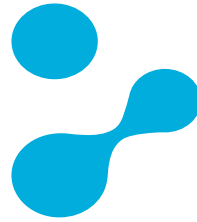




samk



Satakunnan ammattikorkeakoulu  
Satakunta University of Applied Sciences

LAURI NENONEN

**Kattilalaitoksen syöttövesipumppu-  
jen teho ja prosessin optimointi,  
Porin Prosessivoima Oy**

ENERGIA- JA YMPÄRISTÖTEKNIIKAN  
KOULUTUSOHJELMA  
2021

Tekijä Nenonen, Lauri	Julkaisun laji Opinnäytetyö, AMK	Päivämäärä Huhtikuu 2021
	Sivumäärä 41	Julkaisun kieli Suomi
Kattilalaitoksen syöttövesipumppujen teho ja prosessin optimointi, Porin Prosessivoima Oy		
Energia- ja ympäristötekniikan koulutusohjelma		
<p><b>TIIVISTELMÄ</b></p> <p>Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli selvittää Porin Prosessivoima Oy:n Kaanaassa sijaitsevan biovoimalaitoksen syöttövesipumppujen tuotto profiili ja potentiaalinen sähkönsäästöpotentiaali tuottoarvojen muutettaessa.</p> <p>Pumppauksen tuotto profiili selvitettiin laitoksen automaatiojärjestelmästä saatujen paine -ja virtaaman tuottohistorian perusteella mittausaikavälillä 1.1.2019-31.12.2019. Pumppujen tuottoarvoista saatiin laskettua teoreettinen tehontarve vastaamaan kulutusprofiilin arvoja. Näiden historiatietojen perusteella luotiin myös kuvaaja paineenkorotuksen pysyvyydelle.</p> <p>Syöttövesipumppujen sähkönsäästöpotentiaali eri paineenkorotuksen arvoille on laskettu pumpunvalmistajalta saatujen mitoitusarvojen perusteella ja verrattu tuloksia tuotantoprofiilin tehontarpeeseen, lisäksi on laskettu tehontarpeet pumpun maksimi ja minimi tuotoille välioton ollessa täysin auki ja täysin kiinni. Laskuissa käytettyä hyötysuhdetta ja virtaamaa on muutettu lineaarisesti pumpunvalmistajan mitoitusarvojen välillä.</p> <p>Pumppuja tulee ajaa kulutuksen mukaisesti, joten lasketut minimiarvot eivät realistisesti voi toteutua, mutta pienikin paineen alennus käyttöarvoihin vaikuttaa huomattavasti pumppauksen tehontarpeeseen. Paineen alentaminen edellyttää, että prosessi yleisesti saa riittävästi virtaamaa ja painetta vastaamaan laitosten ja kaukolämpöverkon kysyntää.</p>		
<p><a href="#">Asiasanat</a> Syöttövesipumput, Energiatehokkuus</p>		

Author(s) Nenonen, Lauri	Type of Publication Bachelor's thesis	Date April 2021
	Number of pages 41	Language of publication: Finnish
Boiler plant feedwater pump power and process optimization, Porin Prosessivoima Oy		
Degree Programme in Energy and Environmental Engineering		
<p><b>ABSTRACT</b></p> <p>The purpose of this thesis was to find out the yield profile and potential electricity saving potential of the feedwater pumps of Porin Prosessivoima Oy's biopower plant located in Kaanaa when changing the yield values.</p> <p>The yield profile was determined based on the pressure and flow yield history obtained from the plant's automation system in the measurement period from 1 January 2019 to 31 December 2019. From the output values of the pumps, the theoretical power demand was calculated to correspond to the values of the consumption profile. Based on this historical data, a graph was also created for the persistence of the pressure rise.</p> <p>The power saving potential of the feedwater pumps for the different pressure boost values has been calculated based on the design values obtained from the pump manufacturer and compared with the power demand of the production profile. The efficiency and flow rate used in the calculations have been changed linearly between the pump manufacturer's design values.</p> <p>The pumps must be run according to consumption, so the calculated minimum values cannot be realized, but even a small reduction on pressure to operating values has significant effect on the pumping power requirement. Reducing the pressure requires that the process generally obtains sufficient flow and pressure to meet the demand of the plants and the district heating network.</p>		
<p><u><a href="#">Key words</a></u>          Feedwater pumps, Energy efficiency</p>		

# SISÄLLYS

1 JOHDANTO .....	6
2 HÖYRYKATTILATEKNIikka .....	7
2.1 Höyrykattilan toimintaperiaate.....	7
2.2 Kaukolämpövoimalaitos .....	8
2.3 Kiertopetikattila CFB.....	9
2.4 Kattilalaitoksen säädöt ja automaatio .....	9
2.5 Syöttövesipumput.....	11
2.6 Syöttöveden esilämmitys .....	12
3 VENTTIILIT.....	13
3.1 Yleisiä määritelmiä .....	13
3.2 Yleiset venttiilityypit.....	14
3.2.1 Läppäventtiili .....	14
3.2.2 Luistiventtiili .....	15
3.2.3 Palloventtiili .....	16
3.2.4 Istukkaventtiili .....	16
4 PUMPPUTEKNIikka.....	17
4.1 Yleistä pumpuista.....	17
4.2 Pumppujen peruskaavat .....	18
4.3 Pumpun ominaiskäyrästöt.....	19
4.4 Pumpun valinta .....	19
4.4.1 Nostokorkeus .....	20
4.4.2 Pumpun ottama teho.....	20
4.5 Pumppujen säätö .....	20
4.5.1 Pumpun kuristussäätö .....	21
4.5.2 Pumpun kierrosnopeussäätö.....	21
4.6 Pumppujen kytkennät.....	22
4.7 Kavitaatio ja NPSH.....	22
4.8 Affiniteettilait.....	23
5 PUMPUT JA MITTAUKSET.....	24
5.1 Pumput yleisesti .....	24
5.2 Mittaukset ja mitoitusarvot .....	25
5.2.1 Laskut.....	27
5.2.2 Pumppaus ilman väliottoa.....	28
5.2.3 Pumppaus välioton kanssa .....	30
5.2.4 Pumppaus virtauksen pysyessä stabiilina .....	33

5.2.5 Lieriön ajoarvot ja syöttöveden esilämmittimen historialliset ajolämpötilat .....	33
5.2.6 Syöttöveden esilämmitin.....	34
6 YHTEENVETO .....	35
LÄHTEET	
LIITTEET	

## 1 JOHDANTO

Työssä tarkastellaan Porin Prosessivoiman Kaanaan teollisuusalueella sijaitsevan voimalaitoksen 2008 käyttöön otetun CFB-kattilajärjestelmän syöttövesipumppujen sähkökäyttöä ja energiatehokkuutta käytön optimoimiseksi. Laitos tuottaa alueen tehtaille ja Pihlavan teollisuusalueelle prosessihöyryä, kaukolämpöä Porin Energian kaukolämpöverkkoon ja sähköä riippuen tuotetun prosessihöyryn ja kaukolämmön määrästä. Laitos käyttää raakavetenä kemiallisesti puhdistettua vettä, joka tulee pintavedenpuhdistamolta. Vesi johdetaan puhdasvesisäiliöön, jonka tilavuus on 100m<sup>3</sup>. Säiliötä voidaan lämmittää tarvittaessa lauhteella.

Tarkasteltava pumput syöttävät vettä esilämmittimen läpi kiertopetikattilan lieriöön, josta syöttövesi siirtyy kattilaan, jossa syöttövesi lopulta höyrystyy ja siirtyy höyrypiirille. Kattilasta tuorehöyry siirtyy turbiinille, jonka väliotosta tuotetaan prosessihöyry kuluttajille ja kaukolämpöä verkkoon.

Laitos on varustettu kolmella syöttövesipumpulla, joista yksi on dieselkäyttöinen mahdollistaen varotoiminnan sähkönsyötön häiriytyessä. Työssä tarkastellaan kahden sähkökäyttöisen pääpumpun tuottoa.

Syöttövesipumppujen tulee saada tuotettua riittävä määrä painetta ja syöttövedtä järjestelmään optimaalisen toiminnan varmistamiseksi ja syöttöveden ennenaikaisen kiehumisen estämiseksi.

Aiemmin mainituista syistä pumput on täytynyt mitoittaa suurille nostokorkeuksille vaatien pumpulta huomattavan tehontarpeen. Laitoksen ollessa käytössä tulee syöttövesipumpun olla jatkuvasti päällä, jolloin vuodessa pumpuille kertyy käyttötunteja. Suuren tehontarpeen ja käyttötuntien kanssa syöttövesipumppujen osuus laitoksen sähkökulutuksesta on huomattava ja käytön optimointi on prosessin kannattavuuden kannalta tärkeä asia.

## 2 HÖYRYKATTILATEKNIikka

### 2.1 Höyrykattilan toimintaperiaate

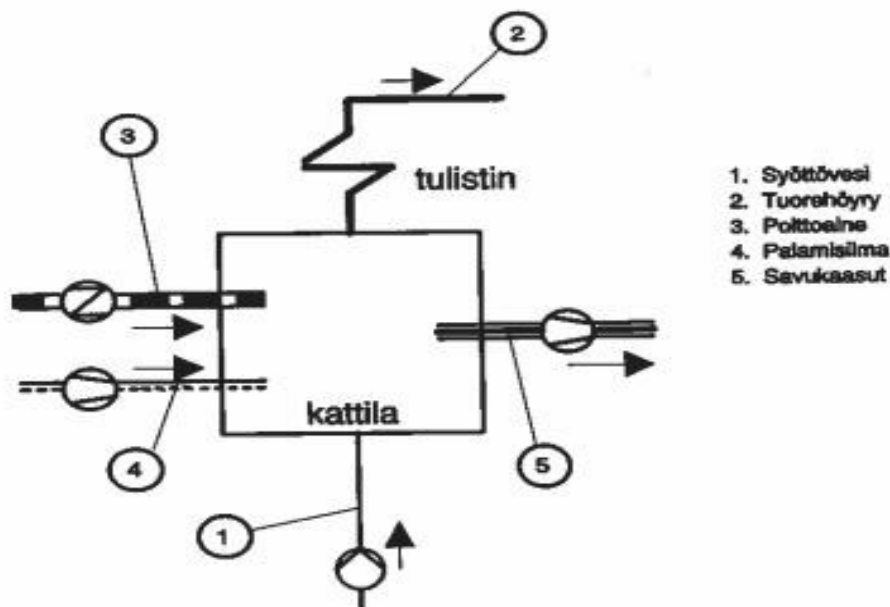
Höyrykattilassa tuotetaan kattilaan syötetystä vedestä höyryä. Vesi ensin lämmitetään höyrystymislämpötilaan, tämän jälkeen vesi höyrystyy painetta vastaavassa höyrystymislämpötilassa ja lopuksi muodostunut vesihöyry höyrystymislämpötilaa korkeampaan lämpötilaan eli vesihöyryä tulistetaan. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 7)

Veden lämmittäminen, höyrystäminen ja tulistaminen kuluttavat energiaa, ja höyrykattiloissa tarvittava energia tuotetaan polttamalla fossiilisia polttoaineita kuten hiiltä, turvetta, maakaasua jne. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 7)

Höyrykattilaan syötetään polttoaine ja tarvittava määrä palamisilmaa. Kattilassa polttoaine reagoi palamisilmassa olevan hapen kanssa, jolloin polttoaineeseen sitoutunut kemiallinen energia saadaan muutetuksi savukaasuihin sitoutuneeksi lämpöenergiaksi. Tämä savukaasuihin sitoutunut lämpö pyritään mahdollisimman tarkkaan hyödyntämään jäädyttämällä savukaasuja erilaisissa höyryntuotannon lämmönvaihtimissa ennen, kun savukaasut johdetaan savukaasujen puhdistuksen ja savupiipun kautta ympäristöön. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 7) Kuvassa 1 on höyrykattilan pääainevirrat havainnollistettuna.

