



TAMPEREEN
AMMATTIKORKEAKOULU

POHJAVEDEN HYÖDYNTÄMINEN PROSESSIJÄÄHDYTYKSESSÄ JA TULOILMAN ESILÄMMITYKSESSÄ

Martin Äikäs

Opinnäytetyö
Joulukuu 2017
Sähkötekniikka
Sähkövoimatekniikka



TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Sähkötekniikka
Sähkövoimatekniikka

ÄIKÄS MARTIN

Pohjaveden hyödyntäminen prosessijäähdytyksessä ja tuloilman esilämmityksessä

Opinnäytetyö 67 sivua, joista liitteitä 9 sivua
Joulukuu 2017

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella teolliseen ympäristöön sopiva, pohjaveden energiaa hyödyntävä järjestelmä. Järjestelmän tavoitteena oli pystyä tuottamaan tarvittava teollisen prosessin jäähdytysenergia ja samalla korvata nykyiset käytössä olevat kylmäkoneet. Laitteistoa oli lisäksi tarkoitus hyödyntää ulkoa otettavan ilman esilämmittämiseen ja jäähdyttämiseen.

Opinnäytetyön tilaajana oli Exel Composites Oyj, ja järjestelmä tehtiin yhteistyössä Kylmähuolto Hurri Oy:n kanssa. Järjestelmän vaatimuksina oli mahdollisimman suuri hyötysuhde sekä leikata pois ylimääräiset huolto- ja käyttökustannukset. Suunnittelussa oli huomioitava järjestelmästä saatava riittävä jäähdytysteho, lämmön siirtyminen, oikeanlainen komponenttien mitoittaminen sekä toimiva ohjausjärjestelmä.

Lopputuloksena toteutettiin hyvin onnistunut järjestelmä, jonka hyötysuhde suhteessa lämpöpumppu- ja kylmäkojetekniikkaan verrattuna on moninkertainen. Ohjaus toteutettiin käyttämällä Siemens LOGO! 8 -laitteistoa ja -ohjelmistoa. Alustavien laskelmien mukaan järjestelmällä saavutetaan merkittäviä vuosittaisia säästöjä lämmityksessä ja jäähdytyksessä sekä huolto- että käyttökuluissa. Takaisinmaksuajaksi arvioitiin 3 - 4 vuotta.

ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences
Electrical Engineering
Electrical Power Engineering

MARTIN ÄIKÄS

Utilization of Groundwater in Process Cooling and Preheating of Supply air

Bachelor's thesis 67 pages, appendices 9 pages
December 2017

The purpose of this thesis was to design a system that utilizes energy stored in groundwater and is suitable for industrial environment. The system was designed to provide cooling energy for industrial process goal and replace existing heat pump equipment. Additionally, system was to provide preheating and cooling of intake air.

The commissioner of this thesis was Exel Composites Oyj, and design of the system was carried out in co-operation with Kylmähuolto Hurri Oy. The purpose of the system was to get efficiency rating as high as possible and reduce all unnecessary costs from usage and maintenance. In design, a lot of things were taken into account, such as sufficient cooling output, heat transfer, correct dimensioning of systems parts and functional control system.

In conclusion, the designed system was a success and its efficiency rating was much higher when compared to heat pump technology. Control system was carried out by using Siemens LOGO! 8 parts and software. Initial calculations show that system can achieve significant annual financial saves in heating, cooling, usage and maintenance. Systems payback time is estimated to be between 3 to 4 years.

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	6
2	TYÖN TAUSTA JA TAVOITTEET	7
	2.1 Pohjavesi yleisesti	7
	2.2 Pohjaveden käyttöön liittyvät säädökset	8
	2.3 Pohjavesi energialähteenä	9
	2.4 Järjestelmän toiminta ja tavoitteet	10
	2.5 Erot vastaaviin järjestelmiin	12
3	JÄRJESTELMÄN KOMPONENTIT JA MITOITUSPERIAATTEET	14
	3.1 Oikosulkumoottori	14
	3.2 Kontaktori ja rele	14
	3.3 Kaapeli	15
	3.3.1 Kuormitusvirta	15
	3.3.2 Jännitteenalenema	15
	3.4 Ylivirtasuojat.....	16
	3.4.1 Oikosulkusuojaus	16
	3.4.2 Ylikuormitussuojaus	18
	3.5 Analoginen anturi.....	18
	3.6 Ohjelmoitava logiikka.....	19
	3.7 Pumppu	20
	3.7.1 Tilavuusvirta	20
	3.7.2 Reynoldsin luku	21
	3.7.3 Nostokorkeus.....	21
	3.7.4 Ominaiskäyrät	22
	3.8 Lämmönvaihdin	24
4	SÄÄTÖTAVAT	25
	4.1 Venttiiliohjaus.....	25
	4.2 Ohitusvirtaussäätö.....	26
	4.3 On-off säätö	26
	4.4 Kierroslukusäätö	27
5	JÄRJESTELMÄN PUMPPUJEN MITOITUS	29
	5.1 Tilavuusvirta	29
	5.2 Nostokorkeus	30
	5.3 Ominaiskäyrät	33
6	KAAPELIT JA ETUKOJEET.....	35
	6.1 Kuormitusvirran laskenta.....	35
	6.2 Jännitteenalenema	37

6.3	Ylivirtasuojaus	38
6.3.1	Ylikuormitussuojaus	38
6.3.2	Oikosulkusuojaus	41
7	JÄRJESTELMÄN OHJAUS	44
7.1	Järjestelmän toimintakuvaus	44
7.2	Pumppujen ohjaus	45
7.3	Venttiilien ohjaus	45
7.4	Logiikka	46
7.5	Logiikkaohjelma	47
8	ENERGIASÄÄSTÖ- JA KUSTANNUSARVIO	48
8.1	Materiaali- ja asennuskustannukset	48
8.2	Vuosittainen energiakulutus ja energiasäästö	49
8.2.1	Tuloilman esilämmitys ja jäähdytys	49
8.2.2	Käyttö- ja huoltokustannukset	51
8.2.3	Takaisinmaksuaika	52
9	YHTEENVETO	54
	LÄHTEET	56
	LIITTEET	59
	Liite 1. LOGO! Soft Comfort, logiikkaohjelma	59
	Liite 2. Sähkökuva M001, pää- ja ohjausvirtapiiri	60
	Liite 3. M001 Ohjaus	61
	Liite 4. Sähkökuva M002, pää- ja ohjausvirtapiiri	62
	Liite 5. M002 Ohjaus	63
	Liite 6. Logiikan kytkennät	64
	Liite 7. M001 Toimintakuvaus	65
	Liite 8. M002 toimintakuvaus	66
	Liite 9. Venttiilien toimintakuvaus	67

1 JOHDANTO

Maailman ilmastolliset muutokset, perinteisten energiavarastojen, erityisesti fossiilisten polttoaineiden rajallisuus sekä jatkuva energiatarpeen kasvu ovat tekijöitä, jotka pakottavat lisäämään uusiutuvien energialähteiden käyttöä lähitulevaisuudessa.

Tässä opinnäytetyössä suunnitellaan pohjaveteen liittyvä laitteisto, jolla pyritään hyödyntämään siinä oleva lämpöenergia teollisuusprosessin jäähdytyksessä, sekä sisäilman esilämmittämisessä ja viilentämisessä. Opinnäytetyössä suunniteltavan ja toteutettavan laitteiston tilaajana on Exel Composites Oy ja se toteutetaan yhteistyössä Kylmähuolto Hurri Oy:n kanssa. Nykyisin Exelin tehtaalla prosessijäähdytys on toteutettu kylmäkojeella, johon ei ole enää saatavissa uutta kylmäainetta. Suunniteltavan järjestelmän on tarkoitus antaa yritykselle uusiin kylmäkojeisiin investoimisen rinnalle myös toinen vartenotettava vaihtoehto.

Rakennettava järjestelmä koostuu useasta osa-alueesta. Opinnäytetyön osalta keskitytään järjestelmän moottoreiden ja pumppujen mitoitukseen, ohjauksen valintaan ja suunnitteluun, tarvittavien sähkökomponenttien valintaan sekä sähkökuvien piirtämiseen. Sähkökuvat tarkastetaan lopuksi Savon Automaatio Oy:n toimesta.

Exel Composites Oy:n vastuualueeseen kuuluvat tuloilman lämmityspatterin valinta sekä tehtävät viranomaisilmoitukset. Kylmähuolto Hurri Oy:n vastuulla ovat porakaivon poraus sekä testimittaukset, putkiston valinta ja asennus, jäähdytysvesisäiliön asennus sekä jäähdytyskiertoon liittyvien komponenttien valinta, kuten lämmönvaihtimet ja venttiilit.

Työssä käydään läpi laitteiston toteuttamiseen käytettäviä eri vaihtoehtoja sekä niiden mitoittamisperusteita. Järjestelmä on tarkoitus rakentaa käyttämällä mahdollisimman energiatehokkaita ratkaisuita. Työn lopuksi arvioidaan suunnitellun järjestelmän toimivuutta sekä sen lämmitys- sekä huoltokustannuksista saatavia taloudellisia etuja.

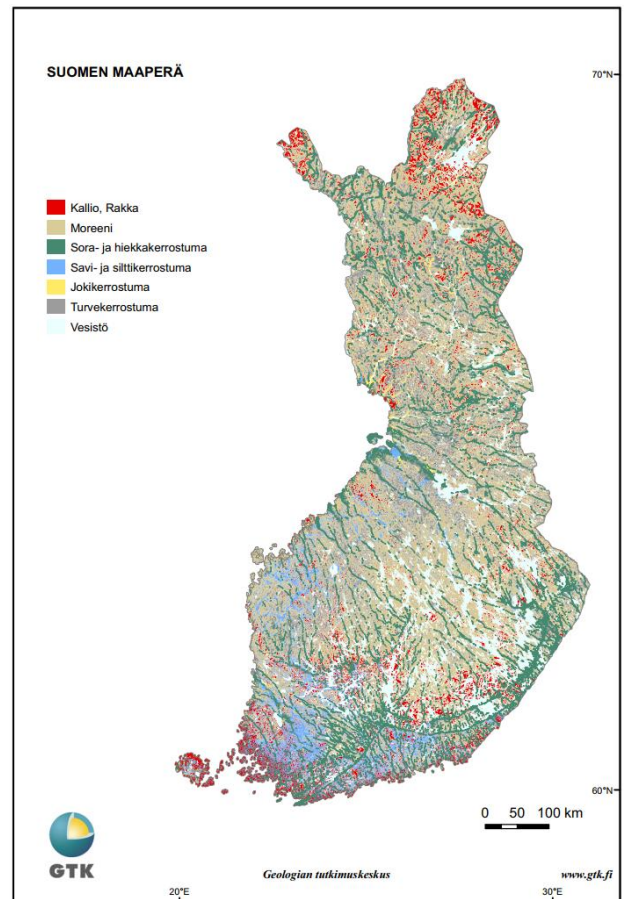
2 TYÖN TAUSTA JA TAVOITTEET

2.1 Pohjavesi yleisesti

Pohjavedeksi kutsutaan sateen ja lumen sulamisvesistä maa- ja kallioperään suotautuvaa ja varastoituvaa vettä. Pohjavesimuodostumaksi voidaan luokitella maa- tai kallioperän alue, josta vettä voidaan pumpata käyttökelpoisia määriä. (gtk.fi/geologia/luonnonvarat/pohjavesi)

Pohjavesi voidaan luokitella uusiutuvaksi energialähteeksi. Eniten sitä muodostuu alueilla, joissa maaperä sallii veden imeytymisen pintaa syvemmälle. Parhaiten pohjavettä esiintyy hiekasta ja sorasta muodostuneissa harjuissa ja reunamuodostumissa (mm. Salpausselät). Savikkoisilla alueilla ei pohjavettä juurikaan esiinny, koska vesi ei pääse imeytymään. (gtk.fi/geologia/luonnonvarat/pohjavesi)

Suomen pohjaveden laatu on useimmiten hyvä ja se täyttää juoma- ja talousvedelle asetetut laatuvaatimukset. Maaperän pohjavesi on luontaisesti hieman hapanta ja vain vähän suoloja sisältävää vettä. Kallioperässä pohjavesi virtaa yleensä hitaasti ja suolojen määrä lisääntyy ja happamuus vähenee. Ihmisen toiminta, mm. lannoitteiden liiallinen käyttö, voi paikoin heikentää maaperän pohjaveden laatua. Kalliopohjaveden laatuongelmat aiheutuvat pääasiassa alueen kallioperästä. Uraani- ja radonpitoisista tai arseeni- ja fluoripitoisista mineraaleista voi näitä alkuaineita liueta haitallisia määriä kalliopohjaveteen. (gtk.fi/geologia/luonnonvarat/pohjavesi)



KUVA 2.1. Suomen pohjavesivarannot (gtk.fi/geologia/luonnonvarat/pohjavesi)

Suomen pohjavesivarannot ovat suuret (Kuva 2.1). Maassamme on 6 350 pohjavesialuetta, joilla muodostuu 5,4 miljoonaa kuutiota pohjavettä vuorokaudessa. Ainoastaan noin 10 % muodostuvasta pohjavedestä on käytössä. Suomessa on noin 1 600 vesilaitosta, runsaasti vesiosuuskuntia ja lisäksi noin 10 % väestöstä käyttää talousvetenä oman kaivon vettä. Julkisten vesilaitosten jakamasta vedestä noin 60 % on pohjavettä ja loput pintavettä. (gtk.fi/geologia/luonnonvarat/pohjavesi)

2.2 Pohjaveden käyttöön liittyvät säädökset

Pohjaveden käyttöä ohjataan sekä rajoitetaan monin eri säädöksin. Pohjavesien suojelun tavoitteena on säilyttää luonnontilaiset pohjavedet entisellään ja estää ihmistoimintaa heikentämästä pohjaveden laatua. (ymparisto.fi, pohjaveden suojelu)

Opinnäytetyön järjestelmässä pohjavettä ei hyödynnetä sellaisenaan, eli sitä ei pumpata maaperästä pois. Ainoastaan pohjaveden virtauksen mukanaan tuomaa lämpöenergiaa kerätään talteen erillisen suljetun keruupiirin avulla, jota sitten hyödynnetään lämmitykseen ja jäähdytykseen. Silti rakennettaessa pohjaveteen liittyvää järjestelmää on seuraavassa kuvatut säädökset otettava huomioon.

Tärkeimmät pohjaveden suojelua koskevat kansalliset säädökset sisältyvät ympäristön- suojelu- ja vesilakiin sekä vesihoidon ja merenhoidon järjestämisestä (ymparisto.fi, pohjaveden suojelu):

- Pohjaveden pilaamiskielto. (YSL 17 §)
- Vedenottamon vesioikeudelliset suoja-alueet. (VL 4:11 §)
- Vesitaloushankkeiden luvanvaraisuus, jos se voi muuttaa pohjaveden laatua tai määrää. (VL 3:2 §)
- Pohjavesialueiden määrittämisestä ja luokittelusta sekä suojelusuunnitelmista on sääntelyä lain vesienhoidon ja merenhoidon järjestämisestä 2 a luvussa.

Kansallisella vesienhoidon lainsäädännöllä toteutetaan EU:n vesipolitiikan puitedirektiivejä (2000/60 EY). Yleisenä tavoitteena on edistää vesivarojen kestävästä käytöstä, estää pohjavesien pilaantuminen ja vähentää jo tapahtunutta pilaantumista. Tavoitteena on pohjaveden hyvä määrällinen ja kemiallinen tila edistämällä vesivarojen kestävästä käytöstä,

estämällä pohjavesien pilaantuminen sekä vähentämällä jo tapahtunutta pilaantumista. (ymparisto.fi, pohjaveden suojele)

2.3 Pohjavesi energialähteenä

Pohjavesienergia on merkittävä uusiutuvan energian lähde, jonka hyödyntäminen on Suomessa vasta aluillaan. Pohjaveden hyödyntäminen on lähinnä liitetty juomavesikäyttöön, eikä pohjavettä yleisesti käytetä tai tunnisteta energialähteenä. Pohjavesienergian hyödyntäminen sopii erityisesti asuin- sekä teollisuuskäyttöön kaavoitetuille alueille. Näillä alueilla pohjavedestä voitaisiin lämpöpumpuilla ja vaihtimilla tuottaa 55-60 MW lämmitystehoa, mikä riittäisi lämmittämään 20-40 prosenttia Suomessa vuotuisesti rakennettavista asuinrakennuksista. (Teppo Arola Golder Associates Oy, Helsingin yliopisto, 18.12.2015)

Tutkimusten mukaan pohjavettä voidaan tehokkaasti hyödyntää Suomen olosuhteissa nimissään 4 celsiusasteen lämpötilaan asti käyttäen lämpöpumpputekniikkaa. Pohjavettä hyödyntämällä on mahdollista rakentaa merkittäviä paikallisia uusiutuvia energialähteitä. Se on yksi varteenotettava tapa toteuttaa kestävä kehitys, erityisesti kaupunkialueilla, joissa kaupungistuminen on vaikuttanut pohjavesien lämpötilaan. Tutkimukset osoittavat, että kaupunkien keskustojen pohjaveden keskimääräinen lämpötila on noin 3-4 celsiusastetta korkeampi kuin luonnonvaraisilla alueilla, mikä kasvattaa siitä saatavaa lämmitystehoa 50-60 prosenttia. (Teppo Arola Golder Associates Oy, Helsingin yliopisto, 18.12.2015)

Ruotsissa pohjavettä hyödyntäviä järjestelmiä on jo useita, isoja kohteita on arviolta jo noin 160. Näistä tunnetuin on Arlandan lentoasema, joka on Euroopan alueen suurin pohjavesienergian hyödyntäjä. Siellä 19 kappaletta energiakaivoja lämmittävät osaa lentotermarakennuksesta sekä pitävät lentokoneiden tuloporttialueita sulana. Kesällä samoja kaivoja voidaan käyttää viilennykseen. (Teppo Arola Golder Associates Oy, Helsingin yliopisto, 18.12.2015)

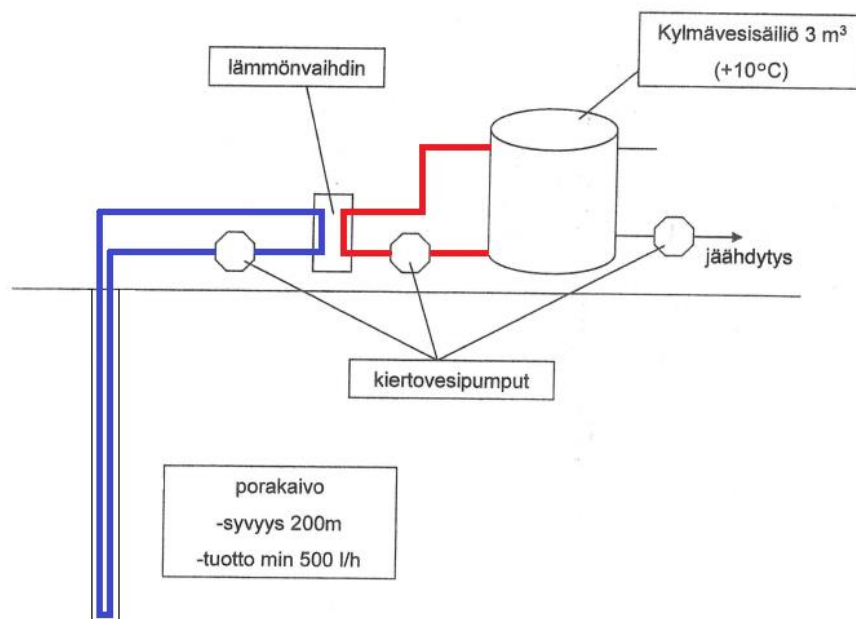
Suomessa pohjavesienergian tuottamiselle on yhtä paljon potentiaalia kuin Ruotsissa. Suomeen on tekeillä ensimmäinen pohjavesienergiaa hyödyntävä koelaitos, joka sijaitsee Lahdessa Askon vanhalla teollisuusalueella. Kohteen pinta-ala on noin 30 hehtaaria ja

sen tavoitteena on hyödyntää vuorokausittain arviolta 3 000 kuutiota pohjavettä. Järjestelmän on tarkoitus olla käyttövalmiina vuonna 2017. (Teppo Arola Golder Associates Oy, Helsingin yliopisto, 18.12.2015)

2.4 Järjestelmän toiminta ja tavoitteet

Pohjavesienergian hyödyntämisen tekniikka on yksinkertainen. Järjestelmän voidaan ajatella koostuvan kahdesta erillisestä piiristä. Ensimmäisessä kierrätetään vesi-glykoli-seosta (30 %), jolla maaperän pohjavedestä saatava jäähdystysenergia saadaan siirrettyä lämmönvaihtimelle (Kuva 2.2, sininen). Piiri on suljettu ja paineistettu erillisellä paineistialalla.

