

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO
Teknillinen tiedekunta
Energiatekniikan koulutusohjelma
Diplomityö

Mikko Kipinoinen

SOODAKATTILALAITOSTEN ENERGIANTUOTANNON LISÄÄMINEN

Työn tarkastajat: Prof. Esa Vakkilainen
DI Esa Vihavainen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Teknillinen tiedekunta
Energiatekniikan koulutusohjelma

Mikko Kipinoinen

Soodakattilalaitosten energiantuotannon lisääminen

Diplomityö

2013

100 sivua, 38 kuvaa, 21 taulukkoa ja 2 liitettä

Tarkastajat: Prof. Esa Vakkilainen
DI Esa Vihavainen

Hakusanat: soodakattila, sähköntuotanto, nuohous, savukaasujen jäähdytin, HERB
Keywords: recovery boiler, energy production, soot blowing, flue gas cooler, HERB

Tässä diplomityössä tutkitaan ratkaisuja soodakattiloiden energiantuotannon lisäämiseen. Tätä suuntausta edesauttavat vallitseva energiapoliittinen tilanne ja energian, erityisesti sähkön hinnan kohoaminen. Myös voimalaitosten energiatehokkuutta pyritään parantamaan. Ratkaisuja energiantuotannon lisäämiseen on useita. Työssä esitellään useiden eri keinojen lisäksi myös nuohoushöyryn väliotto matalapaineisemmasta höyrystä sekä savukaasujen jäähdyttimet. Näistä vaihtoehdoista luodaan tutkimusosiossa erilliset tasetarkastelut, joissa selvitetään turbiinilta saatava lisäsähköteho sekä hankkeiden kannattavuudet.

Tasetarkasteluissa käytetään pääosin Solvo-simulointiohjelmaa, jolla mallinnetaan voimalaitosprosessit kahdelle esimerkkitehtaalle. Lisäsähkömäärä selvitetään mallin avulla nuohoushöyryn paineen alentamisen tapauksessa. Myös savukaasujen jäähdyttimille tehdään taselaskenta. Vaihtoehdoista muodostetaan kannattavuustarkastelu erityisesti takaisinmaksuaikojen suhteen. Tarkasteluiden perusteella voidaan todeta, että molempien ratkaisujen asentaminen esimerkkitehtaiden prosessiin on kannattavaa. Kannattavin vaihtoehto on matalapaineisin nuohoushöyryn väliotto. Tämä investointi on suurin, mutta takaisinmaksuaika on alle puolitoista vuotta ja hankkeen eliniäksi arvioidulla 20 vuoden jaksolla voitto on suurin. Savukaasujen jäähdyttimien asennus havaittiin myös kannattavaksi mutta tulos oli heikompi kuin kirjallisuudessa ja aiemmissa tutkimuksissa.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
Faculty of Technology
Degree Programme in Energy Technology

Mikko Kipinoinen

Increasing the energy production of recovery boilers

Master's Thesis

2013

100 pages, 38 figures, 21 tables and 2 appendices

Examiners: Prof. (Tech) Esa Vakkilainen
M.Sc. (Tech) Esa Vihavainen

Keywords: recovery boiler, energy production, soot blowing, flue gas cooler, HERB

The aim of this thesis is to study different methods to increase the energy production of recovery boilers. This improvement is encouraged by the current energy policy and the rapid rise in energy prices, especially in electricity. In addition, the energy efficiency of the power plants is intended to be improved. There are several methods to increase the energy production. The methods taken into more accurate study are lower pressure steam for soot blowing and flue gas coolers. Energy balances are made for these two cases to check a plausible addition of power generation of turbo-generator of the steam turbine. Also, the viability issues are studied.

Solvo Power Plant Simulation program is used for the energy balance research. Two case power plants are simulated to solve the balances. To solve the addition of power generation with the flue gas coolers, basic balance calculation is performed. The viabilities are also taken into account, especially the payback times of these alternatives. On the basis of the results, installing the system to the process is viable in both cases. By installing the lowest possible pressure steam system for the soot blowing, the advantages are the most significant. The investment costs are the highest but the payback time is less than 1,5 years and the profit in the next 20 years is the greatest. In the case of flue gas coolers, the results did not entirely agree with past studies. Nevertheless, installing the flue gas coolers into the process also seems to be significant and profitable.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö tehtiin Andritz Oy:lle Varkaudessa vuonna 2013 liittyen Andritzin toimittamaan tekniikkaan. Työn ohjaajana ja tarkastajana toimi professori ja tekniikan tohtori Esa Vakkilainen. Andritz Oy:n puolesta tarkastajana ja ohjaajana toimi diplomi-insinööri Esa Vihavainen. Suurin kiitos työstä kuuluu teille molemmille. Tukenne ja opastuksenne on ollut erittäin arvokasta.

Haluan kiittää koko Andritz Oy:n työyhteisöä, erityisesti Esa Vihavaista, Aimo Hakkarasta ja Lauri Hämäläistä diplomityön aikana saamastani opastuksesta, tuesta sekä myös muista mielenkiintoisista työtehtävistä diplomityön ohella. Kiitos koko kahvihuoneporukalle lukuisista hyvistä ja huonoista jutuista.

Suuri kiitos kuuluu puolisololleni Leealle, joka on tukenut minua kaikin mahdollisin tavoin yhteisen taipaleemme aikana. Haluan myös kiittää vanhempiani Timoa ja Tainaa, sukulaisiani sekä ystäviäni tuesta ja opastuksesta koko elämäni ajan. Suurkiitos koko Armatuurin kiltahuoneen porukalle, muille opiskelukavereilleni ja Lappeenrannan teknillisen yliopiston henkilökunnalle.

Varkaudessa 29.10.2013

Mikko Kipinoinen

SISÄLLYSLUETTELO

1	JOHDANTO	9
1.1	Työn rakenne ja tavoitteet	9
1.2	Työn toimeksiantaja	10
2	SOODAKATTILATEKNIikka	11
2.1	Soodakattiloiden historia	12
2.2	Mustalipeä	13
2.3	Tulipesän rakenne ja toiminta	14
2.3.1	Lipeäsuuttimet	15
2.3.2	Palamisilman syöttö	16
2.3.3	Tulipesän pohja	19
2.3.4	Tulipesän yläosa	20
2.3.5	Lämmönsiirtopinnat	22
2.3.6	Savukaasusuotimet	23
2.4	Höyryntuotanto	24
2.5	Höyryturbiini	26
2.6	Lämpöpintojen nuohous	29
2.7	Soodakattiloiden päästöt	31
2.8	Vertikaalinen ilmansyöttötekniikka	32
2.9	Hajukaasujen poltto	35
2.9.1	DNCG	35
2.9.2	Liutinsäiliön hönkähöyryt	36
3	HERB – LAITOKSET	38
3.1	HERB–tekniikan kehitystyö	39
3.2	Hukkalämmön talteenotto	41
3.3	Matalapainehöyry nuohoushöyrynä	43
3.4	Syöttöveden välilämmitys	44
3.5	Mustalipeän kuiva-ainepitoisuuden nostaminen	44
3.6	Kloori- ja kaliumyhdisteiden poisto	47
3.7	Savukaasujen jäähdyttimet	49

3.7.1	Rakenne ja tekniikka	49
3.7.2	Savukaasun jäähdyttimet ainevirtojen esilämmityksessä	51
3.7.3	Sähköntuotanto ORC-prosessilla	53
4	TASETARKASTELUN PERIAATTEET	56
4.1	Tasetarkastelun lähtökohdat	56
4.2	Savukaasujen jäähdyttimien energiataseet	57
4.3	Turbiinin väliottojen energiataseet	60
5	TASETARKASTELU NUOHOUSHÖYRYN VÄLIOTOLLE MATALAPAINISEEMMASTA HÖYRYSTÄ	63
5.1	Esimerkkilaitoksen A kuvaus	63
5.2	Nuohoushöyryn paineen alentamisen perusteet	64
5.3	Solvo-simulointimallit	69
5.3.1	Lähtökohtainen tilanne	69
5.3.2	Väliotto 16 bar ja 11,5 bar keskipainehöyrystä	71
5.3.3	Väliotto 11,5 bar keskipainehöyrystä	72
5.3.4	Ylimääräisen väliottolinjan asentaminen	73
5.4	Simulointiarvojen tuloksien analysointi	74
5.5	Kustannustekijät ja kannattavuus	75
6	TASETARKASTELU SAVUKAASUJEN JÄÄHDYTTIMILLE	80
6.1	Esimerkkilaitoksen B kuvaus	80
6.2	Savukaasujen jäähdyttimien taselaskennan lähtökohdat	80
6.3	Solvo-simulointimalli	82
6.4	Taselaskenta	84
6.5	Kustannustekijät ja kannattavuus	86
7	TULOKSET	87
8	YHTEENVETO	90
	LÄHTEET	92
	LIITTEET	
	Liite 1. Solvon simulointimalli esimerkkitehtaalle A: lähtötilanne	
	Liite 2. Solvon simulointimalli esimerkkitehtaalle B: lähtötilanne	

SYMBOLILUETTELO

Roomalaiset

A	pinta-ala	[m ²]
C	kustannus	[€]
c_p	ominaislämpökapasiteetti	[J/kgK]
D	halkaisija	[m]
F	voima	[N]
h	entalpia	[J/kg]
i	korkokanta	
k	lämmönsiirtokerroin	[W/m ² K]
n	takaisinmaksuaika	[a]
T	lämpötila	[K], [°C]
P	teho	[W]
p	paine	[bar], [Pa]
q_m	massavirta	[kg/s]
x	osuus	

Kreikkalaiset

η	hyötysuhde	[-]
ϕ	lämpöteho	[W]

Alaindeksit

a	akseli
h	höyry
H	häviö
inv	investointi
ls	lämmönsiirto
pi	palamisilma
KP	korkeapaine
m	mekaaninen
MP	matalapaine
sk	savukaasu
t	turbiini
tot	kokonais
v	vesi
vo	väliotto

Lyhenteet

CaCO ₃	kalsiumkarbonaatti
CNCG	”Concentrated Non-Condensable Gases”
DNCG	”Dilute Non-Condensable Gases”
HERB	”Higher Efficiency Recovery Boiler”
JUP	”Jatkuva ulospuhallus”
LEL	”Lower Explosion Limit”
LTD	”Logarithmic Temperature Difference”, logaritminen lämpötilaero
Na ₂ CO ₃	natriumkarbonaatti
Na ₂ S	natriumsulfidi
Na ₂ SO ₄	natriumsulfaatti
NaOH	natriumhydroksidi
NCG	”Non-Condensable Gases”
NPV	”Net Present Value”, nykyarvo
ORC	”Organic Rankine Cycle”
PIP	”Peak Impact Pressure”
SCR	”Selective Catalytic Reduction”
SNCR	”Selective Non-Catalytic Reduction”
SO ₂	rikkidioksidi
SOG	”Stripper Off-Gases”
TRS	”Total Reduced Sulphur”
UEL	”Upper Explosion Limit”

1 JOHDANTO

Soodakattiloiden kehitystyö suuntautuu yhä energiatehokkaampiin, energiaomavaraisempiin ja ympäristöystävällisempiin ratkaisuihin. Kuitenkin perinteinen tapa lisätä energiantuotantoa eli tuorehöyryn lämpötilan ja paineen nostaminen ei ole ongelmatonta mm. soodakattilan lämpöpintojen korroosio-ongelmien vuoksi. Tämän johdosta energiantuotantoa lisääviä ratkaisuja on tutkittu laajalti.

Uusiutuvien energianlähteiden käytöstä aiheutuvien hyötyjen johdosta niihin suunnattu tutkimus- ja kehitystyö tarjoaa alati uusia ratkaisuja ja lähtökohtia tehokkaampaan ja ympäristöystävällisempään energiantuotantoon. Myös sähkön hinnan kasvaminen tuo kehitystyöhön lisämotivaatiota. Eri ratkaisuilla saatava lisäsähkö voidaan soodakattiloilla toimittaa verkkoon ja näin ollen saada sähkön myynnistä voittoa. Paremmalla energiaomavaraisuudella on mahdollista myös vähentää fossiilisten apupolttoaineiden käyttöä, jolloin sellutehtaiden polttoainekulut ja päästöt vähentyvät.

1.1 Työn rakenne ja tavoitteet

Tässä diplomityössä tutkitaan eri mahdollisuuksia energiantuotannon lisäämiseen ja keinoja nykyisten ongelmien ratkaisuun. Andritzin kehittämällä ja tutkimuksen alla olevilla tekniikoilla pyritään ensisijaisesti soodakattiloiden sähkötehon lisäämiseen useilla eri prosessimuutoksilla. Työ perustuu lähtökohtaisesti perinteisen Tomlinson-soodakattilamallin kehittämiseen, tästä syystä mustalipeän kaasutukseen perustuvat ratkaisut jätetään työn rajauksen ulkopuolelle. Työssä tutkitaan näitä prosessiratkaisuja kirjallisesti ja taselaskennan avulla. Taselaskennassa ja erityisesti turbiinin sähkötehon lisäämisen keinoina tutkitaan kahdelle esimerkkitehtaalle asennettavia ratkaisuja. Syvempään tarkasteluun energiantuotantoa lisäävistä ratkaisuista valitaan nuohoushöyryn hyödyntäminen matalapaineisemmasta höyrystä sekä savukaasujen jäähdyttimet.

Diplomityön aluksi selvitetään soodakattiloiden rakenne ja toiminta. Tämän jälkeen selvitetään Andritzin HERB (”Higher Efficiency Recovery Boiler”) – tekniikan ominaisuuksia ja luodaan tarkempi katsaus useisiin ratkaisuihin. Tutkimusosiossa

tehdään esimerkkilaitoksien olemassa oleville järjestelmille tasetarkastelut ja selvitetään sähkön tuotannon lisäämisen mahdollisuudet. Tutkituille ratkaisuille selvitetään myös taloudelliset tekijät, kuten niiden kannattavuus.

1.2 Työn toimeksiantaja

Andritz on itävaltalainen Grazissa päämajaa pitävä kansainvälinen teknologian alan konserni, joka on erikoistunut voimalaitosten toimittamiseen sellun ja paperin tuotantoa ja terästeollisuutta varten. Yhtiön alaisuudessa työskentelee maailmanlaajuisesti noin 23 700 ihmistä. Andritz Pulp & Paper, joka on erikoistunut sellutehtaiden prosesseihin, suunnittelee ja toimittaa myös soodakattiloita kemikaalien ja energian talteenottoa varten. (Andritz. 2013.) Andritzin tutkima ja kehittämää HERB-tekniikkaa on sovellettu tämän työn rakenteena sekä lähtökohtana ja tutkimus on luotu pitkälti sen ympärille.

2 SOODAKATTILATEKNIikka

Soodakattiloita käytetään sellun valmistuksessa sivutuotteena syntyvän mustalipeän polttoon korkeapaineisen höyryn tuottamiseksi. Soodakattiloiden päätehtäviin kuuluvat myös kemikaalien talteenotto sekä prosesseissa syntyvien päästöjen minimointi. Mustalipeää muodostuu sellun keitossa, jossa puuainesta sitova ligniini erotetaan ja johdetaan valkaisuvaiheeseen. Keittoon tuodaan myös kaustisointiprosessista valkolipeää. Keitossa syntyvää mustalipeää sanotaan heikoksi mustalipeäksi sen alhaisen kuiva-ainepitoisuuden. Heikon mustalipeän kuiva-ainepitoisuus on noin 15 %. Jotta mustalipeä saataisiin jalostettua polttoon soveltuvaksi, on siitä haihdutettava vettä haihduttamalla, kunnes kuiva-ainepitoisuus on noin 65 - 85 %. Haihduttamalla saadaan talteen myös mäntyöljyn valmistukseen soveltuvia kemikaaleja. (Adams, T. et al. 1997, 3; Vakkilainen, E. 2011, 10.)

Syntyvä mustalipeä poltetaan soodakattilassa. Poltosta syntyvä epäorgaanisista aineista koostuva kemikaalisula johdetaan tulipesän pohjalta liutinsäiliöön, jossa se liukenee veteen ja laihaan valkolipeään, jolloin muodostuu viherlipeää. Viherlipeä viedään kaustisointiin, jossa se saadaan muutettua kalkin avulla valkolipeäksi, kun siitä erotetaan meesa. Meesauuni polttaa meesan takaisin kalkiksi, jota voidaan hyödyntää uudelleen kaustisoinnissa. Syntyvä valkolipeä viedään takaisin sellun keittoon. (Adams, T. et al. 1997, 3; Vakkilainen, E. 2011, 10.) Soodakattiloissa ja niihin liittyvissä prosesseissa tapahtuu siis yhtä aikaa useita eri materiaali- ja regenerointikiertoja, joilla pyritään saamaan prosessista omavarainen. Tämä sellutehtaalle ominainen ratkaisu on esitetty kuvassa 1.

palamisprosessi ja reaktiot tavoitteiden saavuttamiseksi. Myös lipeän ruiskutus pieninä pisaroina otettiin käyttöön, ilmajärjestelmä kehitettiin monitasoiseksi ja kemikaalisulaa alettiin poistamaan liuotinsäiliöön. Vuonna 1938 Combustion Engineering suunnitteli ja valmisti soodakattilan, joka sisälsi kaikki edellä mainitut ominaisuudet. (Vakkilainen, E. 2003, 1, 5-7.)

Ensimmäisissä soodakattiloissa oli suuria likaantumisongelmia johtuen liian pieniksi suunnitelluista tulistinputkien väleistä. Välien leventämisellä ja nuohouksen käyttönotolla ongelmia saatiin vähennettyä huomattavasti. Lisäksi mustalipeän kemikaalit aiheuttivat huomattavia korroosio-ongelmia kattilan eri osissa. Jo varhaisimmat soodakattilat olivat kokonaisuudessaan rakenteiltaan hyvin suunniteltuja, ja niiden käyttöikä osoittautuikin jo varsin pitkäksi. (Clement, J. et al. 2009, 6; Vakkilainen, E. 2003, 8-9.)

Nykyisin toiminnassa olevista soodakattiloista valtaosa on kaksilieriörakenteisia, joista ollaan kuitenkin siirtymässä takaisin yksilieriökattiloihin. Suunnitteilla ja rakenteilla olevat kattilat edustavatkin nykyisin tätä tyyppiä, ja niissä on pystysuorat keittopinnat sekä suuret tulistinvälit, jolloin likaantumista ja korroosiota pystytään minimoimaan tehokkaasti. (Vakkilainen, E. 2003, 10-11.)

2.2 Mustalipeä

Soodakattiloiden polttoaineena käytetään mustalipeää, joka on sellun keittoprosessin sivutuote. Mustalipeä koostuu vedestä, orgaanisesta ja epäorgaanisesta aineksesta. Lipeän palamiskäyttäytyminen vaihtelee raaka-aineena käytettävän sellun mukaan sekä tulipesässä polttohetkellä vallitsevien olosuhteiden perusteella. Taulukossa 1 on esitetty Ruotsin Piteässä tutkitun mustalipeänäytteen sekä yleisesti Pohjois-Amerikassa saatavan mustalipeän ainekoostumukset osakomponenteissa.

Taulukko 1. Mustalipeän ainekoostumus osakomponentein Ruotsin Piteån näytteessä ja yleisesti Pohjois-Amerikassa. (Marklund, M. 2001, 1; Adams, T. et al. 1997, 63)

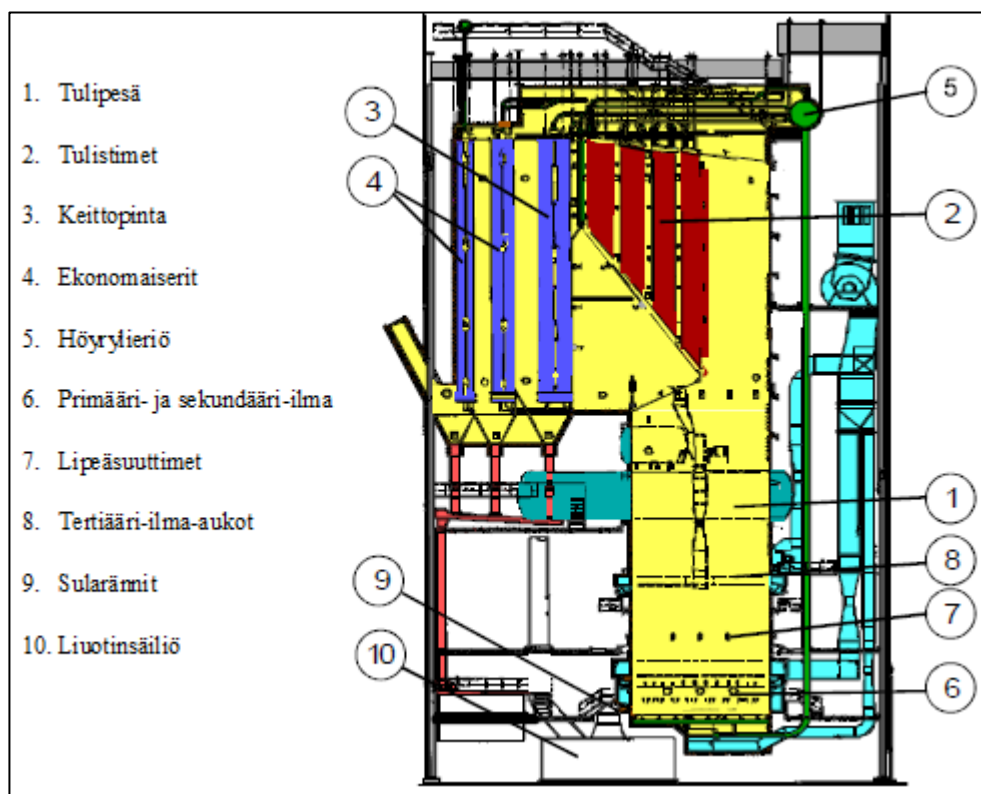
Alkuaine	Tunnus	Ruotsi, Piteå [%]	Pohjois- Amerikka [%]
Hiili	C	36,4	34-39
Happi	O	34,3	33-38
Natrium	Na	18,6	17-25
Rikki	S	4,8	3-7
Vety	H	3,5	3-5
Kalium	K	2,02	0,1-2
Kloori	Cl	0,24	0,2-2
Typpi	N	0,14	0,04-2

Mustalipeän koostumus vaihtelee alueittain. Esimerkiksi Ruotsissa ja muualla Skandinaviassa mustalipeän rikkipitoisuus voi olla jopa 5 - 6 %, kun taas USA:ssa pitoisuus voi jäädä noin 3 %. Klooripitoisuus taas on Yhdysvalloissa tyypillisesti korkeampi, jopa 3 %, kuin esimerkiksi Suomen 1 %. Natriumia ja rikkiä sanotaan soodakattiloiden prosessiaineiksi, kaliumia ja klooria taas prosessiin kuulumattomiksi. Lämpöarvo mustalipeällä on kuivana 13,4 - 14,2 MJ/kg, tehollinen lämpöarvo noin 6 - 8 MJ/kg. Vakaaseen palamiseen vaaditaan noin 70-72 % kuiva-ainepitoisuus. Useimmissa uusimmissa soodakattiloissa on mustalipeän kuiva-ainepitoisuus ylittänyt jo 80 %. (Mikkanen, P. 2000, 16; Clement, CL. et al. 1995, 2.)

2.3 Tulipesän rakenne ja toiminta

Soodakattilan päätarkoitus on polttaa mustalipeän sisältämä orgaaninen aines tulipesässä. Polttokapasiteetti nykyisillä soodakattiloilla on yli 3000 tka (tonnia kuiva-ainetta)/24 h. Suurimmat kattilat ovat tällä hetkellä 7000 tka/24 h, lisäksi suunnitellaan jo kapasiteetiltaan yli 10 000 tka/24 h kattiloita. Tulipesän tehtävänä on varmistaa ilman ja polttoaineen sekoittuminen sekä palamisprosessin täydellisyys. Tulipesään asennetaan 6-7 metrin korkeudella pohjasta lipeäruiskut, kolmivaiheinen

ilmansyöttöjärjestelmä ja sularännit kemikaalisulan poistamiseen liuotinsäiliöön. Noin 40 % palamisesta syntyvästä lämmöstä johdetaan keittopinnassa eli höyrystimessä putkissa virtaavaan veteen, jossa se höyrystetään ja johdetaan höyrylieriön läpi kattilan tulistinosiin. Palamisesta syntyvää savukaasuvirtausta voidaan jäähdyttää vesiverholla. Vesiverho kuuluu kattilan höyrystinosaan. Savukaasuilla esilämmitetään myös kattilan syöttövetä ekonomaisereissa. (Adams, T. et al. 1997, 7-8; Vakkilainen, E. 2012, 19-20.) Kuvassa 2 on esitetty soodakattilan pääosat ja niiden sijainti.



Kuva 2. Soodakattilan pääosat. (Vakkilainen, E. 2011, 35)

2.3.1 Lipeäsuuttimet

Mustalipeä jaetaan tavallisesti ennen tulipesään ruiskuttamista kattilan ulkopuolella kiertävään rengaslinjaan. Lipeäsuuttimet eli lipeäruiskut sijaitsevat noin kuuden metrin korkeudella tulipesän pohjasta, ja niiden määrä vaihtelee valmistajasta riippuen yhden ja kuudentoista välillä. Lipeäruiskujen tehtävänä on syöttää lipeä kattilaan niin, että lipeäpisarat kuivuvat sekä pyrolysoituvat osittain ennen petiin joutumistaan. Tästä johtuen ruiskun tyyppi ja toiminta on oltava olosuhteille sopivaa. Ruiskun päässä on

lipeäsuutin, jonka tehtävänä on optimaalinen lipeän levittäminen ja pisaroiminen tulipesään. Yleisimmin käytetty suutin on roiskelevyysuutin, jossa lipeä iskeytyy levyyn suuttimen jälkeen 35-52 asteen kulmassa aiheuttaen laajan ja tasaisen syötön. Toinen käytetty menetelmä on kartiomainen suutin, jossa lipeävirtaus saa pyörivän liikkeen kierteisistä urista suuttimen alkuosassa. Eräs suutintyyppi on myös elliptinen suutin, jossa käytetään ennen suuttimen sisääntulossa tangentialista lipeävirtausta. (Adams, T. et al. 1997, 8-9; Vakkilainen, E. 2007, 7-14.) Mustalipeä pisaroituu lipeäsuuttimissa halkaisijaltaan noin 0,5-5 mm pisaroiksi. Polttolipeän kuiva-ainepitoisuudesta riippuen lämpötila ennen tulipesää on noin 120 - 140 °C. (Pathania, N. 2001, 3-4; Marklund, M. 2001, 2.)

Osa lipeäsuuttimesta tulipesään tulevasta mustalipeästä saattaa kulkeutua savukaasujen mukana pisarina tulipesän yläosiin. Pesarat palavat savukaasuissa ja niiden virtauksessa kulkeutuvat jäännöshiukkaset, ns. ”carry-over” partikkelit kerrostuvat lämmönsiirtopinnoille aiheuttaen lämpöpintojen likaantumista ja tukkeumia sekä haitaten savukaasuvirtauksien kulkua. Tukkeumien muodostuminen voi joskus aiheuttaa jopa kattilan ennenaikaisen alasajon vesipesun takia. Nämä kerrostumat koostuvat pääosin natriumsulfaatista ja natriumkarbonaatista, kuin myös natriumkloridista ja kaliumista pieninä pitoisuuksina. Mustalipeän pisarakoon suuruudella on merkittävä verrannollisuus kulkeutuvien partikkeleiden palamiseen. (Pathania, N. 2001, 1-4.)

Haihduuttamalla suoritettavaa kuiva-ainepitoisuuden nostamista pyritään tehostamaan sekoittamalla tuhkaa mustalipeään. Sähkösuotimilta kerättyä tuhkaa sekoitetaan mustalipeään sekoitussäiliössä, ja tämä seos pumpataan takaisin haihduttamolle. (Vakkilainen, E. 2007, 7-14.)

2.3.2 Palamisilman syöttö

Palamisilma syötetään soodakattilaan tavallisesti kolmivaiheisena. 65-85 % palamisilman määrästä syötetään lipeäruiskujen alapuolelle. Primääri-ilma syötetään noin yhden metrin, sekundääri-ilma kahden metrin ja tertiääri-ilma kahdeksan metrin korkeudelta tulipesän pohjasta mitattuna. Primääri- ja sekundääri-ilmansyöttö

toteutetaan tavallisesti kaikilta neljältä tulipesän seinältä, kun taas tertiääri-ilmansyöttö on kahdelta seinältä. Ilma-aukkojen määrään ja kokoon kussakin vaiheessa vaikuttavat haluttu lipeän polttokapasiteetti, käytettävissä oleva ilmanpaine sekä palamisilman jakaminen vaiheiden kesken. (Adams, T. et al. 1997, 9-11.)

Primääri-ilma-aukot ovat tyypillisesti pienimpiä sekä runsaslukuisimpia. Eräissä laitoksessa primääri-ilma-aukkoja oli jokaisella seinällä 35. Primääri-ilmaa käytetään pedin optimaalisen muodon hallitsemiseen ja optimaaliseen palamiseen. Sekundääri-ilma-aukot ovat suurempia ja vähälukuisempia (4-16 jokaisella seinällä) primääripuoleen verrattuna. Sekundääri-ilman tehtävänä on pedin yläosassa tapahtuvien palamisprosessien hallitseminen sekä pyrolyysikaasujen ja hiilimonoksidin (CO) polttaminen. Tertiääri-ilma-aukot ovat kooltaan suurimpia ja niitä sijaitsee tyypillisesti vain etu- ja takaseinillä, 3 - 8 aukkoa kummallakin. Tertiääri-ilma saattaa loppuun polttoprosessin ja saa aikaan lopullisen palamiskaasujen sekoituksen. Myös nelivaiheista ilmanjakojärjestelmää on rakennettu useisiin laitoksiin. Kvartääri-ilma syötetään tässä tapauksessa tavallisesti lipeäruiskujen yläpuolelta. (Adams, T. et al. 1997, 9-11.) Tavoitteena kvartääri-ilmasyötöllä on palamisilman määrän lisääminen tulipesän yläosassa ja tätä kautta palamisajan pidentyminen, jolloin lämmönsiirto tehostuu ja myös päästöjen määrä vähenee. Oikeanlaisella suunnittelulla ja toteuttamisella voidaan NO_x -päästöjen määrä alentaa jopa puoleen entisestä. (Ferreira, D. et al. 2010, 790). Kvaernerin patentoimassa järjestelmässä kvartääri-ilma syötetään tertiääri-ilmatason yläpuolelle (Vakkilainen, E. 2012, 8).

Myös ilmansyöttöjärjestelmän suunnittelussa on eri vaihtoehtoja. Vertikaalisen ilmajärjestelmä mahdollistaa vaakasuoran sekoituksen ja varsin kapean ja vakaan ilmatason kattilaan. Primääri-ilma syötetään normaalisti tulipesän alaosasta keon sivuilta, mutta loput ilmatasot voidaan jakaa lomittain eri järjestelmämuotoihin, esimerkiksi 2/3 tai 3/4, jolloin sekoitusta pystytään parantamaan. Vertikaalinen järjestelmä mahdollistaa tehokkaamman NO_x -päästöjen vähentämisen. (Vakkilainen, E. 2012, 8-9.) Tekniikasta esitetään tarkempi kuvaus kappaleessa 2.7.

