

AALTO-YLIOPISTO
Insinöörیتieteiden korkeakoulu
Energiatekniikan laitos



Johanna Mäki

Kaasukombivoimalaitoksen höyryprosessin tehonkorotusmahdollisuudet

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi diplomi-insinöörin
tutkintoa varten

Espoo, 12. elokuuta 2013

Työn valvoja: Professori Pekka Ahtila
Työn ohjaaja: Diplomi-insinööri Jyrki Hanioja

Tekijä Johanna Mäki

Työn nimi Kaasukombivoimalaitoksen höyryprosessin
tehonkorotusmahdollisuudet

Laitos Energiatekniikan laitos

Professuuri Energiatalous ja voimalaitostekniikka **Professuurikoodi** Ene-59

Työn valvoja Professori Pekka Ahtila

Työn ohjaaja / Työn tarkastaja Diplomi-insinööri Jyrki Hanioja

Päivämäärä 12.8.2013

Sivumäärä 56 + 11

Kieli Suomi

Tiivistelmä

Tämän diplomityön kohteena on Helsingin Energian Vuosaaren B-voimalaitos. Työssä tutkitaan ja mallinnetaan kaasukombivoimalaitoksen ja sen höyryprosessin toimintaa kaasuturbiinien tehonkorotuksen ja hyötysuhteen noston jälkeen.

Höyryprosessin on havaittu rajoittavan suurilla höyryvirtauksilla laitoksen ollessa 100 % kuormalla. Tämänkaltaiset rajoitustilanteet selvitetään laitoksen mittausdatan perusteella. Lisäksi selvitetään laskennan avulla, mitkä laitteet ja toiminta-arvot vaikuttavat höyryprosessin läpäisyyn.

Selvityksen perusteella höyryprosessin läpäisyn ja tehon nostamiseksi esitetään kaksi vaihtoehtoa: höyryturbiinin korkeapainesäätöventtiileiden uudelleen mitoitus tai kaukolämpöreduktion säätöventtiileiden uusiminen. Näille vaihtoehdoille lasketaan höyryprosessin lämpö- ja sähkötehon muutokset ylimäärähöyryn osalta. Investoinneille arvioidaan kustannukset, ja tietojen pohjalta laaditaan molempien vaihtoehtojen kannattavuustarkastelu.

Diplomityön tuloksena suositellaan ensisijaisesti kaukolämpöreduktion säätöventtiileiden uusimista, vaikka molempien vaihtoehtojen investoinnit kannattavat, jos erillistuotantolämmön ja sähkön hinta ovat korkealla.

Avainsanat kaasukombivoimalaitos, kaasuturbiini, höyryprosessi, höyryturbiini, tehonkorotus, kaukolämpö, reduktioajo

Author Johanna Mäki

Title of thesis Steam Process Power Increase Possibilities in Combined Cycle Power Plant

Department Department of Energy Technology

Professorship Energy Economics and Power Plant Engineering **Code of professorship** Ene-59

Thesis supervisor Professor Pekka Ahtila

Thesis advisor / Thesis examiner Master of Science (Tech.) Jyrki Hanioja

Date 12.8.2013

Number of pages 56 + 11

Language Finnish

Abstract

This thesis is made for Helsingin Energia Vuosaari B power plant. The purpose for this thesis is to study and model the combined cycle power plant and its steam process after power and efficiency increase of gas turbines.

It has been noted that steam process limits, when the steam flow is high while the power plant is at 100 % load. Situations like these are examined with help of measurement data. In addition, it is studied which equipment and operating values affect steam process limitation.

There are two options pointed out to solve the limitation problem and also to increase steam process power: re-dimensioning steam turbine high-pressure control valves or renewing district heat pressure reduction control valves. The changes of heat and power production are calculated for these possibilities for the share of excess steam. The costs of investments are estimated, and on the basis of all information viability calculations are made.

As a result of the calculations, it is primarily recommended to renew the district heat reduction valves. Although both possibilities are profitable if prices of separate heat production and electricity are high.

Keywords combined cycle power plant, gas turbine, steam process, steam turbine, power increase, district heat, pressure reduction (steam turbine bypass)

Alkusanat

Tämä diplomityö on tehty Helsingin Energian Vuosaaren B-voimalaitoksen höyryjärjestelmän kehittämistä varten.

Diplomityön valvojana on toiminut Aalto-yliopiston Energiatalouden ja voimalaitostekniikan professori Pekka Ahtila. Haluan kiittää häntä mielenkiinnostaan selvitystyötäni kohtaan ja hyvistä neuvoista. Työn on ohjannut Vuosaaren voimalaitospäällikkö, DI Jyrki Hanioja. Kiitän häntä lämpimästi panostuksesta työhöni, ammattitaitoisista neuvoista ja ennen kaikkea avartavista keskusteluista työn aiheen ja muutoinkin energiatekniikan tiimoilta. Lisäksi haluan kiittää yhdessä Jyrkiä ja esimiestäni DI Taneli Lampista loistavasta diplomityön aiheesta ja työurani edistämisestä Helsingin Energialla.

Niin Vuosaaren voimalaitoksilla kuin ylipäätään Helsingin Energialla saa aina apua ja ammattitaitoa, kun vain osaa kysyä. Haastattelujen muodossa diplomityöni edistämisestä tahdon kiittää Petteri Rasilaa, Ari Joonaa, Mirka Mäkelää, Jarmo Ivaskaa, Juha Vilppulaa, Timo Arposta sekä Jukka Itästä. Jukkaa haluan myös eritoten kiittää kannustuksesta ja hulvattomista kahvihetkistä. Lisäksi kiitän voimalaitoksen käyttöhenkilökuntaa panostuksesta koeajotilanteisiin mittausdatan keruun helpottamiseksi.

Tähän on nyt tultu ja aikamoista seikkailua ovat opiskeluvuodet olleet. Diplomityön oikoluvusta ja ainaisesta kannustuksesta sekä inspiraatiosta tahdon kiittää ystävääni Sanna Järvenpäättä. Koko opiskelutoveripiirini ansaitsee kiitoksen huikeista vuosista. Työn ja vapaa-ajan balanssin säilyttämisestä sekä tsemppaamisesta erityiskiitokset ystävälleni Lotalle. Lopuksi haluan kiittää perhettäni, ja eritoten äitiäni Liisaa, vilpittömästä tuesta ja turvasta pyrkimyksiini.

Se on siinä!

Helsingissä 12.8.2013

Johanna Mäki

Sisällysluettelo

TIIVISTELMÄ	2
ABSTRACT	3
ALKUSANAT	4
LYHENTEET	7
KIRJAINSYMBOLIT	8
1 JOHDANTO	9
1.1 TUTKIMUKSEN TAUSTA	9
1.2 TUTKIMUKSEN TAVOITTEET JA LAAJUUS	10
1.3 TYÖN RAKENNE JA SISÄLTÖ	11
2 VUOSAAREN B-VOIMALAITOKSEN ESITTELY	12
2.1 VOIMALAITOKSEN KONEISTO	12
2.2 PROSESSIN KUVAUS	14
3 AINEISTO JA TUTKIMUSMENETELMÄT	17
3.1 TUTKIMUKSEN AINEISTO	17
3.2 TUTKIMUSMENETELMÄT	18
3.2.1 Laskennan pääperiaatteet	18
3.2.2 Termodynaamiset laskentakaavat	18
3.2.2.1 Höyryturbiinin laskentakaavat	18
3.2.2.2 Virtauksen termodynamiikka	19
3.2.3 Investointien laskentamenetelmät	20
3.2.4 Muita huomioita	21
4 HÖYRYJÄRJESTELMÄN TOIMINTA JA RAJOITUKSET	22
4.1 LAITOKSEN NYKYISEN TOIMINNAN KUVAUS	22
4.1.1 Kaasuturbiinien toiminta	22
4.1.1.1 Kaasuturbiinin säätö	22
4.1.1.2 Ilmanpaineen vaikutus kaasuturbiinin sähkötehoon	23
4.1.2 Höyryprosessin toiminta	24
4.1.2.1 Höyryturbiinin takuuarvot ja -kokeet	24
4.1.2.2 Korkeapainehöyryn liukuvan paineen säätö	25
4.1.2.3 Päähöyrylinjojen painetasot	25
4.1.2.4 Höyryturbiinin korkeapainepikasulku- ja säätöventtiilit	28
4.1.2.5 Kaukolämmönvaihtimet	29
4.2 NYKYISEN PROSESSIN RAJOITTEET	31
4.3 KAASUTURBIINI 4 JATKOMODERNISOINNIN VAIKUTUS HÖYRYPROSESSIIN	33
4.3.1 Korkeapainehöyryn massavirta	33
4.3.2 Matalapainehöyryn massavirta	34
4.3.3 Kaasuturbiinien ikääntyminen	35
4.3.4 Ulkoilman lämpötila	36
5 HÖYRYPROSESSIN TEHONKOROTUSMAHDOLLISUUDET	37
5.1 HÖYRYTURBIININ TEHONKOROTUSMAHDOLLISUUDET	37
5.1.1 Kp-säätöventtiilin kertavastuksen ja läpäisyn laskenta	37

5.1.2 Höyryturbiinin modernisointi.....	38
5.1.2.1 Höyryturbiinin läpäisyyn vaikuttavat muutostyöt	38
5.1.2.2 Muutostöiden vaikutus höyryturbiinin ja laitoksen tehoihin.....	39
5.1.3 Höyryturbiinin muutostöiden kannattavuus	40
5.2 KAUKOLÄMPÖREDUKTIOAJO RAJOITUSHETKILLÄ	42
5.2.1 Reduktioventtiilien kehittymismahdollisuuksia	42
5.2.2 Reduktioajo laskenta	44
5.2.3 Reduktioajon kannattavuus	45
5.3 REDUKTIOAJON HYÖTY ALASSÄÄTÖTUNNEILLA	45
5.4 HERKKYYSANALYYSI	46
6 TULOSTEN TARKASTELU.....	48
6.1 TEKNISET TUNNUSLUVUT	48
6.2 TALOUDELLISET TUNNUSLUVUT.....	48
6.3 JOHTOPÄÄTÖKSET	51
6.4 JATKOTUTKIMUSEHDOTUKSET	51
7 YHTEENVETO	53
LÄHDELUETTELO	54
LIITTEET	57
LIITE A KP-SÄÄTÖVENTTIILIN KERTAVASTUKSEN JA LÄPÄISYN LASKENTA	57
LIITE C HÖYRYTURBIININ LASKENTA NYKYISELLÄ (2013) PROSESSILLA.....	59
LIITE D HÖYRYTURBIININ PROESSIN LASKENTA KT4 MODERNISOINNIN JÄLKEEN PARANNETULLA LÄPÄISYLLÄ	60
LIITE E HÖYRYPROESSIN LASKENTA KT4 MODERNISOINNIN JÄLKEEN REDUKTIOAJOLLA	61
LIITE F HÖYRYTURBIININ MUUTOSTÖIDEN KUSTANNUSVAIKUTUSTEN LASKENTA	62
LIITE G REDUKTION PARANNUSTEN KUSTANNUSVAIKUTUSTEN LASKENTA	65

Lyhenteet

Ht	Höryturbiini
IGV	Inlet Guide Vane, kaasuturbiinin säädettävä johtosiipivyöhyke
IRR	Internal Rate of Return, sisäinen korkokanta
K4	Vuosaaren lämmön talteenottokattila 4
K5	Vuosaaren lämmön talteenottokattila 5
KKS	Kraftwerk-Kennzeichensystem, Vuosaaren voimalaitoksilla käytetty laitteiston tunnusjärjestelmä
KLV-1	Väliottolämmönvaihdin 1
KLV-2	Väliottolämmönvaihdin 2
KLV-3	Reduktiolämmönvaihdin
Kp	Korkeapaine
Kt4	Vuosaaren kaasuturbiini 4
Kt5	Vuosaaren kaasuturbiini 5
LTO	Lämmön talteenottokattila
Mp	Matalapaine
NPV	Net Present Value, nettonykyarvo
OTC	Outlet Temperature Corrected, kaasuturbiinin savukaasun lähtölämpötilan korjauslaskenta
Vp	Välipaine
VuB	Vuosaaren voimalaitosten B tuotantoyksikkö

Kirjainsymbolit

h	ominaisentalpia	[kJ/kg]
\dot{m}	massavirta	[t/h]/[kg/s]
p	paine	[bar]
P	sähköteho	[MW]
Q	lämpöteho	[MW]
v	ominaistilavuus	[m ³ /kg]
w	virtausnopeus	[m/s]
ζ	höyryn virtausvastuskerroin	[-]
η_g	generaattorin häviöiden hyötysuhde	[-]
η_m	mekaanisten ja säteilyhäviöiden hyötysuhde	[-]
η_s	isentrooppinen hyötysuhde	[-]
ξ	mutkan, haaroituksen, venttiilin kertavastus	[-]
ρ	tiheys	[kg/m ³]

1 Johdanto

1.1 Tutkimuksen tausta

Voimalaitoksen elinkaari alkaa tarpeesta tuottaa lisää energiaa. Projektin vaiheet ennen varsinaista tuotannollista käyttöä ovat laitoksen suunnittelu, rakennus, asennus sekä käyttöönotto. Tuotantovaiheessa oleva peruskuormalaitos on energiateollisuuden kehityksen vuoksi jatkuvan parannusajattelun alla. Kehitykseen johtavat syyt voivat olla esimerkiksi taloudellisia, teknillisiä tai myös ympäristö- ja turvallisuusperusteisia. Uuden laitoksen rakentamisen lisäksi, monet yritykset tarjoavat vanhemmalle koneistolle päivityksiä muun muassa tehonkorotuksiin ja hyötysuhteen nostoon.

Tämän diplomityön kohteena on Helsingin Energian, vuonna 1997 valmistunut Vuosaaren B-voimalaitos (VuB). Voimalaitos on tyypiltään kaasukombivoimalaitos, jonka pääpolttoaine on maakaasu ja varapolttoaine on kevyt polttoöljy. Laitos tuottaa sähköä ja kaukolämpöä, ja on sekä teholtaan että kokonaishyötysuhteeltaan Helsingin Energian suurin voimalaitos. Laitoksen koneistoon kuuluu kaksi kaasuturbiinia, kaksi lämmön talteenottokattilaa ja höyryturbiini. Voimalaitos on kytketty Helsingin kaukolämmön pääverkkoon. Vuosaaren laitosalueella, kuvassa 1, sijaitsee lisäksi Vuosaaren A-voimalaitos, joka on aloittanut toimintansa vuonna 1991 ja on myös tyypiltään kaasukombivoimalaitos.



Kuva 1 Vuosaaren voimalaitosalue; Vuosaari B etuvasemmalla [1]

Vuosaaren B-voimalaitos on suunniteltu ja mitoitettu optimoiden kaasuturbiinien polttoaineesta saatu hyöty. Laitokselle valittiin Siemensin kaasuturbiinit, minkä jälkeen voimalaitoksen muut komponentit mitoitettiin vastaamaan kaasuturbiinien toiminta-arvoja. Kaasuturbiinien toimitussopimuksessa määritettiin takuuarvot kaasuturbiineille, joiden teho oli 159 MW mitoitukslämpötilassa, 0 °C. Projektin toteutusvaiheessa Siemens ehti kehittää V94.2-mallista kaasuturbiiniaan, ja kehitystyön tulos näkyi myös Vuosaaren voimalaitokselle tilatuissa kaasuturbiineissa. Laitokselle toimitettujen kaasuturbiinien sähköteho oli täten vastaanottokokeissa 165 MW. Höyryprosessin asennus toteutettiin kuitenkin kaasuturbiinien alkuperäisten, toimitussopimuksessa olevien mitoitusarvojen pohjalta.

Vuosaaren B-voimalaitoksen kaasuturbiinien perushuoltoja suoritetaan nykyään viiden vuoden välein. Koneiden modernisointi tuli ajankohtaiseksi, kun kaasuturbiinien elinikähuollot (100 000 ekvivalenttikäyttötuntia) lähestyivät. Siemens tarjosi kaasuturbiinin V94.2-tyypille suunniteltua Si3D-siipimodernisointipakettia, jonka avulla kaasuturbiinin sähkötehoa ja hyötysuhdetta kyettiin nostamaan. Ratkaisu oli sopiva Vuosaaren B-voimalaitokselle höyryprosessin ollessa rajoittava tekijä. Modernisointipakettiin kuului turbiinin uudentyyppiset virtausgeometriaalisesti parannetut siivet, joissa jäähdytystä oli tehostettu. Häviöiden vähentämiseksi turbiinin tiivisteitä parannettiin. Sekä siivissä että turbiinin sisäpesässä käytetty uusi, keraaminen pinnoite mahdollisti aiempaa korkeamman palamislämpötilan.

Vuonna 2009 kyseinen Si3D-paketti asennettiin Vuosaari B-voimalaitoksen kaasuturbiini 4 kahteen ensimmäiseen vyöhykkeeseen ja vuonna 2011 kaasuturbiini 5 kaikkiin neljään turbiinin vyöhykkeeseen. Kummallekin kaasuturbiinille tehtiin suorituskyky mittaukset ennen ja jälkeen asennuksen. Palamislämpötilaksi asetettiin 1062 °C. Tehonkorotusprojektin ja palamislämpötilan noston myötä kaasuturbiini 4:n teho nousi 171 MW:iin ja kaasuturbiini 5:n teho nousi 173 MW:iin mitoitukslämpötilassa. Kaasuturbiinien hyötysuhde nousi molempien osalta yli yhden prosenttiyksikön. Vuonna 2012 Siemensin suorittaman akselitehon korotusmittauksen tuloksena kaasuturbiini 5:n maksimiteho nostettiin arvoon 185 MW. Puheita on ollut, että lähitulevaisuudessa V94.2-kaasuturbiinilla voitaisiin saavuttaa jopa 196,5 MW:n maksimiteho.

Kaasuturbiinien parantuneen suorituskyvyn myötä normaaleissa ajotilanteissa on havaittu, että höyryprosessin läpäisykyky ei ole toivotulla tasolla. Ongelma havaittiin käytännössä jo laitoksen käyttöönoton yhteydessä takuukokeissa, mutta tuolloin tilanne kyettiin korjaamaan höyryprosessin kokonaisvaltaisella painetason nostolla. Paineen nosto ennestään korkeammalle tasolle ei ole enää mahdollista, sillä kattiloiden sekä höyryputkiston suunnitteluarvot ylittyisivät. Tilanne on johtanut siihen, että uusia ratkaisuja höyryprosessin läpäisyn nostoon on selvittävä.

1.2 Tutkimuksen tavoitteet ja laajuus

Tämän diplomityön tavoite on selvittää ja arvioida Vuosaaren B-voimalaitoksen höyryjärjestelmän toimintaa kaasuturbiinien modernisoinnin jälkeen. Kaasuturbiini 4:n jatkomodernisointi on päätetty toteuttaa vuosihuollossa 2014. Höyryprosessin on todettu rajoittavan kylmällä säällä, mikä on johtanut siihen, että koko laitoksen sähkö- ja lämpötehon potentiaalia ei ole voitu kokonaisuudessaan ajoittain

hyödyntää. Tämänlaiset rajoitushetket selvitetään eri tehotasoilla ja ulkoilman lämpötiloilla. Laskenta suoritetaan huomioiden keskimääräisen vuoden ajoilanteet. Rajoittavien aikojen määrä pyritään arvioimaan tuntitasolla, jotta höyryprosessin muutosten taloudellinen tarkastelu voidaan suorittaa.

Kun höyryprosessin rajoittavat tekijät ja syyt ovat tiedossa, arvioidaan prosessin tehonkorotusmahdollisuudet kasvavalla höyrymäärällä. Tietojen pohjalta selvitetään, millaisia teknisiä muutoksia on mahdollista tehdä, jotta rajoitustilanteita tulisi mahdollisimman vähän. Eri vaihtoehdoille tehdään myös investointien kannattavuuslaskelmat.

Vaihtoehtoja laitoksen tilanteen parantamiseksi ovat höyryturbiinin muutokset, joista arvioidaan korkeapainehöyryn säätöventtiilien uudelleen mitoituksen vaikutusta sekä mahdollisesti itse turbiinin siivistön modernisointia. Lisäksi selvitetään vaihtoehtoisesti, olisiko kannattavaa tuottaa rajoitushetkien ylimäärähöyryllä kaukolämpöä höyryturbiinin ohituksen kautta. Kaukolämpöreduktion toimintaa selvitetään niin ikään kasvavalla höyrymäärällä, ja kehittämismahdollisuuksia mietitään. Nollavaihtoehtona on, että mitään muutoksia ei toteuteta.

Kokonaisuudessaan tämän diplomityön tavoitteena on tutkia ja vertailla tehonkorotusvaihtoehtoja sekä teknisesti että taloudellisesti, kuitenkin tekniseen tarkasteluun syventyen. Työstä saadut tulokset pohjautuvat laitoksen nykyiseen (2013) tilanteeseen huomioiden käyttöhistorian. Selvitystyön tavoite on edesauttaa päätöksentekoa laitoksen tulevaisuudessa tehtäviin muutoksiin.

Tutkimus rajataan tilanteisiin, joissa molemmat kaasuturbiinit ovat käytössä 100 % kuormalla. Oletettavasti höyryprosessin rajoitushetkinä koko laitos on tuotannossa. Lisäksi kokemuseräisesti oletetaan, että prosessin rajoitus ajoittuu talviaikaan (ulkoilman lämpötila alle 0 °C), joten syy- ja seuraussuhteiden tarkastelu suoritetaan talviajan ajodatasta.

1.3 Työn rakenne ja sisältö

Diplomityön luvussa 2 esitellään tutkimuksen kohteena oleva Vuosaaren B-voimalaitos ja laitoksen pääkomponentit sekä prosessi. Luvussa 3 esitellään työssä käytetty teoria sekä tutkimusmenetelmät ja aineisto. Varsinainen tutkimustyö käydään luvuissa 4 ja 5. Luvussa 4 todennetaan laitoksen nykyinen tilanne ja rajoitukset sekä arvioidaan tilanne tulevaisuudessa. Luvussa 5 selvitetään höyryprosessin läpäisyn paranemisen ja tehonkorotuksen mahdollisuuksia turbiinin modernisoinnilla ja kaukolämpöreduktioajolla. Vaihtoehtojen vertailu, johtopäätökset ja suositukset esitellään luvussa 6.

Tutkimustyön lukijalla oletetaan olevan perustietämys yleisesti energiatekniikan alasta, kaasuturbiineista sekä höyryjärjestelmistä. Epätavanomaisemmat käsitteet selitetään työssä.

2 Vuosaaren B-voimalaitoksen esittely

Tässä luvussa esitellään lyhyesti Vuosaari B-voimalaitoksen koneisto sekä prosessin kuvaus nykyisessä tilassa. Mikäli työn kannalta tarkempaa kuvausta laitteista ja komponenteista on tarpeen esitellä, ne käsitellään myöhemmissä luvuissa asian yhteydessä. Tässä luvussa prosessin kuvaus on esitetty tarkemmin niiltä osin, joita tutkimustyö koskee.

