



LOVIISAN VOIMALAITOKSEN HÄTÄLÄMMÖNSIIRTOKETJUN KOESTUS- MENETTELYIDEN ARVIOINTI

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Energiatekniikan diplomityö

2023

Tapio Riihelä

Tarkastaja: Professori, TkT Juhani Hyvärinen

Ohjaaja: DI Pasi Martin (Fortum Power and Heat Oy)

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmät

Energiatekniikka

Tapio Riihelä

Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyiden arviointi

Energiatekniikan diplomityö

2023

116 sivua, 39 kuvaa, 15 taulukkoa ja 7 liitettä

Tarkastaja: Professori, TkT Juhani Hyvärinen

Ohjaaja: DI Pasi Martin (Fortum Power and Heat oy)

Avainsanat: Ydinvoima, Hätälämmönsiirtoketju, Lämmönsiirto

Diplomityössä selvitettiin Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketjun lämmönsiirtokapasiteetin koestuksen ajantasaisuus vertaamalla hyväksymiskriteereitä uusimpiin turvallisuusanalyysiin ja tarkastamalla koestuksen laskentaprosessi. Loviisan voimalaitoksen koestusmenettelyä tutkittiin voimalaitoksella tehtyjen mittauksien ja Apro-analyysien perusteella. Lisäksi käytössä olevan hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestukseen käytetyn menettelyn antamien tuloksien realistisuudesta ja herkkyydestä muodostettiin arvio.

Diplomityössä on esitetty ydinvoimalaitoksilla hätälämmönsiirtoketjun koestukseen käytettyjä menetelmiä ja koestusmenettelyihin liittyvää lämmönsiirron teoriaa. Käytössä olevia koestusmenettelyitä selvitettiin luvanhaltijoilta lomakehaastattelulla. Vastauksia käsiteltiin anonymisti ja vastauksien perusteella muodostettiin lyhyt kuvaus eri koestusmenettelyiden periaatteista.

Loviisan voimalaitoksen koestusmenettelyä arvioitiin kokonaisuutena lämmönsiirron teorian ja laitoksella tehtyjen mittauksien perusteella. Mittaustietojen ja uusimpien käytössä olleiden turvallisuusanalyysien perusteella havaittiin koestusmenettelyssä ylikonservatiivisuutta ja tunnistettiin tarve lämmönsiirtokapasiteetin laskennan päivittämiseksi. Käytössä olevan koestusmenettelyn havaittujen haasteiden perusteella lämmönsiirtokapasiteettikoestukseen päivittämistä pohdittiin eri vaihtoehdoin.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

School of Energy Systems

Energy Technology

Tapio Riihelä

Evaluation of periodic test of emergency core cooling system in Loviisa nuclear power plant

Master's thesis

2023

116 pages, 39 figures, 15 tables and 7 appendices

Examiner: Professor, D.Sc Juhani Hyvärinen

Supervisor: M.Sc (Tech) Pasi Martin (Fortum Power and Heat Plc)

Keywords: Nuclear power, emergency core cooling system, heat transfer

In this master's thesis, a study was made to check up-to-dateness of testing the heat transfer capacity of the emergency core cooling system of the Loviisa power plant by comparing the acceptance criteria with the latest safety analyses and by reviewing the calculation process. The testing procedure of the Loviisa power plant was studied based on measurements made at the power plant and with Apros-analyses. In addition, an assessment was made of the realism and sensitivity of the results of the procedure used for heat transfer capacity testing.

The master's thesis presents the methods used for testing the emergency core cooling system at nuclear power plants and the theory of heat transfer related to the test procedures. Different testing procedures in use were found out from the license holders through a form interview. The answers were processed anonymously and based on the answers, a short description of the principles of the different testing procedures was formed.

The testing procedure of the Loviisa power plant was evaluated as a whole based on the theory of heat transfer and the measurements made at the plant. Based on the measurement data and the latest safety analyzes available, over conservatism was found in the testing procedure and the need to update the calculation of the heat transfer capacity was identified. Based on the perceived challenges of the testing procedure in use, different options were considered for updating the periodic test of the emergency core cooling system.

KIITOKSET

Kiitokset työn valmistumisesta kuuluvat työn ohjaajille, sekä Arokseen liittyvissä asioissa Esa Ahtiselle ja Aino Ahoelle. Voimalaitoksella tehdyistä mittauksista haluaisin kiittää avusta Marko-Tapio Laukkasta.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

| | | |
|-----------|------------------------------------|------------------------|
| p | paine | [bar, Pa] |
| A | pinta-ala | [m ²] |
| C | lämpökapasiteetti | [J/ K] |
| c | ominaislämpökapasiteetti | [kJ/(kg K)] |
| D | ulkohalkaisija | [m] |
| d | sisähalkaisija | [m] |
| E | energia | [J] |
| F | siirtokerroin, muotokerroin | |
| h | konvektiivinen lämmönsiirtokerroin | [W/(m ² K)] |
| l | pituus | [m] |
| m | otoskeskiarvo | |
| Ma | aritmeettinen keskiarvo | |
| n | mittauksien lukumäärä | |
| \dot{q} | lämpövirta | [W] |
| Q | lämpömäärä | [J] |
| q_m | massavirta | [kg/s] |
| q_v | tilavuusvirta | [m ³ /s] |
| q'' | lämpövuoto | [W/m ²] |
| R_t | terminen resistanssi | [K/W] |
| r | säde | [m] |
| s | otoskeskihajonta | |

| | | |
|-----|-----------------------------|------------------------|
| T | lämpötila | [°C, K] |
| U | kokonaislämmönsiirtokerroin | [W/(m ² K)] |
| V | tilavuus | [m ³] |
| x | etäisyys | [m] |

Kreikkalaiset

| | | |
|---------------|----------------------|----------------------|
| β | halkaisijasuhde | |
| γ | virityskerroin | |
| ε | efektiivisyyskerroin | |
| λ | lämmönjohtavuus | [W/(m K)] |
| ρ | tiheys | [kg/m ³] |
| Φ | teho | [W] |

Vakiot

| | | |
|----------|----------------------------|---------------------------------------------------------|
| σ | Stefanin–Boltzmannin vakio | 5,67 x 10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴ |
|----------|----------------------------|---------------------------------------------------------|

Dimensiottomat luvut

| | |
|----|-----------------|
| Re | Reynoldsin luku |
| Nu | Nusseltin luku |

Alaindeksit

| | |
|------|------------------------------------|
| g | mittalaitteen lukema |
| i | sisäpuoli |
| in | virtaussuunta tasealueeseen sisään |

| | |
|------------|----------------------------------------|
| <i>o</i> | ulkopuoli |
| <i>out</i> | virtaussuunta tasealueelta ulos |
| <i>p</i> | vakiopaineessa |
| <i>r</i> | toistettavuus |
| <i>st</i> | varastoituminen |
| <i>x</i> | koordinaatti; etäisyys |
| <i>y</i> | koordinaatti; etäisyys |
| ∞ | arvo etäällä tarkasteltavasta pinnasta |

Lyhenteet

| | |
|----------|---------------------------------------------------------------------------------------------|
| AEE | Atomenergoexport |
| ASME | American Society of Mechanical Engineers |
| DBA | suunnitteluperusteinen onnettomuus (Design Basis Accident) |
| DBC4 | luokan 2 oletetut onnettomuudet, tapahtumataajuus $f < 10^{-4}$ (Design Basis Condition) |
| ECCS | hätälämmönsiirto järjestelmä (Emergency core cooling system) |
| FSAR | lopullinen turvallisuusseloste (Final Safety Analysis Report) |
| LOTIC | (Westinghouse) Long term ice condenser containment code |
| LVKUNVAL | lämmönvaihtimien kunnonvalvonta ohjelma |
| PTK | prosessitietokone |
| QC | laadunvalvonta osasto (Quality control) |
| SNF | Studsvik Scandpower AB:n Spent Nuclear Fuel tietokoneohjelma |
| STUK | Säteilyturvallisuuskeskus |

| | |
|------|------------------------------------------|
| TF10 | puhdas välijäähdytyspiiri |
| TG | polttoainealtaiden jäähdytysjärjestelmä |
| TH | matalapaineinen hätäjäähdytysjärjestelmä |
| TQ | suojarakennuksen ruiskutusjärjestelmä |
| TL | valvottujen alueiden ilmastointi |
| TTKE | turvallisuustekniset käyttöehdot |
| UÄ | ultraääni |
| VA | meriveden puhdistusjärjestelmä |
| VC | merivesipiiri |
| VF | sivumerivesipiiri |
| YVL | ydinturvallisuus(-ohjeet) |

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Kiitokset

Symboli- ja lyhenneluettelo

| | | |
|-------|-------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 | Johdanto..... | 12 |
| 2 | Ydinvoimalaitoksen hätälämmönsiirtoketju..... | 14 |
| 2.1 | Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketju | 16 |
| 2.1.1 | Hätälämmönsiirtoketjuun liittyvät järjestelmät | 17 |
| 2.2 | Hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyt ydinvoimalaitoksilla | 19 |
| 2.2.1 | ASME-OM standardi..... | 20 |
| 2.2.2 | Lämmönsiirtokapasiteettiin perustuva menetelmä | 23 |
| 2.2.3 | Luvanhaltijoiden itse kehittämät menetelmät..... | 23 |
| 3 | Lämmönsiirto vesi-vesi putkilämmönvaihtimissa..... | 25 |
| 3.1 | Johtuminen | 27 |
| 3.1.1 | Lämmönjohtuminen lämmönsiirtoputkissa | 31 |
| 3.2 | Konvektio..... | 33 |
| 3.2.1 | Dimensiottomat luvut | 35 |
| 3.2.2 | Konvektiolla tapahtuva lämmönsiirto lämmönsiirtoputkessa..... | 37 |
| 3.3 | Kokonaislämmönsiirtovastus | 40 |
| 4 | Hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettely Loviisan voimalaitoksella | 43 |
| 4.1 | Koestuksen läpäisykriteerit | 44 |
| 4.1.1 | Siirrettävä lämpöteho DBA-tilanteessa | 50 |
| 4.1.2 | Jäähdytetyn TF-veden suurin sallittu lämpötila..... | 54 |
| 5 | LVKUNVAL-ohjelman laskentamalli | 56 |
| 5.1 | Kokonaislämmönsiirtokertoimen määrittäminen koestustilanteessa | 56 |
| 5.2 | U-arvon ekstrapolointi onnettomuustilanteeseen..... | 57 |
| 5.3 | Korkein sallittu meriveden lämpötila..... | 59 |
| 6 | Virtausmittaukset..... | 60 |
| 6.1 | TF13-piirin virtausmittaus | 61 |

| | | |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 6.1.1 | Mittausjärjestelyt TF13-piirin ultraäänivirtausmittauksella | 62 |
| 6.2 | VF60-piirin virtausmittaus | 65 |
| 6.2.1 | Mittausjärjestelyt VF60-piirin ultraäänivirtausmittauksella | 65 |
| 7 | Mittauksien tulokset | 68 |
| 7.1 | Ultraäänivirtausmittauksien tulokset..... | 68 |
| 7.2 | Energiatase | 69 |
| 8 | Nykyisen koestusmenettelyn arviointi | 73 |
| 8.1 | Koestus transienttitilanteessa | 73 |
| 8.2 | Koestuskytkentä ja koestuksen kesto | 75 |
| 8.2.1 | Simuloitu kapasiteettikoestus meriveden lämpötilassa 5 °C | 76 |
| 8.2.2 | Simuloitu kapasiteettikoestus meriveden lämpötilassa 23 °C | 77 |
| 8.3 | Laskennan käyttämät mittaustiedot..... | 77 |
| 8.4 | Siirrettävä teho DBA-tilanteessa..... | 79 |
| 8.5 | TF10-lämmönvaihtimien tiedot | 81 |
| 8.5.1 | TF10-lämmönvaihtimien U-arvo | 85 |
| 8.6 | TF-piirin suurin sallittu lämpötila | 87 |
| 8.7 | Koestuksen suorittaminen kolmella TF10-lämmönvaihtimella | 88 |
| 8.8 | UÄ-mittaustuloksien analysointi..... | 90 |
| 8.9 | LVKUNVAL-ohjelman laskentamalli | 93 |
| 8.10 | Yhteenvedo koestuksessa havaituista ongelmista..... | 95 |
| 9 | Hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyiden kehittäminen..... | 98 |
| 9.1 | Koestuksen läpäisykriteerien määrittely | 98 |
| 9.1.1 | Koestuksen läpäisykriteerit määrittävä suunnitteluperusteinen onnettomuus..... | 99 |
| 9.1.2 | TF10-piirin maksimilämpötilan analysointi | 100 |
| 9.2 | Koestustuloksista lasketun U-arvon ekstrapolointi onnettomuusanalyysiin..... | 102 |
| 9.2.1 | U-arvon ekstrapolointi analyysiohjelmistossa | 103 |
| 9.2.2 | Koestuksessa määritetyn U-arvon siirto onnettomuusanalyysiin | 104 |
| 9.3 | Koestuskytkentä TQ-TF-VF | 105 |
| 9.4 | Dokumentointi ja ohjeisto | 107 |
| 10 | Johtopäätökset | 109 |
| | Lähteet | 112 |

Liitteet

Liite 1. Kyselylomake hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyistä

Liite 2. Hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen läpäisykriteerien muutoshistoria

Liite 3. Excel-taulukkolaskenta hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksesta

Liite 4. TF13-piirin virtausmittaukset (PTK)

Liite 5. VF60-piirin virtausmittaukset (PKT)

Liite 6. Virtausmittauksien virherajojen laskenta

Liite 7. TF10-lämmönvaihtimien SOLVO-laskut

1 Johdanto

Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketjun tehtävä on siirtää jäähdytteen menetysonnettomuustilanteissa polttoaineen jälkilämpöteho suojarakennuksen ulkopuolelle ja estää polttoaineen vaurioituminen, sekä suojarakennuksen paineen ja lämpötilan nouseminen yli suunnitteluarvojen. Hätälämmönsiirtoketjulla on suuri turvallisuusmerkitys ja tästä johtuen tiukat toimintakuntoisuusvaatimukset. Koska hätälämmönsiirto ei ole onnettomuustilanteiden ulkopuolella käytössä, on sen toimintakyky varmistettava koestusten avulla. Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketju on koestettava määrävälein toimintakunnon varmistamiseksi ja sen tehokkuus määräytyy lämmönsiirtoketjun heikoimman lenkin mukaisesti. Loviisan tapauksessa heikoimpana lenkinä ovat jatkuvasti käytössä olevat merivedellä jäähdytettävät välijäähdytyspiirin lämmönvaihtimet niiden käytön aikaisen likaantumisen takia. Lämmönsiirtoketjun koestuksen lopputulos on tarkoitukseen laaditulla tietokoneohjelmalla laskettu korkein meriveden lämpötila, jolla hätälämmönsiirtoketju kykenee onnettomuustilanteessa siirtämään yhdellä redundanssilla polttoaineen ja suojarakennuksen eheyden turvaamiseksi riittävän lämpötehon primäärijäähdytteestä mereen. Laitosta voidaan käyttää tehokäytöllä, kunnes vallitseva meriveden lämpötila ylittää koestuksen tuloksena lasketun korkeimman sallitun meriveden lämpötilan. Tämän seurauksena, mikäli koestustulosten perusteella on syytä epäillä hätälämmönsiirtoketjun lämmönsiirtokapasiteetin heikkenemistä alle hyväksymisrajan, on laitos ajettava välittömästi kylmäseisokkiin. (Ronkainen 2022, 327) Kesällä 2018 pitkä tyyni hellejakso lämmitti itäisellä Suomenlahdella meriveden poikkeuksellisen pitkäaikaisesti yli +23 °C:n. Heinäkuussa 2018 Loviisa 2:lla tehty hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestus kahdella sivumerivesipiirin lämmönvaihtimella saavutti niukasti hyväksytyyn tuloksen, eikä tulos ollut juurikaan parempi kolmella sivumerivesipiirin lämmönvaihtimella. Varautuessaan laitoksen alasajoon käyttöhenkilökunta alkoi epäillä koestuksessa mitattavista parametreista tehtyä laskentatulosta, koska kolmannen lämmönvaihtimen käyttöönotto ei käytännössä muuttanut tulosta ollenkaan. Tulokset lasketaan tietokoneohjelmalla ja laskentaan on hankala päästä käsiksi laskentavaiheiden tarkastamiseksi, sillä Visual Basic versiolla 6.0 tehtyä lähdekoodia pystyy käsittelemään suoraan vain ennen vuotta 2002 julkaistuissa Windows-ympäristöissä ja laskenta käyttää useita aliohjelmia (WinWorld 2019).

Työssä selvitettiin ovatko hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyt ajan tasalla ja ovatko lämmönsiirtokapasiteettikoestuksen tulokset edustavia. Kokonaiskuva koestuksesta muodostettiin seuraamalla operaattoreiden suorittamaa koestusta voimalaitoksella. Tulosten edustavuutta tutkittiin selvittämällä käytetyn laskentaohjelman laskentaprosessi, sekä tulosta mahdollisesti vääristävät tekijät. Ydinvoimalaitokset toimivat Suomessa jatkuvan parantamisen periaatteella, jonka seurauksena laitoskonfiguraatiota ajoittain parannetaan. Työssä arvioitiin koestuksen läpäisykriteerien vastaavuus tämänhetkiseen laitoskonfiguraatioon selvittämällä ensin koestuksen läpäisykriteerien alkuperä ja vertaamalla käytössä olevia kriteereitä uusimpiin turvallisuusanalyysiin. Läpäisykriteereissä, referenssinä käytettävissä turvallisuusanalyysissä ja laskennan yhtälöissä havaittiin päivittämisen tarvetta. Lisäksi pohdittiin mahdollisia kehityskohteita koestusmenettelyissä.

Työ on rajattu käsittelemään painevesireaktoreiden hätälämmönsiirtoketjua ja Loviisa 2 laitosyksikköä, mutta samat periaatteet pätevät myös Loviisa 1 laitoseserot huomioiden. Hätälämmönsiirtoketjuun kuuluu kolme perättäistä järjestelmää lämmönvaihtimien. Tässä työssä keskitytään merivedellä jäähdytettävihin välijäähdytyspiiriin TF10-lämmönvaihtimiin, sillä määräaikaikoestuksien epäselvyydet, sekä turvallisuusteknisten käyttöehtojen (TTKE) meriveden lämpötilasta johtuvat vaatimukset koskevat kyseisiä lämmönvaihtimia. Vaatimukset perustuvat TF10-piiriin kykyyn siirtää jäähdytteenmenetysonnettomuudessa riittävä lämpöteho meriveteen, jotta ydinvoimalaitoksille määritellyt turvallisuustoiminnot pystytään ylläpitämään. Suunnitteluperusteisessa onnettomuudessa vapautuva lämpöteho pystytään arvioimaan esimerkiksi tarkoitukseen suunnitelluilla dynaamisilla prosessisimulaatio-ohjelmilla, jolloin tarkasteltavaksi muuttujaksi jää meriveden lämpötilasta ja lämmönvaihtimien likaantumisen riippuvainen hätälämmönsiirtoketjun lämmönsiirtokapasiteetti. Prosessisimulaatio-ohjelmistojen avulla olisi määritettävissä minimilämpöteho suojarakennuksesta ulos, jolla suojarakennuksen ja lämmönsiirtoon tarvittavien laitteiden suunnitteluarvot ja YVL-ohjeiden vaatimukset vielä täyttyvät. Käytännössä tämä tarkoittaisi lämpövirran rajoittamista reaktorista välijäähdytyspiiriin, esim. virtausta kuristamalla tai sumppivettä jäähdyttävien lämmönvaihtimien lämmönsiirtoputkia tukkimalla. Tällöin TF-piiriin lämpökuormitus laskisi ja tämänhetkisiin koestuksen läpäisykriteereihin saataisiin helpotusta, mutta samalla pienennettäisiin polttoaineen ja suojarakennuksen eheyden turvamarginaaleja. Tässä työssä ei ole tarkoitus tutkia tätä vaihtoehtona, sillä työn tarkoitus ei ole laatia helposti läpäistävää koestusmenettelyä, vaan realistisimpiin oletuksiin perustuva kokonaisuus, jossa turvallisuus on mukana korkealla prioriteetilla.

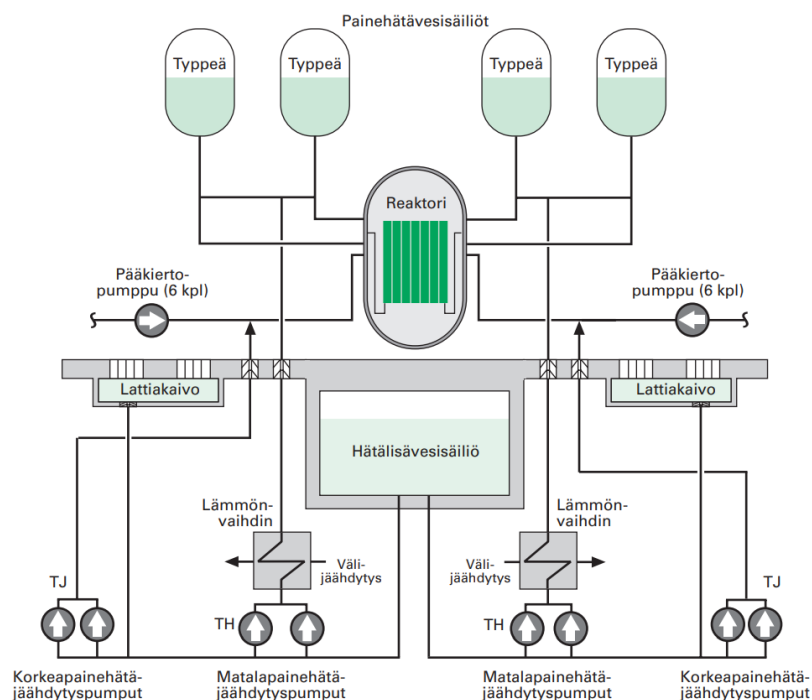
2 Ydinvoimalaitoksen hätälämmönsiirtoketju

Hätälämmönsiirtoketju käsittää reaktorin hätäjähdytysjärjestelmät ja niihin liittyvien jäähdytysketjujen prosessijärjestelmät. Jäähdytysketju muodostuu sydämen jäähdytysjärjestelmästä (jäähdytteen injektointi reaktoriin), primäärijäähdytteen jäähdytysjärjestelmästä, välijäähdytysjärjestelmästä, lopullisesta lämpönielujärjestelmästä esim. merivesijärjestelmästä ja niiden välisistä lämmönvaihtimista. Hätäjähdytysjärjestelmä, englanniksi emergency core cooling system (ECCS), on yksi useista ydinvoimalaitoksen turvallisuusjärjestelmistä, jotka auttavat varmistamaan, että onnettomuustilanteissa kevytvesireaktorin läheisyydessä säteilytasot pysyvät hyväksyttävän alhaisina. ECCS-järjestelmän osalta tämä tapahtuu estämällä reaktorisydämen vaurioituminen ylikuumentumisen seurauksena jäähdytteenmenetysonnettomuuksissa, joissa putkirikon tai paineenalennusjärjestelmän aktivoitumisen seurauksena korkeapaineinen jäähdytysvesi purkautuu ulos suljetusta reaktorin jäähdytyspiiristä. Tällöin reaktorin hätäjähdytysjärjestelmän vettä tarvitaan siirtämään polttoaineeseen varastoitunut ja radioaktiivisen hajoamisen seurauksena syntyvä jälkilämpöteho riittävän nopeasti lopulliseen lämpönieluun, jotta polttoaineen suojakuori ei vaurioitu ja polttoainesauvojen sisältämät fissiotuotteet eivät vapaudu vuodon kautta suojarakennukseen. (Shumway ja Weaver 1976, 281-302.) Painevesireaktoreissa sydämen hätäjähdytys perustuu pääsääntöisesti reaktorin nopeaan uudelleen tulvittamiseen boorihappopitoisella hätäjähdytteellä primäärijäähdytteen menetyksen jälkeen. Tavoite on nopealla aikavälillä saada vähintään puolet sydäimestä pidettyä jäähdytteen pinnan alapuolella tehokkaan lämmönsiirron varmistamiseksi. Tätä tavoitetta varten reaktoriin voi olla liitetty korkeapaineinenhätälisävesijärjestelmä, keskipaineinen-, ja matalapaineinen hätäjähdytysjärjestelmä ja passiivisesti toimivia hätälisävesi tai hätäjähdytysjärjestelmiä. (Lawson 1968, 28-46)

Aktiiviset järjestelmät koostuvat pumpuista, venttiileistä, lämmönvaihtimista ja putkistoista, jotka on varta vasten suunniteltu siirtämään polttoaineessa syntyvä jälkilämpöteho lopulliseen lämpönieluun jäähdytteenmenetysonnettomuuksissa. Järjestelmissä on useita toisiaan korvaavia osajärjestelmiä, jotka voivat olla redundanttisia (rinnakkaisperiaate) tai diversejä (erilaisuusperiaate). Osajärjestelmien mitoitusperiaatteita on useita, esimerkkeinä voidaan mainita kaksiredundanttinen järjestelmä, jossa kumpikin redundanssi on mitoitettu siirtämään tarvittava lämpöteho (2 x 100 % mitoitus) tai niin sanottu 4 x 50 %-ratkaisu, jossa on

neljä rinnakkaista osajärjestelmää ja kahden toiminta on mitoitettu siirtämään tarvittava lämpöteho suunnitteluperusteisessa onnettomuudessa. (Salomaa et al. 2004.)

Painevesireaktoreissa käytetään useasti myös passiivisia painehätävesisäiliöitä, ns. hätäisävesiakkuja, joista tyypellä paineistettu boorihappopitoinen jäähdytysvesi purkautuu automaattisesti reaktoriin, kun paine reaktorissa alittaa hätäisävesiakkujen paineen. (Salomaa et al. 2004, 60.) Kuvassa 1 on esitetty Loviisan voimalaitoksen hätäjähdytysjärjestelmä.



Kuva 1. Loviisan voimalaitoksen hätäjähdytysjärjestelmä (STUK 2004, 60)

Jäähdytteenmenetysonnettomuudessa reaktorin sydämen jälkilämpöteho, sekä primääripiiriin ja suojarakennuksen sisäisiin rakenteisiin sitoutunut lämpöenergia on siirrettävä ulos suojarakennuksesta, jotta suojarakennuksen ylipaineistumista, eikä sydämen ylikuumenemista ja siitä aiheutuvaa polttoaineen vaurioitumista pääse tapahtumaan. Suojarakennuksen ylipaineistuminen voi olla seuraus höyrystyvän jäähdytteen purkautumisesta suojarakennuksen ylätilaan tai reaktorisydämen puutteellisen jäähdytyksen seurauksena tapahtuvan ylikuumenemisen polttoaineen zirkonium-suojakuoren ja veden kemiallisessa reaktiossa muodostuvan vedyn leimahduksista johtuvaa. (Salomaa et al. 2004, 189.) Tehokas lämmönsiirto

reaktorista lopulliseen lämpönieluun (merivesi, jokivesi, ilmakehä jne.) on kriittinen osa onnettomuuden hallintaa, koska se pitää reaktoriin syötettävän jäähdytysveden sopivan viileänä ja estää kaasutiivistä suojarakennusta ylipaineistumasta yli suunnitteluarvojen ja näin ollen suojarakennus kykenee pidättämään primääripiiristä vapautuvat fissiotuotteet suojarakennuksen sisällä.

2.1 Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketju

Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketjun (TH/TQ-TF-VF-VA) tehtävänä on jäähdytteenmenetysonnettomuuksissa siirtää reaktorin jälkilämpöteho mereen, kun normaali lämmönsiirto höyrystimien kautta ei ole mahdollista. Hätälämmönsiirtoketjua käytetään primääripiirin vuotoissa, kun jäähdytteen pumppaus reaktoriin on siirtynyt sumpkierrolle. Jäähdytteen pumppaus siirtyy sumpkierrolle, kun hätälisävesisäiliöstä (TH00) ~900 m³ boorihappopitoista ja 60 Celsiusasteista vettä on pumpattu reaktoriin, josta se vuodon kautta on valunut höyrystintilan lattialle. Höyrystintilan lattialle valunut vesi suodatetaan sumppien imusihtien avulla, jäähdytetään ja pumpataan uudelleen reaktoriin sydämen jäähdyttämiseksi, sekä tarvittaessa ruiskutetaan suojarakennuksen ylätilaan suojarakennukseen vapautuneen höyryn lauhduttamiseksi. Matalapaineisten hätäjäähdytyspumppujen (TH), sekä suojarakennuksen ruiskutuspumppujen (TQ) imut kääntyvät hätälisävesisäiliöstä suojarakennuksessa sijaitseviin sumppeihin automaattisesti laitossuojaussignaalin ohjaamana hätälisävesisäiliön matalasta pinnasta. Laitosyksikön hätäjäähdytyksen toimiessa sumpkierrolla, jäähdytteen lämpöenergia siirretään TH- tai TQ-lämmönvaihtimien kautta puhtaaseen välijäähdytyspiiriin TF10 ja välijäähdytyspiiristä TF10-lämmönvaihtimien kautta VF-sivumerivesipiirillä lopullisena lämpönieluna toimivaan mereen (VA). (Salomaa et al. 2004, 179.) TH-lämmönvaihtimen jäähdytys otetaan käsin käyttöön onnettomuuden jälkitilanteessa, kun sumpin vettä on riittävästi jäähdytetty TQ-lämmönvaihtimilla, eikä ole vaaraa TF10-piiriin liialliselle lämpenemiselle. Suojarakennuksen ruiskutuksella ei voida pitkälläkään aikavälillä (noin 1 kk) laskea suojarakennuksen painetta ilmakehän paineeseen, vaan TQ-järjestelmä on pysäytettävä ja jälkilämmön poistoa on jatkettava suojarakennuksesta TH-järjestelmän avulla.

Hätälämmönsiirto reaktorisydäimestä mereen on toteutettu kahdella toisiaan vastaavalla redundanssilla, joista kumpikin on mitoitettu täyttämään

jäähdytteenmenetyssonnettomuuksissa tarvittava lämmönsiirtokapasiteetti (2 x 100 % mitoitus). (Salomaa et al. 2004, 60.) Hätäpumppujen jäähdytyksestä vastaa hätäpumppuhuoneiden jäähdytysjärjestelmä, joka siirtää pumppujen moottoreiden kehittämän hukkalämmön TF10-piiriin, josta se edelleen siirretään VF-järjestelmän kautta mereen. (Loviisan voimalaitos 2017, 4.) Jotta hätäpumppujen toimintaolosuhteet on turvattu pitkällä aikavälillä, ei TF10-lämmönvaihtimien jälkeinen jäähdytetty TF-veden lämpötila saa suunnittelun perusteena käytettyjen analyysien perusteella ylittää 42 °C. (Karjalainen 2019, 13.) Hätäpumppuhuoneiden ja TF-veden suurinta sallittua lämpötilaa on käsitelty tarkemmin luvussa 4.1.2.

2.1.1 Hätälämmönsiirtoketjuun liittyvät järjestelmät

Suojarakennuksen ruiskutusjärjestelmä TQ

Järjestelmän tehtävä on lauhduttaa jäähdytteenmenetyssonnettomuudessa suojarakennuksen ylätilaan purkautunutta höyryä sen jälkeen, kun jäälauhdutin on sulanut, sekä siirtää ruiskutus- ja vuotoveteen sitoutunut lämpöenergia puhtaaseen TF10-välijäähdytyspiiriin reaktorin jäähdytyksen toimiessa sumpkierrolla. Suojarakennuksen yläosaan ruiskutettu, höyryä lauhduttanut lämmin boorivesi valuu suojarakennuksen segmenttitilan kautta höyrystintilan lattialle ja siellä oleviin lattiakaivoihin, sumppeihin, suodatinelementtien läpi. TH-suodatinelementit ovat putkibokseissa ja TQ-suodatinelementit ovat sumppien päällä. (Salomaa et al. 2004, 181.) (Loviisan voimalaitos ohjaajien peruskoulutus 2012.) Järjestelmään kuuluu neljä 100 % pumppua ja kaksi 100 % lämmönvaihdinta.

Matalapaineisen hätäjäähdytysjärjestelmä TH

Järjestelmän tehtävänä on jäähdyttää reaktorisydän primääripiirin paineen laskettua typpi-kaasulla paineistettujen TH-hätälisävesiakkujen ($p = 33 \dots 35$ bar) ja edelleen TH-pumppujen (nostokorkeus 12 bar) toiminta-alueelle. TH-pumput syöttävät sumpkierrolla niin paljon vettä reaktoriin, ettei kiehumista tapahdu. Pitkällä aikavälillä sumpkierrolla vuotoveteen sitoutunut lämpöenergia siirretään TH-lämmönvaihtimien kautta TF10-piiriin ja TQ-lämmönvaihtimien jäähdytys pysäytetään. (Salomaa et al. 2004, 179.) (Loviisan voimalaitos ohjaajien peruskoulutus 2012.) TQ- ja TH-lämmönvaihtimia ei voida jäähdyttää samanaikaisesti TF10-jäähdytyspiirillä vaarantamatta tällöin lämpenevästä TF10-piiristä

jäähdytyksensä saavien pumppujen ja puhaltimien sähkömoottoreiden lämpötilankestoa. Järjestelmään kuuluu neljä TH-akkua, neljä 100 % pumppua ja kaksi 100 % lämmönvaihdinta.

Puhdas välijäähdytyspiiri TF10

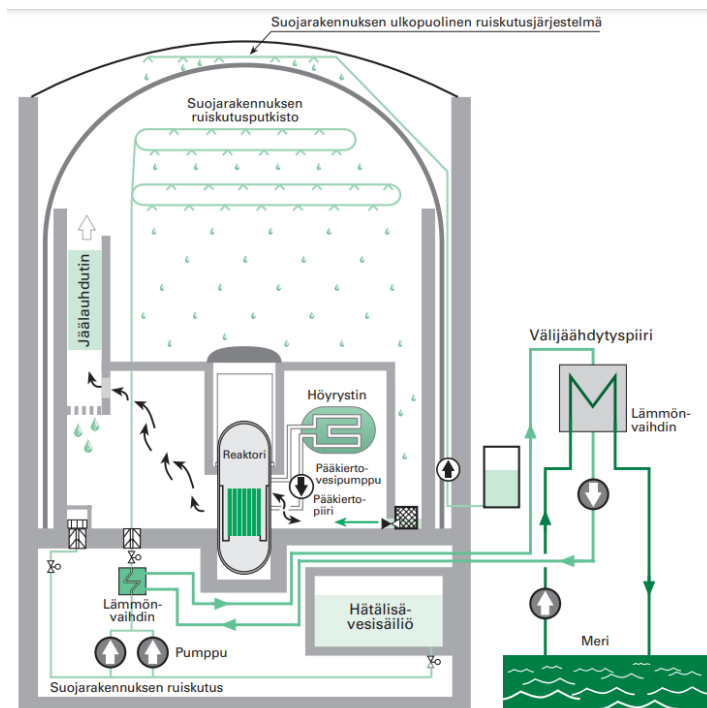
Järjestelmään kuuluu neljä 100 % pumppua ja viisi 50 % lämmönvaihdinta jaettuna kahteen erilliseen redundanssiin. Yhden pumpun kapasiteetti on riittävä siirtämään onnettomuustilanteessa reaktorin jälkilämpötehon mereen. (Loviisan voimalaitos 2017, 4.)

Sivumerivesipiiri VF

Järjestelmään kuuluu neljä 100 % merivesipumppua jaettuna kahteen erilliseen redundanssiin. Kapasiteetti on valittu siten, että primääripiirin suuren vuodon tapauksessa yksi VF-pumppu, joka syöttää merivettä tyypillisesti kahdelle TF10-lämmönvaihtimelle, pystyy siirtämään reaktorin jälkilämpötehon mereen meriveden lämpötilan ollessa järjestelmän alkuperäisen mitoituksilämpötilan mukainen + 20 °C. (Loviisan voimalaitos 2017, 4.)

Merivesipiiri VA

Kummankin laitosyksikön jäähdytysveteen sitoutunut lämpö poistetaan yhteisen kalliotunnelin ja purkausaukon kautta mereen. Kuvassa 2 on esitetty Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketjun yhden redundanssin toiminta jäähdytteenmenetysonnettomuudessa lyhyellä aikavälillä.



Kuva 2. Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketjun 1-redundanssi (STUK 2004, 45)

Kuvasta puuttuu TH-järjestelmä, jonka pumput ja paineakut syöttävät hätälisävesisäiliön vettä suoraan reaktoriin paineen laskettua primääripiirissä. TH-pumppujen syöttämä vesi on jäähdetty vastaavalla tavalla, kuin suojarakennuksen ruiskutuspumppujen vesi.

2.2 Hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyt ydinvoimalaitoksilla

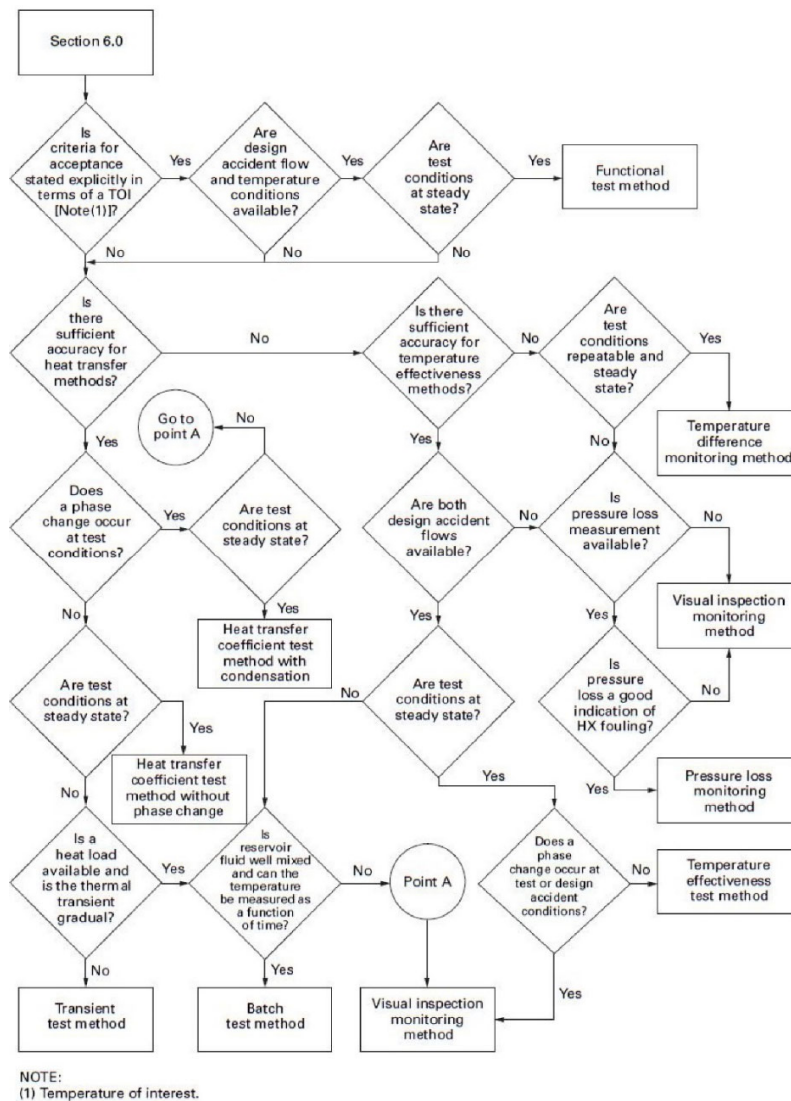
Ydinvoimalaitoksilla tehokäytön aikana toiminnassa olevien järjestelmien ja laitteiden toimintakuntoisuuden puutteet paljastuvat suurelta osaksi itsestään. Turvallisuusjärjestelmät ovat varalla olevia laitteita ja niiden toimintakuntoisuuden ja suoritusarvojen riittävyyden todentamiseksi on suoritettava määräaikaista tarkastuksia ja koestuksia. Koestuksilla siis todennetaan laitoksen järjestelmien olevan TTKE:n mukaisessa tilassa. Kun ydinvoimalaitos on TTKE:n mukaisessa tilassa, ovat ennalta tehdyt onnettomuusanalyysit voimassa ja laitoksen edellytykset selvitä onnettomuudesta hyvät.

Hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyt voidaan jakaa karkeasti kahteen kategoriaan, joista toisessa keskitytään tarkastelemaan käytettävän/käytettävien lämmönvaihtimien lämmönsiirtokertoimen heikentymistä ja toisessa lämmönsiirtokapasiteetin riittävyyttä.

Alaluvuissa 2.2.1-2.2.3 on lyhyesti esitelty ydinvoimalaitoksissa käytössä olevia hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyitä. Käytössä olevat koestusmenettelyt on selvitetty lomakehaastattelulla lähettämällä liitteessä 1 oleva kyselylomake eri maissa toimiville kaupallisille ydinvoimalaitoksille ja osallistumalla Framatome Owners Group:n järjestämään 22nd Operating Procedure-seminaariin. Vastauksia on käsitelty vastanneiden luvanhaltijoiden pyynnöstä anonymisti muodostamalla lomakehaastattelun ja avoimen haastattelun perusteella lyhyt kuvaus käytettyjen koestusmenettelyiden periaatteista.

2.2.1 ASME-OM standardi

Ydinvoimaloille räätälöityjä standardi-koestusmenetelmiä on esitetty ASME-OM, *Operation and maintenance of nuclear power plants, Part 21 Inservice performance testing of heat exchangers in light-water reactor power plants*. Menetelmät perustuvat pääsääntöisesti seuraamaan lämmönvaihtimen suorituskyvyn heikkenemistä verrattuna käyttöönotossa suoritettuun referenssikoestukseen tai laitetoimittajan ilmoittamiin kokonaislämmönsiirtokertoimen referenssiarvoihin. ASME-OM standardi määrittelee painevesireaktoreille ja kiehutusvesireaktoreille yksilöllisesti hätälämmönsiirtoketjun koestukseen vaatimuksia ja käytettäviä menetelmiä. Kuvassa 3 on esitetty ASME-OM standardin mukainen soveltuvan koestusmenetelmän valinnan vuokaavio. Kun koestuksessa vallitsevat olosuhteet, käytettävissä olevat mittaukset, sekä koestuskytkentä ovat selvillä, voidaan kaavion avulla valita soveltuva koestusmenetelmä ja suorittaa koestus standardin ohjeiden mukaisesti. Standardin mukaan valittu koestusmenetelmä tulisi olla sama käyttöönotto-koestuksissa ja myöhemmin käytön aikana tehtävissä koestuksissa. Mikäli käyttöönotto-koestuksissa ei voida suorittaa enää tuotantokäytön aikana, tulee käyttöönotto-koestuksissa suorittaa myös koestukset niillä menetelmillä, joilla tuotantokäytön aikana tehtävät koestukset suoritetaan. Menettelyllä selvitetään käyttöönotossa perustaso myöhempien koestuksien tai tarkastuksien tulosten arvioinnille.



Kuva 3. ASME-OM-2012 koestusmenetelmän valintakaavio.

Kuvan 3 vuokaaviosta nähdään, että kaikissa tilanteissa ei voida tehdä lämmönvaihtimen toimintaa mittaavaa koestusta, vaan on käytettävä tarkastusmenetelmiä lämmönvaihtimien toimintaedellytyksien määrittämiseksi. Tarkastusmenetelmillä tarkoitetaan esimerkiksi lämmönsiirtopintojen visuaalisia tarkastuksia likaantumisesta, pyörrevirtatarkastuksia lämmönsiirtoputkien eheydestä jne.

Laskennallisissa menetelmissä standardi ohjeistaa pääsääntöisesti käyttämään turvallisuus-analyysiin ja suunnitteluperusteisiin pohjautuvia raja-arvoja järjestelmien riittävän toimintakyvyn arvioimiseksi. Standardissa on annettu myös yhtälöt laskennan suorittamiseen.

Koestukset tulisi standardin mukaan tehdä erikseen määritetyin määräajoin ennen ja jälkeen ns. korjaavia toimenpiteitä, kuten lämmönvaihtimen pesua. Näin saadaan selville lämmönvaihtimien todellisen lämmönsiirtokyvyn vaihteluväli ja voidaan määrittää soveltuva koestuksien aikaväli. Toisinaan koestus voidaan tehdä vain vuosihuollossa, joten koestusväli määrittyy latausjakson perusteella.

