



SAVONIA

■ OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

LAUHDEPUMPUN UUSINTA

TEKIJÄ: Juho Västi

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma	
Työn tekijä(t) Juho Västi	
Työn nimi Lauhdepumpun uusinta	
Päiväys 2.6.2014	Sivumäärä/Liitteet 24 / 2
Ohjaaja(t) Lehtori Pertti Kupiainen	
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Yara Suomi Oy / Kunnossapidon asiantuntija Eetu Halonen	
Tiivistelmä <p>Tämän insinöörityön aiheena oli lauhdevesipumpun uusiminen Yara Suomi Oy:lle Siilinjärven tehtailla. Tavoitteena oli tuottaa valmis suunnitelma vanhan pumpun täydelliseen uusimiseen ja uuden pumpun sovittamiseen ympäristöön. Uuden pumpun tuli soveltua käyttökohteeseen ja olla riittävän varmatoiminen pitemmällä huoltovälillä. Tarkoituksena oli tuottaa suunnitelma pumpun uusimiseen lähitulevaisuudessa rajatulla budjetilla.</p> <p>Uusi pumpu mitoitettiin Yaran prosessiarvoja tarkastelemalla ja laskemalla. Vanhan pumpun rajallisia tietoja käytettiin ohjearvoina, joilla mitoitusta lähdettiin kehittämään. Pumpun toimintaolosuhteiden määrittelyjen jälkeen pumpusta tehtiin tarjouspyyntö Sulzer Finland Oy:lle. Valinnan jälkeen pumpun asennusympäristö suunniteltiin uudelle pumpulle sopivaksi. Tähän sisältyi vain pedin uusiminen; putkisto ei tarvinnut muutoksia.</p> <p>Työn tuloksena syntyi toteuttamista vaille valmis suunnitelma Yaralle lauhdepumpun uusimiseen. Suunnitelma sisältää kohteeseen sopivan pumpun, valintaa perustelevat laskelmat ja pumpulle suunnitellun pedin.</p>	
Avainsanat lauhdepumppu, keskipakopumppu, laitesuunnittelu	
julkinen	

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author(s) Juho Västi			
Title of Thesis Renewal of a Condensate Removal Pump			
Date	June 2, 2014	Pages/Appendices	24 / 2
Supervisor(s) Mr. Pertti Kupiainen, Lecturer			
Client Organisation /Partners Yara Suomi Oy / Expert mechanical maintenance Eetu Halonen			
<p>Abstract</p> <p>The subject of this final year project was the renewal of a centrifugal pump in the power plant of Yara Suomi Oy Siilinjärvi plant. The objective was to produce complete plans for entirely renewing the old pump and fitting it into the environment. The new pump had to be fit for the purpose and be reliable enough to grant long service intervals. The aim was to produce the plans and execute them in the near future with a limited budget.</p> <p>The project was carried out by designing the new pump by checking, calculating and evaluating the process values of the plant. The limited specifications of the old pump that were known were used as guidelines when designing the new pump. After defining the working conditions of the new pump, a request for quotation was made for Sulzer Finland Oy. After choosing a suitable pump the location for mounting was designed for the new pump. This included only design of the foundation, as the piping did not need any changes.</p> <p>As a result of this project there is a realizable plan for renewal of the centrifugal pump for Yara. The plan includes the selection of suitable pump, calculations backing this choice and design for a new foundation for the pump.</p>			
Keywords condensate removal pump, centrifugal pump, equipment engineering			
public			

ESIPUHE

Tämä työ on toteutettu yhteistyössä Yara Suomi Oy:n Siilinjärven-tehtaiden kanssa. Työn aiheena on tehdasalueen voimalaitoksen maalämmön lauhdekierron pääpumpun uusiminen ja päivittäminen nykyiselle vuosikymmenelle. Työssä mitoitetaan sopiva pumppu kohteeseen ja suunnitellaan muita tarvittavia muutoksia pumpun uusimisen yhteydessä.

Haluan kiittää Yaran puolelta mukana ollutta kunnossapidon asiantuntija Eetu Halosta opastuksesta työssä ja tehdasalueella. Koulun puolelta kiitän ohjaavaa opettajaani lehtori Pertti Kupiaista hyvistä neuvoista ja ohjeista työn toteuttamiseksi.

Kuopiossa 2.6.2014

Juho Västi

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	6
2	YRITYSESITTELY	7
2.1	Yara Suomi Oy	7
2.2	Yara Siilinjärvi	7
3	PUMPPAUSTEKNIikka	8
3.1	Hydrostaattiset pumpputyypit	9
3.1.1	Hammaspyöräpumppu	9
3.1.2	Ruuvipumppu	9
3.1.3	Siipipumppu	10
3.1.4	Mäntäpumppu	10
3.2	Hydrodynaamiset pumpputyypit	10
3.2.1	Keskipakopumppu	10
3.2.2	Vesirengaspumppu	11
3.2.3	Sivukanavapumppu	11
3.2.4	Aksiaalipumppu	12
4	PUMPUN MITOITUS	13
4.1	Toiminta-alueen määrittäminen	13
4.1.1	Staattinen nostokorkeus	13
4.1.2	Dynaaminen nostokorkeus	14
4.1.3	Todellinen nostokorkeus	16
4.1.4	Käytettävissä oleva imukorkeus	17
4.2	Tarjouspyyntö	17
5	PETI JA PUTKISTO	21
5.1	Pumpun pedin suunnittelu	21
5.2	Putkiston sovittaminen	22
6	YHTEENVETO	23
	LÄHTEET	24
	LIITE 1: SULZER A11-32 -PUMPPUTARJOUS	25
	LIITE 2: KL615 VANHA PUMPPU KARHULA PF-24-1	26

1 JOHDANTO

Tämä opinnäytetyö on tehty Savonia-ammattikorkeakoululle, ja sen toimeksiantaja on Yara Suomi Oy. Yaran yhteyshenkilönä toimi kunnossapidon asiantuntija Eetu Halonen ja koulun ohjaavana opettajana lehtori Pertti Kupiainen. Työn aiheena on lauhdepumpun nro KL615 uusinta Yaran tehtailla Siilinjärvellä. Kyseinen pumppu on tehtaan voimalaitoksen maalämmön lauhdesikiertojärjestelmän primääripumppu.

Pumpun uusintatarve johtui pumpun huomattavasta iästä sekä ongelmista sen toiminnassa. Pumppu on vuotanut, ja siinä on ollut muitakin teknisiä vikoja, joten pumppu täytyy päivittää nykyiselle vuosikymmenelle. Kuvassa 1 on vanha pumppu, ja liite 2 esittää sen poikkileikkauksen.

Työn tavoitteena on tehdä valmis suunnitelma Yaralle kyseisen pumpun uusimiseen. Tavoitteisiin kuului mitoittaa uusi pumppu käyttökohteeseensa sopivaksi ja valita se Sulzer Finland Oy:n valikoimista. Lisäksi pumpun valinnan jälkeen tuli tarvittaessa suunnitella uudestaan siihen liittyvät putkistot ja tuottaa niistä piirustus. Työn määrittämisessä putkistojen hitsaukset rajattiin pois Yaran sisäisten hitsauskäytäntöjen takia. Myös vanhan pumpun peti piti ottaa tarkasteluun ja suunnitella uusi, mikäli uusi pumppu ei sovi nykyisen päälle. Työlle asetettiin noin kahden kuukauden työaika, ja budjetti uuden pumpun hankintaan oli 10 000 €.

Henkilökohtainen tavoitteeni on laajentaa osaamistani uusille alueille ja kehittää taitojani jo tuntemillani osa-alueilla. Pumppaustekniikka oli minulle entuudestaan hieman hämärä osa-alue konetekniikassa, joten tavoitteeni oli saavuttaa perusvalmiudet sillä alueella.



KUVA 1. Uusittava pumppu (valokuva Eetu Halonen 2014.)

2 YRITYSESITTELY

2.1 Yara Suomi Oy

Yara Suomi Oy on Yara International ASA:n tytäryhtiö, jonka päätuotteita ovat erilaiset viljelijöiden ja metsänomistajien käyttämät lannoitteet. Yara valmistaa myös erilaisia typpikemikaaleja ja nitraatteja teollisuuden tarpeisiin. Lisäksi valikoimiin kuuluu ympäristönsuojeluun tarkoitettuja tuotteita. (Yara 2014.)

Yara Suomi Oy työllistää Suomessa noin 900 henkilöä ja 300 urakoitsijaa kuudella eri toimipaikalla ympäri maata. Kesäharjoittelijoita Yara työllistää runsaasti joka vuosi. Vuonna 2012 yritys työllisti 100 kesätyöntekijää. Tämän lisäksi Yara on investoinut Suomeen 320 miljoonaa euroa pelkästään vuosina 2007–2012. Vuonna 2012 Yara investoi pelkästään Siilinjärven tehtaille 80 miljoonaa euroa. (Yara 2014.)

