



Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikka

BH10A0200 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

**VESIHÖYRYN KAKSIFAASIVIRTAUKSEN LASKENTAMALLIT**  
**KATTILAN HÖYRYSTINPUTKILLE**  
**CALCULATION MODELS FOR TWO-PHASE FLOW**  
**IN STEAM BOILER TUBES**

Lappeenrannassa 29.4.2009

0278718 Jaakko Ylätalo Ente 4

# SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLILUETTELO	2
1 JOHDANTO	4
2 KIEHUMINEN PUTKISSA	5
3 KAKSIFAASIVIRTAUKSEN PAINEHÄVIÖ	8
3.1 Homogeeninen malli	10
3.2 Erotetun virtauksen malli	15
3.3 Painehäviön vaikutus höyrystinputkien virtaukseen	18
3.3 Mallien tarkkuus	19
4 LÄMMÖNSIIRTOKERTOIMEN MÄÄRITTÄMINEN KAKSIFAASIVIRTAUKSESSA	25
4.1 Filmikiehumisen lämmönsiirtokerroin	29
4.2 Kuplakiehumisen lämmönsiirtokerroin	31
4.3 Mallien tarkkuus	34
5 LÄMMÖNSIIRTOKRIISI	34
5.1 Mallien tarkkuus	38
6 SOVELLUSOHJELMAN MUODOSTAMINEN	40
6.1 Tulokset	41
7 JOHTOPÄÄTÖKSET JA YHTEENVETO	43
LÄHTEET	44

## SYMBOLILUETTELO

$A$	pinta-ala	$[m^2]$
$C_L$	virtaavan fluidin aineominaisuuskerroin	$[-]$
$c_p$	ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa	$[J/kgK]$
$D$	putken sisähalkaisija	$[m]$
$f$	Fanningin kitkakerroin	$[-]$
$G$	massavuo, massavirran tiheys	$[kg/m^2s]$
$h$	ominaisentalpia	$[J/kg]$
$K$	kertavastus	$[-]$
$k$	kokonaislämmönsiirtokerroin	$[W/m^2K]$
$L$	höyrystinputken tehollinen pituus	$[m]$
$n$	potenssi	$[-]$
$p$	paine	$[Pa]$
$q_m$	massavirta	$[kg/s]$
$R''$	lämpövastus	$[m^2K/W]$
$R_a$	keskimääräinen pinnankarheus	$[\mu m]$
$r$	vakio	$[m]$
$S$	liukusuhte	$[-]$
$T$	lämpötila	$[K, ^\circ C]$
$v$	ominaistilavuus	$[m^3/kg]$
$x$	höyryosuus	$[-]$
$z$	paikkamuuttuja	$[m]$

### Kreikkalaiset symbolit:

$\alpha$	lämmönsiirtokerroin	$[W/m^2K]$
$\beta$	aukko-osuus	$[-]$
$\theta$	kulma	$[rad]$
$\mu$	dynaaminen viskositeetti	$[Pas]$

$\rho$	tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	lämmönjohtavuus	[W/mK]
$\Phi$	kaksifaasikerroin kertavastus	[-]
$\phi$	kaksifaasikerroin virtausvastus	[-]

### Dimensiottomat luvut:

$Nu$	Nusseltin luku
$Pr$	Prandtin luku
$Re$	Reynoldsin luku
$Fr$	Frouden luku
$We$	Weberin luku

### Alaindeksit:

a	painehäviön kiihtyvyystermi
B	lämmönsiirtokertoimen kuplakiehunta
c	kiertovoima
conv	lämmönsiirtokertoimen konvektiivinen kiehunta
f	painehäviön kitkatermi
ff	tulipesän puoleinen lämpövastus
fw	vesipuolen lämpövastus
g	höyry
K	painehäviön kertavastustermi
l	neste
sat	kylläinen
sk	savukaasupuoli
vp	vesipuoli
w	seinämän lämpövastus
z	painehäviön geodeettinen termi

## 1 JOHDANTO

Kattilasuunnittelussa on tärkeää tuntee vesi-höyryseoksen virtaus- ja lämmönsiirto-ominaisuudet. Tämän kandidaatintyön tarkoituksena on selvittää kirjallisuudessa esiintyviä malleja ja laskentayhtälöitä sekä muodostaa niistä helppokäyttöinen insinöörisovellus.

Tarkastelun kohteena ovat pystysuorat kattilan höyrystinputket, missä vesi-höyryseos virtaa ylöspäin. Kattilatyypit rajataan luonnonkierto- ja pakkokierto-kattiloihin eli sisääntulopaine on reilusti kriittisen paineen alapuolella. Putkeen kohdistuu vakioämpövuoto sekä radiaali- että aksiaalisuunnassa.

Työssä esitellään ensin kiehumisen ja höyrystymisen teoriaa, jonka jälkeen käsitellään painehäviön ja lämmönsiirtokertoimen laskenta putkivirtauksessa. Taulukkolaskentaohjelman avulla muodostetaan sovellus ja käydään läpi esimerkkitapaus. Lopuksi tarkastellaan saatujen tuloksien järkevyyttä.

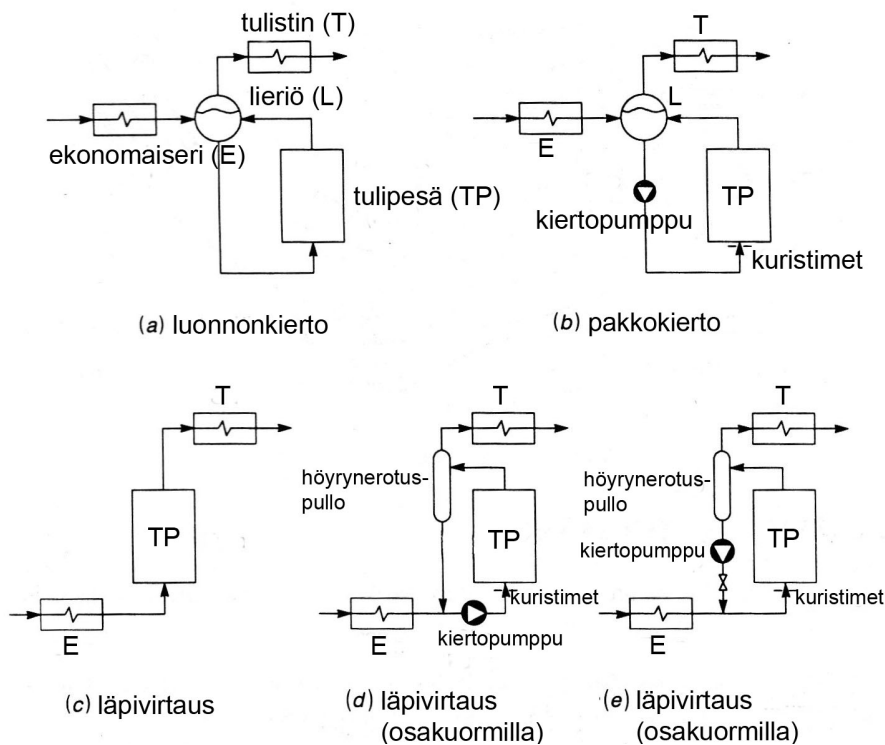
Kiertoaineena käytetään poikkeuksetta vettä selkeyden sekä sen takia että se on yleisimmin käytetty kiertoaine kattilaprosesseissa.

## 2 KIEHUMINEN PUTKISSA

Kiehuminen on nestemäisen aineen muuttumista kaasumaiseen muotoon. Vedellä tätä kutsutaan höyrystymiseksi. Voimalaitoskattiloissa tavoitteena on muodostaa kattilan polttoaineen tuottaman lämmön avulla mahdollisimman paljon puhdasta vesihöyryä, jota ajetaan voimalaitoksen turbiinin läpi tai viedään prosessihöyryksi teollisuuslaitokseen.

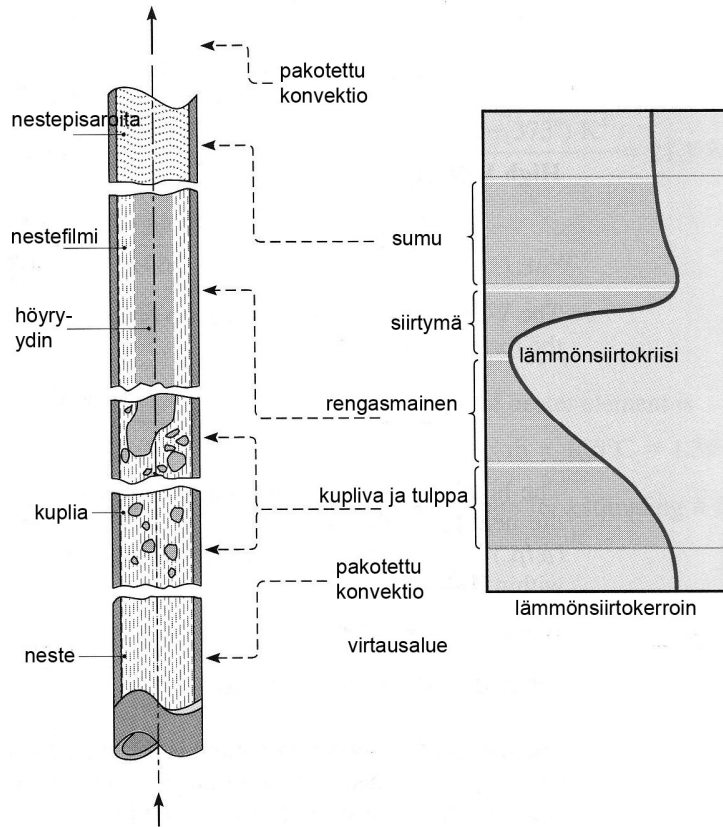
Höyrystyminen tapahtuu kattilan höyrystinputkissa. Vettä syötetään kattilaan syöttövesisäiliöstä, josta se kulkee esilämmittimien kautta lieriöön tai suoraan höyrystinputkille riippuen kattilan tyypistä tai rakenteesta. Kattilat voidaan karkeasti jakaa kolmeen ryhmään primäärivesikiertonsa mukaisesti: luonnonkierto-, pakkokierto- sekä läpivirtauskattilat. Läpivirtauskattiloilla ei ole lainkaan höyrylieriötä vaan vesi muuttuu lähes kokonaan höyryksi höyrystinputkissa. Luonnonkierto- ja pakkokiertokattilat eroavat toisistaan syöttöveden paineen, kiertoluvun ja toiminnan varmistavien rakenteiden perusteella. Kiertoluku kuvaa kuinka monta kertaa tietyn vesimassan on kierrettävä höyrystimien läpi ennen kuin se on täysin muuttunut höyryksi. Pakkokiertokattilat ovat varustettu pumpulla, joka varmistaa tarvittavan kierron kattilan syöttövedelle, kun taas luonnonkiertokattila toimii höyryn ja veden tiheyseron aiheuttaman voiman avulla. Luonnonkiertokattiloissa korostuu kaksifaasivirtauksen ominaisuuksien tunteminen, sillä liian suurella painehäviöllä höyrystinputkissa kattilan kierto pysähtyy kokonaan. Vesi on höyrystinputkille tullessaan joko kylläisessä tai alijäähtyneessä tilassa. Alijäähtyneenä se ensin lämpenee kylläiseen tilaan, jolloin voi tapahtua alijäähtynyttä kiehumista. Kylläiseen tilaan päästyään veden lämpötila ei enää muutu ja kiehuminen höyrystinputkissa alkaa. Vesi-höyryseoksen höyryosuus kasvaa seoksen edetessä höyrystinputkia ylöspäin. Höyryosuus on höyryn massavirran prosentuaalinen osuus virtauksen kokonaismassavirrasta. Höyrystinputkien päässä höyryn osuus vaihtelee muutamasta prosentista sataan prosenttiin riippuen kattilan tyypistä ja rakenteesta. Höyrystimeltä vesi-höyryseos etenee lieriöön, missä jäljellä oleva vesi erotetaan ja sieltä tulistimeen, missä höyryn lämpötilaa nostetaan lisätehon saamiseksi. Kuvassa 1 on esitetty kaikkien vesikiertojen kaaviokuva sekä muutama erikoistapaus. Tapauksissa d ja e

läpivirtauskattila on varustettu pakkokierto-kattilan komponenteilla, jotta niitä voidaan käyttää ja säätää varmemmin. (Huhtinen et al. 1994, 111-119; Kakaç 1991, 204-206)



