

SATAKUNNAN AMMATTIKORKEAKOULU

Risto Salonen

Voimalaitoksen meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän kehittäminen

ENERGIA – JA LAIVAKONETEKNIIKAN KOULUTUSOHJELMA

Energiatekniikan suuntautumisvaihtoehto

2008

TIIVISTELMÄ

VOIMALAITOKSEN MERI – JA JÄÄHDYTYSVESIJÄRJESTELMÄN KEHITTÄMINEN

Salonen Risto
Satakunnan ammattikorkeakoulu
Tekniikan Porin yksikkö
Energia- ja laivakonetekniikan koulutusohjelma
Energiatekniikan suuntautumisvaihtoehto
Helsingin Energia
Tammikuu 2008
Työn valvoja: Zenger, Pekka
UDK: 621.17, 621.311.2, 621.56/.59
Hakusanat: merivesi, kivihiihivoimalat, jäähdytysvesi, lämmönvaihtimet,
merivesipumput
Sivumäärä: 105 + 14 liitesivua

Helsingin Energialle tehdyn opinnäytetyön tavoitteena oli selvittää, millä toimenpiteillä voimalaitoksen merivesi- ja jäähdytysjärjestelmän käyttöä parannettaisiin kesäkaudella. Työssä tarkasteltiin merivesipumppujen tuottojen ja paineiden suurentamista ja voimalaitoksen sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimien tehoja. Työ tehtiin Helsingin Energian Hanasaaren B- voimalaitoksella.

Merivesi- ja jäähdytysjärjestelmän tehtävänä on Hanasaari B- voimalaitoksen blokki 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen turvaaminen ja kaukolämpöenergian mereen ajo. Meriveden määrä, paine ja lämpötila vaikuttavat merkittävästi jäähdytystehoihin blokkien levylämmönvaihtimissa.

Merivesipumppujen tuottojen ja paineiden suurentaminen riippui juoksupyörien koosta ja taajuusmuuttajien käytöstä. Selvityksen teki Sulzer Pumps Finland Oy. Blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytystehon lisääminen selvitettiin merivesipumppujen uusilla arvoilla. Tämän selvityksen lämmönvaihtimille teki Tranter International AB.

Työn lopputuloksen perusteella ongelman ratkaisemiseksi tulisi kaikkien merivesipumppujen juoksupyöriä suurentaa ja lisätä taajuusmuuttaja merivesipumpuille 1, 3 ja 5. Merivesipumppujen sähkömoottorit tulisi myös uusia.

Blokkien 3 ja 4 sisäisten levylämmönvaihtimien jäähdytystehojen lisääminen onnistuisi muuttamalla ajotapa merivesirinnan ja jäähdytysvesirin-

nan -ajotavaksi ja hankkimalla blokeille 3 ja 4 uudet lisälevylämmönvaihtimet.

Näillä edellä mainituilla toimenpiteillä varmistettaisiin Hanasaari B- voimalaitoksen jäähdytystehojen riittävyys ja jäähdytyskohteiden lämpötilojen alhaisuus kesäkaudella. Hyvällä jäähdytystekniikalla lisättäisiin huomattavasti voimalaitoksen sähköntuotantoa. Työssä kerrottiin miten tähän tulokseen päädyttiin.

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF SEA WATER AND COOLING SYSTEM OF POWER PLANT

Salonen Risto

Satakunta University of Applied Sciences

Technology Pori

Power Plant and Marine Engineering

Power Plant Engineering

January 2008

Supervisor: Zenger, Pekka

UDC: 621.17, 621.311.2, 621.56/.59

Keywords: sea water, sea water pumps, heat exchanger, cooling water,
coal-fired power plant

Number of Pages: 97 page + 13 appendices

The purpose of this final year project was to improve the operation of sea water and cooling system of the power plant during the summer season. The project was commissioned by Helsinki Energy and it was done at power plant B in Hanasaari.

The main problem was that cooling was not sufficient in summer. First, the capacity of the sea water pumps and plate heat exchangers in blocks' internal cooling were inspected. Then, Sulzer Pumps Finland Oy made an analysis of how the pressures and profit of pumps can be increased. Finally, Tranter International AB made an analysis of the increase of cooling power of plate heat exchangers.

As a result, increasing the pressure and flow of sea water pumps gives a better profit. In practice this can be made by enlarging the impellers of every sea water pump and adding a frequency converter to sea water pumps 1, 3 and 5. Electric motors of pumps should also be renewed. Plate heat exchangers' cooling capacity can be increased by using sea water in parallel and cooling water in parallel system and by adding new extra plate heat exchangers for blocks 3 and 4. With a good cooling system the power plant's electricity production would be increased substantially.

SISÄLLYSLUETTELO

NIMIÖLEHTI

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

SISÄLLYSLUETTELO

ESIPUHE

1 JOHDANTO	10
2 HANASAARI B-VOIMALAITOKSEN PERIAATE	11
3 MERIVESIJÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄ	13
3.1 Blokki 3:n merivesijäähdytysjärjestelmä.....	14
3.2 Blokki 4:n merivesijäähdytysjärjestelmä.....	19
3.3 Blokki 3:n ja blokki 4:n sisäinen makeavesipiiri.....	27
4 BLOKKI 3 JA 4 SISÄINEN JÄÄHDYTYS.....	28
5 LEVYLÄMMÖNVAIHTIMEN PERIAATE	34
6 BLOKKI 4 LÄMMÖNVAIHTIMIEN ERI AJO-TILANTEET	35
6.1 Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi sarjassa	36
6.2 Merivesi sarjassa ja jäähdytysvesi sarjassa	36
6.3 Merivesi sarjassa ja jäähdytysvesi rinnan	37
6.4 Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan	38
6.5 Merivesi rinnan/jäähdytysvesi sarjassa	39
7 PUMPUN TOIMINTA, VALINTA JA SÄÄTÖ	41
7.1 Pumpun toiminta	41
7.2 Pumpun valinta	42
7.3 Säätö.....	43

8 BLOKKI 4 LÄMMÖNVAIHDINTEN TEHOJEN VERTAILU	44
8.1 Laskelmat /4/	44
8.1.1 Kapasiteettivirrat	44
8.1.2 Kapasiteettivirtojen suhde	45
8.1.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus	46
8.1.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)	46
8.1.5 Loppulämpötilat	47
8.1.6 Tehot	47
8.1.7 Lämpötilakuvaajat	48
8.2 Tulokset.....	49
8.2.1 Kapasiteettivirrat	49
8.2.2 Kapasiteettivirtojen suhde	49
8.2.3 Lämmönvaihtimen konduktanssin vaikutus	50
8.2.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)	50
8.2.5 Loppulämpötilat	50
8.2.6 Tehot	50
8.2.7 Lämpötilakuvaaja	51
9 BLOKKI 3 LÄMMÖNVAIHTIMIEN LÄMMÖNLÄPÄISYKERTOIMEN MÄÄRITYS	52
9.1 Lämpötilakuvaaja	52
9.2 Laskelmat	52
9.2.1 Jäähdytysvedenteho	53
9.2.2 Merivedenteho	53
9.2.3 Meri- ja jäähdytysveden tehojen keskiarvo	54
9.2.4 Δt_m : n laskeminen	54
9.2.5 K-arvon määrittäminen	54
10 BLOKKI 3 LÄMMÖNVAIHDINTEN TEHOJEN VERTAILU	55
10.1 Laskelmat	55
10.1.1 Kapasiteettivirrat	55
10.1.2 Kapasiteettivirtojen suhde	57
10.1.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus	57
10.1.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)	57
10.1.5 Loppulämpötilat	58
10.1.6 Tehot	58
10.1.7 Lämpötilakuvaaja	58
10.2 Tulokset.....	60
10.2.1 Kapasiteettivirrat	60
10.2.2 Kapasiteettivirtojen suhde	60
10.2.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus	60
10.2.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)	60
10.2.5 Loppulämpötilat	60
10.2.6 Tehot	61
10.2.7 Lämpötilakuvaaja	62
11 TULOSTEN ANALYSOINTI.....	63
12 MERIVESIPUMPPUJEN TUOTON JA PAINEEN ONGELMAT	65

12.1 Blokki 3:n tulokset	66
12.1.1 Kapasiteettivirrat	66
12.1.2 Kapasiteettivirtojen suhde	66
12.1.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus	66
12.1.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)	67
12.1.5 Loppulämpötilat	67
12.1.6 Tehot	67
12.1.7 Lämpötilakuvaaja	68
12.2 Blokki 4:n tulokset	69
12.2.1 Kapasiteettivirrat	69
12.2.2 Kapasiteettivirtojen suhde	69
12.2.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus	69
12.2.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)	69
12.2.5 Loppulämpötilat	70
12.2.6 Tehot	70
12.2.7 Lämpötilakuvaaja	71
13 TAAJUUSMUUTTAJIEN HYÖTY	73
13.1 Merivesipumppu 1	73
13.1.1 Merivesipumpun 1 kokonaispaine ja tilavuusvirta	73
13.1.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)	74
13.1.3 Säästetty sähköenergia talvella	75
13.1.4 Säästetty sähköenergia (€)	76
13.1.5 Takaisinmaksuaika	76
13.2 Merivesipumpun 3 mitoitusravot	77
13.2.1 Merivesipumpun 3 kokonaispaine ja tilavuusvirta	77
13.2.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)	78
13.2.3 Säästetty sähköenergia talvella	78
13.2.4 Säästetty sähköenergia (€)	79
13.2.5 Takaisinmaksuaika	79
13.3 Merivesipumpun 5 mitoitusravot	80
13.3.1 Merivesipumpun 5 kokonaispaine ja tilavuusvirta	80
13.3.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)	81
13.3.3 Säästetty sähköenergia talvella	81
13.3.4 Säästetty sähköenergia (€)	82
13.3.5 Takaisinmaksuaika	82
13.4 Merivesipumppu 2	83
13.4.1 Merivesipumpun 2 kokonaispaine ja tilavuusvirta	83
13.4.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)	84
13.4.3 Säästetty sähköenergia talvella	84
13.4.4 Säästetty sähköenergia (€)	84
13.4.5 Takaisinmaksuaika	84
13.5 Merivesipumppu 4	85
13.5.1 Merivesipumpun 4 kokonaispaine ja tilavuusvirta	85
13.5.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)	86
13.5.3 Säästetty sähköenergia talvella	86
13.5.4 Säästetty sähköenergia (€)	86
13.5.5 Takaisinmaksuaika	86
14 INVESTOINTIEN TAKAISINMAKSUAIKA	87
15 JATKOTOIMENPITEET	91

15.1 Välppäpumput	91
15.2 Merivesialtaan yhdistäminen	92
15.3 Kaukolämmönvaihtimet (KLV- 81 & 82)	93
15.4 Jäähdytysveden kiertopumput.....	95
15.5 Rantavälppä	96
16 YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET	97
LÄHDELUETTELO	104
LIITTEET.....	105

ESIPUHE

Tämä insinöörityö on tehty Helsingin Energian käynnissäpidon yksikölle Hanasaari B-voimalaitokselle. Työn valvojana on toiminut Satakunnan ammattikorkeakoulun puolesta Tkl Pekka Zenger ja työnohjaajana Helsingin Energian käyttöinsinööri DI Jarmo Hagström.

Haluan lausua kiitokset Tkl Pekka Zengerille toimimisesta työni valvojana. Haluan esittää kiitokset käyttöinsinööri Jarmo Hagströmille työni avustamisesta ja ohjaamisesta. Haluan kiittää koko käynnissäpidon henkilökuntaa. Erityiset kiitokset haluan esittää käytönsuunnittelija Sakari Laakkoselle, joka on avustanut ja selvittänyt työhöni liittyvissä ongelmissa. Lisäksi haluan kiittää automaatiomestaria Petteri Rasilaa ja automaatioyksikön henkilökuntaa, jotka ovat omalta osalta mahdollistaneet tämän työn tekemisen.

Lausun myös kiitokset ylikonemestari Reino Pankkoselle ja Hanasaaren kunnossapidon asentajille, jotka ovat avuliaisuudellaan ja ystävällisyydellään mahdollistaneet insinöörityön onnistumisen.

Hanasaari 23.1.2008

Risto Salonen

1 JOHDANTO

Tämän työn tavoitteena on selvittää, millä toimenpiteillä Hanasaari B-voimalaitoksen meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän käyttöä kesäkauden aikana voitaisiin parantaa.

Työn tavoitteet ovat:

- **Merivesipumppujen virtauksen ja paineen suurentaminen**
- **Blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen parantaminen**

Työssä on tarkoituksena selvittää meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän merivesipumppujen tuoton ja paineen lisäämistä sekä taajuusmuuttajien lisäämistä pumppuihin. Lisäksi selvitetään levylämmönvaihtimien tehokkuuden riittävyttä. Voimalaitoksen kesäkauden ajoaikana ongelmaksi on tullut jäähdytyslämpötilojen nousu kriittisille alueille.

Hanasaaren voimalaitosalueella sijaitseva B-voimalaitos on vuonna 1974 valmistunut kivihiilivoimalaitos. Voimalaitos käyttää polttoaineena kivihiiltä. Laitoksella on kaksi samanlaista blokkia, joissa on omat kattilat ja turbiinit.

Hanasaaren voimalaitoksessa tuotetaan energiaa sähkön ja lämmön yhteistuotannolla. Sen kokonaishyötysuhde on 85 %. Laitoksen sähkön tuotantoteho on 220 MW ja kaukolämmön tuotantoteho 445 MW.

2 HANASAARI B-VOIMALAITOKSEN PERIAATE

Hanasaari B-voimalaitos on kaukolämpöä ja sähköä tuottava voimalaitos, joka on rakennettu lämmöntarpeen mukaan. Hanasaaren kattilat ovat luonnonkiertokattiloita eli vesiputkikattiloita, joissa höyrystyvä vesi virtaa putkissa. Tällaisen laitoksen vesi-höyrypiirin keskeiset komponentit ovat vedenesilämmitin, lieriö, höyrystin ja tulistin.

Höyryvoimalaitoksessa syöttövesipumpulla paineistettu syöttövesi pumpataan syöttövesisäiliöstä höyrykattilaan. Ennen höyrykattilaan tuloa syöttövesi esilämmitetään syöttövedenesilämmittimillä ja savukaasulämmitteisillä vedenesilämmittimillä (EKO) höyrystymislämpötilaan, eli vesi lämmitetään lähelle kylläistä lämpötilaa. Kattilan savukaasujen sisältämää lämpöenergiaa siirretään syöttöveteen syöttöveden esilämmittimessä eli ekonomaiserissa. Ekossa syöttövesi lämpenee ja savukaasut jäähtyvät. Eko sijaitsee kattilan konvektio-osassa. Konvektio tarkoittaa lämmön siirtymistä esimerkiksi tässä tapauksessa syöttöveteen kuumien savukaasujen koskettaessa ekon putkistoa. Putken läpi lämpö siirtyy johtumalla syöttöveteen. Laitoksen matalapaineturbiinilta on kaksi väliottoa syöttöveden esilämmittimelle. Lisäksi korkeapaineturbiinilta takaisin kattilaan tulevas-ta höyrylinjasta on linja syöttöveden esilämmittimille.

Tämän jälkeen vesi johdetaan lieriöön ja sieltä laskuputkea pitkin tulipesän höyrystinputkien alaosaan. Putkissa osa vedestä höyrystyy. Putkista kylläisen veden ja vesihöyryn seos palaa takaisin lieriöön, jossa höyry ja vesi erkanevat toisistaan. Lieriössä erottunut höyry nousee lieriön yläosaan ja kulkeutuu sieltä tulistimeen. Vesi sekoittuu lieriössä olevan syöttöveden kanssa ja menee uudelleen laskuputkia pitkin höyrystinputkiin.

Tulistus tapahtuu kolmessa vaiheessa, ns. primääri-, sekundääri- ja tertiääritulistimissa. Näistä primääri- ja tertiääritulistimet ovat tyypiltään konvektiotulistimia ja sekundääritulistin on säteilytulistin. Tulistettu korkea-paineinen vesihöyry johdetaan kattilasta korkeapaineturbiiniin.

Sieltä höyry palaa takaisin kattilaan, jossa se lämmitetään matalammassa paineessa uudestaan tulistuslämpötilaan välitulistimen avulla. Tämän jälkeen tulistettu höyry virtaa matalapaineturbiinille. Höyryn paine ja lämpötila laskevat kun höyry virtaa turbiinin läpi. Osa virtaavan höyryn energiasta saadaan muutettua turbiinia pyörittäväksi mekaaniseksi energiaksi.

Generaattori pyörii turbiinin avulla, eli siellä mekaaninen energia muuttuu sähköksi. Laitoksessa on turbiinin jälkeen kaukolämmönvaihtimet. Kaukolämmönvaihtimiin tuleva höyry tulee turbiinin perästä ja väliotto 1:stä. Tällä matalapaineisella höyryllä lämmitetään kaukolämpövettä. Lämmitetty kaukolämpövesi johdetaan kaukolämpöpumppujen avulla kuluttajille. Kuluttajilta tuleva kaukolämpövesi palaa takaisin kiertoon. Kaukolämmönvaihtimissa lauhteeksi muuttunut höyry pumpataan syöttövesisäiliöön. Sieltä se edelleen pumpataan takaisin kattilaan. Liitteessä 1 on kaavio voimalaitoksen toimintaperiaatteesta. /1, 3, 5/

3 MERIVESIJÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄ

Hanasaari B-voimalaitoksen merivesijäähdytysjärjestelmää käytetään laitoksen sisäiseen jäähdytykseen ja kaukolämpöenergian ajamiseen mereen sähkötuotannon maksimoimiseksi. Voimalaitos sijaitsee meren rannalla, joten merivesi tulee maanalaista kanavaa pitkin laitoksen vieressä sijaitsevalle välppärakennukselle. Välppärakennus sijaitsee noin 150 m:n päässä laitokselta. Sinne merivesi tulee rannalla sijaitsevalta rantavälppärakennuksesta. Siellä sijaitsevat karkeat sihdit, jotka erottavat merivedestä suurimmat roskat.

Välppärakennuksessa on viisi välppäpumpua ja viisi merivesipumpua. Näistä kahdessa välppäpumpussa on taajuusmuuntaja. Välppärakennuksessa on kaksi merivesiallasta ja neljä sihtiä, jotka toimivat meriveden niin sanottuina puhdistajina. Välppäpumput nostavat meriveden sihdeille. Sihdeiltä merivesi valuu puhdistuneena merivesialtasiin, joista merivesipumput pumpaavat meriveden laitokselle. Merivesialtaat eivät ole keskenään yhtä isoja, blokki 3:n allas on noin $75 m^3$ ja blokki 4:n allas on noin $300 m^3$.

Välppärakennukselta merivettä pumpataan kolmea eri putkistolinjaa pitkin voimalaitokselle. Siellä merivesi jakautuu eri käyttökohteisiin. Voimalaitoksen tarpeista johtuen merivettä käytetään sisäisen jäähdytyksen eri kohteisiin, esimerkiksi blokkikohtaisille lämmönvaihtimille ja kaukolämpövaihtimille mereen ajo tilanteissa, joissa koko kaukolämpöenergia tai osa siitä ajetaan mereen. Blokeille 3 ja 4 on omat blokkikohtaiset järjestelmät, mutta niitä voidaan käyttää myös ristiin. Blokkien järjestelmät on yhdistetty yhteisellä putkilinjalla ja yhdysventtiilillä. Blokki 3:lla on yksi yhteinen putki kahdelta merivesipumpulta laitokselle ja blokki 4:lla kaksi putkea kolmelta merivesipumpulta laitokselle.

