



Sinkityslinjan hydraulikkajärjestelmän modernisointi

Simo Niittymäki

OPINNÄYTETYÖ
Joulukuu 2019

Konetekniikka
Koneautomaatio

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikka
Koneautomaatio

NIITTYMÄKI, SIMO:
Sinkityslinjan hydraulikkajärjestelmän modernisointi

Opinnäytetyö 35 sivua, joista liitteitä 4 sivua
Joulukuu 2019

Opinnäytetyön aiheena on sinkityslinjan hydraulikkajärjestelmän modernisointi. Työn tilaajana on SSAB Europe Oy Hämeenlinnan tehdas. SSAB Europen Hämeenlinnan tehtaalla kylmävalssataan ja pinnoitetaan terästä sekä valmistetaan putkia. Opinnäytetyössä kehitetään, mitoitetaan ja suunnitellaan tehtaan nykyisen hydraulikkajärjestelmän modernisointia. Työssä lasketaan tuotantolinjan tarvitsema tilavuusvirtataso ja sen perusteella uuden hydraulikkayksikön tuottama tilavuusvirta. Toimilaitteita ei tässä vaiheessa ole tarvetta modernisoida, joten uuden järjestelmän painetaso tulee olemaan sama, kuin nykyisessä järjestelmässä.

Työssä määriteltiin järjestelmässä tarvittavat tilavuusvirrat. Tarvittavan tilavuusvirran perusteella määriteltiin uuden hydraulikkayksikön pumpun koko, käyttömoottorin teho, paineakun tyyppi ja nestesäiliön koko. Suunnitelman toteuttamiseksi ja uuden järjestelmän hahmottamiseksi laadittiin uudesta hydraulikkayksiköstä hydraulikkakaavio. Hydraulikkajärjestelmän suunnittelussa käytettiin Autocad 2019 –suunnitteluohjelmaa. Hydraulikkapumppu ja paineakku valittiin tilaajan menettelyohjeen mukaan Bosch Rexrothin valikoimasta, loput komponentit valitsee uuden järjestelmän toimittaja. Työn tilaajalle luovutettiin suunnitellut hydraulikkakaaviot.

Opinnäytetyöhön sisältyi nykyisten hydraulikkakaavioiden tulkinta, tarvittavien tilavuusvirtojen laskenta, komponenttien valinta sekä uuden hydraulikkayksikön suunnittelu ja dokumentointi. Tärkeä osuus työssä on hydraulikkakaavio uuden hydraulikkayksikön hankkimisen tueksi.

Asiasanat: hydraulikka, hydraulikkajärjestelmä, suunnittelu, tilavuusvirta

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical Engineering Machine Automation

NIITTYMÄKI, SIMO:
Modernization of Zinc Line Hydraulic System

Bachelor's thesis 35 pages, appendices 4 pages
December 2019

The subject of this thesis was the modernization of the hydraulics system of a galvanizing line. The work was commissioned by SSAB Europe Oy's Hämeenlinna Works. The aim of this thesis was to develop, dimension and design the current hydraulics system.

The volume flows needed in the system were defined, and suitable components were chosen. The actuators in the system were not adjusted in any way, so the pressure in the new system was the same as in the old system. To implement the plan and outline the new system, a hydraulic diagram of the new hydraulic unit was drawn.

The hydraulic system was designed using Autocad 2019 design software. The hydraulic pump and pressure accumulator were chosen from the Bosch Rexroth range according to the customer's instructions, the rest of the components are selected by the supplier of the new system. The hydraulic diagrams planned in this study were handed over to the customer.

Key words: hydraulics, hydraulic system, planning, volume flow

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	HYDRAULIIKAN TEORIA	7
	2.1 Hydrauliiikkapumput.....	8
	2.2 Hydrauliikkamoottorit.....	8
	2.3 Hydrauliikkasyliinterit	9
	2.4 Venttiilit.....	9
	2.5 Paineakut	10
	2.6 Suodattimet	10
	2.7 Lämmönsiirtimet.....	11
	2.8 Säiliöt	12
3	HYDRAULIIKKAJÄRJESTELMÄN KEHITTÄMINEN	13
	3.1 Alkuperäinen hydrauliiikkajärjestelmä	13
	3.2 Kelavaunujen hydrauliikkajärjestelmä	14
	3.3 Romutusleikkurin hydrauliikkajärjestelmä.....	15
	3.4 Hitsauskoneen hydrauliikkajärjestelmä	16
4	HYDRAULIIKKAJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU	17
	4.1 Käyttöikävaatimus	17
	4.2 Tarvittavan tilavuusvirran määrittäminen.....	18
	4.2.1 Hydrauliikkasyliinterien tilavuusvirta	18
	4.2.2 Hydrauliikkamoottorien tilavuusvirta	19
	4.2.3 Hydrauliikkapumpun tilavuusvirta	20
	4.2.4 Tilavuusvirtatason selvittäminen.....	20
	4.2.5 Hydrauliikkapumpun valinta.....	22
	4.2.6 Paineakun valinta	25
	4.2.7 Säiliön valinta	26
	4.2.8 Lämmönsiirtimien valinta	27
	4.3 Suunnittelun tulokset.....	27
5	TEKNINEN DOKUMENTOINTI.....	28
6	JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA.....	29
	LÄHTEET	31
	LIITTEET.....	32
	Liite 1. Hydrauliikkayksikkö hydrauliikkakaavio (Simo Niittymäki 2019).....	32
	Liite 2. Romutusleikkurien hydrauliikkakaavio (Simo Niittymäki 2019).....	33
	Liite 3. Aukikelain 1 hydrauliikkakaavio (Simo Niittymäki 2019).....	34
	Liite 4. Aukikelain 2 hydrauliikkakaavio (Simo Niittymäki 2019).....	35

ERITYISSANASTO

<i>A</i>	pinta-ala (m^2)
<i>baari</i>	1 (bar) = 1 000 000 (Pa) = 0,1 (MPa)
<i>F</i>	voima (N)
<i>fluiditekniiikka</i>	hydrostatiikka, hydrodynamiikka, hydrauliiikka ja pneumatiikka
<i>kavitaatio</i>	<i>kavitaatio</i> on ilmiö, jossa neste alkaa kiehua paineen laskun johdosta
<i>n</i>	hyötysuhde kertoo suhdelukuna, kuinka suuri osa järjestelmään syötetystä energiasta voidaan hyödyntää varsinaista tarkoitusta varten
<i>p</i>	paine (Pa) = (N/m^2)
<i>Q</i>	tilavuusvirta (l/min), (m^3/s)
<i>viskositeetti</i>	<i>viskositeetti</i> on lämpötilasta riippuva suure, jolla ilmaistään nesteen juoksevuutta

1 JOHDANTO

SSAB on maailmanlaajuinen teräsyhtiö ja johtava korkealaatuisten terästen ja niihin liittyvien palvelujen toimittaja. SSAB Europe Oy:n Hämeenlinnan tehtaalla päätuotteita ovat kylmävalssatut, sinkityt, maalipinnoitetut teräskelat ja arkit sekä ohutseinäputket ja rakenneputket. SSAB Europe Oy:n Hämeenlinnan tehtaalla on kolme sinkityslinjaa, tämä opinnäytetyö on tehty sinkityslinja 1:lle. Sinkityslinja 1 on käynnistynyt vuonna 1972. (SSAB.)

Opinnäytetyön tarkoituksena on SSAB:n terästehtaan sinkityslinja 1:n alkuosan hydraulikan modernisoinnin valmistelu ja suunnittelu. Nykyinen hydraulikkajärjestelmä on alun perin koostunut yhdestä järjestelmästä. Tuotantolinjaa on kehitetty useampaan kertaan ja nykyään linjan alkupäässä on neljä eri hydraulikkajärjestelmää. Alkuperäisen järjestelmän lisäksi, kelavaunuille, romutusleikkurille ja hitsauskoneelle on oma erillinen hydraulikkajärjestelmä.

Opinnäytetyön tavoitteena on kehittää, mitoittaa ja suunnitella nykyistä hydraulikkajärjestelmää. Työssä määritellään järjestelmässä tarvittavat tilavuusvirrat, sekä valitaan tarvittavat komponentit. Toimilaitteet säilyvät ennallaan, joten uuden järjestelmän painetaso on sama kuin nykyisessä järjestelmässä. Suunnitelman toteuttamiseksi ja uuden järjestelmän hahmottamiseksi laaditaan uudesta hydraulikkayksiköstä hydraulikkakaavio. Sähköinen piirikaavio rajataan pois tästä työstä.

Alkuperäinen hydraulikkajärjestelmä on varsin hankalasti huollettava ja järjestelmä on varsin monimutkaisesti toteutettu verrattuna nykytekniikkaan. Hydraulikkajärjestelmän rakenteesta johtuen energiatehokkuus on huono. Järjestelmässä esiintyy ajoittain vuotoja, joiden korjaaminen varsin hankalaa johtuen alkuperäisistä venttiileistä, tiivisteistä ja muista komponenteista. Mahdollisissa vikatilanteissa vanhojen komponenttien korvaaminen on haastava tehtävä.

2 HYDRAULIIKAN TEORIA

Hydrauliikka kuuluu fluiditekniikkaan. Fluiditekniikan osa-alueita ovat hydrauliikka, hydrostatiikka, hydrodynamiikka ja pneumatiikka. Hydrostatiikassa käytetään paineenalaista nestettä tehonsiirrossa. Järjestelmän työ tehdään paineenergian avulla. Hydrostatiikasta käytetään yleisesti lyhyttä yleisnimeä, joka on hydrauliikka. (Fluidfinland 2002.)