2.1 Voimalaitoksen koneisto

Ajotavasta riippuen Vuosaari B-voimalaitoksen lasketut pääarvot ovat ulkoilman lämpötilassa 0 °C taulukon 1 mukaiset:

Taulukko 1 VuB tuotantoarvot [2]

	Vastapaineajo	Lauhdutusajo
Polttoaineteho [MW]	987	987
Sähköteho [MW]	486	531
Kaukolämpöteho [MW]	431	-
Kokonaishyötysuhde [%]	92,9	53,5
Rakennusaste	1,13	-

Laitoksella on kaksi Siemensin toimittamaa V94.2-tyypin kaasuturbiinia. Kaasuturbiini 4 (Kt4) on teholtaan 171 MW ja kaasuturbiini 5 (Kt5) on teholtaan 173 MW, ulkoilman lämpötilassa 0 °C. Kaasuturbiinin kompressorin on 17-vaiheinen, turbiini 4-vaiheinen, ja siinä on kaksi siilomallista polttokammiota. Ahtimen ensimmäinen johtosiipivyöhyke, IGV, on säädettävä osakuormahyötysuhteen parantamiseksi. Kaasuturbiinin kummassakin polttokammiossa on 8 kappaletta HR3-poltinyksikköä, joissa on mahdollisuus NO_x-päästöjä vähentävään esisekoitus-polttoon sekä diffuusiopolttoon, jota käytetään pääosin pienillä osakuormilla tai poltettaessa kevyttä polttoöljyä. Kaasuturbiinien ilmajähdytteiset generaattorit ovat myös Siemensin toimittamat ja tyypiltään TLRI 108/41. [2]

Vuosaari B-voimalaitoksen lämmön talteenottokattilat (K4 ja K5) ovat Foster Wheeler Energia Oy:n toimittamat. Kattilat ovat vaakasuoraan rakennettu (makaava) luonnonkiertokattila, jossa hyödynnetään kaasuturbiinin savukaasujen lämpöenergia laitoksen höyryprosessiin sekä kaukolämmöntuotantoon. Erillisiä lisäpolttimia kattilassa ei ole, eli kaikki polttoaine kuluu kaasuturbiinissa. Lämmön talteenottokattilassa on kaksi painetasoa: korkeapaine- ja matalapainetaso, ja kattilassa on siten kaksi lieriötä. Kombivoimalaitoksen rakennusaste nousee merkittävästi käyttämällä kahta painetasoa yhden sijaan. Korkeapainehöyryn (kp-höyry) höyrystymisteho on 246 t/h, paine 74 baaria sekä lämpötila 510 °C, ulkoilman

lämpötilassa 0 °C. Vastaavat arvot matalapainehöyrylle (mp-höyry) ovat 50 t/h, 6,5 baaria ja 220 °C. Lämmön talteenottokattilassa savukaasun virtaussuunnassa viimeisenä on kaksi kaukolämmönvaihdinta, joiden yhteiskaukolämpöteho on 35 MW. [2]

Voimalaitoksen höyryturbiini on ABB Stal Ab:n toimittama ja tyypiltään väliottolauhdutusturbiini, ja teknisesti aksiaalivirtauksellinen reaktiiturbiini. Turbiinissa on korkeapainepesä (26 vyöhykettä) sekä asymmetriset välipaine- (yhteensä 17 vyöhykettä) ja matalapainepesät (yhteensä 5 vyöhykettä), joiden välissä on kytkin. Kytkimen avulla matalapainepesä voidaan tarvittaessa erottaa turbiinista vastapaineajoa varten. Kytkimen voi avata ja sulkea myös ajon aikana. Höyryturbiinin ajotavat ovat siten lauhdeajo, vastapaineajo ja seka-ajo. Välipaineturbiinin perässä on väliottokaukolämmönvaihtimet, ja välipaineturbiinin vastapaineet määräytyvät käytännössä kaukolämpöveden tulo- ja menolämpötiloista. Lauhdeajolla kaikki turbiinin läpi virrannut höyry menee merivesilauhduttimeen. Turbiinin sähköteho vastapaineajossa on 140 MW ja lauhdeajossa 175 MW. Lauhduttimessa pyritään pitämään tyhjä. Turbiini on kytketty korkeapaineosasta generaattoriin, jonka on toimittanut GEC Alstom. Generaattori on ilma- jähdytteinen. [2]

Kaukolämmönvaihtimet on toimittanut Sento Oy [3]. Väliottolämmönvaihtimet KLV-1 ja KLV-2 ottavat höyrynsä turbiinin välipainepesästä siten, että paisunta jatkuu pitemmälle ensimmäisessä väliotossa. Vaihtimet ovat tyypiltään makaavia putkilämmönvaihtimia. KLV-1:n kaukolämpöteho on 176 MW ja KLV-2:n teho on 170 MW. Reduktiolämmönvaihtimeen (KLV-3) höyry tuodaan kattilakohtaisten reduktioventtiileiden kautta, ja se on mitoitettu ottamaan vastaan noin 50 % koko laitoksen höyrytehosta. Kuten väliottolämmönvaihtimet, on reduktiolämmönvaihdin myös makaava putkilämmönvaihdin. KLV-3:n mitoituskaukolämpöteho on 269 MW. [2]

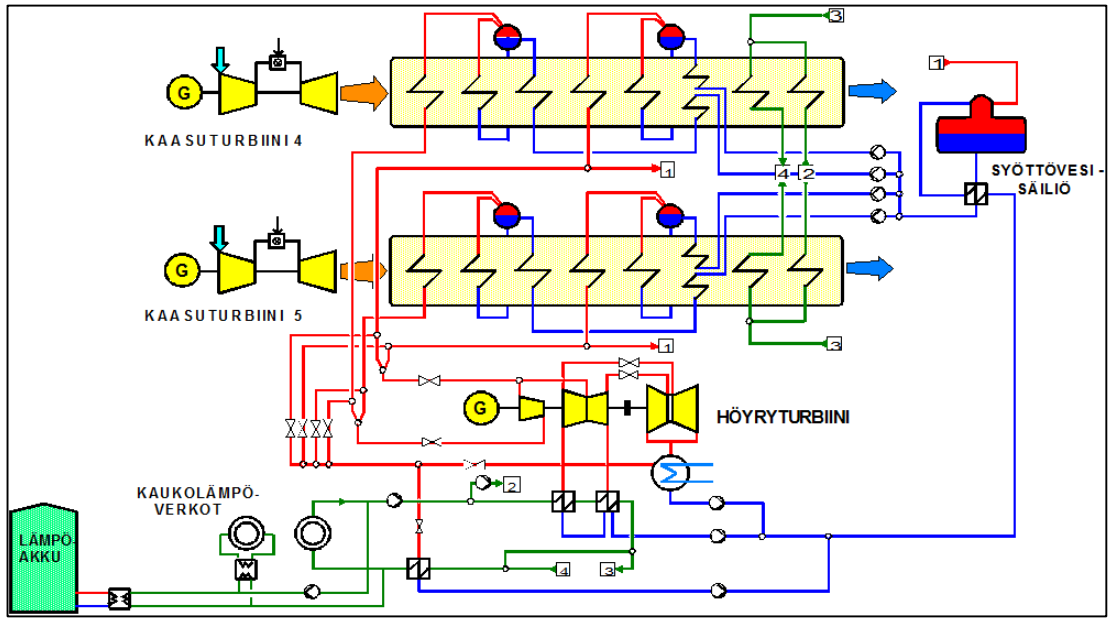
Merivesilauhduttimen teho on 311 MW. Se on putkilämmönsiirrin, joka on mitoitettu ottamaan vastaan koko turbiinin läpi virtaava höyry määrä tai vaihtoehtoisesti 70 % koko laitoksen höyrytehosta, kun höyryturbiini on ohitettuna. Höyryturbiinin pikasulussa höyry johdetaan ensisijaisesti lauhduttimeen. Lauhdutin on toimitettu yhdessä höyryturbiinin kanssa. [2]

Voimalaitoksen pääautomaatiojärjestelmän ja kaasuturbiinien automaatiojärjestelmän tyyppi on Teleperm XP, ja sen on toimittanut Siemens Oy. Höyryturbiinin ABB Master-ohjausjärjestelmä on yhdistetty laitoksen pääautomaatioon. Laskenta- ja raportointijärjestelmä, jota myös tässä työssä hyödynnetään, kuuluu kiinteänä osana automaatiojärjestelmään. [2]

Vuosaaren B-voimalaitoksella on käytössä saksalainen, voimalaitoksille kehitetty KKS-merkintäjärjestelmä prosessien ja laitteiden tunnuksille. Tässä työssä käytetään KKS-koodeja laitteiden ja mittauspisteiden identifiointiin. Vuosaaren B-voimalaitoksella KKS-koodin ensimmäinen luku määrittelee, mistä koneistosta on kyse siten, että 0-alkuiset viittaavat yhteisiin laitteisiin, 4- ja 5-alkuiset blokki-kohtaisiin koneiston (kaasuturbiini ja kattila) laitteisiin sekä 6-alkuiset höyryturbiinin laitteisiin.

2.2 Prosessin kuvaus

Kaasukombivoimalaitoksessa yhdistetään avoin kaasuturbiiniprosessi sekä höyryvoimalaitosprosessi. Laitoksen kokonaishyötysuhde on Vuosaaren B-voimalaitoksella maksimoitu lämmön talteenottokattilan kahdella höyryn painetasolla sekä kaukolämmöntuotannolla. Kuvassa 2 on yksinkertaistettu kaavio VuB:n prosessista.

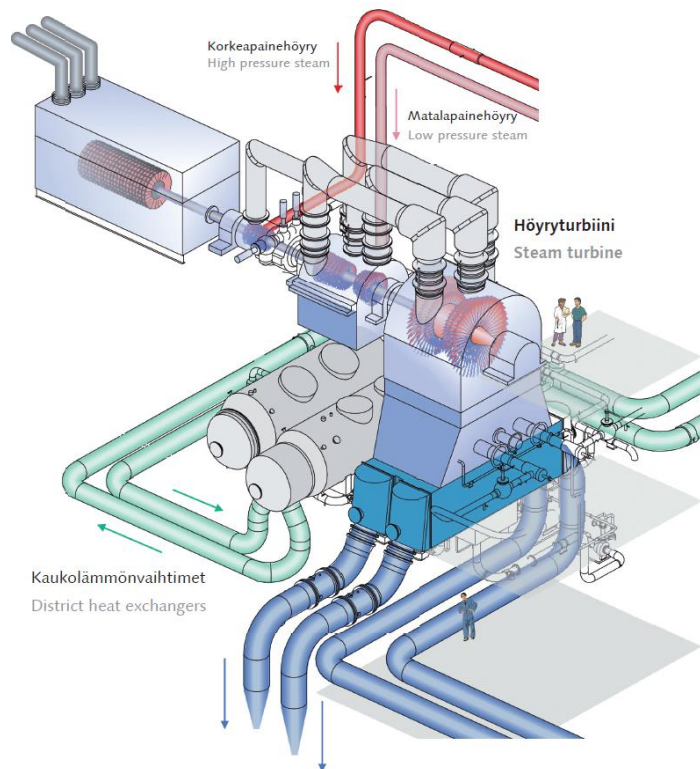


Kuva 2 Vuosaaren B-voimalaitoksen prosessi [1]

Vuosaaren B-voimalaitoksella polttoaine palaa kaasuturbiiniyksiköissä. Ilma otetaan imuilmasuodattimien kautta kompressorille, jossa se puristuu ja lämpenee. Ilma johdetaan polttokammioihin, jossa polttoaine palaa noin 1065 °C:ssa. Savukaasu ohjataan kompressorin kanssa samalla akselilla olevaan turbiiniin, jossa se paisuu ja jäähtyy. Ahtimen päässä oleva generaattori muuttaa mekaanisen energian sähköksi, mutta toimii ylösajotilanteissa käynnistyskonverterin avulla moottorina. Kaasuturbiinien hyötysuhde on yli 30 % ja se muuttuu ulkoilman lämpötilan mukaan. Turbiinista tuleva savukaasu on vielä yli 500 °C:sta, joten lämpöenergia otetaan talteen lämmön talteenottokattilassa siten, että piippuun poistuvan savukaasuvirran lämpötila on noin 50 °C.

Lämmön talteenottokattiloiden vesihöyrykierto on kahdessa painetasossa. Yhteisestä syöttövesisäiliöstä vesi jakautuu matalapaine- ja korkeapainesyöttövesipumpuilla molemmille kattiloille. Painetasokohtainen kattilakierto etenee seuraavasti: Syöttövesipumpulta vesi pumpataan ekonomaiseriin, eli veden esilämmittimeen. Ekonomaiseriin vesi etenee lieriölle, mistä lähtee kattilan luonnonkierto perustuva sisäinen kierto höyrystimelle. Höyrystynyt vesi palaa lieriöön. Kylläinen höyry etenee kattilan tulistimelle, minkä jälkeen se ohjataan höyryturbiinille, matalapainehöyry ja korkeapainehöyry omilla päähöyrylinjoillaan, joissa kattilakohtaiset linjat yhdistyvät ennen höyryturbiinia.

Kuva 3 havainnollistaa VuB:n höyryturbiinia. Korkeapainehöyry jakautuu kahteen putkeen ennen turbiinia. Höyry johdetaan turbiiniin venttiilipesien lävitse. Venttiilipesässä on virtaussuunnassa höyryn pikasulkuventtiili sekä säätöventtiili. Korkeapaineturbiinissa paisunut höyry yhdistetään höyrypoistokammiossa tulistettuun matalapainehöyryvirtaan, joka on kulkenut matalapainehöyryn pikasulkuventtiilin ja säätöventtiilin läpi. Matalapainehöyry toimii käytännössä vastapaineena korkeapainepesässä. Välipainehöyry ohjataan keskelle välipaineturbiinia, josta se jakautuu kaksijuoksuisesti turbiinille. Välipainepesässä höyryvirrat paisuvat kaukolämmönvaihtimien määrittämän vastapaineen mukaisesti, minkä jälkeen paisunut höyry ohjataan lauhdeajossa kolmen putken kautta turbiinin matalapainepesään, ts. lauhdeperään. Höyry paisuu turbiinipesissä, ja mekaaninen pyörimisenergia muunnetaan sähköksi generaattorissa. Höyry lauhdutetaan ajotavasta riippuen väliottolämmönvaihtimissa välipainepesän jälkeen ja/tai lauhduttimessa matalapainepesän jälkeen. Lauhde palautetaan syöttövesisäiliöön.



Kuva 3 Vuosaari B:n höyryturbiini [1]

Reduktiolämmönvaihdinta pidetään valmiudessa koko ajan, eli kaukolämpövesi virtaa sen läpi. Höyryturbiinin pikasulussa reduktiota käytetään rinnakkain lauhduttimen kanssa, tällöin KLV-3 säätelee kaupungille lähtevän kaukolämpöveden lämpötilaa. Normaaliajossa, vaadittaessa kaukolämpömenovedelle yli 103 °C:n lämpötilaa, säätö suoritetaan ohjaamalla matalapainehöyryä KLV-3:een. [2]

Voimalaitoksen kaukolämpöjärjestelmän tehtävä on siirtää prosessin lämpötehoa kaukolämpöveden avulla kaukolämpöverkkoon. Kaukolämmön paluulinjasta valtaosa vedestä pumpataan ensin KLV-1:n, KLV-2:n, kattiloiden kuumien kaukolämpöpakettien ja viimeiseksi KLV-3:n kautta kaukolämmön menolinjaan. Lisäksi paluulinjasta otetaan kattilan kylmään kaukolämpöpakettiin pieni vesivirtaus, joka sitten yhdistetään kuumille paketeille menevään virtaukseen. Kylmän paketin tarkoitus on säätää savukaasun loppulämpötilaa ja tarvittaessa ottaa linjasta lämpöä lauhteen lisälämmitykseen. [4] Kytkenästä johtuen kaukolämmön menoveden lämpötila on useasti hyvin lähellä KLV-2:lta kattilakerroille lähtevää lämpötilaa.

3 Aineisto ja tutkimusmenetelmät

Tässä luvussa esitellään, mihin lähdeaineistoon tutkimus perustuu. Luvun toisessa osassa esitellään tutkimusmenetelmät sekä teoria, johon laskenta pohjautuu.

3.1 Tutkimuksen aineisto

Tutkimuksen esivaiheessa perehdyttiin Vuosaari B-voimalaitoksen koneisto-dokumentaatioihin. Arkistossa on käyttö- ja kunnossapidon dokumentaatiokansioita sekä henkilöstön koulutuskansioita. Hyödyllisiä tietolähteitä olivat myös laitoksen prosessikaaviot sekä järjestelmien toiminta- ja säätökuvaukset sähköisessä dokumentinhallintajärjestelmässä.

Katsaus laitoksen historiaan antoi taustaa tutkimukseen. Toimitussopimuksista löytyy mitoitusarvot, joilla laitoskokonaisuus on suunniteltu. Käyttöönoton jälkeen laitokselle on suoritettu ulkopuolisen asiantuntijan toimesta takuukokeet. Takuukokeista, samoin kuin laajan revision jälkeisistä kokeista, on laadittu pöytäkirjat, joista selviää laitoksen suorituskykyä kuvaavat suureet ja mittapisteet, joita laskennassa on käytetty. Pöytäkirjoihin ei ole kirjattu, kuinka laskenta on suoritettu.

Voimalaitoksen automaatiojärjestelmän, Teleperm XP:n, prosessinäytön avulla voidaan tarkastella ja määritellä prosessimittaussuureiden KKS-koodit, joita datan keruussa vaaditaan. Menetelmä on nopeampi kuin KKS-koodien keruu yksittäisistä prosessikaavioista.

Voimalaitoksen raporttien otto voidaan suorittaa kahdella eri tavalla. Telepermiin on sisällytetty loki-järjestelmä, josta on mahdollista saada sekä analogitietoa että binääritietoa. Loki-järjestelmän etu on, että sieltä voidaan hakea mittaustiedon lisäksi esimerkiksi hälytys- ja operointitiedot. Datan keruu suoraan Telepermistä on suhteellisen vaivalloista, mutta se on toisaalta tarkin tapa, koska laitteisto rekisteröi tietoa jopa sekuntikeskiarvolla. Mittausaineisto on tässä työssä kerätty pääosin Topi Reports-sovelluksesta, joka on Telepermin ympärille kehitetty prosessin laskenta-järjestelmä. Topista saa raportteja minimissään minuuttikeskiarvolla. Näitä kahta aineiston hankintamenetelmää on käytetty tässä työssä rinnakkain, koska Topi-järjestelmään ei ole liitetty aivan kaikkia voimalaitoksen mittauksia. Tutkimuksessa käytettävät raportit ovat pääosin otettu ajanjaksolta 2010-2013 tuntikeskiarvotiedoilla. Tarkempaa dataa otettiin minuuttikeskiarvolla peruskuorman koeajojaksoilta välillä 19.2.-18.3.2013. Kyseinen aikaväli otettiin tähän tutkimukseen sen vuoksi, että silloin pystyttiin etukäteen antamaan toiveita keskusvalvomolle peruskuorman ajosta kylmällä kelillä. Toinen peruste oli, että minuuttikeskiarvon dataa saa haettua Topi-järjestelmästä ainoastaan, kun ajotilanteesta on kulunut alle 7 vuorokautta. Minuuttikeskiarvon raportit osoittautuivat hyödylliseksi syy- ja seuraussuhteiden pohdinnassa erilaisissa ajotilanteissa.

3.2 Tutkimusmenetelmät

3.2.1 Laskennan pääperiaatteet

Telepermin loki-järjestelmästä ja Topi-sovelluksesta saatu mittausaineisto siirrettiin taulukkomuodossa Excel-taulukkolaskentaohjelmaan. Datan analysointi ja laskenta suoritettiin kokonaisuudessaan Excelillä. Teknistä laskentaa varten laadittiin yksinkertainen ja havainnollistava malli höyryprosessista.

3.2.2 Termodynaamiset laskentakaavat

Tutkimuksessa suoritettu laskenta pohjautuu termodynamiikan ensimmäiseen ja toiseen pääsääntöön. Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan lämpö on yksi energian muodoista. Pääsääntö kuvaa energian säilymlakia, eli energiaa ei voida luoda eikä hävittää, vaan se ainoastaan muuttaa muodosta toiseen. Voimalaitosprosessissa säilymlakia sovelletaan laskennassa massataseen ja energiataseen muodossa, ja systeemiä tarkastellaan eristettynä ja suljettuna tasetilana. Laskennassa käytetään aineen energiasisältöä ilmaisevaa suuretta, ominaisentalpiaa. Termodynamiikan toinen pääsääntö kuvaa systeemin muutosten suuntaa, eli se selittää, miten ja mihin suuntaan itsestään tapahtuva muutos voi tapahtua. Pääsäännön mukaan jokaisella tasetilalla on tilasuure nimeltä entropia, joka voi tilamuutoksessa kasvaa, mutta ei vähentyä. [5]

Voimalaitoksen osaprosesseja käsitellään stationäärisinä virtaussysteeminä, eli ainetta virtaa yhtä paljon sisään kuin tulee ulos. Laskennassa hyödynnetään virtauskoneiden termodynaamista ja virtausteknistä teoriaa. Energiataseen peruselementit ovat lämpöteho (Q), mekaaninen teho (P) sekä aineen massavirta (\dot{m}). [5]

Energiatase tarkasteluiden lisäksi on tärkeä selvittää ja laskea prosessien hyötysuhteita tai suorituskykyjä, jotka määrittelevät, kuinka hyvin energian muodonmuutokset voidaan toteuttaa. [6] Yleisellä tasolla suorituskyky tai hyötysuhde, η , määritetään kaavan (3.1) mukaan siten, että

$$\eta = \frac{P_{OUT}}{P_{IN}}, \quad (3.1)$$

jossa P_{OUT} on systeemistä saatava teho ja P_{IN} systeemiin syötetty teho. Tämän työn kannalta oleellisia hyötysuhteita ovat laitteiden termiset sekä mekaaniset hyötysuhteet sekä laitoksen osaprosessien hyötysuhteet ja kokonaishyötysuhde.

3.2.2.1 Höyryturbiinin laskentakaavat

Höyryturbiinin prosessia voidaan pitää adiabaattisena, eli lämpöeristettynä, koska virtausnopeus ja lämpökapasiteettivirta koneen läpi ovat suuria verraten seinämien läpi johtuvaan lämpövirtaan [5]. Höyryturbiinin akseliteho, P_a , lasketaan täten stationäärisen virtaussysteemin energiataseesta, eli höyryn massavirran ja entalpiaman muutoksen, Δh , tulolla kaavan (3.2) mukaisesti:

$$P_a = \dot{m}\Delta h = \dot{m}(h_1 - h_2), \quad (3.2)$$

jossa h_1 on entalpia ennen prosessia ja h_2 entalpia prosessin jälkeen. [7]

Koska paisunta on höyryturbiinin prosessissa palautumaton, entropia kasvaa, ja täten entropian kasvu turbiinin prosessissa kuvaa paisuntaprosessin palautumattomuutta. Paisunnan todellinen loppupiste määräytyy turbiinin isentrooppisen hyötysuhteen, η_s , mukaan. Isentrooppinen hyötysuhde määritellään kaavalla (3.3):

$$\eta_s = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}, \quad (3.3)$$

jossa h_{2s} on entalpia paisunnan jälkeen, jos prosessi olisi isentrooppinen. Paisunnan jälkeistä todellista entalpiaa kuvaa h_2 . [5]

Höyryturbiinin generaattorista saatava sähköteho, P , lasketaan kaavalla (3.4)

$$P = \eta_m \eta_g P_a. \quad (3.4)$$

jossa η_m on höyryturbiinin mekaaninen ja säteilyhäviöiden hyötysuhde ja η_g on generaattorihäviöiden hyötysuhde. [5]

3.2.2.2 Virtauksen termodynamiikka

Voimalaitoksen päänhöyryputkiston painehäviö muodostuu monista seikoista, ja putkisto mitoitetaan sallitun painehäviön mukaan. Liian pieneksi mitoitettut höyryputket aiheuttavat suuria painehäviöitä, kun taas liian suuret putket aiheuttavat suuria lämpöhäviöitä. [8]

Vaikka todellisuudessa putkessa virtaavalla höyryllä on nopeusjakauma, käytetään tässä työssä approksimaatiota virtausnopeuden keskimääräisestä arvosta, w . Massavirran ja virtauksen keskimääräisen nopeuden välinen yhteys on kaavan (3.5) mukainen:

$$\dot{m} = \rho w A, \quad (3.5)$$

jossa ρ on höyryn tiheys ja A putken poikkipinta-ala. [9] Höyryn tiheydelle käytetään ominaistilavuuden käänteisarvoa, v , jonka arvo otetaan taulukkokirjasta.