Standardin mukaan mitattuihin parametreihin perustuvat koestukset tulisi suorittaa niin pitkälti onnettomuustilanteen kaltaisessa lähtötilassa ja prosessikytkennöin kuin mahdollista. Tämän takia on osa koestuksista tehtävä vuosihuollon aikana ja osa voidaan suorittaa käynnin aikana. Tämä jakaa tehtävät koestukset laitoksen käynnistystä edellyttäviin koestuksiin ja käynnin aikana tehtäviin määräaikaikoestuksiin. Vuosihuollon aikana voidaan testata esimerkiksi hätäjähdytys- ja hätälisävesipumppujen kapasiteetti syöttämällä jäähdytettä reaktoriin. Menetelmällä saadaan koestettua todellinen pumppujen tuottama virtaama vallitsevaan vastapaineeseen, eikä erillistä koestuslinjaa tarvita. Vuosihuollon aikana primääripiirin paine ajankohdasta ja vuosihuoltotöistä riippuen vaihtelee ilmakehän paineesta tiiveyskokeen paineeseen. Tämä mahdollistaisi koko pumppukäyrän määrittämisen, ellei koestukseen liity lämpörasitusten kautta sellaisia riskejä, että koestusta ei ole järkevää suorittaa.

Haastattelun perusteella osa luvanhaltijoista mittaa hätälämmönsiirtoketjun lämmönvaihtimien tehokkuutta vuosihuoltoon alasajon aikana, jolloin jälkilämpöteho poistetaan hätälämmönsiirtoketjun lämmönvaihtimilla. Tällä menettelyllä on saavutettavissa riittävä stationääritila lämmönvaihtimissa, mutta käytännössä poikkeuksetta vallitsevat lämpötilat eivät vastaa kaikkein vaativinta onnettomuusanalyysiä (suunnitteluperusteista onnettomuutta) ja tuloksia joudutaan ekstrapoloimaan.

Mikäli stationääritilannetta ei voida koestuksen aikana saavuttaa, ASME-OM standardi suosittelee vesimassaan sitoutuneen lämpöenergian jäähdyttämistä hätälämmönsiirtoketjun laitteilla ja mittaamaan vesimassan lämpötilan ajan funktiona. Kun tiedetään vesimassaan sitoutunut energia ja lämmönsiirtoon käytettyjen lämmönvaihtimen pinta-ala, sekä pystytään mittaamaan mm. jäähdytteen virtaus ja vesimassan lämpötilan muutos, voidaan laskea lämmönvaihtimien kokonaislämmönsiirtokerroin. Tämän diplomityön aikana käydyissä haastatteluissa yksikään luvanhaltija ei käyttänyt tätä menetelmää.

2.2.2 Lämmönsiirtokapasiteettiin perustuva menetelmä

Polttoaineen vaurioituminen ylikuumenemisen seurauksena pystytään estämään, kun uraanipellettien ja polttoaine-elementtien suojakuoren lämpötilat pysyvät alle käytetyille materiaaleille ominaisen vaurioitumis-/sulamislämpötilan ja polttoaineesta poistetaan suurempi lämpöteho, kuin polttoaineessa muodostuu. Reaktoripikasulun jälkeen reaktorin terminen teho ja sen myötä jäähtymisen tarve laskee hyvin nopeasti. Tehokäytöllä noin 7 % fissiota kohti syntyvästä energiasta on peräisin fissiotuotteiden hajoamisesta, joka jatkuu myös reaktorin pysäyttämisen jälkeen. Tästä syystä heti reaktorin pysäytyksen jälkeen jälkilämpöteho on noin 7 % pysäytystä edeltäneestä lämpötehosta ja noin 1 % kahden tunnin kuluttua, kun lyhytikäiset fissiotuotteet ovat radioaktiivisen hajoamisen kautta puoliintuneet stabiileiksi tai pitkäikäisiksi nuklideiksi. Jälkilämpöteho ajan funktiona voidaan arvioida tarkastelun kohteena olevalle reaktorille/lataukselle joko kirjallisuudesta löytyvin jälkilämpötehon lausekkein tai käyttämällä erillistä tietokoneohjelmaa.

Tässä koestusmenetelmässä on hätälämmönsiirtoketjun koestusta varten ennalta laskettu reaktorin jälkilämpöteho ja järjestelmiin varastoitunut lämpöenergia, jotka muodostavat yhdessä lämmönvaihtimilta vaadittavat minimikapasiteetit eri toimintaolosuhteisiin. Varsinaisessa koestuksessa hätälämmönsiirtoketjun lämmönvaihtimia kuormitetaan ja jäähtymisen virtaus sekä lämpötilat kirjataan ylös. Mittaustuloksista lasketaan lämmönvaihtimien lämmönsiirtokapasiteetti ja koestuksen hyväksymiskriteerinä on ennalta määritettyä minimilämmönsiirtokapasiteettia suurempi lämmönsiirtoteho koestuksessa. Koestuksen prosessikytkentä ei välttämättä vastaa onnettomuustilanteen hätälämmönsiirtoketjun prosessikytkentää, vaan lämmönvaihtimet voidaan koestaa myös käyttäen muuta prosessilinjausta, jonka käynnissä oleva voimalaitos sallii. Mikäli onnettomuudessa vallitsevia lämpötilaeroja ei voida saavuttaa, on tulokset ekstrapoloitava luotettavasti onnettomuusolosuhteisiin.

2.2.3 Luvanhaltijoiden itse kehittämät menetelmät

Luvanhaltijoiden itsensä kehittämät menetelmät ovat lämmönsiirtokyvyn heikkenemiseen tai lämmönsiirtokapasiteettiin perustuvia, mutta täydennettyjä myös muilla hätälämmönsiirtoketjuun liittyvien komponenttien tarkastuksilla tai koestuksilla. Luvuissa 2.2.1 ja 2.2.2 esitettyjä menetelmiä on täydennetty turvallisuusjärjestelmien toimintakyvyn

uudelleenarviointi projekteissa, joita on käynnistetty mm. sattuneiden laitostapahtumien seurauksena. Onnettomuustilannetta vastaavaa lämpötilaeroa ei yleisesti voida voimalaitoksilla saavuttaa koestuksissa. Esimerkiksi kuvassa 3 esitetty ASME-OM standardin koestusmenetelmän valintakaavio rajaa tästä syystä tietyt koestusmenetelmät epäkelvallisiksi. Tämän takia on kehitetty uusia menetelmiä, joilla voidaan varmistaa laitteiden käytettävyys onnettomuustilanteessa. Toisinaan järjestelmien koestuksissa ei myöskään haluta aiheuttaa laitteille turhan ankaria käyttöolosuhteita ja koestuksen tuloksista esim. analyysiohjelmistojen avulla ekstrapoloidaan suoritusarvot onnettomuusanalyysiin ja hyväksymiskriteereihin vertaamista varten. Tämä on tehty tietokonepohjaisia prosessisimulaatio-ohjelmia käyttäen luomalla laskentaohjelma, joka määrittää normaalikäytön parametrien avulla kokonaislämmönsiirtokerroimen onnettomuusolosuhteissa. Ekstrapoloitua kokonaislämmönsiirtokerrointa sitten verrataan TTKE:n minimiin, jossa on määritelty ehdot tehokäytön jatkamiselle. Haastatteluun vastanneiden keskuudesta 50 %:lla luvanhaltijoista on myös TTKE:ssa kiinteä lopullisen lämpönielun maksimilämpötila, jolla tehokäyttöä voidaan vielä jatkaa.

3 Lämmönsiirto vesi-vesi putkilämmönvaihtimissa

Lämpö voi siirtyä kolmella eri tavalla, johtumalla, konvektiolla ja säteilyä. Johtuminen tapahtuu kiinteässä aineessa, kuten lämmönvaihtimen rakenteissa, konvektio virtaavassa väliaineessa kuljettumalla ja säteily parhaiten tyhjiössä ilman väliainetta. Kaikki pinnat säteilevät jatkuvasti elektromagneettista säteilyä, jota kutsutaan lämpösäteilyksi. Tämän lämpösäteilyn energiavuon intensiteetti riippuu pinnan ja sitä ympäröivän tilan lämpötiloista. Käytännön sovelluksissa lämpösäteily on huomion arvoista vasta noin 400-500 °C tienoilla. Toisin sanoen kappaleet jotka ovat kylmempää kuin tuli tai hehkuva metalli emittoivat hyvin vähän energiaa, koska lämpösäteilyn energiavirta on verrannollinen lämpötilan neljänteen potenssiin. Nettosäteily pinnasta toiseen voidaan esittää yhtälöllä 1:

$$q_{s,net} = A_1 F_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (1)$$

jossa A_1 on kuumen kappaleen pinta-ala [m^2], F on siirtokerroin, σ on Boltzmannin vakio [$5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$] ja T on lämpötila [K]. (Lienhard ja Lienhard 2020, 27-31.)

Yhtälöstä 1 on nähtävissä, että vesi-vesi lämmönvaihtimissa säteilyä siirtyvä lämpöenergia on merkityksettömän vähäistä verrattuna jäljempänä tässä luvussa esiteltäviin johtumiseen, sekä konvektioon. Säteilylämmönsiirron osuus on merkittävää vasta kun lämpötilaerot ovat sadan asteen yläpuolella. Tällaisia lämpötilaeroja ei voida saavuttaa Loviisan voimalaitoksen puhtaassa välijäähdytyspiirissä, joten tässä työssä tarkasteltavien lämmönvaihtimien osalta säteilyllä tapahtuva lämmönsiirto voidaan riittävän tarkkuuden rajoissa jättää tarkemmin käsittelemättä.

Eri lämmönsiirtymisilmiöt yhdessä lämmönvaihtimen materiaalien ominaisuuksien kanssa voidaan mieltää aiheuttavan vastusta fluidien väliseen lämmönsiirtoon. Esimerkiksi lämmönsiirtoputken lämpöteholle voidaankin kirjoittaa Ohmin lakia muistuttava yhtälö 2. Johtumalla tapahtuvassa lämmönsiirrossa tämä lämmönsiirron vastus riippuu kappaleen lämmönjohtavuudesta ja rakenteen paksuudesta. Konvektiolla tapahtuvassa lämmönsiirrossa taas vastus riippuu pinnan konvektiivisesta lämmönsiirtokertoimesta ja pinta-alasta. (Lienhard 2020, 3-62.)

$$\Phi = \frac{\Delta T}{R_{t,tot}} \quad (2)$$

jossa Φ on lämpöteho [W], ΔT on lämpötilaero lämmönsiirtoputken yli [K] ja $R_{t,tot}$ on eri lämmönsiirtoilmioiden termisten vastusten summa [K/W].

Lämmönvaihtimen rakenteet itsessään taas aiheuttavat lämmönvaihtimessa tapahtuvaan lämmönsiirtoon hitautta. Eri materiaaleista koostuvilla rakenteilla on erilainen kyky luovuttaa ja vastaanottaa lämpöä lämpötilayksikköä kohti. Jos kappaleella on suuri lämpökapasiteetti C , se kykenee varastoimaan paljon lämpöä, joten se lämpenee ja jäähtyy hitaasti. Lämpökapasiteetti siis kertoo, kuinka paljon energiaa tarvitaan tai luovutetaan, kun kappaleen lämpötila muuttuu yhdellä asteella vakio-tilavuudessa tai -paineessa. Lämmönvaihtimen rakenteisiin tai rakenteista siirtyvä lämpömäärä Q riippuu täten lämpötilan muutoksesta ja rakenteen lämpökapasiteetista yhtälön 3 mukaisesti.

$$Q = C\Delta T \quad (3)$$

jossa Q on lämpömäärä [J], C on lämpökapasiteetti [J/K] ja ΔT on lämpötilaero kappaleen ja virtaavan aineen välillä [K].

Tarkasteltaessa lämmönvaihdinta kokonaisuutena, lämpökapasiteettia käytännöllisempi termi on ominaislämpökapasiteetti c , joka ilmaisee aineen luovuttaman tai vastaanottaman lämpömäärän massaa ja lämpötilayksikköä kohti yhtälön 4 mukaisesti.

$$Q = mc\Delta T \quad (4)$$

jossa Q on lämpömäärä [J], m on massa [kg], c on ominaislämpökapasiteetti [J/(kg K)] ja ΔT on lämpötilaero [K].

Jos lämpötilaero lämmönvaihtimen yli muuttuu, lämmönvaihtimen rakenteisiin varastoituu tai rakenteista vapautuu lämpöä, joka vaikuttaa siirrettävän lämpötehon määritykseen. Lämmönvaihtimet ovat tällöin transientti- eli muutostilanteessa. Analyytisesti laskettaessa lämmönsiirtymistä on transienttitilanne tunnistettava, jotta tulokset ovat oikean suuntaisia. Luvussa 2.2.1 kuvasta 3 on nähtävissä, että ASME-OM-2012 standardissa transienttitilanne on keskeisessä osassa käytettävän laskentamenetelmän valintaa. Transienttitilanne monimutkaistaa huomattavasti käsin tehtävää lämmönsiirron laskentaa.

3.1 Johtuminen

Yksidimensioisesti tarkasteltuna lämmönjohtuminen tarkoittaa sitä, että materiaalin poikkipinta-alayksikön läpi siirtyy lämpövuoto, joka on verrannollinen lämpötilagradientin suuruuteen Fourierin yksidimensioisen tasapainotilan lämmönjohtumisyhtälön 5 mukaisesti. Yhtälö 5 on niin kutsuttu Fourierin laki, joka on kokeellinen lämmönjohtumisyhtälö. (Lienhard 2020, 11.) (Incropera ja Dewitt 2002, 4.)

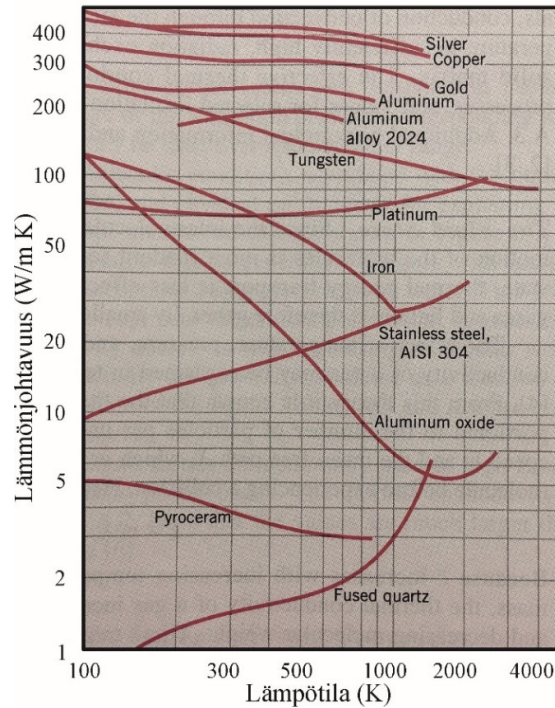
$$q''_x = -\lambda \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (5)$$

jossa q''_x on lämpövuoto [W/m^2], λ on aineen lämmönjohtavuus [$\text{W}/(\text{m K})$] ja x on etäisyys [m]. Fourierin yhtälössä (5) lämpövuoto q''_x on vektorisuure ja miinusmerkki yhtälön oikealla puolella takaa sen, että lämpö siirtyy aina alenevan lämpötilan suuntaan. Yhtälössä λ on aineominaisuus ja on yleensä pienillä lämpötilaeroilla vakio. (Lienhard 2020, 11.)

Hyödynnettäessä Fourierin lakia on tiedettävä materiaalin ominaisuuksista lämmönjohtavuus λ . Lämmönjohtavuus kuvaa kuinka hyvin lämpöä siirtyy materiaalissa diffuusioon analogisella prosessilla. Materiaalin lämmönjohtavuus riippuu sen fyysisestä rakenteesta atomi- ja molekyyliatasolla, mikä on riippuvainen materiaalin olomuodosta. Vesi-vesi putkilämmönvaihtimien osalta tarkastelu voidaan rajoittaa metallin kiinteään olomuotoon.

Lämmönjohtavuus on myös lämpötilariippuvainen suure ja vaihtelee suuresti eri materiaalien välillä edellä mainituista syistä. Pääsääntöisesti voidaan sanoa, että metallit johtavat parhaiten lämpöä atomien pitkän matkan järjestäytymisen takia ja kaasut, sekä höyryt heikoiten, koska atomien järjestystä esiintyy vain lyhyellä matkalla tai kuten ideaalikaasuilla, järjestys puuttuu kokonaan. Kuvassa 4 on eräiden kiinteiden materiaalien lämmönjohtavuuksia lämpötilan funktiona. Kuvasta nähdään, että eri metallien lämmönjohtavuus käyttäytyy lämpötilan funktiona hyvin eri lailla. Kuvan 4 lämpötila-asteikon ulkopuolella, hyvin matalissa lämpötiloissa joidenkin metallien lämmönjohtavuus voi kasvaa jyrkästi lähestyttäessä absoluuttista nolapistettä. Lämmönjohtavuus yleisesti kuitenkin laskee voimakkaasti juuri ennen lämpötilaa $\sim 0 \text{ K}$. (Mayer tool & MGF.) Laskettaessa lämmönvaihtimia on selvitettävä voidaanko lämmönjohtavuus olettaa vakioksi tarkasteltavalla lämpötila-alueella. Kuvasta 4 nähdään, että painevesilaitoksilla lämmönvaihtimissa vallitsevilla lämpötiloilla lämmönjohtavuudessa ei tapahdu suuria muutoksia ja varsinkin lämmönvaihtimien vaippamateriaalina

käytetty ruostumaton teräs on heikko lämmönjohde. Juuri tämän ominaisuuden takia ruostumatonta terästä käytetäänkin termospullojen materiaalina.



Kuva 4. Eräiden kiinteiden aineiden lämmönjohtavuuden lämpötilariippuvuuksia. (Incropera 2002, 47)

Lämmönjohtuminen pyrkii tasoittamaan lämpötilaeroja materiaalissa (vrt. diffuusio), joten yksidimensioinen lämmönjohtuminen ei anna kovinkaan tarkkaa tulosta. Yleisesti lämpötila on sekä paikasta, että ajasta riippuva suure.

Fourierin yhtälöt voidaan kirjoittaa erikseen x- ja y-suunnille, jolloin lämpötila T on x:n ja y:n funktio $T=T(x,y)$ yhtälön 6 mukaisesti. (Lienhard 2020, 51.)

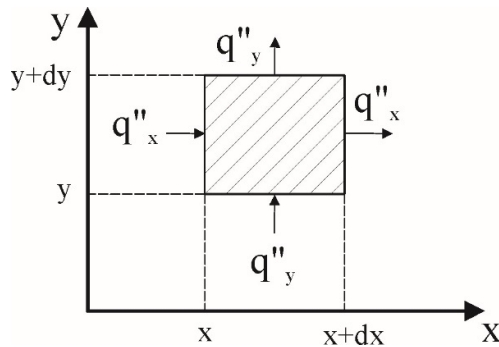
$$q''_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q''_y = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad (6)$$

Stationääritilanteen lämmönjohtumisen energiataselle pätee yhtälö 7. Yhtälössä ei tarvitse tällöin ottaa huomioon lämmön varastoitumista kappaleeseen. (Incropera 2002, 52-55.)

$$q_x'' + q_y'' = q_x''(x + dx) + q_y''(y + dy) \quad (7)$$

Kuva 5 esittää energiatasetta differentiaalisen alkion läpi kaksidimensioisessa lämmönjohtumisessa x-y-koordinaatistossa.



Kuva 5. Kaksidimensioinen lämmönjohtuminen differentiaalisen alkion läpi

Laskennassa on aina otettava huomioon tarkastellaanko stationääristä vai aikariippuvaa ilmiötä. Transientti- eli ajallisessa muutostilassa osa lämmöstä varastoituu lämmönvaihtimeen aiheuttaen hitautta lämmönsiirtymiselle, jolloin lämmönvaihtimen massa, ominaislämpö ja lämpötilan muutos/aikayksikkö vaikuttavat energiataseen yhtälöön. Energiatase, jossa osa lämmöstä varastoituu lämmönvaihtimen rakenteisiin saadaan yhtälöstä 8. (Incropera 2002, 52-55.)

$$q_x'' + q_y'' = q_x''(x + dx) + q_y''(y + dy) + [dx dy mc \frac{\partial T}{\partial t}] \quad (8)$$

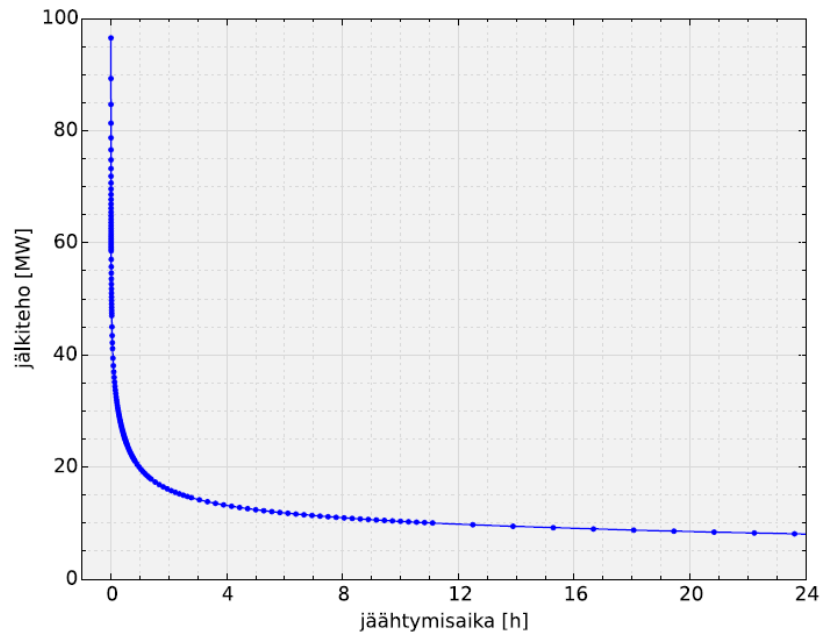
jossa energian varastoitumistermi $dx dy mc (\partial T / \partial t)$ on massa \times ominaislämpökapasiteetti \times lämpötilan muutos/aikayksikkö. Energiatase voidaan lausua myös yksinkertaisemmin yhtälön 9 muodossa. (Incropera 2002, 54.)

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} + \dot{E}_{st} \quad (9)$$

jossa E_{in} on tasealueelle sisään tuleva energia [J], E_{out} on tasealueelta ulostuleva energia [J] ja E_{st} tasealueen sisään varastoituva energia [J].

Kuvassa 6 on SNF-ohjelmalla laskettu Loviisan voimalaitoksen reaktorin fissiotuotteista johtuva jälkilämpöteho ajan funktiona. Kuvasta voidaan nähdä, että jälkilämmön poistossa

on kyseessä transienttitalanne suuremmilla jälkilämpötehoilla (lyhyellä aikavälillä reaktoripikasulun jälkeen) ja lähes stationäärinen tilanne matalilla jälkilämpötehoilla (pitkällä aikavälillä).

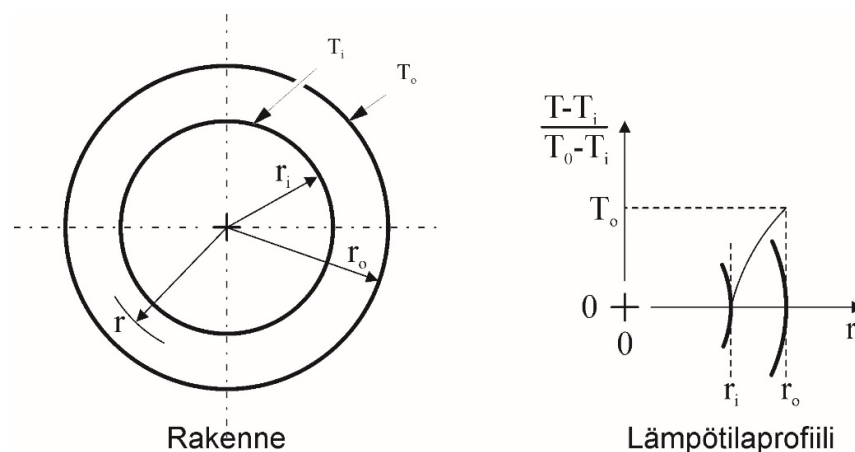


Kuva 6. SNF-ohjelmalla laskettu 1500 MW_{th} reaktorin jälkilämpötehoikäyrä (Lahtinen 2016, 3.)

Johtumalla tapahtuvan lämmönsiirron laskenta on vielä yksinkertaista yksidimensioisesti stationäärisissä tilanteissa, mutta transienttitalanteiden differentiaaliyhtälöiden laskeminen jo yksidimensioisesti on varsin haastavaa ilman numeerista menetelmää. (Lienhard 2020, 59.) Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimet ovat putkilämmönvaihtimia ja käytännössä koko lämmönsiirtoputken pituus on kosketuksissa sekä kylmän että kuuman fluidin kanssa. Yleisesti ottaen sylinteri tai pallogeometrian omaavissa systeemeissä lämpötilagradientti on suuri vain säteensuuntaisesti, joten yksi dimensio on riittävä. (Incropera 2002, 90)

3.1.1 Lämmönjohtuminen lämmönsiirtoputkissa

Kuva 7 esittää poikkileikkausta lämmönsiirtoputkesta, sekä lämpötilaprofiilia putken seinämän läpi. Kuvassa 7 putken sisällä virtaa kylmä merivesi ja putken ulkopinnalla kuuma TF10-välijäähdetyspiirin vesi. Nesteiden välillä on metallinen putki, jolla on tietty lämmönjohtavuus. Lämmönsiirtoputken materiaali käytännössä hidastaa lämmönsiirtymistä fluidien välillä ja sitoo itseensä osan lämpöenergiasta, kun jäähtytyksen alkuvaiheessa transienttitalanteessa osa lämpöenergiasta ensin lämmittää putken ulkopinnan ja johtumalla lämpöenergia leviää kauttaaltaan lämmönsiirtoputkeen ja lopulta jäädyttävään fluidiin. Lämmönsiirtoputkella on toisin sanoen vastus fluidien väliseen lämmönsiirtoon. Kuvan 7 lämpötilaprofiilista nähdään, että lämpötila putken sisäpinnalla on matalin ja lämpötilan lasku putken säteen funktiona kasvaa logaritmisesti siirryttäessä kohti putken sisäpintaa, eli kun putken säde pienenee. (Lienhard 2020, 63-65.)



Kuva 7. Lämmönsiirtyminen sylinterimäisen kappaleen läpi (Lienhard 2020, 65.)

Stationääritilanteessa lämpötila on paikasta riippuva suure. Kuten luvussa 3.1 todettiin, sylinterin muotoisella kappaleella lämpötilagradienttia esiintyy käytännössä vain säteen suuntaisesti. Tällöin lämpövirran suunta on sädettä pitkin ja lämmönsiirtopinta-ala pienenee putken ulkopinnalta sisäänpäin edettäessä. Koska energia säilyy, on lämpövirta vakio ja lämpövuoto kasvaa putken ulkopinnalta sisäpinnalle. Fourierin lain mukaan sylinterimäiselle kappaleelle saadaan yhtälö 10.

$$q''_{rad} = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial r} \quad (10)$$

jossa q''_{rad} on säteittäinen lämpövuoto [W/m^2], λ on materiaalin lämmönjohtavuus [$\text{W}/(\text{m K})$], A on sylinterimäisen kappaleen lämmönsiirtopinta-ala [m^2], T on lämpötila [K] ja r on sylinterimäisen kappaleen säde [m].

Putkea sisältä ulospäin tarkasteltaessa lämpövirta laskee kääntäen verrannollisesti säteeseen. Tämä johtuu siitä, että sama lämpövirta joutuu kulkemaan kasvavan alan läpi, kun lämmönsiirtoputkea edetään säteen suuntaisesti sisältä ulospäin. Mikäli kyseessä olisi suora seinämä samoissa olosuhteissa olisi lämpötilajakauma ja lämpövirran lasku lineaarinen (vrt. levylämmönvaihdin). Käytännössä putkelle jonka sisä- ja ulkohalkaisijan suhteellinen ero on hyvin pieni, voidaan myös olettaa lineaarinen lämpötilajakauma. Edellä mainittu yhtälö 10 putkelle pituudeltaan l saadaan lämmönjohtavuus vakioksi olettamalla integroitua muotoon (11). (Lienhard 2020, 66.)

$$q_{(2\pi rL)} = \frac{2\pi l \lambda \Delta T}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (11)$$

Yhtälössä 11 termi $\frac{2\pi l \lambda}{\ln \frac{r_o}{r_i}}$ on terminen resistanssi, eli lämmönsiirron vastusta kuvaava suure, joka voidaan nimetä $R_{t \text{ putki}}$ ja esittää omana yhtälönään (12).

$$R_{t \text{ putki}} = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi l \lambda} \quad (12)$$

Edellä esitetty terminen resistanssi käsittää lämmönjohtumisen lämmönsiirtoputken materiaalissa ja sen yksikkö on [K/W]. Mikäli lämmönsiirtoon osallistuvalla putkella on esimerkiksi pinnoite tai likakerros, lasketaan kullekin materiaalikerrokselle terminen resistanssi soveltuvaa lämmönjohtavuuskerrointa käyttäen edellä kuvatulla tavalla erikseen ja "lämmönsiirtymistä johtumalla vastustava" kokonaisterminen resistanssi on eri materiaalikerrosten resistanssien summa. (Lienhard 2020, 66.) (Incropera 2002, 90-92.)

Kuten edellä on esitetty, laskenta on vielä suhteellisen yksinkertainen stationääritiloille, mutta laskenta muuttuu monimutkaiseksi laskettaessa transienttitiloja. Transienttitilojen ratkaisuun käytetäänkin yleensä numeerisia ratkaisumenetelmiä. Loviisan voimalaitoksen prosessisimulaatioihin käytettävän dynaamisen prosessisimulaatio-ohjelman Aproksen lämmönjohtumisen laskenta on esitetty luvussa 9.2.1. Johtumisen lisäksi lämmönsiirtoa

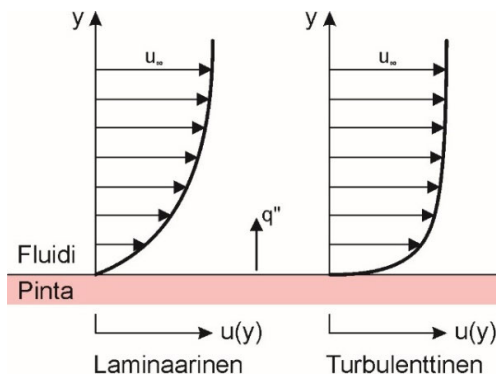
tapahtuu myös konvektiolla putken sisä- ja ulkopinnoilla, jotka aiheuttavat lämmönsiirtoon omat termiset resistanssinsa.

3.2 Konvektio

Kun lämpö siirtyy johtumalla ja kuljettumalla liikkuvassa fluidissa, ja erityisesti fluidin ja sitä koskettava kiinteän pinnan välillä, puhutaan konvektiosta. Tarkemmin ottaen hätälämmönsiirtoketjun lämmönvaihtimissa lämpö siirtyy pakotetulla konvektiolla, sillä fluidin virtaus lämmönsiirtopinnan yli aikaansaadaan pumpuilla tuotettavalla paine-erolla (pakotusti), eikä gravitaatiovoimilla ja fluidin tiheyden muutoksilla kuten vapaassa konvektiossa.

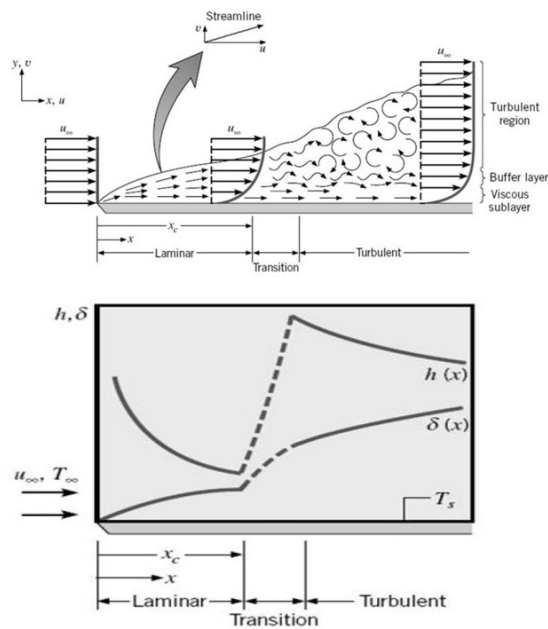
Fysikaalisessa mielessä konvektiossa on yksinkertaisesti vain kyse siitä, että lämpö siirtyy kahden mekanismin yhdistelmällä: ensin molekyylien vapaana liikkumisena, eli diffuusiona (johtumalla), ja toiseksi kuljettumalla, eli advektiolla, koska fluidin massavirran mukana liikkuu siihen varastoitunutta lämpöä (lämmenneitä fluidin partikkeleja). Konvektioon liittyy siis aina myös lämmönjohtuminen, joka tapahtuu kiinteän aineen pinnalla. Kun fluidin partikkelit ovat kosketuksissa kiinteän aineen pinnan kanssa, niiden nopeus on 0. Nämä partikkelit taas hidastavat seuraavan fluidikerroksen partikkeleiden nopeutta ja niin edelleen, kunnes etäisyys pinnasta y on rajakerroksen ("filmin") paksuus δ ja vaikutusta voidaan pitää merkityksettömänä. Virtaavaan nesteeseen syntyy siis kerroksia, jotka vaikuttavat konvektion tehokkuuteen. Turbulenttisessa virtauksessa rajakerros on se alue, johon pyörteiden vaikutus ei ulotu. Rajakerroksen paksuus δ on siis se nestekerros, jossa virtausnopeus muuttuu nolosta 99 %:iin päävirtauksen nopeudesta. Rajakerros on tyypillisesti vain kymmenesosamillejä, mutta lämmönsiirrossa tämä kerros aiheuttaa merkittävän osan vastuksesta. Mitä suurempi on virtausnopeus, sitä ohuemmaksi rajakerros tulee ja sitä tehokkaampaa on lämmönsiirto. Käytettäessä korrelaatioyhtälöitä konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen määrittämiseen, ei rajakerrosta tarvitse erikseen laskea virtausnopeuden ja aineominaisuuksien perusteella. (Lienhard 2020, 271-286.) (Incropera 2002, 284-291.)

Kuvassa 8 on esitetty fluidin nopeusjakauma lämmönsiirtoelementin ja fluidin rajapinnalla. Virtauksessa esiintyy aina nopeusjakauma fluidin virratessa jonkin pinnan yli pintakitkan takia. Fluidin lämpötilaan syntyy vastaavalla tavalla lämpötilajakauma, jos fluidin ja kiinteän pinnan välillä on olemassa lämpötilaero, eli lämmönsiirtymistä tapahtuu. (Incropera 2002, 293-294.)



Kuva 8. Fluidin nopeusjakauma laminaarisessa ja turbulentsissa virtauksessa. (Incropera 2002, 294)

Pintakitka ja konvektiivinen lämmönsiirtokerroin riippuvat voimakkaasti virtaustyyppistä. Kuvassa 9 on esitetty virtauksen ominaisuuksien kehittyminen levyn pituuden funktiona, kun vapaana vakionopeudella virtaava fluidi kohtaa kiinteän levyn. Kuvasta nähdään myös konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen h muutos virtauksen muuttuessa. (Incropera 2002, 294-295.) Kun virtaus muuttuu turbulentsiksi, tapahtuu lämmönsiirtokertoimessa huomattava parannus.



Kuva 9. Virtauksen ja konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen kehitys fluidin virratessa kiinteän levyn yli. (Incropera 2002, 294.)

Kuvassa 9 h on konvektiivinen lämmönsiirtokerroin ja δ virtauksen rajakerroksen paksuus. Kuvasta 9 nähdään virtauksen rajakerroksen paksuuntumisen δ heikentävän konvektiivista lämmönsiirtokerrointa h sekä laminaarisella, että turbulenttisella virtauksella. Siirtymäalueella tapahtuu voimakas lämmönsiirtokertoimen kasvu, joka johtuu turbulenssin ominaisuudesta sekoittaa virtauksen kerroksia (fluidipartikkelien liike kasvaa) ja kuljettaa mukanaan energiaa, kasvattaen samalla pintakitkaa ja konvektiivista lämmönsiirtokerrointa. Turbulenssin aiheuttama virtausnopeuden vaihtelu ja virtauksen sekoittuminen saavat aikaan paksun rajakerroksen, sekä selittävät kuvan 8 esittämää tasaisempaa nopeusjakaumaa turbulenttiselle virtaukselle. (Incropera 2002, 294-295.) Apros-prosessisimulaatio-ohjelmalla lämmönsiirtoa laskettaessa sekä virtaus- että lämpötilaprofiileille käytetään keskiarvoja, eli lämpötilan- ja virtausnopeuden profiilien kuvaajat ovat kuvista 8 ja 9 poiketen suorat.

Konvektion määrittäminen dimensioanalyysin avulla on käytännössä niin monimutkaista ja hankalaa, että yleensä laskennassa käytetään valmiita kirjallisuudesta löytyviä ns. korrelaatiokaavoja. Konvektioteorian ongelmana on konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen h määrittäminen fluidin ja kiinteän pinnan välillä. Lämmönsiirtokertoimelle on siksi kehitetty tekniisiin tapauksiin laskentakaavoja. Nämä ns. korrelaatiokaavat on osittain teoreettisesti ja osittain kokeellisesti määritettyjä ja apuna käytetään dimensiottomia lukuja, jotka ovat Nusseltin luku Nu , Reynoldsin luku Re ja Prandtin luku Pr . Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että kutakin tarkasteltavaa tapausta vastaava korrelaatiokaava haetaan alan kirjallisuudesta ja tuloksena saatu konvektiivinen lämmönsiirtokerroin on likiarvo. Valittaessa tarkasteltavaan tapaukseen soveltuvaa korrelaatiokaavaa on huomioitava: (Lienhard 2020, 395-397.)

1. Virtaustyyppi: laminaarinen vai turbulenttinen
2. Pätevyysalue: Re , Pr
3. Käyttökohde tai tarkastelun laajuus: paikallinen / keskiarvo
4. Geometria: levy, sylinteri, pallo, putkinippu, jne
5. Nesteen ominaisuuksien vertailulämpötila

3.2.1 Dimensiottomat luvut

Välttämätön ensimmäinen vaihe tarkasteltaessa konvektiolla tapahtuvaa lämmönsiirtoa on selvittää onko virtaus laminaarinen vai turbulenttinen. Tämä voidaan tehdä laskemalla Reynoldsin luku. Reynoldsin luvun lukuarvo ilmaisee, onko virtaus putkessa täysin laminaarista,

turbulenttista vai virtaustyyppin siirtymävyöhykkeellä. Tietyn kriittisen virtausnopeuden alapuolella virtaus on aina laminaarinen ja tietyn kriittisen virtausnopeuden yläpuolella täysin turbulenttinen. (Lienhard 2020, s. 275-276.) Turbulenttinen virtaus kehittyy täysin turbulenttiseksi varsin lyhyellä matkalla ($10 \times D \dots 60 \times D$) sisääntulosta, kuten myös virtauksen lämpötilaprofiili. Tämän takia lämmönvaihtimia tarkastellessa voidaan usein riittävällä tarkkuudella olettaa virtauksen olevan täysin kehittynyt kauttaaltaan lämmönsiirtoputkissa. Kriittinen virtausnopeus ja Reynoldsin luvun raja-arvot edellä mainituille pisteille vaihtelevat hieman käytettävästä lähteestä riippuen. Virtaus on aina laminaarinen, kun $Re < 2300$ ja täysin turbulenttinen, kun $Re > 10\ 000$. Reynoldsin luku voidaan laskea yhtälöllä (13). (Incropera 2002, 420-426.)

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (13)$$

jossa Re on dimensioton Reynoldin luku, ρ on virtaavan fluidin tiheys [kg/m^3], u on virtausnopeus [m/s], D_h on putken hydraulinen halkaisija [m] ja μ on dynaaminen viskositeetti [kg/(m s)].

Tyypillisesti voimalaitoksien jäähdytyspiireissä virtausnopeudet ovat niin suuria, että virtaus on täysin turbulenttista. Valittaessa käytettävää korrelaatiokaavaa on tarkastettava korrelaatiokaavan pätevyysalueen soveltuvuus tarkasteltavaan tapaukseen. Korrelaatiokaavat ovat esitetty dimensiottomassa muodossa sen sijaan, että esitettäisiin suoraan laskukaavoja konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen laskemiseksi. Yleensä tietoja korreloidaan dimensiottoman Nusseltin-luvun avulla. Nusseltin-luku on (konvektiivisen) lämpövuon suhde puhtaan lämmönjohtumiseen nesteen pinnalla. Korrelaatiokaavat on esitetty yhtälön (14) muodossa. (Jiji 2009, 398)

$$Nu_x = f(x^*; Re, Pr) \quad (14)$$

jossa Nu on Nusseltin luku [-], Re on Reynoldsin luku [-] ja Pr on Prandtlin luku [-]. Yhtälössä esiintyvä Prandtlin luku on lämpötilasta ja paineesta riippuva fluidin aineominaisuus, mutta ei ole riippuvainen virtausnopeudesta tai virtauskanavan geometriasta. Prandtlin luku saadaan yhtälöstä (15).

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda_f} \quad (15)$$

jossa μ dynaaminen viskositeetti [Pa s], c_p on ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa [kJ/(kg K)] ja λ_f on fluidin lämmönjohtavuus [W/(m K)].

Eräs yksinkertaisimmista korrelaatiokaavoista Nusseltin luvun laskemiseksi Reynoldsin ja Prandtin luvuista ja edelleen konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen laskemiseksi on Dittus-Boelterin korrelaatiokaava täysin kehittyneelle turbulentsille virtaukselle sileässä putkessa (16). Korrelaatiokaavassa (16) Prandtin luvun eksponentti riippuu siitä, onko seinämä fluidia kylmempi vai kuumempi.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D_h}{\lambda_f} = 0,023(Re)^{\frac{4}{5}}(Pr)^n \quad (16)$$

jossa \bar{h} on konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen keskiarvo koko tarkasteltavalle pinnalle [W/(m² K)], n on 0,4 tilanteessa, jossa seinämä on fluidia kuumempi ja n on 0,3 jos taas seinämä on fluidia kylmempi.

Korrelaatiokaavan pätevyysalue (Incropera 2002, 444-445.):

- $Re > 10^4$
- $0,7 < Pr < 160$
- $l/D > 10$

3.2.2 Konvektiolla tapahtuva lämmönsiirto lämmönsiirtoputkessa

Konvektiolla siirtyvä paikallinen lämpövuoto voidaan esittää konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen h ja lämpötilaeron tulona Newtoniin jäähtymislakina tunnetun yhtälön (17) avulla.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (17)$$

missä q'' on lämpövuoto [W/m²], h on paikallinen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [W/(m² K)], T_s on pinnan lämpötila [K] ja T_∞ on ympäristön lämpötila [K].

Koska virtausolosuhteet lämmönsiirtopinnalla kuitenkin vaihtelevat paikallisesta eri kohdissa lämmönsiirtopintaa, lämpövuoto ja paikallinen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin myös muuttuvat eri kohdissa tarkasteltavaa pintaa. Kokonaislämpövirta saadaan siis integroimalla paikallinen lämpövuoto kokonaispinta-alan suhteen tai käyttämällä keskimääräistä konvektiivista lämmönsiirtokerrointa tarkasteltavalle pinta-alalle. Tällöin myös pinnan lämpötila pitää keskiarvoistaa sopivasti. Konvektiolla siirtyvä lämpövirta poikkipinta-alalle

yleensä esitetäänkin keskimääräisen konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen \bar{h} , lämmönsiirtopinta-alan A ja lämpötilaeron tulona yhtälön (18) mukaisesti.

$$\dot{q} = \bar{h}A * (T_s - T_\infty) \quad (18)$$

missä \dot{q} on lämpövirta [W], A on tarkasteltava pinta-ala [m²], \bar{h} on tarkasteltavan pinta-alan keskimääräinen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [W/(m² K)] ja T_s on pinnan lämpötila [K] ja T_∞ on ympäristön lämpötila [K].

