

TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN TOIMIALA

Konetekniikka

Energia- ja ympäristötekniikka

INSINÖÖRITYÖ

**MARTINLAAKSON KAASUTURBIININ
JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN PARANTAMINEN**

**Työn tekijä: Anne Hassinen
Työn valvoja: Markku Jantunen
Työn ohjaaja: Marko Ahi**

Työ hyväksytty: __. __. 2008

**Markku Jantunen
lehtori**



ALKULAUSE

Tämä insinöörityö tehtiin Vantaan Energia Oy:lle. Haluan kiittää työn ohjaajaa Marko Ahl:a sekä työn valvojaa Markku Jantusta saamastani ohjauksesta, arvokkaista neuvoista ja rakentavista kommentteista.

Haluan kiittää kaikkia projektissa mukana olleita. Erityisen lämmin kiitos kuuluu Vantaan Energia Oy:n henkilökunnalle, jolta olen saanut tukea ja neuvoja työni eri vaiheissa.

Helsingissä 24.2.2008

Anne Hassinen

INSINÖÖRITYÖN TIIVISTELMÄ

Tekijä: Anne Hassinen	
Työn nimi: Martinlaakson kaasuturbiinin jäähdytysjärjestelmän parantaminen	
Päivämäärä: 24.2.2008	Sivumäärä: 55 s. + 5 liitettä
Koulutusohjelma: Konetekniikka	Suuntautumisvaihtoehto: Energia- ja ympäristötekniikka
Työn valvoja: Markku Jantunen, DI	
Työn ohjaaja: Marko Ahl, käyttöpäällikkö, Vantaan Energia Oy	
<p>Tämä insinöörityö tehtiin Vantaan Energia Oy:lle, joka tuottaa ja myy sähköä ja kaukolämpöä. Työn tarkoituksena on tutkia mahdollisuuksia parantaa Martinlaakson voimalaitoksen kaasuturbiinin jäähdytyskapasiteettia.</p> <p>Työn alussa esitellään kaasuturbiinilaitoksen ja kaasuturbiinin jäähdytysjärjestelmän toimintaa niiltä osin kuin se on työn ymmärtämiseksi tarpeellista. Voimalaitoksen kaasuturbiinilaitoksella on käytössä Suomessa harvinainen suljettu jäähdytysvesijärjestelmä, joka siirtää jäähdytyskohteissa syntyvän lämpöenergian ilmajäähdyttimien kautta ulkoilmaan.</p> <p>Työssä tutkitaan jäähdytysjärjestelmän jäähdytyskykyä sekä öljyjäähdyttimen ja generaattorin ilmajäähdyttimien tilaa lämpötiloja ja tehoja seuraamalla. Jäähdytysjärjestelmän kapasiteetti todettiin riittämättömäksi, kun ulkoilman lämpötila nousee yli + 10 °C:n. Jäähdytyskierto ei jäähtyä öljylämmönvaihdinta riittävästi, jolloin kaasuturbiinin voiteluöljy ylikuumenee lyhentäen öljyn käyttöikää sekä vaarantaen kaasuturbiinin osia.</p> <p>Jäähdytysjärjestelmän kapasiteettia voidaan parantaa lisäämällä neljäs ilmajäähdytin, lisäjäähdyttämällä raakavedellä tai lisäämällä öljyjäähdyttimen rinnalle kaukolämmön paluuedellä jäähdyttävä lämmönvaihdin. Neljäs lämmönvaihdin ei riitä kattamaan tarvittavaa jäähdytystarvetta lämpötilan noustessa. Raakaveden käyttökustannukset ovat suuret eikä lämmöntalteenotto ole mahdollista. Kannattavin vaihtoehto on lisätä öljyjäähdyttimen rinnalle kaukolämmön paluuedellä toimiva lämmönvaihdin, jonka hankintakustannukset ovat alhaiset saatavaan hyötyyn nähden.</p> <p>Parannuksen ansiosta kaasuturbiinin sähkötehoa voidaan nostaa 10 %:lla nykyisestä 50 MW:sta. Jäähdytyskapasiteetin parantamiseksi tehtävät muutokset ajoittuvat syksylle 2008, jolloin kaasuturbiini modifioidaan.</p>	
Avainsanat: kaasuturbiini, jäähdytysjärjestelmä, ilmajäähdytys	



ABSTRACT

Name: Anne Hassinen	
Title: Improving Cooling capacity of the Gas Turbine in Martinlaakso Power Plant	
Date: 24 February 2008 Number of pages: 55+ 5 appendices	
Department: Mechanical Engineering	Study Programme: Energy Engineering and Environmental Technology
Instructor: Markku Jantunen, M.Sc. (Eng), Lecturer	
Supervisor: Marko Ahl, Production Manager, Vantaan Energia Oy	
<p>This graduate study was carried out for Vantaan Energia Oy, which produces and sells electricity and district heating. The purpose of this study is to explore the possibilities to improve the cooling capacity of the gas turbine at the power plant in Martinlaakso.</p> <p>The graduate work is opened with a presentation of the operation of the gas turbine plant and gas turbine's cooling system in the extent necessary to understand the work. The gas turbine plant uses a closed water cooling system, which is rare in Finland. The system transfers the heat energy from the cooling targets to the open air through air coolers.</p> <p>When studying the cooling capacity of the cooling system as well as the oil cooler's and generator's air coolers by analyzing the temperatures and power outputs, it was found that the cooling capacity is not sufficient, when the temperature rises above + 10 °C. The cooling cycle does not cool down the lubrication oil enough causing the lubrication oil to overheat, which, in turn, shortens the oil's life cycle and endangers vital turbine parts.</p> <p>The cooling system's capacity can be improved by adding a fourth air cooler or by using raw water for extra cooling. The capacity can also be improved by adding a heat exchanger, which would use district heating water for cooling, next to the oil exchanger. However, improving the cooling capacity by adding a fourth air cooler will not work when the outside temperature increases. Also, the running costs of using raw water would be high and heat recovery is impossible, as well. Therefore, the best solution is to add an exchanger next to the oil exchanger, the purchase cost of which is low compared to its benefits.</p> <p>By adding an exchanger, electrical power can be increased by 10 % from the current 50 MW. The changes to improve the cooling capacity are targeted for the fall 2008, when the gas turbine is modified.</p>	
Keywords: gas turbine, cooling system, air-cooler	

SISÄLLYS

ALKULAUSE

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

1	JOHDANTO	1
2	VANTAAN ENERGIA OY	2
2.1	Katsaus yrityksen historiaan	2
2.2	Yhtiö tänään	3
2.3	Tulevaisuudennäkymät	5
3	KAASUTURBIINILAITOKSEN PÄÄKOMPONENTIT JA TOIMINTA	6
3.1	Kaasuturbiiniyksikkö	6
3.1.1	<i>Turbiini</i>	6
3.1.2	<i>Kompressori</i>	8
3.1.3	<i>Kaasuturbiiniyksikön laakerit</i>	9
3.2	Poltinyksikkö	10
3.3	Alennusvaihteisto	11
3.4	Generaattoriyksikkö	12
3.5	Lämmöntalteenottokattila	13
4	JÄÄHDYTYSVESIJÄRJESTELMÄ 4VF	14
4.1	Pääkomponentit	14
4.1.1	<i>Jäähdytysvesipumput</i>	15
4.1.2	<i>Ilmajäähdyttimet</i>	16
4.1.3	<i>Jäätymissuojalämmönvaihdin</i>	16
4.1.4	<i>Paisunta-astia</i>	17
4.2	Jäähdytyskohteiden suunnittelutehot	18
4.3	Järjestelmän toiminta	18
4.3.1	<i>Järjestelmän säädöt ja ohjaukset</i>	19
4.3.2	<i>Pumppujen 4VF41 D001 ja 4VF42 D001 toiminta</i>	20
4.3.3	<i>Ilmajäähdyttimien toiminta</i>	20
4.4	Generaattorin jäähdytysvesijärjestelmä	22
4.5	Kaasuturbiinin voiteluöljyn jäähdytysjärjestelmä	23
4.6	Jäähdytysvesijärjestelmään 4VF tehdyt muutokset	24
4.6.1	<i>Jäähdytysnesteen vaihto</i>	24
4.6.2	<i>Raakavesi</i>	25

4.6.3	<i>Inhibiitit</i>	25
4.6.4	<i>Järjestelmän eriyttäminen</i>	26
5	JÄÄHDYTYSKAPASITEETIN TARKASTELU	27
5.1	Järjestelmän jäähdytysteho	27
5.1.1	<i>Kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen jäähdytysteho</i>	28
5.1.2	<i>Generaattorin ilmajäähdyttimien jäähdytysteho</i>	28
5.1.3	<i>Ilmajäähdyttimien jäähdytysteho</i>	28
5.2	Jäähdytysjärjestelmän 4VF:n kunto	30
5.3	Generaattorin ilmajäähdyttimet	30
5.4	Kaasuturbiinin öljyjäähdytin	31
5.5	Jäähdytysjärjestelmän likaantuminen	35
6	JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN PARANTAMINEN	36
6.1	Kaasuturbiinin uudistus	37
6.2	Puhaltimien parannus	37
6.2.1	<i>Neljäs puhallinpaketti</i>	37
6.2.2	<i>Järjestelmän edut ja haitat</i>	38
6.2.3	<i>Jäähdytysteho</i>	39
6.2.4	<i>Hankintahinta</i>	41
6.2.5	<i>Nykyarvomenetelmä</i>	42
6.3	Jäähdytys raakavedellä	43
6.3.1	<i>Järjestelmän edut ja haitat</i>	43
6.3.2	<i>Hankintakustannukset</i>	44
6.3.3	<i>Nykyarvomenetelmä</i>	44
6.4	Jäähdytys kaukolämmön paluuedellä	45
6.4.1	<i>Järjestelmän edut ja haitat</i>	46
6.4.2	<i>Lämmönvaihtimen mitoitus ja sijoitus</i>	46
6.4.3	<i>Hankintakustannukset</i>	49
6.4.4	<i>Nykyarvomenetelmä</i>	49
7	JOHTOPÄÄTÖKSET	50
	VIITELUETTELO	53
	LIITTEET	55

1 JOHDANTO

Tämä työ on tehty Vantaan Energia Oy:lle. Työn tarkoituksena on tutkia mahdollisuuksia parantaa Martinlaakson voimalaitoksen kaasuturbiinin jäähdytyskapasiteettia. Voimalaitoksen kaasuturbiinilaitoksella on käytössä Suomessa harvinainen suljettu jäähdytysvesijärjestelmä. Jäähdytysjärjestelmä kuljettaa jäähdytyskohteissa syntyneen lämpöenergian jäähdytysnesteen avulla kaasuturbiinilaitoksen katolla olevien ilmajäähdyttimien kautta ulkoilmaan, jonka jälkeen jäähdytysneste palaa takaisin kiertoan.

Kaasuturbiinin jäähdytyskapasiteetti on ollut riittämätön jo turbiinilaitoksen valmistumisesta lähtien. Järjestelmän vajaa jäähdytyskapasiteetti ilmenee ulkolämpötilan noustessa yli 25 asteen, eikä järjestelmä kykene jäähdyttämään jäähdytyskohteita riittävästi. Kaasuturbiinin tehoa halutaan nostaa kesäkaudella 10 % nykyisestä tehosta, mutta jäähdytyskapasiteetti rajoittaa tehon nostoa riittämättömyydellään.

Työn tavoitteena on tarkastella niitä epäkohtia, jotka johtavat jäähdytyskapasiteetin riittämättömyyteen. Epäkohtia analysoimalla pyritään selvittämään niiden mahdollisia jäähdytysjärjestelmälle ja turbiinilaitokselle aiheuttamia rasitteita. Tavoitteena on myös löytää vaihtoehtoisia ratkaisuja jäähdytyskapasiteetin parantamiseen. Kaasuturbiinilaitosta modifioidaan tulevana syksynä 2008, jolloin myös laitoksen jäähdytysjärjestelmän parantaminen olisi mahdollista.

2 VANTAAN ENERGIA OY

2.1 Katsaus yrityksen historiaan

Vuonna 1910 perustettiin Malmin Sähkölaitos Oy. Tuolloin yritys keskittyi sähkön myymiseen, koska sillä ei ollut omaa tuotantoa. Yritys on muuttanut nimeää ja toimipaikkaansa useaan otteeseen. Nykyisten toimitilojen valmistuttua Vantaan Tikkurilaan vuonna 1973 vaihtui myös yrityksen nimi Vantaan Sähkölaitos Oy:ksi. /1./

Lämmitystarpeen kasvaessa Vantaalla 1969 yritys aloitti kaukolämpötoiminnan. Samalla yritys päätti lämmitysvoimalaitoksen rakentamisesta Vantaan Martinlaaksoon. Laitokseen valittiin Tampella Oy:n kattila ja turbiinigeneraattorin toimitti puolalainen Zamech/Dolmel. Kaupalliseen käyttöön öljykäyttöinen vastapainevoimalaitos valmistui 1975, jolloin sen sähköteho oli 60 MW ja kaukolämpöteho 120 MW. /1; 2./

Öljymarkkinoiden kallistuessa yritys päätti rakentaa hiilikäyttöisen kattilalaitoksen. Hiilikattilan toimitti A.Ahlström Oy. Hiilikattilalaitos valmistui 1982 ja aluksi se korvasi toiminnallaan öljykattilan. Vuonna 1987 hiilikattilalle päätettiin hankkia uusi turbiinilaitos, joka valmistui käyttöön 1989. Laitoksen turbiinin toimitti unkarilainen Lang ja generaattorin sveitsiläinen ABB. Laitoksen sähköteho on 80 MW ja kaukolämpöteho 135 MW. Hiilikattilan yhteyteen rakennettiin vuonna 1993 rikinpoistolaitos. /1; 2./

Vantaan Sähkölaitos Oy aloitti vuonna 1986 ensimmäisenä pääkaupunkiseudun energiayhtiönä maakaasun käytön. Samalla Tampellan kattilalaitos muutettiin raskasöljykäyttöisestä maakaasukäyttöiseksi. /2./

Vantaan Sähkölaitos Oy rakensi vuonna 1993 yhteistyössä YTV:n jätehuoltolaitoksen kanssa Suomen ensimmäisen biokaasuvoimalaitoksen Seutulan kaatopaikalle. Voimalaitoksessa kaasu poltetaan kaasumoottorivoimalassa sekä lämpökattilassa. /1./

Kasvavan sähkön tarpeen kattamiseksi rakennettiin kaasuturbiini ja lämmöntalteenottokattila. Käyttöön kaasuturbiinilaitos valmistui 1995. Kaasuturbiini GT8C hankittiin sveitsiläiseltä ABB:ltä ja lämmöntalteenottokattilan toimitti A.Ahlström Oy. Kaasuturbiinin nimellisteho on 57 MW (0 °C). Kombikäytössä

saadaan lisätehoja ilman lisäpolttoa 18 MW ja lisäpoltolla enintään 35 MW. /2./

Sähkömarkkinoiden avautuessa vapaalle kilpailulle vuonna 1996 muutettiin myös yrityksen nimi nykyiseksi Vantaan Energia Oyksi. /2/.

Vantaan Energia Oy muuttui konserniksi vuoden 2007 alusta. Emoyhtiö Vantaan Energia myy sähköä ja kaukolämpöä sekä tarjoaa maakaasua teollisuuden tarpeisiin. Tytäryhtiö Vantaan Energia Sähköverkot Oy huolehtii Vantaan sähköverkkojen rakentamisesta, käytöstä sekä kunnossapidosta. /3, s. 4 - 5/.

2.2 Yhtiö tänään

Vantaan Energia on yksi Suomen suurimmista kaupunkienergiayhtiöistä. Yhtiö on Vantaan (60 %) ja Helsingin (40 %) kaupunkien omistuksessa. Vantaan Energia tuottaa, myy ja siirtää sähköä sekä kaukolämpöä. Lisäksi se tarjoaa maakaasua teollisuuden tarpeisiin. Yhtiö vastaa sähkö- ja kaukolämpöverkostojen rakentamisesta sekä huollosta Vantaalla. Merkittävä osa sähköstä syntyy energiatehokkaasti sähkön ja lämmön yhteistuotantona Martinlaakson voimalaitoksessa, joka käyttää pääpolttoaineina maakaasua ja kivihiiltä. Lisälämpöä saadaan lämpölaitoksista, joita yhtiöllä on yhdeksän eri puolilla Vantaata. Lisäksi Vantaan Energia omistaa osuuksia Pohjolan Voima Oy:stä (PVO), Etelä-Pohjanmaan Voima Oy:n (EPV), osia Suomen Hyötytuuli Oy:stä sekä Suomen Energia-Urakointi Oy:stä (SEU). /3, s. 4, 22./

Vuosi 2007 oli yhtiön 97. toimintavuosi, jolloin yhtiön liikevaihto oli 178,5 milj. euroa ja liikevoitto 36,5 milj. euroa. Yhtiö työllistää 339 henkilöä, joista noin 80 työskentelee Martinlaakson voimalaitoksessa /2/. Martinlaakson voimalaitoksen vuosituotanto vuonna 2007 oli 1 535 GWh kaukolämpöä ja 1 024 GWh sähköä. Lämpölaitokset tuottivat lisälämpöä 215 GWh ja sähköä 0,2 GWh. /3, s. 4, 25./

Martinlaakson voimalaitos muodostuu kolmesta voimalaitosyksiköstä. Martinlaakso 1:ssä on kaksipesäinen vastapaineturbiini, vetyjäähdytteinen generaattori sekä Tampellan luonnonkierto höyrykattila. Martinlaakso 2:n muodostaa yksipesäinen vastapaineturbiini, ilmajäähdytteinen generaattori sekä luonnonkierto lieriökattila. Martinlaakso 3:n muodostaa kaasuturbiini sekä lämmöntalteenottokattila. Yksiköitä voidaan tarvittaessa ajaa myös ristiin,

koska laitosten höyryn ja syöttöveden arvot ovat lähes samat. Martinlaakso 1:n ja 3:n pääpolttoaineena on maakaasu ja varapolttoaineena öljy. Martinlaakso 2 on hiilikäyttöinen. /2./ (Liite 1.)

Hiilikattilan tuottamat savukaasut puhdistetaan rikinpoistolaitoksessa. Käytössä on Fläkt/Niro Atomizerin puolikuiva rikinpoistomenetelmä, joka puhdistaa savukaasuista rikkidioksidin, suolahapon ja pääosan raskasmetalleista sekä muita haitallisia aineita. Hiukkaspäästöjä varten laitoksella on mekaanisia ja sähköisiä pölynerottimia. Voimalaitoksen energiantuotannon sivutuotteena syntyy lento- ja pohjatuhkaa sekä rikinpoiston yhteydessä rikinpoiston lopputuotetta yhteensä n. 30 000 tonnia vuodessa. Näistä sivutuotteista hyötykäyttöön päätyy 100 prosenttia. /2; 3, s. 4, 31./

Martinlaakson voimalaitoksella tuotetaan yhteistuotantona 195 MW sähkötehoa sekä 330 MW kaukolämpötehoa. Lisäksi kaukolämmön vara- ja huipputehon varalta on 60 MW vesikattilalaitos. Sähkön tuotannossa syntyvän lämmön talteenotto nostaa polttoaineen hyötysuhteen lähes 90 prosenttiin. Sähkön ja lämmön yhteistuotannossa säästyy polttoainetta kolmannes verrattuna siihen, että ne tuotettaisiin erikseen. Päästöt vähenevät samassa suhteessa. /3, s. 13, 22./

Hiilidioksidipäästöjä on tarkkailusuunnitelmien mukaisesti seurattu kaikissa päästökaupan piiriin kuuluvissa laitoksissa vuoden 2005 lähtien. Ensimmäisellä päästökaupakaudella 2005 - 2007 päästöoikeudet riittivät hyvin ja käyttämättä jääneet myytiin. Tulevalle kaudelle 2008 - 2012 yhtiö sai ilmaisia päästöoikeuksia 3 758 537 tonnia, joka vastaa noin 90 prosenttia arvioidusta tarpeesta. Martinlaakson ominaispäästöt ovat jo pitkään olleet pienemmät kuin ympäristöluvan mukaiset raja-arvot. Martinlaaksossa päästöt pysyvät alhaisina rikinpoistoprosessin avulla. /3, s. 18./

Vantaan Energia Oy saavutti 1999 ensimmäisenä kaupunkienergiayhtiönä Suomessa kansainvälisen standardisoimisliiton ympäristöjärjestelmästandardi ISO 14001 mukaisen sertifiointin. Ympäristöjärjestelmän menetelmillä arvioidaan ja valvotaan toiminnan ympäristövaikutuksia ja -riskejä. Järjestelmä kerää myös tiedot viranomaisten ympäristömääräyksistä. Sen keskeinen periaate on toiminnan jatkuva parantaminen, henkilöstön sitouttaminen ympäristötavoitteisiin sekä avoimuus. Ympäristöjärjestelmää kehitetään ja sen ympäristötavoitteet tarkistetaan vuosittain. Järjestelmä on ollut käytössä vuodesta 1999. Vantaan Energia liittyi vuoden 2008 alussa elinkeinoelämän

energiatehokkuussopimukseen, jonka myötä energiatehokkuus yhdistyy osaksi ympäristöjärjestelmää. /3, s. 12./

Vantaan Energia on saanut vuonna 2006 Energiateollisuus ry:n kaukolämpövaliokunnan myöntämän Reilu kaukolämpö –laatumerkin kaukolämpötoiminnastaan. Merkki myönnetään energiayhtiölle, joka hyödyntää toiminnassaan Energiateollisuuden teknisiä ja taloudellisia suosituksia sekä huolehtii kaukolämmön toimintavarmuudestaan. /3, s. 4, 22./

