

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0200 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

Kandidaatintyö:

Lämmöntalteenottokattilan lämpötekkinen mitoitus

Thermal design of a heat recovery steam generator

Työn tarkastaja: Juha Kaikko

Työn ohjaaja: Juha Kaikko

Lappeenranta 20.9.2011

Janne Neuvonen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Teknillinen tiedekunta
Energiatekniikan koulutusohjelma

Janne Neuvonen

Lämmöntalteenottokattilan lämpötekkinen mitoitus

Thermal design of a heat recovery steam generator

Kandidaatintyö

2011

51 sivua, 14 kuvaa, 3 taulukkoa ja 3 liitettä

Tarkastaja: Juha Kaikko

Ohjaaja: Juha Kaikko

Hakusanat: kaasuturbiini, kombiprosessi, lämmöntalteenottokattila

Keywords: combined cycle, gas turbine, heat recovery steam generator

Kandidaatintyön tavoitteena oli laatia mitoitussovellus KPA Unicon Oy:lle, jolla voidaan arvioida lämmöntalteenottokattilasta saatavaa tehoa sekä tarvittavaa lämmönsiirtopinta-alaa. Mitoitussovellus laadittiin yksipaineisen kattilan mitoitusta varten ja sitä on tarkoitus hyödyntää yrityksen tarjousvaiheen projekteissa. Laskentasovelluksen laatimista varten tässä kandidaatintyössä käsitellään kaasuturbiinin jälkeistä lämmöntalteenottokattilaa ja sen mitoittamista. Erityisesti huomiota kiinnitetään yleisiin suunnitteluperiaatteisiin ja lämpötekkiniseen mitoittamiseen. Työssä esitetään tyypillisiä suunnitteluarvoja, rakenteita sekä laskentamenetelmiä, joiden avulla lämmöntalteenottokattila voidaan mitoittaa.

SISÄLLYSLUETTELO

Sisällysluettelo

Symboli- ja lyhenneluettelo	2
1 Johdanto	6
2 Lämmöntalteenottokattilan suunnittelussa vaikuttavia tekijöitä	8
2.1 Kattilatyypin valinta	9
2.2 Lämmöntalteenottokattilan mitoitusparametrit	11
2.3 Savukaasupuolen painehäviö	13
2.4 Höyryn paine ja lämpötila	15
2.4.1 Höyryn paine	15
2.4.2 Höyryn lämpötila	16
2.5 Painetasojen lukumäärä ja lämpöpintojen sijoittelu	16
2.5.1 Painetason lukumäärän valinta.....	16
2.5.2 Lämpöpintojen sijoittaminen kattilaan.....	17
2.6 Lisäpoltto.....	19
3 Lämpötekkinen mitoitus	19
3.1 Mitoituksen lähtökohdat ja mitoituksen eteneminen.....	20
3.2 Lämmönsiirtimien perusrakenne	21
3.2.1 Putkijaot ja väliaineiden nopeus	21
3.2.2 Putkikoko ja materiaalit	23
3.3 Lämmönsiirtymiskertoimien laskenta	26
3.3.1 Sisäpuolinen konvektiolämmönsiirtymiskerroin	28
3.3.2 Ulkopuolinen konvektiolämmönsiirtymiskerroin	29
3.3.3 Ripahyötysuhde.....	31
3.3.4 Ulkopuolinen säteilylämmönsiirtokerroin	33
3.3.5 Kokonaislämmönsiirtokerroin	36
3.4 Painehäviöiden laskenta	38

3.4.1	Sisäpuolinen painehäviö	39
3.4.2	Ulkopuolinen painehäviö	40
4	Mitoitussovellus	42
4.1	Ohjelman rakenne.....	42
4.2	Mitoitettavan kattilan rakenne	43
4.3	Alkuarvot.....	43
4.4	Laskennan kulku.....	44
4.5	Laskennan tulokset	44
4.6	Mitoitussovelluksen tarkkuus.....	45
5	Mitoitusesimerkki	45
5.1	Mitoitettava kattila	45
5.2	Mitoituksen tulokset	47
6	Yhteenveto	48
	Lähdeluettelo	49

Liitteet

Liite 1. Korjauskertoimia ulkopuolisen konvektiolämmönsiirtokertoimen ja painehäviön laskentaan eri ripatyypeillä.

Liite 2. Ripahyötysuhteen laskentamenetelmiä erilaisille ripatyypeille

Liite 3. Laskennan tulokset

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Latinalaiset aakkoset

A	pinta-ala	[m ²]
A_n	vapaa virtauspoikkipinta-ala	[m ²]
C	korjauskerroin	[-]
	massaosuus	[kg/m ³]
C_1	paksuuslisä	[m]
C_2	syöpymisen huomioiva paksuuslisä	[m]
c_p	ominaislämpökapasiteetti	[kJ/kgK]
d	halkaisija	[m]
E	likakerroksen lämpövastus	[m ² /WK]
f	Moodyn kitkakerroin	[-]
G	massavirrantiheys	[kg/sm ²]
h	lämmönsiirtokerroin	[W/m ² K]
k	lämmönjohtavuus	[W/mK]
K	materiaalin lujuusarvo	[N/m ²]
	karakteristinen mitta	[m]
L	pituus	[m]
L_c	reduoitu ripakorkeus	[m]
l	korkeus	[m]
N_r	putkirivien lukumäärä	[-]
p	paine	[bar], [Pa]
Q	lämpövirta	[W]
q_m	massavirta	[kg/s]
R	kaksifaasitekijä	[-]
R'	lämpövastus/putkipituus	[K/W]
s	vaadittu seinämän paksuus lisät mukaan lukien	[m]
S	varmuuskerroin	[-]
s_{eq}	säteilypituus	[m]
s_1	poikittainen putkijako	[m]

s_2	pitkittäinen putkijako	[m]
T	Lämpötila	[°C], [K]
U	kokonaislämmönsiirtokerroin	[W/m ² K]
ν	lujuuskerroin	[-]
w	nopeus	[m/s]
	rivan segmentin leveys	[m]
V	tilavuus	[m ³]
x	höyryn massaosuus	[-]

Kreikkalaiset aakkoset

α	absorptiokerroin	[-]
β	tehokkuuskerroin	[-]
γ	ripatiheys	[-]
δ	rivan paksuus	[m]
ε	emissiviteetti	[-]
ϵ	pinnan karheus	[m]
ζ	vastuskerroin	[-]
η_f	ripahyötysuhde	[-]
η_o	ripapinnan hyötysuhde	[-]
μ	dynaaminen viskositeetti	[N · s/m ²]
ξ	kitkakerroin	[-]
ρ	tiheys	[kg/m ³]

Dimensiottomat luvut

j	Colburnin lämmönsiirtokerroin	[-]
Nu	Nusseltin luku	[-]
Pr	Prandtlin luku	[-]
Re	Reynoldsin luku	[-]

Luonnonvakiot

σ Stefan-Bolzmännin vakio $5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