**Kuva 1.** Kattiloiden vesikiertojen kaaviokuvat. (Kakaç 1991, 204).

Veden kiehumisen pystysuorissa putkissa voidaan jakaa osa-alueisiin höyryosuuden ja virtausprofiilin mukaan. Kiehumisen alkaessa putkien sisäpinnoille alkaa muodostua höyrykuplia, jotka vähitellen kulkeutuvat virtauksen mukana. Höyryosuuden kasvaessa, kuplat yhtyvät suuremmiksi tulpiksi jotka kasaantuvat virtauksen keskelle. Kun höyrytulppa muodostaa yhtenäisen virran, jäljellä oleva vesi pakkautuu reunoille ohueksi filmiksi. Höyry kulkee tässä vaiheessa kovempaa vauhtia kuin vesifilmi. Lopulta vesifilmi ohenee olemattomiin, jolloin jäljellä on vain höyryvirtaus, missä vesipisarot kulkeutuvat mukana. Kuvassa 2 on esitetty virtauksen kehittyminen. Kuvassa esiintyvä termi lämmönsiirtokriisi on ilmiö, jossa kaksifaasivirtauksen lämmönsiirtokerroin huononee huomattavasti vesifilmin häviämisen myötä. Lämmönsiirtokriisiä on käsitelty laajemmin myöhemmässä kappaleessa. (Incropera 2002, 552-554)



**Kuva 2.** Kaksifaasivirtauksen kehittyminen putkessa (Incropera 2002, 554).

Kriittisen paineen 221 bar yläpuolella höyrystyminen ei tapahdu enää edellä esitetyllä tavalla vaan nesteen muuttuminen kaasuksi tapahtuu tasaisesti ilman tarkkoja rajamuotoja. Tämä johtuu siitä, että veden höyrystyslämpö lähenee nolaa paineen lähestyessä ylikriittisiä paineita. (Stultz 1992, 5-1)



### 3 KAKSIFAASIVIRTAUKSEN PAINEHÄVIÖ

Kaksifaasivirtauksen painehäviön mallintaminen tarkasti on vaikeaa. Ilmiöön vaikuttavia tekijöitä on useita ja seoksen koostumus ja aineominaisuudet muuttuvat virtauksen edetessä. On olemassa kaksi erilaista mallipohjaista analyttisesti ratkaistavaa tarkastelutapaa, homogeeninen malli sekä erotetun virtauksen malli. (Collier 2001, 34; Stultz 1992, 5-9)

Ensiksi on hyvä esitellä muutama käsite. Vesi-höyrykiertoa suunniteltaessa ei ole monia ennustettavia tai ennalta määritettäviä suureita, mutta höyryn massaosuus höyrystimen päässä voidaan valita suunnitteluparametriksi. Näin pystytään ennustamaan virtauksen kehittymistä putkissa ja päästään käsiksi paikallisiin suureisiin. Höyryn massaosuudelle on voimassa yhtälö (Stultz 1992, 5-1)

$$x = \frac{q_{m,g}}{q_m} = \frac{q_{m,g}}{q_{m,l} + q_{m,g}} \quad (1)$$

missä  $x$  = höyryn massaosuus [-]

$q_{m,g}$  = kylläisen höyryn massavirta [kg/s]

$q_{m,l}$  = kylläisen veden massavirta [kg/s]

$q_m$  = seoksen kokonaismassavirta [kg/s]

Höyryn massaosuudelle voidaan johtaa yhtälö (Stultz 1992, 5-1)

$$x = \frac{h - h_l}{h_{lg}} = \frac{h - h_l}{h_g - h_l} \quad (2)$$

missä  $h$  = seoksen ominaisentalpia [kJ/kg]

$h_l$  = kylläisen veden ominaisentalpia [kJ/kg]

$h_{lg}$  = veden höyrystymislämpö [kJ/kg]

$h_g$  = kylläisen höyryn ominaisentalpia [kJ/kg]

Toinen tärkeä kaksifaasivirtauksen kehittymistä kuvaava parametri on aukko-osuus. Se määritellään kokonaisvirtauspinta-alan ja höyryn virtauspinta-alan suhteena. Aukko-osuuden avulla voidaan määrittää kumpi virtaavista faaseista vaikuttaa voimakkaammin virtauksessa. (Stultz 1992, 5-9)

$$\beta = \frac{A_g}{A_{tot}} = \frac{A_g}{A_g + A_l} \quad (3)$$

missä  $\beta$  = aukko-osuus [-]

$A_g$  = kylläisen höyryn virtauspoikkipinta-ala [ $m^2$ ]

$A_l$  = kylläisen veden virtauspoikkipinta-ala [ $m^2$ ]

$A_{tot}$  = seoksen kokonaisvirtauspoikkipinta-ala [ $m^2$ ]

Jatkuvuusyhtälöiden avulla voidaan johtaa riippuvuus aukko-osuuden ja höyryosuuden välille. (Stultz 1992, 5-1)

$$\beta = \frac{x}{x + (1-x) \frac{\rho_g}{\rho_l} S} \quad (4)$$

missä  $S$  = liukusuhte [-]

$\rho_g$  = kylläisen höyryn tiheys [ $kg/m^3$ ]

$\rho_l$  = kylläisen veden tiheys [ $kg/m^3$ ]

Liukusuhte on suure, joka kuvaa höyryn ja veden välillä olevaa nopeuseroa.

### 3.1 Homogeeninen malli

Homogeeninen malli perustuu oletukseen, että virtaus on termodynaamisessa tasapainossa. Lisäksi täytyy olettaa, että höyry ja vesi virtaavat lähes samaa nopeutta. Edellisen perusteella voidaan olettaa seoksen olevan homogeenista ainetta, mille voidaan muodostaa yksifaasivirtauksen painehäviön yhtälöt. Homogeenisessa mallissa oletetaan, että seos koostuu kylläisestä vedestä ja kylläisestä höyrystä. (Collier 2001, 41) Seoksen keskimääräinen ominaistilavuus voidaan esittää kylläisen veden ja höyryn ominaistilavuuksien sekä höyryosuuden avulla. Määritelmän täytyy täyttää seuraavat ehdot (Collier 2001, 43)

$$\text{kun } x = 0, v = v_l$$

$$x = 1, v = v_g$$

$$\bar{v} = xv_g + (1-x)v_l = v_l \left( 1 + x \frac{v_{lg}}{v_l} \right) \quad (5)$$

missä  $v_l$  = kylläisen veden ominaistilavuus [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$v_g$  = kylläisen höyryn ominaistilavuus [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$v_{lg}$  = kyll. veden ja höyryn ominaistilavuuksien erotus [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

Seuraavana esitetty malli ei ota huomioon epätasaista aksiaalista lämpövuojakaumaa vaan se oletetaan vakioksi koko putken pituudella. Liikemäärän, energian ja massan säilyvyysyhtälöt ovat voimassa, joten voidaan kirjoittaa paineen muutoksen lausekkeet virtausvastukselle, kiihtyvyydelle ja hydrostaattiselle paineelle tarkastelukorkeuden yli. (Collier 2001, 41-43)

Virtausvastus

$$-\left( \frac{dp}{dz} \right)_f = \frac{2f_{TP}G^2\bar{v}}{D} \quad (6)$$

missä  $f_{TP}$  = Fanningin kaksifaasikitkakerroin [-]

$G$  = massavuo [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]

$\bar{v}$  = seoksen keskimääräinen ominaistilavuus [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$D$  = putken sisähalkaisija [m]

Fanningin kitkakerroin on yleisemmin käytössä kemiantekniikassa, kun taas virtaustekniikassa ja mekaniikassa suositaan Darcyn kitkakerrointa  $f_D$ . Darcyn kitkakerroin on neljä kertaa Fanningin kitkakerroin. Lähdekirjallisuudessa on käytetty Fanningin kitkakerrointa, joten selkeyden vuoksi sitä käytetään myös tässä työssä.

Massavuo eli massavirrantiheys määrittelee kuinka suuri massa läpäisee kokonaisvirtauspoikkipinta-alan aikayksikössä. Höyrystinputkien tapauksessa on siis tiedettävä höyrystinputkien lukumäärä ja niiden sisähalkaisija, jolloin päästään käsiksi massavuohon.

Kiihtyvyys

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_a = G^2 \frac{d(\bar{v})}{dz} \quad (7)$$

Jätetään huomioimatta nestefaasin kokoonpuristumattomuus, jolloin voidaan arvioida keskimääräisen ominaistilavuuden muutosta tarkastellun korkeuden yli.

$$\frac{d(\bar{v})}{dz} = \bar{v}_{lg} \frac{dx}{dz} + x \frac{d\bar{v}_g}{dp} \left(\frac{dp}{dz}\right) \quad (8)$$

missä  $\bar{v}_{lg}$  = kylläisen höyryn ja veden keskimääräisten ominaistilavuuksien erotus [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$\bar{v}_g$  = kylläisen höyryn keskimääräinen ominaistilavuus [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

Hydrostaattinen paine

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_z = \frac{g \sin \theta}{\bar{v}} \quad (9)$$

missä  $g$  = maan vetovoiman kiihtyvyys [ $\text{m/s}^2$ ]

$\theta$  = kulma vaakatasoon nähden [rad]

Pystysuoria putkia käsitellessä lauseke supistuu muotoon

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_z = \frac{g}{\bar{v}} \quad (10)$$

Putkimutkien, supistusten, laajennusten ynnä muiden paikallisten virtausvastusten aiheuttama painehäviö voidaan arvioida seuraavasti. Kertavastukset huomioidaan erikseen kokonaispainehäviöön, koska ne eivät ole lineaarisesti paikkariippuvaisia samalla tavalla kuin muut termit. Ongelman tuottaa kunkin kertavastuksen kohdalla vallitsevan virtausprofiilin tunteminen. Jos kertavastuksia ei ole paljon tai ne ovat keskittyneet yhteen kohtaan tai virtauksen höyryosuus ei kasva korkeaksi, voidaan hyvällä tarkkuudella olettaa, että ominaistilavuus on vakio. (Stultz 1992, 5-10)

$$\Delta p_K = \sum K \frac{G^2 \bar{v}}{2} \quad (11)$$

missä  $K$  = kertavastuksen vastuskerroin [- ]

Yhdistämällä yhtälöt 5, 6 ja 9, sijoittamalla yhtälöt 7 ja 11 sekä järjestelemällä termejä, saadaan staattisen painegradientin lauseke. (Collier 2001, 43)

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = \frac{\frac{2f_{TP}G^2v_l}{D} \left[1 + x \left(\frac{v_{lg}}{v_l}\right)\right] + G^2v_l \left(\frac{v_{lg}}{v_l}\right) \frac{dx}{dz} + \frac{g}{v_l \left[1 + x(v_{lg}/v_l)\right]}}{1 + G^2x \left(\frac{dv_g}{dp}\right)} \quad (12)$$

Tässä vaiheessa tuntematon suure on enää Fanningin kaksifaasikitkakerroin, joka riippuu seoksen Reynoldsin luvusta ja putken pinnan suhteellisesta karheudesta. Reynoldsin luku määritellään seuraavasti (Collier 2001, 45)

$$\text{Re} = \frac{GD}{\bar{\mu}} \quad (13)$$

missä  $D$  = hydraulinen halkaisija, pyöreän putken tapauksessa putken halkaisija [m]

$\bar{\mu}$  = homogeenisen fluidin keskimääräinen dynaaminen viskositeetti [Pas]