2.2 Yara Siilinjärvi

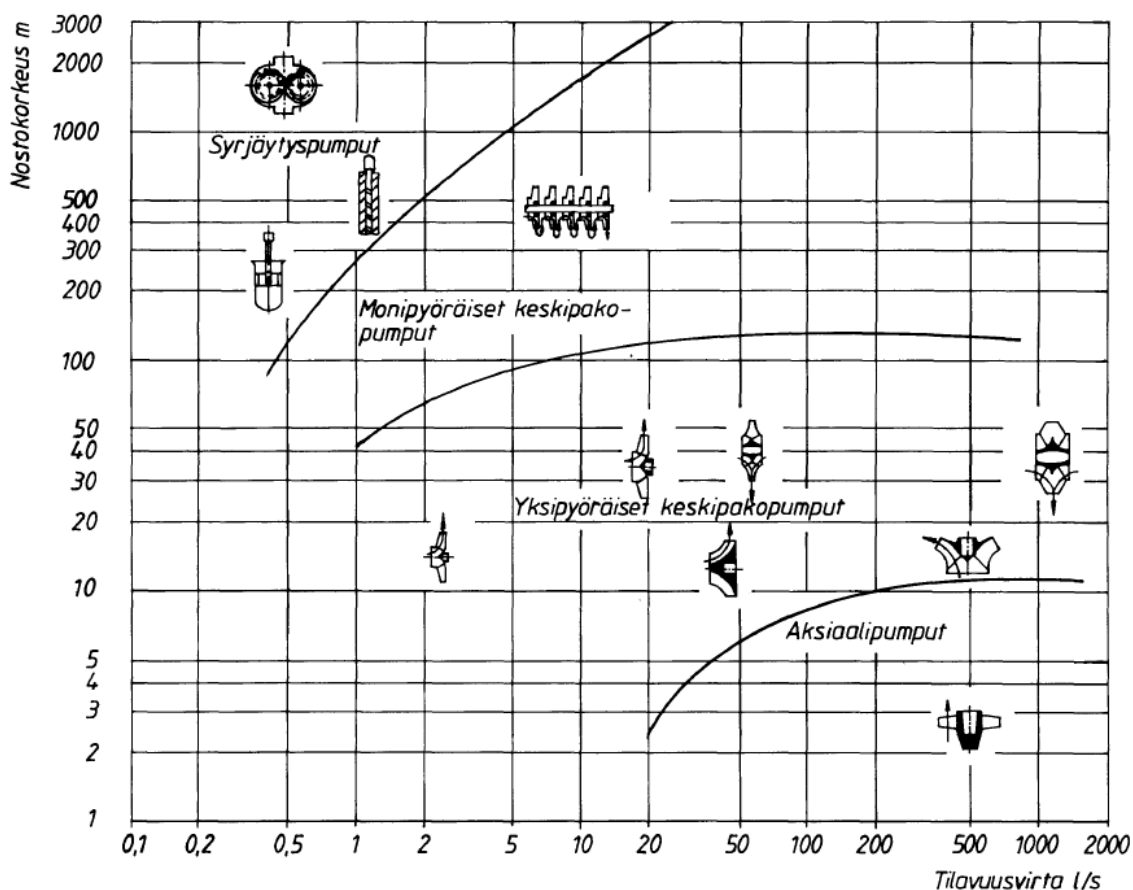
Siilinjärven tehtaan päätuotteita ovat erilaiset lannoitteet ja fosforihappo. Lannoitteita tehdas tuottaa noin 500 000 tonnia vuodessa pääosin kotimaan maanviljelyn tarpeisiin. Fosforihappoa tehdas tuottaa noin 300 000 tonnia vuodessa lannoite-, eläinrehu- ja elintarviketeollisuuteen. (Yara 2014.)

Siilinjärven tehtaot työllistävät noin 600 henkilöä ja noin 250 urakoitsijaa. Se on siis selvästi suurin Yaran toimipiste Suomessa. Tehtaan yhteydessä toimii myös Länsi-Euroopan ainoa fosfaattikaivos, joka on samalla Suomen suurin avolouhos. Kaivos tuottaa apatiittimalmia, josta irrotetaan fosforia. Irrotettu fosfori jatkojalostetaan lannoitteeksi tehtailla. (Yara 2014.)

Tehtaan tuotanto käynnistyi vuonna 1969. Viereinen kaivos aloitti toiminnan vuonna 1975. Siilinjärven toimipisteellä on pinta-alaa noin 3 000 hehtaaria. Alueen pituus on noin 12 kilometriä ja leveys 2–3 kilometriä. Kaivoksen vuosituotanto on noin miljoona tonnia. (Yara 2014.)

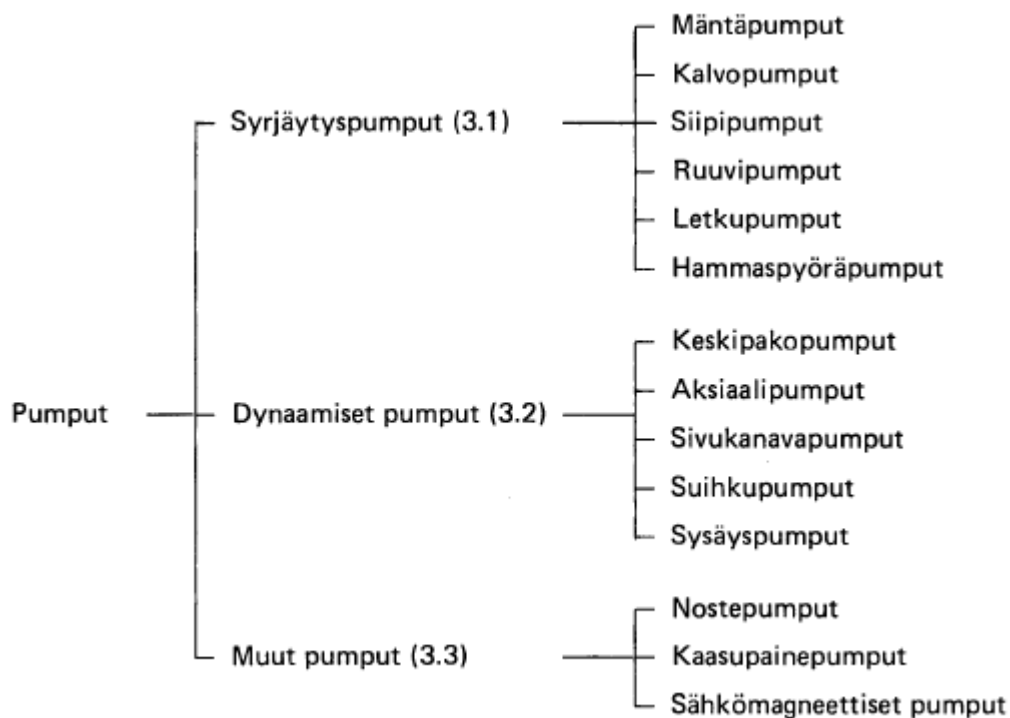
3 PUMPPAUSTEKNIikka

Pumppaustekniikassa mekaaninen teho muutetaan hydrauliseksi. Tavallisesti pumpun tehonlähteenä toimii sähkö- tai polttomoottori, jonka teho siirretään akselin välityksellä itse hydraulipumpulle. Pumput jakaantuvat kahteen pääryhmään, jotka ovat hydrostaattiset ja hydrodynaamiset pumput. Hydrodynaamisten pumppujen imu- ja painepuolta ei ole erotettu toisistaan, ja niiden tuotto riippuu pumpun kehittämästä paineesta. (Metropolia 2009.)



KUVA 2. Eri pumppujen toiminta-alueet (Pumput 1982, 3.)

Kaikki hydrostaattiset pumput eli syrjäytyspumput perustuvat samaan toimintaperiaatteeseen, jossa neste suljetaan pumpun sisällä oleviin kammoihin. Kammiot avataan vuorotellen imu- ja paineyhteisiin. Eri rakenteilla saavutetaan eri kohteisiin sopivia ominaisuuksia hyötysuhteen, käyttöpaineen ja säädettävyyden osa-alueilla. Hydrostaattiset pumput ovat käytössä lähinnä öljyteknikassa, eikä niillä normaalisti pumpata vettä. Suurin osa pumpputyypeistä kuitenkin käytiin työssä läpi yleisellä tasolla oikean valinnan varmistamiseksi. Kuvassa 2 esitellään eri pumpputyypin tyypilliset toiminta-alueet. Kuviossa 3 eri pumpputyypit on ryhmitelty omiin alaryhmiinsä.



KUVIO 3. Pumppujen ryhmittely (Pumput 1982, 1.)

3.1 Hydrostaattiset pumputyytit

3.1.1 Hammaspyöräpumppu

Hammaspyöräpumput jakaantuvat kahteen alaryhmään, ulkohammas- ja sisähammaspyöräpumppuihin. Ulkohammaspyöräpumppuissa on kaksi hammaspyörää, joista toiselle tuodaan käyttövoima. Pyöriessään hammaspyörä imee nestettä imupuolelta, vie sen pumpun ulkolaitoja myöten painepuolelle ja tuottaa siten käyttöpaineen. Sisähammaspyöräpumput ovat harvinaisempia. Niissä sisempi hammaspyörä on käyttävävoima ulommalle hammaspyörälle. Paineentuoton idea on sama molemmissa.

Hammaspyöräpumppuilla saadaan korkeita paineita, mutta niiden tilavuusvirta ei ole kovin suuri. Niitä käytetään erityisesti pumppaamaan suuren viskositeetin omaavia nesteitä. Ne eivät sovellu tämän opinnäytetyön käyttökohteeseen.