Alaindeksit

1...6 järjestysnumeroita
 c karakteristinen
 partikkeli
 suunnittelu
 CO₂ hiilidioksidi
 d halkaisija
 e sähkö
 ulkohalkaisija rivin kanssa
 f ripa
 fg savukaasu
 fw syöttövesi
 H₂O vesi
 i sisä
 lam laminaari
 lm logaritminen
 max maksimi
 o ulko
 p putki
 pöly
 r säteily
 s pinta
 st höyry
 tot kokonais
 turb turbulenttinen
 u ulko
 w seinämä

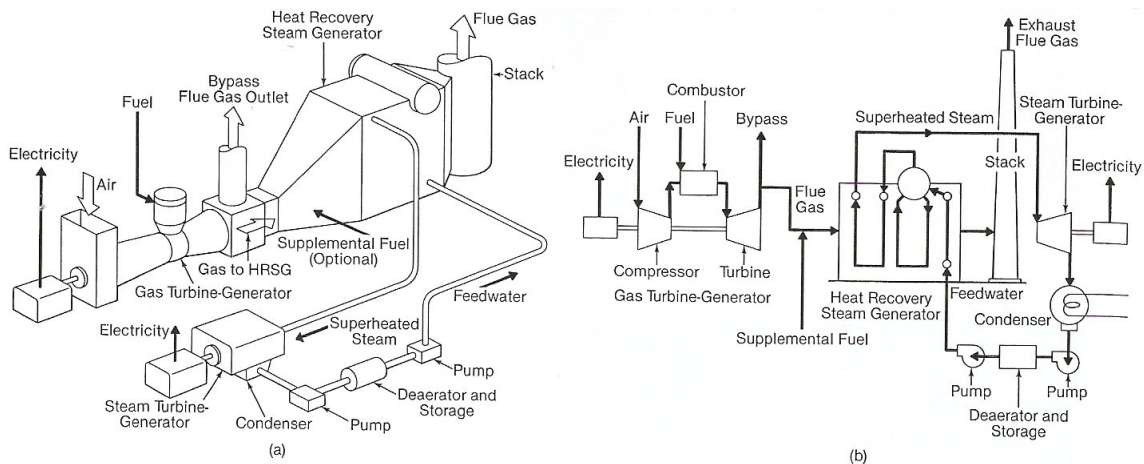
Lyhenteet

HRSG Heat recovery steam generator

NO_x Typen oksidi

1 JOHDANTO

Kaasuturbiinista ulos tulevat savukaasut ovat 450-650 °C:n lämpötilassa. Kuumat savukaasut sisältävät runsaasti hyödyntämätöntä lämpöenergiaa, joka ilman lämmöntalteenottoa menee hukkaan. Savukaasujen sisältämä lämpöenergia saadaan talteen kaasuturbiinin jälkeisellä lämmöntalteenottokattilalla (HRSG), jossa savukaasujen sisältämällä lämmöllä tuotetaan höyryä höyryturbiinille tai prosessitarkoituksiin. Kuvan 1 mukaisesta prosessista, jossa yhdistetään sekä kaasuturbiini että höyryturbiini kutsutaan kombiprosessiksi. Kuvassa 2 on esitetty kombivoimalaitoksen T,s-piirros, josta käy ilmi kuinka nämä kaksi prosessia täydentävät lämpötila-alueiltaan toisiaan erinomaisesti. Kombiprosessilla voidaan päästä yli 50 %:n sähköntuotantohyötysuhteeseen, kun pelkän kaasuturbiinin sähköntuotantohyötysuhde jää alle 38 %:n.



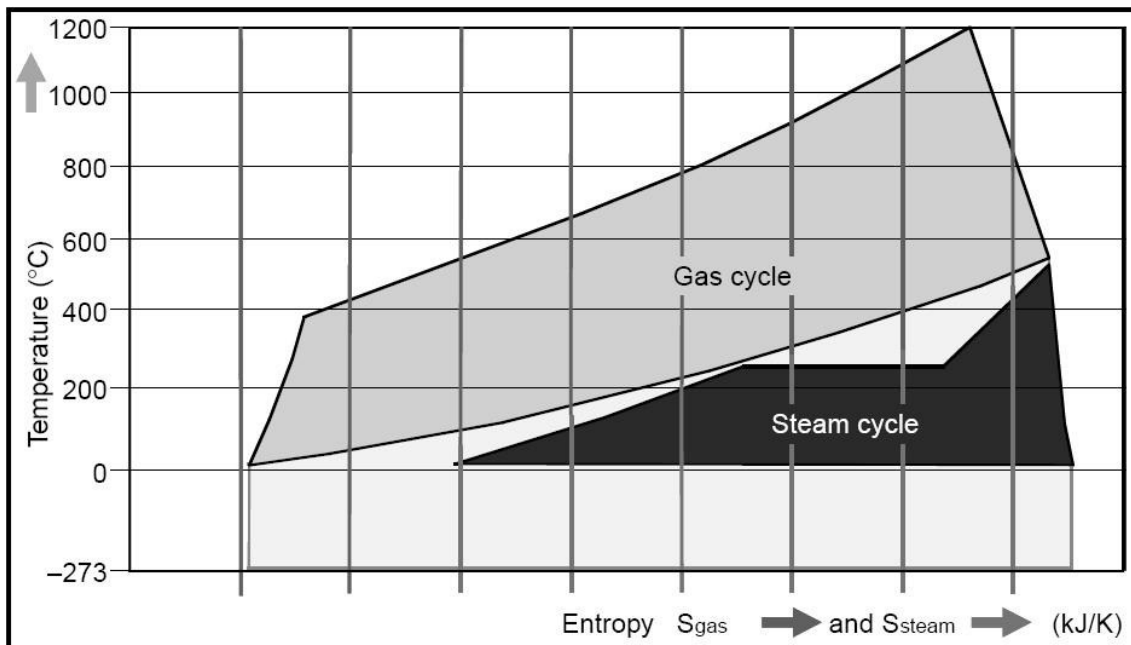
Kuva 1. Yksinkertainen kombiprosessi (Stultz & Kitto 1992, 31-2)

Yksinkertainen lämmöntalteenottokattila koostuu sarjaan kytketyistä syöttöveden esilämmittimestä, höyrystimestä sekä tulistimesta. Lämmöntalteenottokattila voidaan rakentaa joko pysty- tai vaakatasoon sekä useammalla eri painetasolla, jolloin kattilassa on yleensä jokaisella painetasolla oma höyrystin, tulistin sekä syöttöveden esilämmitin. Lämmöntalteenottokattilassa itsessään ei polteta mitään polttoainetta, vaan lämmöntalteenottokattila toimii lämmönsiirtimenä savukaasun ja veden tai höyryn välillä. Lämmöntalteenottokattila on kuitenkin mahdollista varustaa lisäpolttimilla, joissa poltetaan

öljyä tai maakaasua, jolloin pystytään säätämään tulistusta ja saadaan tuotettua enemmän höyryä.

Tämä kandidaatintyö on tehty KPA Unicon Oy:lle tavoitteena laatia mitoitussovellus, jonka avulla voidaan arvioida kattilasta saatavaa tehoa, tarvittavaa lämmönsiirtopinta-alaa sekä lämmönsiirtimien mittoja, kun tiedetään kattilaan tulevien savukaasujen parametrit ja tarvittavan tuorehöyryn paine sekä lämpötila. Sovelluksen on tarkoitus olla yksinkertainen sekä helppokäyttöinen, jolloin sitä voidaan hyödyntää yrityksen tarjousvaiheen projekteissa.