Hydrostaattisessa tehonsiirrossa energiaa muuntavia komponentteja ovat pumput, moottorit ja sylinterit. Ne toimivat syrjäytysperiaatteella, millä tarkoitetaan sitä, että energia muunnetaan muodosta toiseen rakenteen syrjäytyseliemien staattisten voimavaikutusten avulla ilman, että dynaamisilla voimilla olisi merkittävää osuutta toiminnassa. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 137.)

Hydrauliset tehonsiirtojärjestelmät siirtävät mekaanisesti tuotetun energian hydrauliseksi tehoksi. Mekaaninen teho siirtyy hydrauliseksi paineeksi ja tilavuusvirraksi. Mekaaninen energia tuotetaan tavallisimmin sähkö- tai polttomoottorilla. Työkohteen toimilaitteet muuttavat hydraulisen energian takaisin mekaaniseksi energiaksi. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 170.)

Hydraulisten järjestelmien etuina muihin tehonsiirtotapoihin verrattuna ovat muun muassa suunnittelun vapaus ja komponenttien hyvät teho-painosuhteet. Koska teho siirretään putkia ja letkuja pitkin, suunnittelija ei ole sidoksissa johonkin tarkoin määrättyyn tehonsiirtorataan vaan teho voidaan siirtää tuotokohdasta käyttökohteeseen sopivinta reittiä pitkin. Komponenttien pieni koko suhteessa niiden tehoon puolestaan johtaa siihen, että hydraulijärjestelmä vaatii sovelluksesta pienemmän tilan kuin muihin periaatteisiin perustuvat tehonsiirtojärjestelmät. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 1.)

Hydrauliikassa paine ilmoitetaan yleensä ylipaineena, eli vallitsevaa ilmanpainetta ei oteta huomioon. Jos halutaan ilmoittaa paineen absoluuttinen arvo, on ylipaineen arvoon lisättävä ilmanpaineen arvo eli 101325 Pa eli 0,1 MPa. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 172.)

Tilavuusvirralla tarkoitetaan aikayksikössä virranneen nestemäärän tilavuutta. SI-järjestelmässä tilavuusvirran yksikkö on kuutiometriä sekunnissa (m^3/s). Koska tämä yksikkö on usein liian suuri, käytetään kerrannaisyksikköä eli litraa minuutissa (l/min). (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 173.)

2.1 Hydrauliiikkapumput

Hydrauliiikassa käytettävät pumput toimivat yleensä syrjäytysperiaatteella ja ne tuottavat tilavuusvirtaa. Pumpussa sen akselille pyörimisliikkeen muodossa tuotu mekaaninen energia muuttuu hydrauliseksi energiaksi. Järjestelmään syntyy paine vasta silloin, kun pumpun synnyttämän tilavuusvirran kulkua vastustetaan esimerkiksi sylinterin liikuttaman kuorman avulla. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 189.)

Kun hydraulista pumppua käytetään paineettomana, saadaan jokaista sen pyörimää kierrosta kohden tietty nestemäärä, jota kutsutaan kierrostitilavuudeksi (V_k). Pumpun tuottama tilavuusvirta (Q) riippuu siis pyörimisnopeudesta (n) ja kierrostitilavuudesta (V_k). (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 189.)

2.2 Hydrauliiikkamoottorit

Moottorit muuntavat pumppujen tuottaman hydraulisen tehon takaisin mekaaniseksi. Teho saadaan pyörivänä liikkeenä, joka voi olla joko rajoitettu tai rajoittamaton. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 173.)

Vaikka pumput ja moottorit ovat toiminnaltaan toisiinsa nähden käänteisiä, ne eivät kuitenkaan ole täysin samanlaisia komponentteja vaan kummallekin ominaiset toimintavaatimukset johtavat eroihin sisäisen rakenteen yksityiskohdissa. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 173.)

2.3 Hydraulikkasyylinterit

Sylinterit muuttavat hydraulisen tehon mekaaniseksi, suoraviivaiseksi, edestakaiseksi liikkeeksi eli lineaariliikkeeksi. Teho saadaan sylinterin rakenteesta ja kiinnitystavasta riippuvasti joko männänvarresta tai sylinteriputkesta. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 195.)

Sylinterit voidaan toimintaperiaatteensa mukaisesti luokitella kahteen pääryhmään: yksitoimisiin ja kaksitoimisiin. Yksitoimisia sylintereitä käytetään vain toiseen liikesuuntaan, jolloin työliike saadaan vain tähän suuntaan. Paluuliike toteutetaan ulkoisella voimalla, joka voi aiheutua sylinterin omasta painosta, sylinteriä kuormittavasta voimasta tai sylinterin sisäisestä palautusjousetta, joka tosin rajoittaa sylinterin iskunpituutta ja voimaa. Kaksitoimisia sylintereitä taas käytetään hydraulisesti molempiin liikesuuntiin, jolloin myös työliike saadaan molempiin suuntiin. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 195.)

2.4 Venttiilit

Hydraulijärjestelmän venttiileillä ohjataan tai säädetään paineen ja tilavuusvirran suuruutta sekä ohjataan tilavuusvirran suuntaa. Paineen säädöllä vaikutetaan toimilaitteista saataviin voimiin ja momentteihin, tilavuusvirran säädöllä toimilaitteiden liikenopeuksiin ja tilavuusvirran suunnan ohjauksella toimilaitteiden liikesuuntiin. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 224.)

Edellä mainittujen käyttötarkoitusten perusteella venttiilit ryhmitellään paine-, virta- ja suuntaventtiileihin. Näiden toisistaan selkeästi erotettavien ryhmien lisäksi omat ryhmänsä muodostavat proportionaali-, servo- ja patruunaventtiilit, joita voidaan käyttää kaikkiin edellä mainittuihin käyttötarkoituksiin. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 224.)

2.5 Paineakut

Paineakut toimivat hydraulijärjestelmissä varastoina, joissa pumpulta saatua paine-energiaa säilytetään tulevaa käyttöä varten. Koska hydraulineste ei normaalisti käytettävillä paineilla puristu merkittävästi kokoon, on siihen itseensä mahdoton varastoida suuria energiamääriä. Energia onkin varastoitava muulla tavoin, nesteen ulkopuolelle. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 198.)

Nykyisin käytössä on vain kaasun tilavuuden muutokseen perustuvia paineakkuja (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 198). Hydraulijärjestelmässä on sen pumpun mitoitusperustana suurin tarvittava tilavuusvirta. Jos tätä suurinta tilavuusvirtaa tarvitaan vain hetkellisesti, on järkevää käyttää pienempää pumppua ja varastoida hetkellisen käytön tilavuusvirta paineakkuun. Järjestelmän pumpu on kuitenkin mitoitettava niin suureksi, että paineakku ehtii varautua täyteen työkierron aikana. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 199.)

2.6 Suodattimet

Suodattimia käytetään poistamaan hydraulijärjestelmän öljystä siinä olevia epäpuhtauksia. Suodattimien tarkoituksena on pitää järjestelmä mahdollisimman puhtaana ja siten vähentää huollon ja korjauksen tarvetta. Kun suodatus on oikein suunniteltu ja toteutettu, saavutetaan järjestelmän häiriötön toiminta ja lisätään sen komponenttien kestoikää. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 203.)

Suodattimilla poistetaan järjestelmässä olevia kiinteitä likapartikkeleita, mutta nestemäisiä ja kaasumaisia epäpuhtauksia suodattimilla ei voida poistaa. Tärkein nestemäinen epäpuhtaus hydraulinesteessä on vesi. Kaasumaisista epäpuhtauksista tärkein on nesteeseen päässyt ilma. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 203.)

2.7 Lämmönsiirtimet

Häiriöttömän ja luotettavan, hyvällä hyötysuhteella toimivan hydraulijärjestelmän toiminnan ehto on, että sen lämpötila pysyy koko toiminnan ajan tiettyjen lämpötilarajojen sisällä. Sopivan lämpötilan ylläpitämiseksi nestettä voi joutua jäähdyttämään tai lämmittämään. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 208.)

Kun lämpötila on järjestelmälle ja nesteelle edullisinta käyttölämpötilaa alhaisempi, nesteen viskositeetti saa optimiarvoaan suuremman arvon. Tämän kasvattaa virtauksesta aiheutuvia kitkahäviöitä, jolloin myös kavitaatiovaara pumpun imukanavassa kasvaa. Lisäksi nesteen voitelukyky heikkenee, koska neste ei lisääntyneen virtausvastuksensa vuoksi kykene tunkeutumaan ahtaisiin välyksiin samalla tavalla kuin viskoositeetiltään pienempi neste. Komponenttien toisiinsa nähden liikkuvat osat pääsevät tällöin suoraan kosketukseen keskenään, jolloin osien kuluminen nopeutuu. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 402.)

Jäähdyttimet alentavat järjestelmän lämpötilaa siirtämällä hydraulineesteeseen sitoutunutta lämpöä jäähdytinaineeseen, joka ilmajäähdyttimissä on ilmaa ja vesijäähdyttimissä vettä. Laitteiden jäähdytysteho on sitä parempi, mitä suurempi on jäähdyttävän aineen ja jäähdytettävän aineen välinen lämpötilaero ja mitä suurempi on jäähdytinainevirtaus sekä aineiden välinen jäähdyttävä pinta-ala. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 403.)

Nesteen lämpötilan kohottaminen erityisillä lämmittimillä on yleensä tarpeen vain silloin, kun kylmissä oloissa toimiva järjestelmä käynnistetään pitkän käyttökätkön jälkeen. Tällöin nesteen viskositeetin arvo saattaa olla suurempi kuin korkein järjestelmän pumpulle tai pumpuille sallittu käynnistysviskositeetin arvo, joten kavitaatiovaurioiden estämiseksi viskositeetin arvoa on alennettava ennen pumppujen käynnistämistä. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 407.)

