



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

MATIAS BECKER
LAUHDUTINKOELAITTEISTON SUUNNITTELU JA RAKENTAMI-
NEN
Diplomityö

Tarkastaja: professori Risto Raiko
Tarkastaja ja aihe hyväksytty Tek-
nisten tieteiden tiedekuntaneuvos-
ton kokouksessa 3.2.2016

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

BECKER, MATIAS: Lauhdutinkoelaitteiston suunnittelu ja rakentaminen

Diplomityö, 70 sivua, 0 liitesivua

Tammikuu 2016

Pääaine: Voimalaitos- ja polttotekniikka

Tarkastaja: professori Risto Raiko

Avainsanat: levylämmönsiirrin, lauhtutin, koelaitteisto, lämmönsiirtokerroin, painehäviö.

Tässä diplomityössä on suunniteltu lauhdutinkoelaitteisto Vahterus Oy:n tuotekehityksen käyttöön. Lisäksi koelaitteistolla toteutettavia mittauksia ja koejärjestelyjä on suunniteltu. Koelaitteiston avulla on voitu laskea lauhduttimelle lämmönsiirtokerroin ja painehäviö, joita on voitu käyttää hyödyksi levylämmönsiirtimien mitoituksessa.

Työssä on käyty ensin läpi konvektiivista kaksifaasivirtausta hallitsevia lainalaisuuksia sekä lauhtumisen teoriaa. Lauhtumisen teoriaa käsittelevässä osuudessa on perehdytty alan kirjallisuuteen ja siihen, millä tavoin eri tutkimuksissa levylämmönsiirtimiä on hyödynnetty lauhduttimena. Tutkimuksissa, joissa levylämmönsiirrintä on käytetty lauhduttimena, on keskitytty usein matalan GWP-indeksin omaavien jäähdytinaineiden tutkimiseen. Kirjallisuusosion jälkeen on selvitetty lauhdutinkoelaitteiston termodynamiikkaa. Lisäksi on selvitetty koelaitteiston termodynamiikan vaikutusta suunnittelussa ja rakentamisessa tehtyihin valintoihin.

Koelaitteiston suunnittelu on aloitettu spesifikaatioiden määrittämisellä. Seuraavina vaiheina ovat olleet kehikkorakenteen, levylämmönsiirtimien ja virtauksen säätöjärjestelmän suunnittelu. Tämän jälkeen on kilpailutettu hinnat eri instrumenteille. Lopulta on valittu koelaitteistolle sopivat mittausinstrumentit, venttiilit ja pumput. Tämän jälkeen on suoritettu koelaitteiston kokoonpano. Työn tuloksena on saatu tuotettua toimiva lauhdutinkoelaitteisto, joka on siirretty Naantalissa sijaitsevaan voimalaitokseen koemittauksia varten.

Koelaitteiston valmistamisen lisäksi on perehdytty koejärjestelyihin. Valmistuksen jälkeen tehtäviä mittauksia varten on laskettu energiataseet ja muut yhtälöt. Näiden yhtälöiden avulla on voitu laskea lauhduttimen lämmönsiirtokerroin ja painehäviöt.

Työssä ei ole päästy aikataulusyistä tuottamaan mittausdataa koelaitteiston lämmönsiirto-ominaisuuksien tai painehäviöiden laskemiseksi. Tulevaisuudessa kerättävän mittausdatan voi analysoida ja sen perusteella voi tehdä tarvittavat laskennalliset ja rakenteelliset muutokset. Mittauksista saatava data tullaan käyttämään lämmönsiirtokerroinien ja painehäviöiden laskennan tarkentamisessa Vahterus Oy:n suunnitteluohjelmistossa.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

BECKER, MATIAS: Design and construction of a condenser test bench

Master of Science Thesis, 70 pages, 0 Appendix pages

January 2016

Major: Combustion and Power Plant Technology

Examiner: Professor Risto Raiko

Keywords: plated heat exchanger, condenser, test bench, heat transfer coefficient, pressure loss.

In this thesis a fully welded plated heat exchanger condenser test bench has been produced for Vahterus Oy's R&D department. In addition test measurements done with the test bench and testing arrangements have also been designed. The test bench enables the calculation of heat transfer coefficient and pressure loss values for the condenser which can be utilized in the plated heat exchanger sizing software.

First the laws which govern convective two-phase flows as well as the theory behind them have been reviewed.

After this the theory of condensation has been reviewed by focusing on the literature of the field. Also a literary review on how many different ways plated heat exchangers are utilized as condensers has been made. Research where plated heat exchangers have been used as condensers focus mainly on cases where low GWP refrigerants have been used as condenser fluids. After the literary review the thermodynamics of the condenser test bench are introduced. Its effects on the choices made in the design and construction phases have also been reviewed.

The design of the test bench begins by defining the specifications. Next steps were the design of the supporting frame, the plated heat exchangers as well as the flow control system. After this the prices for the different instruments have been put out to tender. Eventually suitable measurement instruments valves and pumps have been chosen for the test bench. After this the test bench has been assembled. A working condenser test bench has been produced as a result and it has been moved to a power plant located in Naantali for the test measurements.

Upon completion the focus was moved onto the testing arrangements. Energy balance and other equations for the calculation of heat transfer coefficients and pressure losses are formed.

Due to the thesis schedule, measurement data for the calculation of heat transfer coefficients and pressure losses is not be produced. In the future the logged measurement data can be analyzed and used to guide the potential structural and mathematical improvements made for the test bench. The data acquired from the measurements will be used to improve the heat transfer coefficient and pressure loss calculations in Vahterus Oy's design software.

ALKUSANAT

Tämä Diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston Automaatiotekniikan laitoksella ja Vahterus Oy:ssä tammikuun 2014 ja elokuun 2014 välisenä aikana. Sain työn päätökseen maaliskuussa 2016. Diplomityön aihe tuli Vahterus Oy:ltä.

Kiitän työni tarkastajaa Jyrki Sonnista kärsivällisyydestä ja kommentteista. Työtoveritani Tatu Laajalehtoa, Marko Kinnusta, Anssi Myllymaata, Michael Ngangaa, Kalle Vähätaloa ja Piia Gustafssonia kiitän hyvästä työilmapiiristä ja hauskoista hetkistä. Vahterus Oy:tä haluan kiittää mahdollisuudesta ja mielenkiintoisesta työn aiheesta.

Haluan kiittää työni valvojaa professori Risto Raikoa työni ohjauksesta ja asiantuntevista neuvoista.

Lopuksi kiitän perhettäni tukemisestani opiskeluvuosieni aikana. Lisäksi haluan kiittää avopuolisioani Maijaa kaikesta tuesta ja avusta diplomityöni aikana.

Tampereella 14.3.2016

Matias Becker

SISÄLLYS

Abstract	ii
Termit ja niiden määritelmät	vi
1 Johdanto	1
2 Konvektiivinen kaksifaasivirtaus	3
2.1 Homogeeninen malli	3
2.2 Homogeenisen kaksifaasivirtauksen perusyhtälöt	4
2.2.1 Massan säilymlaki	5
2.2.2 Liikemäärän säilymlaki	6
2.2.3 Energian säilymlaki	7
2.2.4 Painegradientin ja homogeeninen malli	8
3 Lauhtumisen Teoria	9
3.1 Homogeeninen lauhtuminen	10
3.2 Heterogeeninen lauhtuminen	11
3.2.1 Pesaralauhtuminen	11
3.2.2 Kalvolauhtuminen	12
3.3 Lauhdevirtaus	15
3.4 Tulistuksen vaikutus lämmönsiirtoon	17
3.5 Virtauksen jakaantuminen levyväleihin	18
3.6 Aikaisemmat tutkimukset	19
4 Koelaitteiston termodynamiikkaa	21
4.1 Levylämmönvaihtimen rakenne	21
4.2 Levylämmönsiirtimen termodynamiikkaa Error! Bookmark not defined.	
4.2.1 Likaantumiskerroin	24
4.3 Painehäviö ja paikallisvastukset putkistossa	25
4.3.1 Paikallisvastukset	26
4.4 Pumppaustehon määrittely	28
5 Koelaitteiston suunnittelu	29
5.1 Lauhdutinkoelaitteiston spesifikaatiot	29
5.2 Yleiskuva lauhdutinkoelaitteistosta	29
5.2.1 Lyhennelmä Koelaitteistosta	29
5.2.2 Fortumin & TSE:n voimalaitos	31
5.2.3 Koelaitteiston laatu ja kustannukset ja sen vaikutus valintoihin	34
5.3 Suunnittelu ja instrumentoinnin valinta	36
5.3.1 Kehikon suunnittelu	36
5.3.2 Lämmönsiirtimien suunnittelu	38
5.3.3 Automaation suunnittelu	41
5.3.4 Pumppujen valinta	43
5.3.5 Mittausinstrumentoinnin valinta	43
5.3.6 Lämpötila-anturien valinta	43
5.3.7 Pinnankorkeudenosoittimen valinta	45

5.3.8	Varoventtiilien mitoitus	46
6	Mittausten suunnittelu	48
6.1	Koelaitteiston vesi- ja höyrykierron energiatase.....	48
6.2	Lämmönsiirtokertoimien määrittäminen.....	51
6.3	Painehäviöiden määrittäminen	52
6.4	Jatkotoimet tulevaisuudessa	53
7	Yhteenveto	55

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

MERKINNÄT

Lyhenteet

TSE Turun Seudun Energia Oy

GWP Global Warming Potential, indeksi aineen vaikutuksesta ilmastonmuutokseen

CHP Combined Heat and Power, sähkön ja lämmön yhteistuotanto

Latinalaiset

U	lämmönläpäisykerroin	W/m^2K
p	paine	Pa
A	pinta-ala	m^2
X	höyrypitoisuus	-
x	etäisyys levyn kärjestä	m
W	massavirta	kg/s
h	entalpia	kJ/kg
G	massavirran tiheys	kg/m^2s
u	virtausnopeus	m/s
F	kitkavoima	N
dp	painehäviö	Pa
du	virtausnopeuden muutos	m/s
e	putken absoluuttinen karheus	m
D	putken nimellishalkaisija	m
a	virtauksen kiihtyvyys	m/s^2
z	paikkakoordinaatti	m
g	putoamiskiihtyvyys	m/s^2
E	mekaaninen energia	J
Q	teho	W
R_f	likaantumiskerroin	W/m^2K
Q_m	massavirta varoventtiilille	kg/h
$c_{p,w}$	ominaislämpökapasiteetti	J/kgK
v	ominaistilavuus	m^3/kg
D_h	hydraulinen halkaisija	m
K_v	viskositeetin korjauskerroin	-

Kreikkalaiset

ε	kaasun tilavuusosuus	-
v	ominaistilavuus	m^3/kg
ρ	tiheys	kg/m^3
θ	virtauskanavan kallistuskulma	°

δ	lauhdekalvon paksuus	m
α	lämmönsiirtokerroin	W/m ² K
λ	lämmönjohtavuus	W/mK

Alaindeksit

c	poikkileikkaus
g	kaasu
f	neste
fg	kaasuneste seos
i	sisään virtaus
o	ulosvirtaus
w	vesi
s	höyry
m	keskimääräinen

1 JOHDANTO

Lämmönsiirtoa käytetään hyödyksi nyky-yhteiskunnassa erityisesti teollisuuden eri sovelluksissa. Tavoitteet energiatehokkuuden lisäämiseksi ja energian hinnan kasvu asettavat teollisuudessa käytettäville lämmönsiirtosovelluksille, kuten levylämmönsiirtimille, tiukempia vaatimuksia. Näitä vaatimuksia ovat kustannustehokkuus, luotettava toimivuus, korkeiden lämpötilaerojen kesto, pienet painehäviöt, korroosion kesto sekä helppo huollettavuus. Levylämmönsiirtimissä yhdistyvät kaikki nämä ominaisuudet, mikä on johtanut niiden käytön lisääntymiseen teollisuudessa.

Tässä työssä suunnitellaan ja rakennetaan lauhdutinkoelaitteisto Vahterus Oy:n tuotekehityksen käyttöön. Neljästä eri levylämmönsiirtimestä koostuva koelaitteisto sijoitetaan Fortum Oy:n Naantalin CHP voimalaitokseen. Kyseisten levylämmönsiirtimien tehtävänä ovat tulistetun höyryn tulistuksen poisto, höyryn lauhduttaminen, lauhteen alijäähdytys sekä näiden siirtimien sekundääripuolen veden lämmitys.

Levylämmönsiirtimelle asiakkaan asettamien vaatimusten täyttämiseksi sen suunnittelussa ja mitoituksessa käytettävien laskelmien avulla on pystyttävä tuottamaan asiakkaan toiveet täyttävä levylämmönsiirrin. Levylämmönsiirtimen suunnittelun ja mitoituksen kannalta oleellisimpia tekijöitä ovat siirtimen yli vallitseva painehäviö sekä virtaavien fluidien välillä vallitseva lämmönläpäisykerroin. Fluidilla viitataan tässä työssä aineeseen, joka esiintyy joko kaasuna, nesteenä tai niiden sekoituksena. Fluidin esiintymisolomuoto on riippuvainen levylämmönsiirtimen rakenteesta.

Mitoituksessa käytettäviä kertoimia voidaan tarkentaa koelaitteiston avulla. Koelaitteistosta saatua mittausdataa verrataan levylämmönsiirtimen suunnittelussa käytettyihin lähtöarvoihin. Mikäli lähtöarvojen ja mittausdatan väliset eroavaisuudet ovat liian suuret, voi vika olla joko laskentamenetelmissä tai koelaitteistossa. Kokeellisella menetelmällä tuotetun datan avulla voidaan laskea konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet ja painehäviöt. Niitä voidaan edelleen käyttää apuna Vahterus Oy:n Sizing ohjelmiston parantamisessa, sekä uusien levylämmönsiirtimien suunnittelussa ja mitoituksessa.

Levylämmönsiirrintä voidaan käyttää myös lauhduttimena. Tämä on hyvin yleistä teollisuudessa, jossa levylämmönsiirtimiä käytetään usein kylmälaitteena. Lauhtuminen ilmiönä on lämmönsiirtokertoimien määrittämisen kannalta haastavaa, koska lauhtuva fluidi esiintyy kahdessa eri faasissa, eli kaasuna ja nesteenä. Koelaitteiston avulla tuotet-

tavan mittausdatan analysoimiseksi on ymmärrettävä konvektiivisen kaksifaasivirtauksen sekä lauhtumisen teoriaa.

Työn kannalta suuressa roolissa oli lauhdutinkoelaitteiston suunnittelu ja rakentaminen. Koelaitteiston suunnittelussa käydään läpi koelaitteistolle asetetut spesifikaatiot, levylämmönsiirtimien suunnitteluprosessi sekä muiden koelaitteistossa käytettävien instrumenttien valinta.

Työn lopussa esitettiin yhtälöt ja menetelmät, joiden avulla mittausdatasta voidaan laskea lauhduttimen läpi kulkevan kaksifaasivirtauksen painehäviö ja konvektiivinen lämmönsiirtokerroin. Tässä työssä ei määritelty Vahterus Oy:n käyttöön soveltuvia kaksifaasilämmönsiirto- tai painehäviökertoimia, koska luotettavaa mittausdataa ei saatu tuotettua aikataulusyistä.

2 KONVEKTIIVINEN KAKSIFAASIVIRTAUS

Kaksifaasivirtauksella tarkoitetaan sellaisia virtauksia, joissa virtaavaa aine esiintyy kahdessa eri olomuodossa. Tässä työssä tarkastellut olomuodot olivat pääasiallisesti kaasu ja neste. Kaasu- ja nestefaasin välinen suhde kanavan sisällä virratessa riippuu monesta eri tekijästä, kuten virtauksen lämpötilasta, massavirran tiheydestä ja virtauskanavan geometriasta. Eritoten kahden kuviodun levyn välissä virtaavaa kaksifaasivirtaus oli tutkimukseni kohteena.

2.1 Homogeeninen malli

Homogeeninen malli on kaksifaasivirtauksen mallintamiseksi tehty laskennallinen yksinkertaistus. Se on selkein tapa virtauskanavan yli vallitsevan kaksifaasivirtauksen painegradientin selvittämiseksi. Homogeenista mallia sovellettaessa oletetaan, että kummankin faasin virtausnopeus on yhtä suuri ja faasien välinen termodynaaminen tasapaino on saavutettavissa. Tässä mallissa höyry- ja nestevirtaus käsitellään yhtenä virtaavana fluidina, jolloin faasien virtausnopeuksien välistä suhdetta ei tarvitse huomioida. Oletuksena on myös, että sopivalla menetelmällä määriteltä yksifaasivirtauksen kitkakerrointa käytetään apuna myöhemmin mallissa tarvittavan kaksifaasikitkakertoimen määrittämiseksi.

Kleinstreuerin (2003) mukaan homogeenisen kaksifaasivirtausmallin etuna on sen laskennallinen yksinkertaisuus, koska se vaatii käyttäjältään vähemmän tietoa virtauksen monimutkaisista yksityiskohdista. Yksinkertaisuus mahdollistaa mallin paremman soveltamisen laskentaohjelmistoissa, koska se vaatii lyhyemmän laskenta-ajan kuin erotellun kaksifaasivirtauksen malli. Homogeenisen mallin haittapuolena on kuitenkin sen hyvin kapea sovellettavuus eri virtausten mallintamiselle. Oletus faasien yhtä suuresta nopeudesta tekee mallista käyttökelvottoman sovelluksissa, joissa virtaus kiihtyy nopeasti ja paineenvaihtelut ovat äkillisiä.

2.2 Homogeenisen kaksifaasivirtauksen perusyhtälöt

Whalley (1987) kuvaa homogeenista virtausta tietynlaisena kaksifaasivirtauksen mallina. Mallissa eri faasit ovat sekoittuneet hyvin keskenään ja ne virtaavat samalla nopeudella.

Collier (1982) käyttää kaksifaasivirtauksen määrittelyssä apunaan höyryn tilavuusosuutta (engl. void fraction). Höyryn tilavuusosuus ε tarkoittaa höyryvirtauksen kattamaa pinta-alaa virtauskanavan poikkileikkauksen kokonaispinta-alasta.

$$\varepsilon = \frac{A_g}{A} \quad (1)$$

$$(1 - \varepsilon) = \frac{A_f}{A} \quad (2)$$

Höyryvirtauksessa vallitseva höyrypitoisuus voidaan laskea eri faasien massavirtojen avulla

$$X = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_f} \quad (3)$$

$$(1 - X) = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_g + \dot{m}_f} \quad (4)$$

tai vaihtoehtoisesti virtausten entalpioiden avulla.

$$X = \frac{i - i_f}{i_{fg}} \quad (5)$$

Yhtälöstä 3 ja 5 saatavat höyrypitoisuudet ovat samat vain termodynaaminen tasapainon vallitessa.

Massavirtojen, virtauskanavien poikkipinta-alojen ja höyrypitoisuuksien avulla voidaan johtaa yhtälöt eri faasien virtausnopeuksille.

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho u = \frac{u}{v} \quad (6)$$

$$\dot{m}_g = GAX \quad (7)$$

$$\dot{m}_f = GA(1 - X) \quad (8)$$

$$u_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g A_g} \quad (9)$$

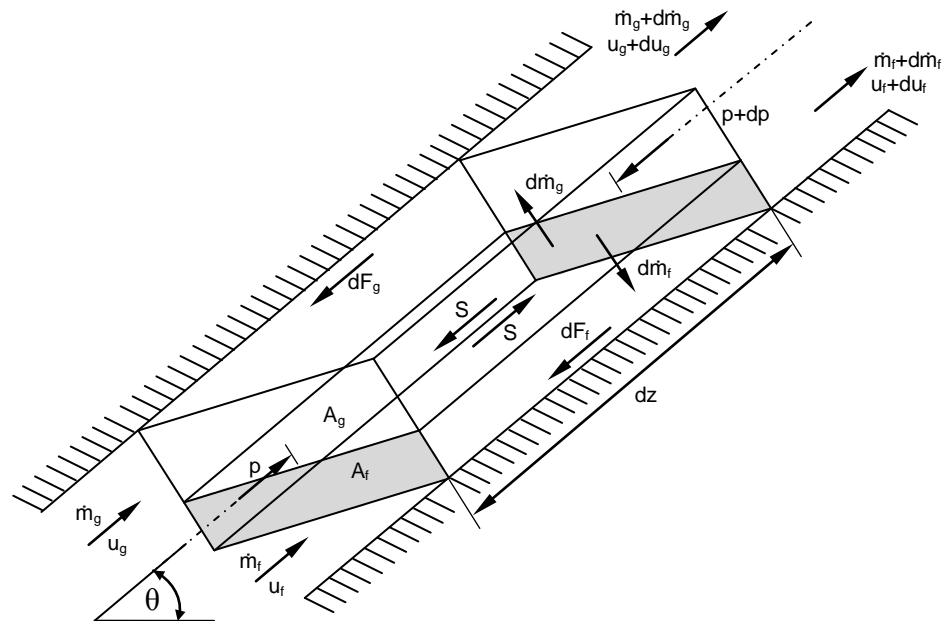
$$u_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f A_f} \quad (10)$$

$$u_g = \frac{GX}{\rho_g \varepsilon} \quad (11)$$

$$u_f = \frac{G(1-X)}{\rho_f(1-\varepsilon)} \quad (12)$$

Näiden yhtälöiden avulla voidaan muodostaa kaksifaasivirtausta kuvaavat termodynaamiikan yhtälöt.