Kattilalaitokseen kuuluu:

- Polttoaineen kuljetus ja käsittelylaitteet
- Palamisilman tuonti
- Savukaasujen puhdistus ja poisto
- Tulipesä ja automatiikka
- Vesihöyry putkisto



Kuva 1 Höyrykattilaan liittyvät ainevirrat. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 8)

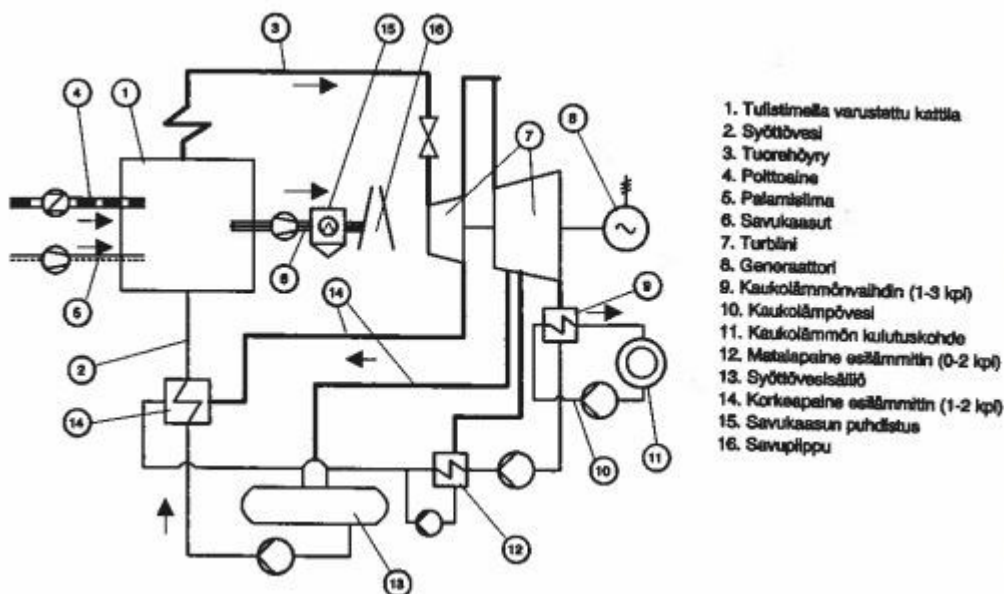
## 2.2 Kaukolämpövoimalaitos

Polttoaineen käyttöä pystytään tehostamaan, jos lauhduttimessa vapautuvalle lämmölle löydetään käyttöä. Yksi mahdollisuus on hyödyntää vapautuva lämpö kaukolämmön tuotantoon. Turbiinin jälkeinen höyry lauhdutetaan kaukolämmönsiirtimessä, jossa vallitsee tarvittavasta lämpötilasta riippuva vastapaine. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 13)

Kaukolämpövoimala tuottaa sähköä sivutuotteena ja voimalaitosta käytetään yleensä lämmöntarpeen mukaan. Tämä merkitsee sitä, että sähköä tuotetaan pääasiassa talvella. Tämä sopii hyvin yhteen sähkön kulutusvaiheiden kanssa, sillä myös sähköntarpeen kulutushuiput osuvat talvikuukausiin sähkön valaistus- ja lämmityskäytön vuoksi. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 14)

Tavallisesti teollisuusprosessissa tarvitaan eripaineisia lämmityshöyryjä. Siksi voidaan höyryä ottaa myös turbiinin väliotosta. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 15) Kuvassa 2 on yleinen periaatekaavio kaukolämpövoimalaitokselle.





Kuva 2 Kaukolämpövoimalaitoksen periaatekaavio. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 13)

### 2.3 Kiertopetikattila CFB

CFB on lyhenne sanoista Circulating Fluidized Bed.

Palamisreaktiot tapahtuvat pääosin paksussa, ilmvirran leijuttamassa hiekkapatjassa, jonka suuri termien kapasiteetti stabiloi palotapahtumaa. kattilat ovat joko leijupetikattiloita tai kiertopetikattiloita. (Lähde, 2020)

CFB- kattiloissa käytetään suurempia kaasun virtausnopeuksia tulipesässä, jolloin merkittävä osa petimateriaalipartikkeleista kulkeutuu kaasujen mukana ulos tulipesästä. Suurin osa näistä partikkeleista palautetaan tulipesään erillisen partikkelierotimen avulla, jolloin muodostuu ulkoinen kierto. (Lähde, 2020)

Ulkoisen kierron ansiosta lämmönsiirto tulipesän alueella tehostuu, ja samalla tulipesän lämpötilaprofiili tasoittuu. (Lähde, 2020)

### 2.4 Kattilalaitoksen säädöt ja automaatio

Luonnonkierrolla ja pakkokierrolla toimivien kattiloiden pääsäätopiirit ovat seuraavat:

- Tuorehöyryn paineensäätö polttoainevirtaa säätämällä.
- Tuorehöyryn lämpötilan säätö ruiskuttamalla vettä.

- kattilaan syötetyn veden säätö
- Kattilaan syötetyn palamisilman säätö
- Tulipesän savukaasupuolen paineen säätö.

(Huhtinen, M. ym., 1997, s. 243–244)

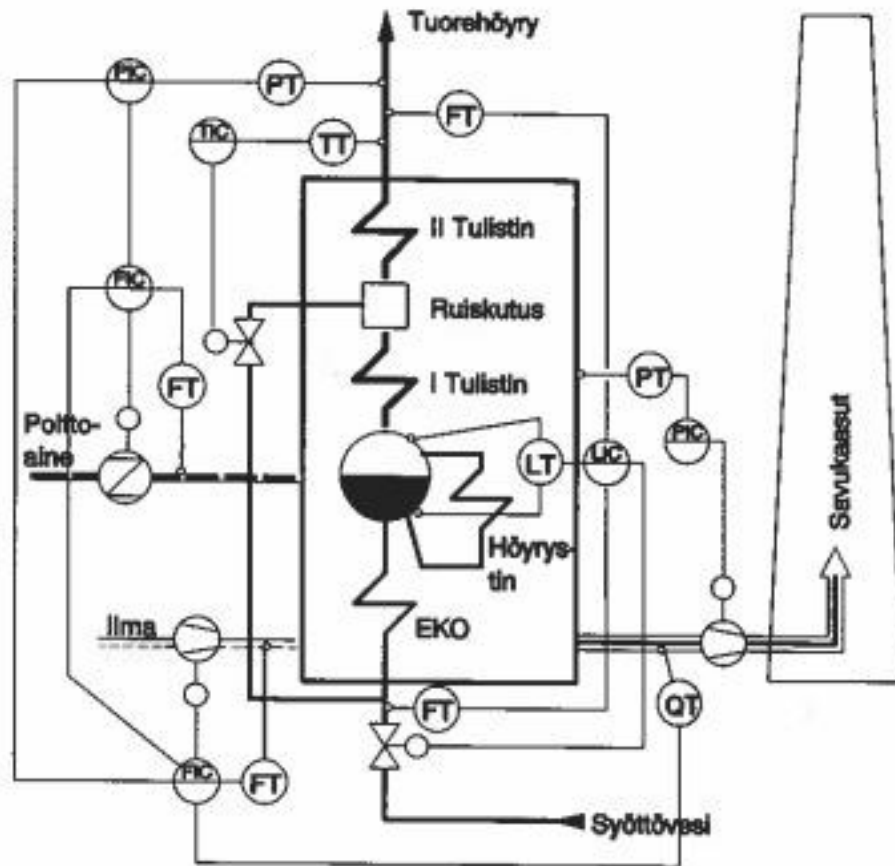
Koska työssä käsitellään syöttövesi pumppujen sähkökäyttöä, tarkastellaan säätöjä ja muuttujia, jotka vaikuttavat vesipiiriin.

Lieriökattiloiden syöttövesimäärän säädöllä pyritään pitämään lieriön pinnankorkeus vakiona. kuormanvaihteluista johtuvien kattilaveden tiheydenmuutoksien aiheuttamien lieriön vesipinnan heilahtelujen vuoksi pinnankorkeus ei yksin riitä säätökriteeriksi. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 250)

Esimerkiksi höyrynkulutuksen äkkiä lisääntyessä höyrynpaine laskee, jolloin osa vedestä höyrystyy kattilassa nopeasti ja höyrykuplien osuus kasvaa, minkä seurauksena lieriön vesipinta pyrkii nousemaan. Jos syöttöveden määrää säädettäisiin pelkästään pinnankorkeuden mukaan, tässä tilanteessa vesimäärää säädettäisiin väärään suuntaan. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 250–251)

Mitä pienempi lieriön tilavuus on suhteessa koko kattilan syöttövesimäärään, sitä herkempi vesipinta on häiriöille. Jos vesipinta joutuu ala- tai ylärajaansa, seuraa yleensä hälytys tai lukitus. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 251)

Syöttövesimäärän säätäminen venttiilillä kuristamalla on nopeaa mutta epätaloudellista. Toisaalta pumpun kierroslukusäätö on taloudellista mutta hidasta. Tämän vuoksi käytetään yleensä yhdistettyä säätöä, jossa vesimäärää säädetään venttiilillä, mutta venttiilin painehäviö pidetään vakiona syöttövesipumpun kierroslukua muuttamalla. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 251)



Kuva 3 Luonnonkierokattilan pääsäätöpiirit. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 243)

Yleisimmät mittapisteet:

- Lieriössä pinnankorkeus
- Massavirta pumpun jälkeen
- Paine säätöventtiilin molemmin puolin
- Massavirta tulistimien jälkeen

## 2.5 Syöttövesipumput

Syöttövesipumpun tehtävä on syöttää vettä kattilaan. Voimalaitosprosessin muihin pumppuihin verrattuna syöttövesipumpulta yleensä vaaditaan rakenteellisesti eniten. Niiden pitää pystyä tuottamaan suuria paineita, joskus jopa 300 baariin asti. Lisäksi niiden tulee kestää suhteellisen korkeita lämpötiloja (100–200 °C). (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 208)

Rakenteeltaan syöttövesipumput ovat monivaiheisia sarjapumppuja. Pumppu imee veden syöttövesisäiliössä olevan imuyhteen kautta ensimmäiseen juoksupyörään, joka antaa pumpattavalle nesteelle kehänsä tangentin suuntaisen nopeuskomponentin ja neste saa keskipakovoiman vaikutuksesta tietyn painelisän. Monivaiheisessa sarjapumpussa neste kulkeutuu johtosiipien kautta seuraavaan juoksupyörään jne., kunnes se tulee ulos viimeisen juoksupyörän paineaukosta. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 208)

Sarjapumppu varustetaan hydraulisella tasapainotuslaitteella, koska imu- ja painepuolen välisen paine-eron takia siihen kohdistuu suuria aksiaalivoimia. Vuotovesi, joka kulkee tasapainotuslaitteen kautta, ohjataan takaisin syöttövesisäiliöön tai pumpun imupuolelle. On erittäin tärkeää, että vuotovesihana on auki käynnin aikana, koska muuten pumppu leikkautuu varmasti kiinni. Lisäksi pumppuun kuuluu minimivirtausventtiili, jonka kautta kierretään pumppuun ns. minimivirtaus, joka estää pumpun ylikuumenemisen sen ottaman tehon muuttuessa lämmöksi esim., kun pumpun painepuoli on kiinni. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 208–209)

## 2.6 Syöttöveden esilämmitys

Syöttöveden esilämmitin eli ekonomaiseri lämmittää syöttövettä ennen kattilaa. Ekonomaiselit voidaan jakaa toimintatapansa puolesta kahteen ryhmään höyrystämättömiin ja höyrystyviin.