3.1.2 Ruuvipumppu

Ruuvipumput jaotellaan ryhmiin ruuvien lukumäärän perusteella. Kolmiruuviset pumput ovat yleisimpiä, ja niissä keskimäinen ruuvi on käytävä. Ruuvien pintakosketus muodostaa tiivistyksen ja erottaa imu- ja painepuolen. Ruuvien kääntyessä neste liikkuu suoraviivaisesti ja tuotto on tasaista. Ruuvipumput soveltuvat erityisesti sellaisten nesteiden pumppaamiseen, joita ei saa sekoittaa tai joilla on suuri viskositeetti. Ruuvipumput kavitoivat harvoin ja ovat pitkäikäisiä. Ruuvipumppu ei kuitenkaan sovi tämän opinnäytetyön kohteeseen suhteellisen matalan tilavuusvirtansa takia.

3.1.3 Siipipumppu

Siipipumppujen toimintaperiaate on siirtää neste imuyhteestä paineyhteeseen siipien muodostamissa kammioissa. Pesän keskellä on epäkeskeisesti pyörivä moottori, jonka reunoille on sijoitettu kammiot sulkevat siivet. Siivet liikkuvat radiaalisesti, joten ne painautuvat tiiviisti pesän seinämään kiinni. Siipipumpuilla on korkea hyötysuhde, ja niillä saadaan tuotettua keskisuuria paineita.

3.1.4 Mäntäpumppu

Mäntäpumput jakaantuvat kolmeen pääryhmään: radiaalimäntä-, aksiaalimäntä- ja rivimäntäpumppuihin. Kaikissa mäntäpumpuissa neste siirretään imuliitännästä paineliitännään männän edestakaisella liikkeellä. Systemiä ohjataan venttiileillä ja tuoton tasaisuus riippuu mäntien lukumäärästä. Mäntiä on tavallisesti pariton määrä, jotta saavutetaan tasaisempi tuotto. Mäntäpumput eivät toimintaperiaatteensa takia sovellu tämän opinnäytetyön käyttökohteeseen.

3.2 Hydrodynaamiset pumpputyypit

3.2.1 Keskipakopumppu

Keskipakopumppu on yleisin teollisuudessa käytetty pumpputyyppejä. Esimerkki siitä on kuvassa 4. Näillä pumpuilla on hyvin laajat toiminta-alueet matalista virtauksista hyvin suuriin virtauksiin ja niillä on myös hyvä kyky kehittää nostokorkeutta eli tuottopainetta. Keskipakopumpun etuihin kuuluvat huokea hinta suhteessa muihin pumppuihin, tasainen tuotto, pieni tilantarve ja pienet ylläpitokustannukset. (Aalto-yliopisto 2011, 28.)



KUVA 4. Tyypillinen keskipakopumppu (Sulzer 2014.)

Keskivakopumppujen toimintaperiaate on, että imupuolella vallitseva paine työntää pumpun pesässä olevalle juoksupyörälle nestettä. Sähkömoottori käyttää akselia, joka kytkeytyy juoksupyörään. Pyöriessään juoksupyörä heittää nesteen keskipakovoiman vaikutuksesta painekanavaan pesän reunassa.

Juoksupyöriä on saatavilla useita eri tyyppiä eri sovelluksiin. Kuvassa 5 on esitetty muutama erilainen juoksupyörä. Ensimmäinen, suljettu juoksupyörä on yleisimmin käytetty malli, joka soveltuu hyvin puhtaille ja korkean viskositeetin omaaville nesteille. Avoimet juoksupyörät soveltuvat paremmin kiintoainepitoisille nesteille. Juoksupyörän kokoa muuttamalla voidaan säätää tietyn pumpun kehittämää painetta ja virtausta käyttökohteeseen sopivammaksi.



KUVA 5. Erilaisia juoksupyöriä (Sulzer 2014.)

3.2.2 Vesirengaspumppu

Vesirengaspumpussa epäkeskeinen juoksupyörä muodostaa pumpattavasta nesteestä kehän pesän reunoille. Alkuasennossa juoksupyörän siipien välissä oleva neste ulottuu juoksupyörän napaan asti eikä puolivälissä siipien välissä ole juuri ollenkaan nestettä. Ilmatilan muutos juoksupyörän siipien välissä aiheuttaa pumppaavan vaikutuksen. Tämän takia pumppu on itseimevä, ja sitä käytetään tyypillisesti imua vaativissa kohteissa. Vesirengaspumppua ei ole mainittu SFS-standardissa. (Aalto-yliopisto 2008, 145)

3.2.3 Sivukanavapumppu

Sivukanavapumpussa täysin avoin juoksupyörä pyörii pesässä, jonka toisella ulkoreunalla on poikkileikkaukseltaan puolipyöreä ura. Imu- ja paineyhteen kohdalla tämä sivukanava on katkaistu. Neste pyörii juoksupyörän siipien välissä ja sivukanavassa ruuvimaisesti eteenpäin. Pumpputyyppi soveltuu pienille virtausmäärille ja korkeille paineille.

3.2.4 Aksiaalipumppu

Aksiaalipumpussa juoksupyöränä on ruuvipotkuri, jonka tehtävänä on antaa nesteelle aksiaalinen virtaus. Nesteen nopeudenkasvatus muutetaan paineeksi pesän muotoilulla. Erikoisuutena muihin pumppuihin verrattuna aksiaalipumppujen virtaussuunta on usein käännettävissä, minkä ansiosta niillä pystyy pumppaamaan nestettä molempiin suuntiin. Aksiaalipumput on kuitenkin tarkoitettu suurille virtausmäärille, eikä tämä pumpputyyppe sovellu tämän opinnäytetyön käyttökohteeseen.

4 PUMPUN MITOITUS

4.1 Toiminta-alueen määrittäminen

Pumpun toiminta-alueen määrittäminen aloitettiin perehtymällä nykyisen pumpun spesifikaatioihin. Yaran järjestelmien tiedot vanhoista pumpuista ovat jokseenkin puutteelliset, eikä tästä kyseisestä pumpusta löytynyt paljoakaan tietoa. Pumpun tallennettu huoltohistoriakin ylettyy vain 2000-luvun alkuun. Ainoat oleelliset tiedot ovat pumpulle määritetty nostokorkeus H ja pumpun tuotto Q . Näiden lisäksi oli tiedossa kyseisen pumpun sähkömoottorin koko ja sen pyörimisnopeus. Sähkömoottoriin liittyvät tiedot eivät olleet kovinkaan oleellisia, koska sähkömoottori on osa kokonaisuutta – sitä ei valita erikseen.

Kohteen nykyinen pumppu on tuotoltaan 870 L/min. Uutta pumpua lähdettiin etsimään tämä lähtötieto muistissa, mutta tarkemmin Yaran prosessidokumentaatioita tutkittaessa löytyi tieto, jonka mukaan pumppu on huomattavan ylimitoitettu. Lauhdeveden kiertojärjestelmä on mitoitettu enintään 330 L/min tuotolle, joten nykyinen pumppu on yli kaksi kertaa liian suuri kohteeseensa. Tämä aiheuttaa huomattavaa hyötysuhteen romahtamista, eikä pumppu voi toimia lähelläkään optimaalista toimintapistettään.

4.1.1 Staattinen nostokorkeus

Aluksi tarkistettiin vaadittu nostokorkeus. Fyysinen nostokorkeus tarkistettiin voimalaitoksen pohjapiirustuksista, ja se osoittautui 15 metriksi. Tämän jälkeen laskettiin staattinen nostokorkeus kaavalla 1.

$$H_{st} = H_2 - H_1 + \frac{(p_2 - p_1)}{(\rho \times g)} \quad (1)$$

jossa

H_{st} = staattinen nostokorkeus	[m]
H_2 = painepuolen nostokorkeus	[m]
H_1 = imupuolen säiliön pinnankorkeus	[m]
p_2 = tuotto puolen paine	[Pa]
p_1 = imupuolen paine	[Pa]
ρ = nesteen tiheys	[kg/m ³]
g = putoamiskiiktyvyys	[m/s ²]

Kohdeympäristössä olosuhteet vaihtelevat imupuolella jonkin verran. Laskuesimerkissä on laskettu tilanne, jossa imupuolen säiliö on puoliksi täynnä ja säiliön paine alhaisimmillaan eli normaalissa ilmanpaineessa. Imupuolen säiliön pinnankorkeus voi olla 1,7 m ± 0,6 m. Sen vaihtelulla ei ole suurta vaikutusta laskutoimituksen lopputulokseen. Imupuolen paine voi kasvaa hieman lasketusta tilanteesta. Tämä kasvu vaikuttaa negatiivisesti staattiseen nostokorkeuteen.

$$H_{st} = 15 \text{ m} - 1,7 \text{ m} + \frac{(5 \times 10^5 \text{ Pa} - 10^5 \text{ Pa})}{(958 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2)} = 55,9 \text{ m} \quad (2)$$

Laskutoimituksella varmistettiin lähtöarvona ollut nostokorkeus, joka osoittautui hyvin paikkansapitäväksi.

