

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN KORKEAKOULU
Energiatekniikan osasto

LAPPEENRANTA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
Department of Energy Technology



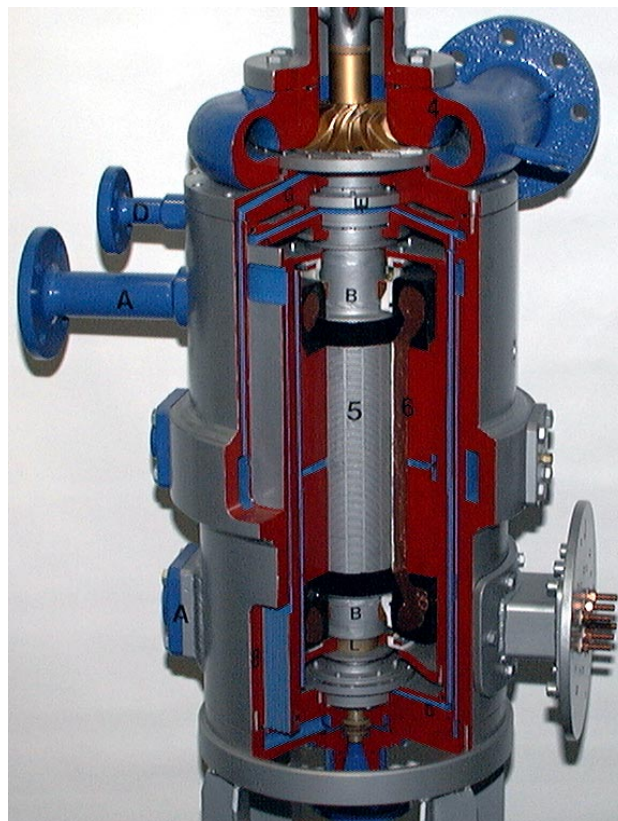
Tutkimusraportti

EN B-132

ORC-VOIMALAN SOVELTUVUUS HYÖDYNTÄMÄÄN DIESELVOIMALAN HUKKALÄMPÖÄ

Tekes DrNo 1549/401/98, Loppuraportti

Arttu Reunanen, Juha Honkatukia, Hannu Esa,
Harri Pitkänen, Jukka Lattu, Jaakko Larjola



Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu
Energiatekniikan osasto

Tutkimusraportti EN B-132

**ORC-voimalan soveltuvuus hyödyntämään
dieselvoimalan hukkalämpöä**

**Tekes DrNo 1549/401/98
Loppuraportti**

Arttu Reunanen
Juha Honkatukia
Hannu Esa
Harri Pitkänen
Jukka Lattu
Jaakko Larjola

2000

ISBN 951-764- 437-X
ISSN 0787-0043

Kannen kuva: 100 kW:n ORC-voimalan turbogeneraattori halkaistuna. Laite on ollut Kuopion ORC-koevoimalassa vuosina 1986 - 1990.

TIIVISTELMÄ

Arttu Reunanen, Juha Honkatukia, Hannu Esa, Harri Pitkänen, Jukka Lattu, Jaakko Larjola:
**ORC-voimalan soveltuvuus hyödyntämään dieselvoimalan hukkalämpöä,
Tekes DrNo 1549/401/98. Loppuraportti.**

Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto
Tutkimusraportti EN B-132
Toukokuu 2000
50 sivua, 32 kuvaa, 1 taulukko, 2 liitettä.

ISBN 951-764-437-X
ISSN 0787-0043

UDK 621.311.23

Hakusanat: ORC, Organic Rankine Cycle, suurnopeustekniikka, turbiini, dieselmoottori

Tässä loppuraportissa esitetään projektin "Kannattavuusanalyysi ORC-voimalan soveltamisesta hyödyntämään dieselvoimalan hukkalämpöä, Tekes DrNo 1549/401/98" tulokset. ORC-prosessilla (Organic Rankine Cycle) tarkoitetaan Rankine-prosessia, jossa kiertoineena veden asemesta on sopiva orgaaninen neste, esimerkiksi tolueeni. ORC-prosessi soveltuu hyvin nimenomaan matalalla lämpötilatasolla vapautuvan hukkalämmön hyödyntämiseen. Tutkimus liittyy vuonna 1981 aloitettuun suurnopeustekniikan tutkimushankkeeseen.

Tutkimuksen lähtökohtana oli tropiikin olosuhteissa peruskuormaa ajava raskasöljykäyttöinen Wärtsilä NSD 18V46 voimalaitosmoottori, jonka hukkalämmöistä tuli kyetä tuottamaan sähköä mahdollisimman alhaisilla investointikustannuksilla. Kaukolämmöntuotanto rajattiin tämän selvityksen ulkopuolelle. Edullisimmaksi perustapaukseksi valittiin seitsemän turbogeneraattorin ORC-laitos, joka hyödyntää ainoastaan moottorin pakokaasulämpöä. Kyseisen ORC-laitoksen nettosähköteho on 1142 kW, joten se lisäisi dieselmoottorin tehoa 6,8 %. ORC-laitoksen myyntihinta olisi noin 7,67 Mmk, mikäli lauhdutin voidaan rakentaa ruostumattomasta teräksestä ja noin 9,01 Mmk, mikäli olisi käytettävä titaanilauhdutinta. ORC-laitoksen ominaisinvestointikustannus olisi siten noin 6700 mk/kW - 7900 mk/kW materiaalivalinnoista riippuen. Mainittu hinta sisältää sekä komponenttien valmistajien että systeemi-integraattorin katteet. Koska höyrystimen hinta vaikuttaa olennaisesti ORC-laitoksen hintaan, voidaan puhtailla maakaasupolton savukaasuilla arvioida ominaisinvestoinnin olevan noin 1000 mk/kW alhaisempi. Olettaen 6000 h/a huipun käyttöaika saadaan ORC:llä tuotetun sähkön hinnaksi noin 0,11 mk/kWh. Suomeen rakennettavalle ORC-laitokselle on todennäköisesti lisäksi saatavissa 30 % investointituki ja sähköveron palautus. - Teoriassa voidaan osoittaa, että dieselmoottorin tehoa voidaan ORC:llä lisätä jopa 18 %, mutta ominaisinvestointi on tällöin merkittävästi korkeampi.

ORC-laitoksen turbiinin 1D suunnittelua tarkennettiin sekä laitoksen turbiini mallinnettiin CFD-laskennan (numeerisen virtauslaskennan) avulla osana tätä tutkimusta. Näin kyettiin nostamaan turbiinin hyötysuhdetta, ja CFD-laskennan perusteella voidaan nyt aikaisempaa varmemmin ennustaa turbiinin todellinen hyötysuhde. ORC-laitoksen dynaaminen simulointiohjelma saatiin niin ikään valmiiksi tämän projektin puitteissa. Simulointiohjelman avulla voitiin asettaa laitoksen säädinparametrit sekä simuloida voimalan käynnistys-, ajo- sekä häiriötilanteita. Tehtyjen simulointien perusteella tehtiin johtopäätökset laitoksen säätöjärjestelmän toimivuudesta ja tuorehöyryn tila-arvojen valinnasta.

ABSTRACT

Arttu Reunanen, Juha Honkatukia, Hannu Esa, Harri Pitkänen, Jukka Lattu, Jaakko Larjola:

The Applicability of an ORC Power Plant for the Utilisation of the Waste Heat from a Diesel Power Plant, Tekes DrNo 1549/401/98. Final report.

Lappeenranta University of Technology, Department of Energy Technology

Research report EN B-132

May 2000

50 pages, 32 figures, 1 table, 2 appendices.

ISBN 951-764-437-X

ISSN 0787-0043

UDK 621.311.23

Keywords: ORC, organic Rankine cycle, high speed technology, turbine, diesel engine

The results of the research project "Kannattavuusanalyysi ORC-voimalan soveltamisesta hyödyntämään dieselvoimalan hukkalämpöä, Tekes DrNo 1549/401/98" are presented in this report. An organic Rankine cycle (ORC) is a Rankine cycle in which an organic fluid, such as toluene, is used instead of water. ORC is especially well-suited for the utilisation of waste heat that is released at a low temperature. This study is part of the high speed technology research project that was initiated in Lappeenranta University of Technology in 1981.

The aim of this study was to investigate how to generate electricity from the waste heat of the Wärtsilä NSD 18V46 power plant diesel engine as economically as possible using ORC. Heavy fuel oil was used as the fuel for the engine which was operating under base load in tropical conditions. The production of district heat was excluded from this study. A seven-turbogenerator ORC plant that utilises only the heat of the exhaust gas of the engine was found to be economically the most promising. The net electric output of such an ORC plant is 1142 kW which would increase the power of the engine by 6.8 %. The price of the ORC-plant would be about 7.67 million FIM, if the condenser was to be made from stainless steel and about 9.01 million FIM, if the condenser was to be manufactured from titanium. The specific investment cost would thus be between 6700 FIM/kW and 7900 FIM/kW depending on the choice of the material for the condenser. The cost includes the coverages of both the component suppliers and the system integrator. Since the price of the boiler affects the cost to a great extent, the specific investment cost would be about 1000 FIM/kW lower in case of clean natural gas combustion. Assuming that the plant were to operate for 6000 hours yearly, the price of the electricity produced by the ORC plant is expected to be 0,11 FIM/kWh. If such a power plant was erected in Finland, an additional investment subsidy of 30 % and an electricity tax refund could be expected. - It can be shown that in theory, the power of the diesel engine could be increased by up to 18 % using ORC, but such a plant would be very costly.

The 1D design of the turbine of the ORC plant was improved and the turbine was modelled using computational fluid dynamics (CFD) as a part of this study. In this way, the efficiency of the turbine was increased and it can now be more accurately estimated. A dynamic simulation program of the whole ORC power plant was also completed in the course of this study. The control parameters of the plant were set and various start up, runtime and malfunction procedures were successfully simulated. Both the conclusions concerning the functionality of the control system and the choice of the high pressure toluene vapour parameters were made with the aid of the simulations.

ALKUSANAT

Tämän tutkimuksen on mahdollistanut Teknologian kehittämiskeskuksen TEKES:in, Wärtsilä NSD:n, High Speed Tech Oy LTD:n ja Vahterus Oy:n taloudellinen tuki, josta haluamme lausua parhaat kiitoksemme. Samoin kiitämme heitä monipuolisista teknisistä ja projektin ohjaamiseen liittyvistä neuvoista.

Edelleen haluamme lämpimästi kiittää yhteistyöstä professori Timo Siikosta TKK:n sovelletun termodynamiikan laboratoriosta ja TkT Jaakko Hoffrenia TKK:n aerodynamiikan laboratoriosta.

Lappeenranta 29. 5. 2000

Tekijät

SISÄLLYSLUETTELO

KÄYTETYT MERKINNÄT	3
1 JOHDANTO.....	4
2 ORC-PIENOISVOIMALA.....	5
2.1 Toimintaperiaate.....	5
2.2 Rakenne.....	7
2.3 Ympäristöystävällisyys ja käyttöturvallisuus.....	8
2.4 Käytetty laskentaohjelmisto	9
3 SOVELLUSKOHDE JA LÄHTÖARVOT	10
4 PAKOKAASULÄMPÖÄ HYÖDYNTÄVÄ ORC-LAITOS.....	12
4.1 Yleistä	12
4.2 Prosessilaskelma	12
4.3 Komponentit ja niiden sijoittelu.....	14
4.4 Kustannusarvio.....	18
5 AHTOILMAN VÄLIJÄÄHDYTYSLÄMMÖN HYÖDYNTÄMINEN.....	20
5.1 Erillinen ORC-prosessi	20
5.2 Pakokaasu-ORC:n esilämmitys.....	20
6 JÄÄHDYTYSVESILÄMMÖN HYÖDYNTÄMINEN	22
7 DYNAAMINEN SIMULOINTIOHJELMA.....	23
7.1 Yleistä	23
7.2 Ohjelman käyttö	23
7.3 ORC-prosessin säätöperiaate.....	24
7.4 Esimerkkiajoja.....	25
7.4.1 Savukaasun massavirran porrasmuutos	25
7.4.2 Toisen turbogeneraattorin pysähtyminen ja käynnistyminen.....	26
7.4.3 Sähkömagneettisen vastamomentin katoaminen	29
7.5 Tuorehöyryn tila-arvojen tarkastelu esimerkkiajojen perusteella.....	32
7.5.1 Tuorehöyryn paine ja lämpötila.....	32

7.5.2	Tuorehöyryn tulistusvara.....	32
8	TURBIINISUUNNITTELU.....	33
8.1	Taustaa.....	33
8.2	Turbiinivaiheen suunnittelu.....	33
8.3	Staattorisuuttimen suunnittelu.....	34
8.4	Staattorin CFD-laskenta.....	34
8.5	Roottorin suunnittelu.....	37
8.5.1	Ensimmäinen roottorisuunnittelu.....	37
8.5.2	Toinen roottorisuunnittelu.....	38
8.6	Roottorin CFD-laskenta.....	39
9	KANSATALOUDELLINEN KANNATTAVUUS.....	42
10	YHTEENVETO.....	44
	LÄHDELUETTELO.....	47
	MUUTA KIRJALLISUUTTA.....	49
LIITTEET		
LIITE 1	Tolueenin käyttöturvallisuustiedote	
LIITE 2	Vuonna 1995 tehdyn selvityksen eräs prosessikytkenä	

KÄYTETYT MERKINNÄT**lyhenteet**

1D	yksidimensionaalinen
3D	kolmidimensionaalinen
CFD	computational fluid dynamics, numeerinen virtauslaskenta
HT	high temperature, korkea lämpötila (jäähdytysveden yhteydessä)
HV1.1	ensimmäisen turbogeneraattorin turbiiniventtiili
HV1.2	toisen turbogeneraattorin turbiiniventtiili
HV6	turbiinien ohitusventtiili
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
LTKK	Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu
ORC	organic Rankine cycle, orgaanista kiertoainetta käyttävä Rankine-prosessi
TG	turbogeneraattori
WNSD	Wärtsilä NSD
y.p.	ylipainetta

1 JOHDANTO

Dieselvoimalaitoksen hyötysuhdetta voidaan korottaa käyttämällä sen hukkalämpöä, kuten pako-kaasuja ja ahtoilman välijäähdytyslämpöä, Rankine-prosessin lämmönlähteenä. Perinteinen ratkaisu on, että suurehkoissa voimaloissa rakennetaan kaikille dieseleille yhteinen vesihöyry-Rankine-prosessi, jossa hyödynnetään savukaasulämpöä. Jotta savukaasulämpö voitaisiin hyödyntää tehokkaasti, tulee vesihöyryprosessi pyrkiä rakentamaan kahdella painetasolla. Tällöin taloudellinen kannattavuus ja korkea hyötysuhde edellyttävät suurta yksikkökokoja.

Lyhenne ORC tulee sanoista Organic Rankine Cycle. ORC-prosessilla tarkoitetaan Rankine-prosessia, jossa kiertoaineena veden asemesta käytetään sopivaa orgaanista nestettä esimerkiksi toluenia, isobutaania tai isopentaania. ORC-prosessi soveltuu erityisen hyvin verrattaen matalalle lämpötilatasolle, jolloin voidaan hyödyntää alhaisessakin lämpötilassa vapautuvaa hukkalämpöä. Koska orgaanisen nesteen suhteellinen latenttilämpö on huomattavasti pienempi kuin veden, voidaan jo yhden painetason ORC-kattilalla saavuttaa sama tai parempi hyötysuhde kuin kahden painetason vesihöyryprosessilla. Edelleen orgaanisen aineen ominaisentalpian pudotus turbiinissa on pienempi kuin vesihöyryllä, joten myös pienitehoinen yksivaiheinen turbiini voidaan rakentaa hyvähyötysuhteisena toisin kuin vesihöyryprosessissa. (Larjola & Nuutila 1995)

Suomessa on pitkään kehitetty ns. suurnopeustekniikkaan perustuvaa ORC-voimalaa, jonka liisäetuja perinteiseen teknologiaan nähden ovat mm. hermeettisyys, öljyttömyys ja vähäinen huollon tarve. Pääsovelluskohteena on ollut hukkalämmön ohella kiinteän polttoaineen pienvoimalat. Varsinaista kaupallista laitosta ei ole rakennettu, mutta erikoiskäyttöön syvänmeren tutkimussukellusveneeseen on rakennettu 25 kW:n voimanlähde, joka on toiminut menestyksekkäästi 5000 metrin syvyydessä. Tämä on hyvä osoitus voimalan täydellisestä hermeettisyydestä. (Jokinen et al. 1998, Larjola et al. 1991)

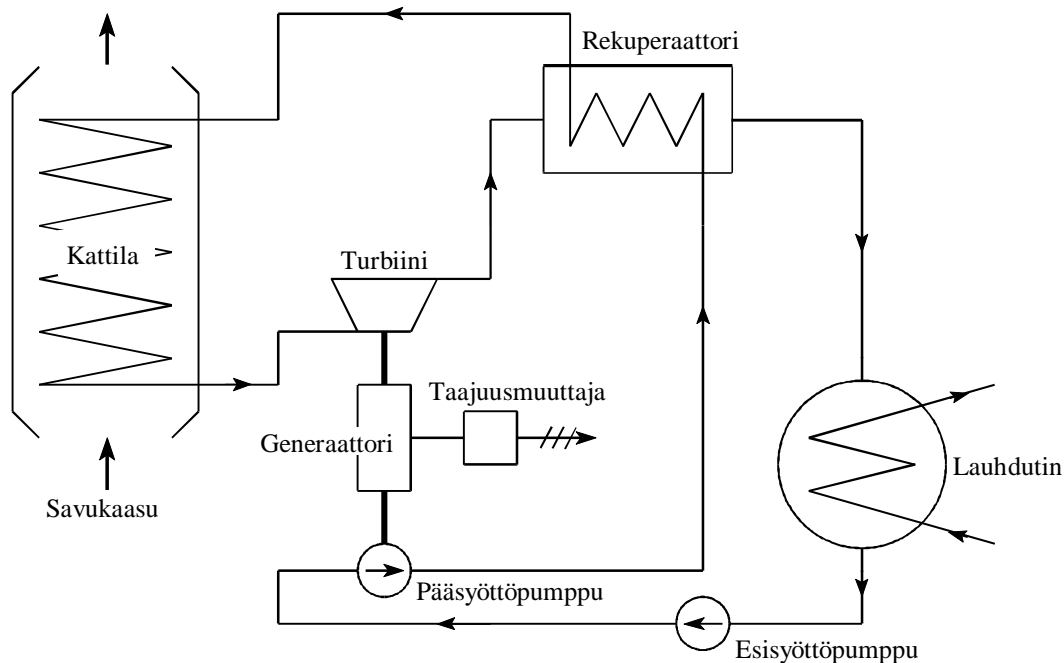
Tämän tutkimuksen tavoitteena on selvittää dieselmoottorin hukkalämpöjä hyödyntävän ORC-voimalan sovellusvaihtoehdot ja kannattavuus. Käytettävissä olevilla laskentaohjelmilla mitoitetaan moottoriin sopivat ORC-prosessit, ja arvioidaan niiden katteelliset ulosmyyntihinnat. Lisäksi tutkimusprojektin tavoitteena on tarkentaa ORC-laitoksen turbiinin suunnittelua sekä saattaa voimalan dynaaminen simulointimalli valmiiksi. Dynaamisen mallin avulla asetetaan voimalan säädinparametrit sekä simuloidaan voimalan käynnistys-, ajo- sekä häiriötilanteita.

2 ORC-PIENOISVOIMALA

2.1 Toimintaperiaate

Suurnopeustekniikkaan perustuvan ORC-prosessin yksinkertaistettu periaatekaavio on esitetty kuvassa 1. Peruskokoonpanoon kuuluu läpivirtauskattila, lauhdutin ja turbogeneraattorilohko, johon voidaan sisällyttää useita rinnakkaisia turbogeneraattoreita. Turbiinilta edellytetään suurta pyörimisnopeutta, jotta se toimisi tyydyttävällä hyötysuhteella. Suurnopeustekniikkaan perustuvan turbiinin pyörimisnopeus on käytännössä 20000 ... 30000 kierrosta minuutissa (Larjola et al. 1991). Turbogeneraattoreissa ei käytetä alennusvaihdetta, vaan generaattorit tuottavat suurtaajuusvirtaa, minkä vuoksi ne kytetään sähköverkkoon taajuusmuuttajien välityksellä. Pääsytötpumppu saa käyttövoimansa suoraan turbogeneraattorin akselilta. Pääsytötpumpun kavitoinnin estämiseksi sen imupaine pidetään riittävän korkeana hermeettisellä esisytötpumpulla.

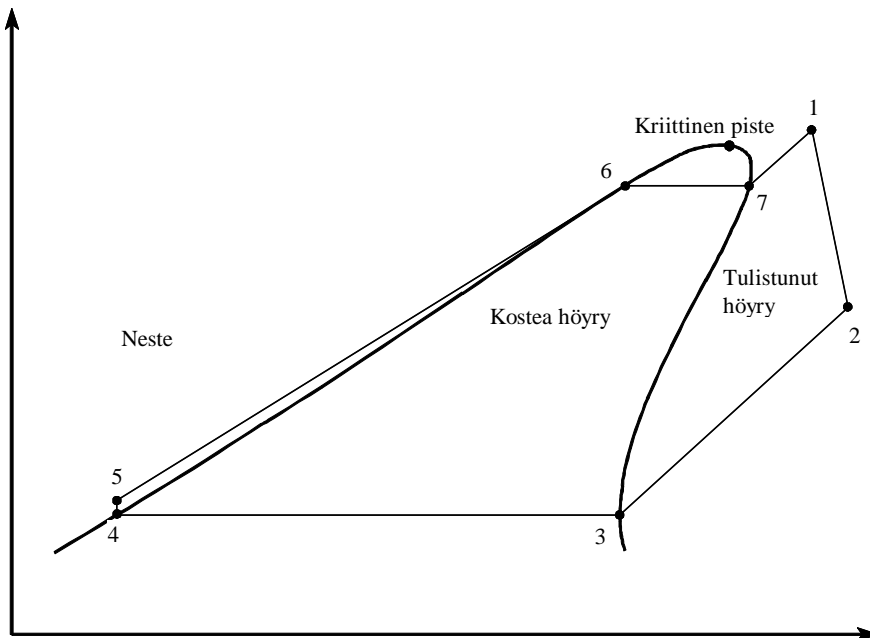
Tolueenia, isobutaania tai isopentaania käyttävälle ORC-prosessille on ominaista, että höyry on turbiinin jälkeen reilusti tulistunutta. Näin ollen prosessihyötysuhteen parantamiseksi turbiinin jälkeen voidaan sijoittaa rekuperaattori, jossa tulistetulla höyryllä esilämmitetään kattilaan syötettävää nestemäistä kiertoainetta.