Poikkipinta-ala määritetään putken sisähalkaisijan, d , mukaan seuraavasti:

$$A = \pi \frac{d^2}{4}. \quad (3.6)$$

Painehäviötä, Δp , syntyy esimerkiksi mutkissa, venttiileissä, äkillisissä putken laajenemisissa, kuristuksissa ja haaroissa, joita kutsutaan yleisnimellä kertavastus. Kertavastuksen aiheuttama painehäviö putkivirtauksessa määritellään kaavalla (3.7):

$$\Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho w^2, \quad (3.7)$$

jossa ξ on kertavastuksen kertavastuskerroin. [7]

Tässä työssä ei ole kuitenkaan ollut tarkoitus tutkia päänhöyryputkiston yksityiskohtaisia elementtejä, vaan tarkastella kokonaisuuksia. Painehäviö suoralla putkella lasketaan kaavan (3.8) mukaisesti:

$$\Delta p = f \frac{x}{D} \frac{1}{2} \rho w^2, \quad (3.8)$$

jossa f on muuttuja, joka riippuu putken karheudesta sekä virtauksen Reynoldsin luvusta, joka puolestaan kuvaa virtauksen pyörteisyyttä, x on putken pituus ja D putken halkaisija. [9]

Laitoksen korkeapainehöyryputkiston painehäviötä pystytään määrittämään eri tehotasolle mittausdatan pohjalta. Yllä olevista kaavoista nähdään, että painehäviö on suoraan verrannollinen höyryn virtauksen nopeuden neliöön ja siten myös massavirran neliöön. Tutkimuksen alkuvaiheessa arvioidaan mittausdatan ja kaavan (3.8) avulla, vaikuttaako päänhöyryputki oleellisesti höyryprosessin läpäisykykyyn, ja kannattaako syntyvää painehäviötä muutoksin pienentää.

Höyryturbiinin pikasulkuventtiilien ja säätöventtiilien tuottamaa painehäviötä selvitetään myös kaavan (3.7) avulla. Venttiilit ovat istukkaventtiileitä, joilla on yleisesti korkea kertavastus. Ahtaaksi mitoitettu venttiili saattaa heikentää höyryturbiinin läpäisyä. [10]

3.2.3 Investointien laskentamenetelmät

Investointien kannattavuuksia tarkastellaan ja vertaillaan kassavirtalaskelmiin perustuvilla menetelmillä. Lähtötietona on investoinnin arvioitu hankintameno ja investoinnilta vaadittava tuotto, eli diskonttaus korkokanta. Aluksi lasketaan investoinnista vuodessa aiheutuva hyöty (lisäsähkö ja/tai -lämpö), joista lasketaan kustannusvaikutukset. Kassavirtoja korjataan arvioidulla inflaatiolla.

Tarkasteluajankohdaksi valitaan se ajankohta, jolloin on investoinnin hankintahetki. Tulevat kassatapahtumat diskontataan hankkimishetkeen. Kauden inflatio-odotus on sisällytetty diskonttauskertoimeen. Nettonykyarvo (NPV) lasketaan kassavirroista. Jos nettonykyarvo on positiivinen, on investointi kannattava. Sisäinen korko (IRR) on puolestaan se korko, jolla tulevaisuuden kassavirtojen nykyarvo on täsmälleen sama kuin rahamäärä, joka pitäisi investoida kyseisten kassavirtojen saamiseksi. [11]

Diskonttauskerroin, d , määritellään investoinnilta vaadittavan tuoton mukaan kaavalla (3.9) seuraavasti:

$$d = \frac{1}{(1+i)^n}, \quad (3.9)$$

jossa i on diskonttaus korkokanta ja n ajanjakso [11]. Nettonykyarvo ja sisäinen korko lasketaan Excelillä, kun kassavirrat on taulukoitu.

Takaisinmaksuaika [11] lasketaan kaavan (3.10) mukaan:

$$Takaismaksuaika = \frac{Investointi}{Vuotuinen lisätulo}. \quad (3.10)$$

Taulukkolaskennan jälkeen kannattavuuksia tarkastellaan kaaviolla, jossa esitetään diskontattu nettokassavirta ja diskontattu kumulatiivinen nettokassavirta.

Kaavioiden diskontatusta kumulatiivisesta nettokassavirran käyrästä myös nähdään, milloin on investoinnin takaisinmaksu aika. Vaihtoehtojen kannattavuustarkastelussa vertaillaan lisäksi investointien nettonykyarvoja sekä sisäistä korkokantaa. Yleisesti investointi on kannattava, jos sisäinen korkokanta on suurempi kuin investoinnilta vaadittava tuotto.

3.2.4 Muita huomioita

Teleperm XP:ssä ja Topi Reportsissa kaikki paineet ovat suhteellisia arvoja. Tässä työssä puhuttaessa esimerkiksi höyryn paineista käytetään niin ikään suhteellista painetta [barg]. Laskennassa on huomioitu tämä seikka, ja entalpia arvot on otettu taulukkokirjoista arvioiden painetta vastaava absoluuttinen arvo.

Lisäksi automaatiojärjestelmä kirjaa aineiden massavirrat yksiköllä tonnia tunnissa [t/h]. Työn raportoinnissa käytetään samaa linjausta, mutta laskentaa varten muutos SI-yksikköön kiloa sekunnissa [kg/s] on suoritettu kaavalla (3.11):

$$\dot{m} [kg/s] = \frac{\dot{m} [t/h]}{3,6}. \quad (3.11)$$

Lämpö- ja sähkötehoista puhutaan yksikössä [MW].

4 Höyryjärjestelmän toiminta ja rajoitukset

4.1 Laitoksen nykyisen toiminnan kuvaus

Tässä luvussa esitellään laitoksen toimintaa tarkemmin nykypäivänä (2013). Kuvaus pohjautuu mittausdatasta tehtyihin johtopäätöksiin sekä laitoksen säätöselostuksiin. Luvut on laadittu siltä laajuudelta, mikä on tutkimuksen kannalta merkittävää tietoa.

4.1.1 Kaasuturbiinien toiminta

4.1.1.1 Kaasuturbiinin säätö

Kaasuturbiinin sähkötehoa ohjataan joko ulkoisella tai sisäisellä asetusarvolla. Normaalitilanteessa ohjaus on ulkoisella asetusarvolla, mikä tarkoittaa sitä, että kaasuturbiini on laitoksen kokonaissähkötehon säätimellä. Sisäinen asetusarvo annetaan kaasuturbiinin omalla sähkötehon asettelulla. Kaasuturbiinin omaa sähkötehon asettelua käytetään esimerkiksi silloin, kun Kt5:n teho nostetaan Kt4:n tehoa korkeammalle ulkoilman lämpötilan alittaessa tietyn pisteen. Kaasuturbiinin sähkötehon säätö ohjaa polttoainevirtausta polttokammioille.

Kaasuturbiinista poistuvan savukaasun loppulämpötilaa säädetään kompressorin ensimmäisellä johtosiipivyöhykkeellä, IGV:llä (Inlet Guide Vane). Säätö perustuu kompressorille tulevan ilmavirran muutoksiin. IGV:n asentoa kuvataan prosentuaalisesti. Koska turbiinista lähtevän savukaasun lämpötila vaihtelee diffuusorissa olevissa kuudessa lämpötilamittauksessa, käytetään loppulämpötilalle korjauslaskentaa (OTC, Outlet Temperature Corrected), jonka laskennassa huomioidaan diffuusorin lämpötilojen keskiarvo, ulkolämpötila sekä vakiot. IGV:n säätö pyrkii pitämään OTC-lämpötilan vakiona kaikilla tehotasoilla minimikuormasta maksimiin. Savukaasun loppulämpötilat on aseteltu kaasuturbiineille siten, että Kt4:n OTC on 532 °C ja Kt5:n OTC on 537 °C.

Tämän työn kannalta oleelliset kaasuturbiinin ohjauksen tilailmoitukset Telepermin näytöllä ovat tehonsäätö, lämpötilan säätö OTC sekä turbiinin tehonrajoitus. Tehonsäätö on päällä, kun IGV on alle 100 % auki. Puhuttaessa peruskuorma-ajosta kaasuturbiini on vallitsevan ulkoilman lämpötilan sallimalla maksimiteholla. Peruskuormalla tilailmoitus on lämpötilan säätö OTC, ja IGV on silloin täysin auki. Turbiinin tehonrajoitus tulee kyseeseen, kun ulkoilma on riittävän kylmä kaasuturbiinien maksimiakseliteholle. Kaasuturbiini 5 päivityksen vuoksi sen akselitehonrajoitus tulee voimaan, kun teho on 185 MW. Tämä tapahtuu teoriassa ilmanpaineessa 1013 millibaaria (mitoitusilmanpaine) ulkoilman lämpötilassa -12 °C. Kaasuturbiini 4:n akselitehonrajoitus tulee voimaan, kun teho on 173 MW, joka on mitoitusilmanpaineessa ulkoilman lämpötilassa -2 °C. Kun turbiini on tehonrajoituksella ja ilma edelleen kylmenee, alkaa IGV sulkeutua, jotta OTC säilyisi edelleen vakiona.

Kaasuturbiinilla 4 havaittujen sakkaukset vuosittain automaatioon on lisätty säätö, jolla sakkaus estetään sekä osateholla että peruskuormalla. Kt5:llä sakkausta ei ilmene. Sakkaussuoja on toteutettu OTC-lämpötilan alentamisella kaasuturbiinin imuilman lämpötilan ohjaamana. Käytännössä OTC:n alennus alkaa -6 °C:n lämpötilasta alkaen siten, että automaatio alkaa avata IGV:tä. Kt4 huollossa 2014 vaihdetaan kaikki ahtimen juoksusiivet, jolloin sakkaukset poistuu, eikä säätöä enää tarvita.

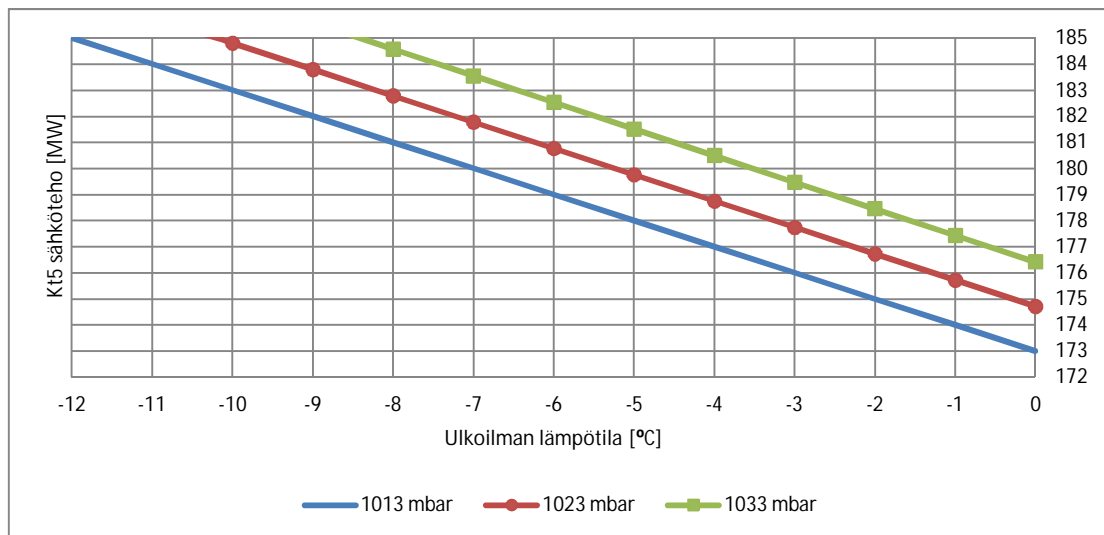
Koska kokemuksesta tiedetään, että kattiloiden yhteinen höyrystymisteho on suurimmillaan kaasuturbiinin akselitehonrajoituspisteiden välisissä ulkoilman lämpötiloissa peruskuormalla, rajataan tässä tutkimuksessa ajotilanteet lämpötilavälille -2 - -12 °C.

4.1.1.2 Ilmanpaineen vaikutus kaasuturbiinin sähkötehoon

Ilmanpaineen on todettu vaikuttavan kaasuturbiinin hyötysuhteeseen. Kaasuturbiinista saatava teho siis kasvaa ilmanpaineen kasvaessa. Ilmanpaineen vaikutusta sähkötehoon kuvaa kaava (4.1)

$$P = P_{REF} \frac{p}{p_{REF}}, \quad (4.1)$$

jossa P on teho ilmanpaineessa p , kun tunnetaan referenssipisteen teho, P_{REF} , ilmanpaineessa p_{REF} [12]. Kaavan avulla voidaan laskea, missä lämpötilassa Kt5:n akselitehonrajoitus tulee voimaan eri ilmanpainetasoilla. Kaasuturbiinin käyttäytymisen mitoitusilmanpaineessa (1013 mbar) tunnetaan. Teho on 0 °C:ssa 173 MW, ja yhden asteen väheneminen ulkoilmassa nostaa akselitehoa 1 MW verran. Näiden tietojen avulla muodostetaan suorat kuvaan 4:



Kuva 4 Kaasuturbiini 5 maksimiteho ulkoilman lämpötilan funktiona eri ilmanpaineilla

Suorista nähdään, että akselitehonrajoitus tulee voimaan ilmanpaineessa 1023 millibaaria ulkoilman lämpötilassa 10,2 °C ja ilmanpaineessa 1033 millibaaria ulkoilman lämpötilassa 8,4 °C.

4.1.2 Höyryprosessin toiminta

4.1.2.1 Höyryturbiinin takuuarvot ja -kokeet

Tilauksessa höyryturbiinille määritettiin takuuarvot eri ajotavoilla. Tämän tutkimuksen kannalta oleellisia ovat 100 %:n kuorman takuuarvot vastapaineajossa. Takuuarvot höyryturbiinille korkeapainehöyryn osalta ulkoilman 0 °C:ssa on määritelty seuraavasti:

Massavirta 136,2 kg/s (490,32 t/h)

Paine 75 bar

Lämpötila 510 °C [13]

Toimituksen arvo-rajalistassa on sen sijaan annettu tarkemmat tiedot suunnittelu- ja käyttöarvoista. Höyryn paineen suunnittelu-arvo on 85 baaria, ja maksimikäyttöpaineeksi on määritelty 76 baaria ja normaaliksi käyttöpaineeksi 72,6 baaria. Höyryn lämpötilalle on käytetty suunnittelu-arvoa 535 °C, ja maksimikäyttölämpötilaksi on asetettu 530 °C ja normaaliksi käyttölämpötilaksi 510 °C. [14]

Matalapainehöyryn vastapaineajon mitoituspiste on seuraavanlainen:

Massavirta 25,3 kg/s (91,08 t/h)

Paine 7 bar

Lämpötila 220 °C [13]

Erikoista on, että kaukolämmönvaihtimien mitoitusarvot poikkeavat nykypäivän ajotilanteesta jonkin verran. Etenkin KLV-2:lta lähtevän kaukolämpöveden lämpötilaksi on toimitussopimuksessa määritetty 83 °C, joka on käytännössä yli 10 °C matalampi kuin, mitä talven ajotilanteissa ylläpidetään. Paisunta jää siis lyhyemmäksi. Toisaalta tunnelin menolämpötilan ajokäytäntö on voinut muuttua 90-luvun jälkeen. KLV-1:n menolämpötilaksi on mitoituksessa käytetty arvoa 45 °C, joka on vastapaineen kannalta hyvä luku tunneliverkon paluulämpötilalle. [13]

Höyryturbiinin takuukokeet suoritettiin keväällä 1998. Muistiossa todetaan, että turbiinin tulohöyry on jo silloin vaatinut suunniteltua korkeamman paineen. Korkeapaineturbiinin laskettiin olevan 4,5 % ahtaampi kuin oli suunniteltu. [15] Höyryturbiinin tulohöyryn paine jouduttiin siten nostamaan korkeammalle tasolle, kuin aiemmin oli mitoitettu, koska toimitussopimuksessa määritelty paine ei riittänyt läpäisyyseen. [16] Dokumentaatiota painetaso-korotuksesta ei ole löytynyt, eikä ole tietoa, onko se nostettu ennen takuukokeita vai vasta niiden jälkeen.

Höyryturbiinin elinikähuolto, joka tehdään Vuosaaren B-laitoksella 10 vuoden välein, ajoittui vuoteen 2006. Huollon jälkeen suoritettiin revisiomittaukset, joissa selvitettiin höyryturbiinin hyötysuhteen paranemista huollossa. Korkeapaineturbiinin isentrooppiseksi hyötysuhteeksi mitattiin 91,9 %. Muistiossa on maininta, että höyryturbiinin korkeapainesäätöventtiileiden lisääntynyt kuristus on aiheuttanut huononemista paisuntahyötysuhteeseen. Välipaineturbiinin isentrooppiseksi hyötysuhteeksi laskettiin taseesta 91,2 %. Höyryturbiinin mekaaniset ja säteilyhäviöt arvioitiin olevan 0,42 % akselitehosta ja generaattorin häviöt olivat 1,87 %

akselitehosta. Tämän työn laskentaosuudessa käytetään näillä tiedoin lähtöarvona, että generaattoriteho on 97,72 % höyryturbiinin akselitehosta. [17]

4.1.2.2 Korkeapainehöyryn liukuvan paineen säätö

Vuosaaren B-voimalaitoksella tuorehöyryn paineen säätö on toteutettu liukuvan paineen säädöllä. Lyhyesti tämä tarkoittaa sitä, että höyryn paine määräytyy kaasuturbiinien tehon mukaan. Liukuvan paineen säädöllä höyryturbiinin korkeapainesäätöventtiilit ovat täysin auki, jolloin paineen ja massavirran muutoksissa tilavuusvirta pysyy vakiona. Höyryn massavirran ja paineen muutokset vaikuttavat lineaarisesti höyryturbiinin tehoon. Tulistetun höyryn lämpötilaa säädetään tulistimen väliotolla. [10][18]

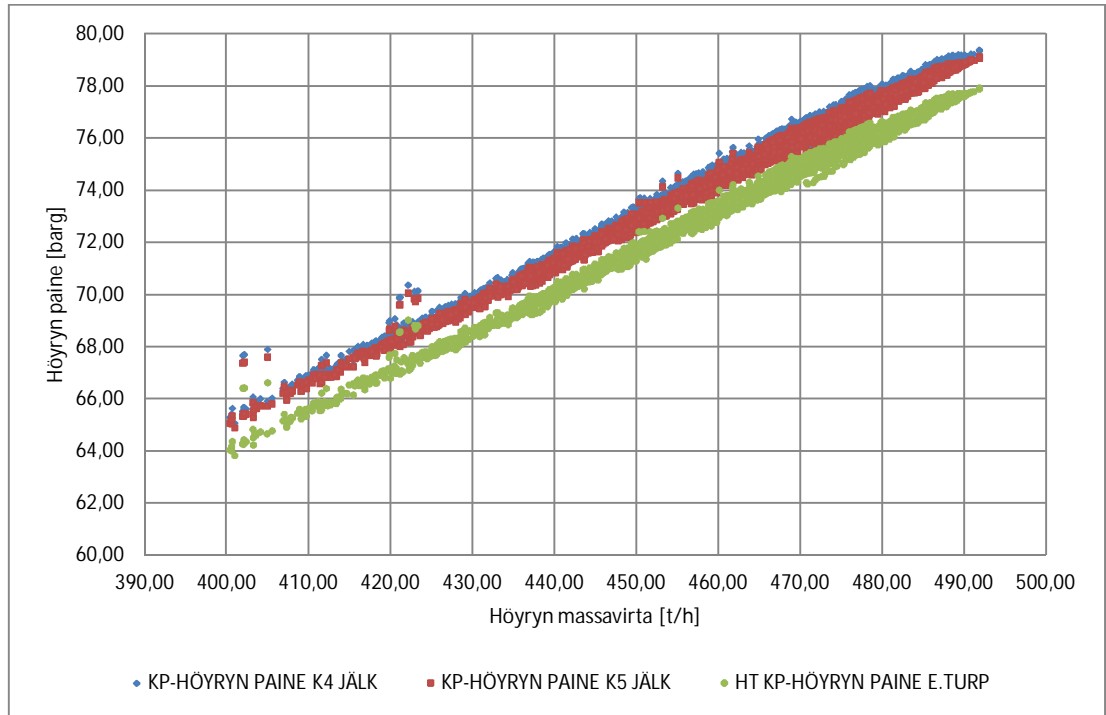
Liukuvan paineen käyrän asetusarvo määräytyy sen kattilan mukaan, jonka pakokaasuteho on suurempi. Asetusarvon peruskäyränä on höyryturbiinin luonnollinen etupainekäyrä. Peruskäyrää korjataan Vuosaaressa vuodenaikojen mukaisia vaihteluita kompensoiden. Tehomuutoksissa normaaliajossa liukuvan paineen asetusarvon muutosnopeus on 3,5 bar/min. Höyryturbiinin säätöventtiili kuristaa virtausta silloin, kun vain toinen kaasuturbiini on ajossa. [19]

Liukuvan paineen säädössä paineet on aseteltu siten, että avautuu järjestyksessä ensin venttiilit KLV-3:een, toiseksi lauhduttimeen ja viimeiseksi käynnistysventtiilit. Näiden raja-arvot vaihtelevat liukuvan paineen mukaisesti. Varoventtiileiden toiminta ei ole kytköksissä liukuvan paineen säätöön. Tämän vuoksi on mahdollisuus tilanteelle, jossa paineen noustessa yllättäen korkealla teholla, liejiön varoventtiili avautuu ennen kuin KLV-3, lauhdutin tai käynnistysventtiili kerkeää avautua.

4.1.2.3 Päähöyrylinjojen painetasot

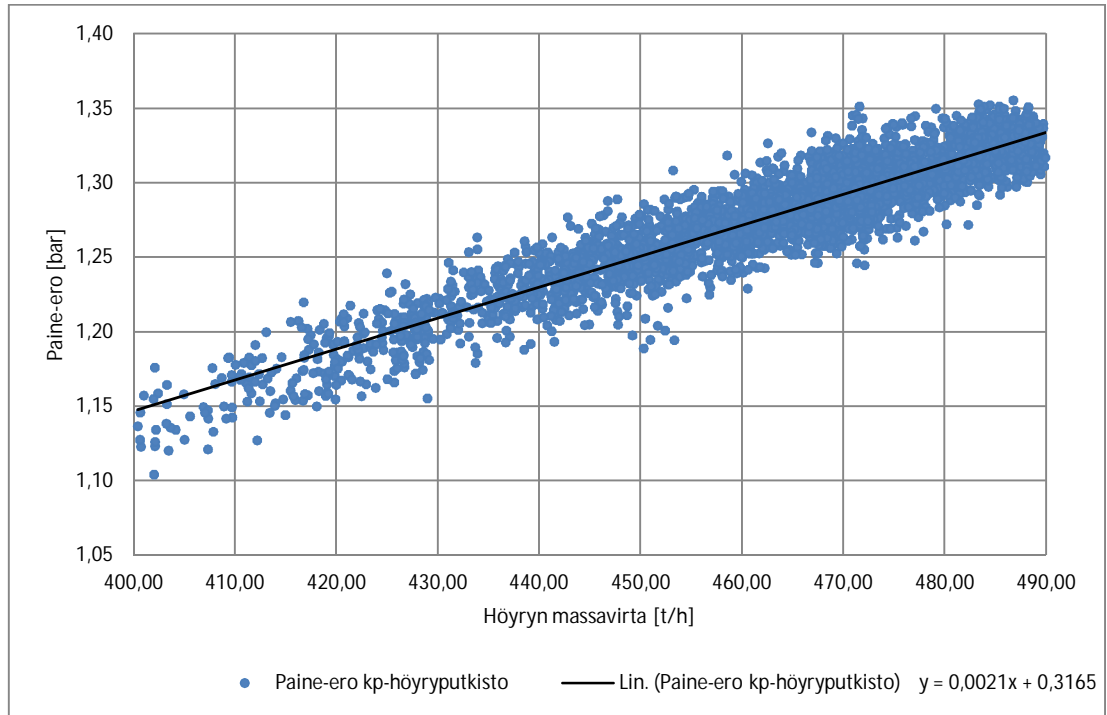
VuB:n kattiloiden kp-päähöyryputkien ja yhdistetyn höyryputken painehäviötä tutkittiin painemittausdatalla. Mittausarvot otettiin vuosilta 2012-2013 tuntikeskiarvolla, ja Excelin suodatuksella otettiin tarkasteluun tilanteet, joissa massavirta on vähintään 400 t/h ja ilmanpaine keskimäärin 1013 millibaaria. Kp-höyryn paineen käyttäytymistä höyryn massavirran suhteen mallinnettiin piirtämällä pistediagrammi molempien kattiloiden tuorehöyryn paineesta sekä höyryn paineesta ennen turbiinia. Lisäksi kattilakohtaisten mittauspisteiden keskiarvon ja yhteisen päähöyryputken paineen erotuksesta höyryturbiinin tehon suhteen muodostettiin diagrammi.