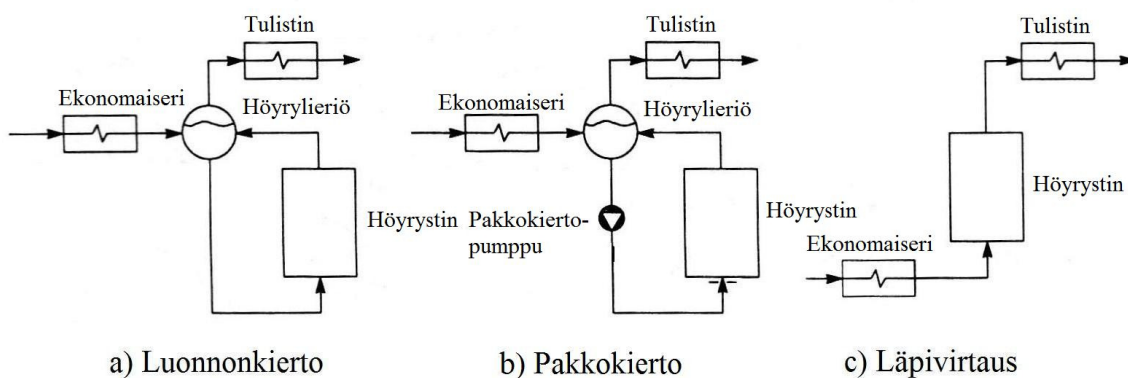
Mitoitussovelluksen laatimista varten tässä työssä käsitellään kaasuturbiinin jälkeisen lämmöntalteenottokattilan yleisiä suunnitteluperiaatteita. Työssä esitetään lämmöntalteenottokattilan lämpötekni- sen mitoittamisen perusteet, mitoituksen eteneminen sekä mitoituksessa huomioitavia tekijöitä. Luvussa 5 käsitellään mitoitussovellusta sekä esitetään mitoitussovelluksen toimintaperiaate. Mitoitussovellusta hyödyntäen on mitoitettu esimerkkitapaus, jonka mitoittamista ja mitoituksen tuloksia käsitellään tämän työn lopuksi.



Kuva 2. Kombivoimalaitoksen T,s-diagrammi (Lezuo 2007, 14-3).

2 LÄMMÖNTALTEENOTTOKATTILAN SUUNNITTELUSSA VAIKUTTAVIA TEKIJÖITÄ

Kombivoimalaitosprosesseissa käytettävät lämmöntalteenottokattilat ovat luonnonkiertoisia, pakkokiertoisia tai läpivirtauskattiloita. Tässä kandidaatintyössä keskitytään vain luonnonkiertoisiin ja pakkokiertoisiin kattiloihin. Kuvassa 3 on kuvattu näiden kolmen kiertotyypin periaatteet.

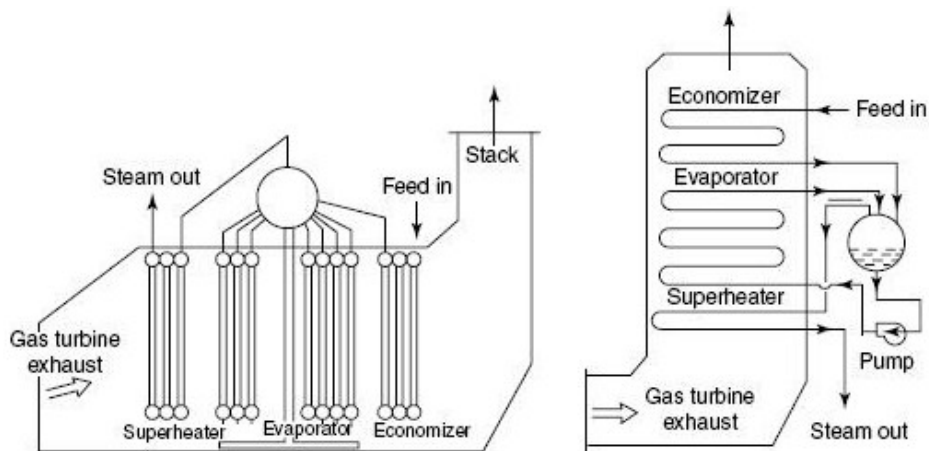


Kuva 3. Kattiloiden vesikiertotyypit (Kakac 1991, 204).

Luonnonkiertokattilassa veden ja vesihöyryn kierto lieriön ja höyrystimen välillä perustuu veden ja vesihöyryn tiheyseroon. Syöttöveden esilämmittimessä lämmennyt vesi johdetaan höyrylieriöön ja siitä edelleen höyrystinputkien alapäähän. Osa vedestä höyrystyy putkissa. Höyrystinputkista kylläisen veden ja vesihöyryn seos palaa takaisin lieriöön, jossa veden ja vesihöyryn seos erotetaan toisistaan. Höyry nousee lieriössä sen yläosaan ja virtaa edelleen tulistimeen tulistettavaksi. Höyrystymättä jäänyt vesi sekoituu lieriöön syötettävään uuteen syöttöveeseen ja virtaa laskuputkia pitkin uudelle kierrokselle höyrystimeen. (Huhtinen 2000, 113). Pakkokiertokattilassa höyrystimen vesihöyrykierto pidetään yllä pakkokiertopumpulla. Läpivirtauskattiloissa sen sijaan ei ole höyryn ja veden erotukseen tarkoitettua höyrylieriötä, vaan kattilaan syötettävä vesi ensin lämpenee putkissa, sitten höyrystyy ja lopuksi tulistuu.

Yksinkertaisimmillaan lämmöntalteenottokattila toimii yhdellä painetasolla, jolloin kattila koostuu kolmesta sarjaan kytketystä lämmönsiirtimestä: syöttöveden esilämmittimestä, veden höyrystimestä ja höyryn tulistimesta. Syöttövesipumpulla tuotetaan prosessissa tarvittava paine, joka on samansuuruinen kaikissa komponenteissa, kun painehäviöitä ei huomioida. (Huhtinen 2000, 171)

Lämpöpinnat sijoitetaan lämmöntalteenottokattilassa savukaasuvirtaan vastavirtaperiaatteen mukaan niin, että kuumimmat savukaasut kohtaavat tulistimen, sitten höyrystimen ja lopuksi syöttöveden esilämmittimen (Huhtinen 2000, 172). Kuvassa 4 on esitetty lämpöpintojen sijoittelu vaakamallisessa ja pystymallisessa lämmöntalteenottokattilassa. Vaakamallisessa kattilassa lämmönsiirrinputkistot on sijoitettu pystysuoraan ja savukaasut virtaavat kattilan läpi vaakasuoraan, pystyrakenteisessa päinvastoin.