4.1.2 Dynaaminen nostokorkeus

Todellinen nostokorkeus muodostuu kuitenkin staattisen ja dynaamisen nostokorkeuden summasta. Dynaaminen nostokorkeus summaa putkiston kaikki painehäviöt. Dynaaminen nostokorkeus vaihtelee käytettävän tuottoalueen mukaan, joten parhaat tulokset saataisiin laskemalla dynaaminen nostokorkeus eri tuottoarvoilla. Tässä tilanteessa päädyttiin kuitenkin laskemaan dynaaminen nostokorkeus vain suurimmalla mitoitusarvolla. Dynaaminen nostokorkeus lasketaan kaavasta 3.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p_v}{(\rho \times g)} \quad (3)$$

jossa

H_{dyn} = dynaaminen nostokorkeus [Pa]

Δp_v = putkiston virtausvastus [Pa]

Putkiston virtausvastukset Δp_v tulee laskea yksittäin jokaiselle putkiston osalle ja komponentille, kuten venttiileille, mutkille ja suorille. Kaavalla 4 lasketaan suoran putken virtausvastus ja kaavalla 5 muiden rakenneosien virtausvastus.

$$\Delta p = \lambda \times \frac{L}{d} \times \rho \times \frac{w^2}{2} \quad (4)$$

jossa

Δp = painehäviö [Pa]

λ = putkivastuskerroin

L = putken pituus [m]

d = putken sisähalkaisija [m]

ρ = virtausaineen tiheys [kg/m³]

w = virtausnopeus [m/s]

$$\Delta p = \zeta \times \rho \times \frac{w^2}{2} \quad (5)$$

jossa

ζ = paikallisvastuskerroin

Paikallisvastuskerroin on arvo, joka vaihtelee komponentista riippuen. Taulukossa 1 on listattuna muutamia yleisiä komponentteja putkistossa.

TAULUKKO 1. Paikallisvastuskertoimia (Airaksinen 2011, 20.)

Komponentti	ζ
90° käyrä (r=d)	0,51
90° käyrä (r=1,5d)	0,4
45° käyrä (r=d)	0,35
45° käyrä (r=1,5d)	0,15
sisääntulo	0,5
ulostulo	1
palloventtiili	0,1
istukkaventtiili	4

Ennen putken ja osien virtausvastusten laskemista on selvitettävä putkivastuskerroin λ , joka johdetaan Reynoldsin luvusta Re (kaava 6). Reynoldsin luku kertoo nesteen virtaustyyppin. Luvun ollessa alle 2 100 virtauksen katsotaan olevan laminaarinen, ja luvun ollessa yli 2 100 virtaus on turbulenttinen. Tyypillisesti putkistot pyritään mitoittamaan siten, että virtaus pysyisi laminaarisena. Turbulenttinen virtaus kasvattaa virtausvastusta ja heikentää näin järjestelmän tehokkuutta. Joissakin tilanteissa virtausta ei kuitenkaan saada pysymään laminaarisena. Tämän lisäksi virtausnopeus w on johdettava kaavan 6 tilavuusvirrasta Q .

$$Re = \rho \times d \times \frac{w}{\eta} \quad (6)$$

jossa

$$\eta = \text{dynaaminen viskositeetti} \quad [\text{Ns/m}^2]$$

$$w = \frac{Q}{A} = 4 \times \frac{Q}{(\pi \times d^2)} \quad (7)$$

jossa

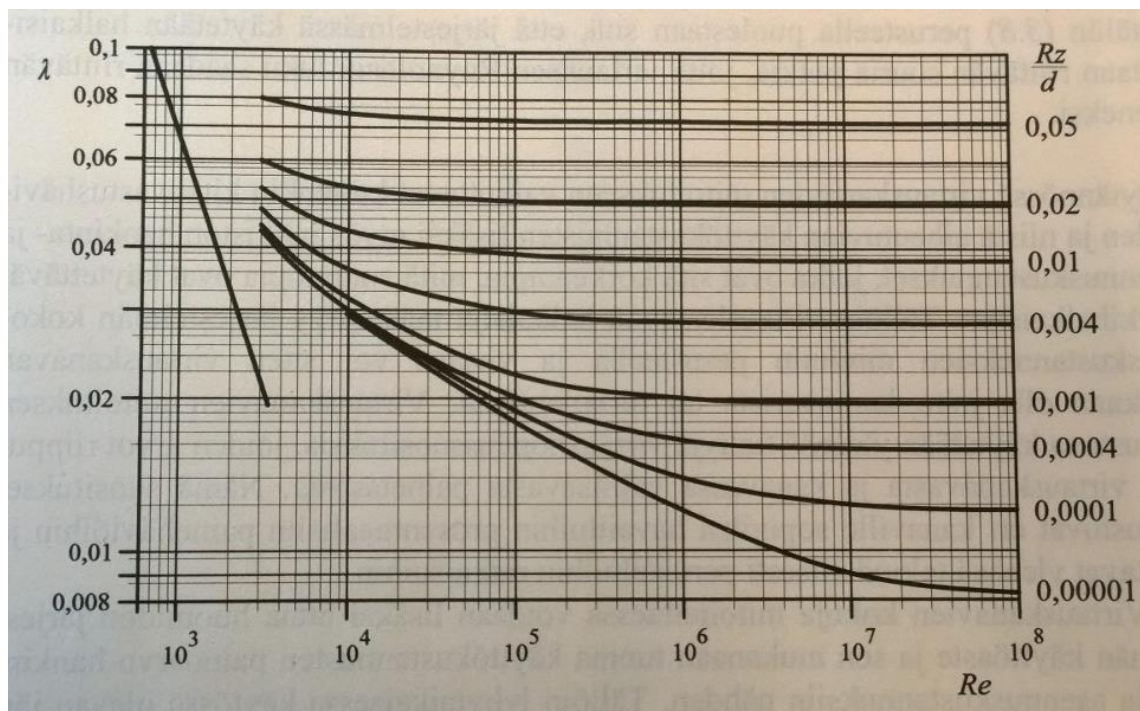
$$Q = \text{tilavuusvirta} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$d = \text{putken sisähalkaisija} \quad [\text{m}]$$

$$w = 4 \times \frac{0,0055 \text{ m}^3/\text{s}}{(\pi \times (0,08 \text{ m})^2)} = 1,09 \text{ m/s} \quad (8)$$

Reynoldsin luvun laskemisen jälkeen sitä verrataan Moodyn käyrästöön. Käyrästöstä selviää putkivastuskerroin λ , joka saadaan Reynoldsin luvun sekä putken karheuden ja putken halkaisijan suhdeluvun avulla. Opinnäytetyön kohteessa on käytössä teräsputkisto, ja sille asetettu ohjearvo karheudeksi on noin 0,1 mm. (Kauranne, Kajaste ja Vilenius 2008, 59.) Karheuden ja halkaisijan suhde on siis 0,00125, kun pumpun imuyhde on 80 mm.

$$Re = 958 \text{ kg/m}^3 \times 0,08 \text{ m} \times \frac{1,09 \text{ m/s}}{1,0020 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 83\,370 \quad (9)$$



KUVIO 6. Moodyn käyrästä (Kauranne 2008, 61.)

Kuviosta 6 selviää karkeasti putkivastuskerroin λ , joka asettuu noin arvoon 0,024.

Esimerkiksi 20 m:llä suoraa putkea painehäviö on seuraavanlainen:

$$\Delta p = 0,024 \times \frac{20 \text{ m}}{0,08 \text{ m}} \times 958 \text{ kg/m}^3 \times \frac{(1,09 \text{ m/s})^2}{2} = 3\,415 \text{ Pa} \quad (10)$$

Istukkaventtiilille, joita järjestelmässä painepuolella on 2 kpl, painehäviö on laskettu kaavalla 11.

$$\Delta p = 4 \times 958 \text{ kg/m}^3 \times \frac{(1,09 \text{ m/s})^2}{2} = 2\,300 \text{ Pa} \quad (11)$$

Tarkkaa putkiston pituutta ja komponenttien määrää kohteessa on lähes mahdotonta selvittää. Yaran tiedoista ei löytynyt selvää piirustusta putkistoista, joten tämä osuus täytyi suorittaa arvioimalla ja pääättelemällä. Karkeasti arvioiden painepuolen painehäviöitä putkistosta ja komponenteista syntyy noin 15 000 Pa. Pascal ei yksikkönä ole kovinkaan suuri, joten painehäviöt eivät ole kovin suuria. Tämän jälkeen itse dynaaminen nostokorkeus lasketaan kaavasta 12.

$$H_{dyn} = \frac{15\,000 \text{ Pa}}{(958 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2)} = 1,6 \text{ m} \quad (12)$$

4.1.3 Todellinen nostokorkeus

Staattisen ja dynaamisen nostokorkeuden laskemisen jälkeen arvot sijoitettiin kaavaan 13, jolla saatiin selville todellinen nostokorkeus.

$$H = H_{st} + H_{dyn} \quad (13)$$

$$H = 55,9 \text{ m} + 1,6 \text{ m} = 57,5 \text{ m} \quad (14)$$

4.1.4 Käytettävissä oleva imukorkeus

Pumppujen kavitaatioehkäisyssä NPSH (Net Positive Suction Head) on oleellinen arvo. Kavitaatio on ilmiö, jossa ilmakuplat romahtavat juoksupyörän siiven takana äkillisen paineenlaskun johdosta aiheuttaen huomattavaa kulumista. Valmistaja määrittää pumpulle NPSH_r (Net Positive Suction Head required) -arvon, joka kertoo, kuinka paljon pumpu vaatii imusäiliöltä imukorkeutta kavitaation ehkäisemiseksi. Järjestelmälle puolestaan lasketaan NPSH_a (Net Positive Suction Head available) -arvo, joka kertoo järjestelmän käytettävissä olevan imukorkeuden. Käytettävissä olevalle imukorkeudelle on kehitetty laskukaava (kaava 15).