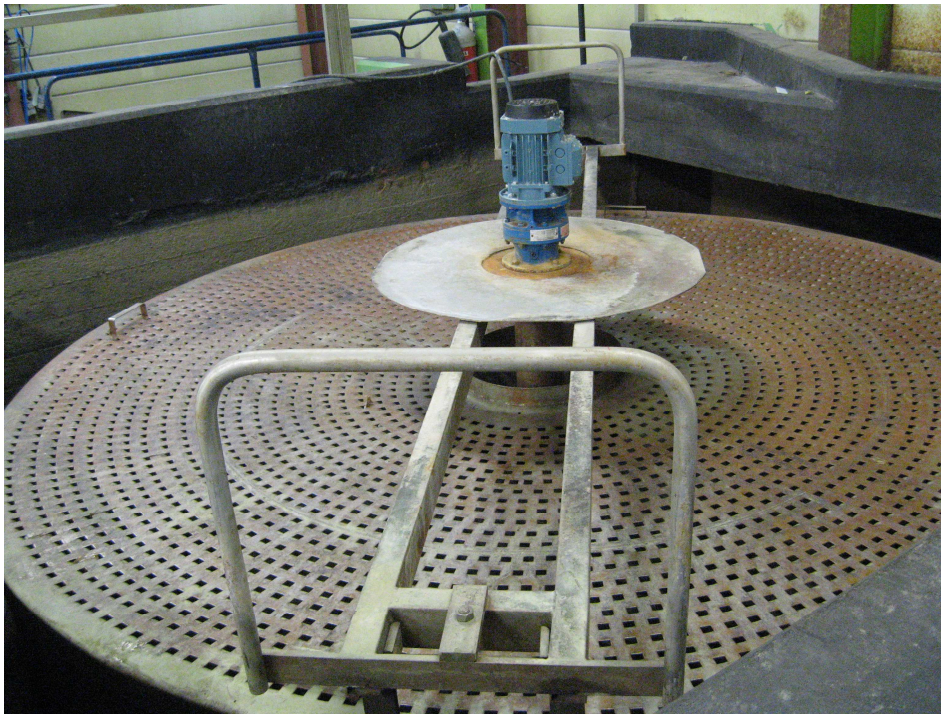
Voimalaitoksella merivesi jakautuu eri käyttökohteisiin: kaukolämpöenergian mereen ajoon, sisäiseen jäähdytystarpeeseen, tuhkankestutukseen, kattiloiden sammutusaltaiden täyttöön, tyhjöejektoreille ja muihin kohteisiin. Liitteessä 2 on kaavio meri- ja jäähdytysvesijärjestelmästä. /3, 5/

3.1 Blokki 3:n merivesijäähdytysjärjestelmä

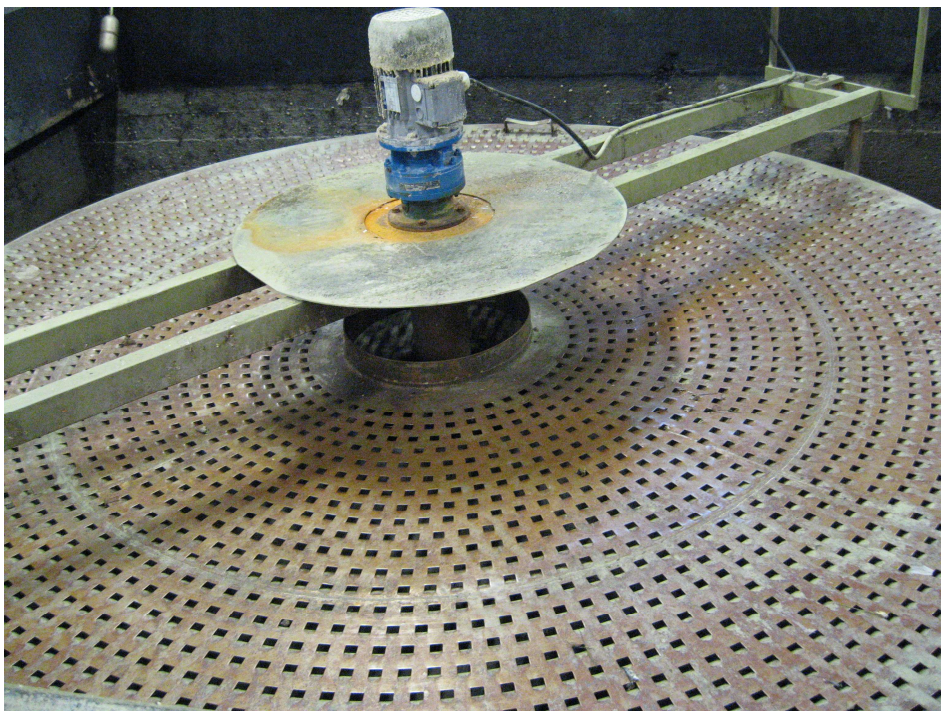
Blokki 3:lla on kaksi sihtiä, joille kaksi välppäpumppua (Kuva 1) nostavat merivettä. Toinen pumpuista on taajuusmuuttajakäyttöinen. Pumput nostavat veden maanalaisesta kanavasta sihtien reunoille, josta vesi valuu keskustaan päin (Kuvat 2 ja 3). Vesi menee kahden sihdin läpi, joiden nimellistuotto on $1200 \text{ m}^3 / \text{h}$. Hienojakoiset sihdit erottavat roskat vedestä, jonka jälkeen vesi valuu suodatettuna merivesialtaaseen.



Kuva 1. Blokki 3:n välppäpumput 1 ja 2



Kuva 2. Blokki 3:n merivesisihti 1



Kuva 3. Blokki 3:n merivesisihti 2

Blokki 3:lla on kaksi merivesipumppua, joiden nimellistuotot ovat $1000 \text{ m}^3 / \text{h}$ (Taulukko 1). Nämä kaksi merivesipumppua pumppaavat suodattun meriveden merivesialtaasta yhteistä putkea pitkin voimalaitokselle. Merivesipumput ovat tyypiltään keskipakopumppuja. Merivesipumppuja voidaan käyttää sarjassa tai yhtä aikaa. Nämä merivesipumput on varustettu kuristussäädöllä (Kuva 4).

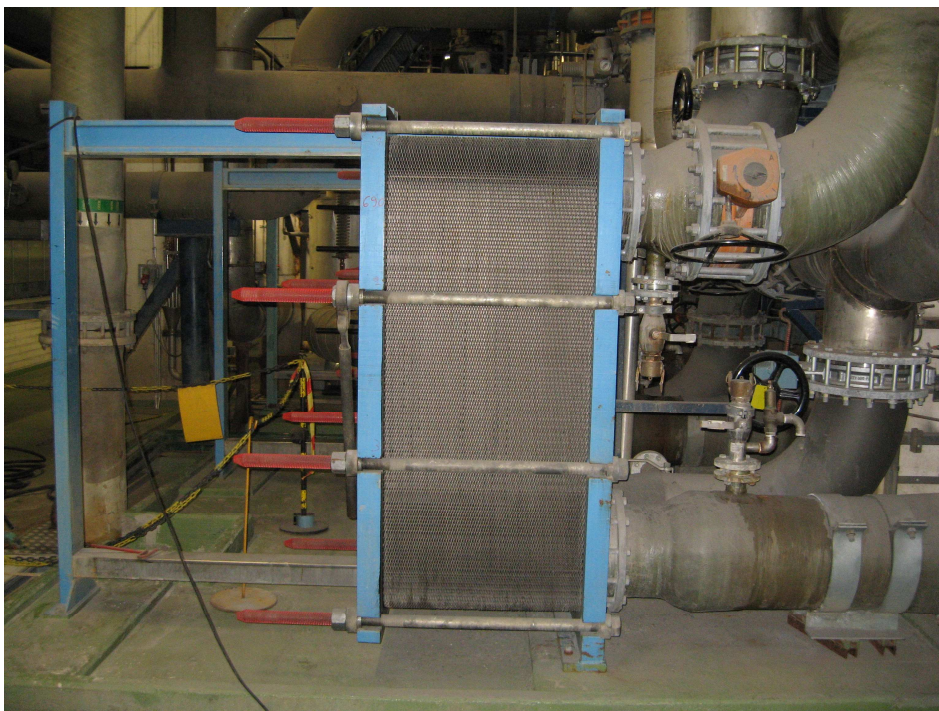


Kuva 4. Blokki 3:n merivesipumput 1 ja 2

Laitoksella merivesi menee levylämmönvaihtimille (tyypiltään AlfaLaval & GEA Alhborn). Blokki 3:lla on kolme levylämmönvaihdinta, joista kaksi lämmönvaihdinta on sisäistä jäähdytystä varten (GEA Alhborn) (Kuvat 5 ja 6) sekä yksi lämmönvaihdin KLV-81 (AlfaLaval) kaukolämpötehon mereen ajoa varten. Kaukolämpöä ajetaan mereen lähinnä lämpiminä vuodenaikoina kun samalla tuotetaan sähköä sekä ylösajojen aikana. KLV-81 on mitoitettu noin 40 megawatin mereen ajoa varten (Kuva 7).

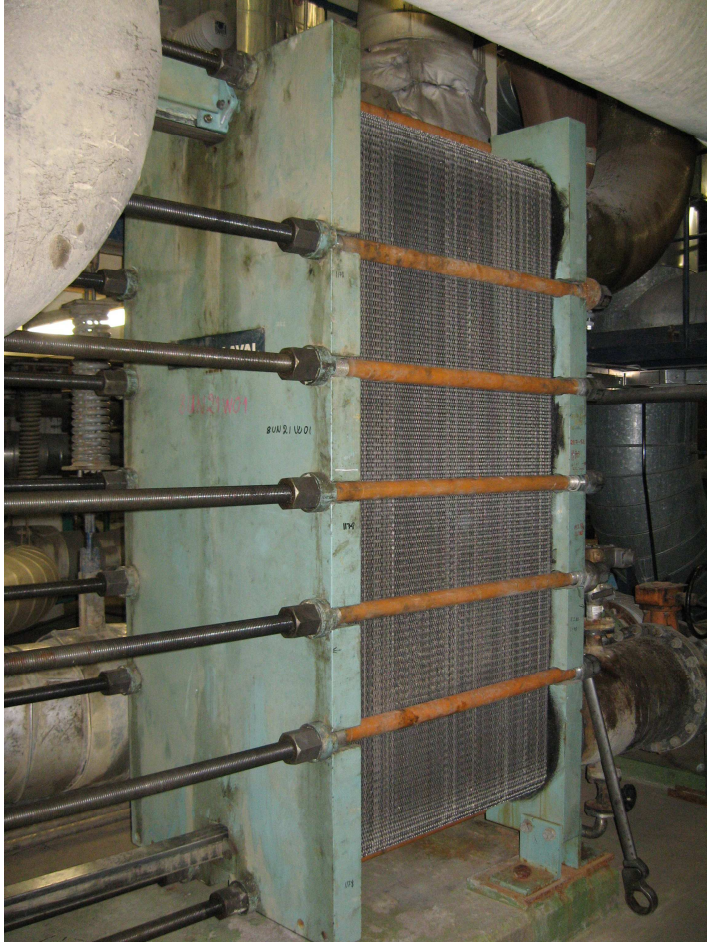


Kuva 5. Blokki 3:n levylämmönvaihtimet 1 ja 2 (GEA Alhborn)



Kuva 6. Blokki 3:n levylämmönvaihtin 2 (GEA Alhborn)

Sisäisen jäähdytyksen lämmönvaihtimia on mahdollista käyttää joko sarjassa tai rinnan. Merivettä ja jäähdytysvettä voidaan ajaa rinnan tai sarjassa. Näitä eri ajotapoja käsitellään tässä työssä.



Kuva 7. Blokki 3:n kaukolämmönvaihdin KLV-81 (Alfa Laval Nordic Oy)

Merivesi jäähdyttää jäähdytysvettä lämmönvaihtimessa alhaisempiin lämpötiloihin niin, että jäähdytysvedellä olisi jäähdyttävä vaikutus kun se saapuu jäähdytyskohteeseen, esimerkiksi turbiiniöljyn jäähdyttimiin. Sisäinen jäähdytys on elintärkeä eri laitteiden ylikuumentumisen estämiseksi.

Sisäinen jäähdytysjärjestelmä on kesäkauden aikana kovilla, koska meriveden lämpötila on korkea, lämpöisimpään aikaan jopa 24°C . Tämä meriveden lämpöisyys aiheuttaa sen, että levylämmönvaihtimilta vaaditaan enemmän jäähdytystehoa ja jäähdyttävää merivettä. Tämä tarkoittaa myös sitä, että merivesipumppujen tuotto ei riitä vaadittavaan jäähdytystehon tarvitsemaan tuottoon. Tämä tilanne on noussut ongelmaksi laitoksella. Tässä työssä käsitellään myös tätä aihetta. /3, 5/

Taulukko 1. Blokki 3 pumppujen nimellisarvoja

Pumppu	Tuotto (m^3/h)	Nostokorkeus (m)	Sähkömoottorin tehon tarve (kW)
Välppäpumppu 1	1000	6	37
Välppäpumppu 2	1000	6	37
Merivesipumppu 1	1000	18	75
Merivesipumppu 2	1000	18	75

3.2 Blokki 4:n merivesijäähdytysjärjestelmä

Blokki 4:lla on kaksi sihtiä, joille kolme välppäpumppua nostavat merivettä maanalaisesta merivesikanavasta. Kaksi välppäpumppua ovat tuottoiltaan $2000 m^3/h$ ja yksi pumppu $1000 m^3/h$ (Kuva 8). Toinen $2000 m^3/h$ pumpuista on taajuusmuuttajakäyttöinen. Välppäpumput nostavat veden maanalaisesta kanavasta sihtien reunoille, josta vesi valuu sihdin keskustaan päin. Vesi menee kahden sihdin läpi, joiden nimellistuotot ovat $1200 m^3/h$ ja $4500 m^3/h$ (Kuvat 9 ja 10). Hienojakoiset sihdit erottavat roskat vedestä, jonka jälkeen vesi valuu suodatettuna merivesialtaaseen.



Kuva 8. Blokki 4:n välppäpumput (3, 4 ja 5)

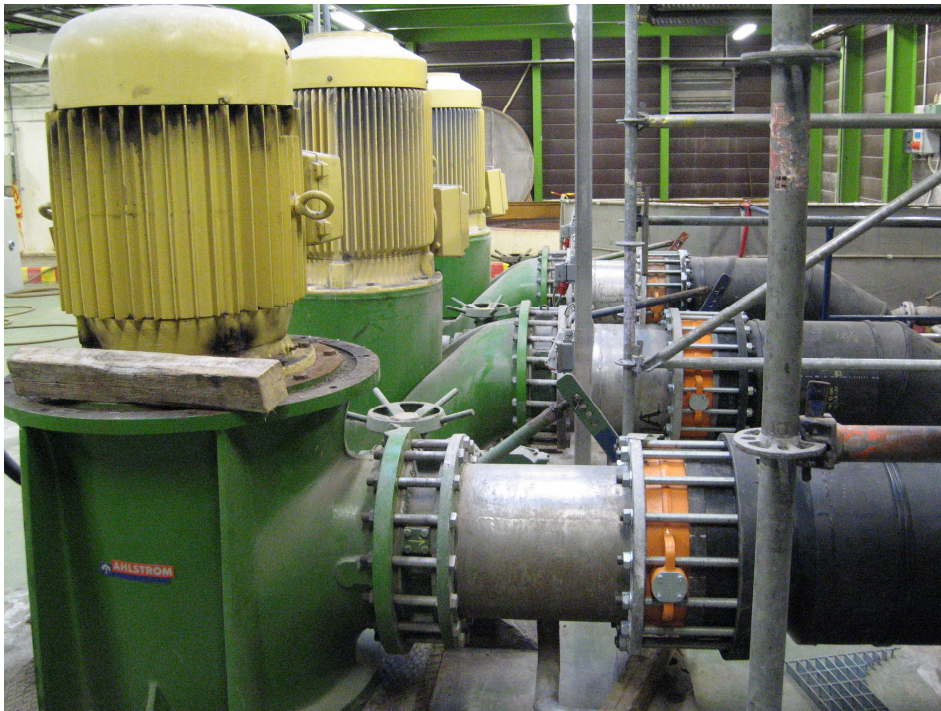


Kuva 9. Blokki 4:n merivesisihti (4500 m³ / h)



Kuva 10. Blokki 4:n merivesisihti ($4500 \text{ m}^3 / \text{h}$)

Blokki 4:lla on kolme merivesipumppua (Kuva 11), joiden nimellistuotot ovat $1000 \text{ m}^3 / \text{h}$, $2000 \text{ m}^3 / \text{h}$ ja $2000 \text{ m}^3 / \text{h}$ (Taulukko 2). Nämä kolme merivesipumppua pumppaavat suodatetun meriveden merivesialtaasta kahta eri putkea pitkin voimalaitokselle. Merivesipumput ovat tyypiltään keskipakopumppuja (Kuvat 12, 13 ja 14). Merivesipumppuja voidaan käyttää kaikkia kolmea yhtä aikaa. Kahdelta $2000 \text{ m}^3 / \text{h}$ merivesipumpulta on yhteinen linja laitokselle ja $1000 \text{ m}^3 / \text{h}$ merivesipumpulta on oma erillinen linja laitokselle. Nämä merivesipumput on varustettu kuristussäädöllä.



Kuva 11. Blokki 4:n merivesipumput (3,4 ja 5)



Kuva 12. Blokki 4:n merivesipumppu 3



Kuva 13. Blokki 4:n merivesipumppu 4



Kuva 14. Blokki 4:n merivesipumppu 5

Laitoksella merivesi menee levylämmönvaihtimille (tyypiltään Alfa Laval). Blokki 4:lla on neljä levylämmönvaihdinta, joista kaksi lämmönvaihdinta on sisäistä jäähdytystä varten (Kuva 15) ja kaksi lämmönvaihdinta KLV-82 kaukolämpötehon mereen ajoa varten (Kuvat 16 ja 17).

Kaukolämpöä ajetaan mereen lähinnä lämpiminä vuodenaikoina kun samalla tuotetaan sähköä, sekä ylösajojen aikana. KLV-82 on mitoitettu yhteensä noin 140 megawatin mereen ajoa varten.



Kuva 15. Blokki 4:n levylämmönvaihtimet (Alfa Laval Nordic Oy)



Kuva 16. Blokki 4:n kaukolämmönvaihdin 1 (Alfa Laval Nordic Oy)



Kuva 17. Blokki 4:n kaukolämmönvaihdin 2 (Alfa Laval Nordic Oy)

Blokkien sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimia on mahdollista käyttää joko sarjassa tai rinnan. Merivettä ja jäähdytysvettä voidaan ajaa rinnan tai sarjassa. Näitä eri ajotapoja käsitellään tässä työssä.

Merivesi jäähdyttää jäähdytysvettä lämmönvaihtimessa alhaisempiin lämpötiloihin niin, että jäähdytysvedellä olisi jäähdyttävä vaikutus kun se saapuu jäähdytyskohteeseen, esimerkiksi turbiiniöljyn jäähdyttimiin.

Sisäinen jäähdytysjärjestelmä on kesäkauden aikana kovilla, koska merivedenlämpötila on korkea, lämpöisimpään aikaan jopa 24 °C . Tämä meriveden lämpöisyys aiheuttaa sen, että levylämmönvaihtimilta vaaditaan enemmän jäähdytystehoa irti eli jäähdytysvettä tarvitaan enemmän. Tämä tarkoittaa myös sitä, että merivesipumppujen tuotto ei riitä vaadittavaan jäähdytystehon tarvitsemaan tuottoon. Tämä tilanne on noussut ongelmaksi laitoksella. Tässä työssä käsitellään tätä aihetta.

Taulukko 2. Blokki 4 pumppujen nimellisarvoja

Pumppu	Tuotto m^3 / h	Nostokorkeus (m)	Sähkömoottorin tehon tarve (kW)
Välppäpumppu 3	1000	6,5	37
Välppäpumppu 4	2000	6,5	75
Välppäpumppu 5	2000	6,5	75
Merivesipumppu 3	1000	18	75
Merivesipumppu 4	2000	15	132
Merivesipumppu 5	2000	15	132

3.3 Blokki 3:n ja blokki 4:n sisäinen makeavesipiiri

Blokki 3:n makeavesipiiri koostuu makeavesialtaasta, kahdesta kierto- ja nostopumpusta sekä ylävesisäiliöstä. Kierto- ja nostopumppuja käytetään aina paria kerrallaan. Blokki 4:n makeavesipiiri koostuu samaan tapaan eli makeavesialtaasta, kahdesta kierto- ja nostopumpusta sekä ylävesisäiliöstä. Blokkien 3 ja 4 pumppujen nimellisarvot ovat samanlaiset, ja ne näkyvät taulukossa 3.

Taulukko 3. Blokkien 3 ja 4 pumppujen nimellisarvoja

Pumppu	Tuotto (m^3 / h)	Nostokorkeus (m)	Sähkömoottorin tehon tarve (kW)
Kiertopumppu 1	600	35	90
Kiertopumppu 2	600	35	90
Nostopumppu 1	60	62	30
Nostopumppu 2	60	62	30

4 BLOKKI 3 JA 4 SISÄINEN JÄÄHDYTYKSEN

Sisäinen jäähdytys koostuu kahdesta blokki 3:n ja blokki 4:n merivesivaihtimista, jäähdytysvesialtaasta, kahdesta nosto- ja kiertopumpusta eli yhdellä blokilla on kaksi nostopumppua ja kaksi kiertopumppua. Näitä kyseisiä pumppuja käytetään aina paria kerrallaan. Kiertopumppujen (Kuvat 18 ja 19) tuotot ovat $600 \text{ m}^3 / \text{h}$ ja nostopumppujen (Kuvat 20 ja 21) tuotot ovat $60 \text{ m}^3 / \text{h}$.



Kuva 18. Blokki 3:n jäähdytysvedenkiertopumput

Blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen yhteisiä jäähdytyskohteita ovat vedenkäsittelyn näytteidenoton jäähdytys, paineilmakompressorien jäähdytys ja lauhteenkäsittely. Lauhteenkäsittelyn jäähdytystä tarvitaan harvoin ja se on myös pieni jäähdytysveden kuluttaja. Yhteiset jäähdytyskohteet on aina turvattava jäähdytyksellä, vaikka vain toinen blokki olisi päällä.

Blokkikohtaisia ovat muut jäähdytyskohteet eli turbiiniöljyn jäähdytys, generaattorin jäähdytysveden jäähdytys, syöttövesipumppujen jäähdytys, hiilimyllyjen vaihteistoöljyjen jäähdytys, luvojen öljynjäähdytys, lauhdepumppujen jäähdytys ja lämpöpumput.

Kiertopumpuilla jäähdytysvesi pumpataan lämpöpumpulle. Lämpöpumpulta jäähdytysvesi menee jäähdytyskohteille. Lämpöpumppua käytetään esimerkiksi tilanteissa, joissa sisäisen jäähdytyksen jäähdytysveden sisältämä lämpö halutaan siirtää kaukolämmön tuottoon. Lämpöpumpussa jäähdytysveden lämpöenergia siirtyy kylmäaineen höyrystyessä kylmäaineeseen ja samalla jäähdytyskohteille menevä jäähdytysvesi jäähtyy. Höyrystimessä höyrystynyt kylmäaine lämpenee, ja se imetään alipaineella kompressoriin. Kompressorissa paine puristuksen myötä kasvaa ja se samalla lämpenee tiivistyessään. Tämän jälkeen se menee lauhduttimeen, jossa kylmäaine jäähtyy ja tiivistyy nesteeksi. Tämä kylmäaineen lauhtuminen siirtää lämpöenergian kaukolämpöveden ja näin lämpöpumput luovuttavat lämpöenergiaa kaukolämpöverkkoon. Lämpöpumppu tuottaa noin 5 megawattia kaukolämpöä. Lämpöpumpulla on hyvä hyötysuhde, koska sillä saadaan halpaa energiaa talvikaudella voimalaitoksen prosessin aikana.