2.3 Tulevaisuudennäkymät

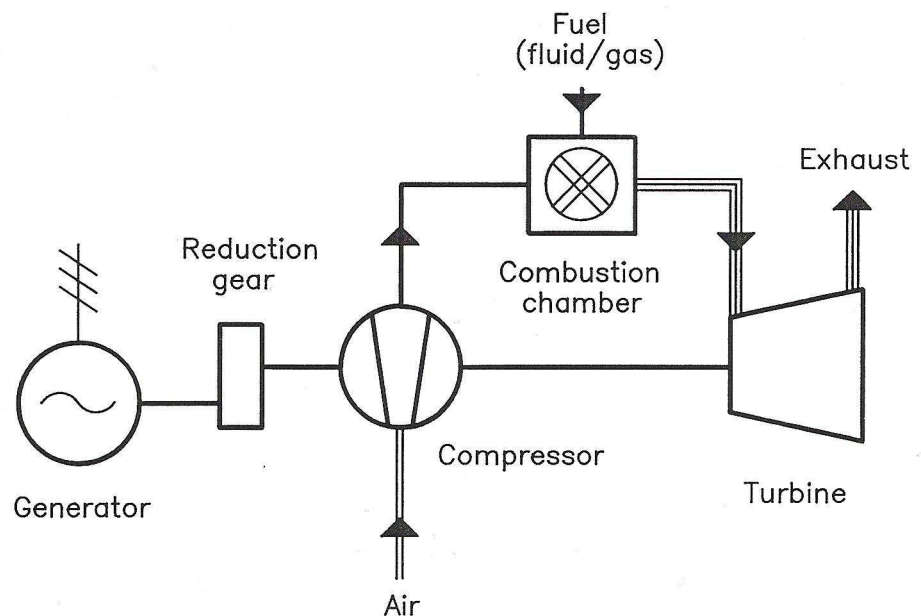
Vantaan Energia Oy harkitsee jätteenpolttolaitoksen rakentamista yhteistyössä pääkaupunkiseudun yhteistyövaltuuskunta YTV:n kanssa, joka suunnittelee jätehuollon ratkaisemista jätteiden massapoltolla. YTV tarvitsee kumppanikseen energiayhtiön, joka hyödyntäisi polttolaitoksen tuottaman sähkö- ja lämpöenergian. Jätteenpolttolaitoksen sähköntuotanto olisi noin 65 MW, joka aiheuttaisi samankokoisen loven Martinlaakson tuotantoon. Vantaan Energia Oy on kiinnostunut jätteenpolttolaitoksesta, jos YTV on valmis hyvittämään Martinlaakson voimalaitokselle aiheutuvan taloudellisen menetyksen. /3, s. 7./

Syksyllä 2007 tehtiin laitoksen ympäristövaikutusten arviointi YVA, jossa yrityksen toiminnan aiheuttama hyödyllinen ja/tai haitallinen muutos ympäristöön arvioitiin. YVAN avulla pyritään ennaltaehkäisemään toiminnan aiheuttamia haittavaikutuksia ympäristölle. Päätös jätevoimalan toteuttajasta ja sijoituspaikasta tehdään syksyllä 2008. Toteutuessaan jätteenpolttolaitos on tuotannossa vuonna 2012. Laitoskokonaisuus rakentuisi arinakattilasta sekä höyryturbiinista. /1; 3, s. 7, 46./

Martinlaakso 1:sen Tampellan höyrykattilan käyttöoikeus loppuu 2015, jolloin uuden laitoksen rakentaminen tulee ajankohtaiseksi tarvittavan sähkön tarpeen kattamiseksi. Vantaan Energia Oy liittyi 2007 Voimaosakeyhtiö SF:n osakkaaksi ja mukana Fennovoima Oy:n ydinvoimahankkeeseen, jonka tavoitteena on rakentaa Suomeen uusi ydinvoimala ensi vuosikymmenen loppuun mennessä. /3, s. 6./

3 KAASUTURBIINILAITOKSEN PÄÄKOMONENTIT JA TOIMINTA

Kaasuturbiinilaitoksen pääkomponentit ovat turbiini, kompressori, polttokammio, alennusvaihteisto sekä generaattori. Kaasuturbiinin perään on rakennettu lämmöntalteenottokattila, jolloin turbiinilta tulevien savukaasujen energia saadaan talteen. Lisäpolton avulla saadaan lisätehoa jopa 55 MW. Komponentit esitellään tässä pääpiirteittäin laitoksen yleiskuvauksen ja komponenttien sijaintien hahmottamiseksi (kuva 1). /4, luku 1b s. 2./



Kuva 1. Kaasuturbiinilaitoksen pääkomponentit /4, luku 1a, s. 9/.

3.1 Kaasuturbiiniyksikkö

Kaasuturbiiniyksikkö koostuu turbiinista ja kompressorista sekä poltinkyksiköstä, joka muodostuu polttokammioista ja 19 EV-polttimista (EV = Environmental Low-Nox-polttimet). Kaasuturbiiniyksikön tehtävä on muuntaa polttoaineesta saatava lämpöenergia mekaaniseksi energiaksi. Kaasuturbiini pyörittää generaattoria, joka tuottaa sähköenergiaa. /4, luku 2 s. 7./

3.1.1 Turbiini

Aksiaaliturbiinin tehtävänä on tuottaa kompressorin tarvitsema käyttövoima. Turbiinissa höyryn paisunta aikaansaa vääntömomentin turbiinin siivissä,

joka siirtyy pyörivään turbiinin roottoriin. Kaasuturbiini ja kompressorin akseli sekä generaattori ovat samalla yhteenhitsatulla akselilla. Akseliin kiinnittyy pitkittäissuunnassa kuusen muotoisiin uriin kiinnitetyt kolme riviä turbiinin siipiä sekä kehämäisiin uriin kiinnitetyt 12 riviä kompressorin siipiä. /4, luku 2 s. 7 - 9./

Turbiinissa on kolme siipivyöhykettä. Siipivyöhyke koostuu virtausta ohjaavasta johtosiipivyökkeestä, jota seuraa työtä tekevä juoksusiipivyöhyke. Juoksusiivet on kiinnitetty roottorin kehälle pitkittäissuunnassa kuusen muotoisiin uriin ja johtosiivet johtosiipikannakkeeseen kehämäiseen uraan. /4, luku 2 s. 7 - 8; 4, luku 1b s. 6./

Turbiinin kaksi ensimmäistä siipiriviä ovat ilmajäähdytteisiä. Jäähdytysilma otetaan kompressorin jälkeen ja johdetaan siipien sisällä olevien jäähdytyskanavien lävitse. Jäähdytysilma jäähdyttää turbiinin akselin sekä kaikkien johtosiipien tyviä. Johtosiipien kannaketta ja turbiinin akselia kuumilta savukaasuilta suojaavat ilmajäähdytteiset lämpökilvet. /4, luku 2 s. 7 - 9; 6, luku 3 s.1 - 6/. Turbiini-generaattorin teknisiä tietoja on koottu taulukkoon 1.

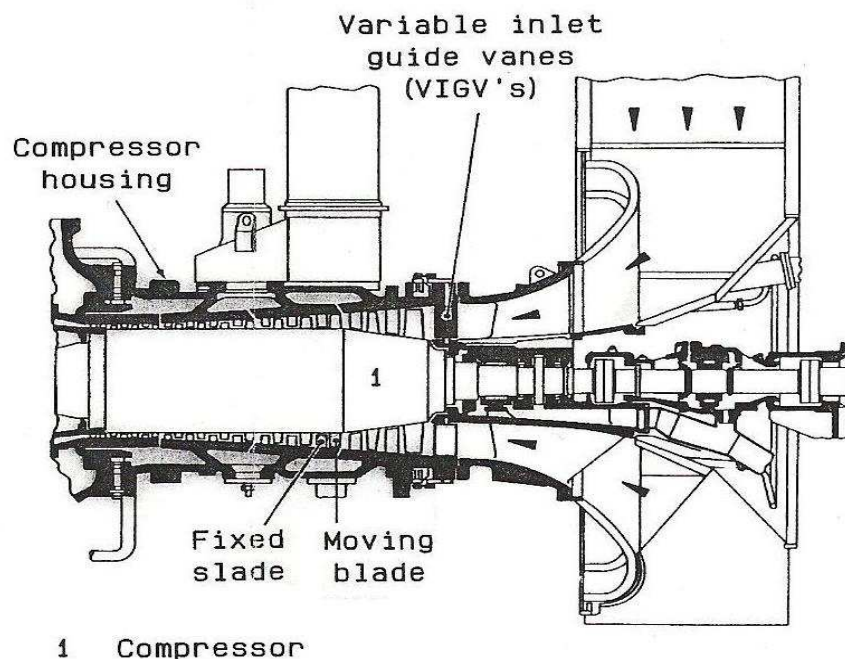
Taulukko 1. Kaasuturbiini-generaattorin tekniset tiedot /4, luku 2 s. 17/.

Taajuus	50 Hz
Bruttosähkötuotanto	52,8 MW
Bruttosähkötuotanto huippukuormituksella	56,8 MW
Bruttosähköhyötysuhde	34,4 %
Bruttolämmönkulutus	10,465 kJ/kWh
Akselin pyörimisnopeus	6200 RPM
Kompressorin painesuhde	≈ 16
Pakokaasun lämpötila	517 °C
Pakokaasun massavirta	179 kg/s
NO _x -päästöt (korjattu 15 % O ₂ kuiva)	25 vppmd

3.1.2 Kompressor

Kompressorin tehtävä on tuottaa paineistettua ilmaa turbiinille (kuva 2). Kompressorin puristaa ilmaa 12 kompressorivyöhykkeessä. Johtosiivet on liitetty kompressorin pesän sisäänmenon ympärille asetettuun säätörenkaaseen tangolla. Ilman savukaasujen lämpötilaa ja virtausta saadaan säädettyä muuttamalla johtosiipien porrastuskulmaa. Mitä pienempi porrastuskulma, sitä korkeampi on ilman savukaasujen lämpötila. Stabiilin ajon aikana johtosiipien asento on vakio ja niiden toimintaa ohjaa Egatrol-kaasuturbiinin ohjausjärjestelmä. Viimeisen juoksusiipivyöhykkeen perässä on kaksi ohjussiipeä, jotka ohjaavat virtausta turbiinin pesien välistä polttokammioon. /5, luku 16 s. 2; 4, luku 2 s. 7 - 9./

Kaasuturbiinin komponenttien jäähdyttämiseksi tarvittava ilma imetään kompressorista useissa painevaiheissa ja johdetaan jäähdytystä tarvitseville komponenteille kanavajärjestelmän kautta /4, luku 2 s. 7 - 9/.

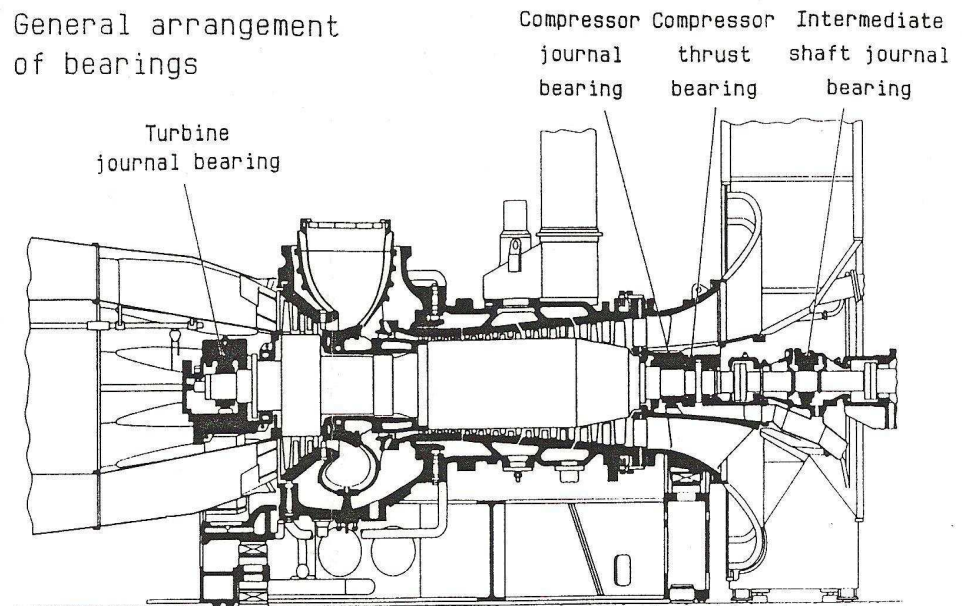


Kuva 2. Kompressor /4, luku 9 s. 49/.

Kaasuturbiiniyksikössä on turbiinille ja kompressorille erilliset pesät, jotka on liitetty yhteen hitsaamalla. Komponenttien välissä oleva sisäpesä ohjaa kuumen palokaasun polttokammioista turbiinin sisään-tuloaukulle. Ulkopesä, joka koteloi sisäpesän, ohjaa pesien välissä virtaavaa jäähdytysilmaa ja jäähdyttää tehokkaasti sisäpesää. /4, luku 2 s. 7 - 9/.

3.1.3 Kaasuturbiiniyksikön laakerit

Turbiinin roottori on tuettu paikoilleen kahden liukulaakerin ja yhden painelaakerin avulla (kuva 3). Liukulaakereiden tehtävä on kannatella roottorin massaa ja painelaakeri ylläpitää roottorin aksiaalisuuntaista asentoa. Kompressorin liukulaakeri ja roottorin painelaakeri sijaitsevat ilman sisäänotto-kanavassa ennen roottoria. Turbiinin liukulaakeri sijaitsee turbiinin poistopuolella savukaasudiffuusorin alapuolella. Turbiinin liukulaakeri on tuettu erilliseen laakerirunkoon, joka on tuettu suoraan turbiinin aluslaattaan. Laakereiden tuki- ja liukupinnat on valmistettu kestävästä valkometallista, joka on laakerimetalli ja joka sisältää eri suhteissa tavallisesti sinkkiä, tinaa, kuparia sekä antimonia. Valkometalli kiinnitetään koneissa usein kannatuslaakerien liukupintoihin. /4, luku 2 s. 8 - 9./

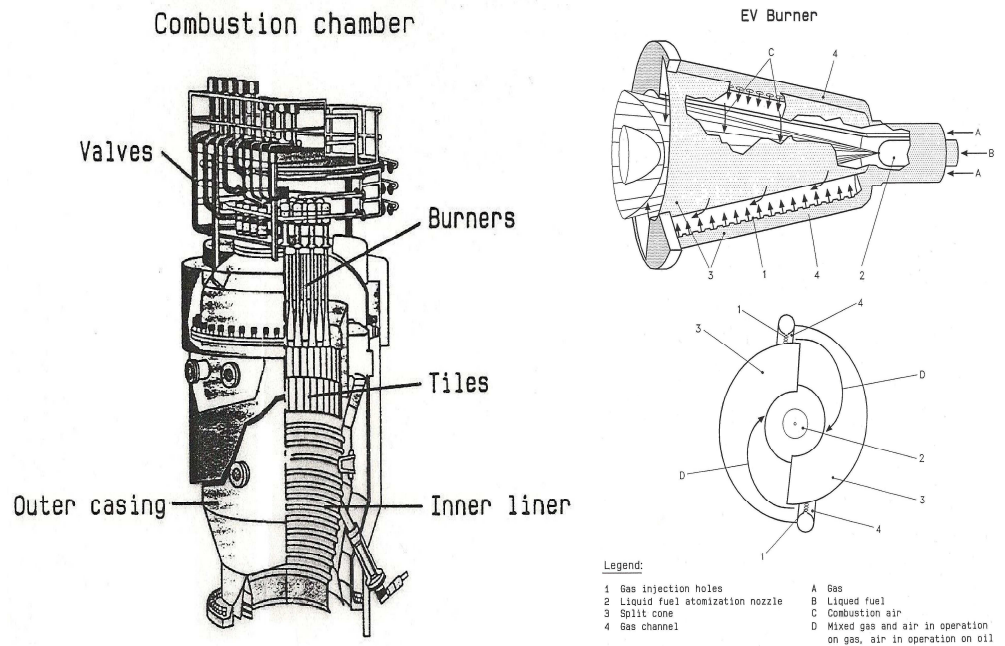


Kuva 3. Kaasuturbiiniyksikön laakeri /4, luku 8 s. 14/.

Kaasuturbiinin voiteluöljyjärjestelmä syöttää liuku- ja painelaakereille tarvittavan voiteluöljyn, joka samalla kuljettaa laakereille syntyvän lämpöenergian pois laakereilta. Voiteluöljy siis samalla toimii laakereiden jäähdyttäjänä. Kaasuturbiinin öljyjärjestelmää jäähdytetään jäähdytysvesijärjestelmällä, joka johtaa kierrossa syntyvät lämpöenergiat vetenä pois. /6, luku 1 s. 1 - 2./

3.2 Poltinkyksikkö

Poltinkyksikkö muodostuu polttokammioista ja sen sisällä olevista 19:sta esisekoittavasta EV-polttimesta (kuva 4). Polttokammio on tyypiltään pystyasentoon turbiinin pesän päälle asennettu siilo. Poltinkyksikössä tapahtuvan polttoprosessin avulla kemiallinen energia muunnetaan lämpöenergiaksi polttoyksikössä. /4, luku 2 s. 10 - 11./



Kuva 4. Polttokammio, EV-poltin /4, luku 2 s. 21/.

Ympyrän muotoon asennetut polttimet muodostavat palamisvyöhykkeen, jossa keskimäinen poltin toimii sytytyspolttimena. Polttimeen kaasumainen polttoaine virtaa kahden kaasukanavan kautta ja sekoittuu ilmaan. Polttokammioon aikaansaadaan pyörteinen virtaus polttimen rakenteen avulla, jonka ansiosta kaasu ja ilmaseos sekoittuvat perusteellisesti ja tapahtuu täydellinen palaminen. Alhaisen pyörrevirtauksen sekä laihan ilma-polttoaineseoksen ansiosta kaasu-ilmaseos saadaan syttymään ja liekin lämpötila on alhainen. Liekkiä valvoo kolme infrapunaliekinvalvojaa. Tehokkaan sekoittumisen ansiosta myös typen oksideja syntyy vähemmän. Kaasuturbiinilaitoksen pääpolttoaineena toimii maakaasu ja varapolttoaineena kevyt polttoöljy. Kevyttä polttoöljyä käytettäessä polttokammioon on ruiskutettava vettä, jotta määrättyt päästötasot (NO_2 150 mg/MJ, NH_3 - NO_2 60 mg/MJ) saavutetaan. /4, luku 2 s. 10 - 11./

3.3 Alennusvaihteisto

Alennusvaihteiston tehtävä on alentaa turbiinin pyörimisnopeus 6200 rpm generaattorin pyörimisnopeuden 3000 rpm tasolle. Alennusvaihteiston avulla turbiinista saatava mekaaninen energia siirretään generaattorille /4, luku 2 s. 11 - 13./

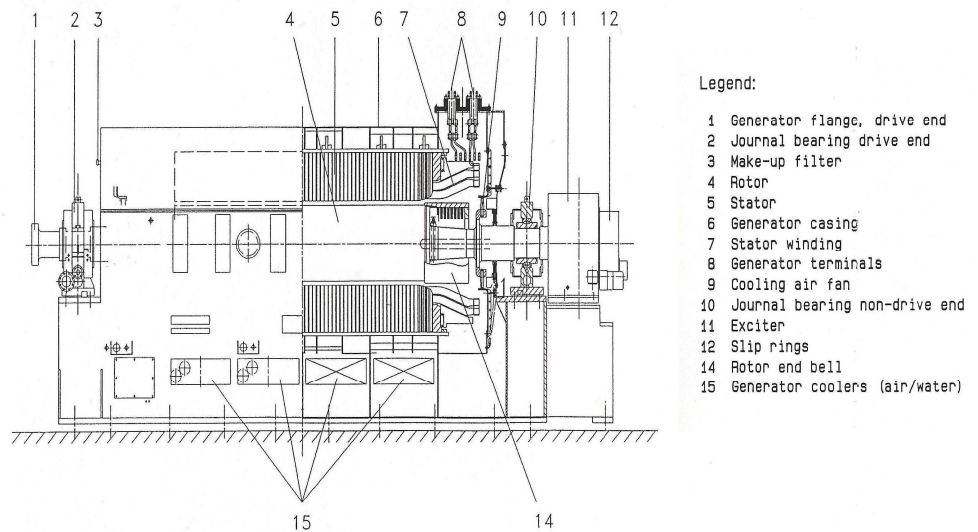
Kaasuturbiini ja generaattori kytkeytyvät toisiinsa väliakselin kautta. Alennusvaihteistoon on yhdistetty akselikäyttöinen päävoiteluöljypumppu ja hydraulinen roottorin pyörityslaite. Kaasuturbiinin ja generaattorin välinen nopeuden alennusvaihteisto on varustettu yksikierteisellä hammastuksella. /4, luku 2 s. 11 - 13./ Alennusvaihteiston teknisiä tietoja on koottu taulukkoon 2.

Taulukko 2. Vaihdeyksikön ja roottorin pyörityslaitteen tekniset tiedot /4, luku 2, s.18/.

Valmistaja	MAAG
Tyyppi	G-72 s
Käyttöpyörän tyyppi	yksikierteinen
Turbiinipuolen pääakselin nopeus	6209 RPM
Generaattoripuolen pääakselin nopeus	3000 RPM
Päävoiteluöljypumpun nopeus	1396 RPM
Välityssuhde	2,07
Vaihdelaatikon peruskuorman mekaaninen raja	70 MW
Kotelon rakenne	vaakasuorasti jaettu
Roottorin tyyppi	salpatyyppinen
Roottorin kierrosnopeus	~ 0,3 RPM
Roottorin sähkönkulutus	0,3 kW

3.4 Generaattoriyksikkö

Generaattori muuntaa tulevan mekaanisen energian sähköenergiaksi induktioperiaatteen avulla. Sähköenergia syötetään generaattorin muuntajaan, joka tahdistaa tasavirran verkkoon. 2-napaisen, 3-vaihe generaattorin pääkomponentit ovat ilmajäähdytteinen generaattori sekä harjaton magnetointilaitte (kuva 5). Generaattori kytkeytyy turbiiniyksikköön alennusvaihteiston avulla.