Kaksifaasivirtauksen kitkakertoimelle voidaan kirjoittaa Blasiuksen johtama analyttinen yhtälö täysin kehittyneelle turbulentille virtaukselle sileässä putkessa. Yhtälö sopii lähes kaikkeen höyrystinputkivirtaukseen, koska virtaus on niissä useimmiten voimakkaasti turbulentsia. (Collier 2001, 45)

$$f_{TP} = 0,079 \left(\frac{GD}{\bar{\mu}}\right)^{-1/4} \quad (14)$$

Homogeenisen fluidin keskimääräinen dynaaminen viskositeetti voidaan määrittellä myös höyryosuuden funktiona kuten ominaistilavuuden tapauksessa. Keskimääräiselle dynaamiselle viskositeetille on johdettu useita riippuvuuksia, joilla ei kuitenkaan ole fyysikaalista merkitystä. Yleisimmin käytetty riippuvuus on McAdamsin esittämä (Collier 2001, 44; Fagerholm 1985, 23)

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (15)$$

missä  $\mu_l$  = kylläisen veden dynaaminen viskositeetti [Pas]

$\mu_g$  = kylläisen höyryn dynaaminen viskositeetti [Pas]

Määritelmän täytyy täyttää ehdot

$$\text{kun } x = 0, \mu = \mu_l$$

$$x = 1, \mu = \mu_g$$

Kaksifaasikitkakertoimelle saadaan siis

$$f_{TP} = 0,079 \left[ \left( \frac{GD}{\mu_g} \right) \left( 1 + x \left( \frac{\mu_{lg}}{\mu_g} \right) \right) \right]^{-1/4} \quad (16)$$

Yhtälössä 12 ei ole enää tuntemattomia suureita. Analyttinen ratkaisu painehäviölle höyrystinputkien yli saadaan integroimalla. Kun höyryosuus muuttuu lineaarisesti pitoisuudesta 0 pitoisuuteen  $x$  tarkastelukorkeuden yli radiaalisesti ja aksiaalisesti tasaisesti lämmitetylle putkelle ylöspäin kulkevalle kaksifaasivirtaukselle, kyseinen yhtälö voidaan ratkaista seuraavasti. Putkessa ei ole kertavastuksia. (Collier 2001, 46)

$$\Delta p = \frac{2f_{TP}LG^2v_l}{D} \left[ 1 + \frac{x}{2} \left( \frac{v_{lg}}{v_l} \right) \right] + G^2v_l \left( \frac{v_{lg}}{v_l} \right) x + \frac{gL}{v_{lg}x} \ln \left[ 1 + x \left( \frac{v_{lg}}{v_l} \right) \right] \quad (17)$$

missä  $L$  = höyrystinputken korkeus [m]

Kaksifaasivirtauksen painegradientti esitetään usein yksifaasivirtauksen gradientin avulla olettamalla koko virtaus nestemäiseksi. Lisäksi tarvitaan kaksifaasikerroin  $\phi_{F0}^2$ .

Kaksifaasikertoimen merkitys lisääntyy erotettujen virtauksien mallia tarkastellessa. Virtausvastuksen painehäviön yhtälö muuttuu siis muotoon (Collier 2001, 45-46)

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fo} \phi_{fo}^2 = \frac{2f_{fo}G^2v_l}{D} \phi_{fo}^2 \quad (18)$$

missä  $\phi_{fo}^2 =$  kaksifaasikerroin [-]

$$\phi_{fo}^2 = \left[1 + x \frac{v_{lg}}{v_l}\right] \left[1 + x \frac{\mu_{lg}}{\mu_g}\right]^{-1/4} \quad (19)$$

$$f_{fo} = 0,079 \left(\frac{GD}{\mu_l}\right)^{-1/4} \quad (20)$$

Kaksifaasikerroin kuvaa faasimuutoksen etenemistä. Erityisesti kannattaa huomata, että kriittisessä paineessa kaksifaasikerroin on aina yksi.

Homogeeninen malli on ollut pitkän aikaa käytössä teollisuudessa. Tämä johtuu siitä, että se antaa kohtuullisia tuloksia korkeissa ja alhaisissa höyrynpitoisuuksissa, suurilla massavirroilla sekä korkeissa paineissa. Näissä tilanteissa virtaus on kohtuullisesti sekoittunut. Yksinkertainen analyttinen ratkaisu antaa hyvän suunnittelu- ja vertailulähtökohdan myöhemmälle numeeriselle analyysille. (Collier 2001, 42)

### 3.2 Erotetun virtauksen malli

Toinen lähestymistapa painehäviön määrittämiseen höyrystinputkissa on erotetun virtauksen malli. Nimensä mukaisesti vesi- ja höyryvirtoja käsitellään omina virtauksinaan, joilla on omat nopeudet sekä aineominaisuudet samassa painegradientissa. Perusoletuksia erotetun virtauksen mallissa ovat vakionopeus kummallakin virtauskomponentilla sekä termodynaaminen



tasapaino. Kaksifaasikertoimelle täytyy käyttää empiirisiä tai hyväksi havaittuja korrelaatioita kullekin virtausprofiilille, joilla saadaan sidottua se virtauksien itsenäisiin muuttujiin. Lisäksi kertavastukset täytyy korjata omalla kaksifaasikertoimella ja aukko-osuus täytyy ottaa huomioon, koska virtaukset ajatellaan erillisinä. Perusyhtälöt ovat seuraavanlaiset (Collier 2001, 48-49; Kakaç 1991, 218)

Virtausvastus

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f0} \phi_{f0}^2 \quad (21)$$

missä  $\phi_{f0}^2$  = kullekin virtausprofiilille ominainen kaksifaasikerroin

Yhtälö (24) on kitkapainehäviö yhdelle faasille

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f0} = \frac{2f_l G^2 v_l}{D} \quad (22)$$

Esitetään yksi virtausvastusten painehäviön kaksifaasikertoimen korrelaatio. Friedelin korrelaatio on puhtaasti kokeellinen ja perustuu laajoihin mittaustuloksiin. Tarkkuudeltaan ja soveltuvuusalueeltaan se on todettu hyväksi. (Fagerholm 1985, 34)

$$\phi_{f0}^2 = E + \frac{3,23FH}{Fr^{0,045} + We^{0,035}} \quad (23)$$

missä

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{v_g}{v_l} \frac{f_{g0}}{f_{l0}} \quad (24)$$

missä  $f_{g0}$  = höyryn yksifaasivirtauksen kitkakerroin yhtälöllä (20) [-]

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (25)$$

$$H = \left( \frac{v_g}{v_l} \right)^{0,91} \left( \frac{v_l}{v_g} \right)^{0,19} \left( 1 - \frac{v_l}{v_g} \right)^{0,7} \quad (26)$$

$Fr$  = Frouden luku [-]

$$Fr = \frac{G^2 \bar{v}}{gD} \quad (27)$$

$We$  = Weberin luku [-]

$$We = \frac{G^2 D \bar{v}}{\sigma} \quad (28)$$

missä  $\sigma$  = veden pintajännitys [N/m]

Kiihtyvyys

$$-\left( \frac{dp}{dz} \right)_a = G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_g}{\beta} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\beta} \right] \quad (29)$$

Hydrostaattinen paine

$$-\left( \frac{dp}{dz} \right)_g = g \sin \theta \left( \frac{\beta}{v_g} + \frac{1-\beta}{v_l} \right) \quad (30)$$

Kertavastukset

$$\Delta p_K = \Phi \sum K \frac{G^2 v_l}{2} \quad (31)$$

missä  $\Phi$  = kaksifaasikerroin virtauksen kertavastuksille

Erotetun virtauksen malli ottaa tarkemmin huomioon kunkin virtausprofiilin fysikaaliset erityispiirteet ja sillä saadaankin tarkempia tuloksia siirtymäalueilla, alhaisilla paineilla ja massavirroilla. Jos ajatellaan kattilan höyrystinputkien tapausta, usean kokeellisen korrelaation käyttäminen saattaa tuoda virhettä tuloksiin. Virtausprofiilin tarkka ennustaminen on myös hankalaa, joten tarkastelukorkeuden jakaminen osa-alueisiin ei välttämättä tuo haluttua tarkkuutta vaan monimutkaistaa ongelmaa.

### 3.3 Painehäviön vaikutus höyrystinputkien virtaukseen

Kuten aikaisemmin jo mainittiin, höyrystinputkien tarkan painehäviön määrittäminen korostuu luonnonkiertokattiloilla. Niissä kattilan syöttöveden kiertovoiman aikaansaava paine-ero syntyy laskuputkiin tulevan kylläisen veden ja höyrystimestä poistuvan kylläisen veden ja höyrin seoksen tiheyserosta. Jos paine-ero ei ylitä kitka-, kiihtyvyy-, ja kertavastusten painehäviötä niin luonnonkiertokattila ei toimi. Paine-ero voidaan määrittää seuraavasti (Huhtinen et al. 1994, 114-115)

$$\Delta p_c = g(z_F - z_S)(\rho_l - \bar{\rho}) \quad (32)$$

missä  $z_F - z_S$  = lieriön vesipinnan ja kiehumisen alkamispisteen korkeusero [m]

$\rho_l$  = höyrystimeen tulevan kylläisen veden tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\bar{\rho}$  = vesi-höyryseoksen keskimääräinen tiheys höyrystimessä [ $\text{kg/m}^3$ ]

Minimipaine-ero määritellään siis

$$\Delta p_c = \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_K \quad (33)$$

missä  $\Delta p_f$  = kitkapainehäviö [Pa]

$\Delta p_a =$  kiihtyvyyispainehäviö [Pa]

$\Delta p_K =$  kertavastusten painehäviö [Pa]

Yhtälössä 21 keskimääräisen tiheyden määrittäminen on luonnonkiertokattiloiden suunnittelun perusongelmia. Tiheys riippuu höyryosuudesta, kylläisen veden ja höyryn nopeuseroista sekä virtausprofiilista. Ratkaisu usein löytyy iteratiivisesti tai kokemusperäisten hyväksi todettujen arvojen avulla. Tässä työssä ei ole tarkoitus käsitellä luonnonkiertopiirin suunnittelua tämän tarkempaa. (Meuronen, 1-6)

Pakkokiertokattiloilla höyrystinputkien ja muiden virtausalueiden painehäviö kompensoidaan sopivalla pumpulla, jolloin kattilan toiminta on varmempaa. Pakkokiertokattiloilla joudutaan usein käyttämään kuristimia ennen höyrystinputkia, jotta virtaus ja lämmönsiirto ovat tasaista jokaisessa höyrystinputkessa.

Läpivirtauskattiloilla höyrystinputkien ja muiden virtausalueiden painehäviö kompensoidaan kuten pakkokiertokattilan tapauksessa pumpulla. Läpivirtauskattilan tapauksessa ei tarvita erillistä kiertopumppua vaan kattilaa voidaan usein ajaa syöttövesipumpulla.

### 3.3 Mallien tarkkuus

Tässä kappaleessa tarkastellaan edellä esitettyjen mallien tarkkuutta ja eroja. Tarkastelusuurena käytetään vain virtausvastushäviötä ja sen kaksifaasikerrointa, koska työn laajuus on rajallinen. Laajempaa tarkastelua voi etsiä Fagerholmin tutkimuksesta Painehäviö kaksifaasivirtauksessa (1985, 36-48) tai Wallisin kirjasta One-dimensional two-phase flow (1969).

