavuusvirta 67 L/min. Imuputkessa ei ole painetta, eikä putken seinämänpaksuus ole kovin tärkeä.

Imuputki 29,2 mm valitaan taulukosta 1. putkikoko D=38*3

Painelinja 13,1 mm valitaan taulukosta 1.putkikoko D=20*1,5

Paluulinja 20,6 mm valitaan taulukosta 1. putkikoko D=25*2

Jokaiselle painelinjalle asennettaan painelinjat alla olevan TAULUKON 2 mukaisesti, mutta paluulinjat asennetaan niin, että painelinjalle 400 bar paluulinjataulukon mukaisesti, mutta painelinja 280 bar ja painelinja 80 bar paluulinjana käytetään yhteistä paluulinjaa, mikä on kooltaan 42*3.

TAULUKKO 2. Putkikoko linjoittain

	400 bar	280 bar	80 bar
Painelinja	6*1,5	16*2,5	20*1,5
Paluulinja	8*2	42*3	42*3
Imuputki	10*2	25*2	38*4

5.3 Säiliön mitoitus

Säilön kapasiteetti määräytyy 3- kertaa suuremmaksi kuin on hydrauliikkapumppujen nimellinen tilavuusvirta minuutissa lisättynä putkistojen tilavuudella. Säiliön asennetaan induktiotaivutuskoneen kellariin, missä säiliön ali kulkeva ilmavirta on heikko ja k= 6W/m^2/K. Oletetaan säiliön ja ympäröivän ilman lämmön eron oleva 30K. (Koneautomaatio 2009.), (Metropolia2009.)

Säiliön valintaan vaikuttavat tilavuusvirrat:

V= (27 L/min.+ 67 L/min.)*3 = 228 L

Säiliön valintaan vaikuttavien putkistojen tilavuuden mitoitus:

$$V = \pi r^2 * \mathrm{h}$$

$$V = \pi * 0.0085^2 * 50$$

$$V = 11.3\ L$$

$$V = \pi * 0.005^2 * 50$$

$$V = 3{,}9\ L$$

$$V = \pi * 0.018^2 * 50$$

$$V = 51\ L$$

$$V = 11{,}3 + 3{,}9 + 51$$

$$V = 66{,}2\ L$$

$$V = 228\ L + 66{,}2\ L$$

$$V = 294\ L$$

Laskennan perusteella järjestelmä varustetaan 400 l:n hydrauliikkaöljysäiliöllä.

5.4 Jäähdytystarkastelu

Säiliön jäähdytyskapasiteetin tarkasteluun valitun säiliön fyysiset mitat olivat; leveys 0,7 m, pituus 1,29 m ja korkeus 0,7 m. Hydrauliikkanesteen lähtökohtaisen korkeuden oletettiin olevan n.80 % säiliön kokonaiskorkeudesta, eli 0,7 m * 0,8 = 0,56 m. Säiliön ja ympäröivän ilman lämpötilaeron arvioitiin olevan 30 K.

Säiliön tehollinen jäähdytyspinta-ala on seuraava: 1,29 m*0,7 m+2*1,29 m*0,53 m+2*0,7 m*0,56 m= 3,05 m^2

$$P_{jäähdytys} = K * Ah * (tk - tu)$$

$$P_{jäähdytys} = 6\frac{W}{m^2K} * 3{,}05m^2 * ((273 + 50) - (273 + 20))K$$

$$K{=}549\ W$$

Pumppujen muodostama häviötehoon vaikuttavat tilavuusvirta, paine, moottorinhyötysuhde, hydrauliikkapumpunhyötysuhde. Kaava 7 (Keinänen & Kärkkäinen 1998, 76, 78.) sovellettu.

$$P_p = Q_p * \Delta_p * (1 - \text{pumpun hyötysuhde} * \text{moottorin hyötysuhde}) \quad (7)$$

$$P_p = 67\frac{l}{min} * 80\ bar * (1 - 0{,}92 * 0{,}8) \quad (7)$$

$$P_p = 1415\ W$$

$$P_p = 27\frac{l}{min} * 280\ bar * (1 - 0{,}92 * 0{,}8)$$

$$P_p = 1996\ W$$

Pumppujen muodostama häviöteho on yhteensä:

$$P_p = 3411\ W$$

Kun vähennetään säiliön teoreettinen jäähdytysteho ja pumppujen tuottama häviöteho, niin saadaan laskettua järjestelmän minimijäähdytystehon tarve.

$$P = 3411\,W - 549\,W$$

$$P = 2864\,W$$

6 KOMPONENTTIEN VALINTA

Komponentit pyrittiin valitsemaan yhdeltä toimittajalta yhteensopivuuden ja toimivuuden takaamiseksi. Komponenttitoimittajaksi valikoitu Bosch Rexroth Oy, koska lähes kaikki tarvittavat komponentit löytyivät yrityksen tuotevalikoimasta. Suomessa toimivan ison komponenttitoimittajan valintaan vaikutti myös hyvä teknisentuen ja varaosien saatavuus. Palvelulinjojen eli vesi- ja paineilmalinjojen magneettiventtiileiksi valittiin Sirai, jota toimittaa Suomessa Wexon Oy. Puristusrullien virtauksenjakomoottoriksi valittiin Vivolo, jota toimittaa Suomessa Salhydro Oy.

6.1 Säiliö

Valinta tehtiin yleisen säiliön mitoitusperiaatteen mukaan. Mitoituksessa lasketaan pumppujen tilavuusvirta kerrottuna kolmella, johon lisätään putkilinjojen tilavuus. Säiliön tilavuudeksi mitoituksessa tuli 400 litraa. Säiliö suunniteltiin seuraavilla varusteilla säiliö, alusta, pinta-, lämpötilahälytin, ilmansuodatin ja pintalasi. Hydrauliikkasäiliöksi valittiin Bosch Rexroth Oy:n suunnittelema ja valmistama MKM 2002 400 tyyppinen säiliö.

6.2 Hydrauliikkapumput

Siipipumpun valinnan pääasiallinen kriteeriin oli tarvittavan tilavuusvirran tarve, että taivutussylinteri pikaliikkeen nopeus saatiin halutulle tasolle. Taivutussylinterin pikaliikkeessä tarvittava voima oli vähäistä, joten pumpun tuottopaineen ei tarvinnut olla korkea. Siipipumpuksi valittiin Bosch Rexroth Oy:n suunnittelema ja valmistama PV7-1X/25-45RE01MC0-8, tyyppinen pumppu minkä maksimipaine on 80 bar ja maksimitilavuusvirta on 67 L/min.. Aksiaalimäntäpumpun valintaan vaikuttivat taivutussylinterin tarvitsema maksimiteho sekä tilaajan asettamat vaatimukset paineen ja tilavuus-virran osalta, niin että laitteiston tulevaisuudessa tarvitsema mahdollinen lisähydrauliikan tarve huomioitiin. Aksiaalimäntäpumpuksi valittiin Bosch Rexroth Oy:n suunnittelema ja valmistama A10VSO18DFR1/31R-PPA12N00 tyyppinen pumppu, minkä maksimipaine

on 280 bar ja maksimitilavuusvirta on 27 L/min.. Radiaalimäntäpumpun mitoitettiin lukitussylintereiden paineen ja tilavuusvirran vaatimusten mukaan. Mitoituksessa otettiin huomioon se että lukitussylinterit eivät ole käytössä yhtäaikaisesti. Lukitusyksikkö sijoitetaan mahdollisimman lähelle induktiotaivutuskonetta ja näin säästytään pitkiltä putkilinjojen asennuksilta sekä pitkien putkilinjojen aiheuttamilta painehäviöiltä. Radiaalimäntäpumppu tulee osana lukitusyksikköä. Lukitusyksikön maksimipaine on 450 bar ja maksimitilavuusvirta on 2,55 L/min.. Lukitusyksikkö on Bosch Rexroth Oy:n suunnittelema ja valmistama.

6.3 Putkistot

Hydrauliikkajärjestelmässä suunniteltiin käytettävät ruostumatonta teräsputkea. Järjestelmässä on käytössä eri paineisia, tilavuusvirran omaavia järjestelmiä. Kyseisestä syystä putkistojen halkaisijat ja seinämänvahvuudet vaihtelevat eri käyttökohteen mukaan. Putkistomateriaaliksi valittiin ruostumatonteräsputki hyvän korroosionsietokyvyn takia. Ruostumattomanteräsputken käyttö mahdollistaa pitkien putkilinjojen asennuksen kyseisessä kohteessa. Hydrauliikkaletkua käytetään putkistossa paineiskujen vaimennukseen. Järjestelmän asennuksen yhteydessä valitaan kohteeseen tarvittavat hydrauliikkaletkut.