$$NPSH_a = (H_1 - H_{pump}) + \frac{(p_1 + p_H + \Delta p_{imu})}{(\rho \times g)} \quad (15)$$

jossa

H_{pump} = pumpun korkeus merenpinnasta [m]

p_1 = paine imusäiliössä [Pa]

p_H = nesteen höyrynpaine [Pa]

Δp_{imu} = imuputkiston virtausvastus [Pa]

Laskuesimerkki laskettiin tilanteesta, jossa imupuolen säiliössä vallitsee staattinen ilmanpaine ja imusäiliön pinnankorkeus on puolillaan. Tämä on lähellä heikointa mahdollista tilannetta ja kertoo hyvin todellisen käytettävissä olevan imukorkeuden. Tilanne voisi huonontua vain, jos imusäiliön pinnankorkeus laskisi matalimmilleen.

$$NPSH_a = (110,7 \text{ m} - 109 \text{ m}) + \frac{(101,3 \times 10^3 \text{ Pa} - 101,3 \times 10^3 \text{ Pa} + 1000 \text{ Pa})}{(958 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2)} = 1,6 \text{ m} \quad (16)$$

Kyseisessä tilanteessa nesteen höyrynpaine on sama kuin paine imusäiliössä, joten ne kumoavat toisensa. Paineen ollessa korkeampi myös nesteen lämpötila ja sen höyrynpaine kasvavat.

Lopputuloksena NPSH_a-arvo kasvaa suuremmaksi. Imupuolen putkiston virtausvastus on hyvin vähäinen, sillä matka imusäiliöstä pumpulle on varsin lyhyt. Putkisto koostuu vain yhdestä mutkasta ja 2–3 metrin pituudelta suoraa putkea. Laskujen puolesta sen virtausvastus asettuu noin tuhanteen pascaliin. Virtausvastuksen vaikutus lopputulokseen tässä on kuitenkin hyvin vähäinen.

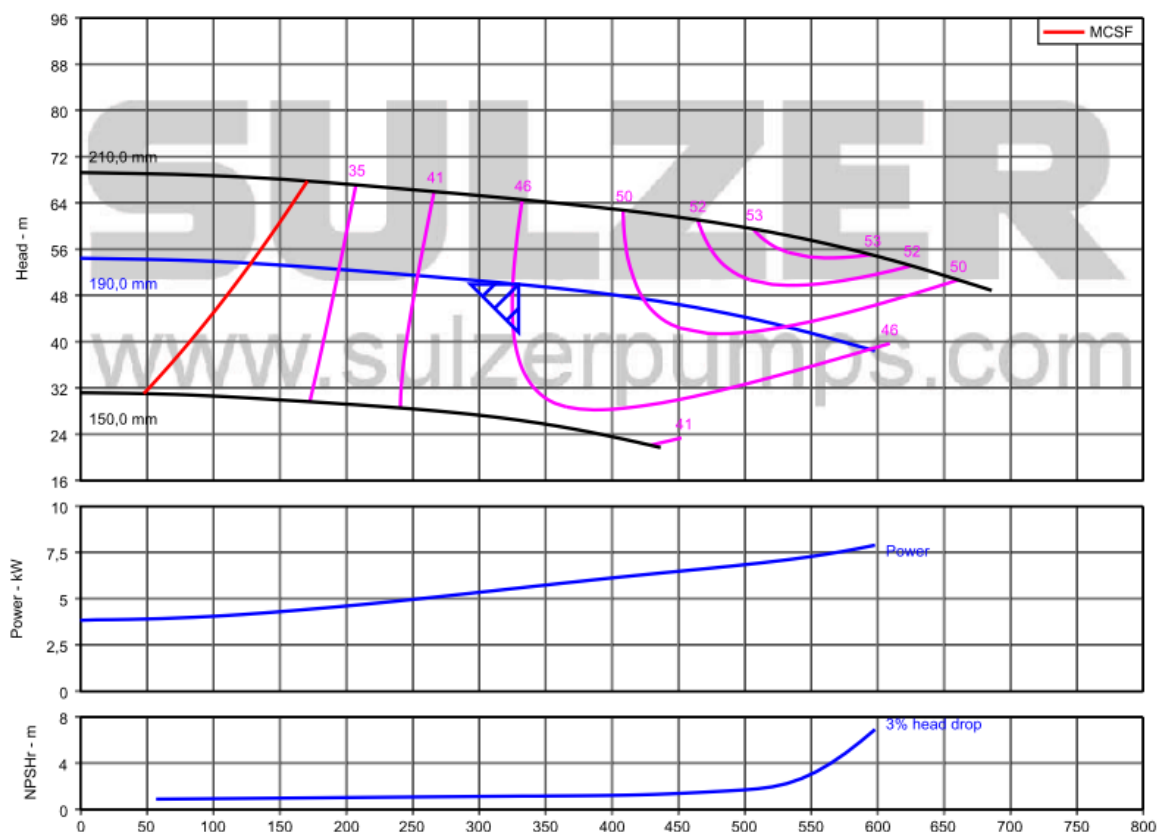
4.2 Tarjouspyyntö

Toiminta-alueen määrittämisen ja tarkastamisen jälkeen oleelliset tiedot toimitettiin Sulzer Finland Oy:lle pumpputarjousta varten. Näihin tietoihin sisältyivät vaadittu nostokorkeus, tuotto, NPSH_a, materiaalivaatimukset, tiivistysvaatimus, kytkinvaatimus ja erityinen toive painelähdön olevan moottorilta päin katsottuna vasemmalle. Sulzer Finland Oy teki tarjouksen pian tarjouspyynnön jättämisestä ja tarjosi kohteeseen Ahlstar A11-32 -pumppua erityisjärjestelyin (liite 1).

Kävimme pumpun spesifikaatiot läpi ja varmistimme sen kelpoisuuden kohteeseen Yaran ohjaajan kanssa. Vaatimuksen erityisestä painelähdöstä sivulle Sulzer toteutti varsin yksinkertaisesti kiertämällä juoksupyörän pesää 90 astetta ja tekemällä sille lisätuen. Akselikotelo ja moottori pysyvät normaalisti paikallaan. Pesän kääntämisellä ei ole vaikutusta itse pumpun toimintaan.

Sulzerin tarjoaman pumpun pesä ja juoksupyörä ovat haponkestävää Duplex SS ASTM A-890-94a Grade 3A -terästä. Teräslaatu on Sulzerin valikoiman paremmasta päästä, ja sen tarkoituksena on ehkäistä kavitaation aiheuttamaa kulumista. Kavitaation ehkäisyssä pintakovuus on tärkeässä roolissa ja tämä teräs on yksi valikoiman kovimmista.

Materiaalin valinnan yhteydessä kartoitettiin mahdollisuus juoksupyörän pinnoittamiseen kolmannen osapuolen palveluna. Pinnoittamisella saataisiin huomattavasti lisää kavitaationkestoa. Tämä olisi kuitenkin ongelmallinen operaatio, koska kyseisen pumpun juoksupyörä on suljettu. Juoksupyörän siipiä on hyvin hankala saada pinnoitettua tasalaatuisesti suljetun rakenteen sisällä. Lisäksi uusi pumppu pitäisi purkaa ja kasata taas uudestaan heti sen saavuttua. Lisäkustannukset olisivat myös olleet huomattavat, joten ideasta luovuttiin kannattamattomana.

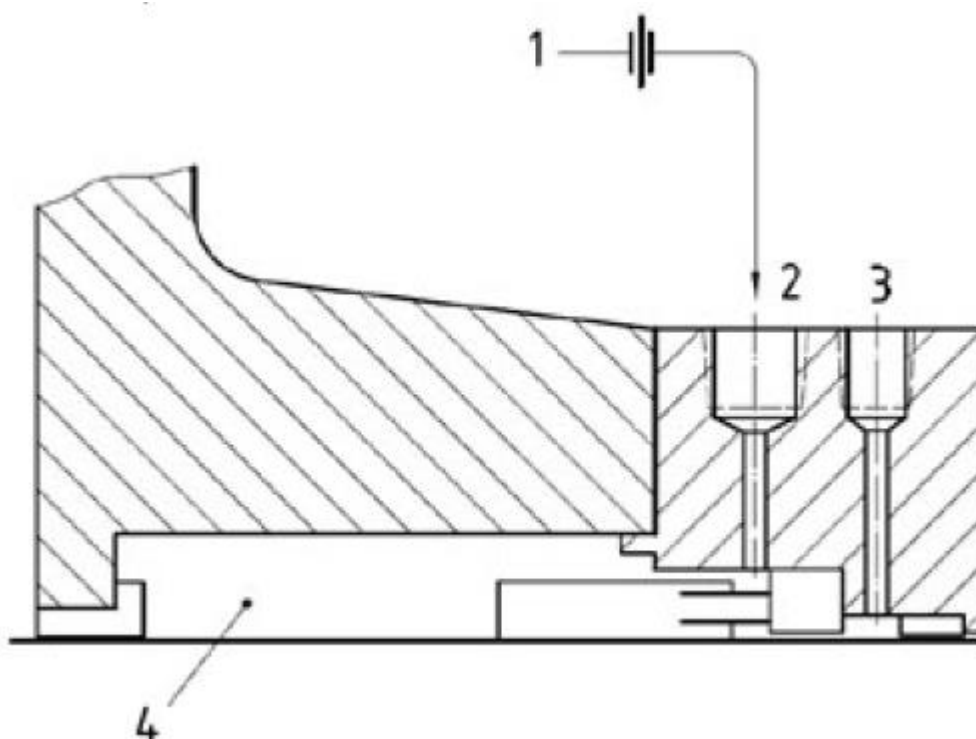


KUVA 7. Pumpun A11-32 pumppukäyrät (Sulzer 2014.)