2.2.1 Massan säilymislaki



Kuva 1. Yksinkertaistettu malli kaksifaasirakovirtauksesta. Collier (1982)

Kanavassa virtaavan kaksifaasivirtauksen massan muutosta voidaan kuvata seuraavilla yhtälöillä, jos kanavan seinämien läpi ei tapahdu massavirtausta:

$$\dot{m}_g + \dot{m}_f = \dot{m} \quad (13)$$

$$d\dot{m}_g = -d\dot{m}_f \quad (14)$$

$$\dot{m}_g = A_g \rho_g u_g = \dot{m} X \quad (15)$$

$$\dot{m}_f = A_f \rho_f u_f = \dot{m} (1 - X) \quad (16)$$

$$\frac{d}{dz}(A_g \rho_g u_g) = \dot{m} \frac{dx}{dz} = \frac{d\dot{m}_g}{dz} \quad (17)$$

$$\frac{d}{dz}(A_f \rho_f u_f) = -\dot{m} \frac{dx}{dz} = \frac{d\dot{m}_f}{dz} \quad (18)$$

2.2.2 Liikemäärän säilymislaki

Kumpaankin faasiin vaikuttavat voimat saadaan laskettua kunkin faasin liikemäärän muutosnopeuden avulla. Collier (1982) johtaa höyryfaasiin vaikuttavat voimat yhtälöllä:

$$pA_g - (p + dp)A_g - dF_g - S - A_g dz \rho_g g \sin\theta = [(\dot{m}_g + d\dot{m}_g)(u_g + du_g) - \dot{m}_g u_g - d\dot{m}_g u_f] \quad (19)$$

missä dF_g on höyryfaasin käyttämän voiman määrä kitkavastuksen voittamiseksi sellaisessa kohdassa virtauskanavaa, jossa höyryfaasi on suorassa kontaktissa kanavan seinämän kanssa ja S on samanlainen höyry- ja nestefaasin rajapinnassa kitkavastuksen voittamiseksi käytetty voima. Yhtälö voidaan supistaa muotoon:

$$-A_g dp - dF_g - S - A_g dz \rho_g g \sin\theta = \dot{m}_g du_g + d\dot{m}_g u_g - d\dot{m}_g u_f \quad (20)$$

Samankaltainen suhde voidaan johtaa myös nestefaasille, jolloin S on nesteeseen käytetty voima.

$$-A_f dp - dF_f + S - A_f dz \rho_f g \sin\theta = \dot{m}_f du_f \quad (21)$$

Edellä johdettujen yhtälöiden avulla saadaan:

$$-Adp - dF_g - dF_f - g \sin\theta dz [A_f \rho_f + A_g \rho_g] = d(\dot{m}_f u_f + \dot{m}_g u_g) \quad (22)$$

Edellä mainittu yhtälö edustaa liikemääränmuutoksen perusyhtälöä yksinkertaistetulle yksidimensioisen tapauksen lähestymistavalle. Yhteenlaskettu kitkavoima kullekin faasille voidaan ilmaista myös kunkin faasin käyttämän pinta-alan avulla seuraavasti:

$$(dF_g + S) = -A_g \left(\frac{dp}{dz} gF \right) dz \quad (23)$$

$$(dF_f - S) = -A_f \left(\frac{dp}{dz} fF \right) dz \quad (24)$$

$$(dF_g + dF_f) = -A \left(\frac{dp}{dz} F \right) dz \quad (25)$$

missä termi $(dp/dz F)$ edustaa sitä staattisen kokonaispaineen osaa, joka tarvitaan voittamaan kitka. Sijoittamalla yhtälö 25 yhtälöön 23 ja uudelleenjärjestämällä, saadaan yhtälö kirjoitettua muotoon:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right) = \left(\frac{dp}{dz} F\right) + \left(\frac{dp}{dz} a\right) + \left(\frac{dp}{dz} z\right) \quad (26)$$

Aikaisemmin määriteltyjä suhteita apuna käyttämällä, voidaan yhtälö johtaa muotoon:

$$-\left(\frac{dp}{dz} a\right) = \frac{1}{A} \frac{d}{dz} (\dot{m}_g u_g + \dot{m}_f u_f) = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{X^2 v_g}{\varepsilon} + \frac{(1-X)^2 v_f}{1-\varepsilon} \right] \quad (27)$$

ja

$$-\left(\frac{dp}{dz} z\right) = g \sin\theta \left[\frac{A_g}{A} \rho_g + \frac{A_f}{A} \rho_f \right] = g \sin\theta [\varepsilon \rho_g + (1 - \varepsilon) \rho_f] \quad (28)$$

Nämä johdetut yhtälöt havainnollistavat momenttiyhtälöiden käyttämistä hyödyksi staattista kokonaispainegradienttia kuvailtaessa kitkan, kiihtyvyyden ja staattisen paineen avulla. Huomioitavaa on, että kitkakomponentit on määritelty voiman $(dF_g + dF_f)$ ehdoilla.

Momenttiyhtälöitä voidaan käyttää myös painegradientin arvioinnissa määrittämällä ensin höyryn tilavuusosuus kaksifaasivirtauksessa (ε) homogeenisen tai erotellun virtauksen mallin perusteella ja laskemalla virtauksen kiihtymisestä sekä potentiaalierosta johtuvat paineen muutoksen komponentit. Näiden avulla lasketaan erotuksena kitkasta aiheutuva painegradientti ja korreloidaan saatua tulosta itsenäisiin muuttujiin. Tässä työssä päätettiin käyttää yksinkertaisuuden vuoksi apuna homogeenista mallia.

2.2.3 Energian säilymislaki

Collier (1982) kirjoitti kummankin faasin huomioivan kokonaisenergian säilymisyhtälön muotoon

$$\dot{m}(\delta q - \delta w) = \dot{m} di + d \left[\frac{\dot{m}_g u_g^2}{2} + \frac{\dot{m}_f u_f^2}{2} \right] + \dot{m} g \sin\theta dz \quad (29)$$

missä δq on virtauksen ympäristöstä absorboima kokonaislämpö yhtä massayksikköä kohden ja δw on virtauksen ympäristöön yhtä massayksikköä kohden tekemä kokonaisyö. Yhtälön oikea puoli kuvaa entalpian, liike-energian ja potentiaalienergian muutosta. Entalpian muutos voidaan aukaista muotoon:

$$di = \delta q + dE + \frac{dp}{\dot{m}} [\dot{m}_g v_g + \dot{m}_f v_f], \quad (30)$$

missä dE on lämpöenergiaksi massayksikköä kohden johtunut mekaaninen energia. Tilanteessa jossa ympäristöön tehty nettotyö on nolla ($\delta w = 0$) voidaan yhtälö kirjoittaa muotoon

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) [\dot{m}_g v_g + \dot{m}_f v_f] = \dot{m} \frac{dE}{dz} + \frac{d}{dz} \left[\frac{\dot{m}_g u_g^2}{2} + \frac{\dot{m}_f u_f^2}{2} \right] + \dot{m} g \sin \theta \quad (31)$$

Käyttämällä aikaisemmin määriteltyjä suhdeyhtälöitä, edellä mainittu yhtälö voidaan kirjoittaa seuraavasti:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) [X v_g + (1 - X) v_f] = \frac{dE}{dz} + \frac{G^2}{2} \frac{d}{dz} \left[\frac{X^3 v_g^2}{\varepsilon^2} + \frac{(1-X)^3 v_f^2}{(1-\varepsilon)^2} \right] + g \sin \theta \quad (32)$$

Yhtälöstä voidaan jälleen huomata, että kokonaispainegradientti ilmaistaan kitkasta aiheutuvan, kineettisen ja potentiaalitermin avulla. Näitä energiayhtälöitä voidaan käyttää painegradientin laskennassa apuna laskemalla ensin potentiaalienergiassa tapahtuvasta muutoksesta koitua painehäviö. Tämän jälkeen lasketaan haluttua mallia apuna käyttäen kineettisen energian muutoksesta aiheutuva painehäviö. Lopuksi lasketaan erotuksella kitkasta aiheutuva painehäviö ja korreloidaan tulosta itsenäisiin muuttujiin.

2.2.4 Painegradientin ja homogeeninen malli

Homogeenista mallia voidaan käyttää myös höyryn tilavuusosuutta määriteltäessä. Collierin (1982) mukaan höyryn tilavuusosuutta normaalisti määriteltäessä tarvittaisiin tieto kummankin faasin virtausnopeudesta, mutta homogeenisen mallin avulla tilavuusosuus voidaan yksinkertaistaa muotoon:

$$\varepsilon = \frac{X \rho_g}{(1-X)/\rho_f + X/\rho_g} \quad (33)$$

missä ρ_g ja ρ_f ovat höyryfaasin ja nestefaasin tiheydet.

Staattinen kokonaispainegradientti pyöreässä putkessa voidaan esittää homogeenisen mallin avulla seuraavasti:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = \frac{\frac{2f_{TP} G^2 v_f}{D} \left[1 + \left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right) + G^2 v_f \left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right) \frac{dX}{dz} + \frac{g \sin \theta}{1} \frac{v_f [1 + X(v_{fg}/v_f)]}{1} \right]}{1 + G^2 X \left(\frac{dv_g}{dp}\right)} \quad (34)$$

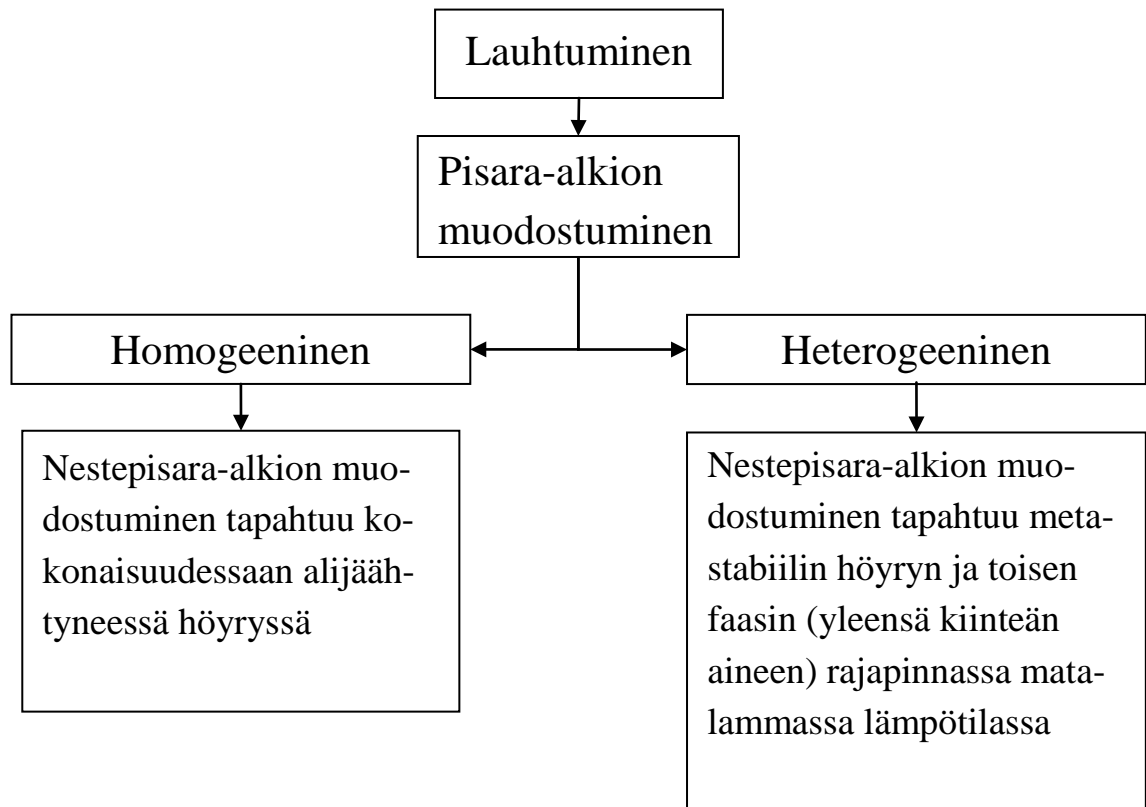
Yhtälössä tuntematon kaksifaasikitkerroin f_{TP} voidaan määrittää olettamalla kanavassa kulkeva virtaus kokonaan nesteeksi tai käyttämällä keskimääräistä kaksifaasiviskositeettiä $\bar{\mu}$.

3 LAUHTUMISEN TEORIA

Termodynamiikassa lauhtuminen määritellään faasimuunnoksena höyrystä nesteeksi, jonka aikana vapautuu latenttia lämpöä. Lauhtumista edistävä voima on höyryfaasin alijäähtyminen metastabiileissa olosuhteissa. (Chung, 2006)

Höyry tai höyry—kaasuseos lauhtuu nesteeksi millä tahansa pinnalla, jonka lämpötila on vallitsevassa paineessa olevan höyryn saturaatiolämpötilan alapuolella. Tämä pätee vaikka höyry olisi tulistettua tai monikomponenttista. Jälkimmäisessä tapauksessa saturaatiolämpötila laskee lauhtumisen edetessä. (Bell, 1999)

Kuvassa 1 on esitetty tavat, joilla nestepisara-alkio voi muodostua. Homogeeninen pisara-alkioiden muodostuminen tapahtuu kokonaisuudessaan alijäähtyneessä höyryssä. Toisin kuin heterogeenisessä prosessissa, nestepisara ympäröityy täysin alijäähtyneeseen höyryyn kiinnittymättä seinään, jonka lämpötila on sitä alhaisempi. Heterogeenisessä lauhtumisessa höyry lauhtuu viileämmälle pinnalle ohuena kalvona tai pisaroina riippuen siitä, voiko lämmönsiirtopinta kastua lauhtumisesta vai ei. Jos pinta voi kastua lauhteesta, pinnalle muodostuu jatkuva ohut kalvo ja tapahtuu kalvolauhtuminen. Jos taas pinta ei voi kastua lauhteesta, sen pinnalle muodostuu kalvon sijasta pieniä pisaroita, mitä kutsutaan pisaralauhtumiseksi. (Faghri & Zhang, 2006)



Kuva 2. Vuokaavio lauhtumisen eri tavoille (Faghri & Zhang, 2006)

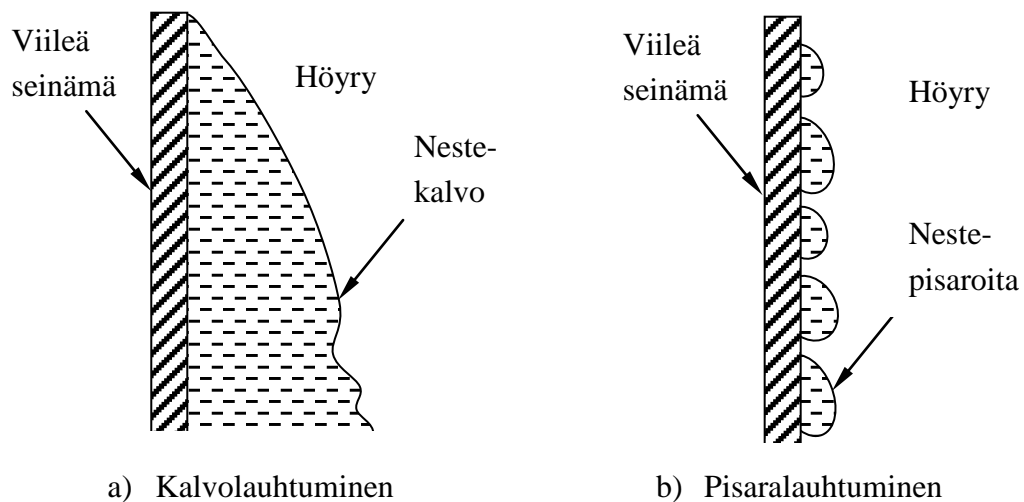
3.1 Homogeeninen lauhtuminen

Homogeenisessä lauhtumisessa on kyse höyryn alijäähtymisestä riittävästi ilman, että höyry on kosketuksissa pinnan kanssa. Teoriassa tällöin nestefaasi voisi muodostua spontaanisti, kuten esimerkiksi sumun tapauksessa. Tarvittavan alijäähtymisen vuoksi homogeenista lauhtumista ei todennäköisesti tule tapahtumaan prosessiolosuhteissa. (Bell, 1999)

Suoran kontaktin lauhtuminen tapahtuu, kun alijäähtynyttä nestettä ruiskutetaan höyryyn, tai annetaan sen virrata höyrytilan pintaa pitkin. Lauhtuminen tapahtuu suoraan jäähdytinaineen pinnalla. Lämmönsiirto-ominaisuudet mekanismia sovellettaessa ovat voimakkaasti riippuvaisia nesteruiskuttimen ominaisuuksista tai lämmönsiirtopinnan rakenteesta. (Bell, 1999)

3.2 Heterogeeninen lauhtuminen

Heterogeenisessä lauhtumisessa pisara-alkio muodostuu kiinteän seinämän ja höyryn rajapintaan, mikäli seinämän lämpötila systeemin paineessa on tasapainopisteen saturatiolämpötilan alapuolella. Heterogeeninen lauhtuminen viileämmälle pinnalle voi tapahtua joko pisaralauhtumisena, tai kalvolauhtumisena. Heterogeenistä lauhtumista on havainnollistettu kuvassa 3. (Faghri & Zhang, 2006)



Kuva 3. Heterogeeninen lauhtuminen

3.2.1 Pisaralauhtuminen

Pisaralauhtumisessa höyry lauhtuu aluksi useiksi pieniksi pisaroiksi lämmönsiirtopintaan. Lämmönsiirtopinnassa olevat pienet pisara-alkiot kasvavat nopeasti lämmön johtumisen seurauksena, kunnes leikkausjännityksestä tai painovoimasta aiheutuva voima ylittää pisaran pintajännityksen, ja pisara alkaa valua alaspäin. Sama sykli toistuu niin kauan, kunnes lämmönsiirtopinta kostuu. (Bell, 1999)

Pisaralauhtumisessa lämmönsiirtokerroin on kalvolauhtumiseen verrattuna jopa kerta- luokkaa suurempi, koska höyry on suoraan kosketuksissa lämmönsiirtopinnan kanssa. Sen ylläpitäminen kontrolloidusti on kuitenkin erittäin hankalaa. Prosessiteollisuuden lauhdutinprosesseissa pyritään ylläpitämään pisaralauhtumista edistäviä olosuhteita erilaisin toimenpitein. Ensimmäinen toimenpide on lisätä höyryyn kosteutta hylkivää ainetta, joka lämmönsiirtopinnalle kertyessään ehkäisee pinnan kastumista. Toinen keino on lisätä lämmönsiirtopintaan rasvaista tai vahamaista ainetta. Kolmantena keinona on pinnoittaa seinämä matalan pintaenergian omaavalla metallilla tai jalometallilla. (Faghri & Zhang, 2006)

Pisarakaslauman mekanismeja on yritetty selittää useilla erilaisilla teorioilla. Eucken (1937) esitti ensimmäisen mallin, jota sitten tukivat monet kokeelliset tutkimukset, kuten McCormick ja Baer (1963). Muita Euckenin teoriaa myöhemmin tukevia tutkimuksia tuottivat Umur ja Griffith (1965), Graham ja Griffith (1973), Tanaka (1975) ja Rose (1988).

Euckenin (1937) teorian mukaan nestepisarat muodostuvat heterogeenisesti ainoastaan pisara-alkioiden alueille. Jos ne muodostuvat tasapainotilan kannalta liian suurella säteellä, ne jatkavat kasvamistaan ja liittyvät ympäröiviin pisaroihin. Kun lauhteen massa saavuttaa kriittisen pisteen, se valuu pois pinnalta painovoiman tai ympäröivän kaasun aiheuttaman kitkavoiman ansiosta.

Vaihtoehtoisen lähestymistavan pisarakaslauman teorialle esitti Jakob (1936). Hänen teorian mukaan pisaroiden välillä olisi olemassa ohut ja epävakaa nestekalvo kiinteän pinnan päällä. Lauhtumisprosessin jatkuessa kalvo paksuuntuu ja saavuttaa lopulta kriittisen paksuuden, jonka on arvioitu olevan noin mikrometri. Tällöin kalvo hajoaa ja muodostaa pieniä pisaroita. Höyry lauhuu edelleen pisaroiden välisille kuiville alueille sekä vastasyntyneiden pisaroiden päälle muodostaen pintajännitysvoimien vuoksi uuden ohuen kalvon pisaroiden välille. Tämä kalvo käy uudestaan läpi saman syklin ja näin prosessi on jatkuva. Teoria kehittivät Welch ja Westwater (1961), Silver (1964) ja Sugawara ja Katsuta (1966).

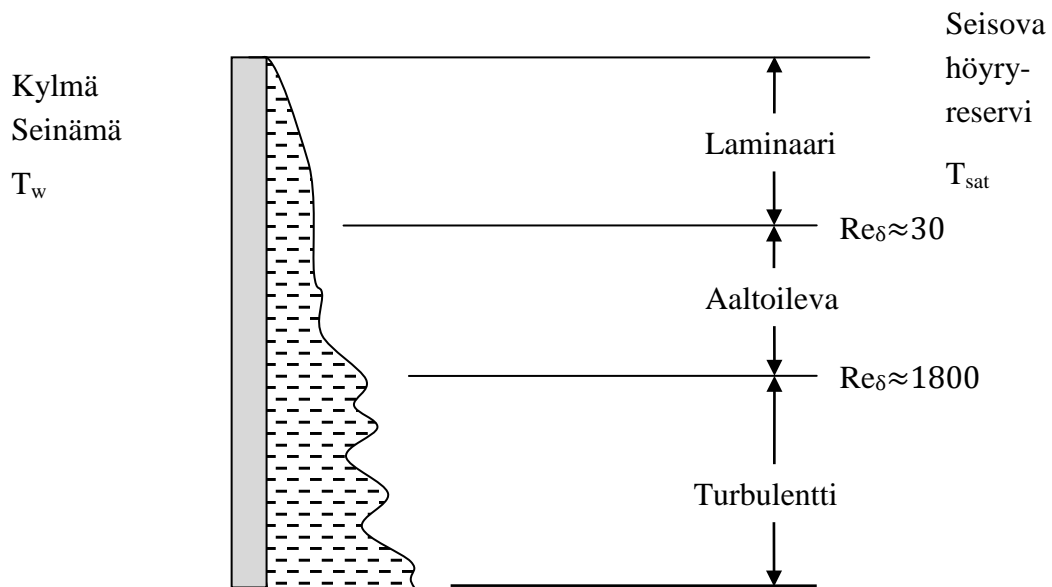
3.2.2 Kalvolauhtuminen

Kalvolauhtuminen tapahtuu, kun kylmä seinämän pinta on kontaktissa saturaatiopisteessä olevan höyryn kanssa. Kalvolauhtumista pystypintaan tapahtuu, kun nestefaasi kastaa pinnan täysin, kun taas pisarakaslauminen kastaa pinnan vain osittain. (Faghri & Zhang, 2006)

Lauhtuminen alkaa höyryn tiivistymisellä suoraan seinämän pintaan. Verrattuna pisarakaslaumiseen, kastunut pinta pysyy ohuen lauhdekalvon peitossa. Tämän jälkeen lauhdumista tapahtuu vain neste- ja höyryfaasin rajapinnassa. Tämän vuoksi lauhdumisnopeus on suoraan riippuvainen faasirajapintojen ylitse vallitsevan lämmönsiirron nopeudesta. (Faghri & Zhang, 2006)

Kuvassa 4 on esitetty kolme eri virtausjärjestelmää kalvolauhtumiselle pystyseinämällä. Virtausjärjestelmät ovat aseteltu järjestykseen seinämän yläreunasta alaspäin tarkasteltuna: laminaari, aaltoileva ja turbulenti. Kunkin profiilin Reynoldsin luku on määritelty yhtälöllä $Re_\delta = 4\Gamma/\mu$, jossa Γ on lauhdenmassan virtausnopeus jaettuna virtauskanavan leveydellä. Seinämän yläpäässä, jossa kalvo on ohuin, vallitsee laminaari virtaus. Lauhtumisprosessin edetessä, lauhdetta kertyy lisää lämmönsiirtopinnalle ja lauhde valuu alaspäin painovoiman johdosta. Lauhteen siirtyessä alaspäin, kalvo paksuuntuu. Virta-

uksen muuttumisen ensimmäiset merkit ilmenevät virtauksessa tasaisina väreinä ja pieninä aaltoina. Tällaista virtausta kutsutaan aaltoilevaksi virtaukseksi, eikä sitä luokitella laminaariksi tai turbulentiksi. Aaltoilevalle virtaukselle ominaista ovat ajallisesti tasaiset ja säännölliset aallot. Lopuksi seinämän ollessa tarpeeksi pitkä, kalvon paksuus kasvaa niin suureksi, että sen pinnalla alkaa esiintyä epäsäännöllisiä väreitä, tällöin voidaan puhua turbulentista kalvolauhtumisesta. (Faghri & Zhang, 2006)



Kuva 4. Kalvolauhtumisen muutos laminaarista turbulentiksi. (Faghri & Zhang, 2006)

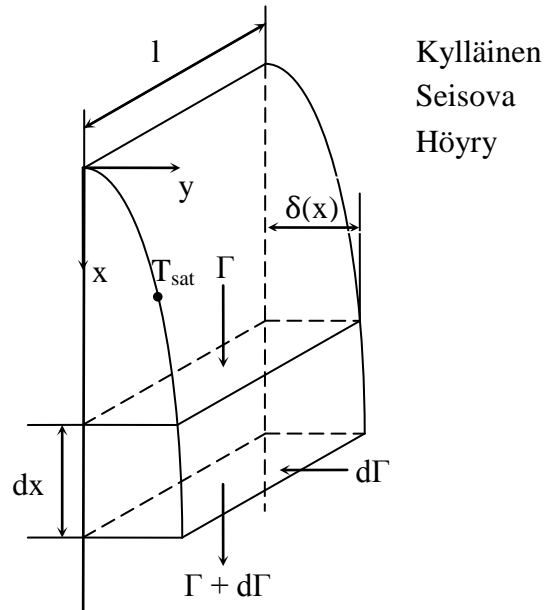
3.2.2.1 Nusseltin klassinen analyysi

3.2.2.1.1 Laminaari

Pystysuoran tai vinon pinnan laminaarin kalvolauhtumisen klassisen analyysin suoritti Nusselt (1916). Sen tarkoituksena oli selvittää halutun lämmönsiirtolaitteen lämmönsiirtokerroin, sekä sitä vastaava Nusseltin luku. Laminaarin kalvolauhtumisen olosuhteita on havainnollistettu alla olevassa kuvassa 5. Kaksifaasivirtauksen monimutkaisten ominaisuuksien vuoksi, klassisen analyysin ratkaisemiseksi tarvitaan monta oletusta lauh- tumisen olosuhteista. Oletuksiin kuuluvat, että:

1. Virtaus on laminaari
2. Fluidin ominaisuudet ovat vakiot
3. Nesteen alijäähtyminen voidaan jättää energiatasapainon osalta huomioimatta
4. Kitka ja konvektiovaikutukset voidaan jättää rajakerrosten momentti- ja energia- yhtälöiden osalta huomioimatta.