Höyrystämättömissä ekonomaisereissa poistuvan syöttöveden lämpötila tulee olla noin 20 °C kiehumispistettä alhaisempi, ettei kuormitusvaihteluiden aiheuttamaa kiehumisvaaraa esiintyisi missään olosuhteissa. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 194)

## 3 VENTTIILIT

### 3.1 Yleisiä määritelmiä

Venttiilien toiminnallinen tarkoitus voidaan luokitella esimerkiksi:

Tavanomainen sulkutehtävä prosessi- tai verkosto-osan erottamiseksi järjestelmästä. (Pulli, 2016, s. 141–142)

- Pikasulku-/avaustehtävä
- Säätohtävä

Venttiilin sisäinen ominaiskäyrä määritellään siten, että paine-ero venttiilin yli pysyy vakiona. Tällöin virtaama venttiilin yli noudattaa kaavaa: (Pulli, 2016, s. 142)

$$Q = C_v * \Delta p^{0,5}$$

Jossa

Q = Virtaama

C<sub>v</sub> = Venttiilin kapasiteettikerroin, joka on funktio venttiilin avautumisasteesta ja venttiilin tyypistä.

Δp = paine-ero venttiilin yli.

Sisäinen ominaiskäyrä ei kuitenkaan vastaa asennetun venttiilin ominaiskäyrää, jossa paine-ero ei säily vakiona, vaan muuttuu venttiiliin kytkettyjen putkistojen virtaamasta riippuvien painehäviöiden vuoksi. (Pulli, 2016, s. 142)

Venttiiliin liittyvien putkistojen virtaamasta riippuvista painehäviöistä johtuen paine-ero venttiilin yli on käyttöolosuhteissa harvoin vakio. Jos järjestelmässä on lisäksi keskipakopumppuja, muuttuu järjestelmän paine pumpun virtaamasta riippuvan nostokorkeuden muutoksia vastaavasti. Myös järjestelmän dynaaminen käyttäytyminen paineaaltoilu/paineiskut vaikuttavat säätöventtiilin toimintaan. (Pulli, 2016, s. 144)

Venttiilien valinta riippuu useista eri muuttujista, mutta yleisenä ja suuntaa antavana periaatteena käytetään venttiilien ominaiskäyrän luonnetta.

Erilaisia ominaiskäyrätyyppejä:

### Pikasulkuominaisuus

- Käytetään toistuvissa on-off-tehtävissä
- Prosesseissa, joissa tarvitaan hetkellisesti paljon vettä.

### Lineaarinen ominaiskäyrä

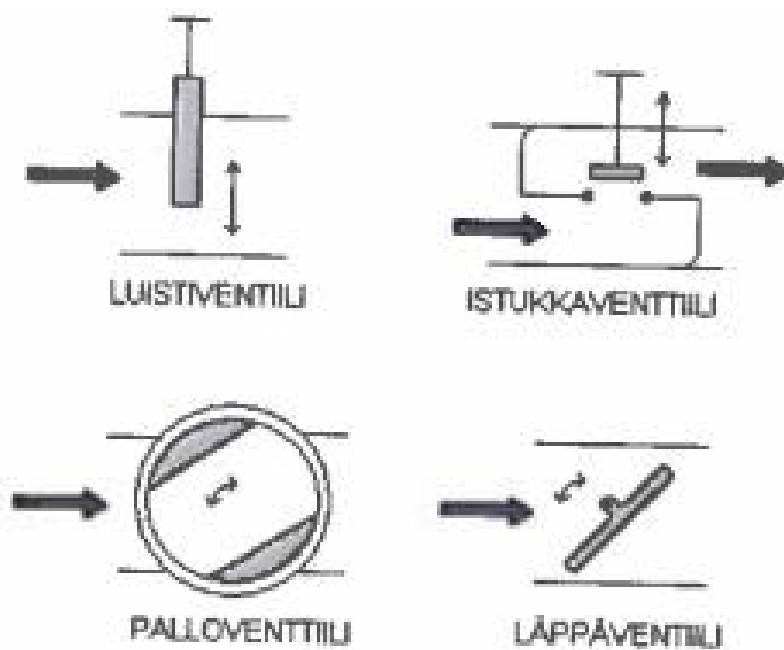
- Tilanteissa, joissa paine-ero voidaan suhteellisen vakioksi.
- Pintasäädöissä ja virtaamasäädöissä

### Tasaprosenttinen ominaiskäyrä

- Prosesseissa, joissa on odotettavissa suuria muutoksia painehäviöiden suhteen.
- Paineensäätöjärjestelmissä.

(Pulli, 2016, s. 146)

## 3.2 Yleiset venttiilityypit



Kuva 4 Yleiset venttiilityypit. (Pulli, 2016, s. 147)

### 3.2.1 Läppäventtiili

Toiminnallisen suunnittelun kannalta tärkeimmät päätyypit ovat: (Pulli, 2016, s. 147)

- Keskeisesti laakeroitu läppäventtiili.
- Epäkeskeisesti laakeroitu läppäventtiili.

Pinta-alojen ja läppään kohdistuvan paine-eron perusteella voidaan todeta, että läppään kohdistuu selvä sulkumomentti. Tämän momentin ansiosta läpän ja käyttölaitteen välillä on aina selvä samansuuntainen momenttiyhteys, jolloin läppälevyn dynaaminen värähtely on estetty. (Pulli, 2016, s. 147)

Käytettäessä epäkeskeistä läppäventtiiliä säätöventtiilinä, on suositeltavaa asentaa venttiili siten, että akseli on ylävirtapuolella, jolloin momentti ei koskaan ole kriittisen arvon lähellä, jolloin vältetään läppävärähtelyn riskiä. (Pulli, 2016, s. 150)

Läppäventtiiliin kuten myös palloventtiiliin kohdistuu lisäksi ns. dynaaminen virtauksesta aiheutuva momentti, joka pyrkii sulkemaan venttiiliä. Dynaaminen momentti on käytännössä merkityksetön pienillä venttiilidimensioilla, mutta suuremmilla nimellisuuruuksilla sen vaikutus on huomioitava käyttölaitteen mitoituksessa. Dynaamisen momentin suuruus riippuu kaavasta. (Pulli, 2016, s. 151)

$$M = C(h) * D^3 * \Delta p$$

Jossa

$C(h)$  = avautumisasennosta riippuvasta kertoimesta

$D$  = Nimelliskoon kuutiosta

$\Delta p$  = Paine-erosta venttiilin yli

### 3.2.2 Luistiventtiili

Luistiventtiileitä voidaan jaotella usealla kriteerillä, esimerkiksi:

- Sulkuelimen tiivistystavan mukaan.
- Luistin muodon mukaan.
- Rungon muodon mukaan.

Jaottelutavasta riippumatta luistiventtiili ns. pikasulkuventtiilinä on ensisijaisesti sulkuventtiili eikä säätöventtiili. Rakenteesta riippuen luistiventtiilin soveltuvuus eri väliaineille on vaihteleva. Rakenne, jossa luistin alla on sakkapesä ei suositella laskeutuvaa kiintoainetta sisältävän nesteen putkijärjestelmään vaan suositellaan suorapesäistä kumiluistiventtiiliä tai vastaavaa rakennetta. (Pulli, 2016, s. 151)

### 3.2.3 Palloventtiili

Palloventtiili on rakenteellisesti varsin yksinkertainen ja periaatteeltaan virtausteknisesti edullinen. Virtausreitti on avoin venttiilin ollessa täysin auki-asennossa, minkä vuoksi venttiili soveltuu erittäin hyvin virtausaineille, joissa on paljon kiintoaineita ja tukkeutumisriskiä lisääviä aineksia. (Pulli, 2016, s. 152)

Rakenteensa vuoksi venttiilin ulkomitat ovat nimelliskokoon nähden suurehkot, mikä merkitsee suurempaa rakennemateriaalimäärää ja johtuvaa verrattain kallista venttiilivaihtoehtoa. Pallon vaatima tarkka työstö on myös kustannuksia lisäävä seikka. (Pulli, 2016, s. 152)

Palloventtiiliin kohdistuu ns. dynaaminen virtauksesta aiheutuva momentti, joka on huomioitava etenkin suurilla venttiileillä. (Pulli, 2016, s. 152)

### 3.2.4 Istukkaventtiili

Istukkaventtiileitä käytetään ensisijaisesti pieniin putkikokoihin ja mekaanisesti puhaille vesille. Istukkaventtiilin painehäviökerroin on rakenteesta johtuen verrattain suuri. Venttiilityyppi soveltuu pienissä nimelliskoissa hyvin suurille paineille ja on tällaisissa sovellutuksissa hyvä säätöventtiili. (Pulli, 2016, s. 152–153)



## 4 PUMPPUTEKNIikka

### 4.1 Yleistä pumpuista

Toimintaperiaatteen mukaan nesteiden siirtoon käytettävät pumput voidaan ryhmitellä kahteen pääryhmään.

- Syrjäytuspumppeihin
- Dynaamisiin pumppuihin, joita ovat
  - Keskipakopumput
  - Aksiaalipumput

Syrjäytuspumput sopivat käytettäväksi silloin kun nestevirrat ovat pienet ja nostokorkeudet suuret. Syrjäytuspumppuja käytetään voimalaitoksella esimerkiksi kemikaalien annostelupumppuina, koska syrjäytuspumpulla päästään tarkkaan määränsäätöön. Myös poltto- ja voiteluainejärjestelmissä käytettävät pumput ovat usein syrjäytuspumppuja. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 134)

Syrjäytuspumput toimivat siten, että syrjäytyselin syrjäyttää pesässä olevan nesteen paineenalaisen poistoputkeen. Tilavuusvirta  $Q$  säilyy lähes vakiona nostokorkeudesta  $H$  riippumatta. Syrjäytuspumppuja ovat: mäntäpumput, kalvopumput, siipipumput, ruuvipumput, letkupumput ja hammaspyöräpumput. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 134)

Koska syrjäytuspumpun tuottama tilavuusvirta on lähes riippumaton vastapaineesta, soveltuvat pumput hyvin sovellutuksiin, joissa nestevirran määrää halutaan pitää vakiona vastapaineesta riippumatta. Pumput on hyvä varustaa painepuolelta imupuolelle nestettä päästävällä ylivirtausventtiilillä, koska pumppujen akselin tiivisteet saattavat rikkoontua, jos pumput käyvät suljettua venttiiliä vasten. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 134–135)

Aksiaalipumppujen käyttöalueena ovat suuret nestevirrat ja pienet nostokorkeudet. Voimalaitosprosessissa jäähdytuspumput ovat usein aksiaalipumppuja. Näiden kahden pumpputyypin välialueelle sijoittuvat keskipakopumput. Jos yhdellä keskipakopumpulla ei saada aikaan riittävää paineen tuottoa, käytetään monipyöräisiä keskipakopumppuja, joissa nesteen painetta nostetaan useassa sarjaan kytketyssä

juoksupyörässä. kattilan syöttövesipumput ovat monipyöräisiä keskipakopumppuja. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 134)

Valtaosa nesteiden siirrosta tapahtuu keskipakopumpuilla. Keskipakopumput sopivat mitä moninaisimpiin käyttökohteisiin. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 135)

#### 4.2 Pumppujen peruskaavat

Tärkeimmät pumppuihin liittyvät suureet ovat:

- Tilavuusvirta  $Q$  (m<sup>3</sup>/s)
- Nostokorkeus  $H$  (m)
- Tehon tarve  $P$  (W)
- Hyötysuhde  $\eta$

Näiden keskinäinen riippuvuus toisistaan esitetään pumpun ominaiskäyrästönä.

Tilavuusvirralla tarkoitetaan nestetilavuutta, jonka pumppu siirtää tietyssä ajassa.

Pumpulla halutaan siirtää tietty nestemäinen tilavuusvirta paikasta toiseen.