Kuvassa 7 on Sulzerin tarjoaman pumpun pumppukäyrästä. Tarjotussa pumpussa on 190 mm:n juoksupyörä, ja sen toimintapistettä kuvaa kuvan kolmio. Mitoitetussa tilanteessa pumpun nostokorkeus (Head) jää asetetusta tavoitteesta, mutta se on hyväksyttävää. Todellisessa käyttötilanteessa tuotto ei ole niin korkea ja matalammilla tuotoilla nostokorkeus nousee. Pumpun

hyötysuhde jää myös melko matalaksi, mutta tätä ei kuitenkaan voida tässä kohteessa välttää. Huonolla hyötysuhteella toimivat pumput aiheuttavat huomattavia kustannuksia vuositasolla, jos ne ovat jatkuvassa käytössä. Kohteen pumppu ei ole jatkuvassa käytössä, joten matalan hyötysuhteen aiheuttamat kustannukset jäävät pienemmiksi.

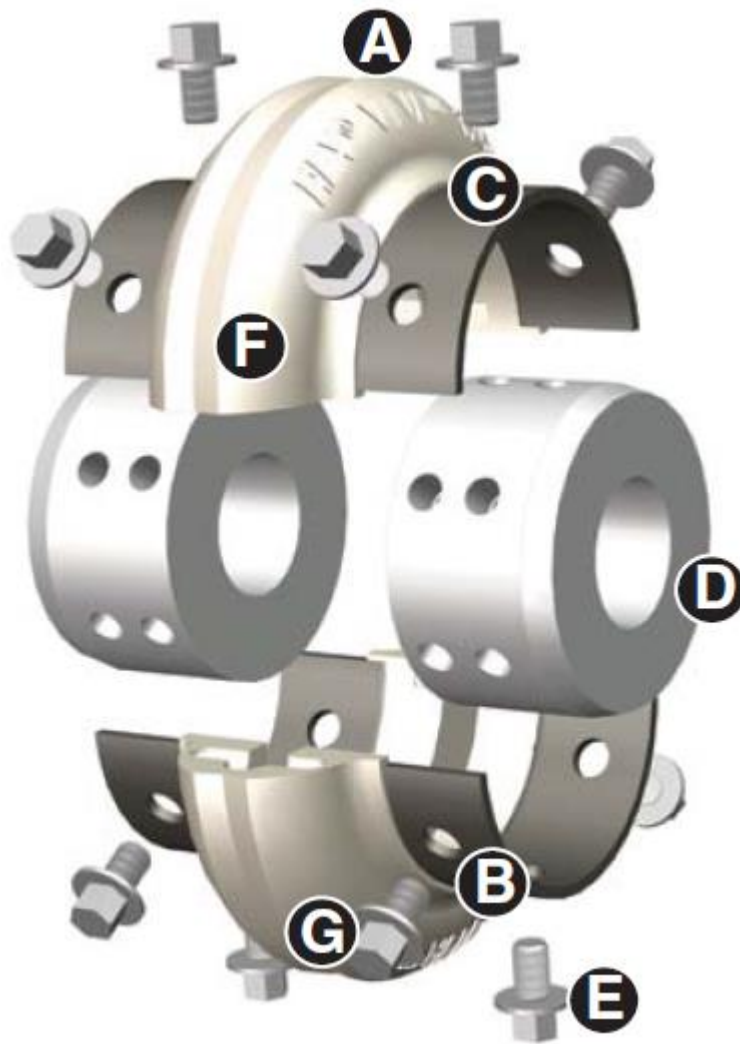
Sulzer tarjosi myös pumpun yhteyteen taajuusmuuttajaa, jollainen tulisi ottaa uusien pumppujen yhteyteen. Tästä kuitenkin kieltäydyttiin tilanpuutteen ja Yaran sisäisten käytäntöjen takia. Taajuusmuuttajalla sähkömoottorin hyötysuhdetta olisi voitu nostaa ylemmäs. Tiivistykseksi Sulzer tarjosi toiveen mukaista 1-toimista mekaanista tiivistystä PLAN11-menetelmällä. Kuva 8 esittää tiivistyksen toimintaperiaatteen. PLAN11-menetelmä ottaa tiivistävän voiman paineyhteestä, joka tiivistää akselin. (Easterny 2008)



KUVA 8. PLAN11-tiivistys (Easterny 2008.)

Sulzer ilmoitti kyseisen pumpun $NPSH_r$ -arvoksi 1,1 m. Se riittää estämään pumpun kavitoinnin useimmissa käyttötilanteissa, mutta ei kuitenkaan takaa virheetöntä toimintaa kaikissa olosuhteissa. Järjestelmän $NPSH_a$ on heikoimmillaan hieman alle pumpun $NPSH_r$ -arvon. Tämä voi aiheuttaa tässä tilanteessa kavitointia pumpun juoksupyörässä. Tilannetta ei voida korjata muutoksilla kohteessa, sillä $NPSH_a$ -arvon nostaminen vaatisi huomattavia muutostöitä. Mahdollinen kavitointi tässä tilanteessa hyväksyttiin, ja sen aiheuttamaa vahinkoa ennaltaehkäistään oikeilla materiaalivalinnoilla, kuten edellä on mainittu.

Kyttimeksi Sulzer tarjosi toiveen mukaista Rex Viva -kytkintä. Kytkimen tavoitteena on siirtää vääntömomenttia turvallisesti moottorilta pumpulle. Joustava elementti tarjoaa turvan ylisuurta vääntömomenttipiikkiä vastaan. Kytkin on helppo vaihtaa tarvittaessa uuteen, ja se sopii pieneen tilaan. Kuva 9 esittelee kytkimen rakenteen räjäytyskuvana.



KUVA 9. Rex Viva -kytkinelementti (Rexnord 2007.)

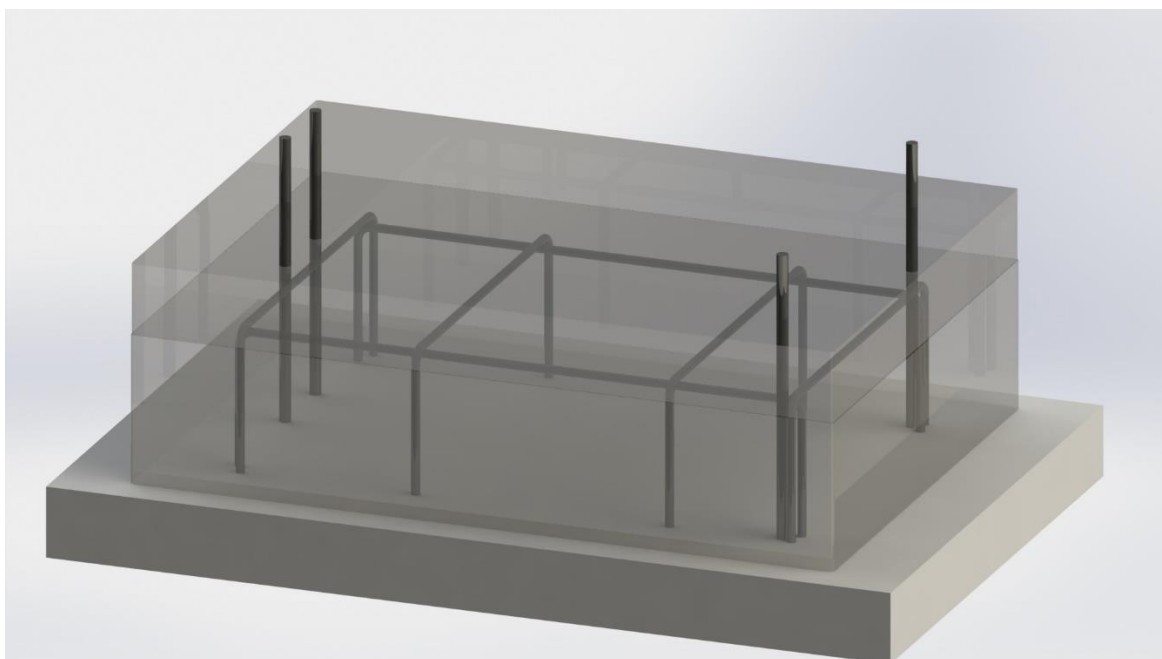
Sulzerin tarjous täytti kaikki kriteerit, ja se hyväksyttiin kohteeseen sopivaksi. Myös asetettu hintakatto alitettiin selvästi, sillä tarjottu pumppu maksoi alle 8000 €.