6.4 Venttiili

Venttiilien valinnat suoritettiin hydraulisen paineenkeston ja tilavuusvirran sekä venttiilin käyttötarkoituksen mukaan. Suuntaventtiileiden ominaisuuksia täydennettiin muilla hydraulisilla komponenteilla, jotta saavutettiin vaaditut hydrauliset ominaisuudet ja toiminnot järjestelmään. Venttiilien ja komponenttien valinnassa käytettiin komponenttitoimittajalta saatuja tietoja, Internet- lähteitä, sekä hydrauliikkaa käsittelevää kirjallisuutta.
Järjestelmässä käytettiin seuraavia venttiili tyyppejä paineenajoitusventtiili, vastaventtiili, paineenalennusventtiili, suuntaproportionaaliventtiili, kuormanlaskuventtiili, sulkuventtiili, suuntaventtiili, vastusvastaventtiili, paineohjattu vastaventtiili ja täytösventtiili. Edellä mainituilla venttiileillä maksimi suunniteltukäyttöpaine oli 315 - 210 bar, riippuen

venttiilistä sekä käyttökohteesta. Tilavuusvirta vaihteli kyseisillä venttiileillä 2 - 180 L/min, riippuen venttiilistä sekä käyttökohteesta.

6.5 Pienkoneikko lukitussylintereille

Tilaaja halusi alussa, että lukitusjärjestelmä suunnitellaan perinteisellä tavalla, jossa käytetään erillistä hydrauliikkapumppua, sähkömoottoria, ohjausventtiileitä ja paineakku-järjestelmää. Järjestelmää suunniteltaessa löytyi komponenttitoimittajalta kyseiseen tarkoitukseen soveltuva yhtenäinen ratkaisu. Lukitusjärjestelmän suunnittelu toteutettiin siihen erityisesti suunnitellulla pienkoneikolla. Pienkoneikossa on hydrauliikkapumppu, sähkömoottori, säiliö, ohjausventtiilit ja paineakku samassa moduuliyksikössä. Pienkoneikko sijoitetaan lähelle taivutuskoneen lukitussylintereitä. Lähelle sijoittamisella säästytään pitkien putkilinjojen asennukselta sekä haitallisilta painehäviöiltä. Kun lukitusjärjestelmä suunnitellaan käyttämään erillistä pienkoneikkoa, säästöjä syntyy eikä järjestelmä ei tarvitse enää yli suurta hydrauliikkapumppua ja sähkömoottoria.

Jäähdytysyksikkö valittiin jäähdytystarkastelun perusteella saadun tuloksen mukaan. Valintaan vaikutti koneikon sijoitus hydrauliikkahuoneeseen. Jäähdytysyksiköksi valittiin Bosch Rexroth Oy:n suunnittelema ja valmistama KOL-5N-2X/R20B5 tyyppinen yksikkö.

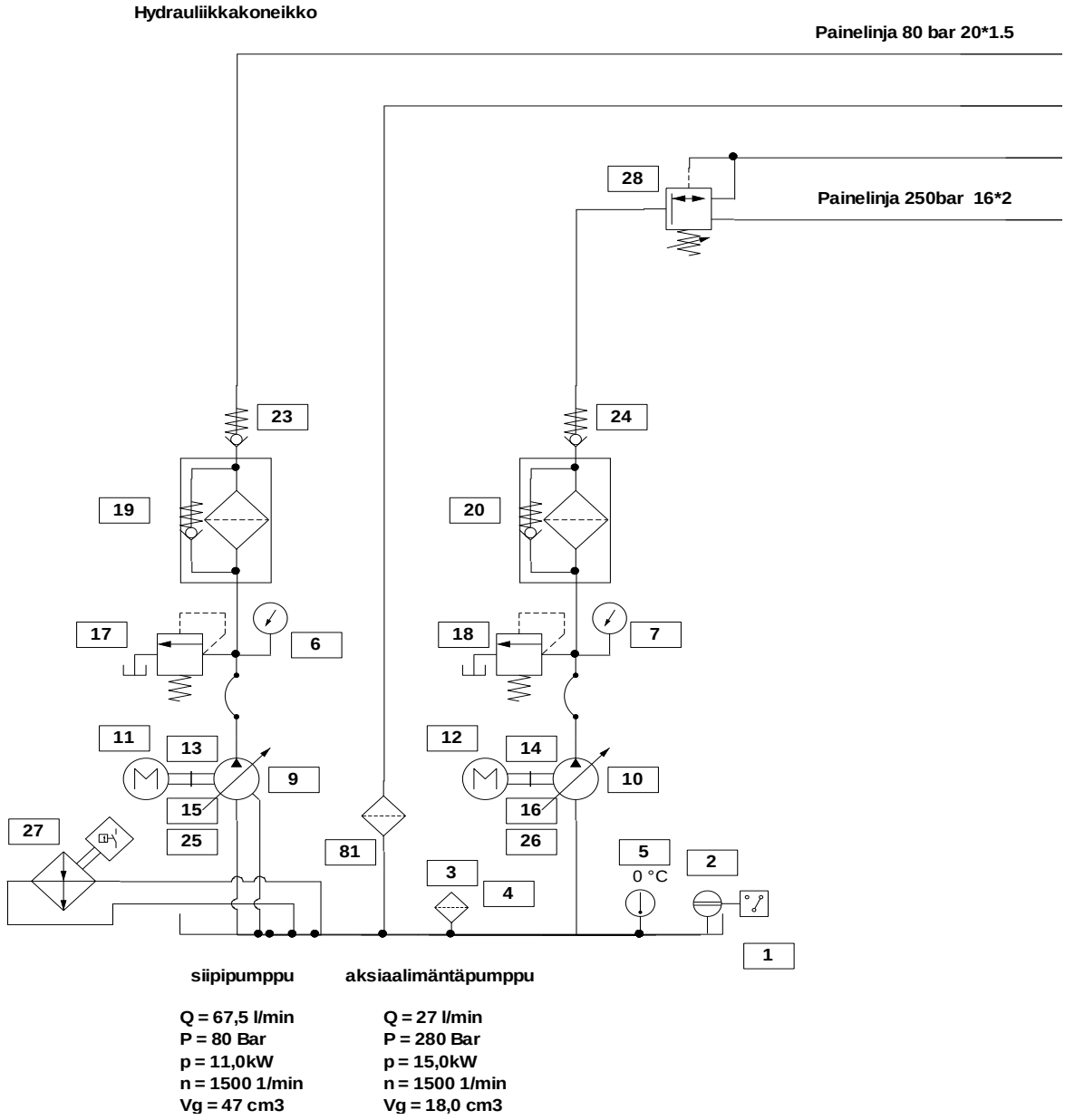
7 TOIMINTAKUVAUS

Gregson 2”-12” merkkisellä Induktiotaivutuskoneella voidaan taivuttaa erilaisia kaarimaisia kappaleita. Taivutettavat kappaleet ovat pääasiassa saumatonta teräsputkea, mutta myös muototeräksiä esim. I-palkkeja, RHS -palkkeja, U-palkkeja, pyörötankoja voidaan taivuttaa. Taivutettavat materiaali ovat pääsääntöisesti hiiliterästä, kuumalujaa tai austeniittista terästä. Taivutuskoneella pystytään taivuttamaan putkikokoja joiden halkaisija vaihtelee Ø 60.3 mm- Ø 323.9 mm:iin, seinämän paksuuden ollessa 2 mm - 30 mm.. Taivutettavan kappaleen taivutussäde voi vaihdella 200 mm-80000 mm:n välillä.
Taivutuskone koostuu seuraavista pääkomponenteista, hydrauliikkayksikkö, sähkökeskus, venttiiliryhmät, taivutuskoneenrunko, taivutuspää, muuntaja, induktori, sekä ohjaus- ja tallennusyksiköstä.

Taivutusprosessi aloitetaan valitsemalla taivutettavalle kappaleelle sopivat kiinnityslestit, taivutettavan kappaleen koon mukaan. Seuraavaksi säädetään taka- ja eturullat niin että taivutettava kappale kulkee keskellä ohjausrulliin nähden. Sitten valitaan taivutus-proseduurin mukainen induktori ja asetetaan taivutuspää haluttuun taivutussäteeseen. Taivutettava kappale asetetaan taivutuskoneen peräosaan ja asennetaan takavaste paikalleen sekä lukitaan takaklämppi. Seuraavassa vaiheessa siirretään kappale ohjaus-rullien läpi, kiristetään ohjausrullat taivutettavaan kappaleeseen ja lukitaan rullat paikalleen. Taivutettava kappale asetetaan haluttuun taivutuksen aloituskohtaan ja lukitaan taivutuspään klämppi. Sitten kiinnitetään taivutuskulmaa mittaava mittausyksikkö, taivutettavaan kappaleeseen. Proseduurin mukainen taivutus suoritetaan niin, että taivutussylinteri työntää kappaleen induktorin läpi. Induktori lämmittää kappaleen proseduurin vaatiman lämpötilan mukaan sekä suorittaa taivutuksen jälkeisen jäähdytyksen taivutettavalle kappaleelle. Taivutuksen päätyttyä taivutuspään klämppi avataan ja kappale työnnetään ulos pikaliikkeellä. Taivutettu kappale mitoitetaan sekä katkaistaan määrä-mittaan.