Kuva 4. Lämpöpintojen sijoittuminen vaaka- ja pystymallisessa lämmöntalteenottokattilassa (Rayaprolu 2009, 640)

2.1 Kattilatyypin valinta

Lämmöntalteenottokattilan suunnittelu on varsin joustavaa ja markkinoilla on useita erilaisia ratkaisuja. Rakennettavat kattilat voivat olla konventionaalisten kattiloiden tapaan luonnonkiertoisia tai pakkokiertoisia. Pääsääntöisesti vaakamalliset kattilat raken-

netaan luonnonkierrolle ja pystymalliset pakkokierrolle. Nykyään laskennan kehittyessä myös pystymallinen lämmöntalteenottokattila voidaan rakentaa luonnonkiertoiseksi. (Virtanen 2000a, 9)

Vaakarakenteisen kattilan etuja ovat yksinkertainen konstruktio sekä nopea ja yksinkertainen pystytysprosessi verrattuna pystyrakenteiseen, jolla on tiukemmat vaatimukset kattilan tuennalle. Pystyrakenteinen kattila sen sijaan vaatii vähemmän maa-alaa ja erityisesti jos vaakarakenteisessa kattilassa käytetään typenoksidipäästöjen kontrollointiyksikköä niin tarvittava maa-ala kasvaa entisestään. (Rayaprolu 2009, 640-641; Virtanen 2000a, 9)

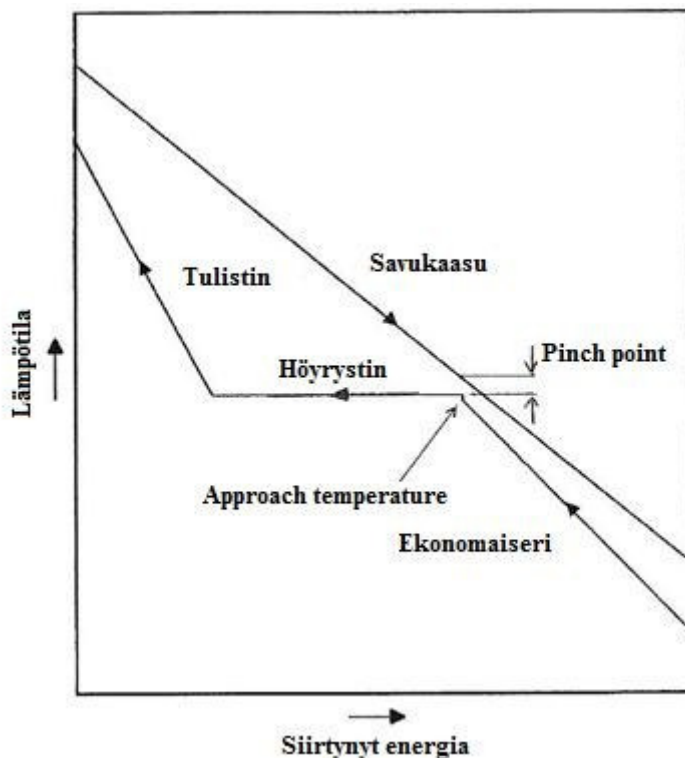
Luonnonkiertoisen kattilan suunnittelussa täytyy kiinnittää tarkemmin huomiota vesihöyrypiirin mitoitukseen kuin pakkokiertokattilan, koska siinä ei ole pakkokiertopumpua takaamassa varmaa ja tasaista virtausta. Pakkokiertokattilan etuja suunnittelussa ovat lämpöpintojen ja lieriön vapaampi sijoittelu sekä vedenkierron luotettavuus käynnistysvaiheessa. Pakkokiertokattila on myös nopeampi käynnistää kuin luonnonkiertokattila. Toisaalta luonnonkiertoinen kattila ei vaadi pakkokiertopumpua, jolloin säästetään investointi- sekä käyttö- ja huoltokustannuksissa. (Virtanen 2000a, 9; Huhtinen 2000, 171)

Verrattuna konventionaalisiin höyrykattiloihin käytetään luonnonkiertoisissa lämmöntalteenottokattiloissa suurempaa höyrystimen kiertolukua, jolloin lämmöntalteenottokattiloissa höyrypitoisuus höyrystimen jälkeen on pieni. Tällä tavoin vähennetään mahdollisten höyrytulppien syntymisen riskiä höyrystinputkistoissa. Kiertoluvulla tarkoitetaan höyrystimessä kiertävän massavirran suhdetta lieriöstä lähtevän kylläisen höyryn massavirtaan. Suuri kiertoluku saadaan aikaan sijoittamalla lieriö tarpeeksi korkealle ja kierto varmistetaan höyrystimen rakenteellisilla yksityiskohdilla, jotka estävät höyrytulppien muodostumisen. (Virtanen 2000a, 9)

2.2 Lämmöntalteenottokattilan mitoitusparametrit

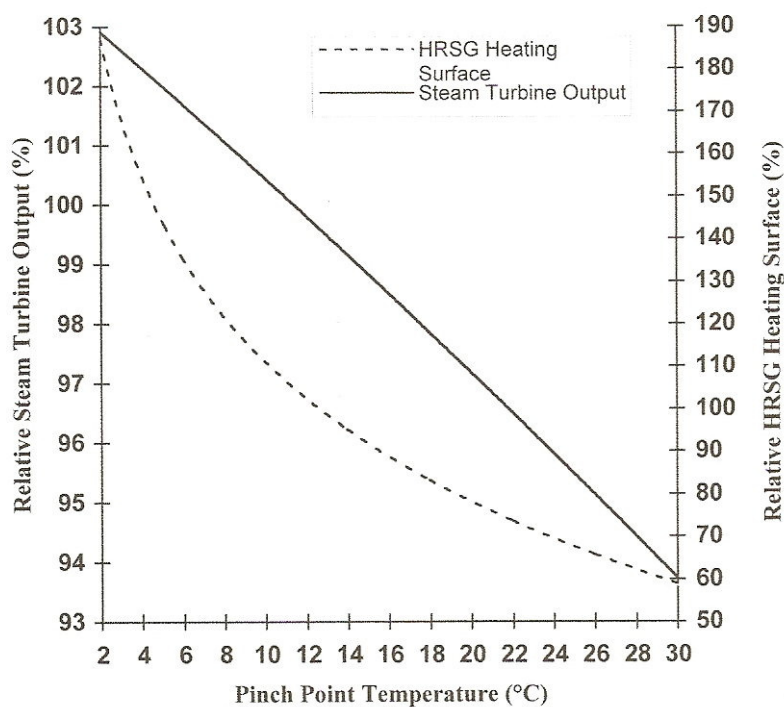
Lämmöntalteenottokattilan toiminnan kannalta kaksi tärkeintä tekijää ovat pinch point -lämpötilaero ja approach temperature -lämpötilaero. Approach temperature eli syöttöveden lämpötilavajaus on lämpötilaero syöttövedenesilämmittäjästä tulevan veden lämpötilan ja höyrystyslämpötilan välillä. Pinch point -lämpötilaero on savukaasun ja vesi-höyrypiirin välinen pienin lämpötilaero. (Buecker 2002, 44–45)

Lämmönsiirtimet sijoitetaan lämmöntalteenottokattilassa savukaasuvirtaan vastavirtaperiaatteen mukaisesti siten, että ensin kuumimmat savukaasut kohtaavat tulistimen sitten höyrystinputkiston ja lopuksi ekonomaiserin. Kuvassa 5 lämpötila on esitetty lämpötehon funktiona edellisen järjestyksen mukaisesti. Pienin lämpötilaero savukaasun ja vesi-höyrypiirin välillä sijaitsee lämmöntalteenottokattilassa heti höyrystimen jälkeen. Konventionaalisissa kattiloissa pienin lämpötilaero on vastaavasti syöttövedenesilämmittimen jälkeen. (Huhtinen et al. 2000, 172)



Kuva 5. Lämmöntalteenottokattilan lämpötiladiagrammi (Kehlhofer et al. 1999, 52).