Kuva 19. Blokki 4:n jäähdytysvedenkiertopumput

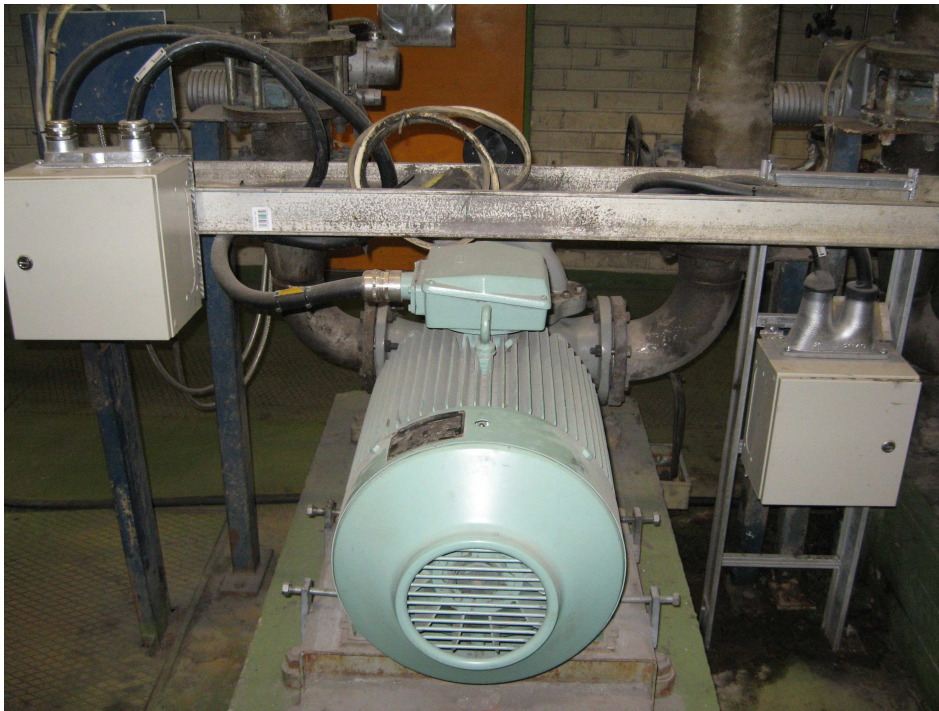
Syöttövesipumput saavat jäähdytysveden myös jäähdytysvesialtaasta. Kiertopumput pumppaavat jäähdytysveden merivesijäähdyttimien kautta nostopumpuille, jotka nostavat jäähdytysveden syöttövesipumpuille. Siellä jäähdytysvesi jäähdyttää syöttövesipumppua ja sen sähkömoottoria. Syöttövesipumpuilta jäähdytysvesi palaa jäähdytysvesialtaaseen.

Generaattorissa on oma sisäisesti kiertävä jäähdytysvesi, joka kiertää generaattorissa sen oman levylämmönvaihtimien kautta. Tätä kiertävää jäähdytysvettä jäähdytetään sisäisen jäähdytysveden avulla.

Kiertopumpuilta jäähdytysvesi pumpataan merivesivaihdinten kautta generaattorin jäähdytysveden levylämmönvaihtimelle. Siellä jäähdytysvesi jäähdyttää generaattorin omaa jäähdytysvettä. Generaattorin jäähdytysvedellä on oma sisäinen kierto. Generaattorin oma jäähdytysvesi menee generaattorin jäähdyttimiin. Siellä se jäähdyttää vetyä, joka taas jäähdyttää itse generaattoria. Generaattorin omalla jäähdytysvedellä on oma paisuntasäiliö, jonne sisäisen jäähdytyksen jäähdytysvesi virtaa kiertopumpuilta tulevasta linjasta. Paisuntasäiliöllä tasataan generaattorin oman jäähdytysveden lämpölaajenemisen vaikutuksia. Paisuntasäiliöstä on myös linja generaattorin jäähdytysveden omaan kiertoon. Sisäisen jäähdytyksen jäähdytysvesi palaa generaattorin levylämmönvaihtimelta takaisin putkistoa pitkin jäähdytysvesialtaaseen.

Turbiinin voiteluöljyn jäähdytys tapahtuu sisäisen jäähdytyksen avulla. Jäähdytysvesi jäähdyttää turbiinin voiteluöljyä sen ylikuumenemisen estämiseksi. Kiertopumput pumppaavat jäähdytysveden merivesijäähdyttimien kautta turbiinin voiteluöljyn jäähdytykseen. Siellä jäähdytysvesi jäähdyttää voiteluöljyä. Jäähdytysvesi palaa turbiinin voiteluöljyn jäähdytyksen jälkeen takaisin jäähdytysvesialtaaseen.

Yläsäiliöt ovat hätäjähdytystä varten. Kiertopumppu pumpkaa jäähdytysveden merivesivaihtimien kautta nostopumpuille, jotka pumpaavat jäähdytysveden eri jäähdytyskohteille ja yläsäiliöön. Ylävesisäiliö sijaitsee jäähdytysveden kohteista korkeimmalla. Yläsäiliöstä on jatkuva virtaus takaisin jäähdytysvesialtaaseen. Yläsäiliön käyttö hätäjähdytyksenä perustuu jatkuvaan jäähdytysvedenpinnan pitämiseen ja takaisinvirtaukseen. Nostopumppujen häiriö- ja ongelmatilanteissa nostopumput voivat olla poissa käytöstä kokonaan. Tämä estää jäähdytysveden pumpaamisen kohteille. Tällöin yläsäiliöstä jäähdytysvesi valuu jäähdytyskohteille nostopumppujen pumppauslinjaa pitkin. Hätäjähdytystä on mahdollista käyttää vain tietyn ajan (noin 20 - 30 min). Nostopumppujen jälkeen on takaiskuventtiili estämässä jäähdytysveden valumista nostopumpuille. Tällä yläsäiliön hätäjähdytyksellä saadaan lisää aikaa häiriöiden ja ongelmien selvittämiseen.



Kuva 20. Blokki 3 jäähdytysveden nostopumppu 1

Yläsäiliöstä on virtaus linjaa pitkin takaisin jäähdytysvesialtaaseen. Tämän linjan voisi myös siirtää suoraan kiertopumppujen painepuolelle. Tällä tavalla saataisiin yläsäiliöstä virtaava jäähdytysvesi ilman pumppaamista merivesivaihtimille. Tällä muutoksella säästettäisiin pumppauskustannuksissa.

Yläsäiliön lisäksi on olemassa hätäjähdytys, jossa käytetään raakavettä eli vesijohtovettä jäähdytysveden asemasta. Tätä käytetään esimerkiksi tilanteissa, joissa jäähdytysveden kierto on täysin estynyt laitoksen häiriötilanteiden vuoksi. Tällä voidaan turvata esimerkiksi turbiinin voiteluöljyn jäähdytys häiriötilanteissa.

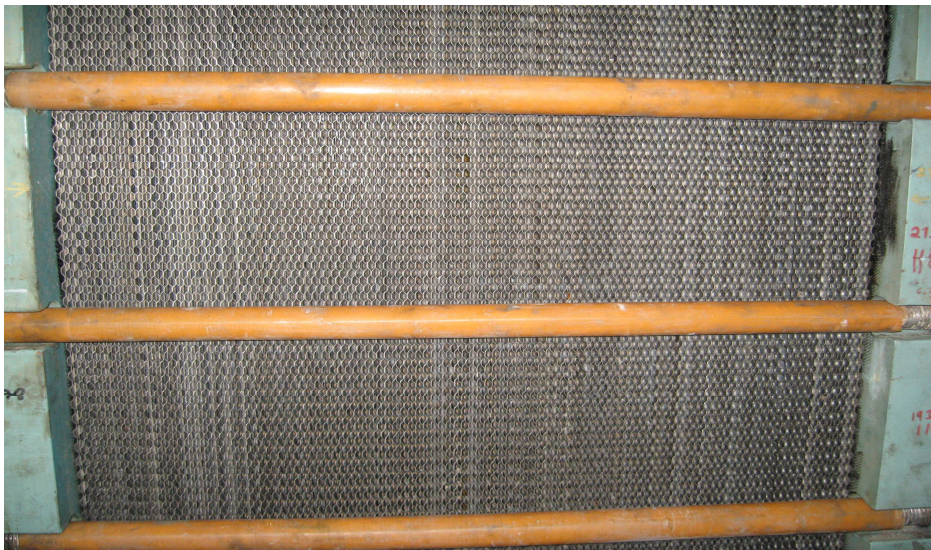


Kuva 21. Blokki 3 jäähdytysveden nostopumppu 2

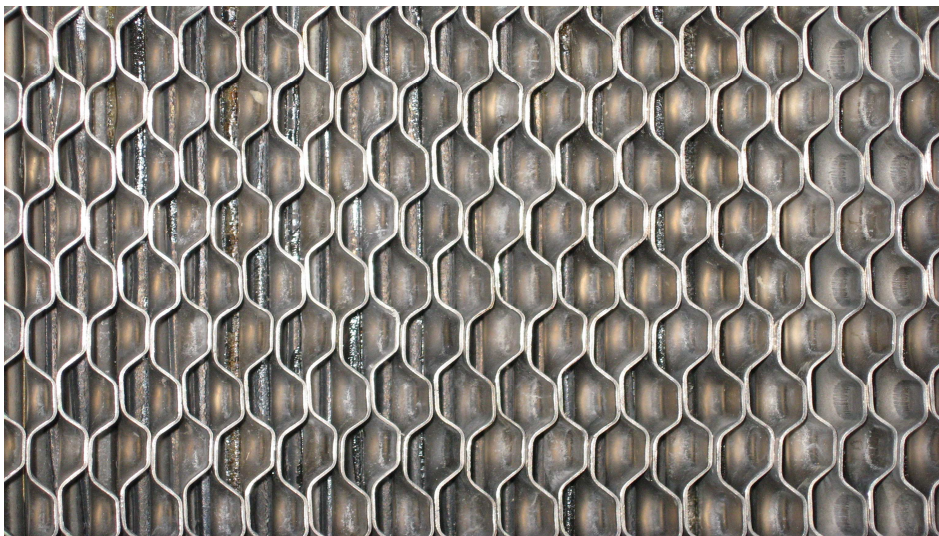
Blokkien sisäisen jäähtymisen suuruudella on suuri vaikutus kun ajetaan kaukolämpöenergiaa mereen. Blokkien jäähtymys on turvattava aina, koska ilman riittävää jäähtymistä voimalaitoksen laitteistot ylikuumenevat. Tästä syystä joudutaan vähentämään laitoksen tehoja. Ilman riittävää blokkien jäähtymistä ei pystytä ajamaan tarpeeksi kaukolämpöenergiaa mereen ja tämä estää maksimaalisen sähköntuotannon. Blokkien sisäinen jäähtymys on oltava tarpeeksi tehokas ja riittävä, jos halutaan tuottaa maksimaalisesti sähköä.

5 LEVYLÄMMÖNVAIHTIMEN PERIAATE

”Lämmönvaihdin koostuu joukosta levyjä, jotka on järjestetty siten, että levyjen välisistä kanavista voidaan johtaa vuorotellen kahta nestettä. Jotta aineet eivät sekoittuisi keskenään, on ne erotettu kaksoistiivisteellä, joiden välistä on vapaa poisto. Kanavat voidaan kytkeä sarjaan tai rinnan.”
Kuvissa 22 ja 23 näkyy blokki 3 kaukolämmönvaihtimen rakenne. /2/



Kuva 22. Levylämmönvaihtimen (KLV-81) levyjen rakenne



Kuva 23. Levylämmönvaihtimen (KLV-81) rakenne

6 BLOKKI 4 LÄMMÖNVAIHTIMIEN ERI AJO-TILANTEET

Blokki 4:n merivesi- ja jäähdytysjärjestelmä koostuu välppäpumpuista, merivesipumpuista ja levylämmönvaihtimista. Merivesipumput 3, 4 ja 5 pumppaavat blokki 4:lle merivettä. Merivesipumput pumppaavat meriveden merivesialtaasta voimalaitokselle ja edelleen blokki 4:n tarpeisiin.

Merivesipumpun 3 tuotto on $1000 \text{ m}^3 / \text{h}$ ja pumppujen 4 ja 5 tuotot ovat $2000 \text{ m}^3 / \text{h}$. Merivesialtasiin merivesi pumpataan välppäpumppujen 3, 4 ja 5 avulla. Välppäpumpun 3 tuotto on $1000 \text{ m}^3 / \text{h}$ ja pumppujen 4 ja 5 tuotot ovat $2000 \text{ m}^3 / \text{h}$. Välppäpumppujen pumppaama vesi kulkeutuu sihtien läpi, jotka puhdistavat meriveden epäpuhtauksista. Tällä toimenpiteellä estetään epäpuhtauksien ja lian pääsy lämmönvaihtimille. Epäpuhtaudet heikentävät merkittävästi lämmönjohtavuutta lämmönvaihtimissa. Sihtit 3 ja 4 kuuluvat blokki 4:n merivesijärjestelmään. Sihtien tuotot ovat $1200 - \text{ja } 4500 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Blokki 4:n levylämmönvaihdin on Alfa Lavalin toimittama. Blokki 4:lla on kaksi lämmönvaihdinta vierekkäin. Näiden tehtävänä on jäähdyttää jäähdytysvettä. Merivesi virtaa titaanisten ohuiden levyjen kanavissa ja jäähdyttää näin viereisissä kanavissa virtaavaa jäähdytysvettä. Levyt on puristettu toisiinsa määrättyyn muotoon, joka varmistaa turbulentin virtauksen ja sen johdosta hyvän lämmönsiirtokyvyn. Virtaus on periaatteeltaan aina vastavirta, tai ainakin aina pyritään valitsemaan kyseinen virtaustyyppi.

Hanasaari B-voimalaitoksen blokki 4:n ajotapana on ollut tilanne, jossa merivesi on rinnan ja jäähdytysvesi sarjassa.

6.1 Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi sarjassa

Testipäivä oli 7.9.2007 ja aika n. 9.35. Meriveden lämpötila oli 13,3 °C . Meriveden paine oli 1,51 bar. Jäähdytysveden paine oli 2,55 bar ja jäähdytysveden lämpötila oli 21,7 °C . Säästöventtiilin asento oli 18 % auki. Nämä arvot olivat siis lähtötilannearvoja ensimmäiseen muutokseen. Liitteessä 3 on piirros ajotilanteesta.

Jäähdytysveden virtausta ja painetta säädetään säästöventtiilillä kuristus-
systä, joka on sidoksissa jäähdytysveden paineeseen. Säästöventtiili aukeaa tai sulkeutuu sitä mukaan mikä on jäähdytysveden tarve ja paine. Paineen laskiessa säästöventtiili avautuu ja paineen noustessa säästöventtiili pyrkii sulkeutumaan. Mitä korkeampi paine sitä paremmin jäähdytysvesi jäähdyttää järjestelmää ja sitä vähemmän tarvitaan jäähdytysvettä. Tällöin meriveden lämpötila on alhainen. Tällä tavalla jää ns. pelivaraa. Merivedenpaine vaikuttaa myös jäähdytystehoon. Mitä suurempi paine on, sitä paremmin merivesi jäähdyttää jäähdytysvettä. Meriveden paineeseen vaikuttaa merivesipumppujen tuotto ja meriveden säätöläppä. Kun meriveden tarve on suuri, meriveden säätöläppä aukeaa ja näin merivedenpaine laskee.

6.2 Merivesi sarjassa ja jäähdytysvesi sarjassa

Seuraavassa tilanteessa ajettiin merivesi sarjassa ja myös jäähdytysvesi sarjassa. Tässä ajotilanteessa muutokset näkyivät nopeasti. Noin 30 minuutin jälkeen jäähdytysveden säästöventtiili oli auennut 18 %:sta noin 79 %:iin. Tässä ajotilanteessa jäähdytysveden kulutus lisääntyi jatkuvasti. Tämä johtaa siihen, että meriveden säätöläppä aukeaa melkein kokonaan. Se aiheuttaa meriveden paineen alenemisen. Tämä aiheuttaa sen, että merivesi ei enää jäähdytä tarpeeksi jäähdytysvettä ja näin edistää jäähdytyskohteita lämpiämään, esimerkiksi turbiinin voiteluöljyn lämpötila nousee. Jäähdytysveden kulutus kasvaa paljon ja se huomataan jäähdytysveden

säätöventtiilin aukeamisena, mikä alentaa jäähdytysveden painetta. Tämä vaikuttaa jäähdytystehon huononemiseen jäähdytyskohteilla.

Jäähdytysveden teho ei riittäisi jäähdytyskohteille. Tässä ajotavassa on huomioitava myös se, että ajohetkellä meriveden lämpötila oli $13,3^{\circ}\text{C}$ eli jos ajetaan kesällä, niin meriveden lämpötila voi olla noin 10°C korkeampi. Tällöin ongelmat olisivat paljon suuremmat. Silloin tällä ajotavalla ei pystyttäisi mitenkään vastaamaan sisäisenjäähdytyksen tarpeisiin. Liitteessä 4 on piirros ajotilanteesta.

6.3 Merivesi sarjassa ja jäähdytysvesi rinnan

Seuraavassa ajotilanteessa oli merivesi sarjassa ja jäähdytysvesi rinnan. Jäähdytysveden tarve jatkoi nousuaan ja samalla jäähdytysveden säätöventtiili oli täysin auki. Säätöventtiili ei edes pyrkinyt sulkeutumaan vaan oli jo sataprosenttisesti auki. Jäähdytysveden lämpötila jatkoi selvää nousuaan ja oli nyt arvossa $23,8^{\circ}\text{C}$, kun se testin lähtötilanteessa oli $21,7^{\circ}\text{C}$. Tämä lämpötilan nouseminen johtui säätöventtiilin kokonaan aukeamisesta. Tämä alentaa jäähdytysveden painetta, joka taas heikentää jäähdytystehoa. Nämä kaksi edellistä ajotilannetta eli merivesi sarjassa/jäähdytysvesi sarjassa ja merivesi sarjassa/jäähdytysvesi rinnan eivät sovellu edes näissä olosuhteissa ajotavoiksi, koska jäähdytysveden lämpötila ja jäähdytysveden tarve nousee kummassakin tapauksessa liian suureksi. Liitteessä 5 on piirros ajotilanteesta

6.4 Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan

Seuraavassa ajotilanteessa oli merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan. Meriveden lämpötila $13,3^{\circ}\text{C}$, meriveden paine 1,32 bar. Jäähdytysveden lämpötila laski selvästi ja jäähdytysveden säätöventtiili sulkeutui. Säätöventtiili oli enää 19 % auki. Jäähdytysveden paine nousi myös selvästi. Jäähdytysveden paineen ollessa korkealla jäähdytysteho paranee huomattavasti. Jäähdytysveden säätöventtiilin sulkeutuminen aiheuttaa sen, että jäähdytysvettä ei tarvita niin paljon kuin edellisissä ajotilanteissa. Liitteessä 6 on piirros ajotilanteesta.

Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan -ajotapaa verrattaessa voimalaitoksen nykyiseen ajotapaan, missä merivesi on rinnan ja jäähdytysvesi sarjassa, on myös huomattava ero. Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan ajotavassa sisäinen jäähdytysteho on paljon tehokkaampaa kuin nykyisessä voimalaitoksen ajotavassa. Tämä voidaan huomata konkreettisesti blokki 4:n merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan -ajotavan jäähdytysveden käyrästössä (liite 7). Tästä käyrästöstä näkyvät myös muuta edellä testatut ajotavat. Siinä näkyy, että suurimman yksittäisen sisäisen jäähdytyskohteen eli turbiinin öljynjäähdytyksen lämpötila laski selvästi. Tämä johtui siitä, että jäähdytysveden säätöventtiili oli vain noin 19 % auki. Tämä säätöventtiilin sulkeutuminen nosti jäähdytysveden painetta, jonka vaikutuksesta jäähdytysteho parani.

6.5 Merivesi rinnan/jäähdytysvesi sarjassa

Tässä ajotilanteessa palattiin takaisin voimalaitoksen nykyiseen ajotapaan eli merivesi rinnan ja jäähdytysvesi sarjassa (Liite 3). Meriveden paine 1,20 bar ja meriveden lämpötila 13,3 °C . Tästä ajotilanteesta huomasi, kuinka jäähdytysveden paine laski kun palattiin merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan ajotavasta takaisin nykyiseen ajotapaan. Jäähdytysveden paineen laskulla oli suora vaikutus seurattuun turbiinin öljynjäähdytykseen. Paineen lasku aiheutti turbiinin öljyn lämpötilan nousemisen ja näin ollen huononsi turbiinin öljyn jäähdytysveden jäähdyttävää vaikutusta. Tämä johtui siitä, että säätöventtiili pyrki aukeamaan. Tämä alensi jäähdytysveden painetta, joka taas heikensi jäähdytystehoa. Tämä jäähdytysveden paineen lasku ja turbiinin öljyn lämpötilan nousminen näkyy konkreettisesti ajon aikana otetusta blokki 4:n jäähdytysvesikäyrästä (liite 8).