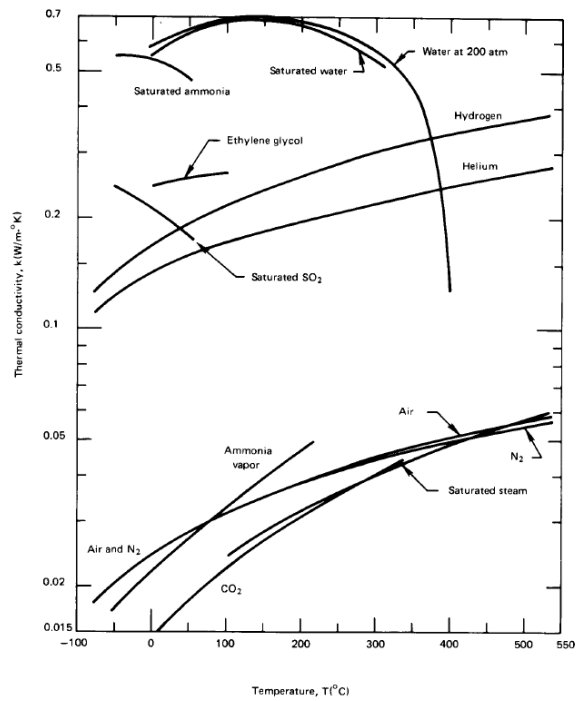
Yhtälössä (18) termi $\bar{h}A$ on terminen resistanssi, eli lämmönsiirron vastusta kuvaava suure, joka voidaan nimetä $R_{t \text{ konvektio}}$ ja esittää omana yhtälönään (19) lämmönsiirtoputkelle pituudeltaan l .

$$R_{t \text{ konvektio}} = \frac{1}{\bar{h}2\pi r l} \quad (19)$$

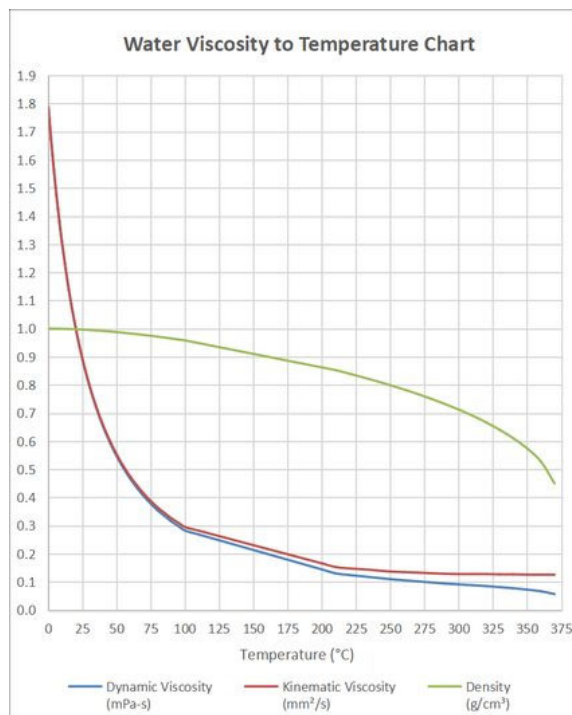
Lämmönsiirtoputkessa konvektiota tapahtuu niin putken sisä-, kuin ulkopinnoilla. Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin on määritettävä molemmille pinnoille erikseen, ottaen huomioon luvussa 3.2.1 mainittu korrelaatiokaavan eksponenttien ero jäähdytetäänkö vai lämmitetäänkö virtaavaa fluidia. (Lienhard 2020, 49-69.)

Yhtälöissä 16-19 esiintyvä konvektiivinen lämmönsiirtokerroin h on riippuvainen fluidin ja virtauksen ominaisuuksista, virtauskanavan geometriasta ja lämpötilasta. Eli toisin sanoen h on lämmönsiirtoputken halkaisijan, virtauksen luonteen, virtausnopeuden ja virtaavan fluidin aineominaisuuksien (lämmönjohtavuus, viskositeetti, tiheys ja ominaislämpökapasiteetti) funktio. Tarkan konvektiivinen lämmönsiirtokerroin laskeminen puhtaasti matemaattisesti on edellä esitetyistä syistä hyvin hankalasti määriteltävä suure. Tästä syystä laskentaan sisältyy epävarmuuksia ja mittaustulosten ja hyväksymiskriteerien välille onkin asetettava marginaalia. Konvektiolla tapahtuvaa lämmönsiirtoa laskettaessa sen sijaan, että jokaisen muuttujan vaikutus selvitettäisiin erikseen $h = f(v, D_h, l, r, c_p, \lambda)$ selvitetäänkin vain dimensiottomien lukujen välinen riippuvuus $Nu = f(Re, Pr)$ lämpövirran laskemiseksi yhtälöstä 18.

Kuvasta 10 nähdään, että nesteiden ja kaasujen lämmönjohtavuus on lämpötilariippuvainen suure ja tulee tarkastellulla lämpötila-alueella ottaa tarvittaessa huomioon. (Lienhard 2020, 51.) (Incropera 2002, 284-285.) Kuvassa 11 on veden dynaaminen ja kinemaattinen viskositeetti, sekä tiheys lämpötilan funktiona ilmakehän paineessa.



Kuva 10. Nesteiden ja kaasujen lämmönjohtavuuden lämpötilariippuvuuksia. (Lienhard 2020, 53.)

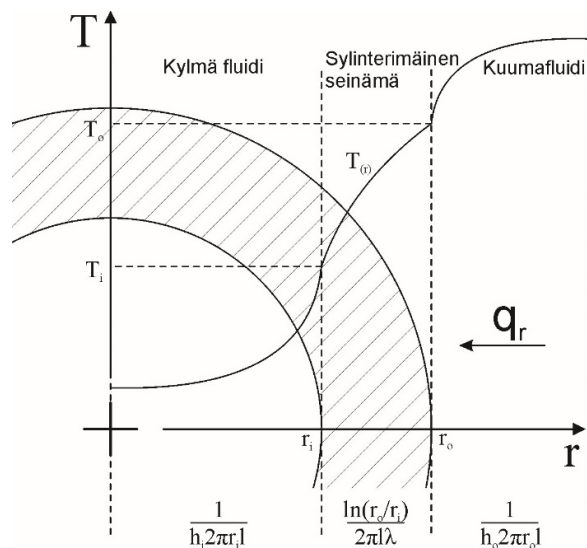


Kuva 11. Veden dynaaminen ja kinemaattinen viskositeetti lämpötilan funktiona ilmakehän paineessa. (Alambra 2022.)

Myös veden ominaislämpökapasiteetti on lämpötilariippuvainen suure, jolle on löydettävissä taulukoituja lukuarvoja kirjallisuudesta. Tietokoneohjelmissa tyypillisesti veden ominaisuuksille lasketaan arvot jokaiselle aika-askelelle erikseen korjauspolynomeja käyttämällä. Käsintehtävässä laskennassa veden ominaisuuksien lämpötilariippuvuus on otettava huomioon vastaavalla tavalla.

3.3 Kokonaislämmönsiirtovastus

Terminen resistanssi, eli lämpövastus on olennainen osa selitettäessä lämmönsiirtoprosessia. Lämmönvaihtimissa kokonaislämpövastus koostuu usean eri rajapinnan lämpövastuksien summasta. Lämpövastuksille on johdettu yhtälöt 12 ja 19 luvuissa 3.1.1 ja 3.2.2, jotka on esitetty kuvassa 12 yhdessä lämmönsiirtoputken kokonaislämpötilaprofiilin kanssa. (Incropera 2002, 76-77.)



Kuva 12. Lämpötilaprofiili konvektiolla ja johtumalla tapahtuvalle lämmönsiirrolle sylinterimäisessä kappaleessa (Mukaihen Lienhard 2020 ja Incropera 2002)

Kuvassa 12 on esitetty lämpövirran suunta putken keskikohtaa kohti. Lämpövirralle voidaan muodostaa kuvassa esitettyjen termisten resistanssien avulla yhtälö (20).

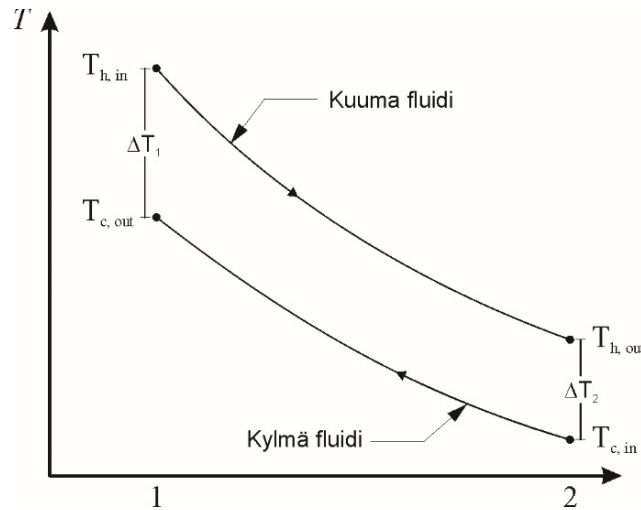
$$\dot{q}_r = \frac{T_{\infty,o} - T_{\infty,i}}{\frac{1}{h_o 2\pi r_o l} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i l}} = \frac{T_{\infty,o} - T_{\infty,i}}{\sum R_t} \quad (20)$$

jossa $T_{\infty,o}$ on putken ulkopuolisen ympäristön (kuuman fluidin) lämpötila [K], $T_{\infty,i}$ on putken sisäpuolisen ympäristön (kylmän fluidin) lämpötila [K] ja $\sum R_t$ on termisten resistanssien summa [K/W]. (Lienhard 2020, 69.) Koska tiedetään, että kokonaislämmönsiirtokerroin, eli U-arvo on yhteenlaskettujen lämmönsiirtokertoimien käänteisluku $U = \sum \frac{1}{\lambda}$, saadaan yhtälö 20 kirjoitettua yritysmailmassa yleisesti käytetyksi lämmönsiirtotehon yhtälöksi (21).

$$\dot{q}_r = Q = \bar{U} A \Delta T_{ln} \quad (21)$$

jossa U on kokonaislämmönsiirtokerroin [W/(m² K)], kutsutaan joskus myös kokonaislämmönläpäisykertoimeksi, A on lämmönsiirtopinta-ala [m²] ja ΔT_{ln} on logaritminen lämpötilaero [K].

Yhtälössä (21) esiintyvä logaritminen lämpötilaero on kuuman ja kylmän virtauksen lämpötilaero vastavirtalämmönvaihtimessa kuvan 14 mukaisesti. Eli lämmönvaihtimen kummas-takin päästä otetun kylmän ja kuuman fluidin välisten lämpötilaerojen logaritminen keskiarvo. Lämpötilaero virtauksien välillä muuttuu edettäessä pitkin lämmönvaihdinta. Logaritmistä lämpötilaeroa on käytettävä yhtälössä (21), koska se ottaa huomioon tämän virtojen keskinäisten lämpötilaerojen muutoksen ja antaa tarkempia tuloksia suuremmilla lämpötilaeroilla. Mikäli virtaus ei ole puhdasta vasta- tai myötävirtausta, voidaan virtaustyyppi ottaa laskennassa huomioon logaritmisena lämpötilaeron korjauskertoimella F.



Kuva 14. Logaritminen lämpötilaero vastavirtalämmönvaihtimessa.

Logaritminen lämpötilaero lasketaan yhtälöllä (23).

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (23)$$

jossa ΔT_1 ja ΔT_2 ovat fluidien lämpötilaerot vastavirtalämmönvaihtimen päissä.

Yhtälössä 21 on käytetty keskiarvoa kokonaislämmönsiirtokertoimelle, koska lämmönvaihtimien tarkastelussa lämmönvaihtimia tarkastellaan kokonaisuuksina ja mittaustiedot ovat tyypillisesti saatavilla lämmönvaihtimen sisään- ja ulostuloista. (Lienhard 2020, 103-117.) (Incropera 2002, 436-437.)

4 Hätälämmönsiirtoketjun koestusmenettely Loviisan voimalaitoksella

Hätälämmönsiirtoketjun kyky suoriutua sille määritetystä tehtävästä on riippuvainen useasta muuttujasta. Muuttujina voidaan pitää mm. hätälämmönsiirtoketjuun liittyvien järjestelmien laitteiden toimintakykyä, lämmönvaihtimien likaantumista ja meriveden lämpötilaa. Loviisan voimalaitoksella käytössä olevassa koestuksessa mitataan lämmönsiirtokapasiteetti minimaalisesti käytettävissä olevin laittein. Tämä tarkoittaa laitossuojaussignaalin käynnistämisiin laitteisiin verrattuna hieman vähäisempää jäähytevirtausta välijäähdytyspiiriä jäähdytävien lämmönvaihtimien läpi, kun vain yksi TF10- ja VF-piirin redundanssin pumppu on käynnissä. YVL-ohjeissa turvallisuusanalyysille määriteltyjen vaatimusten mukaisesti tämä on perusteltu lähtökohta hätälämmönsiirtoketjun koestukselle. Käytännössä tämä tarkoittaa alkutapahtuman aikana tapahtuvaa ulkoisen sähköverkon menetystä ja redundanssissa vain toisen hätädieselgeneraattorin käytettävyyttä. Redundanssin toinen hätädieselgeneraattori on tällöin epäkunnossa oletetun rajoittavimman yksittäisvian seurauksena. Tästä johtuen eri dieselgeneraattoreista sähkönsyöttönsä saavista 4 x 100 % TF- ja VF-pumppuista vain yksi laatuaan on käytettävissä.

Loviisan voimalaitoksen turvallisuusteknisissä käyttöehdoissa (TTKE) on määritelty koestuksien kohteet, parametrit, koestusvälit, koestusohjeet ja tehtävät kokeet. Hätälämmönsiirtoketjuun kuuluvien järjestelmien laitteiden osalta suoritetaan useita erilaisia kokeita erilaisin koestusvälein. Heikoimpana lenkkinä hätälämmönsiirtoketjussa ovat jatkuvasti käytössä olevat merivesijäähdytteiset TF10-lämmönvaihtimet niiden likaantumisen takia. TF10-lämmönvaihtimet ovat mitoitettu periaatteella 5 x 50 % ja hätälämmönsiirtoketjun redundanssin koestus suoritetaan koestusohjeen mukaan ensisijaisesti kahdella TF10-lämmönvaihtimella. Kolmen TF10-lämmönvaihtimen käyttö koestuksessa on poikkeuksellista ja kolmas lämmönvaihdin opastetaan koestusohjeessa kytkettäväksi rinnan käyttöön hyväksymiskriteerien alittuessa.

Lämmönvaihtimien likaantumista seurataan jatkuvatoimisilla lämmönvaihtimien yli olevilla paine-eromittauksilla. Viikoittaisissa laitossuojaussignaalin koestuksissa virtaus lämmönvaihtimien läpi kasvaa, kun käynnistetään kaksi TF- ja kaksi VF-pumppua. Vertaamalla

paine-eromittauksen lukemaa aiempiin laitossuojaussignaalien koestuksiin saadaan indikaatio lämmönvaihtimien likaantumisen normaalikäytöllä. Häätälämmönsiirtoketjun redundanssin lämmönsiirtokapasiteetin koestuksella varmistetaan, että lämmönsiirtokapasiteetti vastaa asetettuja vaatimuksia onnettomuustilanteiden varalle likaantumisen huolimatta. Lämmönsiirtokapasiteetin koestuksessa häätälämmönsiirtoketjulla siirretään lämpöenergiaa lämmitetystä TH00-säiliön vesimassasta mereen ja lasketaan kunnonvalvontaohjelmalla (LVKUNVAL) koestuksen aikana tehdyistä mittaustuloksista kokonaislämmönsiirtokerroin TF10-lämmönvaihtimille, sekä suurin sallittu meriveden lämpötila jossa lämmönvaihtimien lämmönsiirtokapasiteetti on vielä riittävä suunnitteluperusteisessa onnettomuustilanteessa.

TF10-lämmönvaihtimet koestetaan keväällä ja syksyllä lämmönvaihtimien pesun jälkeen. Koko häätälämmönsiirtoketju koestetaan erillisesti tehtävien TQ- ja TH-lämmönvaihtimien koestusten kanssa vähintään kerran vuodessa ja vuosihuollon jälkeisessä ylösajossa, mikäli järjestelmiin on tehty mahdollisesti toimintaan vaikuttavia töitä. (Ulander 2017, 4.) (Ronkainen 2017, 310.) Meriveden lämpötila vaikuttaa lämmönsiirtokapasiteettiin, joten TTKE:n mukaan häätälämmönsiirtoketju on koestettava, mikäli meriveden lämpötila jäädytysveden ottoaukolla (VC00T801) nousee yli 20 °C:een (tuntikeskiarvona) ja edellisestä koestuksesta on kulunut yli kuukausi. Meriveden lämpötilan noustessa yli 23 °C:n, on molemmat häätälämmönsiirtoketjun redundanssit koestettava, jos edellisestä koestuksesta on kulunut yli kaksi viikkoa. (Karjalainen 2019, 28.) Koestuksessa siis selvitetään häätälämmönsiirtoketjun lämmönvaihtimien sen hetkinen lämmönsiirtokapasiteetti ja määritellään seuraavaan koestukseen asti meriveden maksimilämpötila, jolla häätälämmönsiirtoketjun redundanssit pystyvät vielä toimimaan suunnitellusti 2 x 100 % periaatteella.

4.1 Koestuksen läpäisykriteerit

Koestuksen läpäisykriteerit perustuvat onnettomuusanalyysiin. Koestuksen aikana tehtävillä mittauksilla varmistetaan laitteiden toimivan vähintään onnettomuusanalyysiä vastaavalla suorituskyvyllä. Suomessa toimivan ydinvoimalaitoksen suunnitteluperusteet ja onnettomuusanalyysille asetettavat hyväksymiskriteerit perustuvat säteilyturvakeskuksen julkaisemiin YVL-ohjeisiin. Loviisan voimalaitos on alun perin suunniteltu täyttämään Yhdysvaltain atomienergiakomission (AEC) (nyk. Yhdysvaltojen ydinturvallisuusviranomaisen (US-NRC)) vuonna 1969 julkaisemat ja 1971 päivittämät suunnitteluperusteet (General Design

Criteria), sekä Säteilyturvallisuuslaitoksen (nyk. säteilyturvakeskus) vuonna 1977 julkaisemat ydinvoimalaitosten suunnittelussa noudatettavat periaatteet. AEC:n vaatimuksena sukupolven 2 painevesilaitoksille oli tehokas hätälämmönsiirtoketju ja suuri kaasutiivis suojarakennus, joka ei ennen Loviisan voimalaitoksen rakentamista kuulunut VVER-440 konseptiin. (Kustonen ja Rantakaulio 2016, 6.) (Laaksonen 2013.) Oleellimmat seuraavaksi esiteltävät hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestukseen vaikuttavat muutokset prosessissa ja analyyseissa on taulukoitu vuosilukuineen liitteessä 2.

Loviisan voimalaitoksen kaasutiivis suojarakennus on Westinghousen suunnittelema (Nuclear-power.com.) ja hätälämmönsiirtoketjun hyväksymiskriteerit ovat alun perin määräytyneet Westinghousen Long term ice condenser containment code (LOTIC) laskentatuloksista. Laskentamenetelmä perustuu konservatiivisiin yhtälöihin, joilla simuloidaan kontrollitilavuuden tilan vaihteluita. Laskennassa on oletettu yhtenäinen paine ja kylläinen höyry kaikialle suojarakennusta laskenta-ajan lyhentämiseksi. LOTIC-laskuissa analysoidaan suojarakennuksen kestävyyttä, jolloin suunnitteluperusteisena onnettomuutena (Design Basis Accident, DBA) on mahdollisimman paljon energiaa suojarakennukseen vapauttava primääripiirin pääkiertoputken päittäinen katkeaminen. (Grimm ja Colenbrander 1976.) Koska TQ-järjestelmä laskee suojarakennuksen painetta, on LOTIC-laskuissa konservatiiviset oletukset kohdistettu TQ:ta jäähdyttävien pumppujen tuottamiin virtauksiin, sekä TQ-lämmönvaihtimiin määrittämällä lämmönvaihtimien U-arvoksi konservatiivisesti $1400 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ (Koskiniemi ja Korhonen 1988, 2.) (vrt. nykyinen FSAR:ssa mainittu Lo2 hyväksymiskriteeri $2000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$).

LOTIC-laskuissa DBA-onnettomuudessa TH- ja TQ-järjestelmät poistavat lämpöä suojarakennuksesta, mutta lämpöä on poistettava myös suojarakennuksessa sijaitsevista TG-polttoainealtaista sekä hätäjäähdytysjärjestelmien pumpuista ja pumppuhuoneista. LOTIC-laskujen mukaan hätäjäähdytysjärjestelmien (TH, TQ) siirtämä teho hätälämmönsiirtoketjuun on suurimmillaan 2615 sekunnin kuluttua alkutapahtumasta, jolloin siirrettävä kokonaisteho $\Phi_{TF} = 16,7 \text{ MW}$. (Koskiniemi 1988, 2.) Tämä siirrettävä kokonaislämpöteho on keskeinen komponentti hätälämmönsiirtoketjun koestuksen LVKUNVAL-ohjelman laskuissa ja on tarkasteltu tarkemmin luvussa 4.1.1.

Käytettäessä konservatiivista analysointimenetelmää onnettomuusanalyysien alkuoletukset ja konservatiivisuudet määritellään sen mukaan, mitä alkutapahtumaa tai järjestelmää analysoidaan. Konservatiivisella analyysimenetelmällä tarkoitetaan analyysitapaa, jossa

laskentamalleihin ja alkuoletuksiin liittyvät epävarmuudet otetaan huomioon siten, että analysoitavan alkutapahtuman seuraukset ovat hyvällä varmuudella lievempiä, kuin analyysin tulos osoittaa. (STUKlex 2019.) Analyysiä suunniteltaessa voidaan joutua suorittamaan kartoitus- ja herkkyysanalyysyjä tapauskohtaisten konservatiivisten alkuoletusten määrittämiseksi. Suojarakennusanalyyseissä tarkoituksena on valita sellainen alkutapahtuma, jossa suojarakennuksen paine ja lämpötila maksimoituvat. Painevesilaitoksissa kyseinen alkutapahtuma on valtavasti suojarakennukseen energiaa vapauttava primääripiirin pääkiertoputken giljotiinikatko täyden tehon alkutilassa. Onnettomuusanalyysissä lisäksi konservatiivisin oletuksin energian vapautuminen suojarakennukseen maksimoidaan. Esimerkkejä konservatiivisista oletuksista primääripiirin giljotiinikatkolle Loviisan voimalaitoksella:

- Yksi toimiva TQ-redundanssi
- TQ-lämmönvaihtimen lämmönsiirtokapasiteetille asetetaan alhaisin sallittu arvo
- Lämmönsiirto TF-piiristä VF-piiriin heikennetään asettamalla TF10-lämmönvaihtimien lämmönsiirtokapasiteetille alhaisin sallittu arvo
- Suojarakennuksen TG-aldaiden sisältämän polttoaineen jälkilämpöteho asetetaan maksimiarvoon

Edellä lueteltujen konservatiivisten oletusten avulla energian siirto hätälämmönsiirtoketjuun minimoidaan, jolloin suojarakennuksen paine ja lämpötila saavuttavat korkeampia lukemia.

Hätälämmönsiirtoketjun lämmönsiirtokapasiteetin riittävyyden kannalta on taas analysoitava sellaisia alkutapahtumia, joissa energia siirtyy suurimmaksi osin sump piveteen suojarakennuksen kaasutilan sijaan. Tällöin vuoto koko on suojarakennusanalyysiä pienempi, jotta TQ-ruiskutus ei käynnisty onnettomuustilanteen alkuvaiheessa poistamaan lämpöenergiaa suojarakennuksesta. Vuoto on myös sijoitettava primääripiirin putkistossa niin alas, että se jää mahdollisimman nopeasti sump piveden pinnan alapuolelle ja lämpöenergia purkautuu suoraan sump piveteen. Analyysissä pyritään siis maksimoimaan sump piveden lämpötila ennen sump pikierron ja hätälämmönsiirtoketjun käynnistymistä. Esimerkkejä konservatiivisista oletuksista hätälämmönsiirtoketjun analyysille Loviisan voimalaitoksella:

- TF-piirin redundanssiksi valitaan kuormitetumpi TF11-redundanssi
- Mahdollisimman suuri osa hätälisävesisäiliön vedestä kulkeutuu reaktorin läpi ennen päätymistä höyrystintilan lattialle

- Häätälämmönsiirtoketjun toimintaa heikennetään estämällä käytössä olevan redundanssin toisen TF- ja VF-pumpun käynnistyminen
- TQ-lämmönvaihtimen lämmönsiirtokapasiteetille asetetaan puhtaan referenssitilan arvo (lämmönvaihtimia käytetään onnettomuustilanteessa ilman TQ-ruiskutusta)
- Suojarakennuksen TG-altaiden sisältämän polttoaineen jälkilämpöteho asetetaan maksimiarvoon

Loviisan voimalaitoksella suojarakennus- ja häätälämmönsiirtoketjun analyysijä on uusittu, kun analyysimenetelmät ovat kehittyneet, on tehty laitosmuutoksia, määräaikaissa turvallisuusarvioinneissa, muutettu onnettomuuden hallinnan strategiaa tai on selvitetty eri rajoitettavia parametrejä. Laitohistorian aikana suojarakennusanalyysijä on tehty mm. LOTIC, SMABRE, RALOC-, COCOSYS- ja nykyisin Aprosohjelmalla. Myös mitattujen koestustulosten perusteella on muutettu analyysissä käytettyjä lähtöarvoja realistisemmiksi. Esimerkiksi 70-luvulta 2000-luvulle asti suojarakennusanalyysissä käytettiin TQ-lämmönvaihtimille U-arvoa noin $1450 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Koestustuloksista oli U-arvoksi kyseisellä ajanjaksolla kuitenkin laskettu $2500\text{--}3000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, joten koestustuloksien pohjalta päätettiin suojarakennusanalyysiin vuosien 2000-2001 aikana muuttaa TQ-lämmönvaihtimen U-arvoksi $2300 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ (Sammatti 2000, 4.) (Sammatti 2001, 2-5.) ja häätälämmönsiirtoketjun analyysiin koestustulosten maksimiarvo $3000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. (Palsinajärvi 2001, 2.) (Sammatti 2001, s. 1-5.) Tämän hetkinen TQ-lämmönvaihtimien U-arvon hyväksymiskriteeri FSAR:ssa on $2000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. U-arvon alkuperä on dokumentoimaton FSAR:ssa.

Loviisan voimalaitoksella käytössä oleva häätälämmönsiirtoketjun koestuksen varsinainen hyväksymiskriteeri on koestuksen aikana tehtyjen mittauksien perusteella kunnonvalvontaohjelman laskema meriveden maksimilämpötila, jossa häätälämmönsiirtoketju toimii vielä riittävän tehokkaasti suunnitteluperusteisessa onnettomuudessa vallitsevissa lämpötiloissa. Vastaava määritelmä on kirjattu myös TTKE:hen, kun meriveden lämpötila ylittää $23 \text{ }^\circ\text{C}$. Tällöin TTKE määrittelee VF-järjestelmälle, joka onnettomuustilanteessa siirtää häätälämmönsiirtoketjun lämpöenergian lopulliseen lämpönieluun seuraavan vaatimuksen:

Jos meriveden lämpötilan tuntikeskiarvo ylittää $+23 \text{ }^\circ\text{C}$ on selvittävä onko VF-järjestelmän jäähdytyskapasiteetti riittävä vallitsevalla meriveden lämpötilalla. Jos VF-järjestelmän jäähdytyskapasiteetti alittaa vaaditun arvon yli kuuden tunnin ajan, on laitos ajettava kylmäseisokkiin. (Ronkainen 2022, s. 327.)

Käytännössä tämä tarkoittaa, että koestuksessa saatujen mittausarvojen perusteella (ekstrapoloitua ja mittausepävarmuudet huomioivaa U-arvon minimiä käyttäen) laskettu maksimi meriveden lämpötila, jolla VF-piiri kykenee vielä jäädyttämään riittävästi TF10-piiriä ja edelleen TQ-lämmönvaihtimia siten, että TF10-piiri ei lämpene yli sallitun 42 °C , tulee aina olla yli vallitsevan meriveden lämpötilan tuntikeskiarvon (VC00T801). Aikarajoitus tulee siitä, että Loviisa 2 laitosesikön TF10-lämmönvaihtimia ei ehditä sallitussa kuuden tunnin ylityksessä pestä.

Koestus on hyväksytty, jos FSAR luvussa 9.2.2.1 esitetyt taulukoiden 2. ja 3. kriteerit täyttyvät. Taulukossa 2. kokonaislämmönsiirtokerroimen poikkeavat arvot Loviisa 1 ja Loviisa 2 laitosesiköiden välillä johtuvat erityyppisistä TF10-lämmönvaihtimista. Loviisa 1:n lämmönvaihtimet ovat levylämmönvaihtimia ja Loviisa 2:n putkilämmönvaihtimia. Taulukossa 3 on esitetty myös Loviisa 2 laitosesikön hätälämmönsiirtokerroin lämmönvaihtimien perustiedot, jotka ovat lähtötietoina myös LVKUNVAL-ohjelman laskennassa. TF10-lämmönvaihtimien taulukon 3 kriteerit ja taulukossa 2 esiintyvät U-arvot on saatu vuoden 2000 COCOSYS-ohjelmalla suoritettuna hätälämmönsiirtokerroin analyysin tuloksista SOLVO-ohjelmalla laskemalla vuonna 2001. U-arvojen laskentaa varten SOLVO-ohjelmaan oli mallinnettu hätälämmönsiirtokerroin, jonka reunaehtoina olivat COCOSYS-analyysimallin laskema maksimi sumpiveden lämpötila ja meriveden lämpötila 23 °C . Reunaehtojen ja massavirtauksien määrittämisen jälkeen SOLVO laskee lämmönvaihdinprosessin stationääritilaan. Edellä kuvatusti laskettu stationääritilassa vallitseva TF10-lämmönvaihtimien kokonaislämmönsiirtokerroin on taulukossa 2 esiintyvä hätälämmönsiirtokerroin koestuksen U-arvon kriteeri. Taulukon 1 lukuarvot ovat SOLVO-ohjelmassa käytetyt lähtötiedot kahden rinnakkain kytketyn TF10-lämmönvaihtimen U-arvon laskentaan. Yhtälöt U-arvon laskentaan on esitetty luvussa 5. (Sammatti 2001) U-arvon hyväksymiskriteerin laskentaan käytetyillä lähtöarvoilla TF10-piirin suurin sallittu lämpötila 42 °C ylittyy.

Taulukko 1. SOLVO-ohjelman kahden rinnakkain kytketyn TF10-lämmönvaihtimen kokonaislämmönsiirtokertoimen laskennan lähtöarvot (Sammatti 2001, liite 3.)

| | Virtaus kg/s | Paine bar (abs) | Lämpötila °C | Entalpia kJ/kg |
|------------------|-----------------|--------------------|-----------------|-------------------|
| VF sisään | 450,00 | 5,00 | 23,00 | 96,87 |
| VF ulos | 450,00 | 4,12 | 42,50 | 178,25 |
| TF sisään | 293,00 | 2,41 | 72,33 | 302,90 |
| TF ulos | 293,00 | 2,20 | 42,46 | 177,92 |

Taulukko 2. Häätälämmönsiirtoketjun hyväksymiskriteerit (Ulander 2017, s. 4.)

| Meriveden lämpötila, VC00T801 | Kriteeri | Voimassaoloaika |
|-------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|
| A: 0-20 °C | Laskentaohjelman antama max lämpötila > (vallitseva meriveden lämpötila VC00T801 + 3 °C) | Toistaiseksi (seuraava vuosikoestus) |
| B: 20-23 °C | Laskentaohjelman antama max lämpötila > 23 °C | 1 kk |
| C: > 23 °C | Laskentaohjelman antama max lämpötila > vallitseva VC00T801 lämpötila ja TF10-lämmönvaihtimien U-arvo > 2650 W/m ² °C (Lo1) tai > 870 W/m ² °C (Lo2) | 2 viikkoa |

Taulukko 3. Loviisa 2 häätälämmönsiirtoketjun lämmönvaihtimien hyväksymiskriteerit (sulkeissa esitetty redundanssin 2 arvot, mikäli poikkeavat redundanssin 1 arvoista) (Karjalainen 2019, s. 28-29.)

| Lämmönvaihdin | Lämmönsiirtoteho MW | Lämmönsiirtopinta-ala m ² | TH-jäähdytys | U-arvo W/m ² °C | Virtaus (kuuma) kg/s | Virtaus (kylmä) kg/s |
|---------------|------------------------|-----------------------------------------|--------------|-------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| TH | 9,3 | 273 | Päällä | ≥ 1730 | ≥ 104 | ≥ 48 |
| TQ | 18,5 | 425 | Päällä | ≥ 2000 | ≥ 200 | ≥ 130 |
| | | | Pois | ≥ 2000 | ≥ 200 | 155 < F < 187 |
| TF | 15,3 | 864 | Päällä | ≥ 870 | 140 < F < 175 | ≥ 240 (225) |
| | | | Pois | ≥ 870 | 130 < F < 146 | ≥ 240 (225) |

Taulukossa 3 esiintyvä TH-lämmönvaihtimen kylmän puolen virtauksen 48 kg/s alkuperä on epäselvä. Vuonna 2001 häätälämmönsiirtoketjun hyväksymiskriteerien uusinnassa TH-lämmönvaihtimen kylmän puolen TF-virtaus on määritetty olevan 57 kg/s. (Sammatti 2000, s. 4.) (Sammatti 2001.) 22.3.2003 tehdyssä häätälämmönsiirtoketjun koestuksessa TH-

lämmönvaihtimen TF-virtaus 51 kg/s alitti silloisen kriteerin 57 kg/s. Koestuksen jälkeen on tehty selvitys *LO2 Häätälämmönsiirtoketjun red.1 koestustulosten arvio ja TH-lämmönvaihtimien uusi TF-virtauskriteeri*, jossa on arvioitu TH:n poistamaa jälkilämpötehoa eri virtauksilla ja ajanhetkillä reaktorin pikasulusta. Lopputuloksena on saatu, että TH-lämmönvaihtimen TF-virtauskriteeri voidaan laskea 45 kg/s molemmilla laitosyksiköillä. (Sammatti 2003, s. 1-2.)

Loviisa 2:lla TQ-lämmönvaihtimen U-arvon kriteeri täyttyi niukasti vuosittaisessa koestuksessa aikavälillä 2001-2010. Koestustuloksien seurauksena on vuonna 2010 tehty lisäanalyysi *Loviisa 2 TQ/TF-lämmönvaihtimen toiminta, suojarakennusanalyysit*, jossa meriveden lämpötilalla 25 °C COCOSYS V2.0-ohjelmalla analysoitiin pääkiertopiirin giljotiinikatko. Analyysissä TQ-lämmönvaihtimen U-arvoksi asetettiin 2000 W/m² °C ja vuotokohta määritettiin siten, että se jää sumpiveden yläpuolelle. Kyseisen suojarakennusanalyysin hyväksymiskriteerit täyttyivät. (Hongisto 2010.) Vuonna 2012 päivitettyssä FSAR:n luvun *Puhdas välijäähdytyspiiri TF10* versiossa kyseinen U-arvo oli mitattujen koestustuloksien perusteella päätetty 2300 W/m² °C. (Tikka 2012, s. 9.) Tätä työtä tehdessä viimeisin päivitetty FSAR:n versio kyseisestä luvusta on päivitetty vuonna 2019 ja TQ-lämmönvaihtimen U-arvo on muutettu tässä yhteydessä lähdeviittauksitta vastaamaan edellä mainittua 2010 tehtyä lisäanalyysiä. Taulukon 3 arvot ovat myös LVKUNVAL-ohjelman referenssitilan arvoina, pois lukien TQ-lämmönvaihtimen U-arvo (lähtöarvoissa 2300 W/m² °C) ja TH-lämmönvaihtimen TF-virtaus (lähtöarvoissa 45 kg/s).

4.1.1 Siirrettävä lämpöteho DBA-tilanteessa

Hätälämmönsiirtoketjun yleiskuvauksessa (Loviisan voimalaitos 2017, s. 5.) ja FSAR luvussa 9.2.2.1 *Puhdas välijäähdytyspiiri TF10 versio 2.0* (Karjalainen 2019, s. 13.) DBA-tilanteessa siirrettäväksi kokonaislämpötehoksi on ilmoitettu 16,7 MW, kun taas LVKUNVAL-ohjelman lähtötiedoissa käytetään tällä hetkellä 32 MW:n tehoa. Siirrettävän tehon alkuperäinen, 1988 tehtyihin LOTIC-laskuihin perustuva määritelmä Loviisa 2 laitosisyksikön osalta on esitetty asiakirjassa *Lo2, Häätjäähdytysjärjestelmien lämmönsiirtoketjun hyväksymiskriteerit*. (Koskiniemi 1988, s. 3.) LOTIC-laskuissa häätjäähdytysjärjestelmät TH ja TQ poistavat lämpöä suojarakennuksesta DBA-tilanteessa. Lisäksi lämpöä syntyy

suojarakennuksessa olevissa TG-polttoainealtaissa, sekä hätäjähdytysjärjestelmien pum-
puista ja pumppuhuoneista, joten siirrettävä teho DBA-tilanteissa on saatu laskemalla:

$$\Phi_{DBA} = \Phi_{TQ} + \Phi_{TH} + \Phi_{TG} + \Phi_{Muut} \quad (24)$$

jossa Φ on lämpöteho [MW].

LOTIC-laskut ovat suojarakennusanalyysijä ja konservatiivisuudet on oletettu luvussa 4.1
esitetyllä tavalla. LOTIC-laskujen aikaan TF10-piirin sallittu maksimilämpötila oli 33 °C,
nykyisen 42 °C:n sijaan. LOTIC-laskujen lähtöarvot poikkeavat nykykäsityksen mukaisista
arvoista, eikä käytössä olevan hätätilanneohjeiston (Primääripiirin vuoto A1-ohje) ja laitos-
suojaussignaalien mukaisesti TH- ja TQ-jähdytys ole samanaikaisesti käytössä, kuten LO-
TIC-laskuissa. Tästä voidaan päätellä, että *FSAR 9.2.2.1 Puhdas välijähdytyspiiri TF10*
versio 2.0 dokumentissa esitetty maksimiteho 16,7 MW, joka tulee vuoden 1988 LOTIC-
laskuista ajanhetkellä $t = 2615,5s$ yhtälön (24) mukaan:

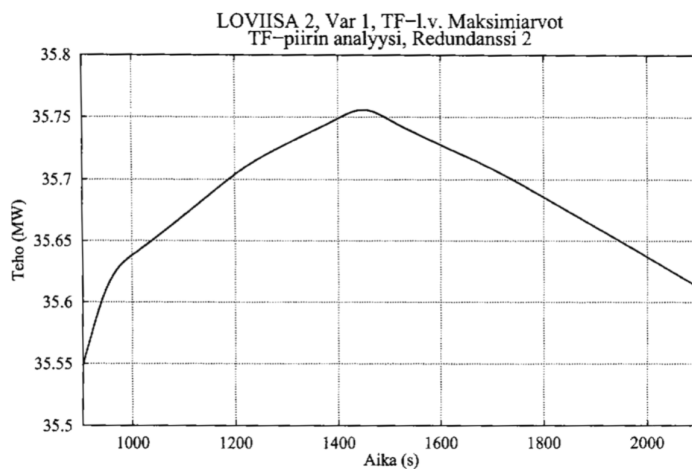
$$9348kW + 4964kW + 1400kW + 1000kW = 16,7MW$$

ei vastaa nykykäsitystä siirrettävästä lämpötehosta.

Vuonna 2002 tehoa on muutettu 16,7 MW:sta 32 MW:iin LVKUNVAL-ohjelmaan vuonna
2000 COCOSYS-ohjelmalla tehdyn hätälämmönsiirtoketjun analyysin ja vuoden 2001 *Lo-
viisa 1&2 TF-välijähdytyspiirin toimintakyvyn analysointi tarkennetuilla parametreilla* pe-
rusteella. Jälkimmäisessä sumppiveden lämpötilakäyrät ovat peräisin ensin mainitusta CO-
COSYS-ohjelmalla tehdystä primääripiirin giljotiinikatkon analyysistä. Molemmissa edellä
mainituissa analyysissä TQ-lämmönvaihtimien siirtämää lämpötehoa TF10-piiriin muutet-
tiin nostamalla TQ-lämmönvaihtimien kokonaislämmönsiirtokerroin arvoon 3000 W/m² °C
(sen aikaisen koestushistorian maksimi arvo) ja alentamalla TQ-massavirta 300 kg/s -> 250
kg/s. Taulukossa 1 esitetyillä virtauksilla Loviisa 2 TF10-piirin toimintakyvyn analyysissä
COCOSYS-ohjelmalla TF10-piirin maksimilämpötila 42,41 °C ylitti sallitun maksimin 42
°C, jonka takia VF-puolen virtausta kasvatettiin 450 kg/s -> 500 kg/s. Muutoksen seurauk-
sena TF10-piirin lämpötila laski noin yhden asteen ja hyväksymiskriteeri täyttyi. (Pal-
sinajärvi 2001, s. 1-6.)

Loviisa 1&2 TF-välijähdytyspiirin toimintakyvyn analysointi tarkennetuilla parametreilla
analyysin kuvaajissa on esitetty myös TF-lämmönvaihtimien siirtämän tehon kuvaaja, joka
on suurimmillaan noin 35,75 MW ajanhetkellä $t = \sim 1450$ s. (Palsinajärvi 2001, s. 35.)

Kyseinen tehokäyrä on esitetty kuvassa 15. SOLVO-ohjelmalla lasketussa hätälämmönsiirtoketjun stationääritilassa TF10-lämmönvaihtimien teho asettui lähes samaan lukuarvoon 37,39 MW COCOSYS-analyysistä peräisin olevalla sumppiveden lämpötilalla 102,7 °C, kun VF-virtausta kasvatettiin 500 kg/s. (Sammatti 2001, liite 3.) (Hongisto 2000, s. 15.)

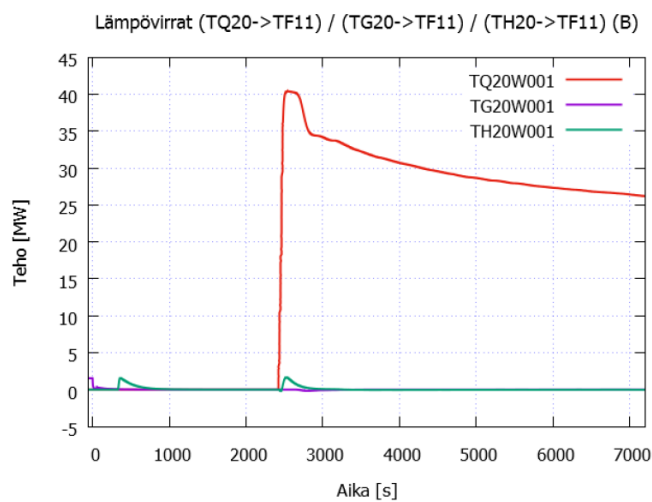


Kuva 15. TF-lämmönvaihtimien teho vuoden 2001 analyysissä (Palsinajärvi 2001, s. 35.)