Mittausdatasta piirrettyjen kaavioiden pohjalta tehtiin seuraavat havainnot: Kp-höyryn paine kattilan 4 jälkeen on keskimäärin 0,27 baaria suurempi kattilan 5 jälkeen. Tämä selittyy sillä, että kattila 4 sijaitsee kauempana höyryturbiinista, eli sillä on pitempi tuorehöyryputki, jonka vuoksi myös painehäviö on suurempi. Kaavio paineesta kokonaisuusmassavirran funktiona on esitetty kuvassa 5.



Kuva 5 Korkeapainehöyryyn paine kokonaismassavirran funktiona

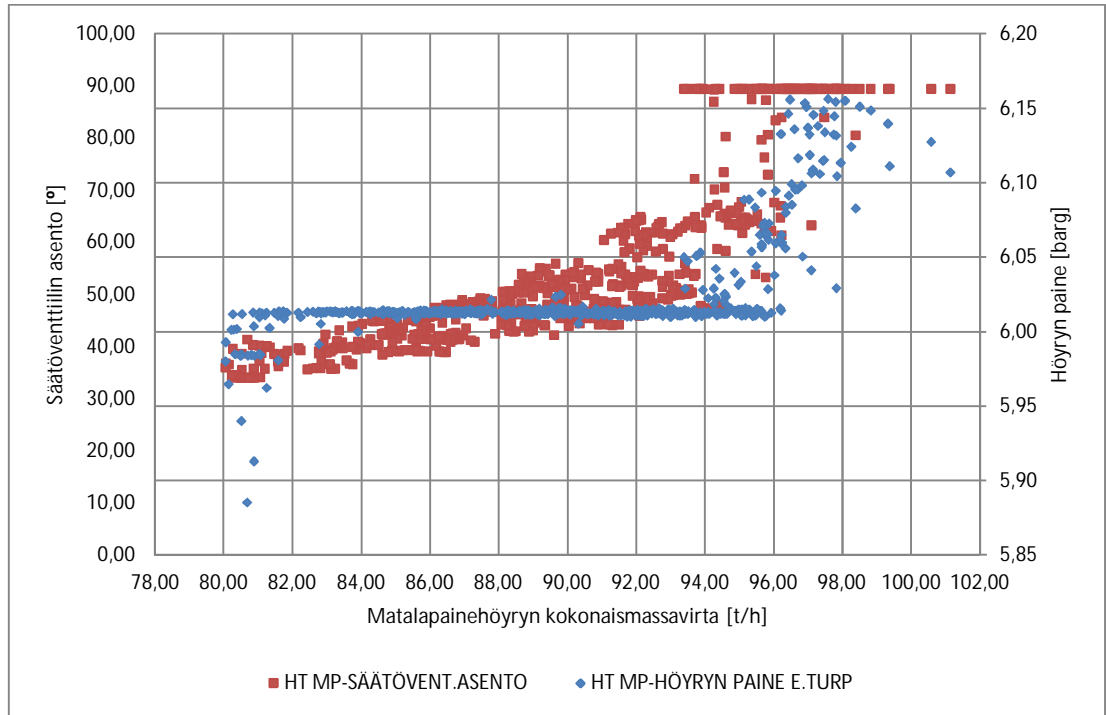
Paine nousee siis lineaarisesti massavirran kasvaessa. Painehäviön kasvu massavirran suhteen on esitetty kuvassa 6. Käyrään piirretyn trendiviivan mukaan näyttäisi siltä, että häviö putkessa kasvaisi lineaarisesti kp-höyryyn massavirran kasvaessa. Painehäviö vaihtelee niin pienellä alueella, että verrannollisuus höyryvirran nopeuden ja siten massavirrankaan neliöön ei näy. Mittausdatan ajalla päähöyryputken painehäviön keskiarvo on 1,28 baaria ja se vaihtelee välillä 1,36-1,10 baaria.



Kuva 6 Korkeapainehöyryputkiston painehäviön suuruus massavirran funktiona

Päähöyrylinjan olemassa olevien mittausten mukaan painehäviö vaihtelee siis pienellä välillä ja kasvaa höyryvirran mukaan. Linjan päähöyryn sulkuventtiilit ovat ajon aikana täysin auki, lisäksi linjassa ei ole kuristuksia. Näin ollen muutokseen painehäviön vähentämiseksi ei olisi tehtävissä muuta kuin putkikoon kasvattaminen. Putkiston mutkia ei voida suoristaa lämpöliikkeiden vuoksi. Putkiston putkikoon muutoksen vaikutuksia höyryprosessin tehonkorotukseen ei tutkita tässä työssä. Toimenpiteen oletetaan olevan liian massiivinen hyötyyn nähden.

Matalapainehöyryn paine muuttuu massavirran suhteen hieman eri tavalla kuin korkeapainehöyry. Matalapainehöyrylinjojen yhdistyttyä höyry kulkee höyryturbiinille asti yhdessä putkessa. Säätoventtiili on tyypiltään läppäventtiili, jonka asentoa kuvataan prosentuaalisesti. Mittausdatasta piirretystä kuvasta (kuva 7) nähdään, että mp-tuorehöyryn paine pyritään pitämään vakiona säätoventtiilin asentoa muuttamalla.



Kuva 7 Matalapainehöyryn säätöventtiilin asennon vaikutus tuorehöyryn massavirtaan ja paineeseen

4.1.2.4 Höyryturbiinin korkeapainepikasulku- ja säätöventtiilit

Korkeapainehöyryn pikasulku- ja säätöventtiilien toimintaa tutkittiin syksyllä 2012, koska tiedettiin, että paine-ero venttiilipesän yli oli suhteellisen suuri. Venttiilien läpäisyä tutkittiin 23.10.2012 kokeella, jossa venttiileitä kuristettiin, kunnes muutosta havaittiin painelähtetimestä ennen siivistöä. Ajotilanne oli normaali peruskuorma-ajo, jolloin molemmat kaasuturbiinit olivat täydellä teholla.

Kp-säätöventtiilien asento on liukuvan paineen säädöllä 44 mm auki, mikä tarkoittaa, että ne ovat käytännössä täysin auki. Koe suoritettiin siten, että liukuvan paineen asetusarvoa alettiin nostaa, jolloin säätöventtiilit lähtivät sulkeutumaan. Tarkoitus oli nähdä, milloin paine ennen siivistöä alkoi nousta.

Kokeen tulos oli, että säätöventtiilien asento meni arvoon 36 mm ennen kuin paineen muutosta ennen siivistöä oli havaittavissa. Kokeen aikana pikasulkuventtiilin paine-ero pysyi likipitään vakiona, eli 1 baarin arvossa. Kokeesta pääteltiin, että säätöventtiili itsessään kuristaisi virtausta, koska oikeaoppisestihan venttiilin karan liike pitäisi näkyä välittömästi paineessa venttiilin jälkeen. [20]

Kun koe oli päättynyt ja ajotilanne oli palautettu lähtötilaan, jäi paine ennen siivistöä lähes 1 baarin verran korkeammalle tasolle kuin ennen koetta. Mittauksen käyttäytyminen oli merkittävää. Tilannetta arvioitiin, ja mittauksia tutkittiin muista ajotilanteista. On mahdollista, että painelähtetimen hystereesi, eli hidas reagoiminen muutoksiin on säädetty siten, että pienet paineen muutokset eivät vielä rekisteröidy. Toinen vaihtoehto on, että lähtetin on vikaantunut. Johtopäätöksenä voidaan todeta, että toteutettu koe ei välttämättä todista säätöventtiilien ahtautta. Painelähtetintä ei

voida tarkastaa käytön aikana, vaan tarkastus vaatii höyryturbiinin seisokkia, joka ajoittuu vuosihuoltoon. Automaatioasentajat kalibroivat lähettimen joka vuoden revisiossa, joka vähentää painelähettimen vikaantumisen todennäköisyyttä. Tämän perusteella vakaan ajotilanteen mittaustulokset voivat hyvinkin olla paikkansapitäviä.

Tämän tutkimuksen alussa päätettiin asentaa jo yllä kuvatussa kokeessa käytetty piirturi korkeapainepikasulku- ja säätöventtiilien väliin mittaamaan painetta, koska normaalisti mittausta kyseisessä kohdassa ei ole. Pyrkimyksenä oli saada suuntaantavia arvoja painehäviöstä venttiileissä juuri piirturin avulla. Kp-höyryn putkiston aksonometrisen kuvan ja prosessikaavion mukaan [21] höyryn paine mittausta ennen turbiinia sijaitsee vielä huomattavan matkan päässä höyryturbiinin pikasulkuventtiileistä. Seuraava painemittaus on höyryturbiinin säätöventtiilin jälkeen ennen siivistöä, eli käytännössä turbiinin kp-pesässä, pyörökammiossa. Painehäviö pikasulkuventtiilien yli kattaa siten myös pienen osuuden päähöyryputkea ja t-haaran, josta kp-höyry ohjataan turbiinille. Täten mittaustuloksista lasketussa painehäviössä höyryturbiinin kp-pikasulkuventtiileille on myös putkistosta aiheutuvaa painehäviötä.

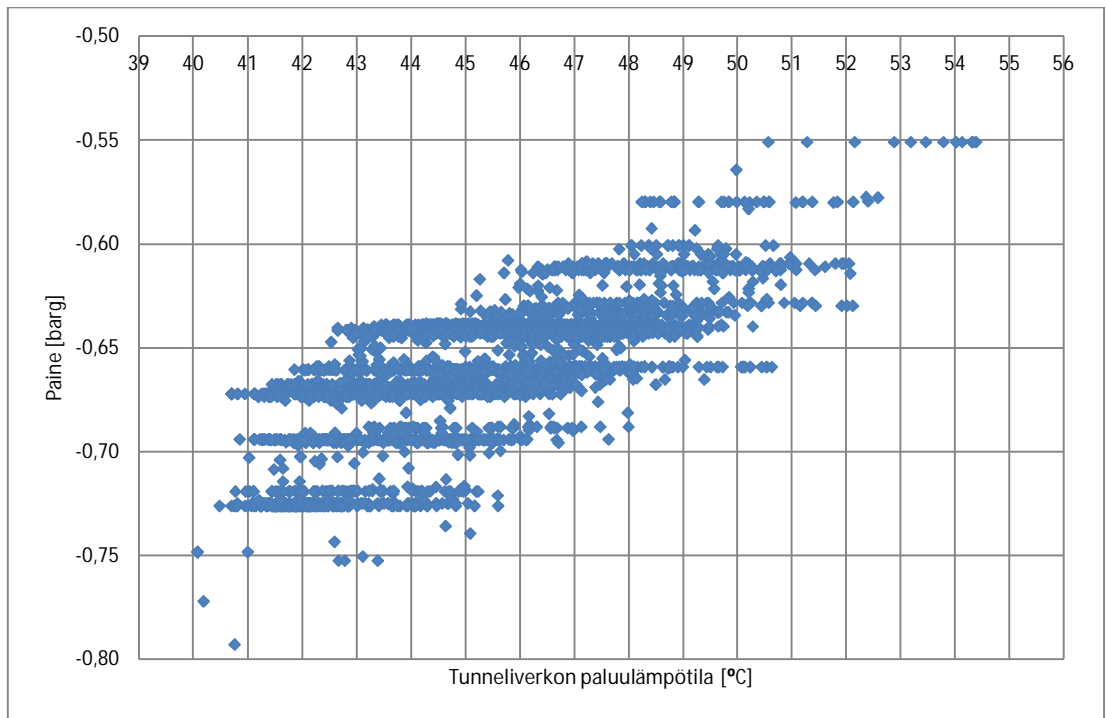
Venttiileiden toiminnan tutkimista jatkettiin selvittämällä venttiileiden painehäviöt neljästä tasaisesta ajotilanteesta, joissa myös muun laitoksen prosessiarvot olivat lähes samat. Pikasulkuventtiileille kyseisissä ajotilanteissa mitattiin painehäviöksi keskimäärin 1,2 baaria ja säätöventtiileille mitattiin 2,2 baaria. Säätöventtiilin painehäviö on suuri verraten pikasulkuventtiilin painehäviöön sekä myös päähöyryn sulkuventtiileiden painehäviöön, joka vaihtelee kattila 5 höyrylinjan noin 1,0 baarista kattila 4 höyrylinjan 1,5 baariin.

4.1.2.5 Kaukolämmönvaihtimet

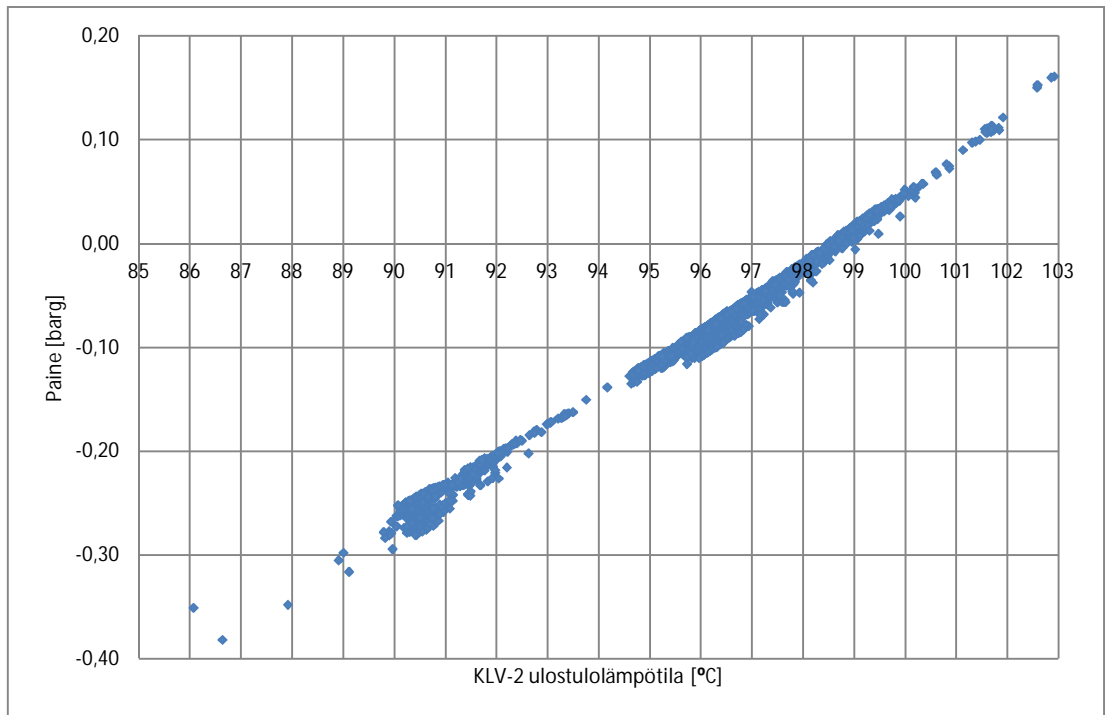
Helsingin alueen kaukolämpöverkon tilanne vaikuttaa höyryturbiinin toimintaan. Kaukolämmön paluulämpötila määrää vastapaineen kaukolämmönvaihdin 1:lle. Paluuveden lämpötila vaihtelee talvella karkeasti välillä 40-54 °C, ja on keskimäärin 45 °C. Paluulämpötilassa on vuorokausitasolla vaihtuvuutta, koska yöaikaan kulutuksen ollessa alhainen, verkkoon varastoidaan lämpöä, jolloin puhutaan tunneliverkon latauksesta. Aamutunneilla kulutus on suurin, jolloin tunneliverkon paluulämpötila alkaa laskea. Kaukolämpöveden lämpötila nostetaan vaihtimella arvoon 60-79 °C, ja keskimäärin lämpötilaan 71 °C mittauksessa. Kaukolämmönvaihtimen 2 jälkeen kaukolämpöveden lämpötila vaihtelee talven miinusasteiden mukaan välillä 80-103 °C. Kattiloiden putkistoratkaisusta johtuen lämpötila KLV-2:n jälkeen on suunnilleen sama kuin tunneliverkon menolämpötila. Tunneliverkolle lähtevän kaukolämpöveden lämpötilaa ajetaan tietyn käyrän mukaisesti, joka on ulkoilman lämpötilasta riippuvainen. Menoveden lämpötila ei muutu vuorokausitasolla niin paljon kuin paluulämpötila. Korkea tunneliverkolle menevän kaukolämpöveden lämpötila laskee höyryturbiinista saatavaa sähkötehoa, samoin korkea tunneliverkon paluulämpötila.

Vastapaineiden arvoja ja vaihteluväliä talviajossa tutkittiin pistediagrammeilla kuvissa 8 ja 9. Kuvat havainnollistavat vastapaineen muodostumista kaukolämpöveden lämpötilan mukaan prosessin eri pisteissä. Huomattavaa on, että

kaukolämmönvaihdin 2:n vastapaine vaihtelee suuremmalla alueella kuin kaukolämmönvaihdin 1:n vastapaine.



Kuva 8 KLV-1 vastapaineen vaihtelu kaukolämpöverkon paluuvien lämpötilan funktiona



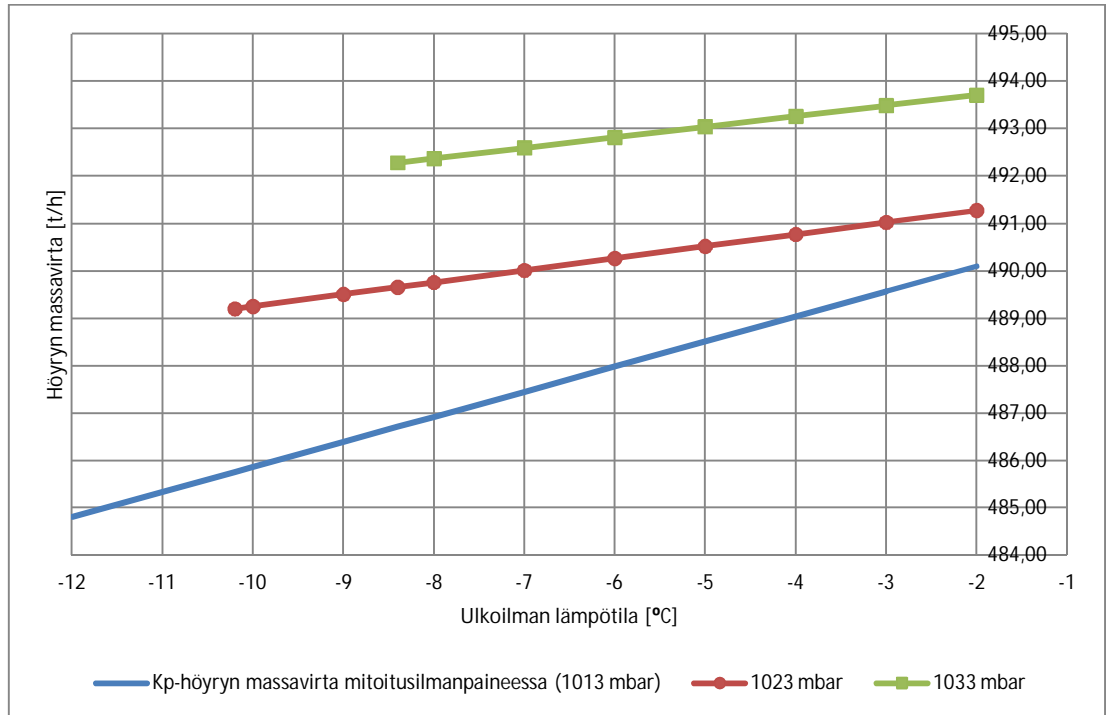
Kuva 9 KLV-2 vastapaine vaihtimen kaukolämpöveden ulostulolämpötilan funktiona

4.2 Nykyisen prosessin rajoitteet

Nykyinen operointikäytäntö on ollut, että kaasuturbiinin (normaalisti Kt5:n) tehoa lasketaan rajoitushetkellä. Toinen käytäntö on ollut ajaa matalapainehöyryä tai harvinaisessa tapauksessa korkeapainehöyryä reduktiolämmönvaihtimeen. Prosessinvalvontajärjestelmään tulee kattilan kp-lieriön korkean paineen hälytys, kun painemittaus ylittää 80 baaria. Kun paine ylittää kyseisen hälytysrajan, on ryhdytty toimiin.

Rajoitustilanteita on ilmennyt, kun ulkoilman lämpötila on ollut alle 0 °C, ja on ajettu peruskuorma-ajoa. Kattilan paine nousee, kun höyryprosessi ei läpäise kaikkea tuotettua höyryä. Syitä läpäisemättömyyteen voivat olla korkeapainesäätöventtiilien kuristaminen, eli painehäviö venttiilien yli kasvaa liian suureksi, turbiinin virtauksen kulku tai korkea vastapaine, joka aiheutuu kaukolämpöverkon tilasta.

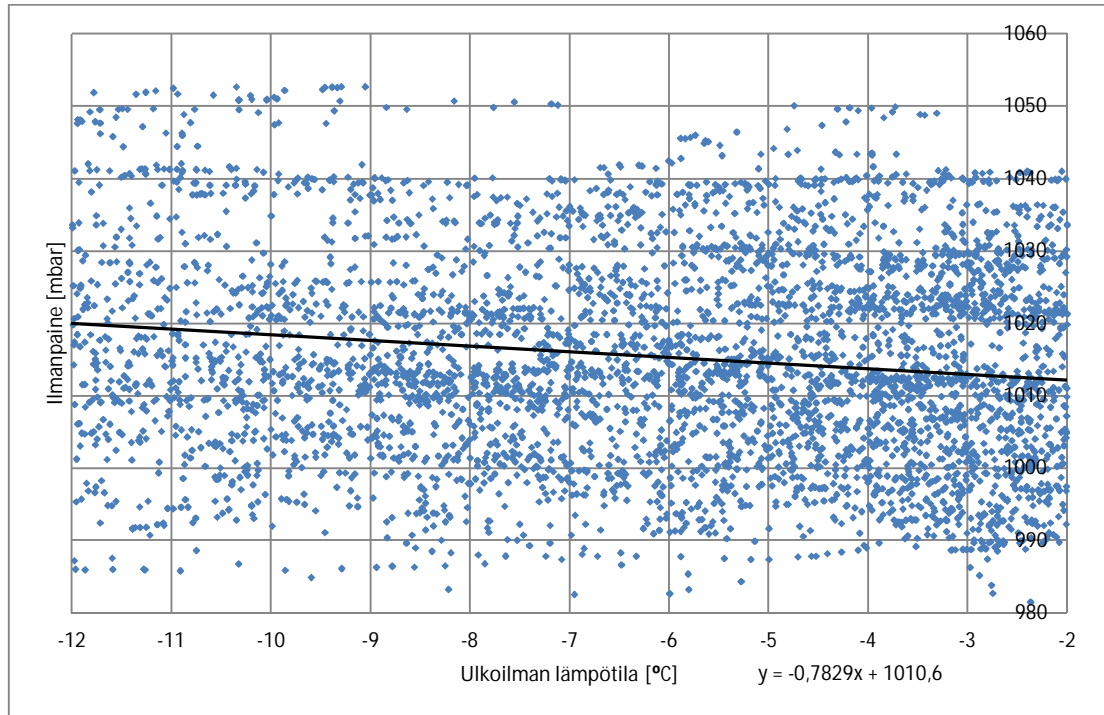
Rajoitustilanteisiin koettiin päästä käsiksi tutkimalla kattiloiden höyryntuottoa peruskuormalla eri ulkoilman lämpötiloissa. Kävi ilmi, miten merkittävästi myös ulkoilman paine vaikuttaa sähkötehoon kaasuturbiineilla sekä myös höyrystymistehtoon kattiloissa. Kaasuturbiini 5 suorituskyvyn ollessa parempi tehtiin erikseen suorat molemmille kattiloille korkeapainehöyrytehon käyttäytymisestä ulkoilman lämpötilan funktiona kolmella eri ilmanpainetasolla. Tutkimus suoritettiin ottamalla Topi-järjestelmästä vuosien 2012-2013 kylmien kuukausien tuntikeskiarvot, ja niistä suodatettiin pois ajotilanteet, jotka olivat osakuormalla. Kokonaishöyryteholle laskettiin Excelissä funktio, jota se noudattaa. Kuva 10 esittää korkeapainehöyryn kokonaismassavirran määrää eri ulkoilman lämpötilassa. Kuitenkin on huomioitava, että esimerkiksi korkean ilmanpaineen (1033 mbar) käyrä on epätarkka mittapisteiden vähyyden vuoksi.