Tässä ajotavassa, jossa merivesi on rinnan ja jäähdytysvesi sarjassa tapahtuu turhaa uudelleen jäähdyttämistä. Kun jäähdytysvesi on sarjassa, niin jäähdytysvettä jäähdytetään kahteen eri kertaan ja näin ollen jälkimmäisestä lämmönvaihtimesta ei saada kaikkea hyötyä irti eli jäähdytysteho pienenee. Voidaan myös sanoa, että jälkimmäinen lämmönvaihdin on ylimitoitettu. Lämmönvaihtimen mitoitettua kapasiteettia ei saada ulos, jos jäähdytysvesi on sarjassa. Tästä syystä jäähdytysveden määrä vähenee.

Meriveden ja jäähdytysveden kummankin ollessa rinnan saadaan lämmönvaihtimet toimimaan paljon tehokkaammin, koska jäähdytysvesi tulee jälkimmäiseen lämmönvaihtimeen suoraan eikä edellä olevan lämmönvaihtimen kautta. Tällöin saadaan jälkimmäinen lämmönvaihdin toimimaan yhtä tehokkaasti kuin ensimmäinen ja tämä edesauttaa jäähdytystehon paranemista.

Edellä tehdyissä kokeissa kokeiltiin eri ajotilanteita blokki 4:n sisäisessä jäähdytyksessä. Nämä ajotilanteet testattiin blokki 4:n levylämmönvaihtimilla voimalaitoksen ajotilanteesta johtuen. Sama tilanne onnistuu myös blokki 3:n levylämmönvaihtimilla. Blokki 3 sisäisen jäähdytyksen systeemi ja kokoonpano ovat samantyyppiset ja näin ollen blokki 3:n lämmönvaihtimilla olisi saatu myös samansuuntaiset tulokset.

Ajotilanteiden avulla saaduista tiedoista ja havainnoista on helppo vetää johtopäätökset siitä, mikä olisi paras ajotapa voimalaitokselle.

Ajotilanne 4 eli merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan osoittautui parhaaksi ajotilanteeksi. Tämä ajotilanne alensi jäähdytysveden lämpötilaa ja nosti jäähdytysveden painetta. Nämä aiheuttivat sen, että sisäiset jäähdytyskohteiden lämpötilat laskivat ja myös jäähdytysveden tarve väheni selvästi.

7 PUMPUN TOIMINTA, VALINTA JA SÄÄTÖ

7.1 Pumpun toiminta

Dynaamiset pumput lisäävät siirrettävään nesteeseen liike-energiaa nopeasti pyörivien siipien avulla (juoksupyörät). Nesteen liike-energia kasvaa, kun se kulkee avointen kanavien läpi ja nesteen korkea virtausnopeus aiheuttaa paineen nousun sen tullessa ulos pumpusta.

Keskipakopumppu on yleisimmin käytetty pumpputyyppeistä prosessiteollisuudessa. Sen käyttö kattaa n. 80 % koko prosessiteollisuuden pumppaus-tarpeesta. Keskipakopumpun suuri käyttöaste perustuu sen laajaan sovel-tuvuuteen eri nesteiden pumppauksessa. Pääasiassa keskipakopumppuja käytetään pumppaamaan nesteitä, joilla on alhainen viskositeetti, mutta niitä voidaan kuitenkin käyttää myös kohteissa, joissa siirretään suuren kiintoainepitoisuuden omaavia nesteitä esim. sementtilietteitä.

Tyypillisessä keskipakopumpussa neste syötetään pumpun imuaukkoon, joka on juoksupyörän keskellä. Juoksupyörän pyörivän liikkeen vaikutuk-sesta pumpattava neste sinkoutuu säteensuuntaisesti ulospäin. Neste saa-vuttaa pumpun korkeasta pyörimisnopeudesta johtuen suuren kineettisen energian ja paine-ero pumpun imupuolen ja painepuolen välillä kasvaa, kun osa nesteen kineettisestä energiasta muuttuu paine-energiaksi. /1/

7.2 Pumpun valinta

Pumpun valinnan lähtökohtana on putkistossa virtaavan veden määrä ja pumpulta saatava paine-ero eli pumpun nostokorkeus. Pumpun paine-ero aikaansaa halutun virtauksen putkistossa.

Nostokorkeudella tarkoitetaan pumpun tuottamaa paine-eroa, joka on muutettu vastaavan paineen saaduksi vesipatsaaksi. Nostokorkeuteen vaikuttavat korkeusero, paine-ero, putkistovastukset sekä dynaamisen paineen muutos. Putkistovastuksia ovat kaikki venttiilit, laitteet (lämmönvaihdin) ja mutkat. Venttiileille ja mutkille on omat kertavastuksensa. Sopiva pumpu haluttuun kohteeseen voidaan valita ominaiskäyrästä avulla, kun tiedetään pumpun nostokorkeus ja tilavuusvirta. Pumpun teho määräytyy nostokorkeudesta, tilavuusvirrasta, pumpun hyötysuhteesta ja nesteen tiheydestä.

Pumpun valintaan vaikuttaa myös kavitaatio. Kavitaatio tarkoittaa sitä, että neste höyrystyy paineen alentuessa ja samalla syntyy höyrykuplia. Siirtyessään virtauksen mukana korkeampaan paineeseen höyrykuplat puristuvat nopeasti kokoon ja aiheuttavat iskuja pumpun siivistöön. Pumpun siivistössä kavitaatio osuu siiven tuloreunaan. Pumpun NPSH-luku ilmoittaa millainen tulisi imupaineen olla pumpulla, jottei kavitaatiota syntyisi. NPSH-lukuun vaikuttavat putkistojärjestelyt ja pumpun sijoitus. Kavitaatio saadaan estettyä, kun suunnittelussa varmistetaan, että pumpun imupaine on suurempi kuin pumpun tarvitsema imupaine. /1/

7.3 Sääto

Pumpun tuottamaa painetta ja tilavuusvirtaa saadaan muutettua kuristus-säädöllä tai pyörimisnopeutta muuttamalla ja säätämällä.

Kuristussäätö tarkoittaa sitä, että paineputkessa on säätöventtiili, jonka asentoa muuttamalla saadaan kuristettua painetta ja tilavuusvirtaa. Kuristus aiheuttaa putkivastuksen kasvua, nostokorkeuden lisääntymistä ja tilavuusvirran pienenemistä. Tämä näkyy myös pumpun ominaiskäyrässä. Kuristussäätö on yksinkertainen ja halpa tapa säätää painetta ja tilavuusvirtaa.

Huonoja puolia kuristussäädössä on sen taloudellinen kannattamattomuus, koska kuristussäätö aiheuttaa lämpöä eli käytetty energia menee silloin turhaan lämmöksi. Tämä aiheuttaa ongelmia etenkin jäähdytyskohteisiin tarkoitetuilla pumpuilla, jotka esimerkiksi pumppaavat merivettä putkistoja pitkin jäähdytystarkoitukseen. Kuristussäädössä käytettävä säätöventtiili kuluu myös nopeasti suurten virtausten vaikutuksesta. Kavitaatio-ongelmia voi myös esiintyä jos kuristus tapahtuu väärässä paikassa. Pumpun imuputken venttiiliä ei saa kuristaa, koska se voisi laskea pumpun tulopainetta niin paljon, että pumppu alkaisi kavitoida.

Pumpun kierrosluvun muuttamisella tarkoitetaan pumpun pyörimisnopeuden säätöä. Tällä säätötavalla saadaan aikaan tasaisempi säätö. Pyörimisnopeus muuttaa pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa, nostokorkeutta ja pumpun tehoa. Pyörimisnopeuden säädöllä päästään pienempään tarvittavaan pumppaustehoon, koska pumpun tuottama paine on pienempi. Pyörimisnopeussäädössä pumpun toimipiste sijoittuu paremmalle hyötysuhdealueelle kuin kuristussäädössä. Pyörimisnopeussäädössä tärkeä laite on invertterikäyttöinen oikosulkumoottori, jolla voidaan toteuttaa kierroslusäätö. Hydraulisia kytkimiä käytetään myös. /1/

8 BLOKKI 4 LÄMMÖNVAIHDINTEN TEHOJEN VERTAILU

Seuraavassa on laskettu blokki 4 levylämmönvaihdinten tehoja. Laskennat perustuvat pitkälti Alfa Lavalilta saatuihin mitoitusarvoihin. Tarkastelu tapahtuu mitoitusarvojen ja muutettujen mitoitusarvojen välillä. Muutetuissa arvoissa on muutettu meriveden lämpötilaa kesäkautta vastaavaan lämpötilaan. Muut arvot on otettu mitoitusarvoista. Tästä kyseisestä meriveden lämpötilan muuttamisesta nähdään kuinka meriveden lämpötilan nousu vaikuttaa lämmönvaihdinten tehoon.

Liitteessä 9 on blokki 4 lämmönvaihtimien mitoitusarvot (Alfa Laval).

8.1 Laskelmat /4/

8.1.1 Kapasiteettivirrat

$$\dot{C} = \dot{m} * C = \rho * qv * C \quad (1)$$

\dot{C} = Kapasiteettivirtaus ($W / ^\circ C$)

\dot{m} = Massavirta (kg/s)

ρ = Tiheys (kg/m^3)

C = Ominaislämpökapasiteetti ($kJ/kg^\circ C$)

qv = Tilavuusvirta (m^3/s)

$\dot{C}_1 =$ Jäähdytysveden kapasiteettivirtaus ($W / ^\circ C$)

$$\dot{C}_1 = \dot{m}_1 * C_1 = \rho_1 * qv_1 * C_1$$

$$\rho_1 = 992,3 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$qv_1 = 0,0994 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$C_1 = 4,180 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 992,3 \text{ kg} / \text{m}^3 * 0,0994 \text{ m}^3 / \text{s} * 4,180 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 412,2927116 \text{ kW} / ^\circ C \approx 412300 \text{ W} / ^\circ C$$

$\dot{C}_2 =$ Meriveden kapasiteettivirtaus ($W / ^\circ C$)

$$\dot{C}_2 = \dot{m}_2 * C_2 = \rho_2 * qv_2 * C_2$$

$$\rho_2 = 997,5 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$qv_2 = 0,143 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$C_2 = 4,182 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 997,5 \text{ kg} / \text{m}^3 * 0,143 \text{ m}^3 / \text{s} * 4,181 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 596,3882925 \text{ kW} / ^\circ C \approx 596400 \text{ W} / ^\circ C$$

$$\Rightarrow \dot{C}_1 = 412300 \text{ W} / ^\circ C$$

$$\Rightarrow \dot{C}_2 = 596400 \text{ W} / ^\circ C$$

8.1.2 Kapasiteettivirtojen suhde

$$R = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} \tag{2}$$

$$R = \frac{412300 \text{ W} / ^\circ C}{596400 \text{ W} / ^\circ C} = 0,691314554 \approx 0,69$$

8.1.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus

$$Z = \frac{G}{\dot{C}_1} \Rightarrow G = k * A \Rightarrow Z = \frac{k * A}{\dot{C}_1} \quad (3)$$

k = lämmönläpäisykerroin ($W / m^2 K$)

A = pinta-ala (m^2)

\dot{C}_1 = Jäähdytysveden kapasiteettivirtaus

$$\Rightarrow Z = \frac{k * A}{\dot{C}_1}$$

$$= \frac{4924W / m^2 K * 140,1m^2}{412300W / ^\circ C} = 1,673180694 \approx 1,67$$

8.1.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - R}{e^{z(1-R)} - R} \quad (4)$$

$$R = 0,69$$

$$e = 2.718281828$$

$$Z = 1,67$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - 0,69}{e^{1,67(1-0,69)} - 0,69} = 0,686286711 \approx 0,686$$

8.1.5 Loppulämpötilat

$$t'_2 = (t_1 - t_4) * \varepsilon = 0,686 * (39 - 23)^\circ\text{C} = 10,976 \approx 11,0^\circ\text{C}$$

$$t_2 = t_1 - t'_2 = 39^\circ\text{C} - 11,0^\circ\text{C} = 28^\circ\text{C}$$

$$t'_3 = R * \varepsilon * (t_1 - t_4) = 0,69 * 0,686 * (39^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C}) = 7,57344 \approx 7,6^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = t_1 - (t_4 + t'_3) = 39^\circ\text{C} - (23 + 7,6)^\circ\text{C} = 8,4^\circ\text{C}$$

$$t'_4 = t_2 - t_4 = 28^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C} = 5,0^\circ\text{C}$$

$$t_3 = t_4 - t'_3 = 23^\circ\text{C} + 7,6^\circ\text{C} = 30,6^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{t'_1 - t'_4}{\ln \frac{t'_1}{t'_4}} = 6,55366606 \approx 6,6^\circ\text{C} \quad (5)$$

8.1.6 Tehot

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \dot{C}_1 * \Delta t \\ \Rightarrow \Delta t &= t'_2 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\Rightarrow 412300\text{W} / ^\circ\text{C} * 11,0^\circ\text{C} = 4535300\text{W} \approx 4540\text{kW} \approx 4,5\text{MW}$$

$$\begin{aligned} \phi_2 &= \dot{C}_2 * \Delta t \\ \Rightarrow \Delta t &= t'_3 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow 596400\text{W} / ^\circ\text{C} * 7,6^\circ\text{C} = 4532640\text{W} \approx 4533\text{kW} \approx 4,5\text{MW}$$

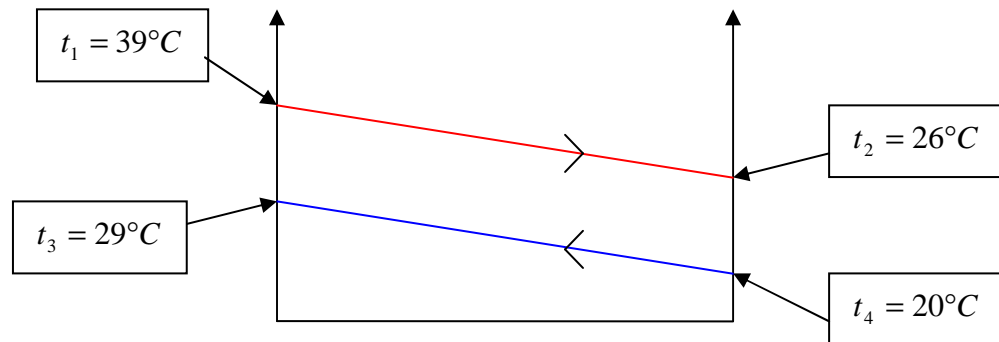
$$\phi_3 = k * A * \Delta t_m \quad (7)$$

$$\Rightarrow 4924\text{W} / (\text{m}^2 \text{K}) * 140,1\text{m}^2 * 6,6^\circ\text{C}$$

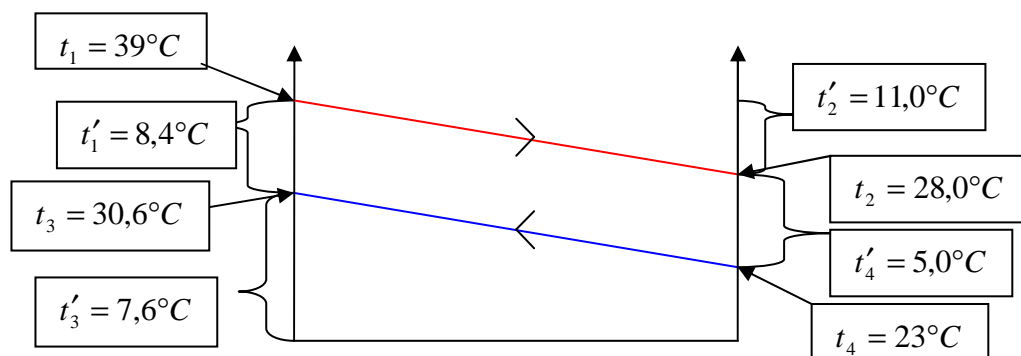
$$= 4553025,84\text{W} \approx 4553\text{kW} \approx 4,6\text{MW}$$

8.1.7 Lämpötilakuvaajat

Blokki 4:n jäähdytysvesi lämmönvaihtimien lämpötilakuvaajat on esitetty kuvissa 24 ja 25. /4/



Kuva 24. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja



Kuva 25. Muutettujen arvojen lämpötilakuvaaja

Tuloksista nähdään, kuinka paljon meriveden lämpötila vaikuttaa levylämmönvaihdinten jäähdytystehoon ja lämpötiloihin. Blokki 4 levylämmönvaihdin on mitoitettu 5,4 megawatin teholle meriveden ollessa 20°C ja jäähdytysveden lähtölämpötila on 26°C . Laskelmissani olen muuttanut meriveden lämpötilaksi 23°C . Tämä 23°C vastaa kesäkauden lämpötilaa, milloin on suurin ongelma jäähdytystehon suhteen.

Laskelmista kävi ilmi, että jäähdytysteho laski melkein yhden megawatin verran ja lämmönvaihtimelta lähtevän jäähdytysveden lämpötila nousi 28°C :seen. Yhden megawatin vaje on jo huomattava ja vaikuttaa paljon voimalaitoksen jäähdytykseen. Blokkien jäähdytyskohteilla laitteiden lämpötilat nousevat ja näin rajoittavat laitoksen maksimaalista ajoa.

Seuraavassa on tarkasteltu blokki 4 levylämmönvaihdinten tehojen muutosta meriveden lämpötilan ollessa 23°C ja virtausmittauksilla saaduilla merivesipumppujen tuottojen arvoilla. Virtausmittauksessa huomattiin, että merivesipumppujen nimellistuotot ovat paljon suuremmat kuin virtausmittauksella saadut. Nykyiset tuotot jäävät n. $150\text{--}200\text{ m}^3/\text{h}$ vajaaksi nimellistuotoista.

Laskelmissa on käytetty samoja laskukaavoja kuin kohdassa 8.1.

8.2 Tulokset

8.2.1 Kapasiteettivirrat

$$\Rightarrow \dot{C}_1 = 412300\text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

$$\Rightarrow \dot{C}_2 = 462931\text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

8.2.2 Kapasiteettivirtojen suhde

$$\Rightarrow R = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} = 0,89$$

8.2.3 Lämmönvaihtimen konduktanssin vaikutus

$$\Rightarrow Z = \frac{k * A}{\dot{C}_1} = 1,67$$

8.2.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)

$$\Rightarrow \varepsilon = 1 - \frac{1-R}{e^{z(1-R)} - R} = 0,65$$

8.2.5 Loppulämpötilat

$$t'_2 = (t_1 - t_4) * \varepsilon = 10,4^\circ\text{C}$$

$$t_2 = t_1 - t'_2 = 28,6^\circ\text{C}$$

$$t'_3 = R * \varepsilon * (t_1 - t_4) = 9,3^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = t_1 - (t_4 + t'_3) = 6,7^\circ\text{C}$$

$$t'_4 = t_2 - t_4 = 5,6^\circ\text{C}$$

$$t_3 = t_4 - t'_3 = 32,3^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{t'_1 - t'_4}{\ln \frac{t'_1}{t'_4}} = 6,1^\circ\text{C}$$

8.2.6 Tehot

$$\phi_1 = \dot{C}_1 * \Delta t$$

$$\Rightarrow \Delta t = t'_2$$

$$\Rightarrow 412300\text{W} / ^\circ\text{C} \approx 4,3\text{MW}$$

$$\phi_2 = \dot{C}_2 * \Delta t$$

$$\Rightarrow \Delta t = t'_3$$

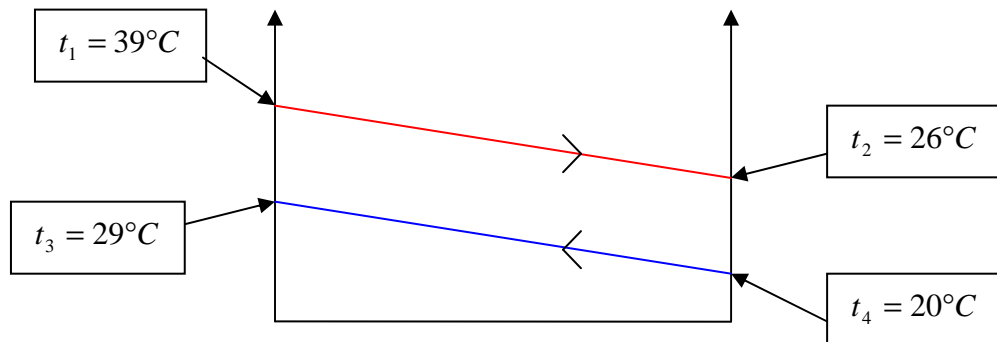
$$\Rightarrow 4035258,3\text{W} \approx 4,3\text{MW}$$

$$\phi_3 = k * A * \Delta t_m$$

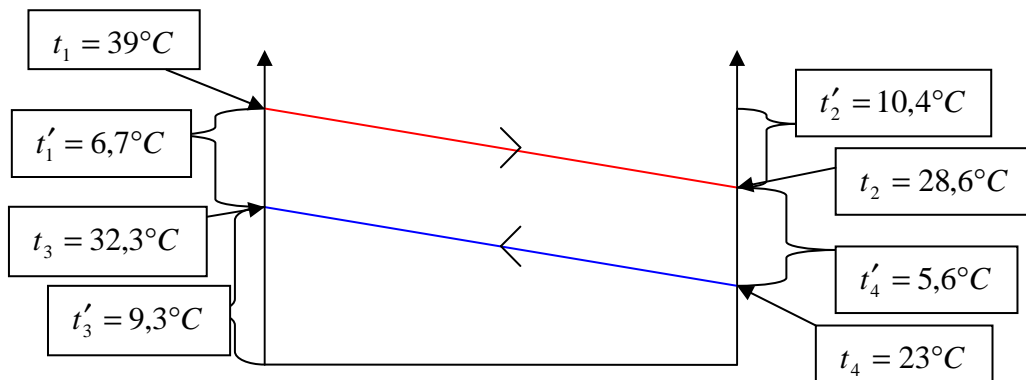
$$\Rightarrow 4208099,64\text{W} \approx 4,2\text{MW}$$

8.2.7 Lämpötilakuvaaja

Blokki 4:n jäähdytysvesi lämmönvaihtimien lämpötilakuvaajat on esitetty kuvissa 26 ja 27. /4/



Kuva 26. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja



Kuva 27. Muutettujen arvojen lämpötilakuvaaja

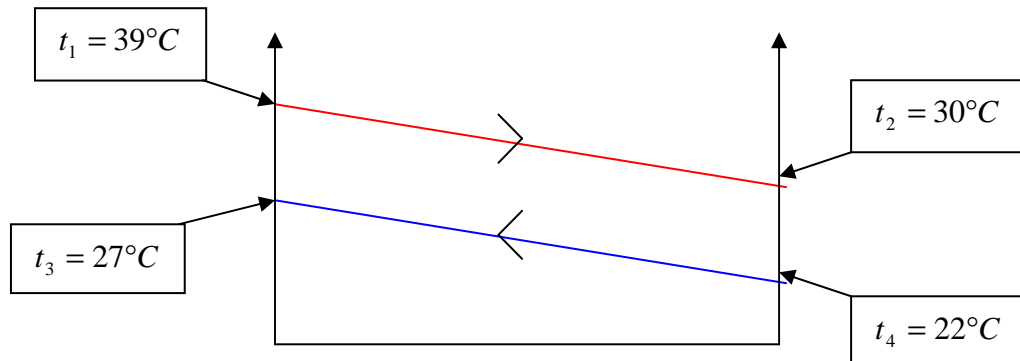
9 BLOKKI 3 LÄMMÖNVAIHTIMIEN LÄMMÖNLÄPÄISYKERTOIMEN MÄÄRITYS

Blokki 3:lla on GEA Ahlbornin levylämmönvaihtimet. Huonoista mitoitustiedoista saadaan vain lämpötilat ja virtaukset. Virtaus mitattiin uudelleen virtausmittauksella. Lämmönläpäisykerroin (k-arvo) puuttui, joten laskin sen seuraavasti.