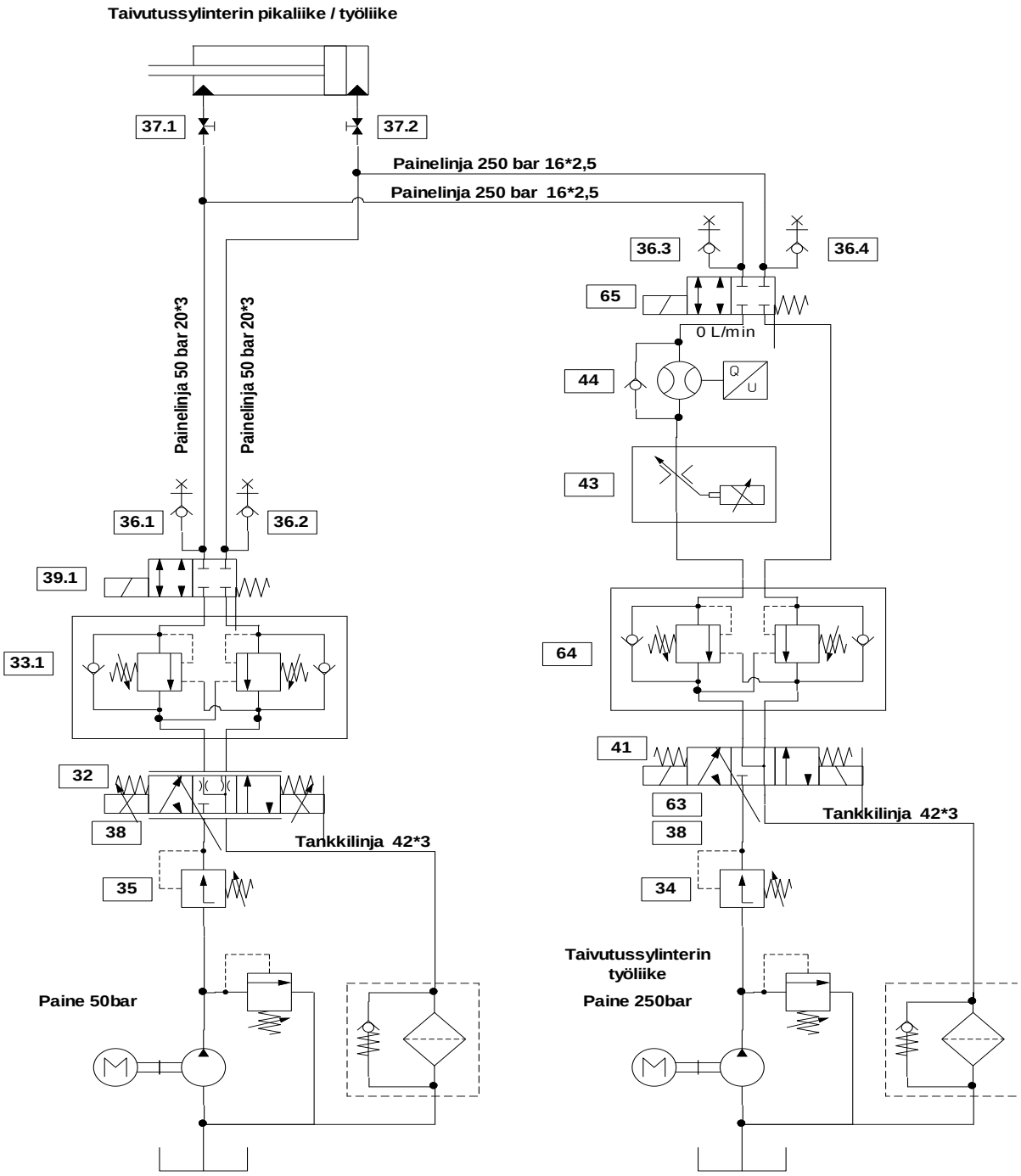
8 DOKUMENTOINTI

8.1 Hydrauliikkakaaviot



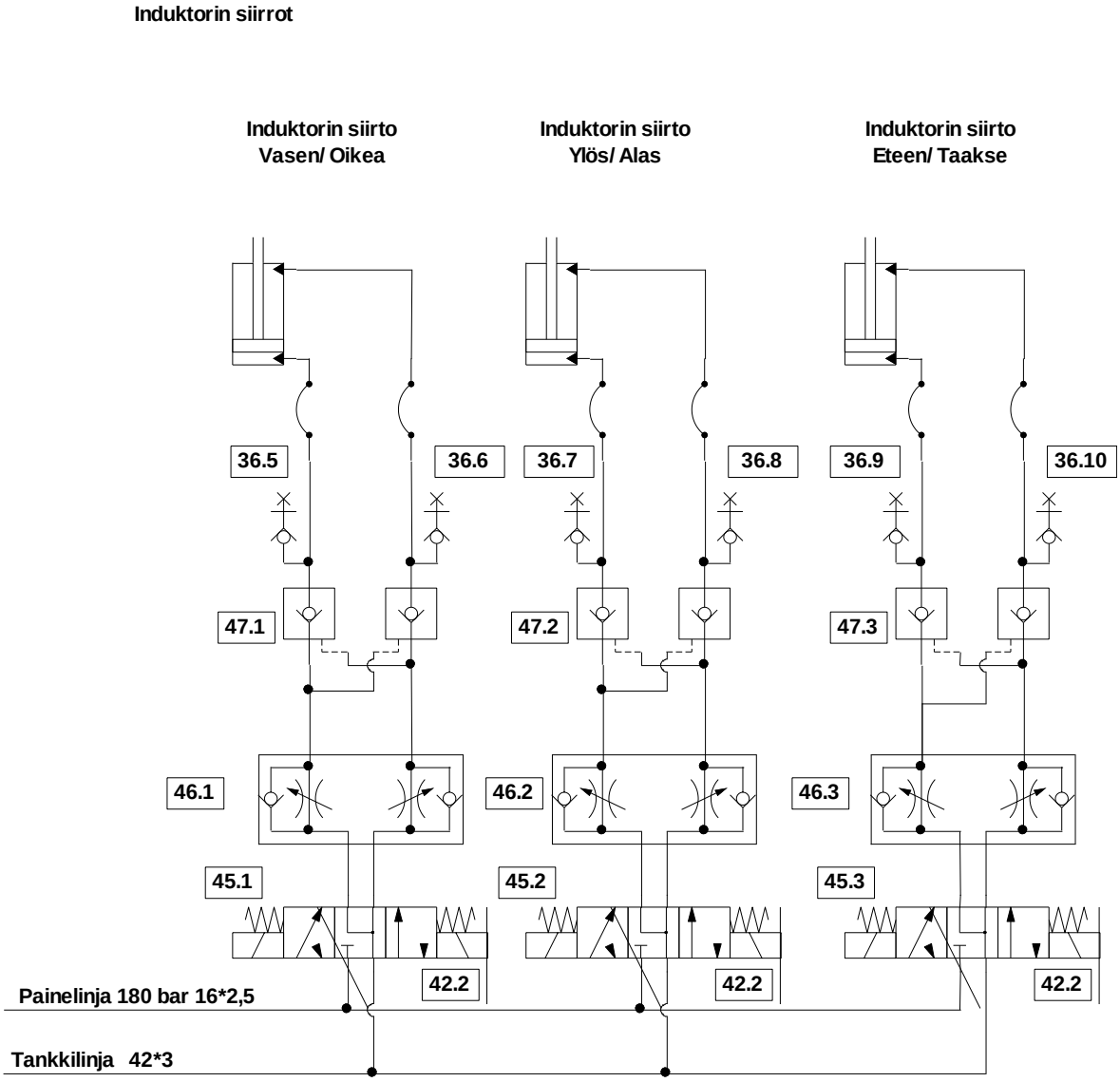
KUVIO 1. Hydrauliikkakoneikko

Hydrauliikkakoneikon sisältää siipipumpun jonka maksimi paine on 80 bar ja maksimi tilavuusvirta on 67,5 L/min., siipipumppua pyöritetään 11kW sähkömoottorilla. Aksiaalimäntäpumpun maksimi paine on 280 bar ja maksimi tilavuusvirta on 27 L/min., Aksiaalimäntäpumppua pyöritetään 15 kW sähkömoottorilla. Jäähdytysyksikön jäähdytys teho on 5 kW. Järjestelmä on suunniteltu 400 L säiliöllä, painelinjat ovat Ø 20*1,5 mm, Ø 16*2 mm., paluulinja on Ø 42*3 mm.