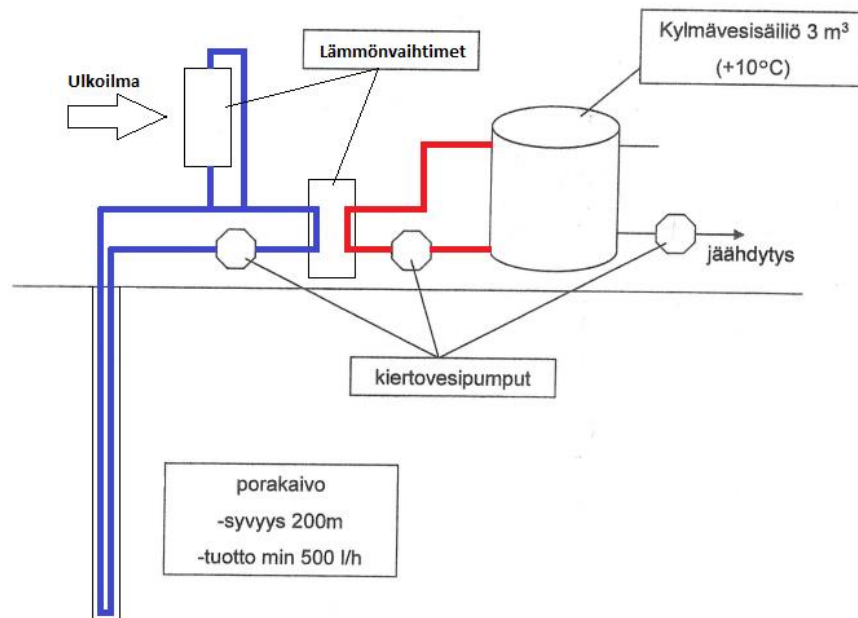
Porakaivon syvyydeksi on arvioitu n. 200 m, mikä tarkoittaa hyvän porakaivon tapauksessa maaperästä saatavaa n. 500 l/min virtausta. Tämän suuruisella virtaamalla saavutetaan kylmälaiteasiantuntijan Esko Hurrin (2017) mukaan n. 20 kW jatkuva jäähdystysteho. Mikäli virtaama testipumppauksessa todetaan heikoksi, voidaan kaivoa syventää. Kuitenkin mentäessä yli 250 metrin syvyyden kasvavat porauksen kustannukset merkittävästi suhteessa syvennyksestä saatavaan hyötyyn. Heikon virtaaman tapauksessa Esko Hurrin (2017) mukaan paras tapa on porata useampi kaivo vierekkäin, pitäen kuitenkin näiden välisenä etäisyytenä minimissään 15 m.



KUVA 2.2. Vapaajäähdytyslaitteiston periaatekuva

Järjestelmän toisen virtauspiirin tehtävänä on siirtää lämmönvaihtimelle kaivosta tuotu jäähdysenergia edelleen kylmävesisäiliöön (Kuva 2.2, punainen). Säiliön lämpötila on tarkoitus pitää maksimissaan n. 10 asteisena, jolloin kiertävä neste on riittävän viileää prosessin kannalta. Säiliössä kierrätetään puhdasta vettä, jolla vältetään mahdolliset kemikaaliroskeet muottien kytkemisen sekä nesteen lisäämisen aikana. Nesteen lisäämisen takia piiri on pidettävä avoimena, jolloin erillistä paineistusta ei voida toteuttaa.

Järjestelmään on tarkoitus myös asentaa tuloilman esilämmityspatteri, jolla ulkoa otettavaa ilmaa voidaan talvisaikaan esilämmittää tai vaihtoehtoisesti jäähdyttää kesällä. Tällä ei ole tarkoitus hoitaa koko tehtaan lämmitystä/jäähdytystä, vaan se tulee osaksi olemassa olevaan lämmitys/jäähdytysjärjestelmää. Patteri on tarkoitus asentaa suoraan tuloilmakanavaan ennen ilmanvaihtokonetta. Tuloilman jäähdytyspatteri asennetaan porakaivosta otettavan veden paluupiiriin, jolloin sillä voidaan hyödyntää tuotantoprosessista säiliöön virrannut lämpöenergia. Tämä on esitettyä kuvassa 2.3.



KUVA 2.3. Toisen lämmönvaihtimen lisääminen

Kuvaajassa 2.1 on esitettyä Jyväskylän lentoasemalta mitatut kuukauden keskilämpötilat sekä sademäärät vuodelta 2015 (ilmatieteenlaitos.fi/vuosi-2015). Kuvaajasta voidaan arvioida, kuinka kaivosta saatavaa lämmitystehoa olisi mahdollista hyödyntää marrasmaaliskuun välisenä aikana, jolloin ulkoilman sekä piirissä kiertävän veden lämpötilaero

on vähintään viitisen astetta. Tuloilman esilämmitystä on siis tarkoitus pystyä hyödyntämään kylmimpien kuukausien aikana, jolloin tarvittavaa lämmitysenergian määrää voidaan tällä tavoin leikata.

Vastaavasti kaivon vettä on mahdollista käyttää sisään tulevan ilman jäähdyttämiseen kuukausina, jolloin keskilämpötila on korkeampi kuin 10 astetta. Esimerkkivuoden tapauksessa tämä tarkoittaisi kesä- elokuun välistä aikaa. Siirrettävien ilmamäärien ollessa suuria voidaan järjestelmällä saavuttaa vuosittain suuriakin taloudellisia säästöjä tuloilman lämmityksessä ja jäähdytyksessä.



KUVA AJA 2.1. Kuukauden keskilämpötilat ja sademäärät (Jyväskylä 2015)

2.5 Erot vastaaviin järjestelmiin

Suunniteltavan laitteiston merkittävimpana eroavaisuutena on, ettei siinä hyödynnetä lämpöpumppuja tai kylmäkoneita. Lämpökerroin (coefficient of performance) määrittelee, kuinka paljon lämpöpumpulla on tuotettavissa lämpötehoa kulutettua sähkötehoa kohden (Kaava 2.1). (Pasi Antikainen, 2011.)

$$COP = \frac{\phi}{P} \quad (2.1)$$

Kaavassa COP on lämpökerroin, ϕ lämpöteho ja P kompressorin ottama sähköteho. Esimerkiksi voidaan laskea, että COP arvolla 3 sähköteholtaan 1 kW:n lämpöpumppu voi tuottaa 3 kW lämpötehoa. Samaisesti kylmäkoneella saatava kylmäteho määritellään kylmäkertoimen EER avulla. Ideaaliprosessin kylmäkerroin saadaan vähentämällä lämpökertoimesta luku yksi (Kaava 2.2). (Pasi Antikainen, 2011.)

$$EER = \frac{\phi}{P} - 1 \quad (2.2)$$

Tällöin samaisen esimerkkipumpun kylmäkertoimeksi saadaan 2, mikä tarkoittaa, että kyseisellä laitteella voidaan 1 kW sähköteholla siirtää 2 kW kylmätehoa. (Pasi Antikainen, 2011.)

Kotitalouksien ilmalämpöpumpuilla lämpökerroin on ulkoilman lämpötilasta riippuen tyypillisesti välillä 2 – 5 ja lämmitysteho on muutaman kilowatin luokkaa. Teollisuuden jätelämpöprosesseissa lämpökerroin voi olla jopa välillä 10 – 30 ja lämmitysteho suurimmillaan pari megawattia. (Pasi Antikainen, 2011.)

Suunniteltavan järjestelmän porakaivosta saatavasta pohjavedestä voidaan ottaa hyvän suuruinen jäähdytysteho ympärivuotisesti ilman suuritehoisia laitteistoja. Järjestelmän ai-noana energiakuluttajana toimivat vettä kierrättävät pumput ja niiden ohjainlaitteistot. Mikäli arvio kaivosta saatavasta jäähdytystehosta (20 kW) pitää likimain paikkansa ja nestettä kierrätetään alle 1 kW pumppausteholla, saadaan järjestelmän kylmäkertoimeksi melkein kymmenkertainen verrattuna lämpöpumppeihin.

Kyseisellä tavalla toteutettu laitteisto asettaa sille myös rajoituksia. Lämpöä ei voida siirtää kylmemmästä lämpimämpään ja lämmönsiirtämisen tehokkuus riippuu siitä, miten suuri lämpötilaero siirrettävien aineiden välillä on. Tehokkaan lämmönsiirtymisen aikaansaamiseksi lämmönvaihtimelle tulevan ja siitä lähtevän nesteen välillä on oltava vähintään 5 asteen lämpötilaero. Tähän voidaan kuitenkin vaikuttaa lämmönvaihtimen mitoittamisella.

3 JÄRJESTELMÄN KOMPONENTIT JA MITOITUSPERIAATTEET

3.1 Oikosulkumoottori

Oikosulkumoottori eli epätahtikone on teollisuudessa yleisimmin käytössä oleva moottorityyppi. Oikosulkumoottorin nimi tulee sen käämisauvoista, jotka ovat päistään oikosuljettu. Kyseisen moottorityypin yleisyys johtuu sen huoltovapaasta ja kestävästä rakenteesta, hyvästä säädettävyydestä ja sen edullisesta hinnasta.

Oikosulkumoottorin toiminta perustuu pyörivään magneettikenttään. Kun moottorin staattorikäännytykseen kytketään vaihtojännite, synnyttää se moottorin ilmaväliin pyörivän magneettivuon, joka leikkaa roottorissa olevia oikosuljetun häkkikäännytyksen sauoja. Tästä seurauksena roottorin käännytykseen indusoituu virtaa, joka magnetoi roottorin. Roottorin magneettikenttä pyrkii seuraamaan staattorin synnyttämää pyörivää magneettivuota, joka aiheuttaa näiden välille vääntömomentin ja saattaa roottorin pyörimisliikkeeseen. Oikosulkumoottorin pyörimisnopeutta voidaan halutessa säätää muuttamalla kytkettävän jännitteen taajuutta, esim. taajuusmuuttajan avulla. (Hietalahti, L. 2011.)

3.2 Kontaktori ja rele

Kontaktori on sähkömekaaninen kytkin, joka on sähköisesti ohjattava. Kontaktori ja rele ovat toiminnaltaan samankaltaisia. Ainoa ero näillä kahdella on niiden jännitteissä sekä virroissa. Kontaktorilla ohjattavat virrat ovat suurempia ja jännitteet korkeampia kuin releillä.

Yleensä ajatellaan, että kontaktorilla ohjataan ja kytketään virtoja päävirtapiirissä ja rele on tarkoitettu ohjausvirtapiiriin puolelle. Relettä ja kontaktoria käytetään usein yhdessä, jossa käyttöpaneelin/ohjausjärjestelmän matalampi jännite ohjaa relettä, joka sitten ohjaa kontaktoria, joka kytkee varsinaisen kuorman. Kontaktoreissa on myös usein liitettyinä apukoskettimia, joiden avulla voidaan tieto asennon vaihtumisesta viedä ohjauslogiikalle tai käyttäjälle. (Mäkinen, M, Kallio, R & Tantarimäki R 2014.)

3.3 Kaapeli

Kaapelin mitoituksessa on tärkeää ottaa huomioon seuraavat asiat: kuormitusvirta, vikasuojaus, jännitteenalenema ja sen pysyminen sallituissa rajoissa, verkon mahdollinen laajentuminen, kaapelin terminen ja dynaaminen oikosulkukestoisuus, mekaaninen ja kemiallinen kestävyys sekä taloudellisuus. Kaapelin valinnassa on erittäin tärkeää, että kaikkien tekniset minimivaatimukset täyttyvät. Kaapelin valinnassa on myös hyvä huomioida, että sen poikkipinta on vakioitua kokoa. Tällä saavutetaan lyhyet toimitusajat sekä pienet varastointikulut. (Sähköinfo Oy. 2013; ST-30. 2014.)

3.3.1 Kuormitusvirta

Kolmivaiheisessa järjestelmässä moottorin kuormitusvirran arvo voidaan laskea kaavalla 3.1:

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \cos \varphi} \quad (3.1)$$

Yhtälössä P on koneen ottama sähköinen pätöteho, U pääjännite, I virta sekä $\cos \varphi$ tehokerroin.

3.3.2 Jännitteenalenema

Kun kuormitusvirta I kulkee johtimessa, syntyy johtimen impedanssissa jännitteenalenema. Tämä on käytännössä sitä, että kaapelin loppupäässä on pienempi jännite kuin kaapelin alkupäässä. Jännitteenalenema on kaapelin alkupään ja loppupään jännitteiden itseisarvojen erotus. Jännitteenalenemalla on suuri vaikutus kaapeleiden mitoitukseen: se määrittää kaapelin poikkipinta-alaa varsinkin pitkillä kaapelietäisyyksillä. Standardin SFS-6000 mukaan kuormituspisteen ja minkään liittymäpisteen välillä ei pitäisi olla suurempi jännitteenalenema, kuin taulukon 3.1 arvot verrattuna asennuksen nimellisjännitteeseen. (SFS- Käsikirja 600-1. 2012.)

TAULUKKO 3.1. Jännitteenalenema (SFS- Käsikirja 600-1. 2012.)

Asennuksen tyyppi	Valaistus %	Muu käyttö %
A-Pienjänniteasennus, joka on syötetty suoraan yleisestä jakeluverkosta	3	5
B-Pienjänniteasennus, joka on syötetty yksityisestä teholähteestä	6	8

Kolmivaiheisen vaihtojännitteen jännitteenalenema voidaan likiarvoisesti laskea kaavalla 3.2.

$$U_h(V) = I \cdot (R_j \cdot \cos \varphi + X_j \cdot \sin \varphi) \quad (3.2)$$

Kaavassa U_h on vaihejännitteen alenema, I johtimen virta, φ vaihejännitteen ja virran välinen vaihesiirtokulma, R_j johtimen resistanssi ja X_j johtimen reaktanssi.

Suhteellinen jännitteenalenema voidaan laskea absoluuttisen jännitteenaleneman avulla seuraavasti:

$$U_h(\%) = \frac{U_h}{U_v} \cdot 100\% \quad (3.3)$$

, jossa U_v on vaihejännite.

3.4 Ylivirtasuojat

Ylivirtasuojaus koostuu sekä ylikuormitus- että oikosulkusuojauksesta. Ylivirtasuojaus on poikkeuksetta oltava jokaisessa johtolähdössä. Ainoastaan tapauksissa, joissa virtapiirin katkaiseminen voi aiheuttaa suurempaa vaaraa kuin johtimessa kulkeva ylivirta voidaan se jättää pois, esim. suojajohtimet. (D1-2012. 2013)

3.4.1 Oikosulkusuojaus

Oikosulku on hyvin pieni-impedanssinen vika eri potentiaalissa olevien jännitteisten osien välillä, oikosulkuvirta on paljon suurempi kuin ylikuormitusvirta ja ylikuormitusti-

laan verrattaessa suojalaitteiden on toimittava huomattavasti nopeammin. Oikosulkusuo-
jalaite sijoitetaan aina kaapelin alkupäähän. Jokainen virtapiiri pitää varustaa oikosul-
kusuojalla ja suojauksen toimivuus on hyvä tarkastaa laskennallisesti jo suunnitteluvai-
heessa. Oikosulkusuojalaitteen on pystyttävä katkaisemaan oikosulkuvirta, ennen kuin se
ehtii aiheuttamaan johtimissa ja liitoksissa lämpö- ja mekaanisista vaikutuksista johtuvaa
vaaraa. Kaapelivalmistajat ilmoittavat kaapeleilleen oikosulkukestoisuuden yhden sekun-
nin ajalle. (Sähköinfo Oy. 2013; Sähköjohtojen mitoittaminen. 2000.)

Oikosulkusuojauksen tulee täyttää seuraavat vaatimukset:

- Oikosulkusuojan on pystyttävä katkaisemaan piirissä esiintyvä suurin oikosulku-
virta.
- Poiskytkennän on tapahduttava ennen kuin suojalaitteen suojaamat piirit vaurioi-
tuvat. (D1-2012. 2013)

Pienimmän mahdollisen oikosulkuvirran laskentaa käytetään sähköverkon suojausten
asetteluun ja henkilösuojauksen toiminnan tarkistukseen, pienin oikosulkuvirta muodos-
tuu 1-vaiheisessa oikosulussa. Pienimmän oikosulkuvirran laskentaan on yksinkertainen
kaava (Kaava 3.4), jossa virhe on kymmenen prosenttia 10%, kun lasketaan suoraan ver-
kon komponenttien impedansseilla. Kaavaa voidaan kuitenkin käyttää, koska sen virhe
on suojalaitteiden toiminnan kannalta turvallisempaan suuntaan. Osaimpedanssit laske-
taan tässä tapauksessa aritmeettisesti yhteen, joten tässä tapauksessa todellinen impe-
danssi on laskettua pienempi ja vikavirta suurempi. (D1-2012. 2013)

$$I_{K1} = \frac{c_{min} \cdot U}{\sqrt{3} \cdot Z} \quad (3.4)$$

Kaavassa I_{K1} on minimi oikosulkuvirta, U pääjännite ja c_{min} kerroin 0.95, joka huomioi
jännitteenaleneman johdoissa, sulakkeissa, liittimissä, jne. Z on virtapiirin kokonaisim-
pedanssi, joka muodostuu edeltävän verkon komponenteista, kuten muuntajan sekä kaa-
peleiden impedansseista.

3.4.2 Ylikuormitussuojaus

Ylikuormitusvirralla tarkoitetaan virtaa, joka ei johdu viasta, mutta jonka suuruus on mitoitusvirtaa suurempi. Mitoitusvirralla tarkoitetaan kaapelin kuormitettavuutta. Jokainen virtapiiri täytyy varustaa ylikuormitussuojalla, jotta estetään ylikuormituksesta johtuva virran kasvu ja estetään mahdollisten vahinkojen syntyminen. Kasvaessaan ylikuormitusvirta nostaa komponenttien lämpötilaa, mikä vahingoittaa eristystä, liitoksia, jatkoksia tai mahdollisesti johtimen ympäristöä. Yleisimpiä ylikuormitussuojia ovat esimerkiksi sulake ja johdonsuojakatkaisija. Standardin SFS- 6000 mukaan kaapelia suojaavan ylikuormituslaitteen on täytettävä alla olevat kaksi ehtoa kaavoista 3.5 ja 3.6. (Sähköinfo Oy 2013.)

$$I_B \leq I_n \leq I_Z \quad (3.5)$$

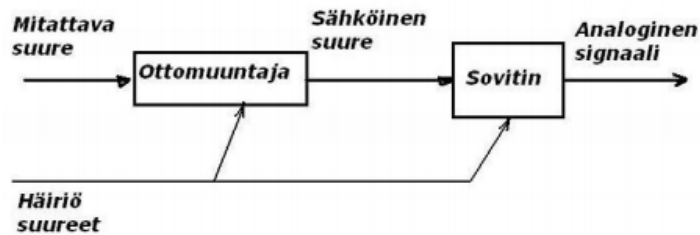
$$I_2 \leq 1,45 \cdot I_Z \quad (3.6)$$

Kaavoissa I_B on virtapiirin mitoitusvirta, I_Z johtimen jatkuva kuormitettavuus, I_n suoja laitteen nimellisvirta ja I_2 virta, joka varmistaa suojalaitteen toiminnan sille määritellyssä toiminta-ajassa.

Ylivirtasuojana voidaan käyttää yhtä suojalaitetta, kuten sulaketta, johdonsuojakatkaisijaa tai katkaisijaa. Ylikuormitus- sekä oikosulkusuojat voivat olla myös erilliset. Esimerkiksi moottoriasennuksissa oikosulkusuojaus on toteutettu sulakkeilla, sekä ylikuormitussuojaus moottorisuojakytkimellä. (Mäkinen, M, Kallio, R & Tantarimäki R 2014.)

3.5 Analoginen anturi

Analogia-antureita käytetään yleensä jatkuvasti muuttuvien prosessien seurantaan, kuten lämpötilan tai paineen mittaamiseen. Analogiset anturit toimivat jänniteviestillä, kuten 0-10 V. Anturille voidaan säätää mitattava alue, kuten -10 °C...+30 °C. Tässä tapauksessa 0 voltia tarkoittaa -10 °C ja vastaavasti 10 voltia +30 °C. Näiden ääripäiden välillä lämpötilan muuttuessa jännite muuttuu lineaarisesti. Anturi kytketään logiikkalaitteeseen, joka muuntaa vastaanotetun jänniteviestin binäärimuotoon, jolloin sitä voidaan käyttää ohjaukseen tai se voidaan näyttää ohjauslaitteen näytöltä. Kuvassa 3.1 on periaatekuva analogisesta anturista. (Janne Viljanen, 2012).