5. Höyry seisoo, joten neste-höyry rajapinnan välinen leikkausjännitys voidaan jättää huomioimatta.
6. Neste-höyry rajapinta on tasainen, ei turbulenti.



Kuva 5. Lauhdekalvon kontrollitilavuus Nusseltin klassisessa analyysissä. (Faghri & Zhang, 2006)

Klassisessa analyysissä paikallinen lämmönsiirtokerroin α_x saadaan yhtälöstä

$$\alpha_x = \frac{q''}{T_{\text{sat}} - T_w} = \frac{\lambda_l}{\delta} = \lambda_l^{\frac{3}{4}} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g h_{lv}}{4\mu_l x \Delta T} \right]^{1/4} \quad (35)$$

ja tästä saadaan paikallinen Nusseltin luku Nu_x laminaarille lauhtumiselle pystysuoralla pinnalla.

$$Nu_x = \frac{\alpha_x x}{\lambda_l} = \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g \alpha_{lv} x^3}{4\lambda_l \mu_l \Delta T} \right]^{1/4} \quad (36)$$

Näille paikallisille luvuille voidaan johtaa seinämän pituudella L yli vaikuttava keskimääräinen lämmönsiirtokerroin sekä Nusseltin luku. Lämmönsiirtokertoimelle:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha_x(x) dx \quad (37)$$

ja Nusseltin luvulle:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} L}{k_l} = 0.943 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g \alpha_{lv} L^3}{\mu_l k_l \Delta T} \right]^{1/4} \quad (38)$$

Paikallinen ja keskimääräinen lämmönsiirtokerroin voidaan myös saattaa dimensiotto-
maan muotoon Reynoldsin luvun avulla, jolloin Reynoldsin luku määritellään seuraavasti:

$$Re_{\delta} = \frac{4\Gamma}{\mu_l} \quad (39)$$

missä Γ on lauhteen massavirtaus leveyttä kohden. Nusseltin klassisen analyysin perusteella laminaarille kalvolauhtumiselle Reynoldsin luku saadaan johdettua muotoon

$$Re_{\delta} = \frac{4\rho_l(\rho_l - \rho_v)g\delta^3}{3\mu_l^2} \quad (40)$$

Reynoldsin luvun avulla voidaan määrittää dimensiottomat korrelaatiot paikalliselle ja keskimääräiselle lämmönsiirtokertoimelle laminaarissa kalvolauhtumisessa seuraavasti:

$$\frac{\alpha_x}{k_l} \left[\frac{\mu_l^2}{\rho(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 1.1 Re_{\delta}^{-1/3} \quad (41)$$

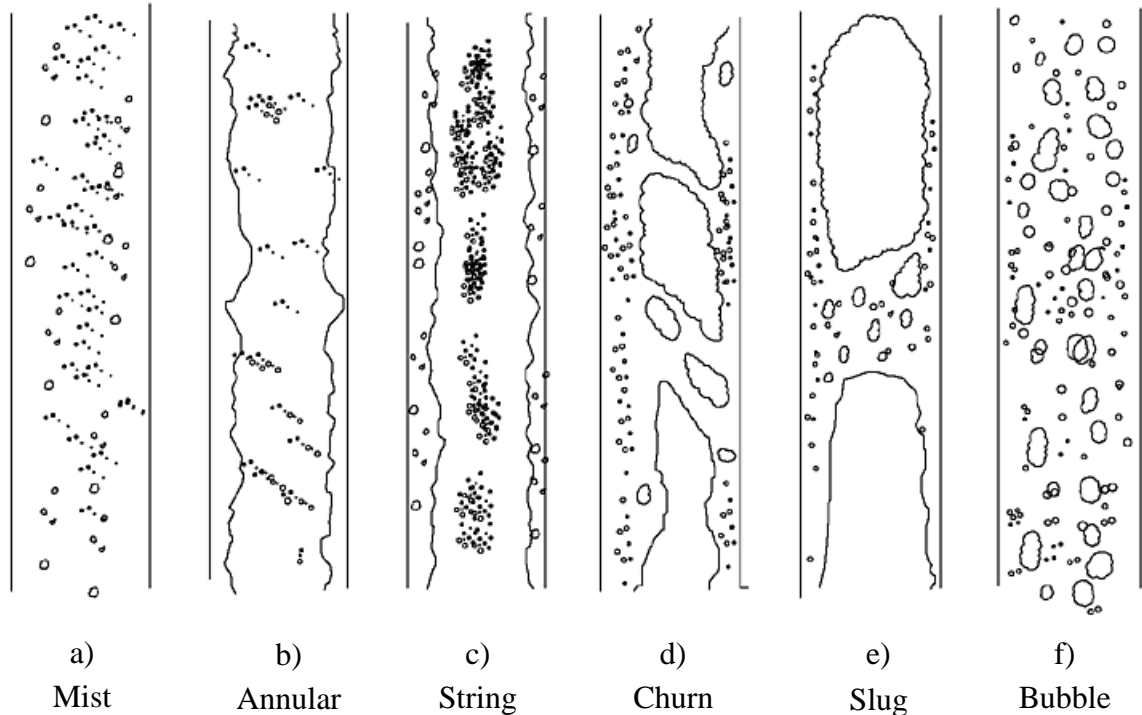
$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda_l} \left[\frac{\mu_l^2}{\rho(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 1.47 Re_{\delta}^{-1/3} \quad (42)$$

Nusseltin klassista analyysiä on myöhemmin paranneltu ottamalla huomioon nestemäisessä lauhteessa tapahtuva alijäähtyminen, sekä höyryn tulistumisen vaikutukset. Analyysiä voidaan soveltaa myös pystysuoran putken ulkopuolella tapahtuvaan lauhtumiseen, jos $\delta / D \ll 1$, jossa D on putken halkaisija. (Faghri & Zhang, 2006)

3.3 Lauhdevirtaus

Neste-höyryvirtauksen virratessa putkessa sen virtauskuvio määräytyy useamman virtauksen ominaisuuden mukaan. Näitä ominaisuuksia ovat virtauksen fyysiset ominaisuudet, kunkin faasin osuus virtauksessa sekä virtausnopeus. Virtauskuviot ovat erilaiset riippuen siitä, virtaako fluidi vertikaalisessa vai horisontaalisessa putkessa. Tämän työn osalta oli tarkoituksenmukaisempaa tarkastella pystysuorassa putkessa vallitsevan lauhdevirtauksen eri virtauskuvioita. Virtauskuvioita voitiin soveltaa tässä työssä, vaikka mittauksia tehtäessä virtaus kulki putken sijaan levyraon läpi. Virtauskuvioille ei löytynyt suomenkielisiä nimiä, joten tässä työssä tyydyttiin käyttämään englanninkielisiä vastineita. Kandlikar (2006) ja Nema et. al (2014) mainitsevat, että virtauksessa esiintyvät virtauskuviot muistuttavat kiehuvaan virtaukseen esiintyviä virtauskuvioita, mutta kuviot ilmenevät kutakuinkin käänteisessä järjestyksessä. Nilpueng ja Wongwises (2010) tutkivat kaksifaasivirtauksen ominaisuuksia levylämmönsiirtimessä ja esittelivät myös samankaltaiset virtauskuviot. Lauhtuvan virtauksen eri virtauskuvioita on havain-

nollistettu alla olevassa kuvassa 5. Esitetyt virtauskuviot on järjestetty laskevan höyrypitoisuuden mukaan.



Kuva 6. Lauhtuvan virtauksen virtauskuviot alaspäin putkessa virtaavalle kaksifaasivirtaukselle. (Brennen, 2005)

Mist-virtauksessa nestettä esiintyy ainoastaan höyryn seassa erittäin pieninä pisaroina. Annular-virtauksessa putken seinämiin muodostuu jatkuva nestekalvo, joiden väliin jää jatkuva alaspäin suuntaava höyry tai kaasuvirta. Kalvon pinnalla esiintyy yleensä suuriamplitudisia aaltoja, jotka värähdellessään tuottavat pisaroita kanavan keskellä kulkevaan höyry- tai kaasuvirtaukseen. Toisin kuin harsomaisessa rengasvirtauksessa, tavallisessa rengasvirtauksessa pisarat ovat erottuneina kasaantumisen sijaan. Vlasogiannis et al (2002) testasivat tutkimuksessaan kaksifaasivirtauksen lämmönsiirtokykyä ja totesivat, että levylämmönsiirtimen lämmönsiirtokyky on parhaimmillaan, kun höyryn laatu on korkea.

Harsomaisessa string-virtauksessa on tavalliseen annular-virtaukseen verrattuna samankaltaiset ominaisuudet, mutta kanavan keskellä kulkevassa höyry- tai kaasuvirtauksessa nestettä on kertyneenä enemmän. Virtauksen keskelle kertynyt neste ilmenee ohuina harsomaisina säikeinä.

Churn-virtaus syntyy kun höyryn laatu alkaa pienentyä ja nestettä alkaa muodostua enemmän. Kanavan keskelle alkaa muodostua höyrykuplia, jotka liikkuvat nesteessä kanavaa alaspäin heilahtelevasti.

Slug-virtauksessa höyrykuplat ovat kooltaan virtauskanavan levyisiä. Höyrykuplien pituus voi vaihdella huomattavasti ja ne pysyvät ohuen nestekalvon vuoksi irti virtauskanavan seinämästä. Neste virtaa möykkäinä ja se erottaa putkessa peräkkäin kulkevia höyrykuplia.

Bubble-virtaus muodostuu, kun höyryfaasin osuus virtauksessa on pieni. Höyryfaasi jakaantuu irrallisiin kupliin ja jatkuvaan nestefaasiin virtauskanavassa. (Cao, 2010)

3.4 Tulistuksen vaikutus lämmönsiirtoon

Kattilassa tuotetun kylläisen höyryn tullessa kosketuksiin pinnan kanssa, jonka lämpötila on sitä korkeampi, nousee höyryn lämpötila yli kyllästyslämpötilan. Tällaista höyryä kutsutaan tulistetuksi höyryksi.

Lauhdutinkanavassa virtaavan ja paikallaan seisovan höyryreservin vaikutukset höyryn lauhtumiseen ovat erilaiset. Shah (1981) tekemässään kirjallisuuskatsauksessaan osoitti, että tapauksissa, joissa höyry seisoo paikallaan tai liikkuu hyvin pienellä nopeudella, voidaan tulistuksen vaikutus jättää huomioimatta. Tulistuksen vaikutus tällaisessa tapauksessa on hyvin mitätön, ja laskelmat voidaan toteuttaa olettamalla höyry kylläiseksi.

Lauhtuvan pinnan, kuten putken tai seinämän, lämpötila vaikuttaa virtaavan höyryn lämmönsiirtoon. Pinnan lämpötilan ollessa höyryn kyllästyslämpötilan yläpuolella, höyry pysyy yhdessä faasissa. Tällöin konvektiota voidaan helposti arvioida yksifaasisilla korrelaatioilla. Jos pinnan lämpötila on riittävästi höyryn kyllästyslämpötilan alapuolella, alkaa höyry lauhtua vaikka virtauksen keskellä oleva höyry on edelleen tulistettua. (Shah, 1981)

Tulistetun höyryn lämmönsiirto-ominaisuudet ovat heikommat verrattuna kylläiseen höyryyn. Tulistetun höyryn täytyy jäähtyä saturaatiolämpötilaan, ennen kuin se lauhtuu vapauttaen höyrystymisentalpiansa. Jäähtyessään saturaatiolämpötilaan tulistettu höyry luovuttaa vain vähän lämpöä suhteessa höyrystymisentalpiaansa (Spirax Sarco, 2016). Tulistettua höyryä käytettäessä lämmönsiirtokerroin on pieni, jatkuvasti muuttuva ja vaikeasti määriteltävissä tarkasti. Tämän hankaloittaa lämmönsiirtolaitteiston mitoitus ja säätö. Nämä tekijät yhdessä korkeampien lämpötilojen kanssa vaikuttavat siihen, että tulistuksen poistoa varten joudutaan investoimaan kestävämpään ja kalliimpaan instrumentointiin sekä suurempaan lämmönvaihtimeen (Spirax Sarco, 2016).

Pienillä tulistuksen asteisuuksilla ylimääräinen lämpö saadaan nopeasti luovutettua, ennen kuin höyry alkaa lauhtua. Suurilla tulistuksen asteisuuksilla höyry tarvitsee enemmän aikaa jäähtyä saturaatiolämpötilaansa, ja jäähtyessään tulistettu höyry luovuttaa hyvin vähän energiaa (Spirax Sarco, 2016). Tulistettu höyry sisältää suuren määrän energiaa, mutta tämä energia koostuu kolmen eri olomuodon entalpiasta. Nämä

ovat veden, höyrystymisen eli latentin lämmön, sekä tulistuksen entalpiat. Esimerkiksi 300 °C ja 10 bar tulistetussa höyryssä tulistusentalpian osuus tulistetun höyryn kokonaisentalpiasta on vain 9% (Spirax Sarco, 2016).

Lämpötila jakautuu epätasaisesti tulistetussa höyryssä. Kylläinen höyry muuttaa faasiin luovuttaessaan lämpöä, kun taas tulistetussa höyryssä lämpötila laskee. Lämpötilan epätasaisuus aiheuttaa lämmönvaihtimen lämmönsiirtopintojen ylitse vaikuttavan ja rakenteita rasittavan lämpötilagradientin. (Spirax Sarco, 2016).

Lämmönsiirtimissä tulistetun höyryn käyttäminen voi johtaa kiehumisalueen muodostumiseen kuivalle seinämälle, joka ajan myötä johtaa lämmönsiirtopintojen hilseilyyn ja likaantumiseen. Likaantuminen seurauksena lämmönsiirtopintojen lämpötila voi nousta liiallisesti ja lopputuloksena on lämmönvaihtimen vikaantuminen sekä enneaikainen hajoaminen (Spirax Sarco, 2016).

3.5 Virtauksen jakaantuminen levyväleihin

Levylämmönsiirtimen primääri- ja sekundäärivirtauspuolen lämmönsiirtokertoimet, sekä erityisesti painehäviöt ovat vahvasti sidoksissa siihen, kuinka tasaisesti virtaukset jakaantuvat levypakan väleihin. Pienillä virtausnopeuksilla fluidi saattaa virrata enimmäkseen levylämmönsiirtimen keskiosan läpi, jolloin siirtimen päätylevyjen lämmönsiirtopotentiaali jää käyttämättä. Virtausnopeuden kasvaessa virtaus leviää myös päätylevyihin asti, mutta tällöin siirtimen kokonaispainehäviö kasvaa. Rao et. al (2005) tutkivat kokeellisesti virtauksen ja paineen jakaantumista suurien ja pienten levypakkojen virtauskanavien ja levylämmönsiirtimien yhteiden välillä. Tutkimuksessaan he totesivat, että levylämmönsiirtimen kokonaispainehäviö on virtausnopeuden, levypakan virtauskanavien sekä sisäänvirtausyhteiden poikkipinta-alan välisen suhteen ja kunkin fluidin virtauskanavien määrän funktio.

Rao ja Das (2004) totesivat tutkimuksessaan, että suuri tekijä virtauksen jakaantumisessa levyväleihin levylämmönsiirtimissä on levypakan virtauskanavien aiheuttama virtausvastus. Lisäksi levylämmönsiirtimien sisään- ja ulostuloyhteiden koot olisi syytä pitää tuotantomahdollisuudet ja lämmönsiirtokyky huomioon ottaen mahdollisimman suurina, jotta virtaus jakaantuisi levyväleihin tasaisesti. Satoja levypareja sisältävien levylämmönsiirtimien tapauksessa painehäviöiden kasvamiselta ei voida välttyä. Tutkimuksessa todettiin myös, että levypakan virtauskanavien virtausvastuksen laskeminen lämpötilaa lisäämällä heikentää virtauksen tasaista jakaantumista levyväleihin.

3.6 Aikaisemmat tutkimukset

Levylämmönsiirtimen korkeampi käyttölämpötila ja – paine sekä kompaktius ovat liisänneet niiden käyttöä teollisuudessa, mikä on puolestaan myötävaikuttanut levylämmönsiirtimien tutkimustarpeeseen. Levylämmönsiirtimille tehtävä tutkimus on yleensä perehtynyt niiden lämmönsiirtokykyyn sekä painehäviöihin. Levylämmönsiirtimien lämmönsiirtokykyä parhaiten kuvaava suure on sen lämmönsiirtokerroin, jonka määrittämistapa riippuu siitä, missä faasissa siirtimen sisällä virtaava fluidi esiintyy. Tämän työn kannalta oli oleellista tarkastella tapauksia, jossa levylämmönsiirtimiä käytettiin lauhduttimena. Kleinstreuerin (2003) mukaan historiallisesti kaksifaasiputkivirtauksen analysoinnin pääasiallisena kiinnostuksen kohteena on ollut putkessa tapahtuva painehäviö.

Shah (1978) määrittä tutkimuksessaan yleisesti käytetyn dimensiottoman lämmönsiirtokorrelaatiokertoimen kaksifaasivirtauksen kalvolauhtumiselle putkivirtauksissa. Korrelaation käyttökelpoisuuden todentamiseksi suoritettiin laaja-alaisesti testejä eri fluideilla. Käytetyt fluideja olivat vesi, R-11, R-12, R-22, R-113, metanoli, etanoli, bentseeni, tolueeni sekä trikloorietyleeni. Testejä suoritettiin vaaka- ja pystysuorissa sekä kulmaan asetetuissa putkissa, joiden halkaisijat vaihtelivat 7 ja 40 mm:n välillä. Testeissä käytetyt redusoidut paineet olivat välillä 0,002-0,44. Mittauksissa käytetyt kyllästymislämpötilat olivat välillä 21–310 °C, höyryvirtauksia käytettiin väliltä 3-300 m/s, höyrypitoisuus vaihteli 0 %:sta 100 %:iin, massavuo 39000–758000 kg/m²h, lämpövuoto 158–189000 W/m, kaikki nesteiden Reynoldsin luvut vaihtelivat 100:sta 63000:een ja nesteen Prandtl luvut 1:stä 13:sta. Shah sanoo korrelaatiokertoimen olevan käyttökelpoinen käytännön sovelluksien suunnittelussa, mutta mainitsee korrelaatiokertoimen voivan pettää, mikäli mittauksissa lähestytään kriittistä painetta.

Yan et. al (1999) puolestaan tutkivat lauhtumisen lämmönsiirtoa ja painehäviötä levylämmönsiirtimessä, kun fluidina oli R-134a. Koejärjestelyissä käytettiin levylämmönsiirrintä jäädytinnesteen lauhduttimena. Työssä tutkittiin yksityiskohtaisesti jäädytinnesteen massavuon, keskimääräisen sekundääripuolen virtausta muuttamalla aikaansaadun pakotetun lämpövuon, kyllästymispaineen ja R-134a höyryn vaikutusta mittausdataan. Tutkimuksen mukaan lauhtumisen lämmönsiirtokerroin ja painehäviöt ovat huomattavasti korkeampia, kun käytetään korkealaatuisempaa höyryä. Lauhdevirtauksen massavuon kasvattaminen aiheutti useimmissa tapauksissa vain lauhtumisen lämmönsiirtokertoimen pienen kasvun. Lisäksi pakotetun lämpövuon kasvattaminen kasvatti lauhtumisen lämmönsiirtokertointa vain vähän, mutta kitkasta koituvaa painehäviötä sitäkin enemmän. Tutkimuksessa mainittiin myös, että systeemin paineen kasvattaminen vaikutti vain vähän kitkasta koituvan painehäviön suuruuteen.

Edellä mainittuja tutkimuksia apunaan käyttivät Kuo et. al (2005), kun he tutkivat levylämmönsiirtimen lauhtumisen lämmönsiirtokertointa ja painehäviötä. Tutkimuksessaan

lauhtumispuolen fluidina käytettiin R-410A:ta. Tutkimuksessaan he päätyivät hyvin samankaltaisiin tuloksiin, kuin Yan et. al kuusi vuotta aikaisemmin. Lisäksi huomioitiin, että matalalaatuista höyryä käytettäessä pakotetulla lämpövuolla oli suurempi vaikutus lauhtumisen lämmönsiirtokertoimen ja painehäviön suuruuteen, kuin lauhdevirtauksen massavuolla. Tutkimuksessa mainittiin myös kitkakertoimen riippuvaisuus lauhdevirtauksen massavuosta ja höyryn laadusta sekä lähestulkoon täysi riippumattomuus pakotetun lämpövuon suuruudesta ja kyllästyspaineesta.