2.8 Säiliöt

Säiliön päätehtävänä on toimia hydraulijärjestelmän nestevarastona, minkä lisäksi se toimii myös lämmönsiirtimenä, nesteen epäpuhtauksien erottimena sekä järjestelmän komponenttien asennusalustana. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 409.)

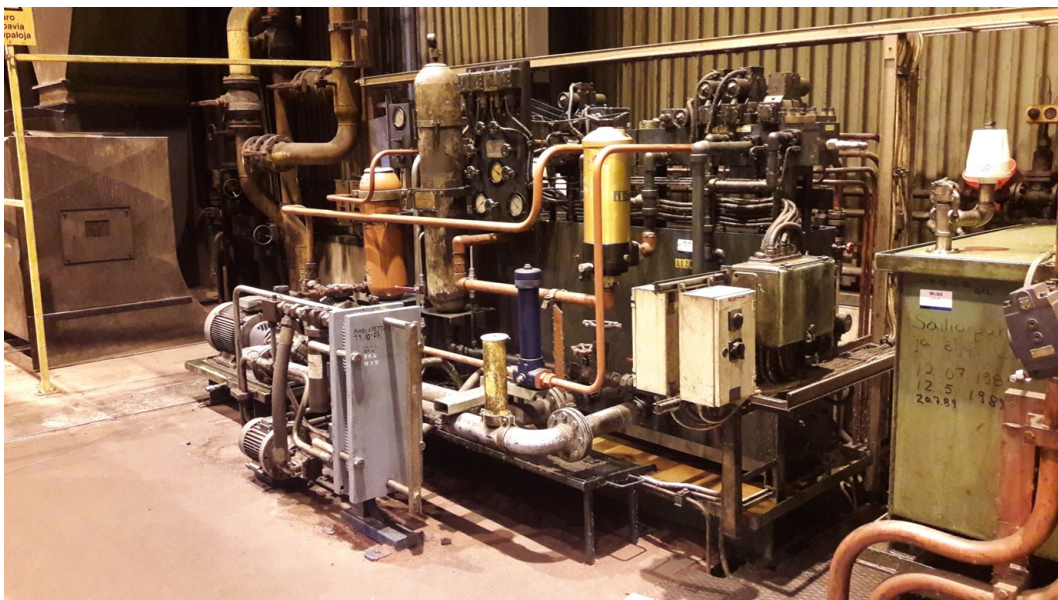
Hydraulijärjestelmässä tulee olla nestevarasto, josta voidaan ottaa sekä järjestelmän toimilaitteiden käyttöön että järjestelmän vuotojen kompensointiin tarvittava nestemäärä ja jonne järjestelmässä tarpeeton tai järjestelmästä vuotava neste voidaan palauttaa. Nestevarastosta otettava hetkellinen kokonaistilavuusvirta ja sinne samalla ajanhetkellä järjestelmästä palaava kokonaisuustilavuusvirta eivät kuitenkaan välttämättä ole yhtä suuria. Jotta tämä tilavuusvirtojen erisuuruus ei johtaisi järjestelmässä toimintahäiriöihin, varastoidun nestemäärän ja varastointitilan tulee olla niin suuria, että ne toimivat tilavuusvirtaeroja tasautavana puskurina. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 409.)

3 HYDRAULIIKKAJÄRJESTELMÄN KEHITTÄMINEN

Sinkityslinja 1 alkupään hydrauliiikan kehitystyö käynnistettiin nykyiseen järjestelmään tarvittavien muutosten kartoituksella ja aloituspalaveri pidettiin yhdessä työn tilaajan kanssa. Nykyistä järjestelmää on modernisoitu useampaan kertaan ja nykyisin se koostuu neljästä eri hydrauliiikkayksiköstä venttiileineen.

3.1 Alkuperäinen hydrauliikkajärjestelmä

Alkuperäisellä hydrauliiikalla toimii pujotuspöydät, vetorullat, tuurnan paisutukset ja kelaimen sivusiirrot. Järjestelmässä on kaksi vakiotilavuus kaksoissiipipumpua 18,5 kW sähkömoottoreilla ja kaksi pienempää vakiotilavuus siipipumpua 2,2 kW sähkömoottoreilla (kuva1). Järjestelmässä on jäähdytin-suodatin pumpukierro, joka on käynnissä koko ajan. Järjestelmän painetaso on 50 bar. (Piirustus RR 135023/B, 1998.)

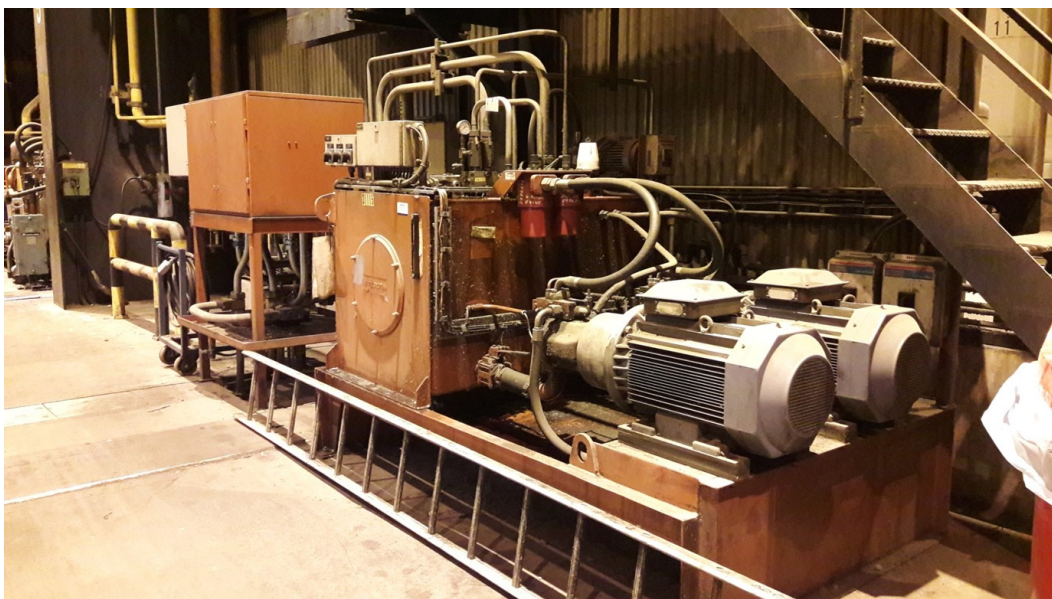


KUVA 1. Alkuperäinen hydrauliikkayksikkö (Kuva: Simo Niittymäki 2019)

Järjestelmässä esiintyy ajoittain vuotoja ja niiden korjaaminen on varsin hankalaa johtuen alkuperäisistä venttiileistä, tiivisteistä ja muista komponenteista. Mahdollisessa vikatilanteessa vanhojen venttiilien korvaaminen uusilla ei ole aina mahdollista ilman muutostyötä.

3.2 Kelavaunujen hydraulikkajärjestelmä

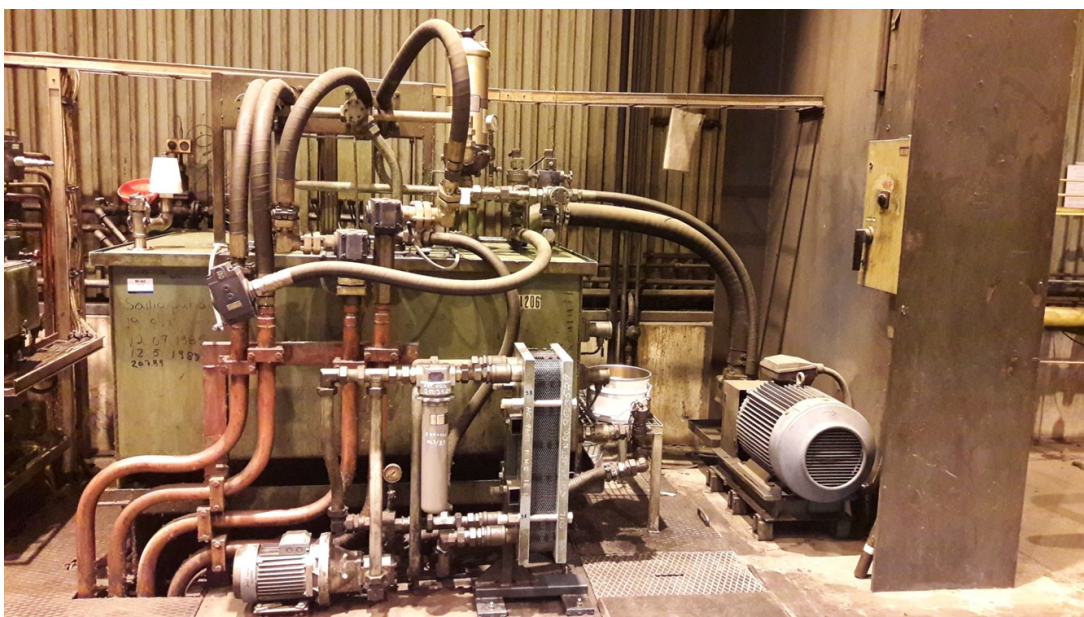
Kelavaunujen hydraulikkayksikössä on kaksi säätötilavuuksista aksiaalimäntäpumppua. Molemmat pumput ovat käynnissä linjan käydessä, sähkömoottorien teho on 30 kW (kuva 2). Järjestelmässä on suodatinpumpunkierto, joka on käynnissä koko ajan. Kelavaunuissa hydraulisesti toimii kelasatulan nosto, lasku ja kelanpyöritys. Kelavaunun hydraulikka toimintoja ei ole tarvetta käyttää jatkuvasti, tässä tilanteessa pumput toimivat vapaakierrolla. Järjestelmän painetaso on 120 bar. Modernisoitu 1998. (Piirustus RR 287692, 1998.)