Nostokorkeudella tarkoitetaan pumpun nesteelle aiheuttamaa korkeusaseman lisäystä, johon sisältyy sekä imu- että painekorkeus. Käytännössä nostokorkeudella tarkoitetaan pumpun nesteelle aiheuttamaa paineen lisäystä. Paine-eron ja nostokorkeuden selviää seuraavasta yhtälöstä. Paine-eron yksikkö on Pascal Pa. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 137)

$$\Delta p = \rho g H$$

Mitattaessa pumpun nostokorkeutta esimerkiksi valmistajatehtaalla suoritettavassa koeajossa, saadaan  $H$  seuraavasta lausekkeesta: (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 138)

$$H = \left( \frac{[p_p - p_i]}{\rho g} \right) + h + \left( \frac{[v_p^2 - v_i^2]}{2g} \right)$$

Missä

$p_p$  = Painepuolen painemittarin lukema

$p_i$  = Imupuolen painemittarin lukema

$h$  = Imu- ja painepuolen painemittareiden välinen korkeusero

$v_p$  = Nesteen nopeus painepuolen paineen mittauskohdassa

$v_i$  = Nopeus imupuolen paineen mittauskohdassa

Tehontarve on teho, jonka pumppu ottaa käyttävältä koneelta. Siinä ei ole mukana ja mahdollisten käyttölaitteiden tehohäviöitä. Jos pumppu toimisi ideaalisesti, tehontarve voitaisiin laskea yhtälöstä:

$$P_{teor} = \rho g H Q$$

Käytännössä pumpun tehontarve ( $P_{tod}$ ) on suurempi kuin esitetyn kaavan mukaan laskettu teoreettinen teho. Pumpussa tapahtuvat häviöt otetaan huomioon hyötysuhteen avulla. Hyötysuhde on laskettavissa edellisistä suureista: (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 138–139)

$$\eta = \frac{P_{teor}}{P_{tod}} = \frac{\rho g H Q}{P_{tod}}$$

#### 4.3 Pumpun ominaiskäyrästöt

Säätämällä pumpun nestevirtaa nolosta suurimpaan arvoonsa voidaan määrittää useita suoritusarvoja muuttumattomalla pyörimisnopeudella. Ne esitetään tavallisesti  $Q$ ,  $H$ -koordinaatistossa, johon piirretään  $H = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$  ja  $P = f(Q)$  -käyrät. Näistä käyristä käytetään nimitystä ominaiskäyrät. Käyrät perustuvat valmistajan suorittamiin koeajoihin ja ovat yleensä useiden pumppuyksilöiden antamien mittaustulosten keskiarvoja. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 139)

#### 4.4 Pumpun valinta

Pumpun valinnan lähtökohtana ovat vesimäärä, jonka putkistossa halutaan virtaavan, ja pumpun nostokorkeus eli paine-ero, joka pumpulla tuotetaan virtauksen aikaansaamiseksi. Kuvassa 124 esitetään, kuinka pumpun valinta tapahtuu laitevalmistajan laatimien pumppujen ominaiskäyrästöjen avulla. Ensin esitetään nestevirran ja tarvittavan nostokorkeuden avulla kaikista tarjolla olevista pumpuista parhaiten soveltuva. Tämän jälkeen siirrytään valitun pumpun ominaiskäyrästöön, jonka perusteella voidaan valita joko parhaiten kyseiseen tapaukseen soveltuva juoksupyörän halkaisuja tai usein myös kierrosluku. Ominaiskäyrästöstä nähdään myös pumpun tehontarve. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 140)

#### 4.4.1 Nostokorkeus

Pumpun nostokorkeudella tarkoitetaan pumpulla tuotettavaksi tarvittavaa paine-eroa muutettuna vastaavan paineen aiheuttamaksi vesipatsaaksi. Kaavamuodossa pumpulla tuotetun paine-eron ja nostokorkeuden välinen yhteys on: (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 204)

$$\Delta p = \rho g H$$

Missä

$\Delta p$	= Pumpun tuottama paine-ero
$\rho$	= veden tiheys
$g$	= maan vetovoiman kiihtyvyys
$H$	= nostokorkeus

#### 4.4.2 Pumpun ottama teho

Pumpun tehontarve  $P$  riippuu nostokorkeudesta  $H$ , tilavuusvirrasta  $Q$ , pumpun hyötysuhteesta ja nesteen tiheydestä. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 205–206)

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

Missä

$\rho$	= pumpattavan nesteen tiheys ( $\text{kg/m}^3$ )
$g$	= putoamisliikkeen kiihtyvyys ( $\text{m/s}^2$ )
$Q$	= tilavuusvirta ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$H$	= nostokorkeus (m)
$\eta$	= pumpun hyötysuhde (%)

#### 4.5 Pumppujen säätö

Pumppu valitaan sen mukaan, mikä on tarvittava maksiminestevirta ja minkälainen paine tarvitaan nestevirran siirtämiseen putkistossa. Usein pumpun tuottamaa

nestevirtaa on voitava säätää pienemmäksi. Kuvassa 126 on esitetty, kuinka putkisto- virtaukset ja pumpulla tuotettava paine muuttuvat putkistossa virtaavan ainemäärän pienenessä. Pumpulla tuotettava paine koostuu kuvan mukaisesti staattisesta paineesta ja dynaamisesta paineesta. Virtauksen säätäminen eli virtaavan ainemäärän pienentäminen voidaan tehdä joko sulkemalla pumpun jälkeistä venttiiliä eli kuristamalla virtausta tai muuttamalla pumpun pyörimisnopeutta. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 140–141)

#### 4.5.1 Pumpun kuristussäätö

Yksinkertaisin pumpun säätötapa on kuristussäätö. Paineputken säätöventtiilillä kuristetaan, jolloin putkivastus kasvaa lisäten nostokorkeutta ja pienentäen tilavuusvirtaa Pumpun toimintapiste siirtyy ominaiskäyrää pitkin. Kuristussäätö ei ole taloudellinen säätötapa, sillä pumpulla joudutaan tuottamaan paljon suurempi paine kuin putkistossa nesteen siirtämiseen tarvittaisiin. Pumpun tuottama korkea paine lasketaan putkiston vaatimaan paineeseen kuristusventtiilissä, jossa kuristamiseen käytetty energia muuttuu lämmöksi. Lisäksi venttiili kuluu nopeasti suurten virtausnopeuksien takia. On myös huomattava, ettei koskaan saa kuristaa imuputken venttiilillä, koska se saattaa pienentää pumpun tulopainetta niin paljon, että pumpu saattaa kavitoida. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 141–142)

#### 4.5.2 Pumpun kierrosnopeussäätö

Pumpun toiminta-arvojen muuttuminen kierroslukua muuttaessa saadaan yleensä selville laitevalmistajan laatimista ominaiskäyrästä. Jos laitevalmistajan laatimaa käyrästä ei ole käytössä, voidaan kierrosluvun vaikutusta pumpun suoritusarvoihin arvioida affiniteettisääntöjen avulla. Niiden mukaan pumpun tilavuusvirta muuttuu suoraan verrannollisena pumpun kierroslukuun, nostokorkeus muuttuu vastaavasti verrannollisena kierrosluvun toiseen potenssiin ja tehon tarve vastaavasti verrannollisena kierrosluvun kolmanteen potenssiin. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 142)

#### 4.6 Pumppujen kytkennät

Nesteen kulutuksen kasvaessa niin paljon, että pumppu käy riittämättömäksi, voidaan pumppaustehoa lisätä erilaisin keinoin. Varsin tavallista on uuden pumpun asentaminen entisen rinnalle. Yksinkertaisimmassa tapauksessa kahdella samanlaisella pumpulla on yhteinen imujohto ja yhteinen painejohto, jolloin molempien pumppujen voitettavana on yhtä suuri häviökorkeus. Pumput toimivat silloin yhdessä kuin yksi pumppu, jonka tilavuusvirta jokaisella nostokorkeudella on kaksinkertainen. Yhteisominaiskäyrä tulee samalla loivemmaksi, joten pieni muutos tilavuusvirrassa ei aiheuta suurta muutosta nostokorkeudessa. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 142–143)

Kahden samanlaisen pumpun rinnankäytössä ei saada kaksinkertaista nestevirtaa. Toisen pumpun antama lisä on sitä pienempi, mitä suurempi dynaamisen nostokorkeuden osuus on koko nostokorkeudesta. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 142–143)

Sarjaan kytketyillä pumpuilla saadaan yhteenlaskettu nostokorkeus. Jos nostokorkeus on niin suuri, ettei siihen päästä yhdellä pumpulla, voidaan nostokorkeutta lisätä kytkemällä kaksi pumppua sarjaan. Yhteisominaiskäyrä tulee samalla jyrkemmäksi, joten pieni muutos tuotossa aiheuttaa suuren muutoksen nostokorkeudessa. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 142–143)

#### 4.7 Kavitaatio ja NPSH

Kavitaatiolla tarkoitetaan ilmiötä, jossa nesteen paine alenee höyrystymispaineeseen ja syntyy höyrykuplia. Siirtyessään virtauksen mukana korkeampaan paineeseen höyrykuplat puristuvat äkillisesti kokoon ja räjähtävät aiheuttaen voimakkaita iskuja pumpun siivistöön. Pumppujen tyypillinen kavitaatiokohta on siiven tuloreuna. Pumpun NPSH-luku ( $NPSH_{\text{pumppu}}$ ) ilmoittaa, millainen imupaine pumpulla vähintään on oltava, jottei kavitaatiota olisi. Laitevalmistajat ilmoittavat pumpun tarvitseman imupaineen esimerkiksi ominaiskäyrästä. Putkistojärjestelyllä ja pumpun sijoituksella vaikutetaan pumpun imuaukossa vallitsevaan NPSH-arvoon ( $NPSH_{\text{putkisto}}$ ). Laskennallisesti se voidaan määrittää käytettävissä olevalle putkistolle seuraavasti: (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 206)

$$NPSH_{putkisto} = \frac{p_i}{\rho g} - \frac{p_h}{\rho g} - H_s - H_i$$

Missä

$NPSH_{putkisto}$  = systeemissä käytettävissä oleva NPSH

$p_i$  = imusäiliössä pinnan yläpuolella vallitseva absoluuttinen paine

$p_h$  = pumpattavan nesteen höyrystymispaine pumppauslämpötilassa

$\rho$  = pumpattavan nesteen tiheys pumppauslämpötilassa

$g$  = putoamisliikkeen kiihtyvyys

$H_s$  = staattinen tulokorkeus

$H_i$  = virtaushäviöt tulopuolen putkistossa

Jotta kavitaatiota ei esiintyisi, on putkistosuunnittelulla varmistettava, että pumpun imupaine on suurempi kuin pumpun tarvitsema imupaine. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 206)

#### 4.8 Affiniteettilait

Affiniteetisääntöjen mukaan pumpun tilavuusvirta muuttuu suoraan verrannollisena pumpun kierroslukuun, nostokorkeus muuttuu vastaavasti verrannollisena kierrosluvun toiseen potenssiin ja tehon tarve vastaavasti verrannollisena kierrosluvun kolmannen potenssiin. (Huhtinen, M. ym., 2008, s. 142)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