5 PETI JA PUTKISTO

5.1 Pumpun pedin suunnittelu

Vanhan pumpun peti ei ole yhteensopiva uuden pumpun kanssa. Suurimpana ongelmana on vanhan pedin korkeus, joka on liian suuri uudelle pumpulle. Vanhan pedin madaltaminen rajattiin vaihtoehtona pois puutteellisten tietojen ja pedin koon riittämättömyyden takia. Vanhan pedin rakenteesta ei ole mitään tietoja. Mikäli peti on esimerkiksi ontto ja täytetty jollain täytemateriaalilla, madaltamisesta tulisi vaivalloinen työ. Lisäksi valmistajat kertovat, että tukevuuden takaamiseksi vanha peti tulisi poistaa kokonaan. Vanhan pedin poistaminen kokonaan ja uuden varmasti tukevan pedin rakentaminen nähtiin parempana vaihtoehtona. (Towsley 2012, 3)

Pedin konstruktio voidaan toteuttaa usealla eri tavalla. Tämän ehdotelman tavoitteena on taata varmasti tukeva jalusta pumpulle. Peruseideana on ankkuroida maahan raudoitus, joka sitten valetaan. Valun jälkeen pumppu asemoidaan pedille ja valetaan toistamiseen. Kuvassa 10 on esitetty havaintokuvana ehdotettu suunnitelma. Konstruktio tavoitteena on olla edullinen ja helposti toteutettavissa. Tämän työn tavoitteisiin listattu pedin mitoittaminen jäi saavuttamatta pumpun tarkempien mittapiirustusten puuttumisen vuoksi. Pumpun toimittaja ei kyennyt toimittamaan niitä ajoissa.



KUVA 10. Havaintokuva pedin konstruktiosta.

Suunnitelmassa peti ankkuroidaan maahan useilla kierretangoilla, joiden päälle pumppu voidaan jo asemoida alustavasti paikoilleen. Näiden ankkurien asentamisen jälkeen rakennetaan raudoitus niiden ympärille valua varten. Raudoitus lujittaa betonia huomattavasti, auttaa sitä kestäämään huomattavasti pidempään sekä ehkäisee murentumista. Raudoituksen jälkeen valetaan tämä alue betonilla täyteen ilman pumppua. Valun jälkeen pumppu asemoidaan uudestaan paikalleen. Asemoinnin jälkeen tehdään toinen valu, jossa pumpun jalusta valetaan fyysisesti kiinni petiin.

Pumppu on vielä irrotettavissa huoltoja varten, mutta jalusta ei. Vaikka toteutus ei noudata täysin ohjeistuksia, tämä on edullinen, yksinkertainen ja nopea tapa toteuttaa pumpun pedin konstruktio ja lisäksi mukailee Yaran sisäisiä käytäntöjä.

5.2 Putkiston sovittaminen

Työn rajauksessa mainittiin pumppuun liittyvän putkiston uusiminen tarvittaessa. Uusi pumppu on kuitenkin asemoinniltaan samankaltainen edeltäjänsä kanssa, joten tarvetta putkiston muutoksille ei tässä vaiheessa ole. Uusi pumppu sovitetaan vanhalle putkistolle pedin mitoituksella.

Vanhassa putkistossa ei nähty mitään rakenteellista vikaa, joten sen uusiminen jätettiin väliin. Putkisto on rakenneterästä, joka on eristetty villalla ja erillisellä koteloinnilla ympäröivästä ilmasta.

6 YHTEENVETO

Työn tuloksena Yara Suomi Oy:n Siilinjärven-tehtaille saatiin valmis suunnitelma KL615-pumpun uusimiseen ja korvaamiseen nykyaikaisella Sulzer Finland Oy:n Ahlstar A11-32 -keskipakopumpulla. Pumppuun on valikoitu käyttökohteen olosuhteisiin sopivat materiaalit ja ominaisuudet. Kaikkia toiveita, kuten kavitoimatonta järjestelmää, ei pystytty takaamaan ilman muutoksia järjestelmään.

Pumpun valinnan lisäksi tuotettuihin suunnitelmiin kuuluu pumpun pedin suunnitelma. Se on tarkoitettu lähinnä ohjeeksi siitä, miten pedin voi kohteessa toteuttaa. Yaralla on ollut omia tapoja ja käytäntöjä pumppujen petien konstruktioissa, joten nämä suunnitelmat eivät ole pumppuun sidottuja vaatimuksia. Pedin suunnitelmista jäivät uupumaan mittapiirustukset, koska itse pumpusta ei saatu mittakuvaa ajoissa Sulzerilta. Konstruktio toteutettiin ankkuroimalla maahan raudituskehikko, joka valetaan betonilla. Valun jälkeen pumppu asemoidaan paikalleen pedin päälle. Toisessa valussa kiinnitetään vielä pumpun jalusta perustuksiin. Putkiston muutostyöt ja piirustukset niistä jäivät tekemättä, koska putkistolle ei löytynyt muutostarvetta.

Työ onnistui tavoitteissaan, ja Yara Suomi Oy:lle saatiin suunnitelma pumpun uusimiseen. Uusiminen on budjetoitu vuodelle 2014, ja tavoitteena on vaihtaa pumppu tulevana syksynä. Myös henkilökohtaisella tasolla työ onnistui hyvin. Työ laajensi osaamistani pumpputekniikan ja osittain rakennesuunnittelun alueelle.