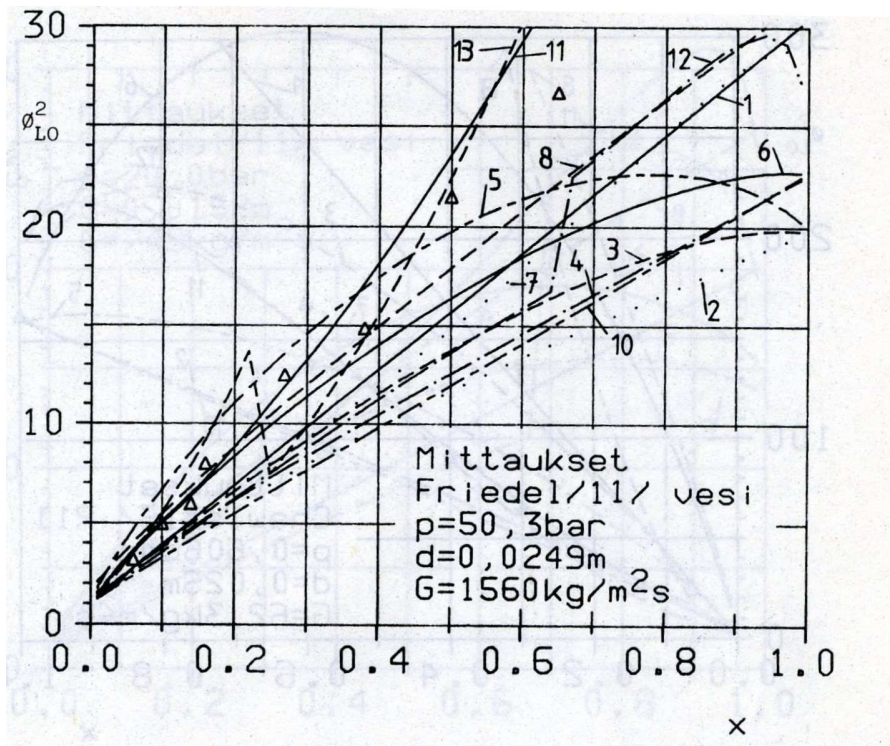
Seuraavana on esitetty neljä kuvaajaa kaksifaasikerroimelle höyryosuuden funktiona Fagerholmin tutkimuksesta. Kuvaajissa on verrattu korrelaatioiden antamia arvoja mittaustuloksiin, kun tarkasteltavana aineena on vesi. Jokaisessa kuvaajassa on muutettu painetta, putken sisähalkaisijaa ja massavuota. Ensimmäisessä kuvaajassa on kaikki

Fagerholmin tutkimuksessa esitetyt mallit, kolmessa jälkimmäisessä ainoastaan tapaukseen parhaiten sopivat mallit, kahdeksan kappaletta. (Fagerholm 1985, 36-48)

Kuvaa 4 tarkastellessa huomataan, että erot kaksifaasikertoimessa kasvavat jyrkästi höyryosuuden kasvaessa. Lombardi, Martinelli, Dukler 2 ja Friedel antavat järkevimpiä tuloksia muihin nähden. (Fagerholm 1985, 36)

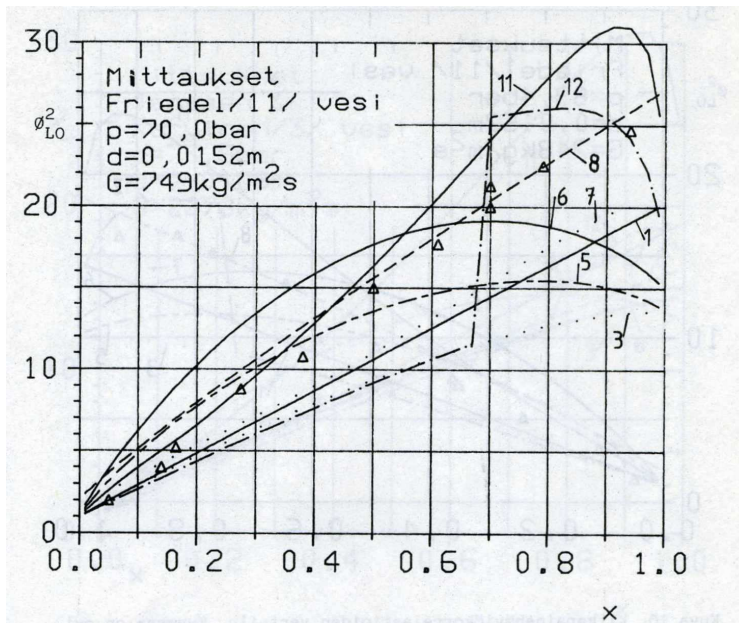
* 1.	—————	Homogeeninen, $\eta = \eta_L$
2.	.....	Homogeeninen, $\eta$ yhtälöstä 38
* 3.	-----	Homogeeninen, $\eta$ yhtälöstä 39
	(.....)	kuvissa 9 - 14)
4.	-----	Beattie-Whalley
* 5.	-----	Martinelli
* 6.	—————	Chisholm
* 7.	.....	Friedel
* 8.	-----	Lombardi
9.	-----	Bankoff
10.	-----	Dukler tapaus 1
* 11.	—————	Dukler tapaus 2
* 12.	-----	Chawla
13.	-----	Armand-Treschev
* vain nämä korrelaatiot esiintyvät kuvissa 9 - 14		

**Kuva 3.** Kuvien 4-7 selitteet. Korrelaatiossa 1 homogeenisen mallin dynaamisena viskositeettina on käytetty nestefaasin dynaamista viskositeettia. Korrelaatiossa 2 homogeenisen mallin dynaamisena viskositeettina on käytetty McAdamsin riippuvuutta. Korrelaatiossa 3 Chiccittin riippuvuutta (Fagerholm 1985, 37).

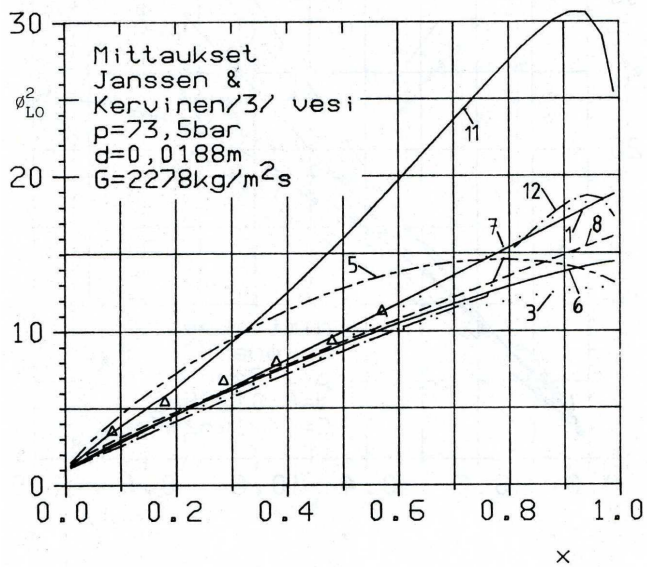


**Kuva 4.** Kitkapainehäviön kaksifaasikertoimen vertailu, kaikki korrelaatiot (Fagerholm 1985, 37).

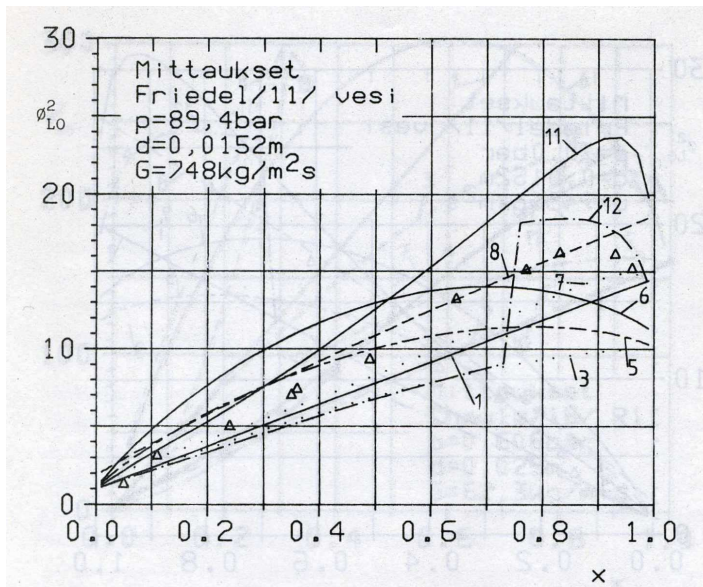
Kuvista 5, 6 ja 7 voidaan päätellä ensinnäkin, että kitkapainehäviö pienenee sisääntulopaineen kasvaessa. Lombardi antaa parhaita tuloksia. Friedel, Chisholm ja Dukler 2 ovat myös varteenotettavia malleja. Kuvasta 6 huomataan, että Dukler 2 ei sovellu korkeille massavirrantiheyksille, se antaa liian suuria tuloksia muihin nähden. (Fagerholm 1985, 36)



Kuva 5. Kitkاپainehäviön kaksifaasikertoimen vertailu (Fagerholm 1985, 39).



Kuva 6. Kitkاپainehäviön kaksifaasikertoimen vertailu (Fagerholm 1985, 41).



**Kuva 7.** Kitkapainehäviön kaksifaasikertoimen vertailu (Fagerholm 1985, 40).

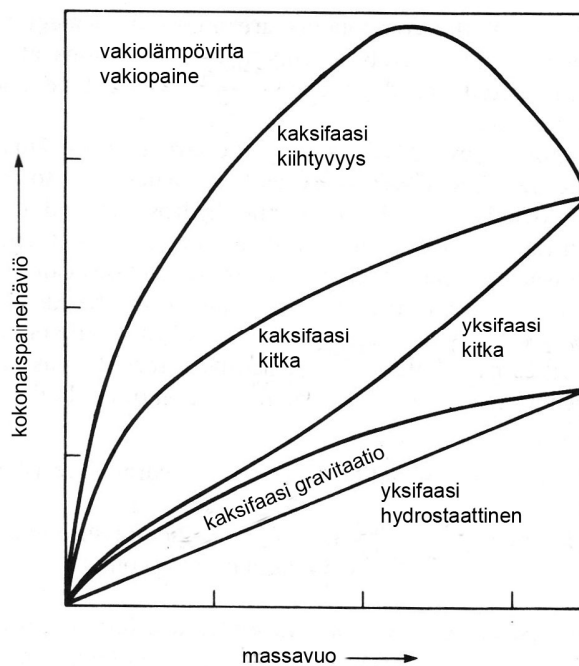
Yllä esitetyn vertailun perusteella voidaan päätellä, että ei ole olemassa yleispätevää mallia kaksifaasivirtauksen kitkapainehäviölle, joka pystyy toistamaan empiiriset tulokset kaikissa olosuhteissa kaikilla kiertoaineilla. Fagerholm esittää, että yleisesti ottaen parhaat korrelaatiot ovat Friedel, Chisholm, Baroczy, Lombardi ja homogeeninen, jossa dynaaminen viskositeetti on nestefaasin viskositeetti. Friedel on edellisistä suositeltavin. Näille parhaimmillekin malleille virheen suhteellinen keskipoikkeama on jopa 30 – 45 % yksikomponenttivirtauksille ja 40 -60 % kaksikomponenttivirtauksille. Virhemarginaalia voidaan pienentää valitsemalla aina spesifiseen tapaukseen sopiva malli. Vesikattiloiden höyrystinputkia suunniteltaessa Friedel, Lombardi ja homogeeninen malli ovat käyttökelpoisia. Homogeeniselle mallille on ehdotettu sisääntulopaineelle yli 100 barin arvoja ja massavirran tiheydelle yli 1000 kg/m<sup>2</sup>s. (Fagerholm 1985, 47)

Kiihtyvyy- ja hydrostaattisen painehäviön erot eri malleilla johtuvat pääasiassa aukkoisuuden määrittämiseen käytetystä korrelaatiosta. Erot eivät kuitenkaan ole niin suuria kuin kitkapainehäviön kohdalla, joten ne jätetään käsittelemättä.

Kuvassa 8 on havainnollistettu eri painehäviökomponenttien suhteelliset osuudet kokonaispainehäviössä massavuon funktiona. Kuvassa on myös vertailtu yksifaasi- ja



kaksifaasipainehäviöiden suhteellisia eroja. Painehäviöitä luettaessa on hyvä huomata, että kunkin painehäviökomponentin osuus kokonaispainehäviöstä saadaan komponentin kuvaajan ja sen alapuolella olevan kuvaajan erotuksena. Kuvaa tarkastellessa huomataan, että muut painehäviöt nousevat tasaisesti massavuon funktiona, mutta kaksifaasikiihtyvyyden painehäviö tekee mielenkiintoisen huipun.