Cross-section of an Air-cooled Generator

Kuva 5. Generaattoriyksikkö /11, luku 3 s. 13/.

Generaattorissa on täysin koteloitu jäähdytysilmajärjestelmä. Koneen läpi kulkeva lämpiävä ilma jäähdytetään neljässä lämmönvaihtimessa. Ne on sijoitettu poikittain generaattorin akselitasen alapuoliseen vaippaan. Lämpö siirtyy veteen, joka virtaa VF-piiriin ilmajäähdyttimien kautta ulkoilmaan ja jäähdytysvesi palaa takaisin kiertoon. Ilmajäähdyttimet siirtävät veteen sitoutuneen lämmön ulkoilmaan, jonka jälkeen vesi palaa takaisin kiertoon. /4, luku 2 s. 13 - 17./

Generaattorin roottori on kannatettu kahdella radiaalilaakerilla vaipan alaosassa. Roottorin akselinsuuntaista asentoa ylläpitää painelaakeri, joka sijaitsee alennusvaihteen akselilla ja joka on kytketty generaattorin roottoriin. Laakereissa on yksinkertainen eristys. Laakereille voitelu-, jäähdytys- ja kevennysöljyä annostelevat samat järjestelmät, jotka syöttävät öljyä turbiinille. /4, luku 2 s. 13 - 17./ Generaattorin teknisiä tietoja on koottu taulukkoon 3.

Taulukko 3. Generaattorin tekniset tiedot /4, luku 2 s. 18/.

Generaattorisarja	WY16Z-068LL
Näennäisteho	73,80 MVA
Tehokerroin	0,80
Jännite liittimillä	11,5 kV
Nimellinen vaihevirta	3705 A
Pyörimisnopeus	3000 RPM
Eristysluokka	F

3.5 Lämmöntalteenottokattila

Kaasuturbiinilaitoksen yhteyteen on rakennettu Ahlströmin lämmöntalteenottokattila (LTO-kattila). Käytössä on ns. kombikytkentä, jonka avulla kaasuturbiini- ja höyryturbiiniprosessit on yhdistetty. Tällä kytkennällä saadaan aikaiseksi korkea yli 50 %:n sähköntuotannon hyötysuhde. /2./ (Liite 2.)

Ahlströmin kattila on kaksipainetasokattila eli se tuottaa höyryä korkeapaine- (KP) ja matalapaine- (MP) tasossa. Kattilan KP-höyry johdetaan ajotilanteesta riippuen joko Martinlaakso 1:n tai 2:n höyryturbiiniin ja MP-höyry syöttövesisäiliön kaasunpoistoon tai Martinlaakso 2:n korkeapaine-esilämmittimiin korvaamaan väliottohöyryä. /7, s. 1 - 10./

LTO-kattila saa tarvittavan lämmön kaasuturbiinin savukaasuvirrasta 0 - 220 kg/s, joka saapuu kattilalle ulkolämpötilasta riippuen 500 - 530 °C:n lämpötilassa. Riittävä tulistuslämpötila saavutetaan kolmella lisäpolttimella, jotka on sijoitettu kattilan tulokanavaan. Lisäpolttimen avulla voidaan säätää kattilan tehoa muuttamalla savukaasujen lämpötilaa. Koska lisäpoltto vähentää suhteellista savukaasun painehäviötä kattilassa, se parantaa kokonaishyötysuhdetta. /7, s. 1 - 10./

Kaasuturbiinin ja LTO-kattilan välillä on ohituspiippu, jonka avulla savukaasut voidaan ohjata ulos häiriö- tai käynnistystilanteessa. Piippu mahdollistaa turbiinin sähköntuotannon vaikka höyryn tai lämmöntuotantoon ei olisi tarvetta. /7, s. 1 - 10./

4 JÄÄHDYTYSVESIJÄRJESTELMÄ 4VF

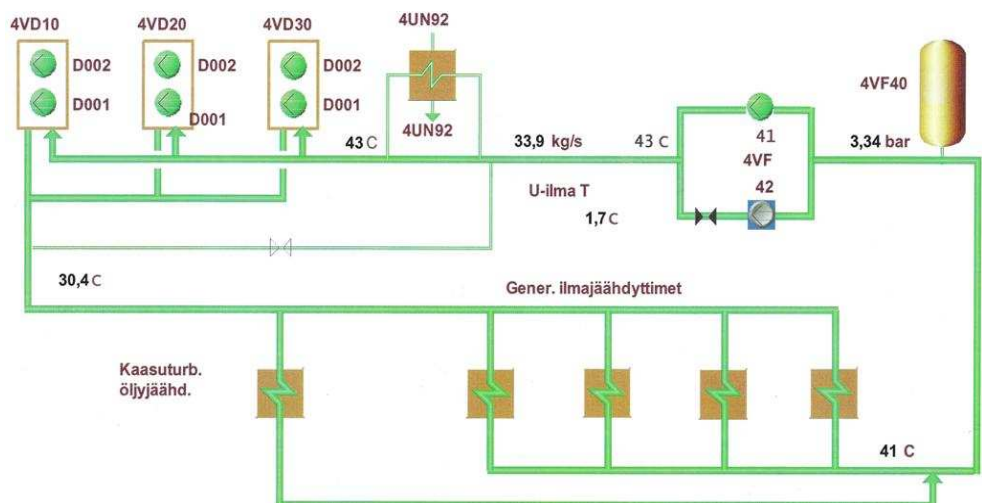
Martinlaaksossa ei ole mahdollisuutta käyttää jäähdytykseen merivettä tai vettä muusta vesistöstä. Tästä syystä on kaasuturbiinilaitoksella käytössä Suomessa melko harvinainen ilmajäähdytys.

Kaasuturbiinilaitoksella on käytössä suljettu jäähdytysvesijärjestelmä 4VF, jonka tehtävänä on kuljettaa jäähdytettävissä kohteissa syntynyt lämpöenergia jäähdytysnesteen avulla kaasuturbiinilaitoksen katolla olevien ilmajäähdyttimien kautta ulkoilmaan. (Liite 3.)

Kaasuturbiinilaitoksella jäähdytystä tarvitsevat kaasuturbiinin öljyjäähdytin, generaattorin ilmajäähdyttimet, lämmöntalteenottokattilan kiertopumput, alipainepumppu sekä syöttövesipumput. /5, s. 3./

4.1 Pääkomponentit

Jäähdytysvesijärjestelmän pääkomponentit ovat jäähdytysvesipumput 2 kpl, ilmajäähdyttimet 3 kpl sekä jäätymissuojalämmönvaihdin. Järjestelmään kuuluu myös paisunta-astia, ja putkisto varo- ja valvontavarusteineen. Järjestelmän tilavuus on noin 8 m³. Pääkomponentit esitellään tässä pääpiirteittäin jäähdytysjärjestelmän yleiskuvauksen ja komponenttien sijaintien hahmottamiseksi (kuva 6).



Kuva 6. Jäähdytysjärjestelmää 4VF kuvaava kaaviopiirros /6/.

4.1.1 Jäähdytysvesipumput

Jäähdytysvesipumppujen tehtävä on ylläpitää jäähdytysnesteen kiertoa. Jäähdytysvesipumput ovat keskipakopumppuja. Keskipakopumpun toiminta perustuu keskipakovoimaan. Sen ansiosta pyörimisliikkeessä oleva kappale pyrkii keskipisteestä pois. Tällöin keskeltä sisään tuleva neste sinkoutuu ulkokehälle ja poistuu pumpun pesästä putkea pitkin. Pumppuja on kaksi kappaletta, 4VF41 D001 sekä 4VF42 D001, ja ne sijaitsevat kaasuturbiinilaitoksella tasolla +32,50. /5, s. 3./ Taulukkoon 4 on koottu pumppujen teknisiä tietoja.

Taulukko 4. Jäähdytysvesipumppujen tekniset tiedot /5, s. 3/.

Toimittaja	Ahlström
Merkki	Ahlström
Tyyppi	APP21-80
Tilavuusvirta	41,1 kg/s
Nostokorkeus	40 m
Lämpötila	20...54 °C
Kierrosluku	2950 r/min
Pesän materiaali	SS2324
Akselitiiviste	liukurengas, Burgmann

4.1.2 Ilmajäähdyttimet

Turbiinilaitoksen katolla tasolla +56,00 sijaitsevien ilmajäähdyttimien tehtävä on siirtää kierron aikana jäähdytyskohteiden jäähdytysnesteeseen luovuttamaa lämpöenergiaa ulkoilmaan. Tämän jälkeen jäähdytysneste palaa takaisin kiertoon. /5, s. 3 - 4./

Katolla on kolme ilmajäähdytinpatteria 4VD10 B001, 4VD20 B001 sekä 4VD30 B001, joissa kaikissa on 2 x 5 kappaletta jäähdytyspuhaltimia. Pattereilla on aina viidelle puhaltimelle oma moottori. Patterin kahden moottorin avulla voidaan jäähdytyspatteria ajaa koko teholla tai puolittaisella teholla riippuen jäähdytystarpeesta. Puhaltimien alla kulkevat kupariset putket, joissa jäähdytysneste virtaa. Puhaltimet tehostavat lämmönsiirtoa jäähdytysnesteestä ilmaan. Putkia ympäröivät alumiinirivat, jotka lisäävät jäädytyspinta-alaa ja kasvattavat samalla jäähdytystehoa. /8./ Ilmajäähdyttimien tärkeimmät teknisiä tietoja on koottu taulukkoon 5.

Taulukko 5. Ilmajäähdyttimen tekniset tiedot /8/.

Toimittaja	Aslaco Oy
Merkki	TTC
Tyyppi	BTB-L-256-700-H-3x380v-57
Jäähdytysteho	900 kW
Liuosvirtaus	13,7 kg/s x 3 = 42 kg/s
Liuoslämpötilat	54 °C sisään/ 37,3 °C ulos
Ulkoilman lämpö	30 °C
Puhaltimien lkm	10 kpl
Puhaltimien teho	1,3 kW
Kierrosluku	700 r/min

4.1.3 Jäätymissuojalämmönvaihdin

Jäätymissuojalämmönvaihtimen 4VF50 B001 tehtävänä on pitää jäähdytysjärjestelmän jäähdytysneste sulana, jos lämpökuorma talvella katoaa. Lämmönvaihtimen kuumalla puolella kiertää laitokselle palaava kaukolämpövesi ja kylmällä puolella jäähdytysneste. Jäätymissuojalämmönvaihdin sijaitsee

tason +38,50 alla. /5, s. 4 - 5./ Lämmönvaihtimen teknisiä tietoja on koottu taulukkoon 6.

Taulukko 6. Jäätymissuojälämmönvaihtimen tekniset tiedot /5, s. 4 - 8/.

Toimittaja	Alfa Laval
Merkki	Alfa Laval
Tyyppi	CB76-70
Lämmitysteho	1253 kW
Vesivirta Jv	5,08 kg/s
Vesivirta KL	10,0 kg/s
Jv-lämpötila	5 / 64 °C
KL-lämpötila	80 / 50 °C
kytketty sivukiertoon	

4.1.4 Paisunta-astia

Koska jäähdytysjärjestelmässä kiertävän jäähdytysnesteen tilavuus vaihtelee lämpötilan mukaan, tarvitaan järjestelmään paisunta-astia, joka tasaa järjestelmän paineen nesteen laajentuessa. Järjestelmän paine vaihtelee lämpötilan mukaan 3,5 - 4,5 bar:n välillä. Kalvopaisunta-astia 4VF40 B001 on kytketty pumppujen imupuolelle ja se sijaitsee jäähdytysvesipumppujen kanssa samalla tasolla +32,50. /9./ Taulukkoon 7 on koottu paisunta-astian teknisiä tietoja.

Taulukko 7. Paisunta-astian tekniset tiedot /9/.

Toimittaja	Reflex
Malli	1000D
Tyyppi	kumikalvo
Tilavuus	1,0 m ³
Suunnittelu lämpötila	0..80 °C
Suunnittelu paine	6,0 bar
Esipaine	3,0 bar (e)
Käyttölämpötila norm.	45 °C
Käyttölämpötila min.	5 °C
Käyttölämpötila max.	54 °C

4.2 Jäähdytyskohteiden suunnittelutehot

Järjestelmän jäähdytystehot on suunniteltu seuraaville lämpötehoille:

- Kaasuturbiinin öljyjäähdytin 1460 kW
 - $\Delta T = 14 \text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 25 \text{ kg/s}$
- Generaattorin ilmajäähdyttimet 772 kW
 - $\Delta T = 16,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 11,1 \text{ kg/s}$
- Syöttövesipumppu $\acute{\alpha}$ 3 kW
 - $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 0,15 \text{ kg/s}$
- Lämmöntalteenottokattilan kiertopumput 30 kW
 - $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 0,25 \text{ kg/s}$
- Alipaine pumppu $\acute{\alpha}$ 5 kW
 - $\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 1,0 \text{ kg/s}$

ΔT ilmaisee jäähdytyskohteen jäähdytyksen ja \dot{m} jäähdytyskohteen läpi virtaavan jäähdytysnesteen määrän.

Jäähdytystehontarve on yhteensä 2270 kW. /5, s. 3./

4.3 Järjestelmän toiminta

Jäähdytysvesijärjestelmä on käytössä aina kaasuturbiinilaitoksen ollessa käynnissä. Jäähdytysvesikierto käynnistyy omalla automatiikallaan ja toiminta on itsenäistä käynnistyksen jälkeen. Normaalikäytössä toinen jäähdytyspumppuista 4VF41 D001 tai 4VF42 D001 on käytössä ja toinen pumppu on varalla. Jommankumman pumpun ollessa käytössä myös molemmat sulkuventtiilit 4VF41 S101 ja 4VF42 S101 ovat auki. /5, s. 5 - 6./

Pumpun häiriötilanteen varalta on pumpuilla 4VF41 D001 ja 4VF42 D001 häiriövaihtoautomatiikka, joka käynnistää toisen pumpun jos käyvä pumppu pysähtyy kytkinlaitosvian, moottorin lämpösuojan laukeamisen tai virtauksen 4VF50 F001 pienenemisen takia. /5, s. 5./

4.3.1 Järjestelmän säädöt ja ohjaukset

Jäähdytysvesijärjestelmän säädöt ja ohjaukset huolehtivat ilmajäähdytinpattereiden käynnistyksestä ja pysäyttämisestä automaattisesti jäähdytystarpeen mukaan. Ilmajäähdyttimet käynnistyvät esivalitusssa järjestyksessä. Aluksi ilmajäähdyttimen toinen puoli patterista käynnistyy ja kun lämpötila nousee yli tietyn lämpötilarajan myös toinen puoli jäähdytyspatterista käynnistyy. Jäähdytysjärjestelmän lämpötilaa säädellään lämpötilan pääsäätimellä 4VF10C001, joka säätää ilmajäähdyttimiltä palaavan jäähdytysveden lämpötilaa 4VF10T003. Pääsäädin antaa samalla asetusarvon ilmajäähdyttimien puhallinryhmien ohjaukselle. Jäähdytysprosessin jäähdyttimille menevän jäähdytysveden minimilämpötilaa ohjataan säädöllä 4VF10C002, joka pitää jäähdyttimille menevän veden yli sallitun minimilämpötilan. /10, s. 1 - 5/ (Liite 4.)

Jos ilmajäähdyttimien teho ei ulkoilman lämpenemisen takia riitä pitämään jäähdytysveden lämpötilaa asetettujen raja-arvojen sisällä, veden lämpötila nousee ulkoilman ja lämpökuorman mukaan sallittuun +38 °C :seen asti. Tässä lämpötilassa järjestelmä antaa hälytyksen ja jäähdytyskohteiden luovuttamaa lämpöenergiaa on vähennettävä muilla keinoin. Muita automatiikkaa vaativia säätöjä ei järjestelmässä ole. Taulukosta 8 ilmenee jäähdytysjärjestelmästä 4VF raja-arvot. /10, s. 1 - 5./

Taulukko 8. Jäähdytysjärjestelmästä valvontaan tulevat hälytykset /5, s. 5 - 6/.

4VD10 T001	ilmajäähdyttimen vesi < 29 °C
4VD20 T001	ilmajäähdyttimen vesi < 29 °C
4VD30 T001	ilmajäähdyttimen vesi < 29 °C
4VF10 T001	tuleva vesi < 15 °C, > 38 °C
4VF40 P001	pumppujen imupaine < 3,2 bar (e)
4VF50 T001	lähtevä vesi > 54 °C
4VF50 F001	virtaus < 20 kg/s
4VF78 T001	generaattorilta tuleva vesi > 54 °C
4VF41 D001	häiriövaihto toiminut
4VF42 D001	häiriövaihto toiminut

4.3.2 *Pumppujen 4VF41 D001 ja 4VF42 D001 toiminta*

Ennen pumpun käynnistystä on syytä tarkistaa järjestelmän riittävä vesimäärä sekä pumpun riittävä imupaine. Jäähdytysjärjestelmän putkistoista on poistettava mahdollinen ilma, jotta ilma ei kulkeudu ilmajäähdyttimiin muodostamaan ilmapusseja. Ilmanpoisto suoritetaan käsin järjestelmän korkeimpiin kohtiin asennetuista ilmausventtiileistä. Pumppujen imupuolella on verkosuodatin, joka estää 1 mm:ä suurempien hiukkasten kulkeutumisen kiertoon. /5, s. 6 - 7./

Käynnistettävä pumppu esivalitaan valvomosta käsin ja valitaan monitorilta. Käynnistys tapahtuu yleensä kattilan käynnistysohjelman mukaan tai käsin käynnistämällä, kun pelkkä kaasuturbiini otetaan käyttöön. Pumpun käynnistyessä se pumppaa aluksi suljettua venttiiliä vasten ja venttiili aukeaa pumpun saavuttaessa täyden kierrosnopeuden. Kun toinen pumppu käynnistyy ryhmäohjauksella, molempien pumppujen venttiilit aukeavat. Niiden avautumisaika on noin 30 sekuntia. /5, s. 6 - 7./

Jos pumppu vikaantuu, ei käynnisty tai pysähtyy, häiriövaihtoautomaatiikka käynnistää automaattisesti varalla olevan pumpun. Myös virtausmittauksen ollessa alle ohjearvon, varalla oleva pumppu käynnistyy. Käynnissä oleva pumppu voidaan myös vaihtaa valvomosta käsin. Järjestelmä voidaan pysäyttää pysäytysohjelmalla. /5, s. 6 - 7./

4.3.3 *Ilmajäähdyttimien toiminta*

Ennen ilmajäähdyttimien käynnistystä on tarkistettava, että jäähdytysvesijärjestelmä on täytetty ja ilmaus huolellisesti suoritettu, jottei jäähdyttimiin pääse syntymään ilmapusseja. Pakkaskaudella on tarkistettava, että jäätymissuojalämmönvaihdin on käytettävissä ennen järjestelmän täyttöä. Ilmajäähdyttimet käynnistyvät ja pysähtyvät automaattisesti ryhmäohjauksella jäähdyttimiltä tulevan veden lämpötilan 4VF10 T003 mukaan. /10, s. 1 - 5./

Jos jäähdytysveteen ei siirry lämpökuormaa turbiinilaitoksen ollessa päällä on pakkaskaudella otettava käyttöön jäätymissuojavaihdin 4VF50 B001. Jotta jäähdyttimet eivät jäädy, tulee jäähdytysvesikierron olla päällä. Lisäksi ilmajäähdyttimille menevää vettä voidaan lämmittää avaamalla käsiventtiileitä 4UN92 S201 ja 4UN92 S202. /10, s. 1 - 5./

Ilmajäähdytinpatterit toimivat ryhmäohjauksella. Jos jäähdytyskapasiteetin tarve ei ole 100 %, voidaan patterista pudottaa aina viisi puhallinta kerrallaan pois käytöstä. Käytön aikana jokaisesta ilmajäähdytinpatterista on aina vähintään toinen puhallinrivistö käytössä. Jos ilmajäähdyttimille tulee häiriö, voidaan yksi kolmesta jäähdyttimestä kytkeä käsisulkuventtiilillä pois päältä huollon ajaksi. Jäähdytystehon maksimikapasiteetti pienenee kolmasosan verran, mutta tällä on vaikutusta kaasuturbiinilaitoksen toimintaan vasta ulkolämpötilan ollessa yli 25 °C. /10, s. 1 - 5./