Han et. al (2003) tutkivat R410A:n ja R22:n lauhtumisominaisuuksia levylämmönsiirtimissä, joissa levyjen pinnan aaltokuvioinnin kulmaa muutettiin. Myös heidän testeissään mitattiin lauhtumisen lämmönsiirtokertoimet ja painehäviöt, kun lauhdevirtauksen massavuota, lauhtumislämpötilaa ja lauhtumishöyryn laatua muutettiin. Mittauksissa todettiin, että lämmönsiirtokertoimet ja painehäviö kasvoivat suhteessa massavuon ja höyryn laadun kasvaessa ja laskivat lauhtumislämpötilan sekä levykuvioinnin kulman kasvaessa. Longo et. al (2004) toteutti samankaltaista tutkimusta erilaisella levyn pintakuvioinnilla, ja totesi aaltokuvioidun pinnan omaavan levylämmönsiirtimen lämmönsiirtokertoimen olevan 60% suurempi, kun käytetään tasaisten levyjen sijaan kalantokuvioituja levyjä. He havaitsivat myös, kuten edeltävätkin tutkimukset, että lämmönsiirtokerroin reagoi heikosti lauhtumisen lämpötilan muutokseen.

Eldeeb et. al (2015) vertailivat kirjallisuustutkimuksessaan kattavasti lämmönsiirrolle ja painehäviölle kehitettyjä korrelaatiokertoimia sekä kiehutus-, että lauhtumissovelluksissa. Tutkimuksessa todettiin, että Nusseltin (1916) määrittämää korrelaatiota voidaan käyttää jäädytinaineiden tapauksissa, joissa lauhdevirtauksen massavuo on alle $20 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Tämä on mahdollista, koska lauhtuminen on pääasiassa painovoiman ohjaamaa, ja lauhtumisen massavuon kasvu ei vaikuta lämmönsiirtokertoimeen. Tapauksissa, joissa massavuo on korkeampi, massavuon tuplaaminen kasvattaa lämmönsiirtokerrointa 30%. Verrattaessa aikaisempien tutkimuksien korrelaatioita he huomasivat, että esimerkiksi Han et. al (2003) saivat suurimmat ja Kuo. et al. (2005) pienimmät lämmönsiirtokertoimen arvot pienemmillä lämpövuon arvoilla. Huomioitavaa kuitenkin oli, että Kuo et. al (2005) korrelaatiolla saatavat lämmönsiirtokertoimen arvot ovat suurempia, kuin Shah (1979) korrelaatiolla laskettavat kertoimet. Eldeeb et. al (2015) ehdottavatkin, että Han et. al (2003) kehittivät lämmönsiirtokertoimien korrelaationsa paljon pienempien lauhdemassavirtausten perusteella.

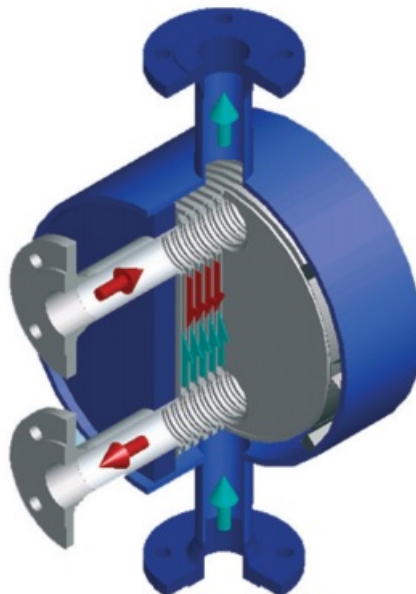
Aikaisemmat tutkimukset lauhtumisen lämmönsiirtokertoimen ja painehäviöiden määrittämiseksi osoittavat, että kussakin tutkimuksessa tuotetut korrelaatiot ovat käyttökelpoisuudeltaan hyvin rajallisia. Soveltamista muualla rajoittaa se, että määritellyt korrelaatiokertoimet ovat käyviä vain tilanteissa, joissa mittausolosuhteet ovat alkuperäisen tutkimuksen mukaiset. Tämän vuoksi on tärkeää pystyä tuottamaan ja todentamaan korrelaatiot levylämmönsiirtimen lämmönsiirrolle ja painehäviöille.

4 KOELAITTEISTON TERMODYNAMIIKKA

4.1 Levylämmönvaihtimen rakenne

Levylämmönsiirtimiä käytetään nykyisin laaja-alaisesti erilaisissa kemian- ja muun teollisuuden sovelluksissa. Levylämmönsiirtimen rakenne mahdollistaa laitteelle kompaktin koon, kuin perinteiselle putki ja vaippa lämmönsiirtimelle. Etuihin lukeutuu myös suuren lämmönsiirtopinta-alan sisällyttäminen pieneen tilavuuteen. Tällaisen rakenteen lämmönsiirto-ominaisuuksia voidaan myös helposti muuttaa lisäämällä tai vähentämällä levyjen määrää. (Abu-Khader, 2012)

Valmistamalla levylämmönsiirrin hitsatulla rakenteella, se saadaan kestävämpiin suurempia paineen ja lämpötilan arvoja paremmin. Toisin kuin tiivisteellisellä rakenteella valmistetussa levylämmönsiirtimessä, hitsatusrakenteessa ei ole paineen liiallisesta kasvamisesta aiheutuvan tiivisteiden vuotamisen vaaraa. Tiivisteellinen rakenne rajoittaa myös siirtimessä käytettäviä lämpötiloja, mutta parantaa rakenteen joustavuutta. Vahterus Oy:n valmistaman levylämmönsiirtimen rakennetta ja toimintaperiaatetta on havainnollistettu kuvassa 7.



Kuva 7. Levylämmönsiirtimen toimintaperiaate. (Vahterus Oy)

4.2 Levylämmönsiirtimen termodynamiikkaa

Koelaitteistossa käytettävien levylämmönsiirtimien termodynaaminen perusperiaate on, että kuuman puolen virtauksen konvektion mekanismilla luovuttama lämpöteho on yhtä suuri seinämän yli siirtyvän ja kylmän puolen virtauksen vastaanottaman lämpötehon kanssa. Tähän kuuluu myös oletus, että levylämmönsiirrin on täysin eristetty eli adiabaattinen.

Koelaitteistossa on käytössä sekä yksi-, että kaksifaasivirtauksella toimivia levylämmönsiirtimiä. Koelaitteiston tavoitteena on suorittaa lämmönsiirtoa kartoittavat mittaukset lauhduttimelle, joten on suotavaa tarkastella lämmönsiirtoa kaksifaasivirtauksen tapauksessa. Levylämmönsiirtimessä virtaava tulistettu vesihöyry luovuttaa ensin tuntuvan lämpönsä, jonka jälkeen sen faasimuutokseen kuluva latentti lämpö siirtyy konvektion avulla vesihöyrystä lämmönsiirtopintaan, tässä tapauksessa pystysuoran levyn pintaan. Latentin lämmön siirtymistä voidaan kuvata yhtälöllä

$$q = \alpha_g(T_g - T_{wi}) \quad (43)$$

T_g voidaan olettaa vesihöyryyn saturaatiolämpötilaksi, koska on kyse lauhtumisprosessista. Seinämän yli johtuva lämpövirta on riippuvainen seinämän paksuudesta ja sen lämmönjohtavuudesta

$$q = \frac{\lambda}{L}(T_{wi} - T_{wo}) \quad (44)$$

Seinämästä lämpövirta siirtyy lopulta konvektion seurauksena jäähdytysvesivirtaan

$$q = \alpha_f(T_{wo} - T_f) \quad (45)$$

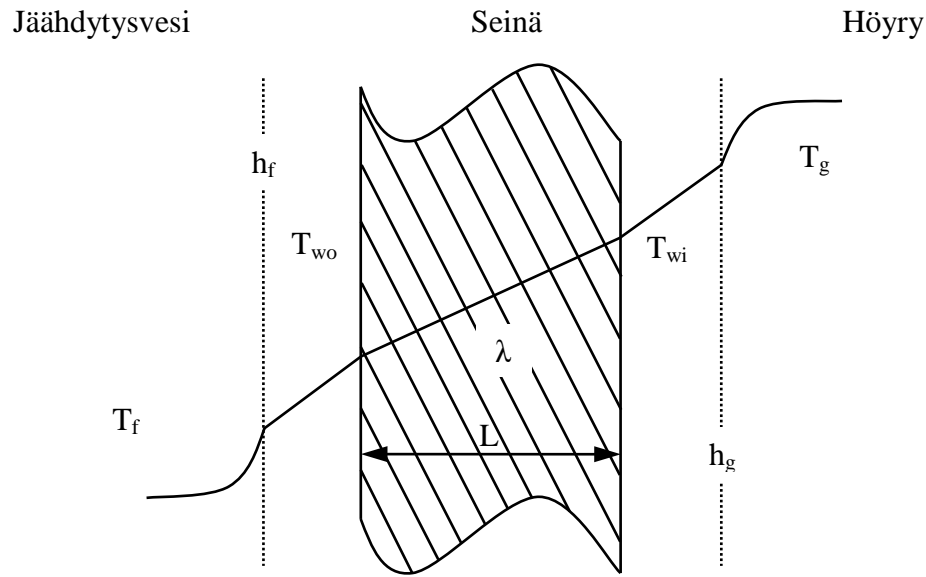
Lämpövirtojen avulla voidaan kuvata lämmönvaihtimen lämmönläpäisykerrointa U , joka parhaiten kuvaa lämmönvaihtimen lämmönsiirtokykyä.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_g} + \frac{L}{\lambda} + \frac{1}{h_f} + R_f \quad (46)$$

Lämmönvaihtimen lämmönsiirtotehoa ja lämmönläpäisykerroimen suhdetta voidaan kuvata yhtälöllä

$$Q = UA\Delta T \quad (47)$$

missä A on lämpöpinta neliönä, jonka yli lämpövirta siirtyy, ja ΔT on lämpöpinnan ylitse vallitseva lämpötilaero. Lämmön siirtymistä seinämän läpi höyryvirtauksesta konvektion avulla jäähdytysvesivirtaukseen on havainnollistettu alla olevassa kuvassa 8.

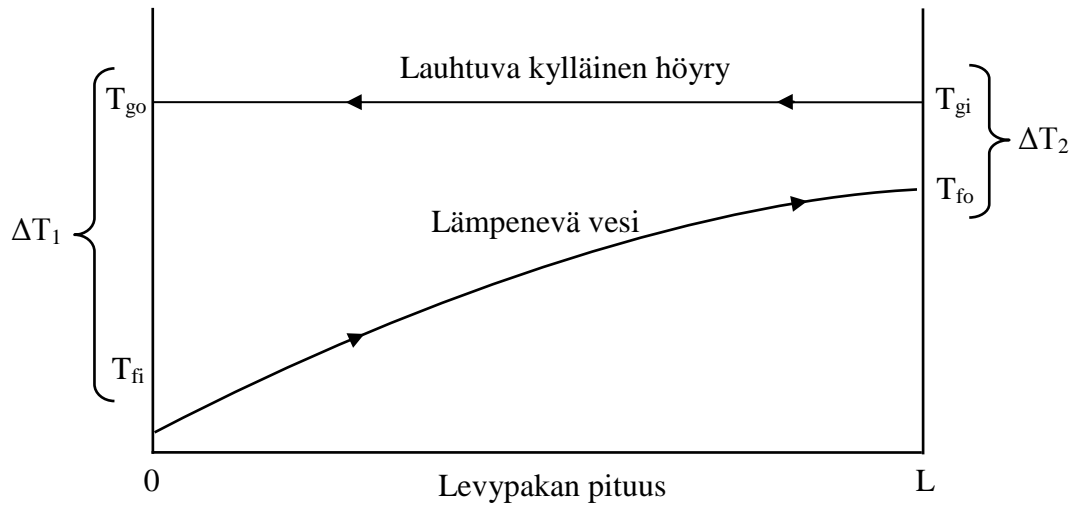


Kuva 8. Lämmön siirtyminen seinämän läpi höyryvirtauksesta jäähdytysvesivirtaukseen.

Yhtälössä ΔT on logaritminen lämpötilaero LMTD, jonka suuruus riippuu lämmönvaihtimessa käytettävästä virtausjärjestelystä ja lämmönvaihtimeen saapuvien, sekä lähtevien virtausten välisistä lämpötilaeroista. Tämän työn osalta tarkastellaan ristivirtalämmönvaihtimen logaritmista lämpötilaeroa, joka voidaan laskea yhtälöstä (48).

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (48)$$

Yhtälön merkintöjä on selvennetty kuvassa 9. Kuvan avulla on havainnollistettu, mistä tekijöistä koelaitteistossa käytettävän levylämmönsiirtimen logaritminen lämpötilaero saadaan laskettua. Koelaitteiston lauhdutin on rakennettu siten, että kylmä höyryvirtaus ja vesivirtaus virtaavat vastavirtaan toisiinsa nähden. Primääripuolella virtaava kylmä höyry luovuttaa latentin lämpönsä, joka kuluu faasimuunnoksessa höyrystä vedeksi ja toisiopuolella kylmempi vesivirta vastaanottaa lämpöä, jolloin sen lämpötila nousee.



Kuva 9. Logaritminen lämpötilaero vastavirtalämmönvaihtimessa.

4.2.1 Likaantumiskerroin

Pitkällä aikavälillä levylämmönsiirrintä käytettäessä, prosessifluidit alkavat kerryttää likaa levylämmönsiirtimen lämmönsiirtopintojen päälle. Tämän lisäksi jotkut fluidit saattavat korrodoida ja kuluttaa käytettäviä levymateriaaleja. Nämä kummatkin tekijät heikentävät levylämmönsiirtimen lämmönsiirtokykyä lisäämällä lämmönsiirtovastusta. Likaantuessaan halutun lämmönsiirtokyvyn ylläpitäminen vaatii virtausnopeuden lisäämistä tai levylämmönvaihtimeen virtaavien fluidien välisien lämpötilaerojen kasvattamista. Virtausnopeuden kasvattaminen vaikuttaa virtauksen kulkuun vaihtimen sisällä, jolloin virtaus jakautuu epätasaisesti. Samalla levylämmönsiirtimen painehäviöt kasvavat, jolloin virtausprosessia ylläpitävien pumppujen tehon tarve kasvaa. Virtaavien fluidien välisien lämpötilaerojen kasvattaminen vaikuttaa lämmönsiirtopintojen yli vallitseviin painegradientteihin, jolloin lämpörasitukset kasvavat. Lämpötilaerojen kasvattaminen levylämmönvaihtimessa rajoittaa myös putkistoissa ja levylämmönvaihtimessa käytettäviä tiiviste- ja mittausinstrumentointivaihtoehtoja. Mikäli vesihöyryn lauhtumisprosessissa käytetään tulistettua höyryä, voi höyryvirtauksen ja lämmönsiirtopinnan välisen suuren lämpötilaeron vuoksi tapahtua lauhdekalvon kiehumista, mikä edesauttaa pinnan likaantumista. Yhtälössä (46) likaantumiskerroin on otettu huomioon tekijällä R_f .

4.3 Painehäviö ja paikallisvastukset putkistossa

Putkivirtauksessa seinämän ja fluidin virtauksen välinen leikkausjännitys aiheuttaa putkistossa fluidin virratessa painehäviön. Koelaitteiston putkistossa tapahtuva painehäviö määrää putkistossa tarvittavan pumppaustehon. Putkiston painehäviö saadaan määritettyä käyttämällä Darcy-Weisbachin yhtälöä

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) = f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (49)$$

jossa kitkakerroin f saadaan selville Moodyn käyrästä putkivirtauksen Reynoldsin luvun ja putken karheuden avulla. Darcy-Weisbachin kitkakerroinyhtälöitä voidaan soveltaa turbulentsuudeltaan erisuuruksille ja virtaustyyppiltään erilaisille virtauksille. Alapuolelle on listattu Darcy-Weisbach yhtälöt, joista kitkakerroin f voidaan laskea:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (50)$$

kun $Re < 2100$, tai virtaus on laminaari.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0.8 \quad (51)$$

kun $Re > 4000$ ja e/D osamäärä lähenee nollaa

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.14 - 2 \log_{10} \left(\frac{e}{D} + \frac{9.35}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (52)$$

kun $Re > 4000$ virtauksen transitoalueella (Colebrook-White)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.14 - 2 \log_{10} \left(\frac{e}{D} \right) \quad (53)$$

kun $Re > 4000$ ja virtaus on täysin turbulenti.

Keskinen suosittelee käyttämään kokonaan turbulentsisella virtausalueella, tai kun $Re > 3000$, seuraavaa Colebrookin yhtälöä:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7065} + \frac{2,5226}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (54)$$

Tätä yhtälöä ei voida kuitenkaan analyttisesti ratkaista, joten siitä on kehitetty approksimoiva versioita. Zigrangin ja Sylvester (1982) esittivät yhtälölle analyttisen ratkaisun muodossa:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \cdot \log\left\{\frac{e/D}{3,7} - 5,02/Re \cdot \log\left[\frac{e/D}{3,7} - 5,02/Re \cdot \log\left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{13}{Re}\right)\right]\right\} \quad (55)$$

missä e on putken absoluuttinen karheus metreinä ja D putken nimellishalkaisija metreinä.

Materiaalien absoluuttisia pinnankarheuksia on vaikea määrittää, mutta Keskinen (1989) on taulukoinut suuruusluokan antavia arvoja seuraavasti.

Materiaali	Karheus, () m
niitattu teräs	0,001 ... 0,01
betoni	0,0003 ... 0,003
höylätty lauta	0,0002 ... 0,001
valurauta	0,0003
galvanoitu rauta	0,00017
asfaltoitu valurauta	0,00013
tavallinen teräsputki	0,00003
vedetty putki	0,000017

Taulukko 1. Eri materiaalien absoluuttisia pinnankarheuksia.

Tässä työssä sovellettiin putkiston painehäviön laskennassa kauttaaltaan täysin turbulentsin sileässä putkessa kulkevan putkivirtauksen kitkapainehäviön kertoimen kaavaa.

4.3.1 Paikallisvastukset

Putkistokokonaisuuden suunnittelussa otettiin huomioon myös kertavastuksista aiheutuvat painehäviöt. Putkistoon asennettavat toimilaitteet, kuten venttiilit ja erilaiset liitokset, laajennukset sekä käyrät aiheuttavat putkistoon kukin pienen painehäviön, ja näiden pienten painehäviöiden yhteenlaskettu summa vaikuttaa lopulta koelaitteeseen asennettavien pumppujen tarvittavaan tehoon. Näiden painehäviöiden määrittämiseksi joudutaan turvautumaan kokemusperäisiin kertoimiin. Paikalliset painehäviöt saadaan lasketua yhtälöstä

$$\Delta p = z \frac{u^2}{2g} \quad (56)$$

Laajennuksille voidaan soveltaa muunneltua yhtälöä, koska yleisen jatkuvuusyhtälön mukaan, putken laajentuessa virtauksen nopeus laskee.

$$\Delta p = z \frac{(u_1 - u_2)^2}{2g} \quad (57)$$

Painehäviöiden laskennassa käytettävän kertavastuskertoimen z tyypillisimpiä arvoja on listattu alla olevaan taulukkoon.

Liituskappale	z
Palloventtiili, täysin auki	10,0
Kulmaventtiili, täysin auki	5,0
Kuristusventtiili, täysin auki	0,4
Luistiventtiili, täysin auki	0,2
¾ auki	1,0
½ auki	5,6
¼ auki	17,0
Takaiskuventtiili, heiluritoiminen, täysin auki	2,3
Takaiskuventtiili, nostintoiminen, täysin auki	12,0
Takaiskuventtiili, pallo sulkuelimenä, täysin auki	70,0
Polkuventtiili, täysin auki	15,0
Käyrä, 45°	0,4
Pitkäsäteinen käyrä, 90°	0,6
Keskisäteinen käyrä, 90°	0,8
Lyhytsäteinen (standardi) käyrä, 90°	0,9
Lyhytsäteinen käyrä, 180°	2,2
Putken sisääntulo, pyöreä, $r/D < 0.16$	0,1
Putken sisääntulo, neliskanttinen	0,5
Putken sisääntulo, ulkoneva reunus	0,8

Taulukko 2. Eri osien kertavastuksia putkistossa. (Pipeline System Fundamentals)

Järjestelmän kokonaispainehäviön laskennassa otettiin huomioon myös koelaitteistossa käytettävien Vahteruksen PSHE levylämmönsiirtimien tuottamat painehäviöt, jotka määriteltiin käyttämällä Vahterus Oy:n omaa mitoitusohjelmaa.

4.4 Pumppaustehon määrittely

Oleellinen osa koelaitteistoon asennettavien pumppujen valinnassa oli niiden kyky suorittaa putkiston ja muun instrumentoinnin aiheuttamasta kokonaispainehäviöstä. Tarvitavan pumppaustehon suuruuteen vaikuttavat myös pumpattavan aineen viskositeetti, sekä levylämmönsiirtimien vaatimat virtausnopeudet lämmönsiirtotehon takaamiseksi.

Pumpun tehontarve (W) saadaan laskettua yhtälöstä

$$P = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{\Delta p Q}{\eta} \quad (58)$$

Yhtälössä η tarkoittaa pumpun kokonaishyötysuhdetta, joka koostuu useasta eri tekijästä. Tekijät ovat yleensä jaettu sisäisiin ja ulkoisiin häviöihin. Sisäiset häviöt koostuvat hydraulisista sekä volymetrisistä häviöistä. Hydraulisia häviöitä ovat esimerkiksi juoksupyörän kitka sekä pumpun sisällä tapahtuvat virtauksen nopeuden ja suunnan muutokset. Volymetriset häviöt aiheutuvat juoksupyörän ja holkin alueella tapahtuvasta kiertovirtauksesta. Ulkoiset häviöt johtuvat tiivisteiden ja laakereiden aiheuttamasta kitkasta. Pumpun hyötysuhde laskee, kun pumppua käytetään pitkällä aikavälillä, ja hyötysuhteen laskiessa pumpun käyttökustannukset kasvavat. Pumpun käyttöastetta voidaan parantaa varustamalla pumppu taajuusmuunnettavalla moottorilla, koska moottorin pyörimisnopeutta voidaan säätää muuttamalla moottorin syöttötaajuutta. Näin saadaan myös samalla aikaan energia- ja käyttökustannussäästö.