Uusissa soodakattiloissa palamisilmaa voidaan esilämmittää esimerkiksi savukaasuilla, jolloin laitoksen terminen hyötysuhde kasvaa. Soodakattiloissa savukaasujen hyödyntäminen palamisilman esilämmityksessä on kuitenkin haastavaa. Sähkösuotimien jälkeen käytettävistä savukaasujen jäähdyttimistä kerrotaan kappaleessa 3.7. Palamisilman esilämmitykseen käytetään perinteisesti matala- ja välipaineista tehdashöyryä usealla painetasolla. Palamisilman lämpötilaa pyritään nostamaan 125 - 200 °C asti käyttämällä ripaputki-ilmanesilämmittimiä. Lämmitysvaiheita on tavallisesti kaksi, mutta niitä voi olla jopa 3 - 4. Lämmitys aloitetaan matalapaineisella höyryllä ja vaiheiden mukaan siirrytään aina korkeampiin painetasoihin. Ongelmana ilman esilämmittimissä on huono lämmönsiirtyminen ja huomattava paineenalennus lämmönsiirtimen jälkeen. Myös ilmakehän suunnittelu on ensiarvoisen tärkeää ilmansyötön ongelmattoman toiminnan kannalta. (Adams, T. et al. 1997, 186-187.)

Soodakattiloiden ilmajärjestelmien kehitys on ollut soodakattiloiden päätavoitteiden saavuttamisen kannalta ratkaisevaa. Erityisesti päästöjen minimoiminen onnistuu pääosin ainoastaan hyvin suunnitellun ilmajärjestelmän avulla. Ilmajärjestelmät voidaan jakaa kehitysaskelien mukaan eri sukupolviin, joilla kaikilla on ollut tavoitteena huomattavia parannuksia aina edelliseen sukupolveen verrattuna. Tällä hetkellä kehitystyön alla olevissa viidennen sukupolven kattiloissa on tavoitteena tulistimien höyrystinpintojen likaantumisen vähentäminen. (Vakkilainen, E. 2012, 7-8.) Taulukossa 2 on esitetty ilmajärjestelmien kehitys.

Taulukko 2. Ilmajärjestelmien kehitys (Muokattu lähteestä: Vakkilainen, E. 2012, 7)

Ilmajärjestelmä	Päätarkoitus	Muuta huomioitavaa
1. sukupolvi	Mustalipeän stabiili palaminen	
2. sukupolvi	Korkea reduktio	Mustalipeän tehokas poltto
3. sukupolvi	SO _x - päästöjen minimointi	Mustalipeän tehokas poltto, korkea reduktio
4. sukupolvi	NO _x - päästöjen minimointi	Mustalipeän tehokas poltto, korkea reduktio, matalat SO _x -päästöt
5. sukupolvi	Tulistin- ja höyrystinpintojen likaantumisen vähentäminen	Mustalipeän tehokas poltto, korkea reduktio, matalat päästöt

2.3.3 Tulipesän pohja

Tulipesän pohjalla toteutuu polttoprosessi ja hiiltyminen, ja keko ulottuu tavallisesti sekundääri-ilma-aukkojen korkeudelle. Keon muoto ja koko on riippuvainen pitkälti kattilasuunnittelusta, polttotekniikasta sekä mustalipeän ominaisuuksista. Pedin lämpötila laskee pohjalle päin mentäessä 1000-1200 °C:sta noin 760 °C:een. Tulipesän pohja voi olla kalteva- tai tasarakenteinen. Sulakourut sijaitsevat primääri-ilmajaon alapuolella tulipesän seinustalla. Pääsääntöisesti sulakourut ovat pohjan mallista riippuen seinustalla alimmalla mahdollisella kohdalla, kuitenkin noin 50 millimetrin korkeudella. Sulakourut johdattavat painovoiman avulla poltosta syntyneen kemikaalisulan pois tulipesästä liuotussäiliöön. (Adams, T. et al. 1997, 11-13, 163.)

Mustalipeän hiiltyessä toteutuu useita reaktioita tulipesän alaosassa, joiden myötä mustalipeän hiili reagoi muuttuen eri yhdisteiksi, kuten hiilimonoksidiksi (CO). Reaktioyhtälöt muodostuvat seuraavasti (1-5):



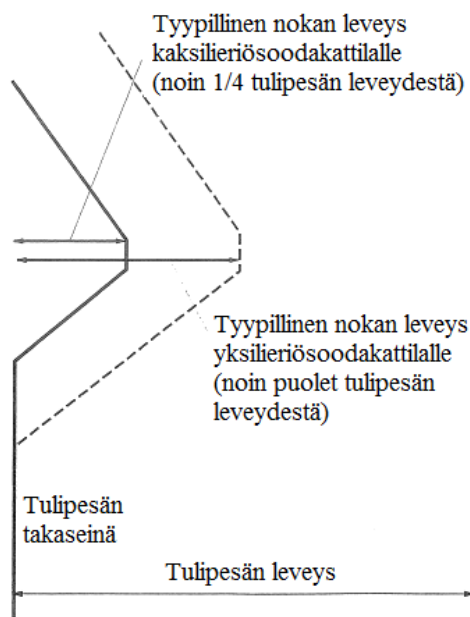
Myös sulfaatti- (4) ja karbonaattireduktiot (5) tapahtuvat tässä vaiheessa. (Adams, T. et al. 1997, 11-13, 170-171.)

Mustalipeän palamisesta jäljelle jäänyt hiili koostuu noin 25 % haihtumattomasta hiilestä ja 75 % epäorgaanisesta aineesta, jota muodostaa kemikaalisulan. (Marklund, M. 2001, 1) Tämä tulipesän pohjalle kertyvä kemikaalisula koostuu pääosin natriumsulfidista sekä mustalipeän palamisessa hiilidioksidin ja natriumin reaktiotuotteena muodostuvasta natriumkarbonaatista. Myös natriumsulfaattia esiintyy pieninä pitoisuuksina. Soodakattiloiden kehityksessä on pyritty jatkuvasti mahdollisimman korkeaan reduktioasteeseen, joka kuvaa, kuinka täydellisesti natriumsulfaatti on pelkistynyt natriumsulfidiksi. Reduktioaste (moolisuhde

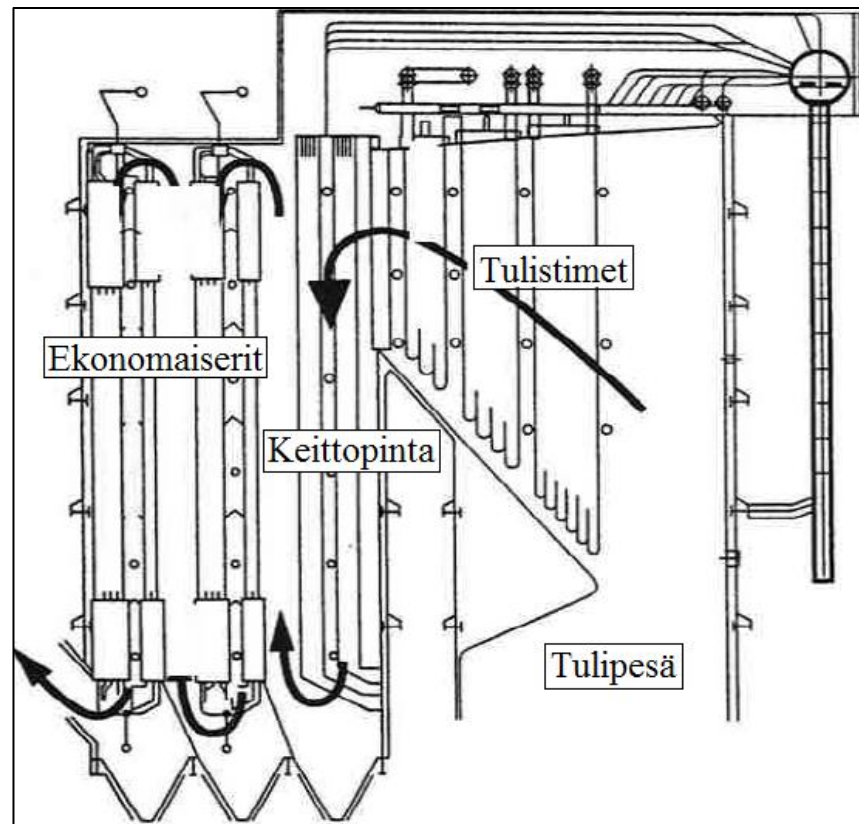
$\frac{\text{Na}_2\text{S}}{\text{Na}_2\text{S} + \text{Na}_2\text{SO}_4}$) prosessissa on tyypillisesti 90-95 %, hyvin toimivassa kattilassa jopa 98 %. Tavallisesti reduktioastetta nostaa keon pintalämpötilan kasvu. Myös termiä sulfiditeetti käytetään soodakattilan toimintaa tarkastellessa. Sitä voidaan kuvata esimerkiksi moolisuhteella $\frac{S_{\text{tot}}}{\text{Na}_2 + \text{K}_2}$. Liian korkea sulfiditeetin arvo voi aiheuttaa kattilan lämpöpintojen likaantumista ja SO₂ ja TRS päästöjä. (Vakkilainen. 2012, 15-16; Knowpulp. 2012.)

2.3.4 Tulipesän yläosa

Palamisessa syntyneet savukaasut virtaavat kuvan 4 mukaisesti tulipesän yläosaan, mihin kuuluvat tulistinosa, keittopinta, ekonomaiseri ja useissa soodakattiloissa myös verhoputket. Tulipesän yläosassa on ns. tulipesän nokka kuvan 3 mukaisesti. Nokan pääasiallinen tehtävä on suojata tulistimien alaosa tulipesän säteilystä ja tällä tavoin ehkäistä korroosiota. Haittapuolena on savukaasujen virtausprofiilin muuttuminen välittömästi nokan yläpuolella kiertaiseksi, jolloin tulistimien lämmönsiirto heikkenee. Myös savukaasujen virtausnopeudet saattavat nousta kierrevirtausprofiilin yläpuolella liian suuriksi, jolloin tulistinlikaantuminen voi lisääntyä. (Adams, T. et al. 1997, 209.)



Kuva 3. Tyypillinen tulipesän nokan leveys lieriövalinnan mukaan (Muokattu lähteestä Adams, T. et al. 1997, 208)



Kuva 4. Tulipesän jälkeiset lämpöpinnat yksilieriökattilassa. (Muokattu lähteestä Adams, T. et a. 1997, 196)

Tulipesän jälkeiset lämpöpinnat on esitetty kuvassa 4. Tulipesän nokan jälkeen ensimmäisenä savukaasujen virtaussuunnan mukaisesti vastaan tulevat verhoputket, mikäli ne ovat rakennettuna kattilaan. Verhoputkista on paljon hyötyä. Ne laskevat tulistimille tulevien savukaasujen lämpötilaa, jolloin tulistimiin kohdistuva haitallinen korroosio ja likaantuminen vähentyvät huomattavasti. (Lundborg, A. 2006, 22, 28.) Itse verhopintaan korroosio vaikuttaa vain vähän, sillä materiaalin pintalämpötila on tulistimien pintalämpötilaa huomattavasti matalampi (Vakkilainen, E. 2012, 19, 25). Toisaalta tunnetaan tapauksia, joissa kattilassa pudonneet kerrostumat ovat aiheuttaneet vaurioita ja vuotoja verhoputkiin (Villarroel, R. et al. 2005, 93). Verhoputkeen syntyvä vaurio voi aiheuttaa vesivuodon, joka voi aiheuttaa sulaan osuessaan sularäjähdyksen (Lundborg, A. 2006, 28).

2.3.5 Lämmönsiirtopinnat

Tulistinosaa koostuu monesta tulistinyksiköstä, jotka on ilmoitettu järjestyksessä savukaasujen virtaussuunnan mukaisesti termein SH2, SH3, SH1A ja SH1B. Tulistinosassa täytyy huomioida suuri likaantuminen savukaasujen johdosta suunnitteleamalla putkiväli tarpeeksi suureksi. Savukaasujen lämpötila on tavallisesti noin 900 °C ennen tulistimia. Tulistimien suunnittelun lähtökohtana on riittävän lämmönsiirtopinta-alan selvittäminen. Tulistinmateriaalin pintalämpötila vaihtelee n. 350-550 °C. Korkeat pintalämpötilat aiheuttavat kemikaalikerrosten sulamista ja tulistinkorroosiota. (Lundborg, A. 2006, 28-30.) Myös ns. ”carry-over” – partikkeleiden kulkeutumista tulistinosaan voi aiheuttaa korroosiota. (Andritz AG. 2010, 7).

Tulistinkorroosiota aiheuttaa tulistinputkien pinnalle takertuva tuhka, joka sisältää mm. kaliumia ja klooria. Savukaasun lämpötilan ylittäessä noin 550 °C sulavat kalium- ja klooriyhdisteet putkipinnoille ja syövyttävät sitä voimakkaasti. Huomattavaa on, että klooripitoisuuden alentamisen mustalipeässä 0,8 prosentista 0,4 prosenttiin nostaa sulamislämpötilaa 590-620 °C:een, jolloin syöpyminen vähentyy. Tuhkan kertymistä ja putkivälien tukkeutumista aiheuttavat myös liian ahtaaksi suunnitellut putkielementit. Tämän johdosta on tulistinelementtien välit soodakattiloissa suunniteltava tarpeeksi väljiksi. (Vihavainen, E. 2011, 29–33).

Tulistinosan jälkeen oleva keittopinta on osa soodakattilan höyrystintä. Keittopinnan rakenne määräytyy tavallisesti lieriötyypin mukaan. Kaksilieriökattiloiden keittopinnassa savukaasut virtaavat tavallisesti poikittain lämpöpintaputkia vastaan. Pitkittäisvirtauskeittopinnoissa savukaasut virtaavat yleensä ylhäältä alas. (Adams, T. et al. 1997, 211.) Keittopinnassa lämpöpintojen solat voidaan tehdä kapeammiksi, sillä likaantuminen ei ole enää niin voimakasta kuin tulistinalueella.

Ekonomaiserin on syöttöveden esilämmitykseen käytettävä lämmönsiirrin. Se muodostuu pitkittäisistä putkielementeistä. (Lundborg, A. 2006, 24, 31-32.) Ekonomaiserin jälkeinen savukaasun loppulämpötila määräytyy lähtökohtaisesti kattilassa käytettävän syöttöveden lämpötilan perusteella.

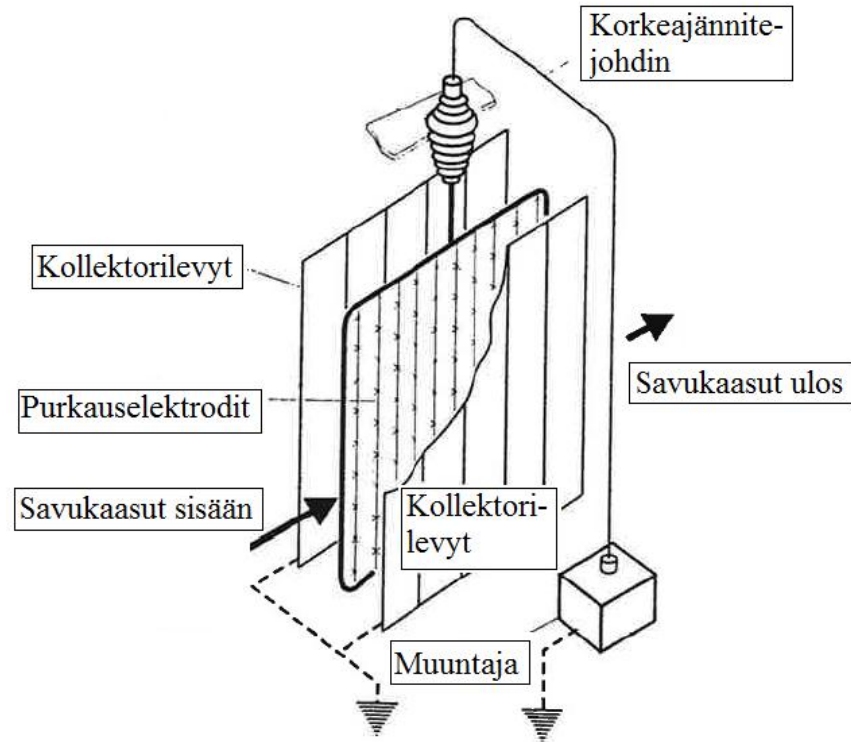
Pitkittäisvirtausekonomaiseria käytetään useimmissa moderneimmissa laitoksissa. Nimensä mukaisesti ekonomaiserin sisällä kiertävä vesi virtaa samaan suuntaan kuin savukaasut. Harvoilla laitoksilla on myös ekonomaiserien välissä estolevyt, jotka osallistuvat savukaasuvirtauksen johdattamiseen mahdollisimman hyvin lämmönsiirtopinnan myötäillen. Estolevyjen käytössä täytyy huolehtia siitä, ettei niihin muodostu likakertymiä. Poikittäisvirtausekonomaisarit ovat osoittautuneet nimittäin erittäin alttiiksi likaantumiselle, jonka johdosta pitkittäisvirtaustyyppit ovat korvanneet ne myös vanhemmissa laitoksissa. (Adams, T. et al. 1997, 212-213.)

2.3.6 Savukaasusuotimet

Soodakattiloiden tulipesässä syntyvät savukaasut sisältävät tavallisesti erittäin suuria lentotuhkapitoisuuksia. Savukaasujen suodattaminen kiinteistä partikkeleista on tärkeää ympäristöhaittojen vähentämiseksi. Savukaasusuotimien käyttö on kuitenkin haastavaa soodakattiloille, sillä suurin osa lentotuhkasta on partikkelikoossa 0,1-1 µm, jolloin savukaasujen suodatus vaikeutuu. Nykyaikaisissa soodakattiloissa korkea tulipesän lämpötila lisää huomattavasti lentotuhkan määrää, jolloin savukaasujen tuhkakonsentraatio on korkea ja SO_x -yhdisteiden suodatus tehokasta. (Mikkanen, P. 2000, 13-14.)

Soodakattiloissa savukaasuja puhdistetaan sähkösuotimella. Sen pääosat on esitetty kuvassa 5. Sähkösuotimen peruseriaatteena on savukaasun sisältämien hiukkasten ionisointi negatiivisella purkauselektrodilla ja hiukkasten kerääminen positiivisesti varautuneisiin kollektorilevyihin. Sähkösuotimeen kuuluvat myös ravistuslaitteisto, jolla elektrodit ravistetaan puhtaiksi partikkeleista säännöllisin väliajoin toiminnan varmistamiseksi. Ravistettu tuhka putoaa sähkösuotimen pohjalle, mistä se kuljetetaan eteenpäin. Sähkösuotimen erotusaste on erittäin hyvä, jopa 99,9 %, sillä voidaan puhdistaa suuria savukaasumääriä ja painehäviö suotimen yli on pieni. Sähkösuotimet ovat lujatekoisia, esimerkiksi lyhyet lämpötilavaihtelut eivät tavallisesti aiheuta vahinkoa. Toisaalta hiukkaskoon pienentyessä soodakattiloille tyypillisesti alle 1 µm kasvaa suotimen läpäisevien hiukkasten määrä jopa 10 % asti. (KnowPulp 2012; Rantalainen, S. 2012. 16-21, 24-25.) Ongelmakohtia ovat myös sähkövirran

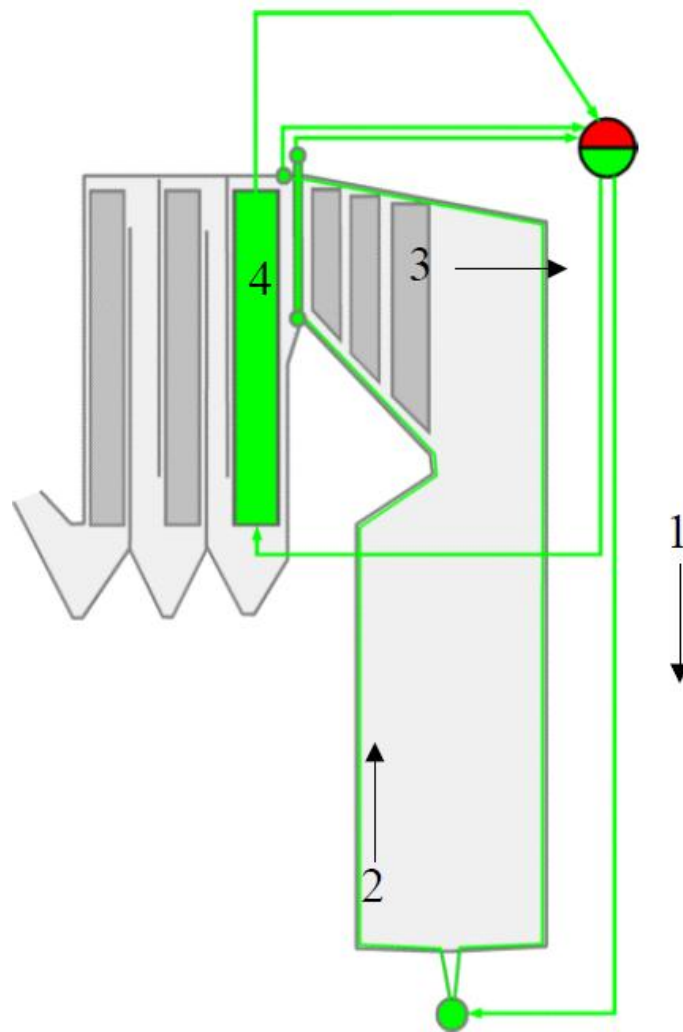
maksimoinnin hankaluus, sitkeän kuonan kertyminen purkauselektrodiin, keräystehon heikentyminen savukaasuvirran vaihdella sekä ylikuormitus tehtaan kapasiteetin kasvaessa (Samuelsson, I-L. et al. 2010, 2-7). Sähkösuotimen rakenne on esitetty kuvassa 5.



Kuva 5. Sähkösuotimen rakenne. (Muokattu lähteestä: Adams, T. et al. 1997, 239.)

2.4 Höyryntuotanto

Syöttövesi syötetään kattilan vesi-höyrykiertoon syöttövesisäiliöstä, johon sekoittuvat puhdistettu turbiinilta tuleva lauhde ja esikäsitelty lisävesi. Lisäksi syöttövesisäiliössä poistetaan syöttövedestä kaasuja ja siihen syötetään kemikaaleja. Vesi tuodaan höyrylieriöön syöttöveden esilämmittimien eli ekonomaiserien kautta. Vesi-höyrykierto lieriön ja höyrystinpintojen välillä on esitetty kuvassa 6.



Kuva 6. Soodakattilan vesi-höyrykierto lieriön ja höyrystinojen välillä. (Heinola, M. 2003, 12.)

Syöttövesi johdetaan lieriön alaosasta laskuputkia pitkin (1) pääjakokammioon, josta se johdetaan soodakattilan seinäputkiin (2) höyrystettäväksi. Soodakattila toimii luonnonkiertoperiaatteella, eli se ei tarvitse kiertovesipumppua veden kierrättämiseen. Myös savukaasukierrossa tulistimien jälkeen sijaitseva keittopinta (4) on osa höyrystysprosessia. Vesi johdetaan tässäkin tapauksessa lieriön pohjasta (3) keittopinnalle höyrystettäväksi. Syntyvä vesi-höyry-seos johdetaan takaisin höyrylieriöön, josta siitä erotetaan neste tavallisesti sykloroittimilla. (Heinola, M. 2003, 12.)

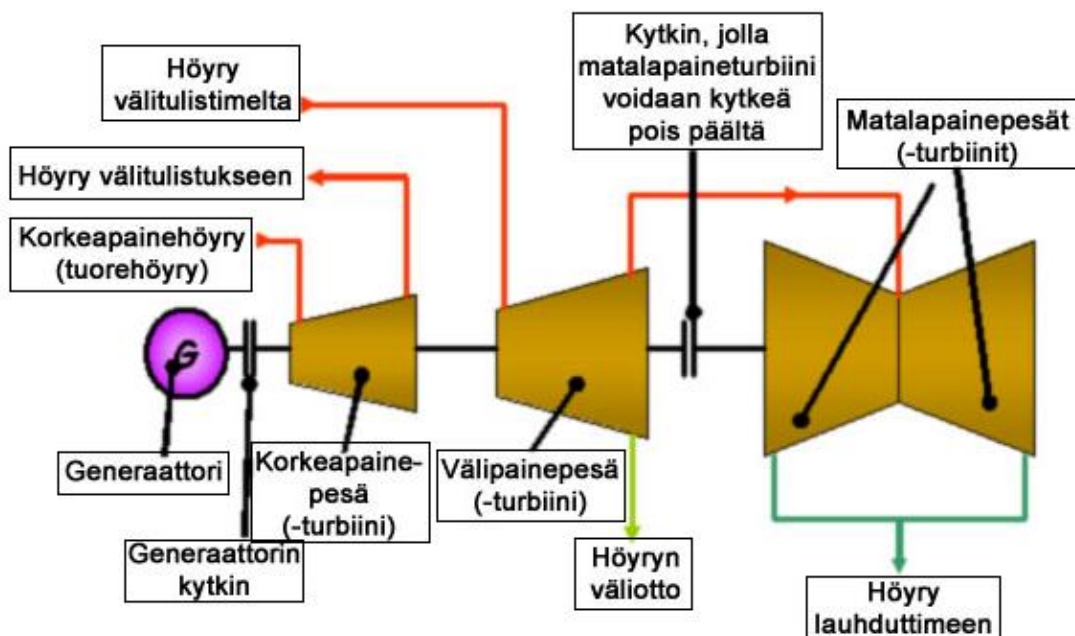
Lieriöstä höyry viedään tulistimille, jossa sen lämpötilaa nostetaan useassa vaiheessa. Höyryn lämpötilaa säädetään tulistinvaiheiden välissä syöttö- tai

lauhdevesiruisikutuksilla. Tulistimilta saatava tuorehöyry viedään turbiinilaitokselle. (KnowPulp 2012.)

2.5 Höyryturbiini

Höyryturbiinin päätarkoitus on paisuttaa tuorehöyryä eri vaiheissa ja muuttaa höyryn sisältämä lämpö mahdollisimman tehokkaasti liike-energiaksi. Akselin pyörimisliikkeellä saadaan tuotettua generaattorivaiheessa sähköä. Turbiinit koostuvat rungossa kiinteästi pysyvistä johtosiivistä eli staattoreista sekä pyörivistä roottoreista. Turbiinissa höyryn paine ja lämpötila laskevat, jolloin höyryn tilavuus kasvaa eli se paisuu. Tällöin myös kasvaa virtausnopeus, joka saa aikaan liike-energian akselille. Höyryturbiinit voidaan jakaa myös tasapaineturbiineihin ja reaktioturbiineihin riippuen niiden staattori- ja roottorirakenteesta. (KnowPulp 2012.)

Höyryn lämpötila ennen turbiinia on eräässä esimerkkikattilassa noin 490 °C ja paine 90 bar. Turbiineilla on tavallisesti eri paisuntavaiheiden välissä väliottoja, joista hyödynnetään väli- ja matalapaineista höyryä tehtaan prosessihöyryksi ja muihin käyttökohteisiin. Turbiinivaiheet jaetaan niiden tulopaineen perusteella korkeapaineturbiineihin, välipaineturbiineihin ja matalapaineturbiineihin. Kuvassa 7 on esimerkki turbiinirakenteesta. Rakenteessa on huomattavaa esimerkiksi tyypillinen ratkaisu korkeapaineturbiinilta ulostulevan höyryn välitulistaminen ennen välipaineturbiinia. (KnowPulp 2012.)

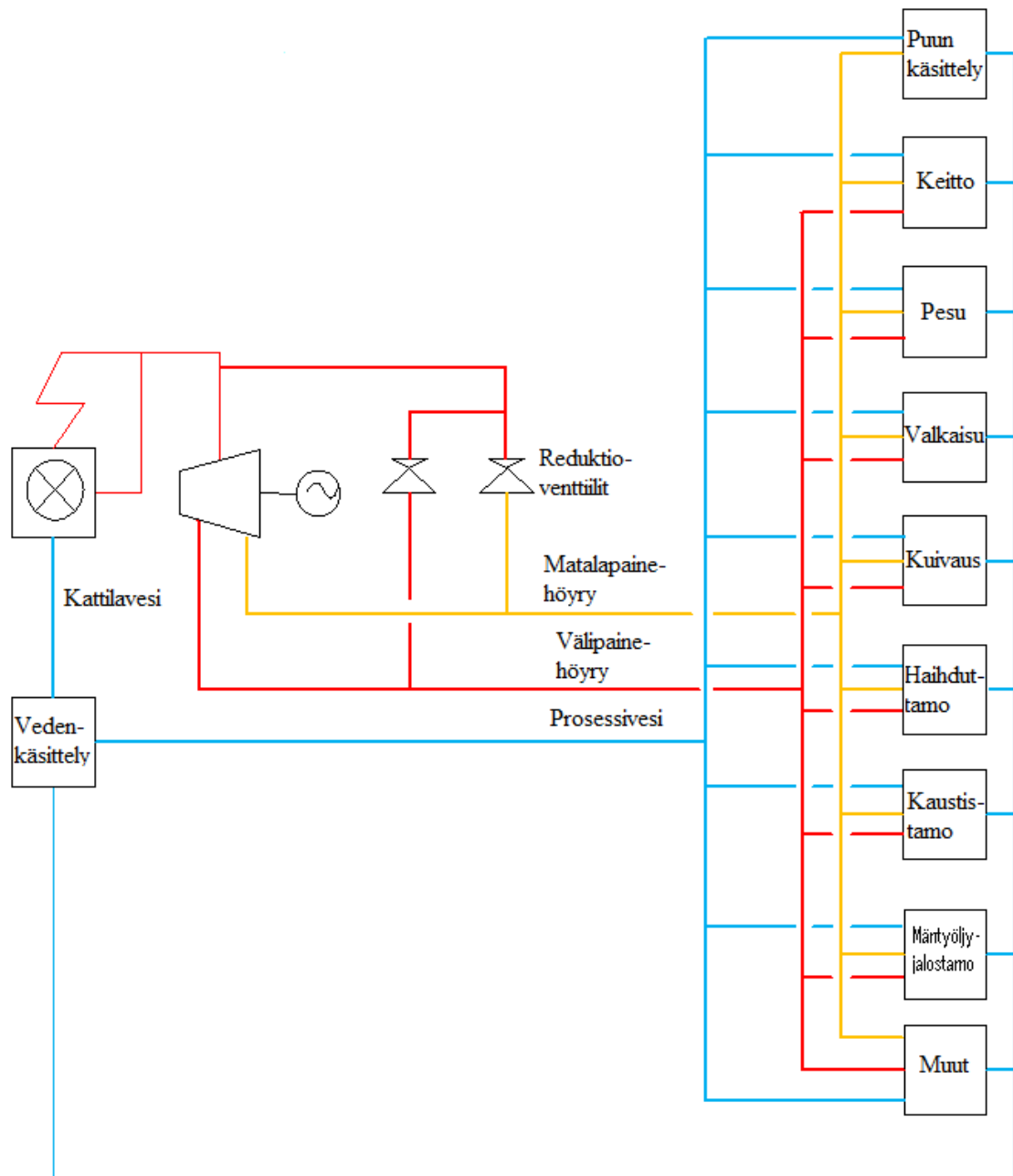


Kuva 7. Esimerkki turbiiniosasta. (KnowPulp 2012)

Turbiinien roottorisiipien pituus vaihtelee korkeapaineosion muutaman senttimetristä matalapaineosan jopa usean metrin kokoluokkaan. Myös turbiinasteiden eli yksittäisten roottori-staattoriparien määrä vaihtelee. Korkeapaineturbiinissa niitä on tavallisesti jopa 20 peräkkäin, välipaineturbiinissa noin 10 ja matalapaineturbiinissa muutama. Höyrynpainetta lasketaan matalapaineturbiinissa lauhduttimen paineeseen, noin 0,02-0,06 bar. Matalapaineturbiinit suunnitellaan tavallisesti kahteen suuntaan avautuviksi, jotta akseliston kuormitus olisi mahdollisimman vähäistä. Matalapaineturbiinista ulostuleva höyry johdetaan lauhduttimelle, jolla se kondensoidaan takaisin vedeksi. (KnowPulp 2012.)