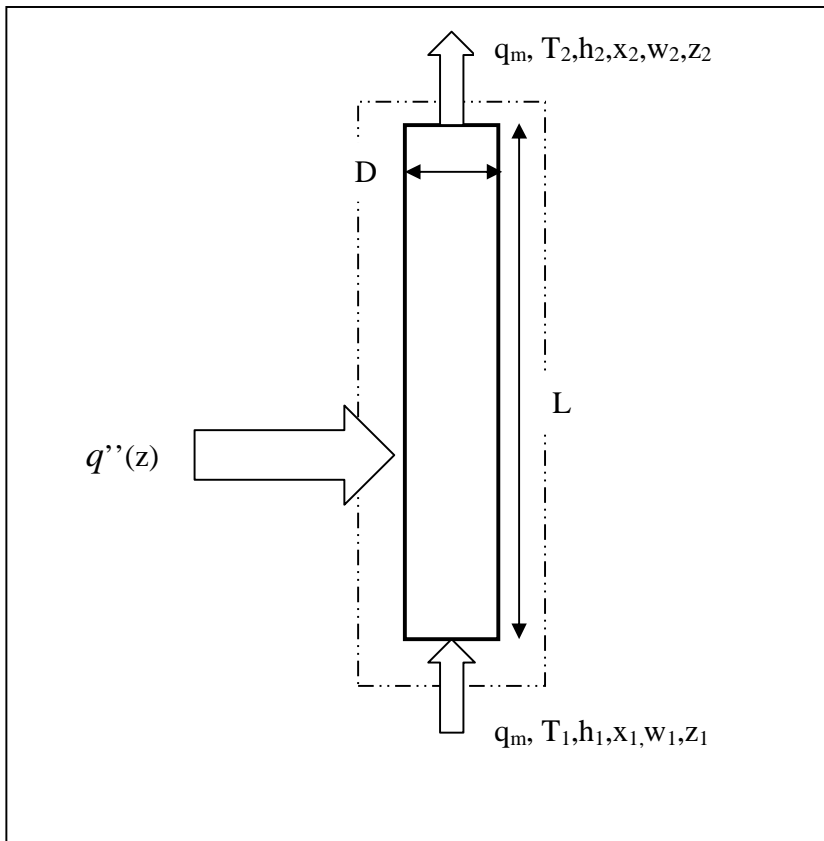
**Kuva 8.** Esimerkki eri painehäviöiden osuuksista massavuon funktiona (Kakac, 1991, 219).

## 4 LÄMMÖNSIIRTOKERTOIMEN MÄÄRITTÄMINEN KAKSIFAASIVIRTAUKSESSA

Kattilan höyrystinputkien lämmönsiirtokertoimia määritettäessä on hyvä aloittaa yhden höyrystinputken energiataseesta. Höyrystinputki muodostaa avoimen virtaussysteemin, jossa ei tapahdu kemiallisia reaktioita. Oletetaan, että kattilaa ajetaan vakiokuormalla eli stationääritila vallitsee. Tällöin virtaussysteemin energiayhtälö voidaan esittää muodossa

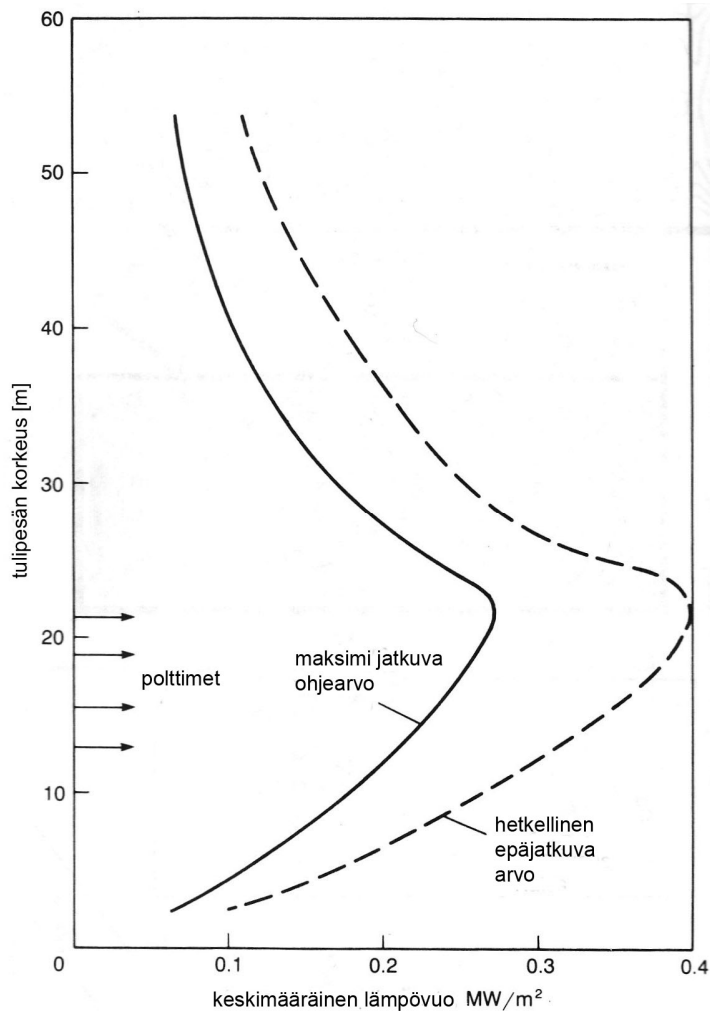
$$\pi D \int_0^L q''(z) dz + q_m \left( h_1 + \frac{1}{2} w_1^2 + gz_1 \right) = q_m \left( h_2 + \frac{1}{2} w_2^2 + gz_2 \right) \quad (34)$$

Energiatase on esitetty kuvassa 4.



**Kuva 9.** Yhden höyrystinputken energiatase.

Ongelma yksinkertaistetaan yksidimensionaaliseksi lämmönsiirtymiseksi. Lämpövuoto, putken ulkopinnan lämpötila sekä kokonaislämmönsiirtokerroin vaihtelevat korkeuden suhteen. Lämpövuoto ja lämpötila voidaan laskea tulipesämallinnuksen perusteella paikan funktiona. Vesi-höyry-seoksen lämpötila pysyy vakiona, jos painehäviötä ei oteta huomioon, kunnes seos on puhtaasti kylläistä höyryä. Tämän pisteen jälkeen höyry tulistuu. Läpivirtauskattiloiden höyrystinputkissa höyry saattaa tulistua, luonnonkierto- ja pakkokierto-kattiloissa ei. (Stultz 1992) Kuvassa 10 on esitetty tyyppinen fossiilista polttoainetta käyttävän kattilan lämpövuojakauma korkeuden suhteen.



**Kuva 10.** Fossiilipolttoainekattilan tyyppinen lämpövuojakauma (Kakac 1991, 214).

Newtonin jäähdytyslain perusteella voidaan kirjoittaa lämpövuolle yhtälö. (VDI 1993; Hbb 7)

$$q''(z) = \alpha(z)(T_w(z) - T_{sat}) \quad (34)$$

missä  $q''$  = paikallinen lämpövuoto [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$\alpha(z)$  = paikallinen putken sisäpinnan lämmönsiirtokerroin [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$T_w(z)$  = paikallinen putken sisäpinnan lämpötila [K]

$T_{sat}$  = vesi-höyryseoksen kylläinen lämpötila [K]

Yhtälöstä (34) voidaan ratkaista lämmönsiirtokerroin putken sisäpinnan ja vesihöyryseoksen välillä.

$$\alpha(z) = \frac{q''(z)}{T_w(z) - T_{sat}} \quad (35)$$

Kokonaislämmönsiirtokerroin ottaa huomioon höyrystinputken sisä- ja ulkopinnanlämmönsiirtokerroimen lisäksi lämpöpintojen lämmönsiirtovastukset. Lämmönsiirtovastukset johtuvat putkien ulkopintojen tuhka- ja likakerroksista sekä putken lämmönjohtumisesta. Lisäksi höyrystinputkien sisäpinnat voivat likaantua kattilakemian takia. Kun lämmönsiirtoa ajatellaan tasotapauksena, kokonaislämmönsiirtokerroimelle voidaan kirjoittaa seuraava yhtälö

$$k(z) = \left( \frac{1}{\alpha_{sk}(z)} + R''_{ff} + R''_w + R''_{fw} + \frac{1}{\alpha_{vp}(z)} \right)^{-1} \quad (36)$$

missä  $k(z)$  = kokonaislämmönsiirtokerroin [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$R''_{ff}$  = tulipesän puoleinen likakerroksen lämpövastus [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]

$R''_w$  = seinämän lämpövastus [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]

$R''_{fw}$  = vesipuolen likakerroksen lämpövastus [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]

$\alpha(z)_{sk}$  = savukaasupuolen lämmönsiirtokerroin [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$$\alpha(z)_{vp} = \text{vesipuolen lämmönsiirtokerroin [W/m}^2\text{K]}$$

Seinämän lämpövastuksen voi laskea materiaalin lämmönjohtavuuden ja paksuuden avulla ja likakerrosten lämpövastuksille voi etsiä ohjearvoja kirjallisuudesta eri kattilatyypeille. Tavallisesti vesipuolen likakerroksen lämpövastus voidaan pienenä jättää huomioimatta.

Höyrystinputkien vesipuolen lämmönsiirtokerroimen voi myös laskea analyyttisesti kaksifaasivirtauksen alkuarvojen perusteella. Tätä varten on johdettu useita empiirisiä korrelaatioita. Nämä korrelaatiot pätevät usein vain rajatuilla alueilla ja niitä on syytä käyttää harkiten. Niillä saadaan kuitenkin arvio lämmönsiirtokerroimen suuruusluokasta kaksifaasivirtauksessa.

Ennen lämmönsiirtokriisin ilmenemistä lämmönsiirto kaksifaasivirtauksessa tapahtuu pääasiassa kahdella tavalla, konvektiivisesti veden ja höyryn rajapinnalla sekä putken pinnalla tapahtuvan kuplakiehumuksen kautta (katso kuva 2). Molemmille voidaan laskea omat lämmönsiirtokerroimet, joista muodostuu putken sisäpinnan lämmönsiirtokerroin. (VDI 1993, Hbb 21; Collier 2001, 274)

$$\alpha(z) = f(\alpha_B(z), \alpha_{conv}(z)) \quad (37)$$

missä  $\alpha(z)_{conv}$  = paikallinen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [W/m<sup>2</sup>K]

$\alpha(z)_B$  = paikallinen kuplakiehumisen lämmönsiirtokerroin [W/m<sup>2</sup>K]

Konvektiivinen lämmönsiirto eli filmikiehuminen on vallitseva tekijä suurilla höyrypitoisuuksilla, koska se riippuu vahvasti putken pinnalla virtaavasta vesifilmistä. Tämä toteutuu silloin, kun nestefilmi on ohuena ja höyry virtaa keskellä. Kuplakiehuminen on vallitseva alhaisten höyryosuuksien aikana, jolloin putken pinnalla syntyy runsaasti höyrykuplia.