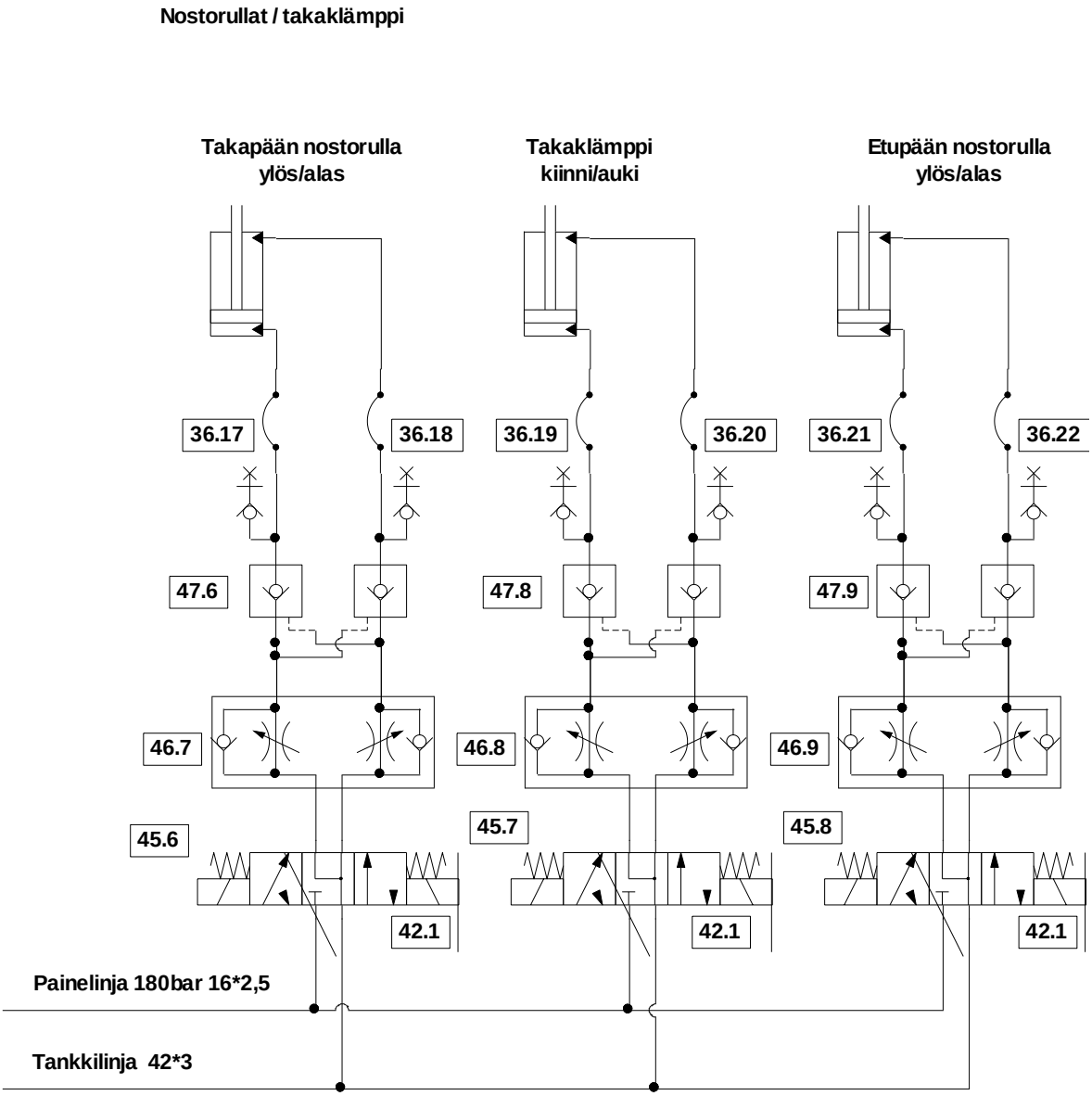
KUVIO 2. Taivutussylinterin pikaliike/työliike

Taivutussylinterin pikaliikettä ohjaa proportionaaliventtiilillä, jolla saadaan tasainen liikenopeus molempiin suuntiin, venttiili maksimi paineen kesto on 315 bar ja maksimi tilavuusvirta 180 L/min., valmistaja on Bosch Rexroth Oy. Taivutussylinterin työliikettä ohjaa proportionaaliventtiilillä, jolla saadaan tasaisesti ja tarkasti ohjattava työliikenopeus, venttiilin maksimi paineen kesto on 210 bar ja maksimi tilavuusvirta 2 L/min., valmistaja on Bosch Rexroth Oy.



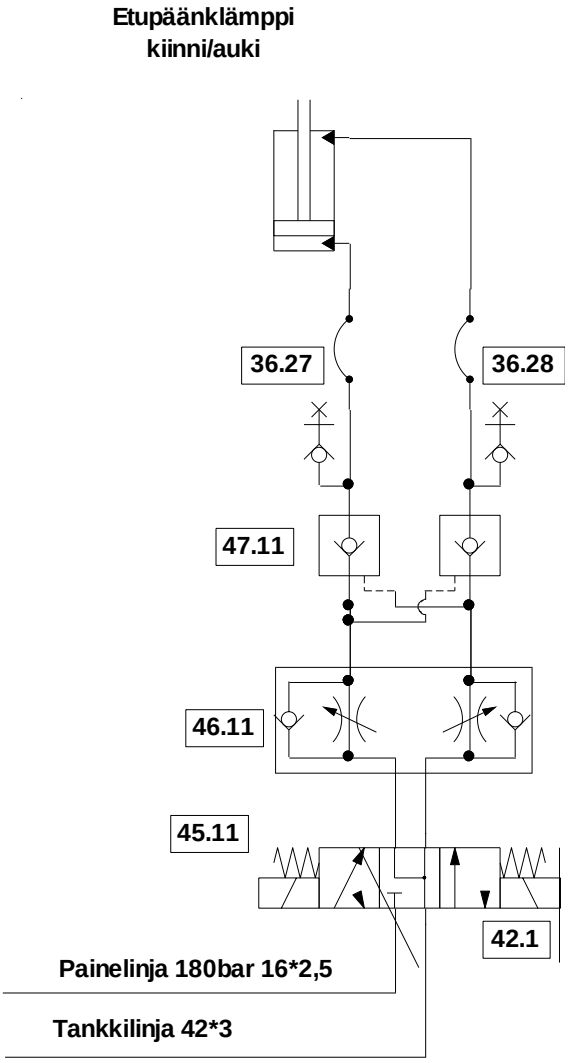
KUVIO 3. Induktorin siirrot

Induktorin siirtoja ohjataan 4/3- tyyppisellä suuntaventtiilillä venttiilin maksimi paineen kesto on 315 bar ja maksimi tilavuusvirta 60 L/min., järjestelmässä on myös vastusvasta-venttiili sekä paineohjattu vastaventtiili, komponenttien valmistaja on Bosch Rexroth Oy.



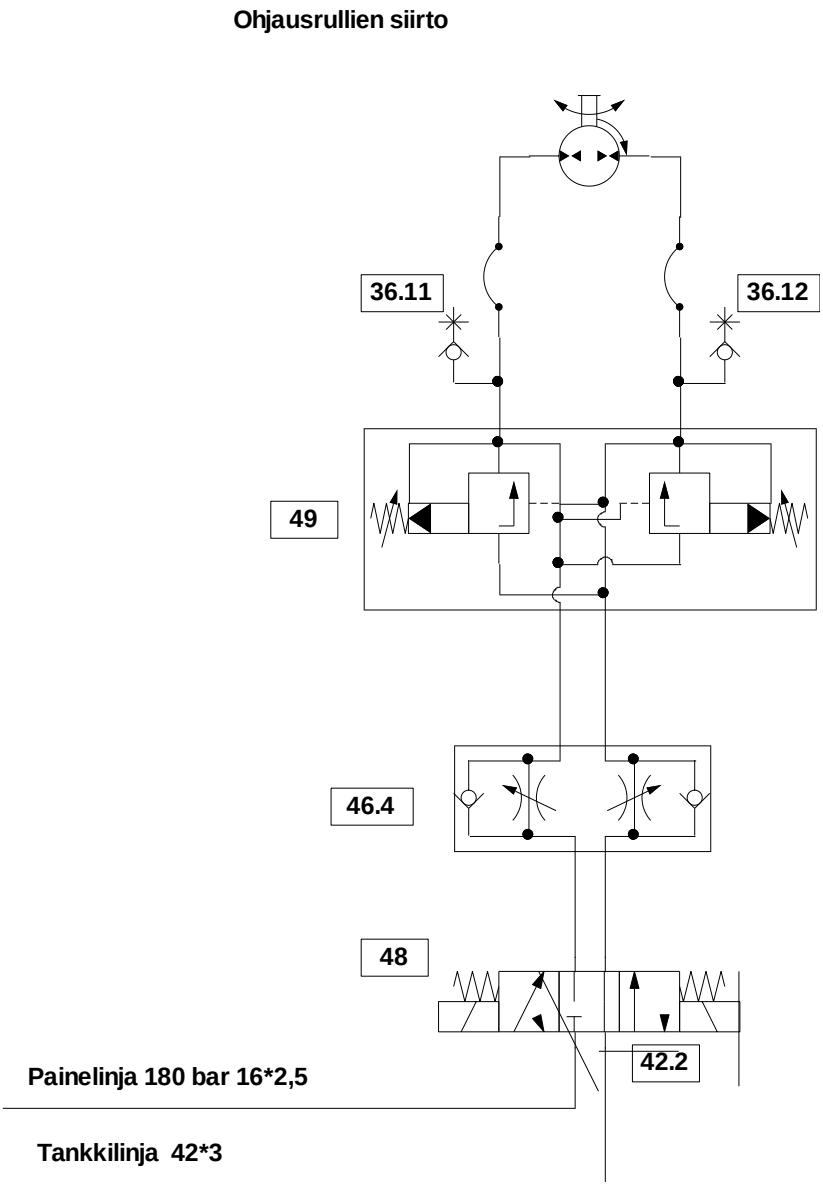
KUVIO 4. Nostorulla/takaklämppi

Nostorullan ja takaklämppin siirtoja ohjataan 4/3- tyyppisellä suuntaventtiilillä venttiilin maksimi paineen kesto on 315 bar ja maksimi tilavuusvirta 60 L/min., järjestelmässä on myös vastusvastaventtiili sekä paineohjattu vastaventtiili, komponenttien valmistaja on Bosch Rexroth Oy.