Kuva 1. Suurnopeustekniikkaan perustuvan ORC-pienoisvoimalan periaatekaavio.

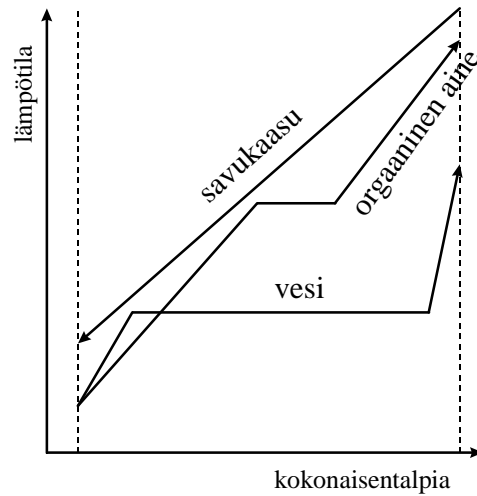
Kiertoprosessin toimintaa on havainnollistettu T,s -tasossa (kuva 2). Prosessia on idealisoitu siten, että lämpö- ja painehäviöt on jätetty huomiotta. Vaiheet ovat:

- höyryn paisunta turbiinissa (väli 1-2)
- tulistuksen poisto (väli 2-3)
- lauhtuminen (väli 3-4)
- nestemäisen kiertoaineen paineen nousu syöttöpumpussa (väli 4-5)
- nesteen esilämmitys (väli 5-6)
- höyrystyminen (väli 6-7)
- tulistuminen (väli 7-1).



Kuva 2. Yksinkertaistettu kiertoprosessi T,s -tasossa (periaatekuva, vrt. (Larjola et al. 1991 s. 18)).

Vertailtaessa ORC- ja vesihöyryprosessia keskenään havaitaan selvä ero kattilan lämpötilapiir- roksissa. Käytettäessä hukkalämpösovelluksissa tavanomaista lämpötilatasoa ja kohtuullisen al- haista painetasoa on veden höyrystymislämpö hyvin suuri. Tämä aiheuttaa vesihöyryprosessin kattilan lämpötiladiagrammiin pitkän vaakasuoran osan, minkä vuoksi tuorehöyryn lämpötila jää alhaiseksi. Sopivalla orgaanisella kiertoaineella voidaan painetaso (samalla lämpötilatasolla) va- lita lähelle kriittistä painetta, jolloin höyrystymislämpö on suhteellisesti ottaen hyvin alhainen. Näin ollen jo yhden painetason kattilalla saadaan tuorehöyryn lämpötila korkeaksi, vaikka pinch pointin lämpötilaero pidetään samana. Tätä havainnollistetaan kuvassa 3.

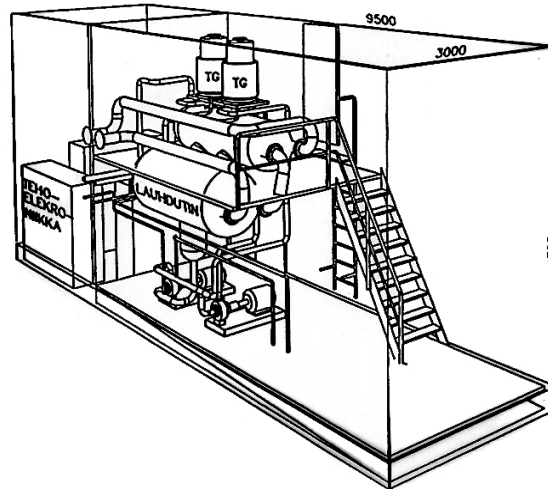


Kuva 3. ORC- ja vesihöyryprosessien kattilan lämpötiladiagrammien vertailu. Vedellä höyrystymisvaihe (kuvassa vaakasuora alue) on pitkä, jolloin tuorehöyryn lämpötila jää alhaiseksi. Orgaaninen kiertoaine sen sijaan seuraa hyvin savukaasun lämpötilaa.

2.2 Rakenne

Kuvassa 4 on havainnollistettu ORC-energianmuuntoyksikön rakennetta. Prosessikomponenttien sijoittelussa on keskeistä laitoksen modulaarisuus, jolloin turbogeneraattorit, mahdollinen reku-peraattori ja lauhdutin muodostavat rakenteellisen kokonaisuuden. Periaatteena on käyttää samanlaisia rinnakkaisia turbogeneraattoriyksiköitä, joihin kuuluvat turbiini ja generaattori sekä niiden kanssa samalla akselilla oleva pääsyöttöpumppu (kuvassa lyhenne TG). Suunniteltaessa laitosta erilaisiin käyttökohteisiin sen sähköteho joudutaan valitsemaan portaittain sijoittamalla sopiva määrä turbogeneraattoreita rinnakkain (Larjola 1988). Modulaarisuus on oleellista myös laitteiden tuotteistamisen kannalta, jolloin on mahdollista päästä riittävän suuriin tuotantosarjoihin ja tätä kautta kohtuullisiin valmistuskustannuksiin.

Suurnopeustekniikkaan perustuvan ORC-voimalan rakenteellisena erityispiirteenä on hermeettisyys (Larjola et al. 1991). Uuden laitoksen käyttöönottovaiheessa kiertoprosessista imetään ilma pois tyhjöpumpulla ja prosessiin johdetaan kiertoainetta varastosäiliöstä. Toisin kuin tavanomaisessa höyryvoimalaitosprosessissa, ORC-prosessissa ei esiinny normaalin käytön aikana lauhtumattomia kaasuja eikä kaasunpoistojärjestelmiä tällöin tarvita.



Kuva 4. Esimerkki ORC-pienoisvoimalan prosessikomponenttien sijoittelusta (Lämpölaitosyhdistys ry. 1995). Esimerkkilaitoksessa on kaksi rinnakkaista turbogeneraattoria (lyhenne TG), jotka on asennettu rekuperaattorin päälle.

2.3 Ympäristöystävällisyys ja käyttöturvallisuus

ORC-laitos on suunniteltu hyödyntämään nimenomaan voimalaitosten tai teollisuuden hukkalämpöä. Näin ollen se ei kuluta lainkaan omaa polttoainetta. ORC-laitos lisää siis pääprosessin hyötysuhdetta ja sitä kautta energiatehokkuutta. Koko ORC-laitoksesta saatava sähköteho on siten "vihreää" sähköä, joka ei lisää hiilidioksidipäästöjä. ORC-laitoksen sähköä ja sen hintaa voidaan siten hyvin verrata muun muassa tuulisähköön tai yksinomaan biomassaa polttoaineenaan käyttävän voimalan sähkөөn.

Kiertoaineena ORC-prosessissa voidaan käyttää lukuisia erilaisia orgaanisia yhdisteitä. Aikaisemmin käytetyt CFC-yhdisteet on jätetty kokonaan nykyisten tarkastelujen ulkopuolelle, sillä ne vahingoittavat otsonikerrosta, mikäli niitä sattuisi pääsemään ympäristöön. Tässä tutkimuksessa on kiertoaineina käytetty tolueenia, isobutaania ja isopentaania. Tolueenia ei mainita IPCC:n (Intergovernmental Panel on Climate Change) kokoamassa listassa otsonikerrokselle vaarallisista yhdisteistä, joten sen yläilmakehän otsonia tuhoava vaikutus voidaan todennäköisesti olettaa merkityksettömäksi (GaBi 1999). Mikäli tolueenia vuotaisi ympäristöön, olisi sillä vähäinen alailmakehän otsonipitoisuutta lisäävä vaikutus, sillä tolueeni toimii valokemiallisena hapettimena. Lähteen (GaBi 1999) mukaan 1,8 kg tolueenia lisää alailmakehän otsonipitoisuutta saman verran kuin esimerkiksi 142,9 kg metaania tai 1,0 kg etyleeniä, joka on kyseisen listan vertailuaine. IPCC:n listassa kasvihuoneilmiötä lisäävistä (ilmastoa lämmittävistä) aineista ei mainita lainkaan tolueenia (GaBi 1999).

Tolueeni on liitteessä 1 esitettävän käyttöturvallisuustiedotteen mukaan helposti syttyvä, haihtuva ja terveydelle haitallinen neste. Tämän johdosta ORC-laitoksen paloturvallisuuteen tulee kiinnittää huomiota, sillä mahdollisen vuodon sattuessa tulipalon riski on olemassa. Tätä varten on tehty yksityiskohtainen suunnitelma paloturvallisuusjärjestelyistä, joihin on saatu teknillisen tarkastuskeskuksen ennakkohyväksyntä (mm. vain kontin sisätila on todennäköisesti luokan 1 tilaa, jossa tulee käyttää asianmukaisesti suojattuja sähkölaitteita). Tolueenia on mm. USA:ssa käytetty vuosikymmeniä ORC-voimaloissa ilman ongelmia (Lacey & Prasad 1981). Tolueeni ei ole ihmiselle erityisen myrkyllinen tai vaarallinen, mutta kylläkin terveydelle haitallinen aine.

2.4 Käytetty laskentaohjelmisto

Aikaisemmissa ORC-projekteissa on LTKK:n Lämpö- ja virtaustekniikan laboratoriossa kehitetty kattava laskentaohjelmisto ORC-laitoksen analysoimiseksi (Honkatukia 1994), jota on jatkuvasti edelleenkehitetty. Ohjelmisto sisältää tällä hetkellä seuraavat osat:

- staattinen prosessilaskentaohjelma
- lämmönsiirtimien (kattila, rekuperaattori ja lauhdutin) yksityiskohtainen mitoitusohjelma
- laitoksen off-design toiminnan laskentaohjelma
- turbiinien laskentaohjelma (1D suunnittelu)
- laitoksen karkea hinnantarviointiohjelma
- dynaaminen simulointiohjelma

Näistä hinnantarviointi- ja dynaaminen simulointiohjelma on valmistunut tämän projektin aikana. Kaikissa ohjelmissa tolueenin ja isobutaanin ominaisuudet lasketaan tarkoilla aineominaisuusfunktioilla. Lisäksi on kehitetty apuohjelmia savukaasun aineominaisuuksien laskentaa sekä eri aineiden ominaisuuksien testausta ja taulukointia varten. Voidaankin todeta, että LTKK:lla on käytettävissä ORC-laitoksen mitoittamiseksi kattava ja tarkka ohjelmisto, jolla tämänkin projektin yleinen laskenta on kokonaisuudessaan suoritettu. Sen lisäksi luvussa 8 tarkemmin esitettävässä turbiinin suunnittelussa on oleellisena osana käytetty hyväksi CFD-laskentaa. Laitoksen kustannusten arviointi on suoritettu pääosin taulukkolaskentaohjelmalla käyttäen apuna edellä mainittua ohjelmistoa.

3 SOVELLUSKOHDE JA LÄHTÖARVOT

Projektin aluksi LTKK:n tutkijat kävivät Wärtsilä NSD:llä Vaasassa tutustumassa dieselmoottoreihin ja neuvottelemassa sopivasta sovelluskohteesta ja laskennan lähtökohdista. Tuli ilmi, että WNSD on itse rakentanut vesihöyryprosessiin perustuvat dieselkombivoimalaitokset Vaasan Vaskiluotoon ja Pakistaniin. Dieselvoimalaitoksen hyötysuhteen parantaminen kombiprosessin avulla on hyvin ajankohtainen ja kiinnostava asia, mutta ko. laitoksen kustannukset pyrkivät ko hoamaan usein liian suuriksi.

WNSD:n kokemusten mukaan kombiprosessi näyttää kiinnostavimmalta suuren kokoluokan (100 - 300 MW) peruskuormaa ajavissa dieselvoimaloissa, sillä niissä korkea hyötysuhde on merkittävä kilpailuetu. Tällaisen laitoksen moottoreina olisivat suuret 18V46-koneet, ja vuotuinen käyntiaika 8000 tuntia täydellä teholla. Kyseisillä laitoksilla on eniten markkinoita esimerkiksi Aasiassa lämpimillä alueilla, joissa on tarvetta ainoastaan sähköteholle, ei kaukolämmölle.

WNSD on kehittänyt uuden Hot Combustion -moottorin, jonka lämpötilataso kautta linjan on perinteistä voimalaitosdieseliä korkeampi. Näin ollen moottorista vapautuva hukkalämpö on niin korkeassa lämpötilassa, että sitä voidaan käyttää vesihöyrykombilaitoksessa kunnolla hyväksi. ORC-laitoksen moottoriksi valittiin kuitenkin 18V46 "semi" Hot Combustion -moottori. Kyseisen moottorin arvot esitetään taulukossa 1.

Taulukko 1. Valitun Wärtsilä NSD 18V46 "semi" Hot Combustion -dieselmoottorin arvot.

Akseliteho	17550 kW
Akselihyötysuhde	47,5 %
Voimalaituskoneen nettosähköteho noin	16800 kW
Pakokaasun massavirta	28,0 kg/s
Pakokaasun lämpötila (turbon jälkeen)	400 °C
Ilmakerroin	2,26
Ahtoilman massavirta	26,8 kg/s
Ahtopaine	3,0 bar y.p.
Ahtoilman lämpötila ahtimen jälkeen	205 °C
Ahtoilman lämpötila välijäähdyttimen jälkeen	65 °C
HT jäähdytysveden lämpötila koneesta ulos	90 °C
HT jäähdytysveden lämpötila koneeseen sisään	80 °C
HT jäähdytysveden massavirta	45,6 kg/s
Öljyn lämpötilataso noin	60 °C

Laskennan muut lähtöarvot ja reunaehdot valittiin seuraavasti:

1. Polttoaine on raskasta polttoöljyä. Savukaasut voidaan laskennassa olettaa kevyen polttoöljyn savukaasuiksi, kunhan likaantumista ja happokastepistettä koskevat rajoitukset otetaan ras-kaalle polttoöljylle. Täten savukaasun minimilämpötila kattilassa on 180 °C.
2. Koko savukaasupuolen suurin sallittu painehäviö on 300 mmH₂O eli noin 3,0 kPa. Kattilan osuuden tulee olla alhaisempi, sillä katalysaattori, suodattimet ja savupiippu aiheuttavat myös häviötä.
3. Kattilan tulee kestää hetkellisesti 510 °C savukaasun lämpötila, joka esiintyy osakuormalla esimerkiksi konetta käynnistettäessä.
4. Lauhdutin jäädytetään merivedellä, jonka lämpötila tropiikissa on 35 °C sisään ja 45 °C ulos.

Keskusteluissa todettiin, että suurin ja kannattavin hukkalämmönlähde on pakokaasu. Tutkimuk-sen pääpaino on pakokaasu-ORC -prosessissa, jolle tehdään yksityiskohtainen prosessilaskelma, komponenttien mitoitus ja kustannuslaskelma. Lisäksi tutkitaan ahtoilman välijäähdetykslämmön hyväksikäyttöä ORC-prosessissa yhdessä pakokaasun kanssa ja arvioidaan karkeasti tämän hinta. WNSD:n osalta on HT jäähdetyksveden (lämpötilatasolla 80-90 °C oleva jäähdetyksvesi) hukka-lämmön hyödyntämiseen vain vähäistä mielenkiintoa, joten se tutkitaan viimeisenä, jos aikaa ja mielenkiintoa on. HT-veden lämpöä voidaan hyödyntää myös raskaan polttoöljyn esilämmityk-sessä, mikä lienee taloudellisesti kannattavampaa kuin sen hyödyntäminen ORC:ssä. Lisäksi so-vittiin, että öljynjäähdyttimen hukkalämmön hyödyntämistä ei tutkita sen alhaisen lämpötilatason johdosta. Varsinaiset prosessikytkennät päättää LTKK.

ORC-prosessi saattaisi soveltua hyvin myös aivan toisenlaiseen dieselvoimalaitokseen. Esimer-kiksi Tanskassa voisi olla markkinoita pienikokoisille kaasudieseleille, jotka tuottavat myös kau-kolämpöä. Laivoissa on myös koneita, joiden hyötysuhde olisi periaatteessa tärkeä, mutta joihin suurikokoinen vesihöyrykombiprosessi tuskin tulee kysymykseen. Näissä sovelluksissa ORC:n edut nimenomaan pienvoimalana tulevat paremmin esille. Tällainen selvitys on kuitenkin täysin oma projektinsa, eikä sitä tutkita tämä projektin yhteydessä.

4 PAKOKAASULÄMPÖÄ HYÖDYNTÄVÄ ORC-LAITOS

4.1 Yleistä

Tässä tutkimuksessa käytetyn dieselmoottorin energiataseen mukaan 32 % polttoaineen energiasta poistuu pakokaasujen mukana lämpötilassa 400 °C. Suunniteltaessa pakokaasun lämpöä hyödyntävää ORC-prosessia on reunaehtona korroosiosyistä johtuva savukaasujen minimilämpötila 180 °C (Maakaasukäyttöisellä dieselillä pakokaasut voitaisiin tosin jäähdyttää alhaisempaan lämpötilaan). Raskasöljykäytössä suurin mahdollinen lämmöntuonti ORC-prosessiin on 6704 kW. Tämä lämpömäärä riittäisi käyttämään maksimissaan kymmentä 175 kW:n turbogeneraattoria, jolloin ORC-laitoksen nettosähköteho olisi 1631 kW, mikä lisäisi dieselmoottorin nettosähkötehoa peräti 9,7 %. Tällaisen ORC-laitoksen mitoitus olisi kuitenkin hyvin tiukka ja edellyttäisi kohtuuttoman suurta lämmönsiirtopinta-alaa kattilassa, rekuperaattorissa ja lauhduttimessa, minkä johdosta laitoksesta tulisi hyvin kallis.

Käytännössä kannattaa pyrkiä ominaishinnaltaan edulliseen ORC-laitokseen, jolloin ORC-prosessista saatava teho väistämättä laskee. Riittävän alhaisella teholla rekuperaattori voidaan tarpeettomana jättää pois, ja kattilan sekä lauhduttimen pinta-alat ovat kohtuullisia. Tällöin tosin ORC:n prosessihyötysuhde laskee, mutta sillä ei ole kovin suurta merkitystä, koska pakokaasuenergia menisi kokonaan hukkaan ilman ORC:tä. Tutkittaessa eri vaihtoehtoja valittiin perustapaukseksi seitsemän turbogeneraattorin ORC-laitos, jonka nettosähköteho on 1142 kW. Näin ollen ORC-laitos lisäisi dieselin tehoa 6,8 %

4.2 Prosessilaskelma

Seuraavalla sivulla esitetään 1142 kW:n (seitsemän turbogeneraattorin) ORC-laitoksen prosessilaskelma. Siitä havaitaan, että savukaasut jäähtyvät noin 190 asteeseen, joten happokastepisteeseen on vielä reilusti varaa. Lauhdutin tarvitsee jäähdytysvettä noin 120 kg/s. Mikäli massavirtaa haluttaisiin pienentää, tulisi jäähdytysvedelle sallia hieman suurempi lämpötilan nousu lauhduttimessa, mikä puolestaan alentaisi laitoksen tehoa. Prosessihyötysuhteeksi tulee ainoastaan 18 %, sillä rekuperaattoria ei käytetä.

Kuvassa 5 esitetään kyseisen laitoksen kattilan lämpötiladiagrammi. Siitä havaitaan, että pinch pointin lämpötilaero on 41 astetta. Muutenkin lämpötilaero on riittävä sallien kohtuullisen kokoi-

sen lämmönsiirtopinta-alan. Tuorehöyryn tulistusvara on 21 °C, mikä on luvussa 7 esitetyn dynaamisen simuloinnin perusteella reilusti riittävä.