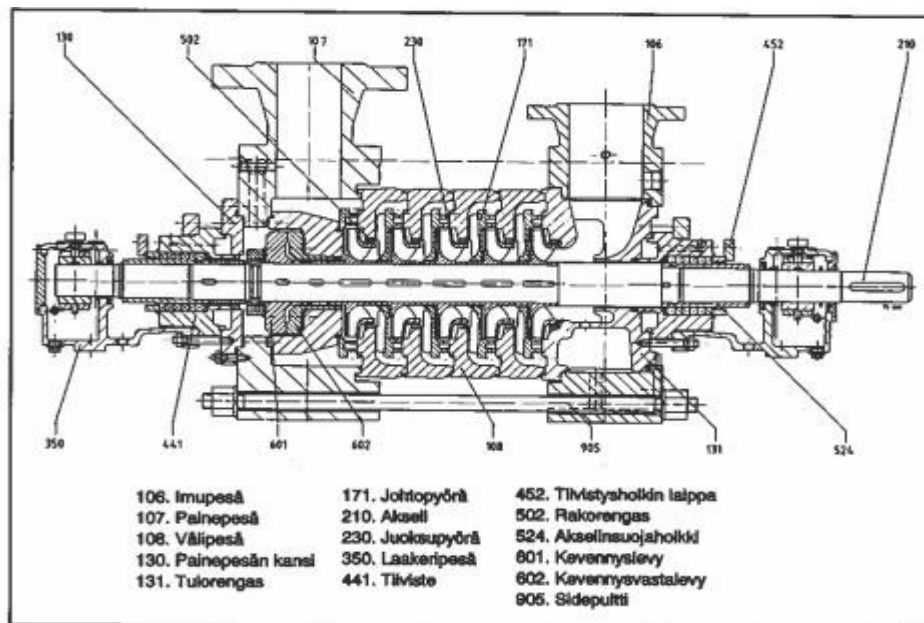
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

## 5 PUMPUT JA MITTAUKSET

### 5.1 Pumput yleisesti

Porin Prosessivoiman käyttämät syöttövesipumput CFB-kattilalle koostuu kolmesta syöttövesipumpusta, joista kaksi on sähköllä toimivia ja yksi on diesel varapumppu. Työssä tarkastellaan sähköllä toimivien pumppujen sähkönsäästöpotentiaaleja. Diesel-pumppu on KSB Oy:n valmistama HGC 2/12 pumppu ja pääpumput ovat molemmat KSB Oy:n valmistamat HGC 5/6 monivaihesarjapumppuja. Pumput on tilattu vuonna 2007 ja otettu käyttöön vuonna 2009. Pumppujen päätehtävä on luoda riittävä paine järjestelmään ja syöttää tarvittava määrä syöttövettä kattilalle. Paineita ja massavirtaa säädelään kahdella eri tavalla, nopealla ja hitaalla. Nopeampi tapa on lisätä painehäviötä putkistossa kuristamalla venttiileitä ja hitaampi tapa on säätää pumpun kierrosnopeutta.



Kuva 5 Monivaiheinen sarjapumppu. (Huhtinen, M. ym., 1997, s. 209)

Pumppuja käytetään vuorotellen yksi kerrallaan ja pumpuilta vaadittu tuotto riippuu täysin tuorehöyryn kysynnästä, joka osittain selittää eron pumppujen keskikulutuksessa. Kysyntään vaikuttaa kaukolämmön tarve ja teollisuusalueen kulutus. Kaukolämmöntarve on luonnollisesti suurempi kylmempinä aikoina. Pumppujen mekaaninen kunto vaikuttaa myös hyötysuhteeseen.



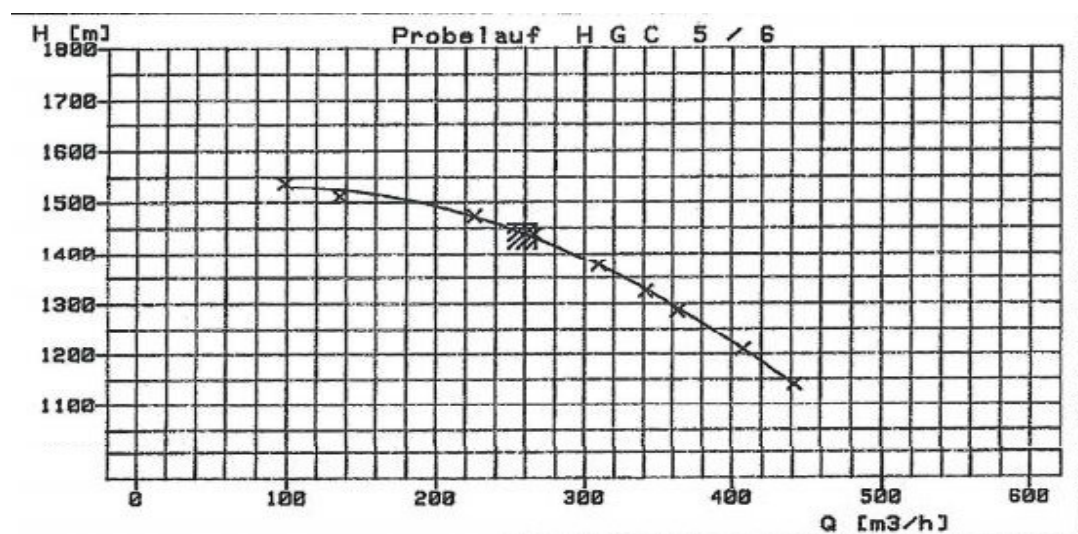


Kuva 6 Voimalaitoksella oleva pumppu.

## 5.2 Mittaukset ja mitoitusarvot

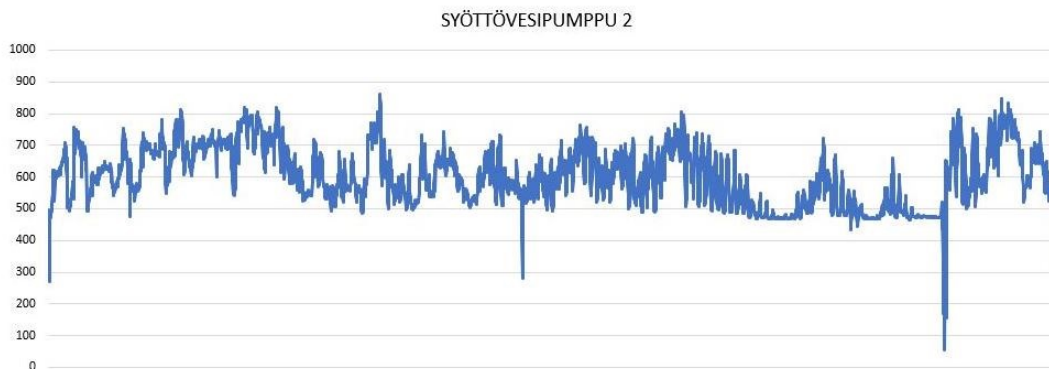
Pumput on mitoitettu kattilalle asetettujen minimi -ja maksimi arvojen perusteella, jotka ovat tuotehöyrylle 67,2–28 kg/s johon lisätään ruiskutusveden osuus väliotosta 22kg/s.

Pumppujen käytön seuraamiseen ja dokumentointiin käytettiin Porin Prosessivoima Oy:n sisäistä seurantajärjestelmää, dokumentoitu data muunnettiin Excel-formaattiin, jonka jälkeen taulukkolaskentaohjelmassa suoritettiin laskut ja taulukointi. Tarkasteluajavälinä käytettiin 1.1.2019-31.12.2019.



Kuva 7 Kuvankaappaus liitteestä 2: pumpunvalmistajan tuottokäyrästä.

Mitoituspisteet pumpuille ovat  $Q\ 363,7\text{m}^3/\text{h}$  ja  $H\ 1378\text{ m}$  akseliteho on  $1366\text{kW}$ . Pumpun hyötysuhde on  $79,6\ %$  ja pyörimisnopeus noin.  $3290\ 1/\text{min}$ . Pumppujen läpi virtaava syöttövesi on noin.  $136^\circ\text{C}$ , jonka tiheys on  $929,4\ \text{kg}/\text{m}^3$ . Kattilalle suoraan virtaavan syöttöveden lisäksi pumpuilla voidaan pumpata noin  $22\ \text{kg}/\text{s}$  reduktioasemalle.



Kuva 8 Syöttövesipumpun 2 kulutus profiili mittausajalta.

Kuvasta nähdään, että kulutus ei ole tasaista johtuen pumppujen roolista kokonaisprosessissa. Vettä syötetään järjestelmään tuorehöyryn ja kaukolämmön kulutuksien mukaan. Keskikulutusta voidaan kuitenkin käyttää eräänlaisena tarkistuspisteenä laskuja tehtäessä.

1.1.2019 – 31.12.2019 Aikaväliltä kerätty kulutustieto pumpuille 1 ja 2 jossa:

Pumppua 2 käytettiin: 3811 h mitattu nostokorkeus 1052 ja tilavuusvirta  $49,1\ \text{l}/\text{s}$ .

Pumppua 1 käytettiin 2068 h mitattu nostokorkeus 1038 ja tilavuusvirta  $43,6\ \text{l}/\text{s}$ .

Pumpattavan nesteen tilavuusvirta kattilalle vaihteli mittauksissa myös hyvin voimakkaasti välillä  $40\text{--}50\ \text{l}/\text{s}$ . Tilavuusvirralle saadaan kuitenkin laskettua mittausaikavälille keskiarvo  $47,26$  litraa sekunnissa. Mittauksista myös saadaan selville, että syöttöveden säätöventtiilillä alennetaan painetta noin.  $8\ \text{bar}$ . Keskipakopumppujen hyötysuhde laskee noin  $10\ %$  tuotannon ollessa mitatussa keskiarvoissa.

Taulukko 1 Mittauksissa selvitetty pumppukohtainen keskivirtaama ja nostokorkeus.

Pumppu 1	Pumppu 2
$43,6\ \text{l}/\text{s}$	$49,1\ \text{l}/\text{s}$
$1038\ \text{m}$	$1052\ \text{m}$

Verrattaessa mitoitusarvoihin pumpun keskimääräinen tuotto ja kulutus ovat jo valmiiksi hyvin matalalla, jolloin tuoton alentaminen alentaisi energiatehokkuutta ennestään. Pumpun tuotannon pysyvyyden lisääminen saattaisi alentaa kulutusta jonkin verran.

### 5.2.1 Laskut

Nostokorkeuksista voidaan laskea pumpun tuottama paineenkorotus soveltamalla pumppauksen nostokorkeuden kaavaa, jossa kerrotaan nostokorkeus putoamiskiihtyvyyden ja pumpattavan nesteen tiheyden kanssa. Pumpattava neste on 136 asteista syöttövetä, jonka tiheys on  $929,4 \text{ kg/m}^3$ .

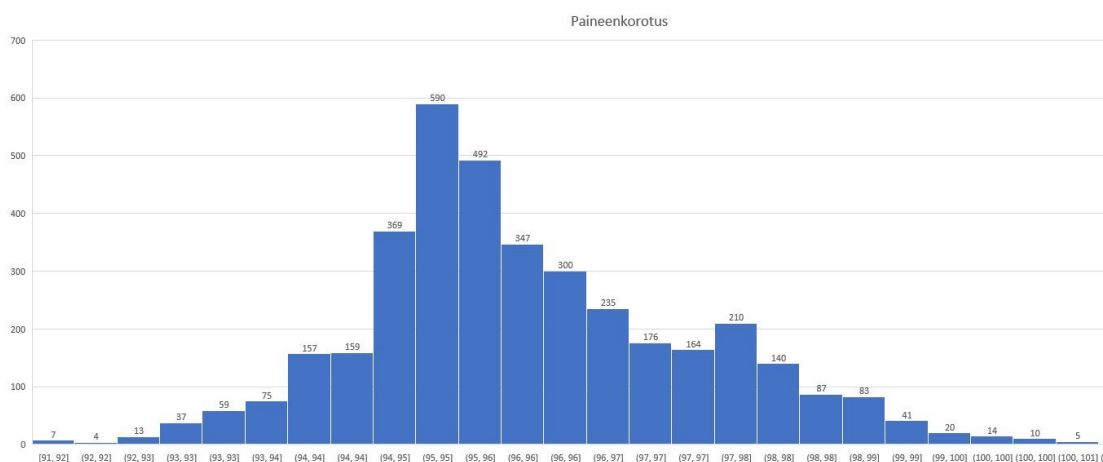
Pumpulle 1

$$929,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 1038\text{m} = 94,6\text{bar}$$