5 KOELAITTEISTON SUUNNITTELU

5.1 Lauhdutinkoelaitteiston spesifikaatiot

Työn aiheena olevan lauhduttimen mittauksia varten koottavan koelaitteiston suunnittelu aloitettiin spesifikaatioiden määrittelyllä. Lähtökohtana laitteistolle oli se, että sillä oli kyettävä testaamaan teollisuuskäyttöön soveltuvia levylämmönsiirtimiä. Koelaitteiston virtauksia tuli voida ohjata turvallisesti ja laitteiston säätämiseksi rakennettava automaatiojärjestelmä piti olla yleisesti riittävän tarkka ja nopea, jotta ajotilanne pysyisi vakaana hyvien mittaustulosten saamiseksi. Lämpötilojen muuttuessa lämpöä varastoituisi ja siirtyisi osittain koelaitteiston rakenteisiin, jolloin sille lasketut energiataseet eivät välttämättä täsmäisi mitatun datan kanssa.

Kaksifaasimittauksia varten asennettavien mittarien tulee olla lämpötila, paine, virtausnopeudet, nestepinnankorkeus ja muutoshalut huomioon ottaen riittävät. Koelaitteella tuli pystyä tuottamaan luotettavaa mittausdataa paineen, lämpötilan, massavirran ja pinnan korkeuden suureista.

Rakenteeltaan koelaitteiston toivottiin olevan modulaarinen, jotta sen muunneltavuus tulevaisuudessa olisi mahdollisimman helppoa. Tavoitteena oli pystyä tuottamaan luotettavaa dataa mittausten aloittamisesta mahdollisimman nopeasti, koska mittauskustannukset olisivat pidemmällä aikavälillä kalliita. Pitkät mittausajat eivät olleet toivottavia, koska ne lisäisivät koelaitteiston käyttökustannuksia. Rakenteiden tulisi olla myös vanhat ja turvalliset, koska koelaitteisto tultaisiin asentamaan kolmannen osapuolen tuotantotilojen läheisyyteen. Lisäksi rakenteen siirrettävyys ja liikuteltavuus olivat ensisijaisia ominaisuuksia, sillä mittauspaikalla ei ole katonosturia, jolla laitetta voitaisiin siirtää.

Tulevaisuudessa laitos, jossa mittaukset suoritetaan saattaa vaihtua, joten koelaitteistoa on kyettävä käyttämään myös muissa laitoksissa ilman, että siihen tarvitsee tehdä suurempia rakenteellisia muutoksia.

5.2 Yleiskuva lauhdutinkoelaitteistosta

5.2.1 Lyhennelmä koelaitteistosta

Projektin konseptivaiheessa päätettiin, että rakennetaan koelaitteisto, jolla voitaisiin testata Vahterus Oy:n valmistamia PSHE levylämmönvaihtimia. Koelaitteistoon asen-

nettaisiin lauhdutin, jolla voidaan lauhduttaa 280 °C ja 12 bar arvoista höyryä. Kokeita varten tarvittava höyry saataisiin käyttöön CHP-voimalaitoksen höyryverkosta. Koelaitteistossa käytettävä lauhdutin tulisi olemaan Vahterus Oy:n valmistama, 10 MW:n teholuokan, täysin hitsattu 5HH-152/1/1 PSHE lauhdutin.

Lauhdutin tarvitsee 10MW:n tehon tuottamiseksi suhteellisen korkean lämpötilaeron sisäänmeno- ja ulostuloyhteiden välille, joten koelaitteistoon rakennettiin oma suljettu kylmävesikierto. Suljetulla kylmävesikierrolla minimoidaan koelaitteistosta koituvien mahdollisten häiriöiden vaikutusta voimalaitoksen vesihöyry- ja vesiputkistojen prosessisuureisiin. Sen avulla jäähdytetään lauhduttimen läpi kulkevaa kylläistä höyryä.

Tässä työssä keskityttiin ensisijaisesti suunnittelemaan ja tuottamaan paineistettu koelaitteisto levylämmönvaihdin lauhduttimen lämmönsiirtoa ja painehäviötä testaavia mittauksia varten, mutta laitteiden turvallista vikaantumista testaavien koeajojen mahdollisuutta mietittiin myös.



Kuva 10. Valmis koelaitteisto.

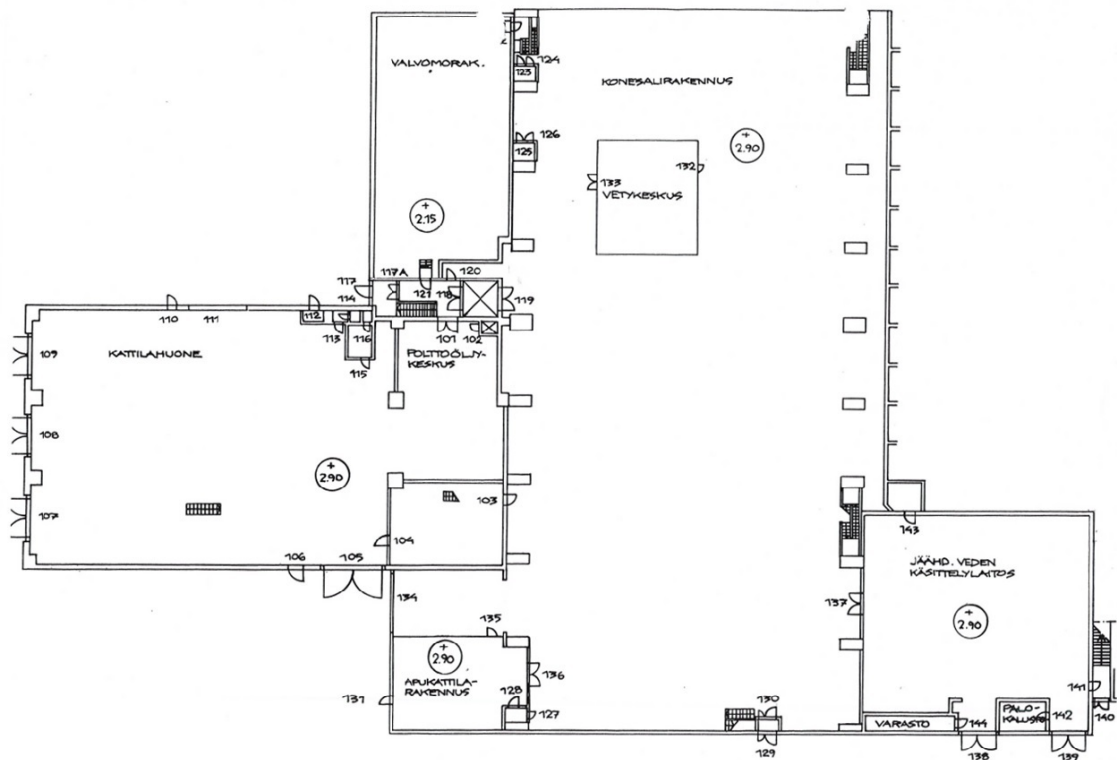
TSE:n Voimalaitoksen höyrytukista saatava höyrylinja tuo lauhduttimelle tulistettua höyryä. Tulistuksen etuna lauhdutinmittausten kannalta on se, että höyry on lauhduttimelle saapuessaan varmasti kuivaa. Kuivan ja lievästi tulistetun höyryn lämpötila laskee ensin kyllästyslämpötilaansa, jonka jälkeen se alkaa lauhtua vedeksi. Lauhduttimen lämmönsiirtoa ja painenvaihtelua parhaiten kuvaavat mallit saadaan muodostettua, kun prosessiolosuhteet ovat tarkasti tiedossa. Samalla koelaitteella päästään myös tällöin

testaamaan Vahterus Oy:n valmistamaa tulistuksenpoistinta, joka on tulevaisuudessa tarpeen, mikäli koelaitteistolla mitataan ympäristössä, jossa kylläistä höyryä ei ole saatavilla.

5.2.2 Fortumin & TSE:n voimalaitos

Diplomityössä tehtiin yhteistyötä Vahterus Oy:n ja Turun Seudun Energia Oy:n kanssa lauhdutinkoelaitteiston suunnittelussa ja rakentamisessa. Koelaitteiston valmistuttua se tultaisiin kuljettamaan ja asentamaan TSE:n Naantalin CHP-voimalaitoksen tiloihin.

Koelaitteisto tulee saamaan höyrinsä Naantali 1:n kattilan turbiinista otetusta välipainehöyrystä, joka normaaliolosuhteissa on noin 240 °C lämpötilassa ja 12 bar paineessa. Turbiinilta saatava välipainehöyry ajetaan kattilahuoneen seinämällä sijaitsevaan höyrytukkiin, joka jakaa tulistetun höyryn eteenpäin voimalaitoksen eri osaprosesseille. Vahterus Oy asentaa koelaitteiston vanhaan 162 m² suuruiseen apukattilarakennukseen, joka sijaitsee höyrytukin läheisyydessä. Apukattilarakennuksen sijaintia voimalaitoksessa on selvitetty alla olevassa TSE:n Naantali I:n pohjapiirroksesta.



Kuva 11. Naantali I pohjapiirros.

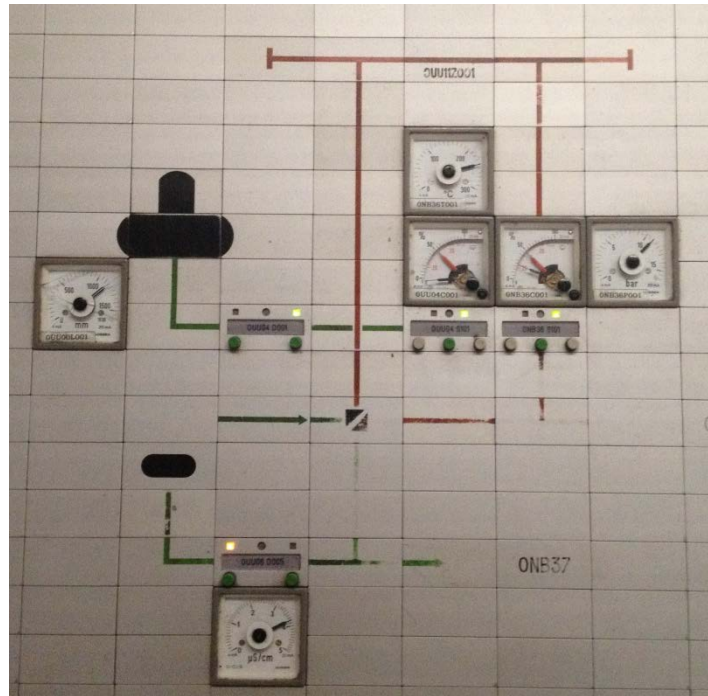
Höyrytukilta koelaitteistoon liitettävässä linjassa ei ole tulistetun höyryn kannalta säätömahdollisuuksia, joten mikäli höyrypuolen säätö halutaan toteuttaa, joudutaan koelaitteiston instrumentointiin tekemään lisäinvestointeja. Höyrytukkiin ajettavan väli-

painehöyryn lämpötila ja paine määräytyvät voimalaitoksen muiden osaprosessien tarpeen mukaan, jolloin koelaitteiston tulee kyetä mukautumaan mahdolliseen tulistetun höyryn suureiden muuttumiseen. Höyrytukkia ja koelaitteistolle lähtevää höyrylinjaa on havainnollistettu alla olevassa kuvassa.



Kuva 12. Höyrytukki ja koelaitteiston höyrylinja.

Höyrytukin suureiden ohjaus tapahtuu voimalaitoksen valvomosta, josta voidaan etätoimisesti säätää höyrytukkiin kulkevan tulistetun höyryn lämpötilaa vesiruiskutuksen määrää muuttamalla. Höyrytukin painetta voidaan säätää kuristamalla saapuvan höyryn venttiiliä. Valvomon ohjauspaneelia on havainnollistettu alla olevassa kuvassa.



Kuva 13. Höyrytukin ohjaustaulu.

Koelaitteiston suljetun kylmävesikierron lämpötilan säätö toteutetaan vesi-vesi levy-lämmönvaihtimella, jonka toisiopuolella virtaa kaukolämpöverkosta pumpattu kylmempi paluuvesi, joka jäädyttää suljettua kylmävesikiertoa. Kaukolämpövesi virtaa viereisessä konesalirakennuksessa sijaitsevaan kaukolämmönvaihtimeen. Kaukolämmönvaihdinta ja kaukolämpöveden meno- ja paluulinjojen kulku on esitetty kuvassa 14.



Kuva 14. Kaukolämmönvaihdin ja kaukolämpöveden meno- ja paluulinjat sekä varakattilahuoneen sisäänkäynti.

Koelaitteiston läpi kulkeva lauhdevesi ajetaan lopuksi merivesikanavaan. Samaan kanaavaan ohjataan myös varoventtiilien ulospuhalluslinjat. Merivesikanava kulkee varakattilahuoneen alapuolella, joten ulospuhallusputket tullaan upottamaan merivesivirtauksen pinnan alapuolelle. Tällöin voidaan estää kuumen veden höyrystymisestä aiheutuvan höyryvirran leviäminen merivesikanavaan ja varakattilahuoneeseen, jolloin ne olisivat vaaraksi koelaitteistoa operoivalle henkilöstölle ja sähköiselle instrumentoinnille. Vesivirtauksen pinnan alle upotettavat ulospuhalluslinjat valmistetaan haponkestävästä materiaalista, koska merivesi korrosoi metallia. Näin ulospuhallusputkien käyttöikä saadaan pidennettyä.

5.2.3 Koelaitteiston laatu, kustannukset ja niiden vaikutus valintoihin

Koneikolle alkuvaiheessa määritellyt spesifikaatiot vaikuttivat koneikon rakentamisessa käytettyihin komponentti-, säätö- sekä mittausratkaisuihin. Instrumentoinnissa investoitiin koneikon toiminnan, turvallisuuden ja tulevaisuudessa tehtävien mittausten kannalta oleellisiin instrumentteihin. Yksi tämän työn tavoitteista oli tuottaa koelaitteistolle perusrakenne, jota voitaisiin höyry- ja vesipuolen ominaisuuksien vaihtuessa tai muiden

instrumenttien muutostarpeiden ilmetessä muokata paremmin vastaamaan sen hetkistä tarvetta. Koelaitteiston toiminnan optimointi ja mittaukset jätettiin ulos tämän työn viitekehiksestä ja ne tullaan tekemään tulevaisuudessa.

Koelaitteisto tulee käyttämään voimalaitoksen kattilan avulla tuotettua vesihöyryä lauhduttimella tehtäviin mittauksiin. Päätös koelaitteiston sijoittamisesta voimalaitokseen tehtiin vesihöyryn ja lämpötilaerojen tarpeen vuoksi. Suuren teholuokan lauhduttimen testaukseen tarvittavaa vesihöyryä ja lämpötilaeroa on hankala tuottaa ilman erillistä kattilajärjestelmää. Koelaitteistoon tehtävien investointien kannalta olikin suotavaa käyttää apuna jo valmista kattilajärjestelmää. Investointisäästön lisäksi, lauhduttimen sijoitus TSE:n voimalaitokseen antaa Vahterus Oy:lle mahdollisuuden testata lauhduttinta sekä muita levylämmönvaihtimia oikeassa voimalaitosympäristössä, joka auttaa varmentamaan laitteen toimintaa siltä vaadittavissa toimintaolosuhteissa.

Koelaitteiston rakenteeseen ja etenkin kehikkoon vaikuttivat mittauspaikan puitteet koneikon siirtämiselle. TSE:n voimalaitoksen kattonosturi on käytettävissä vain konesalirakennuksen alueella, eikä varakattilahuoneeseen ei ole saatavilla omaa kattonosturia. Koelaitteiston siirtäminen mittauspaikalle voi osoittautua haasteelliseksi. Tämän vuoksi koelaitteisto suunniteltiin rakenteeltaan riittävän robustiksi kuljetuksen kannalta, mutta samalla riittävän liikuteltavaksi ilman kattonosturia.

Voimalaitokselta saatavan höyryn käyttökustannusten vuoksi ei olisi taloudellisesti järkevää suorittaa pitkäkestoisia mittauksia. Myös systeemin dynamiikan vuoksi sen lämpötilojen ja paineiden säätäminen mittauksen kannalta suotaviin asetusarvoihin manuaalisesti olisi hidasta ja työlästä. Investoimalla automaattiseen säätöjärjestelmään prosessisuureet saadaan ohjattua mahdollisimman nopeasti haluttuihin asetusarvoihinsa. Prosessisuureiden nopea ohjaaminen haluttuihin arvoihin mahdollistaa lyhytkestoisemmat ajot manuaaliseen säätämiseen verrattuna ja tekee tuotekehityksen lauhduttintestien osalta kannattavammaksi pidemmällä aikavälillä, kun höyryä ajetaan koelaitteistoon lisää.

Luotettava mittausdata on uskottavan tutkimuksen ja tuotekehityksen kannalta avainasemassa. Siksi koelaitteistosta riippumattomat häiriötekijät tulee suunnittelussa ottaa huomioon. Säätöventtiilien avulla pyrittiin ennakoimaan voimalaitoksen prosessissa mahdollisesti tapahtuvat lämpötilan tai paineen muutokset ja niiden vaikutukset tehtäviin mittauksiin. Tällaisia lämpötilan ja paineen vaihteluja voi tapahtua esimerkiksi höyrytuksesta saatavassa vesihöyryvirtauksessa sekä kaukolämpövesiputkistosta saatavassa vesivirtauksessa. Automaation avulla pyritään varmistumaan myös siitä, että järjestelmä ei ajautuisi koelaitteiston käyttäjän kannalta vaaralliseen tilaan.

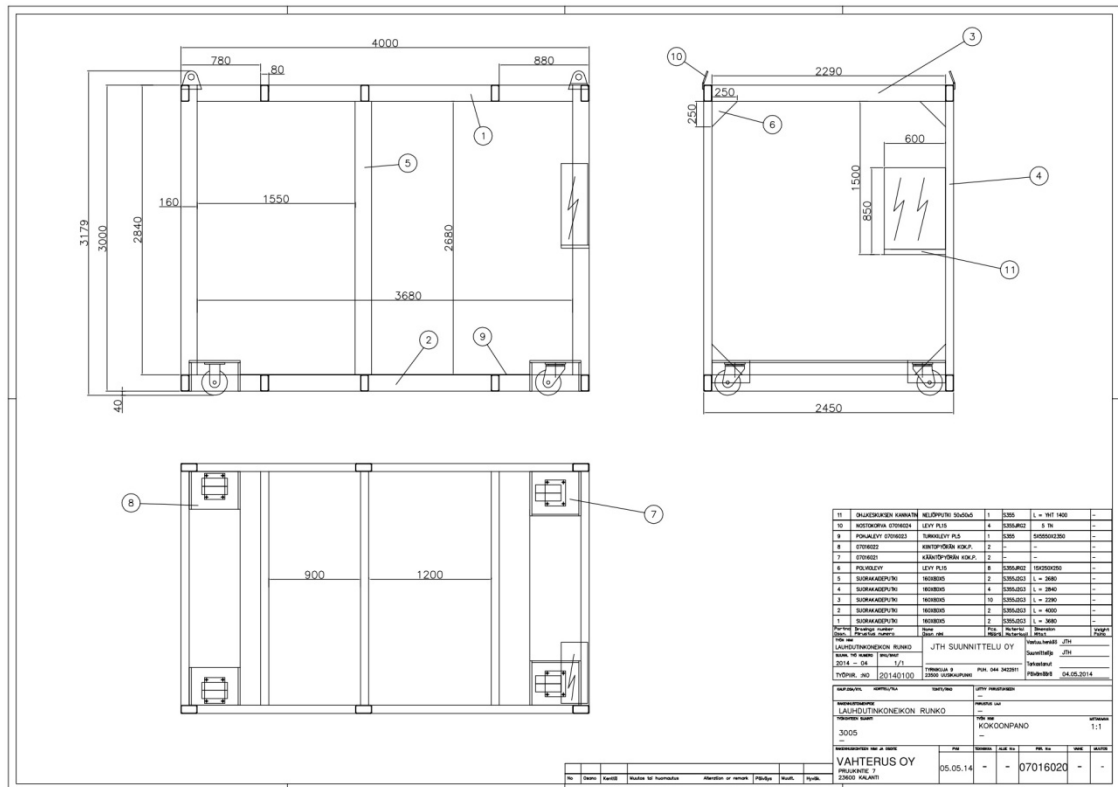
Osa koelaitteistoon tarvittavista osista, kuten putkisto ja levylämmönvaihtimet saatiin koottua Vahterus Oy:n hyllytavarasta.

5.3 Suunnittelu ja instrumentoinnin valinta

5.3.1 Kehikon suunnittelu

Koelaitteisto asennettiin kokonaisuudessaan liikuteltavaan kehikkoon. Kehikon suunnittelu perustui aikaisemmin määriteltyyn PI-kaavioon, sekä koelaitteistoa varten valittuihin instrumentteihin. Yksi kehikolle asetetuista vaatimuksista olivat sen ulkomittojen raja-arvot. Raja-arvot ulkomitoille määriteltiin siten, että täysin valmiina kehikko koelaitteistoinen olisi kuljetettavissa Vahterus Oy:n kuorma-autolla mittausta paikalle Naantaliin TSE:n voimalaitokselle. Ulkomittojen raja-arvoiksi määriteltiin leveydeksi 2,5 metriä, pituudeksi 6,0 m ja korkeudeksi 3,0 m. Näin mitoitettuna koelaitteistolla lastattu kuorma-auto täyttäisi Suomen lainsäädännön asetukset koskien ajoneuvon käyttöä maantiellä (Suomen lainsäädäntö 4.12.1992/1257).

Kehikkosuunnittelun ensimmäinen vaihe oli kerätä tarvittavat lähtötiedot koelaitteistosta, joista oleellisimmat tiedot olivat instrumenttien ulkomitat, sekä niiden painot. Eniten huomiota tilankäytön ja painon jakamisen kannalta kiinnitettiin levylämmönvaihtimiin, sekä pumppuihin. Koottaessa päällekkäin levylämmönvaihtimet tulisivat viemään putki-liitoksineen suurimman tilan. Lähtötietojen keräämisen jälkeen määritettiin kehikon karkea rakenne, hahmoteltiin rakenteen muoto sekä valittiin rakennusmateriaalit. Rakenteen muodon määrittelyn jälkeen voitiin toteuttaa PI-kaavion ja esisuunnittelun pohjalta laitteiston alustava sijoittelu kehikon sisään. Alustava sijoittelu vaati monen eri toiminnallisen aspektin huomioon ottamista sekä useamman sijoittelukonfiguraation läpikäyntiä. Lopullinen rungon koko voitiin määrittää, kun alustavassa sijoituksessa päästiin miellyttävään lopputulokseen. Lopullinen rungon koon määrittäminen vaati rungon lujustarkastelun pitkittäisten ja poikittaisten palkkien kuormituksesta koituvalle taipumalle. Ulkoreunojen kehän sekä pohjan poikittaiset pilarit sijoiteltiin laitteiden mukaan. Pohjaosa on taipuman mukaan riittävä ja pystytuet, sekä yläkehä tarvitaan koelaitteiston nostossa sekä tilanrajauksessa. Rungon koon määrittelyn ja pääpalkkien lujustarkastelun jälkeen voitiin muodostaa tekninen piirustus kehikkorakenteelle, jota on havainnollistettu kuvassa 15.