Liitteessä 10 on blokki 3 lämmönvaihtimien mitoitusarvot (GEA Ahlborn).

9.1 Lämpötilakuvaaja

Blokki 3:n jäähdytysvesi lämmönvaihtimien lämpötilakuvaaja on esitetty kuvassa 28. /4/



Kuva 28. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja

9.2 Laskelmat

9.2.1 Jäähdytysvedenteho

$$\phi_{jv} = \dot{m} * c * \Delta t$$

\dot{m} = massavirta (kg/s)

c = Ominaislämpökapasiteetti (kJ / kg°C)

Δt = lämpötilaero (°C)

$$\phi_{jv} = \dot{m} * c * \Delta t$$

$\dot{m} = 89 \text{ kg/s}$

$c = 4,179 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C}$

$\Delta t = (t_1 - t_2)^\circ\text{C}$

$$\Rightarrow 89 \text{ kg/s} * 4,179 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C} * (39 - 30)^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow 3348,18 \text{ kW} \approx 3350000 \text{ W}$$

9.2.2 Merivedenteho

$$\phi_{mv} = \dot{m} * c * \Delta t$$

$\dot{m} = 139 \text{ kg/s}$

$c = 4,180 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C}$

$\Delta t = (t_1 - t_2)^\circ\text{C}$

$$\Rightarrow 139 \text{ kg/s} * 4,180 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C} * (27 - 22)^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow 2905,1 \text{ kW} \approx 2910000 \text{ W}$$

9.2.3 Meri- ja jäähdtyksveden tehojen keskiarvo

$$Keskisarvo = \frac{\phi_{jv} + \phi_{mv}}{2}$$

$$\Rightarrow \frac{3350000W + 2910000W}{2} = 3130000W$$

9.2.4 Δt_m : n laskeminen

$$\Rightarrow \Delta t_m = \frac{(t_2 - t_4) - (t_1 - t_3)}{\ln \frac{(t_2 - t_4)}{(t_1 - t_3)}}$$

$$\Rightarrow \frac{(30 - 22)^\circ C - (39 - 27)^\circ C}{\ln \frac{(30 - 22)^\circ C}{(39 - 27)^\circ C}} = \frac{(8 - 12)}{\ln \frac{8}{12}} = 9,865^\circ C$$

9.2.5 K-arvon määrittäys

$$\phi = \dot{m} * c * \Delta t_m$$

$$3130000W = k * 126,36m^2 * 9,865^\circ C$$

$$k = \frac{3130000W}{126,36m^2 * 9,865^\circ C}$$

$$= 2510,94749W / m^2 K \approx 2511W / m^2 K$$

/4/

10 BLOKKI 3 LÄMMÖNVAIHDINTEN TEHOJEN VERTAILU

Seuraavassa on laskettu blokki 3 levylämmönvaihdinten tehoja. Laskennat perustuvat pitkälti mitoitusarvoihin. Tarkastelu tapahtuu mitoitusarvojen ja muutettujen mitoitusarvojen välillä. Muutetuissa arvoissa on muutettu meriveden lämpötilaa kesäkautta vastaavaan lämpötilaan. Virtaus saatiin virtausmittauksella. Muut arvot on otettu mitoitusarvoista. Tästä kyseisestä meriveden lämpötilan muuttamisesta nähdään, kuinka meriveden lämpötilan nousu vaikuttaa lämmönvaihdinten tehoon kesällä.

Seuraavassa on muutettu merivedenlämpötila (23°C). Muut tiedot ovat mitoitus tietoja.

10.1 Laskelmat

10.1.1 Kapasiteettivirrat

$$\dot{C} = \dot{m} * C = \rho * q_v * c$$

$$\dot{C} = \text{Kapasiteettivirtaus (W / }^{\circ}\text{C)}$$

$$\dot{m} = \text{Massavirta (kg/s)}$$

$$\rho = \text{Tiheys (kg / m}^3\text{)}$$

$$c = \text{Ominaislämpökapasiteetti (kJ / kg}^{\circ}\text{C)}$$

$$q_v = \text{Tilavuusvirta (m}^3\text{ / s)}$$

$\dot{C}_1 =$ Jäähdytysveden kapasiteettivirtaus ($W / ^\circ C$)

$$\dot{C}_1 = \dot{m}_1 * c_1 = \rho_1 * qv_1 * c_1$$

$$\rho_1 = 992,3 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$qv_1 = 0,089 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$c_1 = 4,179 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 992,3 \text{ kg} / \text{m}^3 * 0,089 \text{ m}^3 / \text{s} * 4,179 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 369,0671313 \text{ kW} / ^\circ C \approx 369067 \text{ W} / ^\circ C$$

$\dot{C}_2 =$ Meriveden kapasiteettivirtaus ($W / ^\circ C$)

$$\dot{C}_2 = \dot{m}_2 * c_2 = \rho_2 * qv_2 * c_2$$

$$\rho_2 = 997,5 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$qv_2 = 0,139 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$c_2 = 4,181 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 997,5 \text{ kg} / \text{m}^3 * 0,139 \text{ m}^3 / \text{s} * 4,181 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ C$$

$$= 579,741756 \text{ kW} / ^\circ C \approx 579742 \text{ W} / ^\circ C$$

$$\Rightarrow \dot{C}_1 = 369067 \text{ W} / ^\circ C$$

$$\Rightarrow \dot{C}_2 = 579742 \text{ W} / ^\circ C$$

10.1.2 Kapasiteettivirtojen suhde

$$R = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}$$

$$R = \frac{369067 \text{ W} / ^\circ\text{C}}{579742 \text{ W} / ^\circ\text{C}} = 0,636605594 \approx 0,637$$

10.1.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus

$$Z = \frac{G}{\dot{C}_1} \Rightarrow G = k * A \Rightarrow Z = \frac{k * A}{\dot{C}_1}$$

k = lämmönläpäisykerroin ($W / m^2 K$)

A = pinta-ala (m^2)

\dot{C}_1 = Jäähdytysveden kapasiteettivirtaus

$$\begin{aligned} \Rightarrow Z &= \frac{k * A}{\dot{C}_1} \\ &= \frac{2511 \text{ W} / m^2 K * 126,36 m^2}{369067 \text{ W} / ^\circ\text{C}} = 0,859708291 \approx 0,860 \end{aligned}$$

10.1.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - R}{e^{z(1-R)} - R}$$

$$R = 0,637$$

$$e = 2,718281828$$

$$Z = 0,860$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - 0,637}{e^{0,860(1-0,637)} - 0,637}$$

$$= 0,502331108 \approx 0,502$$

10.1.5 Loppulämpötilat

$$t'_2 = (t_1 - t_4) * \varepsilon = 0,502 * (39 - 23)^\circ\text{C} = 8,032 \approx 8,0^\circ\text{C}$$

$$t_2 = t_1 - t'_2 = 39^\circ\text{C} - 8,0^\circ\text{C} = 31^\circ\text{C}$$

$$t'_3 = R * \varepsilon * (t_1 - t_4) = 0,637 * 0,502 * (39^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C}) = 5,116384 \approx 5,1^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = t_1 - (t_4 + t'_3) = 39^\circ\text{C} - (23 + 5,1)^\circ\text{C} = 10,9^\circ\text{C}$$

$$t'_4 = t_2 - t_4 = 31^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C} = 8,0^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{(t'_1 - t'_4)}{\ln \frac{t'_1}{t'_4}} = \frac{10,9 - 8,0}{\ln \frac{10,9}{8,0}} = 9,375366286 \approx 9,4^\circ\text{C}$$

$$t_3 = t_4 - t'_3 = 23^\circ\text{C} + 5,1^\circ\text{C} = 28,1^\circ\text{C}$$

10.1.6 Tehot

$$\phi_1 = \dot{C}_1 * \Delta t$$

$$\Rightarrow \Delta t = t'_2$$

$$\Rightarrow 369067\text{W} / ^\circ\text{C} * 8,0^\circ\text{C} = 2952536\text{W} \approx 2953\text{kW} \approx 2,95\text{MW}$$

$$\phi_2 = \dot{C}_2 * \Delta t$$

$$\Rightarrow \Delta t = t'_3$$

$$\Rightarrow 579742\text{W} / ^\circ\text{C} * 5,1^\circ\text{C} = 2956684,2\text{W} \approx 2960\text{kW} \approx 2,96\text{MW}$$

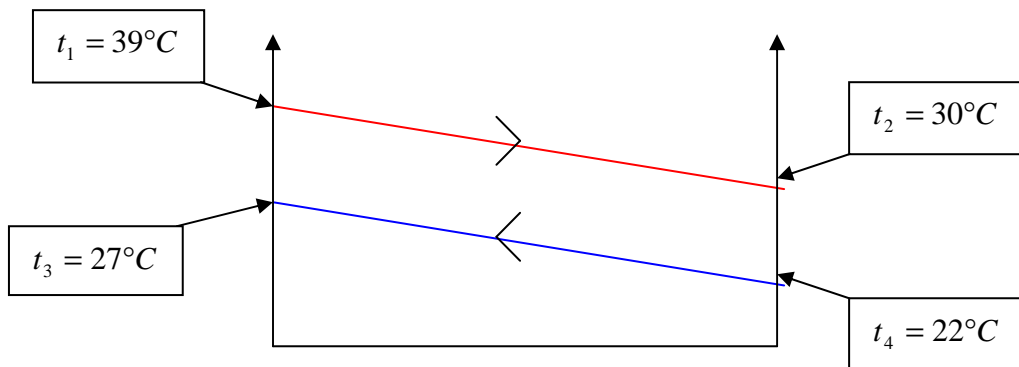
$$\phi_3 = k * A * \Delta t_m$$

$$\Rightarrow 2511\text{W} / (\text{m}^2 \text{K}) * 126,36\text{m}^2 * 9,4^\circ\text{C}$$

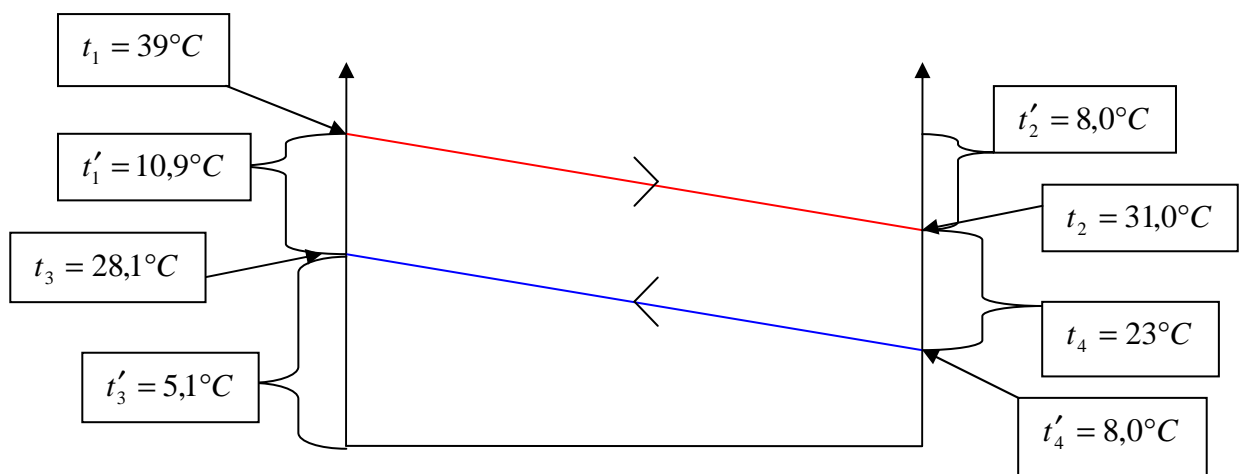
$$= 2982525,624\text{W} \approx 2983\text{kW} \approx 2,98\text{MW}$$

10.1.7 Lämpötilakuvaaja

Blokki 3:n jäähdytysvesi lämmönvaihtimien lämpötilakuvaajat on esitetty kuvissa 29 ja 30. /4/



Kuva 29. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja



Kuva 30. Muutettujen arvojen lämpötilakuvaaja

Seuraavassa on tarkasteltu blokki 3 levylämmönvaihdinten tehojen muutosta meriveden lämpötilan ollessa 23°C ja virtausmittauksilla saaduilla merivesipumppujen tuottojen arvoilla. Virtausmittauksessa huomattiin, että merivesipumppujen nimellistuotot ovat paljon suuremmat kuin virtausmittauksella saadut. Nykyiset tuotot jäävät n. $200\text{--}300\text{ m}^3/\text{h}$ vajaaksi nimellistuotoista.

Laskelmissa on käytetty samoja laskukaavoja kuin kohdassa 10.1. Merivedenlämpötila on 23°C . Merivedenvirtaus 110 kg/s .

10.2 Tulokset

10.2.1 Kapasiteettivirrat

$$\Rightarrow \dot{C}_1 = 369067 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \dot{C}_2 = 458760 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

10.2.2 Kapasiteettivirtojen suhde

$$\Rightarrow R = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} = 0,804$$

10.2.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus

$$\Rightarrow Z = \frac{k * A}{\dot{C}_1} = 0,860$$

10.2.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)

$$\Rightarrow \varepsilon = 1 - \frac{1 - R}{e^{z(1-R)} - R} = 0,484$$

10.2.5 Loppulämpötilat

$$t'_2 = (t_1 - t_4) * \varepsilon = 7,7^\circ C$$

$$t_2 = t_1 - t'_2 = 31,3^\circ C$$

$$t'_3 = R * \varepsilon * (t_1 - t_4) = 6,2^\circ C$$

$$t'_1 = t_1 - (t_4 + t'_3) = 9,8^\circ C$$

$$t'_4 = t_2 - t_4 = 8,3^\circ C$$

$$\Delta t_m = \frac{(t'_1 - t'_4)}{\ln \frac{t'_1}{t'_4}} = 9,0^\circ C$$

$$t_3 = t_4 - t'_3 = 29,2^\circ C$$

10.2.6 Tehot

$$\phi_1 = \dot{C}_1 * \Delta t$$

$$\Rightarrow \Delta t = t'_2$$

$$\Rightarrow 2,84 MW$$

$$\phi_2 = \dot{C}_2 * \Delta t$$

$$\Rightarrow \Delta t = t'_3$$

$$\Rightarrow 2,84 MW$$

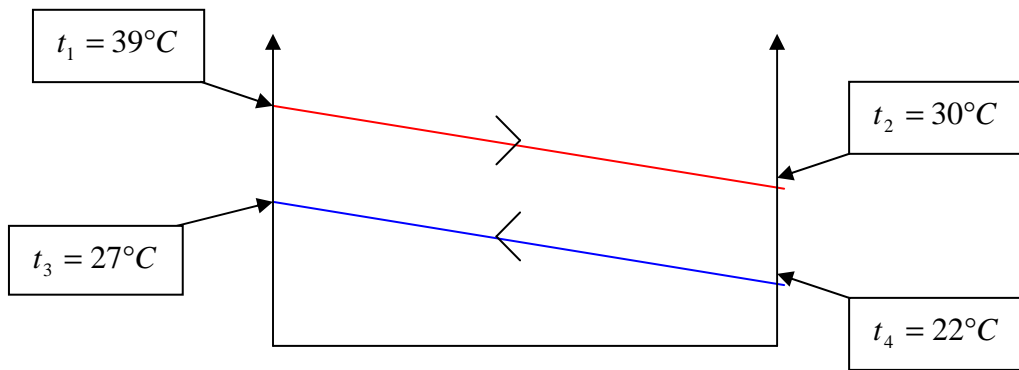
$$\phi_3 = k * A * \Delta t_m$$

$$\Rightarrow 2,86 MW$$

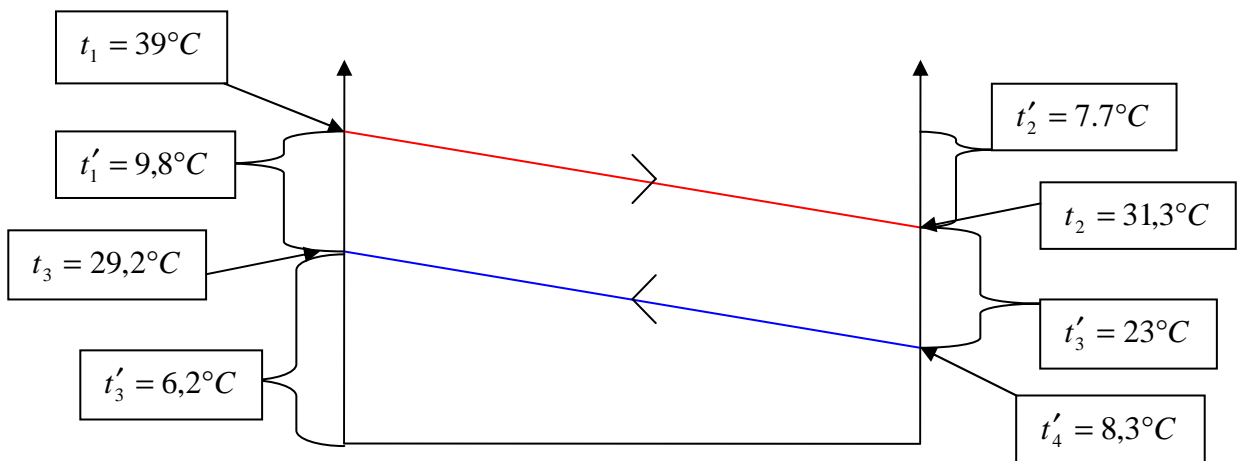
10.2.7 Lämpötilakuvaaja

Blokki 3:n jäähdytysvesi lämmönvaihtimien lämpötilakuvaajat on esitetty

kuvilla 31 ja 32. /4/



Kuva 31. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja



Kuva 32. Muutettujen arvojen lämpötilakuvaaja

11 Tulosten analysointi

Laskelmien tuloksista nähdään, kuinka paljon lämpötila ja meriveden virtaus vaikuttavat jäähdytystehoon. Meriveden virtaus jää selvästi mitoitetuista arvoista. Merivesipumppujen nykyinen tuotto ei vastaa mitoitettuja tuotantoarvoja. Merivesipumppujen 1 ja 2 tuotto mitattiin ultraäänimittarilla. Mittauspaikka oli merivesipumppujen yhteinen linja. Putken sisähalkaisija oli mittauskohdalta 600 mm.

Merivesipumppujen tuotoksi saatiin n. $1700 \text{ m}^3 / \text{h}$. Tämä tulos jää $300 \text{ m}^3 / \text{h}$ vajaaksi mitoitetusta $2000 \text{ m}^3 / \text{h}$ arvosta. Sama tilanne on myös merivesipumppuilla 3, 4 ja 5. Merivesipumppuilla 3 tuotto jää vajaaksi noin $150 \text{ m}^3 / \text{h}$ $1000 \text{ m}^3 / \text{h}$ mitoitetusta tuotosta. Nykyinen tuotto on $850 \text{ m}^3 / \text{h}$. Merivesipumppujen 4 ja 5 mitoitettu yhteinen tuotto on $4000 \text{ m}^3 / \text{h}$. Siellä tuotto jää $300 \text{ m}^3 / \text{h}$ vajaaksi.

Nämä pumppausvajeet yhdistettynä lämpöiseen meriveteen (23°C) muodostavat yhdessä suuren jäähdytystehohävikin lämmönvaihtimissa.