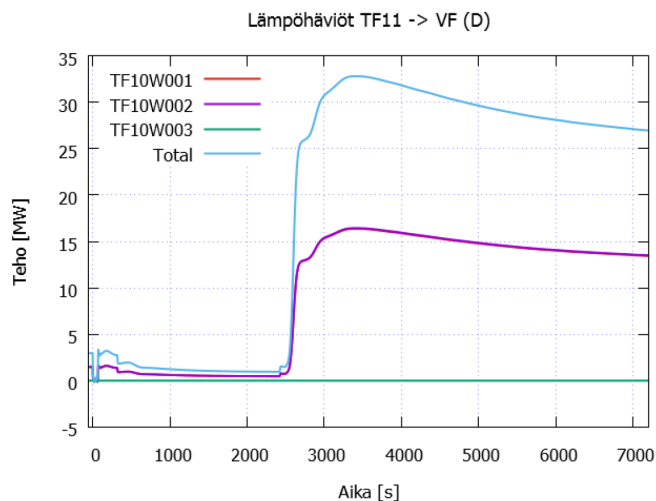
LVKUNVAL-ohjelma on laadittu Visual Basic 6.0 ohjelmointiympäristössä ja sitä ei pysty sellaisenaan päivittämään Visual Basic .NET (VB.NET) kieltä käyttävissä käyttöjärjestelmissä. Vuoden 2002 jälkeen julkaistut Windows käyttöjärjestelmät siirtyivät käyttämään VB.NET versiota ohjelmointikielestä ja Loviisan voimalaitos onkin säästännyt yhden Windows XP käyttöjärjestelmän omaavan tietokoneen vanhojen Visual Basic 6.0 tai aikaisemmillä versioilla laadittujen ohjelmien päivitystä varten. (WinWorld 2019.) Kyseisellä tietokoneella on LVKUNVAL-ohjelman testiversio, jossa DBA-tilanteessa siirrettävä teho on 36 MW nykyisin käytössä olevan 32 MW:n sijaan. Kuvan 15 perusteella nähdään, että huipputeho on varsin lyhytkestoinen ja lämmönvaihtimet ovat jatkuvassa muutostilassa. Perusteluja 32 MW:n valinnalle 36 MW:n sijaan ei tätä työtä tehdessä löytynyt.

Uusin suojarakennuksen ja hätälämmönsiirtoketjun turvallisuusanalyysi, joka tätä työtä tehdessä oli saatavilla on tehty tammikuussa 2019. Analyysissä on analysoitu laitossuojaussignaaliin vuonna 2019 toteutettua muutosta. Laitossuojaussignaalin muutoksen myötä, TQ-lämmönvaihtimien jäähditys ei käynnisty ennen TH- ja TQ-pumppujen siirtymistä sumppikierrolle. Tämä nostaa sumppiveden lämpötilaa, kun suojarakennuksen sisäpuolisen

ruiskutukseen käytetään aluksi jäädyttämätöntä hätäsisävesisäiliön vettä. Samassa yhteydessä todettiin paineistimen yhteen giljotiinikatkon kuormittavan hätälämmönsiirtoketjua pääkiertopiirin giljotiinikatkoa enemmän. (Ahtinen 2019, s. 4.) Kyseisen analyysin tuloksien perusteella suurin TF-piiriä kuormittava lämpövirta, eli TQ-lämmönvaihtimen teho, on ajanhetkellä $t = \sim 1500$ s noin 41 MW. Lämpövirran kuvaaja on esitetty kuvassa 16. Kuvassa 17 on esitetty vastaavasti TF10-lämmönvaihtimien teho, joka on selvästi alhaisempi lämmön varastoituessa systeemin rakenteisiin ja jäädytteenä toimivaan TF10-piiriin veteen.



Kuva 16. TF-piiriä kuormittava TQ-lämmönvaihtimen teho vuoden 2019 analyysin mukaan (Ahtinen 2019, Liite 3.)



Kuva 17. TF10-lämmönvaihtimien lämpötehot vuoden 2019 analyysin mukaan (Ahtinen 2019, Liite 3.)

Kuvassa 16 on nähtävissä TH-lämmönvaihtimien tehossa kaksi noin 500 s leveää tehopiikkiä. TH-lämmönvaihtimien kautta kyseisessä tilanteessa ei kuitenkaan siirtyisi yhtään lämpöenergiaa TF-piiriin, koska TH-jäähdytys ei ole lyhyellä aikavälillä onnettomuuden alusta käynnissä, kuten luvussa 2.1 on kerrottu. Tehopiikit ovat "laskenta kohinaa". Analyysiin on tehty luvussa 4.1 esitettyjä konservatiivisia oletuksia nostamaan TQ-lämmönvaihtimien siirtämää lämpötehoa TF-piiriin.

4.1.2 Jäähdytetyn TF-veden suurin sallittu lämpötila

Jäähdytetyn TF-veden lämpötilan ylärajan rajoittaminen perustuu sähkölaitteiden toimintakyvyn turvamarginaaleihin. Niin TF-, kuin hätäpumppuhuoneidenkin jäähdytys on toteutettu TF-vedellä jäähdytetyillä puhallinpattereilla. Nykyinen suurin sallittu TF10-piirin lämpötila 42 °C on peräisin vuodelta 1997, jolloin rajoittavana tekijänä ovat olleet TQ-pumppujen moottorien käämien eristysmateriaalien lämpötilat, sekä pumppujen sähkömoottoreiden kaapeloinnin lämpötilakestoisuus. (Lehtonen 1996.) (Lehtonen ja Juntunen 1997, s. 2-7.) Lämpenemistä on tutkittu suurimmassa oletetussa alijännitetilanteessa ja tulospöytäkuviin mukaan lämpenemisen seurauksena pumput voivat pysähtyä yli 42 °C:lla jäähdytysvedellä joko käämien eristeiden vaurioituttua tai lämpöreleen laukaisun seurauksena moottorien kuormitusvirran kasvaessa yli releen laukaisurajan. Vuosina 1996 ja 1997 on tarkasteltu hätälämmön siirtoketjun toimintaa reaktorin lämpötehon korotusprojektin (LOMO) seurauksena. Tällöin lämpötehoa nostettiin 1375 MW:sta 1500 MW:iin ja tarkastettiin hätälämmön siirtoketjun tehokkuus. (Lammila 1996.) LOMO-projektin aikana analyysissä konservatiiviset alkuoletukset on määritetty TF10-piirin kannalta mahdollisimman epäedullisesti ja meriveden lämpötilana on käytetty silloisen mittaushistorian suurinta tuntikeskiarvoa 23 °C. Keskeisimmät tiedot analyysistä ovat: (Plit 1996, s. 1-3.)

- Primääripiirin vuoto pääkiertopiiristä, joka jää sumppivedenpinnan alapuolelle
- TH- ja TQ-lämmönvaihtimien U-arvo koestuskokeiden mukainen
- TF10-lämmönvaihtimien U-arvo hyväksymiskriteerien minimi
- TF-piirin virtaus koestuskokeiden mukainen
- VF-piirin virtaus hyväksymiskriteerien minimi

- Muut hätälämmönsiirtoketjun lämpökuormat yhteensä 2,4 MW

Analyysin tuloksena sumpiveden lämpötila kohosi 97 °C:seen ja TF10-piirin jäähdetytyn veden lämpötila 47 °C:seen asti (Plit 1996, s. 4.). Pumppujen nostokorkeuksien, putkistojen ja tiivisteiden lämpötilojen kestojen kannakointeinen todettiin olevan riittävät kyseiselle TF10-piirin lämpötilalle (Heino 1996.), mutta heikoimmaksi lenkiksi osoittautuneiden TQ-pumppujen sähkömoottorien B-luokan käämityksen takia. LOMO-projektin yhteydessä jäähdetytyn TF10-piirin veden lämpötila rajattiin TQ-pumppujen moottorien takia 42 °C:seen. (Lehtonen 1996.) (Lehtonen 1997.) TF-veden lämpötilalla 42 °C TQ-moottorien käämien eristysmateriaalien osalta huonetilan lämpenemiselle jäi turvamarginaalia 3 °C. TQ-pumppujen moottorit on sittemmin 2000-luvun taitteessa uudelleen käämitetty F-luokkaan, jolloin eristysmateriaalin jatkuva lämpötilankesto on noussut lämpöhuiipun marginaali huomioiden B-luokan 120 °C:sta F-luokan 145 °C:een. (Lehtonen 2000.) (Estola 2017, s. 5.) (ABB 2004, s. 8.) Myös TF-pumppujen moottorit on vaihdettu 2000-luvun taitteessa ABB Motors Oy:n F-luokan käämityksen omaaviin moottoreihin. TF-pumppujen moottorien ennakotarkastusaineiston mukaan ABB Motors Oy on ilmoittanut F-luokan eristeiden kestävän 6 h lämpötilaa + 170 °C. (Lehtonen 1998, s. 6.)

LOMO-projektin yhteydessä tehdyissä analyyseissä TF10-veden lämpötila saatiin laskemaan 47 °C:sta 42 °C:seen nostamalla TF- ja VF-virtauksia ja poistamalla YZ-laitossuojausjärjestelmästä TH-lämmönvaihtimen jäähdytyksen päälle kytkeytyminen sumppi kierron alkaessa. Muutoksen seurauksena maksimi sumpiveden lämpötilaksi on saatu 109 °C. (Hyrsky 1997, s. 2.) Sähkölaitteita kuormittavia huonetilojen lämpötiloja LOMO-projektin yhteydessä on laskettu onnettomuustilanteissa Loviisa 1 laitosmallilla. Analyyseissä on konservatiivisuuden vuoksi alkutilanteessa kaikkien huonetiloissa sijaitsevien TF-piiristä jäähdytyksensä saavien puhallinpatterien laskettu toimivan lämmittiminä. Huonetilojen lämpötilan noustessa, kun puhallinpatterit ovat alkaneet toimia jäähdyttiminä, on huoneen puhallinpattereista 50 % oletettu vikaantuvan. Myöskään huoneesta tapahtuvia lämpöhäviöitä ei ole otettu huomioon, jolloin hätäpumppuhuoneen maksimilämpötilaksi analysoitiin 45 °C ja TF-pumppuhuoneen 47 °C. (Käräjäoja 1997, s. 2-4.)

5 LVKUNVAL-ohjelman laskentamalli

Tässä luvussa esitellään lyhyesti ja yksinkertaistettuna LVKUNVAL-ohjelman laskentamalli. Laskentamalli on selvitetty LvkunvalXP.exe:n ohjelmointiin käytettyjen aliohjelmien lähdekoodien, Excel-taulukkolaskentaohjelman (Liite 3), *Lämmönvaihtimien kunnonvalvontaohjelman käyttöohjeen* (virallisesti arkistoimaton), *Lämmönvaihtimien kunnonvalvonta -tietokoneohjelma 1989* (asiakirja arkistoimaton), sekä *Hätälämmönsiirtoketjun kunnonvalvonta-tietokoneohjelma 2005* kuvauksen (virallisesti arkistoimaton) avulla. Ohjelman laskennan tarkastaminen on haastava tehtävä, sillä ohjelma käyttää useita aliohjelmiä, sekä apumuuttujia ja lukuarvojen alkuperän dokumentaatio on puutteellista. Rakentamalla ohjelmaa vastaava laskenta taulukkolaskentaohjelmaan onnistuttiin kuitenkin lopulta saamaan LVKUNVAL-ohjelman laskemat tulokset, selvittämään käytetyt yhtälöt ja lukuarvojen alkuperät.

Laskenta voidaan jakaa kolmeen vaiheeseen kokonaisuuden ymmärtämisen helpottamiseksi. Ensin lasketaan koestustuloksista lämpöteho TF-lämmönvaihtimien VF-puolella ja ratkaistaan koestustilanteessa vallitseva TF10-lämmönvaihtimien U-arvo niin ikään VF-puolella. Tämän jälkeen suunnitteluperusteisten, koestuksessa vallinneiden ja vuoden 2001 hätälämmönsiirtoketjun analyysin konvektiivisten lämmönsiirtokertoimien välille määritetään korjauskertoimet laskennan ekstrapolointivaihetta varten. Lopuksi ekstrapoloidulla U-arvolla lasketaan korkein meriveden lämpötila, jolla DBA-tilanteessa suojarakennuksesta poistettava lämpöteho voidaan vielä siirtää yhdellä hätälämmönsiirtoketjun redundanssilla mereen ylittämättä TF-piirille asetettua suurinta sallittua lämpötilaa. Alaluvuissa 5.1-5.3 on kerrottu tarkemmin LVKUNVAL-ohjelman laskenta tässä työssä esitetyin yhtälöin. LVKUNVAL-ohjelmassa yhtälöitä on pilkottu osiin ja näistä osista muodostettu apumuuttujia. Yhtälöt ohjelman lähdekoodissa eivät siis täsmää tässä luvussa esitettyihin yhtälöihin sellaisenaan. Käytettyjä yhtälöitä ja LVKUNVAL-ohjelman laskentaa on arvioitu luvussa 8.

5.1 Kokonaislämmönsiirtokertoimen määrittäminen koestustilanteessa

Laskentaa varten koestuksessa mitataan TF- ja VF-piirien lämpötilat ennen ja jälkeen TF10-lämmönvaihtimien, sekä ko. jäähdytyspiirien massavirrat. Kyseessä on käytössä olevien 1-

3:n lämmönvaihtimen summavirtaus, sekä veden lämpötilat ennen ja jälkeen rinnakkaisia lämmönvaihtimia. Käyttäjän syöttämien arvojen avulla lasketaan TF10-lämmönvaihtimien lämpöteho VF-puolella lämmönvaihdinta yhtälöstä (4), sekä logaritminen lämpötilaero yhtälöllä (23) U-arvon laskentaa varten. U-arvo lasketaan yhtälöstä (21).

Seuraavaksi lasketaan TF10-lämmönvaihtimien lämpötilamittauksien ja VF-piirin virtausmittauksen mittausepävarmuuksiin perustuva U-arvon virheprosentti. Kyseistä virheprosenttia käytetään kertoimena laskettaessa U-arvon minimi parhaan arvion U-arvosta (VF-puolen mittauservoilla lasketusta U-arvosta). Koestuksessa VF-puolella vallitsee pienempi lämpöteho, sillä koestuksen lyhytkestoisuudesta johtuen lämmönvaihtimen rakenteet eivät ehdi saavuttaa stationääritilannetta vastaavaa lämpötilaa. Asiaa on käsitelty tarkemmin luvussa 8.

Mitatuista massavirroista ja lämpötiloista ohjelma laskee myös massavirroille mittausvirheen huomioon ottavat massavirtauksien minimi ja maksimit. Kyseiset tulokset ovat kuitenkin vain informatiivisia, eikä niitä käytetä lopullisen koestustuloksen laskentaa.

5.2 U-arvon ekstrapolointi onnettomuustilanteeseen

U-arvon ekstrapolointi perustuu U-arvon ja konvektiivisten lämmönsiirtokerroimien väliseen riippuvuuteen yhtälön (25) mukaisesti:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (25)$$

jossa h_i on putken sisäpuolinen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$] ja h_o on putken ulkopuolinen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$].

Eri tilanteissa vallitsevien konvektiivisten lämmönsiirtokerroimien välille lasketaan riippuvuus korjauskertoimella yhtälön (26) mukaisesti:

$$h_2 = x_{1,2} * h_1 \quad (26)$$

jossa h_1 on esim. referenssitilanteen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$], h_2 on esim. mittaustilanteessa vallinnut konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$] ja $x_{1,2}$ on edellä mainittujen tilanteiden välistä riippuvuutta esittävä korjauskerroin [-].

Konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet putken sisä- ja ulkopuolelle on laskettu Dittus-Boelterin korrelaatiokaavalla (16), jolloin konvektiivisten lämmönsiirtokertoimien välinen korjauskerroin eri tilanteissa valliinneiden tarkastelupisteiden välille saadaan muotoon:

$$x_{1,2} = \frac{h_2}{h_1} = \frac{\frac{Dh}{\lambda_2} 0,023 * Re_2^{0,8} * Pr_2^n}{\frac{Dh}{\lambda_1} 0,023 * Re_1^{0,8} * Pr_1^n} \quad (27)$$

Koestuksessa mitatuille, suunnitteluperusteisille ja onnettomuusanalyysissä valliinneille (referenssitilanteen) TF- ja VF-piirien keskilämpötiloille lasketaan veden lämmönjohtavuudet ja dynaamiset viskositeetit käyttäen ohjelmaan tallennettuja veden ominaisuuksia kuvaavien käyrien polynomeja (kts. kuvat 10. ja 11.). Suunnitteluperusteiset ja onnettomuusanalyysissä valliinneet massavirtaukset ja keskilämpötilat ohjelma hakee erillisestä Access-tietokannasta. Veden tiheys oletetaan aina vakioksi. Veden ominaisuuksien perusteella lasketaan Prandtin luvut (yhtälö 15) kaikkiin kolmeen edellä mainittuun tilanteeseen sekä TF- että VF-vedelle käyttäen veden ominaislämpökapasiteetille vakioarvoa 4,1868 kJ/(kg °C). Lopullinen ekstrapoloitu U-arvo saadaan täten yhtälön (28) muotoon:

$$U_{ekstr.} = \frac{1}{\left(\frac{1-x_{i,1,2}}{x_{i,1,3} * h_{i,3}}\right) + \left(\frac{1-x_{o,1,2}}{x_{o,1,3} * h_{o,3}}\right) + \left(\frac{1}{h_{i,2}}\right) + \left(\frac{1}{h_{o,2}}\right)} \quad (28)$$

jossa alaindeksi 1 on referenssitilanne, alaindeksi 2 on koestuksen mittauspiste ja alaindeksi 3 on suunnitteluperusteinen tilanne. LVKUNVAL-ohjelmassa suunnitteluperusteisen tilanteen konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet ovat syötettyjä arvoja Access-tietokannassa. VF-puolelle määritetty lukuarvo tietokannassa on 6675,6 W/m² K ja TF-puolelle 4021,7 W/m² K. Kyseisille lukuarvoille ei löydy perusteluita.

Edellä esitetyllä periaatteella LVKUNVAL-ohjelma laskee käyttäjän syöttämällä lämpötilojen ja massavirtauksien arvoilla parhaan arvion ekstrapoloitun U-arvon, sekä mittausvirheet lämpötila- ja massavirtausmittauksissa huomioon ottavan ekstrapoloitun U-arvon minimin, jota käytetään korkeimman sallitun meriveden lämpötilan laskentaan. Ekstrapoloitulla parhaan arvion U-arvolla lasketaan TF10-lämmönvaihtimien VF-puolen teho onnettomuustilanteessa, mutta kyseinen lukuarvo on vain informatiivinen, eikä sitä käytetä lopullisen koestustuloksen laskentaan.

5.3 Korkein sallittu meriveden lämpötila

Koestuksen lopullinen tulos on korkein sallittu meriveden lämpötila, jossa ennalta määritetty lämpöteho voidaan vielä siirtää mereen koestustilanteessa vallitsevalla lämmönvaihtimien likaantumisasteella ylittämättä lämmönvaihtimien jälkeistä TF-piiriin suurinta sallittua lämpötilaa 42 °C. Suurimman sallitun meriveden lämpötilan laskentaan käytetään ekstrapoloitua U-arvon minimiä (VF-puolen arvoilla laskettua) ja koestustilanteessa mitattuja massavirtoja. Tässä vaiheessa laskentaa ohjelma ei enää ota huomioon mittausepävarmuuksia, vaan käyttää käyttäjän syöttämiä, koestustilanteessa mitattuja lukuarvoja massavirroille. Korkein sallittu merivedenlämpötila lasketaan yhtälöryhmästä (29), jolloin mukana on sekä TF- että VF-piiriin koestustilanteessa mitatut arvot. Laskenta olettaa lämmönvaihtimissa vallitsevan stationääritilanteen.

$$\begin{cases} \Phi_{tot} = \bar{U} * A * \Delta T_{ln} \\ \Phi_{TF} = qm_{TF} * \bar{Cp} * (T_{TF,in} - T_{TF,out}) \\ \Phi_{VF} = qm_{VF} * \bar{Cp} * (T_{VF,in} - T_{VF,out}) \end{cases} \quad (29)$$

6 Virtausmittaukset

Lämmönsiirtokapasiteetin laskennan tarkkuus on voimakkaasti riippuvainen käytettyjen mittauksien tarkkuudesta. PTK:lla mitattavista suureista lämpötilamittaukset on toteutettu termoelementeillä, jotka ovat pääsääntöisesti varsin tarkkoja. Loviisan voimalaitoksella on käytössä luokan A termoelementtejä joiden tarkkuus on $\pm (0,15 + 0,002 \cdot T) \text{ } ^\circ\text{C}$. Epätarkkuutta lämmönvaihtimien laskentaan tuo kuitenkin laskentaan käytettyjen lämpötilamittauksien sijainti kymmenien metrien päässä lämmönvaihtimista yhteisellä putkiosuudella. Virtausmittaukset ovat kuristuslaippamittauksia yhteisellä putkiosuudella. Laskettaessa lämpöteho yhtälöryhmässä (29) esitettyjen yhtälöiden avulla, tietyn suuruinen virhe virtausmittauksessa tai lämpötilamittauksessa aiheuttaa saman suuruisen virheen yhtälön lopputulokseen.

Lämpötila ja virtausmittaukset kalibroidaan vuosihuolto-ohjelman mukaisesti, mutta tutustumalla paikanpäällä mittauksiin, virtausmittauksien sijainnin epäiltiin aiheuttavan epätarkkuutta laskentaan. PTK:n virtausmittauksien lukemia voidaan varmentaa käynnin aikana putkiston ulkopinnalle kiinnitettävien mittalaittein, kuten magneettivirtausmittarilla tai ultraäänivirtausmittarilla. Putkistoissa vallitsevia virtauksia tutkittiin, jotta saataisiin käsitys koestuksen lopputulokseen suoraan vaikuttavien virtausmittauksien tarkkuudesta.

Virtauksen mittaamiseen käytettiin Loviisa 1 laitosesikön ilmastointivalvomon GE PANAMETRICS PT 878 ultraäänimittalaitetta. Valmistajan ilmoittama tarkkuus PT 878 mittalaitteelle, kun ennen mittapistettä on suoraa putkea vähintään $10 \times D$ ja mittapisteen jälkeen vähintään $5 \times D$ on:

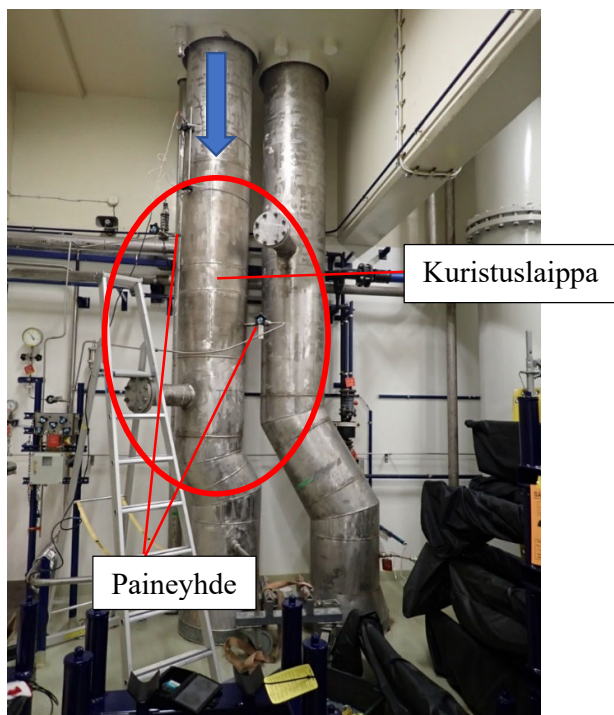
- Alle 150 mm putki: $\pm 2 \dots 5 \%$ lukemasta
- Yli 150 mm putki: $\pm 1 \dots 2 \%$
- Toistettavuus: $\pm 0,1 \dots 0,3 \%$ lukemasta

Mittalaite mittaa virtausnopeutta ja syötetyn putkikoon perusteella laskee tilavuusvirran. (General Electric 2010, s. 5.) Mittalaitteeseen oli yhdistettynä 2 kpl C-RS-402 antureita. TF-putken pintalämpötilan ja virtausmittarin anturien lämpötilan mittaamiseen käytettiin Lo2 apuvalvomon FLUKE 65 IR-pintalämpömittaria. VF-putken ja virtausmittarin antureiden

lämpötilan mittaamiseen käytettiin Loviisa 2 päävalvomon FLUKE 51 K/J thermometer kosketuslämpötilamittaria.

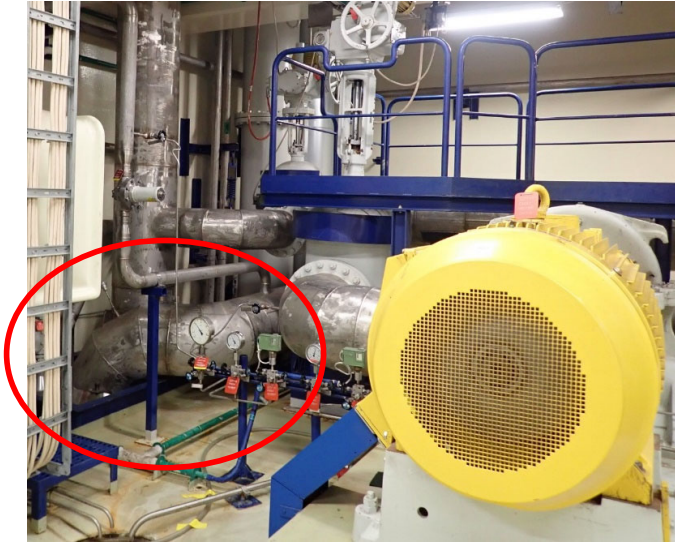
6.1 TF13-piirin virtausmittaus

TF-piirin massavirtauksen mittaukseen käytetään kuristuslaippamittausta, jossa virtaukseen tehdään hallittu paine-ero. Paine-eron perusteella laskennallisesti määritetään putkistossa virtaava massavirta. Kuristuslaipan tyypillinen tarkkuus on 0,5...2 %. Kuvassa 18 on nähtävissä kuristuslaippamittauksen paineyhteet ja paineyhteiden välillä oleva hitsattu putkisegmentti, jossa alkuperäinen venäläinen kuristuslaippa sijaitsee.



Kuva 18. TF13-piirin virtausmittaus

Kuvassa 19 on kyseinen TF13-putki TF-pumppuhuoneessa, joka sijaitsee suoraan kuvan 18 huonetilan yläpuolella. Kuvasta 19 nähdään, että TF13-putkessa on noin 90-asteen mutka juuri ennen lattialäpivienttiä.



Kuva 19. TF13-putki TF-pumppuhuoneessa.

6.1.1 Mittausjärjestelyt TF13-piirin ultraäänivirtausmittauksella

PT 878 ultraäänimittalaitteeseen asetettiin taulukossa 4 esitetyt tiedot. Anturien lämpötila mitattiin noin 15 min ennen mittauksen aloittamista ja lämpötilaero putken pintaan nähden oli noin 5 °C. Taulukossa 4 oleva antureiden välimatka on PT 878 mittalaitteen laskema etäisyys antureille. Näin tarkan etäisyyden asettaminen on käytännössä mahdotonta.

Taulukko 4. Ultraäänivirtausmittariin asetetut tiedot mittauskohteesta

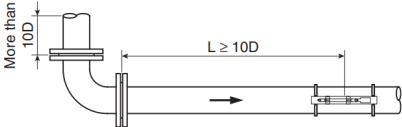
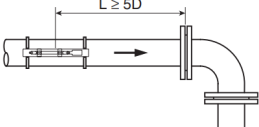
| | |
|----------------------------------|-------------|
| Anturin lämpötila [°C] | 19,00 |
| Putken materiaali | 316 |
| Putken koko [mm] | 530,00x8,00 |
| Pinnoite | Ei |
| Fluidi | Vesi |
| Fluidin lämpötila [°C] | 14,00 |
| Antureiden välimatka [mm] | 465,58 |

Mittaus suoritettiin huonetilassa 2A9202, jossa ultraäänimittaus pystyttiin suorittamaan minimaalisin virtauksen häiriötekijöin. Ultraäänimittalaitteiden valmistajat antavat kuvan 20 mukaiset suositukset mittalaitteen sijoitukselle. Vaatimukset vastaavat ISO 5167 standardin vaatimia suorita etäisyyksiä kuristuslaippamittaukselle.

REQUIRED STRAIGHT RUNS

D : Nominal diameter

Reference : JEMIMA standard **JEMIS-32**

| Classification | Required upstream straight length | Required downstream straight length |
|----------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| 90° bend |  |  |

Kuva 20. Suositellut etäisyydet virtaukseen vaikuttaviin putkistokomponentteihin (Tokyo keiso co., ltd. 2014.)

Kuvassa 21 on esitetty ultraäänimittalaitteen asennus TF13-putken ulkopinnalle huonetilassa 2A9202. Huonetila 2A9202 on nk. putkitunneli, joten suoria etäisyyksiä oli käytettävissä reilusti vaatimuksia enemmän.



Kuva 21. TF13-piirin ultraäänivirtausmittauksen järjestelyt

Mittauksia suoritettiin neljällä eri virtausnopeudella. Ensimmäinen mittaus suoritettiin perustilanteessa vallinneella virtauksella, jonka jälkeen Loviisa 2 valvomoa pyydettiin nostamaan virtausta vaiheittain hätälämmönsiirtoketjun koestusta vastaavaan virtaukseen. Jokaisessa vaiheessa virtauksen annettiin hetki tasaantua, jonka jälkeen suoritettiin mittaus.

Mittauksen kestoksi määritettiin 1-1,5 min, jonka ajan ultraäänimittalaitteen lukemia videokuvattiin. Määritetyn ajan jälkeen valvomo tulosti koontiraportin PTK:lta mittaustulosten myöhempää vertailua varten. PTK koontiraportissa virtaus on 10 s keskiarvona.

Kuristuslaippamittauksen jälkeen, ennen huonetilaa 2A9202 TF13-pukesta on yksi kuristimella varustettu sivuhaara, jonka virtaus mitattiin erikseen kaikilla neljällä eri virtausnopeudella. Taulukossa 5 on esitetty ultraäänivirtausmittariin asetetut tiedot sivuhaaran virtausmittausta varten ja kuva 23 esittää virtausmittauksen kiinnitystä kyseiseen sivuhaaraan.

Taulukko 5. Ultraäänivirtausmittariin asetetut tiedot mittauskohteesta

| | |
|----------------------------------|--------------|
| Anturin lämpötila [°C] | 19,00 |
| Putken materiaali | 316 |
| Putken koko [mm] | 38,00 x 2,50 |
| Pinnoite | Ei |
| Fluidi | Vesi |
| Fluidin lämpötila [°C] | 14,00 |
| Antureiden välimatka [mm] | 35,42 |



Kuva 23. TF13-putken sivuhaaran virtauksen mittaus ultraäänivirtausmittarilla

Ultraäänimittalaitteeseen kiinnitettiin mittauksissa rannekello kuvassa 21 näkyvällä tavalla, jotta PTK:lta tulostetun koontiraportin ajanjakso voitiin synkronoida mittauksista

kuvattuihin videoihin. Mittauksien jälkeen rannekellon ja PTK:n aikaero selvitettiin Lo2 valvomossa ja aikaeroksi saatiin noin 1 s. PTK koontiraportit on esitetty liitteessä 3. Koontiraportteihin on valvomo piirtänyt käytetyn mittausjakson.

6.2 VF60-piirin virtausmittaus

TF13-piirin massavirtauksen mittauksen tavoin, myös VF60-piirin massavirtauksen mittaukseen käytetään kuristuslaippamittausta. VF-runkolinjat on uusittu 2010, jolloin uusittiin myös kuristuslaipat. (Vilenius 2010.) Kuristuslaipat ovat purettavia ja kuuluvat ennakkohuolto-ohjelmaan.

6.2.1 Mittausjärjestelyt VF60-piirin ultraäänivirtausmittauksella

VF60-putken eristykset oli purettu aiemmin mittauspäivänä. PT 878 ultraäänimittalaitteeseen asetettiin taulukossa 6 esitetyt tiedot. Antureiden lämpötila mitattiin noin 15 min antureiden putken kiinnittämisen jälkeen, sillä kylmän putken arveltiin laskevan antureiden lämpötilaa.

Antureiden putkea vasten tuleva pinta on muovimaista, joten sen lämmönjohtavuus lienee heikko, eikä antureiden lämpötilan oletettu kovinkaan paljoa enää laskevan mittauksen aikana. Ennen mittausta selvitettiin kokeellisesti, paljonko 4:n °C:een lämpötilan muutos vaikuttaa antureiden etäisyyteen ja tulos oli noin 1 mm luokkaa.

Taulukossa 6 esitetty antureiden välimatka on PT 878 mittalaitteen laskema etäisyys. Näin tarkan etäisyyden asettaminen on käytännössä mahdotonta.

Taulukko 6. Ultraäänimittariin asetetut tiedot mittauskohteesta

| | |
|----------------------------------|---------------|
| Anturin lämpötila [°C] | 23,00 |
| Putken materiaali | Carbon steel |
| Putken koko [mm] | 610,00 x 6,30 |
| Pinnoite | Kumi |
| Fluidi | Vesi |
| Fluidin lämpötila [°C] | 2,96 |
| Antureiden välimatka [mm] | 515,34 |

Mittaus suoritettiin huonetilassa 2L0005. VF60-piirin putkisto on tilassa suoraa putkilinjaa ja soveltuu hyvin virtauksen mittaamiseen kuristuslaipalla ja ultraäänimittalaitteella. Virtausmittausta häiritseviä elementtejä ei putkistossa ole. Yleisnäkymä VF60-putkesta on kuvassa 24, jossa näkyy etualalla kuristuslaippamittaus ja edempänä ultraäänimittaukseen käytetty kohta (ympyröity). Putkistossa on reilusti enemmän suoraa putkistoa, kuin standardeissa suositellaan.



Kuva 24. Mittaukseen käytetty VF60-putki

Kuva 25 esittää antureiden kiinnitystä VF60-putkeen. Kuvassa 25 näkyy antureiden asennusteline ja puretut eristeet.



Kuva 25. Ultraäänisondien kiinnitys VF60-putkeen virtausmittausta varten

Mittaus suoritettiin kahdella eri virtausnopeudella. Ensimmäinen mittaus suoritettiin perustilassa vallinneella virtauksella, jonka jälkeen Loviisa 2 valvomoa pyydettiin käynnistämään rinnalle toinen VF-pumppu. Molemmissa tapauksissa virtauksen annettiin hetki tasaantua, jonka jälkeen suoritettiin mittaus. Mittauksen kestoksi määriteltiin noin 1 min 40 s (PTK:n koontiraportin 10 mittapisteen verran), jonka ajan ultraäänimittalaitteen lukemia videokuvattiin. Määritetyn ajan jälkeen valvomo tulosti koontiraportin PTK:lta mittaustulosten myöhempää vertailua varten. Koontiraportissa virtaus on 10 s keskiarvona.

PTK koontiraportit on esitetty liitteessä 4. Koontiraportteihin on piirretty tasaantunut mittausjakso, joka parhaiten edustaa ultraäänimittalaitteesta kuvattua videota. Ensimmäisessä mittauksessa ultraäänimittalaitteen videoleike on 10 s liian lyhyt, mutta virtaus oli niin stabiili, että tällä ei katsota olevan merkitystä tuloksiin. Jälkimmäisessä mittauksessa videokuvauksen ja PTK:n koontiraportin ajallinen synkronisointi poikkeaa lähes 30 s toisistaan. Molemmissa tapauksissa mittauksien keskiarvon laskentaan on valittu vain ne ajanhetket, jolloin PTK:n ja ultraäänimittauksen ajanhetket täsmäävät. Tämän seurauksena suunniteltu mittauksen kesto 1 min 40 s ei aivan toteutunut.

7 Mittauksien tulokset

Tässä luvussa on esitetty luvussa 6 tehtyjen ultraäänimittausten tulokset ja verrattu mittaus-tuloksia PTK:n mittauksiin. Alaluvussa 7.2 on esitetty viivakaaviomuodossa kaikkien ennen tätä työtä Loviisa 2 laitosesyksiköllä tehtyjen ja LVKUNVAL-ohjelmaan syötettyjen hätäläm-mönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksien mittaustuloksista lasketut lämpötehot TF10-läm-mönvaihtimille. Alaluvussa 7.2 on esitetty myös tarkemmin lämmönvaihtimien käyttäyty-minen kahdessa tämän työn aikana suoritettussa hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuk-sessa.

7.1 Ultraäänivirtausmittauksien tulokset

Keskimääräiset tasot (parhaat oletukset) TF13-virtausmittauksille on esitetty taulukossa 7 ja VF60-virtausmittauksille taulukossa 8. Taulukoiden 7 ja 8 PTK-mittaustuloksen lukuarvo on noin 1,5 minuutin aritmeettinen keskiarvo laskettuna 10 s keskiarvon mittausdatasta. Ultraäänimittarin lukuarvo on vastaavalta ajanjaksolta kuvatululta videolta laskettu aritmeettinen keskiarvo mittalaitteen 5 s keskiarvoista. Taulukoissa 7 ja 8 on aritmeettisen keskiarvon jäl-keen taulukoitu mittaustuloksista laskettu otoskeskihajonta. Taulukon 8 ultraäänimittauksen aritmeettinen keskiarvo on otannaltaan hieman PTK:n mittausjaksoa lyhyempi, kuten lu-vussa 6.2.1 on kerrottu. Mittausjaksoiksi on valittu ajanjaksot, jolloin ultraäänimittalaitteen virtaus pysyi mahdollisimman stabiilina.

PT 878 ultraäänimittalaite antaa virtauksen tilavuusvirtana l/s. Tilavuusvirta on muutettu taulukoiden 7 ja 8 tuloksissa massavirraksi yhtälön 30 mukaan.

$$q_m = q_v * \rho \quad (30)$$

jossa q_m on massavirta [kg/s], q_v on tilavuusvirta [m³/s] ja ρ on veden tiheys [kg/m³]. TF-vedelle on käytetty tiheyttä 999,20 kg/m³ ja VF-vedelle 999,23 kg/m³.

Taulukko 7. Mittaustulokset TF13-piiristä

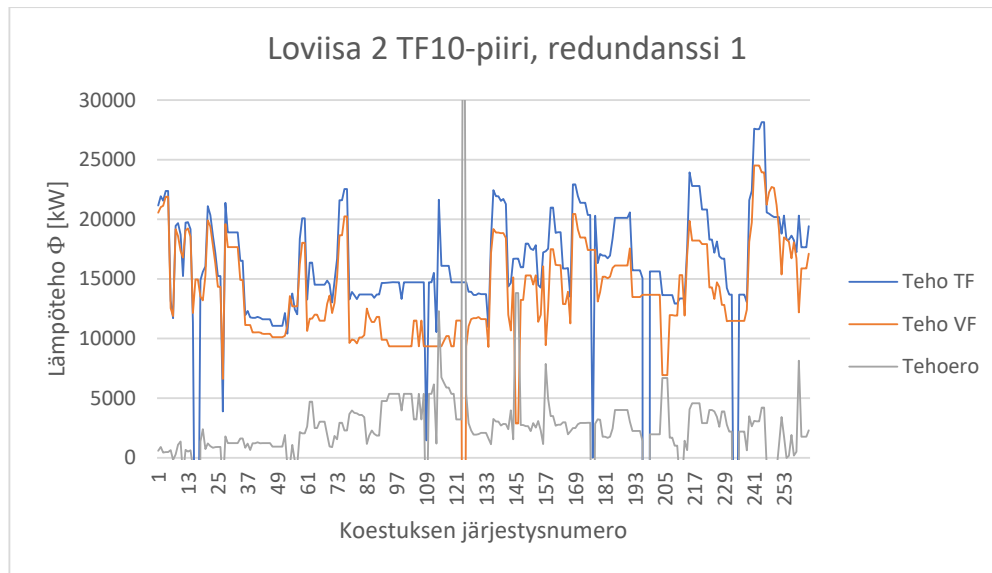
| PTK $q_m M_a$ [kg/s] | s (PTK) | UÄ $q_m M_a$ [kg/s] | s (UÄ) | Δq_m [kg/s] | Ero PTK:n mittaukseen [%] |
|-------------------------|---------|------------------------|--------|------------------------|------------------------------|
| 254,51 | 5,51 | 238,96 | 0,33 | 15,55 | -6,11 |
| 299,51 | 4,09 | 276,10 | 0,68 | 23,41 | -7,81 |
| 315,91 | 4,28 | 288,77 | 0,66 | 27,14 | -8,59 |
| 327,23 | 3,69 | 299,23 | 1,46 | 28,00 | -8,56 |

Taulukko 8. Mittaustulokset VF60-piiristä

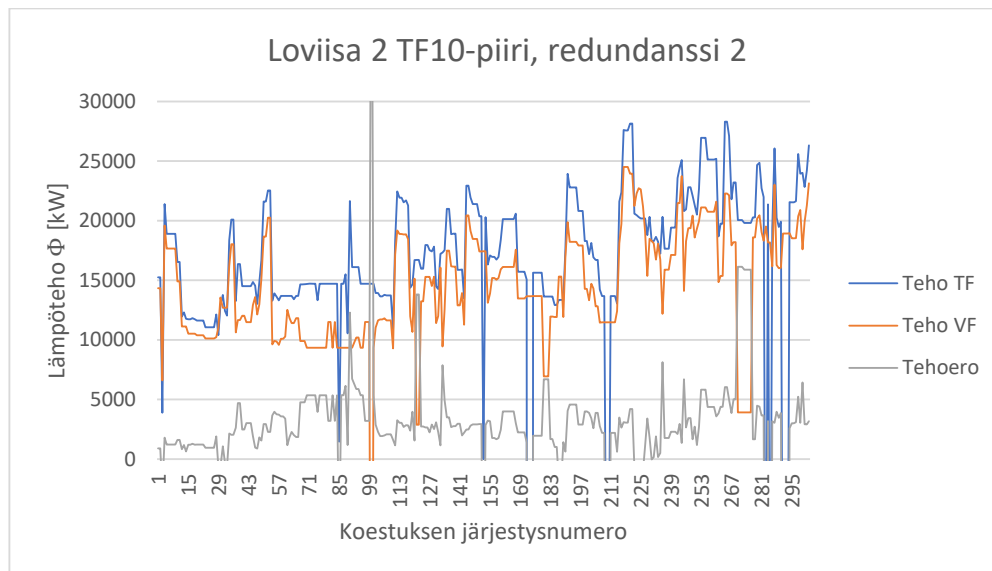
| PTK $q_m M_a$ [kg/s] | s (PTK) | UÄ $q_m M_a$ [kg/s] | s (UÄ) | Δq_m [kg/s] | Ero PTK:n mittaukseen [%] |
|-------------------------|---------|------------------------|--------|------------------------|------------------------------|
| 515,10 | 2,47 | 529,96 | 1,12 | 14,86 | 2,88 |
| 586,83 | 1,94 | 605,58 | 1,64 | 18,75 | 3,20 |

7.2 Energiatase

Koestustulokset on tallennettuna LVKUNVAL-ohjelman tietokantaan vuodesta 1995 lähtien. Luvussa 2.2.1 esitellyssä ASME-OM-2012 standardissa ja luvussa 3 on kerrottu laskennan kannalta olevan merkitystä, onko lämmönvaihdin stationääri- vai transienttitilassa. LVKUNVAL-ohjelmaan tallennetuista koestustuloksista laskettiin Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimille lämpötehot vuodesta 1995 alkaen redundanssille 1 ja 2 erikseen lämmönvaihtimen stationäärisyyden tarkastelua varten. Kuva 26 esittää viivakaaviomuodossa taulukoidut lämpötehot TF10-lämmönvaihtimien TF- ja VF-puolilta redundanssista 1 ja kuva 27 redundanssista 2.