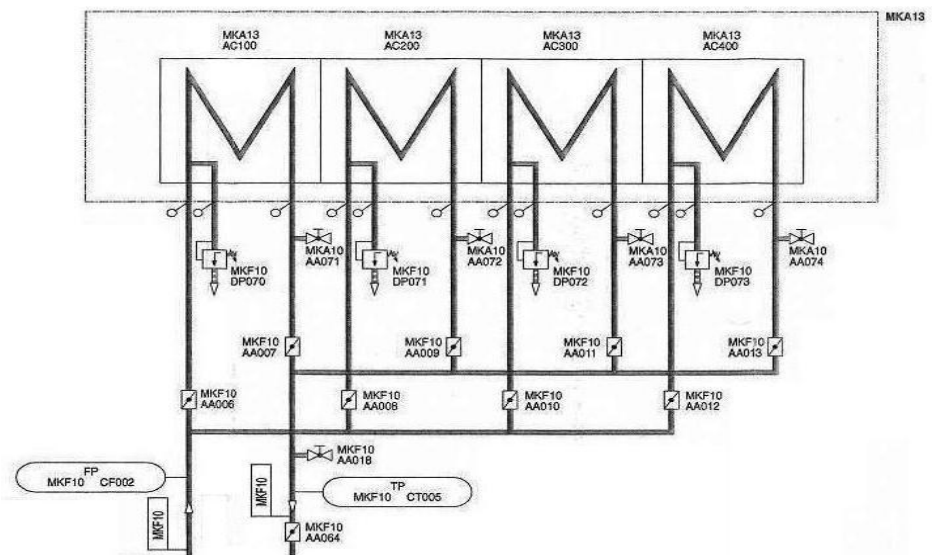
Jos jäähdytysjärjestelmän veden kierto joudutaan pysäyttämään pakkas-kaudella tai ilmajäähdytin joudutaan ottamaan pois käytöstä vikaantumisen takia, on jäähdytin tyhjennettävä jäähdytysvedestä turbiinirakennuksen kellarissa olevaan säiliöön. Jäähdytysjärjestelmä pysäytetään valvomon monito-reilta kun jäähdytysjärjestelmää ei tarvita. Jäähdytysjärjestelmän paineen 4VF40 P001 laskiessa alle 3,2 bar, on järjestelmään lisättävä kylmää lait-osvettä käsiventtiilillä 4UN78 S205 linjasta 4UA75. /10, s. 1 - 5./

Jäähdytysjärjestelmän kiertopumput sekä ilmajäähdyttimet voidaan huoltaa kytkemällä laite kerrallaan pois käytöstä koko jäähdytysjärjestelmää pysäyt-tämättä. Ilmajäähdyttimien huolto on kuitenkin ajoitettava niin, että järjestel-mä pystyy huollosta huolimatta riittävästi jäähdyttämään vettä, jotta gene-raattorin ilmajäähdyttimet ja kaasuturbiinin voiteluöljyjäähdytin eivät pääse ylikuumenemaan. /10, s. 1 - 5./

Ilmajäähdyttimien häiriötilanteessa tai kun jäähdytysveden lämmönsiirto ei ole riittävä, jäähdytysveden lämpötila nousee ja antaa lämpötilan ylärajan ylittyessä hälytyksen. Jos lämpötila nousee edelleen, aiheuttavat generaat-tori ja turbiiniöljyn lämpötila kaasuturbiinin pikasulun. Häätätapauksessa kaa-suturbiinin öljyjäähdytintä voidaan jäähdyttää raakavedellä avaamalla raaka-vesiventtiilit 4UK13 S202 ja 4UL20 S201 ja sulkemalla jäähdytysjärjestelmän käsiventtiilit MKF10 AA050 ja MKF10 AA051. Jäähdytysveden kierto on hiu-kan ylipaineinen. /5, s. 5; 10, s. 1 - 5./

4.4 Generaattorin jäähdytysvesijärjestelmä

Generaattoria jäähdytetään ilmajäähdyttimillä, joiden tehtävä on johtaa generaattorissa syntyvän lämpöenergian pois. Generaattorissa syntyvä lämpöenergia johdetaan jäähdytysjärjestelmässä kiertävään jäähdytynesteeseen, joka kuljettaa nesteeseen sitoutuneen lämmön jäähdytysjärjestelmällä MKF10 järjestelmän ilmajäähdyttimille. Ne vapauttavat lämmön jäähdytynesteestä ulkoilmaan ja jäähtynyt vesi palaa takaisin kierto. Generaattorin tuottama lämpöenergia johdetaan jäähdytynesteeseen generaattorin jäähdyttimissä MKA13 AC100, AC200, AC300 ja AC400. Generaattorin jäähdytysvesijärjestelmän pääosat ovat generaattorin jäähdyttimet MKA13 AC100, AC200, AC300 ja AC400 sulkuläppineen MKF10 AA006 – AA013 (kuva 7). /6, luku 1 s. 2./ (Liite 3.)

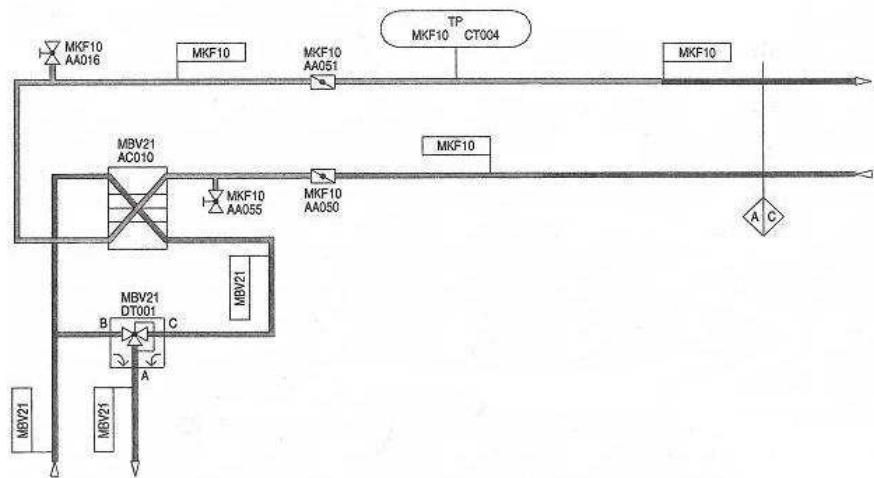


Kuva 7. Generaattorin ilmajäähdyttimien jäähdytyskierto kaaviomuodossa /6, luku 1 s.5/.

Generaattori- ja voiteluöljyjäähdyttimille menevä tilavuusvirta määritellään läppäventtiilien MKF10 AA051 ja MKF10 AA064 avulla. Generaattorijäähdyttimille menevä tilavuusvirta jaetaan generaattorijäähdyttimien kesken säätämällä läppäventtiilejä MKF10 AA007, AA009, AA011 ja AA013. Jokainen generaattorijäähdytin erotetaan niiden edessä ja takana olevien kokoojaputkien läppäventtiilien MKF10 AA006 – AA013 avulla omaksi yksikökseen generaattorin jäähdytysjärjestelmästä. /6, luku 1 s. 2./

4.5 Kaasuturbiinin voiteluöljyn jäähdytysjärjestelmä

Kaasuturbiinin jäähdytysjärjestelmän tehtävä on johtaa voitelujärjestelmässä syntynyt lämpöenergia pois ja näin jäähdyttää voiteluöljyä. Kaasuturbiinin voiteluöljyyn siirtyä voideltavista ja jäähdytettävistä osista lämpöenergiaa, joka johdetaan jäähdytysveden voiteluöljyjäähdyttimellä MBV21 AC020. Voiteluöljyjäähdytin siirtää lämpökuorma jäähdytysveden, joka johdetaan pois jäähdytysvesijärjestelmällä MKF10 (kuva 8). (Liite 3.)



Kuva 8. Kaaviomuotoinen kuvaus GT8C:n öljyjäähdyttimen jäähdytyskiertosta /6, luku 1 s.5/.

Kaasuturbiinin voiteluöljyn jäähdytysjärjestelmän pääosa on voiteluöljyn jäähdytin MBV21 AC020. Voiteluöljyjäähdyttimen erottamisen jäähdytysjärjestelmän kierrosta mahdollistavat läppäventtiilit MKF10 AA050 ja AA051. Jäähdyttimen jäähdytysneste voidaan tarvittaessa laskea pois tyhjennyshanoista MKF10 AA055. Järjestelmässä oleva ylimääräinen ilma voidaan tyhjentää ilmaushanoista MKF10 AA016 ja AA018. /6, luku 1 s. 2./

Kaasuturbiinin voiteluöljyä jäähdyttää Gea Ahlborn:n levylämmönvaihdin. Lämmönvaihtimen kuumalla puolella virtaa kaasuturbiinin voiteluöljynä käytetty Mobil DTE 846 ja kylmällä puolella järjestelmän jäähdytysneste. Lämmönvaihtimen tehtävä on siirtää voiteluöljyn kierrossa sitoutunut lämpöenergia jäähdytysnesteeseen ja samalla jäähdytetään kaasuturbiinin voiteluöljyä. Lämmönvaihtimen teknisiä tietoja on koottu taulukkoon 9. /11./

Taulukko 9. Voiteluöljyjärjestelmän lämmönvaihtimen tekniset tiedot /12/.

Valmistaja	Gea Ahlborn
Malli	VT80 B-5
Valmistusvuosi	1994
Laitenro	172/1277
Käyttöpaine max	6 bar
Korkein sall. sis.lämpötila	80 °C
Lämmönläpäisyluku	260 W/m ² °C
Lämmönvaihtimen tilavuus	0,445

4.6 Jäähdytysvesijärjestelmään 4VF tehdyt muutokset

Jäähdytysjärjestelmä 4VF:n ongelmana on jo pitkään ollut sen riittämätön kapasiteetti kesäisin, kun ulkoilman lämpötila nousee yli 25 °C. Heti ensimmäisessä käytössä vuonna 1995 huomattiin jäähdytysjärjestelmän kapasiteetin olevan riittämätön, koska jäähdytyskyky ei vastannut haluttuja suunnitteleuarvoja.

4.6.1 Jäähdytysnesteen vaihto

Jäähdytysnesteenä käytettiin aikaisemmin veden ja glykolin seosta. Seoksen ongelmana oli kuitenkin sen huono lämmönsiirtokyky ja liikaava vaikutus. Vesi-glykoliseoksen käyttöikä on noin 3 - 4 vuotta, jonka jälkeen se on vaihdettava uuteen seokseen. Vesi-glykoliseoksen vanhentuuessa seoksesta liukenee hajoamistuotteita, jotka liikaavat putkistoja ja kiinnittyvät jäähdyttimen sisäpintoihin vahamaiseksi kuoreksi huonontaan jäähdytysnesteen lämmönsiirtokykyä. /13./

Vesi-glykoliseoksen (cp 3,696 kJ/kg°C +30 °C* /14, s. 20/) vaihtaminen suolattomaan veteen (cp 4,178 kJ/kg°C /15, s. 14/) parantaa jäähdytysnesteen ominaislämpökapasiteettiä, jolloin jäähdytysnesteestä siirrettävä lämpöteho ulkoilmaan kasvaa. (*Vesi-glykoliseoksessa 32,5% pakkasnestettä ja 67,5% vettä.)

Kun jäähdytysaineena käytetään vain vettä, syntyy talvella lämpökuorman kadotessa jäätymisvaara. Jos kaasuturbiinilaitoksen jäähdytyskohteet lakkaavat luovuttamasta lämpökuormaa, kun ulkolämpötila laskee alle veden jäätympisteeseen, on vaarana veden lämpötilan laskeminen ilmajäähdyttimis-

sä. Jos ilmajäähdyttimien vesi pääsee jäätymään, on vaarana putkien halkeaminen ja järjestelmän rikkoutuminen.

Kesällä 2006 suoritettujen muutostöiden aikana jäähdytysjärjestelmästä poistettiin glykoli ja jäähdytysneste vaihdettiin suolattomaan veteen. Vaihdon yhteydessä järjestelmä pestiin ja puhdistettiin, minkä ansiosta jäähdytysveden lämpötila laski 10 °C. Jäähdytysvesi kykeni näin pesun ansiosta siirtämään suuremman lämpötehon ulkoilmaan. Jäähdytyspatterit likaantuivat nopeasti pesun jälkeen, jolloin pesun antama hyöty katosi. /13./

4.6.2 Raakavesi

Jäähdytysjärjestelmä 4VF:ssä käytetään jäähdytysvetenä kunnallisesta vesijohtoverkosta otettavaa raakavettä. Voimalaitoksella on Tampellan 1. kattilan alla on 50 m³ raakavesisäiliö, josta jäähdytysjärjestelmän tarvitsema 8 m³ jäähdytysvesi otetaan. Ennen käyttöä vedelle suoritetaan kovuuden poisto, jotta raakavedessä olevat magnesium- ja kalsiumsuolat eivät lämpötilan kohotessa aiheuta saostumia putkiston pinnalle. Saostuman seurauksena putkiston pinnalle muodostuisi huonosti lämpöä johtava ja hankalasti puhdistettava kerrostuma, joka huonontaisi jäähdytysjärjestelmän lämmönsiirtokykyä. Jäähdytysjärjestelmässä käytetty paine on suhteellisen alhainen 3,5 - 4,5 bar, jolloin kovuudenpoisto riittää vaikka veden kokonaissuolapitoisuus ei vähene. Raakaveden kovuudenpoisto suoritetaan ioninvaihdolla pehmenyssuodattimen avulla. /16; 17 s. 297 - 303./

4.6.3 Inhibiitit

Kun jäähdytysaineena käytetään vain vettä, putkistot likaantuvat helpommin kuin käytettäessä vesi-glykoliseosta. Lämpimän veden kierto voi altistaa järjestelmän bakteeritoiminnalle, joka aiheuttaa voimakasta korroosiota tai saostumia putkistoon. Myös jäähdytysnesteen sähkönjohtokyvyn kasvu lisää korroosiota. Vedessä olevat epäpuhtaudet saattavat saostua putkistojen pintaan ja aiheuttaa virtaus- ja lämmönsiirtokyvyn huononemista. Korroosion estämiseksi veden joukkoon lisättiin aikaisemmin inhibiittejä peittäusaineella. Peittäusaine on emäksinen pesuaine, joka liuottaa kierrossa syntyviä saostumia. Nykyisin jäähdytysnesteen olessa puhdasta raakavettä, inhibiittejä ei käytetä, vaan jäähdytysveden pH on nostettu yli 9:ään, jolloin jäähdytysvesi on heikosti emäksinen. Emäksinen neste liuottaa kierrossa putkistoihin

syntyviä saostumia. Jäähdytysnesteen emäksisyyttä voidaan säätää esimerkiksi lipeän avulla. /16; 17, s. 233./

4.6.4 Järjestelmän eriyttäminen

Jäähdytysvesijärjestelmään tehtiin muutoksia kesällä 2006. Jäähdytysjärjestelmän 4VF:n ongelmana oli jo pitkään ollut putkiston limoittuminen, joka aiheutti lämmönsiirtokyvyn heikentymisen. Järjestelmästä erotettiin lämmöntalteenottokattilan kiertopumput, alipainepumppu sekä syöttövesipumput ja ne liitettiin osaksi Martinlaakso 1:n höyrykattilan VG-jäähdytysjärjestelmää. Erotuksella parannettiin kaasuturbiinilaitoksen jäähdytysjärjestelmän syöttöveden laatua. Jäähdytysjärjestelmä 4VF:n tehtävä on siis jäähdyttää enää generaattorin ilmajäähdyttimet sekä kaasuturbiinin öljyjäähdytin. /13./

5 JÄÄHDYTYSKAPASITEETIN TARKASTELU

Kaasuturbiinilaitoksen jäähdytysjärjestelmän kapasiteetti on riittämätön jo nykyisellään. Kesällä sähköntuotantoa haluttaisiin nostaa nykyisestä tasosta kaasuturbiinin tehoa lisäämällä. Nykyinen jäähdytysjärjestelmä 4VF rajoittaa kaasuturbiinin sähköntuotannon lisäämistä. Tällä hetkellä kaasuturbiinista saadaan noin 50 MW ja tehoa halutaan nostaa kesällä 5 - 6 MW.

5.1 Järjestelmän jäähdytysteho

Kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen ja generaattorin ilmajäähdyttimien jäähdytysnesteeseen luovuttava lämpöteho sekä ilmajäähdyttimien siirtämä lämpöteho jäähdytysnesteestä ulkoilmaan voidaan laskea lausekkeesta

$$\Phi = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

jossa $\Delta T = T_u - T_s$

Φ lämpöteho

\dot{m} massavirta

c_p ominaislämpökapasiteetti

ΔT lämpötilan muutos °C

T_u paluueden lämpötila °C

T_s menoveden lämpötila °C /18/.

Laskuissa käytetyt meno- ja paluueden lämpötilat on mitattu pintalämpömittarilla mittauskohteen putken pinnasta ulkolämpötilan ollessa + 5 °C (taulukko 10). Massavirran arvoina käytetään virtausarvoja, jotka on mitattu vuonna 1995 ultraäänivirtausmittarilla putken pinnasta /14/. Veden ominaislämpökapasiteettiarvona käyteen arvoa 4,20 kJ/kg °C (+ 5 °C) /15/.

Taulukko 10. Jäähdytyskohteiden meno- ja paluueden lämpötilat °C.

Jäähdytyskohde	T_s	T_u	ΔT
Kaasuturbiinin öljyjäähdytin °C	35,4	49,1	13,7
Generaattorin ilmajäähdyttimet °C	35,5	44,1	8,6

5.1.1 Kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen jäähdytysteho

$$\Phi = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

$$\Phi = 26,5 \text{ kg/s} \times 4,20 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times 13,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Phi = 1524,8 \text{ kW}$$

5.1.2 Generaattorin ilmajäähdyttimien jäähdytysteho

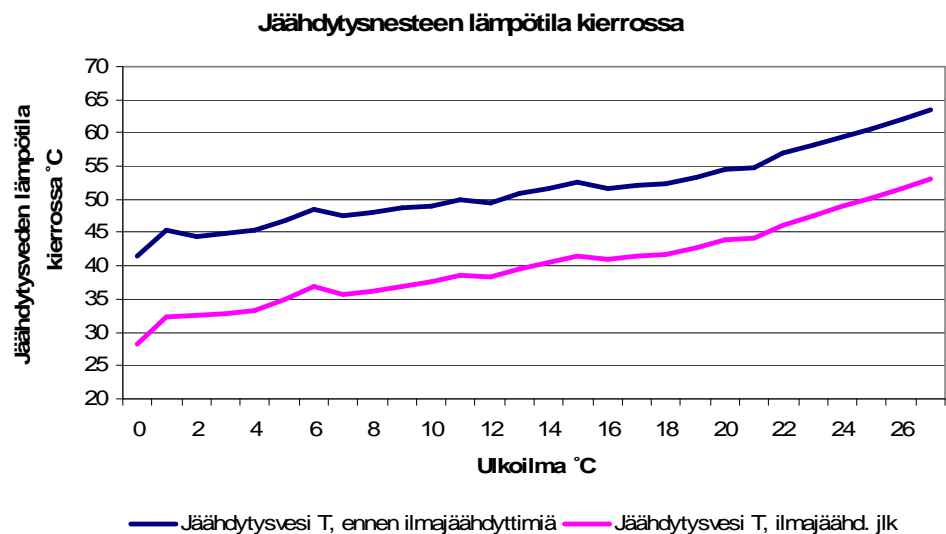
$$\Phi = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

$$\Phi = 14,0 \text{ kg/s} \times 4,20 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times 8,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Phi = 505,7 \text{ kW}$$

Öljyjäähdyttimen ja generaattorin ilmajäähdyttimien jäähdytystehon tarve on yhteensä ($1524,8 + 505,7 = 2030,5 \text{ kW}$) $\approx 2000 \text{ kW}$.

5.1.3 Ilmajäähdyttimien jäähdytysteho



Kuva 9. Jäähdytysveden lämpötila ennen ja jälkeen ilmajäähdyttimien. Mittausarvot on kerätty voimalaitoksen prosessitietokoneelta /19/.

Kuvasta 9 nähdään, että jäähdytysnesteen lämpötila nousee tasaisesti lähes samassa suhteessa ulkoilman lämpötilan nousun kanssa. Kuvaajan arvojen avulla voidaan laskea myös jäähdytysnesteen lämpötilan muutos eli kuinka monta astetta ilmajäähdyttimet kykenevät jäähdytysvettä jäähdyttämään. Laskussa käytetty massavirta ($42,0 \text{ kg/s}$) on jäähdytysjärjestelmässä

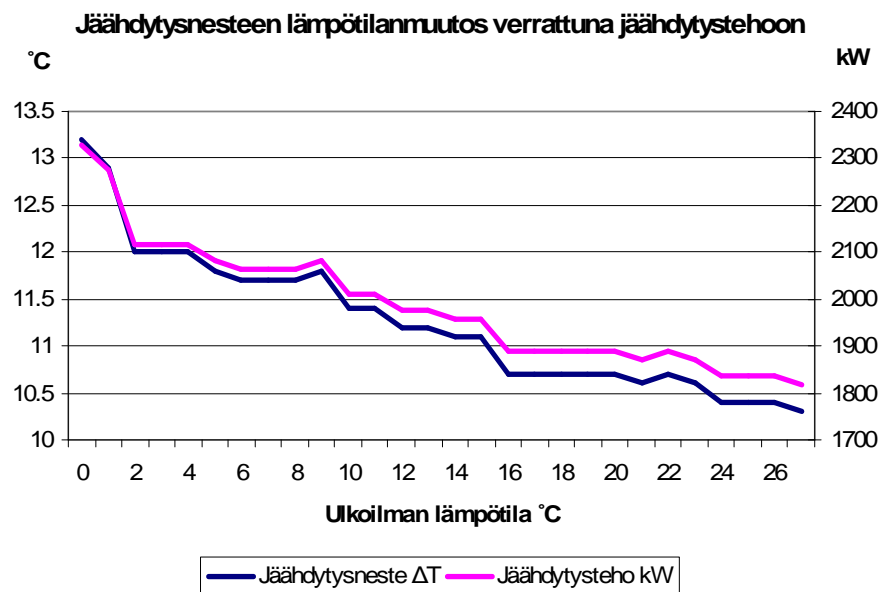
kiertävä jäähdytysnesteen massavirta. Riittävä lämpötilaero voidaan laskea seuraavasti:

$$\Delta T = \Phi / (\dot{m} \times c_p)$$

$$\Delta T = 2030,5 \text{ kW} / (42,0 \text{ kg/s} \times 4,20 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C})$$

$$\Delta T = 11,51 \text{ }^\circ\text{C} \approx 11,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Jäähdytyskapasiteetti on riittävä sillon, kun jäähdytysjärjestelmä jäähdyttää kierron aikana jäähdytysnestettä vähintään 11,5 °C. Koska jäähdytystehoon vaikuttaa suuresti vallitseva ulkoilman lämpötila, on tärkeää tarkastella ulkoilman lämpötilan vaihtelun vaikutusta järjestelmän jäähdytystehoon. Tarkastelussa ulkoilman lämpötilan vaikutusta 4VF:n jäähdytystehoon on mukaan otettu lämpötilat 0 °C ylöspäin. Pakkasella jäähdytysteho on ollut käytössä riittävä ja silloin toinen puhallinpaketti on saattanut olla pois käytöstä. Tämä olisi voinut vääristää järjestelmän todellista jäähdytystehoa ja siksi pakkasasteita ei ole kuvaajista otettu huomioon.