Esimerkiksi blokki 4 lämmönvaihdinten mitoitettu teho on 5,4 MW. Mitoitusarvoissa meriveden lämpötila on 20°C ja meriveden virtaus yhdelle lämmönvaihtimelle $516 \text{ m}^3 / \text{h}$. Nykyinen tuotto on kuitenkin vain n. $425 \text{ m}^3 / \text{h}$. Vähentynyt tuotto yhdistettynä lämpöiseen meriveteen (23°C) saadaan jäähdytystehoksi n. 4,4 MW. Tästä huomataan, mikä ero tehojen välillä on. Mitoitetusta jäähdytystehosta jäädään noin 1 MW verran.

Tämä osoittaa, kuinka paljon meriveden lämpötila ja meriveden virtaus vaikuttavat jäähdytystehoon. Meriveden lämpötilalle ei voida mitään. Kesällä merivesi on lämmintä ja vaikuttaa näin alentavasti jäähdytystehoon. Tästä johtuen merivesipumppujen tuotolle ja paineelle pitäisi tehdä jotain. Pumppujen juoksupyörää suurentamalla, painetta nostamalla ja taajuusmuuttajia lisäämällä voidaan parantaa jäähdytystehoa. Tämä ei kuitenkaan yksistään riitä. Blokkien sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimiin olisi saatava tehoa lisää, jotta voitaisiin vastata voimalaitoksen jäähdytyksen tarpeisiin.

Levylämmönvaihtimien tehojen suurentaminen olisi myös varteenotettava vaihtoehto. Levyjä lisäämällä tai kokonaan uuden levylämmönvaihtimen ostaminen auttaisi saamaan jäähdytystehoa lisää. Levyjen lisääminen nykyisiin lämmönvaihtimiin onnistuisi, mutta silloin pitäisi saada pumpuilta painetta enemmän, jotta meriveden virtaus ja paine pysyisi vielä kannattavalla tasolla. Riittävä paine takaa tarvittavan meriveden virtauksen ja näin ollen pitää jäähdytystehon optimaalisena. Kokonaan uuden lämmönvaihtimen hankkiminen toisi paljon enemmän mahdollisuuksia sisäiseen jäähdytykseen. Huollon kannalta olisi yksinkertaisempaa hankkia uusi levylämmönvaihdin. Lauhdesähkön tuoton lisääntymisen aikana meriveden määrä blokki 3 jäähdytykseen ja kaukolämpöenergian mereen ajoon lisääntyisi paljon. Tämä aiheuttaisi meriveden läpän aukeamisen täysin, joka taas aiheuttaisi paineen laskun. Paineen lasku hidastaisi meriveden virtausta ja näin ollen vähentäisi jäähdytystehoa ja kaukolämpöenergian mereen ajo tehoa.

12 Merivesipumppujen tuoton ja paineen ongelmat

Merivesipumppujen tuotto on $7000\text{ m}^3/\text{h}$. Nykyisten merivesikohteiden eli levylämmönvaihtimien mitoitettut tuotot ovat yhteensä noin $7100\text{ m}^3/\text{h}$. Tästä huomataan pumppujen tuottojen riittämättömyys tilanteessa, jossa tarvitaan koko kapasiteetti käyttöön. Tämä ongelma korostuu kesäkauden aikana, jolloin meriveden lämpöisyys heikentää paljon jäähdytysvaikutusta ja näin ollen meriveden tarve kasvaa. Merivesipumppujen todellinen tuotto mitattiin virtausmittauksella. Mittaukset suoritettiin blokki 3:lla. Mittauspaikka oli laitoksella merivesipumpuilta 1 ja 2 tuleva yhteinen putki. Mittaustulokseksi saatiin $1700\text{ m}^3/\text{h}$. Merivesipumppujen 1 ja 2 yhteinen tuotto pitäisi olla $2000\text{ m}^3/\text{h}$. Tästä huomataan kuinka paljon jäädyään vaille pumppujen mitoitetuista tuotoista. Tämä mittaus-tulos edesauttaa meriveden tuoton riittämättömyyttä.

Meriveden tuoton riittämättömyys ja meriveden lämpöisyys näkyi heikentyneenä jäähdystehona blokeilla ja jäähdytetyn kaukolämpöveden lämpötilan nousuna. Tästä syystä blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen lämmönvaihtimien ja merivesikaukolämmönvaihtimien tehot ovat riittämättömät. Levyjen lisääminen levylämmönvaihtimiin tai uuden levylämmönvaihtimen hankkiminen toisi lisää jäähdystehoa, mutta se vaatisi merivesipumpuilta tuoton lisäystä ja paineen nostamista.

Merivesipumppujen tuoton ja nostokorkeuden lisääminen onnistuisi juoksupyörää suurentamalla ja taajuusmuuttajakäytöllä. Suurempi juoksupyörä ja taajuusmuuttajan asentaminen merivesipumppuihin toisi lisää tuottoa ja nostokorkeutta.

Sulzer Pumps Finland Oy teki selvityksen, mitä arvoja merivesipumpuista saadaan juoksupyörää suurentamalla ja taajuusmuuttajakäytön lisäämisellä. Tämä selvitys on liitteessä 11.

Juoksupyörää suurentamalla ja taajuusmuuttajakäytön lisäämisellä saadut uudet tuotot ja paineet parantavat jäähdytystehoja. Kohdassa 12.1 ja 12.2 on laskettu millainen vaikutus uusilla merivesipumppujen tuottoarvoilla on blokkien 3 ja 4 jäähdytystehoon. Laskelmissani merivedenlämpötila on kesäkautta vastaava eli 23°C .

Liitteessä 11 on merivesipumppujen uudet tuotot ja paineet.

12.1 Blokki 3:n tulokset

12.1.1 Kapasiteettivirrat

$$\Rightarrow \dot{C}_1 = 369067 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

$$\Rightarrow \dot{C}_2 = 700652 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

12.1.2 Kapasiteettivirtojen suhde

$$\Rightarrow R = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} = 0,53$$

12.1.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus

$$\Rightarrow Z = \frac{k * A}{\dot{C}_1} = 0,86$$

12.1.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)

$$\Rightarrow \varepsilon = 1 - \frac{1-R}{e^{\varepsilon(1-R)} - R} = 0,52$$

12.1.5 Loppulämpötilat

$$t'_2 = 8,3^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 30,7^\circ\text{C}$$

$$t'_3 = 4,4^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = 11,6^\circ\text{C}$$

$$t'_4 = 7,7^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 9,7^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 27,4^\circ\text{C}$$

12.1.6 Tehot

$$\phi_1 = \dot{C}_1 * \Delta t$$

$$\Rightarrow 3,06\text{MW}$$

$$\phi_2 = \dot{C}_2 * \Delta t$$

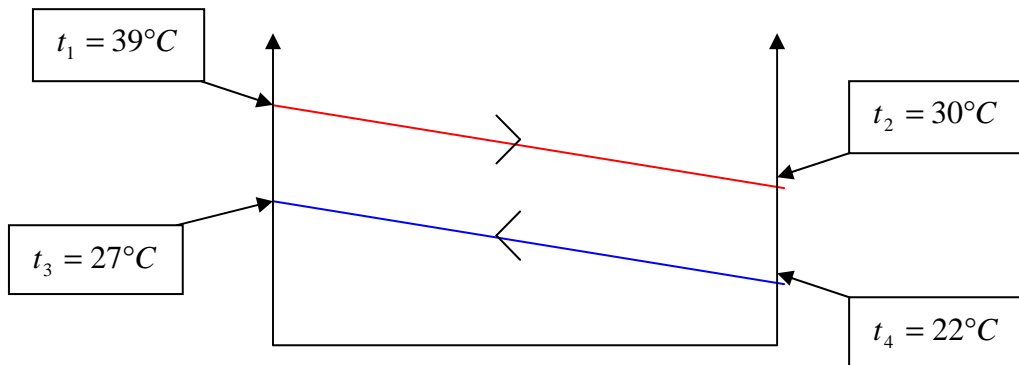
$$\Rightarrow 3,08\text{MW}$$

$$\phi_3 = k * A * \Delta t_m$$

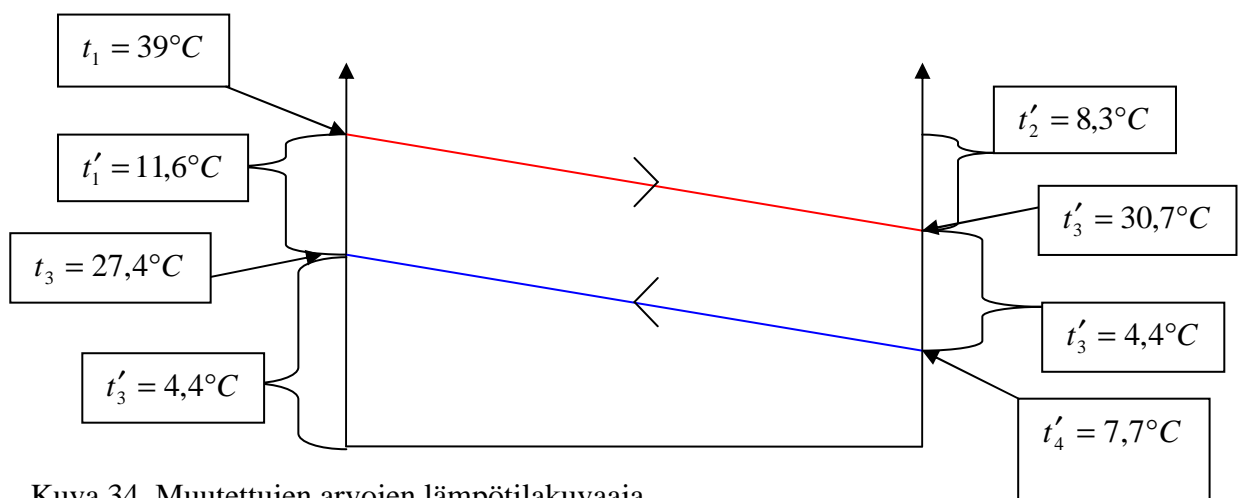
$$\Rightarrow 3,07\text{MW}$$

12.1.7 Lämpötilakuvaaja

Blokki 3:n jäähdytysvesi lämmönvaihtimien lämpötilakuvaajat on esitetty kuvissa 33 ja 34. /4/



Kuva 33. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja



Kuva 34. Muutettujen arvojen lämpötilakuvaaja

12.2 Blokki 4:n tulokset

12.2.1 Kapasiteettivirrat

$$\Rightarrow \dot{C}_1 = 412300 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \dot{C}_2 = 709000 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

12.2.2 Kapasiteettivirtojen suhde

$$\Rightarrow R = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} = 0,58$$

12.2.3 Siirtimen konduktanssin vaikutus

$$\Rightarrow Z = \frac{k * A}{\dot{C}_1} = 1,67$$

12.2.4 Rekuperaatioaste (lämpötilahyötysuhde)

$$\Rightarrow \varepsilon = 1 - \frac{1-R}{e^{z(1-R)} - R} = 0,71$$

12.2.5 Loppulämpötilat

$$t'_2 = 11,4^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 27,6^\circ\text{C}$$

$$t'_3 = 6,6^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = 9,4^\circ\text{C}$$

$$t'_4 = 4,6^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 6,8^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 29,6^\circ\text{C}$$

12.2.6 Tehot

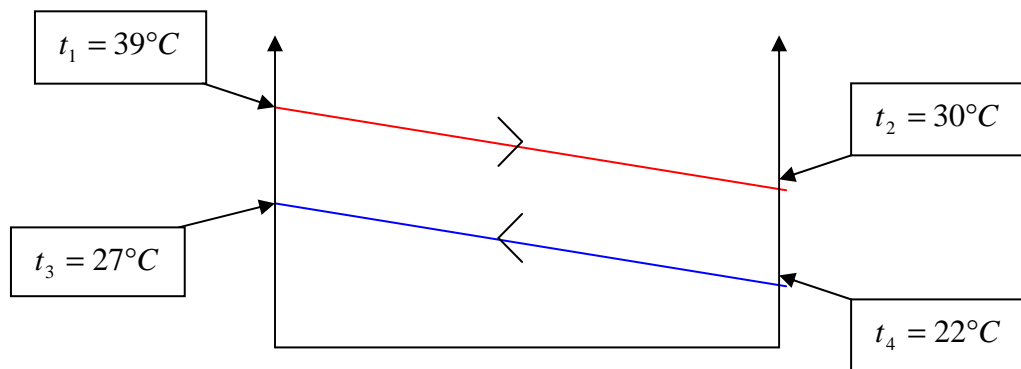
$$\begin{aligned}\phi_1 &= \dot{C}_1 * \Delta t \\ \Rightarrow & 4,7\text{MW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\phi_2 &= \dot{C}_2 * \Delta t \\ \Rightarrow & 4,7\text{MW}\end{aligned}$$

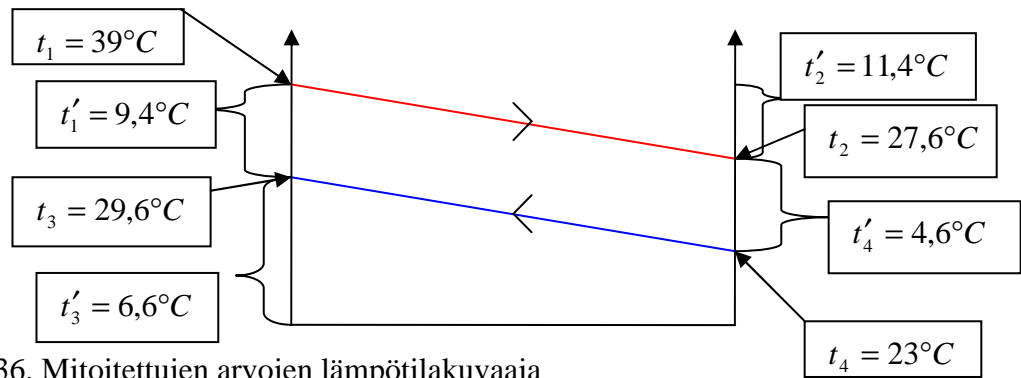
$$\begin{aligned}\phi_3 &= k * A * \Delta t_m \\ \Rightarrow & 4,7\text{MW}\end{aligned}$$

12.2.7 Lämpötilakuvaaja

Blokki 4:n jäähdytysvesi lämmönvaihtimien lämpötilakuvaajat on esitetty kuvissa 35 ja 36. /4/



Kuva 35. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja



Kuva 36. Mitoitettujen arvojen lämpötilakuvaaja

Sulzer Pumps Finland Oy:n selvityksestä nähdään kuinka merivesipumppujen tuotot ja paineet ovat nousseet. Merivesipumppujen tuottoa on keskimäärin nostettu noin $200 \text{ m}^3 / \text{h}$. Merivesipumppujen painetta on nostettu 0,5 – 1,0 bar. Näillä parannuksilla saadaan nostettua jäähdytysteho.

Tuloksista huomataan, kuinka uusien merivesipumppujen tuotot vaikuttavat blokkien 3 ja 4 levylämmönvaihtimien jäähdytystehoon. Laskuissa käytin meriveden lämpötilana $23 \text{ }^\circ\text{C}$. Esimerkiksi blokki 4:n yhdellä levylämmönvaihtimella jäähdytysteho nykyisillä arvoilla (kohta 8.2) on 4,2 MW. Sulzer Pumps Finland Oy:n selvityksen uusilla merivesipumppujen arvoilla saatiin yhden levylämmönvaihtimien jäähdytystehoksi 4,7 MW. Lämmönvaihtimen jäähdytysteho kasvoi noin 0,5 MW. Tällä on jo suuri vaikutus levylämmönvaihtimelta lähtevän jäähdytysveden lämpötilaan. Nykyisillä arvoilla (kohta 8.2) blokki 4 levylämmönvaihtimelta lähtevän jäähdytysveden lämpötila oli $28,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Uusilla arvoilla lähtevän jäähdytysveden lämpötilaksi saatiin $27,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Tästä huomataan kuinka suuri ero tuli uusien ja nykyisten arvojen välillä. Tämän levylämmönvaihtimelta lähtevän jäähdytysveden lämpötila on tärkeä, koska tämä jäähdytysvesi menee jäähdytyskohteille eri puolille laitosta. Tällä yhden asteen laskulla on suuri vaikutus jäähdytyskohteiden lämpötilaan. Tämä antaa mahdollisuuden ajaa laitosta kesäkauden lämpötiloissa suuremmalla teholla.

Blokki 3:n tilanne oli vastaavanlainen. Siellä lämpötila- ja tehoero oli melkein samaa luokkaa. Nämä lämpötila- ja tehoerot näkyvät laskelmisani ja siellä lämpötilakuvaajissa ja tehoissa (kohdat 8.2 ja 10.2 nykyiset arvot ja kohdat 12.1 ja 12.2 uudet arvot).

Merivesipumppujen tuoton ja paineen nostolla sekä nykyisillä levylämmönvaihtimilla ei yksistään pystytä vastaamaan blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytystehon tarpeeseen. Uusilla levylämmönvaihtimilla saataisiin jäähdytystehoa lisää ja lämmönvaihtimelta lähtevän jäähdytysveden lämpötila saataisiin pidettyä $26 \text{ }^\circ\text{C}$:ssa.

13 Taajuusmuuttajien hyöty

13.1 Merivesipumppu 1

Seuraavassa laskettiin taajuusmuuttajien hyöty merivesipumpuille 1, 3 ja 5. Hyöty laskettiin myös merivesipumpuille 2 ja 4. Työssäni ehdotin taajuusmuuttajien hankkimista merivesipumpuille 1, 3, ja 5.

13.1.1 Merivesipumpun 1 kokonaispaine ja tilavuusvirta

Merivesipumpun 1 mitoitusarvot

$$H = 18m$$

$$q_v = 1000m^3 / h$$

$$\eta = 0,81$$

Seuraavassa laskettiin pumpun kokonaispaine ($\Delta p_{st} + \Delta p_{dyn}$) ja tilavuusvirta, kun oletettiin, että merivesipumppua kuristetaan 40 %. Tämä tilanne vastaisi merivesipumpun 1 ajo tilannetta talvikaudella (9kk).

$$\Delta p = k * q_v^2$$

k = kerroin

q_v = tilavuusvirta

$$\Rightarrow k = \frac{\Delta p}{q_v^2} = \frac{180000 Pa}{(1000 m^3 / h)^2} = 0,18$$

$$\Rightarrow q_{v(talvi)} = 0,6 * 1000 m^3 / h = 600 m^3 / h$$

$$\Rightarrow \Delta p = k * q_{v(talvi)}^2 = 0,18 * (600 m^3 / h)^2 = 64800 \approx 0,65 bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = \Delta p_{st} + \Delta p$$

$$\Rightarrow \Delta p_{st} = \rho * g * h$$

$$= 1000 kg / m^3 * 9,81 m / s^2 * 3 m = 29430 Pa \approx 0,29 bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = 64800 Pa + 29430 Pa = 94230 Pa \approx 0,94 bar$$

Seuraavaksi määritettiin uusi hyötysuhteen piste valmistajan pumppu-

käyrältä arvoilla 0,94 bar (9,4m) ja $600 m^3 / h (0,167 m^3 / s)$.

Näiden pisteiden kohtaamispuolesta saatiin hyötysuhteeksi 0,68.

13.1.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)

$$\Delta P_{sä} = \frac{\Delta p_{pu}}{\Delta \eta_{pu}} = \frac{\Delta p * q_v}{\Delta \eta_{pu}} = \frac{94230 Pa * 0,167 m^3 / s}{0,68} = 23141,77941 W \approx 23 kW$$

Pumpun tehonsäästö, kun pumppu käy täyden tehon 61 kW sijasta 23 kW

$$\Rightarrow 61 - 23 (kW) = 38 kW$$

13.1.3 Säästetty sähköenergia talvella

Seuraavassa laskettiin merivesipumpun 1 säästetty sähköenergia talvella (aika 9kk).

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$\Rightarrow P_{s\ddot{a}} = \text{talvella säästetty sähköenergia}$$

$$\Rightarrow t_k = \text{käyntiaika}$$

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$\Rightarrow P_{s\ddot{a}} = 38\text{kW}$$

$$\Rightarrow t_k = 9\text{kk} (270\text{vrk} * 24\text{h})$$

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$= 38\text{kW} * 270\text{vrk} * 24\text{h} = 246240\text{kWh} \approx 246\text{MWh}$$

13.1.4 Säästetty sähköenergia (€)

Seuraavassa laskettiin koko vuoden säästetty sähköenergia.

$$Hs\ddot{a}_{kok} = Qs\ddot{a} * Ks\ddot{a}$$

$$\Rightarrow Qs\ddot{a} = \text{sähköenergia}$$

$$\Rightarrow Ks\ddot{a} = \text{sähkönhinta}$$

$$Hs\ddot{a}_{kok} = Qs\ddot{a} * Ks\ddot{a}$$

$$\Rightarrow Qs\ddot{a} = 246 \text{ MWh}$$

$$\Rightarrow Ks\ddot{a} = 50 \text{ €/MWh}$$

$$= 246 \text{ MWh} * 50 \text{ €/MWh} = 12300 \text{ €/vuosi}$$

13.1.5 Takaisinmaksuaika

Sulzer Pumps Finland Oy:n tarjous on liitteessä 12

$$TA = \text{Investointi} / (\text{Säästö/vuosi})$$

$$\Rightarrow \text{Investointi} = 30000 \text{ €}$$

$$\Rightarrow \text{Säästö/vuosi} = 12300 \text{ €/vuosi}$$

$$TA = \frac{30000 \text{ €}}{12300 \text{ €}} = 2,43902439 \text{ vuotta} \approx 2 \text{ vuotta } 6 \text{ kk}$$

13.2 Merivesipumpun 3 mitoitusarvot

Merivesipumpun 3 tiedot

$$H = 18m$$

$$q_v = 1000m^3 / h$$

$$\eta = 0,86$$

Seuraavassa laskettiin pumpun kokonaispaine ($\Delta p_{st} + \Delta p_{dyn}$) ja tilavuusvirta, kun oletetaan, että merivesipumppua kuristetaan 40 %. Tämä tilanne vastaisi merivesipumpun 3 ajo tilannetta talvikaudella (9kk).