ORC PROCESS CALCULATION

2000-03-16 17.22

PROJECT NAME: WARTSILA 18V46, Case 1

POWER PLANT AND TURBOGENERATOR DATA

Net electric power output : 1141.8 kW

Electric power output to network: 1163.7 kW

Number of turbogenerators: 7

Net electric efficiency (= net elec. out/heat in) : 17.9 %

Net total efficiency (= (net elec. out + heat out)/heat in): 96.7 %

HEAT SOURCE: Flue gas 2 (Oil), excess air ratio 2.26

Mass flow rate: 28.00 kg/s

Inlet : 400.0 °C, 101.3 kPa

Outlet : 190.7 °C

CONDENSER COOLANT: Water

Mass flow rate: 120.38 kg/s

Inlet : 35.0 °C

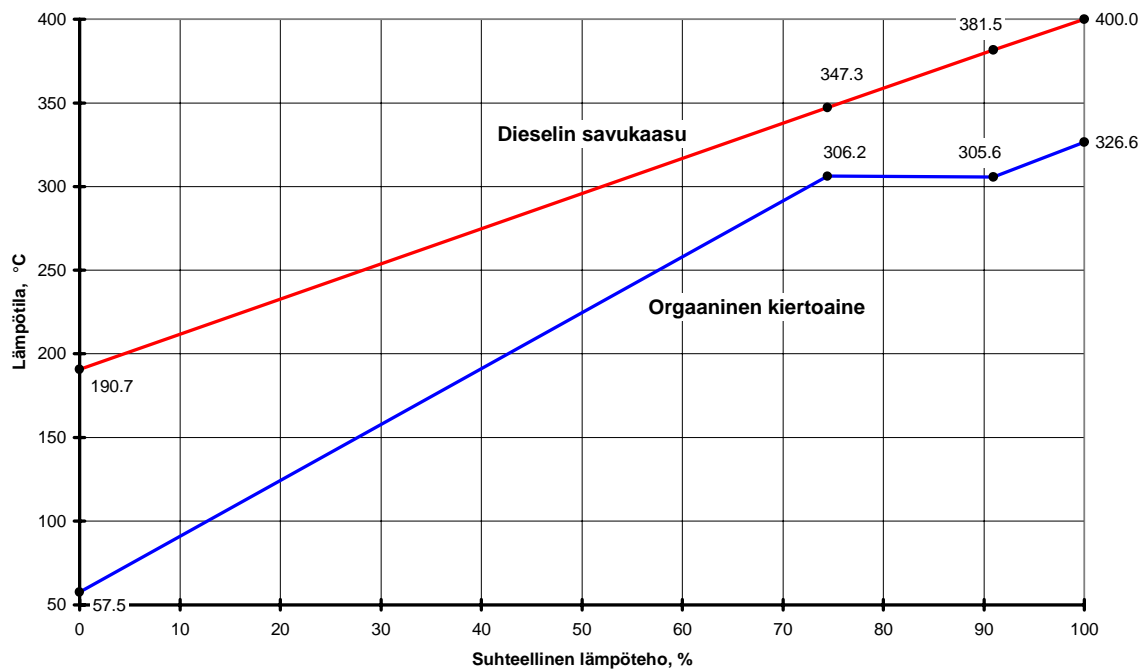
Outlet : 45.0 °C

HEAT RATES

Heat input : 6386.1 kW

Heat output: 5030.9 kW

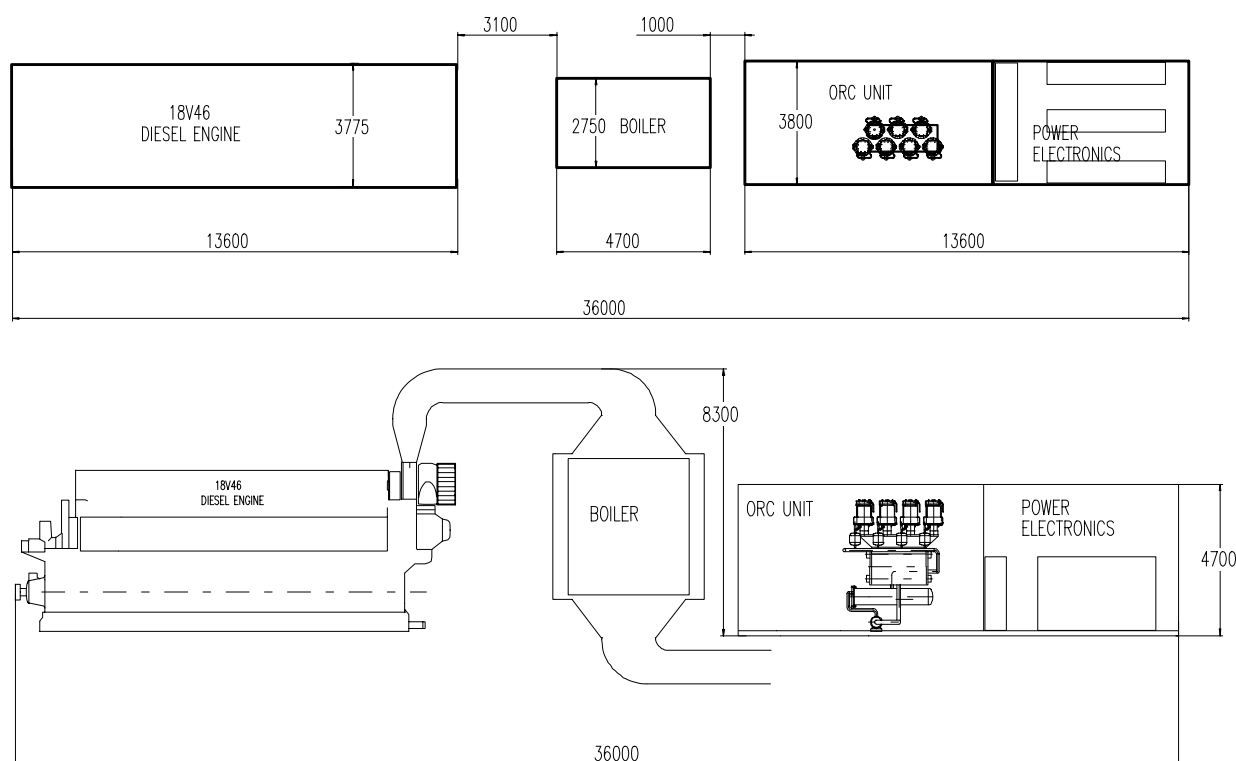
KATTILAN LÄMPÖTILAT



Kuva 5. Seitsemän turbogeneraattorin ORC-laitoksen prosessilaskelma ja kattilan lämpötiladiagrammi.

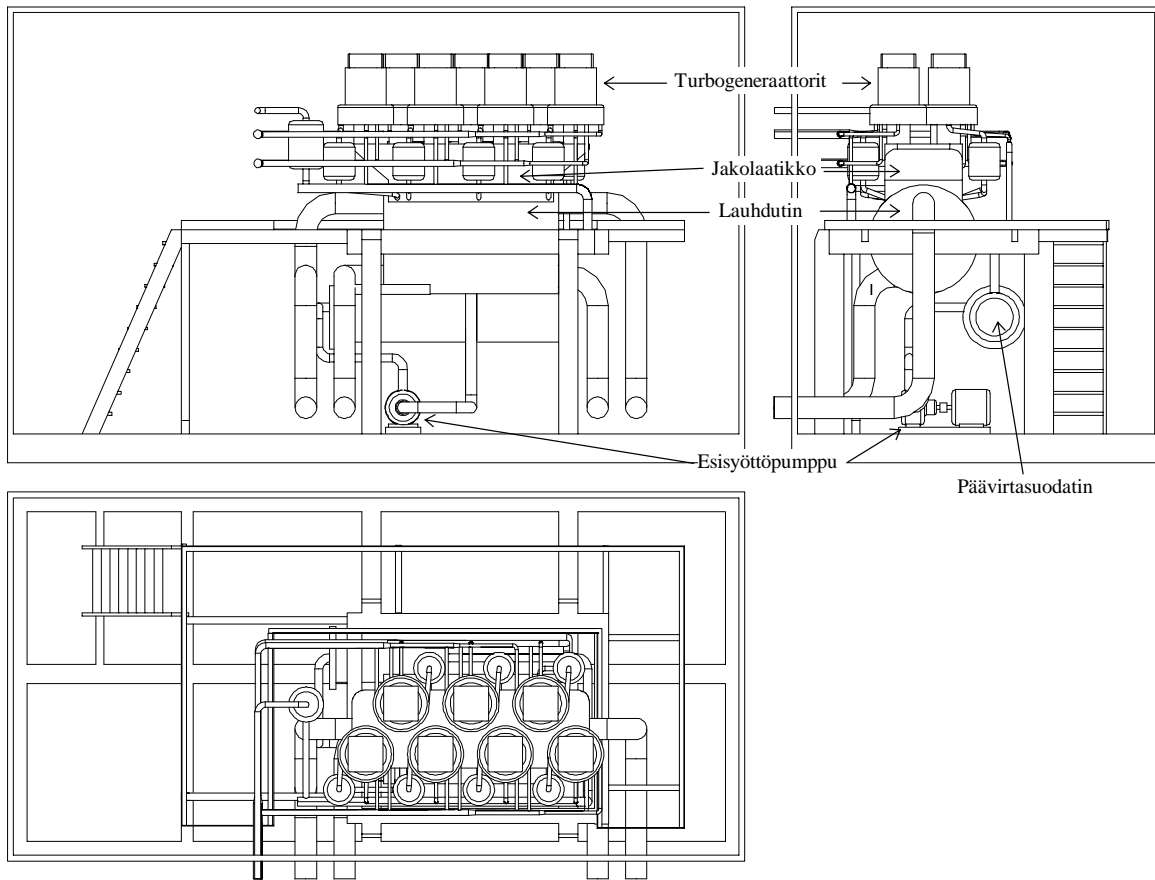
4.3 Komponentit ja niiden sijoittelu

Kuvassa 6 esitetään yhden 18V46 dieselmootorin perään asennetun ORC-laitoksen layout. Kuvassa heti moottorin perässä on lämmöntalteenottokattila ja sen perässä ORC-kontti, joka pitää sisällään kaikki muut tarvittavat komponentit. Kattila on vain luonnosteltu kuvaan, joten sen virtaussuunta ja savukaasun poistokanavan suunta voivat muuttua. Eri komponentit on pakattu melko väljästi, jolloin asennus ja huolto on helppoa. Mikäli laitos joudutaan rakentamaan ahtaaseen tilaan, voidaan komponenttien sijoittelulla ja kontin muutoksilla saada ORC mahtumaan selvästi pienempäänkin pakettiin.

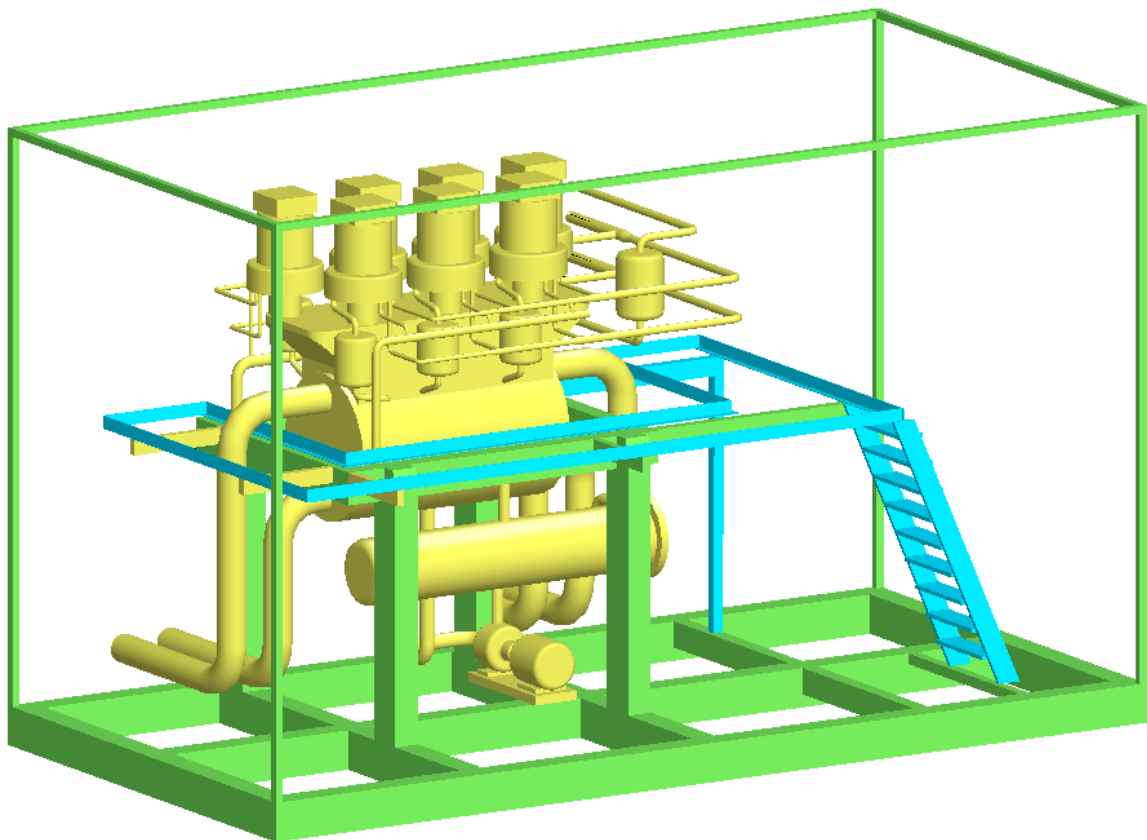


Kuva 6. ORC-laitoksen layout 18V46 moottorin yhteydessä.

ORC-laitoksen keskeisin osa on kontti, johon on koottu prosessilaitteet ja tehoelektroniikka. Kontti on tarvittaessa säänkestävä, joten se voidaan sijoittaa ulos melko yksinkertaisten perustusten varaan. Prosessikomponentit sisältävä osa on turvallisuussyistä eristetty muusta osasta ja varustettu tolueenihälyttimellä. Tolueeniputkitukset kontin ulkopuolella tehdään kaksoisputkikarakenteella siten, että sisäputkessa virtaa tolueeni ja tämän ulkopuolella on ilmatila, joka yhdistetään kontin sisälle. Näin ollen vuodon sattuessa tolueenia ei pääse leviämään kontin ulkopuolelle voimalaitokselle. Tällaisella järjestelyllä ainoastaan kontin prosessilaitteet sisältävä osa on räjähdysvaarallista tilaa (todennäköisimmin luokka 1), jossa tulee käyttää asianmukaisesti suojattuja sähkölaitteita. Tehoelektroniikkaosan tai muun voimalaitoksen tilaluokitukseen ei siten tule ra-



Kuva 7. ORC-kontin prosessilaitteosan layout.



Kuva 8. ORC-kontin prosessilaitteosan 3D kuva.

joituksia. Edellisellä sivulla kuvassa 7 esitetään seitsemän turbogeneraattorin laitoksen ORC-kontin prosessilaitteosan layout-kuva ja kuvassa 8 3D varjostettu kuva. Niistä käy ilmi tärkeimpien komponenttien sijoittelu.

Turbogeneraattorina käytetään High Speed Tech Oy:n valmistamaa 175 kW:n suurnopeusturbogeneraattoria, koska se on valmiiksi suunniteltu ja aikaisemmissa selvityksissä osoittautunut edulliseksi yksikkökooksi. Tämän kokoluokan sähkökone on niin ikään sarjatuotannossa osoittautunut hyvin toimivaksi. Turbogeneraattorit on asennettu helposti irroitettavan masterlaipan välityksellä suoraan lauhduttimen päälle. Näin virtaushäviöt turbiinin ja lauhduttimen välillä saadaan minimoitua.

Lauhduktimena käytetään Vahterus Oy:n valmistamaa hitsattua levy-vaippa -lämmönsiirrintä. Se soveltuu hyvin ORC-laitokseen täydellisen tiiveytensä ja kompaktin kokonsa ansiosta. Tämän tyyppinen lauhdutin kestää hyvin myös ohituslinjasta tulevia paineiskuja, joita saattaa ilmetä turbiinin pikasulkutilanteissa. Levy-vaippa rakenteen haittana on jonkin verran putki-vaippa-lauhduktinta suurempi painehäviö, mutta oikealla mitoituksella se voidaan pitää täysin hyväksyttävissä rajoissa. Kuvasta 7 nähdään, että lauhduttimen päälle on hitsattu laajahko jakolaatikko, johon turbogeneraattorit liitetään. Tämä rakenne takaa turbiinilta tulevan höyryn tasaisen jakautumisen lauhdukttimeen ilman merkittävää painehäviötä.

Mikäli laitoksen tehoa ja/tai prosessihyötysuhdetta halutaan nostaa, tulee turbiinin ja lauhduttimen väliin asentaa rekuperaattori. Rekuperaattorin rakenne olisi hyvin samantapainen kuin edellä selostetun lauhduttimen, sillä tässä tapauksessa turbogeneraattorit asennettaisiin rekuperaattorin päälle. Lauhdutin puolestaan liitettäisiin useilla putkiyhteillä tai jakolaatikolla rekuperaattorin alapuolelle.

Tolueeni ei ole erityisen aggressiivista ainetta, joten putkisto ja armatuurit valmistetaan tavallisesta mustasta teräksestä. Sen sijaan putkiston täydellinen tiiveys on hyvin tärkeää. Tämän johdosta mahdollisimman moni liitos tehdään hitsaamalla, ainoastaan joissain viileän syöttölinjan suodattimien yms. liitoksissa sallitaan o-rengastiivisteellä tiivistetty laippaliitos. Hermeettisyysvaatimuksen vuoksi höyrypuolen venttiilit varustetaan paljettiivisteillä, viileän syöttönesteen putkistoissa sen sijaan voidaan hyväksyä myös kaksoispoksiiviste tms. luotettava tiivistys silloin, kun putkessa virtaava tolueeni on ylipaineista. On huomattava, että tolueeni liuottaa tavallista kumia, joten tiivistemateriaalina käytetään fluorikumia, kauppanimeltään esimerkiksi Viton.

Järjestelmään sijoitetaan 1 - 2 metriä lauhduttimen alapuolelle esisyöttöpumppu, jonka tehtävinä on estää pääsyöttöpumpun kavitointi ja tuottaa laakereiden tarvitsema voitelupaine. Esisyöttöpumppuna käytetään täysin hermeettistä märkämoottori- tai magneettikytkinpumppua. Tolueenin puhtaus on tärkeää, sillä sama tolueeni toimii myös nestelaakereiden voiteluaineena. Tämän johdosta järjestelmässä on esisyöttöpumpun jälkeen päävirtasuodatin ja jokaisen turbogeneraattorin laakerisyöttölinjassa lisäksi erillinen hienosuodatin.

Suurnopeusturbogeneraattorit pyörivät ajotilanteesta riippuen noin 20000 - 30000 kierrosta minuutissa ja tuottavat täten suurtaajuusvaihtovirtaa. Generaattorien virta muunnetaan taajuusmuuttajan avulla sähköverkon 50 Hz:n taajuudelle ja yliaallot sekä häiriöt poistetaan suodattamalla. Samalla taajuusmuuttaja säättää turbogeneraattorin pyörimisnopeutta. ORC-laitoksessa käytetään Vacon Oy:n valmistamia erityisesti suurnopeussovelluksiin kehitettyjä taajuusmuuttajia. Taajuusmuuttajat sijoitetaan ORC-kontin toiseen päähän. Kahta turbogeneraattoria ohjataan yhdellä taajuusmuuttajamoduulilla, jolloin seitsemän turbogeneraattorin laitokseen tulee 4 moduulia. Tästä huolimatta kukin turbogeneraattori on erikseen ohjattavissa, sillä jokaisella TG:llä on oma suurtaajuuspuolensa taajuusmuuttajassa.

ORC-laitoksen kattilana käytetään yksinkertaista läpivirtausputkipatteria. Tuorehöyryn lämpötila säädetään pääsyöttöpumpun avulla massavirtaa säätämällä, joten erillistä lieriötä tai kattilan kiertopumppuja ei tarvita. Raskasta polttoöljyä käyttävän dieselmoottorin lämmöntalteenottokattilan suunnittelussa tulee ottaa huomioon erityisesti likaantuminen ja värähtelyrasitus. Voiteluöljyjäämät ja noki likaavat kattilan viileitä lämpöpintoja selvästi, mikä on ehdottomasti otettava huomioon kattilaa ja nuohouslaitteita mitoitettaessa, sillä muuten nokipalon vaara kasvaa suureksi. Dieselin pakokaasuvirta on sykkivää, joten kattilaputkisto on mitoitettava myös tätä silmälläpitäen, jotta väsymismurtumien vaara eliminoitaisiin.

WNSD:n suosituksesta päädyttiin käyttämään Aalborg Industries Oy:n valmistamaa kattilaa, sillä heillä on pitkä kokemus tältä alalta. Kattilan alustavan mitoituksen ja hinta-arvion on laatinut Aalborg Industries Oy nimenomaan vaativaa raskasöljydieselkäyttöä silmälläpitäen. Valittu kattila on ripaputkityyppinen, ja lämmönsiirtopinta-alaltaan hieman alle 4000 m². Mikäli ORC-laitosta harkittaisiin vähemmän likaaville savukaasuille, esimerkiksi kaasudieselin, kaasuturbiinin tai kiinteän polttoaineen laitoksen yhteyteen, niin kattila on mahdollista valmistaa merkittävästi edullisemmin.