Sellun valmistukseen tarvitaan prosessihöyryä, jota otetaan tavallisesti turbiinin väliotosta välipainehöyrynä (10-13 bar, 170-210 °C) ja matalapainehöyrynä (3-5 bar, 140-150 °C). Lämpötilan ja paineen säädössä käytetään säätöventtiilejä sekä syöttövesisäiliöstä otettua ruiskutusvettä. Myös reduktioventtiilejä voidaan käyttää tarvittaessa. Välipainehöyryä käytetään pääosin keittämössä, happidelignifioinnissa ja jonkin verran myös haihduttamalla. Matalapainehöyryä käytetään tavallisesti paperikoneilla. Myös suurin osa prosessilämmöstä, jopa 80 %, tuotetaan

matalapainehöyryllä. (KnowPulp 2012.) Kuvassa 8 on esitetty turbiinista saatavan väli- ja matalapainehöyryjen kuluttajat yksityiskohtaisemmin.

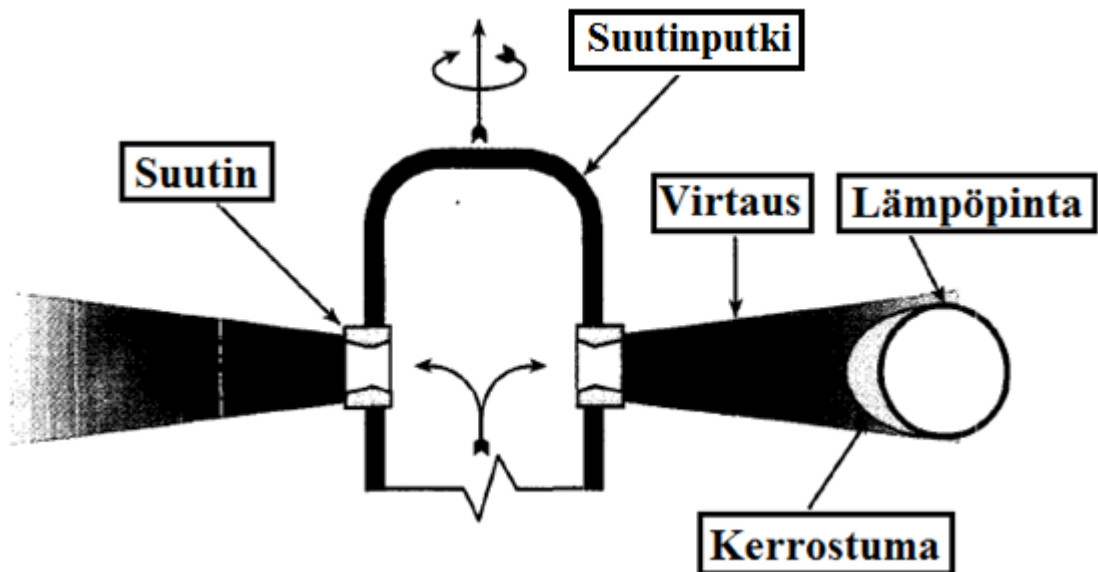


Kuva 8. Sellutehtaan höyrynkulutus eri höyrynpaineille. (Hiltunen, A. 2011, 47)

2.6 Lämpöpintojen nuohous

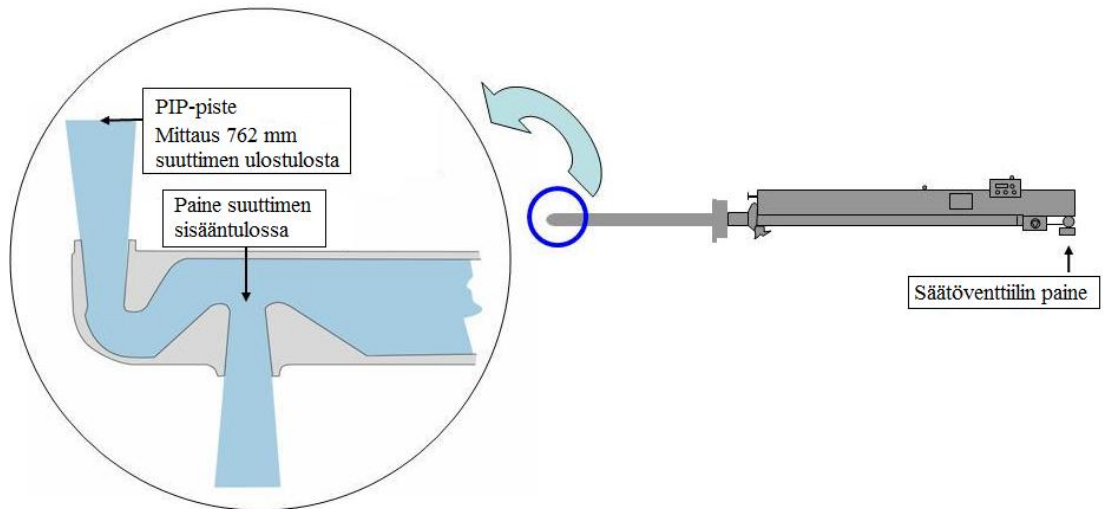
Lämpöpintojen puhdistamiseen käytetään nuohoushöyryä, joka otetaan tavallisesti joko soodakattilan primääritulistimelta tai turbiinilaitokselta. Nuohoushöyryn paine tulistin- ja keittopinta-alueella on tyypillisesti 20-25 bar. Ekonomaisella nuohoushöyryn paine on 12-15 bar. Mikäli nuohoushöyry otetaan suoraan soodakattilan tulistimelta ja paine alennetaan säätöventtiileillä, menetetään energiaa. Eräs keino soodakattilalaitoksen sähkötehon nostamiseen onkin nuohoushöyryn otto turbiinin keskipaine- tai matalapaineväliotosta, jolloin nuohoushöyryn energiasisältöä saadaan enemmän sähköntuotantoon. (Arun A. et al. 2012, 102.)

Nuohouslaitteistoon kuuluvat nuohoimena toimiva suutinputki, jonka päässä ovat vastakkaiset suuttimet. Nuohoushöyry virtaa nuohoimeen suutinputkeen ja paisuu ulos suuttimista, jolloin virtausnopeus kasvaa ja paine alenee. Kuvassa 9 on esitetty nuohoimen toiminta.



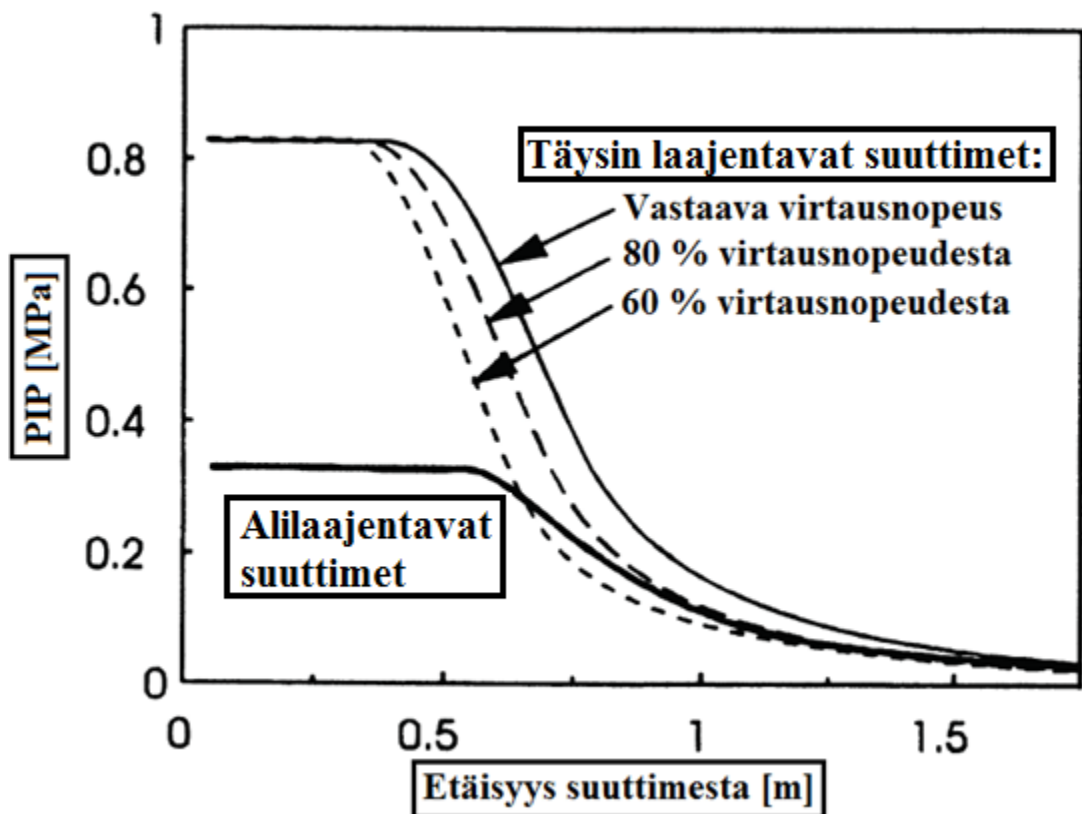
Kuva 9. Nuohoimen toiminta. (Jameel, M.I. et al. 1994, 136.)

Perinteisesti nuohoussuuttimina on käytetty De Lavalin suppeneva-laajeneva-mallia. Nuohoamisen tehokkuuden ja suorituskyvyn mittarina käytetään PIP (Peak Impact Pressure) -arvoa, joka mitataan kuvan 10 mukaisesti 762 mm päästä nuohoimen suuttimen ulostulosta.



Kuva 10. Peak Impact Pressure - pisteen mittaus nuohoushöyrystä. (Tavares, A. et al. 2006, 4)

On arvioitu että tehokkain nuohous ulottuu noin 1-1,5 metrin säteelle nuohoussuuttimesta. (Vakkilainen, E. 2007. 8-21). Nuohousteho on riippuvainen paineen lisäksi suutintyypistä. Kuvassa 11 on esitetty nuohouksen tehokkuus PIP-arvona verrattuna suuttimen etäisyyteen kahdelle eri suutintyypille.



Kuva 11. Eri suutintyyppien PIP-arvot virtausnopeuden ja etäisyyden funktiona.

Kuvassa 11 alilaajentavat suuttimet tarkoittavat suutintyyppejä, joissa suuttimesta ulospurkautuva virtaus ei pääse paisumaan täysin, vaan suuttimen ulostulon paine jää ympäristön painetta korkeammaksi. Täysin laajentuvassa suuttimessa taas suuttimen ulostulopaine on yhtä suuri kuin ympäristön paine. Lisäksi kuvaajassa on myös kuvattu virtausnopeuden alenemisen aiheuttamat vaikutukset. (Vakkilainen, E. 2007. 8-22).

2.7 Soodakattiloiden päästöt

Soodakattiloiden aiheuttamissa päästöissä esiintyy TRS (Total Reduced Sulphur)-yhdisteitä, rikkidioksidia SO₂, typpimonoksidia NO, typpidioksidia NO₂, kloorihappoa HCl, raskasmetalleja, VOC:ta eli kaasuuntuneita orgaanisia yhdisteitä ja PAH:ia eli polysyklisiä aromaattisia hiilivetyjä. Soodakattiloiden aiheuttamista päästöistä haitallisimmat ovat TRS (Total Reduced Sulphur)-yhdisteet. TRS-yhdisteitä muodostuu pääosin mustalipeän poltossa, mutta myös liuotinsäiliössä sulan reaktioissa sekä haihdutinvaiheessa mustalipeän konsentroituuessa. TRS-yhdisteet haisevat voimakkaasti pieninäkin pitoisuuksina ja ovat terveydelle vaarallisia. Niitä pyritään eliminoimaan sekundääri- ja tertiääri-ilman avulla hapettamalla ne rikkidioksidiksi. Suurin osa syntyneestä rikkidioksidista reagoi tulipesässä höyrystyneen natriumin kanssa muodostaen natriumsulfaattia, hiilidioksidia ja kloorihappoa. (Adams, T. et al. 1997, 217 – 220.)

Taulukko 3. Soodakattiloiden päästöjen vähentyminen eri vuosikymmeninä. (Hupa, M. 2008, 18.)

Yhdiste	1970	1980	1990	2000 +
SO ₂ (ppm)	1500	500	100	~ 0
NO _x (ppm)	70	70	80	50
TRS (ppm)	300	200	5	~ 0
Hiukkaset (mg/m ³)	500	300	100	30

Taulukossa 3 on esitetty eri päästöjen vähentyminen vuosikymmeninä 1970-luvulta lähtien. Päästöjen vähentymisen voidaan katsoa olevan merkittävää. Rikkidioksidi- ja TRS-päästöt ovat lähes merkityksettömiä, ja hiukkaspäästöt ovat vähentyneet noin 6 % osaan alkuperäisestä. Typen oksidien määrä on myös vähentynyt, muttei yhtä

merkittävästi kuin muiden päästöjen. Typen oksidien vähentämiseen tähtäävät ja leijukerroskattiloilla käytettävät SCR (Selective Catalytic Reduction)- ja SNCR (Selective Non-Catalytic Reduction) – tekniikoita on kokeiltu vähissä määrin myös soodakattiloilla. (Hupa, M. 2008, 16.) On kuitenkin osoittautunut, että niiden käyttö tuottaa erittäin haitallisia ammoniakkipäästöjä ja lisäksi tekniikka on kallista. Myös Suomen metsäteollisuus Ry ilmoittaa vuosittaiset lukemat massa- ja paperiteollisuuden päästöille. Taulukossa 4 on esitetty lukemat päästöille tonneina ilmaan vuodelle 2012 ja määrän muutos edelliseen vuoteen verrattuna.

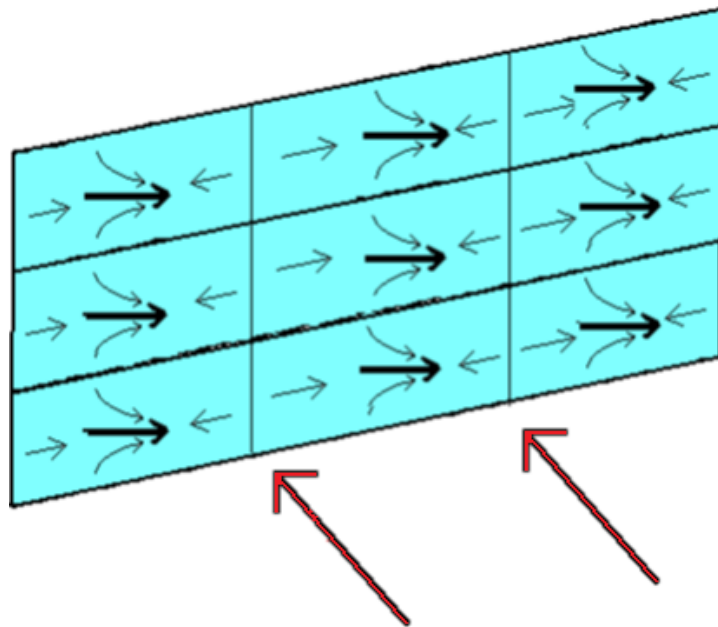
Taulukko 4. Massa- ja paperiteollisuuden päästöt ilmaan ja niiden muutokset vuonna 2012. (Suomen metsäteollisuus Ry. 2013, 14.)

Yhdiste	Vuosi 2012	Yksikkö	Muutos [%] 2012/2011
SO ₂	4485	t(S)	1
TRS	359	t(S)	-2
NO _x	18143	t(NO ₂)	-3
CO ₂	3,1	Mt	-15
Hiukkaset	2727	t	15

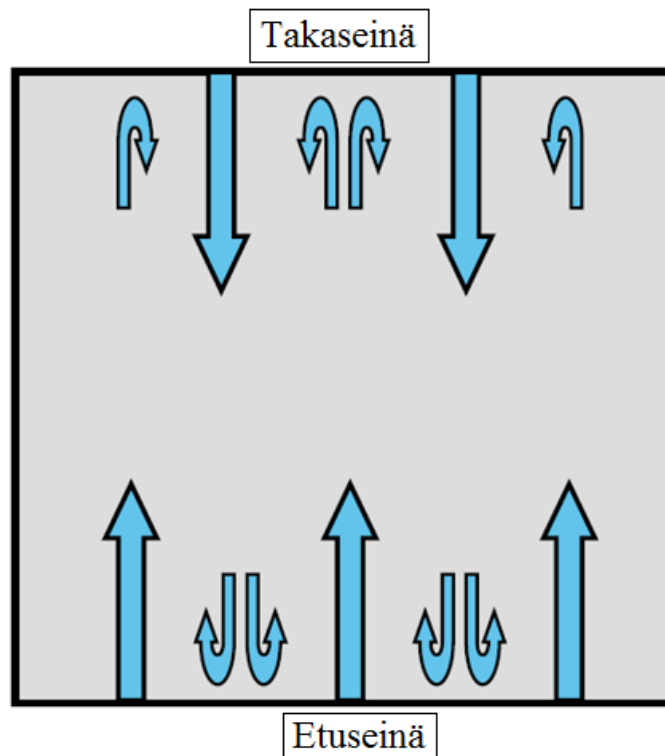
2.8 Vertikaalinen ilmansyöttötekniikka

Vertikaalista ilmansyöttötekniikkaa alettiin käyttää vuonna 1996 Ruotsissa oivallisin tuloksin. Lähtökohtaisena ajatuksena oli muuttaa sekundääri-ilmansyötön ilma-aukkojen sijaintia seinällä pystysuoriin riveihin taka- ja etuseinille. Aikaisemmin oli käytetty vaakasuuntaisia rivejä, joissa ongelmana olivat haitalliset pystysuuntaiset virtaukset. Asettamalla ilmasuuttimet tarpeeksi lähelle pystysuunnassa toisiaan virtaukset stabiloituvat niin, että pystyvirtaukset vähenevät. Tehokkaamman sekoittumisen ansiosta tulipesän toimintaa voidaan ylläpitää vähemmällä yli-ilmamäärällä. Savukaasujen määrä vähenee, kuin myös puhaltimien tehontarve. Oikeanlainen ilmatasojen järjestely alentaa merkittävästi syntyviä NO_x-päästöjä. (Andritz AG. 2011, 3.) Myös tulipesän yläosaan kulkeutuvien carry-over-partikkelien määrää saadaan vähennettyä. Kuvassa 12 on esitetty vertikaali-ilmajärjestelmän rakennetta etuseinällä kolmella tasolla. Vastakkaiset ilmasuihkut ovat lomitettu siten,

että saavutetaan tehokas sekoittuminen. Perinteisissä järjestelmissä vastakkaiset virtauksen heikentävät toisiaan. (Heinola, M. 2003 [2], 15 – 17.) Kuvassa 13 on esitetty sama tilanne kattilan yläprofiilista kuvattuna.



Kuva 12. Esimerkki vertikaali-ilmatekniikan porttijärjestelystä etuseinällä. (Vihavainen, E. 2002, 21.)



Kuva 13. Vertikaali-ilmajärjestelmän toimintaperiaate. (Vihavainen, E. 2002, 22.)

Ruotsin Skutskärin Stora Enson tehtailla modernisoitiin soodakattilayksikkö 7 muuttamalla siihen sekundääri-ilmansyöttö vertikaaliseksi huolimatta siitä, että aikaisempaa konkreettista järjestelmää ei ollut vielä tehty kattiloille. Ratkaisuun päädyttiin siitä syystä, että kapasiteettia haluttiin nostaa 25 % aikaisemmasta, ja koska perinteinen ratkaisu tulipesän laajentamisesta olisi käynyt liian kalliiksi. Vertikaali-ilmajärjestelmän lisäksi mustalipeän kuiva-ainepitoisuutta nostettiin. Myös muihin yksiköihin tehtiin muutoksia, kuten NCG-polttojärjestelmien asennuksia. (Bäckman, K. et al. 1999, 90.93.)

Andritz on toimittanut Kiinaan taulukon 5 mukaisen HERB-laitoksen. Laitoksen tulipesän alaosa, öljypolttimet, tulistimet, hajukaasujen poltin sekä muita kriittisiä komponentteja valmistettiin Suomessa, loput Kiinassa. Käyttöönotto ja käynnissäpito ovat toteutuneet ongelmitta. (Rahman, F. et al. 2013, 143)

Taulukko 5. Kiinaan toimitetun HERB - laitoksen ominaisuuksia. (Rahman, F. et al. 2013, 142-143)

Ominaisuus	Ratkaisu	Lisähuomioita
Tuorehöyryn arvot	480 °C /86 bar/670 t/h	-
Mustalipeän kuiva-ainepitoisuus	80 %	-
Ilmansyöttöjärjestelmä	Vertikaalinen	Kattilan toiminta alle 2 % yli-ilmalla
Kloorin ja kaliumin poistomenetelmät	"ReCrystallization"	Poistotehokkuus n. 85 %
Hajukaasujen poltot	CNCG, DNCG, hönkäkaasut	-

2.9 Hajukaasujen poltto

Sellutehtaalla syntyy useissa eri prosesseissa kaasuja, joita poltetaan soodakattilalla hajuhaittojen vähentämiseksi. Näitä kaasuja ovat mm. NCG (Non-Condensable Gases) – kaasut, jotka jakautuvat pienempiin kaasuyhdisteisiin riippuen niiden syttymis- ja räjähtämisherkkyydestä, koostumuksesta ja syntypaikasta. Taulukossa 6 on kuvailtu NCG-kaasuja niiden koostumuksen ja määritelmien osalta.

Taulukko 6. NCG-kaasujen määritelmät. (Higgins, D. et al. 2002, 1)

Termi	Lyhenne	Kaasujen sisältö	Määritelmä
Vahvat hajukaasut	CNCG	Rikkiyhdisteet, tärpätti, metanoli ja muita hiilivetyjä	ylittävät UEL (= ylimmän raja-arvon, jolloin kaasut voivat syttyä palamaan ilmassa)
Laihat hajukaasut	DNCG	Rikkiyhdisteet	alittavat LEL (= alimman raja-arvon, jolloin kaasut voivat syttyä palamaan ilmassa)
Stripperikaasut	SOG	Metanoli, redusoituneet rikkikaasut, muut haihtuneet	

NCG-kaasujen potentiaali poltossa on havaittu hyväksi ja sovelluksia on rakennettu useisiin soodakattiloihin maailmalle. Kaasujen keräys ja käsittely vaativat kullekin laitokselle omakohtaiset sovellukset johtuen kaasujen poikkeavista koostumuksista ja syttymisherkkyydestä. (Higgins, D. et al. 2002, 1.)

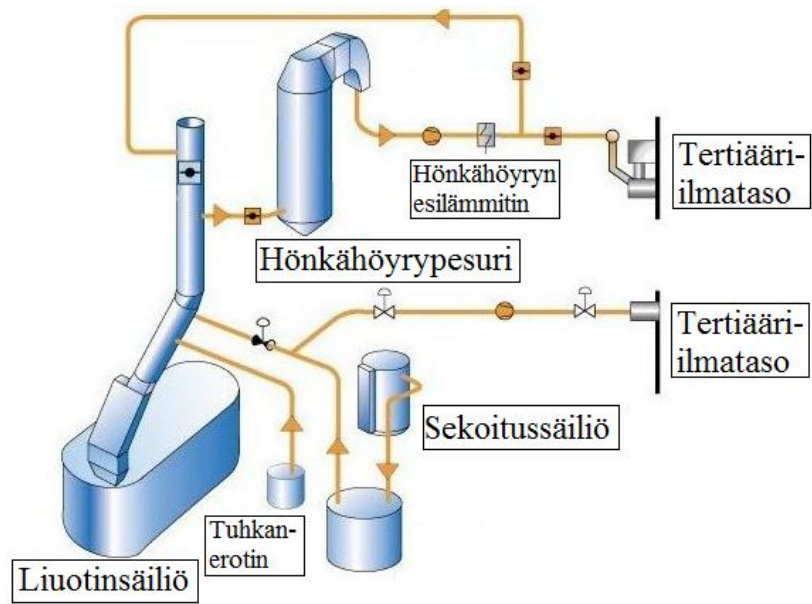
2.9.1 DNCG

DNCG-kaasut tarkoittavat eri prosesseissa muodostuvia rikkiyhdisteitä, jotka eivät ylitä määritettyä LEL (Lower Explosion Limit) – raja-arvoa. DNCG-kaasuja syntyy useissa paikoissa sellutehtaalla, kuten keittimissä, mustalipeäsäiliöissä, viemäreissä ja hapettimissa. Kaasuja voidaan polttaa voimakattilassa, soodakattilassa tai esimerkiksi meesauunin lämmönlähteeksi. Etuna poltossa on ympäristölle haitallisten

rikkiyhdisteiden palauttaminen takaisin lipeäkiertoon. Soodakattilat ovat myös erittäin soveltuvia NCG-kaasujen poltolle. Soodakattilassa TRS-yhdisteet hapetetaan SO₂:ksi. SO₂ taas reagoi tulipesässä Na⁺-höyryjen kanssa muodostaen tuhkaa, joka otetaan talteen sähkösuotimessa. Soodakattila on tästä syystä edullinen polttopaikka hajukaasuille, sillä mitään erillistä SO₂-pesuria ei tarvita. Tulipesä mahdollistaa riittävän pitkän ajan täydelliselle palamiselle, myös suurilla määrillä kaasua. Haittapuolia on soodakattiloille luontainen monimutkaisuus ja prosessin sulava yhdistäminen tähän. Kaasut kerätään niiden muodostumiskohteista tavallisesti yhteiseen kerääjäkäsiöön, jonka jälkeen ne jäädytetään noin 43 °C lämpötilaan, jolloin niistä voidaan erottaa pois vesi. Myös kaasujen polttamiseen käytettävien apupolttoaineiden tarve vähentyy. Veden poistamiseksi on systeemiin asennettu myös omat erottimet. Kaasut syötetään tulipesään esimerkiksi tertiääri-ilmasuuttimien kautta. (Higgins, D. et al. 2002, 2-3.)

2.9.2 Liuotinsäiliön hönkähöyryt

Soodakattiloiden kehitystyön kohteena on ollut säiliöhönkien palauttaminen kattilaan ja sen tulipesään (Vakkilainen, E. 2003, 14). Liuotinsäiliöiden höngät pestään ensin hönkäpesurissa. Pesurissa on tuhkanpoisto- ja lauhdutusvaihe, jolloin höngät saadaan jalostettua polttoon sopiviksi. Höngät johdetaan uudelleenlämmitykseen ja tulipesään tertiääri-ilmasuuttimista. Höngän määrä on noin 5 % kokonaisilmamäärästä ja 30 – 50 % tertiääri-ilmamäärästä. Myös sekoitinsäiliön höngät viedään joko poltettaviksi tertiääri-ilmatasolle tai hönkäpesurille. (Wallén, J. et al. 2002, 4.) Hönkien poltto on esitetty kuvassa 14. Liuotinsäiliön höngät viedään polttoon ylätertiääri-ilmatasolle ja sekoitussäiliön höngät kuvan alemmalle tertiääri-ilmatasolle.



Kuva 14. Liuotin- ja sekoitussäiliöiden hönkien polttoprosessi. (Muokattu lähteestä: Wallén, J. et al. 2002, 5)

3 HERB – LAITOKSET

Lyhenne “HERB” tulee sanoista Higher Efficiency Recovery Boiler. HERB -tekniikan avulla pyritään nostamaan laitoksen energiantuotantoa ja tällä tavoin erityisesti sähkötehoa hyödyntämällä tehokkaammin laitoksen sisäisiä energiavirtoja. Perinteisesti tämä toteutetaan turbiiniin tulevan tuorehöyryn painetta ja lämpötilaa nostamalla. On myös kehitetty useita muita keinoja energiantuotannon parantamiseen, kuten ratkaisuja turbiinin väliottohöyryille ainevirtojen esilämmityksiin ja lämpöpintojen nuohoamiseen sekä mustalipeän kuiva-ainepitoisuuden nostaminen, joita oikein hyödyntämällä voidaan sähkötehoa lisätä huomattavasti. Lisäksi savukaasujen lämmön talteenottoa käytetään tehokkuuden lisäämiseen. (Andritz 2012, 5-19).

Vaikka soodakattiloiden kehitys on ollut varsin nopeaa mm. kapasiteetin ja tuorehöyryn arvojen osalta, on nykyisten sukupolvien malleissa kehitys hidastunut etenkin korkeimman mahdollisen tuorehöyryn lämpötilan osalta. Tulistinputkien pintalämpötila on pidettävä nykyisillä materiaaleilla riittävän alhaisena kloori- ja kaliumyhdisteiden aiheuttaman korroosion vuoksi. Tulistinkorroosio on suurin soodakattiloiden sähköntuotantoa rajoittava tekijä. (Vakkilainen, E. 2012. 30-31; Andritz AG. 2011, 2-3.) Myös putkimateriaalin hinta kasvaa nopeasti suoraan verrattuna materiaalin korroosiokestävyyteen. Tästä johtuen tuorehöyryn maksimilämpötilana käytetään noin 515 °C. (Rahman, F. et al. 2013, 141.) Mikäli soodakattiloiden tuorehöyryn lämpötilaksi asetetaan edelleen 520 °C ja paineeksi 104 bar, nousee laitoksen sähköntuotanto noin 7 %. 4000 tds/d laitoksella tämä tarkoittaisi noin 7 MW_e lisäystä tuotannossa. (Vakkilainen, E. 2007, 2-7.)

Laitosten energiaomavaraisuuteen ja energiatehokkuuteen kannustavat myös öljyn hinnan nouseminen ja vaaditut päästönvähennykset jokaista tuotettua energiayksikköä kohti. Vaikka sellutehtaat ovatkin nykyisin tavallisesti täysin omavaraisia energiankäytössään, löytyy silti useita prosesseja, joissa energiaa voitaisiin säästää ja tällä tavoin tuottaa enemmän sähköä esimerkiksi myytäväksi. Kehitys- ja suunnittelutyö onkin tällä hetkellä siirtymässä sähköntuotannon nostamiseen, kun taas ennen tutkimusta kohdistettiin lähinnä kemikaalien talteenoton parantamiseen. (Rahman, F. et al. 2013, 139 – 140.)

3.1 HERB–tekniikan kehitystyö

Andritzin toimittamat HERB-laitokset voidaan jakaa kehitysvaiheiden perusteella sukupolviin. Ensimmäisen sukupolven miniHERB - tekniikassa, jota toimitettiin Suomeen 2000-luvun taitteessa, saatiin tuorehöyryn arvoiksi 505 °C / 90 bar. Toisen sukupolven laitoksilla, joita toimitettiin Ruotsiin 2000 -luvun puolella, olivat tuorehöyryn arvot nousseet jo 515 °C / 105 bar. Tällä hetkellä on toimitettavissa jo 120 bar / 520 °C suunniteltuja laitoksia. Sitä seuraavan sukupolven laitoksien tavoitteena on vähentää fossiilisten apupolttoaineiden käyttöä. Soodakattiloilla on jo kauan pystytty tuottamaan riittävästi energiaa koko sellutehtaan tarpeisiin. Oman kulutuksen jälkeen jäljelle jäänyt sähkö voidaan tuottaa verkkoon myytäväksi. Energiantuotannon kasvaessa HERB – tekniikan ansiosta kasvaa myös ylijäämäsihtäön määrä huomattavasti. (Andritz AG. 2010, 4).