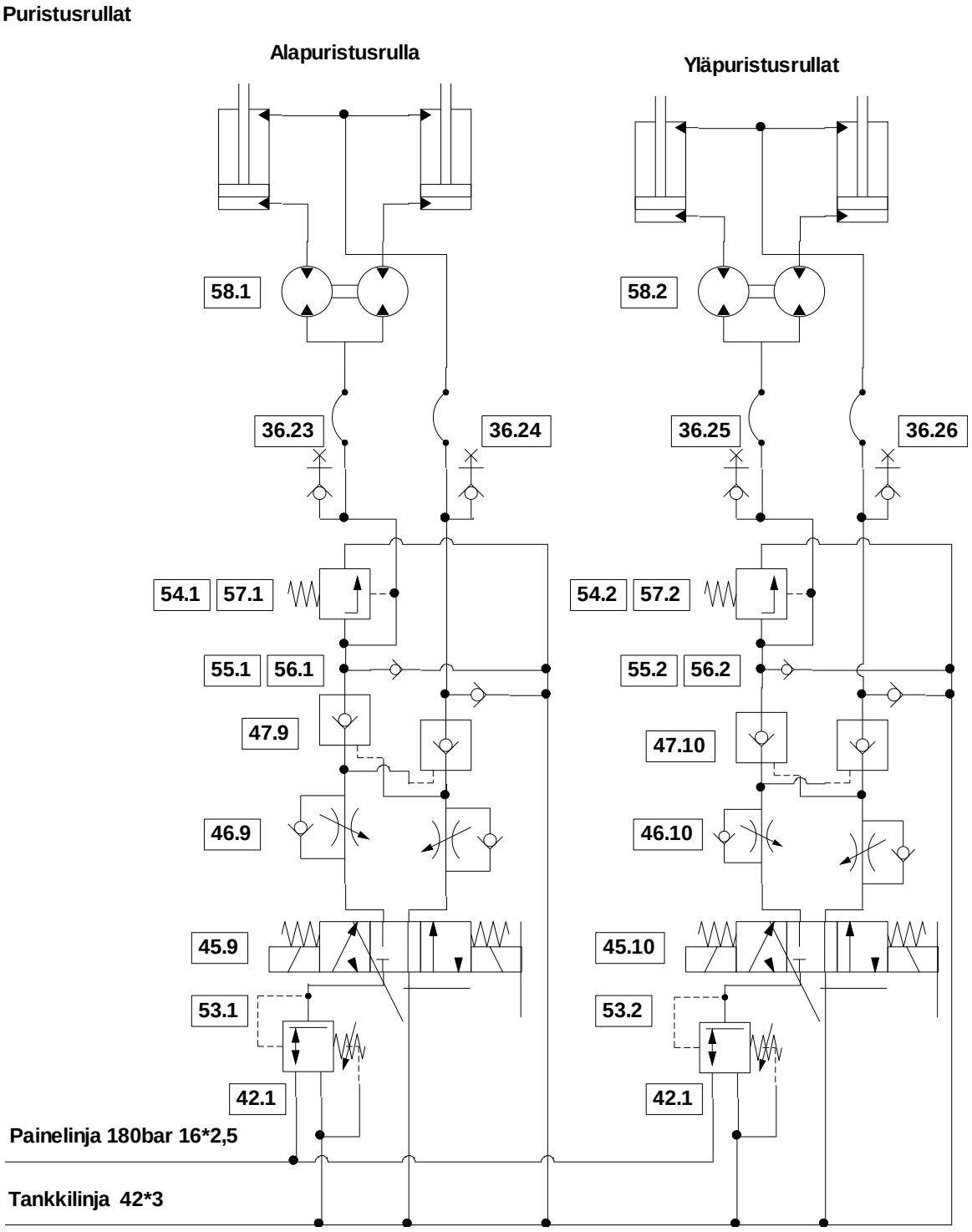
KUVIO 5. Etuklämppi

Etuklämppin siirtoja ohjataan 4/3- tyyppisellä suuntaventtiilillä venttiilin maksimi paineen kesto on 315 bar ja maksimi tilavuusvirta 60 L/min., järjestelmässä on myös vastusvasta-venttiili sekä paineohjattu vastaventtiili, komponenttien valmistaja on Bosch Rexroth Oy.



KUVIO 6. Ohjausrullien siirto

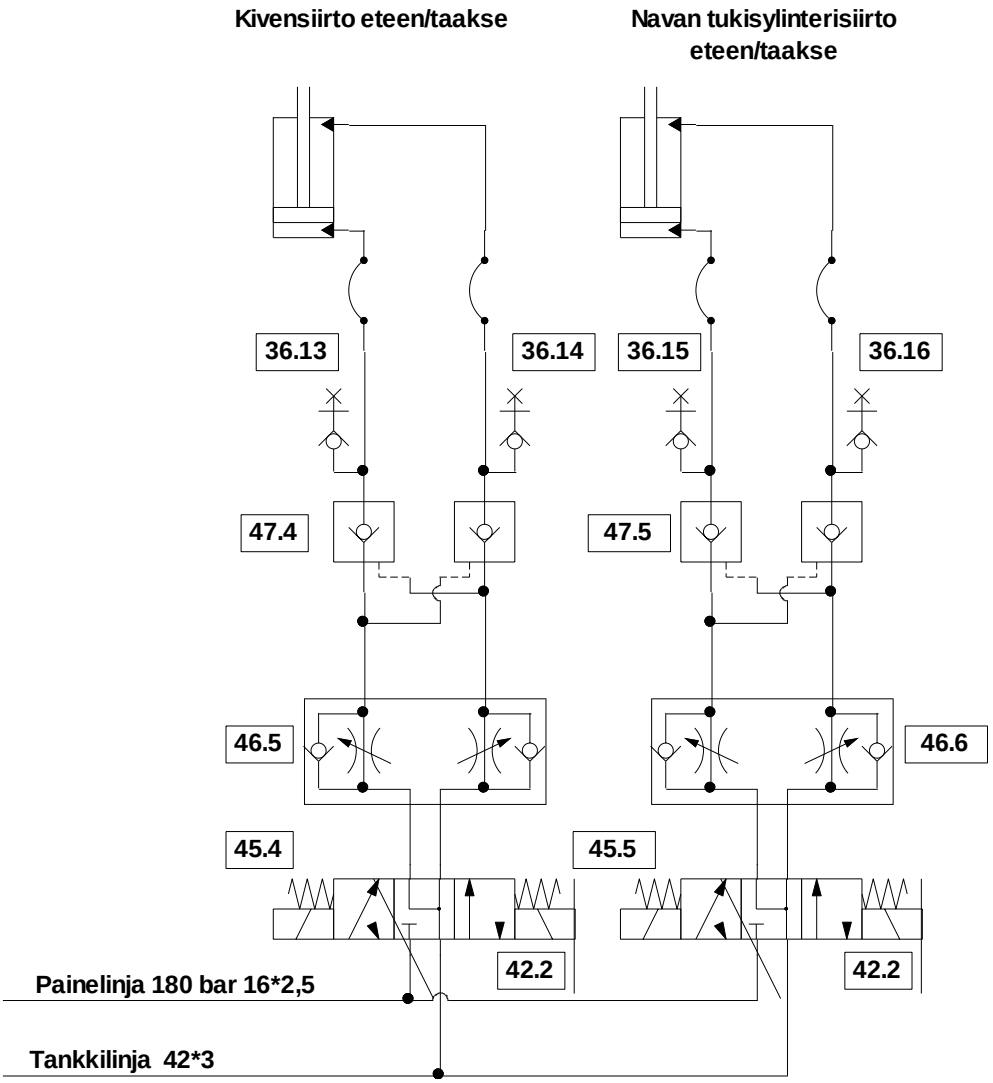
Ohjausrullien siirtoja ohjataan 4/3- tyyppisellä suuntaventtiilillä venttiilin maksimi paineen kesto on 315 bar ja maksimi tilavuusvirta 60 L/min., järjestelmässä on myös vastusvasta-venttiili sekä esiohjattu kaksoispaineenrajoitusventtiili, komponenttien valmistaja on Bosch Rexroth Oy.