Kuva 10 Nykyisen prosessin (vuosi 2013) korkeapainehöyryn kokonaismassavirta peruskuormalla ulkolämpötilan funktiona eri ilmanpainetasoilla

Korkeapainehöyrylinjasta otetaan omakäyttöhöyryä keskimäärin noin 4 t/h, joten kuvan 10 mukainen höyrymäärä ei aivan kokonaisuudessaan kulje höyryturbiinille asti. Periaatteessa rajoitustilanne syntyy, kun höyryturbiinille menevä kokonaishöyrymäärä ylittää mitoitushöyrymäärään 490,32 t/h. Koska kuvassa 10 olevat suorat kuvaavat keskimääräistä tilannetta, ei siten siitä voida määrittää absoluuttista totuutta, kuinka rajoitustilanteet syntyvät. Kuvasta voidaan päätellä, että teoriassa liian korkea höyryteho saavutetaan vain mitoitusilmanpainetta korkeammalla ilmanpaineella.

Tulosten vuoksi, päätettiin tarkastella, kuinka ilmanpaine korreloi ulkoilman lämpötilan kanssa. Vastaavuus on esitetty kuvassa 11 vuosien 2009-2012 ulkoilman mittausdatasta.



Kuva 11 Ulkoilman paine lämpötilan funktiona

Kuvasta nähdään, että tarkasteluvälillä näyttäisi olevan korrelaatiota, eli ilmanpaine on keskimäärin korkeampi kylmemmällä ulkoilman lämpötilalla. Tästä voidaan päätellä, että ilman kylmetessä höyrystymisteho siirtyy kuvassa 10 kohti korkeamman ilmanpaineen suoria.

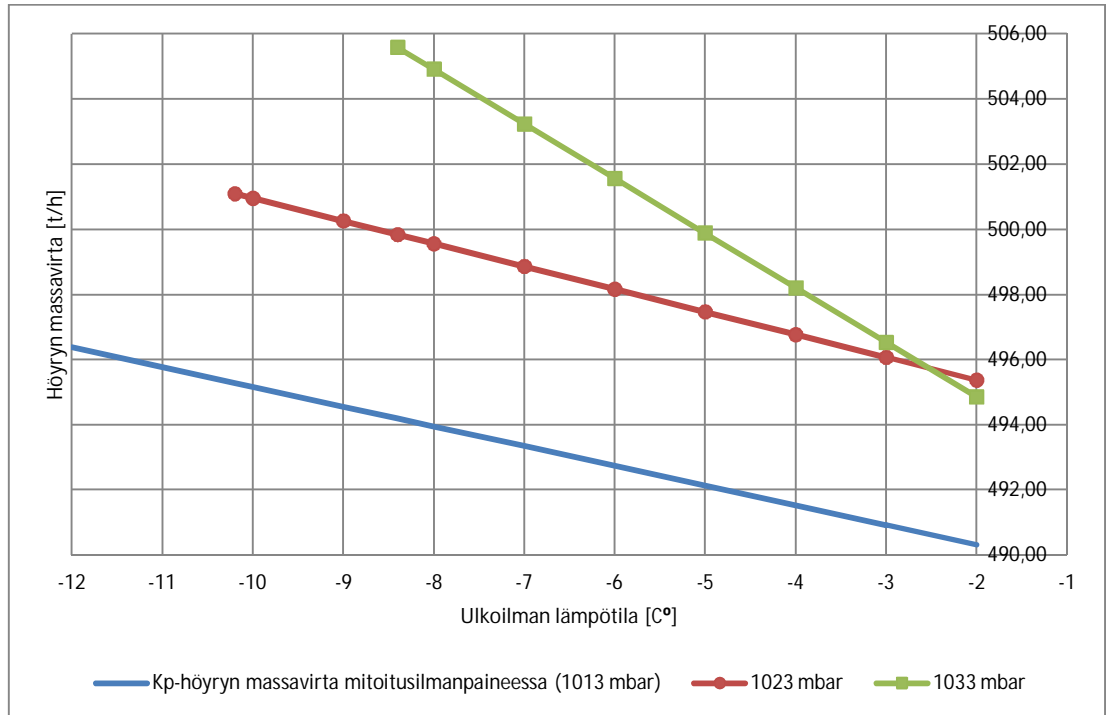
Todellisuudessa rajoitustilanteita on syntynyt myös normaalilla ilmanpaineella. Mittausarvoja tutkimalla jää vielä epäselväksi, missä kohtaa höyryprosessin läpäisy-kyky on heikoimmillaan.

4.3 Kaasuturbiini 4 jatkomodernisoinnin vaikutus höyryprosessiin

Vuonna 2014 huollossa suoritetaan Kt4 jatkomodernisointi. Modernisoinnin tuloksena akseliteho korotetaan samalle tasolle kuin Kt5:llä ja hyötysuhde paranee siipigeometriamuutoksen myötä. On todennäköistä, että kaasuturbiinit noudattavat sen jälkeen samaa kaavaa. Näiden tietojen pohjalta tehdään tässä luvussa arvio, kuinka kokonaishöyry määrä muuttuu jatkomodernisoinnin tuloksena. Toisaalta laitoksen historiassa on Kt4 ollut aina suorituskvyyltään parempi kuin Kt5, eli muutosta on vaikea tarkasti ennustaa [16].

4.3.1 Korkeapainehöyryn massavirta

Jos oletetaan, että kattila 4:n höyryteho nousee noudattamaan samaa mallia kuin kattila 5:n höyryteho, muodostuu kokonaishöyryteho kaksinkertaiseksi kattila 5:n höyrytehoksi. Modernisoinnin jälkeinen höyryn massavirta arvioidaan kuvan 12 mukaiseksi:



Kuva 12 Arvio korkeapainehöyryn kokonaismassavirrasta peruskuormalla ulkoilman lämpötilan mukaan Kt4 modernisoinnin jälkeen

Mallinnuksessa huomioidaan jälleen ilmanpaineen vaikutus kaasuturbiinien tehoon ja siten myös höyryn massavirtaan. Mittapisteiden vähyys, ja mittalaitteiden virhe aiheuttaa epätarkkuutta suoriin ainakin korkeammilla ilmanpaineilla. Kuvasta nähdään, että mitoitusilmanpaineella noin 490 t/h höyryä tuotetaan peruskuormajolla jo ulkoilman lämpötilassa -2 °C, jonka jälkeen höyryturbiini ei läpäise enempää, tietysti huomioiden vastapainetilanteen.

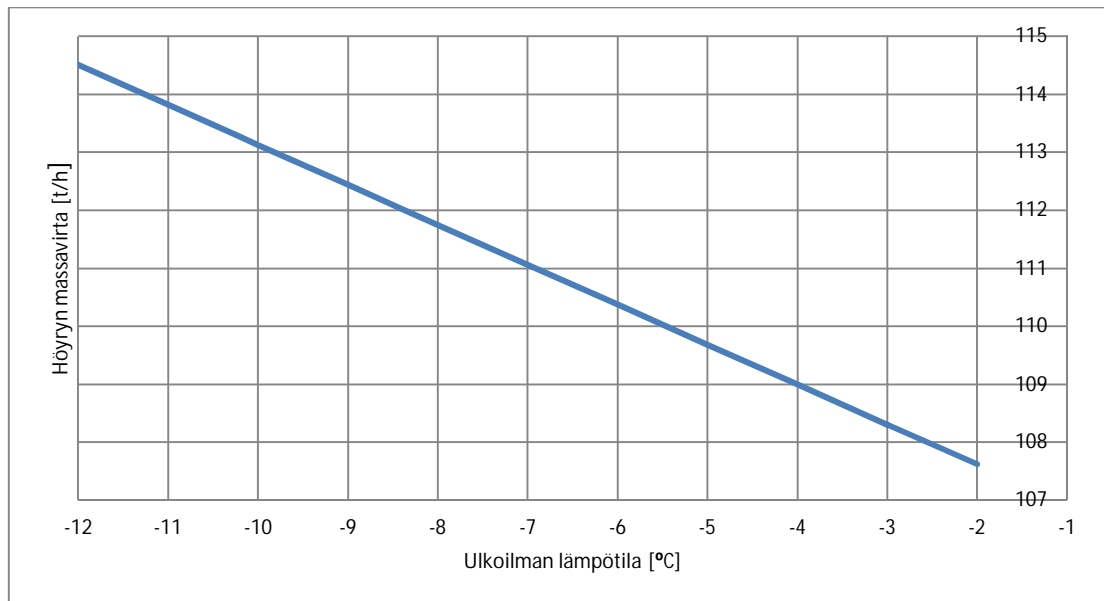
Kattilan korkeapainelieriön paine on maksimissaan (80 baaria), kun höyryteho on noin 490 t/h, ja tällöin paine ennen turbiinia on vähän alle 78 baaria ja paine ennen siivistöä on noin 74 baaria.

Kattilan 5 höyrytehon kapasiteettia testattiin 18.3.2013 1033 millibaarin ilmanpaineella kaasuturbiinin akselitehonerajoitusta vasten. Kun lieriön paine nousi hälytysrajan yli, ajettiin ylimääräistä korkeapainehöyryä KLV-3:een. Ajotilanteesta nähtiin, että kattilan korkeapainehöyryn määrä oli hetkellisesti 258 t/h. Tästä voidaan päätellä, että kattiloiden kokonaiskorkeapainehöyryteho vuoden 2014 Kt4 modernisoinnin jälkeen voi satunnaisesti korkealla ilmanpaineella ylittää jopa 516 t/h tai enemmän.

4.3.2 Matalapainehöyryn massavirta

Vaikka matalapainehöyryprosessissa ei ole ilmennyt rajoitustilanteita, on syytä arvioida höyryteho tulevaisuudessa myös matalapainehöyryn osalta. Mp-höyryn massavirtaa tutkimuksen lämpötila-alueella voidaan arvioida 5 kattilan höyrytehon mittausdatasta. Arviossa käytetään normaalin, eli mitoitusilmanpaineen tasoa

peruskuorma-ajossa. Kattila 5 matalapainehöyryn massavirran kaksinkertaistettu suora on esitetty kuvassa 13.

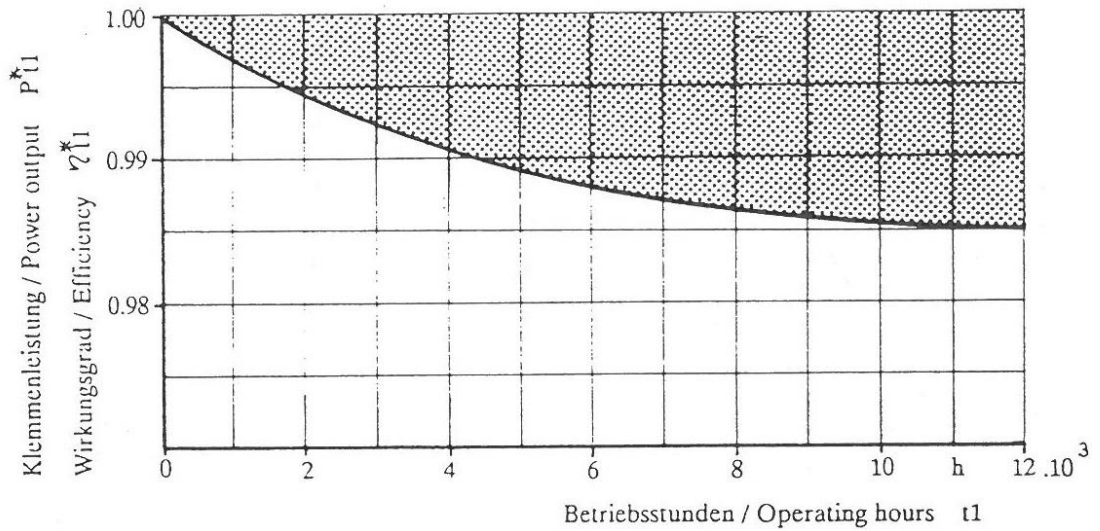


Kuva 13 Arvio matalapainehöyryn massavirrasta normaalilla ilmanpaineella peruskuorma-ajossa ulkoilman lämpötilan funktiona Kt4 modernisoinnin jälkeen

Kuten kaaviosta nähdään, on matalapainehöyryn massavirta selvästi yli suunnitteluarvojen jo aikaisessa vaiheessa ilman kylmetessä. Mittausdatan perusteella omakäyttöhöyryä otetaan matalapainelinjasta enemmän kuin korkeapainelinjasta. Keskimäärin omakäyttöhöyryä otetaan kattila 5:n päähöyryputkesta noin 8 t/h, mikä tarkoittaa sitä, että kuvassa 13 arvioitu höyrymäärä ei aivan kokonaisuudessaan kulje turbiinille asti.

4.3.3 Kaasuturbiinien ikääntyminen

Hyvä huomio tulevaisuuden höyryvirtojen arvioinnissa on kaasuturbiinien ikääntymisen vaikutus höyryprosessiin. Kuvassa 14 on esitetty Siemensin laatima käyrä kaasuturbiinin ikääntymisestä käyttötuntien kasvaessa. Ikääntymisen myötä kaasuturbiinin hyötysuhde laskee ja täten myös generaattorilta saatava sähköteho. Hyötysuhteen laskiessa kaasuturbiinilta lämmön talteenottokattilaan menevä savukaasuteho kasvaa, mikä vaikuttaa kattilassa nostaen kattilan kp- ja mp-höyryjen massavirtoja.



Kuva 14 Kaasuturbiinin ikääntymisen vaikutus sen hyötysuhteeseen ja sähkötehoon [12]

Vuosaaren B-voimalaitoksella yhdelle kaasuturbiinille kertyy vuodessa keskimäärin 7500-8000 käyttötuntia [16]. Ikääntymiskäyrästä huomataan, että käyttötuntien vaikutus hyötysuhteen ja sähkötehon laskuun on voimakkaimmillaan ensimmäisen käyttövuoden aikana.

4.3.4 Ulkoilman lämpötila

Tässä työssä on arvioitu, että ulkoilman lämpötiloilla -2 °C :sta -12 °C :een vallitsee Kt4 modernisoinnin jälkeen peruskuormalla (ja todennäköisesti myös osakuormalla) jo rajoittava höyryn massavirta. Sen vuoksi on perusteellista arvioida, kuinka monta tuntia vuodessa lämpötila on kyseisellä välillä. Arvioon käytettiin menneiden vuosien ulkolämpötilatietoja sekä olettaa lievää ilmaston lämpenemistä. Tutkimuksessa käytetään siten taulukon 2 mukaista ulkolämpötilajakaumaa:

Taulukko 2 Ulkoilman lämpötilan arvioitu pysyvyystaulukko (tunteja vuodessa) [22]

Ulkoilma [°C]	Tunteja [h]
-2	240
-3	205
-4	163
-5	137
-6	115
-7	90
-8	81
-9	68
-10	60
-11	50
-12	41
Yhteensä	1250

5 Höyryprosessin tehonkorotusmahdollisuudet

5.1 Höyryturbiinin tehonkorotusmahdollisuudet

Tässä luvussa selvitetään höyryturbiinin muutosten vaikutusta höyryprosessin tehoihin. Sähkö- ja lämpötehon nousun hyöty lasketaan kannattavuustarkastelua varten.

5.1.1 Kp-säätöventtiilin kertavastuksen ja läpäisyn laskenta

Koska korkeilla tehotasoilla korkeapainehöyrylinjan paine nousee rajoitushetkillä ennen säätöventtiileitä, on perusteltua laskea painehäviön vaikutusta höyryprosessiin. Mikäli säätöventtiilit mitoitetaan uudelleen, voidaan paine säilyttää samalla tasolla siten, että lieriön paine on alhaisempi samalla höyryteholla venttiilin painehäviön vähenemisen vuoksi.

Korkeapainesäätöventtiilin ahtauden todentamisessa käytettiin kertavastukselle määriteltyä kaavaa (3.5). Laskentaan otettiin mittaustiedot kolmesta vakaasta peruskuorman ajotilanteesta. Lisäksi huomioitiin seuraavat tiedot ja olettammat:

- Säätöventtiilit sijaitsevat kahdessa putkessa, joihin päähöyryn oletetaan jakautuvan tasaisesti. Yhdessä putkessa kulkevan höyryvirran keskimääräinen nopeus ennen venttiiliä laskettiin kaavan (3.5) avulla.
- Laitoksen korkeapainehöyrykaavioon on merkitty putken halkaisija, joka on 355,60 millimetriä [21].
- Höyryn massavirran keskiarvo oli ajotilanteissa 489,33 t/h.
- Säätöventtiilin painehäviö oli keskimäärin 2,13 baaria.
- Tuorehöyryn arvoissa 77,53 baaria ja 501 °C ominaistilavuudelle käytettiin arvoa 0,04285 m³/kg [23].

Selvillä olevista tiedoista ja mittausdatasta laskettiin säätöventtiilille kertavastus, jonka arvo oli keskimäärin 21,20. Virtausmekaniikan perusteet -kirjan mukaan täysin auki olevan istukkaventtiilin kertavastus on välillä 10-20 [9]. Jos kp-säätöventtiilin kertavastusta verrataan tähän niin vaikuttaa siltä, että ajotilanteesta lasketun kertavastuksen arvo on suhteellisen suuri.

Seuraavaksi laskettiin, kuinka 0,5 baarin pudotus venttiilin painehäviössä vaikuttaa kertavastukseen, ja siten myös massavirran läpäisyyn. Samoilla lähtötiedoilla, 1,63 baarin paine-erolla kertavastukselle laskettiin arvo 16,22, joka on lähteen [9] suuruusluokassa. Uudella, pienemmällä kertavastuksella, ja alkuperäisellä painehäviöllä 2,13 baaria laskettiin, että kokonaishöyrymassavirta voisi olla 559,88 t/h, joka on 70,55 t/h enemmän höyryä kuin ensimmäisessä laskennassa.

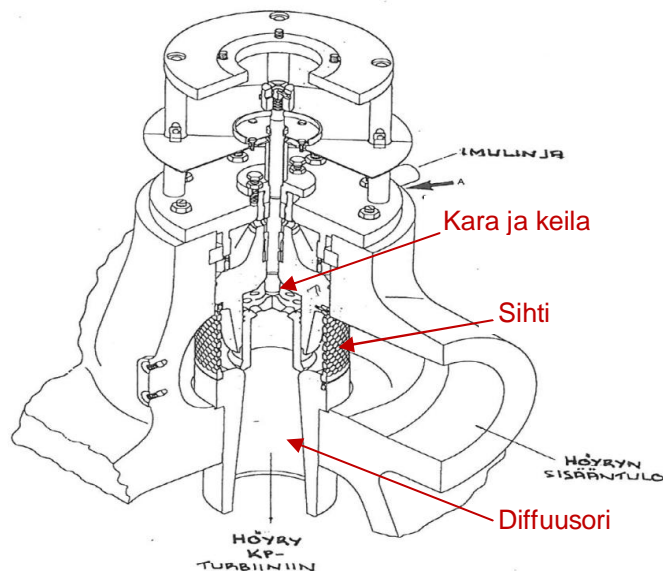
Liitteessä A on taulukko laskennasta.

Yllä olevan tarkastelulaskennan tuloksena voidaan todeta, että säätöventtiilin sisäisillä, mekaanisilla muutoksilla voidaan parantaa höyryprosessin läpäisyä merkittävästi.

5.1.2 Höyryturbiinin modernisointi

5.1.2.1 Höyryturbiinin läpäisyyn vaikuttavat muutostyöt

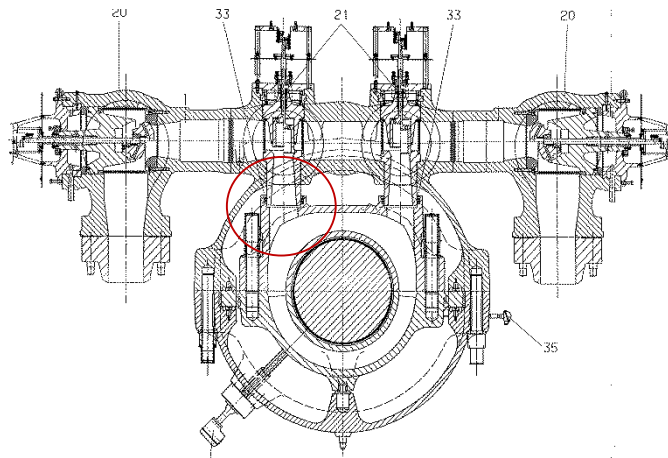
Jotta kaikki kattiloissa tuotettu höyry voidaan vuoden 2014 huollon jälkeen ajaa höyryturbiinille, on tehtävä muutoksia höyryprosessiin. Tässä tutkimuksessa on todettu, että höyryturbiinin korkeapainehöyryn säätöventtiilit ovat höyryprosessin pullonkaula. Näin ollen höyryprosessin läpäisyn parantamiseksi on muutettava säätöventtiilejä mekaanisesti. Kuvassa 15 on segmenttileikkaus säätöventtiilin 3D-piirustuksesta. Säätöventtiili on mitoitettava uudelleen, ja muutoksia on välttämätöntä tehdä ainakin diffuusoriin ja keilaan, sekä mahdollisesti myös karaan ja virtauksen tasaajaan (ts. sihtiin) [24]. Vaadittavat tiedot ja asiantuntemus venttiilin uudelleen mitoitukseen on turbiinitoimittajalla, Alstomilla. Venttiilin mitoitusta ei sisällytetä tähän työhön.



Kuva 15 Korkeapainehöyryn säätöventtiilin 3D-piirustuksen segmenttileikkaus [21]

Kuvassa 16 on poikkileikkaus korkeapaineturbiinin pesästä ja pikasulku- sekä säätöventtiileistä. Piirustuksesta nähdään, että säätöventtiilien diffuusorit liittyvät ulkopesän läpi sisäpesän pyörökammioon. Venttiilin uudelleen mitoituksessa diffuusorin halkaisijaa pitää kasvattaa, minkä vuoksi koneistamista vaaditaan myös sisäpesässä. Turbiinipesän avaaminen ja purku on siis tarpeen. Mikäli muutoksiin ryhdytään, on venttiilipesän huolto suositeltavaa suorittaa vuoden 2016 revisiossa, jolloin turbiini on suunniteltu purettavaksi ja huollettavaksi. Säätöventtiilien uudelleen mitoituksen, korkeapainepesän koneistuksen ja venttiilien osien hankinnan ja asennuksen kustannusten arvioidaan olevan noin 150 000 € Mikäli asennus

päätettäisiin tehdä muulloin, turbiinipesän avaaminen nostaa kustannusarvion noin 0,5 M€n. [24][25]



Kuva 16 Korkeapainesäätöventtiilin yhdistyminen turbiinipesään [21]

Muita höyryprosessin läpäisyn kannalta ahdistavia kohtia ei ole ainakaan vielä havaittu. On kuitenkin huomioitava, että höyryprosessin todellista käyttäytymistä on tämän tutkimuksen lähtötiedoilla ja resursseilla vaikea ennustaa. On mahdollista, että Kt4 huollon jälkeen kasvava höyryteho tuo esiin uusia pullonkauloja esimerkiksi matalapainehöyryn läpäisykyvyn heikkeneminen tai itse turbiinin virtausmekaaniset olosuhteet massavirran kasvaessa.