Kuva 15. Kehikkorakenne ja sähkökaappi.

Lujuuslaskentaa sovellettiin pitkittäis- ja poikittaissuunnassa. Laskennassa käytettiin apuna taipuman perusyhtälöitä sekä solmupisteiden jännitystarkastelua. Tarkastelun tuloksena voitiin todeta, että asennettava laitteisto ei aiheuta liian suuria kuormituksia kehikkorakenteelle. Laitteiston käytöstä kehikkorakenteeseen koituvat dynaamiset värähtelyt ja niistä aiheutuvat kuormat jäävät myös vähäisiksi. Pienten kuormitusten ja kehyksen robustiuden vuoksi kehyksen rungon lopulliselle rakenteelle määräävämpiä tekijöitä olivat kehyksen liikuteltavuus ja ulkonäkö (Haastattelu, Hoseus 2014).

Kehikkorakenteen materiaalina päätettiin käyttää S355 rakenneteräksistä i-palkkia ja kehikkorakenteen pohjana S235 rakenneteräksistä turkkilevyä, jonka tarkoituksena on estää koelaitteiston asennuksen ja käytön aikana pienempien ja irrallisten osien putoamista kehikkorakenteen läpi. Kehyksen alle kiinnitettiin 4 kappaletta raskaan sarjan kääntöpyöriä, joiden kantavuus on 3200 kg. Kääntöpyörien avulla koelaitteistoa saadaan liikuteltua lattiatasolla tarvittaessa rullaamalla, eikä erillistä nosturia tarvita.

Kehyksen heikoimpien palkkiosien mitoituksessa käytettiin varmuuskerrointa 2,5 ja vähemmälle kuormalle altistuvien osien mitoituksessa käytettiin 5-7 suuruista varmuuskerrointa. Alustavassa suunnittelussa kehikkorakenne oli kuusi metriä pitkä, mutta pituutta lyhennettiin neljään metriin mitta- ja paikkapaikalla käytettävissä olevan tilanpuutteen vuoksi. Materiaalivarauksiin ei kuitenkaan tässä vaiheessa tehty enää muutoksia, jolloin jotkin kehyksen osat jäivät liian järeiksi suhteessa laitteiston aiheuttamaan kuormaan.

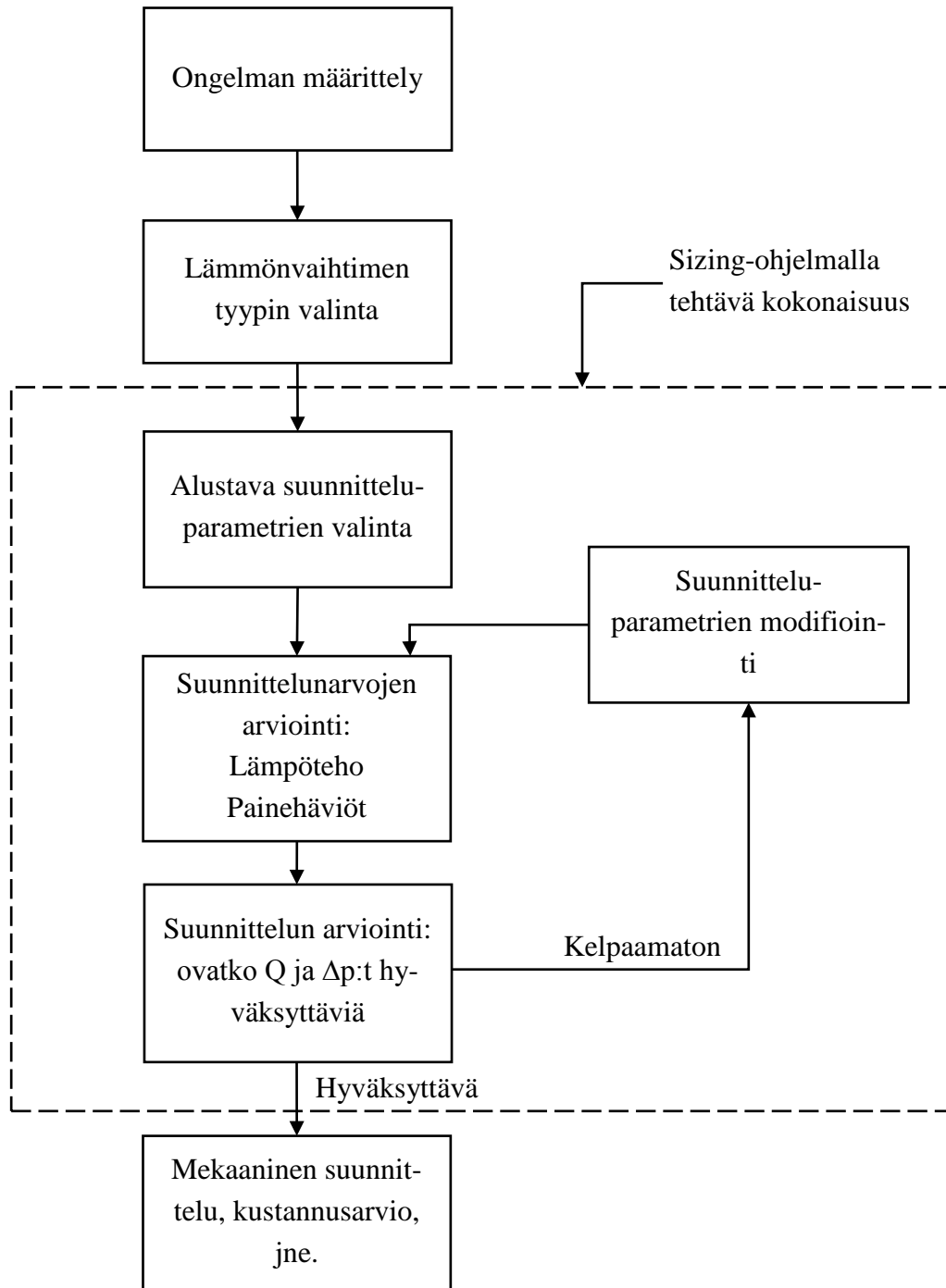
Kehikkomateriaalien valinnan tarkemmalla suunnittelulla ja rakenteen edelleen keventämisessä olisi voitu säästää n. 20% kehikon hinnasta.

Kehikkorakenteen selvittyä aloitettiin perusteellisempi laitteiston sijoitussuunnittelu. Sijoitussuunnittelussa lähdettiin liikkeelle PI-kaaviosta, kehikkorakenteen rajaamasta maksimitilasta, laitteiden mittakuvista sekä suurimpien putkiosien tilantarpeesta. Putkien ja laitteiden sijoittelu vaati osakseen iteratiivista hienosäätöä sijoittelun kannalta, koska uuden laitteen tai putken lisäys suunnitelmaan vaati aina kokonaisuuden uudelleenarviointia.

Hankaluuksia kehikkorakenteen ja sijoitussuunnittelun tuottamisessa oli alustavasti koe-laitteiston kokonaisuuden ja instrumentoinnin ulottuvuuksien hahmottaminen ja sijoittaminen kehikon sisälle. Työssä ei lisenssisyistä käytetty apuna 3D-mallinnusta, vaan laitteiden sijoitussuunnittelu ja tilankäytön hahmottelussa käytettiin apuna AutoCAD-ohjelmistoa.

5.3.2 Lämmönsiirtimien suunnittelu

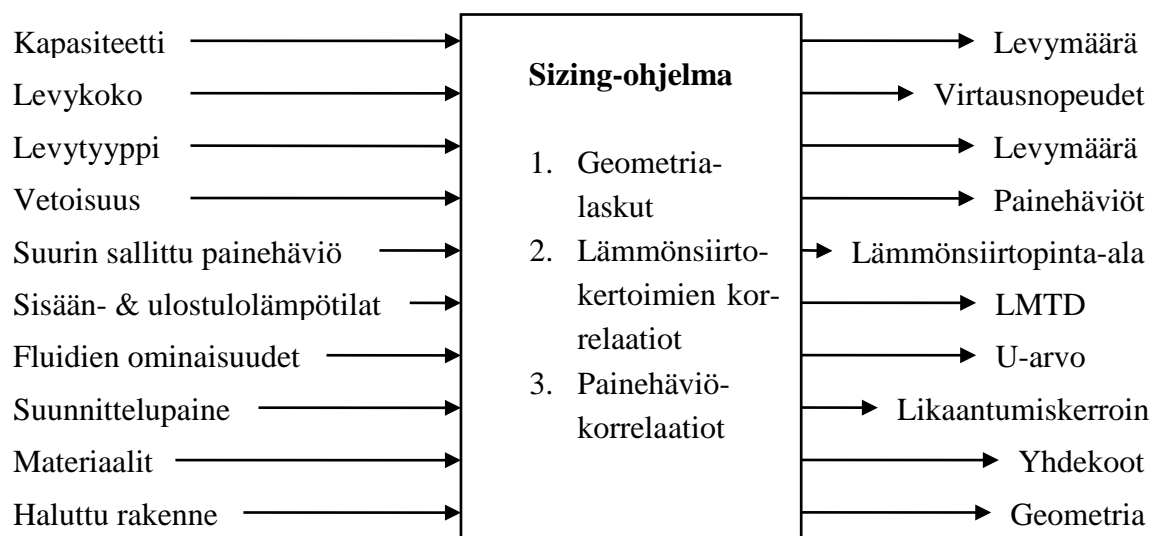
Levylämmönsiirtimien suunnittelu aloitettiin selvittämällä mahdollisimman kattavasti kaikki TSE:n voimalaitoksen höyry- ja kaukolämpövesiprosessin ominaisuudet, kuten paineen, lämpötilan ja massavirtausten vaihtelut. Esisuunnittelu levylämmönsiirtimien suunnittelussa tehtiin Vahterus Oy:n tuotekehityksen toimesta, ja siinä seurattiin alla kuvattua logiikkaa



Kuva 16. Vuokaavio lämmönsiirtimien esisuunnittelusta. (K. J. Bell, 2009)

TSE:n höyryprosessista saatujen tietojen jälkeen voitiin aloittaa levylämmönsiirtimien suunnittelu. Tavoitteena oli valmistaa koelaitteistoon 10 MW:n tehoinen levylämmönvaihdin lauhdutin. Lauhduttimelle 12 bar:n paineessa ajettava höyryn maksimilämpötila 280 °C astetta, eli järjestelmässä vallitsevassa paineessa tulistettua. Järjestelmään ajettavan höyryn massavirta on noin 4 kg/s. Minimilämpötilaa koelaitteistossa käytettävälle höyrylle ei määritelty. Kaukolämpövesipuolelta saatava jäähdytysvesi saadaan käyttöön 65 °C lämpötilassa.

Lämmönsiirtimien suunnitleminen aloitettiin lauhduttimesta, koska se oli koelaitteistolle määriteltyjen spesifikaatioiden sekä laitteiston kokonaistoiminnan kannalta avainasemassa. Vallitsevien olosuhteiden määrittelyn jälkeen aloitetaan iteratiivinen prosessi lauhduttimen suunnitteluparametrien löytämiseksi. Kaikkien koelaitteistossa käytettävien levylämmönsiirtimen suunnittelussa käytettiin apuna Vahterus Oy:n sizing-ohjelmaa. Sizing-ohjelman taustalla oleva matematiikka ja korrelaatiokertoimet lämmönsiirrossa sekä painehäviöissä perustuvat Vahterus Oy:n levylämmönsiirtimille tehtyjen mittausten perusteella määritettyihin vakioihin. K. J. Bellin (2009) kuvaamaa laskentaohjelman käyttötapaa levylämmönsiirtimien valmistuksessa on käytetty soveltaen alla olevassa kuvassa.



Kuva 17. Sizing-ohjelma levylämmönsiirtimien suunnittelussa. (K. J. Bell, 2009)

Lauhduksen jälkeen suunniteltiin tulistuksenpoistin, suljetun kylmävesikierron ja kaukolämpövesikierron rajapinnassa toimiva vesi-vesi lämmönvaihdin sekä alijäähdytin. Kaikkien levylämmönsiirtimien suunnittelussa käytettiin samaa suunnittelumenetelmää. Ainoana poikkeuksena kunkin levylämmönsiirtimen suunnitteluparametrien määrittelyssä oli niihin tulevaisuudessa liitettävien lisälaitteiden ja mittarien lukumäärät. Sijotuspaikat mittareille sisään- ja ulostuloyhteisiin toteutettiin kierteisillä muhveilla, joiden koot vaihtelivat asennettavan mittarin kierteiden mukaan. Levylämmönsiirtimien tekninen suunnittelu päätettiin toteuttaa Vahterus Oy:n suunnitteluosaston avulla, koska tämä mahdollisti suunnitelmien tekemisen, teknisten piirustusten tuottamisen ja piirustusten arvioimisen välisen syklin nopean läpikäynnin. Suunnittelun nopea valmistuminen edisti myös levylämmönsiirtimien nopeaa kokoonpanoa. Koelaitteistossa käytettävien levylämmönsiirtimien spesifikaatiot on koottu alla olevaan taulukkoon.

Levylämmönvaihdin	Lauhdutin	Tulistuksenpoistin	Vesi-vesi	Alijäähdytin
Tyyppi	5HH-152/1/1	3HH-110/1/1	7HH-516/2/2	4HH-84/1/1
Teho [kW]	10 000	861	10860	1545
Lämmönsiirto A [m ²]	39,3	8,3	230	13,5
LMTD [°C]	87,7	131,1	10	40
U-arvo [W/m ² K]	2903	795	4721	2861
Likaantumiskerroin R _f [m ² K/W]	9,456e-5	2,523e-5	2,479e-5	1,294e-5
Paino [kg]	950 kg	150	2060	240

Taulukko 3. Koelaitteistossa käytettävien levylämmönsiirtimien spesifikaatiot.

Lauhduttimen alle asennettava lauhdesäiliö suunniteltiin toimimaan noin 20 sekunnin puskurina pinnankorkeuden vaihtelulle. Lauhduttimen ja lauhdesäiliön välille asennettiin magneettinen pinnankorkeusmittari, joka helpottaa pinnankorkeuden sijainnin hahmottamista ja mahdollistaa lauhdevirtauksen säätämisen pinnankorkeuden avulla.

Levylämmönsiirtimien suunnittelussa hankaluuksia tuotti tarvittavien tyhjennysmuhvien ja mittausinstrumentointia varten asennettavien yhteiden hitsaaminen kiinni levylämmönvaihtimeen ennen laitteiden sijoitussuunnittelun valmistumista. Levylämmönsiirtimien sijoittelu ja asento rakenteessa vaikuttavat siihen, minne ja mihin asentoon tyhjennysmuhvit, lämpötila- ja paineanturit, sekä pinnankorkeusmittari asennetaan.

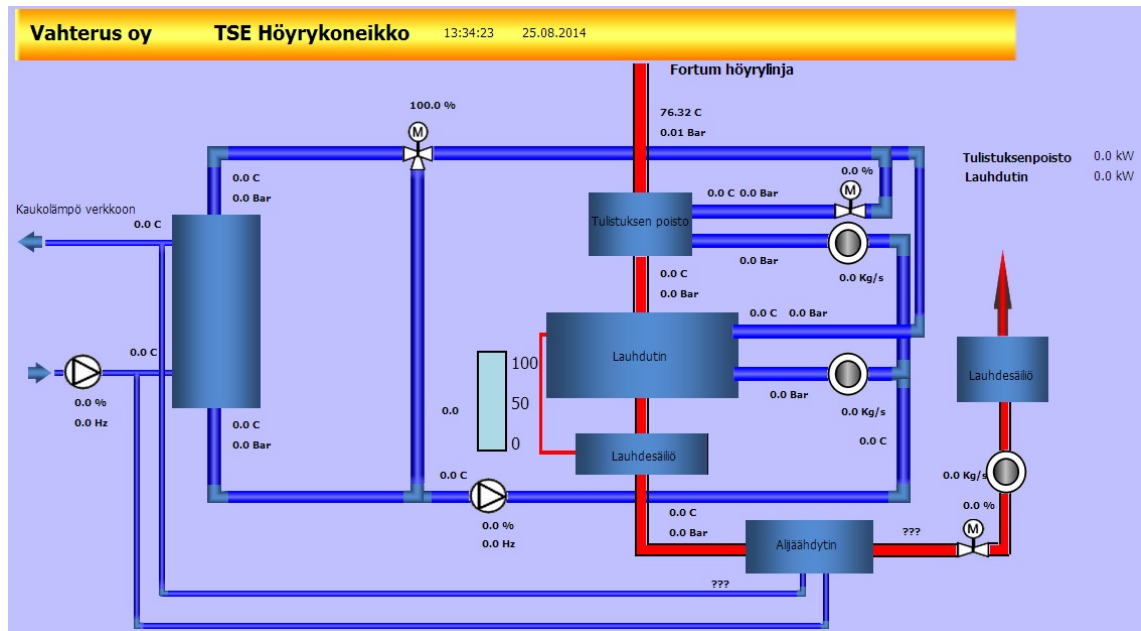
Lämmönsiirtimet suunnitteleamalla saatiin selville tarvittavien massavirtojen, sekä virtausten välisten lämpötilaerojen suuruus. Näitä tietoja käytettiin apuna automaation sekä muun instrumentoinnin vaatimusten määrittelyssä ja suunnittelussa.

5.3.3 Automaation suunnittelu

Koelaitteiston automaation suunnittelun lähtökohtana oli aikaisemmissa vaiheissa määritellyt lähtötiedot ja vaatimukset koelaitteistolle. Suomen Automaatioseura (2007) määrittelee automaatio suunnittelun lähtötiedoiksi PI-kaaviot, ajotapakuvaukset, eri konfiguraatiot ja käynnistyssekvenssit, lukitukset, eri tuotantotilanteet ja niiden vaihtoon liittyvät toimenpiteet sekä normaalit ja hätäpysäytykset. Näiden lisäksi lähtötietoihin luetaan mukaan I/O-lukumäärät, säätöpiirien lukumäärät, toimilaitteiden mitoitus tiedot, erilaisien näyttöjen lukumäärät sekä tiedot henkilöstöstä, laitoksesta ja muista ulkoisista asennuksista, jotka on otettava huomioon.

Koelaitteiston suunnittelun alkuvaiheessa muodostettiin nopeasti PI-kaavio kuvaamaan putkiston, levylämmönsiirtimien ja muun instrumentoinnin sijoittelua. PI-kaavion ja TSE:n Naantalin voimalaitoksella vierailun seurauksena saatiin riittävästi pohjatietoa

ajotapakuvauksen muodostamiselle. Ajotapakuvauksen graafinen ulkoasu luotiin Fidelixin FxHtmlEditor-ohjelmalla.



Kuva 18. Ajotapakuvauksen automaation ohjaustaululle.

Automaatiojärjestelmän ohjelmointi aloitettiin valitsemalla koelaitteiston toimilaitteille soveltuva säädin. Säätimiksi valittiin Vahterus Oy:n aikaisempien käyttökokemusten perusteella Fidelixin Fx-2025A-säädin. Säätimen valinnan jälkeen voitiin määrittää pisteiden tunnukset automaatio-ohjelmaan. Pisteiden määrittelyssä luotiin kullekin pisteelle tunnus. Tunnukset voidaan luoda Fidelixin omalla PointGen-ohjelmalla, tai kuten tämän työn tapauksessa, listaamalla pisteet käsin tekstitiedostoon. Pisteiden laatimisen jälkeen ne siirrettiin säätimelle Telnet-yhteyden ylitse avaamalla ensin Telnet-yhteys säätimeen, lataamalla pisteet säätimeen ja lopuksi sulkemalla Telnet-yhteys.

Automaatiojärjestelmän ohjelmointiin käytettiin IEC-61131-3 standardiin perustuvaa OpenPCS ohjelmointityökalua, jonka syntaksina on Structured Text. Ohjelmointi eteni ensin digitaali- ja analogiaohjauspisteiden ohjelmoinnista mittauspisteiden ohjelmointiin. Mittauspisteiden ohjelmointi vaati mitta-antureille tehtävien testien perusteella laadittujen muunnostaulukoiden soveltamista. Sekä lämpötila-, että paineantureille muodostettiin omat muunnostaulukot. Lopuksi määritettiin hälytysrajat kullekin ohjaukselle.

Lauhdepuolen säätöä käytettäessä oli huomioitava, että vesipuolen paine on vähintään 2-3 bar:ia korkeampi, kuin lauhtuvan höyryn paine. Lauhtuvan höyryn korkeamman paineen avulla varmistetaan, että sekundääripuolen vesi pysyy nestefaasissaan, eikä pääse kiehumaan. Kiehuessaan vesi aiheuttaa vesi-iskuja lämmönsiirtopintoihin, joka voi johtaa lauhtuttimen ja tulistuksenpoistimen ennenaikaiseen rikkoontumiseen.

5.3.4 Pumppujen valinta

Pumppujen valintaprosessi aloitettiin ensin kartoittamalla pumpun ominaisuuksiin vaikuttavan putkistovirtauksen ominaisuudet, sekä rajaamalla pumpulle sallittu virrankulutus. Pumpun valintaan vaikuttavat siltä vaadittu virtaus, haluttu nostokorkeus, pumpun imupuolen höyrystymispaine sekä pumpattavan aineen viskositeetti. Mittausajoa varten tarvittiin kaksi taajuusmuuntajalla varustettua keskipakopumppua.

Ensimmäisen pumpun piti pystyä suoriutumaan kaukolämpövesipuolen virtauksen ylläpitämisestä ja kierrättämään vesivirta sekä vesilämmönsiirtimen ensiöpuolelle, että alijäähdyttimen toisiopuolelle riittävä vesivirtaus. Vesilämmönsiirtimen ensiöpuolen vesivirtauksen suuruudeksi laskettiin tarvittavaksi noin 64 kg/s ja alijäähdyttimen sekundääripuolen massavirtauksen suuruudeksi noin 6.7 kg/s. Liiallisen painehäviön syntymisen ehkäisemiseksi pumpulta vaadittiin 2 bar:in nostokorkeus.

Pumpuille asetettujen spesifikaatioiden ja hintakilpailutuksen seurauksena päädyttiin valitsemaan Kolmeks Oy:n taajuussäädettävät AL-1154/4 sekä L-125S/4 pumput, joilla kummallakin taajuussäätöalue on 50–60 Hz.