KUVIO 7. Puristusrullat

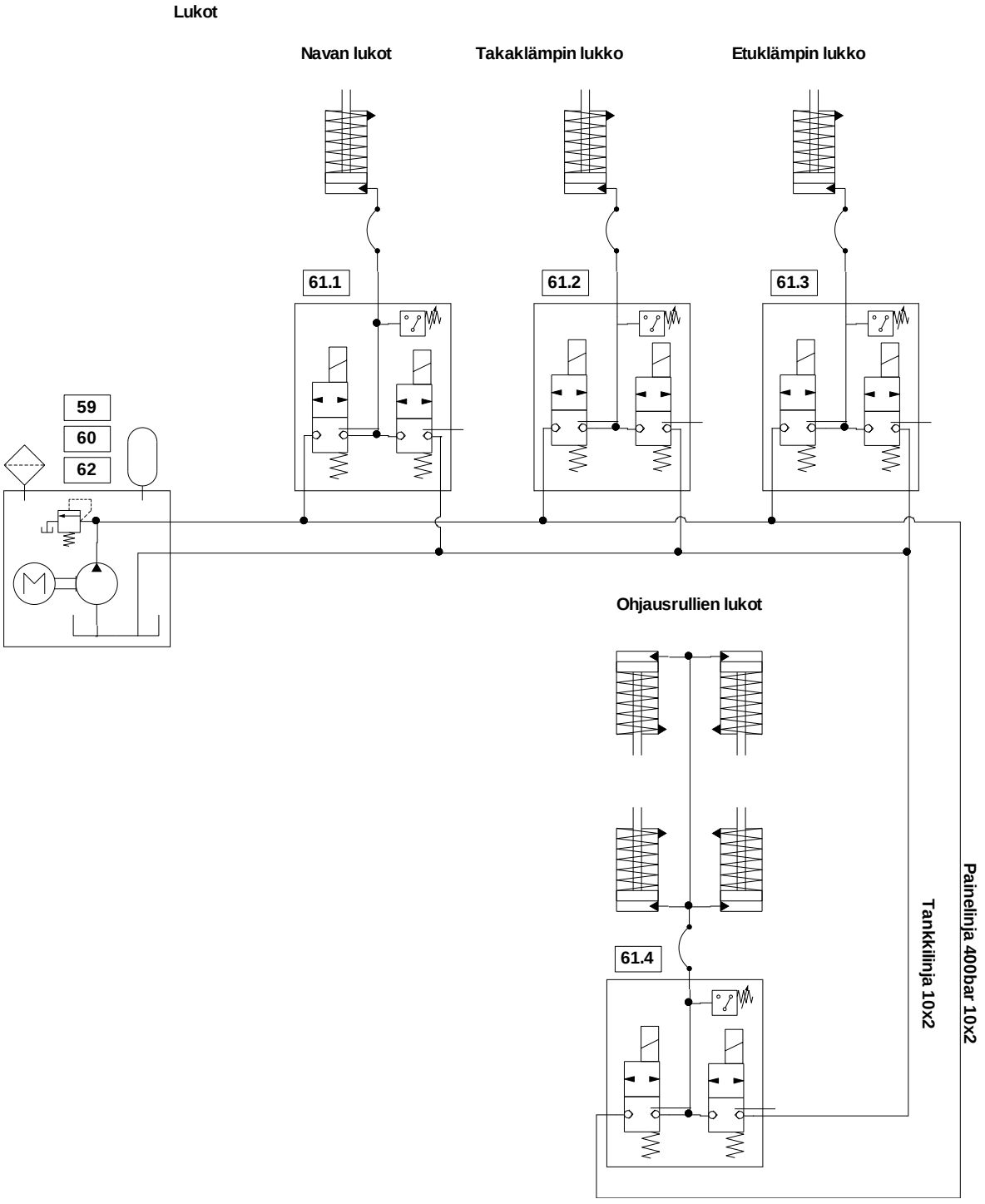
Puristusrullia siirtoja ohjataan 4/3- tyyppisellä suuntaventtiilillä venttiilin maksimi paineen kesto on 315 bar ja maksimi tilavuusvirta 60 L/min., järjestelmässä on myös vastusvasta-venttiili sekä paineohjattu vastaventtiili. Sylinterien tasaisen liikenopeuden ja yhtäaikaisen liikken saavuttamiseksi järjestelmässä on suunniteltu käytettävän täytösventtiiliä ja virtauksenjakomoottoria.

Kiven siirto/ Navan tukisylinteri



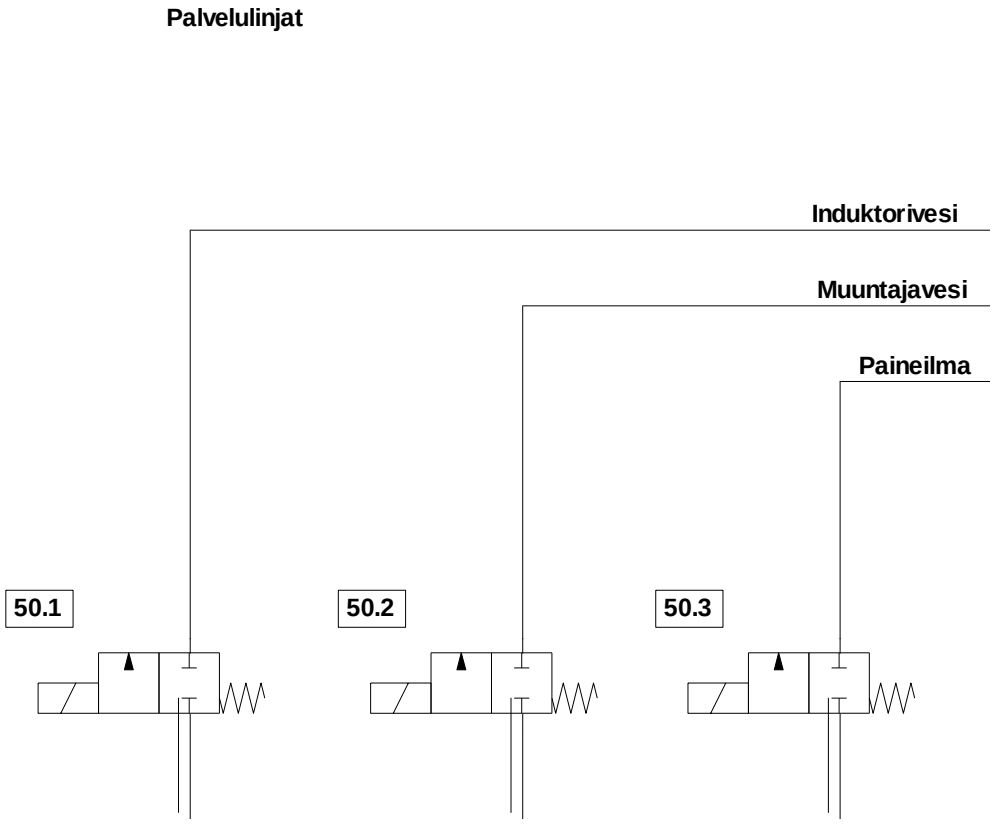
KUVIO 8. Kiven siirto/navan tukisylinteri

Kiven siirtoa ja navan tukisylinterin siirtoja ohjataan 4/3- tyyppisellä suuntaventtiilillä venttiilin maksimi paineen kesto on 315 bar ja maksimi tilavuusvirta 60 L/min., järjestelmässä on myös vastusvastaventtiili sekä paineohjattu vastaventtiili, komponenttien valmistaja on Bosch Rexroth Oy.



KUVIO 9. Lukot

Lukkojen ohjaus tapahtuu, erillistä lukitusyksikköä käyttäen. Yksikkö sisältää seuraavat komponentit, lukitusyksikkö, paineenrajoitusmoduuli, suodatinmoduuli, vapaakierto-moduuli, painekytkin, ohjausmoduuli, paineakkumoduuli. Lukitusyksikköä valmistaa Bosch Rexroth Oy.



KUVIO 10. Palvelulinjat

Palvelulinjoissa käytetään ¾ ” 2-tie magneettiventtiiliä, ohjausjännite magneettivettiilillä on 24 V. 2-tie magneettiili on tyypiltään L113B20-3/4-24VDC.

8.2 Osaluettelo

Osaluettelossa on kaikki suunniteltuun hydrauliikkajärjestelmän vaadittavat osat ja komponentit. Luettelossa on osanumero, osan nimi, tyyppimerkintä, valmistaja sekä tarvittavien komponenttienmäärät.