KUVA 2. Kelavaunujen hydraulikkayksikkö (Kuva: Simo Niittymäki 2019)

3.3 Romutusleikkurin hydraulikkajärjestelmä

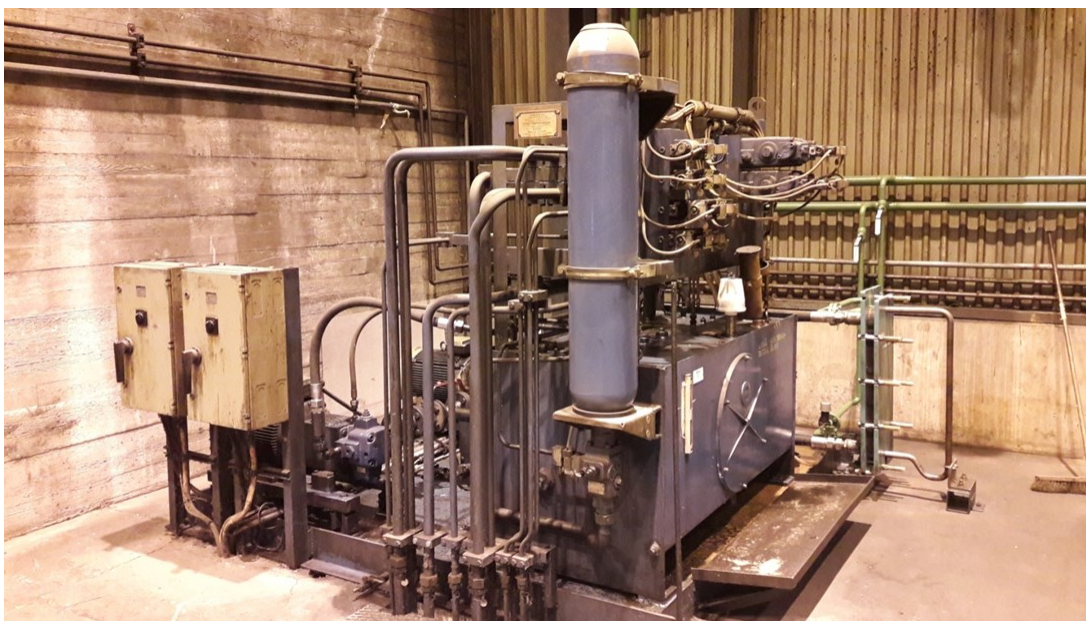
Romutusleikkurin hydraulikalla toimii vain romutusleikkurit 1 ja 2. Hydraulikkayksikössä on vain yksi vakiotilavuuksinen siipipumppu, jossa sähkömoottorin teho 55 kW (kuva 3). Pumppu käynnistyy vain silloin kun leikkureita käytetään ja järjestelmässä ei ole paineakkuja. Järjestelmässä on jäähdytin/suodatinpumppukierto, joka on käynnissä koko ajan. Järjestelmän painetaso on 70 bar. Modernisoitu 1983. (Pirustus RR 386188, 1983.)



KUVA 3. Romutusleikkurin hydraulikkayksikkö (Kuva: Simo Niittymäki 2019)

3.4 Hitsauskoneen hydraulikkajärjestelmä

Kelavaunujen hydraulikkayksikössä on kaksi säätötilavuuksista siipipumpua, joista toinen on varapumppu. Sähkömoottorien teho on 30 kW (kuva 4). Järjestelmässä on suodatinpumppukierro, joka on käynnissä koko ajan. Järjestelmän painetaso on 110 bar. Modernisoitu 1984.



KUVA 4. Hitsauskoneen hydraulikkayksikkö (Kuva: Simo Niittymäki 2019)

4 HYDRAULIIKKAJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

Opinnäytetyön aloituspalaverissa 24.5.2019 käytiin läpi nykyistä järjestelmää tehtaan eri osastojen asiantuntijoiden kanssa. Päätettiin että, korvataan leikkurien ja alkuperäinen alkupään hydraulikkayksikkö yhdellä uudella hydraulikkayksiköllä. Kelavaunujen ja hitsauskoneen hydraulikkajärjestelmät ovat hyvin lähellä nykyisin käytettävää tekniikkaa, että niitä ei tässä vaiheessa kannata uusia.

Järjestelmän pääsuureiksi luetaan käyttöikävaatimukset sekä hydrauliset suu-reet (Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta 2006, 30). Hydraulisista suureista painetaso (70 bar) on jo tiedossa alkuperäisestä järjestelmästä, mutta tilavuusvirtatasoa ei tarkkaan tiedetä, koska järjestelmää on muutettu alkuperäisestä.

4.1 Käyttöikävaatimus

Järjestelmäsuunnittelun alussa selvitetään järjestelmän komponenteille asetettava käyttöikävaatimus, joka vaikuttaa järjestelmän komponenttivalintoihin (PSK standardisointiyhdistys 2006, 30). Taulukon perusteella valitaan komponentit normaaliin jatkuvaan teollisuuskäyttöön koska painetaso on alle 180 bar ja tuotantolinja on käynnissä jatkuvasti, seisokkiaikoja lukuun ottamatta (taulukko 1).

TAULUKKO 1. Ohjeellinen komponenttien käyttöikävaatimus (PSK standardisointiyhdistys 2006)

Käyttösovellus	Suunniteltu käyttöikä Designed service life [h]	Jatkuva painetaso Continuous pressure level [bar]	Application
Harvoin tarvittu käyttö	< 2000	≤ 250	Rarely needed use
Normaali jaksottainen käyttö	4000...8000	≤ 250	Normal cyclic use
Normaali jatkuvatoiminen teollisuuskäyttö	20000...60000	≤ 180	Normal continuous industrial use
Erikoissovellus esim. voimalaitoskäyttö	> 60000	≤ 100	Special application, e.g. power station use

4.2 Tarvittavan tilavuusvirran määrittäminen

Nykyisen hydraulikkajärjestelmän toimilaitteiden vaatima tilavuusvirta selvitettiin piirustuksista sekä paikanpäältä mittaamalla. Koska vanhoja piirustuksia ei ole täysin päivitetty modernisaatioiden yhteydessä, osa järjestelmästä kartoitettiin paikan päällä tutkimalla. Toimilaitteiden nopeudet määritettiin piirustuksien ja sekuntikellon avulla.

Tuotantolinjan käydessä kartoitettiin samanaikaisesti tapahtuvat toiminnot ja toimintojen järjestys, kuinka usein ja kuinka paljon kutakin hydraulista toimintoa käytetään. Tämän perusteella määritettiin uuden hydraulikkajärjestelmän tuottama tilavuusvirta.

4.2.1 Hydraulikkasynterien tilavuusvirta

Sylinterin tarvitsema tilavuusvirta (Q) voidaan laskea kaavasta: (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 295.)

$$Q = v \cdot A \quad (1)$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2)$$

Jossa v = sylinterin nopeus (m/s)
 A = männän pinta-ala (m²)
 D = sylinterin halkaisija (m)

Todellisissa sylintereissä esiintyy kuitenkin kammioissa vallitsevien paineiden johdosta vuotoja sekä männän ohitse korkeampipaineisen kammion puolelta matalampipaineiseen että männänvarren tiivisteiden ohitse ympäristöön, jotka sylinterin liikesuunnan mukaan pienentävät saavutettua liikenopeutta. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 201.)

Vuotojen määrä riippuu männän ja männänvarren tiivisteistä, kammioissa vallitsevista paineista sekä jossain määrin myös sylinterin liikenopeudesta. Jos tiivis-

teet ovat jatkuvassa kosketuksessa sylinteriputkeen tai männänvarteen, voidaan olettaa, että vuodot ovat merkityksettömiä, jolloin volumetriseksi hyötysuhteeksi voidaan olettaa $n_v \approx 1$. Kosketuksettomilla tiivisteillä sen sijaan esiintyy vuotoja, jolloin tällaisten sylinterien volumetrinen hyötysuhde jää hieman arvoa 1 pienemmäksi. Tässä järjestelmässä käytettävät tiivisteet ovat jatkuvasti kosketuksessa sylinteriputkeen käytetään volumetrinen hyötysuhteena arvoa 1. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 201.)

4.2.2 Hydraulikkamoottorien tilavuusvirta

Moottorin tarvitsema teoreettinen tilavuusvirta (Q_t) voidaan laskea kaavasta: (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 296.)

$$Q_t = n \cdot V_k \quad (3)$$

Jossa n = moottorin pyörintänopeus (r/s)

V_k = moottorin kierrostilavuus (m^3/r)

Jokaisessa hydraulimoottorissa on kuitenkin sisäisiä vuotoja, jotka heikentävät sen hyötysuhdetta. Nämä vuodot menevät moottorin välyksien kautta suoraan painepuolelta poistupuolelle hyötytehoa antamatta, lisäten moottorin tilavuusvirran tarvetta. Radiaalimäntämoottorin volumetrinen hyötysuhde normaalissa käytössä on suuruusluokkaa 0,95. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 296.)

Kun volumetrinen hyötysuhde otetaan huomioon, saadaan moottorin tietyn pyörimisnopeuden ylläpitoon tarvittavaksi todelliseksi tilavuusvirraksi. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 179.)

$$Q_{v,tod} = \frac{n \cdot V_k}{n_v} \quad (4)$$

Jossa n = on haluttu pyörimisnopeus (r/s),

V_k = kierrostilavuus (m^3/r)

n_v = volumetrinen hyötysuhde.