Andritzin kehittämässä tekniikassa on päästy tällä hetkellä seuraaviin tavoitteisiin:

- tuorehöyryn parametrit 105 – 110 bar / 510 – 515 °C
- mustalipeän kuiva-ainepitoisuus 80 – 85 %
- palamisilman lämpötila 200 °C
- syöttöveden esi- ja välilämmittimet
- savukaasujen jäähdytys
- nuohoushöyryn otto turbiinin väliotosta
- kloori- ja kaliumyhdisteiden poistaminen

(Andritz AG. 2010, 6)

Taulukkoon 7 on koottu tuorehöyryllä 92 bar / 490 °C toimivan soodakattilan sähkötehon nostamiseen vaikuttavia ratkaisuja.

Taulukko 7. Turbiinilta saatava lisäteho eräillä teknisillä muutoksilla (Rahman, F. et al. 2013, 141-142)

Muutos	Lisäteho	Yksikkö
Syöttöveden esi- ja välilämmitys	2,7	MW
Palamisilman esilämmitys 150 °C → 200 °C	1	MW
Nuohoushöyryn otto turbiinin väliotosta	0,6	MW
Kuiva-ainepitoisuuden nostaminen 65 → 80 %	2	MW
Lämmön talteenotto savukaasuista	4,5	MW
Yhteensä	10,8	MW

Andritz on toimittanut useita HERB -tekniikkaan pohjautuvia laitoksia lähinnä Eurooppaan ja Amerikkaan. Vuonna 2013 laitoksia oli toiminnassa jo yhdeksän yksikköä, joista viidessä tuorehöyryn lämpötila ylittää 500 °C. (Salmenoja, K. et al. 2013, 6.) Taulukossa 8 on esitetty kahdeksan toimitetun laitoksen kapasiteetit ja höyryn arvot. Lisäksi taulukossa 5 on esitetty Kiinaan toimitetut laitoksen ominaisuuksia.

Taulukko 8. Andritzin toimittamia HERB-laitoksia.

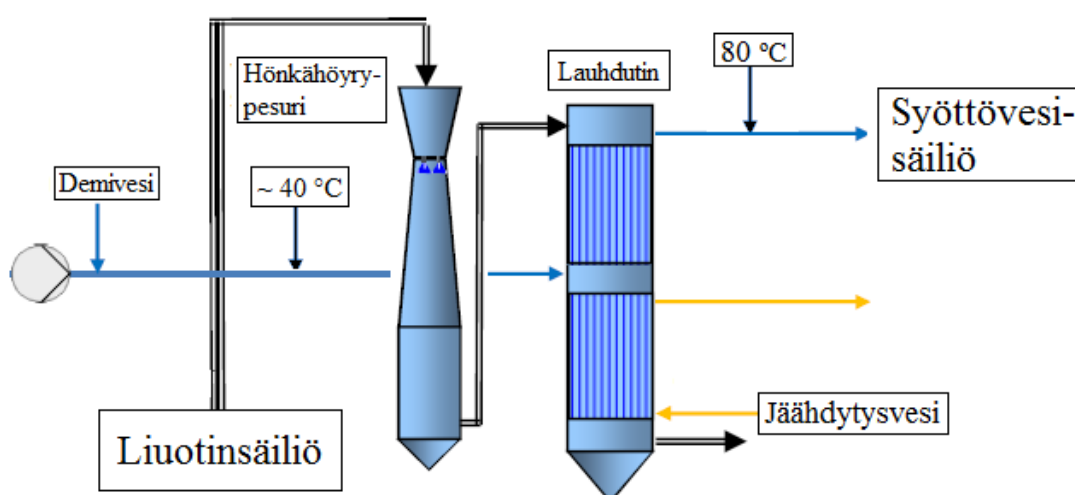
Laitosyksikkö	Kapasiteetti [tds/d]	Tuorehöyryn lämpötila [°C]	Tuorehöyryn paine [bar]
Tehdas A, Uruguay	5710	495	97
Tehdas B, Ruotsi	2400	515	110
Tehdas C, Chile	2500	495	105
Tehdas D, Ruotsi	3300	515	106
Tehdas E, USA	2725	510	103
Tehdas F, Ruotsi	2200	485	87
Tehdas G, Ruotsi	1000	505	110
Tehdas H, Suomi	4450	505	102

Taulukon 8 Ruotsin laitokset B ja D edustavat toisen sukupolven HERB – laitoksia, joka myös näkyy saavutetuissa korkeammassa tuorehöyryn arvoissa.

3.2 Hukkalämmön talteenotto

Hukkalämmön talteenotto on merkittävä energiatehokkuutta lisäävä ratkaisu. Sitä voidaan hyödyntää myös esimerkiksi kaukolämmön tuotannossa. Lämpöä siirretään tavallisesti väliaineen avulla haluttuun kohteeseen. Hukkalämmön hyödyntäminen voi alentaa laitoksen tarvitsemaa polttoainemäärää, erityisesti fossiilisia apupolttoaineita, parantaa omakäyttötehoa ja nostaa kokonaishyötysuhdetta. (Svensson, I-L. et al. 2008, 4180.) Savukaasujen hukkalämmön talteenottoa käsitellään omana osanaan kappaleessa 3.7 ja tarkemmassa tasetarkastelussa kappaleessa 6.

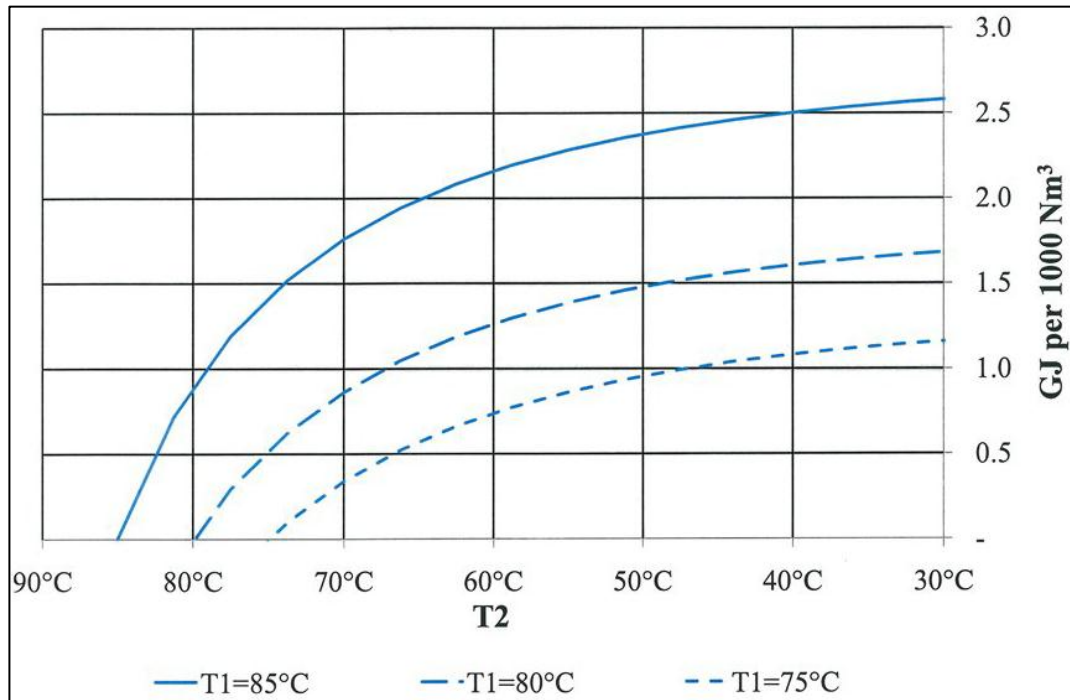
Hukkalämpöä voidaan ottaa talteen liuotinsäiliön höyryistä. Lämpöä syntyy kun tulipesän pohjalta valuva kuuma kemikaalisula viedään liuotinsäiliöön, jossa kemikaalit liuotetaan laihavalkolipeään. Muodostuva hönkähöyry sisältää suuria määriä lämpöä. Lämpö ja höngän sisältämä pöly otetaan talteen hönkäpesurissa. Tämän jälkeen kaasun lämpötila on noin 80 °C. Vaikka kaasujen lämpötila on sangen alhainen, tuottaa prosessi silti suuret määrät hukkalämpöä. (Francoeur, M. 2009, 1) Hukkalämpöä voidaan nyt siirtää käyttökohteeseen, kuten esimerkiksi lisäveden esilämmitykseen kuvan 15 mukaisesti. Lisävesi voidaan johtaa tämän jälkeen vielä edelleen lämmitettäviksi esimerkiksi savukaasujen jäähdyttimille.



Kuva 15. Liuotinsäiliön hönkähöyryjen hukkalämmön talteenotto lisäveden esilämmitykseen.

(Mansikkasalo, J. 2013, 14.)

Mahdollinen talteenotettava lämpömäärä on esitettyä kuvassa 16 verrannollisena savukaasujen massavirtaan ja lämpötilaeroon talteenottimen yli kolmella eri savukaasun alkulämpötilalla.

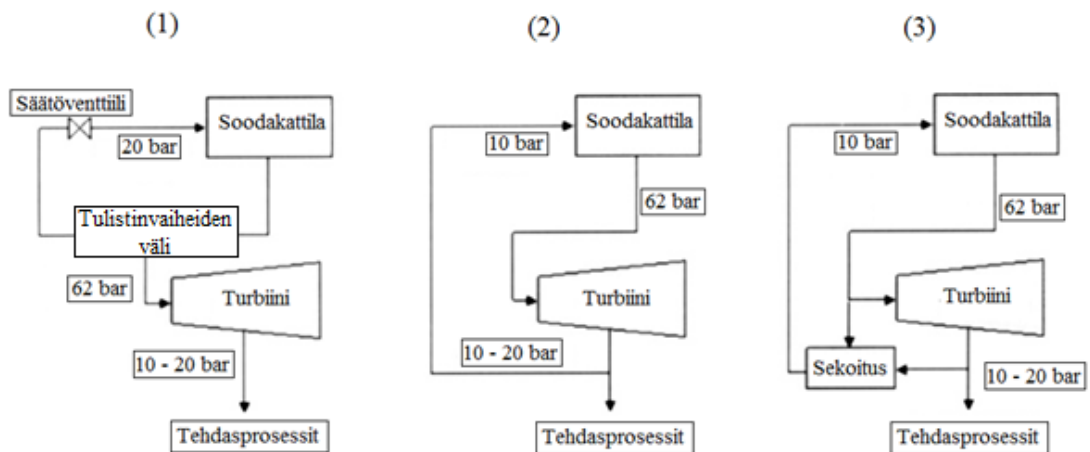


Kuva 16. Liuotinsäiliön purkauskaasuista talteenotettava lämpömäärä verrattuna purkauskaasujen massavirtaan ja lämpötilaeroon talteenottimen yli (Francoeur, M. 2009, 1)

Kuvassa 16 termi T1 kuvaa kaasujen alkulämpötilaa ja T2 kaasujen loppulämpötilaa. Esimerkiksi kaasujen virtauksella $7000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ talteenotettava lämpömäärä on noin 2260 kJ/kg. Kuvaajasta huomataan myös, kuinka vähäinen lämpötilaeron tarvitsee olla lämmönsiirron merkittävyyden kannalta, mikäli alkulämpötila on korkea. Alkulämpötilassa 85 °C olevat kaasut voivat lauhtuessaan 50 °C :een siirtää lämpöä noin 2,4 MJ normikuutiota kohti. Lämpöä voidaan hyödyntää pääosin alle 60 °C lämpötilassa oleviin kohteisiin, kuten sellutehtaan käyttökohteisiin, soodakattilan lisäveteen ja palamisilman esilämmitykseen. (Francoeur, M. 2009, 1-3.)

3.3 Matalapainehöyry nuohoushöyrynä

Soodakattiloiden lämpöpintojen puhdistamiseen käytettävä nuohoushöyry otetaan tavallisesti ensimmäisen ja toisen tulistinvaiheen välistä. Höyrynpainetta lasketaan säätöventtiileillä 16 – 25 bar asti ennen nuohousta. Nuohoushöyryn kulutus voi olla jopa 5 – 12 % tuorehöyryn määrästä. Soodakattilalaitosten sähköntuotantoa voidaan lisätä, mikäli nuohoushöyry otetaan turbiinin väliotosta. Tästä ratkaisusta on luotu tarkempi tasetarkastelu kappaleessa 5. Nuohoushöyryn ottoon perustuvat periaatteet on esitetty kuvassa 17. (Kaliazine, A. et al. 2006, 34; Arun A. et al. 2012, 102.)



Kuva 17. Vaihtoehdot nuohoushöyryn otolle 62 barin tuorehöyryn tuotannossa. (Muokattu lähteestä Kaliazine, A. et al. 2006, 35.)

Kuvassa 17 on esitetty nuohoushöyryn otto tulistinvaiheiden välistä (1), turbiinin matalapainehöyrystä (2) ja yhdistelmä näistä kahdesta (3). Kohdassa (2) nuohoushöyry otetaan kokonaisuudessaan turbiinin väliotosta ja kohdassa (3) väliottohöyryyn lisätään hieman korkeapainehöyryä tulistuksen kohottamiseksi.

3.4 Syöttöveden välilämmitys

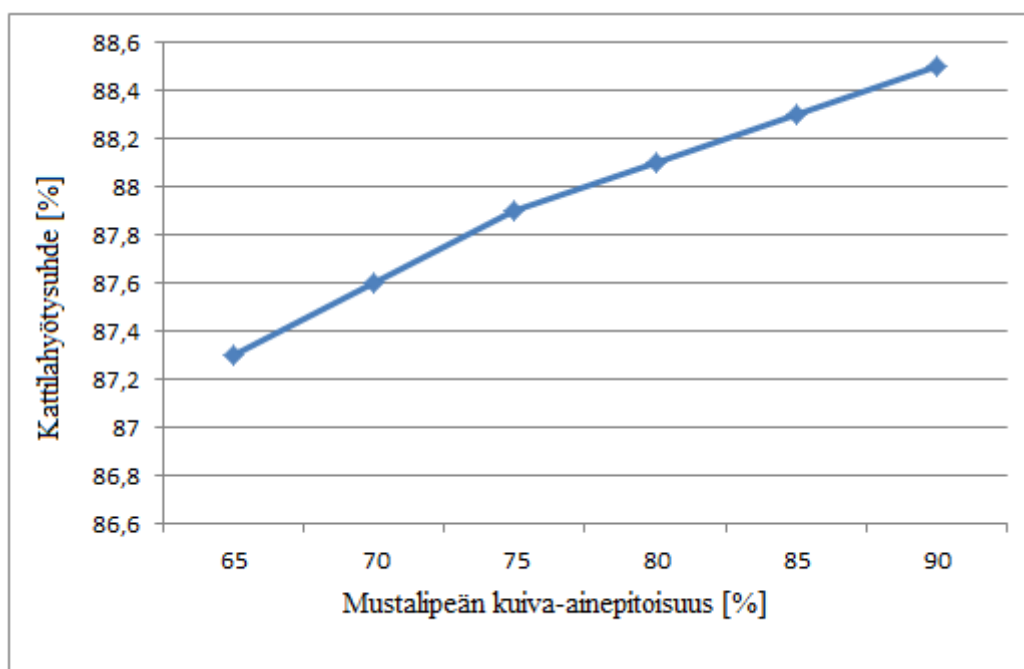
Syöttöveden välilämmityksellä voidaan kasvattaa soodakattilalaitosten sähköntuotantoa. Välilämmitystä käytetään paljon voimakattiloissa, mutta soodakattiloissa sitä on ryhdytty käyttämään vasta viime vuosina. Välilämmityksessä käytetään matala- tai keskipaineista höyryä halutun lämpötilan mukaisesti. (Aikio, A. et al. 2009, 3.)

Syöttövesi lämmitetään syöttövesisäiliössä tavallisesti 110 - 130 °C lämpötilaan matalapainehöyryllä (3,5 - 4 bar). Syöttövesisäiliön jälkeen syöttövettä voidaan lämmittää höyryllä ennen ekonomaiseria 160 °C saakka ja ekonomaiserin välissä vielä 15 - 20 °C lisää. Lämmitykseen käytetään yli 7,5 bar väliottohöyryä turbiinilta. Vastapaineturbiinin tehoa voidaan kasvattaa tällä menetelmällä huomattavasti. (Raukola, A. et al. 2002, 3.)

Näin korkea syöttöveden esilämmitys on mahdollista vain korkeapaineisilla laitoksilla, jossa tuorehöyryn paine on yli 90 bar ja veden höyrystymislämpötila korkeampi. Välilämmitykset nostavat savukaasujen loppulämpötilaa, mutta soodakattilan höyryntuotanto ja turbogeneraattorin sähköntuotanto kohoavat. (Rahman, F. et al. 2013, 141 – 142; Arun A. et al. 2012, 102.)

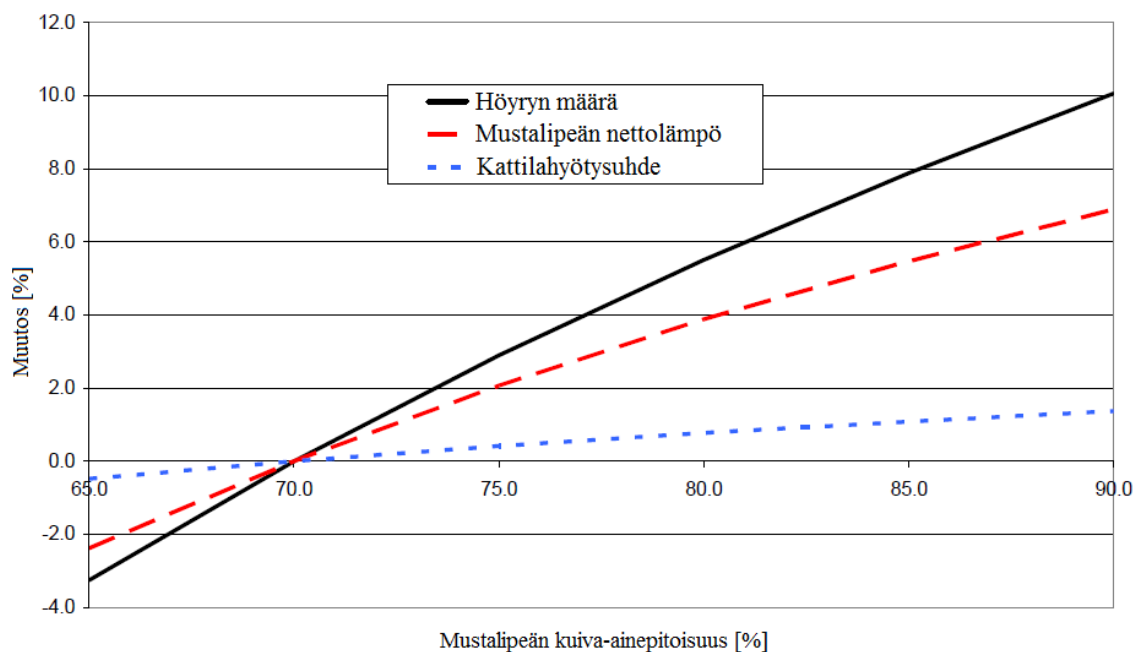
3.5 Mustalipeän kuiva-ainepitoisuuden nostaminen

Mustalipeän kuiva-ainepitoisuuden nostaminen lisää soodakattilan höyryntuotantoa, pienentää päästöjä ja vähentää likaantumista. Vanhoilla kattiloilla on ollut jo kauan tapana nostaa haihduttamoilta polttoon tulevan mustalipeän kuiva-ainepitoisuutta 65 → 80 %. (Vakkilainen, E. 2000, 1-3, 7.) Kuvassa 18 on esitetty kattilahyötysuhteen kasvu kuiva-ainepitoisuuden noustessa.



Kuva 18. Kattilahiötysuhde mustalipeän kuiva-ainepitoisuuden funktiona. (Muokattu lähteestä: Vakkilainen, E. 2005, 3-10)

Soodakattilalaitosten kohonnut höyryntuotanto vähentää fossiilisten apupolttoaineiden käyttöä energiantuotannossa ja tämän johdosta myös hiilidioksidipäästöjä. Soodakattilassa korkean kuiva-aineen poltto kohottaa tulipesän lämpötilaa, vähentää savukaasujen määrää ja rikkiemissioita. Kuvassa 19 on esitetty soodakattilan tuottaman höyryn määrän, kattilahiötysuhteen ja mustalipeän tuottaman nettolämmön muutokset musta-aineen kuiva-ainepitoisuuden suhteen.



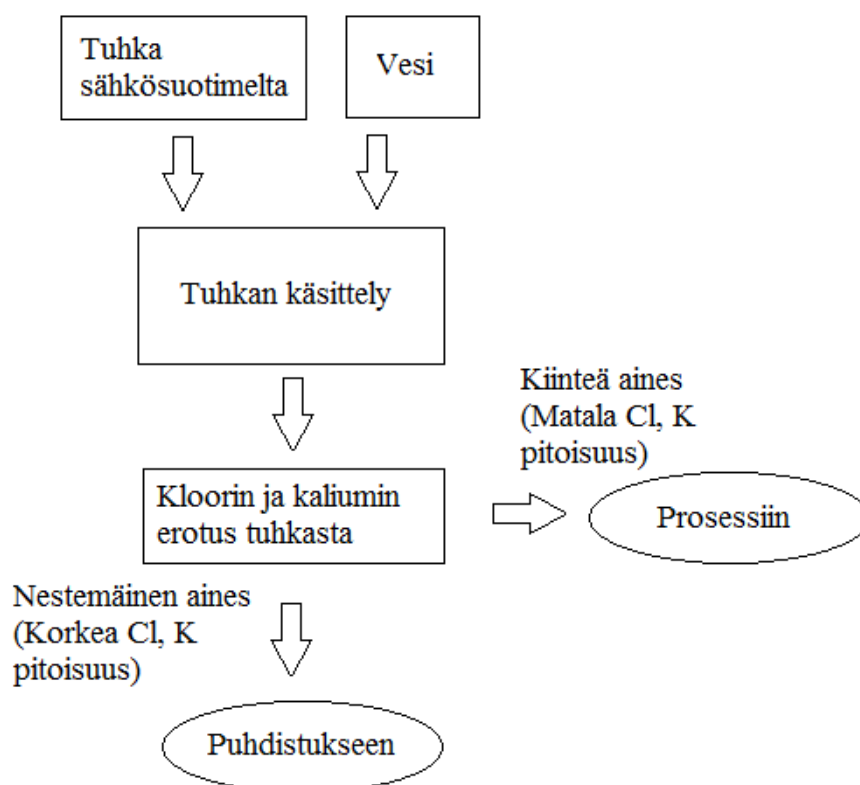
Kuva 19. Höyryn määrän, kattilahiötysuhteen ja mustalipeän tuottaman nettolämmön muutokset mustalipeän kuiva-ainepitoisuuden funktiona. (Vakkilainen, E. 2005, 3-10.)

Haihduttaessa mustalipeää yli 70 % kuiva-ainepitoisuuden kohoaa mustalipeän viskositeetti voimakkaasti. Viskositeetin alentamiseksi täytyy mustalipeää tällöin lämmittää ennen ruiskutusta noin 170 – 190 °C lämpötilaan, jolloin mustalipeän viskositeettiä ylläpitävät molekyylit hajoavat ja viskositeettia saadaan laskettua. Menetelmää sanotaan mustalipeän lämpökäsittelyksi. Myös lipeän kiehumispiste nousee, kun kuiva-ainepitoisuutta nostetaan. Mustalipeän korkea kuiva-ainepitoisuus lisää korroosiota putkistoissa sekä mitta-antureissa. (Vakkilainen, E. 2000, 1-3, 7; KnowPulp 2012.) Duplex-materiaalia suositellaan kaikille yli 70 % kuiva-ainepitoisuuksia käsitteleville säiliöille ja putkistoille eroosiokorroosion välittämiseksi (Vakkilainen, E. 2007, 8-6).

3.6 Kloori- ja kaliumyhdisteiden poisto

Kloori- ja kaliumyhdisteet aiheuttavat ongelmia soodakattilan käytössä. Tulistinkorroosio on yksi merkittävimmistä näiden yhdisteiden aiheuttamista ongelmista. Sen minimoimiseksi on mustalipeä puhdistettava kloori- ja kaliumyhdisteistä. Nämä yhdisteet laskevat huomattavasti lentotuhkan sulamislämpötilaa ja korroosion lisäksi aiheuttavat tukkeumia kattilan lämpöpinnoilla. Tulistinkorroosion ja lämpöpintojen liiallisen likaantumisen välttämiseksi kloori- ja kaliumpitoisuuksille asetetaan raja-arvot, joita ei saa ylittää. Yhdysvaltoihin toimitetussa soodakattilalaitoksessa, jonka höyrynarvot ovat 103 bar ja 495 °C, mustalipeässä klooripitoisuus ei saa ylittää 0,3 % ja kaliumpitoisuus 7,0 %. (Goncalves C. et al. 2008, 33; Andritz AG. 2010, 14.)

Yhdisteiden aiheuttamien ongelmien johdosta on suunniteltu ja asennettu useita erilaisia poistomenetelmiä, joilla korroosiota aiheuttavien aineiden pitoisuuksia saadaan pienennettyä. Vaihtoehtoina ovat mm. tuhkan uutto, uudelleenkiteytys-, jäädytyskiteytys- ja ioninvaihtomenetelmät. Tutkimusten perusteella on todettu, että kloori- ja kaliumyhdisteet rikastuvat erityisesti sähkösuotimen tuhkaan, jonka vuoksi poistomenetelmiä kohdistetaan juuri tähän vaiheeseen. Mainituista menetelmistä kolme ensimmäistä on peruseriaatteiltaan samankaltaisia kuvan 20 mukaisesti. Vesi ja tuhka sekoitetaan ja menetelmän päätteeksi saadaan nestemäistä ja kiinteää ainesta sisältävää lietettä. Nestemäinen osa sisältää lähes kaikki kloori- ja kaliumyhdisteet, jotka poistetaan prosessista, kun taas kiinteä osa koostuu pääosin sulfaatista ja karbonaatista, jotka palautetaan prosessiin. Menetelmien tehokkuus on erittäin hyvä. Parhaimmissa tapauksissa on tuhkasta saatu poistettua jopa 90 % kloorin ja 82 % kaliumin yhdisteistä. (Goncalves C. et al. 2008, 33; Andritz AG. 2010, 14.)



Kuva 20. Kloori- ja kaliumyhdisteiden poistomenetelmien peruseriaate. (Muokattu lähteestä Goncalves, C. et al. 2008, 34.)

Andritz käyttää tuhkan uuttamiseen (Leaching) perustuvaa poistomenetelmää. Menetelmässä sähkösuotimen tuhkaan sekoitetaan ensin vettä noin 60 °C lämpötilassa. Tuhkan käsittelyvaiheen jälkeen suoritetaan kiinteän ja nestemäisen aineen erotus. Tyypillisesti nestemäisen ja kiinteän aineen erotukseen on käytetty suodatinta, kuten esimerkiksi rumpusuodatinta. Metson vastaavasta AshLeach tekniikasta poiketen nestemäisen aineksen kierrätystä ei suoriteta. Kloorinpoiston tehokkuus on arvioitu noin 70 - 85 % ja natriumin talteenoton tehokkuudeksi noin 60 – 80 %. (Lundström, J. 2007, 27.)

ARC (Ash-Re-Crystallization) – menetelmässä sähkösuotimen tuhkaan sekoitetaan vettä suhteessa 0,4 kg tuhkaa jokaista vesikiloa kohti. Muodostunut liete uudelleenkiteytetään, jossa siitä haihdutetaan pois noin 2 kg vettä kiloa tuhkaa kohti. Kiteytyneet yhdisteet Na_2SO_4 ja Na_2CO_3 yhdisteet palautetaan kemikaalikiertoon. Pääosa nesteestä, joka sisältää suurimman osan Cl- ja K-yhdisteistä, poistetaan prosessista. Alhaisen toimintalämmön (50 – 90 °C) ansiosta ARC-prosessi voidaan

yhdistää esimerkiksi viimeiseen haihduttamovaiheeseen, jolloin haihduttamolta tulevaa jätelämpöä voidaan hyödyntää. (Lundström, J. 2007, 29 – 39.)

3.7 Savukaasujen jäähdyttimet

Uuden tekniikan soodakattiloissa palamisilmaa voidaan lämmittää höyryn sijasta savukaasuilla. Sähkösuotimen jälkeen savukaasuista voidaan siirtää lämpöä esimerkiksi palamisilman tai lisäveden esilämmitykseen tai omaan höyrystyspiiriin energiantuotantoon. Savukaasujen jäähdyttimet ovat hyvä ratkaisu, kun halutaan parantaa energiaomavaraisuutta laitospesiteettia nostessa. Takaisinmaksuaika laitteistolla on sangen pieni, noin 0,5 – 1,5 vuotta. (Svensson, I-L. et al. 2008, 4180; Andritz. 2012 [2], 2.) Kuitenkin savukaasujen lämpötilan laskiessa alle kastekorrosiopisteen saattavat korrosio ja likaantuminen aiheuttaa ongelmia käytössä. (Rahman, F. et al. 2013, 141.)

3.7.1 Rakenne ja tekniikka

Andritzin toimittamat savukaasun jäähdyttimet ovat pääosin poikittaisvirtaustyyppiä. Lämmönsiirrinten materiaalina käytetään tavallisesti hiiliterästä. Savukaasujen lämpö siirretään vesikierron välityksellä käyttökohteeseen. Paineistamalla vesipuolta estetään veden höyrystyminen. Lisäksi tarvitaan yksi tai useampi nuohoin, joilla varmistetaan lämmönsiirrinten käytettävyys ja mahdollisimman vähäinen likaantuminen. Nuohoinhöyrynä käytetään välipainehöyryä. Energian talteenoton lisäksi laitteiston avulla voidaan pienentää esimerkiksi puhaltimien, kanavien ja piipun kokoa. Lämmittäessä lisävedettä, voidaan syöttövesisäiliön tarvitsemaa matalapainehöyrymäärää pienentää. (Andritz. 2012 [2], 3.) Kuvassa 21 on esitetty savukaasun jäähdyttimen lämpöpinnan rakenne. Putken sisällä kulkee vesi ja savukaasu virtaa poikittain putkea vastaan ripojen välissä. Rivoitettu pinta tehostaa lämmönsiirtoa.



Kuva 21. Rivoitettu savukaasun jäähdytin. (Andritz. 2012, 3.)

Savukaasujen jäähdyttimet koostuvat tavallisesti elliptisen muotoisista vaipoista, joiden sisälle on asennettu lämmönsiirtopinnat. Kiertovesipiiriin kuuluvat myös lämmönsiirtimet (joilla siirretään lämpöä kiertovedestä hyödynnettävään kohteeseen kuten palamisilmaan), kiertovesipumppu, piirin täyttöpumppu ja mahdolliset ohituskanavat venttiileineen. Lämmönsiirtimet ovat tavallisesti valmistettu kierresaumahitsatuista rivoitetuista hiiliteräsputkista.

Andritz on toimittanut savukaasujen jäähdyttimiä useisiin HERB-laitoksiin, pääosin Ruotsiin. Nämä laitokset ja niiden savukaasujen jäähdyttimien käyttötarkoitukset on esitelty taulukossa 9.