TAULUKKO 2. Osaluettelo

	OSALUETTELO			
no	**Osan nimi**	**Tyyppimerkintä**	**Valmistaja**	**Kpl**
1	SÄILIÖ+ALUSTA	MKM 2002 400	REXROTH	1
2	PINTA/LÄMPÖTILAHÄL.	ABZMS-41-1X/0370/M2-T70F/DC-K24	REXROTH	1
3	ILMANSUODATIN	TLF II 1-25 P5-S00-000-00M00	REXROTH	1
4	PINTALASI	AB31-21/254	REXROTH	1
5	LÄMPÖMITTARI	A5000/63/0-120C/G1/2"/L1=100	REXROTH	1
6	1)PAINEMITTARI	ABZMM63-160 BAR/MPA-U/V-G	REXROTH	1
7	2)PAINEMITTARI	ABZMM63-400 BAR/MPA-U/V-G	REXROTH	1
9	1)SIIPIPUMPPU	PV7-1X/25-45RE01MC0-8	REXROTH	1
10	2)AKSIAALIMÄNTÄPUMPPU	A10VSO18DFR1/31R-PPA12N00	REXROTH	1
11	1)SÄHKÖMOOTTORI	IEC 160M 11kW	REXROTH	1
12	2)SÄHKÖMOOTTORI	IEC 160L 15kW	REXROTH	1
13	1)KYTKIN	COUPLING KD 38-25/42	REXROTH	1
14	2)KYTKIN	COUPLING KD 38-18/42	REXROTH	1
15	1)PUMPUNKANNATIN	AC PBR 100B-4H/A	REXROTH	1
16	2)PUMPUNKANNATIN	AC PBR 80AS2H/A	REXROTH	1
17	1)PAINEENRAJOITUSVENTTIILI	DBDS 15 G 1X/200	REXROTH	1
18	2)PAINEENRAJOITUSVENTTIILI	DBDS 15 G 1X/315	REXROTH	1
19	1)PAINESUODATIN	245LEN0100-H10XLA00-V5.0-M-R3	REXROTH	1
20	2)PAINESUODATIN	350LEN0063-H10XLA00-V5.0-M-R3	REXROTH	1
21	1)VAIHTOPATRUUNA	R928006755	REXROTH	1
22	2)VAIHTOPATRUUNA	R928006701	REXROTH	1
23	1)VASTAVENTTIILI	S 15 A1.0/	REXROTH	1
24	2)VASTAVENTTIILI	S 15 A1.0/	REXROTH	1
25	1)VAIMENNINKISKO	R900028248 DSM 160M	REXROTH	1 sarj.
26	2)VAIMENNINKISKO	R900028249 DSM 160L	REXROTH	1 sarj.
27	JÄÄHDYTYSYKSIKKÖ	KOL-5N-2X/R20B5	REXROTH	1
28	PAINEENALENNUSVENTTIILI	DR 6 DP2-5X/210YM + G 502/01	REXROTH	1
29	PUTKI PAINELINJA 450BAR	10*2 AISI304L		n.5m
30	PUTKI PAINELINJA 80BAR	20*1.5 AISI304L		n.50m

(jatkuu)

TAULUKKO 2.(jatkuu)

31	PUTKI TANKKILINJA	42*3 AISI304L		n.50m
32	SUUNTAPROPORTIONAALIVENT.	4WREE10W75-2X/G24K31/A1V	REXROTH	1
33	KUORMANLASKUVENTTIILI	HSZ 10 A426-1X/ALK4-BLK4M00	REXROTH	2
34	PAINEENRAJOITUSVENTTIILI	ZDB6VB2-4X/315V	REXROTH	1
35	PAINEENRAJOITUSVENTTIILI	ZDB10VB2-4X/100V	REXROTH	1
36	PAINEENMITTAUSPIKALIITIN	AP 20-11/K1 G1/4	REXROTH	28
37	PALLOVENTTIILI	KHM-G1-1112-01V-SO760	HYDAC	2
38	RYHMÄLAATTA	PLATTE2HSR10-X7XX	REXROTH	1
39	SULKUVENTTIILI	Z4WEH 10/ E63-5X/EG24N9K4	REXROTH	2
40	PUTKI PAINELINJA 250BAR	16*2,5 AISI304L		n.50m
41	SUUNTAVENTTIILI	4WE 6 J6X/EG24N9K4	REXROTH	1
42.1	RYHMÄLAATTA	PLATTE7HSR6-X7XX	REXROTH	1
42.2	RYHMÄLAATTA	PLATTE6HSR6-X7XX	REXROTH	1
43	VIRTAUSPROPORTIONAALIVENT.	2FRE6A-2X/2LK4RV	REXROTH	1
44	VIRTAUSMITTARI	KRACH	VANHA	1
45	SUUNTAVENTTIILI	4WE6JX/EG24N9K4	REXROTH	11
46	VASTUSVASTAVENTTIILI NG-06	Z2FSK6-2-1X/V	REXROTH	11
47	PAINEOHJATTU VASTAVENTTIILI NG-06	Z2SRK6-1-X/6V	REXROTH	10
48	SUUNTAVENTTIILI	4WE6E6X/EG24N9K4	REXROTH	1
49	KAKS. PAINEENRAJOITUSVENTTIILI	Z2DBK6 VD2-1X/210V	REXROTH	1
50	MANGNEETTIVENTTIILI	L113B20-3/4-24VDC	SIRAI	3
51	PALUUSUODATIN TANKKILINJA	10TEN0250-H10XLA00-P2,2-M-R6	REXROTH	1
52	PEITELEVY NG 6	HSA06A001-3X/M00	REXROTH	4
53	PAINEENALENNUSVENTTIILI	ZDR6DP1-4X/210YM	REXROTH	2
54	PAINEENALENNUSVENT. RUNKO	DBDS 6 G 1X	REXROTH	2
55	TÄYTÖSVENTTIILINRUNKO	HSZ 06 A 436-3X/05M01	REXROTH	2
56	TÄYTÖSVENTTIILI	M-SR8KE00-1X	REXROTH	2
57	PAINEENALENNUSVENTTIILI	HSZ06A106-X3/S200M00	REXROTH	2
58	VIRTAUKSENJAKOMOOTTORI	KV2DFV/14	VIVOLO	2
59	LUKITUSYKSIKKÖ	UPE2-1X/2,2 R1.7/7ANT-B1V	REXROTH	1
60	SUODATIN, PAINEENRAJOITUS, VAPAAKIERTOMODUULI	IH15EA-1X/F30DBU-S500/PG24/10/E/V	REXROTH	1
61	PAINEKYTKIN, OHJAUSMODUULI	IH15EA-1X/SPAT2-NHED8/630/OG24/V	REXROTH	4
62	PAINEAKKUMODUULI	IH15EA-1X/SSBP1-S500E/D/0,10/V-012	REXROTH	1
63	VÄLILEVY	HSE10E06E001M00	REXROTH	1
64	KUORMANLASKUVENTTIILI	HSZ 10 A426-1X/ALK4-BLK4M00	REXROTH	1
65	SULKUVENTTIILI	Z4WE63X/EG24N9K4	REXROTH	1

9 YHTEENVETO

Tässä opinnäytetyössä suunniteltiin hydrauliikkayksikkö YIT:n Ylivieskan tehtaalle. Ylivieskan tehtaalla on käytössä kolme induktiotaivutuskonetta. Tällä hetkellä tuotannossa käytössä olevat kaksi Gregson- merkkistä induktiotaivutuskoneetta käyttävät samaa hydrauliikkayksikköä, joka ei mahdollista taivutuskoneiden samanaikaista tuotannollista käyttöä.

Työn tavoitteena oli suunnitella Gregson 2”-12” induktiotaivutuskoneelle erillinen hydrauliikkayksikkö sekä modifioida jo käytössä oleva aikaisempi hydrauliikkajärjestelmä ja siihen tulevat laitelisäykset. Induktiotaivutuskoneiden tuotanto-kapasiteetin noston ja yhtäaikaisen tuotannollisen käytön mahdollistaa osittain Gregson 2”-12” merkkiselle koneelle suunniteltu oma ja erillinen hydrauliikkayksikkö.

Työ aloitettiin tutustumalla induktiotaivutuskoneisiin, jotka sijaitsevat edellä mainitussa YIT:n tehtaassa. Koneesta valokuvattiin suunnittelun kannalta tärkeimmät kohteet ja komponentit sekä koneen toimintaperiaate, jota voitiin käyttää hahmottamiseen sekä hyödyntämiseen layout-kuvan suunnittelussa. Induktiotaivutuskoneesta kerättiin kaikki aikaisemmin tuotettu dokumentointi, minkä katsottiin olevan järjestelmän suunnittelussa ja toimintaperiaatteen hahmottamisen kannalta oleellista.

Suunnittelu aloitettiin määrittelemällä toimilaitteiden tarvitsemat voimat ja momentit. Työsylinterin tarvitsema tilavuusvirta määriteltiin pikaliikettä ja työliikettä varten. Järjestelmän ohjaustavaksi tilaaja halusi sähköisen logiikkaohjauksen, mikä vaikutti myöhemmin komponenttien valinnassa. Suunnittelussa otettiin huomioon myöhemmin induktiotaivutuskoneeseen tehtävät, hydrauliikkana muutokset ja laajennukset.

Induktiotaivutuskoneesta suunniteltiin layout-piirustus komponenttien sijoittelun ja hahmottamisen tueksi. Alustavien piirikaavioiden suunnittelussa ja simuloinnissa käytettiin AutomationStudio- ohjelmaa, kun selvitettiin toimilaitteiden liikkuvuutta ja toimivuutta toisiinsa nähden sekä tehtiin niihin tarvittavat muutokset sekä korjaukset.