4.4 Kustannusarvio

Kustannusarvio on laadittu yhdessä High Speed Tech Oy:n ja alihankkijoiden kanssa. Lähtökoh- tana on ollut, että kaikki ORC-laitokseen kiinteästi kuuluvat laitteet ja kustannukset on otettu huomioon. Toisin sanoen esitetty hinta-arvio on täydellisen ORC-kontin ja kattilan ulosmyynti- hinta tehtaalla sisältäen komponenttien valmistajien sekä systeemi-integraattorin katteet. Hinnat eivät sisällä arvonlisäveroa. Kustannusarvio sisältää muun muassa seuraavat komponentit ja ku- lut:

- Kattila
- Turbogeneraattorit
- Tehoelektroniikka
- Lauhdutin ja mahdollisesti tarvittava rekuperaattori
- Putkitukset ja armatuurit kontin sisällä
- Instrumentointi, automaatio ja sähköistys kontin sisällä
- ORC-kontti, ja kaikkien komponenttien asentaminen kontin sisälle
- Tolueeni

Kustannusarvio ei sisällä yleisiä laitospaikkakohtaisia kustannuksia, kuten esimerkiksi:

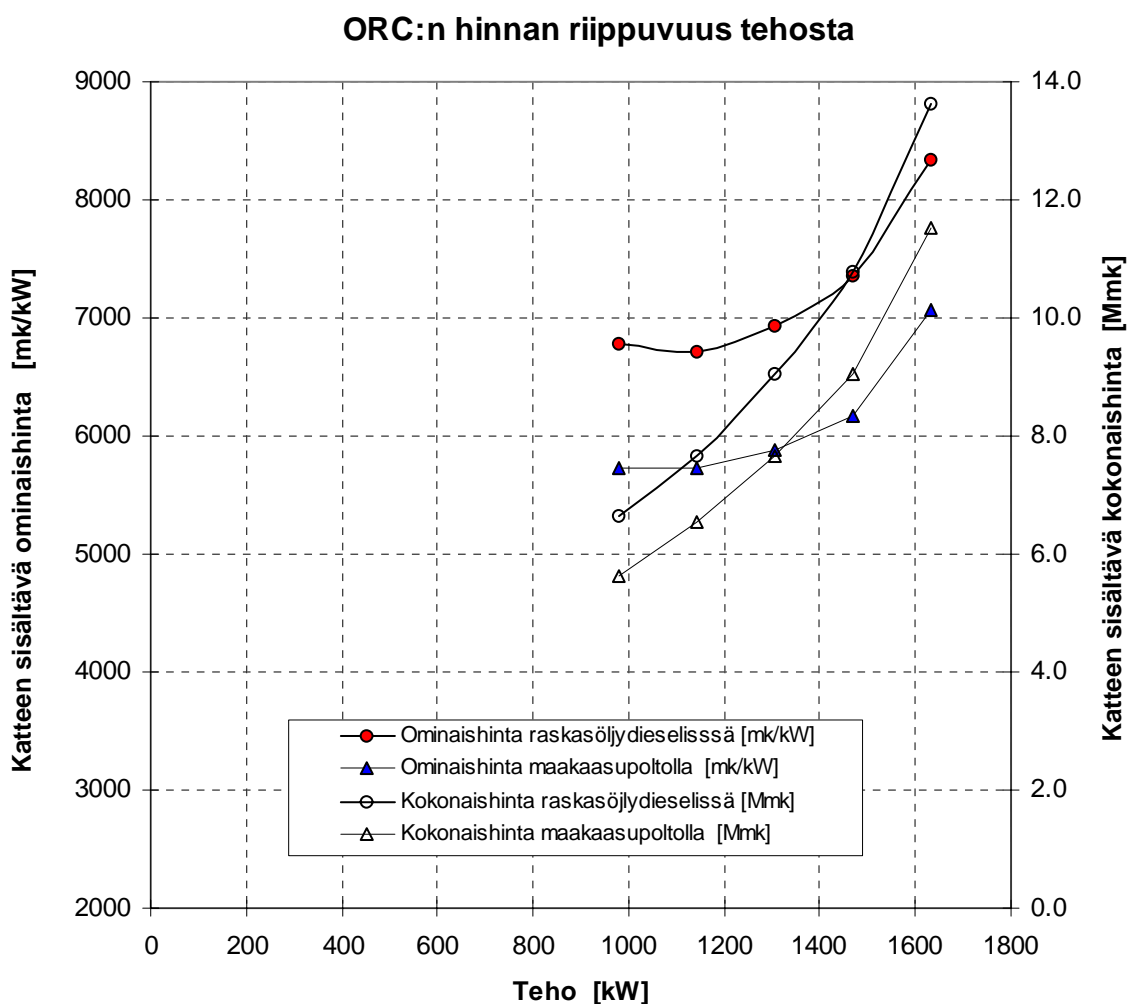
- Maanrakennustöitä tai perustustöitä (kontti vaatii vain kevyet perustukset)
- Jäähdytysvesiputkistoa ja -pumppuja kontin ulkopuolella
- Sähköverkkoa ja mahdollisia kytkimiä/muuntajia kontin ulkopuolella
- Rahtia tehtaalta sijoituspaikkaan

Kuten luvussa 4.1 jo selostettiin, riippuu ORC-laitoksen ominaishinta siitä, kuinka tarkkaan die- selmoottorin hukkalämpövirrat halutaan hyödyntää. Hyvin suurilla tehoilla ominaishintaa nostaa suuri lämmönsiirtopinta-ala kattilassa, rekuperaattorissa ja lauhduttimessa. Pienellä teholla kiin- teät kustannukset nostavat ominaishintaa. Minimi ominaishinta saavutetaan käytettäessä seitse- mää turbogeneraattoria, jolloin laitoksen teho on 1142 kW. Tällöin laitoksen kokonaishinta on 7,67 Mmk ja ominaishinta on noin 6713 mk/kW. Hinnan ja ominaishinnan riippuvuus ORC- laitoksen tehosta esitetään kuvassa 9.

Laskennan perusteena on ollut ruostumattomasta teräksestä valmistettu lauhdutin, joka soveltuu mainiosti makealle vedelle tai kaukolämpökäyttöön. Tropiikin olosuhteissa merivettä käytettäes- sä joudutaan lauhdutin todennäköisesti korroosiouhkan vuoksi valmistamaan titaanista, mikä

nostaa lauhduttimen hintaa merkittävästi. Tällöin seitsemän turbogeneraattorin laitoksen kokonaishinnaksi tulee noin 9,01 Mmk ja ominaishinnaksi noin 7890 mk/kW.

Koska höyrystimen hinta vaikuttaa olennaisesti ORC-laitoksen hintaan, voidaan puhtailla maakaasupolton savukaasuilla arvioida ominaisinvestoinnin olevan noin 1000 mk/kW alhaisempi. ORC-laitoksen investointikustannuksiin on lisäksi todennäköisesti Suomessa saatavissa 30 % tuki, kuten esimerkiksi tuulivoimaloihinkin, sillä ORC-voimala ei aiheuta CO₂-päästöjä.



Kuva 9. Raskasöljydieselmoottorin pakokaasulämpöä hyödyntävän ORC-laitoksen myyntihinnan riippuvuus ORC:n tehosta. Ilmoitetut hinnat sisältävät sekä komponenttien valmistajien että systeemi-integraattorin katteet. Hyvin suurilla tehoilla ominaishintaa nostaa suuri lämmönsiirtopinta-ala kattilassa, rekuperaattorissa ja lauhduttimessa. Pienellä teholla kiinteät kustannukset nostavat ominaishintaa. Minimi ominaishinta saavutetaan käytettäessä seitsemää turbogeneraattoria, jolloin laitoksen teho on 1142 kW. Tällöin laitoksen kokonaishinta on 7,67 Mmk ja ominaishinta on noin 6713 mk/kW, kun käytetään ruostumattomasta teräksestä valmistettua lauhdutinta. Kuvaan on merkitty myös puhtaan maakaasupolton savukaasuja hyödyntävän ORC-voimalan vastaava hinta. Koska ORC-voimala ei aiheuta CO₂-päästöjä, on laitoksen investointikustannuksiin Suomessa lisäksi todennäköisesti saatavissa 30 % tuki, kuten esimerkiksi tuulivoimaloihinkin.

5 AHTOILMAN VÄLIJÄÄHDYTYSLÄMMÖN HYÖDYNTÄMINEN

Valitun dieselmoottorin ahtoilma lämpenee turboahtimessa 205 Celsius-asteeseen ja ilma on jäähdytettävä välijäähdyttimellä 65 asteeseen. Tämä lämpöenergia voi toimia joko erillisen ORC-prosessin lämmönlähteenä tai sitä voidaan hyödyntää pakokaasuista lämpönsä ottavan ORC-laitoksen kiertoaineen esilämmityksessä.

5.1 Erillinen ORC-prosessi

Teknisesti on hyvin mahdollista hyödyntää ahtoilman välijäähdyttimen lämpöenergia erillisellä ORC-prosessilla, jonka painetaso optimoidaan ahtoilman lämpötilaan sopivaksi. Koska maksimilämpötila on vain 205 °C, on prosessin toteuttaminen tolueenikierrolla vaikeaa, sillä tuorehöyrin paine on valittava hyvin alhaiseksi tällä lämpötilatasolla. Niinpä teknisesti toimivampi ratkaisu saadaankin käyttämällä isobutaania tai isopentaania.

Liitteessä 2 esitetään 18.4.1995 tehdyn raportin eräs prosessikytkentä. Tällöin selvitettiin teoreettinen maksimiteho, joka ORC-laitoksella on mahdollista saada 18V46-moottorista. Kuvasta ilmenee, että 18V46-moottorin teho nousisi peräti 18 %. Tällöin ahtoilma-ORC:ssä käytettiin isobutaaniprosessia. Käytännössä vuoden 1995 mukainen prosessi vaatisi suuret lämpöpinnat ja putkistot armatuureineen, jolloin kyseisen laitoksen hinta nousisi korkeaksi.

Tämän tutkimuksen perusteella näyttää, että ahtoilmaprosessiin sopisi isopentaani paremmin kuin isobutaani. Tällöin olisi erilliseen ahtoilmaprosessiin mahdollista sijoittaa yksi turbogeneraattori, joten nettosähkötehoa saataisiin noin 160 kW. Matalan lämpötilatason johdosta prosessihiötysuhde (vain noin 9 %) jää kuitenkin alhaisemmaksi kuin pakokaasuprosessilla, joten kiertoaineen massavirta on melko suuri, minkä johdosta putkisto ja lämmönsiirtimet ovat suuri-kokoisia. Näin ollen yksinomaan ahtoilman välijäähdytyslämpöä hyödyntävän erillisen ORC-prosessin ominaishinta nousee noin 1,5 kertaiseksi pakokaasuprosessiin verrattuna.

5.2 Pakokaasu-ORC:n esilämmitys

Ahtoilman välijäähdyttimen lämpöä voisi käyttää myös pakokaasu-ORC-laitoksessa kattilaan syötettävän tolueenin esilämmitykseen. Kahdeksan turbogeneraattorin ja sitä suuremmissa laitok-

sisä on esilämmitys välttämätöntä, jottei savukaasun loppulämpötila laske alle sallitun 180 °C. Näin ollen ahtoilman lämmönsiirtimellä korvattaisiin 8 TG:n ja sitä suurempien laitosten vaatima rekuperaattori.

Ahtoilma antaa harvaa tolueenihöyryä paremmat edellytykset lämmönsiirtimen suunnittelulle, sillä ahtoilman paine on merkittävästi korkeampi kuin turbiinin jälkeisen rekuperaattoriin johdettavan tolueenihöyryn paine. Vaikka ahtoilman massavirta onkin suurempi, niin tiheyseron johdosta sen tilavuusvirta on vain noin 2/3 tolueenihöyryn tilavuusvirrasta 8 TG:n laitoksessa. Lisäksi ahtoilmassa todennäköisesti sallitaan suurempi painehäviö kuin turbiinin jälkeen. Tämän johdosta ahtoilman lämmönsiirrin on pienikokoisempi ja hieman halvempi kuin vastaava rekuperaattori. Näin ollen koko laitoksen hinta saattaa tulla alhaisemmaksi kuin rekuperaattoria käytettäessä.

Kyseinen konstruktio vaatisi tolueeniputituksen myös moottorin lähelle ahtoilman välijäähdyttimen luokse toisin kuin rekuperaattorin käyttö. Lisäksi alkuperäinen ahtoilman välijäähdytin tarvittaisiin, mikäli dieselmoottoria haluttaisiin käyttää myös silloin, kun ORC ei tilapäisesti olisi käytössä. Koska ero koko laitoksen hinnassa ei ole erityisen suuri, niin on kyseenalaista, kannattaisiko tällainen ratkaisu.

6 JÄÄHDYTYSVESILÄMMÖN HYÖDYNTÄMINEN

Liitteessä 2 esitetään 18.4.1995 tehdyn raportin eräs prosessikytkentä, jossa hukkalämmöt pyritään hyödyntämään mahdollisimman tarkkaan. Kyseisen selvityksen mukaan jäähdytysveden ja öljynjäähdyttimen hukkalämmöllä olisi teoreettisesti ottaen mahdollista tuottaa sähkötehoa. Tosin prosessihyötysuhde jäisi niin alhaiseksi, ettei se taloudellisesti olisi mielekästä nykyisillä sähkön hinnoilla.

Tässä projektissa käytettyjen alkuarvojen ja reunaehtojen mukaan ei ole edes teoreettisesti mahdollista sijoittaa ORC-laitosta hyödyntämään yhden moottorin jäähdytysvesilämpöä, koska jäähdytysveden massavirta on merkittävästi alhaisempi ja kiertoaineen lauhtumislämpötila korkeampi kuin vuoden 1995 laskelmissa.

Jos useamman dieselmoottorin jäähdytysvesivirrat voidaan kytkeä yhteen, on teoreettisesti ottaen mahdollista kytkeä ORC-prosessi hyödyntämään jäähdytysvesilämpöä. Esimerkiksi kahden moottorin jäähdytysvedessä riittää lämpöä yhden turbogeneraattorin käyttämiseen. Matalan lämpötilatason vuoksi prosessihyötysuhde jää kuitenkin hyvin huonoksi (suuruusluokkaa 4 %), joten tämä ei ole taloudellisesti kannattava kytkentä. HT-veden lämpöä voidaan sen sijaan hyödyntää järkevämmiin esimerkiksi raskaan polttoöljyn esilämmityksessä.

7 DYNAAMINEN SIMULOINTIOHJELMA

7.1 Yleistä

Muun muassa säätäjien parametrien asettamiseksi ja venttiilien oikean mitoituksen varmistamiseksi on syytä simuloida ORC-voimalaa myös dynaamisesti. Seuraavassa tarkastellaan kehitettyä yksinkertaistettua dynaamista simulointiohjelmaa. Tässä yksinkertaistetulla dynaamisella ohjelmalla tarkoitetaan prosessimallia, jossa käytetään mm. yksinkertaistettua kattilan dynaamista mallia. Prosessimallia on kehitetty Marko Maunulan diplomityöprojektin (Maunula 1997) pohjalta, jolloin mallista on laadittu tietokoneohjelma Pascal-ohjelmointikielillä. Yksinkertaistetussa kattilamallissa on taas käytetty pohjana Timo Talonpojan väitöskirjaprojektissa (Talonpoika 1996) laadittuja Pascal-kielisiä lähdekoodeja.

ORC-prosessin dynaaminen simulointiohjelma on pyritty tekemään yksinkertaiseksi ja riittävän nopeaksi käytännön simuloiteja varten. Mallinnuksessa riittää toistaiseksi, että kattilaa tarkastellaan lähinnä prosessin kannalta, eli tällöin ei tutkita tarkemmin kattilassa tapahtuvia ilmiöitä. Yksinkertaistetussa kattilamallissa ei ole pyritty kovin suureen tarkkuuteen. Tavoitteena oli, ettei kattilan dynaaminen käyttäytyminen poikkea kohtuuttoman paljon Timo Talonpojan väitöskirjassa (Talonpoika 1996) esitetyistä simulointituloksista. Mikäli kattilan dynaamista käyttäytymistä halutaan tutkia tarkemmin, on käytettävä erillistä läpivirtauskattilan dynaamista simulointiohjelmaa, jonka Timo Talonpoika on kehittänyt väitöskirjatyössään.

7.2 Ohjelman käyttö

Dynaaminen simulointiohjelma on laadittu mikrotietokoneille. Ohjelmaa käytetään apuna ORC-prosessin säädinparametrien asettamisessa. Lisäksi on tavoitteena, että pystyttäisiin hahmottelemaan etukäteen todellisessa laitoksessa käytännössä esiintyviä käyttötekniisiä ongelmia.

Ohjelmalla voidaan tarkastella ORC-prosessin käyttäytymistä, kun kattilaan tulevan savukaasun lämpötila tai massavirta muuttuu. Simulointiohjelmassa savukaasun massavirran tai lämpötilan muutokset voivat olla joko portaittaisia tai lineaarisia. Lisäksi voidaan simuloida poikkeustilannetta, jossa turbogeneraattoreiden sähkömagneettinen vastamomentti katoaa yhtäkkiä. Tämä voisi aiheutua esimerkiksi sähköverkon viasta.

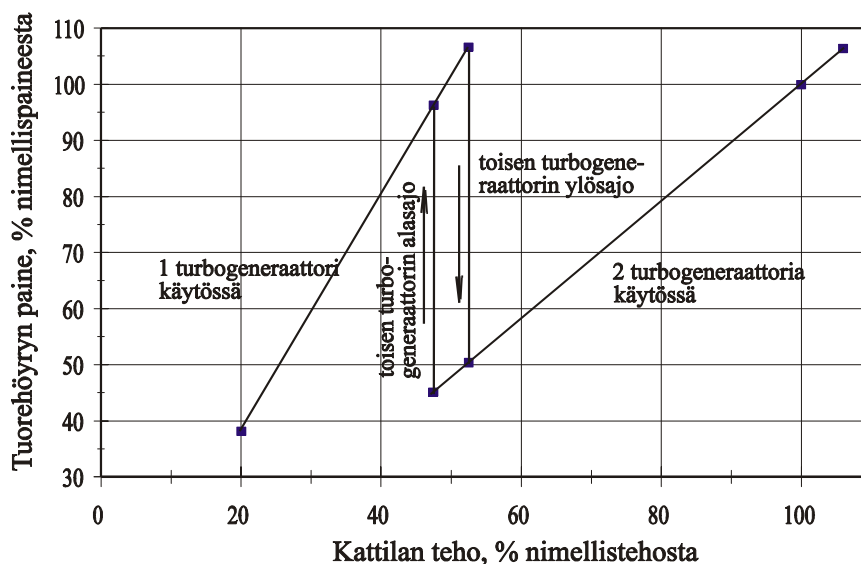
Ohjelmalla voidaan simuloida ORC-prosesseja, joissa on 1 tai 2 turbogeneraattoria. Suunnittelu-
pisteen syöttöarvot annetaan dynaamiselle ohjelmalle ORC-prosessin staattisesta laskennasta se-
kä lämmönsiirtimien mitoituslaskelmista.

7.3 ORC-prosessin säätöperiaate

ORC-laitoksen säädön periaatteena on pitää kattilasta tulevan tuorehöyryn lämpötila vakiona. Tuorehöyryn lämpötila on sisääntuloviestinä PID-säätäjälle, jota käytetään generaattoria magne-
toivan invertterin ohjetaajuuden muodostamisessa. Tämä vaikuttaa turbogeneraattorin sekä sa-
malla akselilla olevan pääsyöttöpumpun pyörimisnopeuteen. Pääsyöttöpumpun pyörimisnopeu-
den säätö vaikuttaa edelleen kattilaan syötettävän kiertoaineen massavirtaan ja tätä kautta tuore-
höyryn lämpötilaan.

Mikäli ORC-laitoksessa on 2 tai useampia turbogeneraattoreita, niin ensimmäinen turbogene-
raattori säätää tuorehöyryn lämpötilaa ja muiden turbogeneraattoreiden pyörimisnopeudet pyri-
tään pitämään samoina kuin ensimmäisen turbogeneraattorin käyttämällä turbogeneraattorikoh-
taisia PI-säätimiä.

Vakiolämpötilasäädössä tuorehöyryn paine vaihtelee kattilatehon mukaan (kuva 10). Tuorehöy-
ryn paineelle on asetettu vaihtelurajat, joilla ohjataan turbogeneraattoreiden käynnistymistä ja
pysähtymistä.



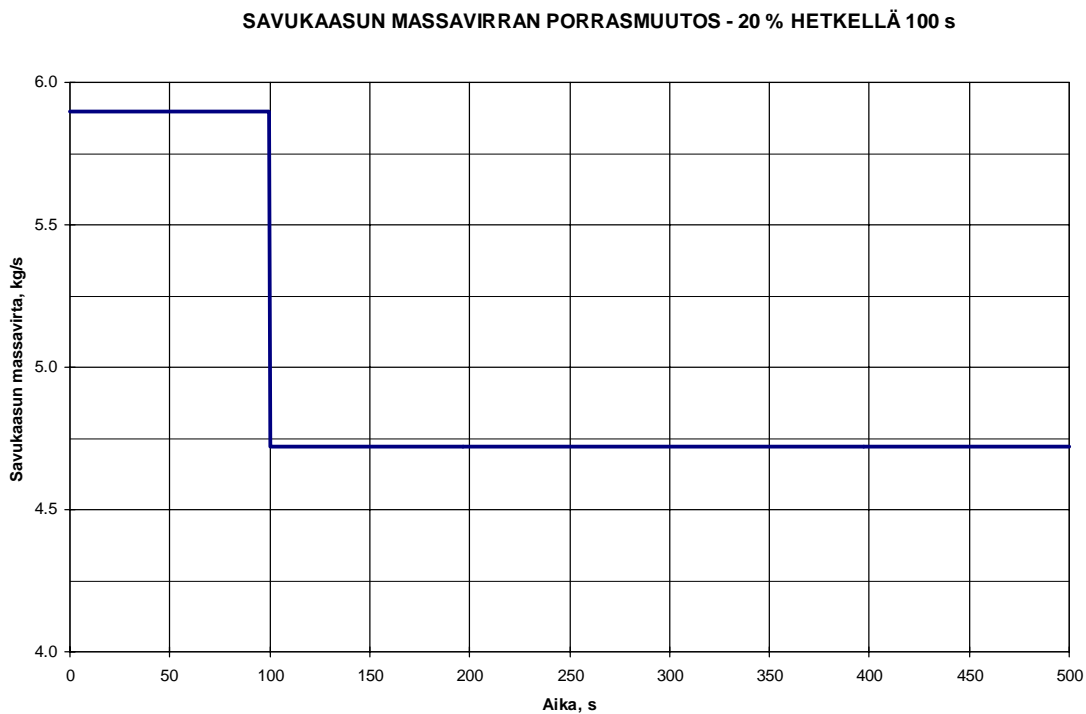
Kuva 10. Yksinkertaistettu periaatekuva tuorehöyryn paineen vaihtelusta kattilatehon mukaan. Vaihtelurajat ovat toistaiseksi vain alustavia arvoja.

7.4 Esimerkkiajoja

Kuvissa 11 - 21 on esimerkkituloksia kahden turbogeneraattorin laitoksen dynaamisista simuloinneista. Kiertoaineena on tolueeni ja lämmönlähteenä savukaasu, joka tulee kattilaan 420 °C lämpötilassa. Säätimien parametrit on asetettu kokeilemalla. Simuloinnit on aloitettu aina suunnittelupisteestä (design).