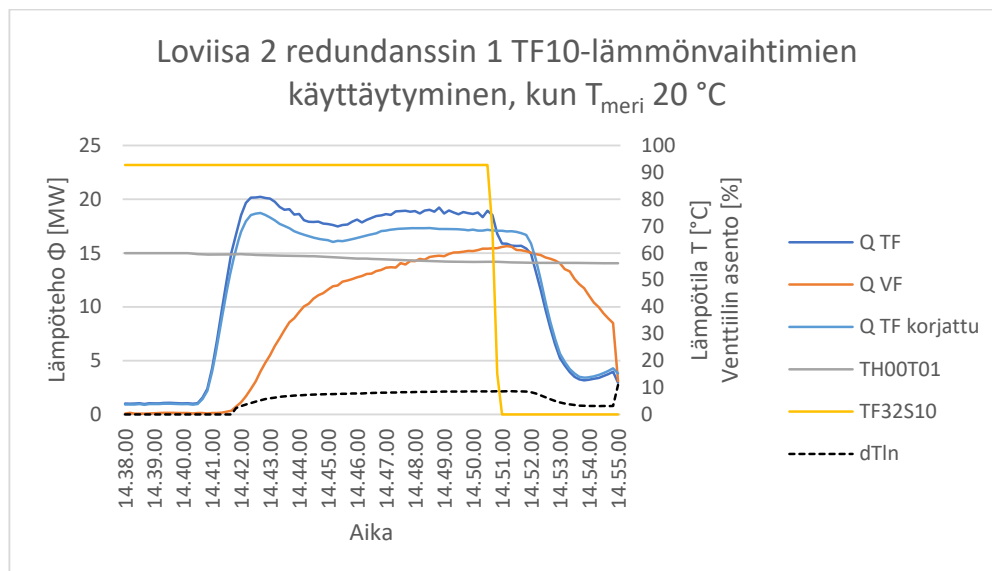
Kuva 26. Loviisa 2 redundanssin 1 TF10-lämmönvaihtimen lämpötehot



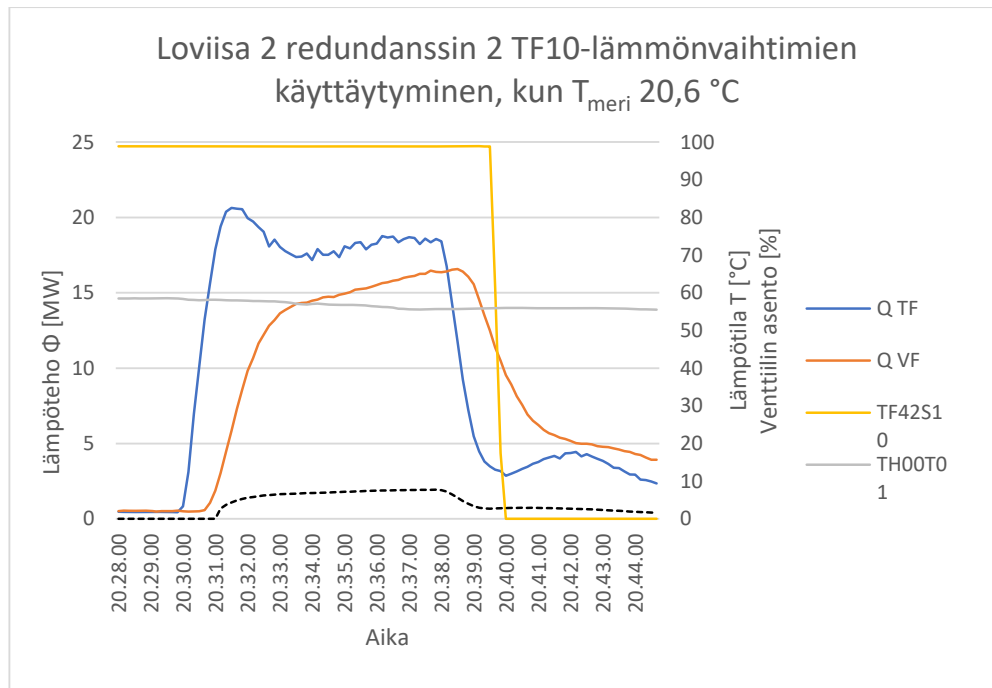
Kuva 27. Loviisa 2 redundanssin 2 TF10-lämmönvaihtimen lämpötehot

Kuvista 26 ja 27 nähdään, että TF10-lämmönvaihtimien osalta energiatase ei toteudu ja tehoero on useita megawatteja. Lämmönvaihtimien TF-puolen lämpöteho on jäädyttävää VF-puolta suurempi, josta voidaan päätellä osan lämpöenergiasta varastoituvan lämmönvaihtimen rakenteisiin koestuksen aikana. Tarkempaa lämmönvaihtimien käyttäytymistä varten

tämän työn aikana tehdyistä redundanssin 1 ja redundanssin 2 kapasiteettikoestuksista otettiin PTK:lta koestuksen ajalta 10 sekunnin mittauskeskiarvot, jotka taulukoitiin ja laskettiin lämpötehot erikseen TF- ja VF-puolille. Jokaiselle aika-askelelle laskettiin lämpötehot ja tuloksista muodostettiin viivakaaviot, jotka on esitetty kuvissa 28 ja 29. Kuvissa 28 ja 29 on taulukoituna myös TH00-säiliön lämpötila, jonka on TTKE:n mukaan pysyttävä välillä 55-60 °C, sekä TF32S10 ja TF42S10 venttiilin tilatiedot. Kyseisillä TF-venttiileillä säädetään TH-lämmönvaihtimia jäähdyttävää TF-virtausta. Venttiilien sulkeminen on merkki koestuksen päättymisestä. Kuvassa 28 taulukoitu Φ_{TF} korjattu on koestuksen aikana ultraäänimittauksen näyttämällä virtauksella laskettu TF-puolen lämpöteho.



Kuva 28. Redundanssin 1 TF10-lämmönvaihtimien käyttäytyminen hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksessa meriveden lämpötilassa 20 °C ajan funktiona



Kuva 29. Redundanssin 2 TF10-lämmönvaihtimien käyttäytyminen hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksessa meriveden lämpötilassa $20,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ ajan funktiona

8 Nykyisen koestusmenettelyn arviointi

Tässä luvussa esitellään tämän työn aikana tehtyjä havaintoja Loviisan voimalaitoksella käytössä olevasta hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksesta. Koestusmenettelyn vertaaminen muilla kaupallisilla ydinvoimalaitoksilla käytössä oleviin menettelyihin osoittautui haastavaksi tehtäväksi haastateltujen luvanhaltijoiden niukkasanaisuuden takia. Yhdeksästä kaupallisia ydinvoimalaitoksia operoivasta yhtiöstä vain kaksi vastasi lomakehaastattelulla lähetettyihin kysymyksiin. Osaltaan vastausprosenttiin on saattanut vaikuttaa työn aikana vallinnut Covid-19 pandemia, sillä aihetta pidettiin yleisesti kiinnostavana ja sitä käsiteltiin virtuaalisesti järjestetyssä *22nd FROG OP*-seminaarissa. Seminaari ei kuitenkaan pysynyt aikataulussa ja aihetta ei ehditty juurikaan käsitellä. Ydinvoima-alalle tyypillisesti juurikaan mitään tietoja eivät luvanhaltijat halua laitoksistaan julkaistavan, joten tässä työssä voidaan todeta vain, että riittävän lämmönsiirtokapasiteetin määrittämiseen on Loviisan voimalaitoksen lisäksi havahduttu muuallakin. Epävarmuus alkuperäisessä koestusmenettelyssä on poikkeuksetta ollut todellisen lämmönsiirtokapasiteetin määrittäminen onnettomuustilanteessa, kun meriveden lämpötila korkea. Epäselvyydet aiheuttaa koestusmenetelmä, jossa ei voida saavuttaa onnettomuustilanteen olosuhteita, sekä voimalan kaupallisen käytön alkamisen ajoista noussut suunnitteluperusteinen korkein meriveden lämpötila.

8.1 Koestus transienttitilanteessa

Energiatasetta ei ohjeisteta tarkastelemaan Loviisan koestusohjeessa, eikä sitä ole esitetty koestuksen PTK:n trendinäytöissä. Myöskään laskennassa käytettävässä LVKUNVAL-sovelluksessa ei energiatasetta huomioida. Täsmälliset ohjeet kuinka koestuksen suorittajan tulee valita edustavimmat mittausarvot laskentaan puuttuvat. Tämän takia koestuksen tulos voi vaihdella jonkin verran koestuksen suorittajien välillä. Jopa samoista koestuksen kointiraporteista eri henkilö voi saada jokseenkin erilaisia tuloksia.

Kuvista 28 ja 29 nähdään, että koestuksen aikana VF-puolen laskettu lämpöteho nousee aina koestuksen päättymiseen asti. Lopullisen tuloksen laskenta perustuu VF-puolen tehosta laskettuun U-arvoon ja kyseisen U-arvon ekstrapolointiin. Koestus on kestoltaan liian lyhyt selvittämään TF10-lämmönvaihtimien huipputeho vallitsevissa olosuhteissa, jolloin

laskennan lopputuloksena saadaan matalampia meriveden lämpötiloja, kuin mihin lämmönvaihtimien todellinen kapasiteetti riittäisi. Luvussa 3 esitetyn teorian mukaan on lämmönsiirtymisen tehokkuus riippuvainen lämpötilaerosta, ollen tehokkaampaa lämpötilaeron kasvaessa. Kuvista 28 ja 29 nähdään myös, että logaritminen lämpötilaero kasvaa aina koestuksen päättymiseen asti, joka sekin indikoi liian lyhytkestoisesta koestuksesta. Koestuksen kestoa on käsitelty tarkemmin luvussa 8.2.

ASME-OM-2012 standardin esittämien lämmönvaihtimien koestusmenetelmien kuvauksissa ja standardissa esitetyn valintakaavion mukaisesti (luku 2.2.1 kuva 3) vallitseva transienttitilanne on yhtenä pääkriteerinä käytettävän menetelmän valintaan. Luvussa 3 esitellyn lämmönsiirron teorian mukaan ASME-OM standardin ohjeistus on perusteltua, sillä transienttitilanteessa lämpötila on ajasta riippuvainen suure ja osa lämpöenergiasta varastoituu lämmönvaihtimen rakenteisiin ja lämmönsiirtoon käytettävään fluidiin. Transientti tilanteessa vallitsevan U-arvon laskenta on mahdollista monimutkaisia differentiaaliyhtälöitä käyttäen, joskin olisi tiedettävä mahdollisimman tarkkaan materiaalien lämmönjohtavuus ja konvektiivinen lämmönsiirtokerroin, sekä edellä mainittujen muuttujien lämpötilariippuvuudet tarkkojen tulosten saamiseksi. Laskennan yksinkertaistamiseksi pelkästään VF-puolelta lasketun tehon käyttämisestä voidaan pitää perusteltuna, sillä lämmönvaihtimen VF-puolen tehoon ei vaikuta lämpöenergian varastoituminen lämmönvaihtimen rakenteisiin. Lämpöenergian varastoitumisen aiheuttama haaste kapasiteettikoestuksen laskentaan voidaan havainnollistaa kuvittelemalla toiselta puolelta täydellisesti eristetty kylmä metalliseinä. Kun metalliseinämän eristämätön puoli altistetaan kuumen fluidin virtaukselle, lämpöenergiaa siirtyy fluidista metalliseinämään kunnes tasapainotila saavutetaan, mutta eristetty puoli estää lämmönsiirtymisen pois seinämästä, eikä lämmönsiirtymistä toisella puolella tapahdu ollenkaan. Näin ollen eristetyltä puolelta tapahtuva lämmönsiirtyminen määrittää seinämän pitkäaikaisen lämmönsiirtokapasiteetin.

Lämmönjohtavuus ei luvussa 3.1 esitetyn kuvan 4 perusteella hätälämmönsiirtoketjussa tyypillisillä lämpötilaeroilla juurikaan muutu ja muutos on varsin lineaarinen. Tästä voidaan päätellä, että lämpötilariippuvuus olisi analyttisesti tehtävissä transienttitilanteen laskennassa otettavissa huomioon ensimmäisen asteen polynomilla. Konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen tarkkuuteen voitaisiin taas vaikuttaa kirjallisuudesta löytyvien korrelaatiokaavojen valinnalla. Laskenta on toteutettavissa esimerkiksi taulukkolaskentaohjelmalla, jos tiedetään lämmönvaihtimissa käytetyn materiaalin ominaisuudet ja massa. Lämmönvaihtimien

rakennekuivissa lämmönsiirtoputkien materiaalille on annettu venäläinen tunnus. Laskennan tuloksena saatava U-arvo koestuksessa vallitsevalle lämpötilaerolle ei kuitenkaan vastaa onnettomuustilanteen olosuhteita. Koska onnettomuustilanteen olosuhteita (lämpötiloja) ei voida tehokäytön aikana saavuttaa, tulisi laskettu U-arvo edelleen luotettavasti ekstrapoloida onnettomuustilannetta vastaaviin lämpötilaeroihin onnettomuustilanteessa vallitsevan lämmönsiirtokapasiteetin laskemiseksi.

Transienttitilanteen lämmönsiirtokapasiteetti on yksinkertaista laskea Loviisan voimalaitoksella TH- ja TQ-lämmönvaihtimille TH00:sta koestuksen aikana siirretyn lämpöenergian kautta. Kyseistä menetelmää ei kuitenkaan helposti voida soveltaa TF10-lämmönvaihtimille, koska TH00:n ja TF10-lämmönvaihtimien välissä on välijäähdytyspiiri, johon osa lämpöenergiasta varastoituu.

8.2 Koestuskytkentä ja koestuksen kesto

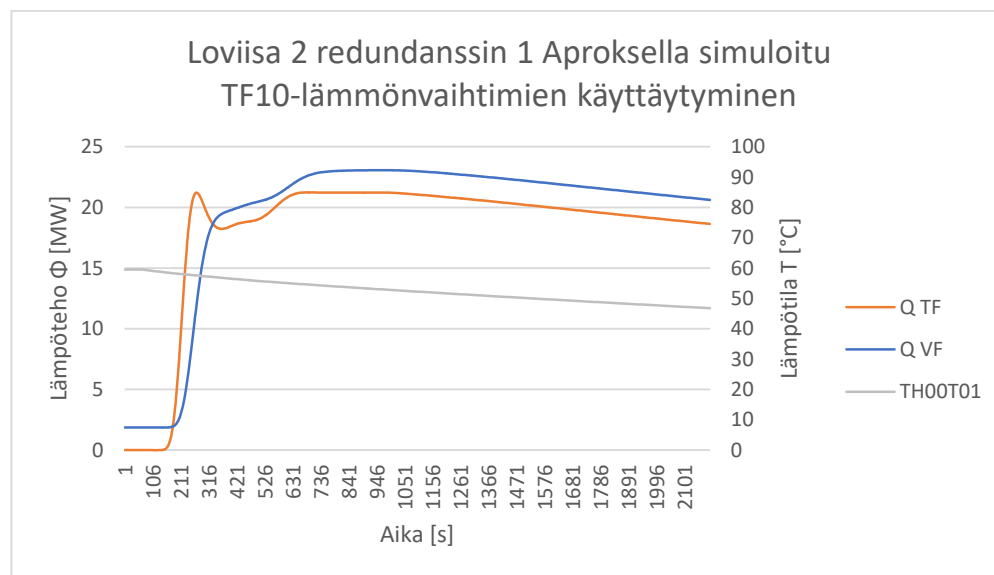
Nykyisessä hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestusmenettelyssä siirrettävä lämpöteho on hyvin suuri verrattuna koestuksen alussa TH00:ssa olevaan lämpöenergian määrään. Koestus on pysäytettävä, kun TH00:n lämpötila saavuttaa TTKE:ssä määritellyn minimilämpötilan 55 °C. Kun merivesi on kylmää, saavutetaan suurempi lämpötilaero TF10-lämmönvaihtimien yli ja lämmönvaihtimien yli vallitseva lämpövirta on suurempi, kuin lämpimän meriveden aikaan. Jotta kapasiteettikoestuksessa saataisiin mitattua edustavia arvoja, tulisi koestus kestää niin kauan, että VF-piirin lämmönvaihtimien jälkeinen veden lämpötila ei enää nouse. Tällöin mitatusta lämpötilasta voidaan päätellä, että lämmön varastoitumista ei enää tapahdu lämmönvaihtimen rakenteisiin.

Edustavia mittaustuloksia antavan kapasiteettikoestuksen kesto arvioitiin Loviisa 2 Aprosmallilla. Malliin asetettiin käyttöön redundanssista 1 TF10W01 ja TF10W02-lämmönvaihtimet ja efektiivisyydeksi määritettiin 32 %, joka vastaa melko likaisia lämmönvaihtimia. Mallin redundanssin 1 TF- ja VF-piirit asetettiin hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestusohjeen K2-07-00117 mukaiseen tilaan ja lämpötilojen annettiin tasaantua. Alle 10 asteen merivedenlämpötiloissa koestusohje opastaa jättämään TF-piirin ennen koestusta +5 °C lämpimämmäksi kuin VF-piiri, mutta tämä kohta jätettiin Apros-ajoissa tekemättä. Malli pysytettiin näin jättämään ilman valvontaa stabiloitumaan. Kun lämpötilat mallissa olivat stabiloituneet, aloitettiin TH00:n jäähdytys TQ- ja TH-lämmönvaihtimilla. Aprosanalyysin

tulokset tallennettiin 1 sekunnin aika-askelin ja tuloksista taulukoitiin koestuksessa käytettävien mittausten mukaiset massavirtaukset ja lämpötilat. Massavirtauksista ja lämpötiloista laskettiin tämän jälkeen taulukkolaskentaohjelmalla lämpötehot sekä VF- että TF-puolille lämmönvaihtimia käyttäen veden ominaislämpökapasiteetille LVKUNVAL-ohjelmassa käytettyä vakioarvoa 4,1868 kJ/kg.

8.2.1 Simuloitu kapasiteettikoestus meriveden lämpötilassa 5 °C

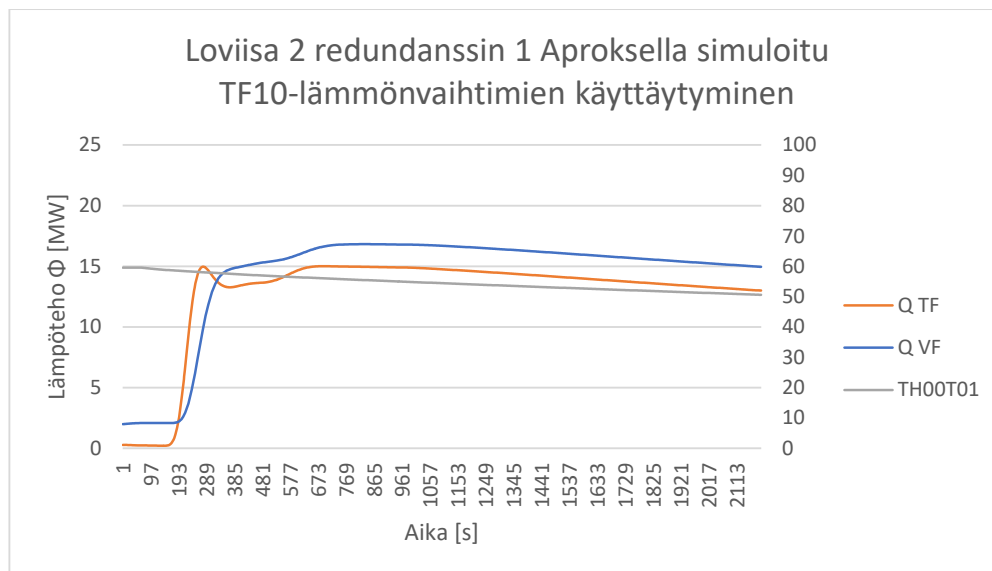
Merivedenlämpötilan reunaehdolla 5 °C VF-piirin ulostulolämpötilan huippu ajoittui ajankohtaan 972 sekuntia. Tarkastelemalla lämmönvaihtimien lämpötehoja kuvasta 30 aika-askeleesta 972 sekuntia eteenpäin on nähtävissä TF- ja VF-piirin lämpötehojen alkavan laskea samalla kulmakertoimella. Tällöin koestus on ollut riittävän pitkä, eikä lämmönvarastoituminen virtaavaan väliaineeseen tai jäähdytyspiirien rakenteisiin aiheuta virhettä LVKUNVAL-ohjelman mukaiseen laskentaan. TH00:n TTKE:n sallima alin lämpötila 55 °C saavutettiin ajanhetkellä 617 sekuntia. TF- ja VF-piirien lämpötilojen tasaantuessa ajanhetkellä noin 970 sekuntia TH00:n lämpötila oli 52,90 °C. 5 °C meriveden lämpötilassa koestus on tällöin noin 6 minuuttia liian lyhyt nykyisellä koestuskytkennällä.



Kuva 30. Apro-ohjelmiston Loviisa 2 mallilla suoritettu hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen lämpötehojen kuvaajat meriveden lämpötilassa 5 °C

8.2.2 Simuloitu kapasiteettikoestus meriveden lämpötilassa 23 °C

Meriveden lämpötilan reunaehdolla 23 °C VF-piirin ulostulolämpötilan huippu ajoittui ajankohtaan 835 sekuntia. Tarkastelemalla lämmönvaihtimien lämpötehoja kuvasta 31 aika-askeleesta 835 sekuntia eteenpäin on nähtävissä TF- ja VF-piirin lämpötehojen alkavan laskea samalla kulmakertoimella. Tällöin koestus on ollut riittävän pitkä, eikä lämmönvarastoituminen virtaavaan väliaineeseen tai jäähdytyspiirien rakenteisiin aiheuta virhettä LVKUNVAL-ohjelman mukaiseen laskentaan. TH00:n TTKE:n sallima alin lämpötila 55 °C saavutettiin ajanhetkellä 950 sekuntia ja TF- ja VF-piirien lämpötilojen tasaantuessa ajanhetkellä noin 830 sekuntia TH00:n lämpötila oli 55,45 °C. Meriveden lämpötilassa 23 °C koestusta voidaan siis jatkaa nykyisellä koestuskytkennällä riittävän pitkään.



Kuva 31. Apros-ohjelmiston Loviisa 2 mallilla suoritettu hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen lämpötehojen kuvaajat meriveden lämpötilassa 23 °C

8.3 Laskennan käyttämät mittaustiedot

LVKUNVAL-sovelluksen laskemiin tuloksiin pystyy käyttäjä vaikuttamaan merkittävästi syöttämillään mittaustuloksilla. Koestusohje ei anna käyttäjälle ohjeita käytettävästä ajankohdasta mittaustietojen valintaan. Koestusta varten olevat PTK-trendinäytöt eivät myöskään ilmaise TF10-lämmönvaihtimien energiatasetta, vaan pelkästään lämpötila- ja

virtausmittauksien trendit. Mikäli PTK:n trendiryhmissä olisi lisäksi virtauksista ja lämpötiloista lasketut lämpötehojen trendit, pystyisi koestuksen laskennan suorittaja tarkastamaan kuinka suuri tehoero lämmönvaihtimen eri puolilla vallitsee ja saamaan käsityksen lämmönvaihtimien käyttäytymisestä transienttitilassa. Yksinkertaisena ohjeena realistisen U-arvo laskennalle luvussa 8.2 esitettyjen analyysien perusteella voidaan pitää mittaustietojen valintaa ajan hetkeltä jolloin VF-puolen ulostulolämpötila ei enää nouse.

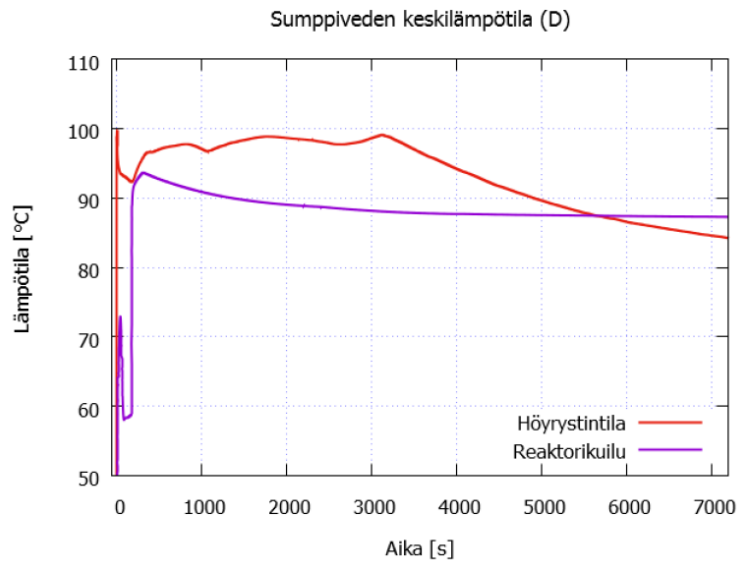
Koska koestus on lopetettava ennen kuin TH00-säiliön lämpötila laskee alle TTKE:n salliman minimin 55 °C, ei koestuksen kesto ole riittävän pitkä TF-piirin veden ja TF10-lämmönvaihtimien rakenteiden lämmittämiseen huippulukemiin, jolloin mittaustulokset olisivat mahdollisimman edustavia. Kuvista 28 ja 29 on nähtävissä edellä mainittu lämmönvaihtimien ajallinen käyttäytyminen kapasiteettikoestuksessa. Edellä mainittujen kuvien perusteella nykyisellä koestuskytkenällä realistisin tulos saataisiin valitsemalla mittapiste ilman TH00:n jäähtymisen loppuvaiheesta. Kuvissa 28 ja 29 näkyvän TF-puolen tehon trendiviivan sahalaidan perusteella TF-piirin virtausmittaus heiluu VF-virtausmittausta enemmän ja aiheuttaa laskentatulokseen epätarkkuutta. Virtausmittauksen heilunta varsinkin 2. redundanssissa kertoo epätarkasta virtausmittauksesta. TF10-piirin virtausmittaukset ovat niin epätarkkoja, että ne eivät sellaisenaan tällä hetkellä sovellu koestustuloksen laskentaan käytettäväksi. Stationääritilanteessa TF10-piirin virtauksen voi laskea lämpötilamittauksista ja VF-piirin virtauksesta, mutta nyt käytössä oleva kapasiteettikoestuksen prosessikytkentä ei voi saavuttaa stationääritilannetta. Lyhyen aikavälin korjauksena TF10-piirin virtaus tulisi mitata ultraäänimittalaitteella PTK-mittauksen sijaan. Mikäli nykyistä PTK:n TF-piirin massavirtausmittausta käytetään jatkossakin, tulisi sen kalibrointimahdollisuuksia selvittää. Tätä työtä varten tehtyjen virtausmittauksien perusteella TF-piirin ultraäänimittaus putkitunnelissa oli huomattavasti stabiilimpi, sekä on sijoitettavissa standardien että valmistajien suositusten mukaisesti. Epätarkkaa TF-virtausmittausta laskenta käyttää U-arvon ekstrapoloinnissa ja suurimman sallitun meriveden lämpötilan laskennassa. Liian suuri massavirtauksen lukuarvo heikentää lopputulosta.

Kuten luvussa 5 on kerrottu, LVKUNVAL-ohjelma käyttää U-arvon laskentaan pelkästään virtausmittauksista tarkempaa VF-puolen massavirtausta ja laskettua lämpötehoa. Laskennan konservatiivisuuden kannalta pelkästään TF10-lämmönvaihtimien VF-puolen tehon (tehoista pienempi) käyttäminen U-arvon laskentaan vaikuttaa perustellulta, myös siitä syystä, että VF-puoli lämmönvaihtimista likaantuu. Nykyisessä liian lyhyessä koestuksessa

stationääritilanteen yhtälöiden käyttäminen ja mittaustuloksien virheen huomioiminen laskemalla U-arvolle minimin tekee laskennan lopputuloksesta ylikonservatiivisen. VF-puolen lämpöteho kasvaa koko koestuksen ajan, kuten myös logaritminen lämpötilaero (kuvat 28 ja 29). Keskitehon määrittäminen TF- ja VF-puolen tehoista transienttitilanteelle ja laskennan suorittaminen ko. keskiteholla lisäisi laskentaan toki sekin epävarmuuksia epätarkan TF-virtausmittauksen takia. Edustavien laskentatuloksien saamiseksi koestusta olisi jatkettava niin kauan, että VF-puolen ulostulolämpötila ei enää nouse. Tämä edellyttäisi TTKE muutosta.

8.4 Siirrettävä teho DBA-tilanteessa

Hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen kriteerit tulisi määrittää vaativimman alkutapahtuman mukaan, eli alkutapahtumalla jolla hätälämmönsiirtoketjun heikointa lenkkiä kuormitetaan eniten. Vuoden 2022 laitoskonfiguraatiolla kyseinen alkutapahtuma on painestimen yhdyslinjan giljotiinikatko. Kuten luvussa 3.1.1 on kerrottu ja kuvista 16-17 on nähtävissä, lämpöä sitoutuu koko systeemin rakenteisiin ja virtaaviin fluideihin aiheuttaen merkittävää hitautta lämmönsiirtoprosessiin. Mikäli siirrettävä lämpöteho määritetään luvussa 4.1.1 kerrotulla tavalla asettamalla analyysin reunaehdoksi sumpiveden maksimilämpötila ja ajamalla sitten prosessi stationääritilaan, ei alati vähenevän jälkilämpötehon lämmönvarastoitumista TF-piirin veteen ja rakenteisiin oteta huomioon määriteltäessä siirrettävän lämpötehon maksimia. Tämä on nähtävissä kuvista 17 ja 32. TF10-lämmönvaihtimien tehohiippu on ajan hetkellä noin 3300 s ja sumpiveden lämpötila alkaa laskea jo noin 200 sekuntia aikaisemmin. Menetelmää voidaan kuitenkin pitää konservatiivisesti perusteltuna. Nykyiset LVKUNVAL-ohjelman laskennan läpäisykriteerit on pääosin määritetty SOLVO-laskennalla käyttämällä sumppivedelle lämpötilaa 102,7 °C (Hongisto 2000, s. 15.) (Samatti 2001, Liite 3.). Vuoden 2019 uusituissa analyyseissä sumpiveden maksimilämpötila oli kuitenkin noin 100 °C kuormittavimmassa tapauksessa kuvan 32 mukaisesti. (Ahtinen 2019, Liite 3.)

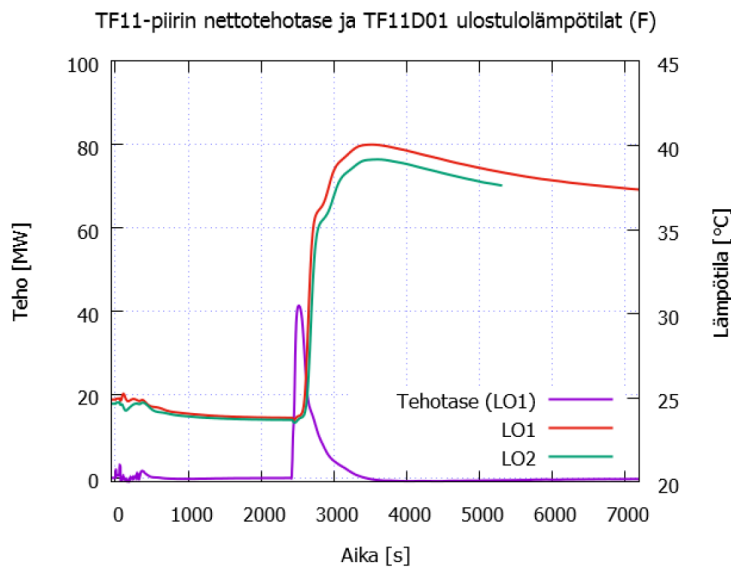


Kuva 32. Sumpiveden maksimi lämpötila hätälämmönsiirtoketjun konservatiivisessa analyysissä vuonna 2019 (Ahtinen 2019, Liite 3.)

SOLVO-laskennan tuloksia ei tulisi käyttää siitäkään syystä, että Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimien tiedot ovat olleet hätälämmönsiirtoketjun onnettomuusanalyysin mallissa virheelliset. Vuoden 2019 analyysien laitosmalliin Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimien tiedot korjattiin. Lämmönvaihtimien tietoja on käsitelty tarkemmin luvussa 8.5.

Vuoden 2019 turvallisuusanalyysien tuloksista on nähtävissä suoraan suurin lämpöteho, jolla TF10-lämmönvaihtimet hätälämmönsiirtoketjua kuormittavimman analyysitapauksen aikana hetkellisesti toimivat. Voidaan siis todeta, että mikäli TF-lämmönvaihtimet kykenevät toimimaan kyseisellä teholla onnettomuustilanteessa, hätälämmönsiirtoketju toimii analyysin tulosten perusteella suunnitellusti. Vuoden 2019 turvallisuusanalyysissä TF10-piiriä kuormittavin tapaus oli paineistimen yhteen giljotiinikatko TQ-lämmönvaihtimien jäähtymisen käynnistyessä nykyisen laitossuojajärjestelmän mukaisesti vasta sumpikierrolla. Tällöin TF10-lämmönvaihtimien tehuippu oli kuvan 17 perusteella noin 33 MW (Ahtinen 2019.), mikä vastaa hyvin LVKUNVAL-ohjelmassa olevaa onnettomuustilanteessa siirrettävää lämpötehoa, mutta alkutapahtuma ja laitoskonfiguraatio eivät vastaa enää selvityksiä, joiden perusteella laskennan käytössä olevat hyväksymiskriteerit on määritelty. Koestukseen liittyviin taustamateriaaleihin tulisi päivittää ja korjata oikeat lähtötiedot.

Vuonna 2019 tehdyissä turvallisuusanalyysissä paineistimen yhteen giljotiinikatossa TF-piirin maksimi lämpötila käy hieman yli 39 °C:ssa kuvan 33 mukaisesti. TF10-piirin suurin sallittu lämpötila on kuitenkin 42 °C, joten 33 MW:n lämpövirta TF10-piiristä VF-piiriin (eli TF10-lämmönvaihtimien lämpöteho) on tällä perusteella liian suuri käytettäväksi LVKUNVAL-ohjelman laskentaan. Erillisin analyysien tulisi määrittää se TF10-lämmönvaihtimien lämpöteho, jolla turvallisuusanalyysin hyväksymiskriteerit täyttyvät suurimmalla mittaushistorian meriveden lämpötilalla ja TF10-piirin lämpötila käy suurimmassa sallitussa lämpötilassa 42 °C:ssa. Tämä olisi tehtävissä iteratiivisesti Aproxella muuttamalla TF10-lämmönvaihtimien efektiivisyyttä. Analyysin tuloksista on sen jälkeen nähtävissä huipputeho, jolla TF10-lämmönvaihtimet toimivat ja tätä lämpötehoa tulisi käyttää LVKUNVAL-ohjelman laskennassa siirrettävänä lämpöteho.



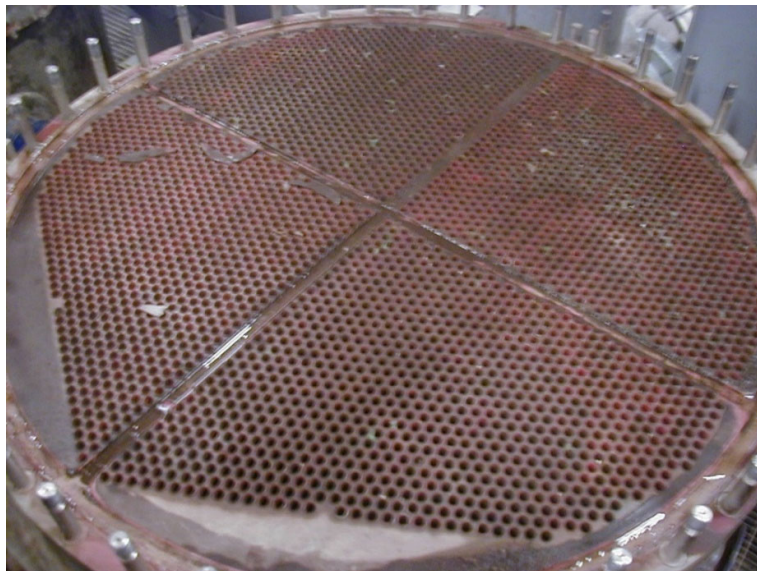
Kuva 33. TF10-piirin lämpötilat vuoden 2019 hätälämmönsiirtoketjun analyysissä. (Ahtinen 2019, Liite 3.)

8.5 TF10-lämmönvaihtimien tiedot

Lämmönvaihtimien U-arvo on riippuvainen lämmönsiirtopinnan likaantumisesta ja koestuksessa tavoitteena on selvittää koestuksen ajankohtana vallitseva, likaantumisen huomioonottava U-arvo mittaustuloksien perusteella. Lämmönvaihtimien U-arvon laskentaan koestuksessa käytetään aiemmin esiteltyä yhtälöä 21. TF10-lämmönvaihtimien todellisen

pinta-alan varmistamiseksi voimalaitoksen arkiston laadunvalvonta (QC) asiakirjoista etsittiin alkuperäiset, valmistajan (Atomenergoexport, jatkossa AEE) toimittamat suunnittelupiirustukset. Teknisissä tiedoissa valmistajan ilmoittama lämmönsiirtopinta-ala "Constructive surface" on 1075 m², joka poikkeaa LVKUNVAL-ohjelman lähtötiedoissa olevasta pinta-alasta 1728 m². LVKUNVAL-ohjelman alkuperäisessä ohjeessa on ohjeistettu tekemään koetus aina kahdella lämmönvaihtimella, eikä kolmen lämmönvaihtimen käyttö ohjelmassa ole ollut alun perin edes mahdollista, joten pinta-ala on suurella varmuudella kahden lämmönvaihtimen yhteenlaskettu pinta-ala. FSAR luku 9.2.2.1 ilmoittaa pinta-alaksi 864 m²/Loviisa 2 TF10 lämmönvaihdin. (Karjalainen 2019, s. 42.)

Oikean pinta-alan varmistamiseksi laitosarkistosta etsittiin käyttöönottoasiakirjoista lämmönsiirtoputkien lukumäärä ja yhden lämmönsiirtoputken mitat. Alkuperäisestä AEE:n toimittamasta lehtiöstä käy ilmi lämmönsiirtoputkien materiaalien ominaisuudet ja mitat, jotka ovat taulukossa 9. (Imatran voima osakeyhtiö 1977.) Käyttöönottotarkastuksessa tehdyn pyörrevirtatarkastuksen tulosraportista käy ilmi lämmönsiirtoputkien lukumäärä, joka on myös esitetty taulukossa 9. (Tervonen 1982, s. 1.) Lämmönsiirtoputkien lukumäärä varmistettiin myös huoltoon avatun TF10-lämmönvaihtimen valokuvasta laskemalla. Kuvassa 34 on kyseinen lämmönvaihdin avattuna.



Kuva 34. Huoltoon avattu Loviisa 2 TF10-lämmönvaihdin

Taulukko 9. TF10W0004 lämmönvaihtimen lämmönsiirtoputkien mitat ja lukumäärä

| TF10-lämmönvaihtimien putkien tiedot | |
|--------------------------------------|----------|
| Ulkohalkaisija | 18,0 mm |
| Seinämävahvuus | 1,5 mm |
| Kokonaispituus | 5906 mm |
| Putkien lukumäärä | 3376 kpl |

Koska tämänkaltainen virhe on hyvin poikkeuksellinen, oli syytä selvittää mistä poikkeava pinta-ala johtuu ja kumpi on todellinen pinta-ala Loviisa 2 laitoksen TF10-lämmönvaihtimissa. Lämmönvaihtimia laskettaessa tulee aina käyttää lämmönsiirtopinta-aloista suurempaa, eli putkilämmönvaihtimien kohdalla putken ulkohalkaisijaa. (Saari s. 31.)

Taulukon 9. tiedoilla voidaan laskea lämmönsiirtopinta-ala yhtälöstä 31.

$$A = \left(2 * \pi * \frac{d}{2} * l \right) * n \quad (31)$$

jossa A on pinta-ala [m^2], d on putken ulkohalkaisija [m], l on putken pituus [m] ja n on putkien lukumäärä.

Lämmönvaihtimen rakennekuvasta PE_LO2_466_00908001 (Loviisan voimalaitoksen sisäinen asiakirja) nähdään lämmönsiirtoputkien menevän lämmönvaihtimen alaosassa 100 mm paksuisen laipan läpi. Lämmönvaihtimen yläosassa putkien lävistävän laipan paksuutta ei ole kuvassa annettu, joten sen oletetaan olevan samanlainen, kuin lämmönvaihtimen alaosassa. Rakennekuvassa lämmönsiirtoputket on piirretty lävistävän myös messinkiset putkilevyt, lämmönvaihtimen alaosassa messinkisen putkilevyn paksuudeksi on annettu 40 mm. Laippojen yhteenlaskettu paksuus on näin ollen $(2 * 100 + 2 * 40)$ 280 mm, joka on myös lämmönsiirtoputken pituutta vähentävä tekijä ja tulee vähentää putkien pituudesta lämmönsiirtopinta-alaa laskettaessa, sillä lämmönsiirtoa ei juurikaan tapahdu tällä osuudella. Lämmönsiirtopinta-alaksi saadaan yllä mainituilla oletuksilla yhtälöstä (31) noin 1074 m^2 , mikä on hyvin lähellä AEE:n ilmoittamaa lämmönsiirtopinta-alaa 1075 m^2 .

Loviisa 1 laitoksen alkuperäiset TF10-lämmönvaihtimet ovat olleet Rauma-Repola Oy:n valmistavat, samankaltaiset putkilämmönvaihtimet kuin AEE:n valmistamat Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimet. Loviisa 1 lämmönvaihtimet on vaihdettu levylämmönvaihtimiin

1980-luvun alussa. Rauma-Repola Oy:n toimittamasta voimalaitoksen arkistosta löytyvästä alkuperäisestä rakennekuvasta 1006-1008 saadaan lämmönsiirtoputkille taulukon 10 tiedot.

Taulukko 10. Rauma-Repola Oy:n valmistamien TF10-lämmönvaihtimien putkipuolen tiedot

| | |
|------------------------------|--------------------|
| Putken ulkohalkaisija | 18,0 mm |
| Putken seinämävahvuus | 1,0 mm |
| Putken pituus | 5706,0 mm |
| Putkipuolen tilavuus | 3,1 m ³ |

Taulukon 10 tiedoilla voidaan laskea putkien lukumäärä yhtälöstä 32.

$$V = \frac{\pi}{4} * d_{in}^2 * l * n \quad (32)$$

jossa V on tilavuus [m³], d_{in} on lämmönsiirtoputkien sisähalkaisija [m], l on putken pituus [m] ja n on putkien lukumäärä.

Yhtälöstä (32) saadaan putkien lukumääräksi 2702 kpl. Rakennekuvasta nähdään putkien menevän lämmönvaihtimen yläosassa 18 mm paksuisen laipan läpi, sekä lämmönvaihtimen sisällä olevan virtauksen ohjauslevyjä 5 kpl. Olettamalla lämmönvaihtimen alaosassa lämmönsiirtoputkien lävistämän laipan saman paksuiseksi, kuin lämmönvaihtimen yläosassa ja olettamalla virtauksenohjauslevyjen lyhentävän lämmönsiirtoputkien pituutta 15 mm, saadaan yhteenlasketuksi lämmönsiirtoputkia lyhentäväksi tekijäksi (18 + 18 + 15) mm. Sijoittamalla laskettu putkien lukumäärä, putken pituutta lyhentävä tekijä ja taulukon 10 tiedot yhtälöön (31), saadaan lämmönsiirtopinta-alaksi 864 m². Tämän perusteella voidaan hyvin suurella varmuudella todeta Loviisa 2 laitosesikön asiakirjoissa ja LVKUNVAL-ohjelman lähtötiedoissa olevan Loviisa 1 laitosesikön alkuperäisten putkilämmönvaihtimien lämmönsiirtopinta-ala.

Yhtälöstä (21) laskettaessa U -arvoa on yhtenä muuttujana lämmönvaihtimen pinta-ala, joka todellisuudessa on huomattavasti ohjelman käyttämiä lähtötietoja suurempi. Lämmönsiirtopinta-alan tullessa yhtälön nimittäjään, tarkoittaa se tuloksissa todellista suurempia U -arvoja. Tällä ei kuitenkaan ole suurta merkitystä laskennan lopputuloksena olevaan suurimpaan sallittuun meriveden lämpötilaan, sillä pienempi pinta-ala laskettaessa U -arvoa yhtälön

(21) mukaan antaa todellisuutta suurempia lukuarvoja U-arvolle, eli toisin sanoen parempia tuloksia. Mutta laskettaessa suurinta sallittua meriveden lämpötilaa yhtälöryhmästä (29), pienempi lämmönsiirtopinta-ala vastaavasti heikentää tulosta samassa suhteessa, kuin parannus tapahtui U-arvoa laskettaessa.