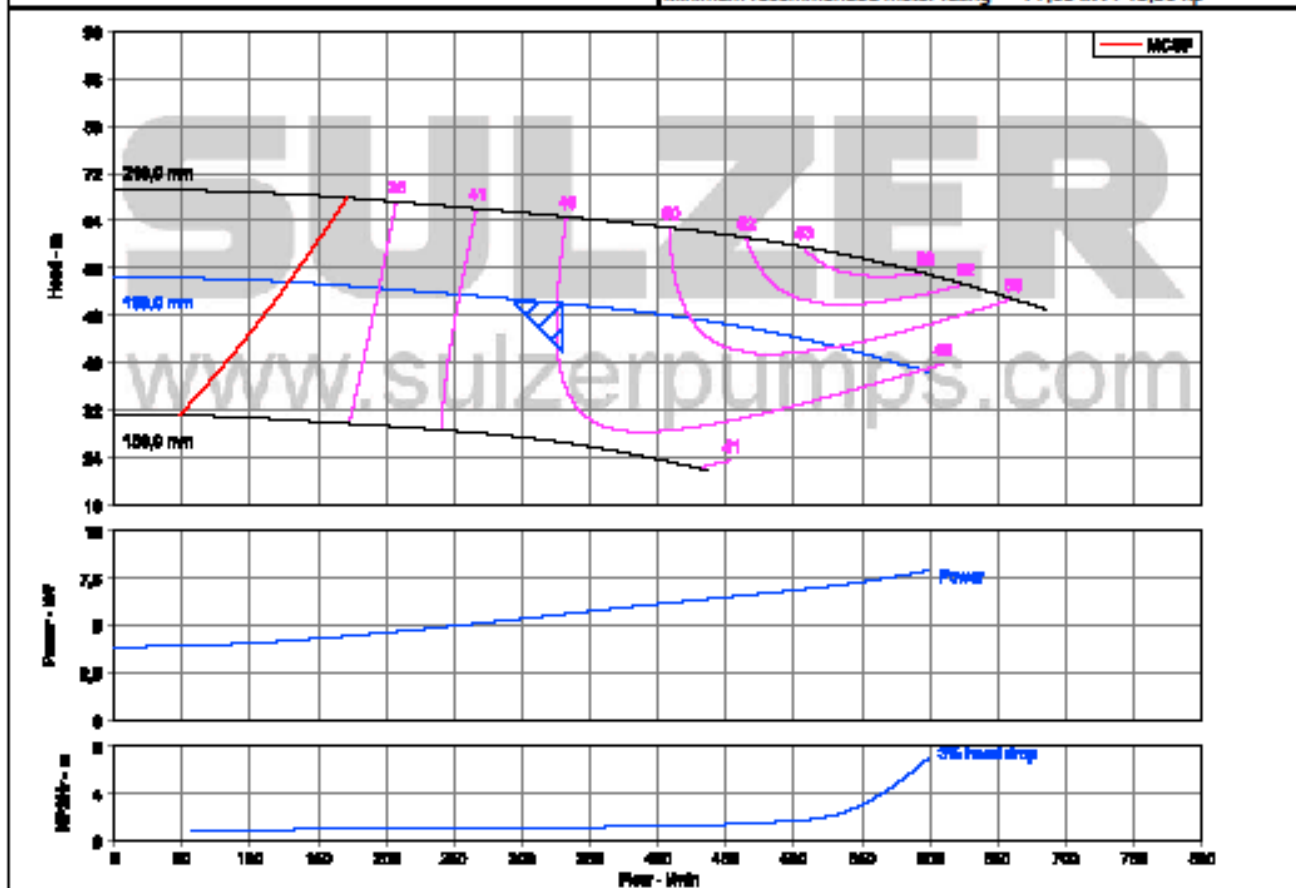
LÄHTEET

- AALTO-YLIOPISTO 2008. 8 Pumput ja putkistot. [verkkojulkaisu]. [Viitattu 2014-05-01.] Saatavissa: https://noppa.aalto.fi/noppa/kurssi/kul-24.4410/materiaali/Kul-24_4410_oppikirjan_luku_8.pdf
- AALTO-YLIOPISTO 2011. Osa 2 Virtaustekniikka [verkkojulkaisu]. [Viitattu 2014-05-14.] Saatavissa: https://noppa.aalto.fi/noppa/kurssi/ke-42.../KE-42_1700_prujut_2_2.pdf
- AIRAKSINEN, Juho 2011. Keskipakopumppujen toimintapisteet ja pumppu vertailu. Savonia-ammattikorkeakoulu. Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma. Opinnäytetyö. [Viitattu 2014-04-02.] Saatavissa: http://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/29312/Airaksinen_Juho.pdf?sequence=1
- EASTERNY 2008. Standard flush plans for mechanical seal [verkkojulkaisu]. [Viitattu 2014-04-16] Saatavissa: <http://www.mechanical-pump-shaft-seals.com/upfiles/1218617471Standard%20flush%20plans%20for%20mechanical%20seal.pdf>
- HALONEN, Eetu 2014. Keskipakopumppu voimalaitoksella [digikuva]. Sijainti: Siilinjärvi: Tekijän sähköiset kokoelmat.
- KAURANNE, Heikki, KAJASTE Jyrki ja VILENIUS Matti 2008. Hydraulitekniikka. 1. painos. Helsinki: WSOY.
- METROPOLIA AMK 2009. Hydrauliiikkapumput [verkoaineisto]. [Viitattu 2014-04-30] Saatavissa: <https://wiki.metropolia.fi/display/koneautomaatio/9.+Hydrauliiikkapumput>
- PUMPUT 1982. Nesteiden siirtoon käytettyjen pumppujen ryhmittely ja toimintaperiaatteet. SFS 4874. Vahvistettu 1982-12-31. Metalliteollisuuden Standardisoimiskeskus TES. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- REXNORD 2007. Rex Viva Elastomeric Couplings [verkkojulkaisu]. [Viitattu 2014-04-16.] Saatavissa: http://www.rexnord.eu/fileadmin/Rexnord_Coupling/PDF/Catalogue_Flyer/Viva_Catalog_ENG-D-IT__02-feb-07.pdf
- TOWSLEY, Greg 2012. Foundations. Grundfos [verkkojulkaisu]. [Viitattu 2014-04-17.] Saatavissa: <https://www.grundfos.com/content/dam/CBS/global/whitepapers/Whitepaper%20-%20Foundations.pdf>
- YARA SUOMI OY 2014. Tietoa Yarasta [verkoaineisto]. [Viitattu 2014-04-10.] Saatavissa: <http://www.yara.fi/tietoa-yarasta/>

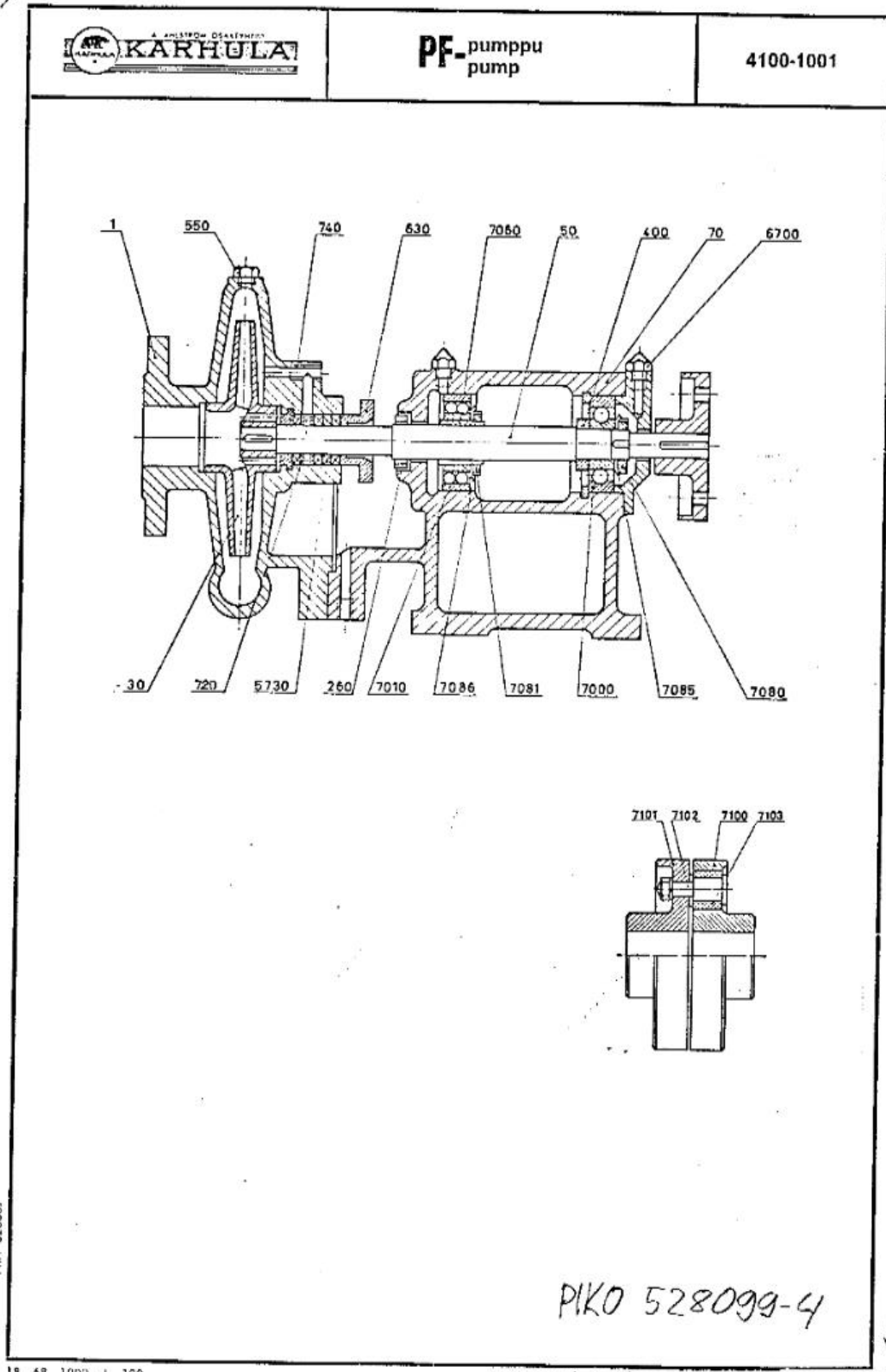
LIITE 1: SULZER A11-32 -PUMPPUTARJOUS

SULZER**Pump Performance Datasheet**

Customer	:		Sulzer Reference ID	:	
Inquiry Number/ID	:		Type / Size	:	A11-32 O
Item number	:	Default	Stages	:	1
Service	:		Based on curve number	:	K18685 Rev 1
Quantity	:	1	Date of Last Update	:	25 Mar 2014 16:41
Operating Conditions			Liquid		
Flow, rated	:	330,0 l/min	Liquid type	:	Water
Differential head / pressure, rated (requested)	:	50,00 m	Additional liquid description	:	
Suction pressure, rated / max	:	0,00 / 0,00 bar.g	Solids diameter, max	:	0,00 mm
NPSH available, rated	:	Ample	Solids concentration, by volume	:	0,00 %
Frequency	:	50 Hz	Temperature, rated / max	:	120,0 / 120,0 deg C
Performance			Fluid density, rated / max	:	0,960 / 0,960 kg/dm ³
Speed, rated	:	2.905 rpm	Viscosity, rated	:	1,00 cSt
Impeller diameter, rated	:	190,0 mm	Vapor pressure, rated	:	0,02 bar.a
Impeller diameter, maximum	:	210,0 mm	Material		
Impeller diameter, minimum	:	150,0 mm	Material selected	:	41 / J0265 ASTM A890 3A - Duplex SS
Efficiency	:	46,24 %	Pressure Data		
NPSH (3% head drop) / margin required	:	1,18 / 0,00 m	Maximum casing/bowl working pressure	:	5,13 bar.g
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow)	:	692 / 7.462 US Units	Maximum allowable working pressure	:	16,00 bar.g
MCSF	:	128,5 l/min	Maximum allowable suction pressure	:	N/A
Head, maximum, rated diameter	:	54,51 m	Hydrostatic test pressure	:	24,00 bar.g
Head rise to shutoff	:	9,01 %	Driver & Power Data		
Flow, best eff. point (BEP)	:	481,9 l/min	Driver sizing specification	:	ISO 5199
Flow ratio (rated / BEP)	:	68,48 %	Margin over specification	:	0,00 %
Diameter ratio (rated / max)	:	90,48 %	Service factor	:	1,00
Head ratio (rated dia / max dia)	:	77,26 %	Power, hydraulic	:	2,59 kW
Cq/Ch/Ce/Cn [ANSI/HI 9.6.7-2010]	:	1,00 / 1,00 / 1,00 / 1,00	Power, rated	:	5,60 kW
Selection status	:	Acceptable	Power, maximum, rated diameter	:	7,92 kW
			Minimum recommended motor rating	:	7,50 kW / 10,06 hp



LIITE 2: KL615 VANHA PUMPPU KARHULA PF-24-1



Pik. 328607

PIKO 528099-4

60B

14 68. 1000 ± 100

217, 218, 222, KL 615