KUVA 3.1 Analogia-anturi, toimintaperiaate (Janne Viljanen, 2012)

Esimerkiksi lämpötila-anturissa mitattava lämpötila muunnetaan ensin mittauspäässä resistanssiarvoksi ja sen jälkeen sovittimella jänniteviestiksi. Logiikalle tuleva jänniteviesti muunnetaan vielä digitaaliseen muotoon, ennen sen vientiä varsinaiseen ohjelmaan.

3.6 Ohjelmoitava logiikka

Ohjelmoitava logiikka (Programmable Logic Controller) eli PLC on tietokone, jota hyödynnetään reaaliaikaisten automaatioprosessien ohjaukseen. Ohjelmoitava logiikka voi helposti korvata satoja tai tuhansia aikaisemmin käytettyjä releitä ja ajastimia. Logiikkojen toiminnallisuus on vähitellen kehittynyt perinteisestä releitten korvaajasta ohjauskeskukseksi, joka hallitsee kehittyneen liikkeen ohjauksen, prosessin säädön, hajautetut hallintajärjestelmät ja tietokoneverkot. (tkk-legacy.aalto.fi)

Ohjelmoitava logiikka on mikroprosessoripohjainen laite, jonka muistiin käyttäjä on luonut logiikkaohjelman. Ohjelma kerää tietoa kentälle asennettujen antureiden ja toimilaitteiden tilasta, jonka pohjalta se tekee muutoksia ja ohjauksia prosessiin.

Logiikan tulot ja lähdöt (input/output) ovat joko digitaalisessa tai analogisessa muodossa. Digitaaliset signaalit ilmaisevat laitteen päällä- tai poissa-tilan (1 tai 0), näitä ovat esimerkiksi painikkeet, rajakytkimet tai valokennot. Digitaaliset signaalit ilmaistaan käyttämällä joko jännitettä tai virtaa. Tällöin tietynsuuruinen suureen alue tulkitaan päällä olevaksi ja toinen poissa olevaksi signaaliksi. Esimerkiksi 24 V:n DC- jännitteellä toteutettu digitaalisignaali toimii niin, että yli 22 V ylittävät jännitteet tulkitaan 1- tilaksi ja alta 2 V:n jännitteet 0- tilaksi. (tkk-legacy.aalto.fi)

Analogiset signaalit välittävät kaikki arvot toiminta-alueensa ääripäiden väliltä. Yleensä analogiset signaalit tulkitaan logiikalla kokonaislukuina. Mitä tarkempaa dataa halutaan,

sitä enemmän se kuluttaa muistia. Tavallisesti analogiasignaaleilla välitettäviä mittaustietoja ovat esimerkiksi paine- tai lämpötilatiedot. Analogiaviestit voivat olla esimerkiksi 4-20 mA, 0-20 mA, 0-10 V tai -10 - +10 V. (tkk-legacy.aalto.fi)

3.7 Pumppu

Pumppu on mekaaniseen nesteiden siirtämiseen tarkoitettu laite. Pumppua käytetään yleisterminä kaikille niille laitteille, jotka siirtävät mitä tahansa fluidia matalasta paineesta korkeampaan. Pumput lisäävät pumppaamansa aineensa energiaa.

Pumput voidaan jaotella mäntä – sekä kotelopumppuihin. Mäntäpumput toimivat niin, että sylinterissä liikkuva mäntä vuoroin suurentaa ja pienentää sylinterin tilavuutta. Tilavuuden suurentuessa pumppu imee nestettä sisäänsä ja pienentyessään puskee sitä paineputkeen. Mäntäpumpuissa imun ja paineen jako eri putkiin tapahtuu venttiilien avulla. Nämä voivat olla joko, lautasventtiilejä, palloventtiilejä, kerrosventtiilejä, kumisia läppäventtiilejä tai takaiskuventtiilejä. (Pieni tietosanakirja, 1925-1928)

Kotelopumpuissa männän tilalla ovat jatkuvasti pyörivät osat. Näitä voivat olla siivet kuten epäkeskopumpuissa tai hammaspyörät kuten hammaspyöräpumpuissa. Pyörivät osat laittavat nesteen pyörimisliikkeeseen. Keskeiskiihtyvyyden vaikutuksesta neste syöksyy ulos pumpun kehällä olevasta aukosta, joka synnyttää imun pyörän tienoille. (Pieni tietosanakirja, 1925-1928)

3.7.1 Tilavuusvirta

Tilavuusvirta on nestetilavuus, jonka pumppu siirtää tietyssä ajassa. Tilavuusvirta voidaan laskea, kun tiedetään käytettävän putkiston poikkipinta-ala ja virtaavan nesteen nopeus (Kaava 3.7). (Ville Mänttari, 2011.)

$$Q = A \cdot v \quad (3.7)$$

jossa Q on tilavuusvirta (m^3/s), A on putken poikkipinta-ala (m^2) ja v on virtauksen nopeus (m/s).

3.7.2 Reynoldsin luku

Virtauksen turbulentsuutta kuvataan ns. Reynoldsin luvun avulla. Putkivirtaukselle Reynoldsin luku esitetään kaavassa 3.8. (Tapio Syrjälä, 2013.)

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (3.8)$$

Kaavassa Re on Reynoldsin luku, D putken sisähalkaisija (m), v liuoksen virtausnopeus (m/s^2), ρ liuoksen tiheys (kg/m^3) ja μ liuoksen viskositeetti ($\text{Pa} \cdot \text{s}$).

Putkivirtauksessa Reynoldsin luku tulkitaan seuraavasti (Tapio Syrjälä, 2013.):

- alle 2300: laminaarinen virtaus
- 2300-4000: siirtymäalue, jossa virtaus voi olla laminaarinen tai turbulenttinen
- yli 4000: turbulenttinen virtaus

Kuitenkin virtauksen muuttuminen täysin turbulenttiseksi on vaikea ennustaa tarkasti, ja vasta kun Re on noin 10 000 voidaan virtausta pitää varmasti täysin turbulenttisenä.

3.7.3 Nostokorkeus

Pumpulta vaadittava nostokorkeus koostuu sekä dynaamisesta, että staattisesta nostokorkeudesta. Staattisella nostokorkeudella tarkoitetaan pumpun tuottamaa paineen nousua vastaavaa nesteen hydrostaattista painetta. Tämä on kaavamuodossa: (Tapio Syrjälä, 2013.)

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (3.9)$$

jossa H on nostokorkeus (m), Δp on pumpun tuottama paine-ero (Pa), ρ on pumpattavan nesteen tiheys (kg/m^3) ja g on putoamiskiihtyvyyden (m/s^2) = $9,81 \text{ m/s}^2$.

Dynaaminen nostokorkeus aiheutuu putkiston pituudesta, sekä virtauskomponenttien synnyttämistä paineen alentumista. Putkiston pituudesta aiheutuva järjestelmän painehäviö voidaan laskea seuraavilla kaavoilla: (Tapio Syrjä, 2013.)

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h \quad (3.10)$$

$$h_f = f \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (3.11)$$

Kaavoissa h_f on painehäviö pituusyksikköä kohden, h nostokorkeus, f kitkakerroin, l putken pituus (m), d putken sisähalkaisija (m), v virtaavan nesteen nopeus (m/s) ja g putoamiskiihtyvyyden vakio, 9,81 m/s²).

Putkiston pituudesta johtuvan painehäviön lisäksi häviöitä syntyy järjestelmän venttiileissä ja liittimissä, joissa tapahtuu poikkipinnan, suunnan ja virtausnopeuden muutoksia. Eri osien synnyttämät järjestelmän painehäviöt ovat mahdollista laskea kertavastuskerroimia käyttämällä. Kertavastuksista aiheutuvat painehäviöt voidaan laskea yhtälöstä:

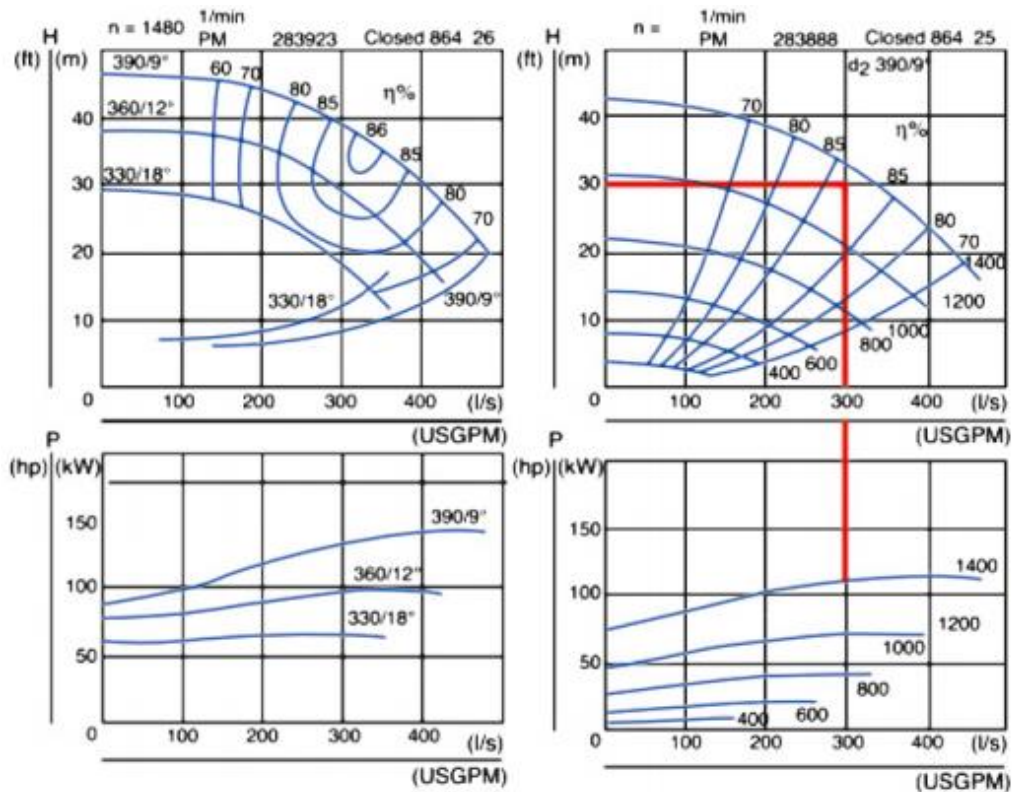
$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (3.12)$$

Yhtälössä ζ on komponentin kertavastus, ρ nesteen tiheys ja v virtausnopeus.

Pumpattavan nesteen tiheys on suoraan verrannollinen paineen lisäykseen, mikä tulee huomioida, kun pumpataan erilaisia nesteitä. Lämpötila vaikuttaa käytössä olevan nesteen tiheyteen, joten senkin vaikutus on syytä huomioida, kun lasketaan nostokorkeutta.

3.7.4 Ominaiskäyrät

Tarkoitukseen sopiva pumppu saadaan kätevimmin valittua ominaiskäyrien perusteella, kun tiedetään haluttu virtaama ja nostokorkeus. Kuvassa 3.2 on tyypillisiä pumppujen ominaiskäyriä, vasemmalla on ominaiskäyrät kolmella eri juoksupyörän koolla ja oikeapuoleiset kuvat esittävät ominaiskäyriä kuudella eri pyörimisnopeudella. Toimintapiste tulisi valita siten, että kyseisessä pisteessä pumpun hyötysuhde olisi mahdollisimman suuri.



KUVA 3.2 Pumpun ominaiskäyrien malli (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Esimerkkinä kuvassa on punaisella merkitty pumpun toiminta 300 l/s tilavuusvirralla ja 30 m nostokorkeudella. Kyseisillä arvoilla voidaan käyrältä lukea pumpun hyötysuhteeksi noin 85 %.

Ominaiskäyrät ovat tyypillisesti määritetty 50 Hz taajuudelle ja +20 °C:n lämpöiselle vedelle. Muilla nesteillä kuin vedellä on otettava huomioon pumpattavan aineen tiheys. Nesteen tiheys vaikuttaa suoraan verrannollisesti tehontarpeeseen, joten tällöin on tarpeen tarkastaa moottorin tehon riittävyys. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Todellinen pumpun tehontarve on teho, jonka se ottaa moottorilta. Osa tästä saadusta energiasta kuluu pumpun häviöihin ja loppuosa käytetään virtaaman ja paine-eron luomiseen. Pumppujen hyötysuhteet vaihtelevat välillä 30-90%. Energiatehokkuuden kannalta on syytä valita pumppu, jossa on mahdollisimman suuri kokonaishyötysuhde pumpun koko käyttöalueella eli oikea pumppu oikeaan toimintapisteeseen. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

3.8 Lämmönvaihdin

Lämmönsiirrin eli lämmönvaihdin on energiatekniikan komponentti, jolla lämpöä siirretään eri lämpötilassa olevien aineiden välillä. Suurimmassa osassa lämmönsiirtimiä lämpö siirtyy ilman, että aineet sekoittuvat keskenään eli johtumalla tai säteilemällä.

Lämmönvaihtimet rakentuvat lämmönsiirrinelementistä sekä aineet toisistaan erottavista säiliöistä tai putkista. Lämmönvaihtimessa voi olla myös lämmönsiirtymistä tehostavia laitteita kuten rekuperaattori, poikkeuksena konvektiolla toimivat vaihtimet.

Lämmönvaihtimessa lämmön siirtyminen aineesta toiseen on sitä tehokkaampaa, mitä suurempi lämpötilaero kyseisten aineiden välillä on. Erilaisten lämmönvaihtimien rakenne voi hieman osaltaan vaikuttaa lämmönsiirtymisen tehokkuuteen eri lämpötila-alueilla, mutta periaatteessa lämpövirtaus on suoraan verrannollinen lämpötilaeroon.

Lämmönvaihtimen tehokkuutta kuvataan ns. rekuperaatioasteella ε , joka kuvaa paljonko lämpöä on mahdollista saada talteen teoreettisesta maksimista. Rekuperaatioaste voidaan laskea kaavalla 3.13. (Miska Koivusaari, 2017.)

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{max}}{\theta_0} \quad (3.13)$$

Jossa ΔT_{max} on suurempi kylmän ja kuuman virtauksen lämpötilamuutoksista ja θ_0 on suurimman ja pienimmän lämpötilan erotus.

4 SÄÄTÖTAVAT

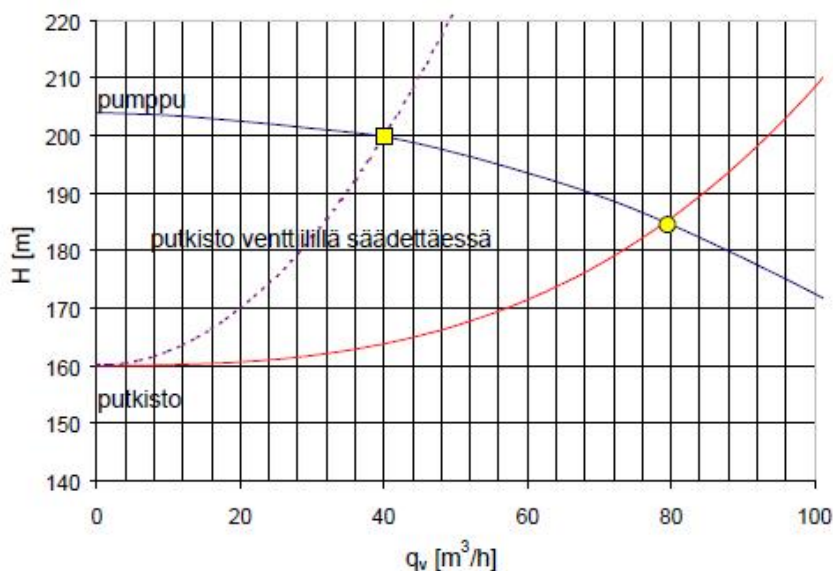
Pumppausjärjestelmän oikean säätötavan valinta vaikuttaa myös oleellisesti järjestelmän kokonaishyötysuhteeseen. Säätötavan valintaan vaikuttavat pumpun oletettujen käyttötuntien määrä, virtauksen säätötarve sekä pumpulta vaadittava nostokorkeus. Säädon tehtävä on pyrkiä pitämään pumppu mahdollisimman lähellä optimaalista hyötysuhdetta, sekä pienentää pumppauksessa syntyviä häviöitä.

4.1 Venttiiliohjaus

Kuristussäätö eli venttiiliohjaus on ollut perinteisesti yleisin pumppujen säätötapa. Siinä virtausta rajoitetaan venttiilillä kasvattaen painehäviötä, jolloin saadaan säädettyä putkessa kulkevaa tilavuusvirtaa ja samalla kasvatettua pumpun nostokorkeutta. Painehäviön kasvattaminen lisää kuitenkin pumppauksen häviöitä, jonka seurauksena se ei ole kovin energiatehokas säätötapa. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Venttiilisäädön kuristusta ei kuitenkaan voida suorittaa pumpun imupuolelle sijoitettavalla venttiilillä kavitaatiovaaran vuoksi. Kavitaatio on ilmiö, jossa paine pumpun juoksupyörässä alittaa nesteen höyrystymispaineen. Tästä seuraa, että neste höyrystyy ja muodostuneet höyrykuplat luhistuvat painevaihtelujen johdosta. Kavitaatiosta aiheutuu rasitusta pumpulle, erityisesti sen juoksupyörään, eikä se kestä sen jatkuvaa vaikutusta. Kavitoivan pumpun painentuottokyky on myös heikompi, jos sitä verrataan normaalisti toimivaan pumppuun. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Kuristussäädön toimintaa voidaan kuvata pumpun ominaiskäyrää apuna käyttäen. Voidaan ajatella, että pumpun ominaiskäyrä pysyy muuttumattomana ja putkiston käyrä vaihtelee vaadittavan tilavuusvirran sekä nostokorkeuden mukaan. Toisinsanoen kuristussäätöä käytettäessä liikutaan pumpun ominaiskäyrää pitkin. Asiaa on havainnollistettu kuvassa 4.1. Alkuperäinen toimintapiste on esitetty kuvassa pumpun ja putkiston leikkauspisteen ympyränä ja kuristussäädön jälkeinen toimintapiste neliönä. (Varttinen Sami, 2004)



KUVA 4.1. Putkiston ominaiskäyrän muuttuminen kuristussäädössä (Vartinen Sami. 2004.)

Kuristussäädön energiasäästö on pieni, sillä pumppu työskentelee kuristusventtiilin aiheuttamaa suurta painetta vastaan. Kuristussäätö heikentää pumpun hyötysuhdetta, mutta vähentää myös hieman pumpun ottamaa tehoa. Pumpun valinnassa tulee yrittää päästä mahdollisimman lähelle haluttua toimintapistettä ilman kuristussäätöä.

4.2 Ohitusvirtaussäätö

Ohivirtaussäätö tapahtuu päästämällä pumpun painepuolelta pumpattavaa ainetta takaisin pumpun imupuolelle putkeen tai säiliöön. Aineen lämpiämisen estämiseksi suositellaan kiertoa takaisin säiliöön. Ohivirtausta suurentamalla toimintapiste siirtyy pumpun ominaiskäyrällä oikealle, koska virtaus kasvaa. Nostokorkeus huononee tällä säätötavalla. Ohivirtaussäätöä voi käyttää myös syrjäytyspumpuilla. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

4.3 On-off säätö

On-off säätö on säätötavoista yksinkertaisin. Siinä järjestelmään haluttu tilavuusvirta saadaan aikaiseksi muuttamalla pumpun käyntitilaa sopivin väliajoin. Tällä tavoin järjestelmä säästää energiaa, mutta käynnistykset ja pysäytykset samalla rasittavat sen komponentteja ja laitteistoa.