Seuraavaksi esitellään eräs malli kaksifaasivirtauksen lämmönsiirtokerroimille pystysuorassa putkessa ylöspäin virtaavalle fluidille radiaalisesti tasaisessa lämpövuossa. Malli pätee alikriittiselle kaksifaasivirtaukselle. Putken sisäpinnan lämmönsiirtokerroin määritellään kyseisessä mallissa seuraavasti (VDI 1993, Hbb 21; Collier 2001, 274)

$$\alpha(z) = \sqrt[3]{\alpha_{conv}(z)^3 + \alpha_B(z)^3} \quad (38)$$

#### 4.1 Filmikiehumisen lämmönsiirtokerroin

Putken kaksifaasivirtauksessa filmikiehumisen lämmönsiirtokerroin voidaan laskea yksifaasivirtauksen konvektiolämmönsiirtoa apuna käyttäen. Määritellään kummallekin faasille omat Reynoldsin, Prandtin ja Nusseltin luvut. Nusseltin luvun laskemiseen käytetään Petukhovin korrelaatiota, joka on todettu olevan riittävän tarkka turbulentille kaksifaasivirtaukselle putkessa. (VDI 1993, Hbb 25-26, ; Collier 2001, 275; Incropera 2001, 445)

$$\text{Pr}_{xO} = \frac{\mu_x c_{px}}{\lambda_x} \quad (39)$$

$$\text{Re}_{xO} = \frac{GD}{\mu_x} \quad (40)$$

$$\text{Nu}_{zO} = \text{Nu}_{\infty O} = \frac{(f/8)(\text{Re}_{xO} - 1000) \text{Pr}_{xO}}{1 + 12,7\sqrt{(f/8)(\text{Pr}_{xO}^{2,3} - 1)}} \quad (41)$$

$$f = (1,82 \log_{10} \text{Re}_{xO} - 1,64)^{-2} \quad (42)$$

missä  $x$  = vesi (l) ja höyry (g)

$\lambda_x$  = lämmönjohtavuus vedelle ja höyrylle [W/mK]

$c_{px}$  = ominaislämpökapasiteetti vedelle ja höyrylle [J/kgK]

$\mu_x$  = dynaaminen viskositeetti vedelle ja höyrylle [Pas]

$Re_{xO}$  = Reynoldsin luku vedelle ja höyrylle [-]

$Pr_{xO}$  = Prandtlin luku vedelle ja höyrylle [-]

$Nu_{xO}$  = Nusseltin luku vedelle ja höyrylle [-]

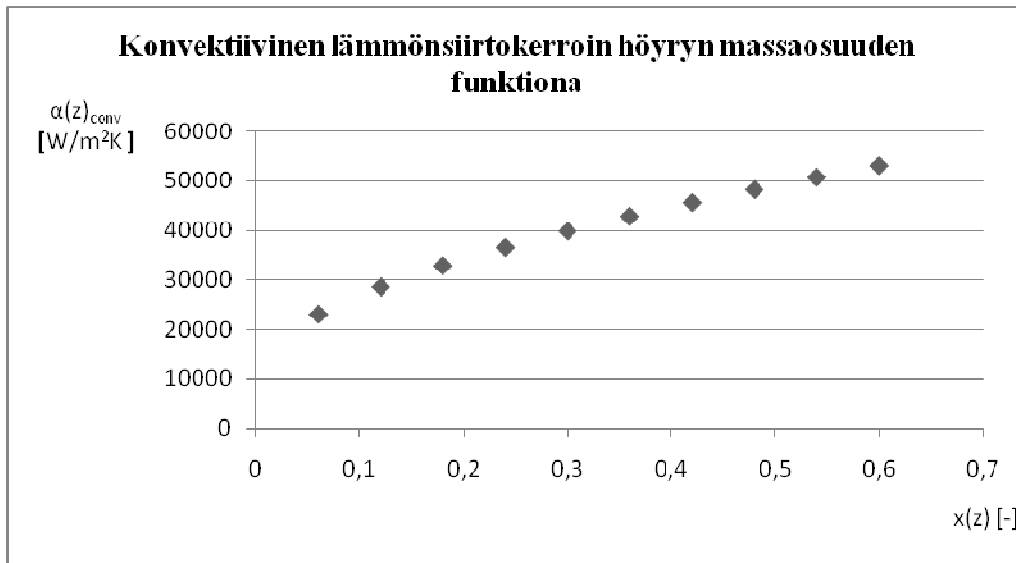
Nusseltin luku on riippuvainen konvektion lämmönsiirtokertoimesta, fluidin lämmönjohtavuudesta sekä hydraulisesta halkaisijasta (VDI 1993, Hbb 21; Incropera 2001, 440)

$$\alpha_{xO} = \frac{Nu_{xO} \lambda_{xO}}{D} \quad (43)$$

Edellä laskettujen arvojen perusteella voidaan laskea filmikiehumisen lämmönsiirtokerroin kokeellisella korrelaatiolla. (VDI 1991, Hbb 7; Collier 2001, 275)

$$\frac{\alpha(z)_{conv}}{\alpha_{LO}} = \left\{ \left[ (1-x)^{1,5} + 1,9x^{0,6}(1-x)^{0,01} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,35} \right]^{-2,2} + \left[ \frac{\alpha_{GO}}{\alpha_{LO}} x^{0,01} \left( 1 + 8(1-x)^{0,7} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0,5} \quad (44)$$

Korrelaatiosta nähdään, että filmikiehumisen lämmönsiirtokerroin on voimakkaasti riippuvainen höyryosuudesta, kuten kuvasta 11 nähdään.



**Kuva 11.** Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin höyryosuuden funktiona. Halkaisija 20 mm; massavirta 500 kg/s; sisääntulopaine 100 bar; höyryosuus 0,6; putkien pituus 50 m; putkien lukumäärä 500; putkimateriaalin suhteellinen karheus 6  $\mu\text{m}$ .

## 4.2 Kuplakiehumisen lämmönsiirtokerroin

Tutkimustulosten ja kokemuksen perusteella voidaan esittää, että kuplakiehumisen riippuu pääasiassa seuraavista parametreista (VDI 1991, Hbb 12-15; Collier 2001, 275-279):

- paikallinen lämpövuoto, sillä mitä korkeampi lämpövuoto, sitä rajumpi kuplanmuodostus pinnalla tapahtuu
- pinnan ominaisuudet, mitä karkeampi pinta sitä paremmin kuplia syntyy putken pinnalla
- putken halkaisija
- paineen suhde kriittiseen paineeseen, mitä lähempänä ollaan kriittistä painetta, sitä vähemmän kuplakiehumisen vaikuttaa
- massavirta ja höyryosuus, vain todella suurilla massavirroilla ja korkeilla höyryosuuksilla, ei merkitystä useimmissa kattiloiden höyrystinputkien tapauksissa
- fluidin kemialliset ominaisuudet



Kuplakiehumiselle kaksifaasivirtauksessa on johdettu seuraavanlaiset riippuvuudet (VDI 1991, Hbb 12-15; Collier 2001, 275-279):

$$\frac{\alpha(z)_B}{\alpha_0} = C_L \left( \frac{q''}{q_0''} \right)^n f(p^*) f(D) f(w) f(q_m, x) \quad (45)$$

missä  $C_L = 0,72$  (vedelle)

$\alpha_0 = 25580 \text{ W/m}^2\text{K}$  (vedelle)

$q''_0 = 150000 \text{ W/m}^2$  (vedelle)

$p^* = p/p_{cr}$

$$n = 0,8 - 0,1 \times 10^{0,76 p^*} \quad (46)$$

$$f(p^*) = 2,816 p^{*0,45} + \left( 3,4 + \frac{1,7}{1 - p^{*7}} \right) p^{*3,7} \quad (47)$$

$f(q_m, x) = 1$ , kun  $x = 0 \dots 0,8$  ja  $q_m < 4500 \text{ kg/s}$

$$f(D) = \left( \frac{D_0}{D} \right)^{0,4} \quad (48)$$

$D_0 = 10^{-2} \text{ m}$

$$f(w) = \left( \frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0,133} \quad (49)$$

missä  $R_{a0} = 1 \text{ } \mu\text{m}$

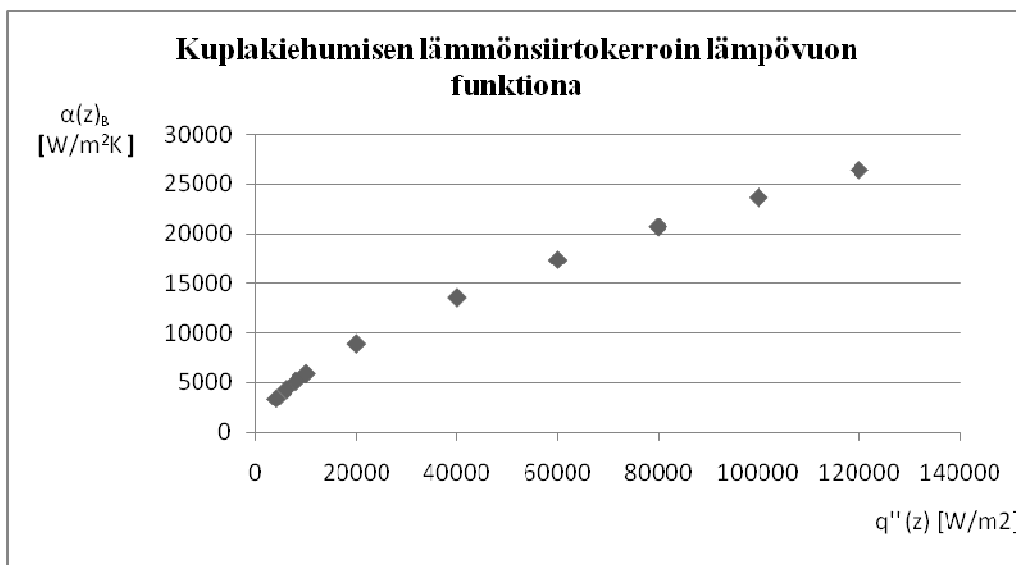
$R_a = \text{putken pinnan keskimääräinen karheus [}\mu\text{m]}$

Termit voidaan yhdistää yhteen yhtälöön (VDI 1991, Hbb 12-15):

$$\frac{\alpha(z)_B}{\alpha_0} = C_L \left( \frac{q''}{q_0} \right)^{n(p^*)} \left[ 2,816 p^{*0,45} + \left( 3,4 + \frac{1,7}{1-p^{*7}} \right) p^{*3,7} \right] \left( \frac{d_0}{D} \right)^{0,4} \left( \frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0,133} \quad (50)$$

Kokeellisten mittausten tulokset kattavat pinnan karheuden arvoja väliltä 1...18  $\mu\text{m}$  ja putken halkaisijoiden arvoja väliltä 1...32 mm.

Kuplakiehumisen lämmönsiirtokerroin on voimakkaasti riippuvainen lämpökuormasta, kuten kuvasta 12 nähdään.



**Kuva 12.** Kuplakiehumisen lämmönsiirtokerroin lämpövuon funktiona. Halkaisija 20 mm; massavirta 500 kg/s; sisääntulopaine 100 bar; höyryosuus 0,6; putkien pituus 50 m; putkien lukumäärä 500; putkimateriaalin suhteellinen karheus 6  $\mu\text{m}$ .

Alhaisilla paikallisilla lämpövuon arvoilla kuplakiehumisen ei käynnisty lainkaan, vaan fluidi höyrystyy filmikiehumisen kautta kokonaan. Tämän raja-arvon määrittämiseksi on selvitetty minimi lämpövuon paikalliselle kuplakiehumiselle (Collier 2001, 279)

$$q_{ONB}'' = \frac{2\sigma T_{sat} h_l}{r\rho_g h_{lg}} \quad (51)$$

missä  $h_l$  = veden paikallinen entalpia [J/kg]

$r = 0,3 \cdot 10^{-6}$  m (useimmille kaupallisille putkille)

$\sigma$  = veden pintajännitys [N/m]

Minimi lämpövuon alittuminen ei ole useimmiten ongelma kattilasuunnittelussa, koska lämpövuoto pyritään maksimoimaan hyötysuhteen parantamiseksi.