Pinch point vaikuttaa suoraan tuotetun höyryn määrään (Kehlhofer et al. 1999, 58). Kuvan 6 perusteella käy ilmi kuinka lämpötilaeroa pienentämällä saadaan höyryturbiinista suurempi sähköteho, kun muut parametrit pysyvät vakioina. Mitä pienempi lämpötilaero valitaan, sitä suurempi on kattilan höyrystysteho, mutta samalla tarvittava lämpöpinta kasvaa ja kattilan investointikustannukset sen mukana (Huhtinen 2000, 172). Lämpötilaeron pienentyessä tarvittava lämpöpinta kasvaa aluksi rauhallisesti, kunnes noin 10 °C:n lämpötilaeron tienoilla se aloittaa jyrkän nousun. Bueckerin (2002, 45) mukaan pienin lämpötilaero on yleensä 8-15 °C. Huhtisen (2000, 172) mukaan pienin lämpötilaero taas on n. 10–30 °C sen mukaan painotetaanko edullista investointia vai hyvää hyötysuhdetta.



Kuva 6. Pinch point -lämpötilaeron vaikutus höyryturbiinista saatavaan suhteelliseen tehoon ja lämmöntalteenottokattilan lämpöpintojen suhteelliseen kokoon (Kehlhofer et al. 1999, 59).

Vastaavasti pienempi syöttöveden lämpötilavajaus johtaa parempaan lämmön hyötykäyttöön, mutta kasvattaa tarvittavaa lämmönsiirtopinta-alaa. Optimiarvo syöttöveden lämpötilavajaukselle on 0 °C, jolloin syöttövesi lämmitetään kylläiseksi ja kattilan kokonaispinta-ala saavuttaa minimiarvonsa suhteessa kattilan tehoon. Kombilaitoksen ajoon liittyvistä syistä johtuen syöttöveden lämpötilavajaus voidaan harvoin asettaa optimiarvoonsa. Esimerkiksi ajettaessa kaasuturbiinia osakuormalla savukaasujen lämpötila laskee kaasuturbiinin jälkeen, jolloin lämmönsiirron painopiste siirtyy kattilassa kohti loppua ja ekonomaisierissa tapahtuu höyrystymistä. Tästä johtuen kattila tulee mitoittasiten, että höyrystymistä ei tapahdu ekonomaisierissa heti siirryttäessä osakuormille. (Kehlhofer et al. 1999, 59; Virtanen 2000a, 3) Kun syöttöveden lämpötilavajauksen valintakriteereiksi valitaan ekonomaisierin koko, tehokkuus ja kustannukset, on lieriöön tulevan syöttöveden lämpötila yleensä 5-12 °C matalampi kuin veden höyrystymislämpötila. (Buecker 2002, 45)

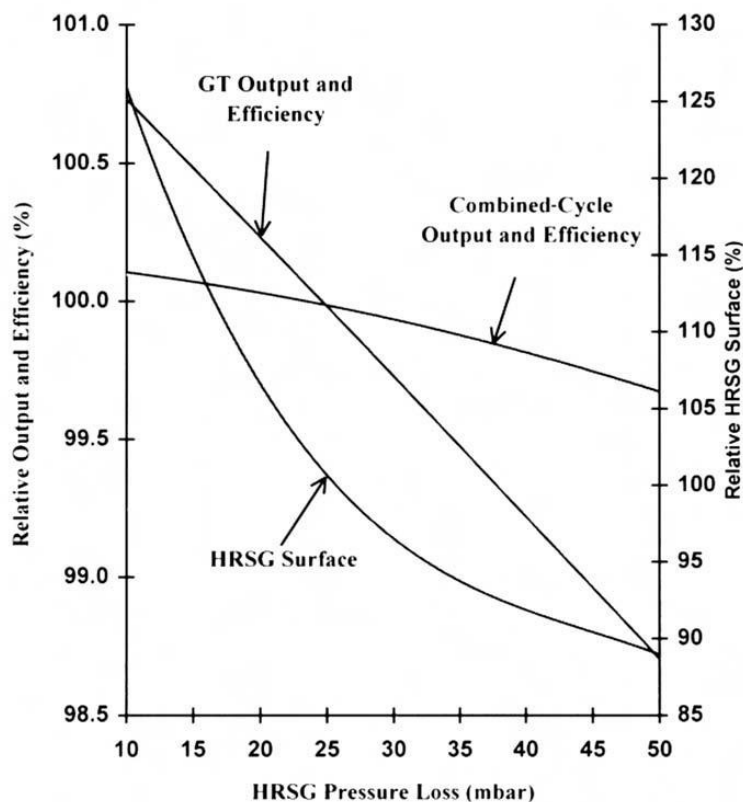
Veden kiehuminen ekonomaisierissa saattaa aiheuttaa paineiskuja ja lieriön pinnan epävakautta (Buecker 2002, 45). Suunnittelun ulkopuolisissa pisteissä ekonomaisierissa tapahtuvaa höyrystymistä ei voida välttää, joten kattilassa täytyy olla piirteitä, jotka helpottavat ongelmaa. Ratkaisuna ongelmaan käytetään syöttöveden kierrätyslinjaa sekä syöttöveden laskemista vesi-höyryerottimen läpi lieriössä. Kierrätyslinjaa käytetään käynnistyksessä höyrystymisen minimoimiseksi, kun syöttövettä ei ole saatavilla. (Mustonen 2001, 6)

2.3 Savukaasupuolen painehäviö

Kaasuturbiiniin liitetty lämmöntalteenottokattila kasvattaa savukaasupuolen painehäviötä, mikä pienentää turbiinin painesuhdetta. Pienentynyt painesuhde vaikuttaa heikentävästi kaasuturbiinin hyötysuhteeseen sekä saatavaan sähkötehoon. Kaasuturbiini menettää kapasiteetistaan 0,5 %:a jokaista 1 kPa painehäviötä kohti. Suunnitteleamalla lämmöntalteenottokattilan aiheuttama painehäviö mahdollisimman pieneksi säilytetään kaasuturbiinin korkea hyötysuhde. (Virtanen 2000a, 4)

Pieni savukaasupuolen painehäviö saavutetaan pitämällä savukaasun virtausnopeus lämmöntalteenottokattilassa pienenä, mikä heikentää puolestaan lämmönsiirtoa ja kasvattaa tarvittavaa lämpöpinta-alaa. Tyypillinen savukaasupuolen painehäviö on luokkaa 2,0...3,5kPa. (Virtanen 2000a, 4) Lämmönsiirtoa voidaan parantaa lämmöntalteenotto-kattiloissa käyttämällä savukaasupuolelta rivoitettuja putkia (Huhtinen 2000, 172).