Yleensä on-off –säätötapaa käytettäessä systeemi on viisasta varustaa varastointialtaalla, joka tasaa virtausta ja vähentää laitteistoa kuormittavien käynnistysten ja sammutusten määrää (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

4.4 Kierroslukusäätö

Taajuusmuuttajaohjauksessa eli kierroslukusäädössä muutetaan pumpun pyörimisnopeutta, jolloin se saadaan toimimaan halutuissa toimintapisteissä kuitenkin lisäämättä pumppauksen häviöitä merkittävästi. Nopeussäätö on tavallisimmin toteutettu taajuusmuuttajan avulla, mutta muitakin tapoja löytyy, kuten hydraulikytkin. Pyörimisnopeussäädöllä päästään energiatehokkaisiin pumppausratkaisuihin. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Taajuusmuuttajaa voidaan ohjata mm. paine-eron, virtaaman tai nesteen lämpötilan avulla. Taajuusmuuttajaohjaus tulee huomioida jo pumpun valintavaiheessa. Pumpun maksimitoimintapiste tulisi saada osumaan pumpun ominaiskäyrän kaltevalle osalle, joka on lähellä parasta hyötysuhdetta. Kierroslukusäätöisen pumpun hyötysuhde on korkea, kun liikutaan lähellä mitoitusnopeuksia, mutta huononee kun siirrytään kauemmaksi mitoituspisteestä. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Pumppukäytöissä taajuusmuuttaja tulee virittää niin, ettei pumppu toimi ylikuormituksessa. Taajuusmuuttajalta syötettävä taajuus pitää useissa tapauksissa rajoittaa 50 Hz, sillä tätä suuremmissa nopeuksissa pumpun rasitus lisääntyy värinävoimien seurauksena ja käyttöikä lyhenee. Toisinsanoen pumpun maksimivirtaama tulee saada aikaan tuolla 50 Hz ja taajuusmuuttajan asetuksilla rajataan tätä suuremmat taajuudet pois. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Taajuusmuuttajakäytöllä toteutettu pyörimisnopeussäätö on energiatehokkaampi ratkaisu, kun sitä verrataan muihin ohjausmenetelmiin, kuten venttiiliohjaukseen. Prosessin vaatima pumppaus voidaan suorittaa pienemmällä tehontarpeella, kun sähköverkosta otettavaa tehoa voidaan pienentää. Pyörimisnopeussäädöstä aiheutuvat hankintakustannukset maksavat itsensä takaisin energiasäästön muodossa. Saatu energiasäästö riippuu käytettävän pumpun koosta sekä virtaaman suuruudesta. Mitä suurempi pumppu on kyseessä sitä nopeammin pyörimisnopeussäätö maksaa itsensä takaisin. (Energiatehokkaat pumput, Motiva)

Energiasäästön lisäksi pyörimisnopeussäätö tarjoaa pumppukäyttöihin myös muita etuja (Energiatehokkaat pumput, Motiva):

- Vaihtuvan virtaaman systeemeissä selvittää usein yhdellä pumpulla.
- Pyörimisnopeussäätö on tarkkuudeltaan parempi verrattuna muihin säätötapoihin.
- Pienet ylläpitokustannukset. Putkistolle aiheutuva rasitus pienenee, kun paine on juuri niin suuri, kun prosessissa vaaditaan ja pumpun pehmeä käynnistyminen vähentää paineesta syntyviä iskuja.
- Pieni käynnistysvirta, jonka ansiosta verkkoon syntyvä jännitteenalenema pienenee ja sähkökäytön laitteet voidaan mitoittaa pienemmiksi.

5 JÄRJESTELMÄN PUMPPUJEN MITOITUS

Pumppausjärjestelmän kokonaishyötysuhteeseen vaikuttavat oleellisesti siihen valitut pumput sekä niitä pyörittävät moottorit. Osa näiden ottamasta energiasta kuluu häviöinä, kun verkosta otettu sähköinen teho muunnetaan akselin mekaaniseksi energiaksi ja edelleen nesteen virtaamaksi. Hyvällä valinnalla ja oikeanlaisella mitoittamisella voidaan merkittävästi vaikuttaa järjestelmän energiatehokkuuteen ja sitä kautta takaisinmaksu-aikaan.

Järjestelmän pumput tulee mitoittaa siten, että ne toimivat prosessin kannalta parhaalla mahdollisella hyötysuhteella. Käytettäessä pumpppua vakiopyörimisnopeudella riippuvat nostokorkeus, tehontarve, hyötysuhde ja tarvittava imukorkeus tilavuusvirrasta. Nämä muuttujat ja niiden keskinäinen suhde esitetään pumpun toimintaa kuvaavassa ominaiskäyrässä. Prosessin pumpulle asettamien toiminta-arvojen avulla voidaan ominaiskäyrien avulla valita pumppu, jolla on kyseisessä pisteessä suurin tehokkuus. (Ville Mänttari, 2011.)

5.1 Tilavuusvirta

Järjestelmä on tarkoitus toteuttaa käyttämällä lämpökaivoissa yleisesti käytettyjä polyeteeniputkia, joiden halkaisija on 40 mm. Lämmön siirtyminen porakaivossa olevan veden sekä putkissa virtaavan lämmönsiirtoliuoksen (glykoli 30 %) välillä tapahtuu johtamalla sekä konvektiolla.

Lämmönsiirtyminen on tehokkainta, kun putkessa kiertävä virtaus on turbulenttista. Turbulentti virtaus aiheuttaa putken sisäpinnalle ohuemman kalvon kuin laminaarinen virtaus ja mahdollistaa siten suuremman lämpövirran. (Tapio Syrjälä, 2013.)

Lasketaan kaavan 3.8 avulla tarvittava liuoksen virtausnopeus, jotta turbulenttisuus toteutuu ja näin lämmön siirtyminen on tehokasta. Käytettävän etyleeniglykolin tiheys on 1132 kg/m^3 ja viskositeetti $1,61 \cdot 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Jotta putkeen syntyvä virtaus olisi hyvällä todennäköisyydellä turbulenttista käytetään Re arvona 4 000. Näillä lähtöarvoilla saadaan kaavalla 5.1 laskettua virtauksen miniminopeus:

$$v = \frac{\mu \cdot Re}{\rho \cdot D} = \frac{(1,61 \cdot 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}) \cdot (4000)}{\left(1132 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot (0,04 - 2 \cdot 0,003 \text{ m})} = 1,67 \text{ m/s} \quad (5.1)$$

Kyseistä virtausnopeutta vastaava tilavuusvirta saadaan laskettua kaavasta 3.7.

$$\begin{aligned} Q &= v \cdot A \cdot 60 \text{ s} \cdot 60 \text{ min} \\ &= 1,67 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,04 \text{ m}}{2} - 0,003 \text{ m}\right)^2 \cdot 60 \text{ s} \cdot 60 \text{ min} \\ &= 5,45 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \end{aligned}$$

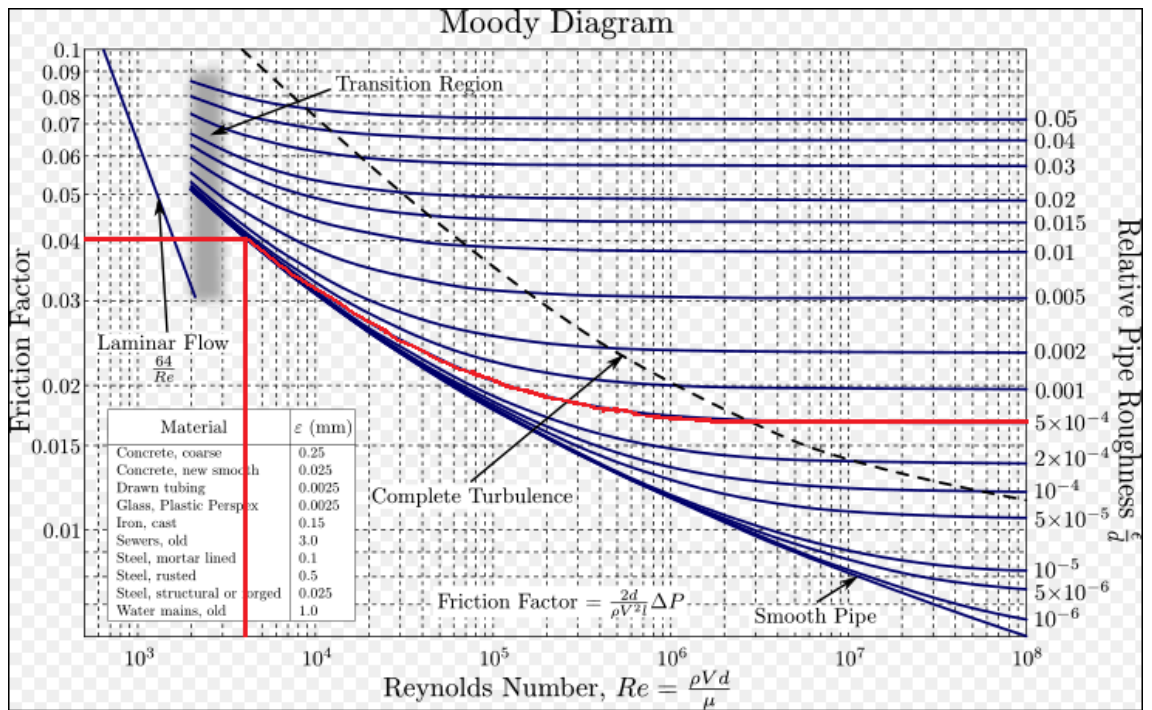
5.2 Nostokorkeus

Toteutettavassa järjestelmässä porakaivopiiri toteutetaan suljettuna, ja se varustetaan erillisellä paineastialla. Paineastian ansiosta pumppumoottorilta ei vaadita tehoa nostamiseen tarvittavan paine-eron tuottamiseen, jolloin staattinen nostokorkeus voidaan jättää mitoituksessa huomioimatta. Vaikuttavaksi tekijäksi jää dynaaminen nostokorkeus, joka koostuu yksittäisten komponenttien aiheuttamasta virtausvastuksesta sekä putkiston kokonaispituudesta.

Lasketaan dynaaminen nostokorkeus kaavojen 3.10 ja 3.11 avulla. Kaavoissa oleva kitkakertoimen f likiarvo voidaan määrittää Moodyn kartasta (Kuva 5.1), kun tiedetään pinnankarheuden ja putken sisähalkaisijan suhde (Kaava 5.2), sekä virtauksen Reynoldsin luku. Muoviputken pinnankarheus on 0,02 mm. (Tapio Syrjälä, 2013.)

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,02 \text{ mm}}{34 \text{ mm}} = 5,882 \cdot 10^{-4} \approx 0,0006 \quad (5.2)$$

Saadun suhteellisen pinnankarheuden arvon sekä virtauksen Reynoldsin luvun (4000) avulla luetaan Moodyn kartasta putkelle kitkakerroin. Määrittäminen tapahtuu niin, että valitaan oikeasta reunasta suhteellista pinnankarheutta lähinnä oleva arvo. Tästä lähtevän käyrän, sekä virtauksen Reynoldsin lukua vastaavan pystyviivan leikkauspisteestä piirretään vaakasuora viiva vasempaan reunaan, josta luetaan kitkakertoimelle arvo. Määrittäminen prosessi on piirretty kuvaan 5.1 punaisella. Kitkakertoimen arvoksi on näin saatu 0,04.



KUVA 5.1 Moodyn kartta (Wikipedia.org)

Lasketaan kaavalla 3.11 kyseisellä kitkakertoimen arvolla painehäviö pituusyksikköä kohden h_f .

$$h_f = f \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,04 \cdot \frac{l}{0,034 \text{ m}} \cdot \frac{\left(1,67 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,167 \frac{\text{kPa}}{\text{m}}$$

Ajatellaan järjestelmän putkiston kokonaispituudeksi noin 450 m. Tällöin putkiston pituudesta johtuvaksi paineen alenemaksi saadaan:

$$h_f \cdot l = 0,167 \frac{\text{kPa}}{\text{m}} \cdot 450 \text{ m} = 75,15 \text{ kPa} \quad (5.3)$$

Selvitetään seuraavaksi virtauspiirien komponenteista aiheutuvat painehäviöt. Eri komponenttien kertavastustusten suuruuksien laskeminen on teoreettisesti hankalaa ja yleensä selvitetään kokeiden avulla. Alla olevassa taulukossa 5.1 on Tekniikan käsikirjan (osa 1) mukaisia komponenttien kertavastuskertoimia.

TAULUKKO 5.1. Virtauskomponenttien vastuskertoimia (Tekniikan käsikirja, osa 1)

Komponentti	Vastuskerroin
Putkimutka	0,4
Putkihaara	1
Venttiili	3-6
Suora putkiliitos	0,5
Kulmaliitos	1

Porakaivon virtauspiirissä toiminnallisia komponentteja ovat kiertovesipumppu, lämmönvaihtimet sekä takaiskuventtiilit. Pumppuun sekä vaihtimiin tarvitaan sekä tulo ja lähtöpuolen venttiilit. Näin ollen venttiileitä tarvitaan ainakin 8 kappaletta. Venttiilien vastuskertoimen arvona on käytetty arvoa 5. Lasketaan virtauskomponenteista aiheutuva painehäviö kaavan 3.12 avulla.

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 8 \cdot 5 \cdot \frac{1132 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,67 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2} = 37,8 \text{ kPa}$$

Putkiston pituudesta sekä komponenteista johtuvat painehäviöt porakaivon virtauspiirissä ovat siis yhteensä n. 113 kPa.

Kyseistä 113 kPa:n painehäviötä vastaavaksi nostokorkeudeksi saadaan kaavan 3.10 avulla:

$$h = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{113 \cdot 10^3 \text{ Pa}}{1132 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 10,2 \text{ m}$$

Porakaivopiirin pumpulta (M001) vaaditaan siis seuraavat ominaisuudet:

- Dynaamisista painehäviöistä aiheutuva 10,2 m nostokorkeus
- Minimitilavuusvirta 5,46 m³/h, virtausnopeudella 1,67 m/s

Samalla tavalla säiliöpiirin pumpulle on laskettu siltä vaadittavat ominaisuudet. Huomatavaa on, että kiertävänä nesteenä käytetään tässä tapauksessa puhdasta vettä glykolin

sijaan. Lisäksi säiliöpiiri rakennetaan avoimeksi, joten staattinen nostokorkeus tulee ottaa mitoituksessa huomioon. Piirin putkiston pituus on arviolta noin 30 metriä, nostettava korkeus arviolta 1 m, sekä siinä käytettävien venttiileiden määräksi on arvioitu 6 kpl.

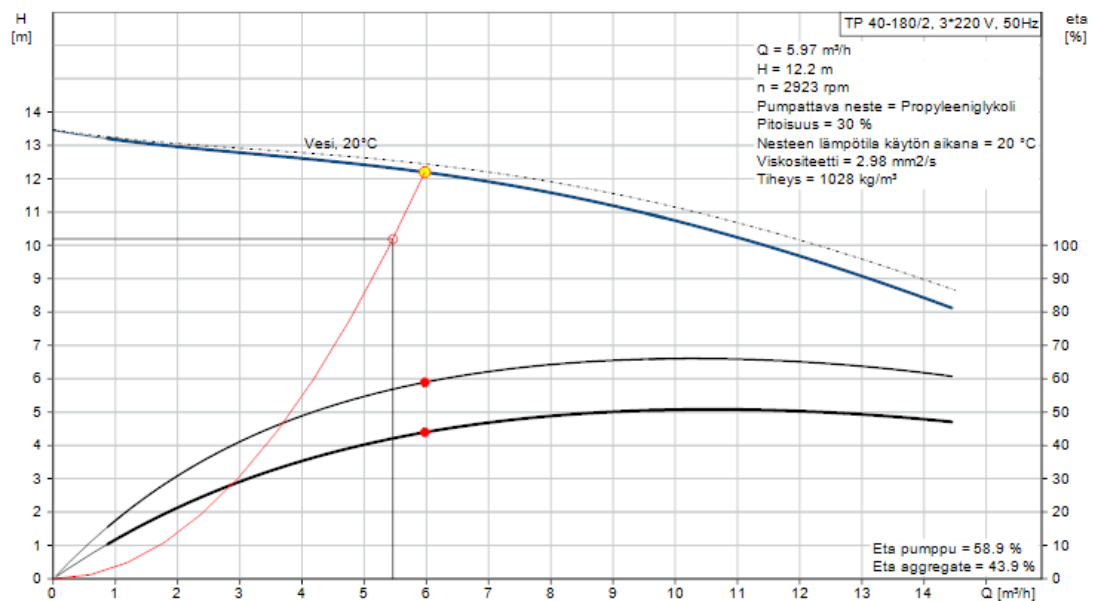
Säiliöpiirin pumpulta (M002) vaadittavat ominaisuudet:

- Staattisista ja dynaamisista painehäviöistä aiheutuva 4,5 m nostokorkeus
- Tilavuusvirta 3,27 m³/h, virtausnopeudella 1,0 m/s

5.3 Ominaiskäyrät

Edellisen kappaleen toimintapisteiden perusteella valitaan ominaiskäyrien avulla vaatimukset täyttävät pumput sekä porakaivo- että säiliöpiiriin. Pumpujen mitoitus on toteutettu käyttämällä Grundfosin pumpujen mitoitusyökalua. (Grundfos, Product Center)

Porakaivopiirin pumpulta M001 vaadittiin siis 10,2 m nostokorkeus sekä minimivirtaaman suuruus 5,46 m³/h. Valitaan pumpuksi ominaiskäyrän avulla Grundfosin TP 40-180/2 A-J-A-BQQE (Kuvaaja 5.1).

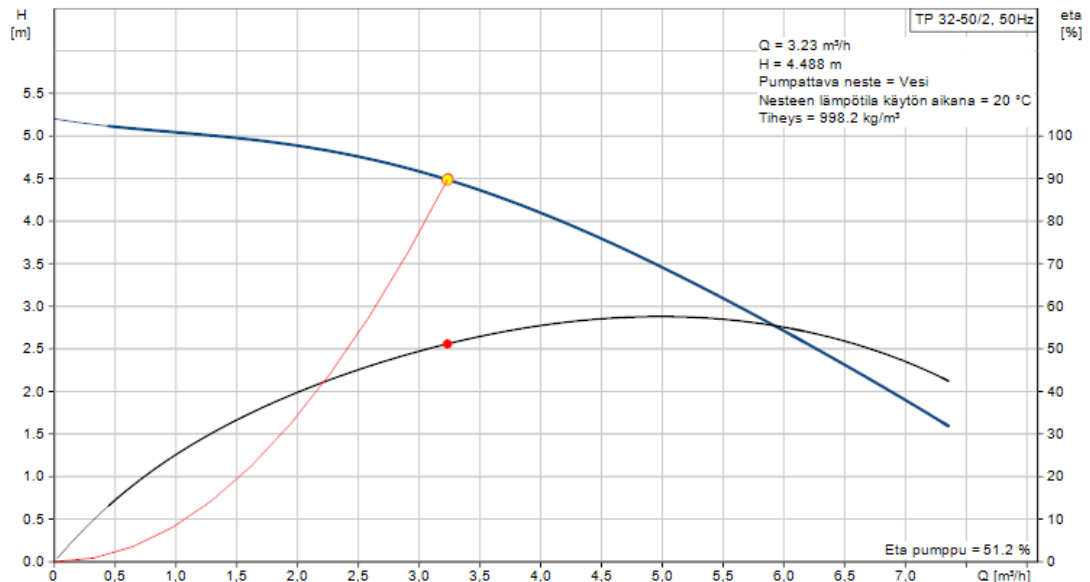


KUVAAJA 5.1. Pumpun M001 ominaiskäyrä Grundfos TP 40-180/2 A-J-A-BQQE

Kuvaajasta nähdään, että pumppu on toimintapisteeseen nähden hieman ylimitoitettu. Kuitenkin mentäessä yhtä pumpukokoa alemmas, on mahdollista, ettei toinen pumpulle

asetetuista vaatimuksista täyty. Porakaivopiirin tapauksessa on tärkeää, että tilavuusvirran suuruus on vähintään $5,46 \text{ m}^3/\text{h}$, jolloin turbulentsuus ja näin myös tehokas lämmönsiirtyminen maaperästä toteutuu.

Vastaavasti pumpulta M002 vaadittiin $4,5 \text{ m}$ nostokorkeus sekä $3,27 \text{ m}^3/\text{h}$ tilavuusvirta. Näiden perusteella pumpuksi on valittu Grundfosin TP 32-50/2 A-O-A-BQBE (Kuvaaja 5.2).



KUVAAJA 5.2. Pumpun M002 ominaiskäyrä, Grundfos TP 32-50/2 A-O-A-BQBE

Kuvaajasta nähdään, että toimintapiste asettuu lähelle pumpun toimintakäyrää. Säiliöpiirissä tilavuusvirran pienellä alentumisella ei ole järjestelmän toimintaan juurikaan vaikutusta.

Prosessin molemmat pumput ovat rakenteeltaan samanlaisia (Kuva 5.2). Ja niiden mekaaniset tekniset tiedot ovat taulukossa 5.2.