Kuva 10. Jäähdytysveden lämpötilan muutos ja järjestelmän jäähdytysteho verrattuna ulkoilman lämpötilaan. Ilmajäähdyttimet jäähdyttävät jäähdytysnestettä keskimäärin 11,3 °C /19/.

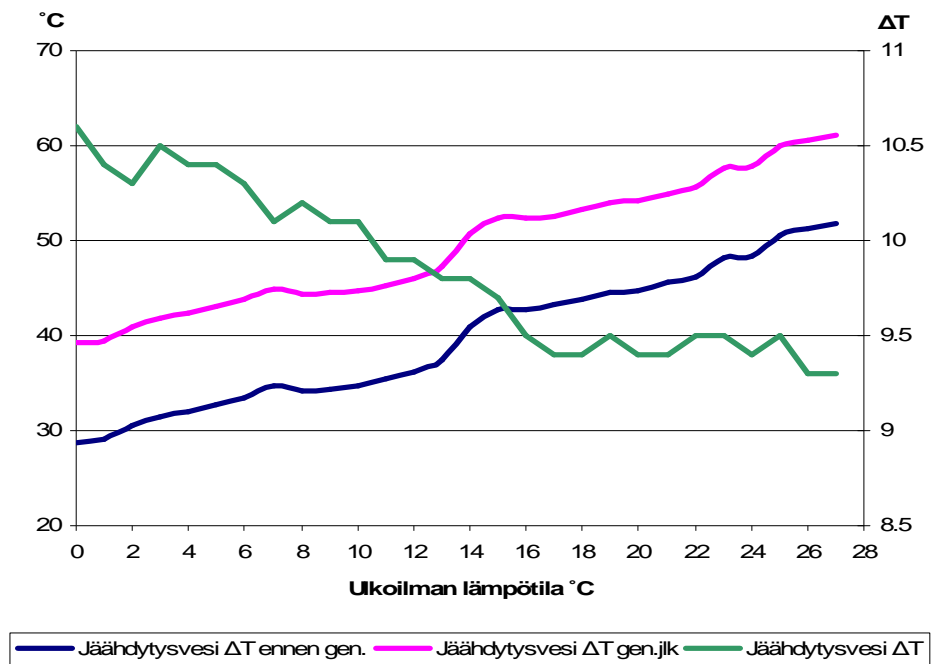
Kuten kuvaajasta 10 voidaan nähdä, jäähdytysteho laskee ulkoilman lämmessä. Jäähdytyskapasiteetti on riittämätön kattamaan jäähdytyskohteiden tarvitseman 2030 kW:n jäähdytystehon, kun ulkoilman lämpötila nousee yli 10 °C:seen.

5.2 Jäähdytysjärjestelmän 4VF:n kunto

Kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen järjestelmä laitteineen ilmapuhaltimet, paisunta-astia, jäätymissuojalämmönvaihdin, kiertopumput sekä putkistot, on hyvässä kunnossa ja käyttöikää riittää vielä 10 - 15 vuotta. Tällä hetkellä jäähdytyskapasiteetti on riittämätön, kun lämpötila nousee yli 10 °C:seen. Silloin järjestelmä ei kykene siirtämään tarvittavaa lämpötehoa kaasuturbiinin öljyjäähdyttimeltä ja generaattorin ilmajäähdyttimiltä. /16./

5.3 Generaattorin ilmajäähdyttimet

Roottorin kummassakin päässä olevat aksiaaliuulettimet puhaltavat kylmää ilmaa koneen jäähdytyskanavien läpi. Kuuma ilma tulee ilma-vesijäähdyttimeen, jossa se jäähdytetään ja johdetaan tuulettimille uudelleenkierrätettäväksi koneen läpi. Jäähdytysilmajärjestelmän tehtävänä on pitää käämien ja muiden eristettyjen generaattorin osien kuten staattorin sydämen ja laakerien lämpötilat vaaditulla tasolla (max + 130 °C). Ilman suurin sisäänmenolämpötila generattoriin on 45 °C ja jäähdytysilma lämpiää keskimäärin 45 °C. Ilman ulostulolämpötila on suurimmillaan 99 °C. Ulkoilman vaikutusta generaattorin ilmajäähdyttimiin voidaan tarkastella prosessitietokoneelta saatujen arvojen perusteella.

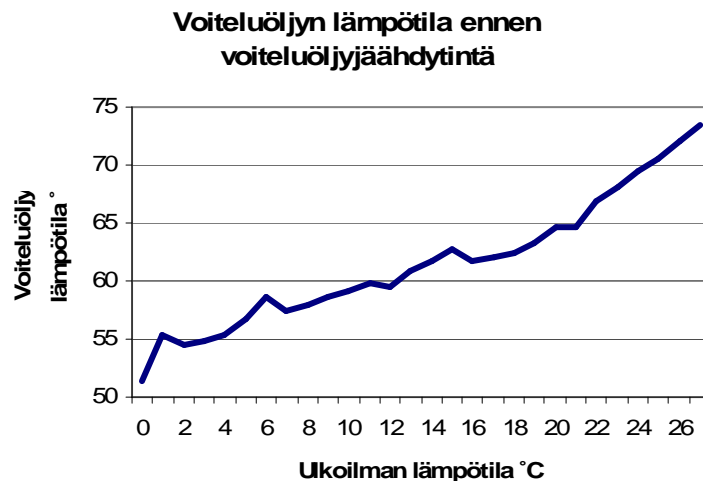


Kuva 11. Jäähdytysveden lämpötila ennen ja jälkeen generaattorin ilmajäähdyttimien sekä jäähdytysveden lämpötilan muutos ulkoilman lämpötilaan verrattuna /19/.

Kuvaajasta 11 voidaan havaita, että generaattori lämpiää lähes samassa suhteessa ulkoilman lämpötilan kanssa. Generaattorin ulospuhalluslämpötila alkaa nousta näkyvästi 14 °C kohdalla. Jäähdytysveden kyky kuljettaa generaattorin ilmajäähdyttimien veteen siirtämään lämpöä laskee kuitenkin vain reilun asteen verran eikä koneessa ole havaittavissa koneen osien liiallista lämpenemistä. Generaattorin ilmajäähdyttimet laitteineen ovat hyvässä kunnossa. Suuret lämpötilan ja kosteuden vaihtelut voivat aiheuttaa jäähdyttimien teräsosien korroosiota. Ilmajäähdyttimen alapuolelle on asennettu lämmittimet, jotka ovat päällä yksikön ollessa pysähdyksissä. Lämmittimet pitävät lämpötilan generaattorissa ympäristön lämpötilaa korkeammalla ja estävät siten lämpötilan ja kosteuden aiheuttamaa korroosiota.

5.4 Kaasuturbiinin öljyjäähdytin

Öljyjäähdyttimen kuumalla puolella virtaa kaasuturbiinin voiteluöljy sekä kylmällä puolella jäähdytysvesi. Kaasuturbiinin voiteluöljynä käytettiin ennen Mobil DTE Medium:ia, mutta öljyn ominaisuudet huononivat käytössä nopeasti. Öljy vaihdettiin syksyllä 2002 Mobil DTE 846:een, joka soveltuu ominaisuuksiltaan paremmin turbiiniöljyksi. /11./

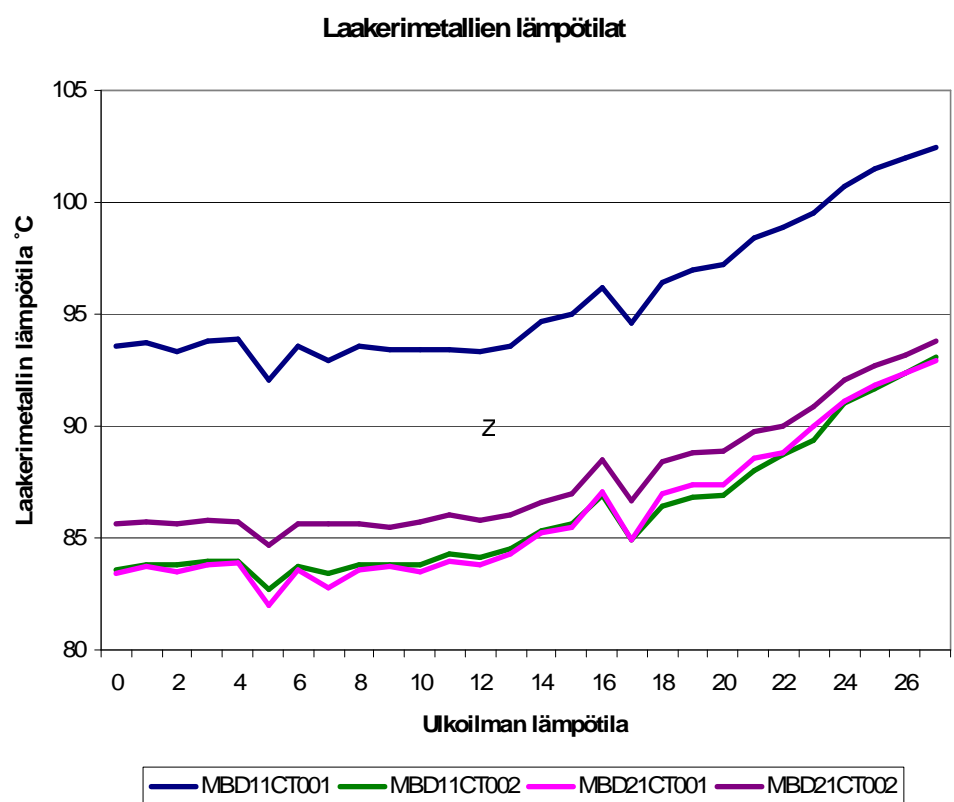


Kuva 12. Voiteluöljyn lämpötila ennen voiteluöljyjäähdytintä /19/.

Mobil DTE 846 öljyn lämpötilan voiteluöljykerrossa halutaan pysyvän tasolla 45 - 50 °C. Voiteluöljyjärjestelmä on suunniteltu 45 - 65 °C öljylle. Voiteluöljykerrossa on vain yksi mittausanturi, jonka avulla voidaan tarkkailla öljyn lämpötilaa. Kuvasta 12 nähdään, että öljyn lämpötila nousee pahimmillaan yli 70 °C, jolloin öljyn ominaisuudet heikkenevät. Öljyjäähdytin jäähdyttää

voiteluöljyä noin 13 °C (taulukko 10, s. 27), jolloin voiteluöljyn jäähdytyskapasiteetti on riittämätön ulkolämpötilan noustessa yli 20 °C.

Järjestelmässä seurataan myös turbiinin liukulaakerin MBD11 ja generaattorin liukulaakerin MBD21 metallien lämpötiloja (kuva 13), koska öljyn laadun heikkeneminen saattaa johtaa laakereiden ylikuumenemiseen ja pahimmillaan roottorin vahingoittumiseen ja kaasuturbiinin alasajoon. Laakerimetallit ovat valmistettu valkometallista ja niiden lämpötilojen avulla voidaan päätellä voiteluöljyn lämpötiloja. /4, s. 97./



Kuva 13. Laakerimetallien lämpötila verrattuna ulkoilman lämpötilaan. Kuvassa MBD11CT001 on turbiinin liukulaakerin tukipinta ja MBD11CT002 liukupinta. MBD21CT001 on generaattorin liukulaakerin tukipinta ja MBD21CT002 liukupinta. /19/

Kuten kuvasta 15 havaitaan, laakerimetallien lämpötila nousee lähes samassa suhteessa ulkolämpötilan kanssa ulkolämpötilan ylittäessä 15 °C. Kaasuturbiinin laakerit ovat valmistettu valkometallista, jonka käyttölämpötila voiteluöljylaakerina on - 20 - + 130 °C. Kuvasta nähdään että ulkoilman lämpötilan muutoksesta aiheuttama öljyn lämpötilan nousu ei aiheuta laakereille liian suurta lämpörasitusta. Kun ympäristön lämpötila on korkea, lämpö siir-

tyy akseleiden kautta laakereille. Laakereiden lämpeneminen pienentää välyksiä, joka aiheuttaa öljyn lämpötilan nousun. Tästä syystä on tärkeää seurata öljyn lämpenemisen aiheuttamia muutoksia öljylle.

Voiteluöljyn öljyanalyysi

Öljyn käytön aikana öljyssä tapahtuu fysikaalisia ja kemiallisia muutoksia. Kaasuturbiinin voiteluöljyä seurataan säännöllisesti vuosittain, jotta voidaan taata voitelujärjestelmän toimivuus. Säännöllisellä seurannalla voidaan ehkäistä voiteluhäiriöiden synnyttämiä tuotantoa rajoittavia tekijöitä, kuten roottorin vahingoittuminen ja turbiinin alasajo. Turbiinissa ilmeneviä häiriöitä voivat olla esimerkiksi poikkeava ääni, suodattimen tukkeutuminen tai epätavallinen lämpötilan nousu. Säännöllisen seurannan avulla voidaan usein ennakoita koneessa olevan häiriön syy tai ainakin syy voidaan viimeistään selvittää jälkikäteen tehtävän öljyanalyysin avulla. /20, s. 5./

Voiteluöljytesteissä analysoidaan yleensä vähintään yleisimmät öljyn perusominaisuudet kuten ulkonäkö, viskositeetti, happoluku sekä kiintoainepitoisuus. Tässä keskitytään niihin ominaisuuksiin, joiden avulla voidaan päätellä mahdollisia jäähdytyskapasiteetin riittämättömyydestä aiheutuvia koneen lämpötilan nousuja sekä öljyn ylikuumentumista sekä siitä aiheutuvia muutoksia öljyn voiteluominaisuuksiin. Epätavallinen lämmön nousu voi olla sekä syy että seuraus järjestelmähäiriöstä, joka voidaan havaita muutoksina öljyn kunnossa. /20, s. 8 - 9./

Öljyn ulkonäkö (mittausmenetelmä ASTM D1500) antaa viitteitä siitä, onko käytön aikana tapahtunut jotakin epänormaalia. Ulkonäössä kiinnitetään huomiota öljyn väriin, sameuteen, kiinteiden epäpuhtauksien määrään ja hiukkasten kokoon ja väriin. Ulkonäkö/väri ASTM D1500 ilmaistaan väriasteikolla 0...8 ja asteikon lukema ilmoitetaan 0,5 yksikön tarkkuudella. Asteikon lukema 0 tarkoittaa kirkasta ja väritöntä läpinäkyvää tuotetta ja 8 lähes mustaa väriä. /20, s. 6./

Viskositeetti (ASTM D445) määritellään +100 °C:n ja +40 °C:n lämpötilassa mitattujen viskositeettien perusteella. Kierro- ja vaihteistoöljyjen viskositeetti on tyypillisesti arvoja 90 ja 110:n välillä +100 °C ja arvoja 40 ja 50 välillä +40 °C. Kinemaattinen viskositeetti on nesteen virtaamisvastus painovoiman vaikutuksesta. Se ilmaisee öljyn jäykkyyden. Öljyn viskositeetti pienenee voimakkaasti lämpötilan kasvaessa. Muutokset viskositeetissa ilmaisevat

yleensä vieraan tuotteen joutumisen käytettävään öljyyn. Muutokset alkuperäiseen arvoon saattavat johtua myös öljyn hapettumisesta. /20, s. 5; 21, s. 6./

Kokonaishappoluku TAN (ASTM D664) indikoi öljyn hapettumista. Korkea lämpötila on yleinen öljyn hapettaja, jolloin TAN-arvo kohoaa. Voiteluöljyt sisältävät happamia ja emäksisiä yhdisteitä ja kokonaishappoluku TAN kuvaa sitä määrää emästä ilmaistuna milligrammoina kaliumhydroksidia, joka tarvitaan neutraloimaan yhdessä grammassa öljyä olevat happamat yhdisteet. Käyttämättömän öljyn kokonaishappoluku on 0,1...1,5 mg KOH/g. Uuden öljyn TAN-arvo riippuu sekä öljyjen komponentteina käytetyistä perusöljyistä että lisäaineistuksesta. /20, s. 5 - 6, 10./

RBOT (ASTM D2272) on muuntaja- ja turbiiniöljyjen hapettumisajan määrittäykseen käytetty menetelmä. Tulos ilmoitetaan minuutteina ja tulosta verrataan uuden öljyn arvoihin. Turbiinivalmistajat suosittelevat öljyn vaihtoa kun hapettumisaika on laskenut ¼ osaan alkuperäisestä. /20, s. 6./

Kaasuturbiinin voiteluöljy on vaihdettu 14.10.2002 Mobil DTE 846 öljyyn. Aiemman öljyn Mobil DTE Medium ongelma oli sen ennenaikainen kuluminen. Öljy muuttui ominaisuuksiltaan nopeasti lähes tervaksi ja vaaransi turbiinin käytön. Öljyanalyysitodistus ilmaisee alkuperäisen käyttämättömän öljyn ominaisarvot, joihin lukuihin verrataan käytössä muuttuneita öljyn arvoja. Öljyn käyttöikä on käyttöolosuhteista riippuen 5 - 10 vuotta. Öljyn yleinen käyttölämpötila 45 - 60 °C. /22./ Öljyn arvoja on koottu taulukkoon 11.

Taulukko 11. Mobil DTE 846:n mitattuja arvoja /22/.

Mittaus- ajankohta	Ulkonäkö D1500 0...8	Viskositeetti D445 cSt/40 °C	TAN D664 mg KOH/g	RBOT D2272 min
06_2007	tumma 7,5	44,5	0,1	525
11_2006		44,4	0,2	561
01_2005	7,5	44,4	0,3	716
08_2004		44,5	0,4	671
01_2004	6	44,3	0,4	922
uusi/käyttämätön öljy	kirkas	44,1	0,1	1324

Öljyn hapettumista seurataan kinemaattisen viskositeetin, TAN-luvun, RBOT:n ja värin muutosten perusteella. Voiteluöljyille on tyypillistä TAN-arvon kohoaminen käytön alkaessa. TAN-arvoa verrataan aina uuden öljyn arvoon. TAN-mittauksen mukaan Mobil DTE 846 on uuden öljyn veroinen. TAN sekä viskositeetti ovat hitaita hapettumisen indikaattoreita ja ne kertovat yleensä vasta pitkälle edenneestä hapettumisesta.

Öljyn värin tummeneminen viittaa öljyn hapettumiseen. Yksinomaan värin mittauksella on kuitenkin vaikeaa arvioida värin muuttumisen syytä. Epäpuhtaudet ja öljyyn päässeet muut vieraat aineet voivat aiheuttaa värin muuttumista yhtä lailla kuin öljyn hapettuminenkin. Mutta myös RBOT-arvon puolittuminen vain muutamassa vuodessa viittaavat öljyn hapettumiseen. Öljyn hapettamisen yleisin aiheuttaja on öljyn liian korkea lämpötila. Öljyn hapettuminen lyhentää öljyn käyttöikää ja mitattujen öljyn arvojen hapettumisvauhdilla MOBIL DTE 846 on vaihdettava ennen aikojaan.

Öljyn liikalämpenemistä voidaan välttää öljyn massavirtaa lisäämällä, jos paluuputkisto kykenee siirtämään lisääntyneen massavirran. Öljyn lämpötilaa voidaan laskea myös suurentamalla öljykierron lämmönvaihtimen tehoa.

5.5 Jäähdytysjärjestelmän likaantuminen

Jäähdytyskapasiteetin riittämättömyys kesäisin ei kuitenkaan ole järjestelmän ainoa ongelma. Ulkotiloissa ilmapuhaltimien alapuolella sijaitsevat jäähdytyskennojen rivat likaantuvat ajan kanssa ilmassa leijuvista hiukkasis- ta ja tuulen tuomista roskista. Koska alumiiniset rivat ovat vain 2 mm:n päässä toisistaan ja materiaalina alumiini on hauras aine on ripojen välejä lähes mahdoton puhdistaa. Ripaväljen puhdistus hankaamalla tai suoralla vesisuihkulla voi vahingoittaa ripoja. Jäähdytyskennojen likaantuminen pienentää jäähdytyspinta-alaa ja vähentää jäähdytyskykyä. /23./

6 JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN PARANTAMINEN

Jäähdytysjärjestelmän jäähdytyskapasiteetti on jo nykyisellään riittämätön, kun ulkolämpötila nousee yli + 10 °C, jolloin jäähdytysjärjestelmä ei kykene enää siirtämään tarvittavaa lämpöenergiaa jäähdytyskohteilta. Kun kaasulaitoksen sähkötuotantoa halutaan nostaa kesäaikaan noin 10 % nykyisestä 50 MW:sta, syntyy jäähdytysjärjestelmä 4VF:n kapasiteetin riittämättömyydestä rajoitus tehon nostoon.

Jäähdytysjärjestelmän jäähdytyskapasiteettia täytyy lisätä, jotta tehon nosto olisi mahdollista. Jäähdytysjärjestelmän jäähdytyskapasiteettia voidaan parantaa laskemalla ilmajäähdyttimiltä palaavan jäähdytysveden lämpötilaa tai erottamalla ylikuumeneva kaasuturbiinin öljyjäähdytin erilliseen jäähdytyskiertoon.