4.2.3 Hydrauliikkapumpun tilavuusvirta

Kun pumpua käytetään paineettomana eli imu- ja paineliitännöjen välillä ei ole paine-eroa, pumpusta saadaan käyttöakselin kierrosta kohti tietty määrä nestettä, jota kutsutaan kierrostitavuudeksi V_k . Pumpun tuottama tilavuusvirta riippuu siten kierrostitavuudesta ja pyörimisnopeudesta. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 142.)

Paineen kasvaessa pumpun välysten kautta tapahtuvat vuodot kasvavat. Kierrosluvun kasvaessa pumpun tuottama tilavuusvirta kasvaa välysten pysyessä samansuuruisina. Vuotovirtaukset eivät siis kasva paljonkaan suuremmiksi, joten pumpun volumetrinen hyötysuhde paranee. Pumpun tuottama todellinen tilavuusvirta (Q_{tod}) on. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 190.)

$$Q_{tod} = n_{vol} \cdot n \cdot V_k \quad (5)$$

Jossa n_{vol} = volumetrinen hyötysuhde

Q_{tod} = tilavuusvirta (m^3)

n = kierrosnopeus (r/s)

V_k = kierrostitavuus (m^3/r)

4.2.4 Tilavuusvirtatason selvittäminen

Kuormitusten ja valitun painetason perusteella saadaan toimilaitteiden mitoitusarvot, joiden avulla ratkaistaan toimilaittekohtainen tilavuusvirta. Samanaikaisesti toimivien toimilaitteiden aikariippuvien tilavuusvirtavaatimusten yhteinen huippuarvo määrittää järjestelmän tilavuusvirtatason. (PSK standardisointiyhdistys 2006, 30.)

Tilavuusvirran tarpeesta laadittiin Excel-taulukko, toimilaitteiden tarvitsemat tilavuusvirrat (l/min) laskettiin kaavojen (1) ja (3) avulla. Taulukossa määritettiin myös samanaikaisesti tapahtuvat toiminnot, joiden perusteella laskettiin tarvittava maksimitilavuusvirta. Taulukon perusteella havaittiin, että suurin tilavuusvirran tarve 377 (l/min) on silloin kun romutusleikkureilla romutetaan (taulukko 2).

TAULUKKO 2. Tilavuusvirtalaskenta (Simo Niittymäki 2019)

SYLINTERIT	Tuurnan paisutus	Painotelat kiinni/auki	Pujotuspöytä nosto/lasku	Pujotuspöytä sisään ulos	Romutusleikkurit	Aukikeläimen linjaus	MOOTTORIT	Vetotelat romutusleikkuri	Painotelat aukikeläin	Romunpoistorulat	Tilavuusvirta yhteensä l/min
Männän halkaisija (mm)	300,0	80,0	80,0	80,0	200,0	280,0	Kierrostilavuus (cm ³)	1125,8	315,0	155,0	
Varren halkaisija (mm)	140,0	56,0	56,0	56,0	110,0	125,0					
Iskun pituus (mm)	140,0	650,0	300,0	750,0	280,0	305,0					
Tilavuus männän puolella (l)	9,9	3,3	1,5	3,8	8,8	18,8					
Tilavuus varren puolella (l)	7,7	1,7	0,8	1,9	6,1	15,0					
Lukumäärä (kpl)	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	Lukumäärä (kpl)	2,0	2,0	2,0	
Nopeus ulos (m/s)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1	Pyörintänopeus (rpm)	60,0	60,0	60,0	
Nopeus sisään (m/s)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1					
Paine (bar)	50,0	50,0	50,0	50,0	70,0	50,0	Paine (bar)	50,0	50,0	50,0	
Tilavuusvirta + liike (l/min)	212,1	30,2	30,2	30,2	377,0	369,5	Tilavuusvirta (l/min)	67,5	18,9	9,3	
Tilavuusvirta -liike (l/min)	165,9	15,4	15,4	15,4	263,0	295,8					
Käyttötapa											
Kelan pujoitus tuurnalle	212,1										212,1
Nauhan ohjaus romutusleikkurille		30,2	30,2	30,2					18,9		109,4
Romutus vetotela								67,5			67,5
Romutus leikkausliike					377,0						377,0
Nauhan ohjaus hitsauskoneelle						369,5					369,5
Hännän romutus vetotela/romunpoistorulla								67,5		9,3	76,8
Hännän romutus leikkausliike					377,0						377,0
Tuurnan supistus	165,9										165,9

Taulukosta todetaan, että suurin tilavuusvirran tarve on romutuksen aikana, romutusliikettä ei kuitenkaan tehdä koko aikaa joten lasketaan todellinen tilavuusvirta

Romutusleikkurin leikkausliikettä ei tehdä kuitenkaan jatkuvasti, vaan romutusleikkuri tekee 15 leikkausta minuutissa, leikkausliikkeiden aikana myös romutusleikkurin vetotelat pyörivät keskimäärin noin 15 kierrosta minuutissa. Näiden kahden toiminnon tilavuusvirrat lasketaan yhteen, keskimääräinen tarvittava tilavuusvirta on 130,2 (l/min) (taulukko 3).

TAULUKKO 3. Tilavuusvirtalaskenta (Simo Niittymäki 2019)

Romutusleikkuri tekee 15 leikkausliikettä minuutissa	Plusliikkeitä kpl	Plusliike tilavuus l	Miinusliikkeitä kpl	Miinusliike tilavuus l	Tarvittava tilavuusvirta l/min
	8,0	8,8	7,0	6,1	113,3
Romutusleikkurien vetotelat pyörivät 15 r/min	Kierroksia min	Kierrostilavuus cm ³			Tarvittava tilavuusvirta l/min
	15	1125,8			16,9
Tarvittava tilavuusvirta l/min max					130,2

4.2.5 Hydrauliikkapumpun valinta

Arvio pumpun säädettävyystarpeesta saadaan, kun lasketaan tilavuusvirran käyttöhyötysuhde kaavan (6) avulla (PSK standardisointiyhdistys 2006, 34).

$$n_k = \frac{Q_k}{Q_{max}} \cdot 100\% \quad (6)$$

Jossa n_k on tilavuusvirran käyttöhyötysuhde,
 Q_k on työkierron keskimääräinen tilavuusvirta (130,2 l/min)
 Q_{max} on suurin tilavuusvirta (377 l/min).

Käyttöhyötysuhteeksi saadaan $n_k = \frac{130,2 \text{ l/min}}{377 \text{ l/min}} \cdot 100\% = 34,53 \%$.

Tilavuusvirran käyttöhyötysuhteen vaikutus pumpun säädettävyys ohjeeseen (taulukko 4). Valitaan säädettäväkierrostilavuuspumppu.

TAULUKKO 4. Käyttöhyötysuhde (PSK standardisointiyhdistys 2006)

Tilavuusvirran tuottotavat	Käyttöhyötysuhde / Usage efficiency η_k	Methods of producing flow
Vakiokierrostilavuuspumppu	korkea > 80 % high	Constant displacement pump
Säädettäväkierrostilavuus- pumppu	keskiverto 30...80 % medium	Variable displacement pump
Vakiokierrostilavuuspumppu ja rinnankytketty painevaraaja	alhainen < 30 % low	Constant displacement pump with parallel connected accumulator

Pumpputyypin tyypillinen painetaso- ja käyttötehoalue on esitetty taulukossa 5 (PSK standardisointiyhdistys 2006, 34). Taulukon perusteella valitaan yleisesti käytössä oleva vinolevytyyppinen aksiaalimäntäpumppu. Taulukon mukaan myöskin siipipumppu soveltuu tähän sovellukseen.

Vinolevypumppuja voidaan käyttää sekä avoimissa että suljetuissa järjestelmissä. Rakenteen etuna on yksinkertaisuus ja kierrostilavuuden nopea säätömahdollisuus (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 170.)

TAULUKKO 5. Pumputyyppin valinta (PSK standardisointiyhdistys 2006)

Pumputyyppi	Painetaso	Käyttötehoalue	Soveltuvuus	Rakenne	Huom.
Pump type	Pressure level [bar]	Operating power range [kW]	Applicability	Construction	Remarks
Hammaspyörä-pumppu Gear pump	50...150	0,2...30	Avoin piiri Open circuit	Sisä- ja ulkohammaspyörä; vakiokierrostilavuuksinen Internal and external gear; fixed displacement	
Siipipumppu Vane pump	70...200	2...50	Avoin piiri Open circuit	1 kammioinen; kiinteä- tai säätävätilavuuksinen sekä 2-kammioinen kiinteätilavuuksinen One chamber; fixed or variable displacement and two chambers; fixed displacement	Hiljainen Low noise level
Ruuvipumppu Screw pump	0...50	5...50	Avoin piiri Open circuit	Vakiokierrostilavuuksinen fixed displacement	Hiljainen Low noise level
Radiaalimäntä-pumppu Radial piston pump	350...500	0,2...5	Avoin piiri Open circuit	Kiinteä- tai säätäväkierrostilavuuksinen Fixed or variable displacement	Vain jaksottaisessa käytössä Only in temporary use
Aksiaalimäntä-pumppu Axial piston pump	150...250	20...500	Avoin tai suljettu piiri Open or closed circuit	Vinoakseli ja vinolevy; kiinteä- tai säätäväkierrostilavuuksinen Bent axis and swashplate; fixed or variable displacement	

Hydraulijärjestelmässä on sen pumpun mitoitusperusteena suurin tarvittava tilavuusvirta. Jos tätä suurinta tilavuusvirtaa tarvitaan vain hetkellisesti, on järkevää käyttää pienempää pumppua ja varastoida hetkellisen käytön tilavuusvirta paineakkuun. Järjestelmän pumppu on kuitenkin mitoitettava niin suureksi, että paineakku ehtii varautua täyteen työkierron aikana. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 200.)