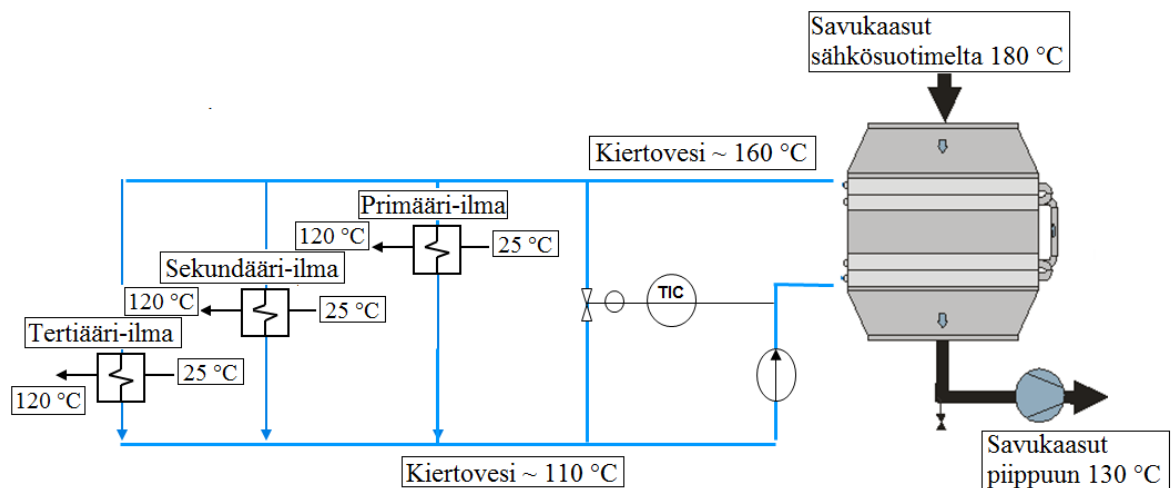
Taulukko 9. Savukaasujen jäähdyttimet Andritzin HERB-laitoksissa. (Andritz. 2012, 9.)

Soodakattila	Käyttötarkoitus	Asennusvuosi
Tehdas A, Ruotsi	Kuumaa käyttövedtä sellutehtaalle	2005
Tehdas B, Ruotsi	Ilman esilämmitys, HVAC	2007
Tehdas C, Ruotsi	Demiveden/lauhteen esilämmitys	2010
Tehdas D, Chile	Ilman esilämmitys, demiveden/lauhteen esilämmitys	2012
Tehdas E, Ruotsi	Demiveden/lauhteen esilämmitys	2012
Tehdas F, Uruguay	Demiveden/lauhteen esilämmitys	2013

3.7.2 Savukaasun jäädyttimet ainevirtojen esilämmityksessä

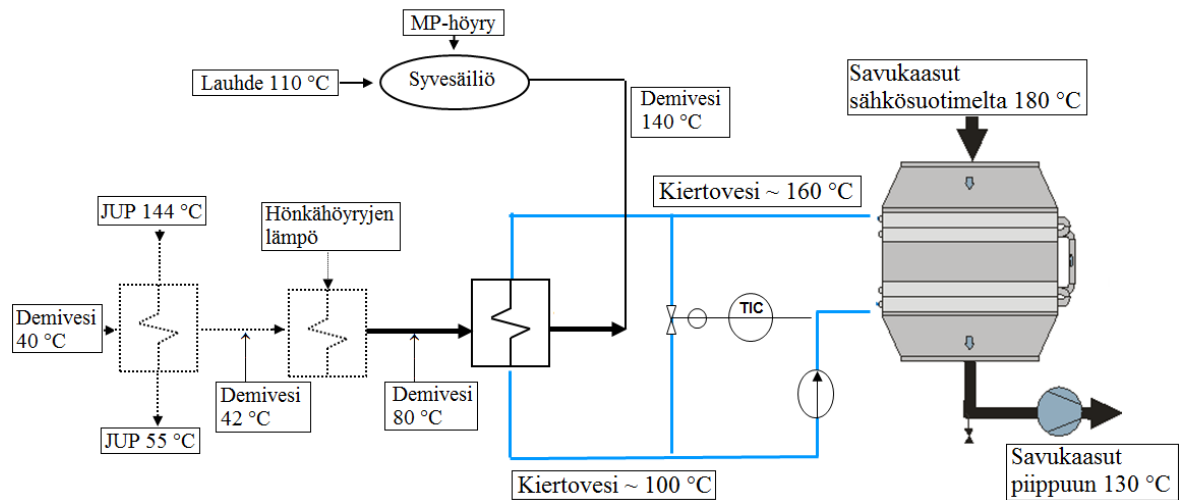
Tässä osiossa esitellään savukaasun jäädyttimen toimintaa ja hyödyntämiskohteita esimerkkiarvoin. Tarkempaa tasetarkastelua esitetään kappaleessa 6. Käyttökohteina ovat ilman esilämmitys, lisäveden esilämmitys ja sellutehtaan käyttöveden esilämmitys savukaasuilla.

Kuvassa 22 on esitetty savukaasujen jäädyttimen toiminta ilman esilämmittimenä. Savukaasut tulevat sähkösuotimelta 180 °C lämpötilassa ja lämmittävät 110 °C kiertoveden 160 °C lämpötilaan, jonka jälkeen savukaasut johdetaan piippuun 130 °C lämpötilassa. Kuumennettu kiertovesi lämmittää primääri-, sekundaari- ja tertiääri-ilmoja 25 °C → 120 °C.



Kuva 22. Savukaasujen jäädyttimen toiminta ilman esilämmittimenä. (Muokattu lähteestä: Andritz. 2012, 7.)

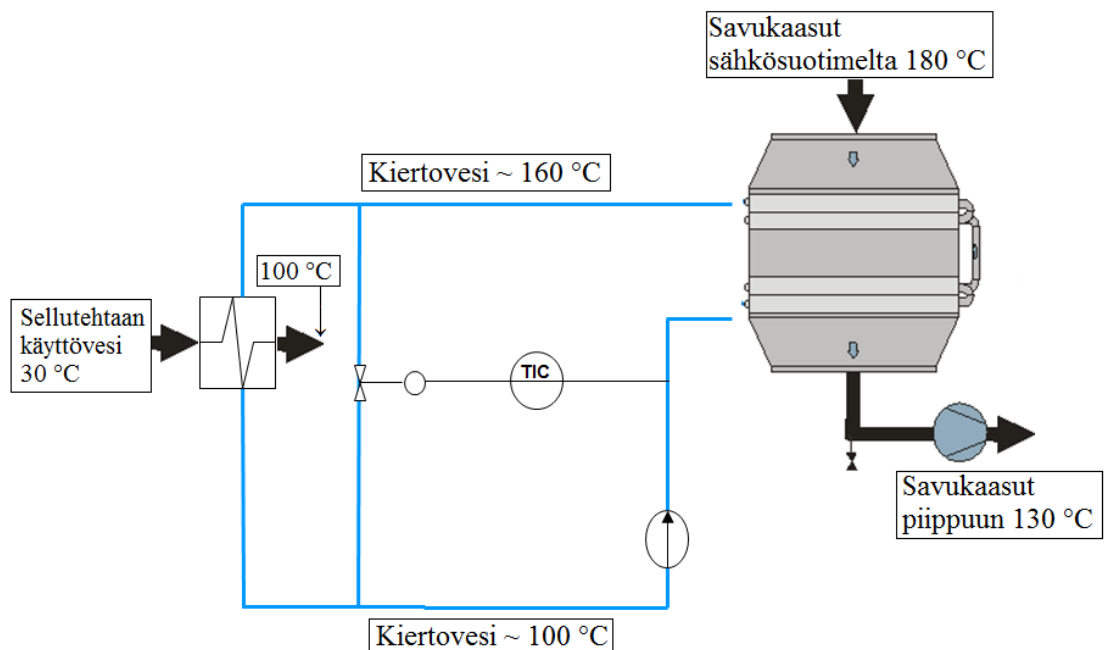
Syöttövesisäiliön lisäveden esilämmitys savukaasun jäädyttimen avulla on esitetty kuvassa 23. Lisävesi saapuu prosessiin noin 40 °C lämpötilassa. Ennen varsinaista savukaasun jäädyttimen esilämmitystä sitä tavallisesti lämmitetään jatkuvan ulospuhalluksen virtaukselle (JUP) ja liuottajasäiliön höngillä, ensin n. 42 °C ja sen jälkeen 80 °C lämpötilaan, kuten kappaleessa 3.2 on kuvattu. Itse lämmön talteenotto-prosessissa noin 160 °C kiertovesi lämmittää lisävetä vielä noin 140 °C lämpötilaan, jonka jälkeen se johdetaan syöttövesisäiliöön. Savukaasujen jäädyttimen asentaminen prosessiin alentaa matalapaineisen höyryn kulutusta syöttövesisäiliöön. (Andritz. 2012 [2], 6.)



Kuva 23. Savukaasujen jäädytyn demiveden esilämmittimenä. (Muokattu lähteestä: Andritz. 2012, 6.)

Andritzin Uruguayhin toimittamalla savukaasujen jäädyttimellä lämmitetään lisävetä ja lauhdetta. Savukaasut jäähtyvät prosessissa $203\text{ °C} \rightarrow 135\text{ °C}$ ja talteenotettu lämpö on noin 29 MW. (Lindh, T. 2011, 8.)

Kuvassa 24 on esitetty sellutehtaalle menevän kuuman käyttöveden esilämmitys savukaasujen jäädyttimen avulla. Jäädyttimellä 160 °C lämpötilaan lämmitetty kiertovesi lämmittää tapauksessa käyttövettä $30\text{ °C} \rightarrow 100\text{ °C}$.

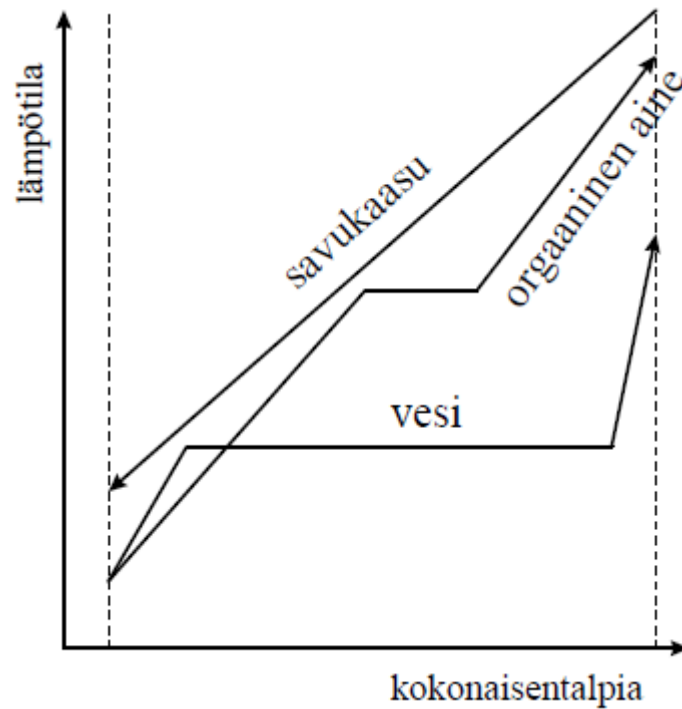


Kuva 24. Savukaasujen jäädytyn sellutehtaan käyttöveden esilämmittimenä. (Andritz. 2012, 5.)

Myös eräs savukaasujen jäähdyttimen sovelluskohde voisi olla stripperiyksikön kolonnissa käytettävän höyryn lämmitys. Stripperiä käytetään sellutehtaalla haihduttamolta tulevan lauhteen puhdistamiseksi TRS-yhdisteistä ja muista epäpuhtauksista. Tällöin lauhteita voidaan käyttää uudelleen tehtaan prosesseissa, ja puhtaan veden käyttötarve vähentyy. Stripperi koostuu kolonnista, lämmönvaihtimista ja lauhduttimista. Kolonnissa syötetään lauhteen sekaan höyryä, joka poistuu kolonnin yläosasta. Erotetut kaasut voidaan nyt polttaa soodakattilassa. (Lindell, J. 2012, 20.) Stripperiltä saadaan kerättyä pois noin 0,5 – 1,0 kgS/ADt väkeviä hajukaasuja (Jaakkola, H. 2010, 10). Erotustehokkuudeksi saadaan metaanille 95 – 98 % ja TRS-yhdisteille 98 % (Honkanen, R. 2003, 12).

3.7.3 Sähköntuotanto ORC-prosessilla

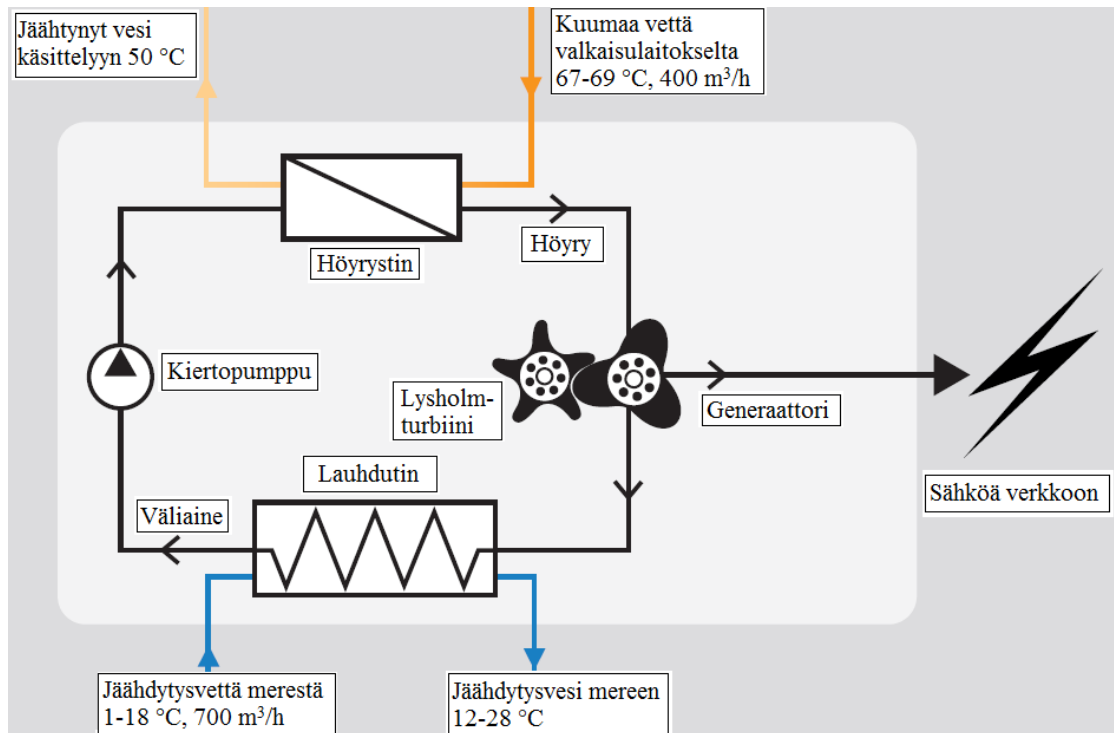
ORC-prosessi tarkoittaa kiertoprosessia, jossa käytetään veden sijasta tolueenia, isobutaania, isopentaania tai muuta orgaanista väliainetta. Orgaaninen väliaine mahdollistaa alhaisemmat prosessilämpötilat, jolloin hukkalämpöä voidaan hyödyntää tehokkaammin. Lisäksi orgaanisen nesteen suhteellinen latenttilämpö on pienempi kuin vedellä, jolloin höyrystymiseen tarvittava kokonaisentalpia on myös pienempi. Kuvassa 25 on esitetty veden ja orgaanisen väliaineen latenttilämmön erot. (Reunanen et Al. 2000, s 4-6.)



Kuva 25. Veden ja orgaanisen väliaineen latenttilämmön erot. (Reunanen et al. 2000, s 7.)

ORC-prosessit ovat erityisen soveltuvia pienen kokoluokan energiantuotantoon. Yksi yksikkö voi tuottaa sähkötehoa n. 0,5 - 3 MW_e. Tavallisesti prosessi toimii termisen öljypiirin kanssa yli 250 °C lämmönlähdettä käyttäessä vakaan toiminnan varmistamiseksi. Väliaineena käytetään silikonipohjaisia nesteitä tai jäähdytysainepohjaisia nesteitä käytettävän lämmönlähteen perusteella. Sähköntuottohyötysuhde vaihtelee tällöin tapauskohtaisesti 8 - 18 % välillä. (Vescovo, R. 2009, 53 - 55.)

Kuvassa 26 on esitetty Stora Enson Skutskärin sellutehtaalle toimitettu ORC-tekniikkaan perustuva Opconin Powerbox – toimintaperiaate. Kiertopiirissä on kaikki perinteiseen höyrystyspiiriin perustuvat komponentit, kiertopumppu väliaineen paineistamiseen, höyrystin siirtämään lämpöä lämmönlähteestä väliaineeseen, turbiini höyryn paisuttamiseen ja sähkön tuottamiseen generaattorin avulla sekä lauhdutinosa höyryn lauhduttamiseksi takaisin nestemäiseen muotoon. Nettosähköteho on noin 500 kW_e. (Opcon. 2012.)



Kuva 26. Opcon Powerbox ORC-prosessi Stora Enson Skutskärin sellutehtaalla. (Opcon. 2012.)

Kuvan 26 kaltaista mallia voidaan soveltaa myös muihin hukkalämmönlähteisiin, kuten savukaasuille, korvaamalla valkaisulaitokselta tuleva kuuman veden piiri savukaasupiirillä, jolloin savukaasujen jäähdytin toimii ORC-piirin höyrystimenä.

4 TASETARKASTELUN PERIAATTEET

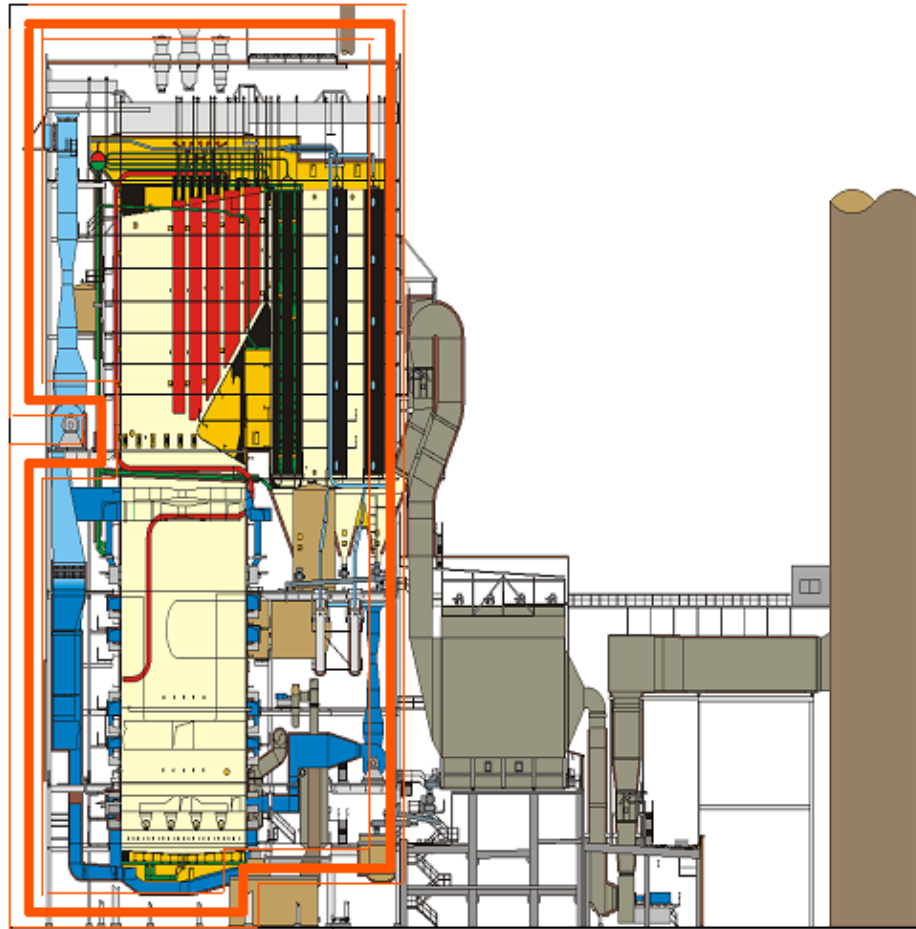
Tässä osiossa sovelletaan tasetarkastelun periaatteita turbiinin väliottoihin ja savukaasujen jäähdyttimien lämmönsiirtoon.

4.1 Tasetarkastelun lähtökohdat

Energiataseita käytetään tarkasteltavan kokonaisuuden rajapintoja ylittävien energiavirtojen suuruuksien selvittämiseen. Energiataseilla voidaan johtaa prosesseille ominaisia tunnuslukuja, kuten esimerkiksi ominaiskulutus, hyötysuhde ja kulutussuhde. Täydellistä energiataseen analysointia on käytännössä mahdotonta suorittaa johtuen epätäydellisistä tai virheellisistä tiedoista ja mittauksista sekä prosessivuodoista ja -häviöistä. (Auvinen, J. 2004, 10.)

Tasetarkastelua lähdetään suorittamaan tavallisesti rajaamalla tarkasteltava kohde ja määrittämällä siihen tulevat ja siitä lähtevät energiavirrat. Energiataseen selvittämisessä käytetään muun muassa lämpöhäviömenetelmää, jossa lasketaan yhteen kaikki systeemiin tuleva lämpö ja josta vähennetään sitten kaikki systeemistä lähtevä lämpö. Lopputuloksena saadaan esimerkiksi soodakattilaa tarkastellessa saatavilla oleva lämpö nettosähkön tuotantoon. (Vakkilainen, E. 2007, 3-6.)

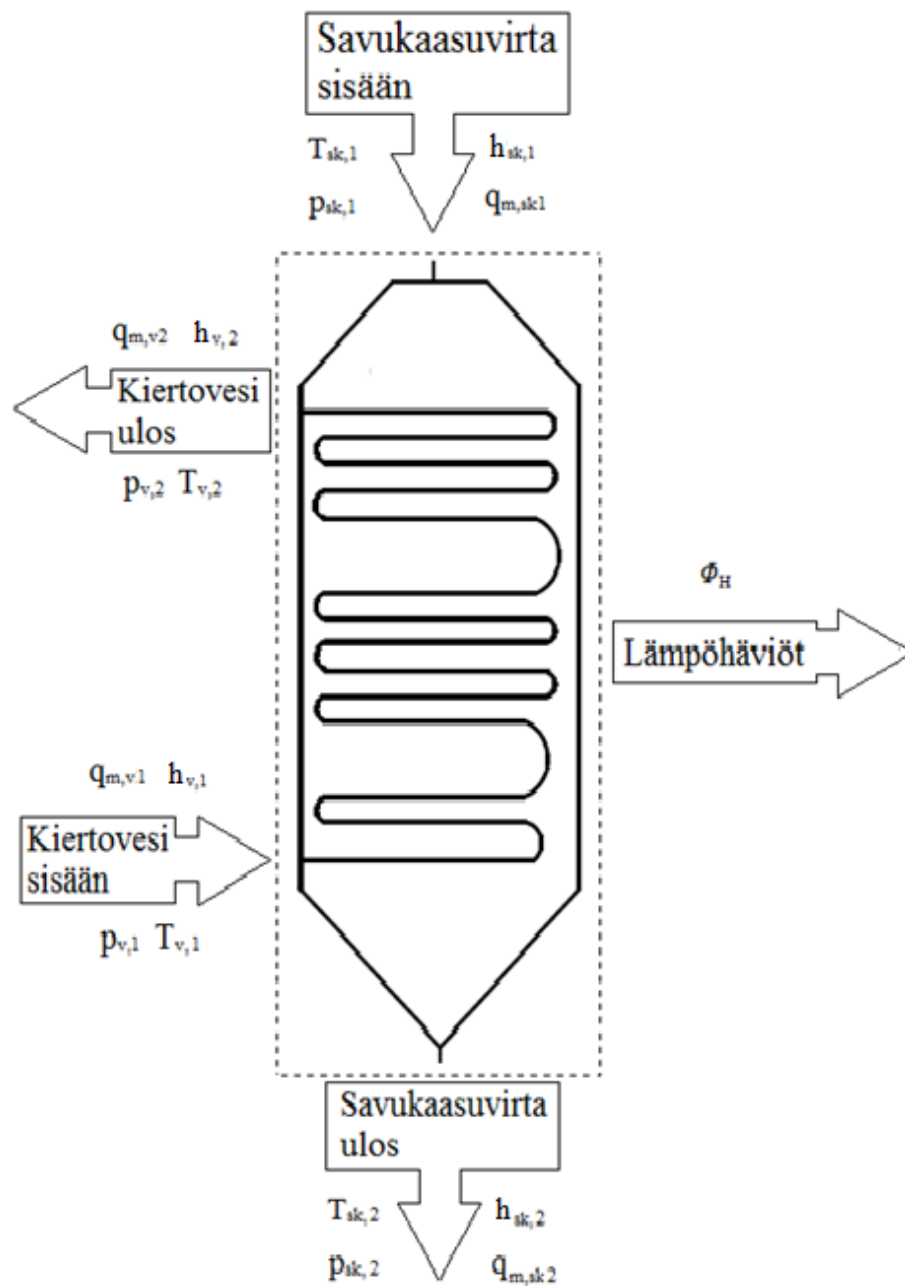
Kuvassa 27 on esitelty tyypillinen taserajaus soodakattilalle tasetarkastelun yhteydessä oranssilla rajauksella (Jaakko Pöyry Group Oyj. 2005, 11.) . Perinteisesti taseeseen ajatellaan kuuluvaksi kattilanosan lisäksi mm. ekonomaiseri ja lipeän esilämmitin. Taseen ulkopuolelle taas rajataan tavallisesti sähkösuodin, puhaltimet ja haihduttamo. (Adams, T. et al. 1997, 16.)



Kuva 27. Tyypillinen rajausta soodakattilan tasetarkastelussa. (Jaakko Pöyry Group Oyj. 2005, 11.)

4.2 Savukaasujen jäähdyttimien energiataseet

Savukaasujen jäähdyttimien toiminta ja periaatteet ovat kuvattuina osiossa 28. Osiossa tehtiin myös karkeaa tarkastelua lämmön talteenotosta esimerkkiarvoin. Savukaasujen jäähdyttimien asennus soodakattilaan on merkittävin HERB-tekniikan keino lisätä turbiinilta saatavaa lisätehoa. (Rahrman, F. et al. 2013, 141 – 142.) Kuvassa 28 on esitetty aine- ja energiavirrat savukaasujen jäähdyttimen taseelle.



Kuva 28. Aine- ja energiavirrat savukaasujen jäähdyttimessä.

Savukaasujen jäähdyttimen tasetarkastelulla voidaan selvittää useita mitoitukseen liittyviä suureita, kuten esimerkiksi tarvittava lämmönsiirtopinta-ala. Selvittämiseen tarvitaan logaritmista lämpötilaeroa (LTD), joka voidaan ratkaista yhtälöllä (6). Lämpötilat luetaan kuvan 28 perusteella.

$$\text{LTD} = \frac{(T_{\text{sk},1} - T_{\text{v},2}) - (T_{\text{sk},2} - T_{\text{v},1})}{\ln\left(\frac{T_{\text{sk},1} - T_{\text{v},2}}{T_{\text{sk},2} - T_{\text{v},1}}\right)} \quad (6)$$

Savukaasun jäädyttimen teho (ϕ_{Is}) saadaan joko savukaasu- tai ilmapuolen entalpiannousun ja massavirtojen avulla, joiden arvot luetaan kuvasta (28).

$$\phi_{\text{Is}} = q_{m,\text{sk}}(h_{\text{sk},1} - h_{\text{sk},2}) = q_{m,\text{v}}(h_{\text{v},1} - h_{\text{v},2}) \quad (7)$$

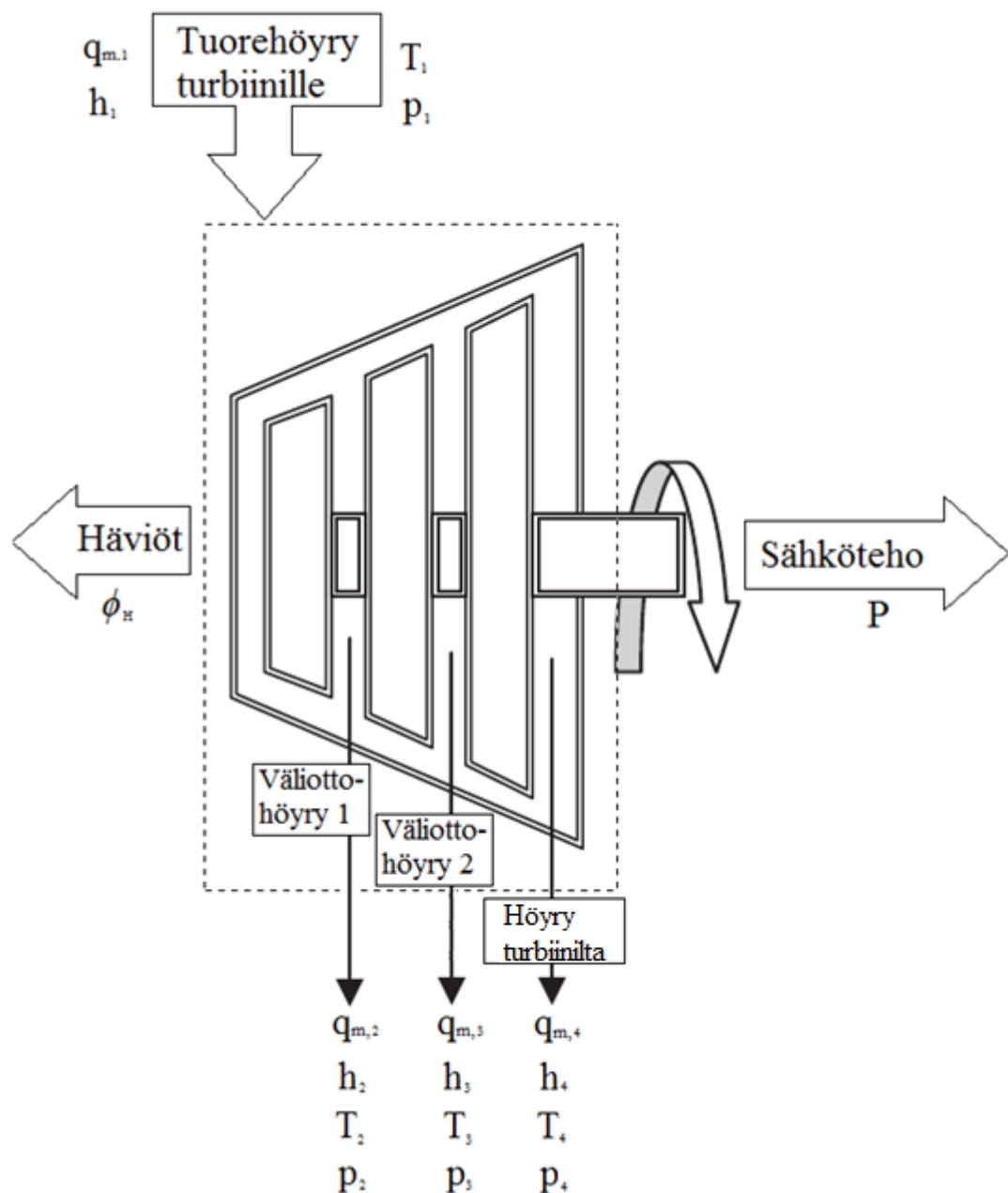
Savukaasujen jäädyttimien tarvitsema lämmönsiirtopinta-ala (A_{Is}) saadaan nyt lämmönsiirtokertoimen k avulla laskettua yhtälöllä (8).

$$A_{\text{Is}} = \frac{\phi_{\text{Is}}}{\text{LTD} \cdot k} \quad (8)$$

Lämmönsiirtopinta-alan ja lämmönsiirtoon käytettävien putken halkaisijoiden ja seinämäpaksuuksien avulla saadaan ratkaistua putkiston kokonaispituus ja tällä tavoin myös materiaalikustannukset. Osiossa esitettyjä yhtälöitä voidaan hyödyntää myös selvittämällä esimerkiksi palamisilmaa esilämmittäessä kuumennetulla vesipiirillä, jolloin saadaan selville myös kyseisen lämmönsiirtimen ominaisuudet.