Ilmajäähdyttimiltä palaavan jäähdytysveden lämpötilaa voitaisiin laskea lisäämällä järjestelmään raakavesilämmönvaihdin tai tehostamalla ilmajäähdyttimien puhallinpattereita. Katolla sijaitsevien ilmapuhaltimien vaihto tehokkaampiin puhaltimiin tai neljännen puhallinpaketin hankkiminen parantaisivat järjestelmän jäähdytyskykyä. Öljyjäähdyttimen erottaminen erilliseen kiertoon, jonka jäähdytys hoidettaisiin raakavedellä tai kaukolämmön paluuedellä, nostaisi myös järjestelmän jäähdytyskapasiteettia.

Jäähdytyskapasiteetin nosto mahdollistaisi sähkötehon noston kesäaikaan (touko - elokuu) vuorokauden ympäri 10 %:lla eli 5 MW. Kesäkuukausien vuorokausien lukumäärä touko-elokuussa on (31 + 30 + 31 + 31) vrk = 123 vrk. Mahdollisten parannusten tuottama lisäsähköteho voimalaitokselle voidaan laskea seuraavalla tavalla

$$5 \text{ MW} \times 24 \text{ h/vrk} \times 123 \text{ vrk} = 14\,760 \text{ MWh}$$

Voimalaitos saama tulo on 30 €/MWh, jolloin kesäaikana (touko-elokuu) voimalaitos saisi lisätuloa $14760 \times 30 \text{ €} = 442\,800 \text{ €}$. Parannuksen ansiosta jäähdytysjärjestelmän käyttöikä kasvaa kymmeniä vuosia.

6.1 Kaasuturbiinin uudistus

Kaasuturbiiniin tehdään muutoksia kesällä 2008 kaasuturbiinin C-tarkastuksen yhteydessä. Modernisointiprojektissa kaasuturbiiniin vaihdetaan osittain uudet juoksu- ja johtosiivet, uusi johtosiipikannatin sekä uusi roottori. Uudistuksessa turbiiniin tehdään myös "XL"-päivitys, joka pidentää turbiinin käyttöikää eli C-tarkastuksien väliä nykyisestä 24 000 käyttötunnista 32 000 käyttötuntiin. Tällöin joka neljäs tarkastus poistuu. Turbiiniin asennetaan uudentyypiset juoksu- ja johtosiivet siipiriveille 1 ja 2, paranneltu polttokammio ja lämpökilvet sekä kehittyneempi jäähdytysjärjestelmä. Tehokkaamman jäähdytyksen ja kestävämpien osien ansiosta myös osien vaihtoa ja tarkastusjaksoja voidaan harventaa, mikä alentaa turbiinin huoltokustannuksia. Vähentyneet huoltoseisokit nostavat käytettävyyttä, joka parantaa tuotantokapasiteettia ja tuottavuutta.

Muutokset tehdään yhteistyössä Alstom:n kanssa, joka vastaa nykyisen kaasuturbiinin huolloista. Muutoksen ansiosta GT8C-kaasuturbiini tulee olemaan markkinoilta saatavaa kaikkein kehittyneintä tekniikkaa. /24./

6.2 Puhaltimien parannus

Jäähdytysjärjestelmän jäähdytyskapasiteettia voidaan myös parantaa panostamalla jäähdytysjärjestelmän ilmapuhaltimiin. Neljännen puhallinpaketin hankkiminen katolle nostaisi järjestelmän jäähdytystehoja. Puhaltimet ovat nykyisellään hyvässä kunnossa ja niillä on vielä 10 - 15 vuotta käyttöaikaa. Koko jäähdytysjärjestelmän puhallinpakettien uusiminen tehokkaampiin ja helpommin puhdistettaviin puhaltimiin olisi hyvä ratkaisu pitkällä tähtäimellä. /16./

Talvella lämpökuorman kadotessa syntyy ilmapuhaltimien jäätymisvaara. Lämmönsiirto kuitenkin jatkuu tuulen ansiosta. Lämmityspattereille olisi tarpeen hankkia sopivat jäätyminenestopressut, jotka estäisivät luonnollisen ilman kierron kennoston läpi. /13./

6.2.1 Neljäs puhallinpaketti

Jäähdytyskapasiteettia voidaan helposti lisätä hankkimalla katolle neljäs puhallinpaketti. Nykyiset ilmajäähdyttimet ovat Aslasco Oy:n toimittamat BTC-L puhallinpaketit. Samalta valmistajalta tilattava neljäs puhallinpaketti vaatii ti-

laa 5,70 m (5690) x 2,95 m (2945) x 1,5 m (1480). Jotta puhaltimilla on riittävä ilmanvaihto eikä lämmennyt ilma kierrä takaisin ilmajäähdyttimille, on jäähdyttimen ympärille varattava lisäksi riittävästi ilmatilaa. Puhallinpakettien sivujen väliin on varattava 2,4 m sekä päätyjen väliin 1,2 m:n ilmarako. Seinän viereen asennettuna jäähdytinpaketti vaatii 1,2 m:n raon. Yhden jäähdytyspatterin jäähdytyspinta-ala on 2541,7 m². Turbiinilaitoksen katolla, jossa nykyiset ilmajäähdyttimet sijaitsevat, on tilaa uudelle puhaltimelle. /8./ Puhallinyksikön tekniset tiedot ovat taulukossa 12.

Taulukko 12. Yhden ilmapuhallinyksikön tekniset tiedot /8/.

Teho	860 kW
Ilmamäärä	53 m ³ /s
Liuosmäärä	10,5 l/s
Liuosnopeus	1,26 m/s
Liuos T _{sis}	49 °C
Liuos T _{ulos}	33 °C
Netto paino	1741 kg
Sis. tilavuus	323,1 dm ³
Putkimateriaali	5/8 kupari
Lamellimateriaali	Galvanoitu teräslevy
Patterin asento	Horisontaali
Puhaltimien lkm	10
Moottorin nimellisteho	1,3 kW

6.2.2 Järjestelmän edut ja haitat

Neljännän puhalluspatterin hankinta olisi yksinkertainen sekä edullinen ratkaisu jäähdytyskapasiteetin parantamiseksi. Puhallinpatterille on olemassa paikka katolla ja sen asennus on melko yksinkertainen ja nopea toimenpide. Puhallinpatterille tarvittava putkisto on helppo lisätä jo olemassa olevaan jäähdytysjärjestelmä 4VF:n putkistoon.

Katolle tarvittavat putkimuutokset saattavat nostaa parannuksen hankintahintaa merkittävästi. Puhallinpatterien kanssa on ollut aikaisemmin ongelmia niiden vajaan jäähdytyskapasiteetin ja likaantumisen takia. Valmistajan ilmoittaman kolmen patteriston jäähdytysteho on 2580 kW, mutta voimalaitoksella on saatu korkeintaan 2300 kW:n teho ulkoilman ollessa 0°C ja lämpötilan noustessa jäähdytysteho on laskenut merkittävästi.

6.2.3 Jäähdytysteho

Neljannen puhallinpatterin lisääminen nostaisi jäähdytysjärjestelmän jäähdytyskapasiteettia. Nykyisten kolmen jäähdytyspatterin läpi virtaa jäähdytysnestettä yhteensä 42,0 kg/s. Kun virtaus jaetaan tasaisesti kolmen jäähdytyspatterin kesken, on yhden patterin läpi virtaavan jäähdytysnesteen massavirta 14 kg/s. Jos järjestelmään lisättäisiin neljäs jäähdytyspatteri jäähdytyskapasiteetin lisäämiseksi, kulkisi jokaisen patterin läpi jäähdytysnestettä 10,5 kg/s. Yksi jäähdytyspatteri jäähdyttää sen läpi virtaavaa nestettä 12 °C.

Jäähdytyskapasiteetin tarkastelemiseksi lasketaan ensin kolmen jäähdytyspatterin tehot dimensiottoman konduktanssiin perustuvalla menetelmällä eli NTU –menetelmällä /25 s.631-639/. Laskuissa käytetyt arvot on saatu prosessitietokoneelta.

Jäähdytysveden ja ilman lämpökapasiteettivirrat sekä pienin lämpökapasiteettivirta voidaan laskea lausekkeilla

$$C_{\text{ilma}} = \dot{m} \times c_p = (53 \text{ kg/s} \times 1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}) = 53 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{vesi}} = \dot{m} \times c_p = (14 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}) = 58,7 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{min}} = C_{\text{ilma}} = 53 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$$

Jolloin lämpökapasiteettivirtojen suhde on

$$c = C_{\text{min}} / C_{\text{max}} = 53 / 58,7 = 0,903$$

Ilman jäähdyttimien jälkeinen lämpötila voidaan laskea lausekkeella

$$\Phi = \dot{m} \times c_p \times (T_{\text{ilma, in}} - T_{\text{ilma, out}}) \text{ josta johtamalla}$$

$$T_{\text{ilma, out}} = (T_{\text{ilma, in}} \times \dot{m} \times c_p + \Phi) / (\dot{m} \times c_p)$$

$$T_{\text{ilma, out}} = (10 \text{ } ^\circ\text{C} \times 53 \text{ kg/s} \times 1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} + 647 \text{ kW}) / (53 \text{ kg/s} \times 1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C})$$

$$T_{\text{ilma, out}} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Puhallinpatterin rekuperaatioaste eli hyötysuhde voidaan laskea määrittelemällä ainevirtojen suurempi lämpötilan muutos ja lämmönvaihtimesta löytyvän suurimman lämpötilaeron suhde.

$$\varepsilon = (T_{\text{ilma, out}} - T_{\text{ilma, in}}) / (t_{\text{vesi, in}} - T_{\text{ilma, in}})$$

$$\varepsilon = (23 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) / (49 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) = 0,333$$

Dimensioton konduktanssi voidaan laskea lausekkeella

$$\text{NTU} = -\ln [1 + \ln (1 - \varepsilon c) / c] = -\ln [1 + \ln (1 - 0,33 \times 0,903) / 0,903] = 0,497$$

Neljä ilmajäähdytintä

Jäähtyneen jäähdytysveden lämpötila saadaan lausekkeesta

$$C_{\text{vesi}} = \dot{m} \times c_p = (10,5 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ/kg °C}) = 44 \text{ kW/ °C}$$

$$C_{\text{min}} = C_{\text{vesi}} = 44 \text{ kW/ °C}$$

Jolloin lämpökapasiteettivirtojen suhde on

$$c = C_{\text{min}} / C_{\text{max}} = 44 / 53 = 0,830$$

Jäähdtytysveden lämpötilan muutos voidaan laskea lausekkeesta

$$\Phi = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \text{ johtamalla}$$

$$\Delta T = \Phi / (\dot{m} \times c_p) = 647 \text{ kW} / (10,5 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ/kg °C}) = 14,7 \text{ °C}$$

Rekuperaatioaste on

$$\varepsilon = (T_{\text{ilma, out}} - T_{\text{ilma, in}}) / (t_{\text{vesi, in}} - T_{\text{ilma, in}})$$

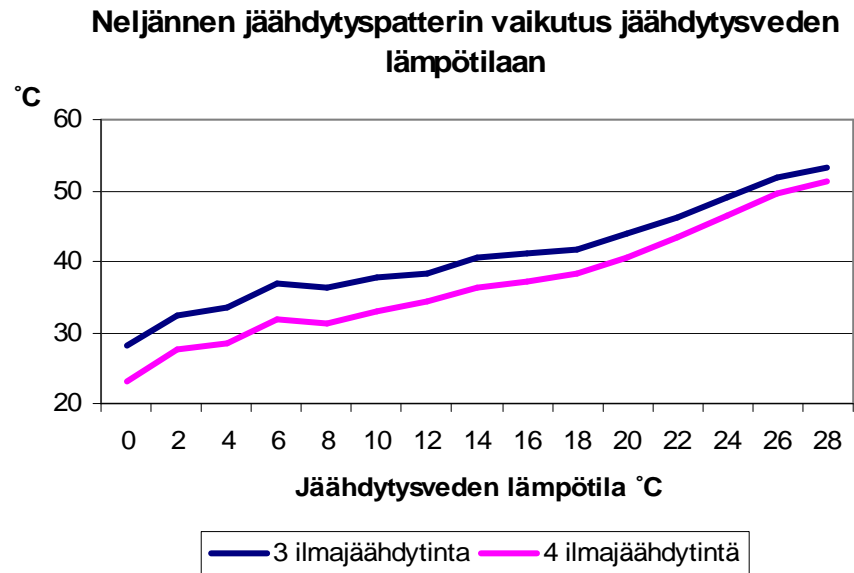
$$\varepsilon = (24,7 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) / (49 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) = 0,377$$

Jäähdtytysvesi ilmajäähdyttimien jälkeen saadaan lausekkeesta

$$\Phi = C_{\text{vesi}} (T_{\text{vesi, in}} - T_{\text{vesi, out}}) \text{ josta johtamalla}$$

$$T_{\text{vesi, out}} = T_{\text{vesi, in}} - \Phi / C_{\text{vesi, in}} = 49 \text{ °C} + (647 \text{ kW} / 44 \text{ °C}) = 34,3 \text{ °C}$$

Neljannen jäähdytyspatterin lisäämisen ansiosta jäähdytysvesi jäähtyy $< 4 \text{ }^\circ\text{C}$ enemmän (ulkoilma $10 \text{ }^\circ\text{C}$) kuin kolmella jäähdytyspatterilla. Ulkoilman lämpötila vaikuttaa jäähdytyspattereiden jäähdytystehoon. Kuvassa 14 onkin tarkasteltu kolmen ja neljän ilmajäähdyttimen jäähdytystehoja ulkoilman lämpötilaan verrattuna.



Kuva 14. Neljannen jäähdytyspatterin vaikutus jäähdytyspattereiden jälkeiseen jäähdytysveden lämpötilaan.

Kuvasta 14 nähdään, että neljäs ilmajäähdytin lisää jäähdytystä, mutta lämpötilan noustessa jäähdytysteho ei enää ole riittävä kattamaan kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen sekä generaattorin ilmajäähdyttimien jäähdytystarvetta.

6.2.4 Hankintahinta

Yhden jäähdytysyksikön hankintahinta on arviolta $17\,000 \text{ €}$, jonka lisäksi tulevat asennuskulut putkistomuutoksineen. Putkistomuutoksien kustannukset määräytyvät vedettävän putken pituuden sekä putken geometrisen muodon perusteella. Jäähdytyspiiriin tarvitaan lisäksi kaksi kiertopumppua, joiden hankintahinta asennuskuluineen olisi arviolta noin $13\,000 \text{ €}$. Hankintakustannukset olisivat yhteensä noin $30\,000 \text{ €}$. /8./

6.2.5 Nykyarvomenetelmä

Työn ohjaajan pyynnöstä investoinnin kannattavuutta tarkastellaan nykyarvomenetelmällä. Investoinnin pitää tuottaa käyttöikänsä aikana enemmän kuin investoinnin arvo. Nykyarvomenetelmällä vuotuiset nettotuotot muutetaan diskonttauskerroimen avulla investointiajankohdan rahamääräksi eli nykyarvoksi. Saatua nykyarvoa (K) verrataan investoinnin hankintamenoon (H). Investointi on kannattava, jos tuottojen nykyarvo on suurempi kuin investoinnin hankintameno. /26, s. 86./

$$K = q \times [(1 + i)^n - 1] / [i (1 + i)^n]$$

K	nykyarvo
q	nettotuotto, yhden kesän aikana syntyvä lisätulo
$1 / (1 + i)^n$	diskonttauskerroin
i	laskentakorkokanta
n	aikajakso vuosina
H	investoinnin hankintameno

Laskentakorkokantana käytetään 8 %:a sekä aikajaksona 5:tä vuotta. Voimalaitoksen investoinnista saama tuotto on laskettu sivulla 36.

$$K = 442\,800 \times [(1 + 0,08)^5 - 1] / [0,08 (1 + 0,08)^5]$$

$$K = 1\,767\,972$$

Yhteenlaskettu nykyarvo on siten

$$- H + K = - 30\,000 + 1\,767\,972 = 1\,737\,972 > 0 \text{ eli investointi on kannattava.}$$

Investoinnin tuottosuhte ensimmäiselle vuodelle saadaan jakamalla kesän aikana tuotettu lisätuotto investoinnin kustannuksella, jolloin tuottosuhte on $442\,800 / 30\,000 \approx 15$ -kertainen jo ensimmäiselle vuodelle. Investointi on siis hyvin kannattava.

6.3 Jäähdytys raakavedellä

Jäähdytysjärjestelmän jäähdytyskapasiteettia voitaisiin nostaa kesäaikaan raakavesi-jäähdytyksellä. Raakavedellä voitaisiin nostaa jäähdytystehoa kahdella tavalla.

Kuumimpaan kesäaikaan voitaisiin ilmapuhaltimilta palaavaa jäähdytysvettä jäähdyttää lämmönvaihtimen avulla. Lämmönvaihtimen kuumalla puolella kulkisi jäähdytysvesi ja kylmällä puolella raakavesi. Raakavesi voidaan kytkeä kulkemaan jäätymissuojalämmönvaihtimen toiselle puolelle kaukolämpöveden tilalle tasaamaan kesäkauden lämpötilahuippuja. Lisäjäähdytys voitaisiin ottaa käyttöön aina tarpeen vaatiessa.

Kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen jäähdytys voisi tapahtua myös raakavedellä. Öljyjäähdyttimen kierto pitäisi erottaa erilliseksi kierroksi. Lämmönvaihtimen kuumalla puolella kulkisi turbiinin voitelu- ja laakeriöljy sekä kylmällä puolella raakavesi.

6.3.1 Järjestelmän edut ja haitat

Järjestelmällä saataisiin lisätehoa jäähdytykseen kuumimpina kesäaikoina ilman suurempia muutoksia jäähdytysjärjestelmään. Jäähdytysjärjestelmän jäätymissuojalämmönvaihtimen kuumalla puolella virtaa talvisin kaukolämmön paluuvesi, jonka tilalle voitaisiin kesäaikaan johtaa raakavesi. Tällä voitaisiin tasata vuodenajan ääriämpötilojen aiheuttamia huippuja. Järjestelmä olisi yksinkertainen ja edullinen toteuttaa.

Vaikka raakavedellä jäähdytys olisi edullista toteuttaa, koituisi raakavedestä kuitenkin vuosittaiset toistuvat käyttökulut. Järjestelmän haittana on se, että raakaveteen siirtyvää lämpökuormaa ei voida hyödyntää vaan se menee hukkaan.

Massavirran nosto 42 kg/s:sta 48,5 kg/s:oon tarkoittaisi massavirran lisäystä yli 10 %:lla nykyisestä. Samalla järjestelmän painehäviöt kasvaisivat suhteessa $(42 / 48,5)^2$ eli noin 25 %:lla. Jäähdytysjärjestelmän putkisto on suunniteltu ja mitoitettu 42 kg/s.

6.3.2 Hankintakustannukset

Järjestelmän toteuttamiseksi tulisi hankkia lämmönvaihdin, muutama kierto-pumppu sekä uusittava putkistoja, joiden hankintahinta olisi arviolta 30 000 €. Raakavedellä jäähdytettäessä on vuosittaisissa tuotoissa otettava huomioon myös raakavedestä koituvat kustannukset. Tarvittavan raakaveden määrä voidaan arvioida sen tiedon perusteella, että touko-syyskuussa ulkolämpötila ylittää + 15 °C keskimäärin 16 h/vrk /19/. Raakaveden hinta on 1,04 €/m³ /16/.

Tarvittava raakaveden massavirta saadaan lausekkeella

$$\Phi = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

$$\dot{m} = \Phi / (c_p \times \Delta T) = 2030,5 \text{ kW} / (4,20 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times 10^\circ\text{C}) = 48,5 \text{ kg/s}$$

Tarvittava raakaveden määrä 48,5 kg/s x 60 s/min x 60 min/h = 174,6 m³/h.

Raakaveden käyttökustannukset lasketaan lausekkeesta

Lämpötila (>15 °C) x kesävuorokausien lkm x hinta_{raakavesi} x tarvittava raakaveden määrä

$$16 \text{ h/vrk} \times 123 \text{ vrk} \times 1,04 \text{ €/m}^3 \times 174,6 \text{ m}^3/\text{h} = 357\,357 \text{ €}$$

Juoksevia kustannuksia raakavedellä jäähdyttämisestä kertyisi vuodessa noin 357 000 €:n hankintakulujen lisäksi.

6.3.3 Nykyarvomenetelmä

Raakavedellä jäähdytyksellä syntyy kustannuksia vuosittain 357 000 € ja järjestelmän alkuiinvestointi olisi noin 30 000 € sekä voimalaitokselle saatu vuosittaisen lisätehon arvo 442 800 €. Nykyarvomenetelmällä tarkasteltuna

- H + K = - 30 000 – 357 000 + 1 767 972 = 1 367 972 > 0 eli investointi on kannattava.

Tuottosuhte ensimmäiselle vuodelle saadaan jakamalla kesän aikana tuotettu lisätuotto investoinnin ja käyttökustannusten summalla, jolloin tuottosuhte on 442 800 / (30 000 + 357 000) ≈ 1,14-kertainen verrattuna hankintakustannuksiin.

Vastaavasti tuottosuhde investoinnin jälkeisille vuosille saadaan jakamalla tuotettu lisätuotto vuosittaisilla käyttökustannuksilla, jolloin tuottosuhde on vuosittain $442\,800 / 357\,000 \approx 1,24$ -kertainen.

Investointi on kannattava tuottosuhteen ollessa yli yhden. Massavirran lisäys on investointina kannattava, mutta siitä saatavat tuotot $442\,800 - 357\,000 = 85\,800$ € jäävät vähäisiksi.