Kuvassa 7 esitetään painehäviön vaikutusta tarvittavaan lämmönsiirtopinta-alaan sekä kaasuturbiinin ja kombiprosessin hyötysuhteeseen ja tehoon. Kuvasta 7 voidaan huomata, että kaasuturbiinin suorituskyky laskee voimakkaasti painehäviön kasvaessa, mutta kombiprosessin suorituskyky ei laske samassa suhteessa. Tämä johtuu siitä, että höyryvoimalaitosprosessissa saadaan osittain talteen kaasuturbiiniprosessissa hyödyntämättä jäänyt lämpöenergia.



Kuva 7. Savukaasupuolen painehäviön vaikutus kombiprosessin tehoon ja hyötysuhteeseen, kaasuturbiinin tehoon ja hyötysuhteeseen sekä tarvittavaan lämmönsiirtopinta-alaan (Kehlhofer et al. 1999, 61).

2.4 Höyryn paine ja lämpötila

Kaasuturbiini on standardikone ja kombivoimalaitosta suunniteltaessa vapaat muuttujat liittyvät höyryprosessiin. Höyryprosessin teho on luokkaa 30...40 % kombilaitoksen kokonaistehosta, joten vain siihen osaan voidaan vaikuttaa. Höyryprosessin hyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä ovat muun muassa höyryn paine sekä lämpötila ja lauhduttimen paine. (Virtanen 2000b, 4)

Lämmöntalteenottokattiloissa höyryn paine ja lämpötila tulee valita mahdollisimman taloudellisesti. Korkeammat höyryn paineet yleensä parantavat järjestelmän hyötysuhdetta, mutta niiden haittana on, että ne rajoittavat savukaasun lämmöntalteenottoa yhden painetason lämmöntalteenottokattilassa korkeamman höyrystymislämpötilan vuoksi. Tästä johtuen käytetään useamman painetason kattiloita. Tulistin, höyrystin ja ekonomaiseri tulisi ryhmitellä jokaisessa painetasossa niin, että saavutetaan optimiratkaisu kokonaiskustannusten ja lämmöntalteenoton suhteen. (Mustonen 2001, 6)

2.4.1 Höyryn paine

Suurin vaikutus höyryprosessin hyötysuhteeseen on höyryn paineella, sillä se määrää pitkälti lämmöntalteenoton tehokkuuden. Tämä johtuu pinch point- lämpötilaerosta, koska se rajoittaa tietyllä syöttöveden lämpötilalla saavutettavaa savukaasun loppulämpötilaa. Paineen nostaminen nostaa myös höyrystimessä olevaa kylläistä lämpötilaa, mikä aiheuttaa kattilan pinch point –kohdan ja savukaasun lämpötilan nousun. (Virtanen 2000b, 4)

Kasvattamalla höyryn painetta saavutetaan korkeampi höyryprosessin hyötysuhde korkeamman entalpiapudotuksen takia. Asian käänttöpuolena kuitenkin on, että tällöin kasvaa höyrystymislämpötila ja saadaan tuotettua vähemmän höyryä, minkä seurauksena on korkeampi savukaasun loppulämpötila ja matalampi hyötysuhde. Alhaisella paineella lämpöä siirtyy savukaasuista tulistukseen ja höyrystykseen enemmän, jolloin myös höyrystymislämpötila on alhaisempi. Alhaisella paineella myös savukaasun loppulämpötila jää alhaisemmaksi, jolloin saadaan talteen enemmän lämpöä ja hyötysuhde paranee.

Tyypillisesti tuorehöyryn paine on luokkaa 30...60 bar. (Huhtinen 2000, 173; Kehlhofer et al. 1999, 53)

2.4.2 Höyryn lämpötila

Samoin kuten konventionaalisissakin höyryvoimalaitoksissa, myös kombivoimalaitoksissa höyryturbiinin tuottama teho kasvaa tuorehöyryn lämpötilan noustessa. Tämä johtuu höyryn vesipitoisuuden pienenemisestä turbiinin lopussa, jolloin prosessin termodynamiikka paranee. Lämmöntalteenottokattilassa lämpötilaa rajoittavana tekijänä on kuitenkin kaasuturbiinilta tulevan savukaasun lämpötila, joka on 450-650°C. Tulistimen lämpötilavajaus on yleensä 50...70 °C, jolloin tulistimella tuotetun höyryn lämpötila jää jonkin verran alhaisemmaksi kuin konventionaalissa höyryvoimalaitoksissa. On myös huomattava, että höyryn lämpötilan nostaminen vähentää jonkin verran talteenotetun lämmön määrää, mutta hyötysuhteen paraneminen on tässä tapauksessa merkittävämpi tekijä. (Huhtinen 2000, 172; Virtanen 2000a, 5)

2.5 Painetasojen lukumäärä ja lämpöpintojen sijoittelu

Riippuen järjestelmän kokoonpanosta, voi lämmöntalteenottokattila koostua yhdestä neljään erillisestä kattilapiiristä. Nämä piirit ovat korkeapainepiiri, kaksi keskipaineista piiriä sekä matalapainepiiri (Stultz & Kitto 1992, 31-3). Yleensä lämmöntalteenottokattiloissa käytetään vähintään kahta eri painetasoa, pois lukien pienet kattilat. Yli 100MW_e kombiprosesseissa on tyypillisesti kolme painetasoa. (Rayaprolu 2009, 632)

2.5.1 Painetason lukumäärän valinta

Käyttämällä lämmöntalteenottokattilassa useita painetasoja, voidaan yhdistää korkean painetason ja matalan painetason tuomat edut. Tällöin korkein painetaso voidaan asettaa mahdollisimman korkeaksi höyryprosessin hyötysuhteen maksimoimiseksi ja matalimmalla painetasolla pyritään saamaan talteenotetun lämmön määrä mahdollisimman suureksi. Käyttämällä kahta painetasoa saavutetaan keskimäärin 13 % parempi hyötysuhde kuin yhden painetason ratkaisulla. Kolmannen painetason lisäys parantaa hyötysuhdetta