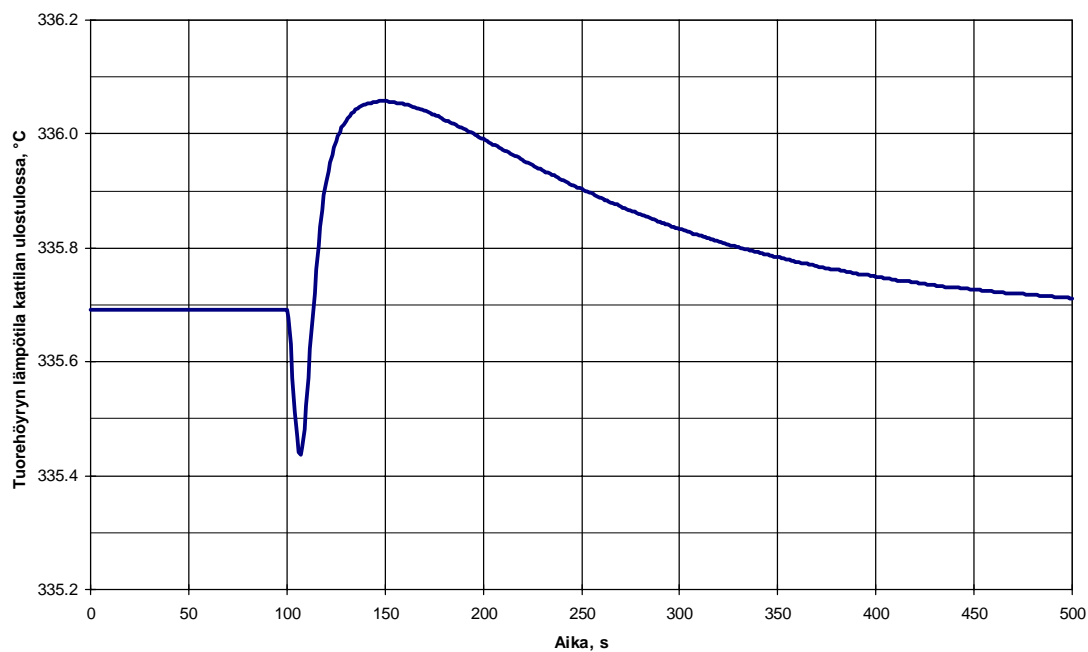
7.4.1 Savukaasun massavirran porrasmuutos

Kuvissa 11 - 13 on esitetty tilanne, jossa savukaasun massavirta pienenee 20 % porrasmuutoksena ajanhetkellä 100 s. Muutostilanteessa tuorehöyryn lämpötila poikkeaa tällöin asetusarvosta maksimissaan alle 0,4 °C.



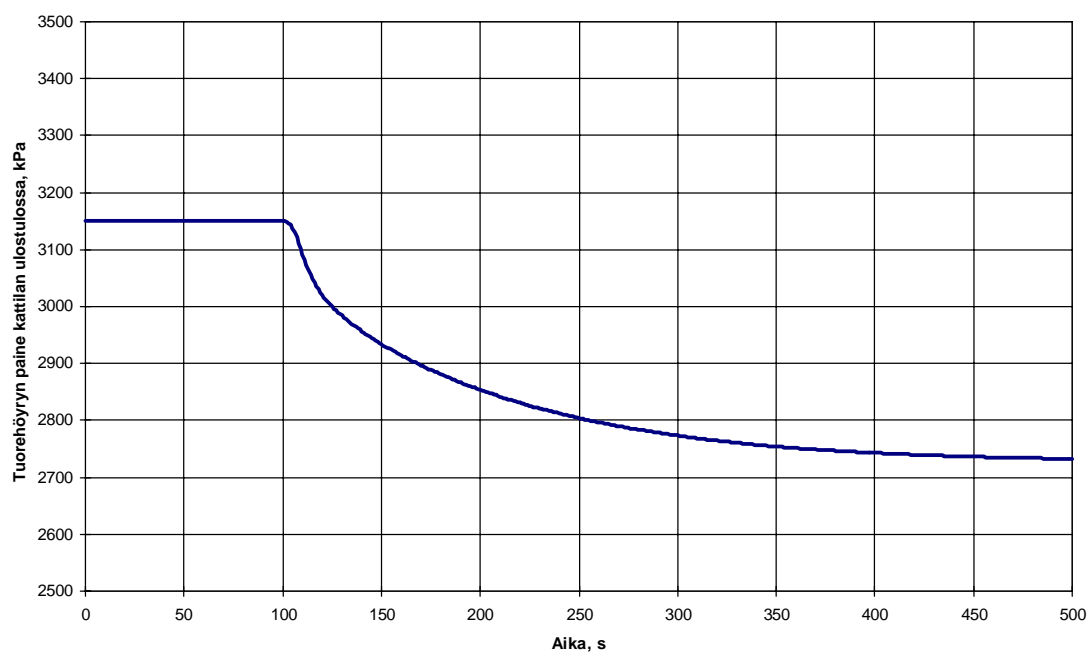
Kuva 11. Savukaasun massavirran porrasmuutos.

SAVUKAASUN MASSAVIRRAN PORRASMUUTOS - 20 % HETKELLÄ 100 s



Kuva 12. Tuorehöyryn lämpötila savukaasun massavirran porrasmuutoksessa.

SAVUKAASUN MASSAVIRRAN PORRASMUUTOS - 20 % HETKELLÄ 100 s



Kuva 13. Tuorehöyryn paine savukaasun massavirran porrasmuutoksessa.

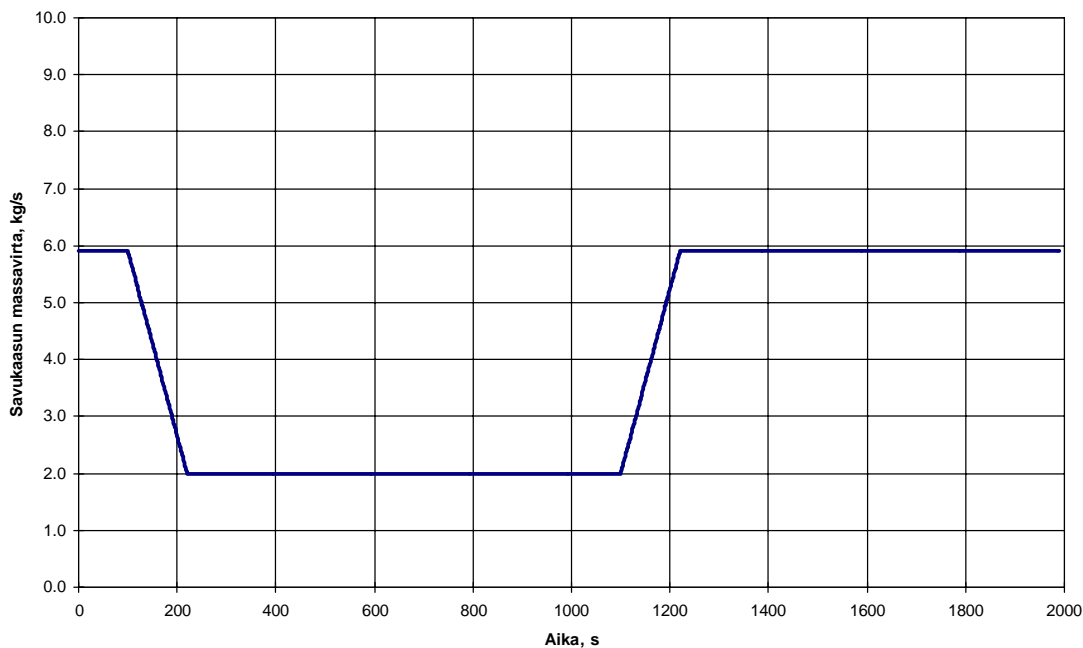
7.4.2 Toisen turbogeneraattorin pysähtyminen ja käynnistyminen

Toisessa esimerkissä (kuvat 14 - 17) savukaasun massavirta pienenee lineaarisesti 34 prosenttiin suunnittelupisteen arvosta aikavälillä 100 - 220 s. Tämä muutos on jo niin suuri, että tuorehöyryn

paine laskee alle 45 prosenttiin suunnitteluarvosta, jolloin toinen turbogeneraattori pysäytetään automaattisesti kuvassa 10 esitetävän periaatteen mukaisesti. Tällöin tuorehöyryn lämpötila pyrkii nousemaan, jolloin PID-säädin nostaa käynnissä olevan turbogeneraattorin pyörimisnopeutta, jolloin myös tuorehöyryn paine nousee. Kuvista ilmenee, että heilahtelut ovat suuria, ja joissakin tilanteissa saattaa olla mahdollista, että tuorehöyryn paine ylittää hetkellisesti raja-arvon, jossa toinen turbogeneraattori käynnistyy. Tämän estämiseksi ORC-laitoksen ohjauslogiikkaan voitaisiin sisällyttää käynnistymiselle aikaraja, jossa turbogeneraattorin käynnistyminen sallittaisiin aikaisintaan esimerkiksi 500 s kuluttua pysäyttämisestä. Ajanhetkeen 1100 s olosuhteet ovat eh-
tineet tasoittua.

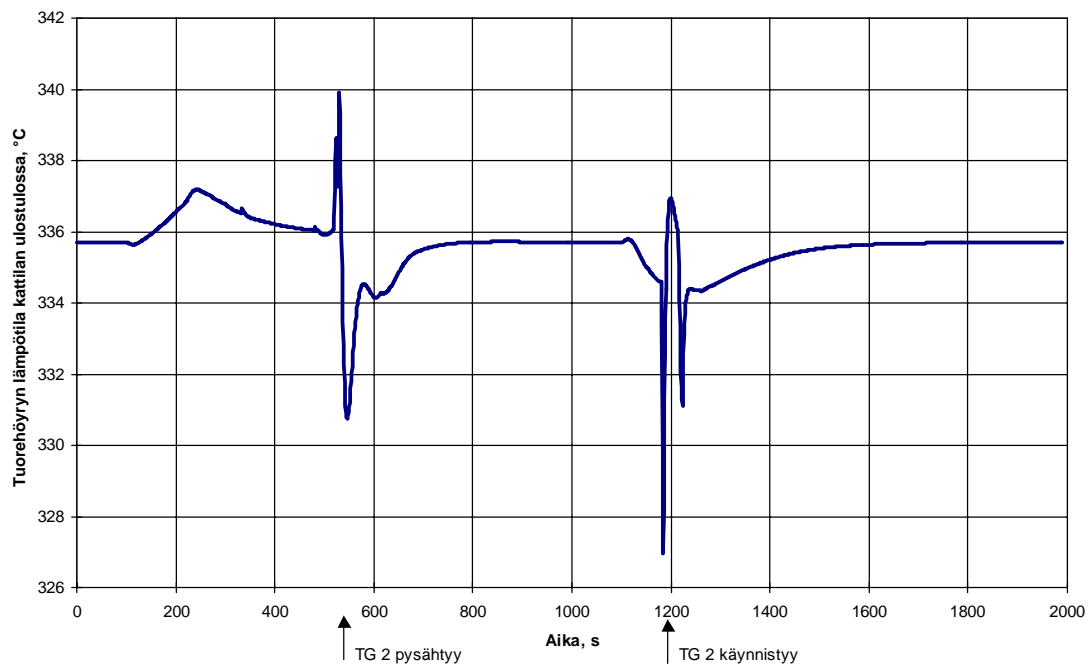
Aikana 1100 - 1220 s savukaasun massavirtaa suurennetaan lineaarisesti takaisin suunnitteluarvoon, jolloin kattilan teho suurenee ja tuorehöyryn paine nousee. Kun paine ylittää raja-arvon, toinen turbogeneraattori käynnistyy, mistä on seurauksena lämpötila- ja paineheilahteluita. Ajanhetkeen 2000 s mennessä prosessi saavuttanut jälleen suunnitteluolosuhteet.

SAVUKAASUN MASSAVIRTA 34 % SUUNNITTELUARVOSTA VÄLILLÄ 220 - 1100 s



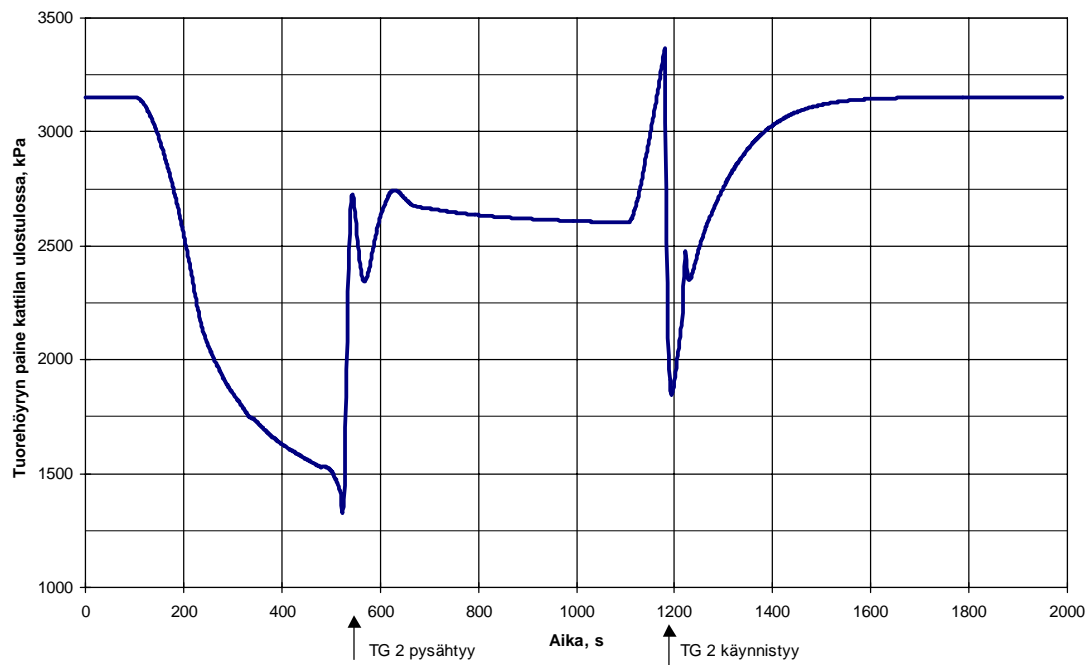
Kuva 14. Suuret muutokset savukaasun massavirrassa.

SAVUKAASUN MASSAVIRTA 34 % SUUNNITTELUARVOSTA VÄLILLÄ 220 - 1100 s



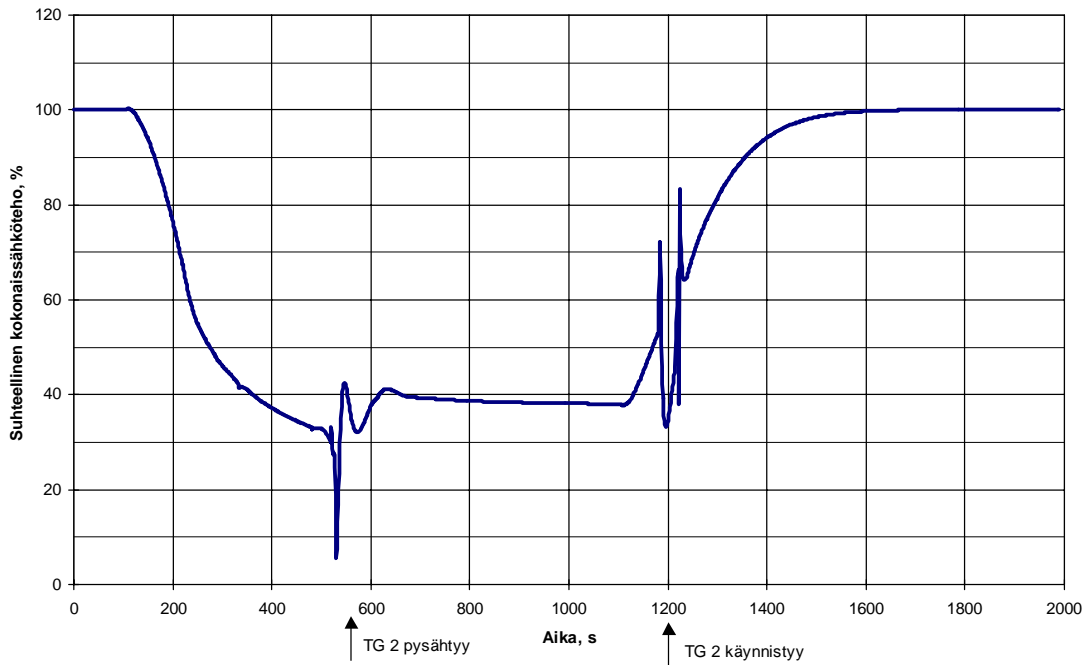
Kuva 15. Tuorehöyryn lämpötila suurissa savukaasun massavirran muutoksissa, jolloin TG 2 pysähtyy ja käynnistyy.

SAVUKAASUN MASSAVIRTA 34 % SUUNNITTELUARVOSTA VÄLILLÄ 220 - 1100 s



Kuva 16. Tuorehöyryn paine suurissa savukaasun massavirran muutoksissa, jolloin TG 2 pysähtyy ja käynnistyy.

SAVUKAASUN MASSAVIRTA 34 % SUUNNITTELUARVOSTA VÄLILLÄ 220 - 1100 s



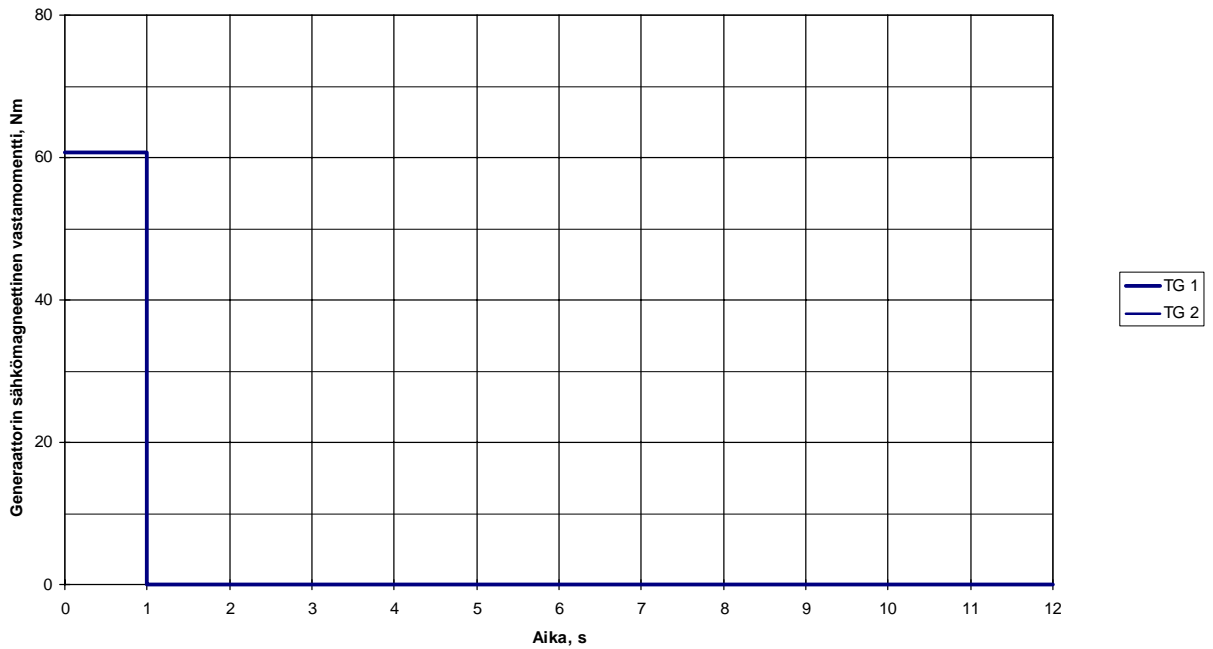
Kuva 17. ORC-laitoksen suhteellinen kokonaissähköteho suurissa savukaasun massavirran muutoksissa, jolloin TG 2 pysähtyy ja käynnistyy.

7.4.3 Sähkömagneettisen vastamomentin katoaminen

Kuvissa 18 - 21 on esitetty poikkeustilanne, jossa turbogeneraattoreiden sähkömagneettinen vastamomentti katoaa yhtäkkiä 1 sekunnin kuluttua simuloinnin aloittamisesta. Tällöin on vaarana turbogeneraattoreiden ryntääminen, eli turbogeneraattoreiden pyörimisnopeudet voivat kasvaa vaarallisen suuriksi. Tämän estämiseksi suoritetaan turbogeneraattoreiden pikasulku, jossa turbiiniventtiilien HV1.1 ja HV1.2 sulkeutumisaika on 1 s. Samalla turbiinien ohitusventtiili HV6 avautuu, minkä tarkoituksena on estää tuorehöyryn paineen nousu liian suureksi. Esimerkissä ohitusventtiilin HV6 avautumisaika on 10 s.

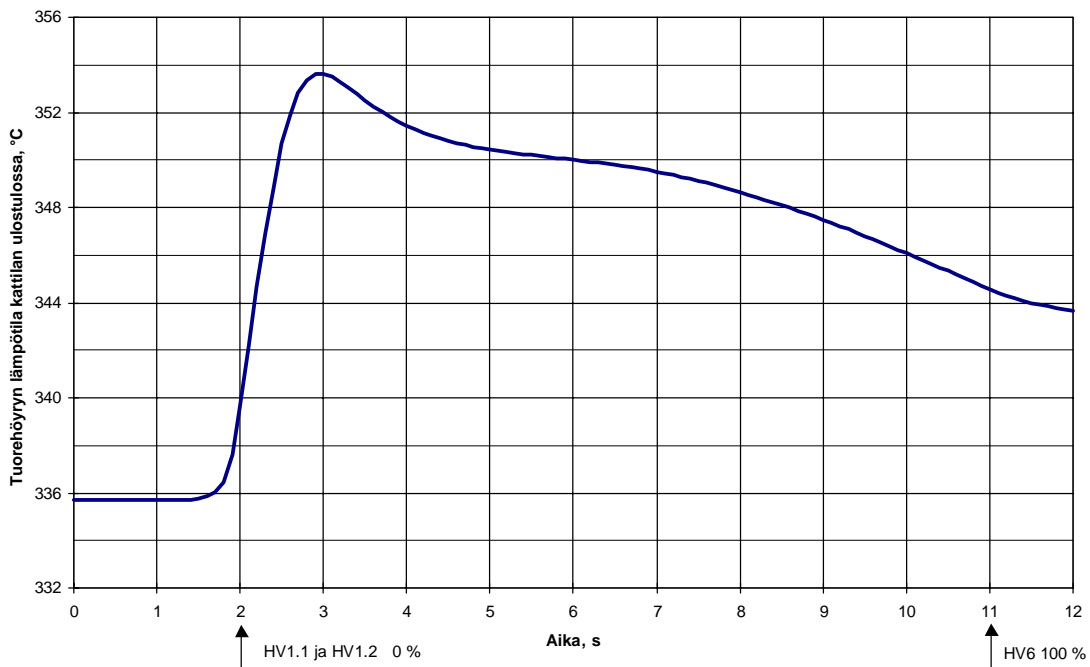
Simuloinnin perusteella voidaan päätellä, että turbogeneraattorit eivät ryntää liian suurelle kierrosnopeudelle (kuva 21). Ohitusventtiilin HV6 avautumisaika 10 s on melko pitkä, jolloin tuorehöyryn paine (kuva 20) nousee hetkellisesti hyvin lähelle varoventtiilin avautumispainetta, joka on 42 bar. Koska laskennassa on hieman epätarkkuutta, todellisessa tilanteessa on riski, että varoventtiili aukeaa. Jos halutaan varmistua siitä, ettei varoventtiili aukea, niin ohitusventtiilin HV6 aukeamisajan olisi oltava lyhyempi.