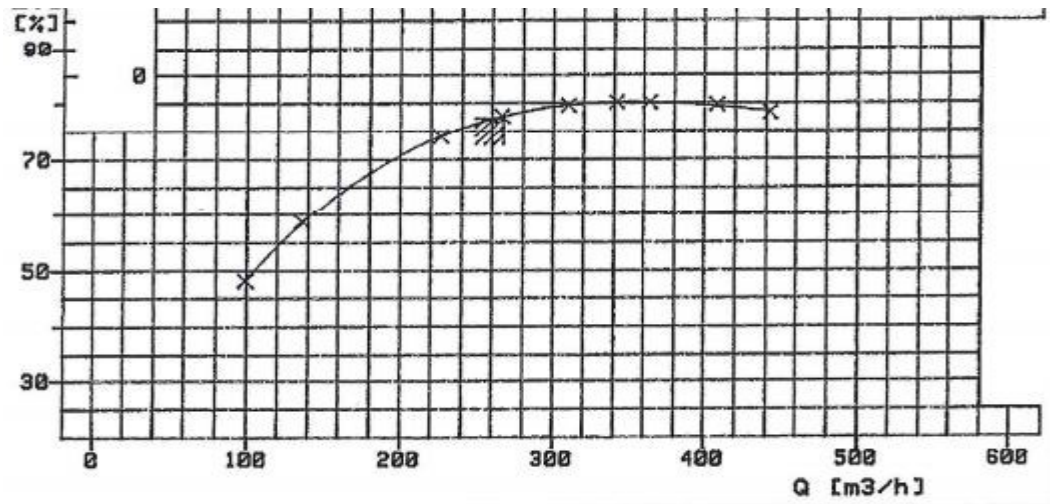
Ja pumpulle 2

$$929,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 1052\text{m} = 96\text{bar}$$

Seuraavaksi pumpulta otettiin pysyvyydkäyrä tuotetusta paineenkorotuksesta. Paineenkorotusta on kuvattu jakamalla paineenkorotuksen arvot ajan suhteen paineenkorotusalueisiin. Kuvaajasta huomataan että 90 % paineenkorotuksesta sijoittuu välille 94-99bar. Keskiarvo paineenkorotukselle on 95,74 bar.



Kuva 9 Pumpun paineenkorotuksen pysyvyyden kuvaaja.



Kuva 10 Kuvankaappaus liitteestä 2: pumpunvalmistajan tuottokäyrästä.

Kuviosta nähdään pumpun hyötysuhteen muutos tilavuusvirran funktiona pyörimisnopeudelle 3290 1/min.

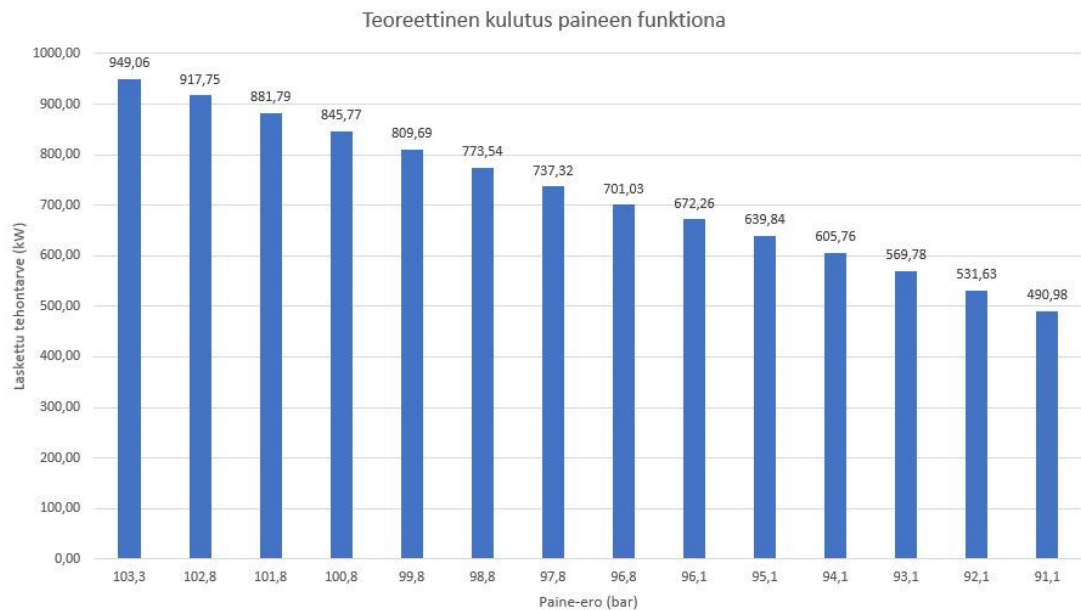
### 5.2.2 Pumppaus ilman väliottoa

#### **OPERATING DATA (Tapping closed)**

Operating point	Dimension	A1 (100 %)	A2 (72,9 %)	A3 (41,9 %)
Operating temperature	°C	136	136	136
Density	kg/m <sup>3</sup>	929.4	929.4	929.4
Pressure in inlet vessel	bar a	3.223	3.223	3.223
NPSH available	m	26	27.3	28.3
NPSH required at Qs **)	bar	2.37	2.48	2.57
	m	5.3	4.215	3.5
Pressure at suction nozzle	bar g	4.6	4.7	4.8
Mass flow rate at disch.	kg/s	67.2	49	28
Capacity	m <sup>3</sup> /h	260.3	189.8	108.4
Overall head	m	1134	1062	1001
	bar	103.3	96.8	91.1
Pump discharge pressure	bar g	107.9	101.5	95.9
Efficiency *)	%	78.7	72.8	66.0
Total input power	kW	947	702	490
Pump speed	1/min	~ 2938	~ 2769	~ 2639

Kuva 11 Kuvankaappaus liitteestä 1/4 pumpunvalmistajan antamista mitoituspisteistä.

Seuraavaksi verrataan mitattua paineen korotusta valmistajan antamiin mitoituspisteisiin, josta nähdään, että pumppauksesta mitatuilla keskiarvoilla päästään mitoituspisteiden A2 ja A3 väliin.



Kuva 12 Laskettu tehontarve paineen funktiona havainnollistettuna.

Taulukosta nähdään, että hyötysuhteen laskusta riippumatta laskennallinen tehontarve vähenee noin 35kW baaria kohden. Toinen suuri muuttuja hyötysuhteen lisäksi on tilavuusvirta, joka arvossaan 100,8 t/h vastaa kattilan minimi tuorehöyryvirtausta.

Pumppaustehon laskentakaavaa hyödyntäen pumpulle 2 voidaan laskea paineelle 96,1bar ja tilavuusvirralle 163,8 hyötysuhteella 70 % tehontarve 672,26kW. Pumppua 2 on käytetty vuonna 2019 3811 tuntia, jolloin keskiarvolla laskettu vuotuinen kulutus on 2561,98 MWh. Ajamalla pumppua sama aika minimivirtaaman vaatimalla paineella vuosittainen kulutus olisi 1871,1MWh. Alentamalla tuotetun paine-eron keskiarvo 1 baarin verran kulutus olisi 2438,4MWh.

Pumppu 1 on identtinen laite pumppuun 2 nähden, joten voidaan todeta, että aiemmin lasketut teoreettiset arvot pätevät myös pumppuun 1. Pumpulle 1 saadaan laskettua tehontarve käyttämällä paine-eroa 95,1bar ja virtaamaa 151,2 m<sup>3</sup>/h, jolloin tehontarpeeksi saadaan 639,84kW. Pumppua 1 on käytetty 2068 h vuonna 2019, jolloin keskiarvolla laskettu vuotuinen kulutus olisi 1323,2MWh, minimivirtaaman paineella 1015,3MWh ja 1 bar alemmalla kulutuksella 1252,7MWh.

Käytetään tarkastelussa energian hintana 10 €/MWh, täten pumppauksen vuosittaiset energiankustannukset molempien pumppujen lasketulle kokonaiskulutukselle

3885,18MWh on 38 851,79 €. Pumppujen paine-eroa laskiessa yhden baarin säästö energiakustannuksissa 1 940,31 € vuodessa. Minimi virtaaman paineella ajettaessa säästökäsi saadaan 9 987,20 € vuodessa. Pumppujen käydessä mitoitusteholla 1040kW sama aika vuosittainen tehontarve olisi 6114,16 MWh.

Taulukko 2 laskettu tehontarve pumpun nostokorkeuden mukaan.

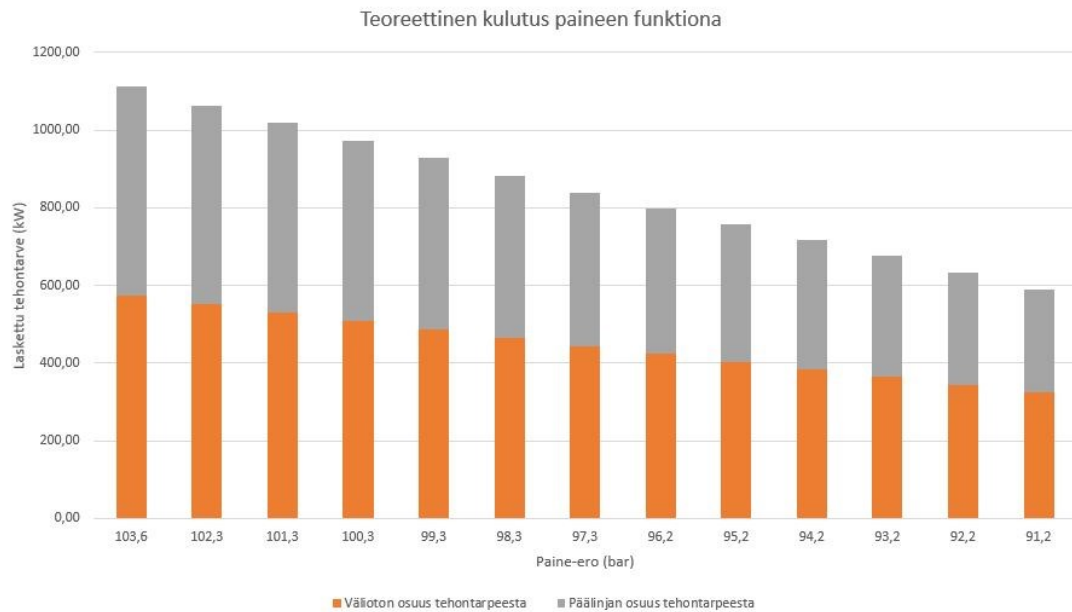
Q (t/h)	H (m)	P (kW)	Hyöt. %
242	1133	949	78,7 %
233	1128	918	77,9 %
223	1117	882	77,0 %
214	1106	846	76,2 %
204	1095	810	75,3 %
195	1084	774	74,5 %
186	1073	737	73,6 %
176	1062	701	72,8 %
164	1054	672	70,0 %
151	1043	640	67,2 %
139	1032	606	64,4 %
126	1021	570	61,5 %
113	1010	532	58,7 %
101	999	491	55,9 %

### 5.2.3 Pumppaus välioton kanssa

## OPERATING DATA IN CASE OF TAPPING

Operating point	Dimension	A1 (100 %)		A2 (72.9 %)		A3 (41.9 %)	
		1. - 3.	4. - 6.	1. - 3.	4. - 6.	1. - 3.	4. - 6.
Stages							
Flow rate	m <sup>3</sup> /h	363.7	266.8	291.2	194.4	208.0	111.1
Discharge head	m	510	1137	485	1068	469	1001
	bar	46.4	103.6	44.2	97.3	42.7	91.2
Tapping pressure	barg	50.8		48.7		47.3	
Total disch. pressure	barg		108.1		101.8		95.9
Shut-off pressure	barg	65.1	126.8	58.0	112.3	52.0	100.0
Efficiency *)	%	81.6	78.8	80.7	72.6	76.0	56.3
Power	kW	589	528	455	386	333	260
Total power	kW		1117		841		593
Total efficiency	%		80.2		76.7		66.1

Kuva 13 Kuvankaappaus liitteestä 1/3 pumpunvalmistajan antamista mitoituspisteistä välioton kanssa.