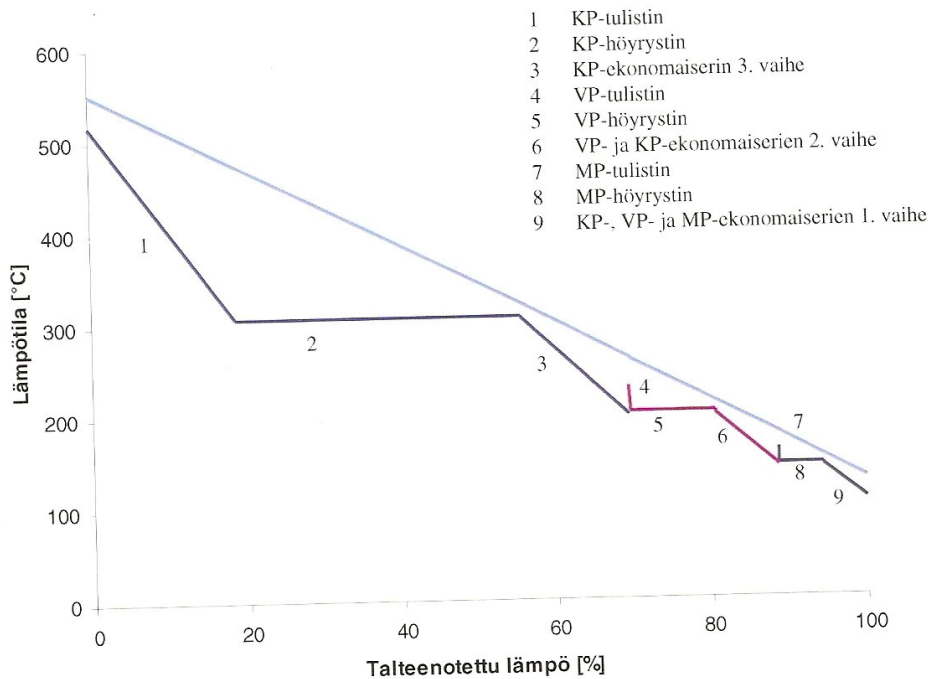
enää vain vähän. Painetasojen lisääminen kasvattaa investointikustannuksia, eikä tavallisesti kannata käyttää enempää kuin kolmea painetasoa. (Virtanen 2000a, 6)

Matalapainetaso vaihtelee 3...6 barin välillä riippuen prosessista (Rayaprolu 2009, 632). Alarajana matalapainetasolle voidaan pitää kolmea baria, koska tätä alemmilla paineilla höyryn tilavuusvirta kasvaa suureksi ja toisaalta entalpiapudotus höyryturbiinin yli jää pieneksi. Yleensä matalapainetasolla ei käytetä tulistinta ollenkaan, koska sen lisäämisestä on hyötyä lähinnä höyryturbiinin keston vuoksi. Tulistaminen vähentää kosteutta turbiinin lopussa, mutta tulistimen painehäviöistä aiheutuva haitta vastaa tulistuksesta saatavaa hyötyä. (Virtanen 2000a, 6) Matalapainehöyryä käytetään yleensä syöttöveden lämmittämiseen tai syöttövesisäiliön kaasunpoistimen lämmittämiseen (Stultz & Kitto 1992, 31-3).

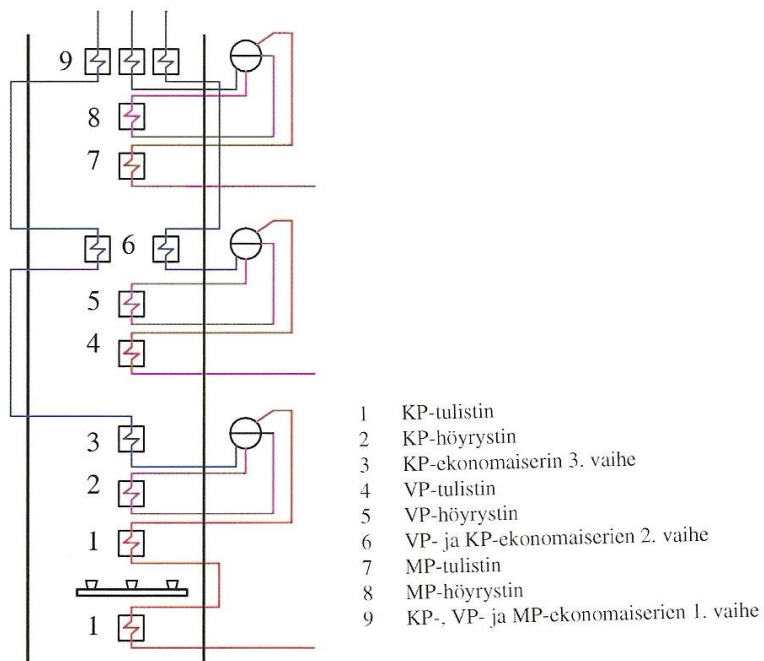
Keskipaineista höyryä voidaan käyttää sähköntuotantoon, kaasuturbiinin höyryruiskutukseen tai prosessihöyryksi. Höyryruiskutuksessa höyryä ruiskutetaan kaasuturbiinin polttokammioon ja sen tarkoituksena on alentaa palamislämpötilaa ja vähentää NO_x päästöjä. (Stultz & Kitto 1992, 31-3) Keskipainetaso vaihtelee 25...35 barin välillä. Korkeapaineista höyryä käytetään ainoastaan sähköntuotantoon ja sen paine voi nykyään olla jopa 170 baria suurimmilla turbiineilla. (Rayaprolu 2009, 632)

2.5.2 Lämpöpintojen sijoittaminen kattilaan

Useamman painetason kattilassa lämpöpinnat on sijoitettava kattilaan siten, että lämmönsiirtopintojen lämpötilat laskevat kattilan loppua kohti mentäessä. Kuvassa 8 on esitetty kolmella painetasolla toimivan lämmöntalteenottokattilan lämpötila, lämpöteho –piirros sekä kuvassa 9 on esitetty kuinka lämpöpinnat voidaan esimerkiksi sijoittaa kattilaan. Kuvasta 8 käy ilmi kuinka korkeimpien painetasojen ekonomaiserit on jaettu useampaan vaiheeseen. Jako suoritetaan niin, että sellaiset ekonomaiserivaiheet sijoitetaan kanavaan rinnakkain, jotka toimivat samalla lämpötila-alueella. Myös mahdollinen välitulistin asetetaan kanavaan sellaisen tulistimen rinnalle, joka toimii samalla lämpötila-alueella. (Virtanen 2000a, 6)



Kuva 8. Kolmella painetasolla toimivan lämmöntalteenottokattilan lämpötila, lämpöteho - piirros (Virtanen 2000b, 15).



Kuva 9. Lämpöpintojen sijoittuminen kolmella painetasolla toimivaan lämmöntalteenottokattilaan (Virtanen 2000b, 16).

2.6 Lisäpoltto

Kaasuturbiinin ilmakerroin on suuri (noin 3) johtuen polttokammion jäädyttämisestä. Tämän vuoksi lämmöntalteenottokattilaan tulevassa savukaasussa on happea jäljellä vielä 15...16 %, jolloin savukaasuja voidaan käyttää haluttaessa lämmöntalteenottokattilaan sijoitetun polttimen palamisilmana. Lisäpoltton tarkoituksena on nostaa lämmöntalteenottokattilaan tulevan savukaasun lämpötilaa. Tällä tavoin lämmönsiirtopinta-alan vaatimukset vähenevät ja höyryn tuotanto lisääntyy. Samalla pystytään säätämään tulislämpötilaa ja saavutetaan tarvittavan prosessihöyryn lämpötilavaatimukset. (Huhtinen 2000, 175; Mustonen 2001, 6)