Työsylinterin tilavuusvirtojen ja tarvittavien painevaatimusten perusteella valittiin kohteeseen soveltuva hydrauliikkapumput ja sähkömoottorit. Lukitussyliterien tarvitsema

painevaatimus tuli työn tilaajan puolelta, mutta tilavuusvirtatarkastelu suoritettiin myös näille sylintereille. Hydrauliikkaventtiilien ja ohjauskomponenttien valintaan vaikutti vaaditun hydraulisen toiminnon saavuttaminen, oikea ja tarkoituksenmukainen asennustapa, maksimitilavuusvirtojen määrä sekä tarkoituksen mukaisen painetason kesto. Suunnittelussa jouduttiin tekemään komponenttien valinnassa kompromisseja, jotta saavutettiin halututut tilavuusvirrat. Järjestelmän tarvitseman putkiston mitoitus perustui suositeltujen virtausnopeuksien ja käyttöpaineen sekä tilavuusvirran vaikutuksesta saatuihin laskennallisiin tuloksiin. Jäähdytystarpeen tarkastelussa huomioitiin hydrauliikkasäiliön koko, sijoituskohde ja lämpötila sekä pumppujen muodostama häviöteho.

Työntilaaja halusi lukitussylinterijärjestelmään myös suunniteltavan perinteisen paineakkujärjestelmän. Tilaajan kanssa käytyjen keskustelujen pohjalta saatiin yhteisymmärrys siitä, että paineakkujärjestelmä korvataan erillisellä lukitusyksiköllä, joka sijoitetaan induktiotaivutuskoneen yhteyteen. Järjestelmään suunniteltujen lopullisten muutosten jälkeen suunniteltiin lopulliset hydrauliikkakaaviot ja osaluettelot.

Työssä saavutettiin sille ennalta asetetut tavoitteen niiltä osin, kun ne työn alussa asetettiin. Hydrauliikkakaavioiden suunnittelun hankaloitti rajoitettu käyttöoikeus AutomatioStudio-ohjelmistossa. Tältä osin ei saatu suunniteltua yhtenäistä hydrauliikkakaaviota vastoin alkuperäistä suunnitelmaa. Järjestelmän suunnittelun teki haasteelliseksi järjestelmän koko, laajuus ja suuri komponenttien määrä.

Työssä oppimisen kannalta keskeisiä asioita oli, suunniteltavan järjestelmän toimintaperiaatteen tuntemus, edesauttoi järjestelmää suunniteltaessa ja komponentteja valittaessa. Aikaisempi hydrauliikan tuntemus oli hyödyksi suunnittelussa. AutomatioStudio- ohjelmiston käyttö oli jo sujuvaa mutta, rajoitetulla lisenssillä ja vähäisellä komponenttikirjastolla oli vaikea saada suunniteltua riittävän kattavaa kokonaisuutta. Koska hydrauliikkajärjestelmä koostui useista eri komponenteista, tulivat ne myös työn ohella tutuiksi.

Työssä parityöskentely sujui pääsääntöisesti hyvin, joistakin aikataulullista ja työnrytmityksellisistä vaikeuksista huolimatta.

LÄHTEET

Exner, H., Freitag, R., Geis, H., Lang, R., Oppolzer, J., Schwab, P., Sumpf, E., Ostendorf, U. & Reik, M. 1991. *Der Hydraulik Trainer. Main: Mannesmann Rexroth GmbH.*

Kauranen, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2008. *Hydraulitekniikka. Helsinki: WSOY*

Kauranen, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 1998. Hydraulitekniikkan perusteet. Helsinki: WSOY

Hydrauliikan perusteet. Www-dokumentti. Saatavissa: http://www.fluidfinland.fi/wp-content/uploads/2012/01/8.Hydrauliikan-perusteet.pdf. Luettu 3.10.2012.

Keinänen, T., Kärkkäinen, P., Lähetkangas, M. & Sumujärvi, M. 2007. *Automaatiojärjestelmien logiikat ja ohjaustekniikat.* Helsinki: WSOY.

Kärkkäinen, K. & Keinänen, T. 2009. *Automaatiojärjestelmien hydrauliikka ja pneumatiikka.* Helsinki: WSOY.

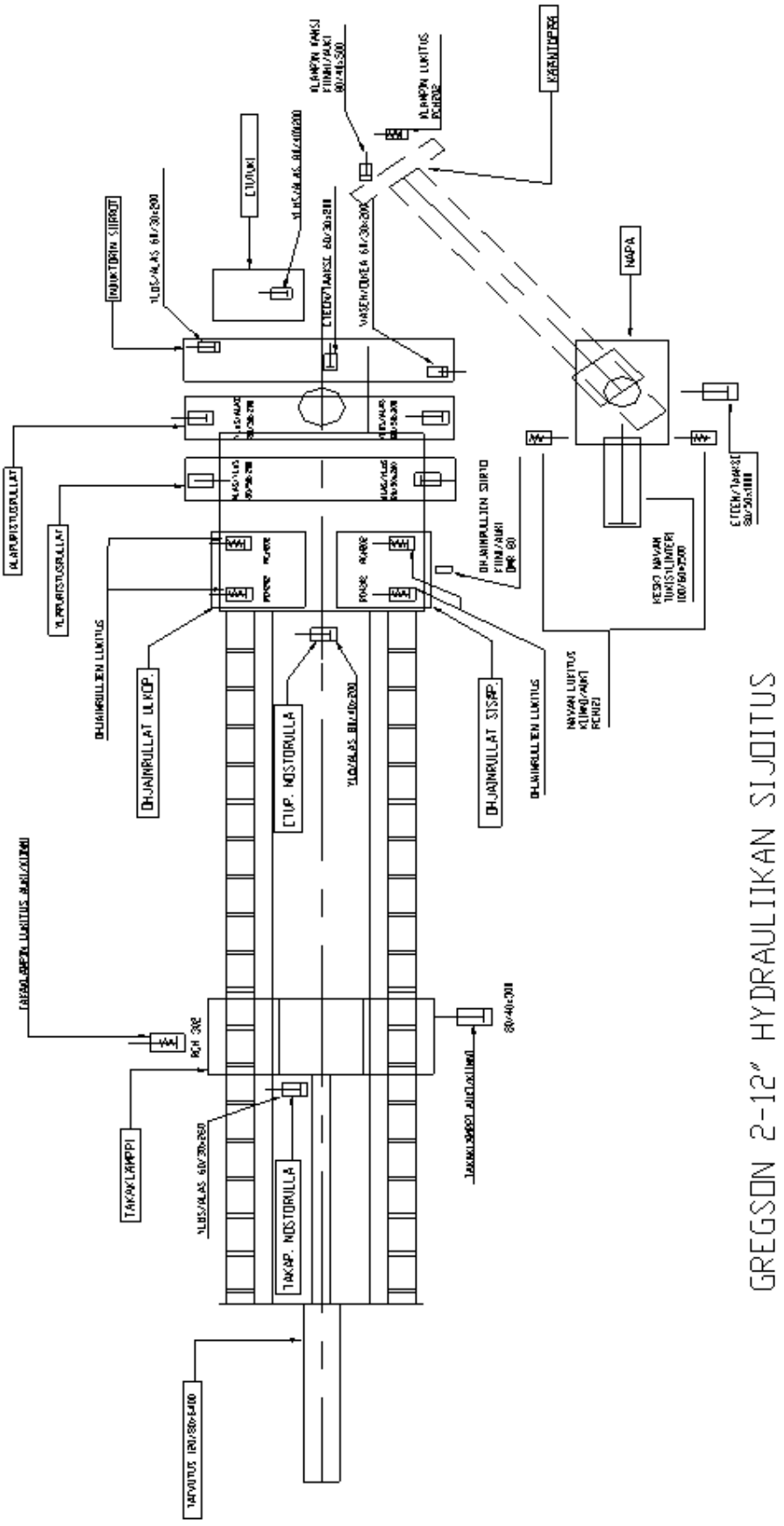
Kärkkäinen, K. & Keinänen, T. 1997. Hydrauliikka ja pneumatiikka koneautomaatio 1. Helsinki: WSOY.

Koneautomaatio /Metropolia. Www-dokumentti. Saatavissa:http://wiki.metropolia.fi/pages/viewinfo.action?pageId=12158138. Luettu: 26.9.2012.

Paavilainen, H., Hydrauliikka 1/ Metropolia. *Hydrauliikka 1*. Www-dokumentti. Saatavissa: https://wiki.metropolia.fi//download/attachments/12158203/luentomoniste.pdf. Luettu: 9.10.2012.

Teollisuushydraulijärjestelmien suunnittelu- ja hankintaohje, osa 5. 2004. Promaint.

LIITE 1


KÄSINTUKEE
NAPA
OHJAINRULLAT SISÄP.
OHJAINRULLAT ULKOP.
TAKAP. NOSTORULLA
TAKAPUOLEN LUKITUS
TAKAPUOLEN SIIRTO
TAKAPUOLEN LUKITUS
TAKAPUOLEN LUKITUS
TAKAPUOLEN LUKITUS