8.5.1 TF10-lämmönvaihtimien U-arvo

FSAR luku 9.2.2.1 ilmoittaa hätälämmönsiirtoketjun hyväksymiskriteeriksi Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimille taulukossa 3 esitetyn U-arvon $\geq 870 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ (Karjalainen 2019, 28). U-arvon hyväksymiskriteeri on laskettu taulukossa 1 esitetyillä lukuarvoilla. Kyseisillä lukuarvoilla TF10-piirin lämpötila nousi yli sallitun $42 \text{ }^\circ\text{C}$, eli analyysin läpäisykriteerit eivät täyttyneet. Hätälämmönsiirtoketjun koestusohjeessa kyseinen hyväksymiskriteeri on voimassa taulukon 2 mukaisesti mikäli meriveden lämpötila VC00T801 on yli $23 \text{ }^\circ\text{C}$ (Ulander 2017, 4). LVKUNVAL-sovellus laskee mittausvirheet huomioon ottaen ekstrapoloidun U-arvon minimin, jota sitten vertaa taulukossa 2 mainittuun U-arvoon. Ekstrapolointiin käytetään suojarakennusanalyysissä valliinneita referenssitilan arvoja ja suunnitteluperusteisia virtauksia, lämpötiloja ja konvektiivisia lämmönsiirtokertoimia. Käytettyjen suunnitteluperusteisten lukuarvojen alkuperä on tuntematon, eivätkä ne täsmää taulukossa 11 esitettyjä lämmönvaihtimien valmistajan ilmoittamia arvoja. SOLVO-ohjelmalla laskettiin taulukon 11 arvoilla konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet lämmönsiirtoputkien kylmälle ja kuumalle puolelle. Lasketut arvot ovat noin kaksi kertaa lähtötietoja pienemmät (Liite 7). LVKUNVAL-ohjelmassa lämmönvaihtimien TF-puolen Nusseltin luvun laskennassa käytetyssä korrelaatiokaavassa Reynoldsin luvun eksponenttina on käytetty lukuarvoa 0,6. Lukuarvo viittaa ristivirtaukseen ja täten Loviisa 1 laitossyksikön alkuperäisiin Rauma-Repola Oy:n valmistamiin TF10-lämmönvaihtimiin, joissa vaippapuolella oli virtauksenohjauslevyt.

Jos ekstrapoloitu U-arvon minimi on huomattavasti FSAR:n ilmoittamaa U-arvoa pienempi, voi se tarkoittaa lämmönvaihtimien merkittävää likaantumista. AEE:n toimittamassa rakenekuvassa PE_LO2_466_00908001 lämmönvaihtimen tiedoissa ei ole annettu U-arvoa suunnitteluperusteisessä tilanteessa, mutta on ilmoitettu suunnitteluperusteiseksi tilanteeksi taulukon 11 mukaiset tiedot TF- ja VF-veden lämpötiloille ja virtauksille.

Taulukko 11. AEE:n ilmoittama suunnitteluperusteinentilanne TF10-lämmönvaihtimille

| | TF-piiri | VF-piiri |
|---------------------|-----------|------------|
| Väliaineen kulutus | 650,0 t/h | 1000,0 t/h |
| T _{sisään} | 50,0 °C | 20,0 °C |
| T _{ulos} | 29,0 °C | 33,6 °C |

Taulukon 11 tiedoilla ja luvussa 8.5 lasketulla lämmönsiirtopinta-alalla voidaan laskea yhtälöryhmän (29) avulla Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimille suunnittelupisteen U-arvo. Taulukon 11 arvojen perusteella lämmönvaihdin ei ole täysin stabiilissa tilassa, joten käyttämällä TF- ja VF-puolien keskimääräistä tehoa, U-arvoksi saadaan 1193,53 W/m² °C ja lämmönvaihtimen lämpötehoksi 15,82 MW. Teho on siis hyvin lähellä taulukossa 3 ilmoitettua tehoa (15,3 MW), mutta U-arvo selkeästi korkeampi. Toisaalta U-arvo on lämpötiloista suoraan verrannollinen suure. Mikäli ennalta määritetään koestuksen läpäisyyn U-arvolle kriteeri, on kriteeri voimassa vain tietyssä meriveden lämpötilassa. Yhden U-arvon kriteerin määrittäminen määrittelemättömälle meriveden lämpötila-alueelle on ongelmallista.

Jotta LVKUNVAL-ohjelman suorittama ekstrapoloidun U-arvon minimiin perustuva läpäisykriteerin tarkastelu olisi ajantasainen ja oikeisiin lähtötietoihin perustuva, tulisi LVKUNVAL-ohjelman lähtötietoihin päivittää oikea TF10-lämmönvaihtimien pinta-ala, lämmönsiirtoputkien mitat, suunnitteluperusteiset lukuarvot ja hätälämmönsiirtokeijun analyysin referenssiarvot.

LVKUNVAL-laskennan lähtötiedoissa olevat referenssitilanteen lukuarvot (suojarakennus-analyysi) eivät vastaa analyysin läpäisykriteerit täyttäneitä suojarakennusanalyysiä. TF- ja VF virtaukset, sekä keskilämpötilat ovat peräisin analyysistä, jossa TF-veden lämpötila nousi 0,46 °C yli läpäisykriteerin. Tämän jälkeen on tehty uusi analyysi jossa kasvatettiin VF-virtaamaa, joka on oletettavasti vaikuttanut myös keskilämpötiloihin (Palsinajärvi 2001).

Suunnitteluperusteisena toimivana U-arvona ei välttämättä ole mielekasta käyttää AEE:n suunnitteluperusteisenteilanteen mukaista U-arvoa, sillä AEE:n ilmoittamat lukuarvot ovat suurimmaksi osaksi tasalukuja, joiden saavuttaminen oikeissa mittauksissa on epätodennäköistä. ASME-OM-2012 standardi ohjeistaa tekemään referenssitilanteen mittaukset ennen laitoksen kaupallisen tehokäytön aloittamista, joten kyseisen standardin mukainen U-arvon heikkenemisen seuranta voitaisiin ottaa vain soveltuvin osin käyttöön Loviisan

voimalaitoksella. Puhtaiden lämmönvaihtimien referenssiarvot ovat toki mitattavissa lämmönvaihtimien pesun jälkeen tehtävässä koestuksessa, joskin stationääritilanteen saavuttamiseksi nykyistä koestuskäytäntää tulisi muuttaa.

8.6 TF-piirin suurin sallittu lämpötila

TF-veden maksimilämpötilan rajoittavana tekijänä on hätälämmönsiirtoketjuun osallistuvien järjestelmien laitteiden jäädytys. YVL-ohje E.3 vaatimuksen 652 mukaan (STUK 2019) putkistolle on tehtävä joustavuustarkastelu, jos seuraavat ehdot täyttyvät:

- TL1: DN vähintään 25
- TL2: DN yli 50 ja T yli 110 °C
- TL3: DN yli 100 ja T yli 110 °C

Kyseiset ehdot eivät täyty turvallisuusluokan 2 TF-piirin putkiston kohdalla, koska suunnittelulämpötila jää alle vaaditun 110 °C. Putkistojen ja komponenttien lämpötilan sietoisuutta on kuitenkin tarkasteltu TF10-lämmönvaihtimien jälkeisellä osuudella 47 °C:een asti ja ennen TF10-lämmönvaihtimia 78 °C asteeseen asti selvityksessä *Hätäjäähdytysjärjestelmien toiminnan varmistaminen* (Heino 1996, 6). FSAR luvussa 9.2.2.1 Puhdas välijäähdetyspiiri TF10 on ilmoitettu TF10-lämmönvaihtimien suunnittelulämpötilaksi 75 °C (Karjalainen 2019, 41), mutta kuten luvussa 8.5 on aiemmin todettu, ovat annetut tiedot Loviisa 1:n käytöstä poistettujen RR:n valmistamien putkilämmönvaihtimien tiedot.

TF10-piiristä jäädytyksensä saavien laitteiden osalta uusimpien tietojen mukaan TF-pumppuhuoneet on tunnistettu rajoittavaksi tekijäksi TF-piirin lämpötilan nousulle prosessiselvityksessä *TF-pumppuhuoneen lämpöolosuhteiden kehitys Lo1 TL45 tai Lo2 TL49 vikaantumistilanteessa*. Rajoittava tekijä on TF-pumppujen moottorien lämpenemän kesto alijännitetilanteessa. Kyseisessä prosessiselvityksessä käytetty analyysimalli on yksityiskohtaisempi, kuin aiemmissa selvityksissä käytetty ja tulosten varmistamiseksi analyysi suoritettiin kahdella erillisellä ohjelmistolla, Apros ja IDA ICE. Analyysien perusteella TF-piirin mitoitustilanteen nostamiseen 42 °C:sta 45 °C:een ei kuitenkaan ole estettä. (Lehto 2020, 2-17.)

Hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen lopputuloksena laskettavaan maksimi meriveden lämpötilaan TF-piirin mitoitustilanteen nostaminen vaikuttaa suhteella 1:1.

Parantamalla laitteiston lämpötilansietoisuutta tai pumppuhuoneiden jäähdytystä, on mahdollista nostaa TF-piirin mitoitustilalämpötila vielä 45 °C suuremmaksikin, mutta asian varmistaminen vaatii kokonaisvaltaisen selvityksen, jossa huomioidaan myös turvallisuusanalyysien muut hyväksymiskriteerit, kuten suojarakennuksen paine ja lämpötila. Tämän hetkisisissä LVKUNVAL-ohjelman lähtötiedoissa, ei ole otettu huomioon kaikkia parannuksia, mitä on tehty hätälämmönsiirtoketjun laitteiden lämpötilansietoisuuteen.

8.7 Koestuksen suorittaminen kolmella TF10-lämmönvaihtimella

Sekä TF-, että VF-piirissä lämmönvaihtimet yhdistyvät tulo- ja poistopuolella yhteiseen koojatuksiin/runkolinjaan. Koestuksessa käytettävät virtaus- ja lämpötilamittaukset sijaitsevat runkolinjoissa, jossa virtaava vesi kokoontuu/jakaantuu rinnakkaisille lämmönvaihtimille. Lisättäessä koestuskyltöntään kolmas lämmönvaihdin lämmönsiirtopinta-ala kasvaa, mutta jäähdytteen kokonaismassavirta runkolinjassa pysyy muuttumattomana johtuen lämmönvaihtimien jälkeen putkistossa olevista kuristimista ja koestusohjeessa määritetystä tavoitte massavirrasta. Koestuksessa TQ- ja TH-lämmönvaihtimien siirtämä lämpömäärä TF-piiriin pysyy käytännössä muuttumattomana TF10-lämmönvaihtimien lukumäärästä riippumatta, sillä TF-piiristä VF-piiriin siirtyvä lämpöteho ei juurikaan muutu. Rinnan kytketyt lämmönvaihtimet ovat laskennassa laskettu kuin yhtenä lämmönvaihtimena (laskenta käyttää lämmönsiirtopinta-alojen summaa). Yhtälöryhmän (29) 2. ja 3. yhtälön perusteella lämmönvaihtimen lämpöteho on suoraan verrannollinen lämmönvaihtimen läpi kulkevaan jäähdytteen massavirtaan ja lämpötilan muutokseen. Jäähdytteen ominaislämpökapasiteetti vallitsevilla lämpötiloilla ei juurikaan muutu, joten se voidaan riittäväällä tarkkuudella olettaa vakioksi. Koestettaessa kahdella TF10-lämmönvaihtimella, kummankin lämmönvaihtimen läpi oletetaan virtaavan 50 %:a massavirrasta, kun taas suoritettaessa koestusta kolmella TF10-lämmönvaihtimella kunkin lämmönvaihtimen läpi oletetaan 1/3-osa massavirrasta. Yksittäisen TF10-lämmönvaihtimen lämpöteho siis laskee, jos useampia lämmönvaihtimia kytketään rinnakkain käyttöön, sillä massavirta pyritään koestuksessa pitämään koestusohjeen mukaisesti vakiona.

LVKUNVAL-laskennassa pienempi massavirta yhden lämmönvaihtimen läpi tarkoittaa suoraan pienempää lämpötehoa ja pienempää kokonaislämmönsiirtokerrointa kyseisessä

lämmönvaihtimessa. Tämä johtuu U-arvon määrittämiseen käytetystä yhtälöstä (21), joka voidaan esittää yhtälön 33 muodossa.

$$U = \frac{q_m \cdot c_p \cdot \Delta T}{\Delta T_{ln} \cdot A} \quad (33)$$

Yhtälöä (33) käytettäessä U-arvon laskentaan edellä kuvatuksi lämmönvaihtimien lukumäärästä riippumaton koestuksen tavoite massavirta runkolinjassa tulee jakoviivan yläpuolella ja lämmönsiirtopinta-ala on yhtälössä jakoviivan alapuolella, joten yhtälön lopputulokseksi saadaan pienempiä U-arvoja lämmönsiirtopinta-alaa kasvattamalla virtauksen pysyessä vakiona. Koestuksen suorittaminen kolmella TF10-lämmönvaihtimella ei anna U-arvolle taulukoissa 2 ja 3, sekä koestusohjeessa ilmoitettuihin U-arvon kriteereihin vertailukelpoisia tuloksia, vaikka LVKUNVAL-ohjelman suorittamassa U-arvon kriteeritarkastelussa referenssi U-arvo on suhteutettu käytettävissä olevaan lämmönsiirtopinta-alaan. Laskettua U-arvoa ei voida vertailla myöskään AEE:n ilmoittamaan referenssitilanteeseen, joka on myös määritetty kahdella TF10-lämmönvaihtimella. LVKUNVAL-ohjelman tallentamista tuloksista kesällä 2018 on nähtävissä, että lämpötilat eivät juurikaan muutu tehtäessä koestus kahdella tai kolmella TF10-lämmönvaihtimella, mutta pinta-ala muuttuu merkittävästi, joka johtaa merkittävästi muuttuneeseen U-arvoon. Koestuksien välillä meriveden lämpötila nousi noin 2 °C ja VF-ulostulolämpötila nousi sen myötä vastaavat 2 °C TF-ulostulolämpötilan pysyessä käytännössä muuttumattomana. Laskettu U-arvo taas heikkeni noin 30 % koestettaessa kolmella TF10-lämmönvaihtimella. Yksittäisen raja-arvon määrittäminen U-arvolle ei anna vertailukelpoista tulosta lämmönvaihtimien likaantumisen ja toimintakyvyn tarkasteluun, mikäli lämmönvaihtimia voidaan koestuksessa kytkeä jäähdytykseen vaihteleva lukumäärä.

Lämmönsiirtopinta-alan kasvattaminen virtauksen pysyessä vakiona ei anna myöskään lopputulokseksi korkeampaa laskettua meriveden maksimilämpötilaa, koska meriveden lämpötila laskentaan LVKUNVAL-ohjelmassa U-arvoa käyttäen yhtälöryhmästä (29). Yhtälöryhmässä U-arvo ja lämmönsiirtopinta-ala kerrotaan keskenään, eli mikäli toinen lukuarvo kasvaa samassa suhteessa kuin toinen vähenee, pysyy lukujen tulo muuttumattomana.

Vaikka koestuksessa ei mitata virtauksia ja lämpötiloja jokaiselta lämmönvaihtimelta erikseen, ei sillä katsota olevan merkitystä lopputuloksen kannalta, sillä jäähdytevirtaus sekoittuu lämmönvaihtimien jälkeen ja lämmönvaihtimien jäädytysteho on käytössä olevien lämmönvaihtimien tehojen summa. Jos toinen käytössä oleva ja likaantunut TF10-

lämmönvaihdin korvataan puhtaalla varalla olevalla lämmönvaihtimella, laskennan lopputulokset ovat hieman parempia, koska suurempi osa käytettävissä olevasta lämmönsiirtopinta-alasta on tällöin puhdasta. Edellä mainituista syistä koestusta ei tulisi suorittaa kolmella lämmönvaihtimella.

8.8 UÄ-mittaustuloksien analysointi

Tyypillisistä mittalaitteista saadaan mitattavasta suureesta epävarmaa tietoa. Tämä ns. mittausrvirhe jaetaan tyypillisesti satunnaiseen virheeseen (mittausmenetelmän osana tai mitattavassa ilmiössä) ja systemaattiseen virheeseen (esim. mittalaitteen väärä tai puuttuva kalibrointi). Satunnainen virhe on aina osana mitattua suuretta ja voidaan arvioida tilastollisella menetelmällä otoskeskiarvon m ja otoskeskihajonnan s avulla. Systemaattista virhettä ei voida arvioida tilastollisesti, koska virhe on aina samaan suuntaan (mitattu lukema on joko liian suuri tai liian pieni). (Backman 2019.)

Ultraäänimittalaitteen mittausepävarmuus on laskettu valmistajan ilmoittaman tarkkuuden perusteelle (General Electric 2010) ja esitetty 95%:n luottamusvälillä taulukoissa 12 ja 13. Mittausepävarmuuden kokonaisvirhe saadaan yhtälöstä 34:

$$\Delta F_v = \pm(\Delta F_g * w + \Delta F_r * w) \quad (34)$$

jossa ΔF_w on kokonaisvirhe [kg/s], ΔF_g on mittausepävarmuus näyttämstä [%] ja ΔF_r on mittauksen toistettava tarkkuus näyttämstä [%].

Koska mittavirheen ylä- ja alarajat ovat samat, saadaan virheen varianssi yksinkertaistetusta yhtälöstä 35:

$$s_{F_v}^2 = \frac{1}{3}(\pm\Delta F_v)^2 \quad (35)$$

Ja kokonaisvirhe 95% luottamusvälillä saadaan yhtälöstä 36

$$\Delta F = 2\sqrt{s_{F_v}^2} \quad (36)$$

Mikäli mittaukseen vaikuttaisi vain satunnaisvirhe, olisi mittausepävarmuus ja mittausepävarmuus samoja (Backman 2019). Tässä työssä mittaus pyrittiin toistamaan useita kertoja vakioituissa olosuhteissa, jolloin mittausepävarmuus voidaan arvioida. Mittauksia tehtiin

alle 30 kappaletta, joten laskentaan on käytettävä normaalijakauman sijaan t-jakaumaa virherajojen arviointiin. Tehtyjen mittauksien otoskeskihajonta saadaan yhtälöstä 37:

$$s = \sqrt{\frac{\sum(x_i - m)^2}{n-1}} \quad (37)$$

jossa s on otoskeskihajonta, m on otoskeskiarvo, n on mittauksien lukumäärä.

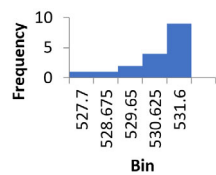
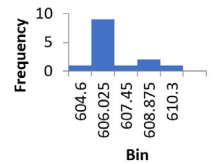
Mittauksen hajonta, eli mittausepävarmuus saadaan yhtälöstä 38:

$$m - \frac{ts}{\sqrt{n}} \leq \bar{X} \leq m + \frac{ts}{\sqrt{n}} \quad (38)$$

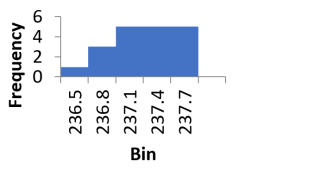
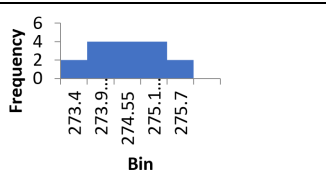
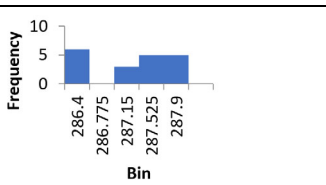
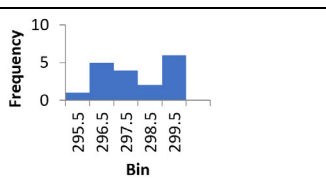
jossa t on taulukoitu t-jakauman kriittinen arvo (arvoja eri vapausasteille ja todennäköisyyksille löytyy kirjallisuudesta)

Lasketut otoskeskihajonnat ja mittausepävarmuudet vaikuttivat epäuskottavilta, joten mitausta tuloksista laadittiin histogrammit normaalijakautuneisuuden tarkastelua varten. Histogrammien perusteella nähdään, että virtaus ei ole kaikissa mittausjaksoissa tasaantunut tai mittausjakso on liian lyhyt. Taulukoiden 12 ja 13 tuloksia voidaan tämän takia pitää epäluotettavina, eikä mittausepävarmuutta ole taulukoitu. Mittaustulokset ja virherajojen laskenta on esitetty liitteessä 5. Taulukon 13 ensimmäisen sarakkeen tilavuusvirrassa ei ole mukana mittapistettä edeltävän sivuhaaran virtausta (~1,5 kg/s). Tästä syystä tilavuusvirta poikkeaa luvussa 7.1 esitetyistä massavirroista.

Taulukko 12. Mittaustulokset VF60-piiristä

| UÄ $q_v M_a$ [l/s] | Mittausepävarmuus $\Delta F_{95\%}$ [l/s] | Histogrammi [l/s] |
|-----------------------|----------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| 530,37 | $\pm 14,09$ |  |
| 606,05 | $\pm 16,01$ |  |

Taulukko 13. Mittaustulokset TF13-piiristä

| UÄ $q_v M_a$ [l/s] | Mittausepäätarkkuus $\Delta F_{95\%}$ [l/s] | Histogrammi [l/s] |
|-----------------------|------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| 237,15 | $\pm 6,30$ |  |
| 274,33 | $\pm 7,29$ |  |
| 287,00 | $\pm 7,62$ |  |
| 297,47 | $\pm 7,90$ |  |

VF-piirin PTK:n virtausmittaus on yhden VF-pumpun tuottamalla virtauksella ultraäänimittauksen virherajojen sisällä. Hätlämmönsiirtoketjun koestusta ei tehdä kahdella VF-pumpulla, mutta tässä työssä verrattiin myös VF-piirin kuristuslaipan mittaamaa virtausta ultraäänimittauksen näyttämään kahden VF-pumpun tuottamalla virtauksella. Kahden pumpun käydessä PTK:n VF-piirin virtausmittaus ylittää ultraäänimittauksen virherajan alle kolmella litralla sekunnissa (20 %). VF-piirin kuristuslaipan sijainti, joka on esitetty etualalla kuvassa 24, on ISO 5167 standardin mukainen ja ultraäänimittaukseen verrattuna mittausta voidaan pitää riittävän tarkkana.

Luvussa 6.1 esitetyistä kuvista 18 ja 19 nähdään, että TF10-piirin redundanssin 2 putkisto ei ole optimaalinen kuristuslaippavirtausmittaukselle putkistokäyrien takia. Kuristuslaippa on liian lähellä putkistossa olevaa 90-asteen käyrää ja kuristuslaipan jälkeistä s-mutkaa. ISO 5167-2 standardin vaatimus on suorille etäisyyksille ennen kuristuslaippamittausta vähintään $10 \times$ putken halkaisija 90° mutkasta ja mittalaipan jälkeen tulisi olla vähintään $4 \times$ putken halkaisija suoraa etäisyyttä seuraavaan häiriölähteeseen. Kyseiset etäisyydet ovat

standardissa mainitut minimi etäisyydet kuristuslaipalle, jonka halkaisijasuhde β on 0,20. Mikäli kuristuslaipan aukko olisi tätä halkaisijasuhdetta suurempi, kasvaisi vaatimukset suorille putkiosuuksille ennen ja jälkeen laipan. TF-piirin PTK-mittaus on myös yli toistakymmentä litraa sekunnissa ultraäänimittauksen virherajojen ulkopuolella (yli 250 %), joten voidaan suurella varmuudella todeta, että PTK:n TF-virtausmittaus on koestukseen käytettävistä virtausmittauksista epäluotettavampi. Mikäli lämmönvaihdin olisi tasapainotilassa, voitaisiin TF-piirin virtaus laskea lämpötilojen ja VF-piirin virtauksen perusteella.

Luvussa 7.2 kuvassa 28 on esitetty koestuksen aikana ultraäänimittalaitteella putkitunnelista mitatulla virtauksella korjattu lämmönvaihtimen TF-puolen lämpöteho. Kuvasta nähdään, että tehoero lämmönvaihtimen yli pienenee noin 1,3 MW:a jääden 1,7 MW:iin. Ultraäänivirtausmittauksen käyttäminen koestuksessa U-arvon laskentaan olisi perusteltua, sillä ultraäänimittausta käyttämällä TF10-lämmönvaihtimet ovat LVKUNVAL-ohjelman stationääritilan yhtälöiden kannalta lähempänä stationääritilaa ja mittaus on edellä todettu PTK-mittausta luotettavammaksi.

TF-virtausmittauksien kalibrointi olisi syytä tarkastaa. Kalibroinnissa on kalibroitava koko mittausketju ja mahdollisimman laajalla mittausalueella. Nyt tehtyjen mittausten mitta-alue on niin suppea, että kalibrointisovitetta ei ole järkevää laskea saaduista tuloksista. Jos TF-virtausmittaus antaa suhteellisen säännöllisesti virheellisiä mittaustietoja, on PTK:lle mahdollista rakentaa laskettumittaus korjauskertoimella/kalibrointisovitteella. Tässä tapauksessa pelkkä painelähettimien kalibrointi ei välttämättä korjaa tilannetta, koska kuristuslaippa on asennettu hitsattuun putkisegmenttiin, eikä sen kuntoa voida tarkastaa virtauksen laskentaa varten. Koestukseen käytettävän mittalaitteen uusintaa tulee harkita, jotta kaikki koestukseen käytettävät mittaukset saataisiin tulostettua yhdelle koontiraportille PTK:lta.

8.9 LVKUNVAL-ohjelman laskentamalli

Ohjelman dokumentaatiossa kuvattu laskenta yhtälöineen ei vastaa ohjelman todellista laskentaa, joten dokumentoinnista saa väärän käsityksen laskennan vaiheista. LVKUNVAL-ohjelman laskenta ei vastaan tällä hetkellä sen suunniteltua laskentamallia Loviisa 2 laitoksen osalta. Keskeisin virhe ohjelman käyttämissä yhtälöissä on laskennan U-arvon ekstrapoloinnissa. Ekstrapolointi suoritetaan laskemalla korjauskertoimet mitatuille kuumen ja kylmän puolen lämpötiloille ja massavirroille. Lämpötilan korjauskertoimien laskenta on

monivaiheinen ja se on muodostettu pilkkomalla yhtälö (27) osiin. Yhtälön eri osia käytetään laskennassa apumuuttujina. Yhtälöön (27) ohjelma hakee tarvittavat tiedot mittaustuloksista ja referenssitilanteelle, kuten myös suunnitteluperusteiselle tilanteelle ohjelman tietokannasta. Lopullinen korjauskerroin on koestustilanteen, suunnitteluperusteisen tilanteen ja referenssitilanteen konvektiivisten lämmönsiirtokertoimien suhdeluku. Kaikkien yhtälöön (27) tarvittavien lukuarvojen laskennassa on kylmän ja kuuman puolen lukuarvot väärinpäin. Virheellisesti lasketuilla korjauskertoimilla saadaan siis käytännössä ekstrapoloitua onnettomuusanalyysin tilanne (suurempi lämpötilaero lämmönvaihtimen yli) koestustilanteeseen, vaikka tarkoitus on juuri päinvastainen. Ohjelman laskennan mukaisesti siis onnettomuustilanteessa suuremmalla lämpötilaerolla lämmönvaihtimet toimivat pienemmällä teholla kuin koestushetkellä, joten korjauskertoimet vaikuttavat ekstrapoloituun U-arvoon alentavasti.

Kylmän ja kuuman puolen lukuarvojen sekoittaminen keskenään saa siis aikaan korjauskertoimet, jotka alentavat laskennan viimeisessä vaiheessa käytettävää ekstrapoloitua U-arvoa ja lämmönvaihtimen lämpötehoa. Virheen korjaaminen on Excel-laskennassa hyvin yksinkertaista, mutta Visual Basic lähdekoodi on rakennettu käyttäen globaaleja muuttujia ja käyttäen lähtötiedoille, lasketuille lukuarvoille ja objektien nimille samaa tunnusta. Tällöin on suurena vaarana, että lukuarvo otetaan väärästä paikasta lähdekoodia. Varmempaa olisi käyttää suoria viittauksia. Globaalien muuttujien käyttöön liittyvä riski on konkretisoitunut vain Loviisa 2 laskennassa. Loviisa 1:n koestuksen ohjelma laskee käyttäen oikeita arvoja kuuman ja kylmän puolen yhtälöissä, eli toimii suunnitellusti.

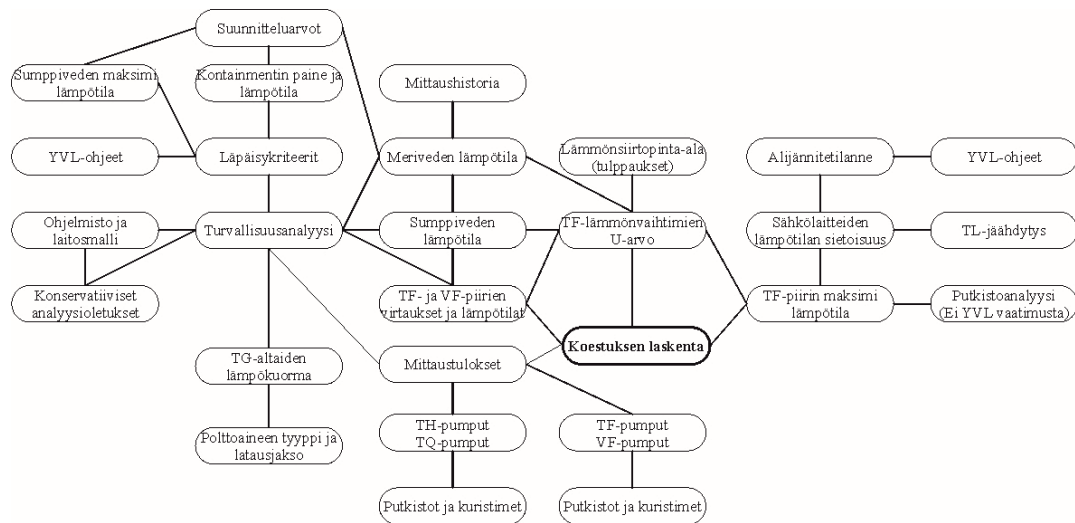
Ohjelman referenssitilan lähtötiedoissa TF-virtaus 410 kg/s on suurempi, kuin ohjelman virtausmittauksen mittavirheen laskennassa käytetty mittausalue 0-400 kg/s. Referenssitilan virtaus 410 kg/s ylittää myös ohjelman kriteeritarkastelujen massavirtauksen maksimin, kuten myös koestusohjeessa mainitun suurimman sallitun massavirtauksen 350 kg/s. Virtausta 410 kg/s on käytetty vuoden 1988 LOTIC-laskuissa (Koskiniemi 1988, 3).

Laskennassa käytetyssä Dittus-Boelterin korrelaatiokaavassa on myös eksponenteissa virhe. Putkipuolella käytetty Reynoldsin luvun eksponentti viittaa ristivirtaputkilämmönvaihtimeen, vaikka lämmönvaihtimet ovat vastavirtaputkilämmönvaihtimia. Prandlin luvun eksponentti on riippuvainen siitä, jäähdytetäänkö vai lämmitetäänkö virtaavaa fluidia. Laskennassa on käytetty lämmönvaihtimen sekä kylmän, että kuuman puolen Prandlin luvulle eksponenttia 0,4.

Suunnitteluperusteisen tilanteen lukuarvot eivät vastaa Loviisa 2 TF10-lämmönvaihtimien valmistajan (AEE) ilmoittamia taulukoissa 9 ja 11 esitettyjä lukuarvoja. Lähtötietoina on todennäköisesti Loviisa 1 alkuperäisten, jo käytöstä poistettujen lämmönvaihtimien tiedot. Lämmönvaihtimien suunnitteluperusteisia arvoja käytetään laskennan ekstrapolointivaiheessa. Korjaamalla tiedot vastaamaan taulukoiden 9 ja 11 lukuarvoja ja liitteessä 7 esitettyjä SOLVO:lla laskettuja konvektiivisia lämmönsiirtokertoimia, laskennan lopputulos paranee merkittävästi.

8.10 Yhteenveto koestuksessa havaituista ongelmista

Käytössä olevaan koestusmenettelyyn sisältyy virheellisiä lähtötietoja, koestuksessa käytetään epätarkkoja mittauksia ja laskentaan käytettävissä yhtälöissä on virheitä. Häätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestukseen liittyy useita eri elementtejä. Näissä elementeissä määritetään analyysien hyväksymiskriteerit, koestuksen hyväksymiskriteerit, koestusmenettelyt, tulosten laskenta jne. Kuvassa 35 on esitetty keskeisimmät laskentaan vaikuttavat elementit. Jokainen elementti tulisi pitää ajan tasalla, jotta usean eri järjestelmän yhteistoiminta voidaan koestuksessa todeta olevan hyväksyttävissä rajoissa. Tällä hetkellä Loviisan voimalaitoksella ei ole yhtä dokumentaatiota, jossa olisi kuvattuna kaikkien koestukseen vaikuttavien elementtien rajapinnat. Näistä eri elementeistä saadaan koestuksen laskentaan lukuarvoja ja lukuarvojen perustelut. Koska kriteerien ja muiden lukuarvojen dokumentaatio on hajallaan eri dokumentaatioissa, eikä niiden keskinäistä riippuvuutta ole kasattu yhteen, on LVKUNVAL-ohjelma päässyt vanhentumaan. Ohjelman ylläpitämistä auttaisi dokumentaatio, jossa kunkin lähtötiedon lukuarvon ja kriteerin alkuperä on perustellusti dokumentoitu. LVKUNVAL-ohjelma pitäisi tämän jälkeen saada myös määräaikaisen päivityksen piiriin, eli tarkistettavaksi aina viimeistään, kun turvallisuusanalyysit uusitaan.



Kuva 35. Häätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen laskentaan vaikuttavat keskeisimmät elementit

Koska Loviisan voimalaitoksella koestuksen kestoja rajoittaa jäähdytettävän TH00-säiliön TTKE:ssä määritetyt maksimi- ja minimilämpötilat, tulisi harkita lämmönvaihtimien U-arvon määrittäystä pienemmällä lämmönsiirtokapasiteetilla TH00:sta. Tämän voisi toteuttaa jäähdyttämällä TH00:n vettä onnettomuustilannetta vastaavalla kytkennällä, jossa pelkäättään TQ-lämmönvaihdin siirtää lämpöenergiaa TH00:sta TF-piiriin. Toisaalta TTKE:n muutoksilla koestusta olisi mahdollista jatkaa riittävän pitkään myös nykyisellä koestuskytkennällä tai voitaisiin koestaa yksi TF10-lämmönvaihdin kerrallaan. TH00:n alimman sallitun lämpötilan muuttaminen 50 °C:een on näistä kahdesta turvallisin vaihtoehto, sillä lämmönvaihtimien erottaminen jäähdytyskierrosta toteutetaan lämmönvaihdinhuoneesta käsiventtiileillä. Käsiventtiilein tehtävä TF10-lämmönvaihtimien erotus, jolloin vain yksi lämmönvaihdin on kytkettynä redundanssiin tulkitaan kyseisen häätälämmönsiirtoketjun redundanssin epäkäytettyvyydeksi. Edellä mainituilla vaihtoehdoilla koestuksen kestoja olisi mahdollista pidentää riittävän pitkäksi edustavien mittaustuloksien saamiseksi. Stationääritilannetta ei kuitenkaan ole mahdollista saavuttaa siirtämättä TF-piiriin jäähdytystehoa vastaavaa lämpötehoa.

Tarkin käsitys lämmönvaihtimien lämmönsiirtokapasiteetista saataisiin koestamalla jokainen lämmönvaihdin erikseen ja määrittämällä U-arvon kriteeri ja lämmönsiirtokapasiteetti kyseiselle koestuskytkennälle. Koestettaessa rinnan kytkettyjä lämmönvaihtimia veden

virtaus pyrkii painottumaan siihen lämmönvaihtimeen, jossa vastapaine on alhaisin. Jos hypoteettisesti kuvitellaan toisen lämmönvaihtimen olevan lähes kokonaan tukkeentunut ja toisen puhdas, on rinnakkaisella kytkennällä vaarana saada tulos, joka painottuu pelkästään puhtaan lämmönvaihtimen arvoihin. Kesällä 2018 LVKUNVAL-sovelluksella laskettu koestustulos kahdella lämmönvaihtimella oli niukasti hyväksyttävissä. Yhden lämmönvaihtimen pesun jälkeen koestettaessa kolmella lämmönvaihtimella, tulos oli vain joitain desimaaleja parempi, mutta olisi ollut jonkin verran enemmän parempi koestettaessa kahdella lämmönvaihtimella. Tämä johtuu siitä, että lämmönvaihtimet lasketaan ikään kuin yhtenä suurena lämmönvaihtimena. Laskettu U-arvo paranee enemmän poistamalla laskennasta likaista lämmönsiirtopinta-alaa, kuin kasvattamalla pinta-alaa puhtaalla lämmönsiirtopinta-alalla. Lopputulokseen vaikuttaa käytettävissä olevaa pinta-alaa enemmän se, kuinka suuri osa pinta-alasta on puhdasta. Sovellusta ei tulisi käyttää kolmen lämmönvaihtimen koestukseen.

Jäähdytetyn TF-veden suurin sallittu lämpötila tulisi tarkistaa Loviisa 1 ja 2 voimalaitoksella tehtyjen hätä- ja TF-pumppuhuoneiden toimilaiteparannusten jälkeen. TF-vedelle on määritetty suurimmaksi sallituksi lämpötilaksi 42 °C, jonka jälkeen on tehty mittavia parannuksia sähkölaitteiden ympäristönlämpötilan kestoon. Luvussa 8.6 esiteltyjen analyysien perusteella hätäpumppuhuoneiden sähkölaitteiden toiminta ei ole uhattuna TF-veden lämpötilalla 45 °C ja uusimalla huoneita jäähdyttävien TL45-puhallinpatterien komponentteja, TF-veden lämpötilaa voisi jopa nostaa muutoin uusittujen kaapelointien, moottorien uudelleenkäymityksien ja moottoreiden vaihtojen seurauksena. Yhden asteen nosto TF-veden suurimmassa sallitussa lämpötilassa johtaa vastaavasti yhden asteen nousuun suurimman sallitun meriveden lämpötilassa. TF-vesi jäähdyttää pumppuhuoneiden jälkeen myös sump pivettä, jonka lämpötila on eniten TF10-piiriä kuormittavassa alkutapahtumassa (paineistimen yhdyslinjan katko) analysoitu olevan alle 100 °C, kun aikaisemmin koestusta on verrattu yhden pääkierrotopiirin giljotiini katkoon, jolloin sump piveden lämpötila nousi noin 102,7 °C:een.

9 Häätälämmönsiirtoketjun koestusmenettelyiden kehittäminen

Koestuksen tuloksen laskentaan käytettävässä LVKUNVAL-ohjelmassa tunnistettiin haasteita päivitettävyydessä, käytetyissä yhtälöissä ja lähtöarvoissa. Entistä tarkemmilla laitosmalleilla laskettujen häätälämmönsiirtoketjun analyysien ja TQ-signaalimuutoksen seurauksena on tarve päivittää häätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestusta kokonaisuudessaan. Koestusmenettelyn perusteet tulee olla helposti ymmärrettävät ja läpinäkyvät menetelmän riippumatonta verifiointia varten. Menettelyiden tulee olla myös helposti päivitettävissä, sillä Loviisan voimalaitoksen jäljellä olevan käyttöluvan aikana on varauduttava laitosmuutoksiin, joilla voi olla vaikutusta häätälämmönsiirtoketjun toimintaan ja kapasiteettikoestukseen. Menettelyiden rakenne, perustelut ja laskenta on dokumentoitava tarkasti tiedonsiirtämistä varten.

9.1 Koestuksen läpäisykriteerien määrittely

Häätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen kaikki hyväksymiskriteerit tulisi määrittää molemmille laitosyksiköille erikseen varta vasten turvallisuusanalyysistä räätälöidyllä analyysillä, joissa turvallisuusanalyysin hyväksymiskriteerit juuri ja juuri täyttyvät. Tällöin hyväksymiskriteerien perustelut olisi myös helposti jäljitettävissä. Turvallisuusanalyysien hyväksymiskriteerit vikaantumisoletuksineen on määritelty YVL-ohjeissa. Mm. YVL-ohjetta B.3 sovelletaan determinististen turvallisuusanalyysien laatimiseen ja ohjetta B.6 suojarakennukselle, jolloin osa tarkasteltavista turvallisuusanalyysin hyväksymiskriteereistä tulee YVL-ohjeista ja osa laitoksen suunnitteluperusteista.

Polttoaineen eheys on turvattu, jos polttoainetta jäähdytetään suuremmalla teholla, kuin polttoaineessa syntyvä jälkilämpöteho on. Kuvan 6 mukaan polttoaineen jälkilämpöteho laskee alle valmistajan ilmoittaman TF10-lämmönvaihtimien tehon ennen sumppiveden jäähdytyksen käynnistymistä meriveden lämpötilan ollessa alle 20 °C, joten jälkilämpöteho ei pelkäästään ole toimintakyvyn määrittävänä tekijänä. Häätälämmönsiirtoketjun toiminnan niin pitkällä, kuin lyhyelläkin aikavälillä mahdollistaa jäähdytyspumppujen kelvolliset toimintaolosuhteet. Tällöin rajoittavana tekijänä häätälämmönsiirtoketjun kyvyllä poistaa jälkilämpöteho on häätälämmönsiirtoketjun komponentteja jäähdyttävän TF10-piirin jäähdytysveden

lämpötila. Määräaikaista turvallisuusarviota varten vuonna 2019 tehtyjen turvallisuusanalyysienkin perusteella rajoittavin tekijä analyysien hyväksymiselle on niin ikään TF10-piirin lämpötila 42 °C, muiden analyysin hyväksymiskriteerien vielä täyttyessä suurella marginaalilla.

9.1.1 Koestuksen läpäisykriteerit määrittävä suunnitteluperusteinen onnettomuus

DBA onnettomuudeksi tulisi vaihtaa paineistimen yhdyslinjan giljotiinikatko, jossa TQ-lämmönvaihtimien jäähditys käynnistyy vasta sumppikierron alkaessa. Tällöin paineistimen yhdyslinja jää höyrytintilan lattialle kertyneen sumppiveden pinnan alle ja lämmittää suoraan vuodon kautta sumppivettä. Sumppikierron käynnistyessä TQ-lämmönvaihdin siirtää lämpötehoa useita kymmeniä megawatteja TF10-piiriin. TF10-piirin jäähdytyspumpun jälkeinen lämpötila kasvaa, kunnes TF10-lämmönvaihtimien VF-piiriin siirtämä lämpöteho on TQ-lämmönvaihtimen sekä muiden TF10-piiriä lämmittävien kuormien summaa suurempi. Alkutapahtuma kuuluu luokan 2 oletettuihin onnettomuuksiin (DBC4), joten alkutila ja parametrialinnat tehdään konservatiivisesti. Häätälämmönsiirtoketjun analyysin alkuoletukset ovat seuraavat:

- Reaktorin lämpöteho 1530 MW, eli 102 % (olettaen konservatiivinen 2 % mittausvirhe tehonsäädössä)
- Hätäjäähdityskapasiteetti $2 \times TH + 2 \times TJ + 2 \times TQ + 4 \times TH$ -akut
- Tasapainotilanteessa kuormitetumpi TF10-piirin redundanssi 1 valitaan käyttöön
- TF10- ja VF-piirissä vain toinen jäähdytyspumppu käynnistyy
- Puhdas TQ-lämmönvaihdin (jäähditys käynnistyy sumppikierrolle siirryttäessä)
- Likaiset TF10-lämmönvaihtimet (2 kpl kytkettynä jäähdytykseen)
- Ulkoinen sähköverkko menetetään turbiinien pikasulun yhteydessä

Määräaikaista turvallisuusarviota varten tehtyjen analyysien tuloksia ei voida käyttää TF10-lämmönvaihtimien U-arvon kriteerin määrittämiseen, vaan lämmönvaihtimien likaantumisasetta tulisi kasvattaa, kunnes TF10-piirin lämpötila alittaa juuri ja juuri suurimman sallitun lämpötilan. Analyysiä tehtäessä tulisi myös ottaa huomioon reunaehdoksi määritetty meriveden lämpötila. On perusteltua käyttää vähintään mittaushistorian suurinta meriveden lämpötilaa, joka on vuonna 2003 ja 2018 mitattu 25,8 °C (Karstinen 2019, 14). Tällöin analyysissä vallitseva suurin U-arvo (TF10-lämmönvaihtimien huipputehon aikana määritetty)

toimii koestuksen läpäisykriteerinä kuitenkin vain reunaehtona olleessa meriveden lämpötilassa. Toisin sanoen, heikommalla koestuksen mittaustuloksiin perustuvalla ekstrapoloidulla U-arvolla voimalaitoksen voidaan olettaa selviävän onnettomuustilanteesta ongelmitta analysoitua tilannetta kylmemmän meriveden aikana ja tehokäyttöä on turvallista jatkaa. Tämän takia nykyisen kaltainen laskenta, jossa lasketaan korkein meriveden lämpötila, jossa lämmönvaihtimien lämmönsiirtokapasiteetti on vielä riittävä, on yhtä yksittäistä U-arvon kriteeriä optimoidumpi laitoksen tehokäytön kannalta. Laskennan viimeinen vaihe perustuu siirrettävään lämpötehoon, joka tulisi määrittää uudelleen dokumentoidusti.