Toteutetaan uusi tarvittava tilavuusvirta hydraulipumpulla ja paineakulla. Määritetään uuden pumpun koko, eli kierrostilavuus käyttäen tarvittavaa keskimääräistä tilavuusvirtaa, joten käytetään kaavaa (5).

Järjestelmän käyttömoottoriksi valitaan oikosulkumoottori, jonka nimellinen pyörimisnopeus on 1500 r/min. Moottorin todellinen pyörimisnopeus on 1450 r/min eli 24,17 r/s. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 301.)

$$Q_{tod} = n_{vol} \cdot n \cdot V_k \quad (5)$$

$$V_k = \frac{Q_{tod}}{n \cdot n_{vol}}$$

$$V_k = \frac{0,0022 \text{ m}^3/\text{s}}{24,17 \text{ r/s} \cdot 0,9}$$

$$V_k = 0,0001011 \text{ m}^3/\text{r} = 101,1 \text{ cm}^3/\text{r}$$

Uuden pumpun kierrostilavuudeksi saadaan 101,1 cm³/r. Nyt voidaan valita valmistajan luettelon perusteella sopiva pumppu. Valitaan teoreettista arvoa suurempi pumppu, Rexroth aksiaalimäntäpumpun seuraavaksi suurempi koko on $V_k = 140 \text{ cm}^3/\text{r} = 0,00014 \text{ m}^3/\text{r}$. Pumpun on tuotettava vähän suurempi tilavuusvirta kuin keskimääräinen tarve on. Valitaan uuteen järjestelmään säätyvätilavuuksinen aksiaalimäntäpumppu Rexroth A10VSO140 (Boschrexroth 2016).

Uuden pumpun tuottama tilavuusvirta on

$$Q_{tod} = n_{vol} \cdot n \cdot V_k \quad (4)$$

$$Q_{tod} = 0,9 \cdot 24,17 \cdot 0,00014$$

$$Q_{tod} = 0,003045 \text{ m}^3/\text{r}$$

$$Q_{tod} = 0,185 \text{ m}^3/\text{min} = 185 \text{ l}/\text{min}$$

Nyt kun tunnetaan pumpun tilavuusvirta, maksimipaine ja kokonaishyötysuhde, voidaan laskea sen tarvitseman käyttömootorin teho. Teho voidaan laskea seuraavasta kaavasta. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 301.)

$$P_m = \frac{Q_p \cdot p}{n} \quad (6)$$

Jossa P_m = pumpun pyörittämiseen tarvittava teho, (W)

p = järjestelmän maksimipaine Pa, (N/m²)

n = pumpun kokonaishyötysuhde

Q_p = pumpun tilavuusvirta (m³/s)

Käyttömootorin teho on $P_m = \frac{0,003045 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 8400000 \text{ Pa}}{0,9} = 28000 \text{ W} = 28 \text{ kW}$.

SSAB Europen hydraulikkaohjeen mukaan mitoitetaan käyttömootorin teho 30% suuremmalle paineelle. Käyttömootorin tehoksi lasketaan

$$P_m = 28 \text{ kW} \cdot \frac{100\% + 30\%}{100\%} = 37 \text{ kW}$$

Hydraulijärjestelmä mitoitetaan sellaiselle työpaineelle, että saavutetaan vaaditut voimat ja momentit. Laitteiden teho ja kestävyys mitoitetaan siten että 15... 30% paineen lisäys on mahdollista. (Vähätalo 2016, 3.)

4.2.6 Paineakun valinta

Järjestelmässä tarvittavaan paineakun kokoon vaikuttavat sekä akusta haluttavan tilavuusvirran suuruus, eli akun tyhjennysnopeus, että alimman ja korkeimman käyttöpaineen suhde p_2/p_3 . Paineakun nimelliskoko V_1 voidaan määrittää joko laskennallisesti tai valmistajien valintakäyrästäjien avulla. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 221.)

Akun esitäyttöpaine on riippuvainen järjestelmän alimmasta käyttöpaineesta. Koska akun kalvo tai rakko ei saa käytön aikana sulkea akun nesteliitäntää, ei akku saa tyhjentyä kokonaan nesteestä. Akun esitäyttöpaineen onkin oltava noin 10 % pienempi kuin järjestelmän pienin käyttöpaine. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 201.)

Valitaan alimmaksi käyttöpaineeksi (p_2) 50 bar ja ylimmäksi käyttöpaineeksi (p_3) 70 bar. Akun esitäyttöpaine 45 bar, noin 10% pienempi kuin alin käyttöpaine.

Tavallisesti paineakun tilavuuden muutoksessa pätee polytrooppinen tilavuuden muutos. Tällöin paineakun koko voidaan laskea yhtälöstä, joka perustuu ideaalikaasun tilanyhtälöön. (Keinänen & Kärkkäinen 2006, 201.)

$$V_0 = \frac{V}{1 - \left(\frac{p_0}{p}\right)^k} \quad (7)$$

Jossa V_0 = paineakun koko (m³)
 V = kokoonpuristuvan nesteen määrä (m³)
 k = polytrooppivakio typelle 1,25
 p_0 = kaasun esitäyttöpaine (Mpa)
 p = järjestelmän käyttöpaine (Mpa)

Järjestelmän tilavuusvirran tarve on keskimäärin 130,2 l/min, mutta romutusleikkurin leikkausliikkeen toteuttamiseksi tarvitaan noin 1,5 sekunnin ajan tilavuusvirtaa suuruudeltaan 377 l/min. Uuden pumpun tuotto on 185 l/min, järjes-

telmän maksimipaine 84 bar (8,4 MPa) ja paineakun esitäyttöpaine 45 bar (4,5 MPa).

Suurimman kulutuksen aikana tarvitaan 192 l/min lisätuotto pumpun tuottoon verrattuna. Tarve on kuitenkin lyhyt, vain 1,5 sekuntia.

$$V = 1,5s \cdot \frac{192}{60s} = 4,8 \text{ l}$$

$$V_0 = \frac{4,8}{1 - \left(\frac{4,5}{8,4}\right)^{1,25}} = 8,8 \text{ l}$$

Valitaan valmistajan luettelosta yhtä kokoa suurempi paineakku, joka voi olla tilavuudeltaan esimerkiksi 10 litraa. On kuitenkin turvallisempi vaihtoehto valita 20 tai 50 litrainen paineakku, jos laskennassa käytetyt arvot ovat väärinä, voi pumpun ja paineakun yhteen laskettu tilavuusvirta jäädä pieneksi. Valitaan uuteen järjestelmään 50 litrainen Rexroth HAB50 rakkotyypinen paineakku, maksimi virtaus $Q_{max} = 900 \text{ l/min}$ (Boschrexroth 2016).

4.2.7 Säiliön valinta

Säiliön suunnittelussa ja mitoituksessa huomioon otettavia seikkoja ovat järjestelmän kokonaisnestetilavuus, pumppujen säiliöstä ottama kokonaisuustilavuusvirta, järjestelmässä syntyvä häviöteho, eli järjestelmän jäähdytystarve, sekä nesteen lämpölaajeneminen. Lisäksi on otettava huomioon säiliön sisälle tai päälle asennettavien komponenttien vaatima tila. On huomioitava myös komponenttien mahdolliset toimintavaatimukset, kuten pumpun imuliitännässä sallittava vähimmäispaine, joka voi edellyttää pumpun sijoittamista alapuolelle. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 415.)

Säiliön sisältämää nestemäärää mitoitettaessa lähtökohtana käytetään yleensä järjestelmän pumppujen yhdessä minuutissa tuottamaa tilavuusvirtaa. Kiinteissä teollisuusjärjestelmissä nestemääräsuositus on 2-5 kertaa järjestelmän vakiotilavuuspumppujen minuuttituotto tai säätötilavuuspumppujen keskimääräinen minuuttituotto. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 415.)

Uuden säätötilavuuspumpun keskimääräinen tilavuusvirta $Q_k = 130,2$ l/min, valitaan viisi kertaa isompi säiliö, kuin keskimääräinen minuuttituotto, jolloin säiliön koko on noin 650 litraa. On edullista kuitenkin käyttää standardikokoja, joten valitaan seuraava teoreettista arvoa suurempi säiliökoko.

4.2.8 Lämmönsiirtimien valinta

Lämmönsiirtimien mitoituksessa ja valinnassa huomioon otettavia tekijöitä ovat muun muassa siirrettävän lämpötehon suuruus, hydraulinestevirran suuruus tai säiliön sisältämä nestemäärä. Huomioitava on myös hydraulinesteen lämpötila ennen lämmönsiirintä, hydraulinesteen lämpötilassa vaadittava muutos, käytävissä olevan jäähdytys- tai lämmitysvirtauksen suuruus ja lämpötila, sekä lämmittimen sallittu lämmitysteho. Koska näitä kaikkia suureita ei vielä tiedetä, lämmönsiirtimien valinta jätetään uuden järjestelmän toimittajan ratkaistavaksi. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 409.)

4.3 Suunnittelun tulokset

Suunnittelun lopputuloksena saatiin selvitettyä tarvittavat käyttöikävaatimukset sekä hydrauliset suureet. Toimilaitteiden vaatima keskimääräinen tilavuusvirta- taso on pienempi kuin mitä nykyinen järjestelmä tuottaa. Kahden vanhan hydrauliliikkeyksikön yhdistämisen myötä tuotantolinjan käydessä on uuden järjestelmän hydraulipumppujen käyttömoottorien teho ja säiliön tilavuus pienempi kuin nykyisessä järjestelmässä.