GENERAATTOREIDEN VASTAMOMENTIN KATOAMINEN HETKELLÄ 1 s



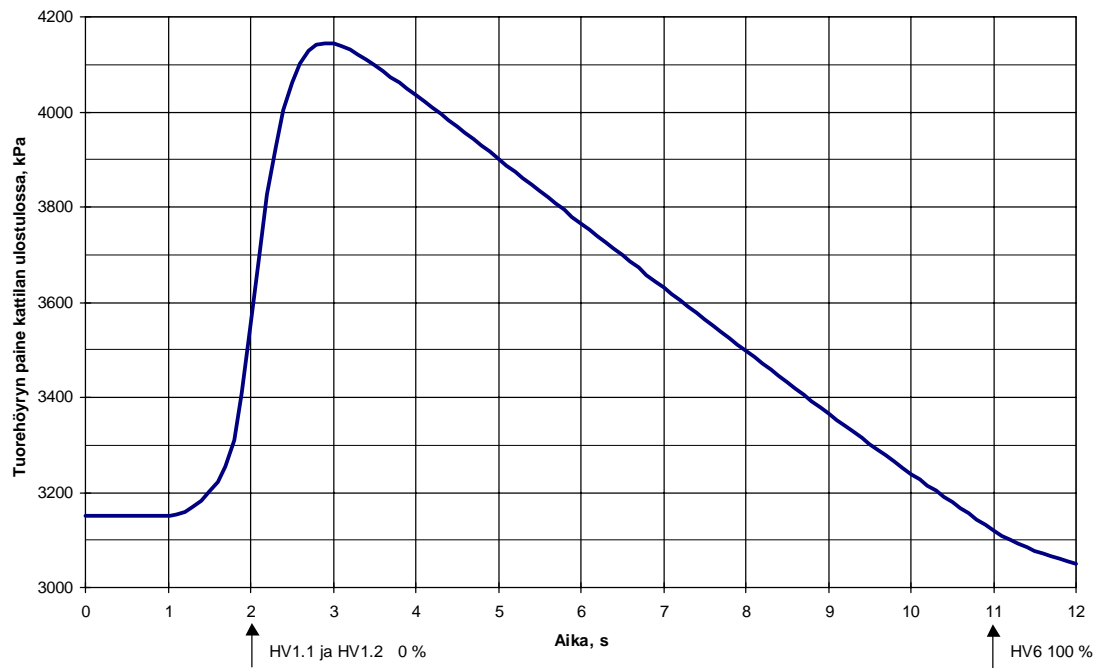
Kuva 18. Generaattoreiden sähkömagneettisen vastamomentin katoaminen.

GENERAATTOREIDEN VASTAMOMENTIN KATOAMINEN HETKELLÄ 1 s



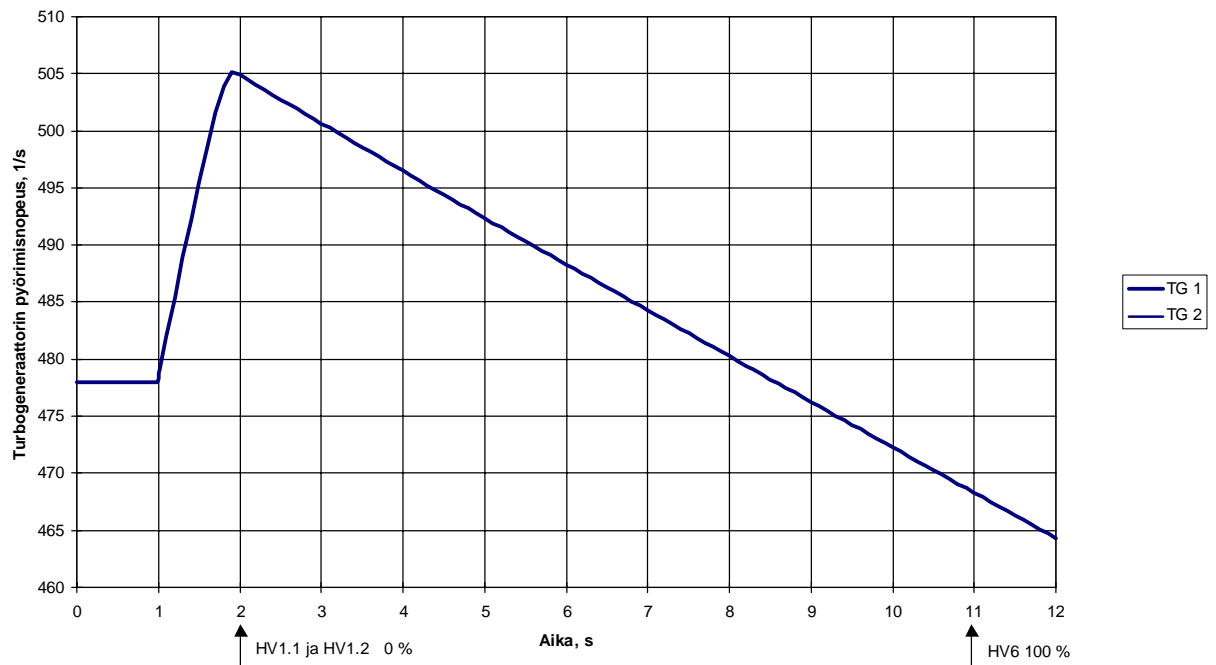
Kuva 19. Tuorehöyryn lämpötila generaattoreiden sähkömagneettisen vastamomentin kadotessa. Kuvaan on merkitty venttiilien toiminta seuraavasti: 0 % venttiili täysin kiinni, 100 % venttiilin täysin auki.

GENERAATTOREIDEN VASTAMOMENTIN KATOAMINEN HETKELLÄ 1 s



Kuva 20. Tuorehöyryn paine generaattoreiden sähkömagneettisen vastamomentin kadotessa. Kuvaan on merkitty venttiilien toiminta seuraavasti: 0 % venttiili täysin kiinni, 100 % venttiilin täysin auki.

GENERAATTOREIDEN VASTAMOMENTIN KATOAMINEN HETKELLÄ 1 s



Kuva 21. Turbogeneraattoreiden pyörimisnopeudet generaattoreiden sähkömagneettisen vastamomentin kadotessa. Kuvaan on merkitty venttiilien toiminta seuraavasti: 0 % venttiili täysin kiinni, 100 % venttiilin täysin auki.

7.5 Tuorehöyryn tila-arvojen tarkastelu esimerkkiajojen perusteella

7.5.1 Tuorehöyryn paine ja lämpötila

Kattilasta tulevan tuorehöyryn suunnittelupisteen paine 3150 kPa on valittu simulointeja varten hieman pienemmäksi kuin luvun 4 suunnitteluesimerkeissä käytetty 3450 kPa. Jos tuorehöyryn suunnittelupisteen paineena käytetään 3450 kPa, riski varoventtiilin avautumispaineen ylitykselle kasvaa varsinkin poikkeustilanteissa, kuten esimerkiksi generaattoreiden vastasähkömomentin menetyksessä. Korkeampaa tuorehöyryn painetta käytettäessä on siis tärkeää, että ohitusventtiilin HV6 avautumisaika on riittävän lyhyt.

Luvun 4 suunnitteluesimerkissä ja kohdan 7.4 simuloinneissa käytetyt tuorehöyryn suunnittelupisteen lämpötilat 327 °C ja 336 °C eivät liene liian korkeita varsinkaan silloin, jos savukaasun lämpötila on suuruusluokaltaan noin 400 °C - 420 °C.

7.5.2 Tuorehöyryn tulistusvara

Kattilasta tulevan tuorehöyryn tulistusvaralla tarkoitetaan tulistetun höyryn lämpötilan ja tuorehöyryn painetta vastaavan kylläisen höyryn lämpötilan välistä eroa. Tulistusvaraksi on kohdan 7.4 dynaamisia simulointeja varten valittu 38 °C, joka on ilmeisesti tarpeettoman suuri. Kohdassa 7.4 suoritettujen esimerkkiajojen yhteydessä ilmeni, että suurissa lämpötila- ja paineheilahteissa kattilasta tulevan tuorehöyryn tulistusvara pieneni korkeintaan 6 °C. Näin ollen luvun 4 suunnitteluesimerkeissä käytetty tulistusvara noin 20 °C lienee reilusti riittävä.

8 TURBIINISUUNNITTELU

8.1 Taustaa

ORC-prosessilaskennasta saadaan turbiinin suunnittelun pohjana käytettävät prosessiarvot, kuten esimerkiksi lämpötilat ja paineet turbiinin tulo- ja menopuolella, massavirta jne. Näitä tuloksia käyttäen suoritetaan turbiinin 1D-laskenta tätä varten tarkoitettulla tietokoneohjelmalla. Turbiinityypin valinta suoritetaan tässä vaiheessa. ORC-voimalaan valittiin ns. radiaalinen siipiturbiini, sillä sen hyötysuhde on korkea, ja valmistuskustannukset ovat edullisia, koska se voidaan työstää kaksiakselikoneella. Lisäksi tämän tyyppisen turbiinipyörän massa on pieni, jolloin roottorin värähtelyongelmia on helpompi välttää. Kyseisen turbiinin optimointia ja toimintaa on tarkasteltu yksityiskohtaisemmin lähteessä (Larjola 1996).

ORC-turbiinin CFD-laskentahistoria ulottuu vuoteen 1993, jolloin TKK:lla kehitettyä Navier-Stokes virtausratkaisijaa sovellettiin ORC-turbiinin staattorisuuttimen virtauksen analysointiin (Pan 1993). Turbiinilaskenta tuli uudelleen ajankohtaiseksi vuonna 1995, kun turbiinin väliaine vaihdettiin ja staattorigeometriaa hahmoteltiin uusiksi. Tuolloin laskettiin alustavasti myös roottori. Näiden laskelmien tarkoituksena oli kohottaa valmiuksia, mikäli ORC-laitoksen tarkempi suunnittelu tulisi myöhemmin ajankohtaiseksi. Tämä tarkennettu suunnittelukierros aloitettiin vuonna 1999.

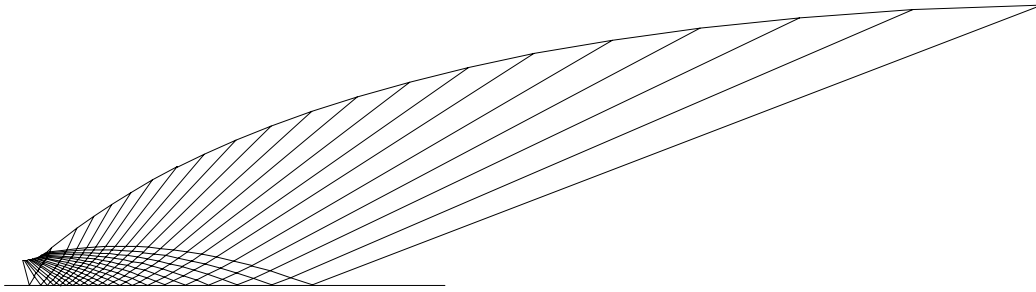
8.2 Turbiinivaiheen suunnittelu

Turbiinivaiheen muodostavat staattori- ja roottorisuuttimet sekä mahdollinen roottorin jälkeinen diffuusori. Kyseisessä tapauksessa päädyttiin radiaaliseen siipiturbiiniin, jossa staattorisuuttimet sijaitsevat ympyräkehällä. Turbiinin roottori sijaitsee staattorikehän sisäpuolella.

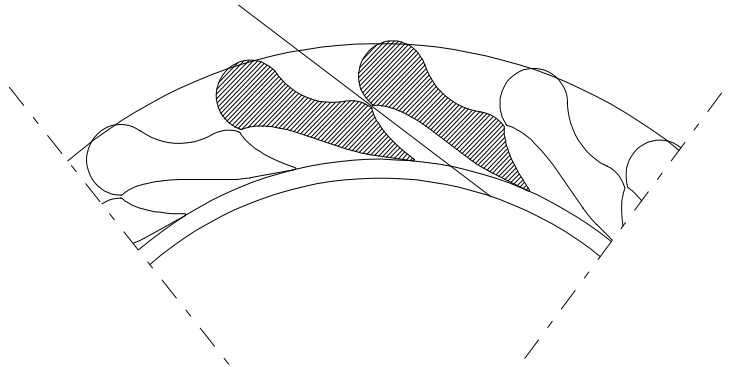
Staattorisuuttimissa väliaine kiihdytetään suureen nopeuteen turbiinin tulo- ja menopuolen (höyrystin ja lauhdutin) välisen paine-eron avulla. Staattorisuuttimissa kehitetty kineettinen energia pyritään muuttamaan mekaaniseksi energiaksi roottorissa mahdollisimman pienin häviöin.

8.3 Staattorisuuttimen suunnittelu

Kohdassa 8.1 mainitun 1D-laskelman tuloksista saadaan turbiinin staattorisuuttimen päädimensiot. Tämän jälkeen ylääänisuuttimen laajenevan osan geometrian luonti suoritetaan käyttäen karakteristikoiden menetelmää (Pope & Goin 1965). Kuva 22 esittää kyseessä olevan suuttimen karakteristikkoita. Suuttimen suppeneva osa ja laajenevan osan jälkeinen osa on pyritty suunnittelemaan mahdollisimman juohevasti liittyväksi virtauksen kannalta kriittisimpään eli laajenevaan osaan. Edellä kuvatulla tavalla luodut suuttimet sijoitetaan staattorikehälle kuvan 23 esittämällä tavalla. CFD-laskennan mukaan virtaus käyttäytyy suuttimen laajenevalla osalla odotusten mukaisesti, katso tarkemmin luku 8.4.



Kuva 22. Staattorisuuttimen karakteristikat

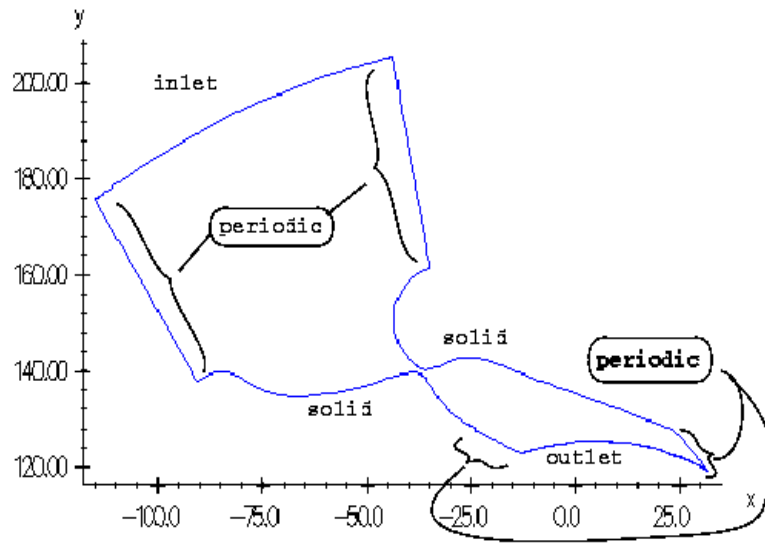


Kuva 23. Osa staattorisuutinkehästä

8.4 Staattorin CFD-laskenta

Rakennerratkaisuksi valitun, tyypiltään radiaalisen ORC-turbiinin staattori rakentuu ympyrän kehällä sijaitsevasta 20 siivestä (Larjola 1996, Hoffren et al. 1998). Suunnittelijalta saatava geometriatieto pitää sisällään yhden siiven koordinaatit, joiden perusteella laskentahila voidaan konstruoida. CFD-laskennassa voidaan tarkastelu rajoittaa symmetrian nojalla yhteen suutinkanavaan periodisen reunaehdon avulla. Kuvassa 24 on esitetty suutinkanavan laskenta-alue. Sisäänvirtaus

tapahtuu ulkokehältä, missä virtausnopeus on hyvin pieni. Laskenta-alueen ulkoreuna on vedetty riittävän kauas siivestä, jotta virtaus saa kehittyä luonnollisesti ennen siipikanavaa. Staattorin siipigeometria on kaksiulotteinen, mutta todellisuudessa siipikanava on 3D-geometria. Vain kapean kurkun alueella virtauksen voidaan ajatella olevan puhtaasti kaksiulotteista, sillä suutinkanavan akselinsuuntainen dimensio on suuttimen laajenevalla osalla pienempi kuin suuttimen leveys.



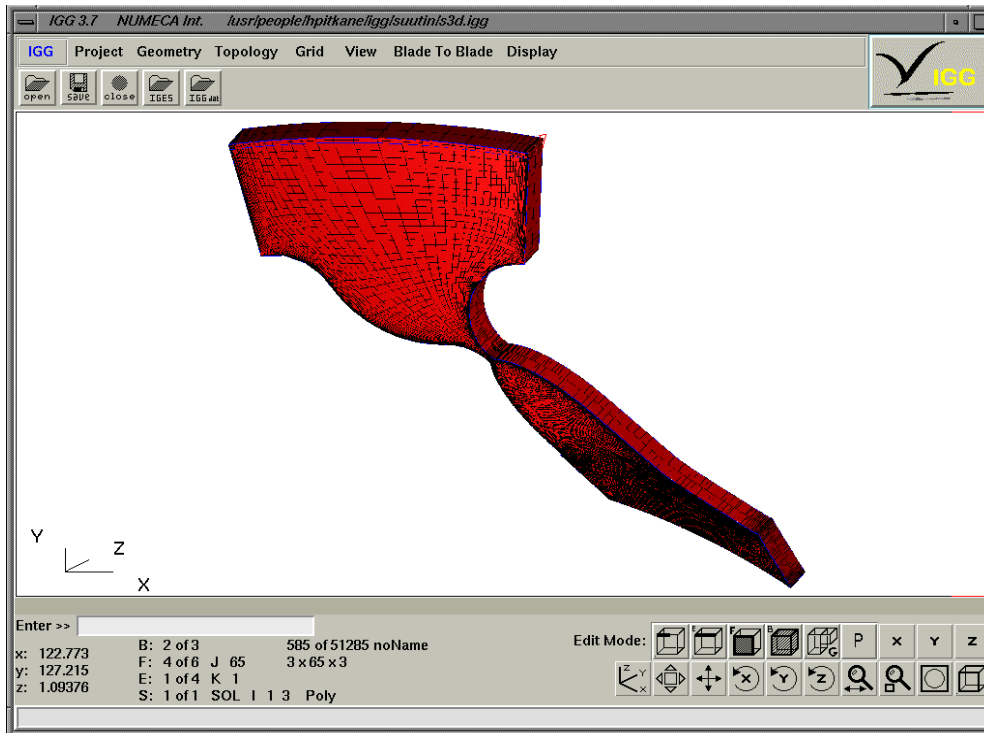
Kuva 24. Staattorisuuttimen laskentahilan reunat reunaehtoineen (v.1995 geometria).

Laskentahilaan generoitiin aluksi (vuoden 1995 laskelmat) 128 kappaletta virtaussuunnassa, mutta vuonna 1999 koppien lukumäärä kaksinkertaistettiin 256:een. Kehän suunnassa koppeja on 64 kappaletta. Hilangenerointi suoritettiin kaupallisella IGG-ohjelmalla.

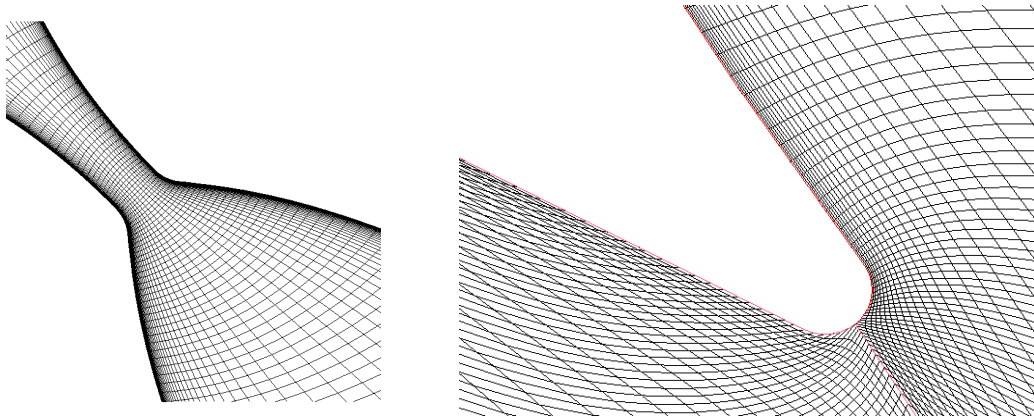
Staattorin CFD-laskenta suoritettiin sekä Finflon ideaalikaasuoletukseen perustuvalla 3D-versiolla että kaksiulotteisella reaaliikaasuversiolla (Hoffren 1997, Hoffren 1999) samaa laskentahilaa käyttäen. Tosin myös 3D-versiolla suoritettussa laskennassa oletettiin virtaus puhtaasti kaksiulotteiseksi asettamalla akselia vastaan kohtisuorien seinien reunaehto peilityypiksi ja käyttämällä ainoastaan yhtä hilakoppia akselin suunnassa. Kolmiulotteisuudesta aiheutuvaa virhettä tullaan analysoimaan jatkossa ideaalikaasuversiolla. Vertailua varten tulee generoida uusi laskentahila, jossa on kolmiulotteisuus otettu huomioon.