Kuva 14 Laskettu tehontarve paineen funktiona välioton kanssa havainnollistettuna.

Pumpun käyttö välioton ollessa toimittajan ilmoittamassa asetusarvossa n. 90T/h. Taulukosta nähdään, että hyötysuhteen laskusta riippumatta laskennallinen tehontarve vähenee noin 44kW baaria kohden. Toinen suuri muuttuja hyötysuhteen lisäksi on tilavuusvirta kattilalle, joka arvossaan 103,3 t/h on hieman kattilan minimi tuorehöyryvirtausta hieman suurempi.

Pumppaustehon laskentakaavaa hyödyntäen voidaan pumpulle 2 laskea paineelle 96,1bar ja tilavuusvirralle 167,8 + 90 t/h hyötysuhteilla 79,9 % ja 69,9 % yhteenlaskettu tehontarve 797,73kW. Pumppua 2 on käytetty vuonna 2019 3811 tuntia, jolloin keskiarvolla laskettu vuotuinen kulutus olisi 3040,16 MWh. Ajamalla pumppua sama aika minimivirtaaman vaatimalla paineella vuosittainen kulutus olisi 2250,3 MWh. Alentamalla tuotetun paine-eron keskiarvo 1 baarin verran kulutus olisi 2892,77 MWh.

Pumppu 1 on identtinen laite pumppuun 2 nähden, joten voidaan todeta, että aiemmin lasketut teoreettiset arvot pätevät myös pumppuun 1. Pumpulle 1 saadaan tehontarve käyttämällä paine-eroa 95,1bar ja virtaamaa 154,9 + 90 t/h, jolloin yhteenlasketuksi tehontarpeeksi saadaan 758,22kW. Pumppua 1 on käytetty 2068 h vuonna 2019, jolloin keskiarvolla laskettu vuotuinen kulutus olisi 1568 MWh, minimivirtaaman paineella 1221,1 MWh ja 1 bar alemmalla kulutuksella 1486,1 MWh.

Käytetään tarkastelussa energian hintana 10 €/MWh, täten pumppauksen vuosittaiset energiankustannukset molempien pumppujen lasketulle kokonaiskulutukselle 4608,16 MWh on 46 081,56 €. Pumppujen paine-eroa laskiessa yhden baarin säästö energia-kustannuksissa 2 293,03 € vuodessa. Minimi virtaaman paineella ajettaessa säästöksi saadaan 11 367,54 € vuodessa. Pumppujen käydessä välioton kanssa mitoitusteholla 1117kW sama aika vuosittainen tehontarve olisi 6566,83 MWh.

Taulukko 3 Laskettu tehontarve nostokorkeuden mukaan välioton kanssa.

Q (t/h)	H (m)	P (kW)	Hyöt. %
248	1136	1112	78,8 %
237	1122	1064	77,8 %
226	1111	1018	76,7 %
214	1100	973	75,7 %
203	1089	928	74,7 %
192	1078	883	73,6 %
181	1067	838	72,6 %
168	1055	799	69,9 %
155	1044	759	67,2 %
142	1033	719	64,5 %
129	1022	677	61,7 %
116	1011	634	59,0 %
103	1000	590	56,3 %



#### 5.2.4 Pumppaus virtauksen pysyessä stabiilina

Työssä suoritettiin pumppaukselle teoreettiset tehot pumppauspainetta alentaessa mitatusta keskivirtaamasta 49,1 l/s ja keskipaineesta 96bar 10bar verran. Laskuissa käytetty hyötysuhde on 70 % ja pumppujen käyttötunnit vuodessa 5879 h. Taulukossa dP on pumpulla tuotettu paineenkorotus, P on laskettu teoreettinen tehontarve paineen arvolla ja MW/a on pumppaukseen vaadittava MW määrän alenema vuotuisella pumppaus ajalla. Taulukosta 4 nähdään että vuotuinen säästö on alennettua bar kohden sähkön hinnan ollessa 10 €/MWh on 412 €.

Taulukko 4 Pumppaus virtauksen pysyessä stabiilina.

dP (bar)	P (KW)	MW/a
96	673,3714	0
95	666,3571	41,23699
94	659,3429	82,47397
93	652,3286	123,711
92	645,3143	164,9479
91	638,3	206,1849
90	631,2857	247,4219
89	624,2714	288,6589
88	617,2571	329,8959
87	610,2429	371,1329
86	603,2286	412,3699

#### 5.2.5 Lieriön ajoarvot ja syöttöveden esilämmittimen historialliset ajolämpötilat

Selvitetään tässä osiossa veden höyrystymislämpötiloja eri paineen arvoissa ja verrataan niitä syöttöveden esilämmittimeltä saatuihin mittausarvoihin. Mittausdatasta saadaan selville, että lieriötä on ajettu mittausaikavälillä paineen ollessa väliltä 86bar – 78bar. Paine syöttöveden esilämmittimen jälkeen on noin 2bar suurempi kuin lieriön, jolloin kiehumispisteet tulee hakea paineille 88bar - 80bar.

Taulukko 5 Veden höyrystymispisteet ja suurimmat mitatut lämpötilat lieriön ajopaineissa.

Veden höyrystymispiste paineella			Suurin mitattu lämpötila ekon jälkeen lieriön paineella			
Bar	Celsius		Bar	Celsius		
88	301,75		86	273		
87	300,9		85	279,6		
86	300,1		84	283		
85	299,3		83	279		
84	298,43		82	270,8		
83	297,6		81	266,94		
82	296,75		80	266,33		
81	295,9		79	259,71		
80	295		78	252,79		

## 5.2.6 Syöttöveden esilämmitin

180

**VEDEN HÖYRYNPAINE, KITKAKERTOIMIA**

Veden höyrinpaine kyllästystilassa  $p_{vs}$  ja höyrystymislämpö  $r$  lämpötilan funktiona.

$t$ °C	$p_{vs}$ kPa	$t$ °C	$p_{vs}$ kPa	$t$ °C	$p_{vs}$ bar	$r$ kJ/kg
-30	0,038	16	1,82	0	0,0061	2500
-25	0,063	17	1,94	20	0,0234	2453
-20	0,103	18	2,06	40	0,0738	2406
-15	0,165	19	2,20	60	0,1993	2359
-10	0,27	20	2,34	80	0,474	2308
-8	0,31	21	2,49	100	1,013	2256
-6	0,37	22	2,64	120	1,985	2200
-4	0,44	23	2,81	140	3,61	2140
-2	0,52	24	2,99	160	6,18	2080
0	0,61	25	3,17	180	10,02	2020
+2	0,71	26	3,36	200	15,54	1940
+4	0,81	27	3,57	220	23,2	1860
+6	0,94	28	3,78	240	33,4	1770
+8	1,07	29	4,00	260	46,9	1660
+10	1,23	30	4,25	280	64,1	1540
11	1,31	32	4,76	300	85,8	1400
12	1,40	34	5,32	320	112,8	1240
13	1,50	36	5,95	340	145,9	1030
14	1,60	38	6,63	360	186,6	720
15	1,71	40	7,38	374,98	220,55	0

Kuva 15 Veden höyrystymislämpötiloja kyllästystilassa. (Mäkelä, 2000, s. 180)

Ekonomaisissa vallitsevan paineen ollessa 90 bar, veden kiehumispiste on 304 celsius astetta. (Keskinen, 2015, s. 51–52) Aiemmin aiheeseen liittyvässä kappaleessa on todettu, että höyrystymättömältä esilämmittimeltä poistuvan syöttöveden tulee olla 20 astetta kiehumispisteen alapuolella kuormanmuutoksien varalta.

## 6 YHTEENVETO

Pumppujen paineen alennuksella on mittava vaikutus pumpun tehontarpeeseen. Kuristussäädön aiheuttaman painehäviön alentaminen 1 bar verran mittausaikaväliltä saatuun keskiarvoon nähden tarkoittaisi vuotuista 195MWh - 230MWh energian säästöä pumpuilta. Minimi tuoton paineilla ajettuna vuosittainen energian säästöpotentiaali verrattuna keskiarvo tuottoon on 1000MWh -1140MWh.

Pumppu on mitoitettu hyvälle hyötysuhteelle mitoitusarvoissaan. Ajettaessa pumppua pienemmillä tehoilla, kun 700kW alkaa hyötysuhde pudota 70 % alapuolelle, siirtyen kauemmas mitoitusarvojen hyötysuhteesta.

On huomioitavaa, että pumpulla tuotetun paine-eron laskemisen ohessa laskee myös pumpun läpi kulkeva massavirta ja pumpun hyötysuhde. Syöttöveden säätöventtiilin aiheuttamaa kuristusta alentamalla alentuu venttiilin avauskapasiteetti, jolloin venttiilillä on vähemmän avaamisvaraa.

Pumpun käyntiarvot riippuvat kuitenkin täysin kattilan tehon mukaan, jolla tuotetaan höyryä lähiteollisuudelle ja kaukolämpöverkon lämmittämiseen. Tämä tarkoittaa, että pumppua ei realistisesti voi ajaa jatkuvasti minimi tai maksimi tehoilla, vaan pumpusta tulee säätää tarpeen mukaan.

Esilämmittimeltä poistuvan syöttöveden kiehumispiste 90 bar paineessa on 304 celsius astetta, jolloin syöttöveden ei tulisi ylittää 284 celsius asteen rajaa ja paine ei saisi alittaa 90 bar painetta.

## LÄHTEET

Huhtinen, M., Kettunen, A., Nurminen, P. & Pakkanen, H. (1997). Höyrykattilatekniikka. 2. tarkistettu painos. Helsinki: Edita

Keskinen, K. I. (2015). Taulukoita ja piirroksia kemian laitetekniikkaan: Tables and drawings for chemical engineering. Otatieto.

Lähde, P. (6.1.2020). Höyrykattilatekniikka [luentomateriaali]. SAMK Moodle. <http://moodle.samk.fi/>

Mäkelä, M. (2000). Tekniikan kaavasto: Matematiikan, fysiikan ja lujuusopin peruskaavoja sekä SI-järjestelmä. Tammertekniikka.

Opetushallitus, Huhtinen, M., Korhonen, R., Pimiä, T. & Urpalainen, S. (2008). Voimalaitostekniikka. Opetushallitus.

Pulli, M. (2016). Virtaustekniikka: Vedensiirtojärjestelmien toiminnallinen suunnittelu nykyaikaisin menetelmin (2. uusittu painos.). Tammertekniikka.

### **Kuvat:**

Kuva 1 Höyrykattilaan liittyvät ainevirrat. Huhtinen, M., Kettunen, A., Nurminen, P. & Pakkanen, H. 1997. Höyrykattilatekniikka. sivu 8. Viitattu 8.4.2021

Kuva 2 Kaukolämpövoimalaitoksen periaatekaavio. Huhtinen, M., Kettunen, A., Nurminen, P. & Pakkanen, H. 1997. Höyrykattilatekniikka. sivu 13. Viitattu 8.4.2021

Kuva 3 Luonnonkierokattilan pääsätöpiirit. Huhtinen, M., Kettunen, A., Nurminen, P. & Pakkanen, H. 1997. Höyrykattilatekniikka. Sivu 243. Viitattu 8.4.2021

Kuva 4 Yleiset venttiilityypit. Pulli, M. (2016). Virtaustekniikka: Vedensiirtojärjestelmien toiminnallinen suunnittelu nykyaikaisin menetelmin. sivu 147. Viitattu 8.4.2021

Kuva 5 Monivaiheinen sarjapumppu. Huhtinen, M., Kettunen, A., Nurminen, P. & Pakkanen, H. 1997. Höyrykattilatekniikka. sivu 209. Viitattu 8.4.2021

Kuva 6 Voimalaitoksella oleva pumppu 6.10.2020. Kuva: Lauri Nenonen

Kuva 7 Kuvankaappaus liitteestä 2: pumpunvalmistajan tuottokäyrästä.