Mikäli koestuksen läpäisykriteeriksi valitaan pelkästään U-arvo, tulee harkita U-arvon kriteerin taulukointi meriveden lämpötilan funktiona. Tällöin käytännössä kaikki laskenta voidaan tehdä etukäteen analyysiohjelmistolla ja verrata koestuksessa saatuja tuloksia ennalta laadittuun aineistoon. PTK:lle on mahdollista rakentaa U-arvon laskenta ja U-arvon trendi yhtälöä 33 käyttäen koestusta varten.

9.1.2 TF10-piirin maksimilämpötilan analysointi

Edellisessä luvussa esitetystä syystä yksittäiseen U-arvon kriteeriin perustuva hätälämmönsiirtoketjun koestus on ongelmallinen. U-arvon lisäksi tulisi hyväksymiskriteeristöön määrittää suurin meriveden lämpötila, mihin asti koestuksen hyväksymiskriteerinä oleva U-arvo on voimassa.

Koestuksen läpäisykriteerien määrittämiseksi luvussa 9.1.1 kuvattuja hätälämmönsiirtoketjun analyysijä on laskettava eri meriveden lämpötiloin ja TF10-lämmönvaihtimien efektiivisyysastein. Efektiivisyydellä simuloidaan lämmönvaihtimen likaantumista. Likakerros lämmönsiirtopinnoilla heikentää lämmönvaihtimen tehokkuutta, eli laskennassa efektiivisyyttä. Kun tietyllä likaantumisasteella (efektiivisyydellä) suoritetaan sarja suojarakennus-analyysijä eri meriveden lämpötiloin, saadaan selville suurin TF10-piirin lämpötila meriveden lämpötilan funktiona. Tekemällä joukko suojarakennus-analyysijä eri TF10-lämmönvaihtimien likaisuusasteilla ja meriveden lämpötiloilla, saadaan tehtyjen analyysien tuloksista muodostettua taulukko, jonka perusteella voidaan määrittää koestuksen läpäisykriteerit eri meriveden lämpötiloissa. Taulukko tuloksista voidaan esittää kuvan 36 mukaisena viiva-diagrammina ja diagrammiin määrittää taso, jonka jälkeen suojarakennus-analyysissä joko TF10-piirin lämpötila, suojarakennuksen paine tai jokin muu onnettomuustilanteen

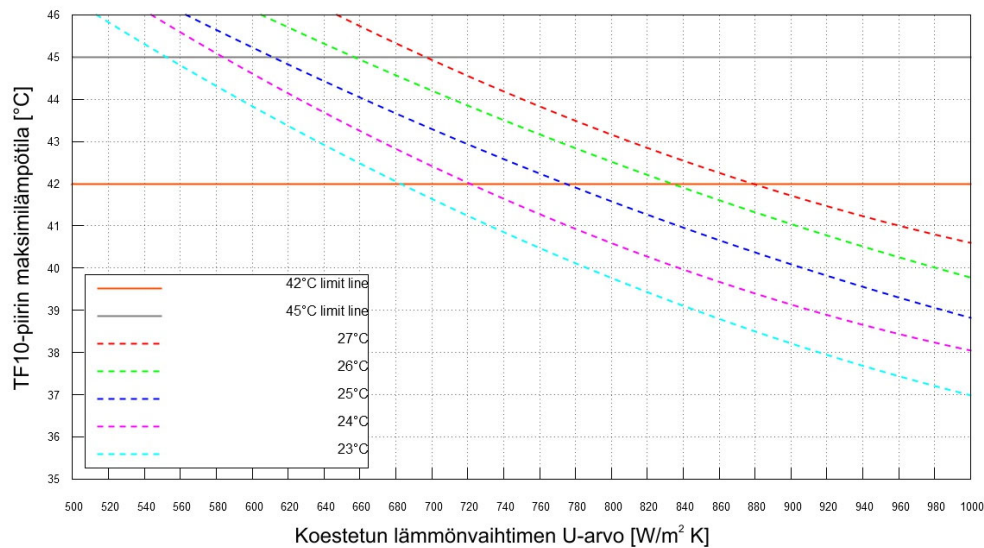
parametri nousee yli sallitun. Kyseisellä menetelmällä pystytään siis tarkastamaan minkä tahansa käytetyn analyysiohjelmiston laitosmallissa olevan parametrin pysyvän hyväksyttävällä tasolla koko analyysin ajan. Tällöin myös ennalta arvaamattomat ilmiöt ja niiden vaikutukset polttoaineen vaurioitumiseen tai päästöön suojarakennuksesta on otettu huomioon. Näin voidaan analyysiohjelmiston avulla selvittää portaittain millä meriveden lämpötilalla ja TF10-lämmönvaihtimien likaisuusasteella (U-arvolla) analyysin hyväksymiskriteerit vielä täyttyvät. Taulukossa 14 on taulukoituna tätä työtä varten laskettujen suojarakennus-analyysien keskeisimmät parametrit.

Taulukko 14. TF- ja VF-piirin parametrit 102 % tehon mukaisessa lähtötilanteessa

| Alkutila T _{meri/efek- tiivisyys} | T _{TF in} [°C] | T _{TF out} [°C] | T _{VF in} [°C] | T _{VF out} [°C] | m' _{TF} [kg/s] | m' _{VF} [kg/s] | Q' [MW] | U-arvo [W/m ² K] | T _{TFpumpu} [°C] | Maks.T TF _{out} [°C] |
|---------------------------------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------------------|------------|--------------------------------|------------------------------|-------------------------------------|
| 23°C / 40% | 26.51 | 24.44 | 22.97 | 25.20 | 167.02 | 254.09 | 1.452 | 974.6 | 24.67 | 37.22 |
| 23°C / 35% | 26.63 | 24.56 | 22.97 | 25.20 | 167.02 | 254.09 | 1.453 | 897 | 24.52 | 38.35 |
| 23°C / 30% | 26.76 | 24.71 | 22.97 | 25.19 | 167.02 | 254.09 | 1.441 | 812 | 24.67 | 39.5 |
| 23°C / 23% | 27.07 | 25.03 | 22.97 | 25.18 | 167.02 | 254.09 | 1.432 | 676 | 25.00 | 42.2 |
| 23°C / 20% | 27.28 | 25.25 | 22.97 | 25.18 | 169.02 | 254.09 | 1.431 | 609 | 25.21 | 43.5 |
| 23°C / 18% | 27.45 | 25.42 | 22.97 | 25.18 | 167.02 | 254.09 | 1.426 | 563 | 25.43 | 44.8 |
| 24°C / 40% | 27.45 | 25.41 | 23.97 | 26.19 | 167.02 | 254.13 | 1.437 | 993.5 | 25.38 | 38.08 |
| 24°C / 35% | 27.56 | 25.52 | 23.97 | 26.19 | 167.02 | 254.13 | 1.434 | 916.5 | 25.49 | 38.98 |
| 24°C / 30% | 27.72 | 25.68 | 23.97 | 26.18 | 167.02 | 254.13 | 1.433 | 823 | 25.64 | 40.2 |
| 24°C / 25% | 27.95 | 25.90 | 23.97 | 26.19 | 167.02 | 254.14 | 1.438 | 727 | 25.87 | 41.9 |
| 24°C / 20% | 28.19 | 26.19 | 23.97 | 26.16 | 167.02 | 254.13 | 1.408 | 618 | 26.15 | 44.1 |
| 24°C / 19% | 28.27 | 26.27 | 23.97 | 26.16 | 167.02 | 254.14 | 1.408 | 595 | 26.24 | 44.8 |
| 25°C / 40% | 28.42 | 26.39 | 24.97 | 27.18 | 167.02 | 254.14 | 1.430 | 1007.5 | 26.35 | 38.77 |
| 25°C / 35% | 28.55 | 26.51 | 24.97 | 27.19 | 167.02 | 254.14 | 1.435 | 923.5 | 26.47 | 39.68 |
| 25°C / 30% | 28.66 | 26.65 | 24.97 | 27.17 | 167.02 | 254.14 | 1.418 | 835 | 26.61 | 41.1 |
| 25°C / 27% | 28.79 | 26.77 | 24.97 | 27.17 | 167.02 | 254.14 | 1.421 | 775 | 26.73 | 42.0 |
| 25°C / 25% | 28.86 | 26.85 | 24.97 | 27.17 | 167.02 | 254.14 | 1.413 | 738 | 26.82 | 42.6 |
| 25°C / 20% | 29.18 | 27.17 | 24.97 | 27.17 | 167.02 | 254.14 | 1.414 | 626 | 27.14 | 44.7 |
| 26°C / 50% | 29.15 | 27.18 | 25.97 | 28.14 | 167.02 | 254.15 | 1.388 | 1169 | 26.82 | 38.1 |
| 26°C / 40% | 29.29 | 27.33 | 25.97 | 28.14 | 167.02 | 254.15 | 1.381 | 1028 | 27.29 | 39.5 |
| 26°C / 30% | 29.52 | 27.57 | 25.97 | 28.13 | 167.02 | 254.15 | 1.370 | 855 | 27.54 | 41.6 |
| 26°C / 25% | 29.73 | 27.78 | 25.97 | 28.13 | 167.02 | 254.15 | 1.372 | 751 | 27.74 | 43.4 |
| 26°C / 22% | 29.91 | 27.95 | 25.97 | 28.13 | 167.02 | 254.15 | 1.375 | 682 | 27.92 | 44.5 |
| 27°C / 35% | 30.41 | 28.43 | 26.97 | 29.14 | 167.02 | 254.16 | 1.389 | 950 | 28.40 | 41.1 |
| 27°C / 30% | 30.54 | 28.57 | 26.97 | 29.14 | 167.02 | 254.16 | 1.384 | 861 | 28.54 | 42.3 |
| 27°C / 25% | 30.72 | 28.77 | 26.97 | 29.13 | 167.02 | 254.16 | 1.376 | 758 | 28.73 | 43.8 |
| 27°C / 22% | 30.89 | 28.93 | 26.97 | 29.13 | 167.02 | 254.16 | 1.377 | 691 | 28.89 | 45.142 |

Taulukon 14 valkoisella pohjalla olevissa soluissa on esitetty lähtötilanteen arvot ja harmaalla pohjalla TF-pumpun jälkeinen TF10-piirin maksimilämpötila analyysissä. Kuvassa 36 on esitetty taulukosta 14 koestuksen läpäisykriteerin määrittämiseen jalostettu viivakäyttö TF10-piirin maksimilämpötilasta U-arvon funktiona. Kuvassa 42 °C:een viiva on

luvussa 9.1 kerrottu turvallisuusanalyysien rajoittavin tekijä. Koestusmenettelyä uusittaessa tulisi viedä loppuun TF-piirin suurimman sallitun lämpötilan analysointi, sillä luvun 8.6 perusteella esteitä TF10-piirin lämpötilan nostolle nykyisestä 42 °C:sta 45 °C:een ei ole tunnistettu. Kuvasta 36 on nähtävissä millainen vaikutus TF10-piirin suurimman sallitun lämpötilan nostolla on U-arvoon Loviisa 2 Apros-mallin perusteella paineistimen yhdysohjauksen tilinäkossa.



Kuva 36. Esimerkki hätälämmönsiirtoketjun koestuksen hyväksymiskriteeristöstä.

9.2 Koestustuloksista lasketun U-arvon ekstrapolointi onnettomuusanalyysiin

Koska U-arvo on riippuvainen lämmönvaihtimen yli vallitsevasta lämpötilaerosta ja fluidien massavirtauksista (yhtälö 33), vaihtelee se koestuksen ajankohdan mukaan. Tämän takia koestuksessa määritetty tulos on ekstrapoloitava onnettomuusanalyysin vakio alkutilaan.

U-arvon ekstrapoloinnin periaate voidaan esittää yksinkertaisesti viiden eri vaiheen avulla:

1. Määritetään teoreettinen puhtaan lämmönvaihtimen U-arvo koestustilanteessa vallitsevilla lämpötiloilla ja virtauksilla. Nimitetään se $U_{\text{teor_puhdas}}$.
2. Suoritetaan koestus vastaavilla virtauksilla ja lämpötilaerolla. Koestustuloksista lasketaan U-arvo. Nimitetään se U_{koestus} .
3. Kohdissa 1 ja 2 mitattujen U-arvojen erotus antaa arvion lämmönvaihtimen likaantumisen. $U_{\text{teor_puhdas}} - U_{\text{koestus}} = \text{likaantuminen}$.

4. Määritetään laskemalla tai analyysiohjelmiston avulla puhtaan lämmönvaihtimen U-arvo onnettomuusanalyysin lähtötilassa. Nimetään se U_{DBA_puhdas} .
5. Vähentämällä kohdassa 3 määritetyn likaantumista esittävän komponentin kohdassa 4 määritetystä teoreettisesta puhtaan lämmönvaihtimen U-arvosta onnettomuusanalyysin alkutilassa, saadaan koestuksessa mitattu U-arvo ekstrapoloitua onnettomuusanalyysiin. $U_{DBA_puhdas} - \text{likaantuminen} = U_{DBA}$.

9.2.1 U-arvon ekstrapolointi analyysiohjelmistossa

Määritettäessä analyysiohjelmistossa lämmönvaihtimen suorituskykyä vastaamaan laitoksella koestettuja lämmönvaihtimia, joudutaan käyttämään korjauskertoimia lämmönsiirtomekanismeille. Vastavirtaputkilämmönvaihtimille teoreettisen lämmönsiirtokertoimen korjaus voidaan esittää luvussa 3.3 esitetystä yhtälöstä 20 esiintyvän kokonaistermisen resistanssin $\sum R_t$ avulla.

$$\sum R_t = \frac{1}{h_o 2\pi r_o l} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i l} \quad (39)$$

jossa h_o ja h_i ovat korrelaatiokertoimista lasketut teoreettiset lämmönsiirtokertoimet konvektiolle putken ulko- ja sisäpinoilla ja λ on lämmönsiirto-putkien lämmönjohtavuus (lukuarvo aineominaisuuskirjastosta).

Käytettäessä analyysi-ohjelmistoa putken sisä- ja ulkopinnat on kiinnitetty TF- ja VF-puolen virtausta mallintaviin termohydraulisiin laskentatilavuuksiin, joten konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet lasketaan jokaiselle aika-askeleelle uudestaan ottaen huomioon muutokset lämmönvaihtimen TF- ja VF-puolen virtausnopeuksissa ja virtaavan fluidin ominaisuuksissa. Lämmönjohtumiskertoimen lämpötilariippuvuus lasketaan myös jokaiselle aika-askelelle erikseen käyttäen kullekin materiaalille yksilöllistä korjauspolynomia.

Jotta analyysi-ohjelmassa lämmönvaihdin saadaan vastaamaan esimerkiksi AEE:n ilmoittama taulukossa 11 esitettyä puhtaan lämmönvaihtimen referenssitilannetta, on teoreettisia konvektiivisia lämmönsiirtokertoimia korjattava positiivisilla virityskertoimilla γ_o ja γ_i . Ideana on virittää ensin analyysi-ohjelman lämmönvaihdinmalli vastaamaan valmistajan ilmoittamaa puhdasta referenssitilannetta mallin tarkastamiseksi. Todellisuudessa voimallitoksella TF10-lämmönvaihtimien lämmönsiirto-putkien ulkopinta on kontaktissa puhtaan

TF-piirin veden kanssa ja lämmönsiirtoputkien sisäpinta meriveden kanssa, joten vain putken sisäpinnan oletetaan likaantuvan käytön aikana. Likaantuminen heikentää lämmönsiirtymistä putken sisäpinnalla, joten konvektiivista lämmönsiirtokerrointa on korjattava vielä uudelleen koestustuloksia vastaavaksi likaantumista kuvaavalla efektiivisyyden korjauskerroimella ε_i , joka pienenee lämmönvaihtimen lämmönsiirtoputkien likaantuessa.

Efektiivisyys toisin sanoen kuvaa lämmönsiirtoputken sisäpinnan lämmönsiirtokerroimen heikentymistä referenssitilanteen suhteen ja saa arvoja $0 < \varepsilon_i \leq 1$. Valmistajan ilmoittamaa referenssitilannetta vastaavalle lämmönvaihtimelle likaantuminen huomioon ottaen saadaan siis kokonaisterminen resistanssi yhtälön 40 muotoon.

$$\sum R_t = \frac{1}{\gamma_o h_o 2\pi r_o l} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi l k} + \frac{1}{\gamma_i \varepsilon_i h_i 2\pi r_i l} \quad (40)$$

jossa, γ_o on korjauskerroin lämmönsiirtoputken ulkopinnan konvektiiviselle lämmönsiirtokerroimelle, γ_i on korjauskerroin lämmönsiirtoputken sisäpinnan konvektiiviselle lämmönsiirtokerroimelle ja ε_i on lämmönvaihtimen efektiivisyyttä (likaantumista) kuvaava korjauskerroin lämmönsiirtoputken sisäpinnan konvektiiviselle lämmönsiirtokerroimelle. Lukitsemalla likaantumista kuvaava efektiivisyyden korjauskerroin ja konvektion korjauskertoimet, saadaan U-arvon ekstrapolointi tehtyä eri lämpötiloihin ja jäähdystevirtauksiin.

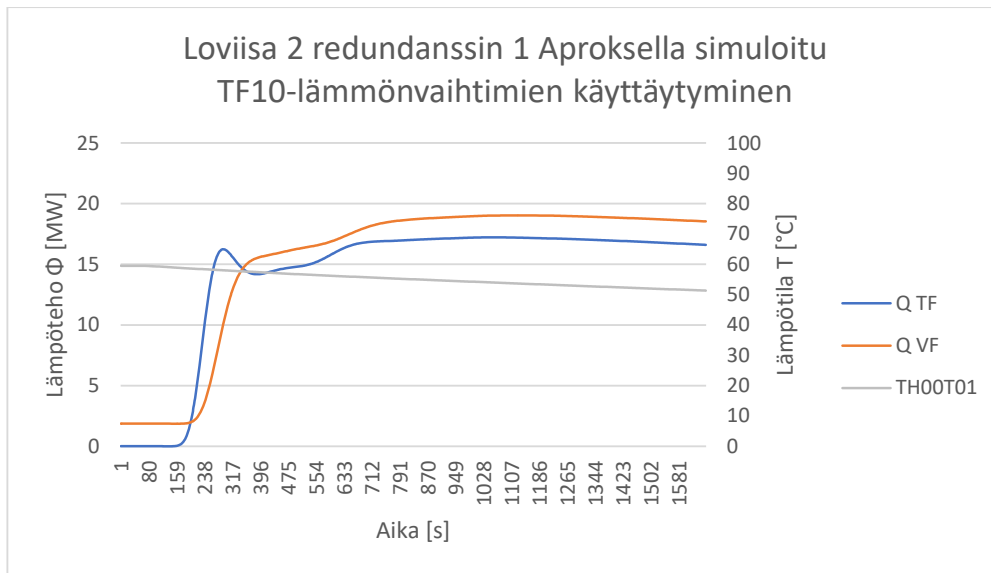
9.2.2 Koestuksessa määritetyin U-arvon siirto onnettomuusanalyysiin

Käytännössä ekstrapolointi voidaan tehdä analyysi-ohjelmalla Loviisan voimalaitosmallista irrottamalla TF10-lämmönvaihtimet. Lämmönvaihtimien sisään- ja ulostulevien virtauksien parametrit asetetaan vastaamaan todellisessa koestustilanteessa vallinneita parametrejä, eli lämmönvaihtimen U-arvo säädetään vastaamaan koestuksessa määritettyä U-arvoa efektiivisyyden korjauskertoimella. Tämän jälkeen kokonaistermisen resistanssin korjauskertoimet siirretään hätälämmönsiirtoketjun analyysimalliin onnettomuusanalyysiä varten. Suorittamalla seuraavaksi hätälämmönsiirtoketjua kuormittavimman onnettomuuden analyysi, saadaan selville voimalaitoksen kyky selviytyä ko. onnettomuudesta analyysin reunaehdoksi asetetussa meriveden lämpötilassa koestustilannetta vastaavalla lämmönvaihtimien likaantumisasteella. Mikäli ennalta tehdään joukko suojarakennusanalyysiejä eri meriveden lämpötiloin ja TF10-lämmönvaihtimien likaisuusastein luvussa 9.1.2 esitetyllä tavalla, voidaan muodostaa näihin ennalta tehtyihin suojarakennusanalyysiin perustuva taulukko (kts.

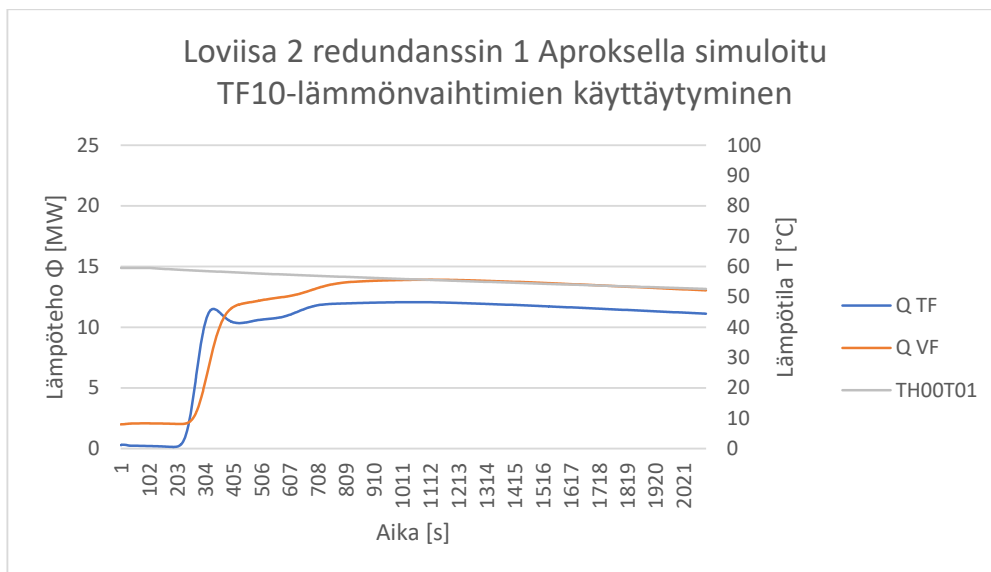
taulukko 14.) koestuksen hyväksymiskriteereistä. Tällöin koestuksen tekijän tehtäväksi jää taulukosta etsiä koestuksessa määritettyä U-arvoa vastaava korkein meriveden lämpötila, jossa onnettomuusanalyysin hyväksymiskriteerit vielä täyttyivät. Päivitettävyyden kannalta edellä kuvattu lukuisten suojarakennusanalyysien tuloksien massadataan perustuva läpäisykriteerien määrittely on työläs.

9.3 Koestuskytkentä TQ-TF-VF

Luvussa 8.2 on todettu, että hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen kesto ei ole riittävän pitkä edustavien mittaustuloksien saamiseksi. Koestuskytkentä ei myöskään vastaa nykyisten laitossuojaussignaalien käynnistämää hätälämmönsiirtoketjua. Kuten luvussa 4.1.2 on kerrottu, TH-jäähdytyksen kytkeytyminen päälle sumppikierron alkaessa on poistettu vuosien 1996 ja 1997 aikana. Koestusta ei kuitenkaan ole muutettu vastaavalla tavalla. Mikäli koestuksessa TH00:n vesivarantoa jäähdytetään pienemmällä lämmönsiirtokapasiteetilla, jää TF-piiriin veden ja lämmönvaihtimien rakenteiden lämpötiloille enemmän aikaa tasaantua. Aproksella suoritettiin Loviisa 2 laitospöytämallilla kaksi hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestusta lämpötilojen tasaantumisen aikaviiveiden selvittämiseksi. Koestuksien kuvaajat on esitetty kuvissa 37 ja 38. Kuvaajiin on taulukoitu myös TH00:n lämpötila, jotta saatiin selville onko koestusta mahdollista jatkaa riittävän pitkään nykyisten TH00:n lämpötiloille asetettujen TTKE-rajojen puitteissa. TF10-lämmönvaihtimien likaisuusaste vastaa luvussa 8.2 esitettyjä Aproksella tehtyjä koestuksia nykyisellä koestuskytkennällä TQ+TH-TF-VF.



Kuva 37. Loviisa 2 Aproks-mallilla suoritettu hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen lämpötehojen kuvaajat kytkennällä TQ-TF-VF meriveden lämpötilan ollessa 5 °C



Kuva 38. Loviisa 2 Aproks-mallilla suoritettu hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen lämpötehojen kuvaajat kytkennällä TQ-TF-VF meriveden lämpötilan ollessa 23 °C

Taulukossa 15 on esitetty Aproksella suoritettujen vertailukelpoisten koestusten tuloksista poimitut ajanhetket TH00:n lämpötilan TTKE-rajan alittumiselle ja VF-puolen ulostulolämpötilan huippuarvoille. Aproks-mallissa TF10-lämmönvaihtimien efektiivisyys oli 32 %,

mikä vastaa melko likaisia lämmönvaihtimia. Taulukon tuloksista nähdään, että koestusta ei voida jatkaa riittävän pitkään 5 °C meriveden aikana kummallakaan simuloitulla koestuskytkennällä. Nykyisellä kytkennällä, jossa TH ja TQ jäädyttävät TH00:n vesivarantoa koestus on noin 350 sekuntia liian lyhyt. Jäädyttämällä pelkästään TQ:lla koestusta olisi jatkettava vielä noin 280 sekuntia. Jäädyttämällä pelkästään TQ:lla, TH00:n lämpötila laskee 53,7 °C:een kun TF10-lämmönvaihtimien VF-puolen ulostulolämpötila ei enää nouse. Nykyisellä koestuskytkennällä vastaavana hetkenä TH00:n lämpötila on noin 53 °C.

Taulukko 15. Aproxella simuloitujen koestuksien keskeisimmät aika-askleet

| Alkutila T _{meri} / efektiivisyys | VF _{ulos} T _{max} TH+TQ | VF _{ulos} T _{max} TQ | TH00 T < 55 °C TH+TQ | TH00 T < 55 °C TQ |
|-----------------------------------------------|----------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------|----------------------|
| 5 °C / 32 % | 968 s | 1124 s | 617 s | 842 s |
| 23 °C / 32 % | 831 s | 1113 s | 950 s | 1304 s |

Vertaamalla taulukossa 15 taulukoituja ajanhetkiä ja kuvissa 30, 31, 37 ja 38 esitettyjä lämpötehojen kuvaajia, voidaan todeta koestuksesta saatavan edustavampia mittauslukemia jäädyttämällä koestuksessa TH00:n vesivarantoa vain TQ-lämmönvaihtimella. Kylmän meriveden aikana ei kuitenkaan koestusta voida tälläkään kytkennällä jatkaa nykyisen TH00:n lämpötilan TTKE-ajan puitteissa riittävän pitkään. Jatkossa tulisikin arvioida kuinka mielekäs koestus on kylmän meriveden aikana. Koestustuloksena laskettu korkein meriveden lämpötila, jolla lämmönsiirtokapasiteetti on vielä riittävä ei oletettavasti koskaan tule olemaan alle 15 °C. Taulukossa 14 esitettyjen Apros-analyysien tuloksien perusteella 23 % lämmönvaihtimien efektiivisyydellä ja meriveden lämpötilalla 23 °C turvallisuusanalyysi ylittää niukasti TF10-piirin lämpötilan hyväksymiskriteerin. Efektiivisyys alle 23 % vastaa kuitenkin jo oletettavasti niin likaisia TF10-lämmönvaihtimia, että lämmönvaihtimien paine-eromittauksesta tulostuisi varoitus PTK:lle johtaen toimiin lämmönvaihtimien puhdistamiseksi.

9.4 Dokumentointi ja ohjeisto

Hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen dokumentointi kokonaisuudessaan kaikkine riippuvuuksineen yhdessä määräjain päivitettävässä dokumentissa olisi suotavaa läpinäkyvyyden ja päivitettävyyden kannalta. Esittämällä dokumentissa käytettyjen lukuarvojen

alkuperä ja laskentaan käytetyt yhtälöt on laskennan oikeellisuus ja ajantasaisuus mahdollista tarkastaa. Tarkastusmenettelyt tulisikin laatia, jos LVKUNVAL-ohjelma päivitetään. Lähdekoodista ohjelman laskennan tarkastaminen on hyvin vaikeaa. Jos apuna käyttää esimerkiksi Excel-taulukkolaskentaohjelmaa, on laskenta helpommin tarkastettavissa vaihe vaiheelta.

Koestusohjeeseen ja PTK:lle on lisättävä käyttäjälle informaatiota kuinka LVKUNVAL-ohjelmaan syötettävät mittaustiedot valitaan. Eri koestuksen suorittajat valitsevat mittaustulokset eri tavoin ohjeistuksen puuttuessa. Tällöin samoista mittaustuloksista saadaan käyttäjästä riippuvaisia tuloksia. Jos koestuksen lopputulos lasketaan LVKUNVAL-ohjelman tapaan stationääritilanteen yhtälöillä, vaikka koestuksessa kyseessä on transienttitilanne, saadaan edustavimmat tulokset TF- ja VF-piirin ulostulolämpötilojen tasaantuessa. Lämmönvaihtimen kylmän ja kuumen puolen lämpötehojen trendien laskeminen ja esittäminen koestukseen käytettävissä PTK-näytöissä havainnollistaisi myös käyttäjälle oikeaa ajankohtaa mittauksien valinnalle.

10 Johtopäätökset

Hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestusmenettelyiden päivitykselle kokonaisuudessaan on tarvetta. Loviisan voimalaitoksen hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestus on kokonaisuudessaan päivitetty viimeksi 2000-luvun alussa. Tämän jälkeen on päivitetty lähinnä vain koestusohjetta, joka on voimalaitoksen ohjeiston tavoin päivitettävä vähintään joka neljäs vuosi. Koestuksen lopputuloksen laskentaan käytettävän LVKUNVAL-ohjelman ydin on paikkansapitävä ja sitä voidaan pitää tarkoituksen mukaisena. Kuitenkin yhtälöissä on tehty virheitä, sekä kuormittavin alkutapahtuma, ekstrapolointiin käytettävät analyysit ja suunnitteluperusteinen tilanne ovat päivittämättä. Laskennan tarkastuksesta ei myöskään löydy dokumentteja. LVKUNVAL-ohjelman laskenta on heikosti dokumentoitu ja työläs selvitettävä, jonka seurauksena ohjelman lähdekoodissa olevat virheet oli hyvin hankalasti löydettävissä. LVKUNVAL-ohjelman dokumentaatiossa on keskitytty esittämään laskennan yhtälöt, mutta käytettyjen lukuarvojen alkuperä on dokumentoimaton. Laskentaohjelman taustat, käytetyt yhtälöt ja referenssianalyysit sisältävät niin paljon hiljaista tietoa, että kokonaisuuden verifiointi ei ole tehtävissä voimalaitoksen nykyisien dokumenttien perusteella.

Koestusmenettelyistä kokonaisuudessaan löydettiin parannettavia osa-alueita ja sekä virheelisiä että vanhentuneita lähtötietoja. Tältä osin tämän työn tavoitteet täyttyivät. LVKUNVAL-ohjelman laskentaa voidaan korjata ekstrapolointiin käytettäviä lukuarvoja lukuun ottamatta tässä työssä esitettyjen tietojen perusteella. Ekstrapolointiin tarvittavat turvallisuusanalyysistä peräisin olevat referenssitilan lukuarvot tulee selvittää erillisin analyysien. Määräaikaiseen turvallisuusarvioon tehtyjä analyysiejä ei ole mielekäästä käyttää LVKUNVAL-ohjelman laskennan referenssitilan lukuarvojen selvittämiseen. Uudessa paineistimen yhteen giljotiinikatkon analyysissä tulee kiinnittää huomiota meriveden lämpötilaan, joka tulisi olla vähintään mittaushistorian korkeinta lukuarvoa vastaava ja lämmönvaihtimien likaisuus tulisi säätää siten, että analyysin läpäisykriteereihin ei jää turhan suuria marginaaleja.

Kokonaisuudessaan luotettavan hätälämmönsiirtoketjun koestuksen laatiminen on yllättävän monimutkainen ja haastava tehtävä. Vaikka tässä työssä tehtyä eri luvanhaltijoiden haastattelua käytetyistä koestusmenettelyistä voidaan pitää epäonnistuneena vähäisten vastauksien ja vastauksien niukkasuuden seurauksena, on kuitenkin selvää, että luotettavien koestusmenettelyiden laatiminen on yleisesti tunnistettu ongelmalliseksi. Ongelmat

vaikuttavat tulevan esiin vasta kun pitkään käytössä ollutta koestusmenettelyä arvioidaan kokonaisuutena. Onnettomuustilanteen olosuhteita ei yleisesti voida koestuksessa saavuttaa, joten koestustulokset on ekstrapoloitava luotettavasti. Loviisan voimalaitoksen yksi keskeinen haaste on voimalaitostyypille ominainen tapa poistaa jälkilämpö aina höyrystimien kautta. Tämän ominaisuuden seurauksena vuosihuollossa reaktorin jälkilämpötehoa ei voida käyttää hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestukseen, jolloin koestuskytkentää voitaisiin ylläpitää riittävän pitkään. Toisaalta taas jäädyttämällä erillinen iso vesimassa on kapasiteettikoestus mahdollista tehdä myös tehokäytön aikana haluttuna ajankohtana.

Tämän työn löydöksiä perusteella vähintään LVKUNVAL-ohjelman Loviisa 2 hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen laskenta on korjattava. TF10-lämmönvaihtimien pinta-alat tulee päivittää todellisuutta vastaaviksi ja referenssianalyysit tulee uusia jotta ohjelman laskenta perustuu oikeisiin lähtöarvoihin. Ekstrapolointi vaiheen Dittus-Boelterin korrelaatiokaavan eksponentit on samalla korjattava vastaamaan vastavirtaputkilämmönvaihdinta ja otettava huomioon jäädytetäänkö vai lämmitetäänkö virtaavaa fluidia.

Tällä hetkellä lopputuloksena ohjelma laskee liian matalia meriveden lämpötiloja Loviisa 2:lle, sillä ekstrapoloinnissa analyysien referenssitulos ekstrapoloidaan koestuksessa mitattuun tulokseen, eikä toisinpäin kuten on suunniteltu. Tämän seurauksena koestuksessa mitattu U-arvo ja lämmönvaihtimien lämpöteho saavat laskennassa korjauskertoimet jotka ovat lukuarvoltaan < 1 . Todellisessa onnettomuustilanteessa lämpötilaero lämmönvaihtimien yli olisi koestustilannetta suurempi, jolloin myös lämmönvaihtimien siirtämä lämpöteho olisi suurempi. Virheen voidaan todeta olevan turvalliseen suuntaan. Virheellisten lämmönvaihtimien lähtötietojen seurauksena ohjelman laskemat U-arvot eivät myöskään vastaa todellisuutta. Lopputuloksen, eli korkeimman meriveden lämpötilan laskentaan, jolla hätälämmönsiirtoketjun kapasiteetti on vielä riittävä, virheellä ei kuitenkaan ole vaikutusta. U-arvolle määritetty koestuksen läpäisykriteeri on kuitenkin laskettu käyttäen väärää lämmönvaihtimen tietoja, eikä sitä tulisi käyttää.

Nykyinen koestuskytkentä jäädyttää kylmällä merivedellä TH00:n vesivarantoa niin nopeasti, että mittaustulokset eivät ole edustavia transienttitilanteesta johtuen. Laitosmuutosten seurauksena nykyinen koestuskytkentä ei enää vastaa onnettomuustilanteen prosessikytkentää, joten sen käytölle ei ole perusteluita. Koestuskytkentää tulisi arvioida uudelleen ja siirtyä tarvittaessa onnettomuustilanteen lyhyen aikavälin mukaiseen kytkentään, jossa

hätälämmönsiirtoketju toimii kytkennällä TQ-TF-VF. Varsinkin kylmän meriveden aikaan kyseinen kytkentä olisi nykyistä parempi.

Koestusohjeen mahdollistama hätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestus kolmella TF10-lämmönvaihtimella ei ole lopputuloksen kannalta järkevää. Lisäämällä käytettävissä olevaan lämmönsiirtopinta-alaan 1/3-puhdasta pinta-alaan lopputulos on heikompi, kuin korvaamalla 1/2-likaisesta lämmönsiirtopinta-alasta puhtaalla, sillä massavirtaukset pidetään koestusohjeen mukaan vakiona lämmönvaihtimien lukumäärästä riippumatta.

Työssä tehtiin virtausmittauksia TF- ja VF-piireistä. Mittauksia tehtiin määrällisesti liian vähän, että mittaustuloksia voitaisiin pitää luotettavina virtausmittauksien virheiden arviointiin. Tehtyjen mittauksien ja TF-piirin kuristuslaippavirtausmittauksien asennuspaikan arvioinnin perusteella voidaan kuitenkin melko suurella varmuudella todeta, että TF-piirin virtausmittaukset tulisi uusida tai käyttää koestuksessa aina ultraäänivirtausmittalaitetta putkitunnelissa. VF-piirin virtausmittaukset ovat Loviisan voimalaitoksella uusittuja ja tehtyjen mittauksien perusteella TF-piirin virtausmittauksia luotettavampia. Mittausvirheen laskennan osio tulisi päivittää LVKUNVAL-ohjelman laskentaan. Tätä varten mittauksia tulisi tehtävä paljon tämän työn aikana tehtyjä mittauksia enemmän, sekä annettava virtauksille enemmän aikaa tasaantua.

Lähteet

- Ronkainen, T. 2022. Loviisa 2 Turvallisuustekniset käyttöehdot LO2-K857-00123. Versio 2.33, s. 327.*
- WinWorld, 2019. Microsoft Visual Basic 6.0 [Verkkoaineisto]. [Viitattu 10.4.2022]. Saatavissa: <https://winworldpc.com/product/microsoft-visual-bas/60>
- Shumway, R.W. Weaver, L.E. 1976. General features of emergency core cooling systems. United States: Pergamon Press Inc. s. 281-302.
- Lawson, C.G. 1968. Emergency core-cooling systems for light-water-cooled power reactors. Tennessee, Oak Ridge national laboratory. s. 28-46.
- Salomaa, S., Ikäheimo, T. K., Pöllänen, R., Weltner, A., Pukkila, O., Wendla, P., Nyberg, H., Marttila, O. J., Lehtinen, J., Karvinen, H., Sandberg, J. (Toim.). 2004. Ydinturvallisuus. Helsinki, Säteilyturvakeskus.
- Westinghouse, 2011. Westinghouse AP1000 Design Control Document Rev. 19 - Tier 2 Chapter 15 [Verkkoaineisto]. [Viitattu 4.12.2020]. Saatavissa: <https://www.nrc.gov/docs/ML1117/ML11171A500.html>
- Westinghouse nuclear. Nuclear Safety - Unequaled Design [Verkkoaineisto.] [Viitattu 4.12.2020]. Saatavissa: <https://www.westinghousenuclear.com/energy-systems/ap1000-pwr/safety>
- Frepoli, C., Ohkawa, K., Kemper, R. M. 2004. Realistic large break LOCA analysis of AP1000 with ASTRUM [Verkkoaineisto]. [Viitattu 4.12.2020]. Saatavissa: https://www.researchgate.net/publication/229018296_Realistic_large_break_LOCA_analysis_of_AP1000_with_ASTRUM
- Loviisan voimalaitos. 2017. TH, TQ-TF-VF (VT) hätälämmönsiirtoketju, yleiskuvaus, s. 4.*
- Karjalainen, M. 2019. Lo1, Lo2 FSAR 9.2.2.1 Puhdas välijäähdytyspiiri TF10 LO1-K852-00964. Versio 2.0*
- Loviisan voimalaitos. 2012. Hätälämmönsiirtoketju, ohjaajien peruskoulutus: järjestelmäkoulutus, teoria [Luentoaineisto.] [Viitattu 8.9.2020].*
- Lienhard, J. H. IV., Lienhard, J. H. V. 2020. A Heat Transfer Textbook. 5th ed. Massachusetts, Cambridge, USA: Phlogiston press

Incropera, F. P., Dewitt, D. P. 2002. Fundamentals of heat and mass transfer. 18th ed. New York, J. Wiley

Mayer tool & MGF. Thermal Conductivity at Low Temperatures, Part 1: Theory. [Verkkoaineisto]. [Viitattu 10.11.2020]. Saatavissa: <https://www.mtm-inc.com/ac-20101018-thermal-conductivity-at-low-temperatures-part-1-theory.html>

Lahtinen, T. 2016. Lo1, Lo2 SNF-ohjelmalla laskettu reaktorin jälkiteho LOCA-analyysejä varten LO1-K919-01085. Versio 1.0, s. 3.*

Jiji, L.M. 2009. Heat Convection. Edition 2. Springer, Berlin, Heidelberg. s. 398

Alambra, K. 2022. Water viscosity calculator. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 15.9.2022]. Saatavissa: <https://www.omnicalculator.com/physics/water-viscosity>

Ulander, R. 2017. LO2 1. redundanssin hätälämmönsiirtoketjun lämmönsiirtokyvyn määrittäminen K2-07-00119. Versio 9.0, s. 4.*

Kustonen, K., Rantakaulio, A. 2016. LO1, LO2 ELSA Onnettomuusanalyysien tavoitteet, lähtötilat, vikakriteerit ja hyväksymiskriteerit LO1-K6130-00026. Versio 3.0, s. 6.*

Laaksonen, J. 2013. VVER-type nuclear power plants and evolution of their safety. [Luentoaineisto.] [Viitattu 20.12.2021]. Saatavissa: https://ats-fns.fi/images/files/presentations/2013/ATS_jasentilaisuus_2013-3_laaksonen.pdf

Nuclear-power.com. Ice condenser containment building. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 21.12.2021]. Saatavissa: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-power-plant/containment-building/ice-condenser-containment-building/>

Grimm, N.P., Colenbrander, H.G.C. 1976. Long term ice condenser containment code: LOTIC code. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 21.12.2021.] Saatavissa: <https://inis.iaea.org/search/searchsinglerecord.aspx?recordsFor=SingleRecord&RN=7273243>

Koskiniemi, J., Korhonen, J. 1988. Lo2, hätäjähdytysjärjestelmien lämmönsiirtoketjun hyväksymiskriteerit LO2-K466-M010. s. 2.*

STUKlex 2019. Ydinvoimalaitoksen deterministiset turvallisuusanalyysit, 2.9.2019, YLV B.3. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 5.1.2022.] Saatavissa: <https://www.stuklex.fi/fi/ohje/YVLB-3>

- Sammatti, P. 2000. LO1 ja LO2 Häätälämmönsiirtoketjun hyväksymiskriteerit LO1-K466-00035. s. 2.*
- Sammatti, P. 2001. LO1 ja LO2 Suojarakennuksen ja häätälämmönsiirtoketjun analyysitulokset sekä uudet hyväksymiskriteerit LO1-K466-00038. s. 2-5.*
- Palsinajärvi, C. 2001. Loviisa 1 & 2 TF-välijäähdytyspiirin toimintakyvyn analysointi tarkennetuilla parametreilla LO1-K858-00121. s. 2.*
- Sammatti, P. 2001. LO1 ja LO2 suojarakennuksen ja häätälämmönsiirtoketjun analyysitulokset sekä uudet hyväksymiskriteerit LO1-K466-00038. s. 1-5.*
- Sammatti, P. 2003. LO2 Häätälämmönsiirtoketjun red.1 koestustulosten arvio ja TH-lämmönvaihtimien uusi TF-virtauskriteeri LO2-K466-00010. s. 1-2.*
- Hongisto, O. 2010. Loviisa 2 TQ/TF-lämmönvaihtimien toiminta, suojarakennusanalyysit LO2-K466-915-00001. Versio 1.0. s. 3-11.*
- Tikka, M. 2012. LO1, LO2 FSAR 09.2.2 Reaktorivälijäähdytyspiiri, TF LO1-K852-00630. Versio 2.0. s. 9.*
- Hongisto, O. 2000. Loviisa 1 & 2 Sumpiveden lämpötilat suuressa primääripiirin jäähdytteenmenetyssonnettomuudessa (LBLOCA) LO1-K466-00036. s. 15.*
- Ahtinen, E. 2019. Lo1, LO2 Suojarakennusanalyysit, jäähdytteenmenetyssonnettomuudet LO1-K8052-00080. Versio 2.0*
- Lehtonen, E. 1996. Loviisan voimalaitos, LO1, LO2 TF-moottorien lämmön kesto LO1-K567-00190.*
- Lehtonen, E., Juntunen, T. 1997. LO1 ja LO2 häätälämmönsiirtoketju hätäjäähdytys- ja TF-pumppuhuoneiden sähkölaitteiden toimintakyvyn turvamarginaalit LO1-K500-00021. s. 2-7.*
- Lammila, K. 1996. Loviisa 1 & 2 Modernisointi- ja tehonkorotusprojekti (LOMO) hyvin sekoittuneen sumpiveden keskimääräinen lämpötila suuren primääripiirin vuodon aikana LO1-K859-00235.*
- Plit, H. 1996. LOMO-lähtötiedot, Loviisa 1 & 2 välijäähdytyspiirin toimintakyvyn analyysi Apros-simulaatioympäristössä LO1-K466-00016. s. 1-3.*

Plit, H. 1996. LOMO Loviisa 1 & 2 välijäähdytyspiirin toimintakyvyn analyysi Aprosimulaatioympäristössä LO1-K466-00017. s. 4.*

Heino, R. 1996. Loviisan voimalaitos hätäjäähdytysjärjestelmien toiminnan varmistaminen LO1-K320-950-00003.*

Lehtonen, E. 2000. Loviisa 1 & 2 TQ-moottorien uudelleenikäinnän tulosraportti (sähkötekniikka) LO1-K558-426-00006.*

Estola, J. 2017. TQ-moottoreiden ylivirtasuojauksen pikalaukaisun asetteluarvojen muutoksen ETA LO1-K558-426-00008. s. 5.*

ABB 2004. Drive^{IT} Pienjännitteiset vakio moottorit. s. 8. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 14.2.2022.] Saatavissa: <https://library.e.abb.com/public/f99be400a43336a8c1257b130056f076/Drive%20IT%20pienjannitteiset%20vakio moottorit%20FI%2010-2004.pdf>

Lehtonen, E. 1998. Loviisan voimalaitos LO1 ja LO2 TF-pumppujen moottorien vaihto ABB:n moottoreiksi ennakkotarkastusaineisto. s. 6.*

Hyrsky, T. 1997. LOMO-Projekti Loviisa 1 ja 2. Häätämmönsiirron varmistaminen. Pitkän aikavälin toimenpidesuunnitelma. LO1-A6-1356. s. 2.*

Käräjäoja, P. 1997. LO1 & 2 Häätäjäähdytys- ja TF-pumppuhuoneiden lämpötilan nousu onnettomuustilanteissa LO1-K450-00003. s. 2-4.*

General Electric 2010. TransPort PT878 Panametrics portable liquid ultrasonic flow meter [Verkkoaineisto.] [Viitattu 10.2.2021.] Saatavissa: http://www.panametria.cz/produkty_pdf/PT878.pdf

Tokyo keiso co., ltd. 2014. Technical guidance. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 10.2.2021.] Saatavissa: https://www.tokyokeiso.co.jp/english/products/download/tg/UL330_TG_F1037E.pdf

Vilenius, A. 2010. VF2010 VF60- ja VF90-putkistojen uusinta 2010 LO2:lla LO1-E7-00359liite5. [Luentoaineisto.] [Viitattu 11.2.2021.]*

Imatran voima osakeyhtiö. 1977. Tehdasvalmistuksen tulosaineisto, Ei aktiivisen välipiirin jäähdytin TF10W001. A-LO1-K466-301. [Voimalaitoksen QC-arkiston asiakirja.]*

Tervonen, T. 1982. Lo2 lämmönvaihtimien TF10W01 ja TF10W05 pyörrevirtatarkastus [Laitosarkiston QC-asiakirjat, hyllypaikka 466, TF10.]*

Saari, J. Heat exchanger dimensioning. s. 31. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 13.2.2020.] Saatavissa: https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4086/saari_heat_exchanger_dimensioning.pdf

STUKlex 2019. Ydinvoimalaitoksen painesäiliöt ja putkistot, 15.12.2019, YLV E.3. [Verkkoaineisto.] [Viitattu 3.3.2022.] Saatavissa: <https://www.stuklex.fi/fi/ohje/YVLE-3>

Lehto, M. 2020. LO1, LO2 TF-pumppuhuoneen lämpöolosuhteiden kehitys LO1 TL45 tai LO2 TL49 vikaantumistilanteessa LO1-K451-915-00008. s. 2-17.*

Backman, J. 2019. Energiatekniikan mittaukset, Epävarmuus. Lappeenranta: LUT yliopisto, Virtaustekniikan laboratorio. [Luentomoniste.] [Viitattu 10.2.2021.]