5.1.2.2 Muutostöiden vaikutus höyryturbiinin ja laitoksen tehoihin

Laskentaa suoritettiin vanhan ja uuden prosessin vertailemiseksi. Laskentapisteeksi valittiin peruskuorma-ajo ulkoilman lämpötilan ollessa -12 °C normaali-ilmanpaineessa 1013 millibaaria. Laskennan oletukset ja lähtötiedot olivat seuraavaa:

- Kaasuturbiinien tehojen oletettiin olevan kuvan 4 mukaisia.
- Kaukolämpöverkon tilanne oli vertailulaskennassa vakio: KLV-1 vastapaine $-0,65$ baaria ja KLV-2 vastapaine $0,05$ baaria.
- Höyryn massavirroille käytettiin luvussa 4 arvioituja määriä mitoitusilmanpaineessa.
- Tuorehöyryille käytettiin samaa ominaisentalpiaa, vaikka todellisuudessa tuorehöyryn paine kasvaa massavirran mukaan.
- Omakäyttöhöyryä oletettiin mittausdatan perusteella otettavan matalapainelinjasta 8 t/h ja korkeapainelinjasta 4 t/h.
- Isentrooppisille hyötysuhteille ja häviöiden hyötysuhteille käytettiin vuoden 2006 revisiomittauksissa määritettyjä arvoja (ks. luku 4.1.2.1).
- Välipainehöyryn oletettiin jakautuvan tasaisesti välipaineturbiinin pesiin.
- Höyryn oletettiin lauhtuvan kylläiseksi vedeksi kaukolämmönvaihtimissa, joiden asteisuus on 2 °C .

- Laitoksen kokonaishyötysuhteen ja rakennusasteen suuruusluokan tarkistuksessa käytettiin kattiloiden kaukolämpöpakettien lämpötehoina keskiarvoa, joka otettiin Topi Reportsista tutkimuksen ulkoilman lämpötila-alueelta.

Höyryn ja veden arvot laskentaan haettiin taulukkokirjoista, lähteistä [23] ja [26]. Turbiinipesien isentrooppiset ja todelliset paisuntasuorat piirrettiin havainnollistamaan vesihöyryn h,s-piirroksen, joka on liitteessä B.

Ensimmäiseksi laskettiin höyryprosessin tehot nykyisellä prosessilla (2013). Höyryturbiinin sähkötehoksi laskettiin 132,87 MW, kun korkeapainehöyryn massavirta on 485 t/h ja matalapainehöyryn massavirta on 114 t/h. Laitoksen kokonaissähkötehoksi laskettiin 493,97 MW. Kaikki laskennassa käytetyt lukuarvot ja tulokset ovat liitteessä C.

Seuraava laskenta suoritettiin Kt4 modernisoinnin jälkeisellä prosessilla ulkoilman lämpötilassa -12 °C, jossa kaasuturbiinit ovat akselitehonrajoituksella. Höyryturbiinin sähkötehoksi laskettiin 135,75 MW korkeapainehöyryn massavirran ollessa 496 t/h ja matalapainehöyryn massavirran ollessa 115 t/h. Laitoksen kokonaissähkötehoksi laskettiin 508,92 MW. Laskennan tulokset ovat kokonaisuudessaan liitteessä D.

Kahdessa yllälasketussa pisteessä on koko laitoksen teho maksimissaan nykyisessä ja tulevassa prosessissa (mikäli säätöventtiilin läpäisyä parannetaan). Höyryturbiinin tehojen erotus on näissä pisteissä 2,88 MW ja laitoksen kokonaissähkötehojen erotus on 14,95 MW.

5.1.3 Höyryturbiinin muutostöiden kannattavuus

Höyryturbiinin säätöventtiileiden muutosten kannattavuudessa tulee arvioida, mikä on vuotuinen lisähyöty höyryturbiinin sähkön ja lämmön tuotannossa korkeapainehöyryn osalta. Laskennan lähtökohdaksi oli korkeapainehöyryn massavirran suora kuvassa 12. Kannattavuutta ajatellen höyryn massavirta ei itsessään kerro riittävästi. Tämän vuoksi suora, joka on massavirrassa enemmän kuin 490 t/h ajateltiin ylimäärähöyrynä, joka muutettiin liitteen D mukaisella laskennalla höyryturbiinin lisäsähkötehoksi ja lämpötehoksi ulkoilman lämpötilan funktiona. Pisteessä -12 °C ylimäärä höyryn tuotanto on 6 t/h, jonka tuottama sähköteho korkeapainepesässä ja välipainepesissä on 1,51 MW. Lisäksi kyseinen höyrymäärä tuottaa vielä vastapaineturbiinin lämmönvaihtimissa yhteensä 3,52 MW lämpöä. Pisteessä -2 °C ylimäärähöyryä tulee noin 0 t/h. Näillä tiedoilla muodostettiin ylimääräisen sähkötehon, P , yhtälö, joka on

$$P = -0,151x - 0,302, \quad (5.1)$$

jossa x on ulkoilman lämpötila. Yhtälöstä laskettiin sähkötehon arvo tutkimuksen tarkasteluvälin ulkoilman lämpötilapisteissä.

Samalla menetelmällä muodostettiin yhtälö vastapainelämmönvaihtimien tuottamasta kaukolämmöstä, joka on

$$Q = -0,352x - 0,704, \quad (5.2)$$

jossa x on ulkoilman lämpötila. Yhtälöstä laskettiin lämpötehon, Q , arvo tutkimuksen tarkasteluvälin ulkoilman lämpötilapisteissä.

Luvussa 4.3.4 arvioitiin, kuinka monta tuntia vuodessa on keskimäärin tarkasteluvälin ulkoilman lämpötilat. Nämä tuntimäärät kerrottiin yllä olevasta yhtälöistä lasketuilla pisteillä, jolloin saatiin yhden vuoden keskimääräiset tuotot [MWh] korkeapainehöyryllä. Kun tuotot laskettiin yhteen, saatiin lisäsähkön määräksi 627 MWh vuodessa ja kaukolämmön määräksi 1462 MWh. Keskimääräiset tehon muutokset korkeapainehöyryyn osalta saatiin laskentaa varten jakamalla yllä olevat luvut kokonaistuntimäärällä 1250 tuntia. Täten sähkötehon muutos höyryturbiinilla on 0,50 MW ja lämpötehon muutos vastapainelämmönvaihtimilla on 1,17 MW. Polttoaineen tehon muutos höyryyn osalta laskettiin laitoksen kokonaishyötysuhteen mukaan, ja se on 1,80 MW.

Kyseisellä ulkoilman lämpötilavälillä kaasuturbiinien lisäteho laskettiin yllä olevan menettelyn mukaisesti. Sähköä tuotettaisiin lisää vuodessa kaasuturbiineilla 11652 MWh.

Tilanteen kustannusmuutokset laskettiin huomioiden polttoaineen hinta, yhteistuotannon verotus ja päästöt. Laskennan perusajatus oli, että Vuosaassa yhteistuotannolla tuotetulla lämmöllä voitaisiin korvata kylmien säiden erillistuotannon lämpöä, eli hiiltä, kaasua ja öljyä. Korvattava lämmöntuotanto on arvioitu seuraavasti: 1250 tunnista 700 tuntia hiililämpökattilaa, 450 tuntia kaasulämpökeskuksia ja 100 tuntia öljylämpökeskuksia. Tämän lämpökombinaation tuotannon keskihintana (lämmön arvona) käytettiin tähän tutkimukseen kolmea hintavaihtoehtoa: 40 €/MWh, 50 €/MWh ja 60 €/MWh, johon on jo sisällytetty polttoainekustannukset, verot, päästöoikeudet ja muut muuttuvat kustannukset. Laskentaan otettiin hintavaihtoehtoja, sillä todellista hinta-arviota ei voida tässä diplomityössä esittää. Lisäksi laskennassa arvioitiin sähkön vuosikeskihinnaksi 46 €/MWh, josta laskentaan on käytetty 110 %:n arvoa huomioiden, että tarkasteluvälillä on talvikausi. Tuotantokustannusten määrittelyssä käytetään tariffikaasulle arvioitua keskimääräistä hintaa 30 €/MWh sekä kaasun yhteistuotantoverolle hintaa 11,5 €/MWh. Päästöoikeuden hinnaksi arvioitiin 11,5 €/MWh. [22][27]

Laskennan taulukot ovat liitteessä F.

Muutostöiden investointi on arvioitu olevan 150 000 € ja käyttöiäksi 10 vuotta, jolloin käyttöaika on 2016–2026. Höyryturbiinin läpäisyn kannattavuuslaskentaa varten tehtiin kassavirtataulukko. Kassavirrat diskontattiin 7 %:n diskonttaus korkokannalla nykyhetkeen. Diskonttaus korkokannassa on huomioitu myös 2 %:n inflaatio-odotus.

Kannattavuusdiagrammi ja taloudellisten tunnuslukujen vertailu esitetään luvussa 6.

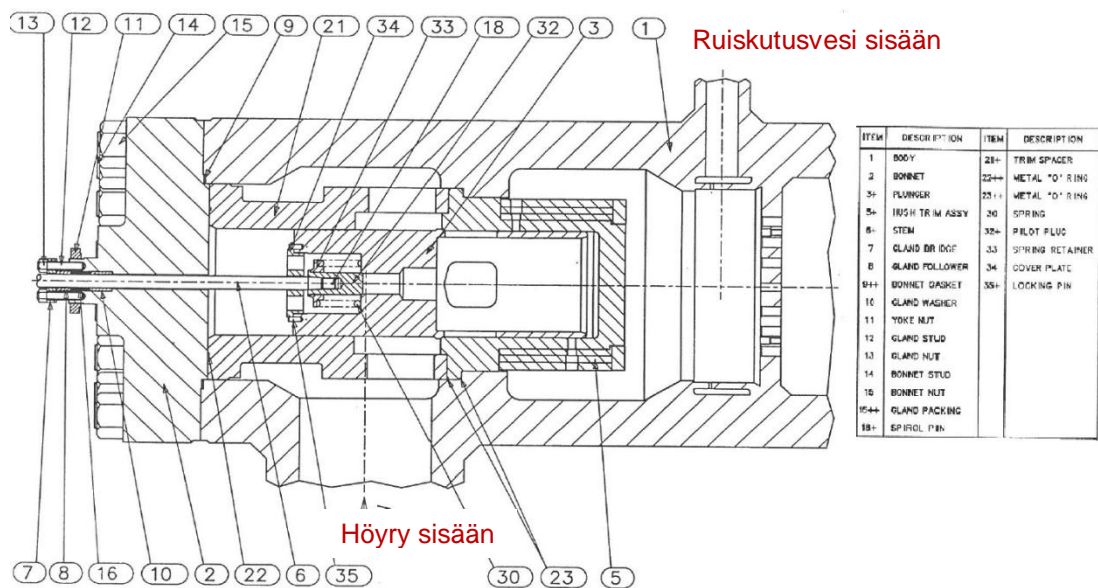
5.2 Kaukolämpöreduktioajo rajoitushetkillä

Tässä luvussa arvioidaan, kuinka laitoksen kaukolämpöreduktiota voidaan kehittää sekä reduktion parantamisen hyöty laitoksen lämpötehon nostamiseksi. Luvussa lasketaan lämpötehon muutokset sekä investoinnin kannattavuus vertailua varten.

5.2.1 Reduktioventtiilien kehitysmahdollisuuksia

Vuosaaren B-voimalaitoksen käyttöhistorian aikana reductioventtiileissä on huomioitu paljon ongelmia. Alun perin kaikki reductiosäätöventtiilit (kattiloiden käynnistys-, kaukolämpöreduktio-, ja lauhduttimen venttiilit) olivat Copes-Vulcan Ltd.:n toimittamia hydrauliohjattuja istukkaventtiileitä. Kyseisen pilottiohjatun paineenalennusventtiilin konepiirustus on kuvassa 17.

Vikaantumisia alkoi ilmetä, kun venttiileissä pilottimännän (nro 6/32) kara katkesi herkästi. Alun perin venttiilin päämännän (nro 3) ja sylinterin välinen välys oli niin pieni, että kuumentuessaan venttiili oli altis leikkaamaan kiinni. Ongelmaa pyrittiin korjaamaan suurettamalla välystä, jonka jälkeen mäntä pääsi pyörimään sylinterissä herkästi.



Kuva 17 Copes-reduktionventtiilin konepiirustus [21]

Pilottimännän varsi on venttiilissä huomattavasti ohuempi kuin toimilaitteen hydrauliventtiilissä (näkyvissä kuvassa 18), jolloin suurilla paine-eroilla epäjatkuvuuskohtiin pääsee kehittymään suunnitteluarvoja ylittäviä jännityksiä. [28]



Kuva 18 K4 kp-reduktiosäätöventtiili

Kun vikoja oli ilmennyt, ongelmaan kehiteltiin erilaisia ratkaisuja: Kaikkiin venttiileihin tehtiin päämäntään kiila, jotta mäntä ei pääsisi pyörimään sylinterissä. Lisäksi lauhduttimen reduktioventtiileihin vaihdettiin uudet pilottikarat, joiden varret olivat paksummat kuin edelliset, vaikka katkeaminen on niissäkin edelleen riskinä. Kattiloiden käynnistysäätöventtiilit päätettiin vaihtaa kokonaan toimivampaan ratkaisuun vuonna 2002. Korvaavat reduktioventtiilit tilattiin Siemensiltä. Siemensin venttiileissä venttiilin pilottimännän varsi on huomattavasti paksumpi, ja se soveltuu näin paremmin epätasaiseen käyttöön. [28]

KLV-3:n reduktiosäätöventtiileille ei ole tehty muita muutoksia kuin kiilan lisääminen mäntään. Venttiilien osalta todettiin aikanaan, että muutoksia ei kannata tehdä, koska kaukolämpöreduktion käyttö on niin vähäistä. [28]

Mikäli tulevaisuudessa ajetaan höyryä kaukolämpöreduktioon höyryturbiinin läpäisyn ollessa heikko, on pohdittava mahdollisuuksia kehittää korkeapaine-reduktioventtiileitä paremmin toimiviksi. Vaihtoehtoja on siis vaihtaa venttiileihin suuremman halkaisijan pilottikarat, mikä on yksinkertainen ja halvin ratkaisu, tai vaihtaa venttiilit kokonaan uusiin, esimerkiksi Siemensin toimittamiin, jo hyväksi todettuihin reduktioventtiileihin. [28] Uusien korkeapainereduktioventtiileiden (2 kpl) kustannusten arvioidaan olevan 120 000 €

Toinen huomion arvoinen seikka kaukolämpöreduktion kehittämisessä on korkeapainereduktiohöyrylinjojen virtausmittaukset. Kyseiset mittaukset perustuvat höyryn paine-eroon, ja ne toimivat parhaiten suurilla virtauksilla. Mittaus näyttää virtaukselle nolla-arvoa kunnes virtaus on riittävän suuri mittaukselle. Tämän tutkimuksen ylimäärähöyryä ei voida mitata ollenkaan kyseisillä mittauksilla, vaan tulevaisuudessa ne pitäisi korvata erilaisella tekniikalla, joka mahdollistaa mittauksen

toimivuuden myös hyvin pienille virtauksille, esimerkiksi 0-15 t/h. [28] Eräs vaihtoehto on virtauksen pyöriteittämiseen perustuva vortex-mittaus.

5.2.2 Reduktioajo laskenta

Reduktiolämmönvaihtimen (KLV-3) korkeapainereduktion säätöventtiilit on mitoitettu läpäisemään 246 t/h höyryä. Kp-reduktion säätöventtiileihin ruiskutetaan syöttövesisäiliöstä paineistettua ruiskutusvettä höyryn jäähdyttämiseksi. Reduktioajoa rajoittaa kp-reduktioventtiileiden jälkeinen putki, jonka paine ei saa nousta yli 14 baarin, tosin hälytys korkeasta paineesta tulee vasta 19 baarissa. Todellisuudessa paine nousee niin korkealle tasolle vain suurilla höyrymäärillä (arviolta yli 200 t/h). Reduktioventtiilin ja KLV-3:n välisessä putkessa on myös lämpötilan rajoitus: hälytys liian korkeasta höyryn lämpötilasta tulee 260 °C:ssa. [29] Lämpötilan säätö toimii suurilla virtauksilla siten, että haluttu entalpia ohjaa ruiskutusveden määrän ja ohjaa siten ruiskutussäätöventtiileitä. [19]

Pienillä virtauksilla (alle 20 t/h), kuten tässä tutkimuksessa, ei säätöselostuksen [19] mukainen entalpialaskenta lämpötilan säädölle toimi, vaan ruiskutusveden määrä säädetään höyryventtiilin asennon perusteella. Täten höyrylle kp-reduktiosäätöventtiilin ja KLV-3:n välissä arvioidaan vakiotila. Myös KLV-3:n vastapaine oletetaan vakioksi tietyllä kaukolämpöverkon menolämpötilalla.

Seuraavassa tarkastellaan tilannetta, jossa korkeapainehöyryn massavirran ylittäessä mitoitusarvon 490 t/h ajettaisiin ylimäärä höyry kaukolämpöreduktioon, KLV-3:een. Kyseessä olisi siis tilanne, jossa höyryturbiinin kp-säätöventtiileitä ei uudelleen mitoiteta, eli höyryprosessi toimii kappaleessa 4 määritellyn läpäisyn mukaisesti Kt4 jatkomodernisoinnin jälkeen. Laskennan yksinkertaistamiseksi käytettiin seuraavia oletettavia:

- Korkeapainereduktiosäätöventtiiliin tuleva ruiskutusvesi on 2,1 baarin paineessa ja 107 °C lämpötilassa.
- Venttiilin jälkeen höyry on 140 °C ja vaihtimen vastapaine on 0,20 baaria.
- Vaihtimessa vielä hieman tulistunut höyry lauhtuu kylläiseksi vedeksi.
- Kaukolämpöverkon menoveden lämpötila on täten 103 °C, kun asteisuus on 2 °C.
- Muutoin laskentapiste on sama kuin luvussa 5.1.2.2.

Höyryn ja veden entalpiat haettiin taulukkokirjoista lähteistä [23] ja [26]. Venttiilin energia- ja massataseesta laskettiin vaadittavan ruiskutusveden massavirta.

Peruskuormalla ulkoilman lämpötilan ollessa -12 astetta reduktioon on ajettava noin 6 t/h höyryä. Ruiskutusveden massavirraksi laskettiin 1,7 t/h ja KLV-3:sta saatavaksi lämpötehoksi tilanteessa laskettiin 4,95 MW. Höyryturbiinin tehoksi laskettiin 134,24 MW ja laitoksen kokonaissähkötehoksi 507,38 MW. Laskenta on kokonaisuudessaan liitteessä E.

Reduktioajossa jokainen KLV-3:een ajettu korkeapainehöyrytonni vastaa vaihtimesta saatua noin 0,82 MW kaukolämpötehoa ja pudottaa höyryturbiinin tehoa noin 0,25 MW prosessin kyseisillä arvoilla.

5.2.3 Reduktioajon kannattavuus

Reduktioajon kannattavuudessa tulee arvioida, mikä on vuotuinen lisähyöty korkeapainehöyryn ajamisesta reduktioon. Laskennan lähtökohtana oli korkeapainehöyryn massavirran suora kuvassa 12. Kuten höyryturbiinin muutostöidenkin kannattavuuden arvioinnissa, höyryn massavirta, joka on enemmän kuin 490 t/h ajateltiin ylimäärähöyrynä, joka muutettiin liitteen E mukaisella laskennalla reduktiolämmönvaihtimen kaukolämpötehoksi ulkoilman lämpötilan funktiona. Pisteessä -12 °C ylimäärähöyryn tuotanto on 6 t/h, jonka tuottama lämpöteho reduktiolämmönvaihtimessa on 4,95 MW. Pisteessä -2 °C höyryä tulee noin 0 t/h. Näillä tiedoilla muodostettiin ylimääräisen kaukolämpötehon, Q , yhtälö, joka on

$$Q = -0,495x - 0,99, \quad (5.3)$$

jossa x on ulkoilman lämpötila. Yhtälöstä laskettiin lämpötehon, Q arvo tutkimuksen tarkasteluvälin ulkoilman lämpötilapisteissä.

Luvussa 4.3.4 on laskettu, monta tuntia vuodessa on keskimäärin tarkasteluvälin ulkoilman lämpötilat. Nämä tuntimäärät kerrottiin yllä olevasta yhtälöstä lasketuilla pisteillä, jolloin saatiin yhden vuoden keskimääräiset tuotot [MWh] tietyillä ulkoilman lämpötiloilla. Kun tuotot laskettiin yhteen, saatiin lisäkaukolämmön määräksi 2056 MWh. Keskimääräinen lämpötehon muutos korkeapainehöyryn osalta saatiin laskentaa varten jakamalla yllä oleva lämpömäärä kokonaistuntimäärällä 1250 tuntia. Täten lämpötehon muutos laskentaa varten vastapainelämmönvaihtimilla on 1,64 MW. Polttoainetehon muutos on sama kuin luvussa 5.3.1 eli 1,8 MW.

Kustannusvaikutukset vuodessa laskettiin kolmena vaihtoehtona samalla menetelmällä ja samoin oletuksin kuin höyryturbiinin investointilaskelmassa luvussa 5.3.1.

Taulukot reduktioajon kustannusvaikutuksista ovat liitteessä G.

Uusien venttiileiden investointi on arvioitu olevan 120 000 € ja käyttöiäksi 10 vuotta, jolloin käyttöaika on 2014–2024. Reduktioajon kannattavuuslaskentaa varten tehtiin kassavirtataulukko. Kassavirrat diskontattiin 7 % diskonttauskorkokannalla nykyhetkeen. Diskonttauskorkokannassa on huomioitu myös 2 % inflaatio-odotus.

Kannattavuusdiagrammi ja laskennan taloudellisten tunnuslukujen vertailu esitetään luvussa 6.

5.3 Reduktioajon hyöty alassäätötunneilla

Tässä diplomityössä ehdotetut investoinnit tehonkorotusmahdollisuuksiin ovat suhteellisen pieniä. Voi olla siis mahdollista, että on kannattavaa toteuttaa sekä

höyryturbiinin läpäisyn parantaminen korkeapainesäätöventtiilin uudelleen mitoituksella että reduktion toimintavarmuuden nostaminen uusien reduktiosäätöventtiileiden hankinnalla. Mikäli molemmat ajovaihtoehdot olisivat tulevaisuudessa toteutettavissa, on syytä nostaa esiin seikka, miten nopean reduktioajosäädön mahdollisuutta voitaisiin hyödyntää talvikuukausina.