Kuva 8 Syöttövesipumpun kulutus profiili mittausajalta 15.3.2021. Kuva: Lauri Nennen

Kuva 9 Pumpun paineenkorotuksen pysyvyyden kuvaaja 15.3.2021. Kuva: Lauri Nennen

Kuva 10 Kuvankaappaus liitteestä 2: pumpunvalmistajan tuottokäyrästä.

Kuva 11 Kuvankaappaus liitteestä 1/4 pumpunvalmistajan antamista mitoituspisteistä.

Kuva 12 Laskettu tehontarve paineen funktiona havainnollistettuna 15.3.2021. Kuva: Lauri Nennen

Kuva 13 Kuvankaappaus liitteestä 1/3 pumpunvalmistajan antamista mitoituspisteistä välioton kanssa.

Kuva 14 Laskettu tehontarve paineen funktiona välioton kanssa havainnollistettuna. 15.3.2021 Kuva: Lauri Nennen

Kuva 15 Veden höyrystymislämpötiloja kyllästystilassa. Mäkelä, M. (2000). Tekniikan kaavasto: Matematiikan, fysiikan ja lujuusopin peruskaavoja sekä SI-järjestelmä. sivu 180. Viitattu 8.4.2021

#### **Taulukot:**

Taulukko 1 Mitatut keskiarvot pumppujen tuotolle. Taulukko: Lauri Nennen

Taulukko 2 Lasketut tehontarpeet pumppujen nostokorkeuden mukaan. Taulukko: Lauri Nennen

Taulukko 3 Lasketut tehontarpeet pumppujen nostokorkeuden mukaan välioton kanssa. Taulukko: Lauri Nennen

Taulukko 4 Pumppaus virtauksen pysyessä stabiilina.

Taulukko 5 Veden höyrystymispisteet ja suurimmat mitatut lämpötilat lieriön ajopaineessa.

#### **Liitteet:**

Liite 1 Korhonen, M. (11.8.2020). KSB Finland Oy edustaja Mika Korhosen sähköposti Lauri Nenoselle.

Liite 2 Korhonen, M. (11.8.2020). KSB Finland Oy edustaja Mika Korhosen sähköposti Lauri Nenoselle.

Syöttövesipumppujen mitoituspisteet eri kierrosnopeuksilla.



## 9 Liiteet

Inquiry No.		Page No.	1
Date	05.02.2007		
Customer	Metso Power Oy		
Code name	Porin Lämpövoima	Pump:	HGC 5/6
KSB reference No.	9071157125 01	P.O. No.	
Offer date	06.02.2007	Order No.	9971157125
Dept. / In charge	T253 Anne Peltonen/T124 GF	Works No.	9971157125 100/1 - 2
Item No.		Product No.	43450106177501915617

Pump size / Stages: HGC 5/6 Pump type: Horizontal ring-section pump Quantity: 2  
 Drive Motor with frequency converter

### OPERATING DATA ( tapping closed )

Application/Medium pumped: Boiler feed water  
 Conditioning AF Alkaline composition with salt-free water  
 pH value at 25°C >9.0 O2 contents mg/l <= 0.02

Operating point	Unit	Design by PED, Pressure criteria	
		Design point to ISO 9906 / 2	
Operating temperature	°C	136	136
Density	kg/m <sup>3</sup>	929.4	929.4
Pressure in inlet vessel	bar a	3.223	
NPSH available	m	23.3	
	bar	2.12	
NPSH required at Qs **)	m	8.3	
	bar	0.76	
Pressure at suction nozzle	bar g	4.3	
Mass flow rate at disch.	kg/s	68.9	
Capacity	m <sup>3</sup> /h	266.9	96.8
Overall head	m	1457	1566
	bar	132.8	142.7
Pump discharge pressure	bar g	137.1	
Efficiency *)	%	77.4	
Pump input power	kW	1269	
Pump speed	1/min	3290	3290

Direction of rotation clockwise as viewed from the driven end

### OPERATING DATA IN CASE OF TAPPING

Operating point	Dimension	Design point	
Stages		1. - 3.	4. - 6.
Flow rate	m <sup>3</sup> /h	363.7	266.9
Discharge head	m	628	1378
	bar	57.3	125.6
Tapping pressure	bar g	61.6	
Total disch. pressure	bar g		130.0
Shut-off pressure	bar g	75.7	148.1
Efficiency *)	%	81.7	77.4
Power	kW	723	643
Total power	kW		1366
Total efficiency	%		79.6

### ADDITIONAL DATA

Pump discharge pressure at Q = 0, cold water bar g 156 (+/- 3 %)



Inquiry No.		Page No. 2
Date	05.02.2007	
Customer	Metso Power Oy	
Code name	Porin Lämpövoima	Pump: HGC 5/8
KSB reference No.	9971157125-01	P.O. No.
Offer date	06.02.2007	Order No. 9971157125
Dept. / In charge	T253 Anne Peltonen/T124 GF	Works No. 9971157125 100/1 - 2
Item No.		Product No. 43450106177501915617

### OPERATING DATA (Tapping closed, Operating points 2 - 5)

Operating point	Dimension	Normal	Design by PED	Maximum flow	Overload point g (107%)
		<u>Guarantee point</u>	Flow criteria		
Operating temperature	°C	136	136	136	136
Density	kg/m <sup>3</sup>	929.4	929.4	929.4	929.4
Pressure in inlet vessel	bar a	3.223	3.223	3.223	3.223
NPSH available	m	23.3	22	21.1	22.7
	bar	2.12	2.0	1.92	2.07
NPSH required at Qs **)	m	7.9	9.6	10.6	8.6
	bar	0.72	0.87	0.96	0.78
Pressure at suction nozzle	barg	4.3	4.2	4.1	4.3
Mass flow rate at disch.	kg/s	68.9	79.2	86.1	73.8
Capacity	m <sup>3</sup> /h	266.9	306.8	334	285.8
Overall head	m	1214	1368	1261	1243
	bar	110.7	124.6	114.9	113.3
Pump discharge pressure	barg	115.0	128.9	119.0	117.6
Efficiency *)	%	78.7	79.97	81.2	78.5
Total input power	kW	1040	1327	1311	1129
Pump speed	1/min	~ 3036	~ 3259	~ 3192	~ 3097

Direction of rotation clockwise as viewed from the driven end

### OPERATING DATA IN CASE OF TAPPING

Operating point	Dimension	1. - 3.		4. - 6.		1. - 3.		4. - 6.	
		1. - 3.	4. - 6.	1. - 3.	4. - 6.	1. - 3.	4. - 6.	1. - 3.	4. - 6.
Stages									
Flow rate	m <sup>3</sup> /h	363.7	266.9	403.6	306.7	430.3	334	382.7	285.8
Discharge head	m	510	1137	577	1283	519	1173	520	1163
	bar	46.4	103.6	52.5	116.9	47.3	106.9	47.4	106.0
Tapping pressure	barg	50.8		56.8		51.4		51.7	
Total disch. pressure	barg		108.1		121.2		111.0		110.4
Shut-off pressure	barg	65.1	126.8	74.2	145.3	71.3	139.5	67.5	131.6
Efficiency *)	%	81.6	78.8	81.7	80.0	80.7	81.1	81.6	79.6
Power	kW	569	528	737	674	716	667	633	574
Total power	kW		1117		1411		1385		1207
Total efficiency	%		80.2		80.8		80.9		80.5

\*) Efficiency improvement acc. to Karassik

\*\*) without strainer loss



Inquiry No.		Page No.	3
Date	05.02.2007		
Customer	Metso Power Oy		
Code name	Porin Lämpövoima	Pump:	HGC 5/6
KSB reference No.	9971157125-01	P.O. No.	
Offer date	06.02.2007	Order No.	9971157125
Dept. / In charge	T253 Anne Pellonen/T124 GF	Works No.	9971157125 100/1 - 2
Item No.		Product No.	43450106177501915617

### OPERATING DATA (Tapping closed)

Operating point		A1 (100 %)	A2 (72,9 %)	A3 (41,9 %)	Overload point g (107 %)
	Dimension				
Operating temperature	°C	136	136	136	136
Density	kg/m <sup>3</sup>	929.4	929.4	929.4	929.4
Pressure in inlet vessel	bar a	3.223	3.223	3.223	3.223
NPSH available	m	23.3	25.3	27	25.6
	bar	2.12	2.3	2.4	2.333
NPSH required at Qs **)	m	7.9	5.6	4.2	5.767
	bar	0.72	0.51	0.38	0.5256
Pressure at suction nozzle	barg	4.3	4.5	4.6	4.556
Mass flow rate at disch.	kg/s	68.9	50.2	28.7	72
Capacity	m <sup>3</sup> /h	266.9	194.5	111.1	278.89
Overall head	m	1214	1126	1031.2	1158.5
	bar	110.7	102.6	94.0	105.59
Pump discharge pressure	barg	115.0	107.1	98.6	110.14
Efficiency *)	%	78.7	72.8	58.2	79.58
Total input power	kW	1040	762	515	1026.7
Pump speed	1/min	~ 3036	~ 2849	~ 2680	~ 2994

Direction of rotation clockwise as viewed from the driven end

### OPERATING DATA IN CASE OF TAPPING

Operating point	Dimension	1. - 3.		4. - 6.		1. - 3.		4. - 6.	
Stages									
Flow rate	m <sup>3</sup> /h	363.7	266.8	291.2	194.4	208.0	111.1		
Discharge head	m	510	1137	485	1068	469	1001		
	bar	46.4	103.6	44.2	97.3	42.7	91.2		
Tapping pressure	barg	50.8		48.7		47.3			
Total disch. pressure	barg		108.1		101.8		95.9		
Shut-off pressure	barg	65.1	126.8	58.0	112.3	52.0	100.0		
Efficiency *)	%	81.6	78.8	80.7	72.6	76.0	56.3		
Power	kW	589	528	455	386	333	260		
Total power	kW		1117		841		593		
Total efficiency	%		80.2		76.7		66.1		

\*) Efficiency improvement acc. to Karassik

\*\*) without strainer loss





Inquiry No.		Page No.	4
Date	05.02.2007		
Customer	Metso Power Oy		
Code name	Porin Lämpövoima	Pump:	HGC 5/6
KSB reference No.	9971157125-01	P.O. No.	
Offer date	06.02.2007	Order No.	9971157125
Dept. / In charge	T253 Anne Peltonen/T124 GF	Works No.	9971157125 100/1 - 2
Item No.		Product No.	43450106177501915617

### OPERATING DATA (Tapping closed)

Operating point	Dimension	A1 (100 %)	A2 (72,9 %)	A3 (41,9 %)
Operating temperature	°C	136	136	136
Density	kg/m <sup>3</sup>	929.4	929.4	929.4
Pressure in inlet vessel	bar a	3.223	3.223	3.223
NPSH available	m	26	27.3	28.3
	bar	2.37	2.48	2.57
NPSH required at Qs **)	m	5.3	4.215	3.5
	bar	0.48	0.38	0.32
Pressure at suction nozzle	bar g	4.6	4.7	4.8
Mass flow rate at disch.	kg/s	67.2	49	28
Capacity	m <sup>3</sup> /h	260.3	189.8	108.4
Overall head	m	1134	1062	1001
	bar	103.3	96.8	91.1
Pump discharge pressure	bar g	107.9	101.5	95.9
Efficiency *)	%	78.7	72.8	55.9
Total input power	kW	947	702	490
Pump speed	1/min	~ 2938	~ 2769	~ 2639

Direction of rotation clockwise as viewed from the driven end

\*) Efficiency improvement acc. to Karassik

\*\*) without strainer loss

Syöttövesipumppujen tuottokäyrät pyörimisnopeudella 3290 1/min.