TAULUKKO 5.2. Pumppujen mekaaniset ominaisuudet

Pumppujen ominaisuudet		
	TP 40-180	TP 32-50
Nopeusarvo	2860 rpm	2800 rpm
Nimellisvirtaama	$12,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$3,72 \text{ m}^3/\text{h}$
Nimellinnostokorkeus	$10,0 \text{ m}$	$2,7 \text{ m}$
Suurin nostokorkeus	180 dm	50 dm
Materiaali	Valurauta	Valurauta



KUVA 5.2. Pumppujen tuotokuva (grundfos.com)

6 KAAPELIT JA ETUKOJEET

6.1 Kuormitusvirran laskenta

Lasketaan pumppumoottoreiden M001 ja M002 ottama virta kuormitustilanteessa. Alla on taulukoitu molempien moottoreiden tyyppitiedot.

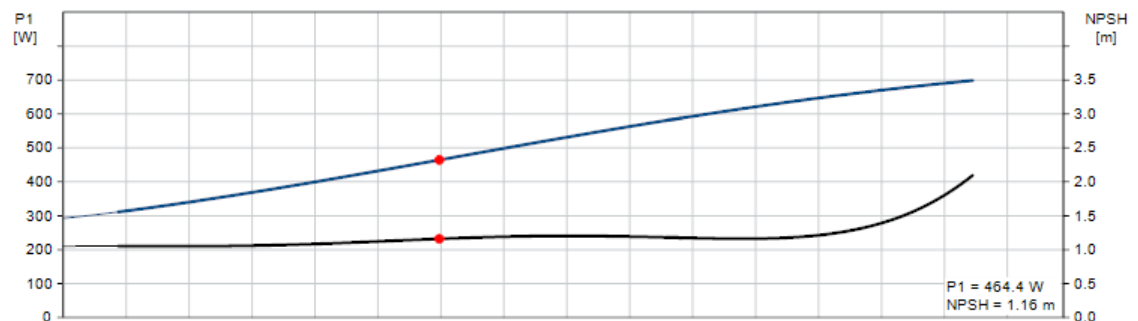
TAULUKKO 6.1. Pumppumoottorin M001 tyyppitiedot

Arvokilpitiedot M001 (TP 40/180)		
Nimellisteho	0,55	kW
Nimellisvirta	2,75	A
Nimellisa nopeus	2830	rpm
Käynnistysvirta	480-520	%
tehokerroin	0,80-0,70	

TAULUKKO 6.2. Pumppumoottorin M002 tyyppitiedot

Arvokilpitiedot M002 (TP 32/50)		
Nimellisteho	0,12	kW
Nimellisvirta	0,59	A
Nimellisa nopeus	2850	rpm
Käynnistysvirta	490-530	%
tehokerroin	0,80-0,72	

Seuraavassa on esitetty M001:n sähköisen ottotehon suuruus prosessin toimintapisteessä, eli nostokorkeudella 10,2 m ja virtaamalla 1,67 m/s.

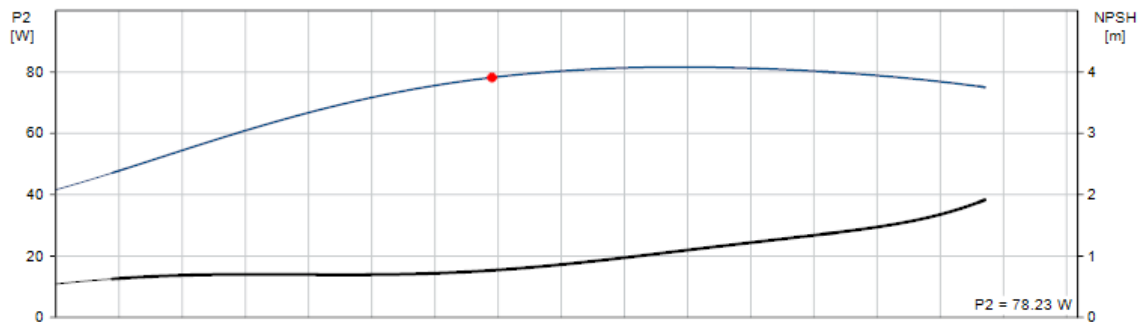


KUVAAJA 6.1. M001 tehokäyrä (Grundfos, pumppujen mitoitus)

Moottorin M001 ottaman tehon suuruus kuormituksessa 460 W. Lasketaan tehoa vastaava virran suuruus kaavan 3.1 avulla. Käytetään tehokertoimen arvona taulukon 6.1 keskiarvoa:

$$I_{M001} = \frac{460 \text{ W}}{\sqrt{3} \cdot 400 \text{ V} \cdot 0,75} = 0,89 \text{ A} \quad (6.1)$$

Vastaavasti alla on moottorin M002 sähkötehon otto prosessin toimintapisteessä, nostokorkeudella 4,5 ja virtausnopeudella 1,0 m/s.



KUVA AJA 6.2. M002 tehokäyrä (Grundfos, pumppujen mitoitus)

Moottorin M002 ottaman tehon suuruus kuormituksessa 78 W. Lasketaan moottorin ottaman virran suuruus. Tehokertoimen arvona käytetään taulukon 6.2 keskiarvoa:

$$I_{M002} = \frac{78 \text{ W}}{\sqrt{3} \cdot 400 \text{ V} \cdot 0,76} = 0,15 \text{ A} \quad (6.2)$$

Kuormitusvirtojen perusteella moottoreiden kaapelin poikkipinnaksi riittäisi 0,5 mm². Kuitenkin kyseistä poikkipintaa vastaavaa, teolliseen ympäristöön sopivaa kolmivaihekaapelia ei ole saatavissa. Täten valitaan kaapeliksi MCMK 3x1,5+1,5. Valmistaja on ilmoittanut kaapelille taulukon 6.3 mukaiset ominaisuudet.

TAULUKKO 6.3. MCMK 3x1,5+1,5 ominaisuudet

Kaapelin MCMK 3x1,5+1,5 ominaisuudet		
Vaihe- ja nollajohtimen maks. tasavirtaresistanssi	12,1	Ω/km
Vaihejohtimen vaihtovirtaresistanssi	14,5	Ω/km
PE- johtimen maks. tasavirtaresistanssi	12,1	Ω/km
Induktanssi vaihetta kohti	0,34	mH/km
Käyttökapasitanssi	0,25	μF/km
Kuormitettavuus maassa	26	A
Kuormitettavuus ilmassa	14	A
Suurin sallittu 1 s oikosulkuvirta (vaihejohdin)	0,18	kA
Suurin sallittu 1s oikosulkuvirta (PE- johdin)	0,24	kA

6.2 Jännitteenalenema

Lasketaan seuraavassa molempien moottoreiden käynnistystilanteen jännitteenalenemat. Esimerkkilaskut ovat suoritettu porakaivopiirin pumpulle (M001). Lasketaan ensin teho-kerrointa $\cos \varphi$ vastaava $\sin \varphi$:n arvo (Kaava 6.3):

$$\sin \varphi = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi} = \sqrt{1 - 0,75^2} = 0,66 \quad (6.3)$$

Johtimen resistanssi saadaan kertomalla vaihtovirtaresistanssi r_j johtimen pituudella s (Kaava 6.4):

$$R_j = r_j \cdot s = \frac{14,5 \Omega}{\text{km}} \cdot 0,030 \text{ km} = 0,435 \Omega \quad (6.4)$$

Johtimen reaktanssi saadaan kertomalla johtimen induktanssi x_j johtimen pituudella s (Kaava 6.5):

$$X_j = x_j \cdot s = \frac{0,34 \Omega}{\text{km}} \cdot 0,030 \text{ km} = 0,0102 \Omega \quad (6.5)$$

Lasketaan likiarvoinen jännitteenalenema moottorille M001 käynnistyksessä kaavan 3.2 avulla, käynnistysvirran kertoimena on käytetty lukua 5.

$$\begin{aligned} U_h(\text{V}) &= I \cdot (R_j \cdot \cos \varphi + X_j \cdot \sin \varphi) \\ &= 2,75 \text{ A} \cdot 5 \cdot (0,435 \Omega \cdot 0,75 + 0,0102 \Omega \cdot 0,66) \\ &= 4,58 \text{ V} \end{aligned}$$

Suhteellinen jännitteenalenema moottorille M001 lasketaan kaavan 3.3 mukaan:

$$U_h(\%) = \frac{U_h}{U_v} \cdot 100\% = \frac{4,58 \text{ V}}{230 \text{ V}} \cdot 100\% = 1,99 \%$$

Vastaavalla tavalla on laskettu jännitteenalenema säiliöpiirin pumpulle. Moottoreiden käynnistyksestä saadut absoluuttiset sekä suhteelliset jännitteen alenemat ovat taulukossa 6.4.

TAULUKKO 6.4. Moottoreiden käynnistystilanteen jännitteenalenemat

	Moottori M001	Moottori M002
Absoluuttinen jännitteenalenema	4,58 V	0,94 V
Suhteellinen jännitteenalenema	1,99 %	0,4 %

Jännitteenalenemat ovat kyseisellä kaapelilla sallituissa rajoissa.

6.3 Ylivirtasuojaus

6.3.1 Ylikuormitussuojaus

Valitaan molemmille moottoreille ylikuormitussuojat niiden nimellisvirtojen perusteella. Porakaivopiirin pumpun (M001) lämpösuojuksi ($I_N=2,75$ A, Taulukko 6.1) valitaan ABB:n TA25DU-3.1M (Kuva 6.1). Suojan virran säätöalue on 2,3 – 3,1 A. Suojan laukaisuluokka on 10A, mikä tarkoittaa, että se toimii sille määritellyssä ajassa maksimissaan virta-arvolla $6xI_n$.

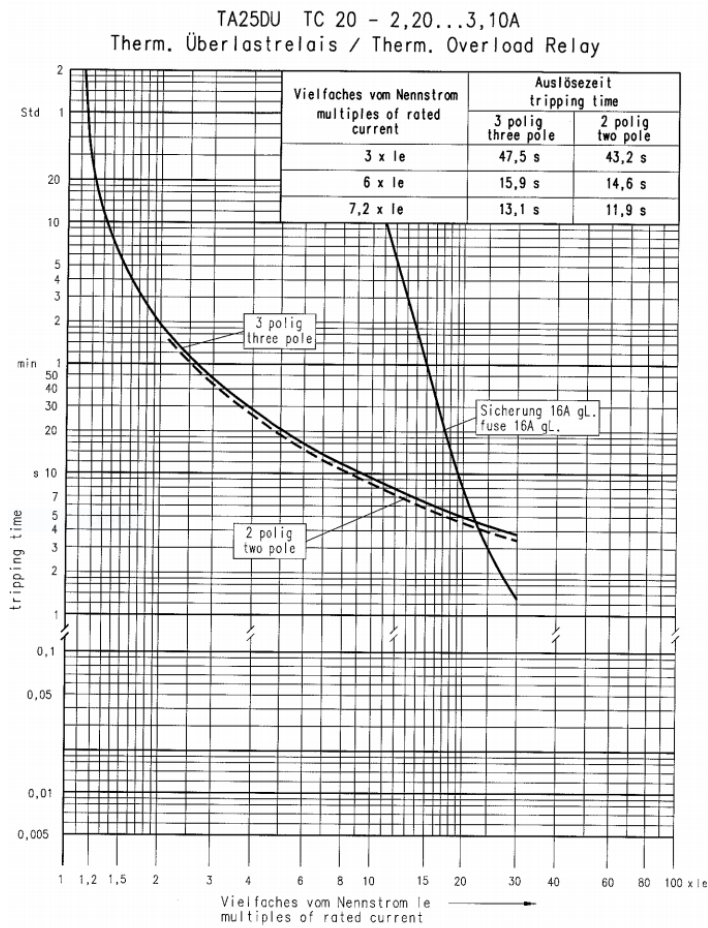


KUVA 6.1. Ylikuormitussuoja TA25DU-3.1M (new.abb.com/products)

Kuvaajassa 6.3 on kyseisen suojan laukaisukäyrä säätöalueella 2,3-3,1 A. Suojaus toteuttaa kaavoissa 3.5 ja 3.6 esitetyt ehdot:

$$2,75 \text{ A} \leq 3,1 \text{ A} \leq 14 \text{ A}$$

$$18,6 \text{ A} \leq 1,45 \cdot 14 \text{ A}$$



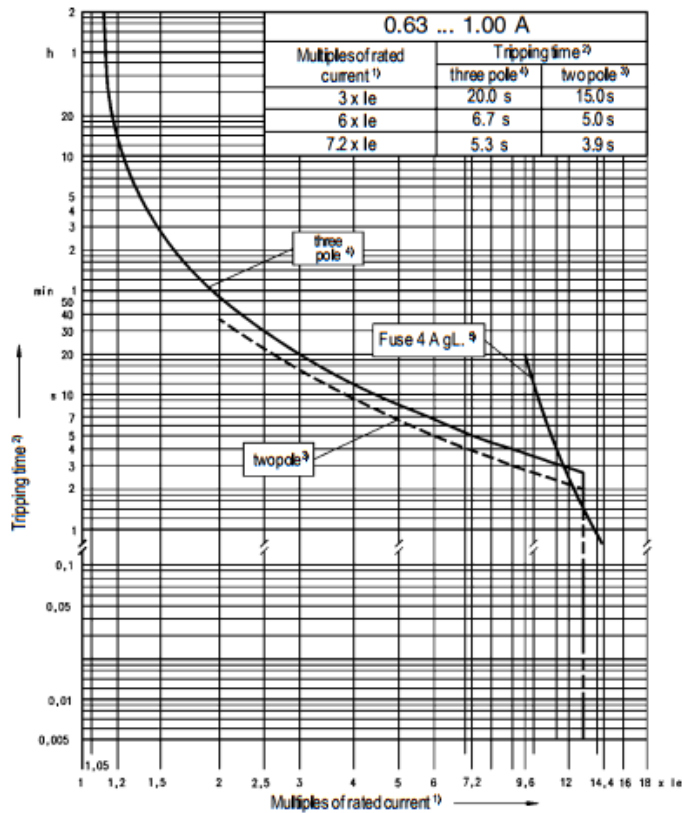
KUVAAJA 6.3. TA25DU-3.1M laukaisukäyrä

Vastaavasti on valittu säiliöpiirin pumpun (M002) ($I_N=0,59$ A, Taulukko 6.2) ylikuormitussuojaksi ABB:n TA25DU-1.0 (Kuva 6.2). Suojan virran säätöalue on 0,63 - 1,0 A. Suojan laukaisuluokka on 10A.



KUVA 6.2. Ylikuormitussuoja TA25DU-1.0 (new.abb.com/products)

Kuvaajassa 6.4 on esitetty kyseisen suojan laukaisukäyrä.



KUVAAJA 6.4. TA25DU-1.0 laukaisukäyrä

Tarkastetaan suojauselta vaadittavien ehtojen täytyminen (Kaavat 3.5 ja 3.6):

$$0,59 \text{ A} \leq 1,0 \text{ A} \leq 14 \text{ A}$$

$$6 \text{ A} \leq 1,45 \cdot 14 \text{ A}$$

Molemmat valitut ylikuormitussuojat ovat yhteensopivia ABB:n A-sarjan kontaktoreiden kanssa. Valitaan tuoteperheestä nimellisvirraltaan pienin yhteensopiva kontaktori A9-30-10 (Kuva 6.3) Sen tärkeimmät ominaisuudet ovat taulukossa 6.5.



KUVA 6.3. Kontaktori A9-30-10 (new.abb.com/products)

TAULUKKO 6.5. Kontaktorin A9-30-10 ominaisuudet

Kontaktori A9-30-10 ominaisuudet		
Nimellisvirta (I_e)	9	A
Katkaisukyky	$8 \times I_e$	A
Maksimi etusulake	25	A

6.3.2 Oikosulkusuojaus

Lasketaan seuraavaksi muuntajan aiheuttaman impedanssin suuruus. Kohteen päämuuntajan, johon järjestelmää ollaan toteuttamassa, näennäisteho on 1000 kVA. Tehotasoa vastaavan muuntajan tiedot ovat kuvassa 6.4.

Rated power S_N [kVA]	Max. rated volt. HV side U_m [kV]	Impedance voltage U_2 [%]	Type		Combination of losses acc. CENELEC	No-load losses P_0 [W]	Load losses P_L 75° [W]	Sound press. level 1 m tolerance + 3 dB L_{pA} [dB]	Sound power level L_{WA} [dB]	Total weight		Dimensions						Dist. between wheel centers E [mm]
			TUNORMA 4JB...	TUMETIC 4HB...						TUNORMA	TUMETIC	Length A1 [mm]	Width B1 [mm]	Height H1 [mm]	TUNORMA	TUMETIC	TUNORMA	
1000	12	6	..6044-3PA	B-A'	1700	13000	55	73	2450	2640	1790	1630	1000	1000	2095	2070	820	
			..6044-3SA	A-C'	1100	10500	45	63	2660	2610	1830	1830	1040	1040	2025	1770	820	
			..6044-3UA	C-C'	1100	9500	45	63	2800	2750	1830	1830	1040	1040	2105	1840	820	
	24	6	..6067-3PA	B-A'	1700	13000	55	73	2530	2720	1830	1670	1090	1010	2095	2120	820	
			..6067-3SA	A-C'	1100	10500	45	63	2750	2690	1790	1740	1050	1050	2055	1840	820	
			..6067-3UA	C-C'	1100	9500	45	63	2830	2810	1725	1770	990	990	2065	1850	820	
	36	6	..6080-3CA	E-E'	1700	13000	x	68	2850	x	2120	x	1160	x	2220	x	820	

Dimensions and weights are approximate values. Rated power figures in parentheses are not standardized. x: on request

* In case of short-circuits at 75 °C

Kuva 6.4. 1000 kVA muuntajan tiedot (siemens/Tunorma.pdf)

Lasketaan muuntajan nimellistietojen perusteella nimellisimpedanssi (Kaava 6.6). (Hietalahti, L. 2011.)

$$Z_m = \frac{U_N}{\sqrt{3} \cdot I_N} = \frac{U_N^2}{S_N} = \frac{(400 \text{ V})^2}{1000 \text{ kVA}} = 0,16 \Omega \quad (6.6)$$

Tässä tapauksessa pienin oikosulkuvirta syntyy, kun vikapaikka on mahdollisimman kaukana muuntajasta, jolloin kaapeleiden synnyttämä impedanssi on suurimmillaan. Ajatellaan oikosulun syntyvän lähellä moottoria, tällöin kaapelireitti koostuu nousujohdosta

MCMK 3x120/70 (100 m), pää- ja ryhmäkeskuksen välisestä kaapelista MCMK 3x35/16 (50 m) sekä itse moottorikaapelista MCMK 3x1,5+1,5 (30 m).