Karstinen, E. 2019. LO1, LO2 PSR2019, Vastaus ohjeen B.1 täyttöönpäätökseen 11/0010/2015 kohtaa 9: Selvitys DEC C-tapahtumista Loviisan voimalaitoksella LO1-K859-01212. Versio 2.0. s. 14.*

*Ei julkisesti saatavilla.

Liite 1. Kyselylomake hätälämmönsiirtokeijun koestusmenettelyistä

Loviisa NPP has been lately re-thinking a method to perform a periodical test of the emergency core cooling system. We have found ambiguities from the method currently in use. We are now considering a completely new periodical test which concentrate more on used method than on just a few specific numbers and which is also easier to update. This topic is one technical presentation in next FROG OP meeting.

| Question 1 | Yes | No |
|-------------------------------------------------------------------|-----|----|
| Do you allow your plant name to be written into the public study? | | |
| If not, do you allow country or continent to be mentioned? | | |
| If not, do you allow your answers to be mentioned as a general? | | |

If answer was yes, please move to question 4.

| Question 2 | Yes | No |
|--------------------------------------------------------------------|-----|----|
| Do you allow country or continent to be mentioned in public study? | | |

| Question 3 | Yes | No |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|----|
| Do you allow your answers to be mentioned as a general information, without any information from who and where it is from (e.g. "Some nuclear power plants use a method....to perform a periodical test of the ECCS")? | | |

| Question 4 |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Name of the plant which the answers apply? <i>Can also be left empty, or write country/continent if you will.</i> |

| Question 5 | Yes | No |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|----|
| Do you perform your periodical test of the emergency core cooling system (ECCS) based on a standard and if so, what standard is used? | | |

| Question 6 | Yes | No |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|----|
| Do you use in-house developed method for periodical test of the ECCS? If possible, please shortly explain how it is performed. | | |

| Question 7 | Yes | No |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|----|
| Do you use a real accident situation line up of related process systems to perform a periodical test? | | |

| Question 8 | Thermal power | K-value |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|---------|
| Is your acceptance criterion based on thermal power ECCS must be able to remove from the core or reference K-value of the ECCS heat exchangers? <i>If some other criteria is used, please feel free to shortly explain below. If the answer was thermal power, could you explain how the power is determined?</i> | | |

| Question 9 | Yes | No |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|----|
| In your acceptance criterion, do you take into account a long-term <u>coolability</u> equipment failures (e.g. one redundancy is lost, connection to national grid is lost, undervoltage situation), etc.? | | |

You could also write a short explanation of your periodical test of the ECCS if it is easier to answer afore mentioned questions in that way.

Liite 2. Häätälämmönsiirtoketjun kapasiteettikoestuksen läpäisykriteerien muutoshistoria

| Vuosi | Muutos | Käsitelty luvussa | Viety määräaikaiskoestukseen |
|-----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|------------------------------|
| 1988 | Φ_{TF} 16,7 MW, q_{mTF} 410 kg/s, q_{mVF} 440 kg/s, q_{mTG} 22 kg/s, U_{TQ} 1400 W/m ² °C, T_{TF_maks} 33 °C, T_{meri} 20 °C | 4.1, 4.1.1, 8.9 | Kyllä |
| 1989 | Koestuksen laskenta Fortran kielelle | 5 | Kyllä |
| 1996 | T_{sumppi} 97 °C | 4.1.2 | ? |
| 1997 | T_{TF_maks} 42 °C, T_{meri} 23 °C | 4.1.2 | Kyllä |
| 1997 | TH-lämmönvaihtimen jäähdytyksenpoisto YZ-signaalista, T_{sumppi} 109 °C | 4.1.1 4.1.2 | Ei |
| 2000 | TQ-moottorien käämitys F-luokkaan, TF-moottorien vaihto | 4.1.2 | Ei |
| 2000-2001 | U_{TQ} 2300 W/m ² °C, q_{mTH} 57 kg/s, T_{sumppi} 109 °C | 4.1, 4.1.1, 8.4 | Kyllä |
| 2001 | Φ_{TF} 35,75 MW, q_{mVF} 500 kg/s, q_{mTQ} 250 kg/s, U_{TQ} 3000 W/m ² °C | 4.1.1 | Ei |
| 2002 | Φ_{TF} 32 MW | 4.1.1 | Kyllä |
| 2003 | q_{mTH} 45 kg/s | 4.1 | Kyllä |
| 2005 | Nykyinen LVKUNVAL-ohjelma uusin yhtälöin | 5 | Kyllä |
| 2010 | U_{TQ} 2000 W/m ² °C, T_{meri} 25 °C | 4.1 | Ei |
| 2019 | DBA alkutapahtumaksi paineistimen yhteen giljotiinikatko, TF10-lämmönvaihtimien tietojen korjaus | 8.4, 8.5 | Ei |
| 2019 | Φ_{TF} 33 MW, T_{sumppi} 100 °C | 8.4 | Ei |
| 2020 | T_{TF_maks} 45 °C | 9.1.2 | Ei |

Liite 3. Excel-taulukkolaskenta hätälämmönsiirtokeijun kapasiteettikoestuksesta

Käytetyt lukuarvot ovat kuvitteellisia ja yhtälöt korjattu

Hätälämmönsiirtokeijun kapasiteetin laskenta

Laskelman ensimmäinen osuus

Tämä osuus laskee k-arvon, jota käytetään laskelman toisessa osassa määrittämään maksimi VF lämpötila

| | |
|--------------------------|------------------------------|
| Lämpösiirtimen määrit | |
| A | 2 kel |
| Q _{raimallinen} | 1073 m ² |
| U _{arvo} | 3060000 W |
| em _{1f} | 1349,269 W/m ² ·C |
| em _{2f} | 350 kg/s |
| Cp _{1f} | 500 kg/s |
| Cp _{2f} | 4,1868 kJ/kg C |
| th ₁ | 4,1868 kJ/kg C |
| th ₂ | 35 C |
| tf ₁ | 25 C |
| tf ₂ | 20 C |
| tf ₂ | 25 C |

1. Telo mitatulla hetkellä $Q_{teho} = U_{arvo} * Q_{raim}$ 7,213473 °C

2. TF-isko mitatulla hetkellä $Q_{raim} = C_p * (T_{f1} - T_{f2})$ 1046700 W

3. Vef-teho mitatulla hetkellä $Q_{vef} = C_p * (T_{f1} - T_{f2})$ 10467 kW

Laskettu TF virtaus $Q_{kesk} = Q_{vef} / (T_{f1} - T_{f2})$ 250 kg/s

U_{arvo}*Q_{raim} 1349269 W/m²·C

Mikä lämpötila tehoit ovat toisiam, sitä paremmat ovat mitatut arvot

Laskelman kolmas osuus

Lasketaan riittävästi arvot ja asetetaan lausekkeita malleiksi IVF-lämpötila, jolla lämmönsäilykappaleet on viiläytettävä. Huomaa, että teho on nyt 20kW tilanteessa siirrettävä maksimiteho, ei lämmitysjärjestelmän lämmönsäilytysteho!

| | |
|-----------------------|-------------------------------------------------------|
| Φ _{in,2} | 3200000 W |
| U _{in,2} | 1184.1725 W/m ² ·°C |
| Lämmönsäilytysmäärä A | 2.67 m ² |
| q _{in,1f} | 2.72 m ² ·K ⁻¹ ·s ⁻¹ |
| q _{in,1f} | 35.86 g/s |
| q _{in,1f} | 50.86 g/s |
| q _{in,1f} | 4.13 kg/kg·°C |
| q _{in,1f} | 4.13 kg/kg·°C |
| TF ₁ | 55.87294 °C |
| TF ₂ | 42 °C |
| TV _{1,1} | 2.2 °C |
| TV _{1,2} | 35.331 °C |

| | |
|--------|-------------|
| sisään | 55.87294 °C |
| ulos | 42 °C |
| sisään | 2.2 °C |
| ulos | 35.331 °C |

Muokataan yhtälöyhtymä IVF-lämpötilojen laskemiseksi. Yhdistetään viidessä yhtälössä lämpötila, tuetaan TF-veden lämpötila, kuru-teho, on näitä lämpötilasysteemiä ja lähtevän veden lämpötila tehoihin.

$$\begin{aligned}
 1 & \quad 0 = J_{in,2} \cdot \Delta T_{in,2} \cdot A \\
 2 & \quad 0 = q_{in,1f} \cdot C_{p,1} \cdot m \cdot (T_{V,1,1} - T_{V,1,2}) \\
 3 & \quad 0 = q_{in,1f} \cdot C_{p,2} \cdot m \cdot (T_{V,2,1} - T_{V,2,2})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 1 & \quad \Delta T_{in,2} = (T_{V,1,1} - T_{V,2,1}) / (m \cdot C_{p,1} / A) \Rightarrow \\
 2 & \quad 0 = J_{in,2} \cdot \Delta T_{in,2} \cdot A \Rightarrow \\
 3 & \quad 0 = q_{in,1f} \cdot C_{p,1} \cdot m \cdot (T_{V,1,1} - T_{V,1,2}) \Rightarrow \\
 & \quad T_{V,1,2} = (0.1000) / (q_{in,1f} \cdot C_{p,1} \cdot m) \cdot T_{V,1,1} \\
 & \quad \text{Varmista toimitusyksiköiden soveltuessa toteutettavaksi, sillä tämä on mukana lämpötila määrittämisen yhtälössä.} \\
 & \quad \text{Varmista toimitusyksiköiden soveltuessa toteutettavaksi, sillä tämä on mukana lämpötila määrittämisen yhtälössä.}
 \end{aligned}$$

| | | |
|------------|------------------|-----------|
| Kaivetta S | ΔTV= | 35.331 °C |
| Tuulokosta | ΔTV= | 15.331 °C |
| | Q _{tot} | 3200152 W |
| | Q _{in} | 32000 W |
| | Q _{out} | 31972 W |

Lämpötilojen tulee olla samat!
Tulojen tulee olla suunnilleen samat!
Huom! Varmista toimitusyksiköiden soveltuessa toteutettavaksi.

SOLVEssa jatketaan muuttujayhtälöillä 2:den, että tulos on 0

| | | | |
|---|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | 0 = (J _{in,2} ·A)·(T _{V,1,1} -T _{V,2,1})/(m·C _{p,1}) - ΔT _{in,2} ·A | => | 0 = ((T _{V,1,1} -T _{V,2,1})/(m·C _{p,1} ·A))·(J _{in,2} ·A) - ΔT _{in,2} ·A |
| 2 | 0 = T _{V,1,2} ·T _{V,1,1} - (0.1000)/(q _{in,1f} ·C _{p,1} ·m)·(T _{V,1,1} ·T _{V,1,2})} | => | 0 = (0.1000)/(q _{in,1f} ·C _{p,1} ·m)·(T _{V,1,1} ·T _{V,1,2})} |
| 3 | ΔTV = Q _{tot} /(m _{in} ·C _{p,1}) - ΔTV _{in,2} | => | ΔTV = Q _{tot} /(m _{in} ·C _{p,1}) - ΔTV _{in,2} |
| 1 | 35.3317259 | 30.0007251 | Yhteisöllä: |
| 2 | | | 3.84603 |
| | | | 3.46413 |

U_{in,2} = 1184.1725 W/m²·°C
 Q_{in,2} = 3200000 W

2

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|---|
| 23.01.2020 | | | | | | | | |
| 10:24:06 | 258.3 | 15.17 | 18.03 | 511.8 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:24:16 | 251.6 | 15.17 | 18.03 | 510.2 | 3.17 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:24:26 | 251.3 | 15.17 | 18.03 | 510.2 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:24:36 | 259.1 | 15.17 | 18.03 | 511.4 | 3.14 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:24:46 | 243.0 | 15.18 | 18.03 | 512.0 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:24:56 | 259.6 | 15.18 | 18.03 | 511.7 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:25:06 | 256.6 | 15.18 | 18.08 | 511.1 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:25:16 | 261.3 | 15.18 | 18.03 | 509.8 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:25:26 | 240.5 | 15.18 | 18.03 | 512.0 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:25:36 | 259.8 | 15.15 | 18.08 | 513.1 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:25:46 | 253.1 | 15.16 | 18.03 | 512.2 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:25:56 | 261.7 | 15.16 | 18.03 | 509.5 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:26:06 | 262.0 | 15.16 | 18.03 | 513.3 | 3.15 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:26:16 | 287.9 | 15.16 | 18.08 | 511.6 | 3.14 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:26:26 | 303.7 | 15.16 | 18.13 | 509.3 | 3.14 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:26:36 | 297.5 | 15.16 | 18.35 | 508.8 | 3.14 | 4.42 | 56.4 | 0 |
| 10:26:46 | 297.7 | 15.19 | 18.64 | 510.2 | 3.16 | 4.45 | 56.4 | 0 |
| 10:26:56 | 303.0 | 15.36 | 18.67 | 511.5 | 3.14 | 4.48 | 56.4 | 0 |
| 10:27:06 | 300.6 | 15.60 | 18.52 | 509.4 | 3.14 | 4.48 | 56.4 | 0 |
| 10:27:16 | 298.7 | 15.67 | 18.29 | 509.6 | 3.17 | 4.51 | 56.4 | 0 |
| 10:27:26 | 292.7 | 15.50 | 18.09 | 511.2 | 3.16 | 4.51 | 56.4 | 0 |
| 10:27:36 | 297.4 | 15.35 | 17.97 | 512.3 | 3.16 | 4.54 | 56.4 | 0 |
| 10:27:46 | 303.2 | 15.22 | 17.91 | 509.8 | 3.16 | 4.57 | 56.4 | 0 |
| 10:27:56 | 307.3 | 15.12 | 17.84 | 511.7 | 3.16 | 4.57 | 56.4 | 0 |
| 10:28:06 | 297.6 | 15.06 | 17.79 | 513.5 | 3.14 | 4.57 | 56.4 | 0 |
| 10:28:16 | 293.1 | 14.99 | 17.79 | 515.6 | 3.14 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:26 | 299.1 | 14.99 | 17.79 | 511.5 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:36 | 299.3 | 14.95 | 17.74 | 512.2 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:46 | 295.2 | 14.98 | 17.74 | 511.1 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:56 | 302.1 | 14.95 | 17.74 | 514.8 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:29:06+ | 300.8 | 14.95 | 17.69 | 514.0 | 3.16 | 4.62 | 56.4 | 0 |

(S)

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|---|
| 23.01.2020 | | | | | | | | |
| 10:28:16 | 293.1 | 14.99 | 17.79 | 515.6 | 3.14 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:26 | 299.1 | 14.99 | 17.79 | 511.5 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:36 | 299.3 | 14.95 | 17.74 | 512.2 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:46 | 295.2 | 14.98 | 17.74 | 511.1 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:28:56 | 302.1 | 14.95 | 17.74 | 514.8 | 3.15 | 4.59 | 56.4 | 0 |
| 10:29:06 | 300.8 | 14.95 | 17.69 | 514.0 | 3.16 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:29:16 | 300.0 | 14.91 | 17.69 | 510.8 | 3.16 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:29:26 | 303.7 | 14.88 | 17.69 | 512.1 | 3.16 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:29:36 | 296.1 | 14.91 | 17.69 | 509.6 | 3.16 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:29:46 | 304.3 | 14.88 | 17.63 | 512.4 | 3.14 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:29:56 | 301.6 | 14.88 | 17.64 | 511.9 | 3.16 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:30:06 | 311.7 | 14.88 | 17.64 | 511.2 | 3.15 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:30:16 | 320.2 | 14.85 | 17.69 | 512.5 | 3.15 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:30:26 | 317.6 | 14.85 | 17.69 | 513.8 | 3.14 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:30:36 | 313.3 | 14.89 | 17.64 | 513.2 | 3.16 | 4.62 | 56.4 | 0 |
| 10:30:46 | 305.1 | 14.92 | 17.59 | 511.8 | 3.16 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:30:56 | 317.1 | 14.88 | 17.59 | 511.5 | 3.16 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:31:06 | 318.8 | 14.84 | 17.54 | 513.2 | 3.16 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:31:16 | 318.8 | 14.81 | 17.54 | 513.2 | 3.16 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:31:26 | 317.8 | 14.81 | 17.49 | 509.9 | 3.17 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:31:36 | 316.4 | 14.79 | 17.49 | 509.5 | 3.15 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:31:46 | 310.4 | 14.76 | 17.44 | 508.6 | 3.15 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:31:56 | 310.2 | 14.73 | 17.44 | 511.8 | 3.15 | 4.65 | 56.4 | 0 |
| 10:32:06 | 312.2 | 14.73 | 17.44 | 510.2 | 3.15 | 4.69 | 56.4 | 0 |
| 10:32:16 | 317.7 | 14.70 | 17.39 | 509.8 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:26 | 314.4 | 14.70 | 17.39 | 513.0 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:36 | 322.2 | 14.67 | 17.39 | 510.5 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:46 | 319.6 | 14.68 | 17.39 | 510.3 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:56 | 313.8 | 14.68 | 17.33 | 512.6 | 3.15 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:33:06+ | 318.2 | 14.65 | 17.33 | 513.2 | 3.17 | 4.68 | 56.4 | 0 |

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|----|
| 23.01.2020 | | | | | | | | |
| 10:32:16 | 317.7 | 14.70 | 17.39 | 509.8 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:26 | 314.4 | 14.70 | 17.39 | 513.0 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:36 | 322.2 | 14.67 | 17.39 | 510.5 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:46 | 319.6 | 14.68 | 17.39 | 510.3 | 3.15 | 4.66 | 56.4 | 0 |
| 10:32:56 | 313.8 | 14.68 | 17.33 | 512.6 | 3.15 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:33:06 | 318.2 | 14.65 | 17.33 | 513.2 | 3.17 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:33:16 | 320.4 | 14.65 | 17.33 | 511.7 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:33:26 | 315.0 | 14.65 | 17.33 | 513.4 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:33:36 | 322.6 | 14.65 | 17.29 | 510.2 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:33:46 | 315.9 | 14.65 | 17.29 | 512.3 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:33:56 | 315.2 | 14.65 | 17.29 | 512.9 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 0 |
| 10:34:06 | 315.1 | 14.65 | 17.29 | 510.6 | 3.16 | 4.67 | 56.4 | 0 |
| 10:34:16 | 311.6 | 14.61 | 17.29 | 513.1 | 3.17 | 4.64 | 56.4 | 0 |
| 10:34:26 | 308.7 | 14.61 | 17.29 | 509.9 | 3.16 | 4.67 | 56.4 | 0 |
| 10:34:36 | 312.7 | 14.61 | 17.29 | 513.7 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 0 |
| 10:34:46 | 315.2 | 14.61 | 17.29 | 510.4 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 0 |
| 10:34:56 | 322.5 | 14.58 | 17.22 | 512.6 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 8 |
| 10:35:06 | 321.4 | 14.61 | 17.22 | 509.4 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 12 |
| 10:35:16 | 324.6 | 14.58 | 17.22 | 509.9 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 12 |
| 10:35:26 | 322.9 | 14.57 | 17.22 | 511.7 | 3.14 | 4.64 | 56.4 | 18 |
| 10:35:36 | 324.8 | 14.56 | 17.22 | 510.7 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 19 |
| 10:35:46 | 322.6 | 14.56 | 17.17 | 509.8 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 19 |
| 10:35:56 | 330.6 | 14.54 | 17.23 | 510.9 | 3.16 | 4.64 | 56.4 | 19 |
| 10:36:06 | 323.5 | 14.54 | 17.18 | 514.1 | 3.16 | 4.65 | 56.4 | 19 |
| 10:36:16 | 325.6 | 14.54 | 17.18 | 512.9 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 19 |
| 10:36:26 | 323.3 | 14.54 | 17.18 | 513.2 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 19 |
| 10:36:36 | 327.9 | 14.51 | 17.18 | 510.7 | 3.15 | 4.68 | 56.4 | 19 |
| 10:36:46 | 328.1 | 14.51 | 17.13 | 511.7 | 3.15 | 4.68 | 56.4 | 19 |
| 10:36:56 | 326.7 | 14.51 | 17.13 | 512.6 | 3.15 | 4.68 | 56.4 | 19 |
| 10:37:06 | 334.3 | 14.51 | 17.13 | 512.5 | 3.15 | 4.68 | 56.4 | 19 |
| 10:37:16+ | 329.7 | 14.49 | 17.18 | 511.9 | 3.16 | 4.68 | 56.4 | 19 |

4

Liite 5. VF60-piirin virtausmittaukset (PTK)

| 2 | | LOVIISA 2 | | KÄ7 117, 118, 282, 283, 284, 285 | | 10S | | 15.01.2020 | |
|-----|----------|-----------|-------|----------------------------------|------|--------|-------|------------|---|
| PTK | | 117 | | TF10W01-W02 / (W03) | | 465-07 | | 15:59:20 | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 1 | TF11F001 | | | | | | | | |
| 2 | TF11T001 | 193.2 | 14.99 | 17.23 | 2.96 | 3.52 | 515.4 | 58.1 | |
| 3 | TF11T002 | 195.0 | 14.99 | 17.17 | 2.96 | 3.49 | 515.3 | 58.1 | |
| 4 | VF60T001 | 193.9 | 14.98 | 17.22 | 2.96 | 3.50 | 512.2 | 58.1 | |
| 5 | VF70T001 | 195.8 | 14.93 | 17.22 | 2.98 | 3.53 | 512.9 | 58.1 | |
| 6 | VF60F001 | 193.6 | 14.96 | 17.22 | 2.96 | 3.53 | 514.6 | 58.1 | |
| 7 | TH00T001 | 196.3 | 14.95 | 17.22 | 2.96 | 3.53 | 516.0 | 58.1 | |
| 8 | 0 | 196.0 | 14.98 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 513.7 | 58.1 | |
| | | 196.5 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 519.0 | 58.1 | |
| | | 192.5 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 511.6 | 58.1 | |
| | | 194.8 | 14.95 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 515.0 | 58.1 | |
| | | 191.8 | 15.01 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 510.6 | 58.1 | |
| | | 197.5 | 14.98 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 514.8 | 58.2 | |
| | | 197.2 | 14.97 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 514.8 | 58.1 | |
| | | 197.1 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.52 | 512.9 | 58.1 | |
| | | 193.7 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.53 | 515.0 | 58.1 | |
| | | 194.8 | 15.02 | 17.22 | 2.97 | 3.53 | 521.2 | 58.1 | |
| | | 196.3 | 14.98 | 17.22 | 2.97 | 3.50 | 516.7 | 58.1 | |
| | | 195.8 | 15.02 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 520.0 | 58.1 | |
| | | 193.8 | 14.98 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 515.3 | 58.1 | |
| | | 193.4 | 14.97 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 514.6 | 58.1 | |
| | | 193.2 | 14.99 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 512.8 | 58.1 | |
| | | 199.5 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 515.5 | 58.1 | |
| | | 194.8 | 14.99 | 17.22 | 2.97 | 3.54 | 514.5 | 58.1 | |
| | | 192.9 | 14.98 | 17.22 | 2.95 | 3.51 | 520.5 | 58.1 | |
| | | 196.3 | 14.98 | 17.22 | 2.95 | 3.53 | 514.5 | 58.1 | |
| | | 194.4 | 15.02 | 17.22 | 2.96 | 3.53 | 516.4 | 58.1 | |
| | | 195.4 | 14.98 | 17.22 | 2.96 | 3.53 | 516.8 | 58.1 | |
| | | 194.2 | 14.98 | 17.22 | 2.96 | 3.51 | 513.1 | 58.1 | |
| | | 197.4 | 15.00 | 17.22 | 2.98 | 3.50 | 514.3 | 58.1 | |
| | | 196.3 | 15.00 | 17.22 | 2.96 | 3.50 | 514.1 | 58.1 | |



Alkuaika: 15.01.2020 15:54:26 Vanhin arvo: 14.01.2020 05:54:56

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|-------|-------|-------|------|------|-------|------|---|
| 1 | 199.5 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 515.5 | 58.1 | |
| 2 | 194.8 | 14.99 | 17.22 | 2.97 | 3.54 | 514.5 | 58.1 | |
| 3 | 192.9 | 14.98 | 17.22 | 2.95 | 3.51 | 520.5 | 58.1 | |
| 4 | 196.3 | 14.98 | 17.22 | 2.95 | 3.53 | 514.5 | 58.1 | |
| 5 | 194.4 | 15.02 | 17.22 | 2.96 | 3.53 | 516.4 | 58.1 | |
| 6 | 195.4 | 14.98 | 17.22 | 2.96 | 3.53 | 516.8 | 58.1 | |
| 7 | 194.2 | 14.98 | 17.22 | 2.96 | 3.51 | 513.1 | 58.1 | |
| 8 | 197.4 | 15.00 | 17.22 | 2.98 | 3.50 | 514.3 | 58.1 | |
| | 196.3 | 15.00 | 17.22 | 2.96 | 3.50 | 514.1 | 58.1 | |
| | 188.1 | 14.98 | 17.22 | 2.96 | 3.50 | 511.3 | 58.1 | |
| | 194.6 | 14.95 | 17.22 | 2.96 | 3.50 | 511.8 | 58.1 | |
| | 194.6 | 14.98 | 17.22 | 2.98 | 3.50 | 512.3 | 58.1 | |
| | 193.5 | 14.96 | 17.22 | 2.96 | 3.51 | 517.3 | 58.1 | |
| | 196.7 | 14.96 | 17.22 | 2.95 | 3.51 | 515.5 | 58.1 | |
| | 197.0 | 14.99 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 587.8 | 58.1 | |
| | 197.2 | 14.98 | 17.22 | 2.97 | 3.54 | 589.5 | 58.1 | |
| | 191.1 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.51 | 586.1 | 58.1 | |
| | 193.4 | 14.96 | 17.22 | 2.97 | 3.53 | 585.7 | 58.1 | |
| | 192.9 | 14.96 | 17.19 | 2.97 | 3.50 | 586.2 | 58.1 | |
| | 196.1 | 14.97 | 17.19 | 2.97 | 3.50 | 586.8 | 58.1 | |
| | 192.4 | 14.98 | 17.19 | 2.97 | 3.47 | 589.4 | 58.1 | |
| | 196.6 | 14.99 | 17.24 | 2.99 | 3.47 | 586.6 | 58.2 | |
| | 192.3 | 14.99 | 17.19 | 3.01 | 3.47 | 584.4 | 58.1 | |
| | 192.3 | 14.98 | 17.19 | 3.01 | 3.47 | 586.5 | 58.1 | |
| | 199.3 | 14.98 | 17.19 | 3.01 | 3.47 | 588.8 | 58.1 | |
| | 193.6 | 14.99 | 17.19 | 3.01 | 3.47 | 587.0 | 58.1 | |
| | 197.2 | 14.99 | 17.19 | 3.01 | 3.44 | 583.1 | 58.1 | |
| | 195.4 | 14.98 | 17.19 | 3.01 | 3.44 | 587.1 | 58.1 | |
| | 191.4 | 14.98 | 17.19 | 3.03 | 3.44 | 588.6 | 58.1 | |
| | 193.4 | 14.98 | 17.19 | 3.03 | 3.44 | 584.0 | 58.1 | |

20

| 1 VF-pumppu käy | | |
|----------------------|--------------------------|---------------|
| Aika | PTK virtaus | UÄ virtaus |
| 15:57:56 | 515.50 kg/s | 531.30 L/s |
| 15:58:01 | | 531.10 L/s |
| 15:58:06 | 514.50 kg/s | 530.70 L/s |
| 15:58:11 | | 530.40 L/s |
| 15:58:16 | 520.50 kg/s | 531.10 L/s |
| 15:58:21 | | 531.50 L/s |
| 15:58:26 | 514.50 kg/s | 531.60 L/s |
| 15:58:31 | | 531.30 L/s |
| 15:58:36 | 516.40 kg/s | 530.90 L/s |
| 15:58:41 | | 531.10 L/s |
| 15:58:46 | 516.80 kg/s | 530.20 L/s |
| 15:58:51 | | 530.00 L/s |
| 15:58:56 | 513.10 kg/s | 529.10 L/s |
| 15:59:01 | | 529.30 L/s |
| 15:59:06 | 514.30 kg/s | 528.50 L/s |
| 15:59:11 | | 527.70 L/s |
| 15:59:16 | 514.10 kg/s | 530.50 L/s |
| 15:59:21 | | L/s |
| 15:59:26 | 511.30 kg/s | L/s |
| Ma | 515.10 kg/s | Ma 530.37 L/s |
| ρ_{vesi} | 999.23 kg/m ³ | |
| | UÄ 529.96 kg/s | |
| | Δq_m -14.86 kg/s | |
| | Erotus -2.88 % | |

Massavirtauksen odotusarvon 95% luottamusväli
Keskihajonta tuntematon

otoskeskiarvo $m = \frac{530.37}{L/s}$
 $\sum(x_i - x_m)^2 = 20.08$
 $n-1 = 16.00$

$$s = \sqrt{\frac{\sum(x_i - x_m)^2}{n-1}}$$

otoskeskihajonta $s = 1.12$
 taulukosta $t = 2.1199$

$$m - \frac{t \cdot s}{\sqrt{n}} \leq x \leq m + \frac{t \cdot s}{\sqrt{n}}$$

Luottamusväli 95% $529.83 \leq x \leq 530.92$
 $x = 530.37 \pm 0.54 \text{ L/s}$

Virtausmittaus
PT878
Tarkkuus:

Gain $\Delta F_e \pm 0.02$

Toistettavuus: $\Delta F_e \pm 0.003$

Keskiaivoistettu tilavuusvirta: $q_v = 530.37 \text{ L/s}$

Kokonaisvirhe:
 $\Delta F_v = \pm \Delta F_e \cdot q_v + \Delta F_e \cdot q_v$
 $\Delta F_v = \pm 0.02 \cdot q_v + 0.003 \cdot q_v \Delta F_v = \pm 12.19852 \text{ L/s}$
 Virheen varianssi
 $S_v \cdot 2 = (1/3) \cdot (\Delta F_e)^2 \quad S_v \cdot 2 = 49.60133 \text{ L/s}$
 95% luottamusvälin virhe
 $\Delta F_v = 2 \cdot \sqrt{S_v \cdot 2} \quad \Delta F_v = 14.08564 \text{ L/s}$

Tulokset:
 Paras oletus virtaukselle 530.37 L/s
 Tilavuusvirran virhe 14.08564 L/s
 Suhteellinen virhe 2.655811 %

| 2 VF-pumppu käy | | |
|----------------------|--------------------------|---------------|
| Aika | PTK virtaus | UÄ virtaus |
| 16:01:06 | 586.80 kg/s | L/s |
| 16:01:11 | | L/s |
| 16:01:16 | 589.40 kg/s | L/s |
| 16:01:21 | | L/s |
| 16:01:26 | 586.60 kg/s | L/s |
| 16:01:31 | | 610.30 L/s |
| 16:01:36 | 584.40 kg/s | 608.20 L/s |
| 16:01:41 | | 607.80 L/s |
| 16:01:46 | 586.50 kg/s | 606.60 L/s |
| 16:01:51 | | 605.80 L/s |
| 16:01:56 | 588.80 kg/s | 605.10 L/s |
| 16:02:01 | | 604.90 L/s |
| 16:02:06 | 587.00 kg/s | 604.60 L/s |
| 16:02:11 | | 605.40 L/s |
| 16:02:16 | 583.10 kg/s | 605.90 L/s |
| 16:02:21 | | 605.00 L/s |
| 16:02:26 | 587.10 kg/s | 605.10 L/s |
| 16:02:31 | | 605.10 L/s |
| 16:02:36 | 588.60 kg/s | 604.90 L/s |
| Ma | 586.83 kg/s | Ma 606.05 L/s |
| ρ_{vesi} | 999.23 kg/m ³ | |
| | UÄ 605.58 kg/s | |
| | Δq_m -18.75 kg/s | |
| | Erotus -3.20 % | |

Massavirtauksen odotusarvon 95% luottamusväli
Keskihajonta tuntematon

otoskeskiarvo $m = \frac{606.05}{L/s}$
 $\sum(x_i - x_m)^2 = 35.11$
 $n-1 = 13.00$

$$s = \sqrt{\frac{\sum(x_i - x_m)^2}{n-1}}$$

otoskeskihajonta $s = 1.64$
 taulukosta $t = 2.1604$

$$m - \frac{t \cdot s}{\sqrt{n}} \leq x \leq m + \frac{t \cdot s}{\sqrt{n}}$$

Luottamusväli 95% $605.24 \leq x \leq 606.86$
 $x = 606.05 \pm 0.81 \text{ L/s}$

Virtausmittaus
PT878
Tarkkuus:

Gain $\Delta F_e \pm 0.02$

Toistettavuus: $\Delta F_e \pm 0.003$

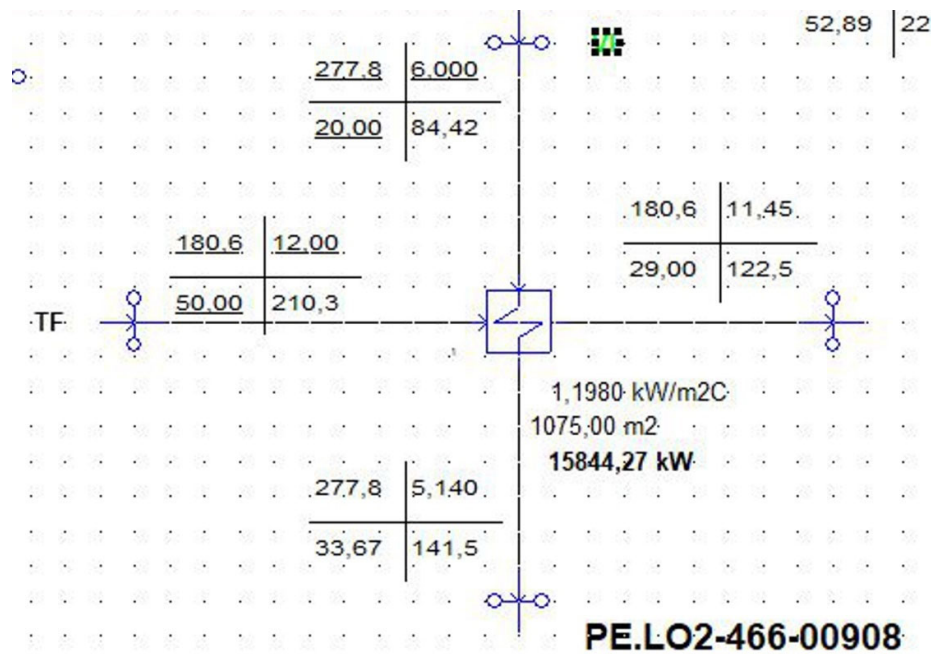
Keskiaivoistettu tilavuusvirta: $q_v = 606.05 \text{ L/s}$

Kokonaisvirhe:
 $\Delta F_v = \pm \Delta F_e \cdot q_v + \Delta F_e \cdot q_v$
 $\Delta F_v = \pm 0.02 \cdot q_v + 0.003 \cdot q_v \Delta F_v = \pm 13.93915 \text{ L/s}$
 Virheen varianssi
 $S_v \cdot 2 = (1/3) \cdot (\Delta F_e)^2 \quad S_v \cdot 2 = 64.76663 \text{ L/s}$
 95% luottamusvälin virhe
 $\Delta F_v = 2 \cdot \sqrt{S_v \cdot 2} \quad \Delta F_v = 16.09554 \text{ L/s}$

Tulokset:
 Paras oletus virtaukselle 606.05 L/s
 Tilavuusvirran virhe 16.09554 L/s
 Suhteellinen virhe 2.655811 %

| Studentin t-jakauma | | | | |
|---------------------|--------|--------|--------|---------|
| vapausaste | 68.2 % | 95.0 % | 95.4 % | 99.7 % |
| 1 | 1.8326 | 12.705 | 3.315 | 212.205 |
| 2 | 1.3188 | 4.3027 | 4.800 | 18.2163 |
| 3 | 1.1948 | 3.1824 | 3.992 | 8.8915 |
| 4 | 1.1398 | 2.7764 | 2.658 | 6.4348 |
| 5 | 1.1087 | 2.5705 | 2.640 | 5.3760 |
| 6 | 1.0889 | 2.4469 | 2.508 | 4.8002 |
| 7 | 1.0751 | 2.3645 | 2.421 | 4.4421 |
| 8 | 1.0649 | 2.3060 | 2.359 | 4.1991 |
| 9 | 1.0571 | 2.2622 | 2.313 | 4.0240 |
| 10 | 1.0510 | 2.2281 | 2.277 | 3.8920 |
| 11 | 1.0460 | 2.2010 | 2.245 | 3.7890 |
| 12 | 1.0419 | 2.1788 | 2.225 | 3.7065 |
| 13 | 1.0384 | 2.1604 | 2.206 | 3.6389 |
| 14 | 1.0355 | 2.1448 | 2.186 | 3.5827 |
| 15 | 1.0329 | 2.1314 | 2.175 | 3.5350 |
| 16 | 1.0307 | 2.1199 | 2.163 | 3.4942 |
| 17 | 1.0288 | 2.1098 | 2.153 | 3.4589 |
| 18 | 1.0271 | 2.1009 | 2.143 | 3.4279 |
| 19 | 1.0255 | 2.0930 | 2.135 | 3.4007 |
| 20 | 1.0241 | 2.0860 | 2.128 | 3.3764 |
| 21 | 1.0228 | 2.0796 | 2.121 | 3.3548 |
| 22 | 1.0218 | 2.0739 | 2.115 | 3.3353 |
| 23 | 1.0210 | 2.0687 | 2.109 | 3.3176 |
| 24 | 1.0204 | 2.0639 | 2.104 | 3.3016 |
| 25 | 1.0199 | 2.0595 | 2.100 | 3.2870 |
| 26 | 1.0191 | 2.0555 | 2.096 | 3.2736 |
| 27 | 1.0184 | 2.0518 | 2.092 | 3.2613 |
| 28 | 1.0177 | 2.0484 | 2.088 | 3.2499 |
| 29 | 1.0171 | 2.0452 | 2.085 | 3.2394 |
| 30 | 1.0165 | 2.0423 | 2.082 | 3.2296 |

Liite 7. TF10-lämmönvaihtimien SOLVO-laskut



#13 HeatExchangerWW

13 Tag KKS Close

1 dt, dp:s and A given CM Edit

| Attributes | Process | External Aux | Substances | Extra | Reference attr |
|-----------------------------|--------------|-------------------------------------|------------|------------------------|---------------------------------------------------|
| 1) dt, hot out-cold in | 9,00 | <input type="checkbox"/> | C | 2) dp, cold side | 0,860 <input type="checkbox"/> bar |
| 3) dp, hot side | 0,550 | <input type="checkbox"/> | bar | 4) k | 1,1980 <input checked="" type="checkbox"/> kW/m2C |
| 5) A | 1075,00 | <input checked="" type="checkbox"/> | m2 | 6) alfa,h | 2,392 <input type="checkbox"/> kW/m2C |
| 7) alfa,c | 2,399 | <input type="checkbox"/> | kW/m2C | 8) beta | 1,003 <input type="checkbox"/> |
| 9) a, cold side | 1,11091e-002 | <input type="checkbox"/> | m-4 | 10) a, hot side | 1,67440e-002 <input type="checkbox"/> m-4 |
| 11) 0=W/W, 1=SW, 2=WS, 3=SS | 0 | <input type="checkbox"/> | | 12) 0=none, 1=m1, 2=m3 | 0 <input type="checkbox"/> |
| 13) Q, reference | 15000,00 | <input type="checkbox"/> | kW | 14) Load | 105,63 <input type="checkbox"/> % |

#13 HeatExchangerWW, plant component #18 TurbinePlant