### 4.3 Mallien tarkkuus

Lämmönsiirtokertoimien mallien tarkkuutta arvioitaessa ei ole käytössä yhtä laajaa ja vertailevaa aineistoa kuten painehäviön kohdalla oli. Tämä ei ole kuitenkaan tarpeen, sillä höyrystinputkien sisäpuolisen lämmönsiirtokertoimen tarkka määrittäminen ei ole kattilasuunnittelussa oleellista. Tämä johtuu siitä, että sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin on useita kertaluokkia savukaasupuolen kerrointa suurempi, joten lämmönsiirtoa rajoittavat ongelmat ovat useimmiten savukaasupuolella. Tästä syystä vertailevaa dataa on hyvin vähän ja mallit ovat epätarkkoja. Työssä lasketut kertoimet ovat suuruusluokaltaan siis epävarmoja, mutta niiden voi olettaa antavan konservatiivisen arvion suuruusluokasta tuhansien ja kymmenen tuhansien W/m<sup>2</sup>K tarkkuudella.

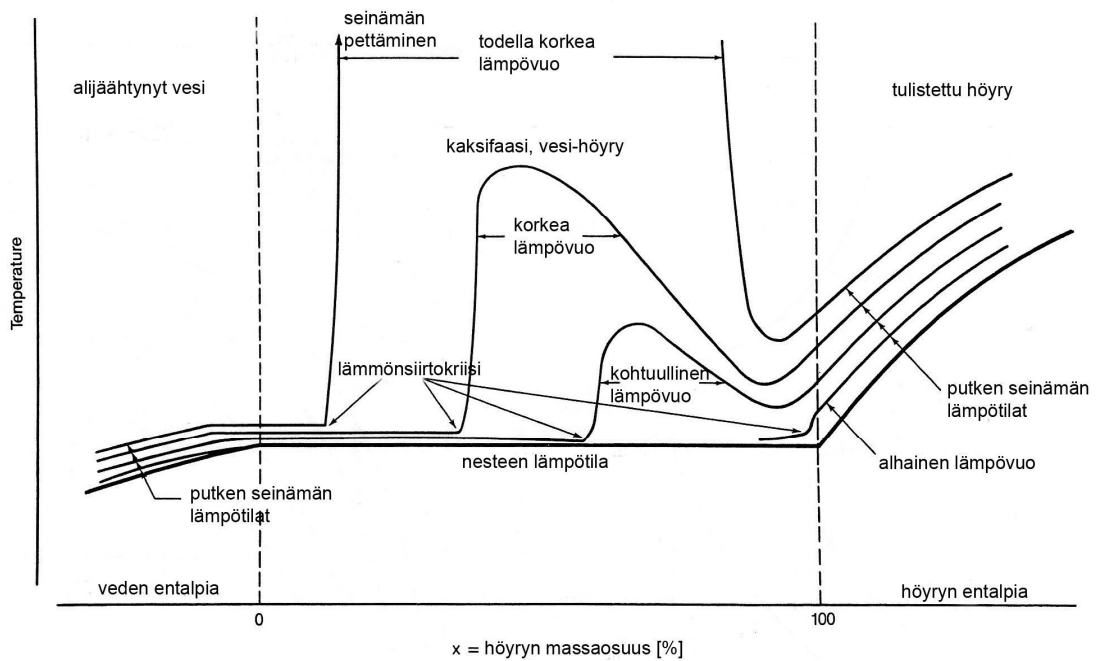
## 5 LÄMMÖNSIIRTOKRIISI

Lämmönsiirtokriisillä tarkoitetaan äkillistä lämpötilagradientin muodostumista lämpöpinnan ja jäädyttävän fluidin väliin, toisin sanoen pinnan ja kaksifaasivirtauksen välinen lämmönsiirtokerroin laskee nopeasti. Tämä aiheutuu vesifilmin häviämisestä putken sisäpinnalta, jolloin lämmönsiirtokertoimeltaan huonompi höyry korvaa sen. Termit lämmönsiirtokriisi, kuivaksi kiehuminen (dryout) ja DNB (departure from nucleate boiling) kuvaavat kaikki samaa ilmiötä. Tästä eteenpäin käytetään vain termiä lämmönsiirtokriisi

yhdenmukaisuuden takia ottamatta kantaa sen kuvaavuuteen tai korrektiuteen. Englanninkielisessä kirjallisuudessa käytetään usein harhaanjohtavaa termiä kriittinen lämpövuoto (critical heat flux), vaikka sillä viitataan virtausolosuhteisiin, joissa lämmönsiirtokriisi tapahtuu.

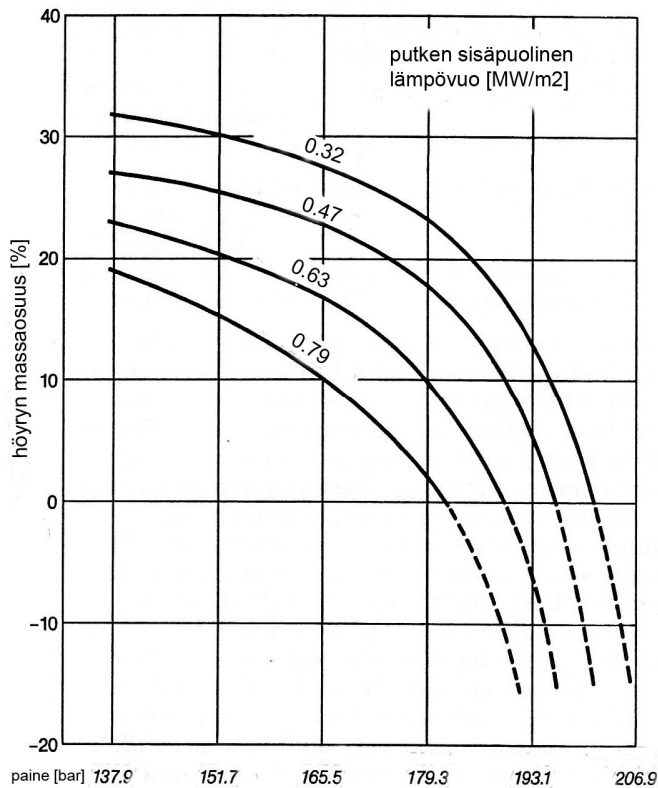
Lämmönsiirtokriisi voi aiheuttaa kattilan höyrystinputkien seinämämateriaalin ylikuumentumista, joka johtaa lujuuden heikentymiseen ja edesauttaa korroosion syntymistä. Lisäksi terminen hyötysuhde heikkenee. Näiden seikkojen takia lämmönsiirtokriisi on tärkeimpiä kriteerejä kattiloiden höyrystinputkia suunniteltaessa. Luonnonkierto- ja pakkokierto-kattiloiden tapauksissa lämmönsiirtokriisiä pyritään välttämään kaikin mahdollisin keinoin, läpivirtauskattiloissa se tapahtuu joka tapauksessa. Läpivirtauskattiloilla lämpötilan äkillistä nousua pyritään lieventämään korjaamalla kaksifaasivirtauksen parametreja sekä rakenteellisilla ratkaisuilla kuten rihlauksilla, joilla viivästytetään lämmönsiirtokriisin alkamista. Toiminnan turvallisuutta lämmönsiirtokriisiin nähden voidaan arvioida kattilan eri korkeuksilla esimerkiksi lämmönsiirtokriisin välttämiseksi sallitun lämpövuon ja suurimman käytön aikana odotettavissa olevan lämpövuon suhteen avulla. Tässä työssä kriittinen lämpövuoto tarkoittaa lämpövuotoa, jolla lämmönsiirtokriisi tapahtuu, kun lämpövuoto on vakio radiaalisesti ja aksiaalisesti, massavirta on vakio ja höyrystyminen tapahtuu tiettyyn höyryosuuteen. On tärkeää pystyä arvioimaan näiden tekijöiden vaikutus kriittisen lämpövuon arvoon, sillä esimerkiksi massavirta ja lämpövuoto saattavat vaihdella runsaasti kattilan käytön aikana. (Stultz 1992, 5-2, 5-4)

Lämmönsiirtokriisiin vaikuttavat kaksifaasivirtauksen paine, massavirta ja höyryosuus. Lisäksi virtauskanavan geometria, pinnan ominaisuudet sekä kanavassa olevat epäsäännöllisyydet vaikuttavat osaltaan lämmönsiirtokriisin kehittymiseen. Kuvassa 13 on esitetty putken seinämän lämpötila kehittyminen eri lämpövuon arvoilla sekä lämmönsiirtokriisin kohta tasaisesti lämmitetyllä pystyhöyrystimellä. Alhaisella lämpövuolla lämmönsiirtokriisi ei tapahdu kuin vasta höyryosuuden lähestyessä sataa prosenttia. Todella korkealla lämpövuolla lämmönsiirtokriisi saattaa tapahtua jo alijäähtyneen nesteen alueella. (Stultz 1992, 5-4)



**Kuva 13.** Putken seinämän lämpötilan kehittyminen ja lämmönsiirtokriisin sijainti (Stultz 1992, 5-4).

Fossiilisten polttoaineiden kattiloissa paineen vaikutus lämmönsiirtokriisiin korostuu huomattavasti painevälillä 140...210 bar. Vakio lämpövuolla kriittisen höyryosuuden arvo laskee rajusti paineen kasvaessa, jossain tapauksissa jopa alijäähtyneelle alueelle. Kuvassa 14 on kuvattu tämä ilmiö. (Stultz 1992, 5-5)



**Kuva 14.** Sallitun höyryosuuden arvo paineen funktiona eri lämpövoilla (Stultz 1992, 5-5).

Putken geometrioilla, pinnan ominaisuuksilla sekä epäsäännöllisyyksillä on vaihtelevia riippuvuuksia kriittiseen lämpövuohon ja höyryosuuteen. Selkeitä ja yleispäteviä yhteyksiä on vaikea löytää. Esimerkiksi läpivirtauskattiloiden suunnittelussa on huomattu, että rihlattujen höyrystinputkien viivästyttävän lämmönsiirtokriisiä tai pystysuorilla putkilla kriittinen lämpövuoto on suurempi kuin kallistetuilla putkilla. (Stultz 1992, 5-5, 5-6)

Kriittiselle lämpövuolle on johdettu useita korrelaatioita usealle paine-, massavirta- ja höyryosuusalueille vaihtelevilla geometrioilla. Doroshchuk on esittänyt seuraavanlaisen korrelaation kriittiselle lämpövuolle (VDI 1991, Hbb 23)

$$q_{cr}'' = 10^3 \left[ 10,3 - 17,5 \left( \frac{p}{p_{cr}} \right) + 8 \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^2 \right] \left( \frac{8 \cdot 10^{-3}}{D} \right)^{0,5} \left( \frac{G}{1000} \right)^{0,68} \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^{-1,2x-0,3} e^{-1,5x} \quad (52)$$

missä  $p_{cr}$  = kriittinen paine [Pa]

$p$  = virtauksen sisääntulopaine [Pa]

Kyseinen empiirinen korrelaatio pätee seuraavilla väleillä

$$29 < p < 196 \text{ bar}$$

$$500 < G < 5000 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$4 < D < 25 \text{ mm}$$

On selvää, että lämmönsiirtokriisi on kattilan höyrystimiä suunniteltaessa tärkeä, ellei tärkein suunnitteluparametri.

## 5.1 Mallien tarkkuus

Käytössä olleista lähteistä ei löytynyt dataa mallien tarkkuudesta. Tehdään kuitenkin vertailu Doroshchukin mallin ja erään yleisesti käytetyn mallin välillä. Vertailtavana on Kirilovin (et al.) esittämä taulukko. Taulukon etuna ovat laajempi painealue sekä massavuo, mutta haittana taas rajoitettu höyryosuus ja halkaisija. Alkuarvot ovat valittu niin, että ne sopivat molempien mallien pätevyysalueille. (Collier 2001, 340-353)

massavirta $q_m$	100 kg/s
höyrystimen sisääntulopaine $p_{in}$	110 bar
höyrystinputkien lukumäärä $N$	1000
putkien halkaisija $D$	8 mm
massavuo $G$	$\sim 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$
höyryn massaosuus lopussa $x$	0,15

Doroshchukin malli antaa kriittiseksi lämpövuoksi  $2,33 \text{ MW/m}^2$  ja Kirilovin taulukot  $1,75 \text{ MW/m}^2$ . Mallien välillä on siis huomattava ero. Kokeillaan vielä korkeammilla massavuon ja paineen arvoilla.

massavirta $q_m$	200 kg/s
höyrystimen sisääntulopaine $p_{in}$	160 bar
höyrystinputkien lukumäärä $N$	1000
putkien halkaisija $D$	8 mm
massavuo $G$	$\sim 4000 \text{ kg/m}^2\text{s}$
höyryn massaosuus lopussa $x$	0,15

Doroshchukin malli antaa kriittiseksi lämpövuoksi  $1,48 \text{ MW/m}^2$  ja Kirilovin taulukot  $1,95 \text{ MW/m}^2$ . Tässä tapauksessa Kirilovin malli antaa korkeamman arvon.