Lasketaan nousukaapelin aiheuttama impedanssi. Koska kaapelin poikkipinta on yli 70 mm², huomioidaan tässä tapauksessa sekä kaapelin resistanssi, että reaktanssi. Kaapelin (MCMK 3x120/70) vaihtovirtaresistanssiksi on ilmoitettu 0,19 Ω/km ja induktanssiksi 0,23 Ω/km. Impedanssi lasketaan kaavassa 6.7. (Valtteri, Montonen. 2016)

$$Z_{nk} = 2 \cdot \sqrt{R_{nj}^2 + X_{nj}^2} = 2 \cdot \sqrt{\left(0,19 \frac{\Omega}{\text{km}} \cdot 0,1 \text{ km}\right)^2 + \left(0,23 \frac{\Omega}{\text{km}} \cdot 0,1 \text{ km}\right)^2} \quad (6.7)$$

$$= 0,058 \Omega$$

Lasketaan loppujen kaapeleiden impedanssit, näiden ollessa poikkipinnaltaan 70 mm² pienempiä, jätetään reaktanssit huomioimatta. (Valtteri, Montonen. 2016)

$$Z_{pk-rk} = 2 \cdot r_{rj} \cdot s = 2 \cdot 0,63 \frac{\Omega}{\text{km}} \cdot 0,05 \text{ km} = 0,064 \Omega \quad (6.8)$$

$$Z_{mk} = 2 \cdot r_{mk} \cdot s = 2 \cdot 14,5 \frac{\Omega}{\text{km}} \cdot 0,03 \text{ km} = 0,070 \Omega \quad (6.9)$$

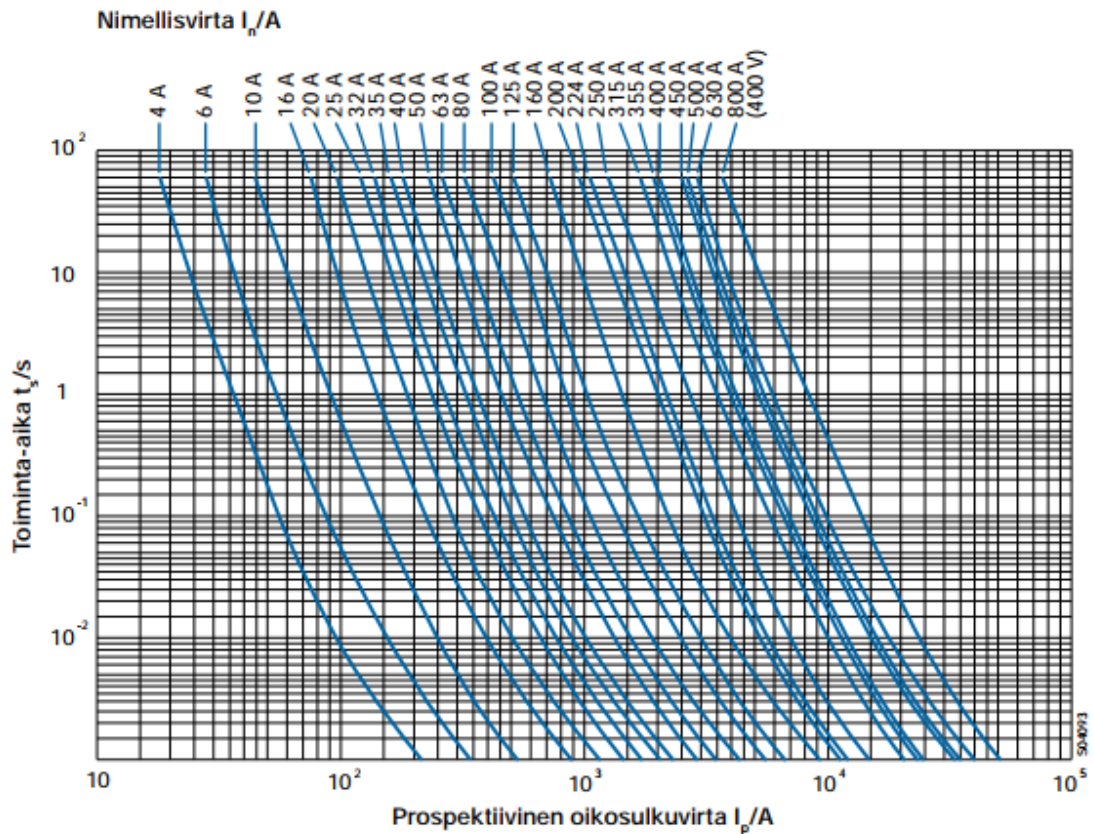
Kokonaisimpedanssi saadaan muuntajan sekä kaapeleiden impedanssien aritmeettisena summana:

$$Z_{koko} = Z_m + Z_{nk} + Z_{pk-rk} + Z_{mk} = 0,352 \Omega \quad (6.10)$$

Lasketaan yksivaiheinen oikosulkuvirta kaavan 3.4 avulla.

$$I_{K1} = \frac{c_{min} \cdot U}{\sqrt{3} \cdot Z} = \frac{0,95 \cdot 230 \text{ V}}{\sqrt{3} \cdot 0,352 \Omega} = 358,4 \text{ A}$$

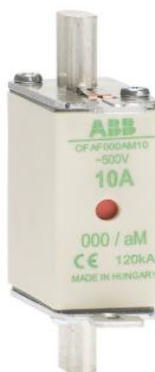
Valitaan saadun oikosulkuvirran perusteella moottorilähdöille sopiva sulake. aM-sulakkeiden laukaisukäyrät ovat esitetty kuvaajassa 6.5. Moottorikäyttöille oikosulun suurimaksi kestoajaksi on säädetty 5 sekuntia (D1-2012. 2013).



KUVAAJA 6.5. aM-sulakkeiden laukaisukäyrät (momenthits.fi/kahvasulakkeet)

Kuvaajan mukaan viiden sekunnin kestoajan toteuttaisi tässä tapauksessa 35 A sulake. Kuitenkin käytettävälle moottorikaapelille (MCMK 3x1,5+1,5) suurin sallittu oikosulkusuojaukseen käytettävä aM-tyyppin sulake on suuruudeltaan 10 A. (D1-2012. 2013. s.140).

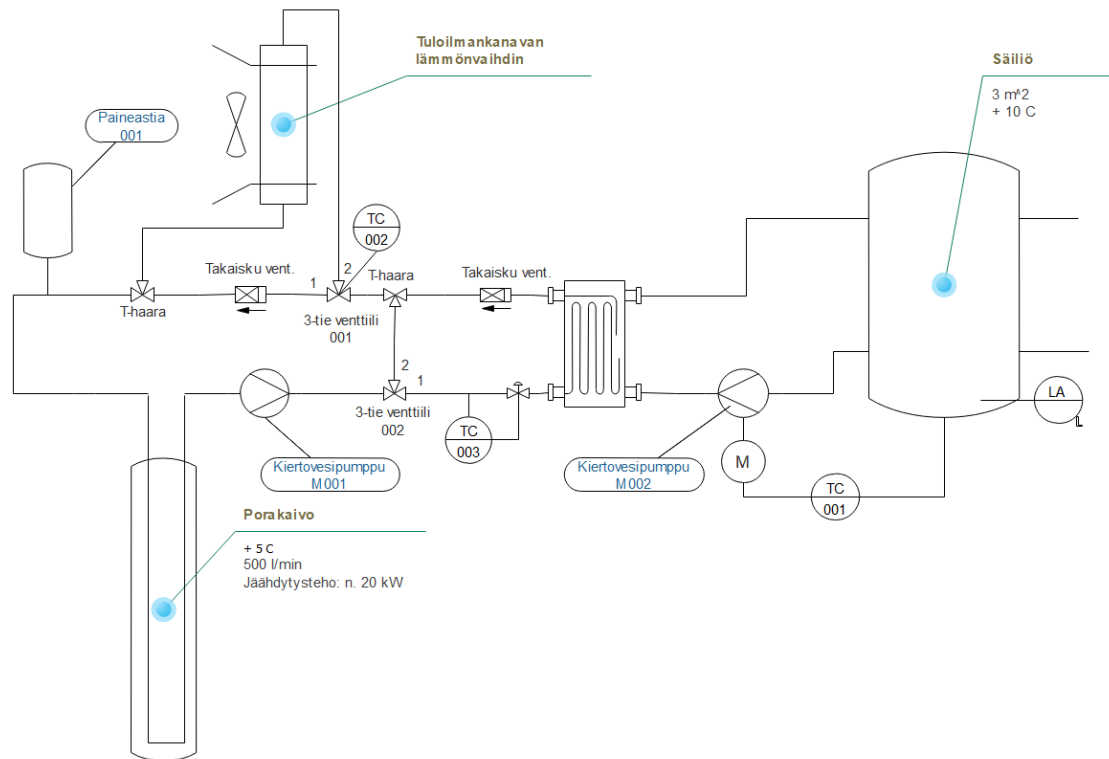
Valitaan moottorilähtöjen oikosulkusuojaksi täten 10 A:n aM -sulake (Kuva 6.5). Käyrästä voidaan sulakkeen toiminta-ajaksi lukea n. 0,002 s.



KUVA 6.5. aM-sulake 10 A (new.abb.com/products)

7 JÄRJESTELMÄN OHJAUS

Järjestelmän PI-kaaviossa on esitetty järjestelmän tärkeimmät toimilaitteet ja niihin liittyvät mittauspisteet sekä säätöpiirit (Kuva 7.1).



KUVA 7.1. Järjestelmän PI-kaavio

7.1 Järjestelmän toimintakuvaus

Tehtaan prosessista virtaa lämpöenergiaa säiliön nesteeseen, jonka lämpötilaa mitataan anturilla (TC 001). Lämpötilan saavuttaessa yli 10 asteen rajan, alkaa kiertovesipumppu M002 kierrättämään nestettä säiliön sekä lämmönvaihtimen välillä. Samaan aikaan porakaivopiirin kiertovesipumppu M001 käynnistyy, ja 3-tieventtiili 002 ohjaa veden kierrättämään kaivon ja lämmönvaihtimen välillä (asento 1). Porakaivosta saatava jäähdytysteho saadaan näin siirrettyä säiliöön ja sen seurauksena lämpötila laskee. Kun lämpötila saadaan alle 10 asteen, lakkaa kiertovesipumppu M002 pyörimästä. Samalla pysähtyy myös porakaivopiirin pumppu M001.

Järjestelmällä on myös mahdollista siirtää kaivosta saatavaa lämmitys/jäähdytystehoa tuuloilmakanavan patteristolle, jossa sitä voidaan hyödyntää sisään otettavan ilman esilämmitykseen tai jäähdytykseen. Käyttäjällä on manuaaliset kytkimet eri vuodenajoille, jotka vaikuttavat ulkolämpötila-anturin (TC, 002) vertailulämpötilaan. Talvella ulkolämpötilan laskiessa alle 0 asteen käynnistyy kiertovesipumppu M001 ja 3 tieventtiili 001 ohjaa nesteen kiertämään vaihtimen kautta (asento 2). Vastaavasti kesäaikaan ulkolämpötilan noustessa yli 20 asteen, voidaan sisään otettavaa ilmaa viilentää.

Järjestelmän suojauksena toimii ns. jäätymissuoja (TC, 003), joka estää talvisaikaan liian kylmän nesteen virtauksen lämmönvaihtimelle. Mikäli jäätymissuoja aktivoituu, pysäyttää se molemmat kiertovesipumput. Säiliössä on myös pinnankorkeutta tarkkaileva anturi, joka sammuttaa nestekierron, mikäli pinta laskee liian alas.

Toimintakuvauksessa esitettyjen komponenttien tarkempi toiminta on esitetty liitteissä 7-9.

7.2 Pumppujen ohjaus

Pumppuja on ajateltu ohjattavan perinteisen on-off säädön avulla. Perusteena tähän on, ettei järjestelmässä ole tarvetta nesteen virtausnopeuden säädölle. Pumput voivat toimia jatkuvasti mitoituksessa niille laadituissa toimintapisteissä. Lisäksi suuremman piirin paineistukseen käytetään erillistä paineastiaa, jolloin pumppu ei juurikaan rasitu käynnistyksissä ja pysäytyksissä. Järjestelmään valitut pumput ovat myös tehotasoltaan erittäin pieniä, joten taajuusmuuttajasäädön lisääminen järjestelmään ei tuottaisi merkittäviä energiasäästöjä.

7.3 Venttiilien ohjaus

Järjestelmässä käytettävät venttiilit koostuvat kolmitieventtiileistä, sulkuventtiilistä sekä virtauksen suuntaa rajoittavista vastaventtiileistä. Venttiileitä ohjataan logiikan välityksellä sähköisesti, asennon vaihtaminen tapahtuu asettamalla venttiilissä oleva sähkömagneetti sähkövirran avulla jännitteelliseksi. Jännitteen katkettua venttiilissä oleva kara jää paikalleen, joka voidaan siirtää takaisin toiseen asentoon vastakkaisen magneetin tai jousten avulla. Sähköisen ohjauksen etuna on sen luotettavuus sekä venttiilin ohjauspaikan sijoittaminen.

7.4 Logiikka

Ohjaus päätettiin toteuttaa käyttämällä Siemensin LOGO! 8 logiikkaa (Kuva 7.2). Logo on yleisesti käytetty pienten ja yksinkertaisten järjestelmien ohjaukseen. Se tukee kaikine lisäkorteineen maksimissaan 24 digitaalituloa, 16 digitaalilähtöä, 8 analogiatuloa ja 2 analogialähtöä. Lisäksi käytettävissä ovat tiedonsiirtomoduulit AS-I liityntään ja taloautomaation KNX:lle väyläliityntään. (siemens.fi)



KUVA 7.2. Siemens LOGO! 8 Perusmoduli

Laaditun järjestelmän toimintasuunnitelman perusteella on laskettu logiikalta vaadittavat digitaaliset/analogiset tulot ja lähdöt. Käytettäviä digitaalisia tuloja on yhteensä 9, analogisia tuloja kolme sekä digitaalisia lähtöjä viisi. LOGO:n perusmoduulissa on valmiina 8 digitaalituloa ja 4 lähtöä. Asennettavan lisämoduulin LOGO! DM 8:n (Kuva 7.3) avulla saadaan tulojen sekä lähtöjen määrää lisättyä neljällä. (siemens.fi)



KUVA 7.3. LOGO! DM8, lisämoduuli

Järjestelmässä lämpötilaa mitataan kolmesta eri paikasta käyttäen PT100 antureita. Kyseisiä antureita varten on logoon asennettava erilliset LOGO! AM2 RTD lisämoduulit (Kuva 7.4). Lisäosa muuntaa anturilta tulevan mittaustiedon, joko 0-10 V jänniteviestiksi

tai 4-20 mA:n virtaviestiksi. Moduuliin voidaan kytkeä kaksi PT100 tai PT1000 anturia.
(siemens.fi)



KUVA 7.4. LOGO! AM2 RTD, lisämoduuli

7.5 Logiikkaohjelma

Logiikkaohjelma toteutettiin käyttämällä LOGO! Soft Comfort ohjelmistoa. Ohjelmiston päivitysversio oli V8.0. Ohjelma rakennettiin lohkokaaavioperiaatteella, jossa ruudulle tuodaan aluksi prosessiin tarvittavat tulot ja lähdöt. Näiden väliin rakennetaan itse ohjelma käyttämällä sen tarjoamia logiikkaportteja, aikaviiveitä sekä pulssi- ja pitotoimintoja. LOGO!:lla tehtyä ohjelmaa on myös mahdollista simuloida, jolla voidaan testata sen toimivuutta ennen sen lopullista siirtoa logiikalle. Logiikkaohjelma on esitetty liitteessä 1.

8 ENERGIASÄÄSTÖ- JA KUSTANNUSARVIO

8.1 Materiaali- ja asennuskustannukset

Taloudellisesti kannattavan ja tehokkaan järjestelmän suunnittelu perustuu siitä syntyviin elinkaarikustannuksiin. Elinkaarikustannukset käsittävät kaikki järjestelmästä aiheutuvat menot, kuten käyttökulut, huolto- ja ylläpitokulut sekä mahdollisesti myös jälleenmyyntiarvo. (ramentor.com/elinkaarikustannukset)

Tarkastellaan seuraavassa lyhyesti suunniteltuun järjestelmään liittyviä investointikustannuksia. Taulukossa 8.1 on listattuna sähköisistä komponenteista tilaajalle syntyvät materiaali- ja asennuskustannukset.

TAULUKKO 8.1. Sähköiset komponentit

Sähköiset komponentit				
Komponentti	Määrä	Yksikkö	Yks. Hinta	Hinta
Pumput (Grundfos)				
TP 40-180/2 A-J-A-BQQE	1	kpl	600,00	600,00
TP 32-50/2 A-O-A-BQBE	1	kpl	500,00	500,00
Kaapelit				
MCMK 3x1,5+1,5	60	m	1,75	105,00
MMJ 3x2,5 S	50	m	1,73	86,50
Jamak 8x(2+1)x0,5	30	m	4,36	130,80
Kontaktorit				
A9-30-10	2	kpl	36,60	73,20
Ylivirtasuojat				
TA25DU-3.1M	1	kpl	55,46	55,46
TA25DU-1.0	1	kpl	40,95	40,95
10 A aM-sulake	6	kpl	5,85	35,10
Logiikka				
Siemens LOGO! 8 Basic	1	kpl	141,36	141,36
LOGO! DM8	1	kpl	83,08	83,08
LOGO! AM2 RTD	2	kpl	122,76	245,52
LOGO! Soft comfort V8	1	kpl	62,00	62,00
Muut sähköiset tarvikkeet				200,00
Suunnittelu				4000
Asennustyö				2000,00
Yhteensä, sis ALV 24 %				8358,97

Lisäksi järjestelmän kokonaishintaan kuuluvat porakaivon poraamisesta sekä nestekierron komponenteista aiheutuvat kustannukset. Tästä suurin osa kuluu porakaivon poraamiseen, jonka kustannukset voivat vaihdella 3000 – 10 000 euron välillä. Halutun jäähdytystehotason saavuttamiseksi järjestelmään voidaan joutua lisäämään myös useampia kaivoja, riippuen testipumppauksessa saadusta virtausvoimakkuudesta. Taulukossa 8.2 on arvio yhden kaivon poraamiseen sekä sen nestekierron komponentteihin kuluvista kustannuksista.

TAULUKKO 8.2. Nestekierron komponentit

Nestekierron komponentit	
Porakaivo (asennuksineen)	8000
Lämmönkeruuputket 2x250 m	1020
Vesivaraaja 3000 L ja lämmönvaihdin (asennuksineen)	6000
Lämmönsiirtoneste	427
Asennustarvikkeet ja eristeet	500
Lämmönvaihdin sisääntuloilma kanava	1500
Asennustyö	2400
Yhteensä (euroa), sis ALV 24%	24610,28

Yhteensä järjestelmä asennuksineen ja suunnitteluineen tulee maksamaan noin 32 970 euroa.

8.2 Vuosittainen energiakulutus ja energiasäästö

8.2.1 Tuloilman esilämmitys ja jäähdytys

Yhdestä kaivosta saatavan ympärivuotisen jäähdytystehon suuruus on arviolta 20 kW. Kylmälaiteasiantuntijan Esko Hurrin (2017) mukaan tällä teholla sisään tulevaa ilmaa voidaan patteristolla lämmittää/jäähdyttää kelistä riippuen keskiarvoisesti noin 10 astetta. Lasketaan seuraavaksi lämmityksestä ja jäähdytyksestä saatavat vuosittaiset säästöt. Kohteessa ilmanvaihtokoneen sisään ottaman ilman tilavuusvirta on 0,410 m³/s.

Pakkasilman esilämmitys (5kk/vuosi):

Kaavassa 8.1 sisään otettavan ilman tilavuus V_{ilma} lasketaan kertomalla tilavuusvirta Q_{ilma} lämmityskauden pituudella Δt : (Karkela, L., Kervinen, M., Parkkila, I., Meriläinen, P. & Seppänen, R., 2004)

$$V_{ilma} = Q_{ilma} \cdot \Delta t \quad (8.1)$$

Lasketaan sisään tulevan ilman tilavuus, kun tilavuusvirta on $0,410 \text{ m}^3/\text{s}$ ja lämmityskauden pituutena käytetään kappaleessa 2.4 saatua 5 kk.

$$V = 0,410 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 60 \text{ s} \cdot 60 \text{ min} \cdot 24 \text{ h} \cdot 30 \text{ d} \cdot 5 \text{ kk} = 5\,313\,600 \text{ m}^3$$

Ilman lämmittämiseen kuluva energia voidaan laskea kaavasta 8.2: (Karkela, L. ym. 2004)

$$E_{ilma} = c \cdot m \cdot \Delta T \quad (8.2)$$

Kaavassa c on ilman ominaislämpökapasiteetti ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$), m ilman massa (kg) ja ΔT lämpötilan muutos. Lasketaan tarvittava energiamäärä, kun lämmityskauden aikana sisään otetun ilman lämpötilaa nostetaan 10 asteella. Ilman tiheytenä on käytetty $1,293 \text{ kg}/\text{m}^3$ ja ominaislämpökapasiteettina $1,010 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$.

$$E = 1,010 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 5\,313\,600 \text{ m}^3 \cdot 10 \text{ }^\circ\text{C} \approx 19\,275 \text{ kWh}$$

Esilämmityksestä saatavan lämpöenergian hinta E_H saadaan kertomalla energian yksikköhinta E_{YH} tuotetun energian määrällä E_{KWH} . Kohteessa sisäilman lämpöenergian tulee kaukolämpönä. Kaukolämmön hintana käytetään vuosittaista keskiarvoa $5 \text{ c}/\text{kWh}$ (Helen.fi):

$$E_{H.EL} = E_{YH} \cdot E_{KWH} = 5 \frac{\text{c}}{\text{kWh}} \cdot 19\,275 \text{ kWh} = 964 \text{ €} \quad (8.3)$$

Sisään otettavan ilman jäädytys (3kk/vuosi):

Lasketaan vastaavasti kesäaikaan tapahtuvan tuloilman jäädytyksestä saatavan jäädytysenergian hinta. Jäädytyskauden aikana sisään tuleva ilmamäärä kaavaan 8.1 sijoitettuna:

$$V = 0,410 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 60 \text{ s} \cdot 60 \text{ min} \cdot 24 \text{ h} \cdot 30 \text{ d} \cdot 3 \text{ kk} = 3\,188\,160 \text{ m}^3$$

Vaadittava energiamäärä saadaan kaavasta 8.2, kun sisään tulevaa ilmaa viilennetään kymmenen astetta:

$$E = 1,010 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3\,188\,160 \text{ m}^3 \cdot 10 \text{ }^\circ\text{C} \approx 11\,565 \text{ kWh}$$

Tuloilman jäädytyksestä saatavan jäädytysenergian hinta lasketaan kaavalla 8.3. Kohteessa jäädytys on toteutettu sähköisesti. Sähköenergian hintana on käytetty 8,00 c/kWh, johon sisältyy sähkön siirtomaksu.:

$$E_{H.J} = 8,00 \frac{\text{c}}{\text{kWh}} \cdot 11\,565 \text{ kWh} = 925 \text{ €}$$

8.2.2 Käyttö- ja huoltokustannukset

Pohjavesijärjestelmän käytöstä aiheutuvat kustannukset syntyvät pääasiassa vain kierto-vesipumppujen sähköenergian ostosta. Esko Hurri (2017) on arvioinut kyseisellä rakenteella olevan järjestelmän vuosittaiset huoltokustannukset häviävän pieniksi. Lasketaan seuraavaksi pumppujen kuluttaman sähköenergian määrän, kun niiden vuosittaiseksi käyttöajaksi on arvioitu 8000 h.