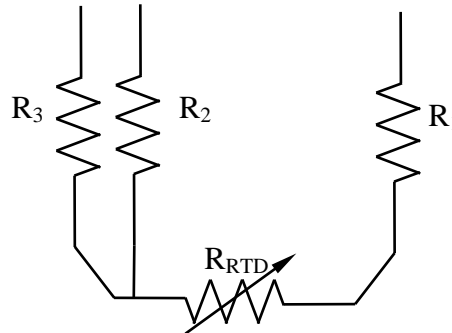
5.3.5 Mittausinstrumentoinnin valinta

Mittausinstrumentoinnilta vaadittiin kykyä toimia yhdessä PN 16 paineluokituksen omaavien levylämmönsiirtimien, pumppujen sekä putkiston kanssa. Muun laitteiston suunnittelun ja TSE:n höyry- ja kaukolämpövesilinjojen prosessiarvojen perusteella arvioitiin lämpötila- ja paineanturien tarpeet. Mittausinstrumentoinnin valintaan vaikuttavia tekijöitä olivat putkistoissa virtaavat fluidit, putkiston paine- ja lämpötila-alueet, mittaukselta haluttu tarkkuus sekä mittauksen luotettavuus.

5.3.6 Lämpötila-anturien valinta

Alustavan suunnittelun perusteella todettiin, että lämpötila-anturien tulisi pystyä suoriutumaan lämpötilavälillä 60–280 °C. Pienin lämpötila tulisi valitsemaan kaukolämpövesilinjassa, ja suurin lämpötila olisi tulistetun höyryn linjassa. Paine kussakin linjassa tulisi olemaan 12 bar. Mittausresoluutioksi katsottiin riittäväksi kymmenyksen tarkkuus. Mittapisteiden kahdennukselle nähty olevan tarvetta, koska mittausajojen lyhytkestoisuus mahdollistaa anturien vaihtamisen niiden vikaantuessa. Lämpötilamittausten toteuttamisessa käytettäväksi anturiksi valittiin Spirax Sarcon EL2270 Pt 100 anturi, jonka toiminta perustuu lämpötilan aiheuttaman resistanssin mittaamiseen anturissa. Laitteen eduksi katsottiin se, että anturin 3-johdin rakenteella saadaan riittävän tarkat ja luot-

tettavat tulokset, koska anturin kolmannella johtimella saadaan kompensoitua johtimien resistanssien vaikutus mitatusta lämpötilan arvosta. 3-johdin rakennetta ja sen johtimien resistanssien vaikutuksen kompensointia on havainnollistettu kuvassa 19.



Kuva 19. 3-johdin rakenne Pt 100 anturissa.

Mittaamalla R_1 :n ja R_2 :n välinen resistanssi ja erottamalla siitä R_2 :n ja R_3 :n välinen resistanssi, saadaan jäljelle jäämään R_{RTD} . Kuvassa on oletettu, että kaikki johtimet ja vastukset ovat samaa materiaalia. RTD-anturien epälineaarinen luonne vaati antureille oman muunnostaulukon luomista. Muunnostaulukkoja varten määritellään korjauskerroimet kullekin anturille erikseen tehtävien testimittausten perusteella. RTD anturien haittapuolena on se, että ne vaativat toimiakseen oman virtalähteen, joka aiheuttaa vastusten kuumenemisen. Kuumenevat vastukset voivat aiheuttaa vääristymiä mittauksissa, jos lämpötilamittauksia toteutetaan lähellä nollaa. Anturien valinnassa kiinnitettiin huomiota myös niiden soveltuvuudessa mitattavaan lämpötila-alueeseen. Lämpötilan ylittäessä anturille soveltuvan lämpötila-alueen, sensori voi vahingoittua ja vikaantua.

1. Paineanturien valinta

Paineanturien valinnassa käytiin läpi samankaltainen prosessi, kuin lämpötila-anturien valintaa tehdessä. Ensin määriteltiin, miltä osin koelaitteistoa painemittaukset tulisi suorittaa, jotta saataisiin lämmönsiirron ja painehäviön kuvaamiseksi riittävästi dataa kerättyä. Toiseksi tuli määritellä kussakin mitattavassa pisteessä kulkevan fluidin faasi. Oikeanlaisten paineanturien valitsemiseksi mitattavasta sovelluksesta tuli myös tietää, koituuko mittausympäristöstä mahdollisesti haittaa paineantureille ilman lämpötilan, korrosoivien nesteiden tai laitteistoon koituvan kovan värähtelyn vuoksi. Paineanturien valinnassa vaikuttivat myös anturin saatavuus, koko sekä anturien hinta, joka oli usein riippuvainen kahdesta edellä mainitusta tekijästä.

Paineantureilta vaadittiin kykyä pystyä mittaamaan höyrylinjassa sekä suljetussa kylmävesikierrrossa 10–12 bar:in painetta. Kaukolämpövesikierrrossa vallitsevan paineen vaihteluväliksi oli määritelty 6-9 bar. Paineanturien valitseminen oikealle painealueelle

on edellytys anturin pitkäikäisen toiminnan ja oikeanlaisten mittaustulosten takaamiseksi. Liian suureksi asetettu mitattavan paineen raja anturissa voi vääristää mittaustuloksia, kun taas liian pieneksi asetettu mitattavan paineen raja aiheuttaa paineanturin ylikuormittumisen ja vikaantumisen riskin.

Paineantureiden valinnassa huomioitiin myös mittausdatan siirtokaapeleiden pituus. Siirtokaapelien sisäinen resistanssi aiheuttaa mittasignaaliin vääristymistä, joka pitää kussakin tapauksessa kompensoida pois mittausdatasta. Yleensä yli 9 metriä pitkien mittausdatan siirtokaapeleiden tapauksessa käytetään paineantureita, joiden ulostulo on 0-5V:in jännitesignaali. Jännitesignaalin haittapuolena on kuitenkin nollassa, jonka vuoksi ei välttämättä tiedetä, onko mittapisteessä vallitseva paine alimmillaan, vai onko paineanturi vikaantunut. Paineantureissa kuitenkin päädyttiin käyttämään anturin ulostulosignaalin jännitesignaalia, joka muunnettaisiin myöhemmin virtasignaaliksi.

Paineantureiksi valittiin Spirax Sarco Oy:n toimittamat EL2600 mallin painelähettimet, jotka liitettäisiin paineiskuja vaimentaviin O-putkiin. O-putket ja sulkuhanat ovat pakollisia paineanturin pitkäikäisen toiminnan varmistamiseksi yli 100 °C lämpötilassa. Painelähtetimen toiminta perustuu kahden johtimen muodostamaan 4-20 mA:n virtasilmuksaan ja sen tarkkuus on noin 0.5 %.

Pinnankorkeudenosoittimen valinta aloitettiin selvittämällä olemassa olevia vaihtoehtoja. Alustavasti ehdolla olivat näkölasia ja magneettinen pinnankorkeudenosoitin. Nopean selvityksen jälkeen päädyttiin valitsemaan magneettinen pinnankorkeudenosoitin näkölasin sijaan. Verrattuna näkölasiin, magneettisen pinnankorkeudenosoittimen etuna on parempi luettavuus, vähentynyt huoltotarve sekä korkeampi paineensietokyky. Pitkällä aikavälillä myös magneettisen pinnankorkeudenosoittimen pitokustannukset ovat pienemmät ja huoltotarve vähäisempi, kuin näkölasissa.

5.3.7 Pinnankorkeudenosoittimen valinta

Pinnankorkeudenosoittimen valinnassa käytettiin samanlaista lähestymistapaa, kuin lämpötila- ja paineanturien valinnassa. Pinnankorkeuden vaihtelua tulnaisiin mittaamaan lauhduttimen ja sen alapuolella sijaitsevan lauhdesäiliön välillä. Oikeanlaisen magneettisen pinnankorkeudenosoittimen valitsemiseksi selvitettiin ensin näiden kahden astian välillä kulkevan kuumen veden lämpötila, paine ja ominaispaino. Prosessifluidin spesifikaatioiden avulla voitiin määrittää magneettiselta pinnankorkeudenosoittelulta vaadittavat rakenteelliset ominaisuudet, kuten pinnankorkeuden vaihteluväli, painevaatimus ja rakennemateriaalit. Tarvittavan rakennemateriaalin ollessa selvillä voitiin määrittää pinnankorkeudenosoittimen liittämistavat, asento ja tarvittavat luokitukset. Näiden jälkeen kiinnitettiin huomiota pienempiin yksityiskohtiin, kuten mittausasteikkoon, pinnankorkeudetta indikoivan osoittimen väriin sekä ulkoisiin liitäntöihin, joilla magneettisen

pinnankorkeudenosoittimen mitaamat tiedot saataisiin siirrettyä ja tallennettua datanke-räyslaitteistoon.

Magneettivälitteisen pinnankorkeudenosoittimelta vaadittujen ominaisuuksien määrit-tämisen jälkeen aloitettiin eri toimittajien hintakilpailutus ja tarjousten seulonta. Lopulta laitteistovalinnassa päädyttiin käyttämään Oy Konwell Ab:n tarjoamaa magneettivälit-teistä pintanäyttöä. Pintanäyttö asennettiin säiliöiden sivuun ja se liitettiin prosessiin kahdella DN 25 kokoisella ja PN 16 paineluokitetulla laipalla ja sen liityntäyhteiden etäisyys keskeltä keskelle oli 1 metri. Pintanäyttöön lisättiin myös erillinen 4-20 mA:n lähetin, joka mahdollisti pinnankorkeuden lukemisen etänä sekä prosessin säätöventtiili-en ja pumppujen ohjaamisen tarvittaessa pinnankorkeuden avulla.

5.3.8 Varoventtiilien mitoitus

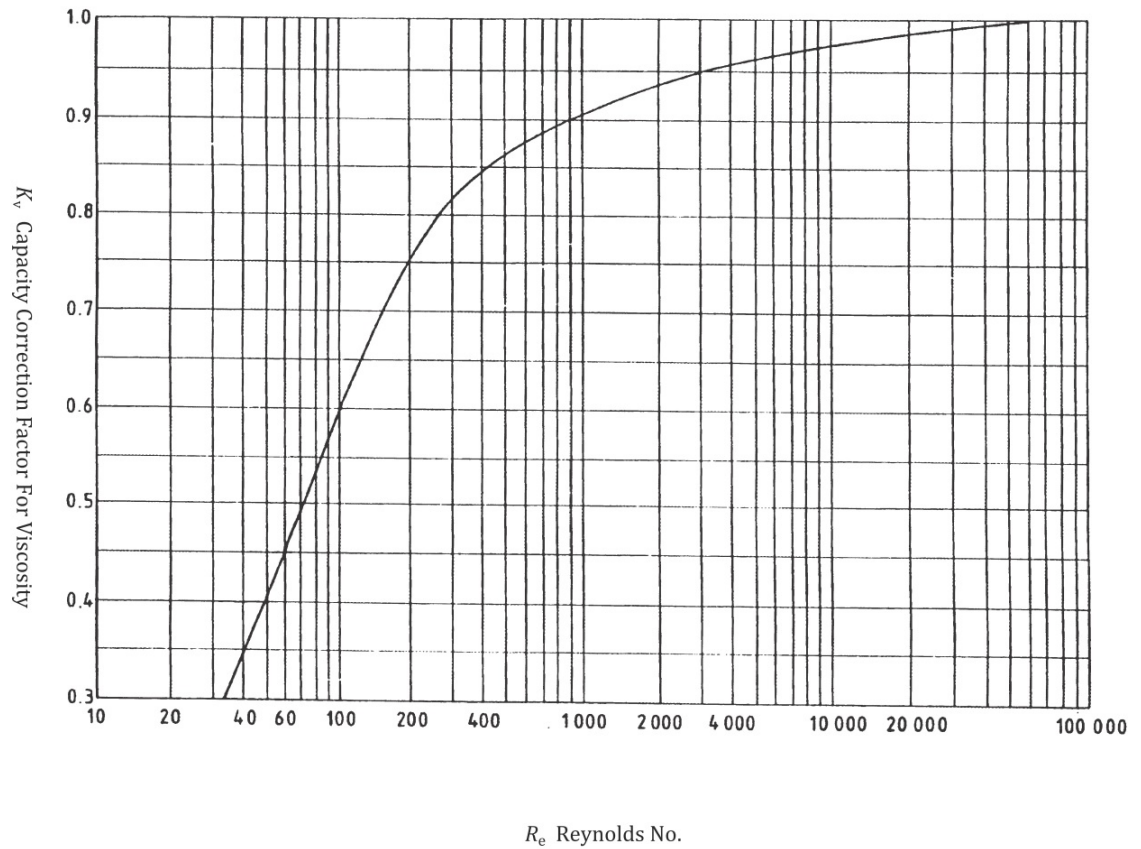
Muita instrumentteja koelaitteistossa olivat suljetussa kylmävesikierrossa käytettävät säätö- ja linjasäätöventtiilit, sekä liiallisen paineen nousun rajoittamiseksi asennettavat varoventtiilit. TSE:n tiloihin asennettavalla koelaitteistolla tuli olla PED-standardin mu-kaiset varolaitteet, joten sekä suljettu kylmävesikierto, että kaukolämpövesipuolen vesi-kierto varustettiin riittävän suurikapasiteettisilla varoventtiileillä. Koelaitteistoon ajetta-vassa höyryvirtauksessa ei käytetty höyrypuolen säätöä, joten höyrypuolen putkistoon ei asennettu omaa varoventtiiliä. Varoventtiilien mitoituksessa sovellettiin EN ISO 4126-1e standardiin perustuvaa laskukaavaa.

$$Q_m = 1,61 K_{dr} K_v A \sqrt{\frac{p_o - p_b}{\rho}} \quad (59)$$

Mitoituksessa käytettävät vesikiertojen kapasiteetit laskettiin levylämmönvaihtimissa vaadittavien massavirtausten perusteella. Kaukolämpövesipuolella virtauskapasiteetiksi laskettiin 206280 kg/h ja vastaavasti suljetun kylmävesikierron kapasiteetiksi 230400 kg/h. Yhtälöstä 59 johdettiin varoventtiilien aukoilta vaadittu pinta-ala, kun veden vis-kositeetti jätettiin huomioimatta, jolloin siihen liittyvä korjauskerroin K_v arvo oli 1. Va-roventtiililtä vaadittavan aukon pinta-alan laskennan jälkeen laskettiin viskositeetin mi-nimikorjauskerroin K_{vm} jakamalla aiemmin laskettu pinta-ala sitä seuraavalla aukkosuu-ruudella, joka selviää yleensä varoventtiilivalmistajan antamien valmiiden mitoitustau-lukkojen perusteella. Tämän jälkeen laskettiin Reynoldsin luku varoventtiilin aukon lävitse tiedossa olevien virtauskapasiteettien ja aukon pinta-alan perusteella.

$$Re = \left(\frac{Q_m}{3,6\mu} \right) \sqrt{\frac{4}{\pi A'}} \quad (60)$$

Tämän jälkeen voitiin laskea viskositeetin korjauskerroin K_v alla olevasta yhtälöstä 61 tai arvioida sen suuruus alla olevasta kuvasta.



Kuva 20. Käyrä viskositeetin korjauskertoimen K_v määrittämiseksi.

$$K_v = \left(0,9935 + \frac{2,878}{Re^{0,5}} + \frac{342,75}{Re^{1,5}} \right)^{-1,0} \quad (61)$$

Yhtälöstä 61 saatua viskositeetin korjauskerrointa K_v verrattiin viskositeetin minimikorjauskertoimeen. Mikäli viskositeetin korjauskerroin oli pienempi, kuin sen minimikorjauskerroin, iteroitiin laskuprosessi valitsemalla suurempi varoventtiilin aukon pinta-ala.

6 MITTAUSTEN SUUNNITTELU

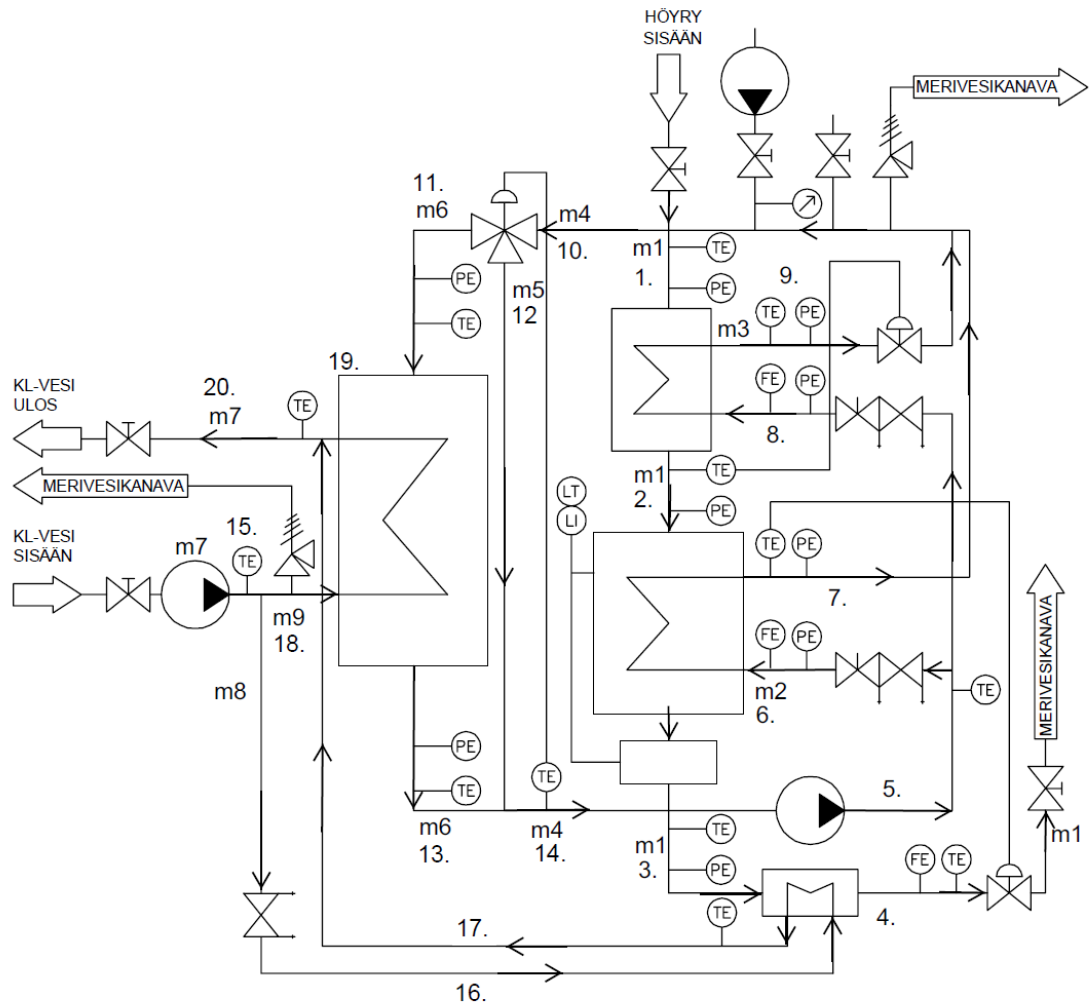
Oleellinen osa koelaitteiston suunnittelun ja tarvittavien instrumenttien valinnan kannalta on selvyys siitä, mitä koelaitteistolla halutaan mitata ja minkälaisia tuloksia mittauksista pyritään saamaan. Koelaitteiston spesifikaatioissa mainittiin tarve pystyä mittaamaan PSHE-lauhduttimen lämmönsiirtoa ja painehäviötä. Lauhduttimen lämmönsiirtoa parhaiten kuvaava suure on sen lämmönsiirtokerroin ja painehäviötä parhaiten kuvaava suure on lämmönsiirtopinnoilla lauhdevirtaukseen vaikuttava kitkakerroin. Kumpikin suure tulotisiin määrittelemään laskennallisten menetelmien avulla koemittausten jälkeen. Tässä osiossa selvitetään ne termodynamiikan yhtälöt, joiden avulla voidaan selvittää lauhduttimen lämmönsiirtokerroin sekä lauhdevirtauksen kitkakerroin. Yhtälöiden avulla selvitetään, mitä mittausinstrumentteja koelaitteistoon tulee asentaa, jotta mittauksista saadaan riittävästi dataa edellä mainittujen suureiden laskennalliseen määrittämiseen. Lisäksi tässä osiossa on selvitetty koelaitteistosysteemin energiataseet. Energiataseiden avulla voidaan selvittää kunkin putken sisältämän fluidin entalpia, lämpötila sekä virtausnopeus. Näitä suureita ja reaalia maailmasta saatavaa mittausdataa vertaamalla voimme varmistua mittausdatan luotettavuudesta ja tarvittaessa tehdä muutoksia koelaitteistoon parempien ja oikeanlaisten mittauksien aikaansaamiseksi.

6.1 Koelaitteiston vesi- ja höyrykierron energiatase

Energiataseiden analyttinen ratkaiseminen edellyttää tiettyjen reunaehtojen asettamista ja oletusten tekemistä tarkasteltavalle systeemille. Tämän työn tapauksessa tehtiin yksinkertaistuksia koelaitteiston energiataseiden, lämmönsiirtokertoimien sekä painehäviön laskennassa.

Putkistossa kulkeva vesi oletettiin täysin kylläiseksi ja lauhduttimen höyryvirtaus täysin kuivaksi. Lisäksi oletettiin, että tulistuksenpoistimeen kulkeva höyryvirtaus on tulistettua, ja että levylämmönsiirtimen sisällä virtaava fluidi on jakautunut levypakan virtauskanaviin tasaisesti. Koelaitteistossa tapahtuva lämmönsiirto oletettiin myös adiabaattiseksi.

Alla olevaan PI-kaavioon on merkitty kunkin virtauskanavan numerot sekä systeemin energiataseen laskemiseksi tarvittavat massavirtaukset.



Kuva 21. PI-kaavio lauhdutinkoelaitteistosta massavirrat ja virtauspisteet numeroituina.

Kuvasta voidaan muodostaa massavirtaustaseet seuraavanlaisesti:

\dot{m}_1 – höyrylinja

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (62)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (63)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (64)$$

Tulistuksenpoistimen energiatase voidaan kirjoittaa muotoon:

$$\dot{m}_1(h_1 - h_2) = \dot{m}_3(h_9 - h_8) \quad (65)$$

Lauhduttimen energiatase on muotoa:

$$\dot{m}_1(h_2 - h_3) = \dot{m}_2(h_7 - h_6) \quad (66)$$

Alijähdyttimelle:

$$\dot{m}_1(h_3 - h_4) = \dot{m}_8(h_{17} - h_{16}) \quad (67)$$

Vesilämmönvaihtimelle:

$$\dot{m}_6(h_{11} - h_{13}) = \dot{m}_9(h_{19} - h_{18}) \quad (68)$$

Tämän jälkeen ratkaistaan massataseiden avulla mahdolliset tuntemattomat massavirtaukset, kun massavirtaukset \dot{m}_1 , \dot{m}_2 , \dot{m}_3 ja \dot{m}_4 ovat tiedossa (suureet \dot{m}_1 , \dot{m}_2 ja \dot{m}_3 tullaan mittaamaan virtausmittareiden avulla).