Sähkön alassäädöllä tarkoitetaan tuotannon vähennystä tai kulutuksen lisäystä. Sähköverkolle on ajoittain liikaa tuotantoa, jolloin säätösähkömarkkinoille voidaan antaa alassäätötarjous tuotannon pienentämisestä tai kulutuksen lisäyksestä. Alassäätötarjouksen minimiporras on 10 MW, ja laitoksen on kyettävä toteuttamaan tehonmuutos 15 minuutin kuluessa. Alassäätöhinta määrittyy Fingridin mukaan seuraavasti: ”Alassäätöhinta on halvimman käytetyn alassäätötarjouksen hinta, kuitenkin enintään Nord Pool Spotin hinta-alue Suomen hinta (Elspot FIN).” [30]

Reduktioajon säädettävyys tuo hyötyä sellaisilta tunneilta, jolloin samanaikaisesti on tarvetta lisälämmölle kaukolämpöverkolla ja alassäätötarjous hyväksytään. Alassäädöllä hyödytään taloudellisesti sekä sähkön että lämmön osalta. Kun höyryturbiinin tehoa lasketaan alassäädöllä, saadaan tehonlaskusta tuottoa kyseisen tunnin Spot-hinnan ja alassäätöhinnan erotus megawattitunnilta. Lisäksi höyryturbiinin ohituksessa saadaan reduktiosta arvokasta lämpöä. Tuotetulla reduktiolämmöllä voidaan korvata yhteistuotannolla kaukolämpöverkon lämpökeskusten tuottamaa lämpöä, joka on tuotantokustannuksiltaan kalliimpaa.

5.4 Herkkyysanalyysi

Höyryprosessin laskennassa on käytetty mittaustulosten mukaan mallinnettuja ja arvioituja arvoja, eli käytetyt arvot perustuvat oikeisiin ajotilanteisiin. Tutkimustyön kokonaisvaltaisuuden ja mittapisteiden runsaan määrän vuoksi laskennasta on vaikea luotettavasti arvioida mittapisteiden virheiden aiheuttamaa maksimivirhettä. Kuitenkin laskenta vaatii kriittistä tarkastelua, minkä vuoksi laskennan tärkeimmistä muuttujista laadittiin herkkyysanalyysi. Herkkyysanalyysi suoritettiin niin, että laskettiin, miten $\pm 10\%$:n muutos tietyssä muuttujassa vaikuttaa höyryturbiinin tehoon ja vastapainelämmön- ja reduktiolämmönvaihtimista saatavaan kaukolämpötehoon. Muuttujiksi valittiin tuorehöyryn massavirrat, vastapainelämmönvaihtimien paineet sekä reduktiohöyryn massavirta. Laskennan tulokset ovat taulukossa 3.

Taulukko 3 Herkkyysanalyysi $\pm 10\%$, muutosten vaikutus höyryturbiinin tehoon ja kaukolämpötehoon

Muuttuja:	Alkup.	Ht teho [MW]	KL teho [MW]	Alkup. +10 %	Muutos Ht:n tehoon [%]	Muutos KL- tehoon [%]	Alkup. -10 %	Muutos Ht:n tehoon [%]	Muutos KL- tehoon [%]
Kp-höyry [t/h]	496,00	135,75	351,28	545,60	9,20	8,28	446,40	-9,20	-8,28
Mp-höyry [t/h]	115,00	135,75	351,28	126,50	0,94	1,92	103,50	-0,94	-1,92
KLV-1 vastapaine [barg]	-0,65	135,75	351,28	-0,72	0,55	0,17	-0,59	-1,09	0,03
KLV-2 vastapaine [barg]	0,05	135,75	351,28	0,06	-0,16	-0,07	0,05	0,00	0,00
Reduktioajo kp-höyry [t/h]	6,00	134,24	352,72	6,60	-0,11	0,04	5,40	0,11	-0,04

Herkkyysanalyysistä nähdään, että korkeapainehöyryn massavirran muutos vaikuttaa voimakkaimmin sekä höyryturbiinin tehoon että kaukolämpötehoon. Korkeapainehöyryn massavirta on huomattavasti suurempi kuin matalapainehöyryn, ja myös höyryn energiasältö on suurempi. Höyryturbiinin lämmönvaihtimien vastapaineiden muutos vaikuttaa luonnollisesti siten, että korkeammalla vastapaineella höyryturbiinista saatava sähköteho pienenee, mutta kaukolämmön tuotannon muutos on suhteellisen pieni.

6 Tulosten tarkastelu

Tässä luvussa kootaan tutkimukset tulokset ja vertaillaan teknisiä ja taloudellisia arvoja. Kuitenkin lopulta investointipäätöksiin vaikuttavat taloudelliset tekijät. Tästä syystä vertailussa keskitytään taloudellisiin tunnuslukuihin.

6.1 Tekniset tunnusluvut

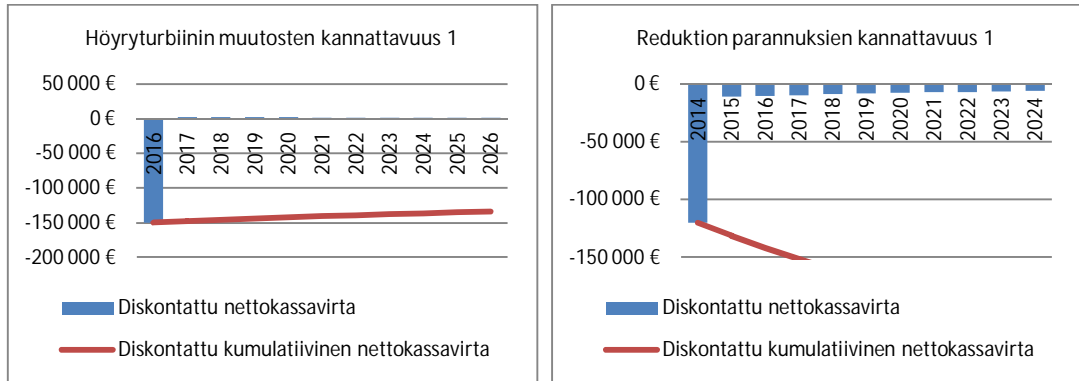
Luvussa 5 laskettiin höyryprosessin arvot ulkoilman lämpötilan ollessa $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, ja kun laitos on täydellä teholla. Vuosaaren B-voimalaitoksen höyryprosessin teknisten lukujen vertailu suoritetaan tässä pisteessä, koska höyryprosessin läpäisemättömyys näkyy siinä voimakkaimmin. Taulukkoon 4 on koottu laskennan tulokset. Taulukosta nähdään, että molemmat tehonkorotusvaihtoehdot nostavat merkittävästi laitoksen kokonaissähkötehoa, koska kaasuturbiineilla voitaisiin molemmissa tapauksissa ajaa akselitehonrajoitusta vasten. Molemmissa tehonkorotusvaihtoehdoissa polttoainetehto on sama eri pisteissä. Kuitenkin höyryturbiinin läpäisyn parantamisella kyetään nostamaan kylmillä säillä laitoksen tuotannon rakennusastetta.

Taulukko 4 Vaihtoehtojen tehojen [MW] vertailutaulukko peruskuormalla ulkoilman lämpötilassa $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$

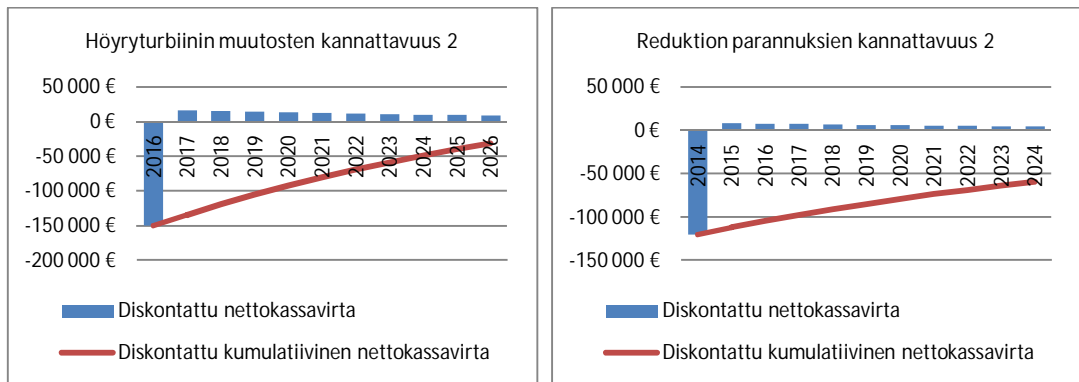
Ulkona $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$	Höyryturbiinin teho	Laitoksen kokonaissähköteho	Höyryprosessin kaukolämpöteho	Höyryteho/Ht:n sähköteho	Höyryturbiinin tehoa	Laitoksen kokonaissähkötehoa	Kauko-lämpötehoa
Nykyinen prosessi	132,87	493,97	344,25	0,2462	0,00	0,00	0,00
Höyryturbiinin muutokset	135,75	508,92	351,28	0,2464	+2,88	+14,95	+7,04
Reduktion parannukset	134,24	507,38	352,72	0,2437	+1,37	+13,40	+8,47

6.2 Taloudelliset tunnusluvut

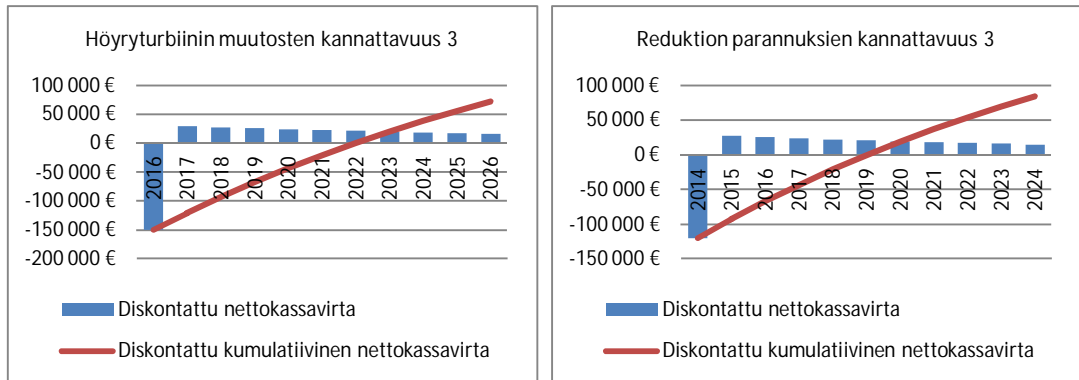
Höyryprosessin tehonkorotusmahdollisuuksien kannattavuuslaskelman tunnusluvut laskettiin luvussa 5. Kassavirroista laadittiin diagrammit, jotka on esitetty kuvissa 19-21.



Kuva 19 Investointivaihtoehtojen kannattavuusdiagrammit lämmön arvolla 40 €/MWh laskettuna



Kuva 20 Investointivaihtoehtojen kannattavuusdiagrammit lämmön arvolla 50 €/MWh laskettuna



Kuva 21 Investointivaihtoehtojen kannattavuusdiagrammit lämmön arvolla 60 €/MWh laskettuna

Taulukoihin 5-7 on koottu vaihtoehtojen taloudelliset tunnusluvut eri lämmön lähtöarvoilla.

Taulukko 5 Investointien kannattavuuksien taloudelliset tunnusluvut, jos lämmön arvo on 40 €/MWh

Lämmön arvo 40 €/MWh	Investointi	Investoinnin ajankohta	Sisäinen korkokanta, IRR	Nettonykyarvo, NPV	Takaisinmaksuaika 7 % korolla [a]
Nykyinen prosessi	-	-	-	-	-
Höyryturbiinin muutokset	150 000 €	2016	Negatiivinen	-133 935 €	65,58
Reduktion parannukset	120 000 €	2014	Negatiivinen	-203 710 €	Negatiivinen

Taulukko 6 Investointien kannattavuuksien taloudelliset tunnusluvut, jos lämmön arvo on 50 €/MWh

Lämmön arvo 50 €/MWh	Investointi	Investoinnin ajankohta	Sisäinen korkokanta, IRR	Nettonykyarvo, NPV	Takaisinmaksuaika 7 % korolla [a]
Nykyinen prosessi	-	-	-	-	-
Höyryturbiinin muutokset	150 000 €	2016	2 %	-31 215 €	8,87
Reduktion parannukset	120 000 €	2014	Negatiivinen	-59 726 €	13,98

Taulukko 7 Investointien kannattavuuksien taloudelliset tunnusluvut, jos lämmön arvo on 60 €/MWh

Lämmön arvo 60 €/MWh	Investointi	Investoinnin ajankohta	Sisäinen korkokanta, IRR	Nettonykyarvo, NPV	Takaisinmaksuaika 7 % korolla [a]
Nykyinen prosessi	-	-	-	-	-
Höyryturbiinin muutokset	150 000 €	2016	16 %	71 504 €	4,76
Reduktion parannukset	120 000 €	2014	20 %	84 257 €	4,13

Taulukoista nähdään, että erillistuotannon lämmön arvoilla 40 €/MWh ja 50 €/MWh eivät investoinnit ole vielä kannattavia 10 vuodelle lasketuilla kassavirroilla. Mutta jo 60 €/MWh ovat molemmat investoinnit kannattavia alle viiden vuoden takaisinmaksuajalla.

Kannattavuuteen vaikuttaa merkittävästi myös maakaasun hinta. Tämän tutkimuksen kannattavuuslaskennassa käytettiin tariffikaasun hintaa 30 €/MWh. Lisäkaasun hintaa käytettäessä (arvioitu noin 40 €/MWh) kannattavuus heikkenisi merkittävästi kaikissa kolmessa laskentatapauksessa.

Tarkempaa laskentaa voitaisiin suorittaa, jos erillistuotantoa korvaava lämpö eriteltäisiin polttoaineittain hiilelle, kaasulle ja öljylle. Kuitenkaan tähän työhön erittelyä ei sisällytetä, jotta talouspohdinta säilyy yksinkertaistettuna ja selkeänä.

Kahden vertailussa olevan investoinnin kannattavuuden määrittäminen on joka tapauksessa problemaattista. Tulkintoja on erilaisia, ja laitoksen kokonaistehon

muutokset huomioon ottaen päästäisiin luultavasti hieman eri tuloksiin. Sähkön hinnan ja lämmön tarpeen ollessa korkealla tuottoa syntyy paremmin.

6.3 Johtopäätökset

Johtopäätöksenä todetaan, että kaukolämpöreduktioajo olisi uusituilla korkeapaine-reduktiosäätöventtiileillä kannattavampaa. Taulukosta 7 nähdään, että investoinnin sisäinen korkokanta ja nettonykyarvo ovat hieman korkeammat kuin höyryturbiinin läpäisyn parantamisessa. Ero on kuitenkin hyvin vähäinen, mutta talven pakkaskeleillä erillislämmöntuotantoa pystyttäisiin korvaamaan Vuosaari B:n reduktiokaukolämmöllä. Varsinkin sähkön hinnan ollessa alhainen reduktiolämmöstä saataisiin parempi kate tuotannolle. Toisaalta höyryturbiinin korkeapainesäätöventtiilien muutoksilla laitoksen sähköntuotanto kasvaa ja rakennusaste myös. Muutosten tuoma sähköteho markkinoille tuotetaan jopa 93 % laitoshyötysuhteella.

Kaiken kaikkiaan voidaan olettaa, että Vuosaaren B-voimalaitoksen heikkoutena ylipäätään olisi kaasuturbiini 4 jatkomodernisoinnin jälkeen se, että kaasuturbiinien potentiaalista sähkötehoa ei voitaisi kokonaisuudessaan hyödyntää, koska höyryprosessi läpäisee vain tiettyyn pisteeseen asti. Luvussa 5 lasketun 11652 MWh hyödyntämättömyys vuodessa on merkittävä määrä sähköä ja toisi itsessäänkin tuottoa laitokselle.

Tämän tutkimuksen laskelmien perusteella suositellaan, että höyryprosessin tehonkorotusmahdollisuuksista toteutetaan ainakin korkeapainereduktiioventtiileiden uusiminen toimintavarmuuden parantamiseksi. Päätäjien on syytä pohtia pitäisikö molemmat investointivaihtoehdot toteuttaa kylmien kelien allassäätö- ja reduktioajon yhdistämisen mahdollistamiseksi.

6.4 Jatkotutkimusehdotukset

Tässä tutkimuksessa pohdittiin jo tiedossa olevien höyryprosessin pullonkaulojen ja heikkojen kohtien kehittämistä. On siis huomioitava, että edelleen kaasuturbiini 4:n jatkomodernisointi tuo varmasti esiin uusia haasteita ja kehitettävää höyrystymistehon noustessa korkeammalle tasolle.

Jatkotutkimuksena tälle diplomityölle esitetään, että höyryturbiinin laitetoimittajan toimesta suoritettaisiin tarkastelu turbiinin virtauspolulle siivistössä. Paine-ero, joka on reaktioturbiinityypeissä jo muutenkin korkea siipivyöhykkeen yli, ei saa nousta liian korkeaksi. Korkea paine-ero juoksusiiven yli aiheuttaa turbiinissa vuotohäviöitä, koska vuotohöyry pääsee turbiinin sisällä matalampipaineiseen vyöhykkeeseen luovuttamatta energiaansa akselille. Vuotohöyryjen minimointi on tärkeää reaktioturbiinissa.

Muutoinkin tiivisteiden uusintaa ja parantamista on syytä pohtia. Turbiinipesästä pääsee vuotamaan höyryä ulos labyrinttitiivisteiden kautta. Tiivistehäviöt ovat suuremmat reaktioturbiinissa myös turbiinin virtauksen tasausmännän vuoksi.

Lisäksi jatkotutkimukseksi esitetään selvitettäväksi, voisiko toisesta korkeapaine-päähöyrylinjasta asentaa uuden reduktiolinjan ja siihen reduktioventtiilin rajoittavien hetkien ylimäärähöyryä varten. Nykyiset reduktioventtiilit on mitoitettu ottamaan vastaan 246 t/h. Isojen venttiilien säädettävyys tämän tutkimuksen virtausmäärille lienee hankalaa, joten oma linja ylimäärähöyrylle voisi olla myös potentiaalinen ratkaisu.

7 Yhteenveto

Tässä diplomityössä tutkittiin Helsingin Energian Vuosaaren B-voimalaitoksen höyryprosessin tehonkorotusmahdollisuuksia. Kyseessä olevan kaasukombivoimalaitoksen kaasuturbiinien akselitehon ja hyötysuhteen noston myötä lämmön talteenottokattiloiden höyrystymisteho on noussut niin korkealle, että tietyissä tilanteissa höyryprosessi ahdistaa eikä läpäise kaikkea tuotettua höyryä. Tulevaisuudessa suoritetaan toisen kaasuturbiinin jatkomodernisointi, jonka jälkeen höyryä tuotetaan vielä aiempaa enemmän.

Tässä tutkimuksessa mallinnettiin laitoksen höyryprosessia ja kokonaisuutta automaatiojärjestelmän mittauslaitteistosta saatavaan tietoon perustuen. Tiedon keruun tuloksena todettiin, että höyryprosessi rajoittaa kattiloiden korkeapainehöyryn massavirran ylittäessä mitoitusarvon 490 t/h. Arvion perusteella laskettiin, että tulevaisuudessa höyryturbiini ei läpäise kaikkea höyryä kaasuturbiinien ollessa peruskuormalla, kun ulkoilman lämpötila on kylmempi kuin -2 °C . Tutkimusväliksi valittiin ulkoilman lämpötila $-2 - -12\text{ °C}$, koska -12 °C :ssa kaasuturbiinit ovat akselitehonrajoituksella, ja täten höyryteho on suurimmillaan.

Mittausdataa analysoimalla ja virtausmekaniikan perusteiden pohjalta todettiin, että höyryprosessin pullonkaula on höyryturbiinin korkeapainesäätöventtiilit. Höyryn massavirran kasvaessa paine-ero venttiilien yli nousee liian korkeaksi, jolloin myös korkeapainelieriön paine alkaa nousta hälytysrajalle. Laskennan avulla todettiin myös, että venttiilin mekaanisin muutoksin voidaan parantaa läpäisyä merkittävästi, jolloin tulevaisuudessa ylimäärähöyry voitaisiin ajaa turbiinin läpi.

Höyryprosessin toinen heikkous on kaukolämpöreduktion korkeapainereduktiosäätöventtiilit. Laitoksen käyttöhistorian aikana on havaittu, että kyseisten paineenalennusventtiileiden toimintavarmuus on huono. Mikäli höyryturbiini halutaan osittain ohittaa höyryn massavirran ollessa liian suuri, on venttiilit syytä vaihtaa uusiin.

Kannattavuustarkastelua varten suoritettiin laskentaa saaduista tuloksista. Ylimääräkorkeapainehöyryn arviosta laskettiin sähkö- ja lämpötehon muutokset ajolle höyryturbiinin läpi ja vaihtoehtoisesti lämpötehon muutos, kun höyry ajettaisiin kaukolämpöreduktioon. Näille kahdelle vaihtoehdolle laskettiin laitoksen kustannusvaikutukset vuodessa kolmella eri erillistuotannon lämmön arvolla. Kustannusvaikutuksien avulla muodostettiin diagrammit kannattavuustarkasteluun ja laskettiin taloudelliset tunnusluvut investoinneille. Johtopäätöksenä todettiin, että esimerkiksi jo 60 €MWh lämmön arvolla molemmat investoinnit ovat kannattavia ja takaisinmaksuaika on alle viisi vuotta. Kyseisessä laskentapisteessä parempi tuotto saadaan, jos ylimäärähöyry ajetaan kaukolämpöreduktioon, minkä vuoksi uusien venttiileiden hankintaa suositellaan.

Lähdeluettelo

1. Helsingin Energia. Kuvat. Saatavissa: Helen Intranet.
2. Helsingin Energia. *Vuosaaren B-voimalaitoksen prosessin yleiskuvaus*. Päivitys 2012. s. 9. Saatavissa: Helen Intranet.
3. Helsingin Energia. *Vuosaari B Power Plant*. Vuosaari B-voimalaitoksen esittelyvihko. 9 s. [Luettu: 1.5.2013].
4. Helsingin Energia. *Vuosaaren B-Voimalaitos Kaukolämpöjärjestelmän järjestelmäkuvaus*. Päivitys 2012. 29 s. Saatavissa: Helen Intranet.
5. Wikstén, R. *Lämpövoimaproessit*. [toim.] Otatiето. Neljäs painos. Helsinki : Hakapaino Oy, 2009. 164 s. ISBN 978-951-672-365-8.
6. Cengel, Y. ja Boles, M. *Thermodynamics: an engineering approach*. Kuudes painos. New York : McGraw-Hill, 2007. 988 s. ISBN 978-007-125771-8.
7. Lampinen, M.;ym. *Teknillinen Termodynamiikka 158*. Teknillinen Korkeakoulu: Energiatekniikan laitos. Espoo : Edita Prima Oy, 2010. 231 s. ISBN 978-952-248-235-8.
8. Energiateollisuus ry. *Kaukolämmön käsikirja*. Helsinki : Kirjapaino Libris Oy, 2006. 566 s. ISBN 952-5615-08-1.
9. Wuori, P. *Virtausmekaniikan perusteet*. [toim.] Otatiето. Kolmas painos. Helsinki : Pikapaino Nitekki Oy, 1990. 160 s. ISBN 951-672153-2.
10. Huhtinen, M.;ym. *Höyrykattilatekniikka*. [toim.] Opetushallitus. 6., muuttamaton painos. Helsinki : Edita Prima Oy, 2004. 379 s. ISBN 951-37-3360-2.
11. Aalto-yliopiston Perustieteiden korkeakoulu. TU-22 Teollisuustalous, kaavat. [Online] [Viitattu: 3.6.2013] Saatavissa: <https://wiki.aalto.fi/display/TU22/10.+Kaavat>.
12. Siemens AG Power Generation Group KWU. *Helsinki Energy Board - Gas Turbine Plant Vuosaari B*. 1991. Kraftwerk Union, M-TGRT 83039 0483DE.
13. Helsingin Energia, ABB Stal Ab. *Steam turbine for Vuosaari B - Delivery Contract*. Part 1, Appendix 1.1. 1993. E 92000 TP 1.
14. ABB Stal Ab. *Vuosaari B Combined Power Plant Steam Turbine, Plant Documentation, System Documentation A3 Delivery limit list*. B003322.