Kuvassa 25 on esitetty uuden suutingeometrian laskentahila kuvaruudulta kaapatussa IGG-istuntoikkunassa. Kuvassa 26 on suurennus kurkun alueesta ja yksityiskohta siiven jättöreunan alueelta. Suuttimen kurkun alueella hilaviivat menevät helposti ristiin. Generointi vaatii onnistuakseen muutamia tasoituskerroksia (smoothing). Jättöreunakuvaa varten suutinhila on kahdennettu, koska varsinaisessa laskentahilassa on vain yksi suutinkanava. Kanava on mallitettu H-

tyypin hilalla, jolloin hilaviivat pyrkivät jonkin verran oikaisemaan jättöreunapyöristyksen kohdalla, mikä vaikuttaa koppikokoon pinnan läheisyydessä.



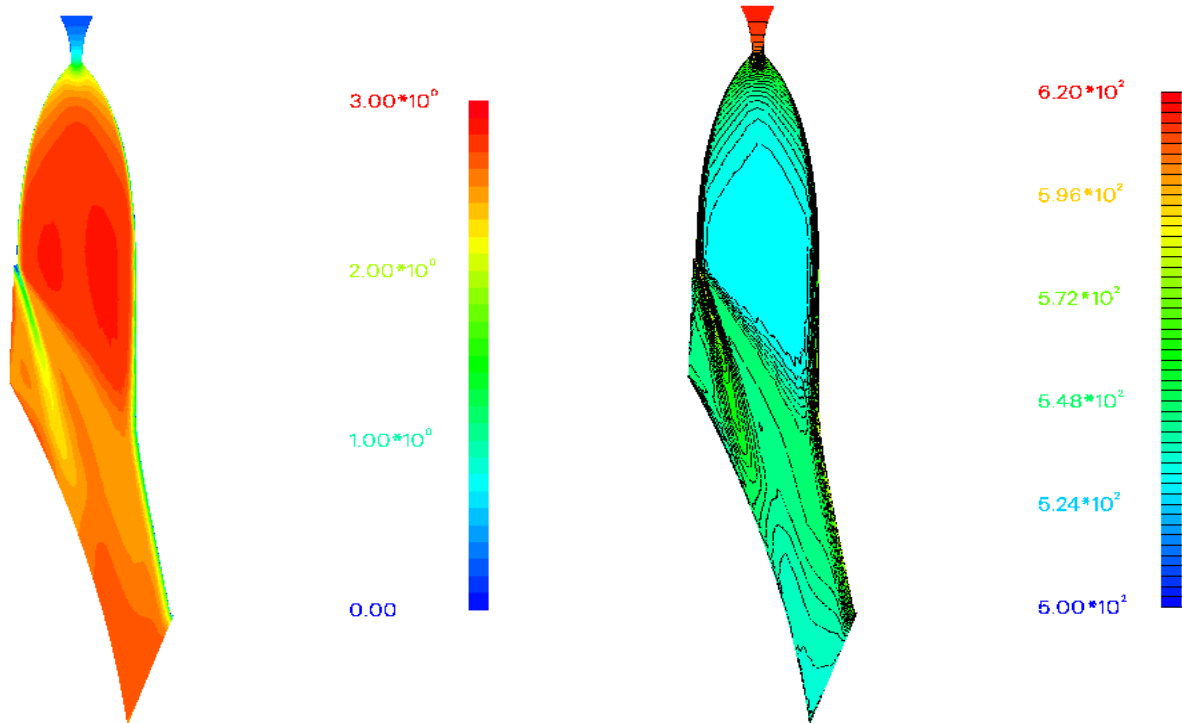
Kuva 25. Uuden suutingeometrian mukainen laskentahila.



Kuva 26. Suuttimen kurkun alueen hila (vas.), laskentahila siiven jättöreunan ympärillä (oik.).

Laskennan reunaehdot saadaan turbiinin 1D-laskentaohjelmasta. Ideaalikaasulaskennassa sisäänvirtauksessa annetaan kokonaislämpötila sekä massavirta ja ulosvirtauksessa staattinen paine. Tulotilan paine määräytyy laskentatuloksesta. Ideaalikaasuversiolla lasketut Machin luku ja lämpötilajakautumat ovat kuvassa 27. Vertaamalla lähteen (Hoffren 1999) vastaaviin tuloksiin voidaan todeta, että kvalitatiivisesti ideaali- ja reaalikaasutulokset ovat hyvin samankaltaisia. Kvantitatiivisesti tuloksia ei voi vertailla voimakkaasti reaalisen väliaineen takia. Reaalikaasulas-

kennan tuloksena staattorihyötysuhteeksi saatiin 86,7 %. 1D-laskentaohjelman ennuste oli 79,5 %. Staattorihyötysuhteet ovat suutinhyötysuhteita (nozzle efficiency), eli staattisesta staattiseen tilaan (static-to-static).



Kuva 27. Machin luvun (vas.) ja lämpötilan (oik.) jakautumat uudessa suutingeometriassa 3D-ideaalikaasuversioilla laskettuna. Virtaus on oletettu kaksiulotteiseksi.

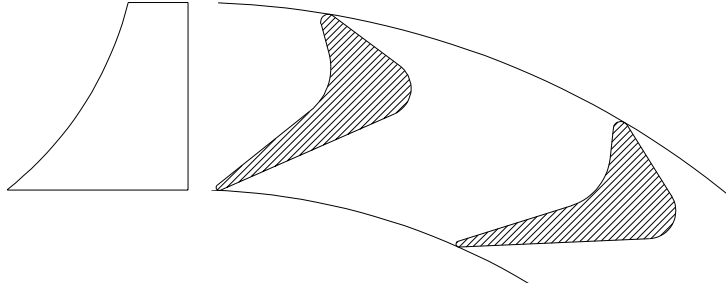
Staattorisiiven jättöreunan pyöristys on suunnittelun kannalta merkittävä kohta (Hoffren 1999). Virtauksen ollessa ylisoonista pyöristyksestä aiheutuu siiven alavirran puolelle vanavesi. Kuvan 27 tuloksissa näkyvää vanavesialuetta voitaisiin saada kavennettua jättöreunaa terävöittämällä. Jatkotoimenpiteenä kannattaakin siiven jättöreuna terävöidä niin ohueksi kuin se työstöteknisesti on mahdollista.

8.5 Roottorin suunnittelu

8.5.1 Ensimmäinen roottorisuunnittelu

Vaikka roottorille tuleva nopeus (absoluuttinen nopeus) on huomattavasti yli äänennopeuden, on "roottorin tuntema" tulonopeus (suhteellinen nopeus) kuitenkin lievästi alle äänennopeuden. Roottorisolissa virtaus kiihdytetään siten, että nopeus nousee jonkin verran yli äänennopeuden.

Roottorisolan geometria määritettiin ottaen huomioon virtauksen kokoonpuristuvuus, jatkuvuus sekä virtauskulmat siivistön johto- ja jättöreunalla. Karakteristikoiden menetelmän käyttöä ei tässä yhteydessä katsottu aiheelliseksi suhteellisen alhaisten nopeuksien ja solan voimakkaan kolmidimensioisuuden vuoksi (kuva 28).

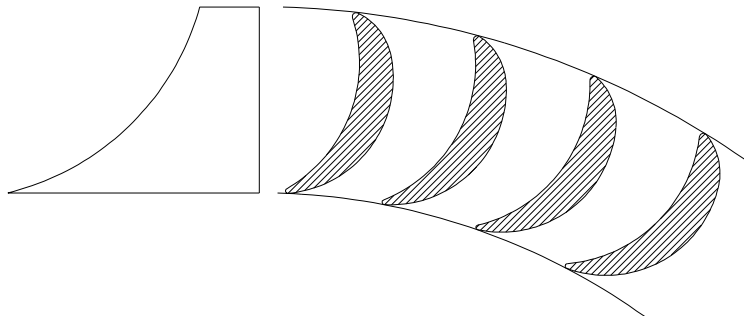


Kuva 28. Roottorin siiven meridionaaliprojektio (vasemmalla) sekä osa siipikehästä

Ensimmäisen roottoriversion vähäisestä siipiluvusta ja epäedullisesta siipimuodosta johtuen havaittiin virtauslaskennan tuloksissa, ks. luku 8.6, selvä irronneen virtauksen alue. Edellisen lisäksi toteuttaakseen tavoitellut massavirta- ja painesuhdearvot ennustaa laskenta suunniteltua korkeampaa painetasoa, toisin sanoen turbiinin nielukyky on liian pieni.

8.5.2 Toinen roottorisuunnittelu

Koska CFD-analyysi osoitti virtauksen voimakasta irtoamista roottorin kurkun jälkeen kanavan imupinnan puoleisella reunalla, nähtiin tarpeelliseksi suunnitella uusi roottori. Perusgeometriaan ei puututtu (halkaisijat, kanavien yhteenlasketut pinta-alat) vaan ainoastaan siipien lukumäärää ja siipimuotoja korjattiin. Siipien uusi lukumäärä määriteltiin käyttäen Zweifelin kriteeriä aksiaalisille turbiineille (Dixon 1984). Uusi roottorigeometria nähdään kuvassa 29. Jatkuvuusyhtälön toteutumisvaatimuksista johtuen myös meridionaaligeometria muuttuu.



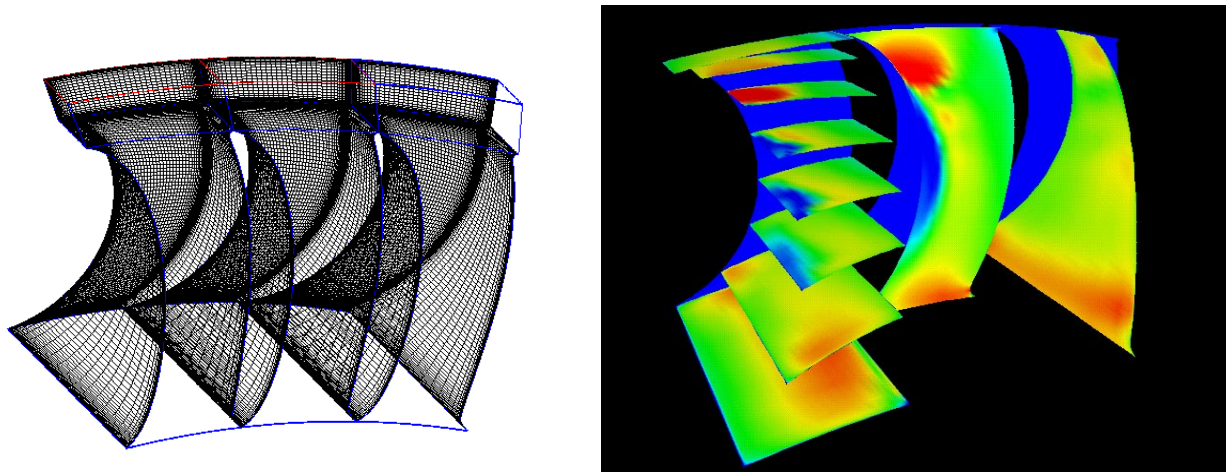
Kuva 29. Korjatun roottorin siiven meridionaaliprojektio ja osa siivistöä

Toiseen roottorisuunnitteluun liittyvät laskentatulokset osoittivat selvää parannusta toiminta-arvoissa. Kuitenkin näyttää siltä, että kohtuullinen siipien lukumäärän lisäys toisi edelleen parannusta suorituskykyyn.

8.6 Roottorin CFD-laskenta

Roottorin CFD-laskenta suoritetaan erillisenä ilman staattoria, koska siipien lukumäärät em. komponenttien välillä poikkeavat toisistaan eivätkä ole jaollisia keskenään. Sisäänvirtausreunaehdot annetaan staattorin ulostuloreunalla ja laskenta-alue päättyy roottorin siiven jättöreunan tasolle. Reunaehdot laskennalle saadaan turbiinin 1D-laskentaohjelmasta kuten staattorissakin.

Toistaiseksi roottorisuunnittelussa on suoritettu kaksi iteraatiokierrosta. Ensimmäisessä roottorissa oli 17 siipeä, mikä todettiin CFD-laskennassa riittämättömäksi. Siipien välimatka oli liian suuri, jotta virtaus olisi ohjautunut riittävästi. Lisäksi siiven kuperan imupinnan suhteellisen pieni pyörästysäde edesauttoi virtauksen irtoamista. Saatujen laskentatulosten perusteella modifioituun roottorigeometriaan suunniteltiin 43 siipeä. Tällöin virtauskanava saatiin kapeammaksi, mutta vastaavasti meridionaaliprojektiossa roottorin shroudin kaarevuus lisääntyi.



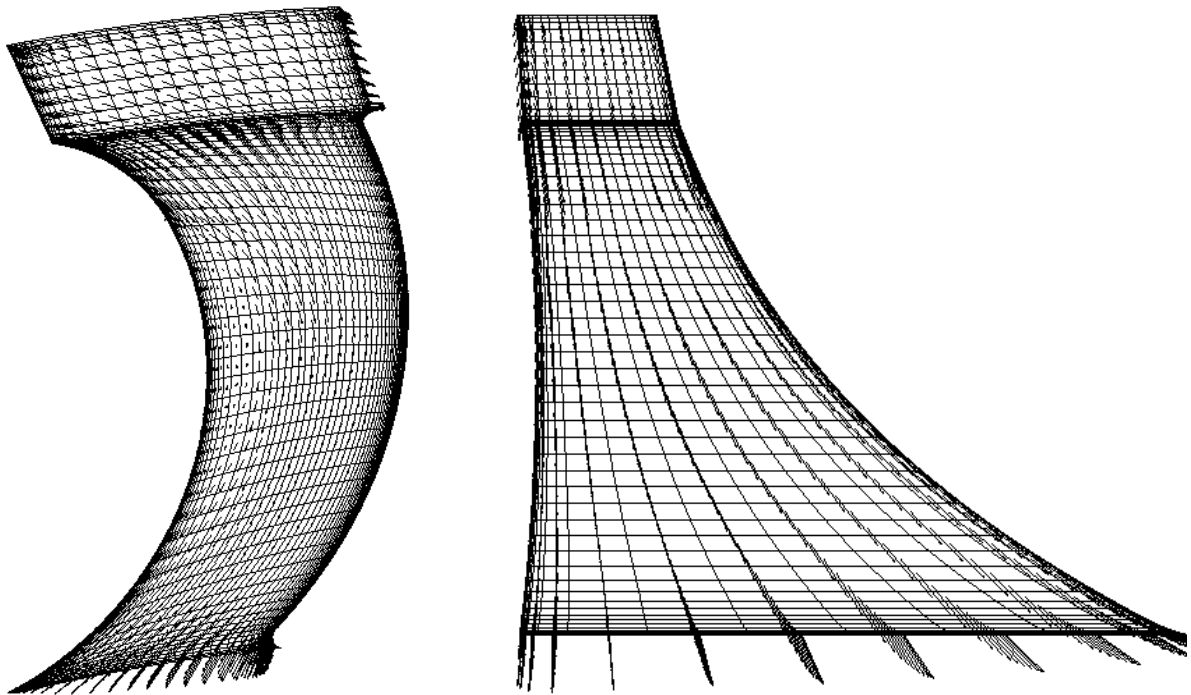
Kuva 30. Roottorin pintahila (vas.) ja suhteellinen virtausnopeus roottorikanavissa (oik.).

Roottorissa lasketaan symmetrian nojalla vain yhtä siipikanavaa kuten staattorissakin. Kuvassa 30 on laskentahila ja tulokset kuitenkin esitetty monistettuna kolmen kanavan osalta, jotta tilannetta saadaan havainnollistettua. Kuvassa 30 vasemmalla on esitetty roottorin pintahila sekä tyven ja siipien pinnoilla monistettuna. Uuden roottorin virtauskenttä on kuvassa 30 oikealla esitetyn kaltainen. Kuvassa on monistettu yksi laskettu siipikanava kolmeksi, joista jokaisessa esite-

tään erisuuntaiset hilapinnat. Vasemmanpuolimmaisessa kanavassa on virtausta vastaan kohtisuoria lähes vakiosäteisiä pintoja. Keskellä on hubin ja shroudin puolivälin pinta ja oikealla on imu- ja painepintojen puolesta välistä otettu hilapinta. Sininen väri kuvaa pientä suhteellista virtausnopeutta ja punainen väri vastaavasti suurta. Etenkin vasemmanpuolimmaisesta kanavasta voidaan nähdä kuinka virtaus edelleen pyrkii irtoamaan imupinnalta. Sen sijaan meridionaalitasossa virtaus pysyy hyvin kiinni. Laskennassa roottori on oletettu katetuksi.

Nopeusjakautumia on havainnollistettu vektoriesityksillä kuvassa 31. Vasemmanpuolimmainen kuva on naamaprojektio yhdestä siipikanavasta. Tulos on esitetty hub- ja shroud -pintojen puolellavälissä. Kuperan imupinnan puolella, hieman johtoreunan jälkeen, on selvä irtoamiskohta. Kuvassa 31 oikealla olevassa imu- ja painepinnan puolesta välistä otetussa meridionaaliprojektiossa ei irtoamista ole havaittavissa.

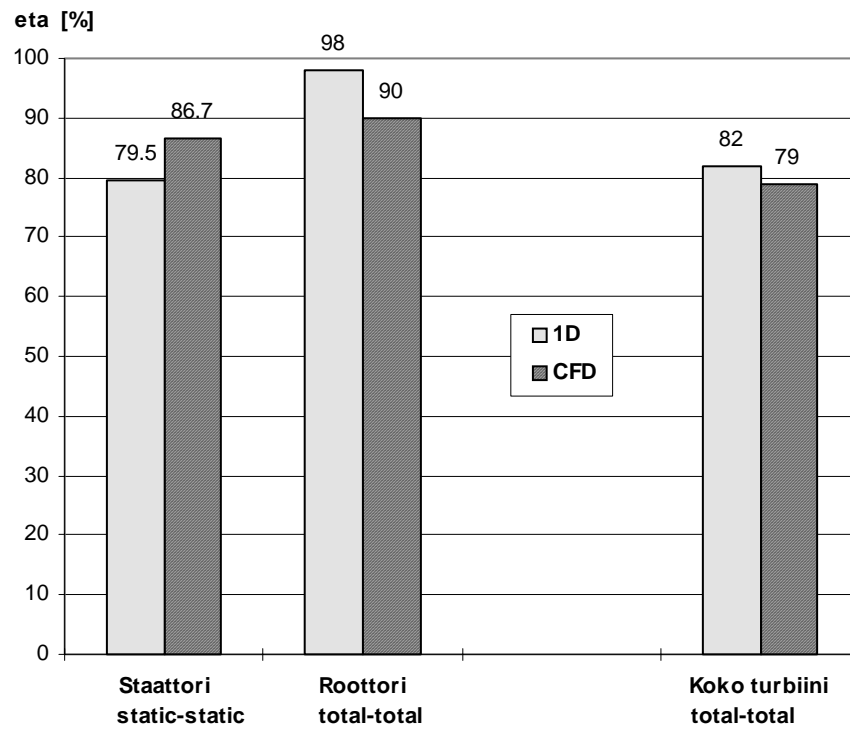
Nopeusjakautumien lisäksi keskeinen suure on hyötysuhde. Pelkän roottorin osalta lasketuksi hyötysuhteeksi saatiin 90 %, mikä on selvästi pienempi kuin 1D-laskennan 98 %. Todennäköisesti pienillä roottorimodifikaatioilla hyötysuhdetta saadaan nostetuksi muutamalla prosenttiyksiköllä, mutta edellytyksenä on virtauksen kiinnipysyminen.



Kuva 31. Suhteellinen nopeus vektoriesityksenä.

Kuvassa 32 on esitetty 1D-laskennan ja CFD-laskennan hyötysuhteet graafisesti sekä staattorin että roottorin osalta. Staattorihyötysuhteet ovat staattisesta tilasta staattiseen tilaan (static-static),

kun taas roottorin ja koko turbiinin hyötysuhteet ovat tyypiltään kokonais-kokonais -arvoja (total-to-total). Diffuusorin hyötysuhde ei sisälly esitettyihin hyötysuhteisiin.



Kuva 32. ORC-turbiinin staattori- ja roottorihyötysuhteet. Koko turbiinin hyötysuhde ei sisällä diffuusoria.

9 KANSATALOUDELLINEN KANNATTAVUUS

Dieselmootorin tai kaasuturbiinin hukkalämpöä (tai muuta teollisuuden hukkalämpöä) sähköksi muuntava ORC-voimala voidaan rinnastaa uusiutuvaan energiaan, koska näin tuotetun sähkön voidaan katsoa vähentävän fossiilisilla polttoaineilla tuotetun sähkön määrää.

ORC-voimalalle voidaan näinollen tehdä samantapainen laskelma kuin tuulivoimalalle. Vertailukohteeksi voidaan ottaa tanskalaisen valmistajan 2 MW tuulivoimala, jonka hinta valmiiksi asennettuna on 6000 mk/kWe (Larjola 2000).

Suomen rannikko-olosuhteissa tuulivoimalan huipun käyttöaika on noin 2000 h/a. Oletetaan tuulivoimala hankituksi lainalla, jonka tasa-annuiteetti on 10 %. Valmistajan ilmoituksen mukaan tuulivoimalan huolto- ja valvontakustannukset ovat n. 0,03 mk/kWh (Larjola 2000). Tällöin saadaan sähköenergian hinnaksi

$$\frac{6000 \text{ mk/kWe} \cdot 0,1}{2000 \text{ h}} + 0,03 \text{ mk/kWh} = 0,33 \text{ mk/kWh} \quad (2 \text{ MW tuulivoimala Suomen rannikolla})$$

Peruskuormaa tuottavan dieselin yhteyteen asennetun ORC-voimalan huipun käyttöajan voidaan vastaavasti arvioida olevan luokkaa 6000 h/a. Edellä olevan perusteella 1000 kWe ORC-voimalan hinta on luokkaa 6000 mk/kWe valmiiksi asennettuna (puhdas maakaasupoltto). Suurnopeustekniikan perustuvan rakenteensa ja hermeettisyytensä ansiosta ORC-laitoksen huollon tarve on vähäinen. Dieselvoimalaitoksen yhteydessä huolto- ja valvontakulujen voidaan arvioida olevan korkeintaan luokkaa 60 000 mk/a eli 0,01 mk/kWh. Olettamalla 10 % tasa-annuiteetti saadaan kuten edellä

$$\frac{6000 \text{ mk/kWe} \cdot 0,1}{6000 \text{ h}} + 0,01 \text{ mk/kWh} = 0,11 \text{ mk/kWh} \quad (1 \text{ MW ORC-voimala})$$

Uusiutuvaan energiaan ja energian säästöön sovellettavien periaatteiden mukaisesti Suomeen rakennettavalle ORC-voimalalle pitäisi olla saatavissa 30 % investointituki ja sähköveron palautus, jolloin sähkön hinnaksi jäisi vain noin 0,08 mk/kWh.