4.3 Turbiinin väliottojen energiataseet

Turbiineilla käytössä olevien väliottojen lukumäärä vaihtelee kolmesta kahdeksaan. Tavallisin ratkaisu on kolmen väliotton käyttö, joka jakaa turbiinivaiheet korkeapaine-, välipaine- ja matalapaineosiin. Turbiinien väliottojen suunnittelulla on suurta merkitystä eri prosessien energiataseisiin.



Kuva 29. Esimerkki kahdella väliotolla käytettävän höyryturbiinin aine- ja energiavirroista. (Muokattu lähteestä: Medina-Flores, J.M. et al. 2010, 2814.)

Tilapisteet kuvan 29 taseessa ja yhtälöissä on merkitty termien alaindekseihin seuraavasti.

1 – Turbiinille tuleva

2 – Ensimmäinen väliotto

3 – Toinen väliotto

4 – Turbiinilta poistuva

Turbiinista poistuvan massavirran (q_m) voidaan ajatella olevan häviötön, jolloin voidaan esittää seuraavasti.

$$q_{m,4} = q_{m,1} - q_{m,3} - q_{m,2} \quad (9)$$

Eli turbiinista ulostuleva massavirta on turbiiniin tulevan massavirran ja turbiinin väliottojen massavirtojen erotus. Höyryturbiinien lämpöhäviö ajatellaan tyypillisesti mitättömän pieneksi ja se jätetään tästä syystä tavallisesti huomioimatta. Turbiinin yhdestä välivaiheesta saatava mahdollinen teho voidaan siis ilmoittaa:

$$P_{vo,n} = q_{m,n}(h_{n-1} - h_n) = q_{m,n}c_p(T_{n-1} - T_n), \quad (10)$$

missä	$P_{vo,n}$	on turbiinin väliotosta saatava teho [W]
	h_{n-1}	on väliottoon n tulevan vesihöyryn entalpia [kJ/kg]
	h_n	on välioton n vesihöyryn entalpia [kJ/kg]
	c_p	on höyryn ominaislämpökapasiteetti [J/kgK]
	T_{n-1}	on vaiheeseen tulevan vesihöyryn lämpötila [K]
	T_n	on vaiheesta lähtevän vesihöyryn lämpötila [K]

Koko turbiinitaseesta saatava teho voidaan ilmoittaa

$$P_t = q_m(h_4 - h_1), \quad (11)$$

josta saadaan turbiinin akseliteho akselin häviöt huomioon ottaen

$$P_a = \eta_m P_t, \quad (12)$$

missä P_a on akseliteho

η_m on mekaaninen hyötysuhde

5 TASETARKASTELU NUOHOUSHÖYRYN VÄLIOTOLLE MATALAPAINISEMMASTA HÖYRYSTÄ

Tässä osiossa tehdään tasetarkastelu kappaleessa 4 esitetystä nuohoushöyryn väliotosta matalapaineisemmasta höyrystä. Pää tavoitteena on selvittää ratkaisun vaikutus sähkötehon kasvamiseen normaalikuormalla ajettaessa. Tasetta sovelletaan erimerkkilaitokseen A. Tarkastelu perustuu Solvo Power Plant Simulation – ohjelman käyttöön. Lopuksi luodaan hankkeen kannattavuudesta arvio.

5.1 Esimerkkilaitoksen A kuvaus

Esimerkkitehtaan A soodakattilan lähtökohtaisia arvoja on esitetty taulukossa 10 ja höyryturbiinin väliottojen höyrynpainetasot on esitetty taulukossa 11.

Taulukko 10. Esimerkkitehtaan A arvoja.

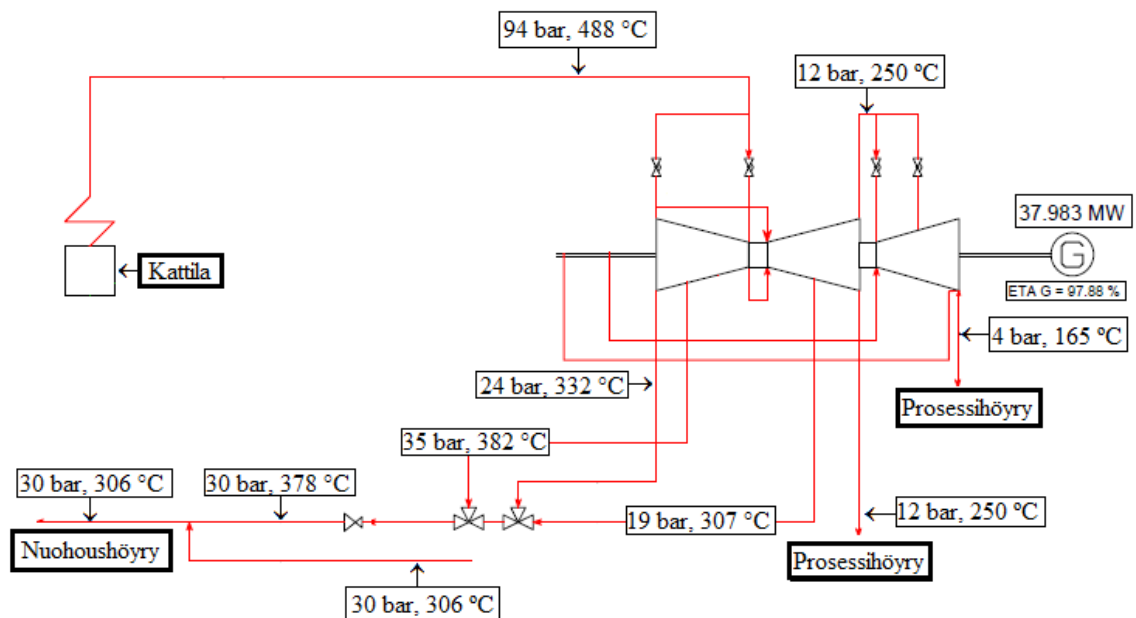
Tuorehöyryn lämpötila	505	°C
Tuorehöyryn paine	102	bar
Tuorehöyryn massavirta	184,1	kg/s
Syöttöveden lämpötila	115	°C
Palamisilman lämpötila	150/150/70	°C
Savukaasujen lämpötila	155	°C

Taulukko 11. Esimerkkitehtaan A soodakattilan höyryturbiinin höyrynpainetasot. (Hiltunen, A. 2011, Liite IV 3.)

Painetasot	Paine [bar]	Lämpötila [°C]
Tuorehöyry	102	505
Nuohoushöyry, tulistin	27	335
Nuohoushöyry, keittopinta & eko	16	260
Välipaine	17	260
Välipaine 2	11,5	215
Matalapaine	5,5	180
Matalapaine 2	3,5	148

5.2 Nuohoushöyryn paineen alentamisen perusteet

Kuvassa 30 on esitetty Siemensin toimittaman vastapaineturbiinin kaavio. Nuohoushöyrynä voidaan käyttää vastapaineturbiinin väliotoista saatavaa 35 bar, 24 bar ja 19 bar sekä lauhdeturbiinilta saatavaa 30 bar väliottohöyryä. Nuohoushöyrynä käytetään kuvan tilanteessa 35 bar väliottohöyryä.



Kuva 30. Esimerkki väliottohöyryjen käytöstä. (Muokattu lähteestä: Siemens AG. 2007.)

Kuten kuvasta 30 havaitaan, voidaan nuohoushöyryn paine valita tarpeen mukaan useista eri painetasoista. Kuvan tilanteen lisäksi voidaan tarpeen vaatiessa venttiileiden avulla käyttää myös 24 bar tai 19 bar paineista höyryä.

Väliottohöyryjen käyttäminen nuohoushöyryn tuotantoon vaatii perehtymistä höyrynpainetasojen optimaalisiin ratkaisuihin. Nuohoushöyryn valintaan on vaikuttanut perinteisesti tavoite päästä mahdollisimman tehokkaaseen nuohoamiseen korkeilla höyrynpainetasoilla. Kuitenkin jo nuohoushöyryn massavirran lisääminen tehostaa matalapaineista höyryä. Noin 20 % lisäys nuohoushöyryn massavirrassa tekee matalapaineisemmasta 10 bar höyrystä tehokkaampaa korkeapaineisempaan 20 bar verrattuna. Aapo Hiltunen tarkastelee diplomityössään sellutehtaan höyrytasojen optimaalisia paineita, jossa tärkeänä osana nuohoushöyryn hyödyntämistä höyryturbiinin keski- ja matalapainetasoilta ja sen vaikutusta turbiinin tehoon. Eräs olennainen päätelmä on mahdollisuus nuohoushöyryn paineen alentamiseen, jolloin nuohousteho pysyy ennallaan. Tällöin turbiinin sähköntuotantoa pystytään kasvattamaan. Yleisesti ottaen matalapainetason nostamisella aiheutuvat huomattavasti suuremmat vaikutukset sähköntuotannossa välipainetason nostamiseen verrattuna. Tämä selittyy sellutehtaiden merkittävästi suuremmalla matalapainehöyryn kulutuksella. (Hiltunen, A. 2011, 62 – 66, 76 – 77.)

On arvioitu, että väliottoputkiston ja nuohoushöyryputkiston aiheuttamien painehäviöiden takia alin mahdollinen turbiinin väliottopaine on noin 10 bar. Tämä mahdollistaa vielä noin 4 bar paineenpudotuksen alimpaan käytettävään nuohouspaineeseen, joka on noin 6 bar. Nuohoushöyryn paineen alentamiseksi pitää nuohoushöyryputkiston putkihalkaisijaa ja suuttimen kokoa kasvattaa. On myös asetettu tiettyjä raja-arvoja paineen alentamiselle. Suuttimen koko ei saisi ylittää nuohottavan putken ulkohalkaisijaa. Myös höyryn lämpötila täytyy olla yli 10 °C yli kyllästymispisteen. Toisaalta huoltokustannuksien oletetaan olevan alhaisemmat, sillä käyttöpaine on matala. (Tandra, D. 2012, 10, 29.)

Nuohous on onnistunut jos virtaus irrottaa lämpöpinnalle kiinnittyneen kerrostuman, eli nuohousvirtauksen voimakkuus on suurempi kuin se voima, mikä pitää kerrostuman

kiinni putkessa. Nuohouksen voimakkuus voidaan määrittellä yksinkertaisesti kertomalla keskenään virtauksen voimakkuus ja kerrostuman sekä virtauksen kontaktipinta. Yleensä korkeapaineinen nuohous suunnitellaan teholtaan noin 1090 N voimakkuudelle. Voimakkuus mitataan nuohoushöyrystä välittömästi suuttimen ulostulon jälkeen. Tavallisesti 1090 N tehoista nuohousta käytetään vain tilanteissa, joissa lämpöpinnoille on kertynyt erityisen paljon likaa ja tukkeumia. Normaalisissa käytössä käytetään maksimissaan noin 890 N höyryä. Matalapaineiseen nuohoushöyryyn siirryttäessä käytetään edellisiin lähtötietoihin perustuen voimakkuudeltaan 1090 N nuohoushöyryä, jolla varmistetaan onnistunut ja hyvin toimiva nuohous. (Tandra, D. et al. 2012 [2], 1441.) Taulukossa 12 on esitetty erään nuohoushöyrysuuttimen arvoja tilannekohtaisesti, kun tavoitellaan samaa nuohoustehoa suuttimen kokoa muuttamalla ja nuohouspainetta alentamalla. Tällöin myös nuohoushöyrymäärä kasvaa jonkin verran paineen aletessa.

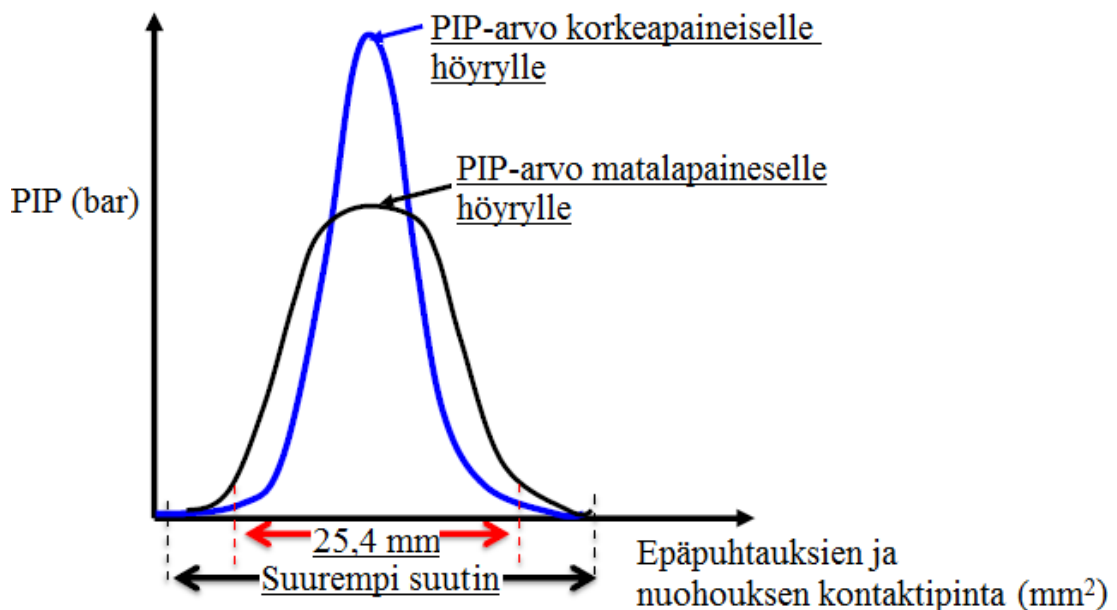
Taulukko 12. Nuohouksen suutinkoon muuttuminen nuohouspaineen alentuessa nuohoustehon pysyessä samana. (Tandra, D. et al. 2012 [2], 1442.)

Nuohoussuuttimen luonne	D_{suutin} [mm]	Paine ennen suutinta [bar (g)]	Höyrymäärä [kg/s]
Perinteinen korkeapaineinen nuohoussuutin	25,40	17,5	2,47
11 bar paineinen nuohoussuutin	31,75	11,3	2,58
6 bar paineinen nuohoussuutin	44,45	6,1	2,89

Korkeapaineisissa nuohoimissa on tavallisesti varsin suuri paineen lasku turbiinin väliotosta itse nuohoamiseen. Paineita laskevat säätöventtiilin lisäksi myös putkisto, yhteet ja nuohoin. Esimerkiksi 17,5 bar nuohoushöyryn tuottamiseen tarvitaan useissa tapauksissa noin 24 bar väliottohöyry turbiinilta. Korkeapaineisemmassa 28 bar nuohoushöyryssä tavoitteena voidaan pitää alle 3,5 bar paineenpudotusta, jotta lämpöpinnoille saadaan aikaiseksi 24 bar nuohoushöyry.

Nuohoushöyryn paineen alentaminen vaatii nuohoimen ja erityisesti nuohoussuuttimen uusimista. Suutinhalkaisijan on oltava suunniteltu niin, että puhdistamisteho on riittävän

suuri. Toronton yliopistossa tehdyissä kokeissa tutkittiin sekä korkea- että matalapaineisen nuohoushöyryn puhdistamistehoa pienoiskoossa. Korkeapaineisessa 28 bar höyryssä käytettiin 25,4 mm olevaa suutinta, matalapaineisemmassa 9 – 12 bar höyryssä 35 mm suutinta. Kokeessa tutkittiin erityisesti PIP-arvon (esitetty kappaleessa 2.5) vaihtuvuutta höyrynpaineen muuttuessa sekä nuohoushöyryn voimakkuutta. Tuloksena havaittiin, että vaikka PIP-arvo oli korkeampi korkeapaineisen höyryn tapauksessa, oli matalapaineisen höyryn voimakkuus ja näin ollen nuohousteho verrattavissa korkeapaineisen höyryn nuohoustehoon. (Tandra, D. et al. 2013, 22 – 28.) Kuvassa 31 esitetään näiden kahden tapausten ero. Kuvaajan käyrien kattava pinta-ala vastaa nuohoustehon voimakkuutta, joka on tässä tapauksessa karkeasti arvioiden yhtä suuri.



Kuva 31. Nuohousteho matala- ja korkeapaineisella nuohoushöyryllä. (Tandra, D. et al. 2013, 24.)

Jotta matalapaineisemmasta höyrystä saadaan yhtä tehokasta korkeapaineiseen höyryyn verrattuna, täytyy nuohoimen suuttimen kokoa kasvattaa. Suurilla painemuutoksilla suutinkoko voi kasvaa huomattavan suureksi, mikäli halutaan pitää nuohoushöyryn massavirtaa vakiona. Tämän johdosta myös nuohoushöyryn massavirtaa on syytä kasvattaa jonkin verran. Mikäli halutaan sama nuohousteho kahdelle eripaineiselle ja eri suutinkokoa olevalle nuohoimelle, voidaan muodostaa seuraavat yhtälöt. (Tandra, D. et al. 2012 [2], 1440.)

$$F_{\text{virtaus,KP}} = F_{\text{virtaus,MP}}, \quad (13)$$

missä $F_{\text{virtaus,KP}}$ on korkeapaineinen nuohousteho [N]
 $F_{\text{virtaus,MP}}$ on matalapaineinen nuohousteho [N]

Nuohousteho voidaan ilmoittaa myös karkeasti ja yksinkertaistetusti

$$F_{\text{virtaus}} = p_{\text{virtaus}} \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot D_{\text{suutin}}^2, \quad (14)$$

missä p_{virtaus} on nuohoushöyryn paine [bar]
 D_{suutin} on suuttimen halkaisija [mm]

Jolloin kahden painetason nuohoustehoilla saadaan verrannollisuus yhtälöiden (13) ja (14) perusteella yhtälön (15) mukaisesti:

$$p_{\text{virtaus,KP}} \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot D_{\text{suutin,KP}}^2 = p_{\text{virtaus,MP}} \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot D_{\text{suutin,MP}}^2$$

$$\rightarrow \frac{p_{\text{virtaus,KP}}}{p_{\text{virtaus,MP}}} = \left(\frac{D_{\text{suutin,MP}}}{D_{\text{suutin,KP}}} \right)^2 \quad (15)$$

Eli höyrynpaineiden suhde on kääntäen verrannollinen suuttimien halkaisijoiden neliöön. Tämä yhtälö on hyvin yksinkertaistettu muoto, joten sen antamat tulokset ovat vain suuntaa-antavia. Lisäksi yhtälöt eivät ota kantaa mahdollisiin nuohoushöyryvirtojen kasvuun.

Simulointimalleissa ja taselaskennassa on käytetty taulukon 12 pohjalta arvioitua massavirran kasvamista paineen funktiona.

5.3 Solvo-simulointimallit

Solvo on Fortumin luoma simulointiohjelma, jolla voidaan mallintaa ja optimoida voimalaitosprosesseja. Laskenta perustuu massatasapainoon ja energiavirtojen selvittämiseen. Malli rakennetaan yksittäisiä voimalaitoskomponentteja simuloivista moduleista. Ohjelmaa voidaan käyttää turbiini-, kattila- ja kaasutuslaitoksiin. (Fortum. 2013.)

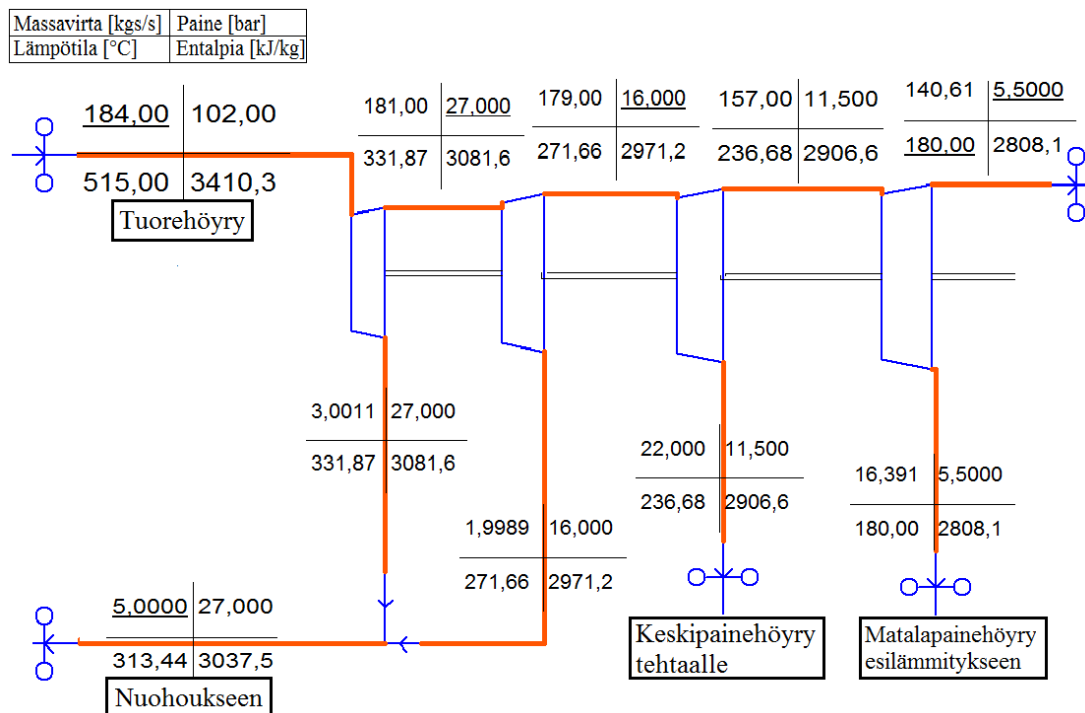
5.3.1 Lähtökohtainen tilanne

Luotuun Solvo-simulointimallin alkuperäiselle esimerkkitehtaan prosessille on tehty seuraavat periaatteet, oletukset ja yksinkertaistukset taulukkojen 10 ja 11 lisäksi:

- pääosat soodakattila, höyryturbiinivaiheet, syöttövesisäiliö
- simuloinnin toteutumisen kannalta prosessi ajatellaan lauhdevoimalaitokseksi, vaikka todellisuudessa vastapainevoimalaitos
- simuloinnin soodakattilakomponentti käsittää kuvan 27 ilmoittaman taserajauksen
- lämpöpintojen nuohoushöyryt 27 bar ja 16 bar otetaan turbiinien välitoista, ja välitotot ovat yhdistettynä samaan linjaan ohjelman vaatimusten perusteella
- 17 bar välipainelinja ja 16 bar nuohouslinja yhdistetty samaan linjaan prosessin toimivuuden kannalta
- sellutehtaalla suurin tarvittava höyrynpaine tavallisesti 11 bar mm. happivaiheeseen, tämän johdosta 11,5 bar välitosta 22 kg/s välipaineinen yhteys tehtaille
- matalapaineisen höyryn paine tarve tehtailla tavallisesti n. 3 bar, tämän johdosta 3,5 bar välitosta 60 kg/s yhteys tehtaille ja 5,5 bar matalapainehöyry esilämmitykseen
- nuohoushöyryn tarpeet lähtötilanteessa tulistinpinnoille 2 kg/s, keittopinnoille 1,5 kg/s, ekonomaiserille 1,5 kg/s (yhteensä 5 kg/s), kasvatetaan arvioiden tilannekohtaisesti nuohoushöyryn paineen aletessa taulukon 12 mukaisesti

- prosessin toiminnan ylläpitämiseksi höyryturbiinin matalapaineosioon lisätty ylimääräinen 0,209 bar väliotto palamisilman ja syöttövesisäiliöön palautettavan lauhteen esilämmitykseen
- syöttövesi lämmitetään ennen lieriötä n. 154 °C lämpötilaan
- käytetty polttoaine mustalipeä (mänty)
- turbiinilohkojen hyötysuhde kullakin 85 %, turbiiniakseliston ja generaattorin hyötysuhde yhteensä 98,4 %
- prosessiratkaisut soodakattilan ja turbiinilohkojen ulkopuolella luotu prosessin toimivuuden kannalta tehdyin perustein esimerkiksi lämmönsiirtimien ja lauhdelinjojen osalta (ratkaisu ei välttämättä vastaa täysin esimerkkitehtaan todellista kiertoa ja komponenttiratkaisuja)

Liitteessä 1 on esitetty edellä mainittujen oletusten ja lähtökohtien perusteella luotu prosessikaavio. Tämä kaavio toimii myös lähtökohtana tuleville prosessimuutoksille nuohoushöyryn väliottohöyryjen muutoksille. Lähtökohtaisesti tarkastellaan turbiinilta saatavan sähkötehon muutosta. Kuvassa 32 on esitetty esimerkkilaitoksen alkutilanne korkea- ja keskipainepuolelle.

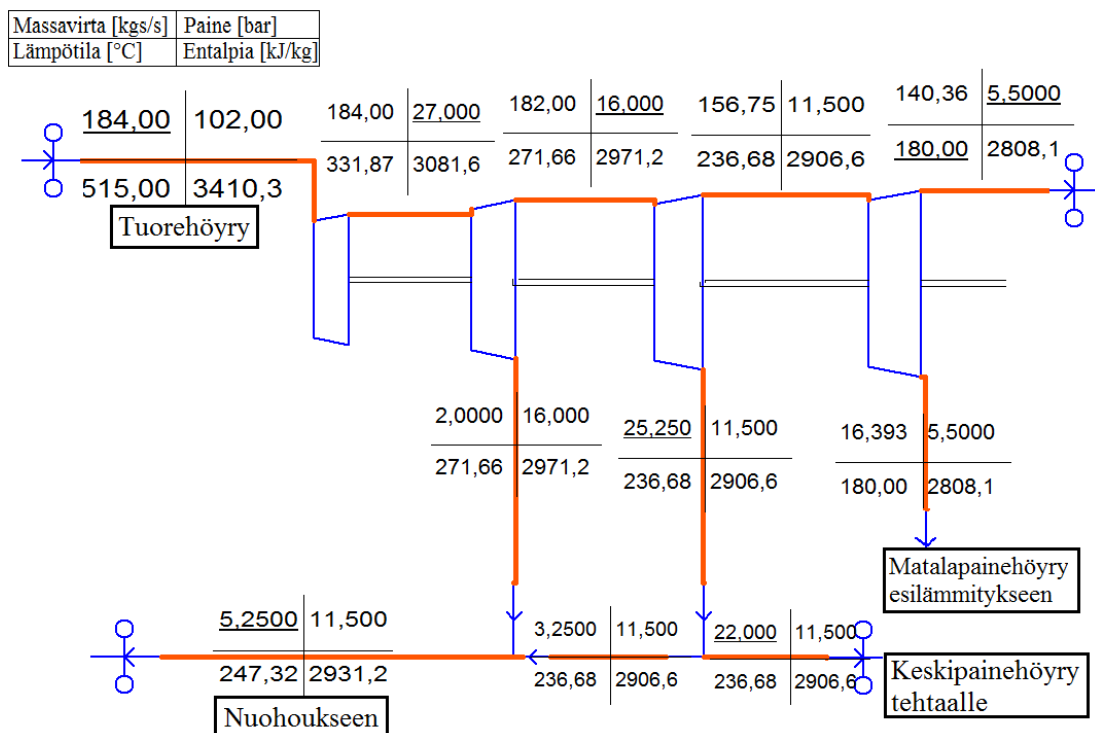


Kuva 32. Esimerkkitehtaan lähtötilanne.

Tapauksessa korkeapaineisesta 27 bar väliotosta otetaan höyryä 3 kg/s ja keskipaineisesta 16 bar väliotosta 2 kg/s. Korkeapaineinen höyry viedään tulistinpinnoille ja keittopinnan yläosaan, keskipaineinen keittopinnan alaosaan ja ekonomaisereille. Sähkötehoksi saadaan lähtökohtaisesti noin 120 MW.

5.3.2 Väliotto 16 bar ja 11,5 bar keskipainehöyrystä

Suunniteltu nuohoushöyryn väliotto toteutetaan 16 bar sekä 11,5 bar väliotosta, jota käytetään lähtökohtaisesti sellutehtaalla prosessihöyrynä mm. keitossa ja happidelignifioinnissa. Tutkimusten perusteella (Tandra, D. et al. 2013, 22 – 28.) voidaan olettaa, että nuohousteho pysyy samana paineen aletessa, jos suuttimen kokoa suurennetaan. Tutkitaan tilanteen muuttumista kun nuohoushöyry otetaan 27 bar linjan sijaan 11,5 bar linjasta. Tehtaalle menevän prosessihöyryn massavirtaa pidetään vakiona. Arvioidaan nuohoushöyryn kasvuksi taulukon 12 perusteella 0,25 kg/s. Kuvassa 33 on esitetty esimerkkilaitoksen uusi tilanne.

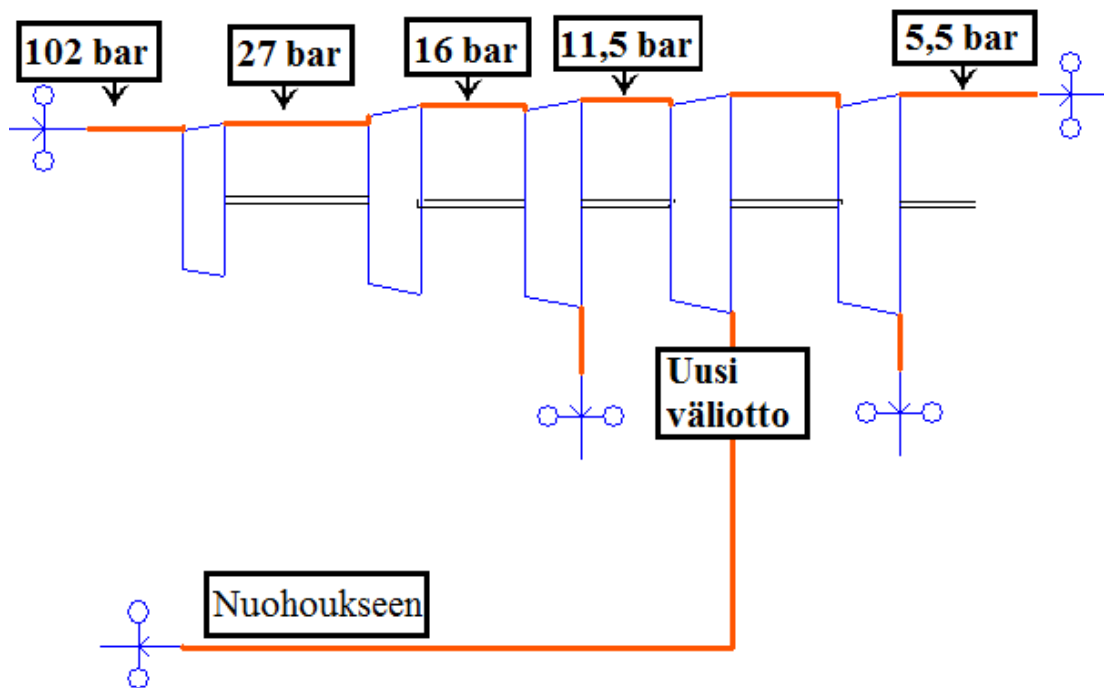


Kuva 33. Tilanne, jossa 27 bar nuohoushöyry korvataan 11,5 bar nuohoushöyryllä.