15. Energia Ekono Oy: Pietikäinen P. *Muistio koskien ABB turbiinin takuukoeselestusta 60V01393-V080-001*. 1998. 47 s.
16. Hanioja, J. Voimalaitospäällikkö, HelenVoima, Vuosaaren voimalaitokset. *Höyryprosessi*. Helsinki, 2013. Haastattelut.
17. Pöyry Energy Oy: Pietikäinen, P. *Vuosaaren B voimalaitos ABB höyryturbiinin revisiomittaukset 60O05760.02.Q840-001*. 2006. 60 s.
18. Huhtinen, M;ym. *Voimalaitostekniikka*. [toim.] Opetushallitus. Keuruu : Otavan Kirjapaino Oy, 2008. 342 s. ISBN 978-952-13-3476-4.
19. Helsingin Energia. *Vuosaaren B-Voimalaitos, Säädot*. Päivitys 2010. 69 s. Saatavissa: Helen Intranet.
20. Rasila, P. *VuB höyryturbiinin läpäisyn selvitys ja koneen kosteuspiitoisuudet*. 2012. Muistio koskien korkeapainesäätöventtiilien toiminnan määrittämistä.
21. Helsingin Energia & Laitetoimittajat. *VuB prosessi- ja instrumentointikaaviot, aksonometriset kuvat ja konepiirustukset*.
22. Joonas, A. Yksikön päällikkö, HelenSalkunhallinta, Energia- ja tasehallintapalvelut ja Mäkelä, M. Ryhmäpäällikkö, HelenSalkunhallinta, Salkunhoito. *Tehonkorotusvaihtoehtojen kannattavuus*. Helsinki, 2013. Haastattelut.
23. Schmidt, E. ja Grigull, U. *Properties of Water And Steam in SI-Units*. Neljäs painos. Saksa : Springer-Verlag Berlin Heidelberg and R. Oldenbourg, München. Printing: Colour-Druck, Berlin. Bookbinding: Lüderitz Bauer-GmbH, Berlin, 1989. 206 s. ISBN 3-540-09601-9.
24. Ivaska, J. Yksikön päällikkö, HelenService, Myynti- ja asiakashallinta, ent. turbiiniasiantuntija. *Höyryturbiini ja kp-säätöventtiilit*. Helsinki, 2013. Haastattelut.
25. Vilppula, J. Kunnossapitopäällikkö, HelenService, Vuosaaren kunnossapito. *Korkeapainesäätöventtiilien huolto*. Helsinki, 2013. Haastattelut.
26. Kotiaho, V.;Lampinen, M. ja Seppälä, A. *Termodynamiikan ja lämmönsiirto-opin taulukoita 136*. Espoo : Teknillinen Korkeakoulu: Sovelletun termodynamiikan laitos, 2004. 61 s. ISBN 951-22-7259-8.
27. Arponen, T. Vanhempi asiantuntija, Energiatoimintojen kehitys. *Kustannusvaikutusten laskenta tehonkorotukselle*. Helsinki, 2013. Haastattelut.
28. Itänen, J. Käyttömestari, HelenVoima, Vuosaaren B-voimalaitos. *Reduktioventtiileiden vikaantumiset ja toiminta*. Helsinki, 2013. Haastattelut.
29. Helsingin Energia. *Vuosaari B Reduktioajo, käyttöohje*. Päivitys 2012. 7 s. Saatavissa: Helen Intranet.

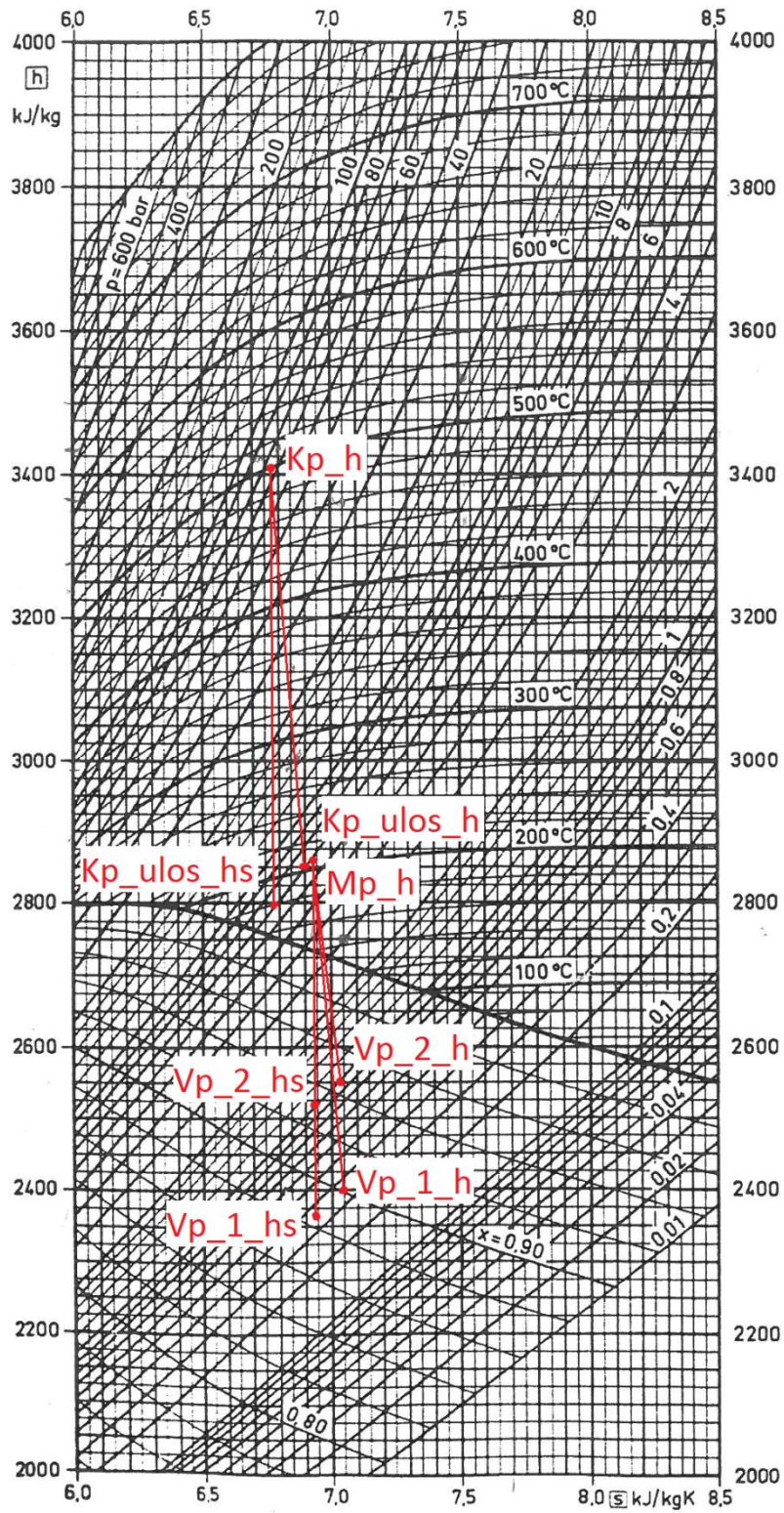
30. Fingrid. Säätosähkömarkkinat. [Online] [Viitattu: 5.6.2013] Saatavissa: <http://www.fingrid.fi/fi/asiakkaat/tasepalvelut/tasehallinta/saatosahkomarkkinat/Sivut/default.aspx>.

Liitteet

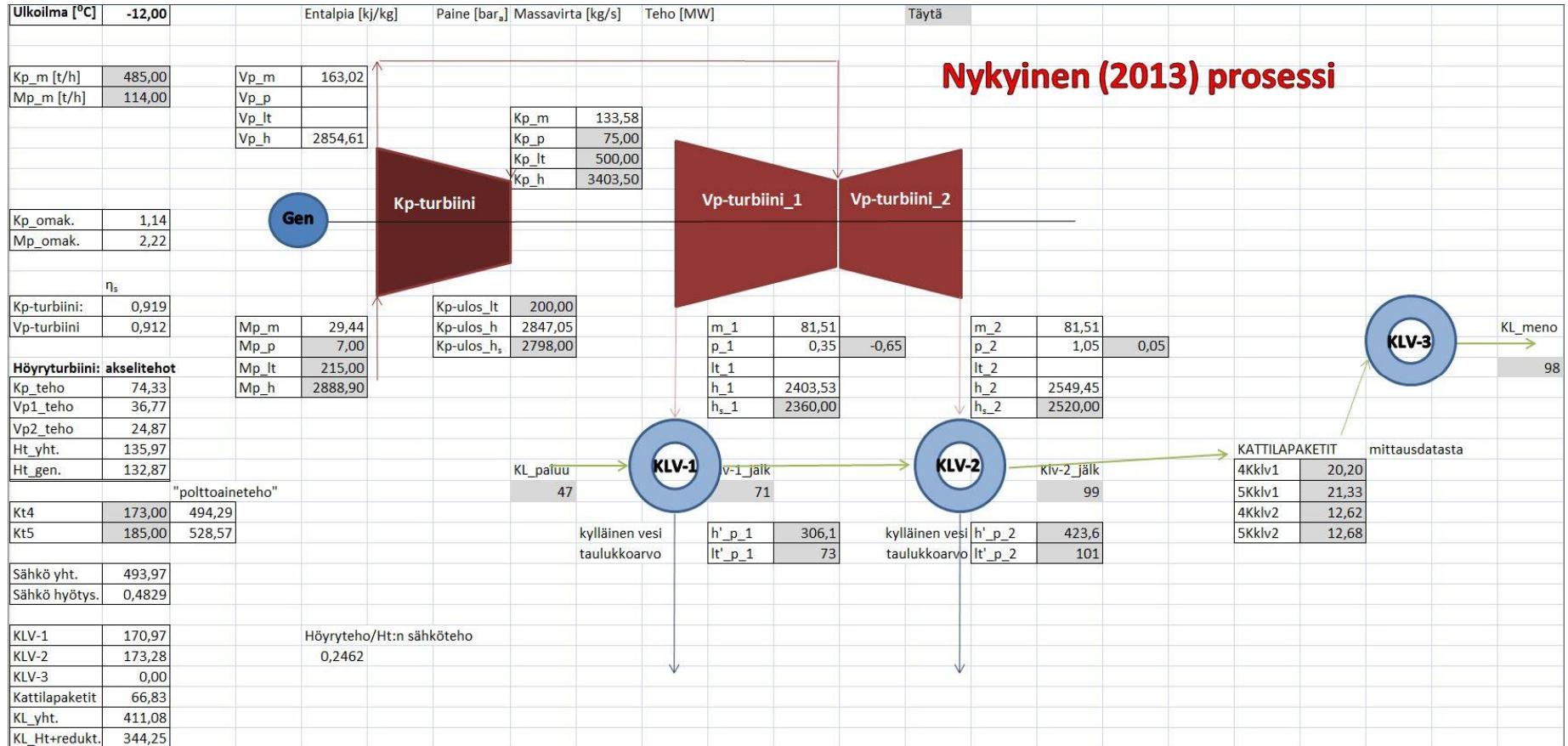
Liite A Kp-säätöventtiilin kertavastuksen ja läpäisyn laskenta

	19.02.2013	21.02.2013	11.03.2013	Keskiarvo
Lämpötila	501,00	500,00	502,00	501,00
(Paine [bar,abs])	77,50	77,70	77,40	77,53
Painehäviö [bar]	2,00	2,08	2,30	2,13
Painehäviö [Pa]	200000,00	208000,00	230000,00	212666,67
Ominaisilavuus [m³/kg]	0,04285	0,04285	0,04285	0,04285
Massavirta yhteensä [t/h]	489,00	491,00	488,00	489,33
Massavirta linjassa [t/h]	244,50	245,50	244,00	244,67
Massavirta linjassa [kg/s]	67,92	68,19	67,78	67,96
1 putken halkaisija [mm]	355,60	355,60	355,60	355,60
Halkaisija [m]	0,36	0,36	0,36	0,36
Pinta-ala [m²]	0,10	0,10	0,10	0,10
Kertavastus	19,96	20,59	23,05	21,20
(Paine [bar,abs])	77,50	77,70	77,40	77,53
Painehäviö [bar]	1,50	1,58	1,80	1,63
Painehäviö [Pa]	150000,00	158000,00	180000,00	162666,67
Ominaisilavuus [m³/kg]	0,04285	0,04285	0,04285	0,04285
Massavirta yhteensä [t/h]	489,00	491,00	488,00	489,33
Massavirta linjassa [t/h]	244,50	245,50	244,00	244,67
Massavirta linjassa [kg/s]	67,92	68,19	67,78	67,96
1 putken halkaisija [mm]	355,60	355,60	355,60	355,60
Halkaisija [m]	0,36	0,36	0,36	0,36
Pinta-ala [m²]	0,10	0,10	0,10	0,10
Kertavastus	14,97	15,64	18,04	16,22
(Paine [bar,abs])	77,50	77,70	77,40	77,53
Painehäviö [bar]	2,00	2,08	2,30	2,13
Painehäviö [Pa]	200000,00	208000,00	230000,00	212666,67
Ominaisilavuus [m³/kg]	0,04285	0,04285	0,04285	0,04285
1 putken halkaisija [mm]	355,60	355,60	355,60	355,60
Halkaisija yht [m]	0,36	0,36	0,36	0,36
Pinta-ala [m²]	0,10	0,10	0,10	0,10
Kertavastus	14,97	15,64	18,04	16,22
Massavirta linjassa [kg/s]	78,42	78,24	76,62	77,76
Massavirta linjassa [t/h]	282,32	281,68	275,81	279,94
Massavirta yhteensä [t/h]	564,65	563,36	551,63	559,88
				Erotus
				70,55

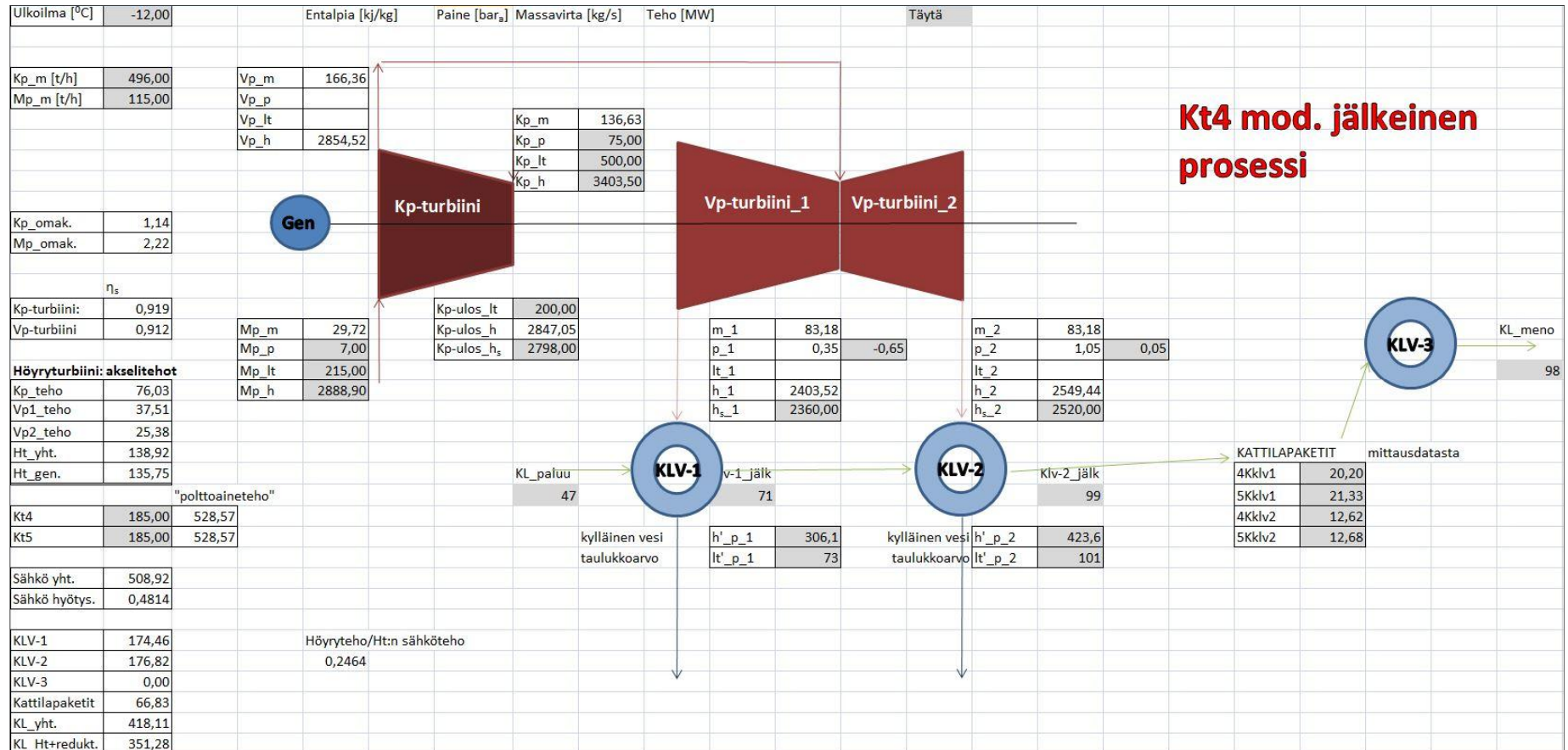
Liite B Korkea- ja välipaineturbiinien h,s-piirros



Liite C Höyryturbiinin laskenta nykyisellä (2013) prosessilla



Liite D Höyryturbiinin prosessin laskenta Kt4 modernisoinnin jälkeen parannetulla läpäisyllä



Liite F Höyryturbiinin muutostöiden kustannusvaikutusten laskenta

<i>Lämmön arvo 40 €/MWh</i>		Muutos VuB	Korvattava lämpö Hiili/Öljy/Kaasu
Tehomuutokset			
Hyötysuhde		93 %	
Sähkö	MW	0,50	
Lämpö	MW	1,17	1,17
Polttoaine	MW	1,80	
Kustannusmuuttujat			
Polttoaine / Lämmön arvo	€/MWh	30,00	40,00
Vero	€/MWh	11,50	
Yhteistuotannon verokerroin		0,90	
Muut muuttuvat	€/MWh	0,00	
Päästöoikeus	€/t	11,50	
Päästökerroin	kg/MWhpa	201	
Huipunkäyttöaika	h	1250	1250
Sähkö	€/MWh	50,60	
Kustannusmuutokset (+ säästö / - lisäkulu) (€/a)			
Polttoaine	€	-67 500	
Vero	€	-15 137	
Muut muuttuvat	€	0	
Päästöoikeus	€	-5 201	
Sähkö	€	31 625	
Kustannusvaikutus €/a		-56 213	58 500
			Yhteensä [€]
			2 287

<i>Lämmön arvo 50 €/MWh</i>		Muutos VuB	Korvattava lämpö Hiili/Öljy/Kaasu	
Tehomuutokset				
Hyötysuhde		93 %		
Sähkö	MW	0,50		
Lämpö	MW	1,17	1,17	
Polttoaine	MW	1,80		
Kustannusmuuttujat				
Polttoaine / Lämmön arvo	€/MWh	30,00	50,00	
Vero	€/MWh	11,50		
Yhteistuotannon verokerroin		0,90		
Muut muuttuvat	€/MWh	0,00		
Päästöoikeus	€/t	11,50		
Päästökerroin	kg/MWhpa	201		
Huipunkäyttöaika	h	1250	1250	
Sähkö	€/MWh	50,60		
Kustannusmuutokset (+ säästö / - lisäkulu) (€a)				
Polttoaine	€	-67 500		
Vero	€	-15 137		
Muut muuttuvat	€	0		
Päästöoikeus	€	-5 201		
Sähkö	€	31 625		
Kustannusvaikutus €a		-56 213	73 125	16 912
				Yhteensä [€]

<i>Lämmön arvo 60 €/MWh</i>		Muutos VuB	Korvattava lämpö Hiili/Öljy/Kaasu	
Tehomuutokset				
Hyötysuhde		93 %		
Sähkö	MW	0,50		
Lämpö	MW	1,17	1,17	
Polttoaine	MW	1,80		
Kustannusmuuttujat				
Polttoaine / Lämmön arvo	€/MWh	30,00	60,00	
Vero	€/MWh	11,50		
Yhteistuotannon verokerroin		0,90		
Muut muuttuvat	€/MWh	0,00		
Päästöoikeus	€/t	11,50		
Päästökerroin	kg/MWhpa	201		
Huipunkäyttöaika	h	1250	1250	
Sähkö	€/MWh	50,60		
Kustannusmuutokset (+ säästö / - lisäkulu) (€a)				
Polttoaine	€	-67 500		
Vero	€	-15 137		
Muut muuttuvat	€	0		
Päästöoikeus	€	-5 201		
Sähkö	€	31 625		
Kustannusvaikutus €a		-56 213	87 750	31 537
				Yhteensä [€]

Liite G Reduktion parannusten kustannusvaikutusten laskenta

<i>Lämmön arvo 40 €/MWh</i>		Muutos VuB	Korvattava lämpö Hiili/Öljy/Kaasu	
Tehomuutokset				
Hyötysuhde		93 %		
Sähkö	MW	0,00		
Lämpö	MW	1,64	1,64	
Polttoaine	MW	1,80		
Kustannusmuuttajat				
Polttoaine / Lämmön arvo	€/MWh	30,00	40,00	
Vero	€/MWh	11,50		
Yhteistuotannon verokerroin		0,90		
Muut muuttuvat	€/MWh	0,00		
Päästöoikeus	€/t	11,50		
Päästökerroin	kg/MWhpa	201		
Huipunkäyttöaika	h	1250	1250	
Sähkö	€/MWh	50,60		
Kustannusmuutokset (+ säästö / - lisäkulu) (€/a)				
Polttoaine	€	-67 500		
Vero	€	-21 218		
Muut muuttuvat	€	0		
Päästöoikeus	€	-5 201		
Sähkö	€	0		
Kustannusvaikutus €/a		-93 918	82 000	-11 918
				Yhteensä [€]

<i>Lämmön arvo 50 €/MWh</i>		Muutos VuB	Korvattava lämpö Hiili/Öljy/Kaasu	
Tehomuutokset				
Hyötysuhde		93 %		
Sähkö	MW	0,00		
Lämpö	MW	1,64	1,64	
Polttoaine	MW	1,80		
Kustannusmuuttujat				
Polttoaine / Lämmön arvo	€/MWh	30,00	50,00	
Vero	€/MWh	11,50		
Yhteistuotannon verokerroin		0,90		
Muut muuttuvat	€/MWh	0,00		
Päästöoikeus	€/t	11,50		
Päästökerroin	kg/MWhpa	201		
Huipunkäyttöaika	h	1250	1250	
Sähkö	€/MWh	50,60		
Kustannusmuutokset (+ säästö / - lisäkulu) (€a)				
Polttoaine	€	-67 500		
Vero	€	-21 218		
Muut muuttuvat	€	0		
Päästöoikeus	€	-5 201		
Sähkö	€	0		
Kustannusvaikutus €a		-93 918	102 500	8 582
			Yhteensä [€]	

<i>Lämmön arvo 60 €/MWh</i>		Muutos VuB	Korvattava lämpö Hiili/Öljy/Kaasu	
Tehomuutokset				
Hyötysuhde		93 %		
Sähkö	MW	0,00		
Lämpö	MW	1,64	1,64	
Polttoaine	MW	1,80		
Kustannusmuuttujat				
Polttoaine / Lämmön arvo	€/MWh	30,00	60,00	
Vero	€/MWh	11,50		
Yhteistuotannon verokerroin		0,90		
Muut muuttuvat	€/MWh	0,00		
Päästöoikeus	€/t	11,50		
Päästökerroin	kg/MWhpa	201		
Huipunkäyttöaika	h	1250	1250	
Sähkö	€/MWh	50,60		
Kustannusmuutokset (+ säästö / - lisäkulu) (€a)				
Polttoaine	€	-67 500		
Vero	€	-21 218		
Muut muuttuvat	€	0		
Päästöoikeus	€	-5 201		
Sähkö	€	0		
Kustannusvaikutus €a		-93 918	123 000	29 082
				Yhteensä [€]