6.4 Jäähdytys kaukolämmön paluuedellä

Nykyisen jäähdytysjärjestelmän ongelma on kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen ylikuumentuminen. Jäähdytysjärjestelmää voidaan parantaa erottamalla öljyjäähdyttimen jäähdytyskierto omaan suljettuun piiriin ja panostamalla sen jäähdytyskapasiteettiin. Nykyiseen järjestelmään jäisi pelkästään generaattorin ilmajäähdyttimet, jolloin jäähdytysjärjestelmä ei rajoittaisi kapasiteetin nosta enää kesällä.

Fortumin Suomenojan voimalaitoksella on vuodesta 2003 lähtien jäähdytetty kaasuturbiiniin integroitua öljysäiliötä kaukolämmön paluuedellä. Tätä järjestelmää soveltaen voitaisiin Martinlaakson voimalaitoksella jäähdyttää kaasuturbiinin voitelu- ja laakeriöljyä laitokselle palaavalla kaukolämpövedellä. /27./

Öljyjäähdyttimen jäähdytyskierto pitäisi erottaa jäähdytysjärjestelmä 4VF:n kierrosta. Jotta kaasuturbiinin voitelu- ja laakeriöljyjen jäähdytys kaukolämmön paluuedellä on mahdollista, on uutta järjestelmään varten hankkittava lämmönvaihdin, kiertopumppu ja sekä uusittava putkistoja. Lämmönvaihtimen tehtävä on siirtää kaasuturbiinin öljyyn luovuttama lämpöenergia kaukolämmön paluuveteen. Lämmönvaihtimen kuumalle puolella kulkisi kaasuturbiinissa käytetty voitelu- ja laakeriöljy Mobil DTE 846 ja kylmällä puolella kaukolämmön paluuvesi. Kiertopumput ylläpitävät jäähdytykseen tarvittavan kierron kaukovedelle sekä öljylle lämmönvaihtimeen.

6.4.1 Järjestelmän edut ja haitat

Kaukolämmön paluuedellä jäähdyttämisen haittana voidaan pitää sähkötuotannon hyötysuhteen laskua. Öljyjäähdytin lämmittää kaukolämmön paluueden lämpötilaa noin 2 - 3 °C, mikä huonontaa sähkötuotannon hyötysuhdetta. Hyötysuhde laskee kuitenkin vain marginaalisesti ja todellisuudessa sillä ei ole näkyvää vaikutusta sähkötuotantoon. /28./

Toisaalta öljyjäähdyttimen siirtämä lämpöenergia kaukolämmön paluuveteen esilämmittää kaukolämpövettä ja samalla parantaa höyryvoimaprozessia. Kattilaa voidaan polttaa pienemmällä liekillä ja silti saavuttaa samat höyryprosessissa tarvittavat höyryn lämpötilat. /28./

Voiteluöljyjärjestelmä sekä laakerit on suunniteltu tietyille öljyn käyttölämpötiloille. Kaukolämmön paluueden lämpötila on melko tasainen ympäri vuoden. Kuitenkin kaukolämmön paluuesi-voiteluöljyjäähdytin olisi suojattava mahdollisia paluueden lämpötilan äkillisiä ja hetkittäisiä muutoksia vastaan. Kaukolämmön paluueden lämpötilan mahdollisesta muutoksesta huolimatta öljyjäähdyttimen toimintavarmuus olisi taattava. Varmuusjärjestelmänä voitaisiin pitää nykyistä jäähdytysjärjestelmää 4VF. Öljyjärjestelmään olisi myös syytä asentaa mittauspisteitä, joista voiteluöljyn lämpötilaa kierrossa voidaan seurata.

6.4.2 Lämmönvaihtimen mitoitus ja sijoitus

Öljy-vesi lämmönsiirtimet ovat tyypillisiä ristivirtalämmönsiirtimiä, jossa ainevirrat kulkevat toisiaan vastaan kohtisuorassa. Lämmönvaihtimen kylmällä puolella virtaisi kaukolämmön (KL) paluuesi ja kuumalla puolella voiteluöljy. Lämmönvaihdin voitaisiin sijoittaa rinnan voiteluöljyn jäähdyttimen MBV21 AC010 kanssa, jolloin voidaan hyödyntää olemassa olevan jäähdyttimen jäähdytystehoa.

Öljyn lämpötila on korkeimmillaan 70 °C /19/ ja öljyn ihanteellinen käyttölämpötila on 48 °C. Voiteluöljyn massavirta on 91,5 kg/s ja öljyn lämpökapasiteetti 2,05 kJ/kg °C. Voiteluöljy lämmönvaihdin jäähdyttää öljyä 13 °C, joten lisättävän lämmönvaihtimen tulisi jäähdyttää öljyä vielä 9 °C. Laskuissa käytetyt arvot on saatu prosessitietokoneelta. Mitoituslaskuissa käytetyt kaavat ovat Yunus A. Cengelin kirjasta Heat and mass transfer sivuilta 622 - 631.

Tarvittava voiteluöljyn jäähdytysteho voidaan laskea lämpötehon lausekkeesta

$$\Phi_{\text{öljy}} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

$$\Phi_{\text{öljy}} = 91,5 \text{ kg/s} \times 2,05 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \times 9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Phi_{\text{öljy}} = 1690 \text{ kW}$$

KL - paluuvesi jäähdyttää voiteluöljyä sitomalla sen lämpöenergiaa itseensä.

KL - veden lämpötila lämmönvaihtimen jälkeen voidaan laskea lausekkeella

$$\Phi_{\text{KL-vesi}} = \dot{m} \times c_p \times (T_{\text{KL, in}} - T_{\text{KL, out}})$$

josta saadaan johdettua

$$T_{\text{KL, out}} = (T_{\text{KL, in}} \times \dot{m} \times c_p + \Phi_{\text{KL-vesi}}) / (\dot{m} \times c_p)$$

$$T_{\text{KL, out}} = (48 \text{ } ^\circ\text{C} \times 50 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} + 1690 \text{ kW}) / (50 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C})$$

$$T_{\text{KL, out}} = 56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kun tiedetään voiteluöljyn ja kaukolämpöveden T_{in} sekä T_{out} voidaan laskea lämmönvaihtimen logaritminen keskilämpötilan muutos ΔT_{log} lausekkeilla

$$\Delta T_1 = T_{\text{öljy, in}} - T_{\text{KL-vesi, out}} = (70 - 56) \text{ } ^\circ\text{C} = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{öljy, out}} - T_{\text{KL-vesi, in}} = (61 - 48) \text{ } ^\circ\text{C} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{log}} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2) = (14 - 13) / \ln (14 / 13) = 13,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

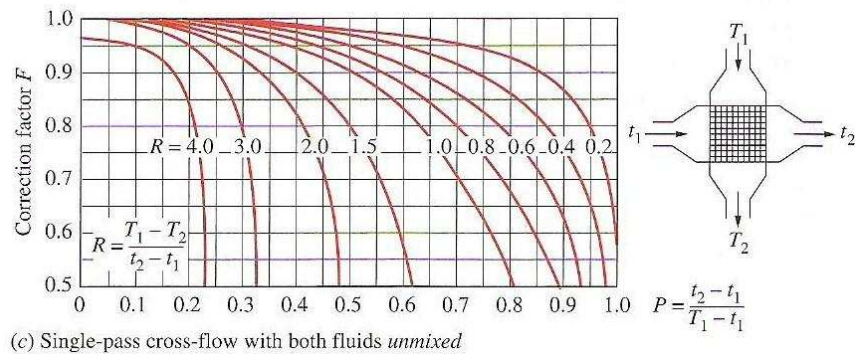
Lämpötilojen suhdeluvut P ja R voidaan laskea lausekkeilla

$$P = (T_{\text{öljy, out}} - T_{\text{öljy, in}}) / (T_{\text{KL-vesi, in}} - T_{\text{öljy, in}})$$

$$P = (61 - 70) / (48 - 70) = 0,41$$

$$R = (T_{\text{KL-vesi, in}} - T_{\text{KL-vesi, out}}) / ((T_{\text{öljy, out}} - T_{\text{öljy, in}}))$$

$$R = (48 - 56) / (61 - 70) = 0,89$$



Kuva 15. Ristivirtalämmönvaihtimen korjauskerroin. /25, s. 626/.

Ristivirtalämmönvaihtimen korjauskerroin $F = 0,96$ saadaan kuvasta 15 lämpötilasuhteluvun P :n ja R :n avulla.

Lämmönvaihtimen pinta-ala voidaan laskea lausekkeesta

$$\Phi = k \times A \times F \times \Delta T_{\log}$$

Φ	lämpöteho
k	lämmönläpäisyyluku
A	lämmönvaihtimen pinta-ala
F	korjauskerroin
ΔT_{\log}	logaritminen lämpötilan muutos

$$A = \Phi / (k \times F \times \Delta T_{\log})$$

$$A = 1690 \times 10^3 \text{ W} / (260 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 0,96 \times 13,5 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$A = 502 \text{ m}^2$$

Tarvittava lämmönsiirtopinta-ala on vähintään 502 m^2 , kun materiaalina käytetään samaa kuin öljylämmönvaihtimessa ($k = 260 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) /12/. Lämmönvaihtimen rekuperaatioaste eli hyötysuhde voidaan laskea määrittelemällä ainevirtojen suurempi lämpötilan muutos ja lämmönvaihtimesta löytyvän suurimman lämpötilaeron suhde.

$$\varepsilon = (T_{\text{öljy, in}} - T_{\text{öljy, out}}) / (T_{\text{öljy, in}} - t_{\text{KL-vesi, in}})$$

$$\varepsilon = (70 \text{ } ^\circ\text{C} - 61 \text{ } ^\circ\text{C}) / (70 \text{ } ^\circ\text{C} - 48 \text{ } ^\circ\text{C}) = 0,41$$

Lämmönvaihdinta mitoitettaessa vaihdin olisi tarpeen mitoitaa hieman tehokkaammaksi, jotta tarvittaessa saadaan suurempia jäähdytystehoja ja hieman pelivaraa jäähdytysjärjestelmälle. Liitteessä 5 on lämmönvaihdin mitoitettu myös NTU -menetelmällä. NTU -menetelmässä käytetyt kaavat ovat Yunus A. Cengel'in kirjasta Heat and mass transfer sivuilta 631 - 639.

6.4.3 Hankintakustannukset

Kaasuturbiinin öljyjärjestelmän jäähdytys kaukolämmön paluuedellä muutostöineen maksaisi arviolta 42 000 €, jos hankitaan 2000 kW:n lämmönvaihdin. Kustannukset jakautuvat tarvittavien hankintojen mukaan arviolta seuraavalla tavalla. /27./

• Levylämmönsiirrin 2000 kW	25 000 €
• 3-ruuvipumppu	6 000 €
• Kaukolämpöpumppu	4 000 €
• Asennus ja tarvittavat putkimuutokset	8 000 €

Kustannuksiin vaikuttaa eniten lämmönsiirtimen teho. Jos halutaan jättää suurempi mitoitusvara, on hankittava suurempi vaihdin, jolloin kustannukset kasvavat. Putkimuutoksien kustannuksiin vaikuttaa jäähdyttimen sijoitus, tarvittavien putkien pituus ja putkien asennusmahdollisuudet. /27./

6.4.4 Nykyarvomenetelmä

Nykyarvomenetelmällä voidaan tarkastella investoinnin kannattavuutta.

$$K = q \times [(1 + i)^n - 1] / [i (1 + i)^n]$$

$$K = 442\,800 \times [(1 + 0,08)^5 - 1] / [0,08 (1 + 0,08)^5]$$

$$K = 1\,767\,972$$

Yhteenlaskettu nykyarvo on siten

$$-H + K = -42\,000 + 1\,767\,972 = 1\,725\,972 > 0 \text{ eli investointi on kannattava.}$$

Investoinnin tuottosuhte ensimmäiselle vuodelle saadaan jakamalla kesän aikana tuotettu lisätuotto investoinnin kustannuksella, jolloin tuottosuhte on $442\,800 / 42\,000 \approx$ yli 10-kertainen jo ensimmäiselle vuodelle. Investointi on siis hyvin kannattava.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tarkoituksena oli selvittää kaasuturbiinin jäähdytysjärjestelmä 4VF:n jäähdytyskykyyn parannusmahdollisuuksia. Työn alussa lähtöajatuksena oli 4VF:n jäähdytyskapasiteetin riittämättömyys ulkolämpötilan noustessa yli + 25 °C. Prosessitietokoneelta saatujen arvojen perusteella lasketut jäähdytystehot osoittivat kuitenkin, että jäähdytysteho on riittämätön jo lämpötilan noustessa yli + 10 °C, jolloin jäähdytysneste ei enää jäähy kierrossa tarvittavan lämpötilamuutoksen 11,5 °C:n verran ja jäähdytysteho alkaa laskea.

Jäähdytysjärjestelmää tarkasteltiin prosessitietokoneelta saatujen mittausarvojen pohjalta. Tehtyjen laskelmien avulla saatiin selville, että generaattorin ilmajäähdyttimet sekä turbiinin öljyjäähdytin lämpenevät samassa suhteessa ulkoilman kanssa lämpötilan noustessa 15 °C. Ongelmia tuottaa kaasuturbiinin öljyjäähdytin, joka kuumenee ja voi aiheuttaa turbiinin voiteluöljyn Mobil DTE 846 ennenaikaisen hapettumisen. Turbiinin turvallisen käytön takaamiseksi on voiteluöljyn lämpötilaa laskettava. Lämpötilaa voidaan laskea nostamalla lämmönvaihtimen jäähdytystehoa tai lisäämällä öljykierron massavirtaa. Kumpikaan näistä vaihtoehdoista ei tullut kysymykseen, koska molemmat järjestelmät on mitoitettu niissä käytettäville massavirroille eikä niiden kiertoa voida kasvattaa tarvittavalle tasolle. Voiteluöljyn DTE 846 arvojen huononeminen vaatii lisäselvitystä, jottei sen käyttöikä olisi pidempi kuin DTE Mediumin.

Koska jäähdytysjärjestelmä laitteineen on hyvässä kunnossa ja niillä riittää käyttöikä vielä useiksi vuosiksi, tulee jäähdytyskapasiteettia parantaa jäähdytysjärjestelmää parantamalla. Jäähdytyskapasiteettia voidaan parantaa lisäämällä jäähdytyspatteristoon neljäs ilmajäähdytin tai lisäjäähdyttämällä jäähdytysnestettä kesäaikaan raakavedellä. Kaasuturbiinin voiteluöljylämmönvaihtimen rinnalle lisättävä lämmönvaihdin parantaisi voiteluöljykierron jäähdytyskykyä.

Neljättä puhallinpatteria pidettiin aluksi yksinkertaisimpana tapana parantaa kaasuturbiinin jäähdytysjärjestelmää. Hankintakustannukset ovat arviolta 30 000 € ja ensimmäisen vuoden tuottosuhte jo 15-kertainen. Laskelmat osoittivat jäähdytystehon kasvavan, mutta ulkolämpötilan noustessa ei jäähdytyskyky enää riittänyt kattamaan kaasuturbiinin öljyjäähdyttimen ja gene-

raattorin ilmajäähdyttimien jäähdytystarvetta. Neljäs ilmajäähdytin ei ole investointina ole kannattava.

Jäähdytysjärjestelmää voidaan jäähdyttää kesäaikaan raakaveden lisäjäähdytyksellä. Raakavesi voitaisiin kytkeä kulkemaan jäätymissuojalämmönvaihtimen kylmällä puolella, jolloin lisäjäähdytystä voitaisiin käyttää sen ollessa tarpeellista. Raakavedellä jäähdytyksestä kertyisi vuosittaisia käyttökustannuksia sen mukaan kuinka paljon lisäjäähdytystä tarvitaan. Ulkoilman lämpötila ylittää 15 °C touko-elokuussa keskimäärin 16 tuntia vuorokaudessa, minkä mukaan laskettuna raakaveden käyttökustannukset olisivat noin 360 000 € kesässä. Voimalaitokselle jäisi lisätuottoa tällöin vain 80 000 €. Parannuksen hyötysuhdetta laskee myös se, ettei raakaveden siirtynyttä lämpöenergiaa voida käyttää hyödyksi. Käsikäyttöistä järjestelmää helpottaisi automatisointi, jonka avulla voidaan seurata ulkolämpötilaa ja järjestelmän jäähdytystehoja. Automatisoinnista kertyisi lisäkustannuksia huonontaen edelleen parannuksen hyötysuhdetta.

Jäähdytysjärjestelmän parannus, jossa voiteluöljylämmönvaihtimen rinnalle lisätään lämmönvaihdin keskittyisi jäähdyttämään jäähdytysjärjestelmän ongelmakohtaa eli kaasuturbiinin voiteluöljyä. Lämmönvaihtimen kuumalla puolella kulkisi kaasuturbiinissa käytetty voitelu- ja laakeriöljy Mobil DTE 846 ja kylmällä puolella kaukolämmön paluuvesi Lämmönvaihtimen hankintakustannukset ovat noin 42 000 €, eikä sen käyttö aiheuta vuosittaisia käyttökustannuksia. Kaukolämpöveteen siirtyä öljylämmittimestä lämpöenergiaa, joka parantaa höyryvoimaproessin hyötysuhdetta esilämmittämällä kaukolämpöettä.

Parannusehdotusten kannattavuutta tutkittiin työn ohjaajan pyynnöstä nykyarvomenetelmällä, jossa vuotuiset nettotuotot muutetaan diskonttauskertoimen avulla nykyarvoksi. Investoinnin kannattavuutta tarkasteltaessa verrataan hankintakustannuksia nykyarvoon. Työssä esitetyt investointikustannukset perustuivat arvioihin. Nykyarvomenetelmällä kaikki parannukset olivat kannattavia, joten tarkempien erojen saamiseksi investointien kannattavuutta tutkittiin tuottosuhteen avulla, jolla saadaan konkreettinen malli investoinnin tuottavuudesta hankintavuonna ja sitä seuraavina vuosina. Kannattavin tuottosuhte oli massavirran lisäyksellä, mutta putkiston mitoitus riittä-mättömyydellään esti hankkeen. Raakaveden perustuvassa lisäjäähdytyksessä kertyy vuosittain korkeat käyttökustannukset, jolloin parannuksen tuot-

tosuhde laski alhaiseksi. Lämmönvaihtimen lisääminen voiteluöljylämmönvaihtimen rinnalle tuottaa erinomaisen tuottosuhteen jo ensimmäiselle vuodelle. Vertailutyötä tehdessä ilmeni selvästi lämmönvaihtimen lisäämisen olevan voimalaitokselle kannattavin parannusinvestointi.

Parannuksen toteuttamiseksi tulisi ensimmäiseksi varmistua jäähdytysjärjestelmän todellisesta massavirrasta. Työssä laskettuihin jäähdytystehoihin on suhtauduttava varauksella, koska valvomon seurannasta nähdään jäähdytysvesijärjestelmän jäähdytysnesteen massavirran laskeneen tasaisesti glykolin poiston jälkeen. Massavirta on laskenut 20 % suunnitellusta arvosta 42 kg/s ja on nykyisin 34 kg/s. Vasta massavirran laskiessa alle 20 kg/s, tulee tapahtumasta hälytys valvomoon. Syynä voi olla vuoto järjestelmässä, joka olisi epätodennäköinen, koska samalla järjestelmän paine putoaisi ja tästä aiheutuisi hälytys. Massavirran laskun voi selittää viallinen tai heikentynyt mittaus, koska aiemmin käytetty vesi-glykoliseos on raskaampaa kuin pelkkä vesi. Jäähdytysjärjestelmän pumput avattiin tarkastusta varten kesällä 2007, jolloin pumpuista ei löydetty tukoksia tai muita vikoja. Myös pumppujen imu-puolella oleva suodatin avattiin ja puhdistettiin. Suodatin oli hieman limoittunut, mutta jäähdytysveden massavirran laskua se ei selittänyt. Jäähdytysjärjestelmän mittalaitteet tulisi tarkistaa ja tarvittaessa uusia. Kaasuturbiinin voiteluöljykiertoon tulisi lisätä lämpötilan mittausanturi turbiinin laakereilta palaavan voiteluöljyn lämpötilan tarkkailemiseksi. Mittausanturi helpottaisi tulevaisuudessa tehtävää turbiiniöljyn lämpötilojen tarkkailua.

Voimalaitoksen kannalta merkittävin tieto oli lämpötila, jossa jäähdytyskapasiteetti alkaa laskea. Toiseksi havaittiin, että voiteluöljyn ominaisuudet heikenevät ja aiheuttavat öljyn ennenaikaisen vanhenemisen. Vanhenemisen syyt vaativat lisäselvitystä. Kolmanneksi työn aikana löytyi jäähdytystapa, jota tässä työssä suositellaan käytettävän kaasuturbiinin jäähdytysjärjestelmän parantamiseksi.