5.3.4 Ylimääräisen väliottolinjan asentaminen

Simulointimallissa tutkittiin myös tapausta, jossa nuohoukseen asennetaan ylimääräinen väliotto turbiinilta. Linjan painetaso on valittu seuraavin perustein.

- nuohouspaine ylittää tutkimusten perusteella (Tandra, D. et al. 2012 [2], 1443) havaitun minimipaineen, joka vielä soveltuu nuohoukseen (noin 6 bar), eli alimmaksi väliottopaineeksi asetetaan 10 bar
- sähköntuotannon lisäys on mahdollisimman suuri
- kustannustekijät alhaiset
- väliottolinja kytketään 11,5 bar ja 10 bar linjojen välille



Kuva 35. Tilanne, jossa prosessiin on asennettuna ylimääräinen nuohoushöyryn painetaso.

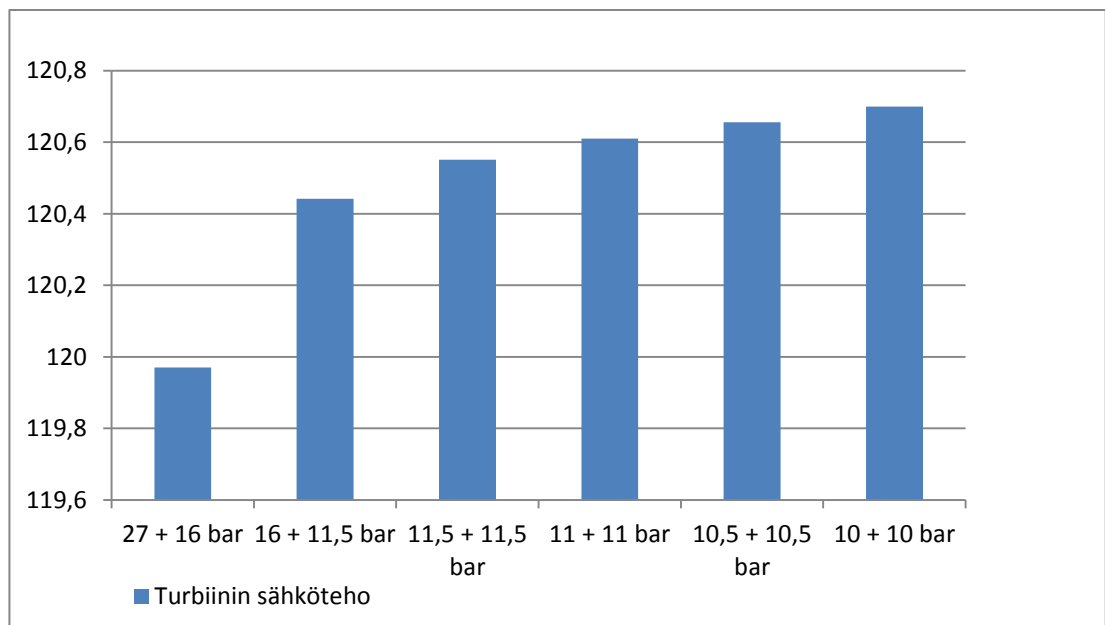
Simuloinnista tehtiin mallit 11,5 bar, 11 bar, 10,5 bar ja 10 bar malleille, jossa jokaisessa tapauksessa massavirta kasvaa hieman paineen alettaessa. Tapauksilla saatavat sähkötehot on koottu muiden aiemmin tutkittujen tapausten kanssa tulostaulukkoon 13.

5.4 Simulointiarvojen tuloksien analysointi

Kappaleessa 5.3 tutkittujen taseiden tulokset ovat esiteltynä kuvassa 36 ja taulukossa 13. Taulukossa on kuvattu massavirran muutokset paineen laskiessa sekä turbiinin sähköteho ja sen muutos lähtötilanteeseen verrattuna.

Taulukko 13. Simuloinnin tulokset turbiinin sähköteholle eri nuohoushöyryn painetasoilla.

Painetasot [bar (a)]	Massavirrat [kg/s]	Massavirran muutos [kg/s]	Turbiinin sähköteho [MW]	Muutos [MW]
27 + 16 bar	2 + 3	-	119,97	-
16 + 11,5 bar	2 + 3,25	0,25	120,44	0,47
11,5 + 11,5 bar	5,35	0,35	120,55	0,58
11 + 11 bar	5,37	0,37	120,61	0,64
10,5 + 10,5 bar	5,38	0,38	120,66	0,69
10 + 10 bar	5,39	0,4	120,7	0,73



Kuva 36. Turbiinin sähköteho eri nuohoushöyryn painetasoilla.

Tuloksista havaitaan oletettu sähkötehon kasvu, kun energiasisällöltään alempiarvoista höyryä käytetään nuohoushöyrynä korkeapaineisen höyryn sijasta. Huomattavin vaikutus näkyy, kun korvataan korkeapaineisin osuus matalapaineisemmalla väliotolla. Vaikka massavirtaa joudutaankin kasvattamaan, ei sen suhteen koidu huomattavaa sähkötehon alenemista. Simuloinnin perusteella voidaan todeta, että 10 bar nuohoushöyry valinnalla saadaan paras mahdollinen sähköteho. Toisaalta ratkaisussa joudutaan kasvattamaan putkikokoa alkuperäisestä DN150 DN200 asti. Tämä aiheuttaa jonkin verran lisäkustannuksia materiaali-investointeihin sekä mahdollisesti ongelmia tilankäytössä putkia asennettaessa. Toisaalta huolto- ja kunnossapitokustannusten arvellaan laskevan, kun käyttöpaine laskee. Kustannus- ja kannattavuuslaskelmia on tutkittu tarkemmin kappaleessa 5.5.

5.5 Kustannustekijät ja kannattavuus

Tässä osiossa arvioidaan nuohoushöyryn paineen alennuksen aiheuttamat kustannustekijät sekä kannattavuus. Oletetaan, että esimerkkitehdas ja tutkittu soodakattila on toiminnassa 350 päivää vuodessa. Sähkön hinta on Nord Pool Spotin mukaan 9.9.2013 51,80 €/MWh. (Nord Pool Spot. 2013.) Kustannustekijöitä ja kannattavuutta on tutkittu 27 + 16 bar, 16 + 11,5 bar, 11,5 bar sekä 10 bar painetasoille. Putkimateriaalina käytetään hiiliterästä, jonka tiheys on noin 7800 kg/m³ ja materiaalin arvoksi arvioidaan noin 6 €/kg. Putkihalkaisijaa tulee kasvattaa paineen aletessa. Kuitenkin voidaan arvioida, että riittävän höyrynopeuden saavuttamiseksi tarpeeksi pienellä putkiston ja nuohouslaitteiston painehäviöllä tarvitsee putkihalkaisijaa kasvattaa ainoastaan matalapaineisimmissa tapauksissa. (Vihavainen, E. keskustelu 8.11.2013.) Seinämäpaksuudeksi riittää jokaiselle putkikoolle ja painetasolle asetettujen standardien mukaan 6,4 mm (Buhlmann Group. 2009). Näiden tietojen perusteella saadaan laskettua uuden putkiston paino.

Taulukko 14. Nuohoushöyryputkien ominaisuuksia uusille painetasoille.

Painetasot [bar (a)]	Uuden putkiston pituus [m]	Putkikoko	Putkihalkaisija [mm]	Seinämän paksuus [mm]	Paino [kg]
27 +	-	DN150	168,3	6,4	-
16	-	DN150	168,3	6,4	-
16 +	-	DN150	168,3	6,4	-
11,5	150	DN200	219,3	6,4	3808
11,5	150	DN200	219,3	6,4	5008
10	150	DN200	219,3	6,4	5008

Seuraavaksi selvitetään asennettavan putkiston painon perusteella kiinteät kustannukset asennuksessa sekä vuosittaiset käyttö- ja kunnossapitokustannukset. Kiinteitä kustannuksia aiheuttavat mm. kaikki hankkeeseen liittyvien materiaalien ja laitteistojen investoinnit sekä putkiston ja uuden nuohouslaitteiston suunnittelusta, valmistuksesta ja asennuksesta aiheutuvat kustannukset. Nämä suunnittelu- ja valmistuskustannukset arvioidaan noin 10-kertaiseksi putkimateriaalikustannuksiin verrattuna. Lisäksi vuosittaiset huoltotoimenpiteet ja valvonta aiheuttavat käyttö- ja kunnossapitokustannuksia.

Taulukko 15. Nuohoushöyryputkistojen kustannukset.

Painetaso [bar]	Investointikustannukset			Vuosikustannukset
	Putki- materiaali [€]	Putkiston ja nuohouslaitteen suunnittelu, valmistus, asennus [€]	Yht. [€]	Käyttö- ja kunnossapito [€/a]
27 +	-	-	-	7000
16	-	-	-	5000
16 +	-	-	-	5000
11,5	23000	230 000	253 000	4000
11,5	30000	300 000	330 000	4000
10	30000	300 000	330 000	3000

Voittoa saadaan turbiinin tuottamasta lisäsähköstä, joka on esitettyinä vuotuisena lisäyksenä taulukossa 16.

Taulukko 16. Turbiinilta saatava lisäsähkö.

Painetasot [bar]	Turbiinin sähköteho [MW]	Sähköntuotanto [€]	Vuotuinen lisäys [€]
27 + 16	119,97	52 201 000	0
16 + 11,5	120,442	52 407 000	205 000
11,5	120,55	52 454 000	252 000
10	120,7	52 519 000	318 000

Taulukoiden pohjalta saadaan arvioitua kunkin painetasoin investoinnin takaisinmaksuaika. Nykyarvomenetelmä on laajalti käytetty toiminnan kannattavuuden mittari. Investoinnin korollinen takaisinmaksuaika voidaan laskea tällä menetelmällä. Menetelmässä käytetty termi jäännösarvo diskontattuna nykyhetkeen oletetaan nolllaksi. Yhtälö voidaan nyt ilmaista muodossa:

$$NPV = \frac{(i+1)^n - 1}{(i+1)^{n \cdot i}} C_{tot} - C_{inv}, \quad (16)$$

missä	C_{inv}	hankintahinnan ja rakentamisajan kustannukset [€]
	C_{tot}	lisäsähköstä saatavan voiton ja kiinteiden ja muuttuvien kustannusten erotus [€]
	i	on korkokanta
	NPV	on nykyarvo [€]
	n	on takaisinmaksuaika [a]

Investoinnin korollinen takaisinmaksuaika saadaan ratkaistua tilanteessa, kun $NPV = 0$. Tästä voidaan johtaa yhtälö (16) muotoon, josta saadaan ratkaistua investoinnin takaisinmaksuaika n .

$$n = \frac{-\ln(1 - \frac{i \cdot C_{inv}}{C_{tot}})}{\ln(1+i)} \quad (17)$$

Voimalaitosinvestoinneille korkokantana käytetään tavallisesti 12 %. Näin ollen esimerkiksi 10 bar painetasolle takaisinlaskenta-aika on yhtälön (17) mukaisesti

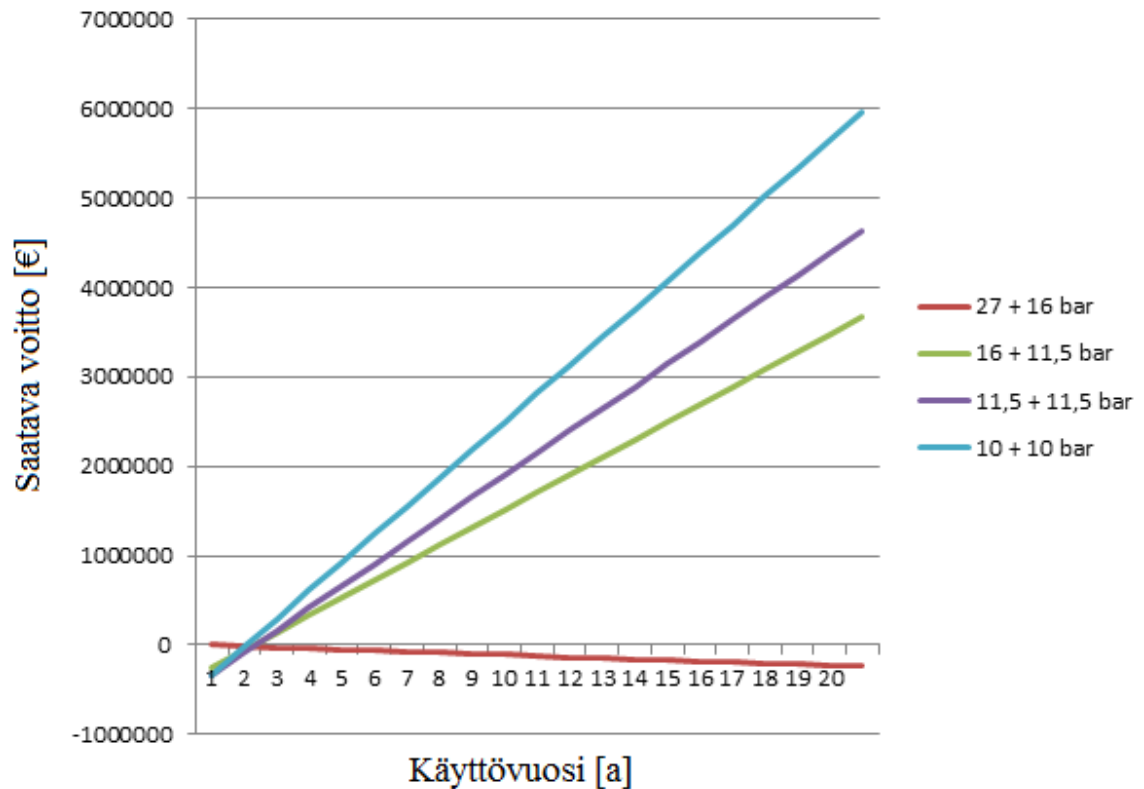
$$n = \frac{-\ln\left(1 - \frac{i * C_{inv}}{C_{tot}}\right)}{\ln(1 + i)} = \frac{-\ln\left(1 - \frac{0,12 * 330\,000 \text{ €}}{318\,000 \text{ €} + 3000 \text{ €}}\right)}{\ln(1 + 0,12)} = 1,16$$

Taulukossa 17 on koottu yhteen hankkeiden takaisinmaksuajat.

Taulukko 17. Investoinnin takaisinmaksuajat eri painetasoille.

Painetaso [bar (a)]	n [a]
16 + 11,5	1,3
11,5	1,5
10	1,2

Taulukon 17 perusteella voidaan todeta, että hankkeen takaisinmaksuajat ovat varsin alhaisia voimalaitoksen osainvestoinneiksi. Vaikka matalin painetaso onkin takaisinmaksuajaltaan pienin, tutkitaan lisäsähköstä saatavaa voittoa 20 vuoden ajanjaksolle, joka arvioidaan laitteiston eliniäksi. Arvioidaan voittoa verrattuna 27 + 16 bar alkutilanteeseen, jolloin vuosittain tappiota aiheutuu käyttö- ja kunnossapitokustannuksista. Kuvassa 37 on esitetty tulokset korottomalle takaisinmaksuajalle eri painetasoille 20 vuoden ajanjaksolle.



Kuva 37. Hankkeilla saatavat voitot 20 vuoden ajanjaksolla korottomalla takaisinmaksuajalla.

Kuvasta 37 voidaan todeta, että jokainen painetaso tuottaa voittoa nopeasti alkutilanteeseen 27 + 16 bar verrattuna, jo noin 1,5 vuoden jälkeen käyttöönotosta. Jo ensimmäisen vuoden jälkeen on 10 bar painetaso kaikista kannattavin vaihtoehto. Myös painetason alentaminen pelkästään 16 + 11,5 bar paineelle on erittäin kannattava alkutilanteeseen nähden, ja tätä vaihtoehtoa voidaan harkita jos halutaan saada ainoastaan korkeapaineisin 27 bar nuohoushöyry hyödynnettyä sähköntuotantoon. Kuitenkin alimman painetason valinnalla saadaan arviolta 240 000 € vuotuiset säästöt tähän painetasoon verrattuna, ja arviolta 620 000 € säästöt alkutilanteeseen verrattuna.

6 TASETARKASTELU SAVUKAASUJEN JÄÄHDYTTIMILLE

Tässä osiossa tutkitaan esimerkkitehtaaseen asennettavaa savukaasujen jäähdytintä, joka esilämmittää kattilan palamisilmaa. Tarkastelussa käytetään kappaleessa 5. Solvo-simulointiohjelmaa taseiden luomiseen sekä luodaan tasetarkastelu turbiinilta saatavan lisäsähkön selvittämiseksi. Lopuksi tehdään kustannusarviot hankkeelle.

6.1 Esimerkkilaitoksen B kuvaus

Esimerkkitehdas B on maailman suurimpia sellutehtaita. Neljä tuotantolinjaa PM1A, PM2, PM8, PM9 tuottavat päivittäin 680 tn, 540 tn, 2000 tn ja 3500 tn sellua. Sellutehtaalla valmistetaan sekä teollisuuspaperia ja kartonkia että paino- ja kirjoituspaperia.

Tehtailla on yhteensä 5 soodakattilaa. Tässä osiossa tutkitaan erääseen soodakattilayksikköön asennettavan savukaasujen jäähdyttimen vaikutusta laitoksen sähköntuotantoon. Soodakattilan arvoja on esitelty tarkemmin taulukossa 18.

6.2 Savukaasujen jäähdyttimien taselaskennan lähtökohdat

Tässä tasetarkastelussa tutkitaan tapausta, jossa kattilaan syötettävää palamisilmaa esilämmitetään savukaasujen jäähdyttimillä. Esimerkkilaitoksella savukaasut ovat vielä sähkösuotimen jälkeenkin varsin korkeassa lämpötilassa, noin 190 °C. Tavoitteena on jäähdyttää piipulle menevät savukaasut niin, etteivät ne alittaisi kastekorrosiopistettä, jonka alapuolella savukaasun sisältämät rikkiyhdisteet aiheuttavat lauhtuessaan korroosiota. Savukaasujen jäähdyttimillä voidaan korvata normaalisti palamisilman esilämmitykseen käytettävä keski- ja matalapaineinen höyry, joka johtaa korkeampaan sähköntuotantoon.

Tässä tasetarkastelussa yhdistetään simulointiosuus ja laskentaosuus niin, että esimerkkitehtaan prosessin lähtötilanne luodaan simulointiohjelmaan. Prosessissa tehdään tiettyjä oletuksia mm. prosessihöyryn määrän osalta. Tämän jälkeen lasketaan taseen perusteella ilmanesilämmittimiin tarvittava massavirta. Saatava lisäsähköteho arvioidaan sen perusteella, että alkuperäiset ilmanesilämmittimet korvataan savukaasujen jäähdyttimillä, jolloin esilämmitykseen ei tarvita turbiinilta höyryä. Tämä korvattava höyryn massavirta hyödynnetään paisunnassa kyseisestä turbiinilohkosta alkaen.

Savukaasujen jäähdyttimiä on tarkoitus asentaa kaksi kappaletta, yksi esilämmittämään primääri-ilmaa ja toinen sekundääri-ilmaa. Savukaasujen jäähdyttimien lisäksi tarvitaan myös kullekin piirille ilmanesilämmittimet ja kiertovesijärjestelmät johon kuuluvat pumppu, putkisto ja venttiilejä. Taulukossa 18 on esitetty taselaskennan lähtöarvoja.

Taulukko 18. Savukaasun jäähdyttimien taselaskennan tietoja.

Savukaasun jäähdyttimien toiminta-arvoja		
Savukaasuvirtaus yhdelle jäähdyttimelle	120	kg/s
Savukaasujen lämpötila sähkösuotimen jälkeen	190	°C
Savukaasujen lämpötila jäähdyttimen jälkeen	155	°C
Kiertoveden lämpötila ennen jäähdytintä	120	°C
Kuumennetun kiertoveden lämpötila	160	°C
Jäähdyttimen toimintapaine	26	bar
Keskipaineisen nuohoushöyryn tarve	1	kg/s
Primääri-ilmapuoli		
Primääri-ilman lämpötila ennen esilämmitintä	40	°C
Primääri-ilman lämpötila esilämmityksen jälkeen	110	°C
Sekundääri-ilmapuoli		
Sekundääri-ilman lämpötila ennen esilämmitintä	40	°C
Sekundääri-ilman lämpötila esilämmityksen jälkeen	110	°C
Muita prosessiarvoja		
Kokonaispalamisilmamäärä	165	kg/s
Laitoskapasiteetti	3700	t/d
Tuorehöyryn massavirta	135	kg/s
Tuorehöyryn lämpötila	450	°C
Tuorehöyryn paine	63	bar

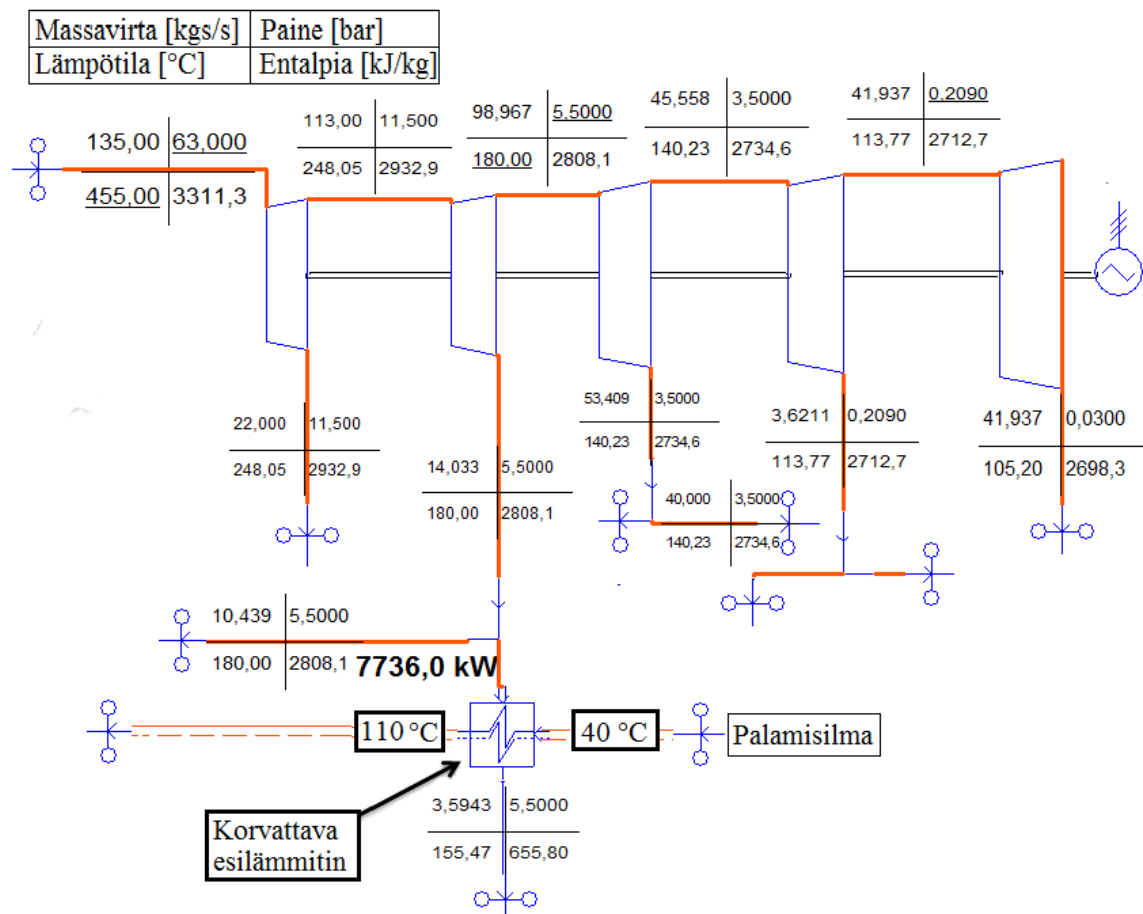
6.3 Solvo-simulointimalli

Savukaasun jäähdyttimien taselaskennassa on lisäksi arvioitu seuraavat lähtötiedot, oletukset ja yksinkertaistukset.

- taseratkaisuissa päädytään samanlaiseen ratkaisuun kuin turbiinin väliottohöyryjen tasetutkimuksessa mm. prosessin esilämmittimien ja painetasojen suhteen
- savukaasujen jäähdyttimiä tutkitaan simulointimallissa yhtenä jäähdyttimenä erillisten primääri- ja sekundäärijäähdyttimien sijasta

- savukaasujen jäähdyttimet suunnitellaan niin, että ne korvaavat 5,5 bar matalapainehöyryn palamisilman esilämmittimenä
- savukaasun jäähdyttimien nuohoushöyrynä käytetään keskipaineista höyryä turbiinin väliotosta noin 1 kg/s, nuohoushöyryn väliotto huomioidaan simuloinnissa ainoastaan sähköntuotannon heikentymisenä
- savukaasujen loppulämpötila 155 °C

Simulointimallissa ei saatu palamisilmamäärää oikeaksi. Lisäksi palamisilman esilämmittimien asentaminen erillisille primääri- ja sekundääri-ilmakanaville ei onnistunut, joten mallia ei käytetä lisäsähkötehon arvioimiseen vaan ainoastaan kuvaamaan lähtötilannetta. Mallissa esiintyviä tilapisteitä on kuitenkin käytetty laskennassa. Osa lähtötilanteelle luodusta tasemallista on esitetty kuvassa 38. Koko prosessi on kuvattuna liitteessä 2. Tavoitteena on korvata 5,5 bar väliotto savukaasujen jäähdyttimellä.



Kuva 38. Turbiinilohkojen painetasot ja palamisilman esilämmittimen toiminta esimerkkitehtaalla.

6.4 Taselaskenta

Taselaskenta suoritetaan lähtökohtaisesti turbiiniosiolle niin, että alun perin palamisilman esilämmitykseen käytetty höyry voidaan nyt hyödyntää kokonaan turbiinin paisunnassa. Tämä johtaa sähköntuotannon kasvamiseen.

Palamisilman esilämmitykseen käytettävän höyryn määrä voidaan selvittää, kun tiedetään palamisilman massavirta ja alku- ja sen loppulämpötilat. Myös väliottohöyryn ja lauhteen entalpiat tarvitaan. Tarvittava höyryn massavirta primääri-ilman esilämmittimelle saadaan muodostamalla tase yhtälön (7) avulla. Yhtälöön on merkitty termi x kuvaamaan primääri- ja sekundääri-ilmojen osuutta kokonaisilmamäärästä.

$$q_{m,h} = \frac{x \cdot q_{m,pi} \cdot c_{p,pi} \cdot \Delta T_{pi}}{\Delta h_h} \quad (18)$$

$$= \frac{0,4 \cdot 165 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,009 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (110 - 40)^\circ\text{C}}{(2808 - 655,8) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 2,17 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Arvioidaan primääri- ja sekundääri-ilmantarpeiden olevan yhtä suuret (40 %), joten kahdelle savukaasun jäädyttimelle tarvittava massavirta on 4,33 kg/s. Turbiinin 5,5 bar väliotossa säästetään siis noin 4,33 kg/s höyryä paisuntaan ja sähköntuotantoon. Toisaalta savukaasun jäädyttimien puhdistamiseen ja toiminnan ylläpitämiseen tarvitaan myös keskipaineista nuohoushöyryä. Oletetaan, että nuohoushöyry otetaan korvattavasta painelinjasta. Arvioidaan nuohoushöyryn kulutukseksi 1 kg/s, jolloin lopulta säästetään 3,33 kg/s sähköntuotantoon.

Laitoksen 5,5 bar matalapaineturbiinille jää siis 3,5 kg/s enemmän höyryä sähköntuotantoon. Arvioidaan tehtaan prosessihöyryn tarpeiksi tarpeeksi samat kuin nuohoushöyryn väliottojen tapauksessa. Tällöin voidaan matalapaineosuuden massavirraksi arvioida 143 kg/s. Höyry paisuu 3,5 bar paineeseen.

3,5 bar väliotosta otetaan matalapaineista höyryä noin 53 kg/s prosessihöyryksi ja esilämmitykseen. 3,5 bar jälkeen höyry paisuu 20 kPa paineeseen, josta johdetaan prosessin esilämmityksiin höyryä noin 6 kg/s. Matalapaineturbiinin viimeisissä

vaiheissa höyry paisuu vielä laitoksen vastapaineeseen. Oletetaan vastapaineen suuruudeksi 3 kPa, joka on tyypillisen vastapainelaitokseen verrattuna alhainen. Taulukossa 19 on esitetty turbiinilohkoista saatavat sähkötehot ennen savukaasujen jäähdyttimien asennusta. Taulukossa 20 on esitetty turbiinilohkojen sähkötehot savukaasujen jäähdyttimien asennuksen jälkeen. Saatava lisäsähköteho on noin 0,31 MW.

Taulukko 19. Turbiinilohkojen sähkötehot ennen savukaasujen jäähdyttimien asennusta.

Painetasot [bar]	Massavirta [kg/s]	Väliotot [kg/s]	Entalpia [kJ/kg]	Turbiinilohkon teho [kW]
63	135	0	3410,3	68000
11,5	113	22	2906,6	11131
5,5	98,87	14,1	2808,1	7269
3,5	45,47	53,4	2734,6	996
0,2	39,37	6,1	2712,7	567
0,03	39,37	0	2698,3	
Yhteensä				87959
Hyötysuhteella	0,85			74765

Taulukko 20. Turbiinilohkojen sähkötehot savukaasujen jäähdyttimien asennuksen jälkeen.

Painetasot [bar]	Massavirta [kg/s]	Väliotot [kg/s]	Entalpia [kJ/kg]	Turbiinilohkon teho [kW]
63	135	0	3410,3	68000
11,5	113	22	2906,6	11131
5,5	102	10,8	2808,1	7511
3,5	48,8	53,4	2734,6	1069
0,2	42,7	6,1	2712,7	615
0,03	42,7	0	2698,3	
Yhteensä				88325
Hyötysuhteella	0,85			75076

6.5 Kustannustekijät ja kannattavuus

Kustannustekijöissä otetaan huomioon savukaasujen jäähdyttimien, vesilämpälämmönsiirtimien sekä vesikierron sisältämien putkistojen, pumppujen ja venttiilien materiaalikustannukset, suunnittelu- ja valmistuskustannukset sekä kunnossapitokustannukset. Andritzin toimittamien jäähdyttimien kokonaiskustannuksiksi voidaan kokemusten perusteella ilmoittaa noin 500 000 - 550 000 €. Arvioidaan että jäähdyttimien kustannukset ovat 550 000 €.

Kustannuksia aiheuttavat myös kiinteät ja muuttuvat kustannukset. Kiinteät vuosikustannukset johtuvat käytöstä ja kunnossapidosta, vakuutuksista sekä huoltotoimenpiteistä. Kiinteä vuosittainen huoltokustannus arvioidaan 10 000 € suuruiseksi.