Nykyisen järjestelmän yhteenlaskettu käyttömoottorien teho on linjan käydessä suurimmillaan 75,7 kW, kun uudessa järjestelmässä laskennan tuloksena saatu käyttömoottorien teho linjan käydessä on 37 kW. Nykyisen järjestelmän yhteenlaskettu säiliöiden koko on 2700 litraa, kun uudessa järjestelmässä laskennan tuloksena saatu säiliön koko on 650 litraa. Uuden järjestelmän pumpuksi valitaan Rexroth A10VSO140, käyttömoottori 37 kW. Paineakuksi valitaan Rexroth HAB 50.

5 TEKNINEN DOKUMENTOINTI

Hydrauliijärjestelmä esitetään joko yhtenäisenä kaaviona ja/tai erillisille A4 lehdille hajautettuina piirikohtaisina kaavioina. Käytettäessä piirikohtaista esitystapaa, pitää erilliskaavioita täydentää ns. yhteenvetokaaviolla, josta hahmottuu kokonaisuuden rakenne. Kaaviot pitää laatia vastaamaan järjestelmän todellista rakennetta. Järjestelmän käyttöönoton aikana mahdollisesti tehdyt muutokset pitää lisätä lopulliseen dokumentaatioon. (PSK standardisointiyhdistys 2006, 81).

Piirustuksissa ja kaavioissa käytetään standardien ISO 1219-1 ja ISO 7368 mukaisia merkintöjä. Kaavioista pitää ilmetä komponenttien positionumerot sekä vähintään standardin ISO 1219-2 mukaiset merkinnät sekä käytetyt yksiköt. (PSK standardisointiyhdistys 2006, 81).

Hydrauliikkajärjestelmän piirustukset laadittiin Autocad student mekaniikka-suunnitteluohjelmalla (opiskelijaversiolla) niiltä osin, kuin järjestelmä korvataan uudella. Hydrauliikkayksikön kaavio (liite 1), romutusleikkurin hydrauliikka kaavio (liite 2), aukikelaimien 1 ja 2 tuurnien paisutuksien ja sivusiirtojen hydrauliikkakaavio (liite3, liite 4). Valtaosa vanhojen toimilaitteiden venttiileistä jää ennalleen ja ne on modernisoitu jo aikaisemmin.

6 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

Tässä opinnäytetyössä suunniteltiin Sinkityslinja 1:n alkupään hydraulikkajärjestelmän modernisointia. Tällä hetkellä käytössä oleva järjestelmä on osittain alkuperäinen, mutta useampaan kertaan modernisoitu järjestelmä.

Opinnäytetyön tavoitteena oli määrittää, että mitä osia järjestelmästä kannattaa uusia ja määrittää uuden järjestelmän hankintaan tarvittavat tiedot. Työssä määritettiin järjestelmässä tarvittavat tilavuusvirrat, sekä valittiin tarvittavat komponentit. Toimilaitteet säilyivät ennallaan, joten uuden järjestelmän painetaso oli sama kuin vanhassa järjestelmässä. Suunnitelman toteuttamiseksi ja uuden järjestelmän hahmottamiseksi laadittiin uudesta hydraulikkayksiköstä hydraulikkakaavio. Sähköinen piirikaavio rajattiin pois tästä työstä.

Opinnäytetyö aloitettiin tutustumalla sinkityslinjan hydraulikkajärjestelmän piirustuksiin sekä paikan päällä nykyiseen laitteistoon tutustumalla. Opinnäytetyön tekijä esitteli aloituspalaverissa nykyisen järjestelmän Powerpoint –esitysgrafiikkaohjelmalla, yhdessä tehtaan eri osastojen asiantuntijoiden kanssa arvioitiin mitä järjestelmästä kannattaa uusia. Alkuperäinen hydraulikkayksikkö ja romutusleikkurin hydraulikkayksikkö päätettiin modernisoida. Päätettiin että, korvataan leikkurien ja alkuperäinen alkupään hydraulikkayksikkö yhdellä uudella hydraulikkayksiköllä.

Tuotantolinjan käydessä kartoitettiin samanaikaisesti tapahtuvat toiminnat ja toimintojen järjestys Järjestelmän pääsuureiksi luetaan käyttöikävaatimukset sekä hydrauliset suureet. Uuden järjestelmän suunnittelu aloitettiin määrittämällä nykyisen järjestelmän painetaso ja tarvittavat tilavuusvirrat. Järjestelmäsuunnittelun alussa selvitettiin myös järjestelmän komponenteille asetettava käyttöikävaatimus, joka vaikuttaa järjestelmän komponenttivalintoihin.

Hydrauliikkajärjestelmän piirustukset laadittiin Autocad student – suunnitteluohjelmalla niiltä osin, kuin järjestelmä korvataan uudella. Valtaosa vanhojen toimilaitteiden venttiileistä jää ennalleen, ne on modernisoitu jo aikaisemmin. Uusilla piirustuksilla on mahdollista aloittaa uuden järjestelmän hankinta.

Opinnäytetyössä saavutettiin sille asetetut tavoitteet niiltä osin kuin ne opinnäytetyön alussa asetettiin. Järjestelmän suunnittelu oli haasteellinen koska nykyistä järjestelmää oli uusittu useampaan kertaan vuosien aikana, eikä kaikkia piirustuksiakaan ollut päivitetty tehtyjen muutosten jälkeen. Suunnittelun teki myös haasteelliseksi järjestelmän laajuus ja komponenttien suuri määrä. Hydrauliikkakaavioiden suunnittelua hankaloitti sopivan suunnitteluohjelman löytäminen.

Opinnäytetyössä pyrittiin optimoimaan uuden järjestelmän koko, sekä minimoimaan tarvittavat komponentit. Jos SSAB Europe Oy päättää hankkia uuden järjestelmän näiden suunnitelmien pohjalta, järjestelmästä tulee ulkoisilta mitoiltaan pienempi, yksinkertaisempi ja huoltoystävällisempi.

Aikaisempi hydrauliikan tuntemus oli hyödyksi järjestelmän suunnittelussa. Keskeisiä asioita olivat nykyisen järjestelmän toimintaperiaatteen selvittäminen.

LÄHTEET

Boschrexroth. 2016. Accucumulators. Luettu 20.8.2019.
<https://www.boschrexroth.com/fi/fi/tuotteet/tuoteryhmaet/teollisuushydrauliikka/accumulators>

Boschrexroth. 2016. Pumps. Luettu 20.8.2019.
<https://www.boschrexroth.com/fi/fi/tuotteet/tuoteryhmaet/teollisuushydrauliikka/pumps>

Fluidfinland. 2002. Hydrauliiikan perusteet. Luettu 16.7.2019.
<https://asiakas.kotisivukone.com/files/fluidfinland.kotisivukone.com/FluidKlinikat/8.hydrauliiikan-perusteet.pdf>

Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2013. Hydrauliteknikka. 2., uudistettu painos. Helsinki: Sanoma Pro.

Keinänen, T. & Kärkkäinen, P. 2006. Automaatiojärjestelmien hydrauliiikka ja pneumatiikka. Helsinki: WSOY.

PSK standardisointiyhdistys. 2006. Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta

Piirustus RR 135023/B. 1998. SSAB Europe.

Piirustus RR 287692. 1998. SSAB Europe.

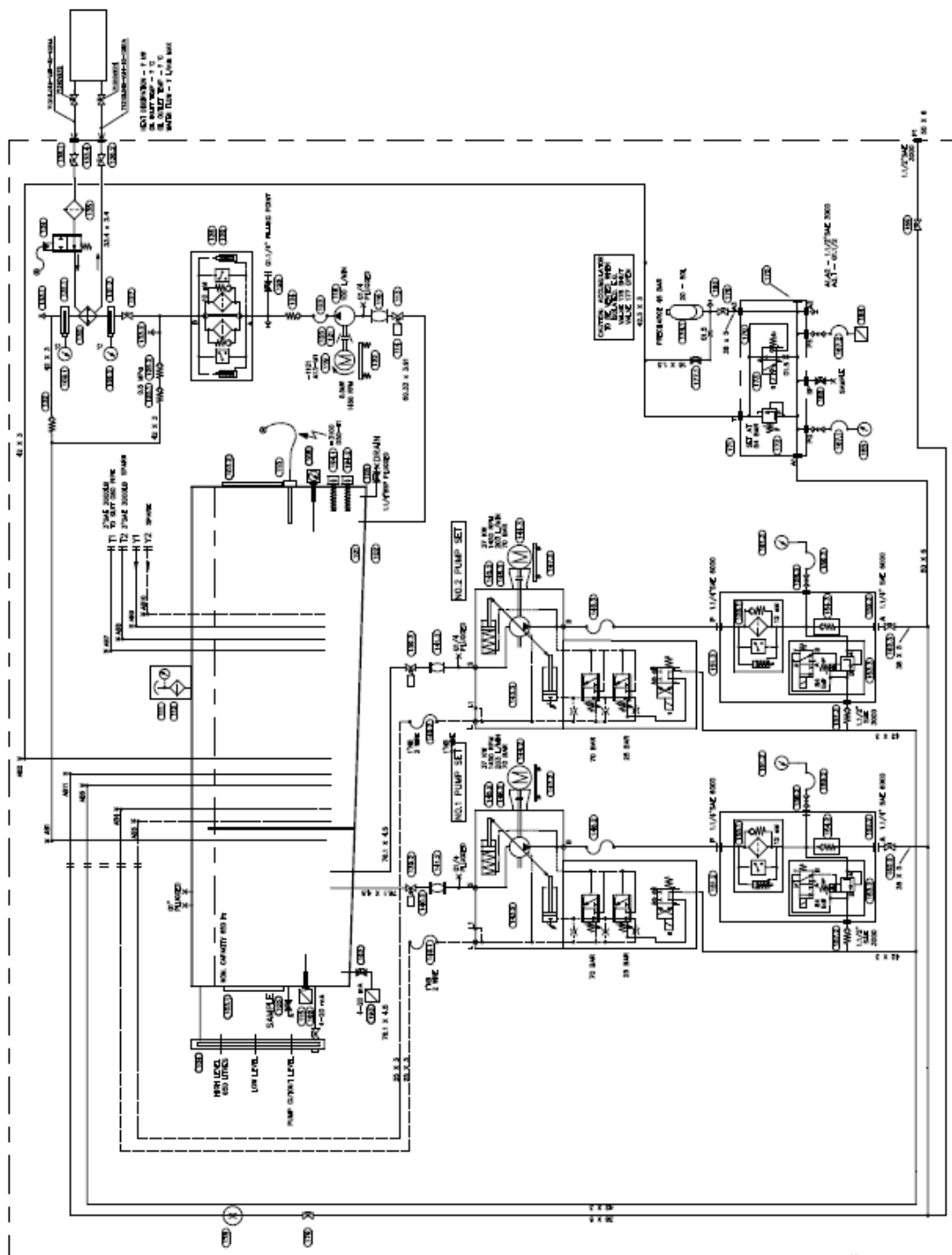
Piirustus RR 386188. 1983. SSAB Europe.