Pumppujen yhteisen sähköisen ottotehon suuruus (Kuvaajat 6.1 ja 6.2):

$$P_{s.otto} = P_{otto.M001} + P_{otto.M002} = 0,460 \text{ kW} + 0,078 \text{ kW} = 0,538 \text{ kW} \quad (8.4)$$

Pumppaukseen käytetyn sähköenergian E_{KWH} määrä saadaan kaavasta 8.5, jossa P_S on pumppujen käyttämä sähköinen teho ja t_K vuosittainen käyttöaika:

$$E_{KWH.P} = P_S \cdot t_K = 0,538 \text{ kW} \cdot 8000 \text{ h} = 4\,304 \text{ kWh} \quad (8.5)$$

Pumppaukseen kuluva vuosittainen energian hinta saadaan laskettua kaavalla 8.3.

$$E_{H.P} = 8,00 \frac{\text{c}}{\text{kWh}} \cdot 4\,304 \text{ kWh} = 344 \text{ €}$$

Kaivosta saatavan kylmätehon suuruus on 20 kW, prosessissa on tarkoitus pystyä hyödyntämään koko kaivosta saatava jäähdytyspotentiaali. Lasketaan vertailun vuoksi käyttökustannusten määrä, kun kyseinen jäähdytysteho tuotetaan kylmäkoneilla. Käytetään kylmäkoneiden kylmäkertoimenä lukua 2. Tällöin vastaavan suuruinen kylmäteho voitaisiin saavuttaa 10 kW tehoisella kylmäkojeella. Lasketaan tämän käytöstä aiheutuvat vuosittaiset sähköiset käyttökulut kaavoilla 8.3 ja 8.5.

$$E_{KWH.KK} = 10 \text{ kW} \cdot 8000 \text{ h} = 80\,000 \text{ kWh}$$

$$E_{H.KK} = 8,00 \frac{\text{c}}{\text{kWh}} \cdot 80\,000 \text{ kWh} = 6\,400 \text{ €}$$

Sähköisten käyttökulujen lisäksi Exel on ilmoittanut kyseisille laitteille noin 2000 euron vuotuiset huoltokustannukset, jotka sisältävät laitteiden korjausta/kylmäainekuluja. Todelliset kylmäkoneiden käyttöön kuluvat vuosikustannukset täten:

$$H_{HK+KK} = 2\,000 \text{ €} + 6\,400 \text{ €} = 8\,400 \text{ €}$$

Lasketaan pohjavesijärjestelmän käytöstä ja huollosta aiheutuvat vuosittaiset säästöt verrattuna nykyisiin käytössä oleviin kylmäkoneisiin:

$$H_{V.S} = 2000 \text{ €} + 6400 \text{ €} - 344 \text{ €} = 8\,056 \text{ €}$$

8.2.3 Takaisinmaksuaika

Saatujen tulosten perusteella lasketaan yhteen järjestelmän käyttö- ja huoltokuluista, sekä lämmityksestä ja jäähdytyksestä yritykselle aiheutuvat vuosittaiset taloudelliset edut:

$$E_{H.EL} + E_{H.J} + H_{V.S} = 964 \text{ €} + 925 \text{ €} + 8\,056 \text{ €} = 9\,945 \text{ €} \quad (8.6)$$

Tämän perusteella lasketaan takaisinmaksuaika jakamalla investointihinta H_I vuosittaisilla tuotoilla T_V :

$$\frac{H_I}{T_V} = \frac{32\,970 \text{ €}}{9\,945 \text{ €}} \approx 3,3 \text{ a} \quad (8.7)$$

Kyseisellä tehokkuudella järjestelmän takaisinmaksuajaksi voidaan arvioida noin 3,5 vuotta, kun otetaan huomioon yritykselle aikaisemmasta järjestelmästä koituneet kulut. Suunnitellun pohjavesijärjestelmän tehokkuuteen voidaan vaikuttaa poraamalla lisää kaivoja, mutta tällöin myös investointikustannukset nousevat. Myös vuosittaisella lämpötilalla on vaikutusta järjestelmän tuottavuuteen, sillä koska käytössä ei ole lämpöpumpputekniikkaa voidaan tuloilman esilämmitystä tai jäähdytystä ainoastaan käyttää, kun sää sen sallii.

9 YHTEENVETO

Pohjavettä on jo pitkään käytetty puhtaan juomaveden lähteenä, mutta sen tuottama energiapotentiaali on huomattu vasta viime vuosina. Opinnäytetyössä suunniteltiin pohjaveden energiaa hyödyntävä järjestelmä, ja testattiin sen toimivuutta ja soveltuvuutta erityisesti teollisen ympäristön jäähdytysenergian tuottamiseen. Suunniteltavan laitteiston tavoitteena oli pystyä tyydyttämään kemianteollisuuden prosessissa vaadittava jäähdytysenergian tarve, ja samalla korvata nykyiset käytössä olevat kylmäkoneet. Lisäksi järjestelmän suunnittelussa lisättiin mahdollisuus hyödyntää pohjaveden energiaa sisään otettavan ilman esilämmityksessä ja jäähdytyksessä.

Suunniteltava järjestelmä päätettiin toteuttaa yksinkertaisena sekä mahdollisimman pienillä investointikustannuksilla, koska kyseessä oli ns. testilaitteisto. Suunnittelussa pidettiin kuitenkin tärkeänä järjestelmän toimivuutta sekä energiatehokkuutta. Pumppujen mitoituksessa huomioitiin virtausnopeuden vaikutus tehokkaaseen lämmönvaihtumiseen maaperän veden sekä putkistossa kiertävän glykoli-nesteen välillä. Pumputta vaadittavaan tehontarpeeseen vaikutettiin suunnitteleamalla suurempi kiertovesipiireistä suljettuna kiertona sekä paineistettuna erillisellä paineastialla. Mitoituslaskennassa saatujen pumppujen toimintapisteiden avulla valittiin ominaiskäyriä käyttämällä mahdollisimman korkean hyötysuhteen pumput. Pumppujen ominaisuuksien perusteella valittiin järjestelmään tarvittavat muut päävirtapiirin sähköiset komponentit.

Suunnittelussa käytiin läpi järjestelmän ohjaukseen käytettäviä eri vaihtoehtoja. Järjestelmän pumppuja päätettiin ohjata on-off säädön avulla. Perusteluna tähän oli, ettei järjestelmässä ollut toteutushetkellä tarvetta virtausnopeuden säädölle. Lisäksi järjestelmässä oli käytössä suljettu kierto, minkä seurauksena käynnistysten ja pysäytysten vaikutus pumppuun on häviävän pieni. Mitoitetut pumput olivat myös tehotasoltaan pieniä, joten taajuusmuuttajien lisääminen järjestelmään ei tuottaisi merkittäviä energiasäästöjä. Mikäli tulevaisuudessa järjestelmän kokoa kasvatetaan tai lämpötilan säätöön halutaan lisää tarkkuutta, on laitteistoon mahdollista lisätä mm. taajuusmuuttajat.

Itse järjestelmän automatisointi toteutettiin käyttämällä Siemensin LOGO! 8 ohjelmistoa ja osia. Logo valittiin edullisen hintansa ja helpon käytettävyytensä vuoksi. Logossa oli

myös riittävästi liitännöitä ja toimintoja kyseisen laitteiston rakentamiseen, jättäen vielä laajennusvaraa tulevaisuutta ajatellen.

Kokonaisuutena järjestelmä onnistui hyvin ja se vastasi monin puolin tilaajan toiveita. Suunnittelu antoi hyvän mahdollisuuden perehtyä erilaisiin toteuttamisvaihtoehtoihin, sekä niiden hyviin ja huonoihin puoliin. Lisäksi suunnittelun aikana järjestelmää pääsi tarkastelemaan monen eri tieteenalan näkökulmasta. Järjestelmästä laaditut alustavat laskelmat ovat lupaavia. Erityisesti tuloilmakanavaan asennettavalla lämmityspatterilla saavutetut vuosittaiset säästöt lämmityksessä ja jäähdytyksessä ovat hyvällä tasolla. Otettaessa huomioon vanhojen kylmäkoneiden käytöstä yritykselle aiheutuneet käyttö- ja huoltokustannukset, voitiin takaisinmaksuajaksi laitteistolle arvioida noin 3,5 vuotta.

Järjestelmästä saatavaksi ympärivuotiseksi jäähdytystehon suuruudeksi Esko Hurri on arvioinut n. 20 kW, tämä saadaan hyötykäyttöön vajaalla 1 kW pumppausteholla. Tämä tarkoittaa, että järjestelmän hyötysuhde on moninkertainen verrattuna kylmäkoneisiin. Perspektiiviä antaa, että kyseiset laskelmat ovat tehty yhdelle porakaivolle. Järjestelmän kokoa ja tehokkuutta voidaan helposti lisätä nostamalla kaivojen lukumäärää, mikä mahdollistaa sen käyttämisen suuremmissakin kohteissa.

Laskelmien oikeellisuus ja todenmukaisuus voidaan todentaa vasta järjestelmän toteutusvaiheessa. Opinnäytetyössä tehdyt laskelmat perustuvat pitkälti oletuksiin maaperässä virtaavan veden määrästä ja näin ollen myös kaivosta saatava tehosta. Mikäli virtaama maaperässä osoittautuu oletettua heikommaksi, joudutaan tavoitellun tehotason saavuttamiseksi poraamaan useita kaivoja, mikä nostaa järjestelmän hintaa. Kuitenkin opinnäytetyössä suunniteltu järjestelmä on osoitus pohjavesienergian hyödyntämisen kannattavuudesta, erityisesti jäähdytysenergian tuotannossa. Pohjavesialueilla vastaavanlaisia järjestelmiä olisi mahdollista hyödyntää enemmänkin, esimerkiksi teollisuudessa, suuremmissa asuinrakennuksissa tai kauppakeskuksissa. Opinnäytetyössä suunniteltu järjestelmä on tarkoitus toteuttaa vuoden 2018 keväällä.

LÄHTEET

Aalto yliopisto, tuotantoautomaatio, ohjelmoitava logiikka. Viitattu 2017.

http://tkk-legacy.aalto.fi/Yksikot/Konepaja/Opinnot/Kurssiesitteet/Tuotantoautomaatio/v2004/H_1_Ohjelmoitavat_logiikat.pdf

Pienjännitekojeet, ABB. Viitattu 20.10.2017.

<http://www.momenthits.fi/ESV5230/kahvasulakkeet.pdf>

Antikainen, Pasi. 2011: Lämpöpumppujärjestelmät integroidussa kylmä- ja lämpötehon tuotossa. Kandidaatintyö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Geologian tutkimuskeskuksen sidosryhmälehti 1/2017. Viitattu 17.9.2017.

<http://verkkolehti.geofoorumi.fi/fi/2017/03/30/uusiutuva-energia-tarvitsee-innovaatioita/>

Pumppujen mitoitus ja valinta, Grundfos. Viitattu 14.11.2017.

<http://fi.grundfos.com/suunnittelijoille/sizing-and-selection.html>

Heiniö Sulo 1946. Tekniikan käsikirja, osa 1. Gummerus kustannus Oy.

Kaukolämmön hinta, Helen.fi. Viitattu 2.11.2017.

<https://www.helen.fi/lampo/kodit/hinnat/>

Hietalahti, L. 2011. Muuntajat ja sähkökoneet. Tampere: Tammertekniikka Oy.

Hurri, Esko. Suullinen tiedonanto. 20.7.2017

Karkela, L., Kervinen, M., Parkkila, I., Meriläinen, P. & Seppänen, R. MAOL taulukot. 2007. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.

Koivusaari, Miska. 2017: Terästehtaan höyrynkäytön kartoitus ja optimointi. Opinnäytetyö. Tampereen ammattikorkeakoulu.

Lämmöntuottolaitteiden laskennalliset vuosihyötysuhteet. Viitattu 3.11.2017.

<http://www2.amk.fi/Ensto/www.amk.fi/opintojak-sot/0705016/1194964046690/1196251917115/1196253214390/1201772512590.html>

Montonen, Valtteri. 2016. Pienjännitepuolen mitoitusyökalu moottori-, valaistus- ja alakeskuslähdoille. Opinnäytetyö. Jyväskylän ammattikorkeakoulu.

Energiatehokkaat pumput, Motiva. Viitattu 21.9.2017.

http://www.motivanhankintapalvelu.fi/files/379/Energiatehokkaat_pumput.pdf

Mäkinen, M, Kallio, R & Tantarimäki R 2014. Prosessiteollisuuden sähkö ja automaatio-asennukset. Vantaa: Hansaprint Oy

Mänttari, Ville. 2011. Energiatehokkaan kiertovesipumpun määrittäminen LVI-suunnittelussa. Opinnäytetyö. Metropolia ammattikorkeakoulu.

Pieni tietosanakirja, 1925-1928. 3000 sivua, Otava.

Ramentor, elinkaarikustannukset. Viitattu 17.11.2017

<http://www.ramentor.com/etusivu/teoria/elinkaarikustannukset/>

SFS Käsikirja 600-1, 2012.

Siemens, ohjelmoitavat logiikat, logo. Viitattu 13.10.2017.

http://www.siemens.fi/fi/industry/teollisuuden_tuotteet_ja_ratkaisut/tuotesivut/automaatiotekniikka/ohjelmoitavat_logiikat_simatic/logo.htm

Syrjälä, Tapio. 2013. Geoenergialähteen termisten ominaisuuksien mittaamiseen soveltuvan laitteiston suunnittelu ja toteutus. Diplomityö. Vaasan yliopisto.

Sähköinfo Oy. 2013; Sähköjohtojen mitoittaminen. 2000

Varttinen, Sami. 2004. Taajuusmuuttajat voimalaitosten pumppauksissa, erityisesti syöttöveden pyörimisnopeussäädön vaikutus ruiskutusvesijärjestelmiin. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

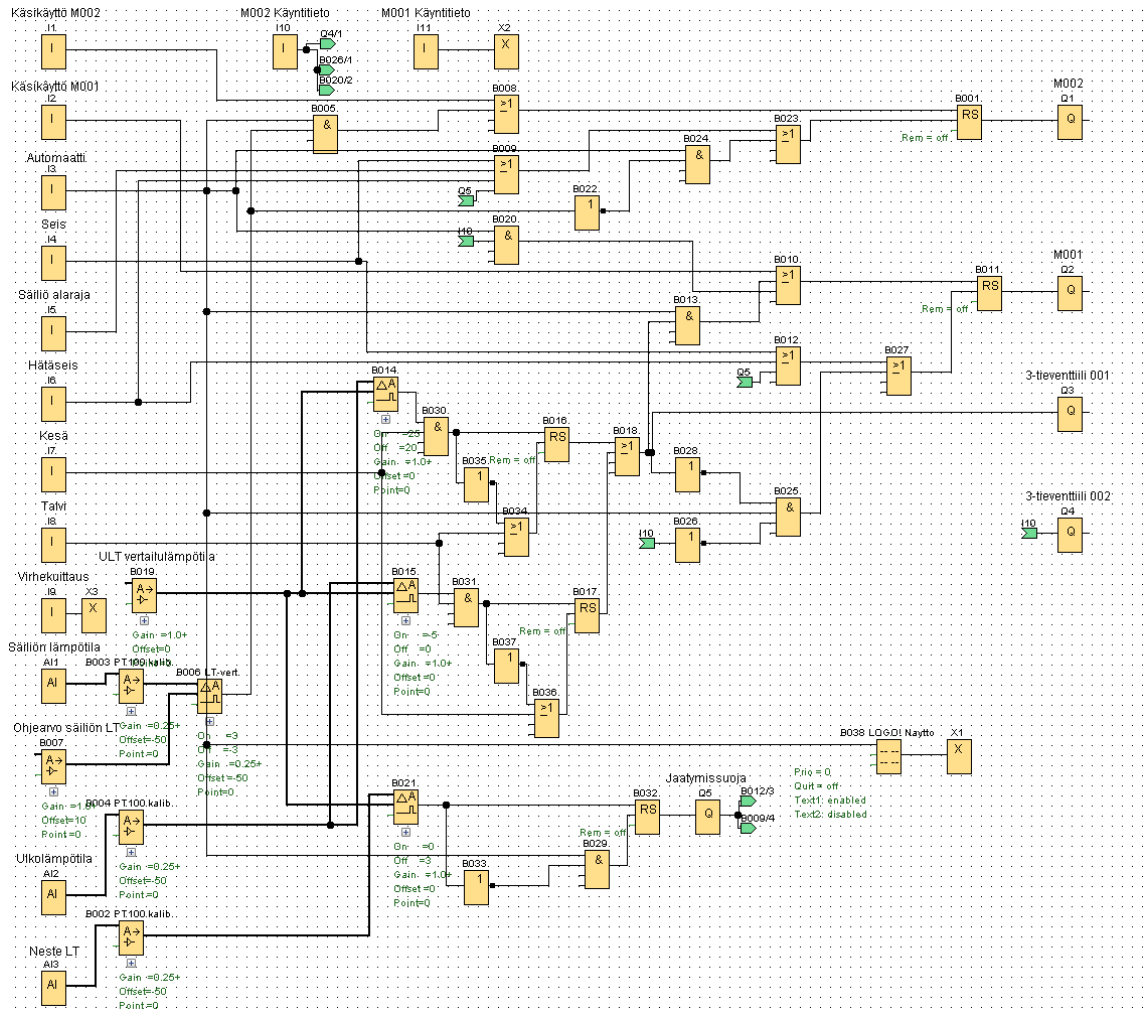
Viljanen, Janne. 2012: Stokerin ohjauskeskus ja lämpötilasuntin automatisointi. Opinnäytetyö. Vaasan Ammattikorkeakoulu.

Pohjaveden suojelu, Ympäristö.fi. Viitattu 17.9.2017.