VIITELUETTELO

- /1/ Vantaan Energia. Tietoa konsernista [verkkodokumentti]. 2007 [viitattu 18.8.2007]. Saatavissa: http://www.vantaanenergia.fi/tietoa_konsernista/yrityskuvaus/fi_FI/yrityskuvaus/
- /2/ Vantaan Energia -esittelylehtinen
- /3/ Yhteiskuntavastuuraportti 2007, Vantaan Energia Oy
- /4/ Martinlaakso GT8C Training Documentation. Kaasuturbiini GT8C -koulutuskansio, suomennos. ABB Power generation Ltd. 1994.
- /5/ Jäähdytysvesijärjestelmä 4VF -järjestelmäkuvaus, IVO International Oy
- /6/ Kaasuturbiinin järjestelmäkuvaukset -kansio
- /7/ LTO-kattilalaitos -koulutuskansio, yleiskuvaus, Kaarina, Ahlstrom 1994
- /8/ Dry Air Liquid Coolers ATC-L/BTC-L, Aslaco Oy, esitteet
- /9/ Suunnittelija Teuvo Ek:n haastattelu. 7.8.2007. Vantaan Energia Oy
- /10/ Kaasuturbiinin jäähdytysjärjestelmän säädöt ja ohjaukset MARGT-WA-028, IVO INTERNATIONAL OY, EAA/E.Kohijoki 1995/ s.1-5. 25.2.2005
- /11/ Turbiinimestari Selmi Lehtosen haastattelu. 7.8.2007. Vantaan Energia Oy.
- /12/ Öljylämmönvaihdin MBX21AC001, Kaasuturbiinilaitos, Martinlaakson voimalaitos
- /13/ VF-muutos 2006, käytön muutosmappi, Vantaan Energia Oy
- /14/ Peurasaari Jari, *Martinlaakson kaasuturbiinilaitos: Jäähdytysvesijärjestelmä 4VF, Mitoitus ja ongelmien kartoitus*. Helsingin teknillinen oppilaitos. Kone-tekniikan koulutusohjelma. Helsinki. 1995.
- /15/ *Termodynamiikan ja lämmönsiirto-opin taulukoita*. Raportti 136. Koonneet Kotiaho, Voitto W. Ym. Teknillinen korkeakoulu. Sovellettu termodynamiikka. Espoo 2004
- /16/ Laboratoriomestari Tarmo Mansnerin haastattelu. 19.3.2007. Vantaan Energia Oy
- /17/ Huhtinen, Markku ym. *Höyrykattilatekniikka* (5. uusittu painos). Helsinki. Edita, Opetushallitus. 2000
- /18/ Cengel Yunus A. - Boles Michael A., *Thermodynamics an engineering approach*. Fourth edition. New York. McGraw-Hill Companies Inc. 2002
- /19/ Vantaan Energian prosessitietokone

- /20/ Parikka Risto ym. Koneiden voitelu- ja hydraulikkajärjestelmien on line -
kunnonvalvonnan ja diagnostiikan tehostaminen. *Kunnossapito -lehden eri-
koisliite* 4 (2004), nro 79
- /21/ Korpi Arto ym. Öljyjen kunnonvalvonta. *Kunnossapito -lehden erikoisliite*,
1 (2003), nro 76
- /22/ Neste Oil, Öljyanalyysit vuosilta 1999 - 2007
- /23/ Voimalaitosasentaja Tauno Ståhlberg haastattelu. 25.5.2007. Vantaan
Energia Oy
- /24/ Alstom. *Alstomille tilaus Vantaan Energian Martinlaakson voimalaitoksen
kaasuturbiinin modernisoinnista* [verkkodokumentti]. 12.2.2007 [viitattu
20.2.2008]. Saatavuus: [http://www.fi.alstom.com/home/Newsroom/business
_news/40190.FI.php?languageId=FI&dir=/home/Newsroom/business_news/](http://www.fi.alstom.com/home/Newsroom/business_news/40190.FI.php?languageId=FI&dir=/home/Newsroom/business_news/)
- /25/ Cengel Yunus A. *Heat and mass transfer a practical approach*. Third Edition.
New York. McGraw-Hill Companies Inc. 2006
- /26/ Karjalainen Jouko. *Laskentatoimi ja kannattavuus*. Teknillinen korkeakoulu.
Tuotantotalouden osasto. syksy 2007
- /27/ Suunnitteluinsinööri Markku Juvosen haastattelu. 23.3.2007. Fortumin Suo-
menojan voimalaitos.
- /28/ Suunnitteluinsinööri Lasse Toivosen haastattelu. 15.7.2007. Fortumin Suo-
menojan voimalaitos.

LIITTEET

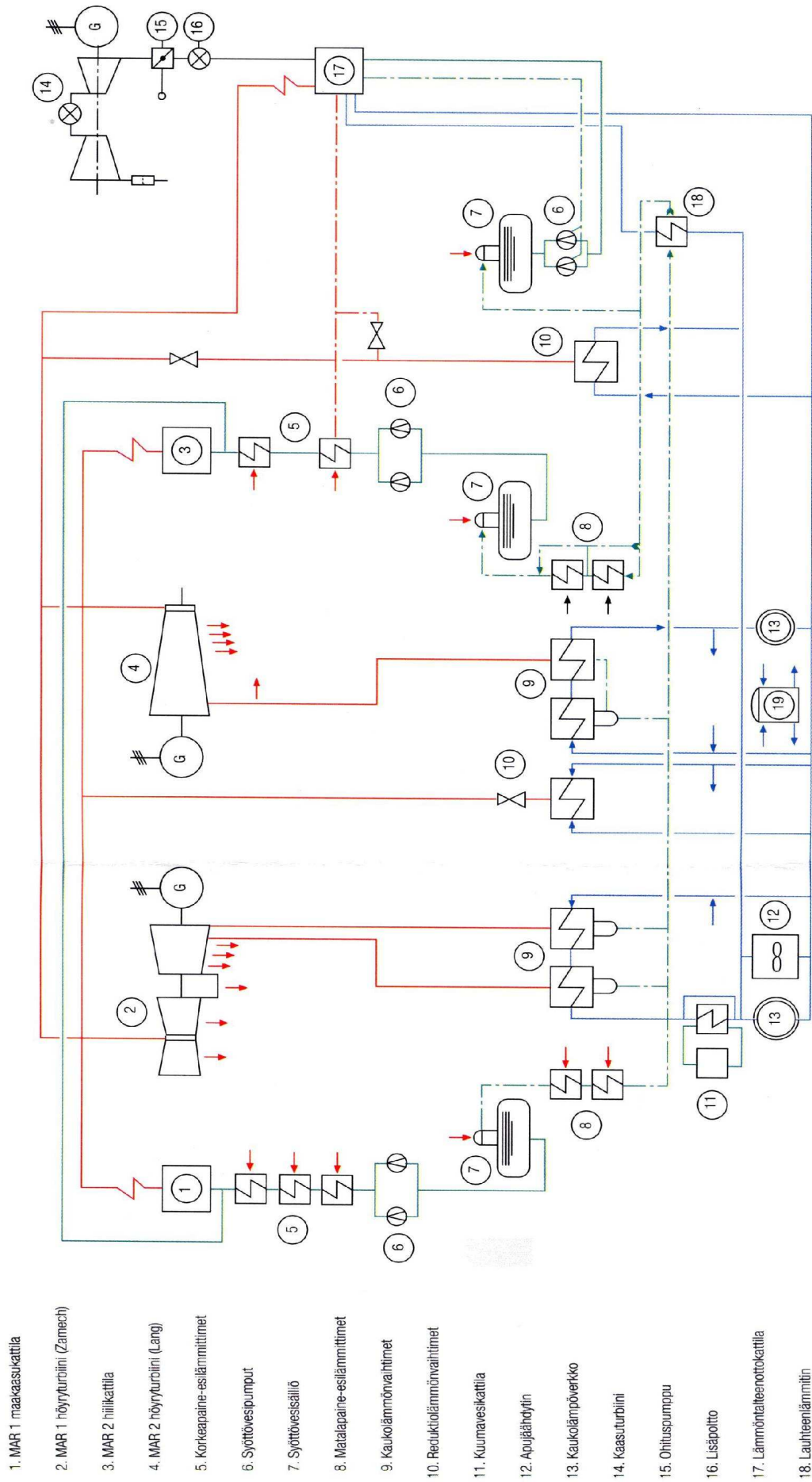
Liite 1. Voimalaitoksen kytkentäkaavio

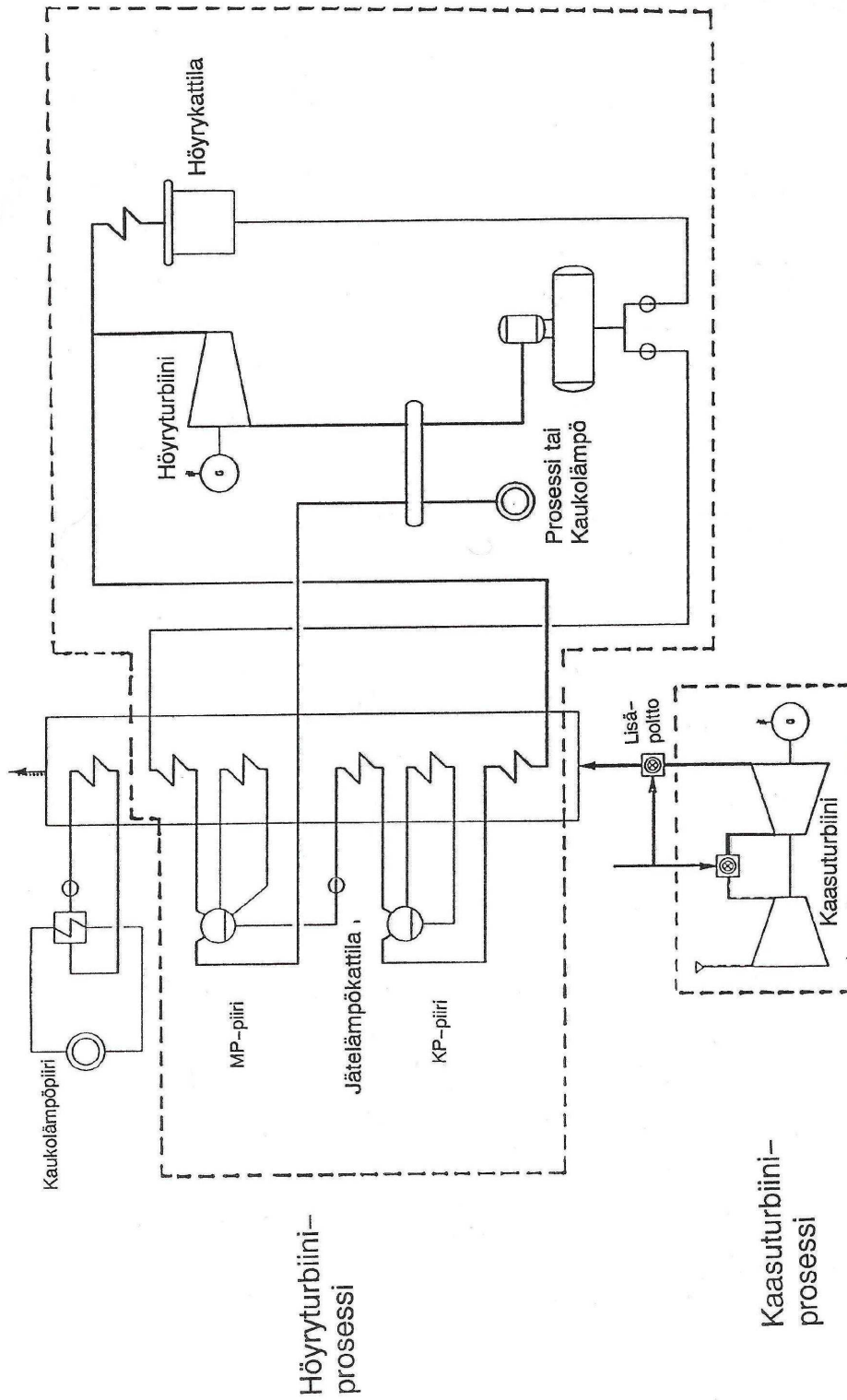
Liite 2. Kombikäytön kytkentäkaavio

Liite 3. Kaasuturbiinin voiteluöljy- ja jäähdytysjärjestelmä 4VF

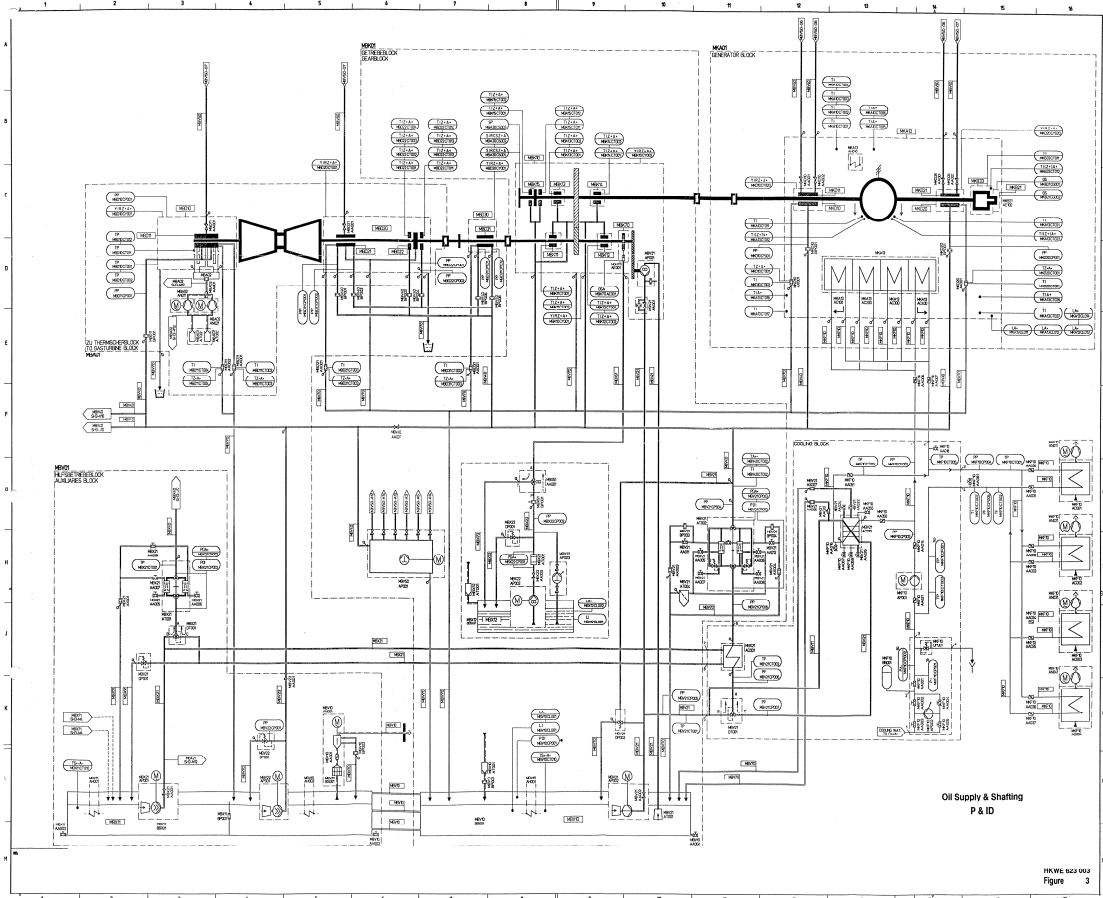
Liite 4. 4VF järjestelmän säätökaavio

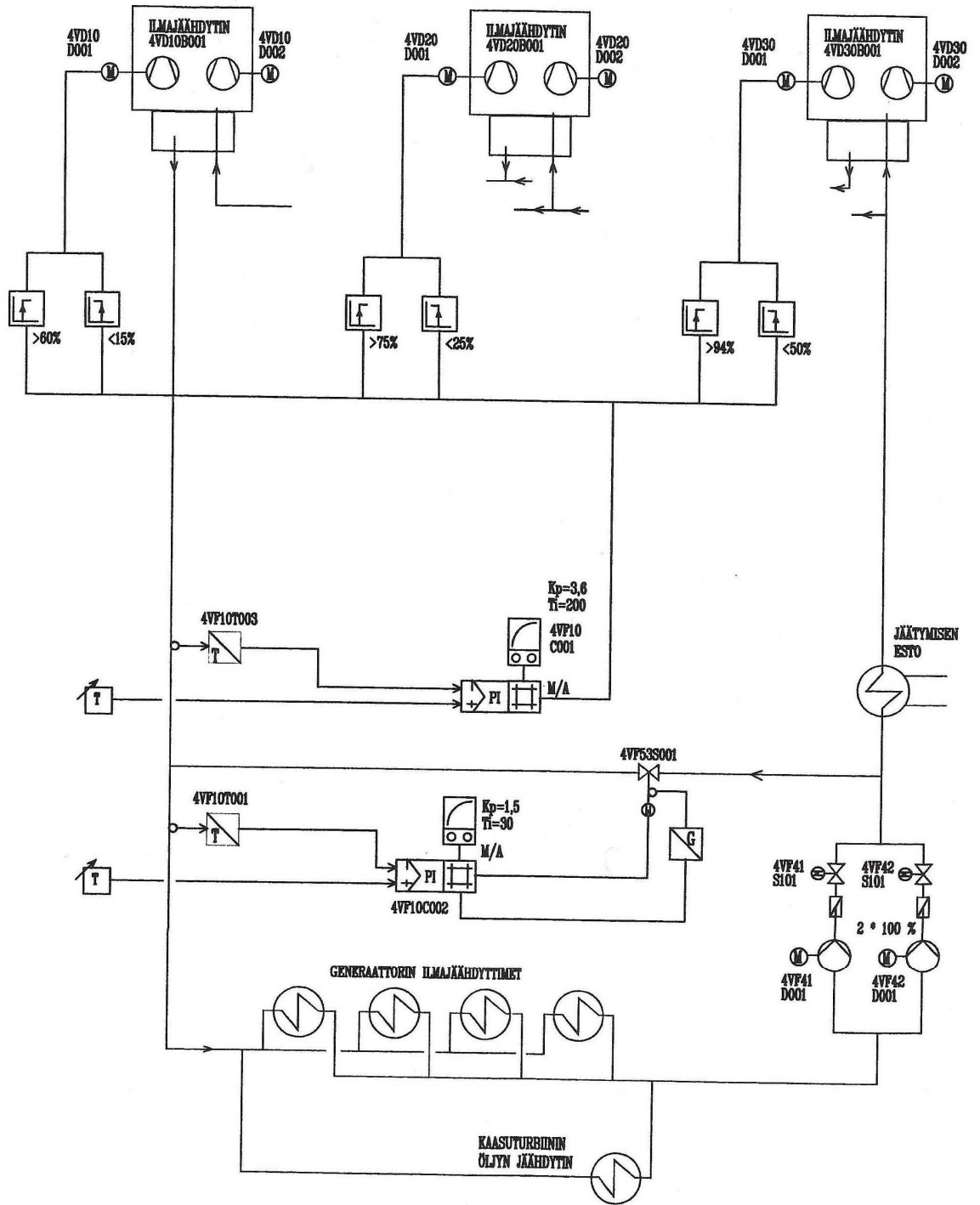
Liite 5. Voiteluöljy - KL-vesilämmönvaihtimen mitoitus dimensiottoman konduktanssiin perustuvalla menetelmällä





Kuva 1. Kombivoimalaitoksen kytkentäkaavio





Voiteluöljy - KL-vesilämmönvaihtimen mitoitus dimensiottoman konduktanssiin perustuvalla menetelmällä eli NTU -menetelmällä

Öljyn ja KL -veden lämpökapasiteettivirrat sekä pienin lämpökapasiteettivirta voidaan laskea lausekkeilla

$$C_{\text{öljy}} = \dot{m} \times c_p = (91,5 \text{ kg/s} \times 2,05 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}) = 187,6 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{KL-vesi}} = \dot{m} \times c_p = (50 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}) = 209,5 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{min}} = C_{\text{öljy}} = 187,6 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$$

Jolloin lämpökapasiteettivirtojen suhde on

$$c = C_{\text{min}} / C_{\text{max}} = 187,6 / 209,5 = 0,895$$

Lämmönvaihtimen suurin lämpöteho voidaan laskea lausekkeella

$$\Phi_{\text{max}} = C_{\text{min}} (T_{\text{öljy, in}} - T_{\text{KL-vesi, in}}) = (187,6 \text{ kW/ } ^\circ\text{C})(70 - 48) ^\circ\text{C} = 4127,2 \text{ kW}$$

KL - veden lämpötila lämmönvaihtimen jälkeen saadaan lausekkeesta

$$\Phi = C_{\text{KL-vesi}} (T_{\text{KL-vesi, out}} - T_{\text{KL-vesi, in}}) = C_{\text{öljy}} (T_{\text{öljy, in}} - T_{\text{öljy, out}}), \text{ josta johtamalla}$$

$$T_{\text{KL-vesi, out}} = T_{\text{KL-vesi, in}} + (C_{\text{öljy}} / C_{\text{KL-vesi}})(T_{\text{öljy, in}} - T_{\text{öljy, out}})$$

$$T_{\text{KL-vesi, out}} = 48 ^\circ\text{C} + (187,6 \text{ kW/ } ^\circ\text{C} / 209,5 \text{ kW/ } ^\circ\text{C})(57 ^\circ\text{C} - 48 ^\circ\text{C}) = 56 ^\circ\text{C}$$

Lämmönvaihtimen lämpöteho on

$$\Phi = C_{\text{öljy}} (T_{\text{öljy, in}} - T_{\text{öljy, out}}) = 187,6 \text{ kW/ } ^\circ\text{C} (70 ^\circ\text{C} - 61 ^\circ\text{C}) = 1688,4 \text{ kW}$$

Rekuperatioaste voidaan laskea lausekkeesta

$$\varepsilon = \Phi / \Phi_{\text{max}} = 1688,4 \text{ kW} / 4127,2 \text{ kW} = 0,41$$

Dimensioton konduktanssi voidaan laskea lausekkeella

$$\text{NTU} = -\ln [1 + \ln (1 - \varepsilon c) / c]$$

$$\text{NTU} = -\ln [1 + \ln (1 - 0,41 \times 0,895) / 0,895] = 0,715$$

Tarvittava lämmönsiirtopinta-ala saadaan lausekkeesta

$$A = (\text{NTU} \times C_{\text{min}}) / k$$

$$A = (0,715 \times 187,6 \times 10^3 \text{ W/ } ^\circ\text{C}) / 260 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} = 516 \text{ m}^2$$

Laskuissa käytetyt kaavat ovat Yunus A. Cengel'in kirjasta Heat and mass transfer a practical approach sivuilta 631-639.