13.2.1 Merivesipumpun 3 kokonaispaine ja tilavuusvirta

$$\Delta p = k * q_v^2$$

k = kerroin

q_v = tilavuusvirta

$$\Rightarrow k = \frac{\Delta p}{q_v^2} = \frac{180000Pa}{(1000m^3 / h)^2} = 0,18$$

$$\Rightarrow q_{v(talvi)} = 0,6 * 1000m^3 / h = 600m^3 / h$$

$$\Rightarrow \Delta p = k * q_{v(talvi)}^2 = 0,18 * (600m^3 / h)^2 = 64800 \approx 0,65bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = \Delta p_{st} + \Delta p$$

$$\Rightarrow \Delta p_{st} = \rho * g * h$$

$$= 1000kg / m^3 * 9,81m / s^2 * 3m = 29430Pa \approx 0,29bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = 64800Pa + 29430Pa = 94230Pa \approx 0,94bar$$

Seuraavaksi määritettiin uusi hyötysuhteen piste valmistajan pumppu-käyrältä arvoilla 0,94 bar (9,4 m) ja $600 \text{ m}^3 / \text{h}$ ($0,167 \text{ m}^3 / \text{s}$). Näiden pisteiden kohtaamispuolesta saatiin hyötysuhteeksi 0,75.

13.2.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)

$$\Delta P_{s\ddot{a}} = \frac{\Delta p_{pu}}{\Delta \eta_{pu}} = \frac{\Delta p * q_v}{\Delta \eta_{pu}} = \frac{94230 \text{ Pa} * 0,167 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,75} = 20981,88 \text{ W} \approx 21 \text{ kW}$$

Pumpun tehonsäästö, kun pumppu käy täyden tehon 58 kW sijasta 23 kW
 $\Rightarrow 58 - 21 \text{ (kW)} = 37 \text{ kW}$

13.2.3 Säästetty sähköenergia talvella

Seuraavassa laskettiin merivesipumpun 3 säästetty sähköenergia talvella (aika 9 kk).

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$\Rightarrow P_{s\ddot{a}} = \text{talvella säästetty sähköenergia}$$

$$\Rightarrow t_k = \text{käyntiaika}$$

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$\Rightarrow P_{s\ddot{a}} = 37 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow t_k = 9 \text{kk} (270 \text{vrk} * 24 \text{h})$$

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$= 37 \text{ kW} * 270 \text{vrk} * 24 \text{h} = 239760 \text{ kWh} \approx 240 \text{ MWh}$$

13.2.4 Säästetty sähköenergia (€)

Seuraavassa laskettiin säästetty sähköenergia koko vuonna.

$$Hs\ddot{a}_{kok} = Qs\ddot{a} * Ks\ddot{a}$$

$$\Rightarrow Qs\ddot{a} = \text{sähköenergia}$$

$$\Rightarrow Ks\ddot{a} = \text{sähkönhinta}$$

$$Hs\ddot{a}_{kok} = Qs\ddot{a} * Ks\ddot{a}$$

$$\Rightarrow Qs\ddot{a} = 240 \text{ MWh}$$

$$\Rightarrow Ks\ddot{a} = 50 \text{ €/MWh}$$

$$= 240 \text{ MWh} * 50 \text{ €/MWh} = 12000 \text{ €/vuosi}$$

13.2.5 Takaisinmaksuaika

$$TA = \text{Investointi} / (\text{Säästö/vuosi})$$

$$\Rightarrow \text{Investointi} = 30400 \text{ €}$$

$$\Rightarrow \text{Säästö/vuosi} = 12000 \text{ €/vuosi}$$

$$TA = \frac{30400 \text{ €}}{12000 \text{ €}} = 2,533333333 \text{ vuotta} \approx 2 \text{ vuotta } 7 \text{ kk}$$

13.3 Merivesipumpun 5 mitoitusarvot

Merivesipumpun 5 tiedot

$$H = 15m$$

$$q_v = 2000m^3 / h$$

$$\eta = 0,82$$

Seuraavassa laskettiin pumpun kokonaispaine ($\Delta p_{st} + \Delta p_{dyn}$) ja tilavuusvirta, kun oletettiin, että merivesipumppua kuristetaan 40 %. Tämä tilanne vastaisi merivesipumpun 5 ajo tilannetta talvikaudella (9kk).

13.3.1 Merivesipumpun 5 kokonaispaine ja tilavuusvirta

$$\Delta p = k * q_v^2$$

k = kerroin

q_v = tilavuusvirta

$$\Rightarrow k = \frac{\Delta p}{q_v^2} = \frac{150000Pa}{(2000m^3 / h)^2} = 0,0375$$

$$\Rightarrow q_{v(talvi)} = 0,6 * 2000m^3 / h = 1200m^3 / h$$

$$\Rightarrow \Delta p = k * q_{v(talvi)}^2 = 0,0375 * (1200m^3 / h)^2 = 54000 \approx 0,54bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = \Delta p_{st} + \Delta p$$

$$\Rightarrow \Delta p_{st} = \rho * g * h$$

$$= 1000kg / m^3 * 9,81m / s^2 * 3m = 29430Pa \approx 0,29bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = 54000Pa + 29430Pa = 83430Pa \approx 0,83bar$$

Seuraavaksi määritettiin uusi hyötysuhteen piste valmistajan pumppu-
käyrältä arvoilla 0,83 bar (8,3 m) ja 1200 m³ / h (0,333 m³ / s).
Näiden pisteiden kohtaamispuolesta saatiin hyötysuhteeksi 0,58

13.3.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9 kk)

$$\Delta P_{s\ddot{a}} = \frac{\Delta p_{pu}}{\Delta \eta_{pu}} = \frac{\Delta p * q_v}{\Delta \eta_{pu}} = \frac{83430 Pa * 0,333 m^3 / s}{0,58} = 47948,27581 W \approx 48 kW$$

Pumpun tehonsäästö, kun pumppu käy täyden tehon 93 kW sijasta 48 kW

$$\Rightarrow 93 - 48 \text{ (kW)} = 45 \text{ kW}$$

13.3.3 Säästetty sähköenergia talvella

Seuraavassa laskettiin merivesipumpun 5 säästetty sähköenergia talvella
(aika 9 kk).

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$\Rightarrow P_{s\ddot{a}} = \text{talvella säästetty sähköenergia}$$

$$\Rightarrow t_k = \text{käyntiaika}$$

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$\Rightarrow P_{s\ddot{a}} = 45 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow t_k = 9 \text{kk} (270 \text{vrk} * 24 \text{h})$$

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = P_{s\ddot{a}} * t_k$$

$$= 45 \text{ kW} * 270 \text{vrk} * 24 \text{h} = 291600 \text{ kWh} \approx 292 \text{ MWh}$$

13.3.4 Säästetty sähköenergia (€)

Seuraavassa laskettiin säästetty sähköenergia koko vuonna.

$$Hs\ddot{a}_{kok} = Qs\ddot{a} * Ks\ddot{a}$$

$$\Rightarrow Qs\ddot{a} = \text{s\ddot{a}hk\ddot{o}energia}$$

$$\Rightarrow Ks\ddot{a} = \text{s\ddot{a}hk\ddot{o}nhinta}$$

$$Hs\ddot{a}_{kok} = Qs\ddot{a} * Ks\ddot{a}$$

$$\Rightarrow Qs\ddot{a} = 292 \text{ MWh}$$

$$\Rightarrow Ks\ddot{a} = 50 \text{ €/MWh}$$

$$= 292 \text{ MWh} * 50 \text{ €/MWh} = 14600 \text{ €/vuosi}$$

13.3.5 Takaisinmaksuaika

$$TA = \text{Investointi} / (\text{S\ddot{a}st\ddot{o}} / \text{vuosi})$$

$$\Rightarrow \text{Investointi} = 49800 \text{ €}$$

$$\Rightarrow \text{S\ddot{a}st\ddot{o}} / \text{vuosi} = 14600 \text{ €/vuosi}$$

$$TA = \frac{49800 \text{ €}}{14600 \text{ €}} = 3,410958904 \text{ vuotta} \approx 3 \text{ vuotta } 5 \text{ kk}$$

13.4 Merivesipumppu 2

Merivesipumpun 2 mitoitus tiedot

$$H = 18m$$

$$q_v = 1000m^3 / h$$

$$\eta = 0,81$$

13.4.1 Merivesipumpun 2 kokonaispaine ja tilavuusvirta

$$\Delta p = k * q_v^2$$

k = kerroin

q_v = tilavuusvirta

$$\Rightarrow k = 0,18$$

$$\Rightarrow q_v = 600m^3 / h$$

$$\Rightarrow \Delta p = 0,65bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = \Delta p_{st} + \Delta p$$

$$\Rightarrow \Delta p_{st} = 0,29bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = 0,94bar$$

Seuraavaksi määritettiin uusi hyötysuhteen piste valmistajan pumppukäyrältä arvoilla 0,94 bar (9,4 m) ja $600 m^3 / h$ ($0,167 m^3 / s$).

Näiden pisteiden kohtaamispaikasta saatiin hyötysuhteeksi 0,68

13.4.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9kk)

$$\Delta P_{s\ddot{a}} = 23kW$$

13.4.3 Säästetty sähköenergia talvella

$$Q_{s\ddot{a}}_{(s\ddot{a}st\ddot{o}talvi)} = 246MWh$$

13.4.4 Säästetty sähköenergia (€)

$$H_{s\ddot{a}}_{kok} = 12300€/vuosi$$

13.4.5 Takaisinmaksuaika

$$TA = \text{Investointi}/(\text{Säästö}/\text{vuosi})$$

$$\Rightarrow \text{Investointi} = 30000€$$

$$\Rightarrow \text{Säästö}/\text{vuosi} = 12300€/vuosi$$

$$TA = \frac{30000€}{12300€} = 2,43902439 \text{ vuotta} \approx 2 \text{ vuotta } 6\text{kk}$$

13.5 Merivesipumppu 4

Merivesipumppu 4 mitoitustiedot

$$H = 15m$$

$$q_v = 2000m^3 / h$$

$$\eta = 0,82$$

13.5.1 Merivesipumpun 4 kokonaispaine ja tilavuusvirta

$$\Delta p = k * q_v^2$$

$$k = 0,0375$$

$$\Rightarrow q_{v\text{tilvi}} = 1200m^3 / h$$

$$\Rightarrow \Delta p = 0,54bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = \Delta p_{st} + \Delta p$$

$$\Rightarrow \Delta p_{st} = 0,29bar$$

$$\Rightarrow \Delta p_{kok} = 0,83bar$$

Seuraavaksi määritettiin uusi hyötysuhteen piste valmistajan pumppukäyrältä arvoilla 0,83 bar (8,3 m) ja $1200 m^3 / h$ ($0,333 m^3 / s$). Näiden pisteiden kohtaamisesta saatiin hyötysuhteeksi 0,58

13.5.2 Pumpun ottama teho talvikaudella (9 kk)

$$\Delta P_{sä} = 48 \text{ kW}$$

Pumpun tehonsäästö, kun pumppu käy täyden tehon 93 kW sijasta 48 kW

$$\Rightarrow 93 - 48 \text{ (kW)} = 45 \text{ kW}$$

13.5.3 Säästetty sähköenergia talvella

Seuraavassa laskettiin merivesipumpun 4 säästetty sähköenergia talvella (aika 9kk).

$$Q_{sä_{(säästö\ talvi)}} = 292 \text{ MWh}$$

13.5.4 Säästetty sähköenergia (€)

Seuraavassa laskettiin säästetty sähköenergia koko vuonna.

$$H_{sä_{kok}} = 14600 \text{ €/vuosi}$$

13.5.5 Takaisinmaksuaika

$$TA = \text{Investointi} / (\text{Säästö} / \text{vuosi})$$

$$\Rightarrow \text{Investointi} = 49800 \text{ €}$$

$$\Rightarrow \text{Säästö} / \text{vuosi} = 14600 \text{ €/vuosi}$$

$$TA = \frac{49800 \text{ €}}{14600 \text{ €}} = 3,410958904 \text{ vuotta} \approx 3 \text{ vuotta } 5 \text{ kk}$$

14 Investointien takaisinmaksuaika

Voimalaitoksen meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän kehittämisen hyödyt sähköntuotannossa.

Seuraavassa laskettiin työni ehdotuksieni vaikutukset sähköntuotantoon sähköenergiana. Tässä määriteltiin myös investointien takaisinmaksuaika.

Voimalaitoksen sähköenergia vuodessa

$$\begin{aligned}
 Q_{sä} &= P_{sä} * t_k \\
 \Rightarrow P_{sä} &= \text{sähköteho (MW)} \\
 \Rightarrow t_k &= \text{käyntiaika (kk)} \\
 \\
 &= 227\text{MW} * 365 * 24\text{h} \\
 &= 1988520 \text{ MWh} \\
 &\approx 2 \text{ TWh}
 \end{aligned}$$

Sähköenergian määrä kesäkaudella täydellä teholla (3 kk)

$$\begin{aligned}
 Q_{sä} &= P_{sä} * t_k \\
 \Rightarrow P_{sä} &= \text{sähköteho (MW)} \\
 \Rightarrow t_k &= \text{käyntiaika (kk)} \\
 \\
 &= 227 \text{ MW} * 90\text{vrk} * 24\text{h} \\
 &= 490320 \text{ MWh}
 \end{aligned}$$

Sähköenergian vaje kesäkaudella (3 kk) on karkeasti arvioituna noin 15 %. Tästä vajeesta sisäisen jäähdytyksen osuus olisi noin 10 % . /3/

Tämä 10 %:n vaje olisi $\Rightarrow 0,9 \cdot 227 \approx 204 \text{ MW}$

$$Q_{sä} = P_{sä} \cdot t_k$$

$$= 204 \text{ MW} \cdot 90 \text{ vrk} \cdot 24 \text{ h}$$

$$= 440640 \text{ MWh}$$

$$\Rightarrow 490320 \text{ MWh} - 440640 \text{ MWh} = 49680 \text{ MWh}$$

Saatavilla oleva säästö (sähkönhinta 50 €/MWh).

$$\Rightarrow 49680 \text{ MWh} \cdot 50 \text{ €/MWh} = 2484000 \text{ €}$$

Blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen parannusten investoinnit näkyvät taulukossa 4.

Taulukko 4. Blokki 3 ja 4 merivesipumppujen investoinnit

	Juoksupyörä (€)	Sähkömoottori (€)	Taajuusmuuttaja (€)
MV1	8600	9500	11900
MV2	8600	7200	
MV3	9000	9500	11900
MV4	9900	7000	
MV5	9900	20600	19300
Yhteensä	46000	53800	43100

Työssäni päädyttiin siihen, että kaikkien merivesipumppujen juoksupyörää suurennettaisiin ja uusittaisiin sähkömoottorit. Lisäksi merivesipumppuihin 1, 3 ja 5 hankittaisiin taajuusmuuttajat. Näiden kustannukset olisivat yhteensä 142 900 €.

Merivesipumppujen investoinnit olisivat taulukon 5 mukaiset, jos jokaiseen hankittaisiin taajuusmuuttaja, juoksupyörä ja sähkömoottori.

Taulukko 5. Blokki 3 ja 4 merivesipumppujen kaikki investoinnit

	Juoksupyörä (€)	Sähkömoottori (€)	Taajuusmuuttaja (€)
MV1	8600	9500	11900
MV2	8600	9500	11900
MV3	9000	9500	11900
MV4	9900	20600	19300
MV5	9900	20600	19300
Yhteensä	46000	69700	74300

Näiden kaikkien kustannus olisi yhteensä 190 000 €.

Levylämmönvaihdinten investoinnit ja tekniset tiedot ovat liitteissä 13 ja 14.

Työssä ehdotettiin jäähdytystehon parantamiseksi blokki 3:lle ja 4:lle lisälevylämmönvaihtimet.

Blokki 3 lisälevylämmönvaihtimen kustannus olisi 62 000€

Blokki 4 lisälevylämmönvaihtimen kustannus olisi 62 000€

Yhteensä merivesipumppujen ja levylämmönvaihdinten investoinnit olisivat

$$\Rightarrow 142900 \text{ €} + 124000 \text{ €} = 266 900 \text{ €}$$

Takaisinmaksuaika

Kustannuksiin lisättiin investointikustannusten lisäksi asennuskustannukset.

Asennuskustannuksiksi arvioitiin noin 3000 € /merivesipumppu.

Lämmönvaihdinten asennus kuului hintaan.

$$\Rightarrow TA = \frac{266900\text{€} + 15000\text{€}}{2484000\text{€}} = 0,113486312 \text{ vuotta} \approx 42 \text{ d}$$

15 JATKOTOIMENPITEET

15.1 Välppäpumput

Työssäni tutkin merivesipumppujen tehojen suurentamista. Tutkimuksissa selvisi, että merivesipumppuja pitää suurentaa. Merivesipumppujen juoksupyörän suurentaminen vaikuttaa pumppujen tuottoon ja paineeseen. Merivesipumppujen tehojen suurentuessa myös välppäpumppujen tehoja olisi tarkasteltava. Nykyään merivesipumput ja välppäpumput ovat tuotiltaan samansuuruiset.

Välppäpumppujen tehtävänä on pumpata merivettä sihdeille, joista merivesi valuu merivesialtaaseen. Merivesipumput pumppaavat veden merivesialtaasta laitokselle. Merivesipumppujen suurentaminen aiheuttaisi tuoton lisääntymisen. Tämä johtaa siihen, että välppäpumput eivät pystyisi tuottamaan uudistettujen merivesipumppujen vaatimaa vesimäärää. Tästä syystä välppäpumppujen tuottoa olisi suurennettava. Kahdessa välppäpumpussa on taajuusmuuttaja. Tämä toimenpide ei välttämättä vaadi kaikkien välppäpumppujen suurentamista.

Välppäpumppujen tuoton lisääminen onnistuisi pumppujen juoksupyörää suurentamalla. Välppäpumppujen yhteistuotto olisi hyvä saada uudistettujen merivesipumppujen tuottoa vastaavalle tasolle. Yksi ratkaisu tähän ongelmaan olisi myös blokki 3 ja blokki 4 merivesialtaan yhdistäminen

15.2 Merivesialtaan yhdistäminen

Merivesialtaan yhdistäminen olisi monipuolisen käytön kannalta järkevää. Blokki 3 merivesiallas on pienempi kuin blokki 4:n. Blokki 3:n allas on noin $75 m^3$ ja blokki 4:n allas on noin $300 m^3$. Merivesialtaiden yhdistäminen auttaisi meriveden tuoton varmistamisen laitoksen eri ajotilanteissa. Kesällä meriveden tarve on suuri, koska sitä tarvitaan laitoksen jäädytykseen ja kaukolämpöenergian mereen ajoon. Merivesialtaiden yhdistäminen mahdollistaisi laitoksen ajon aikana erilaisia merivesipumppujen yhdistelmäajotilanteita.

Merivesiallas voitaisiin yhdistää venttiilillä. Tällä tavalla pystyttäisiin säätämään meriveden määrää altaiden välillä. Tällä estettäisiin välppäpumppujen ”hakkaamista” eli päälle/pois -toimintaa. Välppäpumput toimivat merivesialtaan pinnankorkeuden mukaan. Pinnankorkeusanturi säätelee välppäpumppujen käyntiä. Meriveden tarpeen lisääntyessä merivesialtaan pinta alenee. Tällöin merivesipumput alkavat kuristaa, vaikka meriveden säätö haluaisi merivettä lisää. Tässä tilanteessa taajuusmuuttajakäyttöinen välppäpumppu ei yksistään ehdi täyttämään merivesiallasta, joten toinen välppäpumppu kytkeytyy päälle. Merivesialtaan täytyessä normaaliksi taajuusmuuttajakäyttöinen välppäpumppu ei ehdi vähentää tuottoaan. Tämä saa toisen välppäpumpun pysähtymään. Tällä välin merivesipumppujen kuristus on jo pienentynyt ja meriveden pumppaamisen määrä lisääntynyt. Tämä aiheuttaa taas sen, että taajuusmuuttajakäyttöinen pumppu ei pysty yksin tuottamaan tarpeeksi merivettä merivesialtaaseen, joten toinen välppäpumppu kytkeytyy päälle taajuusmuuttajakäyttöisen pumpun avuksi. Tämä aiheuttaa ”hakkaamista” välppäpumppuissa, mikä taas aiheuttaa turhaa pumppujen käyntiä, sähkönkulutusta ja veden lämpenemistä.

15.3 Kaukolämmönvaihtimet

Hanasaari B -voimalaitos on suunniteltu lähinnä kaukolämpöä tuottavaksi voimalaitokseksi, jossa samalla yhteistuotannolla tuotetaan sähköä. Voimalaitoksen käyttö on pääosin suunniteltu talveksi ja seisokkiin kesäksi. Nykyään laitosta on kannattavaa ajaa myös kesällä, koska sähkönkulutus on kasvanut ja sähkönkulutuksen kasvu on todennäköistä myös tulevaisuudessa. Korkea sähkönhinta on myös ollut yksi pääsyy siihen, että voimalaitos kannattaa pitää tuotannossa myös kesällä. Kesäkauden ajossa korostuu meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän toiminta.

Meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän kokonaisuus koostuu blokkien jäähdytyksestä ja kaukolämpöenergian mereen ajosta. Blokkien jäähdytyksen on toimittava, koska sillä varmistetaan ja turvataan laitoksen prosessin laitteiden käyttö ja toiminta. Laitoksen jäähdytyksen tarve koostuu yhteisistä ja blokkikohtaisista jäähdytyskohteista. Blokkikohtaisen jäähdytyksen toimiessa kesäkauden olosuhteissa voidaan kesälläkin tuottaa sähköä enemmän, koska blokkien jäähdytys ei muodostu ongelmaksi. Tällä tavalla saadaan ajettua laitosta täydellä teholla ilman jäähdytystehon loppumista ja laitteiden ylikuumentumista. Tällä on vaikutus kaukolämpöenergian mereen ajossa. Jäähdytyksen toimiessa ei tarvitse olla varuillaan laitoksen jäähdytyksestä ja näin voidaan keskittyä maksimaaliseen sähköntuotantoon.

Meri- ja jäähdytysvesijärjestelmään kuuluu myös merivesikaukolämmönvaihtimien kautta tapahtuva kaukolämpöenergian mereen ajo. Tämän lisäämiseen vaikuttaa kaukolämmönvaihtimien teho. Kesällä kun laitos on päällä, kaukolämmön tarve on vähäinen. Tästä syystä kaukolämpöenergia pitää ajaa kaukolämmönvaihtimien kautta mereen. Jäähdyttävällä merivedellä yritetään saada kaukolämmön paluuveden lämpötila mahdollisimman alhaiseksi.

Tämä on myös tullut ongelmaksi kesällä ja syksyllä, johtuen meriveden korkeasta lämpötilasta. Lisääntynyt kesäkauden sähköntuotanto on vaikeuttanut kaukolämpöenergian mereen ajoa. Syitä tähän on meriveden tuoton riittämättömyys, meriveden korkea lämpötila, kaukolämmönvaihtimien tehojen riittämättömyys. Kesäisin laitoksen ollessa päällä, kaukolämpöenergian mereen ajoon tarvittava merivesi joudutaan käyttämään myös blokkien jäähdytykseen. Tämä on elintärkeää laitoksen ajon kannalta, koska riittäväällä jäähdytyksellä estetään laitteiden ylikuumentuminen. Meriveden määrä ja paine sekä sisäisen jäähdytyksen ja kaukolämmönvaihtimien tehokkuus takaavat maksimaalisen sähköntuotannon. Blokkien sisäisen jäähdytyksen osuus on suurempi ja näin ollen sen on ensisijaisen tärkeää olla kunnossa laitoksen käytön kannalta.

Blokkien jäähdytyksen parantamisella voidaan vaikuttaa siihen, että laitoksen laitteet saadaan jäähdytettyä vaikka kumpikin blokki olisi täydellä teholla päällä. Ongelmana on kaukolämmön mereen ajo tehon riittämättömyys, joka vaikuttaa suuresti sähköntuotantoon. Tästä johtuen olisi kaukolämmönvaihdinten tehoa lisättävä, jotta saataisiin kesällä sähköntuotantokapasiteetti hyödynnettyä. Tämä onnistuisi joko lisäämällä levyjä nykyisiin kaukolämmönvaihtimiin tai hankkimalla uudet kaukolämmönvaihtimet vanhojen lisäksi. Nykyiset kaukolämmönvaihtimet ovat tehoaan 40 MW (blokki 3) ja 2x70 MW (blokki 4). Yhteensä näiden teho on 190 MW.

15.4 Jäähdytysveden kiertopumput

Jäähdytysveden kiertopumput pumppaavat jäähdytysveden jäähdytysvesialtaista lämmönvaihtimien kautta jäähdytyskohteille (turbiinin öljyn-jäähdytin, generaattorin jäähdytin jne.). Jäähdytysveden kiertopumppuja on 4 kpl, kummallekin blokille 2 kpl. Jäähdytysveden kiertopumppujen nimellistuotto on $600\text{ m}^3 / \text{h}$ ja nostokorkeus 35 m. Kaikki neljä pumppua ovat rakenteeltaan samanlaisia pumppuja.

Painemittauksessa kävi ilmi, että jäähdytysveden kiertopumpun nostokorkeus on tippunut nimellisnostokorkeudesta 35 m:stä 30 m:iin. Tämän paineen laskeminen vaikuttaa jäähdytysveden virtaukseen. Paineen ja virtauksen aleneminen vaikuttaa lisäksi lämmönvaihtimien jäähdytystehoon ja jäähdytysveden määrään. Vähentynyt jäähdytysveden määrä aiheuttaa jäähdytyskohteilla lämpötilojen nousua. Jäähdytysveden kiertopumppujen tarkastelu ja parantaminen olisi järkevää jäähdytysvaikutuksen parantamiseksi.

Yksi mahdollisuus olisi myös suurentaa jäähdytysveden kiertopumppuja niin suuriksi, että pumput korvaisivat jäähdytysveden nostopumput kokonaan. Tämä vaatisi paineen ja virtauksen suurta korottamista jäähdytysveden kiertopumppuissa. Jäähdytysvesiputkiston kunto ja paineluokka olisi tarkastettava mahdollista paineenousua ajatellen. Tällä ratkaisulla päästäisiin yksinkertaisempaan pumppausjärjestelmään.

15.5 Rantavälppä

Meriveden lämpötila ja likaisuus ovat vaikuttavimpia asioita meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän toimivuuteen. Hanasaari B:hen merivesi otetaan rannan läheisyydestä. Tässä paikassa merivesi seisoo keräten paljon roskia ja muuta likaa, esim. lehtiä, kaloja jne. Rannalla on rantavälppä, jossa on puhdistusmekanismit (karkeat sihdit). Sihdit erottavat suuremmat roskat.

Ongelmaksi on muodostunut sihtien nopea tukkeutuminen ja sihtien puhdistus. Puhdistettaessa sihtejä suurin osa roskista ajautuu merivesikanavaan, jonka kautta roskat kulkeutuvat laitoksen vieressä sijaitsevaan välppärakennukseen sihteille. Meriveden lämpeneminen johtuu lämpimästä ilmasta mutta myös siitä, että merivesi seisoo paikallaan. Tämä meriveden lämpöisyys ja vaihtumattomuus aiheuttavat lisää ongelmia, kuten pieneliöiden ja levien syntyä.

16 YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Tässä insinööriyössä selvitettiin voimalaitoksen meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän ongelmia kesäkaudella. Työssä keskityttiin parantamaan voimalaitoksen jäähdytysjärjestelmää tarkastelemalla ensisijaisesti merivesipumppuja ja levylämmönvaihtimia.

Ongelmat konkretisoituvat merivesipumppujen riittämättömään tuottoon ja paineeseen ja sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimien tehojen riittämättömyyteen. Nämä ongelmat vaikuttavat suuresti voimalaitoksen sähköntuotantoon kesällä. Karkeiden arvioiden mukaan laitoksen täydestä sähkötehosta jäädään noin 15 %. Tästä sisäisen jäähdytyksen osuus olisi noin 10 %. Tästä johtuen olisi sähköntuotannon parantamiseksi kehitettävä laitoksen meri- ja jäähdytysvesijärjestelmää. Laitoksen sisäisen jäähdytyksen toimivuus on erittäin tärkeää laitteiden toiminnan ja sähköntuotannon kannalta.

Merivesijärjestelmä koostuu merivesipumpuista, blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimista, merivesisihdeistä, välppäpumpuista ja välppärakennuksista. Välppärakennuksia ovat rantavälppä, jossa sijaitsevat karkeat sihdit, jotka erottavat suurimmat roskat merivedestä. Sieltä merivesi tulee maanalaista kanavaa pitkin toiselle välppärakennukselle, jossa sijaitsevat välppäpumput, hienosihdit ja merivesipumput. Tämä rakennus sijaitsee voimalaitoksen vieressä (150 m). Jäähdytysvesijärjestelmä koostuu blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen lämmönvaihtimista (4 kpl), jäähdytysvedenkiertopumpuista (4 kpl), jäähdytysvedennostopumpuista (4 kpl) ja jäähdytysvesialtaista.

Itse laitoksella sijaitsevat blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimet. Levylämmönvaihtimissa merivesi jäähdyttää jäähdytysvettä. Tämä jäähtynyt jäähdytysvesi pumpataan laitoksella jäähdytysvedenkierto- ja nostopumpuilla eri jäähdytyskohteille. Jäähdytyskohteita ovat esimerkiksi turbiinin öljyn jäähdytys ja generaattorin jäähdytysveden jäähdytys.

Tämän meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän toimintaan vaikuttavat monet eri tekijät. Näitä ovat esimerkiksi meriveden lämpötila kesäkaudella, merivesipumppujen tuotto ja paine sekä levylämmönvaihtimien jäähdytysteho. Tässä työssä keskityttiin näiden tekijöiden tutkimiseen ja parantamiseen. Karkean arvion mukaan nämä tekijät aiheuttavat sen, että laitoksen sähköntuotanto jää täydestä tehosta 10 %.

Ensimmäinen tutkimuksen kohde oli merivesipumppujen nykyiset tuotot ja paineet. Näistä selvisi, että meriveden tuotto oli vähentynyt noin 150 – 200 m^3/h mitoitusarvoihin verrattuna. Tämä selvitettiin virtausmittauksella. Nämä vähentyneet tuotot vaikuttivat selvästi blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen tehoihin, koska jo mitoitettut tuotot olivat riittämättömät. Merivesipumppujen kehittämät paineet olivat myös liian alhaisia. Kesäkaudella meriveden tarve lisääntyi, joten merivesiläpät olivat kokonaan auki. Tämä tilanne alensi merivedenpaineen liian alhaiseksi. Tämä paineen aleneminen vaikutti sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimien tehoon alentavasti.

Tämä yhteisvaikutus oli konkreettinen viesti merivesipumppujen parannusvaihtoehtojen selvittämistarpeesta. Merivesipumppujen tuottoja ja paineita saataisiin nostettua suurentamalla juoksupyörää ja lisäämällä taajuusmuuttajia. Työssäni päädyin siihen, että kaikkien merivesipumppujen juoksupyörää pitäisi suurentaa ja merivesipumpuille 1, 3 ja 5 lisättäisiin taajuusmuuttajat. Näillä toimenpiteillä turvattaisiin riittävän suuret tuotot ja paineet. Suurempien juoksupyörien ja taajuusmuuttajien muutokset selvitti Sulzer Pumps Finland Oy.

Seuraavat tutkimuksen kohteet olivat blokkien 3 ja 4 levylämmönvaihtimet. Näille tutkittiin myös meriveden lämpötilan vaikutus. Tämä vaikuttaa jo yksistään levylämmönvaihdinten jäähdytystehoon. Merivesipumppujen tuoton ja paineen riittämättömyys vähensi entisestään lämmönvaihdinten jäähdytystehoja. Näiden yhteisvaikutus vähensi lämmönvaihdinten tehoja jo noin 1 MW:n verran. Tämä 1 MW:n tehohäviö on aina yhtä lämmönvaihdinta kohden. Blokki 3:lla ja Blokki 4:lla on yhteensä 4 kpl levylämmönvaihtimia. Tästä huomattiin, kuinka paljon tehohäviötä oli todellisuudessa.

Blokkien 3 ja 4 levylämmönvaihtimille laskettiin uudet jäähdytystehot, joihin otettiin huomioon Sulzer Pumps Finland Oy:ltä juoksupyörien suurentamisesta ja taajuusmuuttajien lisäämisestä saadut tuottojen ja paineiden arvot. Tästä huomataan, kuinka paljon yksistään suuremmat tuotot ja paineet vaikuttavat lämmönvaihtimien jäähdytystehoihin.

Nämä parantuneet jäähdytystehot eivät kuitenkaan riittäisi. Jäähdytystehojen lisäksi lämmönvaihtimilta lähtevän jäähdytysveden lämpötila olisi hyvä olla noin $26\text{ }^{\circ}\text{C}$. Näillä uusillakin tuotto ja paine arvoilla jäädään $27\text{--}28\text{ }^{\circ}\text{C}$:seen.

Tästä syystä blokkien 3 ja 4 jäähdytystehoa tarvittaisiin lisää. Jäähdytystehoa saataisiin lisättyä blokki 3:lle ja blokki 4:lle uusilla lisälevylämmönvaihtimilla. Tranter International AB teki lisälämmönvaihtimista selvityksen, jossa oli otettu huomioon merivesipumppujen uudet tuotot ja paineet. Tranter tarjosi kummallekin blokille uudet lisälämmönvaihtimet, jotka olisivat keskenään samanlaisia. Nämä lämmönvaihtimet on suunniteltu merivesi rinnan ja jäähdytysvesirinnan ajotavan mukaan. Tällä tavalla saataisiin lämmönvaihtimien toiminta paljon tehokkaammiksi. Nämä uudet lämmönvaihtimet takaisivat blokkien jäähdytystehojen parantumisen. Lämmönvaihtimilta lähtevän jäähdytysveden lämpötila saataisiin myös pidettyä $26\text{ }^{\circ}\text{C}$:ssa.

Toinen vaihtoehto olisi pelkkä levyjen lisääminen lämmönvaihtimille. Jäähdytyksen nykyinen tilanne vaatisi paljon lisää levyjä, jotta saataisiin tarpeeksi jäähdytystehoa blokeille. Levyjen lisäämisessä on vaarana painehäviöiden suurentuminen. Tästä keskusteltiin lämmönvaihdin valmistajan kanssa ja he tukivat päätöstä luopua lisälevyjen lisäämisestä. Levyjen lisääminen vaikeuttaa myös lämmönvaihtimille tehtäviä huoltotöitä. Näiden uusien lämmönvaihtimien ansiosta pystyttäisiin tekemään huoltotöitä jopa ajonaikana. Yksi kolmesta lämmönvaihtimesta olisi huollossa ja samalla kaksi olisi vielä toiminnassa. Suuri levyjen määrä nostaisi myös kustannuksia. Kustannukset voivat olla jopa uuden lämmönvaihtimen hintaisia. Näiden eri selvityksien perusteella päädyttiin työssä uusien levylämmönvaihtimien lisäämiseen blokki 3:lle ja blokki 4:lle.

Blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen levylämmönvaihtimien ajotapoja voidaan vaihdella eri tavalla. Nykyään laitoksella on ajotapana merivesirinnan ja jäähdytysvesisarjassa. Näitä ajotapoja tutkittiin ja päädyttiin siihen, että paras ajotapa olisi merivesirinnan ja jäähdytysvesirinnan. Tässä ajotavassa merivesi jäähdytti tehokkaammin jäähdytysvettä, koska nyt kummallekin levylämmönvaihtimelle jäähdytysvesi tuli suoraan. Nykyisessä ajotavassa jäähdytysvesi meni ensimmäisen lämmönvaihtimen jälkeen vielä toisen lämmönvaihtimen läpi ja tämän takia painehäviöt ovat suuremmat. Tässä ajotavassa jälkimmäisestä lämmönvaihtimesta ei saada tarpeeksi jäähdytystehoa irti. Merivesirinnan ja jäähdytysvesi rinnan ajotavassa jäähdytysveden jäähtyminen oli paljon tehokkaampaa. Tämä näkyi selvästi testin aikana seuratussa turbiinin öljyn jäähdytyslämpötila käyrästössä. Tästä huomattiin turbiinin öljyn jäähdytyslämpötilojen laskeneen. Muissa ajotavoissa meriveden tarve oli koko ajan suurta ja paine laski selvästi. Näiden tutkimusten perusteella päädyttiin merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan -ajotapaan. Tällä lämmönvaihtimien ajotavalla jäähdytysveden jäähdyttävä vaikutus oli suurin.

Yhteenveto

Työssäni päädyttiin seuraaviin johtopäätöksiin voimalaitoksen meri- ja jäähdytysvesi järjestelmän kehittämisessä.

1. Merivesipumppujen kehittäminen
 - Kaikkien merivesipumppujen juoksupyörien suurentaminen
 - Taajuusmuuttaja merivesipumppuihin 1, 3 ja 5

2. Merivesipumppujen kehittämisen investoinnit

	Juoksupyörä (€)	Sähkömoottori (€)	Taajuusmuuttaja (€)
MV1	8600	9500	11900
MV2	8600	7200	
MV3	9000	9500	11900
MV4	9900	7000	
MV5	9900	20600	19300
Yhteensä	46000	53800	43100

Yhteensä 142 900 €.

3. Taajuusmuuttajien hyöty (juoksupyörä, sähkömoottori, taajuusmuuttaja).
 - MV1 => TA = 2 vuotta 6kk
 - MV3 => TA = 2 vuotta 7kk
 - MV5 => TA = 3 vuotta 5kk

4. Blokkien 3 ja 4 lisälämmönvaihdinten investoinnit

- Blokki 3 lisälevylämmönvaihtimen kustannus olisi 62000€
- Blokki 4 lisälevylämmönvaihtimen kustannus olisi 62000€
- Yhteensä 124 000€

- Voimalaitoksen sähköntuotannon 10 % vaje sähköenergiana on kesäkauden ajoaikana (3 kk) 49 680 MWh

Yhteensä merivesipumppujen ja levylämmönvaihdinten investoinnit olisivat.

$$\Rightarrow 142\,900\text{ €} + 124\,000\text{ €} = 266\,900\text{ €}$$

Sähköntuotannon 10 %:n vaje kesäkaudella (3 kk) on sähköenergiana ja rahana (sähkön hinta 50 €/MWh).

- Voimalaitoksen sähköntuotannon 10 % vaje sähköenergiana on kesäkauden ajoaikana (3 kk) 49 680 MWh

$$\Rightarrow 49\,680\text{ MWh} * 50\text{ €/MWh} = 2\,484\,000\text{ €}$$

Takaisinmaksuaika

Kustannuksiin lisättiin investointikustannuksien lisäksi asennuskustannukset.

Asennuskustannuksiksi arvioitiin noin 3000 € /merivesipumppu.

Lämmönvaihdivien asennus kuului hintaan.

$$\Rightarrow TA = \frac{266900\text{€} + 15000\text{€}}{2484000\text{€}} = 0,113486312 \text{ vuotta} \approx 42 \text{ d}$$

Näiden saatujen tuloksien ja johtopäätösten mukaan olisi erittäin tärkeää kehittää meri- ja jäähdytysvesijärjestelmää. Tulosten perusteella meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän parantaminen olisi kannattavaa. Työssäni esitetyt toimenpiteet olisi hyvä suorittaa mahdollisimman nopeassa aikataulussa jo mahdollisesti ennen ensi kesää. Lisäksi tulisi selvittää kaukolämmönsiirtimien kehittämistä sähköntuotannon parantamiseksi. Meri- ja jäähdytysvesijärjestelmän kehittäminen kokonaisuudessaan olisi kannattavaa. Näitä tärkeimpiä selvittämisen aiheita olisivat välppäpumppujen tuottojen parantaminen, merivesisihtien toimivuuden parantaminen sekä merivesialtaiden yhdistäminen. Tämä kokonaisuuden kehittäminen yhdessä työssäni tutkittujen aiheiden kanssa parantaisi merkittävästi voimalaitoksen käyttöä, toimivuutta ja sähköntuotantoa kesäkaudella.

LÄHDELUETTELO

- /1/ Höyrykattilatekniikka (s. 221–224), (Huhtinen M, Kettunen A, Nurminen P, Pakkanen H) Edita Oy Ab Helsinki 2000. ISBN: 951–37-3360-2.
- /2/ AlfaLaval (Alfa-Flex levylämmönvaihtimien ohjeet, s.2 Periaate).
- /3/ Keskustelua Sakari Laakkonen
- /4/ Lehtori Pekka Zengerin Voimalaitoksen 1-2 kurssien luennot Satakunnan ammattikorkeakoulu. Porin tekniikan yksikkö. Energiatekniikka. Voimalaitokset. 2004–2006.
- /5/ Helsingin Energian Hanasaari B- voimalaitoksen sisäinen materiaali. PI-kaaviot. Meri – ja jäähdytysvesi PI-kaaviot.
- /6/ Sulzer Pumps Finland Oy: n tarjous.
- /7/ Tranter International AB: n tarjous.

LIITTEET

- LIITE 1 Hanasaaren B-voimalaitoksen vesihöyryprosessikaavio
- LIITE 2 Merivesikaavio
- LIITE 3 Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi sarjassa piirros
- LIITE 4 Merivesi sarjassa ja jäähdytysvesi sarjassa piirros
- LIITE 5 Merivesi sarjassa ja jäähdytysvesi rinnan piirros
- LIITE 6 Merivesi rinnan ja jäähdytysvesi rinnan piirros
- LIITE 7 Blokki 4:n jäähdytysvesikäyrästä (eri ajotilanteet)
- LIITE 8 Blokki 4:n jäähdytysvesikäyrästä (nykyinen tilanne)
- LIITE 9 Blokki 4 levylämmönvaihtimien mitoitusarvot (Alfa Laval)
- LIITE 10 Blokki 3 levylämmönvaihtimen mitoitusarvot (GEA)
- LIITE 11 Merivesipumppujen uudet tuotot ja paineet
- LIITE 12 Sulzer Pumps Finland Oy: n tarjouksen tekniset tiedot ja hinnat
- LIITE 13 Tranter International AB: n tarjouksen tekniset tiedot ja hinnat
- LIITE 14 Tranter International AB:n tarjouksen blokkien 3 ja 4 sisäisen jäähdytyksen lisäsiirrinten piirustukset