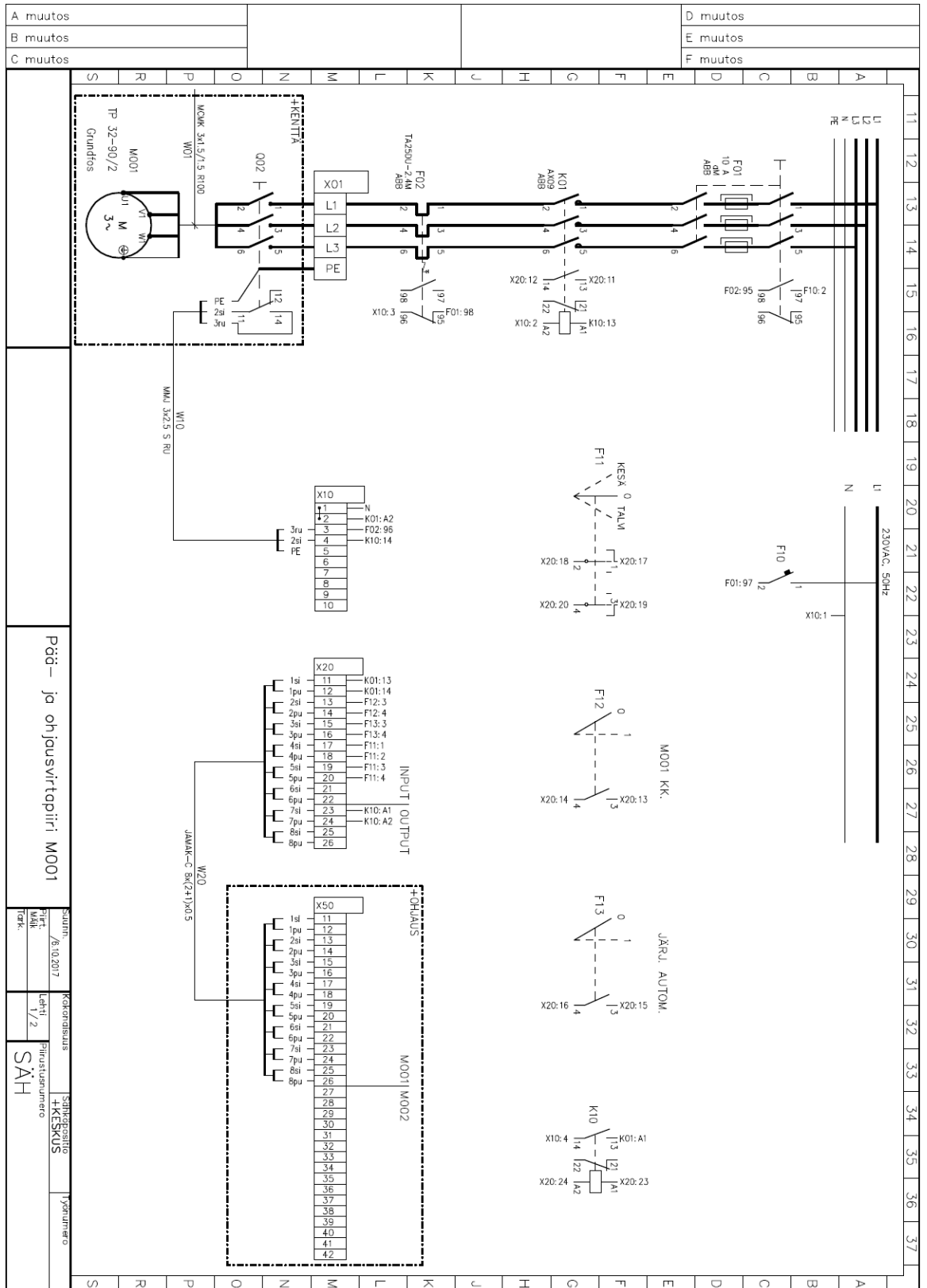
http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Vesi/Vesiensuojelu/Pohjaveden_suojelu

LIITTEET

Liite 1. LOGO! Soft Comfort, logiikkaohjelma



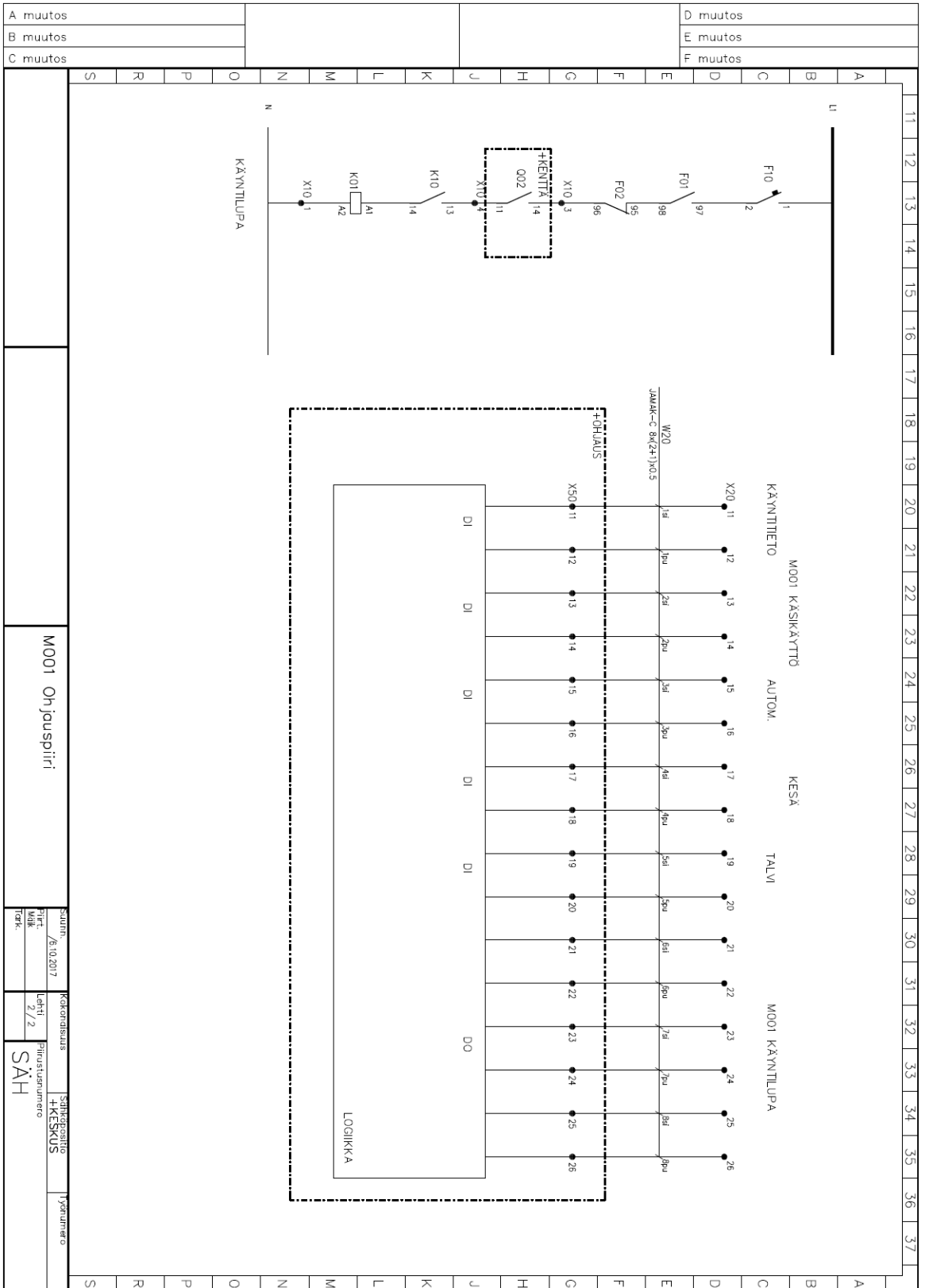
Liite 2. Sähkökuva M001, pää- ja ohjausvirtapiiri



Pää- ja ohjausvirtapiiri M001

Säätin	Käsitteily	Tyyppinumero
6/10/20/7	4/1/2	
Malli	Projekti	
SÄH		
	+KESKUS	

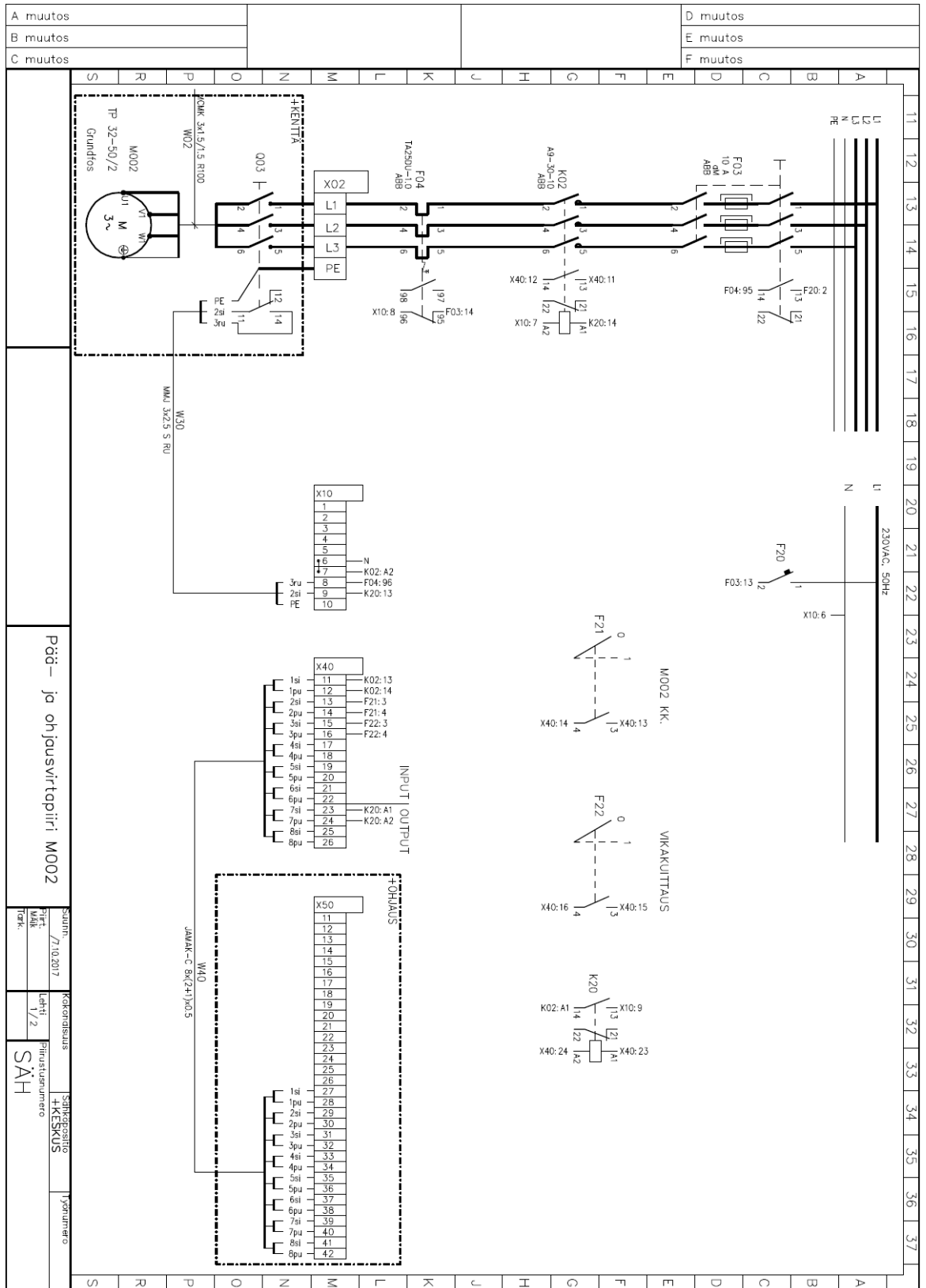
Liite 3. M001 Ohjaus



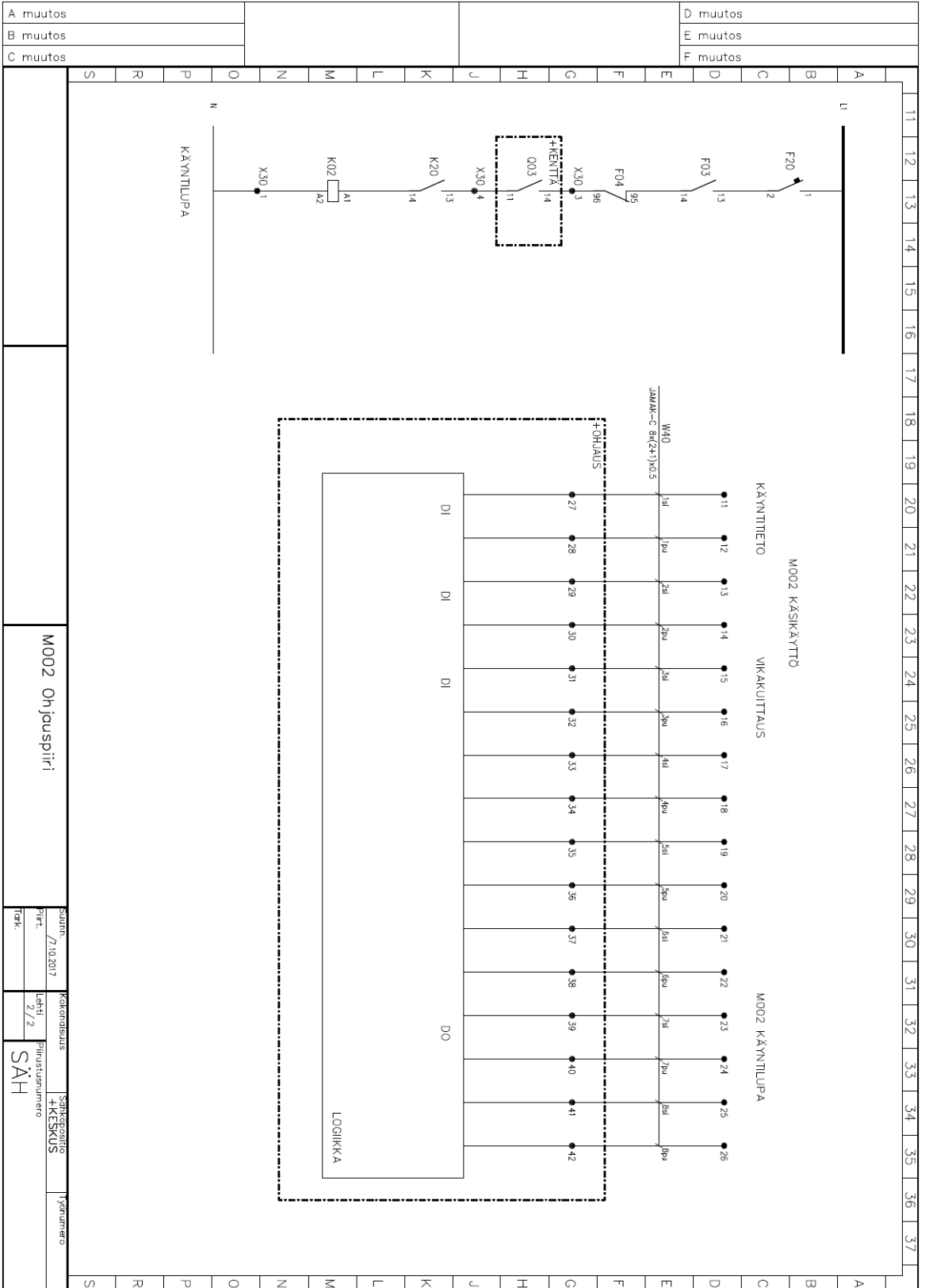
M001 Ohjauksiiri

suunn. / 6/10/2017	korjauksitus	sähköpiiri	työnumero
siirt. /	lehti	HKESKUS	
Määr. / 2/7/2	piirustenumero	SÄH	
Tehk.			

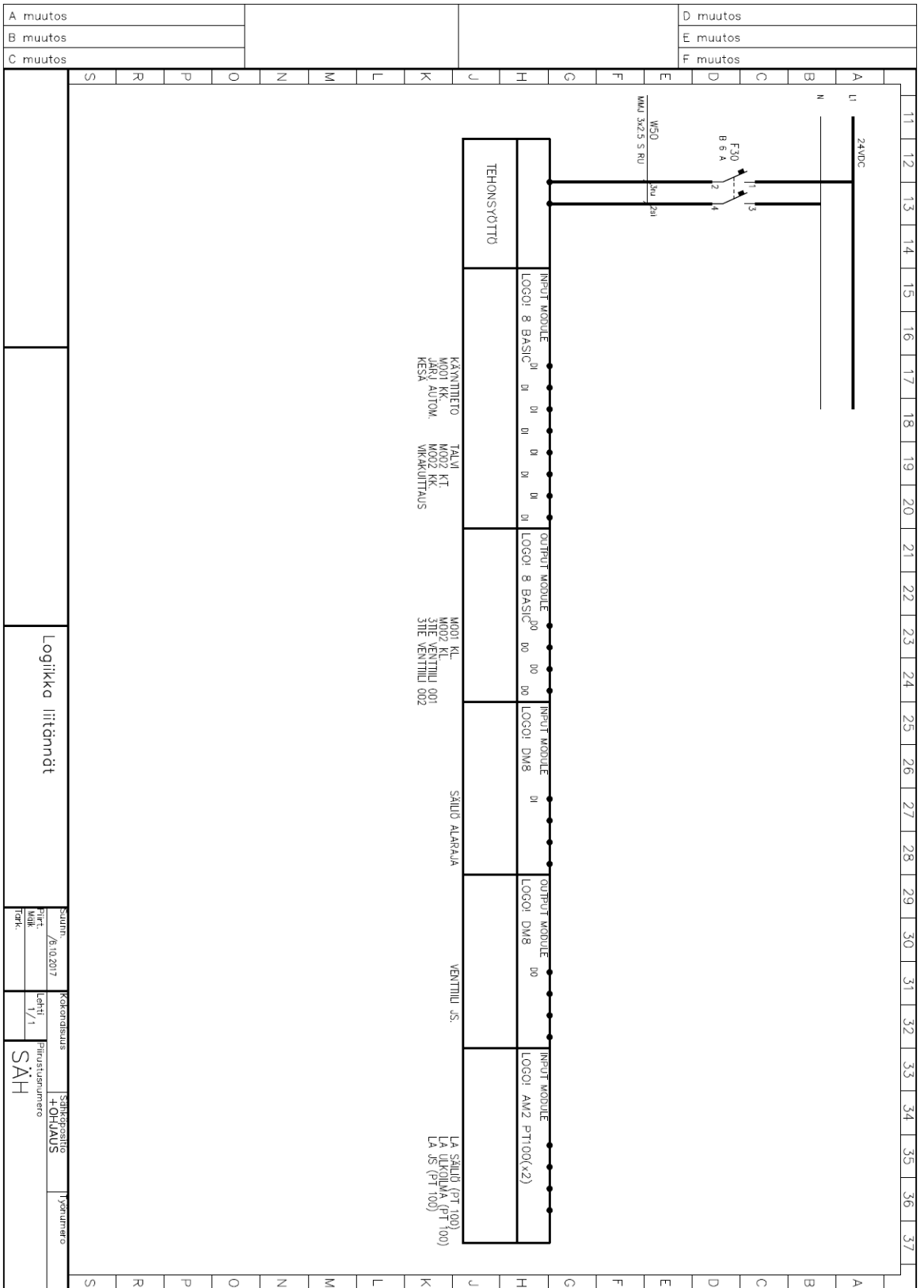
Liite 4. Sähkökuva M002, pää- ja ohjausvirtapiiri



Liite 5. M002 Ohjauk



Liite 6. Logiikan kytkennät



A muutos	D muutos
B muutos	E muutos
C muutos	F muutos

Logiikka liitännät		suunniteltu / 16.10.2017	korjattu / 1/1	Sähköprojekti +OHJELMAUS	työnumero
		mitta	lehti	SÄH	
		tekijä	piirustusnumero		

Liite 7. M001 Toimintakuvaus

Käynnistyy:

- kytkin, käsikäyttö => päällä
- hätäseis => pois päältä

tai

- kytkin, automaatti => päällä
- Kiertovesipumppu 2 => päällä
- hätäseis => pois päältä

tai

- kytkin, automaatti => päällä
- Ulkolämpötila-anturi $\leq +0$ °C
- hätäseis => pois päältä

Sammuu:

- kytkin, seis => päällä

tai

- hätäseis => päällä

tai

- Kiertovesipumppu 2 => pois päältä
- Ulkoilman lämpötila-anturi $> +0$ °C

Liite 8. M002 toimintakuvaus

Käynnistyy:

- kytkin, käsikäyttö => päällä
- hätäseis => pois päältä
- säiliön alaraja => yli rajan

tai

- kytkin, automaatti => päällä
- säiliön lämpötila-anturi + 12 °C tai yli
- hätäseis => pois päältä
- säiliön alaraja => yli rajan

Sammuu:

- kytkin, seis => päällä

tai

- hätäseis => päällä

tai

- säiliön lämpötila-anturi +9 °C tai alle

tai

- 3-tie venttiili 2 => asennossa 2

Liite 9. Venttiilien toimintakuvaus

3-tieventtiili 1:

Suunta 1 (Kesä):

- Ulkolämpötila-anturi $> +20\text{ °C}$

Suunta 2 (Kesä):

- Ulkolämpötila-anturi $\leq +15\text{ °C}$

Suunta 1 (Talvi):

- Ulkolämpötila-anturi $> +0\text{ °C}$
- tai
- Kiertävän nesteen lämpötila $\leq -2\text{ °C}$

Suunta 2 (Talvi):

- Ulkolämpötila-anturi $\leq +0\text{ °C}$
- Kiertävän nesteen lämpötila $> -2\text{ °C}$

3-tieventtiili 2:

Suunta 1:

- Kiertovesipumppu 2 \Rightarrow päällä

Suunta 2:

- Kiertovesipumppu 2 \Rightarrow pois päältä