SSAB. SSAB Hämeenlinna. Luettu 14.10.2019. <https://www.ssab.fi/ssab-konserni/tietoja-ssabsta/tuotantopaikkakunnat-suomessa/hameenlinna>

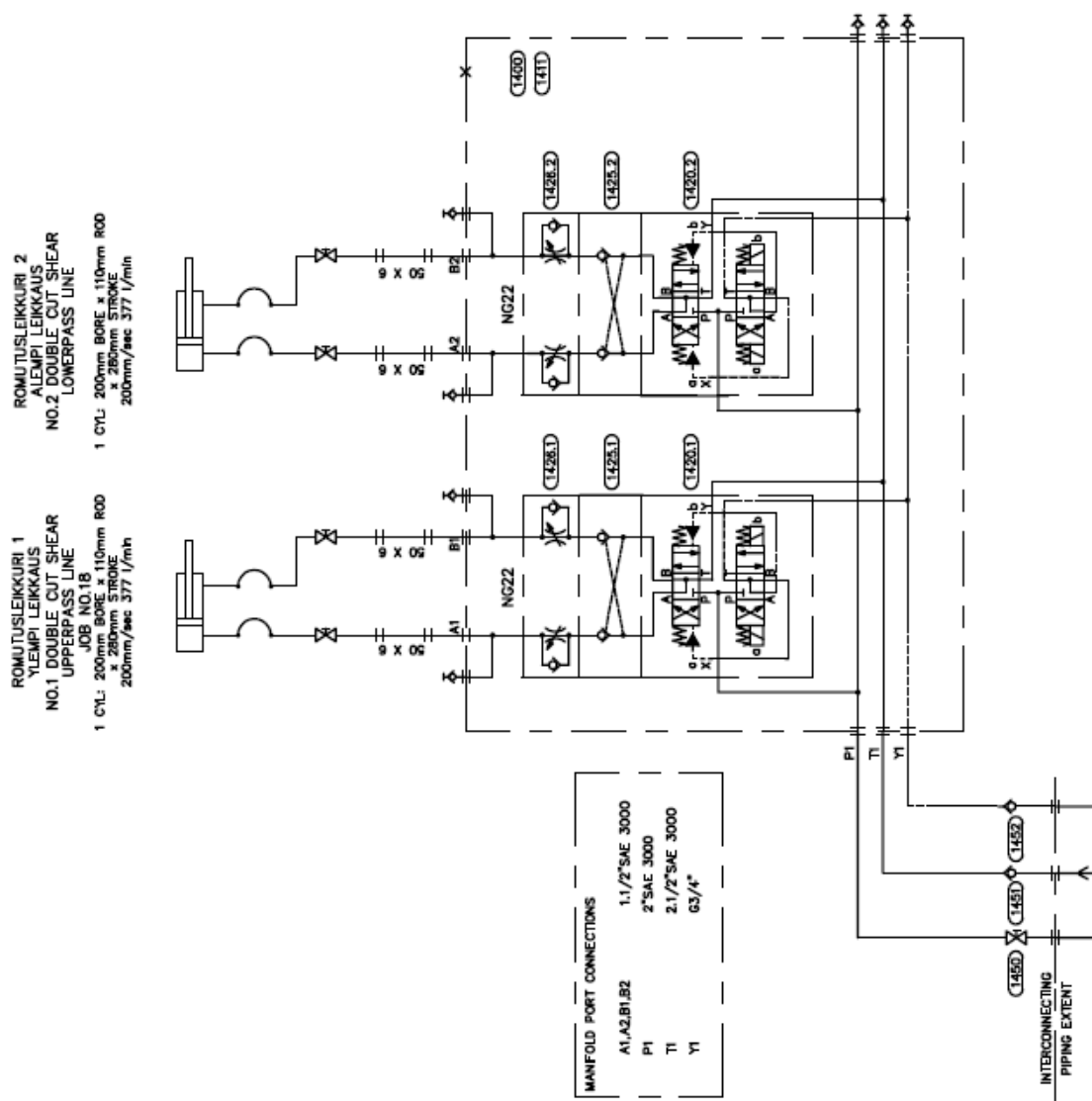
Vähätalo, J. 2016. Hydrauliiikkaohje. SSAB Europe.

LIITTEET

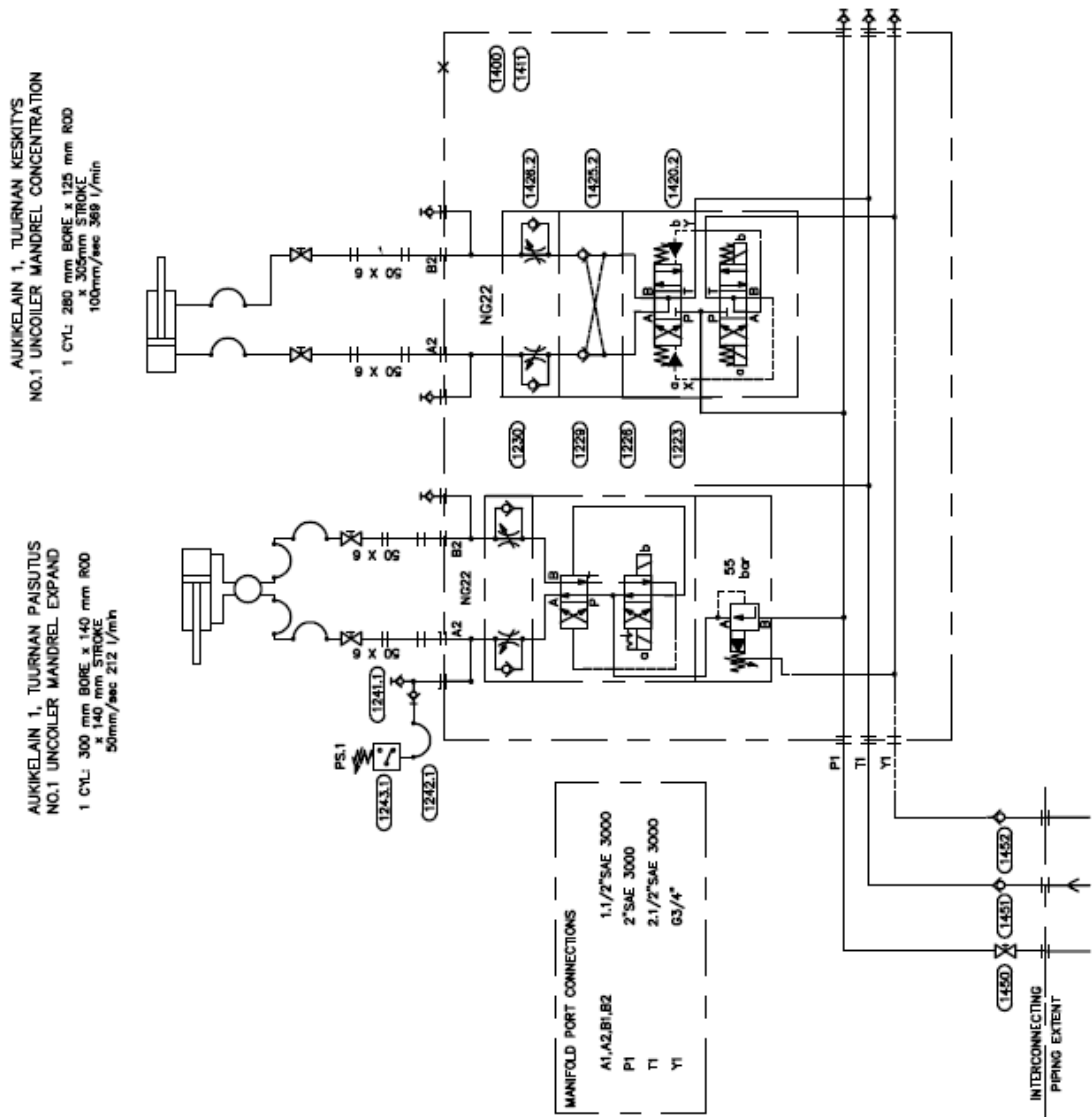
Liite 1. Hydraulikkayksikkö hydraulikkakaavio (Simo Niittymäki 2019)



Liite 2. Romutusleikkurien hydraulikkakaavio (Simo Niittymäki 2019)



Liite 3. Aukikelain 1 hydraulikkakaavio (Simo Niittymäki 2019)



Liite 4. Aukikelain 2 hydraulikkakaavio (Simo Niittymäki 2019)