Kirilovin malli ottaa tarkemmin huomioon massavuon vaikutuksen kriittiseen lämpövuohon kuin Doroshchukin malli. Tämä huomataan taulukosta 1. Doroshchukin mallissa tapahtuu pienempää muutosta massavuon muuttuessa kuin Kirilovin mallissa. Kuitenkin, kumpi malli on lähempänä todellisuutta kussakin tapauksessa, on epäselvää. Tarvitaan mittaustuloksia ja työn laajuus ei anna mahdollisuuksia niiden tekemiseen.

**Taulukko 1.** Kriittinen lämpövuoto eri massavuoilla, paine 100 bar, halkaisija 8 mm, höyryosuus 0,15.

massavuo $G$ [ $\text{kg/m}^2\text{s}$ ]	kriittinen lämpövuoto $q''_{cr}$ [ $\text{MW/m}^2$ ]	
	Kirilov	Doroshchuk
1000	2,94	3,2
2000	2,35	2,85
4000	1,87	2,5
5000	3,11	2,43

Edellisen perusteella voidaan vain todeta, että mallien välillä on suuria eroja kuten painehäviön tapauksessa.



## 6 SOVELLUSOHJELMAN MUODOSTAMINEN

Työhön liittyvä sovellusohjelma laskee annettavien alkuarvojen perusteella höyrystinputkien lämmönsiirtokertoimet, painehäviön sekä kriittisen lämpövuon. Ohjelma toteutetaan Excel-tiedostona.

Ohjelma laskee arvoja radiaalisesti tasaisesti lämmitetyille, ylöspäin virtaavalle, stationääritilassa olevalle pakko- tai luonnonkiertokattilan höyrystinputkien kaksifaasivirtaukselle. Syöttöveden oletetaan tulevan kattilaan kylläisessä tilassa. Kertavastuksia ei tässä tapauksessa oteta huomioon, mutta ne voidaan halutessa lisätä sovellukseen. Tarvittavat alkuarvot ovat sisääntulopaine, höyrystinputkien massavirta, höyrystinputkien lukumäärä, putkien halkaisija, putkien korkeus, haluttu höyryosuus putkien lopussa ja putken pinnan karheus. Alkuarvojen rajoitukset ovat listattu syöttötietojen viereen.

Tarvittavat kylläisen höyryn ja veden aineominaisuudet saadaan water97.add-on Excel-sovelluksesta, joka perustuu International Association for the Properties of Water and Steam yhdistyksen muodostamiin taulukoihin ja yhtälöihin (IAPWS\_IF97-standardi). Sovellus on ilmaisjakelussa ja sen voi ladata muun muassa sivustolta <http://www.cheresources.com/iapwsif97.shtml>. Aineominaisuudet lasketaan höyrystimen sisääntulopaineen mukaan. (Wagner 1998)

Lämmönsiirtokertoimet saadaan yhtälöiden 38, 44 ja 50 perusteella. Ne on laskettu oletetun lineaarisen höyryosuuden ja lämpövuon muutoksen perusteella. Lämmönsiirtokertoimet esitetään graafisesti eri lohkoissa. Painehäviö tulee yhtälön 17 perusteella. Kriittinen lämpövuoto saadaan yhtälön 52 perusteella. Tärkeää on painottaa, että painehäviö ja kriittinen lämpövuoto eivät ota huomioon epätasaista lämpövuojakaumaa. Lämmönsiirtokertoimen voi määrittellä epätasaisella lämpövuonjakaumalla.

## 6.1 Tulokset

Tässä kappaleessa käydään läpi yksi esimerkkitapaus käyttäen edellä esitettyä laskentaohjelmaa. Esimerkkitapauksen alkuarvoina käytetään ohjelman pätevyysalueella olevia toiminta-arvoja. Taulukossa 2 on esitetty käytetty lämpöjakauma. Ensimmäinen lohko on alimmainen ja höyrystimen sisääntuloalue.

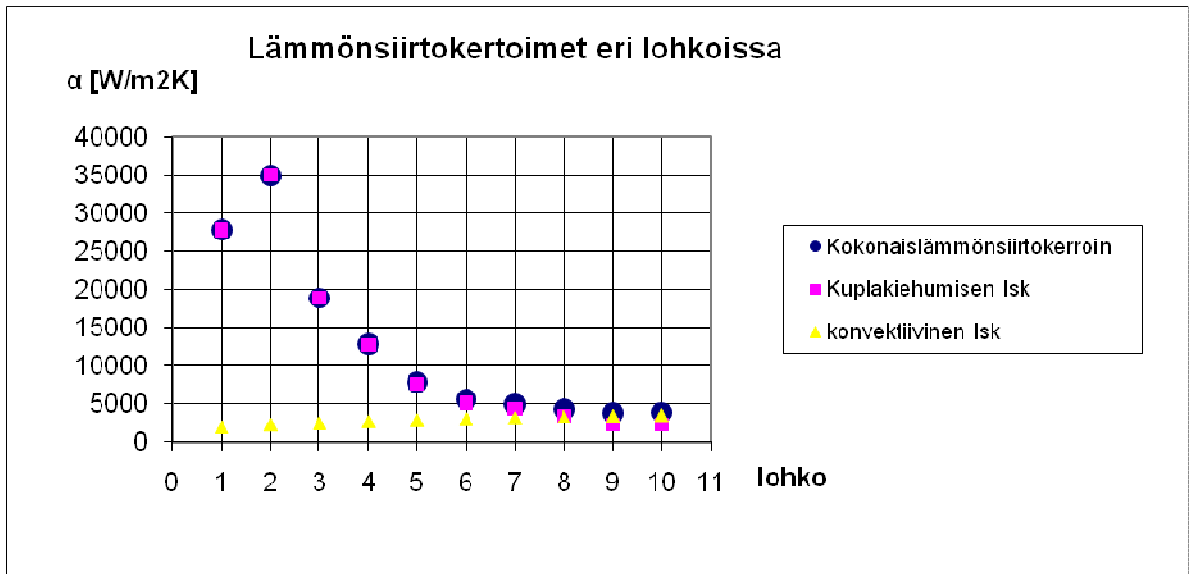
Alkuarvot ovat

massavirta $q_m$	35 kg/s
höyrystimen sisääntulopaine $p_{in}$	110 bar
höyrystinputkien lukumäärä $N$	1000
putkien halkaisija $D$	25 mm
höyryn massaosuus lopussa $x$	0,2
keskimääräinen pinnankarheus $R_a$	6 $\mu\text{m}$
putkien korkeus $L$	60 m

**Taulukko 2.** Käytetty lämpövuojakauma.

Lohko	Lämpövuoto [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
1	80000
2	120000
3	40000
4	20000
5	8000
6	4000
7	3000
8	2000
9	1000
10	1000

Näillä alkuarvoilla saadaan lämmönsiirtokertoimille seuraavanlainen jakauma



**Kuva 15.** Laskentaohjelman lämmönsiirtokertoimet.

Huomataan, että näillä alkuarvoilla kuplakiehumisen lämmönsiirtokerroin on hallitseva kokonaislämmönsiirtokertoimessa. Tämä johtuu pääasiassa valituista lämpövuon arvoista eri lohkoissa.

Kokonaispainehäviöksi saadaan 2,11 bar ja kriittiseksi lämpövuoksi 3,11 MW/m<sup>2</sup>. Painehäviö on suhteellisen pieni, koska massavirta on pieni verrattuna putkien lukumäärään ja kokoon. Kriittinen lämpövuoto on suuri, koska höyryosuus lopussa on alhainen.

Tuloksien tarkkuutta ja oikeellisuutta voi pohtia edellä esitettyjen tarkastelujen perusteella. Parhaimman vertailupohjan saisi oikeista mittaustuloksista, mutta niitä ei voitu tehdä työn rajallisuuden takia.

## 7 JOHTOPÄÄTÖKSET JA YHTEENVETO

Tämä kandidaatintyö on vain pintaraapaisu kaksifaasivirtauksen mallintamisesta. Useita aiheita ja tekijöitä on jouduttu jättämään käsittelyn ulkopuolelle työn laajuuden rajallisuuden ja ajanpuutteen takia. Näitä ovat muun muassa epäsäännöllisen aksiaalisen ja radiaalisen lämpövuon vaikutus painehäviöön ja kriittiseen lämpövuohon, kertavastusten painehäviö ja muu vaikutus kaksifaasivirtauksessa, horisontaalinen ja vino kaksifaasivirtaus sekä alijäähtyneen nesteen kiehuminen. Esiitettyjen mallien virhetarkastelu ja validointi jättää myös toivomisen varaa. Työn antaakin yleiskuvan kaksifaasivirtauksen mallinnuksessa käytetyistä malleista ja ongelmista sekä herättää keskustelua aiheesta.

Työhön liittyvää Excel-sovellusta ei voi käyttää suunnittelussa epävarmuuksien takia, mutta se voi antaa vertailuarvoja tutkijalle, joka haluaa mallintaa kaksifaasivirtausta höyrystinputkissa.

Kaksifaasivirtausta tutkitaan runsaasti eri yliopistoissa ja laitoksissa jatkuvasti. Sen mallintaminen on harpannut numeerisen ja laskennallisen virtausmekaniikan (computational fluid dynamics, CFD) kehittyessä ja tietokoneiden tehon moninkertaistuessa. Silti kaksifaasivirtauksen fysikaalinen ymmärrys on lapsenkengissään, vaikka aihetta on tutkittu 1900-luvun alusta lähtien.

## LÄHTEET

Collier, John G; Thome, John R. 2001. Convective boiling and condensation. Oxford. 591 s. ISBN 0-19-856296-9

Fagerholm, N.-E.; Kivioja, K. Painehäviö kaksifaasivirtauksessa. TKK Koneinsinööriosasto 1985. 84 s.

Huhtinen, Markku; Kettunen, Arto; Nurminen, Pasi; Pakkanen, Heikki. 1994. Höyrykattilatekniikka. Helsinki 2004. 379 s. ISBN 951-37-3360-2

Incropera, Frank P. Fundamentals of heat and mass transfer. Hoboken (NJ): Wiley, cop. 2002. 981 s. ISBN 0-471-38650-2

Kakaç, Sadik. 1991. Boilers, evaporators and condensers. Miami. 829 s. ISBN 0-471-62170-6

Meuronen, Vesa. Luonnonkiertopiirin suunnittelu. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu.

Stultz, S. C.; Kitto, J. B. Steam : its generation and use. Barberton (OH) : Babcock & Wilcox, cop. 1992. n. 1000 s. useina jaksoina. ISBN 0-9634570-0-4

Verein Deutscher Ingenieure. VDI heat atlas. 1993. Düsseldorf. n. 1000 s. useina jaksoina. ISBN 3-18-400915-7

Wagner, Wolfgang. Properties of water and steam : the industrial standard IAPWS-IF97 for the thermodynamic properties and supplementary equations for other properties. Berlin : Springer, cop. 1998. 354 s. ISBN 3-540-64339-7

Wallis, Graham B. One-dimensional two-phase flow. New York : McGraw-Hill, cop. 1969. 408 s. 0-07-067942-8