Nordpool ilmoittaa 9.9.2013 sähkön hinnaksi 51,8 €/Mwh. Laitoksen käyntiajaksi arvioidaan 8400 tuntia vuodessa. Laskennan perusteella saatiin lisäsähkötehoksi 0,30 MW, jolla saadaan kyseisellä sähkön hinnalla 135 000 euron lisävoitot. Lasketaan investoinnille takaisinmaksuaika yhtälöllä (17). Oletetaan korkokannaksi taas 12 %.

$$n = \frac{-\ln\left(1 - \frac{0,12 \cdot 550\,000\text{€}}{135\,000\text{€} - 10\,000\text{€}}\right)}{\ln(1+0,12)} = 5,34 \quad (17)$$

Takaisinmaksuajaksi saadaan noin 5,5 vuotta. Tämä on huomattavasti suurempi kuin savukaasujen jäähdyttimillä tavallisesti (n. 0,5-1 vuotta). Tämä johtuu laskennan perusteella saadusta huomattavan paljon alhaisemmasta sähkötehosta. Mikäli sähkötehoksi saataisiin 0,31 MW_e sijasta esimerkiksi taulukon 7 perusteella arvioitu sähkötehon lisäys 4,5 MW_e, saataisiin savukaasujen jäähdyttimillä voittoa lähes kaksi miljoonaa euroa ja takaisinmaksuaika laskee 4 kuukauteen. Toisaalta savukaasujen jäähdyttimillä saadaan prosessiin myös muita hyötyjä. Esimerkiksi kattilan energiatehokkuus paranee jäähdyttimien myötä, jolloin fossiilisten apupolttoaineiden käyttöä voidaan vähentää. Hankkeen tuloksena saatu takaisinmaksuaika ei ole huono, mutta voimalaitosprosessin investointina se on suhteellisen pitkä.

7 TULOKSET

Kirjallisuudessa tutkittiin eri ratkaisuja soodakattilalaitosten energiantuotannon lisäämiseen. Jo perustarkastelussa havaittiin, että kaikki ratkaisut lisäävät vaihtelevasti mutta kuitenkin merkittävästi turbiinilta saatavan lisäsähkötehon määrää. Erityisesti savukaasujen jäähdyttimet sekä syöttöveden välilämmittimet ovat aiempien tutkimuksien perusteella eniten sähköntehoa kasvattavia ratkaisuja.

Varsinaisessa tutkimusosiossa selvitettiin savukaasujen jäähdyttimien ja nuohoushöyryn paineen alentamisen vaikutuksia laitoksen sähköntuotantoon sekä hankkeiden kannattavuutta. Taulukkoon 21 on koottu tasetarkastelun tulokset kannattavimmalle vaihtoehdolle matalapaineisempaan nuohoushöyryyn sekä savukaasun jäähdyttimelle.

Taulukko 21. Tasetarkastelun tulokset tutkituille ratkaisuille.

Ratkaisu	Investointi [€]	Lisäsähköteho [kW]	Lisäsähköstä saatava voitto [€]	Takaisinmaksu -aika [a]
Matalapainei- sempi 16 + 11,5 bar nuohoushöyry	250 000	470	205 000	1,3
Matalapainei- sempi 10 bar nuohoushöyry	330 000	730	317 000	1,2
Savukaasujen jäähdyttimet	550 000	310	135 000	5,5

Johtopäätöksenä molemmista tapauksista voidaan esittää, että ratkaisuilla saatava lisäteho on määrällisesti huomattava ja systeemien asentaminen on kannattavaa. Takaisinmaksuajat ovat pääsääntöisesti lyhyet.

Nuohoushöyryn paineen alentaminen edelleen keskipaineisesta matalapaineisempaan tarjoaa huomattavia etuja. Myös aiempien tutkimusten nojalla voidaan esittää ratkaisun olevan mahdollinen. Hankkeen toteuttamista hankaloittaa vankat käsitteet nuohoushöyryn paineen merkityksestä lämpöpintojen puhdistamisessa. Kuitenkin paineen alentamisella saadaan merkittäviä hyötyjä turbiinin sähkötehon kasvaessa sekä huoltokustannusten pienentyessä. Hanke muuttuu varsin nopeasti kannattavaksi kaikilla tutkituilla ratkaisuilla. Nuohousputkiston ja nuohointen uusinta maksaa itsensä takaisin pääosin alle puolessatoista vuodessa. Kaikista kannattavinta on asentaa matalapaineisin ratkaisu, jolloin investointikustannukset ovat suurimmat mutta taloudellinen hyöty suurin lyhyellä aikavälillä. Täytyy kuitenkin huomioida, että laskennassa suoritettiin karkeaa arviointia esimerkiksi putkiston eristysten, kannattimien, instrumentoinnin sekä muiden asennus- ja suunnitteluvaiheiden kustannuksia arvioidessa. Tästä johtuen hankkeen kannattavuuslaskelmat voivat olla todellisuudesta poikkeavia. Myös tilankäyttö voi tuottaa ongelmia suunnittelussa ja asennuksessa, kun putkihalkaisijaa täytyy kasvattaa alemmilla painetasoilla aina 11,5 bar lähtien. Nuohoushöyryn paineen alentamista on jo kokeiltu koeolosuhteiden lisäksi myös laitosmittakaavassa eräällä soodakattilalla Yhdysvalloissa.

Simuloinnissa kohdattiin jonkin verran ongelmia erityisesti luodun laitospainemallin taseiden osalta sekä komponenttien toimivuuden kannalta. Tämä selittyy osin sillä, että Solvo-ohjelman käyttö ei ollut ennestään tuttua. Simulointiohjelma osoittautui kuitenkin varsin helppokäyttöiseksi, selkeäksi ja luotettavaksi. Malleja täytyi kuitenkin yksinkertaistaa todellisista malleista johtuen puutteellisista tiedoista sekä ohjelman toimivuuden vaatimuksista. Todellisuudessa sähköntuotanto jää alhaisemmaksi, sillä soodakattilalaitokset ovat tavallisesti vastapainelaitoksia ja matalapaineisinta höyryä ei näin ollen hyödynnetä sähköntuotantoon.

Simulointi osoittautui haastavimmaksi savukaasujen jäähdyttämiä tarkastellessa, jonka vuoksi päädyttiin yksinkertaisimpaan malliin olettamalla lämmönsiirrinten toimivan teoriassa oikein ja jättämällä ne pois taseesta. Turbiinin sähkötehon lisäys tapahtui siis alkuperäiseen tilanteeseen verrattuna tuorehöyryn massavirran kasvulla turbiinin matalapaineisimmissa lohkoissa. Sähköntehon lisäys jäi kuitenkin huomattavasti

pienemmäksi mitä aiemmat tutkimukset osoittavat. Tämä selittyy kuitenkin osittain sillä, että itse soodakattilan höyryntuotanto ei kasva jäähdyttimien ansiosta. Savukaasujen jäähdyttimet parantavat lisäksi turbiinin sähkötehon lisäksi myös laitoksen energiatehokkuutta ja vähentävät apupolttoaineiden käytön tarvetta. (Vakkilainen, E. keskustelu 28.10.2013.) Tämän johdosta niiden tarjoama hyöty on suurempi kuin pelkkä sähköntehon lisäys antaa ymmärtää.

8 YHTEENVETO

Polttoaineen ja sähkön hinnan noususta johtuen uusia laitoksia suunniteltaessa tähdätään yhä energiatehokkaampiin ratkaisuihin. Suunnittelussa pyritään myös erityisesti sähköntehon lisäämiseen. Lisäksi olemassa oleviin laitoksiin suunnitellaan sähkötehoa lisääviä ratkaisuja. Työssä tutkitut menetelmät ovat olleet jo kauan suuren mielenkiinnon kohteena ja kehitystyö on ollut tuloksellista. Tehdyillä kirjallisuusselvityksillä ja tasetarkasteluilla oli tarkoituksena luoda yhtenäisempi kuva tutkituista ratkaisuista arvioida hankkeiden kannattavuuksia sekä vaikutuksia sähköntuotantoon.

Solvo Power Plant Simulation - ohjelman käyttäminen oli merkittävä osa tutkimustyötä. Ohjelma osoittautui soveltuvaksi voimalaitosprosessien simulointiin ja saadut tulokset olivat odotettujen mukaisia. Ohjelmaa voidaan hyvin hyödyntää uusien laitosten suunnittelussa. Savukaasujen jäähdyttimien lämmönsiirtoon perustuvan taseen luominen osoittautui kuitenkin liian ongelmalliseksi. Silti ohjelman helppokäyttöisyys, virheilmoitusten selkeys ja simuloinnin nopeus antavat aihetta suositella ohjelmaa myös muihin mallinnustehtäviin. Ohjelmalla voidaan myös simuloida itse kattilatasetta tarkemmin ja luoda esimerkiksi kattavammat lämpöpintamallit, jolloin itse palamisprosessi ja ainevirtojen vaikutukset saadaan selvemmin esille. Suoritettujen tasetarkastelujen lisäksi voidaan myös arvioida, että HERB-tekniikasta esimerkiksi syöttöveden välilämmityksen aiheuttamia vaikutuksia on mahdollista mallintaa Solvo-simulointiohjelmalla.

Tasetarkasteluissa tutkituista vaihtoehdoista savukaasun jäähdyttimiä on jo asennettu moniin soodakattilalaitoksiin useiden eri laitostoimittajien toimesta hyvin tuloksin. Savukaasujen jäähdyttimien toiminta on ollut pääsääntöisesti kannattavaa ja luotettavaa. Nuohoushöyryn väliottoa matalapaineisemmasta höyrystä on vasta viime vuosina ryhdytty tutkimaan myös laitosmittakaavassa. Ensimmäinen laitokseen asennettu sovellus osoittaa, että hanketta ollaan tuomassa yhä laajemmin käyttöön. Tulososiossa esitettyjen hankkeiden tuottama taloudellinen hyöty on kiistaton ja energiatehokkuuden parantamisen kannalta laitteistojen asentaminen on hyvä ratkaisu. Takaisinmaksuajat kyseisillä hankkeilla ovat pääsääntöisesti lyhyet.

Työssä tarkasteltiin myös pienemmässä mittakaavassa hukkalämmön talteenottoa, syöttöveden välilämmitystä, mustalipeän kuiva-ainepitoisuuden nostamista sekä kloori- ja kaliumyhdisteiden poistoa ja tällä tavoin mm. tulistinkorroosion ehkäisemistä. Näitä ratkaisuja on jo otettu käyttöön monissa tehtaissa useiden eri toimittajien toimesta. HERB-tekniikan edelleen kehittyessä pystytään sähkötehoa lisäämään entisestään parantamalla ratkaisuja ja tutkimalla myös uusia menetelmiä. Myös materiaalitutkimuksen edistyminen, palamisprosessin parempi hallinta ja tällä tavoin erityisesti tulistinkorroosion vähentäminen tarjoaa mahdollisuuksia soodakattiloiden sähkötehon nostamiselle, kun tuorehöyryn painetta ja lämpötilaa pystytään nostamaan edelleen.

LÄHTEET

Adams, T. et al. 1997. Kraft Recovery Boilers. American Forest & Paper Association (AF&PA). ISBN 0-9625985-9-3

Aikio, A. et al. 2009. New High Power Recovery Boiler with Improved Operational Safety Features. Metso Power Oy. TAPPI Engineering, Pulping & Environmental Conference, October 11-14, 2009, Memphis, Tennessee. 7 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.tappi.org/Downloads/Conference-Papers/2009/09EPE/09epe62.aspx>
[Viitattu 3.7.2013]

Andritz AG. 2010. Trends in New Recovery Boilers. ECBLBAC Meeting. 16 s.

Andritz AG. 2011. Recovery boilers – Chemical recovery and green energy. 4 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://grz.g.andritz.com/c/com2011/00/01/25/12544/1/1/0/-309980412/pp-recovery-boiler-brochure.pdf>
[Viitattu 10.6.2013]

Andritz. 2012. Improving Heat Recovery and Energy Generation Efficiency by minimizing the risks and the costs. 22 s.

Andritz. 2012 [2]. Andritz HERB Concept – Flue Gas Cooling After ESP. 10 s. Esitetty 3.3.2012.

Arun A. et al. 2012. High Energy, Eco-Friendly, Recovery Boiler Concept. Metso Power India. Ippta Osa 24, Nro 4, 10-12/2012. s 101 – 104. Verkkojulkaisu, saatavilla: http://www.ipptaonline.org/Oct-Dec,%202012/2012_Issue_4_IPPTA_Article_04.pdf
[Viitattu 4.7.2013]

Auvinen, J. 2004. Paperitehtaan lämpöenergianhallinta. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Energia- ja ympäristötekniikan osasto. Diplomityö. 79 s.

Blasiak, W. et al. 1997. Modeling of Kraft Recovery Boilers. *Energy Convers. Mgmt.* Vol. 38, No. 10-13, s 995-1005.

Buhlmann Group. 2009. Stocklist – ASTM Pipes. Buhlmann Tube Solutions. Edition 05/2009.

Bäckman, K. et al. 1999. Recovery Modernization at Stora Enso's Skutskär Kraft Mill. *Tappi Journal* December 1999, s. 90 – 98

Clement, J. et al. 2009. Investigation of Recovery Boiler Superheater Design and Performance – Part 1. TAPPI Engineering, Pulping & Environmental Conference, October 11-14, 2009, Memphis, Tennessee. 27 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.tappi.org/Downloads/Conference-Papers/2009/09EPE/09epe45.aspx> [Viitattu 30.5.2013]

Goncalves C. et al. 2008. Chloride and potassium removal efficiency of an ash leaching system. *Pulp & Paper Canada* 109:3 (2008). s. 33-38. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.pulpandpapercanada.com/paptac/PDFs/Mar08/performanceevaluation.pdf> [Viitattu 11.6.2013]

Ferreira, D. et al. 2010. Gas Flow Analysis in a Kraft Recovery Boiler. Julkaisussa *Fuel Processing Technology* 91. (2010), s 789-798.

Fingrid. 2012. Production Plants Registered in the Finnish GoO System. 25.1.2012. 3 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.fingrid.fi/en/customers/Custom%20attachments/Other%20services/Guarantee%20of%20origin%20of%20electricity/Production%20plants%202012.pdf>

Francoeur, M. 2009. Heat Recovery from Smelt Dissolving Tank Vents to Reduce Oil Consumption at Kraft Pulp Mills. Thermal Energy International Inc. 3 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.thermalenergy.com/wp->

content/uploads/2010/07/Heat-Recovery-from-Smelt-Dissolving-Tank-Vent-2009-01-26.pdf [Viitattu 19.6.2013]

Fortum. 2013. Solvo ® DesignPlus. Ohjelmaesittely.

http://www.solvo.fi/brochure_fi.shtml

Heinola, M. 2003. Andritz Recovery Boiler Technology. Sisäinen oppimateriaali. Kesäkuu 2003. 46 s.

Heinola, M. 2003 [2]. The Vertical Air System for the Recovery Boiler. Andritz Oy. Sisäinen oppimateriaali. 22 s.

Higgins, D. et al. 2002. Incineration of Dilute Non-Condensable Gasses in the Recovery Boiler at Pacifica Papers, Powell River, British Columbia. Tappi Fall Conference & Trade Fair 2002. 25 s. Verkkojulkaisu, saatavilla:

<http://www.tappi.org/Downloads/unsorted/UNTITLED-ftc0234pdf.aspx> [Viitattu 26.6.2013]

Hiltunen, A. 2011. Sellutehtaiden höyryntasojen optimaaliset paineet. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Energiatekniikan koulutusohjelma. Diplomityö. 92 s.

Honkanen, R. 2003. Haihduttamon lauhteet. Andritz. Sisäinen koulutusmateriaali.

Jaakko Pöyry Group Oyj. 2005. Soodakattilan vastaanottokokeet Materiaali- ja energiatase DRAFT. Soodakattilayhdistys.12.12.2005. 51 s.

Jaakkola, H. 2010. Hajukaasujärjestelmät. Varkaus 22.4.2010. Andritz – koulutusmateriaali. 27 s.

Jameel, M. I. et al. 1994. Sootblower Optimization Part 1: Fundamental hydrodynamic of a Sootblower Jet. Tappi Journal, Vol. 77, No. 5. Toukokuu 1994. s 135 – 142.

Jameel, M. I. 2003. Steam Saving in Recovery Boilers. Bergemann USA, Inc. 10 s.

Verkkojulkaisu, saatavilla:

<http://www.boilercleaning.org/Literature/technical%20paper/Steam%20Savings%20in%20Recovery%20Boilers.pdf> [Viitattu 1.9.2013]

Kaliazine, A. et al. 2006. Feasibility of Using Low Pressure Steam for Sootblowing.

Pulp & Paper Canada 107:4 (2006). s 34 – 38. Energy Conservation. Verkkojulkaisu, saatavilla:

<http://www.pulpandpapercanada.com/paptac/PDFs/Apr06/energyconservation.pdf> [Viitattu 2.7.2013]

Keyoumu, A et al. 2004. Continuous Nano- and Ultra-filtration of Kraft Pulping Black Liquor with Ceramic Filters – A Method for Lowering the Load On the Recovery Boiler While Generating Valuable Sid-Products. Industrial Crops and Products 20 (2004), s 143-150. Department of Fiber and Polymer Technology, Royal Institute of Technology.

Knowpulp. 2012. Sellutekniikan ja automaation oppimisympäristö. Sisäinen opetusmateriaali. Verkkojulkaisu, saatavilla:

<http://www.knowpulp.com/suomi/index.htm> [Viitattu 17.7.2013]

Lindell, J. 2012. Valkolipeäsuotimen happopesu pitkän puhalluksen yhteydessä. Turun

Ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. 58 s. Verkkojulkaisu, saatavilla:

https://publications.theseus.fi/bitstream/handle/10024/47048/Joakim_Lindell_Opinnaytetyo.pdf?sequence=1 [Viitattu 16.7.2013]

Knowpulp. 2012. Sellutekniikan ja automaation oppimisympäristö. Sisäinen opetusmateriaali. Verkkojulkaisu, saatavilla:

<http://www.knowpulp.com/suomi/index.htm> [Viitattu 17.7.2013]

Lindh, T. 2011. Montes del Plata – New High Energy Recovery Boiler in Uruguay.

Andritz. 15 s. Verkkojulkaisu, saatavilla:

http://www.abtcpblog.org.br/blog29/is_quinta/6_TIMO_LINDH_ANDRITZ.pdf
[Viitattu 17.7.2013]

Lundborg, A. 2006. Simulation of the flue gas flow through the superheater in a recovery boiler. Sodahuskommitténs Rapport 2006-2. KTH. 90 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: http://www.sodahuskommitten.se/sites/default/files/Rapport_2006-2_Exjobb_Anna_Lundborg.pdf [Viitattu 13.6.2013]

Lundström, J. 2007. Chloride and Potassium Balances in the Future Energy Efficient Pulp Mills. KTH. Sodahuskommittén Rapport 2007-1. 73 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: http://www.sodahuskommitten.se/sites/default/files/Rapport_2007-1_Exjobb_Jimmy_Lundstrom.pdf [Viitattu 1.7.2013]

Marklund, M. 2001. Black Liquor Recovery: How Does It Work? ETC – Energitekniskt Centrum i Piteå. Verkkojulkaisu, saatavilla: http://www.etcpitea.se/blg/document/PBLG_or_RB.pdf [Viitattu 25.6.2013] 6 s.

Mansikkasalo, J. 2013. Increasing Electricity Generation of Recovery Boilers – A Case Study. Metso Power Oy. 8th International Black Liquor Colloquium. Federal University of Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasilia. 19-23.5.2013. PP-esitys. 26 s.

Medina-Flores, J.M. et al. 2010. Modelling the Power Production of Single and Multiple Extraction Steam Turbines. Chemical Engineering Science 65 (2010) s 2811 – 2820. Elsevier.

Mikkanen, P. 2000. Fly Ash Particle Formation in Kraft Recovery Boilers. ISBN 951-38-5583-X (soft back ed.) VTT Publications 421. Technical Research Centre of Finland. Otamedia Oy, Espoo 2000. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.vtt.fi/inf/pdf/publications/2000/P421.pdf> [Viitattu 24.6.2013]

Nieminen, A. 2004. WISA 800 Rec –projekti. Talteenottopäivät. Kokkola 2004. Andritz. 36 s.

Nord Pool Spot. 2013. Päivittäiset sähkön hinnat Pohjois-Maissa. Verkkosivut, saatavilla: <http://www.nordpoolspot.com/> [Viitattu 9.9.2013.]

Opcon. 2012. Opcon Powerbox ORC at Stora Enso Skutskär Mill. Tuote-esittely. 1 s.

Pathania, N. 2001. A Study of Composition of Kraft Recovery Boiler Carryover Particles Using an Entrained Flow Reactor. University of Toronto. 77 s. Verkkokjulkaisu, saatavilla: <https://tspace.library.utoronto.ca/bitstream/1807/16068/1/MQ62920.pdf> [Viitattu 19.6.2013]

Puhr, R. 2007. Green energy at SCA starts up one of the most advanced recovery boilers in the world at its pulp mill near Sundsvall, Sweden. Enviro-Friendly. Smartmill. Kesäkuu/Heinäkuu 2007. s. 12-15. Verkkokjulkaisu, saatavilla: <http://www.tappi.org/Downloads/Journal-Articles/Paper-360%C2%B0/2007/June/07JUNPA12.aspx> [Viitattu 12.6.2013]

Rahman, F. et al. 2013. A New HERB (High Energy Recovery Boiler) In Asia. s. 139 – 144. Verkkokjulkaisu, saatavilla: http://www.ipptaonline.org/Jan-March,%202013/2013_Issue_I_IPPTA_Articel_13.pdf [Viitattu 12.6.2013]

Rantalainen, S. 2012. Sähkösuodattimen suunnittelu. Opinnäytetyö. Metropolia Ammattikorkeakoulu. 37 s. Verkkokjulkaisu, saatavilla: http://publications.theseus.fi/bitstream/handle/10024/41040/rantalainen_insinoorityo_2012_metropolia.pdf?sequence=1 [Viitattu 24.6.2013]

Raukola, A. et al. 2002. Increasing Power Generation with Black Liquor Recovery Boiler. TAPPI Fall Conference & Trade Fair. 11 s. Verkkokjulkaisu, saatavilla:

<http://www.tappi.org/Downloads/unsorted/UNTITLED-ftc0214bpdf.aspx> [Viitattu 4.7.2013]

Reunanen, A. et al. 2000. ORC-voimalan soveltuvuus hyödyntämään dieselvoimalan hukkalämpöä, Tekes DrNo 1549/401/98, Loppuraportti.

Salmenoja, K. et al. 2013. Operational Experiences on High-Energy Recovery Boilers. Andritz Pulp & Paper. 8th International Black Liquor Colloquium. Brasilia, 19 – 23.5.2013. Verkkojulkaisu, saatavilla:
http://www.blcolloquium.eng.ufmg.br/files/presentations/S3/A10_Keijo_Salmenoja.pdf
[Viitattu 3.7.2013]

Samuelsson, I-L. et al. 2010. Improved Operation of Recovery Boiler Precipitators. ICRC 30.3.2010. 43 s. Verkkojulkaisu, saatavilla:
<http://www.tappi.org/Downloads/Conference-Papers/2010/2010-TAPPIPAPTAC-International-Chemical-Recovery-Conf/10ICRC18.aspx> [Viitattu 24.6.2013]

Suomen metsäteollisuus Ry. 2013. Metsäteollisuuden ympäristötilastot vuodelta 2012. Kesäkuu 2013. 20 s. Verkkojulkaisu, saatavilla:
<http://www.metsateollisuus.fi/mediabank/606.pdf> [Viitattu 25.10.2013]

Svensson, I-L. et al. 2008. Excess Heat From Kraft Pulp Mills: Trade-Offs Between Internal And External Use In The Case Of Sweden – Part 1: Methodology. Energy Policy 36 (2008), s 4178-4185.

Tandra, D. 2012. Low Pressure Sootblowing Technology: The State of Development. (Power Point-esitys) TAPPI PEERS Conference, Savannah, GA, USA, 14-17.9.2012. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.tappi.org/Downloads/Conference-Papers/2012/2012-PEERS-Conference/12PEERS100.aspx> [Viitattu 7.8.2013]

Tandra, D. 2012. [2] Low Pressure Sootblowing Technology: The State of Development. (Raportti) TAPPI PEERS Conference, Savannah, GA, USA, 14-

17.9.2012. s. 1439 – 1456. Verkkojulkaisu, saatavilla:

<http://www.tappi.org/Downloads/Conference-Papers/2012/2012-PEERS-Conference/12PEERS52.aspx> [Viitattu 2.9.2013]

Tandra, D. et al. 2013. Energy Saving & Cost Reduction: Utilizing 9-14 Bar Steam From Turbine Extraction For Recovery Boiler Sootblowing. Clyde Bergemann Power Group. Andritz Pulp & Paper. 8th International Black Liquor Colloquium. Federal University of Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasilia. 19-23.5.2013. PP-esitys. 39 s.

Tavares, A. et al. 2006. Retrofitting Existing Sootblower Systems To Use a Lower Pressure Steam Source. Black Liquor Colloquium 2006. 10 s. Verkkojulkaisu, saatavilla:

<http://www.eng.utah.edu/~whitty/blackliquor/colloquium2006/presentations/7.4%20-%20Tavares%20-%20Low%20Loss%20Sootblowing.pdf> [Viitattu 7.8.2013]

Vakkilainen, E. et al. 2000. Firing Very High Solids Black Liquor in Recovery Boilers. 2000 Engineering Conference. 8 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.tappi.org/Downloads/unsorted/UNTITLED-eng0021pdf.aspx> [Viitattu 28.6.2013]

Vakkilainen, E. 2003. Development of Recovery Boiler Technology. Jaakko Pöyry Oy, Vantaa, Suomi. 2.5.2003. 23 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: http://www.eng.utah.edu/~whitty/blackliquor/colloquium2003/pdfs_handouts/5.1.Vakkilainen-Evolution_of_RB_Designs_Paper.pdf [Viitattu 28.6.2013]

Vakkilainen, E. 2005. Materials and Corrosion. PP-esitys 22.5.2005. 95 s.

Vakkilainen, E. 2007. Kraft Recovery Boilers. Principles and Practice. Julkaisija Helsinki university of Technology, Energy Engineering and Environmental Protection. Picaset Oy. Toinen painos. ISBN 952-91-8603-7. 246 s.

Vakkilainen, E. 2011. Lappeenrannan Teknillinen Yliopisto. Höyrykattilatekniikka. Luentomateriaali: Soodakattilat

Vakkilainen, E. 2012. Lappeenrannan Teknillinen Yliopisto. Höyrykattilatekniikka. Luentomateriaali: Soodakattilat

Vakkilainen, E. 28.10.2013. Keskustelu. Sähköposti.

Vescovo, R. 2009. ORC Recovering Industrial Heat. Turboden. Cogeneration And On-Site Power Production. 3-4/2009. s 53 – 57. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.turboden.eu/en/public/downloads/Turboden-ORC-recovering-industrial-heat.pdf> [Viitattu 16.7.2013]

Vihavainen, E. 2002. Recovery Boiler Vertical Air System. Power Point-esitys 2.2.2002. Andritz Pulp Mill Services.

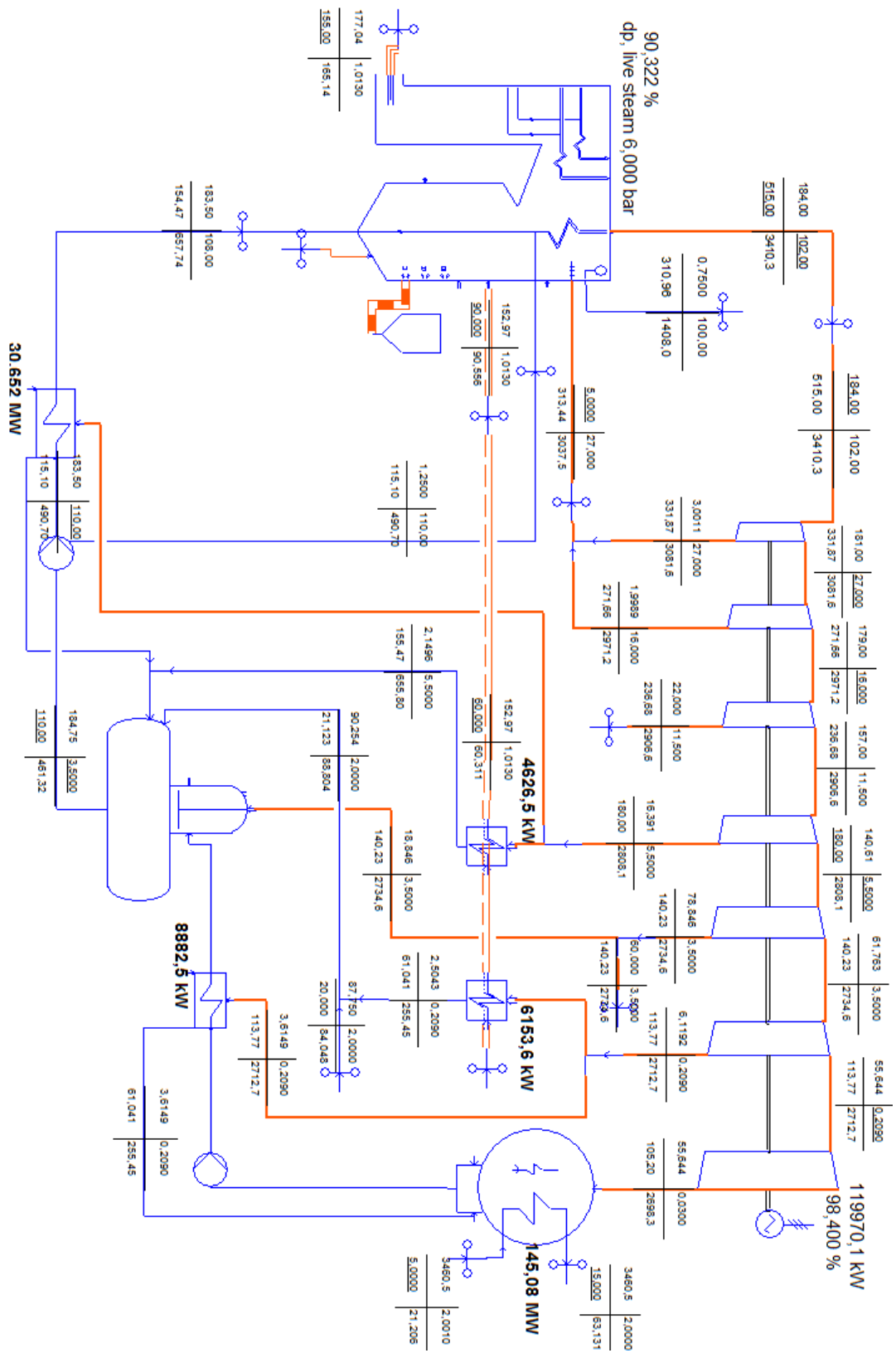
Vihavainen, E. 2011. RB11 Fouling and Plugging. PT. Indah Kiat Pulp & Paper Perawang. Net Presentation. 74 s.

Vihavainen, E. 8.11.2013. Keskustelu. Andritz.

Villarroel, R. et al. 2005. Experience of screen tube damage caused by falling deposits in kraft recovery boilers. Pulp & Paper Canada 106:12 (2005). s 93-96. Kraft Mills. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.pulpandpapercanada.com/paptac/pdfs/dec05/kraftmills.pdf> [Viitattu 13.6.2013]

Wallén, J. et al. 2002. Operational Performance of Billerud Gruvön's New Recovery Boiler with Environmentally Friendly Solutions. 2002 TAPPI Fall Conference & Trade Part. 10 s. Verkkojulkaisu, saatavilla: <http://www.tappi.org/Downloads/unordered/UNTITLED-ftc0215bpdf.aspx> [Viitattu 28.6.2013]

Solvon simulointimalli esimerkkitehtaalle A: lähtötilanne



Solvon simulointimalli esimerkkitehtaalle B: lähtötilanne