Alijähdyttimen energiatase voidaan johtaa muotoon:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 \frac{(h_3 - h_4)}{(h_{17} - h_{16})} \quad (69)$$

Vesilämmönsiirtimen tase saadaan kirjoitettua muotoon:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_6 \frac{(h_{11} - h_{13})}{(h_{19} - h_{18})} \quad (70)$$

Kolmitieventtiilin ja vesilämmönsiirtimen ensiöpuolen risteyksen energiatase:

$$\dot{m}_4 h_{10} = \dot{m}_5 h_{12} + \dot{m}_6 h_{11} \quad (71)$$

josta saadaan:

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_4 h_{10} - \dot{m}_6 h_{11}}{h_{12}} \quad (72)$$

Myös vesi-vesi vaihtimen jälkeisen virtausten risteämä voidaan kirjoittaa muotoon:

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_4 h_{14} - \dot{m}_6 h_{13}}{h_{12}} \quad (73)$$

Yhtälöiden (63), (71) ja (72) avulla voidaan johtaa \dot{m}_6

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 \left(\frac{h_{10} - h_{14}}{h_{11} - h_{13}} \right) \quad (74)$$

Tämän jälkeen yhtälön (63) avulla voidaan selvittää m_5

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \left(1 - \left(\frac{h_{10} - h_{14}}{h_{11} - h_{13}} \right) \right) \quad (75)$$

Tämän jälkeen voidaan m_9 saada selville yhtälön (70) avulla, jonka jälkeen saadaan selville m_7 yhtälöstä (64). Näin saadaan selville kaikki systeemissä kulkevat massavirrat.

6.2 Lämmönsiirtokertoimien määrittäminen

Tulistetun höyryn jäähtymistä ja lopulta lauhtumista vedeksi voidaan parhaiten hahmottaa koelaitteistoa kuvaavalla entalpia-entropia kaavioon piirretyllä käyrällä. Lämmönsiirtokertoimen määrittäminen aloitettiin tarkastelemalla lauhtumisprosessia kuvaavaa käyrää, kun se kuvataan entalpia-entropia piirroksessa.

Lämmönsiirtimien kokonaislämmönsiirtokertoimen määrittelyssä voidaan käyttää apuna Vahterus Oy:n aikaisemmin määrittelemiä lämmönsiirtokertoimia yksifaasivirtaukselle.

Ensimmäiseksi määritellään lauhduttimen vastaanottama lämpömäärä kylmäpuolen virtauksen taseesta. Ominaislämpökapasiteetin $c_{p,w}$ arvo saadaan vedelle selvitetty

$$Q_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (76)$$

Höyryn laatu lauhduttimen sisääntulossa saadaan tulistuksenpoistimen energiataseesta

$$Q_{w,ds} = \dot{m}_{w,ds} c_{p,w} (T_{w,ds,o} - T_{w,ds,i}) \quad (77)$$

Lämmönsiirto tulistetusta höyrystä veteen aiheuttaa höyryn lämpötilan laskun saturaatiolämpötilaan (sensible heat) ja höyryn osittaiseen lauhtumiseen (latent heat).

$$Q_{w,ds} = \dot{m}_{s,ds} c_{p,s} (T_{s,ds,i} - T_{s,ds,o}) + \dot{m}_{s,ds} h_{fg} X_{s,o} \quad (78)$$

Höyrypitoisuus lauhduttimen sisääntulossa (X_i) oletetaan olevan sama kuin tulistuksenpoiston ulostulossa. Höyrypitoisuus tulistuksenpoiston ulostulossa ($X_{s,o}$) saadaan selville yhdistämällä kaksi edellä mainittua yhtälöä.

$$X_i = X_{s,o} = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{Q_{w,ds}}{\dot{m}_s} - c_{p,s} (T_{s,ds,i} - T_{s,ds,o}) \right] \quad (79)$$

Lauhduttimessa tapahtuva höyrypitoisuuden muutos voidaan laskea lauhduttimessa veteen siirtyvästä latentista lämmöstä.

$$\Delta X = X_i - X_o = \frac{Q_w}{\dot{m}_s h_{fg}} \quad (80)$$

Lämmönläpäisykerroin U lauhduttimelle voidaan määrittää yhtälöstä

$$U = \frac{Q_w}{A \cdot LMTD} \quad (81)$$

jossa A on lauhduttimen lämmönsiirtopinta ja $LMTD$ on logaritminen keskimääräinen lämpötilaero. $LMTD$ määritellään sisään ja ulos menevien virtausten lämpötilojen avulla seuraavasti

$$LMTD = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (82)$$

jossa θ_1 ja θ_2 ovat

$$\theta_1 = T_{s,i} - T_{w,o} \quad (83)$$

$$\theta_2 = T_{s,o} - T_{w,i} \quad (84)$$

Yhtälöissä höyryn lämpötilat ovat saturaatiolämpötiloja vallitsevassa paineessa. Lopuksi höyryn lauhtumisen lämmönsiirtokerroin voidaan laskea yhtälöstä:

$$\alpha_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{\alpha_w}\right) - R_{wall} \cdot A} \quad (85)$$

missä R_{wall} on seinän yli vallitseva lämmönsiirtovastus ja A lauhtumisen lämmönsiirtopinta-ala. 1-faasi lämmönsiirtokerroin α_w on määritelty Vahteruksen aikaisemmin määrittelemällä menetelmällä.

6.3 Painehäviöiden määrittäminen

Kitkasta johtuva painehäviö lasketaan vähentämällä lauhduttimen höyrypuolen virtauksen sisään- ja ulostulon painehäviöt Δp_{man} , ja lisäämällä nopeuden hidastumisesta aiheutuva paineen nousu sekä Δp_{de} , että ilmanpaine Δp_{ele} lauhtenpuolen kokonaispainehäviöön Δp_{exp} .

$$\Delta p_f = \Delta p_{exp} - \Delta p_{man} + \Delta p_{de} + \Delta p_{ele} \quad (86)$$

Virtauksen hidastumisesta ja ilmanpaineesta johtuvat painehäviöt on arvioitu käyttämällä apuna kaksi-faasivirtauksille soveltuvaa homogeenista mallia (Collier, 1982)

$$\Delta p_{de} = G^2 \cdot v_{fg} \cdot \Delta X \quad (87)$$

$$\Delta p_{ele} = \frac{g \cdot L}{v_m} \quad (88)$$

missä v_m on keskimääräinen ominaistilavuus höyry-vesi sekoitukselle lauhdutinkana-
vassa, kun höyry ja vesi ovat homogeenisesti sekoittuneet keskenään, jolloin

$$v_m = [X_m \cdot v_s + (1 - X_m) \cdot v_w] = [v_w + X_m \cdot v_{fg}] \quad (89)$$

Shah ja Focke (1988) ehdottavat empiiristen tutkimusten perusteella lauhduttimen höyrypuolen sisään- ja ulostuloyhteiden painehäviöksi

$$\Delta p_{man} \cong 1,5 \cdot \left(\frac{u_m^2}{2v_m} \right)_i \quad (90)$$

missä u_m on keskimääräinen virtausnopeus. Homogeenisessä mallissa keskimääräinen virtausnopeus on

$$u_m = G \cdot v_m \quad (91)$$

Yllä esitettyjen määritelmien perusteella voidaan sanoa, että painehäviöt lauhduttimen höyrypuolen sisään- ja ulostuloissa ovat hyvin pieniä. Yhdessä Δp_{de} ja Δp_{man} muodostavat vain 1-3% kokonaispainehäviöistä (Kuo et al. 2005). Määritelmän mukaan höyryyn lauhtumisen kitkakerroin saadaan yhtälöstä.

$$f_{tp} = - \frac{\Delta p_f \cdot D_h}{2G^2 \cdot v_m \cdot L} \quad (92)$$

6.4 Jatkotoimet tulevaisuudessa

Tulevaisuuden jatkotoimet voidaan jaotella koelaitteiston testaukseen, mittausdatan analysointiin, lämmönsiirtokertoimien ja painehäviöiden laskentaan sekä mahdollisten muutostarpeiden arviointiin ja toteutukseen.

Koelaitteiston valmistumisen jälkeen aloitetaan laitteiston toiminnallisuuden testaus. Testauksen avulla voidaan varmistua laitteiston toimivuudesta ja siitä, että kukin laitteiston osa toimii tarkoituksenmukaisella tavalla. Testaus on iteratiivinen prosessi, jonka lopputuloksena on toimiva koelaitteisto. Koelaitteisto valmistellaan käyttökuntoon ja

ajetaan oikeaa mittaustilannetta muistuttavissa olosuhteissa Vahterus Oy:n laboratoriotiloissa. Testiajon mittausdata otetaan talteen ja analysoidaan. Alustavista laskemista liiaksi poikkeavat mittaustulokset otetaan huomioon.

Tämän jälkeen selvitetään tekijät, joista poikkeavat mittaustulokset voivat johtua. Tekijöiden selvittyä, pyritään tekemään tarvittavat muutokset poikkeamien aiheuttavien tekijöiden poistamiseksi tai niiden vaikutusten minimoimiseksi. Mittauksista saatavan datan poikkeamat saattavat johtua monesta eri syystä, kuten esimerkiksi viallisista mittausantureista tai muusta väärällä tavalla toimivasta instrumentoinnista.

Tämän diplomityön puitteissa ei kuitenkaan päästy analysoimaan mittausdataa, koska aikaa luotettavan mittausdatan tuottamiseksi ja analysoimiseksi ei ollut riittävästi. Erietyisesti tulistuksenpoistimen läpi kulkevan höyryvirran kosteus ja pisarapitoisuuden riittävän tarkka määrittäminen, sekä laadun tarkkailu osoittautuivat alustavissa testeissä haasteelliseksi. Tulevaisuudessa näitä kumpaakin tekijää pyritään parantamaan joko rakenteellisilla tai laskennallisilla muutoksilla.

Mittausten tavoitteena on saada laskettua tulistuksenpoistimelle ja lauhduttimelle ominaislämmönsiirtokertoimet, sekä painehäviöt. Mikäli saadut tulokset ovat riittävän tarkkoja, niitä voidaan soveltaa jatkossa Vahterus Oy:n sizing-ohjelmiston kehittämisessä. Mekaanisessa suunnittelussa käytettävän sizing-ohjelmiston kehittäminen auttaa Vahterus Oy:tä tuottamaan levylämmönvaihtimia, jotka palvelevat asiakkaiden tarpeita parhaalla mahdollisella tavalla.

7 YHTEENVETO

Tässä työssä tuotettiin Vahterus Oy:n käyttöön lauhdutinkoelaitteisto, josta saadun mitausdatan avulla laskettaisiin konvektiivisen kaksifaasivirtauksen lämmönsiirtokerroin, sekä painehäviöt Vahterus Oy:n sizing-ohjelmalle käytettäväksi. Koelaitteisto tultaisiin lopuksi sijoittamaan Fortum Oy:n Naantalın voimalaitokseen. Työssä ei valitettavasti aikataulusyistä voitu esittää luotettavia tai konkreettisia mittaustuloksia lämmönsiirtokertoimien ja painehäviöiden laskemiseksi.

Työn teoriaosuudessa analysoitiin ensin alan kirjallisuutta ja muuta tukimusta, joissa tutkittiin pääasiassa kylmäaineiden lauhtumista levylämmönsiirtimissä. Kirjallisuusanalyysin jälkeen perehdyttiin levylämmönsiirtimissä tapahtuvan lauhtumisen ilmiöön käymällä läpi konvektiivisen kaksifaasivirtauksen sekä lauhtumisen teoriaa. Konvektiivisen kaksifaasivirtauksen osiossa esitettiin kaksifaasivirtausta hallitsevat massan, liikemäärän ja energian säilymislaite sekä painegradientin laskeminen homogeenisella mallilla. Lauhtumisen teoriaa käsittelevässä osiossa käytiin läpi tapoja, joilla höyry voi lauhtua johonkin pintaan. Homogeenista kalvolauhtumista avattiin Nusseltin klassisen analyysin avulla. Lisäksi käsiteltiin koelaitteiston ja mittausten kannalta lauhdevirtaukselle oleellisia ilmiöitä. Näistä ilmiöistä perehdyttiin tulistuksen vaikutukseen lämmönsiirtoon sekä levylämmönsiirtimen läpi kulkevien virtausten epätasaiseen jakaantumiseen levyvälissä. Lopuksi teoriaosuudessa selvitettiin rakennettavan koelaitteiston ja siihen liitettävien levylämmönsiirtimien termodynamiikkaa. Tämä tapahtui käymällä ensin läpi levylämmönsiirtimen rakennetta ja vastavirtalämmönsiirtimen toimintaperiaatetta. Tämän jälkeen esiteltiin ilmiöt, jotka ovat koelaitteiston halutunlaisen toiminnan ja käytettävien mittaustulosten kannalta syytä ottaa huomioon laitteiston suunnittelussa. Näitä ilmiöitä ovat lämmönsiirtolaitteiston likaantuminen, putkiston painehäviö ja paikallisvastukset sekä tarvittavan pumppaustehon määrittely.

Lauhdutinkoelaitteiston suunnittelu perustui teoriaosuudessa läpi käytyjen asioiden soveltamiseen. Suunnitteluvaihe aloitettiin kartoittamalla käytettävissä olevat resurssit ja määrittämällä koelaitteistolle spesifikaatiot, joiden puitteissa voitaisiin työskennellä. Spesifikaatioiden määrittämisen jälkeen voitiin muodostaa yleiskuva lauhdutinkoelaitteistosta ja siitä, mitä instrumentteja sen rakentamiseksi vaaditaan. Suunnitteluvaihetta ohjasi myös yhteistyö Turun Seudun Energiantuotanto Oy:n ja Fortum Oy:n kanssa, koska koelaitteistolla tultaisiin mittaamaan heidän Naantalın CHP-voimalaitoksen kattilasta saatavaa tulistettua höyryä. Nämä tekijät yhdessä vaikuttivat koelaitteiston instrumentointivalintoihin, mittoihin ja muunneltavuus- sekä liikuteltavuustarpeeseen.

Koelaitteiston kehikon suunnittelussa sovellettiin lujuuslaskentaa, ja apuna käytettiin taipuman perusyhtälöitä sekä solmupisteiden jännitystarkastelua. Instrumentoinnin aiheuttaman kuorman ja sen käytöstä aiheutuvan dynaamisen värähtelyn ollessa pieniä, kehikon lopulliselle rakenteelle määräävämpiä tekijöitä olivat sen liikuteltavuus ja ulkonäkö.

Lämmönsiirtimien suunnittelussa aloitettiin lauhduttimesta. Suunnittelun tuloksena tuotettiin koelaitteistoa varten kompakti 10 MW:n tehoinen lauhdutin, jolla voidaan lauhduttaa 280 °C asteista höyryä 12 bar:in paineessa. Tämän jälkeen suunniteltiin tulistuksenpoistin, suljetun kylmävesikierron ja kaukolämpövesikierron rajapinnassa toimiva vesi-vesi lämmönvaihdin sekä alijäähdytin. Tulistuksenpoistimen kykyä jäähdyttää tulistettu vesihöyryvirta lähelle höyryn saturaatiolämpötilaa saattaa osoittautua haastavaksi mittauksia toteutettaessa.

Koelaitteiston instrumentointia ohjaavan automaatiojärjestelmän toteutettiin Fidelixin Fx-2025A-säätimellä. Säätöjärjestelmän ohjelmointi toteutettiin käyttämällä OpenPCS ohjelmointityökalua.

Riittävän massavirtauksen varmistamiseksi koelaitteiston putkistossa päädyttiin käyttämään pumppuja, joilla saavutettiin 2 bar:in nostokorkeus. Riittäväksi massavirtaukseksi levylämmönsiirtimien ensiöpuolelle arvioitiin olevan noin 64 kg/s ja alijäähdyttimen toisiopuolella 6,7 kg/s. Pumpuiksi valittiin kaksi erilaista Kolmeksin valmistamaa taajuussäädettävää pumppua.

Koelaitteiston mittausantureiksi valittiin Spirax Sarco Oy:n valmistamat PN 16 luokituksella varustetut lämpötila ja paineanturit. Lämpötila-antureina käytettiin EL2270 Pt 100 antureita ja paineantureina EL2600-mallin painelähettä.

Työn viimeisessä osiossa eli mittausten suunnittelussa määriteltiin mitattavan lauhduttimen lämmönsiirtoa ja painehäviötä parhaiten kuvaavat yhtälöt. Tämän seurauksena esitettiin koelaitteiston höyry- ja vesikierrolle energiataseet. Koelaitteiston eri massavirtaukset, sekä niiden lämpötilat jaoteltiin ja numeroitiin. Energiataseen avulla johdettiin laskentakaavat lauhduttimen kaksifaasivirtaukselle konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen sekä lauhduttimen painehäviön määrittämiseksi.

Työn tuloksena saatiin tuotettua käyttökelpoinen lauhdutinkoelaitteisto Vahterus Oy:n tuotekehityksen käyttöön. Tämä koelaitteisto tarjoaa hyvät mahdollisuudet testata erilaisia lauhdutinmalleja, levyjen pintakuviointeja sekä virtausohjainrakenteita suurella höyrykapasiteetilla ja nopealla aikavälillä. Näiden lisäksi koelaitteistolla voidaan testata lauhduttimen hallittua ja turvallista vikaantumista. Koelaitteiston rakenne mahdollistaa tulevaisuudessa sen helpon muunneltavuuden. Rakennetta voidaan edelleen kehittää

erilaisten levylämmönsiirtimien testausta varten, mikä on jatkotutkimuksen kannalta hyvä asia. Vahterus Oy:n valmistamien tuotteiden suorituskykyä voidaan parantaa käyttämällä koelaitteistolla tuotettua dataa apuna levylämmönsiirtimien suunnittelussa.

LÄHTEET

Sukunimi, Etukirjaimet. Vuosi. Teoksen nimi. Lehden nimi. Lehden numero. Sivut.

Kleinstreuer, C. 2003. Two-Phase Flow: Theory and Applications.

Keskinen, K, I. 1989. Kemian Laitetekniikan Taulukoita ja Piirroksia.

Pipeline System Fundamentals. 2000. CRC Press LLC.

Zigrang, D.J, Sylvester, N.D. 1982. Explicit Approximations to the Solution of Colebrook's Friction Factor Equation, AIChE Journal. Vol. 28, No. 3, s. 514-515

Kim, S. M, Mudawar, I. 2012. International Journal of Heat and Mass Transfer 55. 3246–3261

Bell, K. J. 1999. Heat Transfer, Albright's Chemical Engineering Handbook. s. 523-524.

Chung, J. N. 2006. Boiling and Condensation, Multiphase Flow Handbook.

Faghri, A. & Zhang, Y. 2006. Transport Phenomena in Multiphase Systems, Elsevier, Burlington, MA, s. 581-677.

Eucken, A. Die Naturwissenschaften. 1937. Vol 25. s. 209.

McCormick, J. L, Baer, E. On the Mechanism of Heat Transfer in Dropwise Condensation. 1963. Journal of Colloid Science. Vol. 18. 1963. s. 208-216.

Tanaka, H. A Theoretical Study of Dropwise Condensation. 1975. Journal of Heat Transfer. s. 72-78.

Rose, J.W, Some Aspects of Condensation Heat Transfer Theory. 1988. International Communications in Heat and Mass Transfer. s. 449-473.

Jakob, M. Heat Transfer in Evaporation and Condensation. 1937.

Silver, R. S, An Approach to a General Theory of Surface Condensers. 1964. International Mechanical Engineering. No. 178. s. 339.

Welch, J. F, Westwater, J. W. 1961. Microscopic Study of Dropwise Condensation. International Developments in Heat Transfer. Part 2. s. 302-309.

Sugawara, S., Katsuta, K. 1966. Fundamental Study on Dropwise Condensation. Proceedings of The Third International Heat Transfer Conference. Vol. 2. s. 354.

Abu-Khader, M. M. 2012. Plate heat exchangers: Recent advances. Department of Chemical Engineering, Faculty of Engineering Technology, Al-Balqa Applied University

Spirax Sarco – Superheat [Verkköjulkaisu] [viitattu 22.1.2016]

Saatavissa:<http://www2.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials/steam-engineering-principles-and-heat-transfer.asp>

Spirax Sarco – Basic Desuperheating Theory [Verkköjulkaisu] [viitattu 22.1.2016]

Saatavissa:<http://www2.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials/steam-engineering-principles-and-heat-transfer.asp>

European Committee for Standardization. European Standard EN ISO 4126-1e. 2004.

Collier, J.G. 1982. Convective Boiling and Condensation, second ed. McGraw-Hill.

Kuo, W.S. Lie, Y.M. Hsieh, Y.Y. Lin, T.F. 2005. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger. Department of Mechanical Engineering, National Chiao Tung University, Department of Mechanical Engineering, Nan Kai Institute of Technology.

Cao, E. 2010. Heat Transfer in Process Engineering. McGraw Hill Professional, Access Engineering. Flow Boiling in Tubes.

Shah, K.R. & Focke, W.W. 1988. Plate Heat Exchangers and Their Design Theory. Heat Transfer Equipment Design. s. 227-254.

Kandlikar, S.G. & Chung, J. N. 2006. Multiphase Flow Handbook. Boiling and Condensation. s. 3-37.

Nema, G. Garimella, S. Fronk, B. M. 2014. International Journal of Refrigeration. Vol. 40. Flow regime Transitions during condensation in microchannels. s. 227-240.

Brennen, C. E. 2005. Fundamentals of Multiphase Flows. Cambridge University. s. 163-173.

Whalley, P.B. 1987. Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow.

Shah, M.M. 1981. Heat Transssfer During Film Condensation in Tubes and Annuli: a Review of the Literature. ASHRAE. s. 32-33.

Yan, Y. Lio, C. Lin. T. 1999. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42. s. 993-1006.

Rao, P. Sunden, B. Das, S.K. 2005. An Experimental Investigation of the Port to Channel Flow and Pressure Distribution of Smaller and Larger Plate Package Heat Exchangers. *Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*.

K. Nilpueng, S. Wongwises. 2010. Two-Phase Gas-Liquid Flow Characteristics Inside a Plate Heat Exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34. 1217-1229.

P. Vlasogiannis, G. Karagiannis, P. Argyropoulos, V. Bontozoglou. 2002. Air-Water Two-Phase Flow in a Plate Heat Exchanger. *International Journal of Multiphase Flow* 28. 757-772.

Rao, P.B. Das, S.K. 2004. An Experimental Study on the Influence of Flow Maldistribution on the Pressure Drop Across a Plate Heat Exchanger. *Journal of Fluids Engineering*. Vol. 126. Issue 4. 680-691.

Eldeeb, R. Aute, V. Radermacher, R. 2015. A Survey of Correlations for Heat Transfer and Pressure Drop for Evaporation and Condensation in Plate Heat Exchangers. *International Journal of Refrigeration*. [Verkköjulkaisu][Viitattu 21.1.2016]
Saatavilla: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700715003758>

Han, D.H. Lee, K-J. Kim, Y-H. 2003. The Characteristics of Condensation in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles. *Journal of the Korean Physical Society*. Vol. 43. s. 66-73.

Longo, G.A. Gasparella, A. Sartori, R. 2004. Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47. s. 4125-4136.