Jos ajatellaan, että ORC-voimalalla korvataan ensi sijaisesti kivihiililauhdevoimalalla tuotettua sähköä, voidaan ko. 1000 kW ORC-voimalan laskea pienentävän saastepäästöjä seuraavasti:

SO ₂	30 tonnia/a
NO _x	28 tonnia/a

CO ₂	8960 tonnia/a
lentotuhka	580 tonnia/a

(oletus: jo rakennetun kivihiihilauhdevoimalan saastepäästöt SO₂ = 5,0 g/kWh, NO_x = 4,6 g/kWh, CO₂ = 1493 g/kWh ja lentotuhka 96,6 g/kWh, uudelle laitokselle on hieman tiukemmat päästörajat).

ORC-voimalan kotimaisuusaste on luokkaa 95 %. Siten ORC-voimalainvestointia voidaan kansantaloudellisesti pitää monessakin suhteessa erittäin kannattavana.

10 YHTEENVETO

Tässä tutkimuksessa selvitettiin dieselvoimalaitoksen hyötysuhteen korottamista käyttämällä apuna orgaanista kiertainetta käyttävää Rankine-prosessia eli ORC-prosessia. Tutkimus on osa suurnopeustekniikan tutkimushanketta, jota Lappeenrannan teknillisessä korkeakoulussa on tutkittu jo vuodesta 1981 alkaen. Tämä projekti on tehty yhteistyössä High Speed Tech Oy:n, Wärtsilä NSD:n ja Vahterus Oy:n kanssa, ja sitä on rahoittanut em. yritysten lisäksi Teknologian kehittämiskeskus, TEKES.

ORC-prosessilla (Organic Rankine Cycle) tarkoitetaan Rankine-prosessia, jossa kiertoineena veden asemesta on sopiva orgaaninen neste, esimerkiksi tolueeni, isobutaani tai isopentaani. ORC-prosessi soveltuu hyvin nimenomaan matalalla lämpötilatasolla vapautuvan hukkalämmön hyödyntämiseen, ja ORC-voimala voidaan tarvittaessa rakentaa kohtuullisin kustannuksin myös sopivan pienikokoisena.

ORC-laitos on suunniteltu hyödyntämään nimenomaan voimalaitosten tai teollisuuden hukkalämpöä, joten se ei kuluta lainkaan omaa polttoainetta, vaan lisää pääprosessin hyötysuhdetta ja sitä kautta energiatehokkuutta. Koko ORC-laitoksesta saatava sähköteho on siten "vihreää" sähköä, joka ei lisää hiilidioksidipäästöjä. ORC-laitoksen sähköä ja sen hintaa voidaan siten hyvin verrata muun muassa tuulisähköön tai yksinomaan biomassaa polttoaineenaan käyttävän voimalan sähköön.

Tässä tutkimuksessa käytettiin suurnopeustekniikkaan perustuvaa turbogeneraattoria, koska sillä todennäköisimmin saavutetaan edullisin laitos. Suurnopeusturbogeneraattorissa turbiini, generaattori ja syöttöpumppu ovat yhteisellä akselilla, joka pyörii turbiinin kannalta edullisimmalla nopeudella. Suuren pyörimisnopeuden ansiosta komponentit ovat pienikokoisia, ja siten edullisempia, kuin konventionaaliset rakenteet. Generaattorin tuottama suurtaajuusvirta muunnetaan ja suodatetaan taajuusmuuttajalla sähköverkkoon sopivaksi, joten mekaanista alennusvaihdetta ei tarvita. Tällaisen rakenteen lisätuna on mm. täydellinen hermeettisyys ja öljyttömyys, sillä akselin läpivientejä ei ole ja laakerit voidellaan kiertoineella. Näin ollen turbogeneraattorin huollon tarve on vähäinen.

Tutkimuksen lähtökohtana oli tropiikin olosuhteissa peruskuormaa ajava, raskasöljykäyttöinen Wärtsilä NSD 18V46 voimalaitosmoottori, jonka hukkalämmöistä tuli kyetä tuottamaan sähköä

mahdollisimman alhaisilla investointikustannuksilla. Kaukolämmöntuotanto rajattiin tämän selvityksen ulkopuolelle.

ORC-prosessilla voitaisiin hyödyntää moottorin pakokaasujen lämpöenergiaa, ahtoilman välijäähdytyslämpöä sekä tietyissä olosuhteissa myös jäähdytysveden lämpöä. Kaikki nämä vaihtoehdot selvitettiin tässä tutkimuksessa. Pakokaasut ovat kuitenkin selvästi kuumimpia em. hukkalämmönlähteistä, joten pakokaasu-ORC-laitoksen teho on suurin ja hyötysuhde korkein. Annetuilla reunaehdoilla ei ollut mahdollista tuottaa sähköä yhden moottorin jäähdytysveden lämmöstä, mutta teoreettisesti se olisi mahdollista kytkemällä useiden moottorien jäähdytysvedet yhteen. Ominaisinnaltaan edullisin ja rakenteeltaan järkevin laitos saavutetaan käyttämällä hyödyksi yksinomaan pakokaasun lämpöenergiaa.

Pyrittäessä alhaisiin investointikustannuksiin joudutaan ORC-prosessin hyötysuhteesta tinkimään, jotta mitoitus saadaan väljäksi ja prosessikomponentit siten kohtuuhintaisiksi. Perustapakukseksi valittiin seitsemän turbogeneraattorin ORC-laitos. Tällöin rekuperaattori voidaan tarpeettomana jättää kokonaan pois, ja lämpötilaero kattilassa ja lauhduttimessa on riittävän suuri, jotta niiden lämpöpinnat voidaan mitoittaa kohtuullisen pieniksi. Kyseisen laitoksen nettosähköteho on 1142 kW, joten se lisäisi dieselmootorin tehoa 6,8 %. ORC-laitoksen myyntihinta olisi noin 7,67 Mmk, mikäli lauhdutin voidaan rakentaa ruostumattomasta teräksestä ja noin 9,01 Mmk, mikäli olisi käytettävä titaanilauhdutinta. ORC-laitoksen ominaisinvestointikustannus olisi siten noin 6700 mk/kW - 7900 mk/kW materiaalivalinnoista riippuen. Mainittu hinta sisältää sekä komponenttien valmistajien että systeemi-integraattorin katteet. Koska höyrystimen hinta vaikuttaa olennaisesti ORC-laitoksen hintaan, voidaan puhtailla maakaasupolton savukaasuilla arvioida ominaisinvestoinnin olevan noin 1000 mk/kW alhaisempi. Olettaen 6000 h/a huipun käyttöaika saadaan ORC:llä tuotetun sähkön hinnaksi noin 0,11 mk/kWh. Suomeen rakennettavan ORC-laitoksen investointikustannuksiin on todennäköisesti myös saatavissa 30 % tuki, kuten esimerkiksi tuulivoimaloihinkin, sillä ORC-voimala ei aiheuta CO₂-päästöjä.

ORC-laitoksen turbiinin 1D suunnittelua tarkennettiin sekä laitoksen turbiini mallinnettiin CFD-laskennan (numeerisen virtauslaskennan) avulla osana tätä tutkimusta. Näin kyettiin nostamaan turbiinin staattorin hyötysuhdetta suuttimen muotoa parantamalla ja roottorin hyötysuhdetta mm. siipien lukumäärää lisäämällä. CFD-laskennan perusteella voidaan nyt aikaisempaa varmemmin ennustaa turbiinin todellinen hyötysuhde.

ORC-laitoksen dynaaminen simulointiohjelma saatiin niin ikään valmiiksi tämän projektin puitteissa. Simulointiohjelman avulla voitiin asettaa laitoksen säädinparametrit sekä simuloida voimalan käynnistys-, ajo- sekä häiriötilanteita. Tehtyjen simulointien perusteella voidaan tehdä seuraavat johtopäätökset:

- Tuorehöyryn lämpötilan säätö toimii hyvin tarkasti.
- Tuorehöyryn tulistusvaran ei tarvitse olla erityisen suuri.
- Tuorehöyryn paine- ja lämpötila on valittu järkevästi dynaamista käyttäytymistä silmällä pitäen.
- Säädin kykenee ohjaamaan laitosta turbogeneraattorin sammutus- ja käynnistystilanteissa.
- Ohitusventtiilin avautumisnopeuden tulee olla nykyistä suurempi, jotta riski varoventtiilin avautumisesta pikasulkutilanteessa vältetään.
- Turbogeneraattori ei ryntää liian suurelle kierrosnopeudelle pikasulkutilanteessa.

ORC-prosessi saattaisi soveltua hyvin myös aivan toisenlaisen dieselvoimalaitoksen tai hukkalämmönlähteen yhteyteen. Esimerkiksi pienikokoisessa kaasudieselissä, joka tuottaa myös kaukolämpöä, voisi myös olla ORC-laitos. Tällöin ORC-prosessin lauhdelämpö voitaisiin hyödyntää kaukolämmön tuotannossa. Laivoissa on myös koneita, joiden hyötysuhde olisi periaatteessa tärkeä, mutta joihin suurikokoinen vesihöyrykombiprosessi tuskin tulee kysymykseen. Pienten kaasuturbiinien hyötysuhdetta voisi niin ikään lisätä ORC-prosessilla helpommin kuin vesihöyrykombiprosessilla. Pienehköillä kaukolämpökattiloilla olisi mahdollista tuottaa ORC-laitoksen avulla myös sähköä lämmön ohella. Lisäksi eri teollisuusprosesseissa vapautuu hukkalämpöjä, joita voitaisiin hyödyntää ORC-prosessin lämmönlähteenä. Tällaisissa sovelluksissa ORC-laitoksen edut nimenomaan pienvoimalana tulevat paremmin esille kuin hyvin suuren dieselvoimalan yhteydessä. Tällaiset selvitykset ovat kuitenkin täysin oma projektinsa, eikä niitä ole tutkittu tässä selvityksessä.

LÄHDELUETTELO

Dixon S. L. 1984. Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery. Pergamon Press. 263 s.

GaBi. 1999. Tietokoneohjelma ja tietopankki elinkaarianalyysiä varten. Versio 3.0. Universität Stuttgart.

Hoffren J. 1997. Adaptation of FINFLO for Real Gases, Report No. 102, Laboratory of Aerodynamics, Helsinki University of Technology. 29 s.

Hoffren J. 1999. ORC-turbiinin staattorin laskenta FINFLOlla. Raportti No. T-151, Aerodynaamisen laboratorio, Teknillinen korkeakoulu. 9 s.

Hoffren J., Talonpoika T., Larjola J., Siikonen T. 1998. Numerical Simulation of Real-Gas Flow in a Supersonic Turbine Nozzle Ring. Tarjottu julkaistavaksi: ASME Journal of Turbomachinery. (manuscript 20 p.)

Honkatukia J. 1994. ORC-prosessin staattinen malli. Lappeenranta. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto, julkaisu EN B-84. 22 s.

Jokinen T., Larjola J., Mikhaltsev I. 1998. Power Unit for Research Submersible. Elecship 98; Internat. conference on electric ship, Istanbul, September 1st, 1998. pp. 114-118.

Lacey D. & Prasad A. 1981. Five Organic Rankine Cycle systems installed at field test sites. Modern Power Systems, October 1981.

Larjola J. 1988. ORC power plant based on High Speed Technology. Proceedings of Conference on High Speed Technology, August 21-24, 1988, Lappeenranta, Finland. Lappeenranta University of Technology, Department of Energy Technology, publ. No ENTE D- 15. pp. 63-77.

Larjola J. 1996. Turbiinin laskenta ORC-prosessin staattisessa ohjelmassa. Lappeenranta. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto, julkaisu EN B-100. 32 s.

Larjola J. 2000. Muistiinpanot 5. 4. 2000. (Julkaisematon muistio)

Larjola J., Lindgren O., Vakkilainen E. 1991. Sähköä hukkalämmöstä. Helsinki, Valtion painatuskeskus. Kauppa- ja teollisuusministeriö, Energiaosasto, sarja D:194. 152 s.

Larjola J., Nuutila M. 1995. District heating plant converted to produce also electric power. 27th UNICHAL Congress, June 12-14 1995, Stockholm. Report 228 E, 14 s., UNICHAL, Zurich.

Lämpölaitosyhdistys ry. 1995. Kiinteän polttoaineen lämpökeskuksen muuntaminen lämmön ja sähkön yhteistuotantolaitokseksi ORC-energianmuuntimella, Kauppa- ja teollisuusministeriö, Energiaosasto, raportti H19/1995. 39 s.

Maunula M. 1997. Läpivirtauskattilalla varustetun Rankine-prosessin dynaaminen mallinnus. Lappeenranta. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto. 56 s. diplomityö.

Pan H. 1993. Two-Dimensional Navier-Stokes Computations of Subsonic and Supersonic Flows Through Turbine Cascades, Report No. T-66, Laboratory of Aerodynamics, Helsinki University of Technology. 63 s.

Pope A., Goin K. L. 1965. High-Speed Wind Tunnel Testing, John Wiley & Sons, Inc. 474 s.

Talonpoika T. 1996. Dynamic Model of a Small Once-Through Boiler. Lappeenranta. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, tieteellisiä julkaisuja 55. 86 s. väitöskirja.

MUUTA KIRJALLISUUTTA

A Julkaisut tieteellisissä aikakauslehdissä

- A.3 J. Larjola: Electricity from Waste Heat Using the Organic Rankine Cycle (ORC). *Energy Exploration & Exploitation*. Volume 9, No 4, pp. 205-219, 1991

B Kansainväliset konferenssijulkaisut

- B.3 J. Larjola, E. Vakkilainen: Utilization of waste heat with a new organic Rankine cycle plant. *Fintech Seminar*, March 7th-9th 1983, Tampere. Ekono publication, 1983
- B.6 E. Vakkilainen, J. Larjola, O. Lindgren: Waste heat recovery with ultra high speed turbomachinery. 19th Intersociety energy conversion engineering conference, August 19-24, San Francisco 1984
- B.7 J. Larjola: ORC-plant with high-speed gas lubricated turbogenerator. *VDI-Berichte 539: ORC-HP-Technology* (proceedings of VDI-Seminar: ORC-HP-Technology, September 10-12, 1984, ETH Zurich), pages 697-705. Dusseldorf 1984
- B.9 J. Larjola: Små kraftverk för utnyttjandet av spillvärme från industrin. Introduction og Markedsforing af nye energiteknologier (proceedings of the conference 26-27 November in Copenhagen). Nordisk Ministerråd, Copenhagen 1984
- B.10 J. Larjola: High-Speed Turbomachinery and Its Application in the Conversion of Energy. ASME Winter Annual meeting, Anaheim, December 7-12, 1986. ASME publ. 86-WA/FE-4, 1986
- B.11 J. Larjola, P. Sarkomaa, S. Suistoranta: New technology ORC-plant for heat recovery of Diesel engines. 17th International congress on Combustion Engines (CIMAC'87), part Diesel Engines, paper D-12, 22 p., Warsaw June 8-11, 1987
- B.12 J. Larjola: Miniatur kraftverk för utnyttjandet av industriell spillvärme. Energi Ökonomisering, demonstrations-projekter (proceedings of the Nordisk Ministerråd conference, Copenhagen 9-10.11.1987). Nordisk Ministerråd publ. No 65:1987, p. 71-80
- B.13 Proceedings of Conference on High Speed Technology, August 21-24, 1988, Lappeenranta, Finland (editor J. Larjola). Lappeenranta University of Technology, Department of Energy Technology, publ. No ENTE D-15, 288 p., 1988
- B.18 J. Larjola: Electricity from industrial waste heat using High Speed organic Rankine cycle. *Production Research 1993*, editors V. Orpana and A. Lukka (proceedings of the 12th International Conference on Production Research, Lappeenranta, 16-20 August, 1993). Elsevier Publ. Co., pp. 681-682. Amsterdam/London/New York/Tokyo, 1993
- B.19 J. Larjola: The principle and basic applications of high speed technology. *Seminarium Högvarsdrifter*, Kungliga Tekniska Högskolan, December 3rd, 1993 (editor C. Sadarangani). 16 p., Stockholm 1993
- B.22 J. Larjola, J. L. H. Backman: Oil free bearings in high speed technology. *Stockholm Power Tech*, June 18-22, 1995, International Symposium on Electric Power Engineering, invited speakers' sessions, pp. 63-68, 1995

C Kotimaiset julkaisut, muut julkaisut ja patentit

- C.4 J. Larjola: Lämpöpumppu ja pienoisvoimala teollisuuden jäteämpövirtojen hyödyntämisessä: Osa B, Pienoisvoimala. Teollisuuden Energiatutkimusseminaari (KTM), Helsinki 05.11.1981
- C.6 E. Vakkilainen, J. Larjola: Sähkön kehityksen kannattavuus teollisuuden jäteämmöstä pienoisvoimalan avulla. Lappeenranta University of Tech. publication EN B-21, Lappeenranta 1982
- C.7 J. Larjola: Pienoisvoimalaitoksen käyttö sähkön tuottoon turvekaukolämpölaitosten savukaasuista. *Turveteol-*

- lisuusliitto ry publication No 4, 1982
- C.8 E. Vakkilainen, J. Larjola: Hukkalämmön hyväksikäyttö muuttamalla se sähköksi pienoisvoimalan avulla. Energiansäästötoimenpiteet valimoissa -kurssi, 9-10.11.1983, Helsinki. INSKO publication 1983
- C.9 J. Larjola: Sähkön tuotto hukkalämmöstä pienoisvoimalalla. Hukkalämpö hyödyksi; teollisuuden ja yhteiskunnan yhteistyö lämpöhuollossa -kurssi 7-9.12.1983, Vammala. INSKO publication 189-83, 1983
- C.11 E. Vakkilainen, J. Larjola, P. Sarkomaa: Sähkön tuotto aurinkoenergiasta pienoisvoimalalla (ORC-power plant for solar energy). Lappeenranta University of Tech. publication EN B-34, 1984
- C.13 J. Larjola: Pienoisvoimala - sähköä hukkalämmöstä. Sähkö - electricity and electronics, Vol. 57, May 1984
- C.14 J. Larjola, P. Sarkomaa, E. Vakkilainen, O. Lindgren: Pienoisvoimala - sähköä teollisuuden ja laivojen hukkalämmöstä; väliraportti. Lappeenranta University of Tech. publication EN B-35, 1984
- C.15 J. Larjola: Energian muunnin - Energiomvandlare (suurnopeus-ORC-voimalan toimintaperiaate). Patent No 66234, 10.09.1984, U.S.A. No 4,558,228, 10.12.1985, European patent specification 0090022, 14.8.1985, Neuvostoliitto No 1340598, 23.9.1987
- C.19 J. Larjola, L. Aura, P. Sarkomaa, E. Vakkilainen, O. Lindgren, J. Backman, M. Paavoseppä, J. Pyrhönen, K. Välimäki, H. Esa: Suumopeustekniikka - uusi ratkaisu energianmuuntoon. Lappeenranta University of Tech. publication EN B-48,17 p., 1985
- C.20 J. Larjola, L. Aura, P. Sarkomaa: Suumopeustekniikka - uusi ratkaisu energianmuuntoon. Sähkö - electricity and electronics, vol. 58, pp. 44-48, No 8, 1985
- C.24 J. Larjola: Electricity from waste heat. High technology from Finland, pp. 30-33. The Finnish Academy of Technical Sciences, Helsinki 1985
- C.25 J. Larjola: Sähköä teollisuuden hukkalämmöstä pienoisvoimalalla. Tehokkuutta ja tuottavuutta teollisuuden energiankäyttöön -kurssi, 3-4.12.1985, Hyvinkää. INSKO publication 244-85, 1985
- C.34 J. Larjola: Magneetti- ja kaasulaakerit suumopeustekniikassa (Gas- and magnetic bearings in high speed technology). Konepajamies, No 4, pp. 64-67, 1988
- C.35 J. Larjola: Suumopeustekniikka - öljyttömiä laakereita ja suuren pyörimisnopeuden sähkökoneita. Sähkö - electricity and electronics, vol. 61, No 4, pp. 64-67, 1988
- C.38 J. Larjola, O. Lindgren, E. Vakkilainen: Pienoisvoimala - sähköä teollisuuden ja laivojen hukkalämmöstä (ORC-power plant: electricity from the waste heat of industry and ships). Loppuraportti. Lappeenranta University of Tech. publication EN B-68, 246 p., 1990
- C.41 J. Larjola, P. Sallinen, O. Lindgren, H. Esa, J. Pyrhönen, J. Lattu, R. Falck: Suumopeustekniikan perustutkimuskohteet, loppuraportti (Basic research in high speed technology). Lappeenranta University of Tech. publication EN B-71, 172 p., 1991
- C.45 J. Larjola, J. Backman, P. Sallinen, P. Sahlberg, H. Esa, J. Seppänen, H. Pitkänen: Suumopeustekniikan perus- ja soveltava tutkimus Lappeenrannan teknillisen korkeakoulun energiatekniikan osastolla 1/1991 - 5/1995 (Research of high speed technology in LUT during 1991-1995). Lappeenranta University of Tech. publication EN D-38, 30 p., 1995
- C.46 K. Helevirta, J. Larjola: Lämmön ja sähkön yhteistuotanto ORC-tekniikalla. Kunnalliselämä, No 7, pp. 23-25, 1995
- C.48 J. Larjola: Turbiinin laskenta ORC-prosessin staattisessa ohjelmassa (The calculation of turbine in the static programme for ORC-process). Lappeenranta University of Tech. publication EN B-100, 32 p., 1996
- C.49 J. Larjola: Method and apparatus for improving the efficiency of a small-size power plant based on the ORC-process. U.S. patent 5,570,579, Nov. 5, 1996