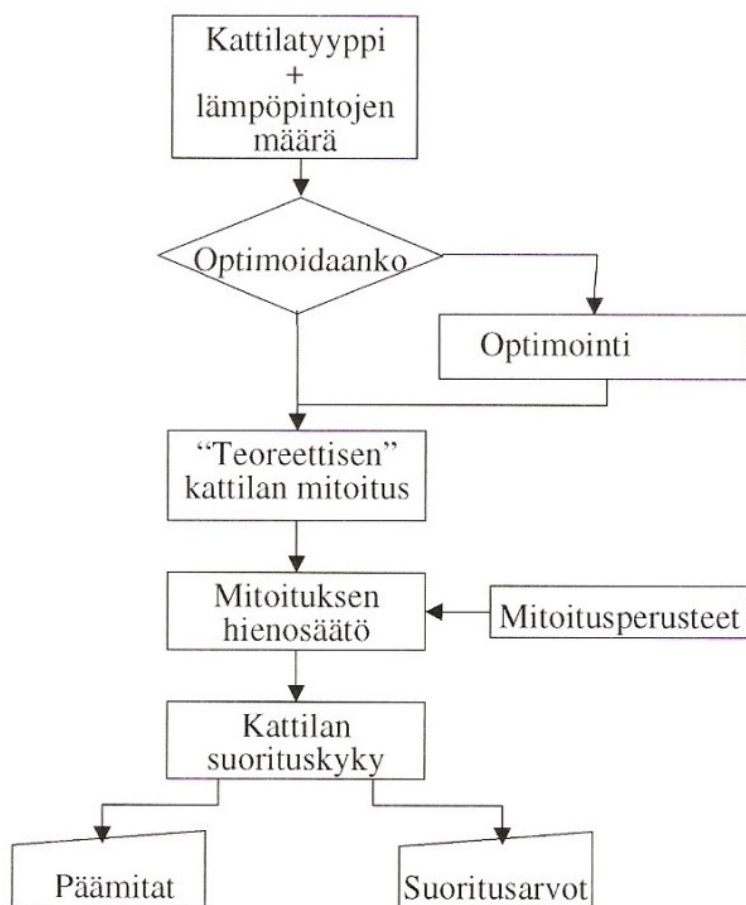
Polttimet sijoitetaan lämmöntalteenottokattilassa ennen tulistinta ja polttoaineeksi soveltuu sekä maakaasu että öljy. Öljyä poltettaessa on huolehdittava, että happokastelämpötila savukaasukanavan loppupäässä ei alitu. (Huhtinen 2000, 175)

Lisäpolttoa käyttävän laitoksen sähköntuotantohyötysuhde on huonompi kuin ilman lisäpolttoa, mutta vastaavasti teho on suuremman höyryn tuoton vuoksi noin 40 % suurempi. Kaukolämpöä ja teollisuuden vastapainehöyryä tuottavien kombilaitosten kannalta lisäpoltto on epäedullista, koska voimalaitoksen rakennussuhde huononee. Sen sijaan lisäpoltto voi erikoistapauksissa kannattaa, koska sillä voidaan säätää höyryntuotantoa, ja se mahdollistaa vastapainelaitoksissa toisistaan riippumattoman sähkön- ja lämmöntuotannon. Yleensä juuri näistä syistä lämmöntalteenottokattiloissa on mahdollisuus lisäpolttoon, vaikka siihen turvaudutaankin vain harvoin. (Huhtinen 2000, 175; Virtanen 2000b, 62)

3 LÄMPÖTEKNINEN MITOITUS

Tässä luvussa keskitytään lämmöntalteenottokattilan lämpöpintojen mitoitukseen, joka on esitetty kuvassa 10 ”teoreettisen kattilan mitoituksena”. Luvussa käydään läpi lämmönsiirtimien mitoituksen eteneminen, lämmöntalteenottokattilan lämmönsiirtimien perusrakenne ja materiaalit sekä lämmönsiirtymiskertoimien ja painehäviöiden laskenta.

Lämmöntalteenottokattilan mitoitusprosessi jaetaan useaan vaiheeseen. Mitoitusprosessi aloitetaan valitsemalla kattilatyypin sekä painetasojen lukumäärä. Tämän jälkeen optimoidaan mahdollisesti prosessin toiminta-arvot ennen siirtymistä varsinaiseen lämpöpintojen mitoitukseen. (Virtanen 2000a, 7) Kuvassa 10 on kuvattu kaavio, jossa esitellään mitoitusprosessin vaiheet.



Kuva 10. Lämmöntalteenottokattilan mitoitusprosessin päävaiheet (Virtanen 2000a, 8)

3.1 Mitoituksen lähtökohdat ja mitoituksen eteneminen

Kuten höyrykattilan lämmönsiirtimiä suunniteltaessa, myös lämmöntalteenottokattilan lämmönsiirtimiä suunniteltaessa tarvitaan alkuarvoina aikaisemmista laskelmista saatavat lämmitettävän sekä lämmittävän väliaineen lämpötilat ennen ja jälkeen lämmönsiir-

timen sekä siirtyvä lämpövirta ja väliaineiden massavirrat (Meuronen 1999, 6-1). Nämä tiedot on saatu valitsemalla kattilatyypin ja lämpöpintojen lukumäärä sekä optimoimalla tai määrittämällä kattilan toiminta-arvot, kuten kuvassa 10.

Seuraavassa esitetään lämmönsiirtimien mitoitusprosessin kulku Meurosen (1999, 6-1) mukaan:

1. valitaan putkikoko- ja materiaali, lasketaan seinämänpaksuus
2. valitaan virtausnopeus putkessa, lasketaan putkien lukumäärä, valitaan putki-konstruktio (poikittainen ja pitkittäinen putkijako) ja lämmönsiirtimen leveys
3. lasketaan korkeus konvektiolämmönsiirtimessä valitun savukaasun virtausnopeuden perusteella
4. lasketaan sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin
5. lasketaan ulkopuolinen lämmönsiirtymiskerroin
6. lasketaan likakerroksen lämpövastus/putkipituus
7. lasketaan kokonaislämpövastus/putkipituus
8. lasketaan konduktanssi
9. lasketaan tarvittava putkipituus
10. lasketaan tarvittava läpikulujen lukumäärä
11. lasketaan sisäpuolinen ja ulkopuolinen painehäviö
12. iteroidaan oletetut arvot kohdalleen
13. lasketaan lämmönsiirripaketin päämitat

3.2 Lämmönsiirtimien perusrakenne

3.2.1 Putkijaot ja väliaineiden nopeus

Pystymallisessa lämmöntalteenottokattilassa savukaasukanava on yleensä neliön muotoinen ja vaakamallisessa lämmöntalteenottokattilassa korkeus on suurempi kuin leveys (Vakkilainen 2010, 1-25 – 1-26). Valitsemalla sopivat savukaasukanavan mitat, voidaan tulistinputket sijoittaa savukaasukanavaan. Putkien lukumäärä lämmönsiirtimessä lasketaan väliaineen valitun keskimääräisen nopeuden perusteella. (Meuronen 1999, 6-6)

Tyypillisiä putkien sisäisiä nopeuksia eri väliaineille on koottu taulukkoon 1 Meurosen (1999, 6-5 - 6-6) ja Huhtisen (2000,118) mukaan. Kun putkien lukumäärä on tiedossa, pyritään sijoittamaan kaikki putket savukaasukanavaan rinnakkain. Mikäli putkien poikkittainen etäisyys tulee liian pieneksi, täytyvät putket sijoittaa kanavaan peräkkäin. (Meuronen 1999, 6-6)

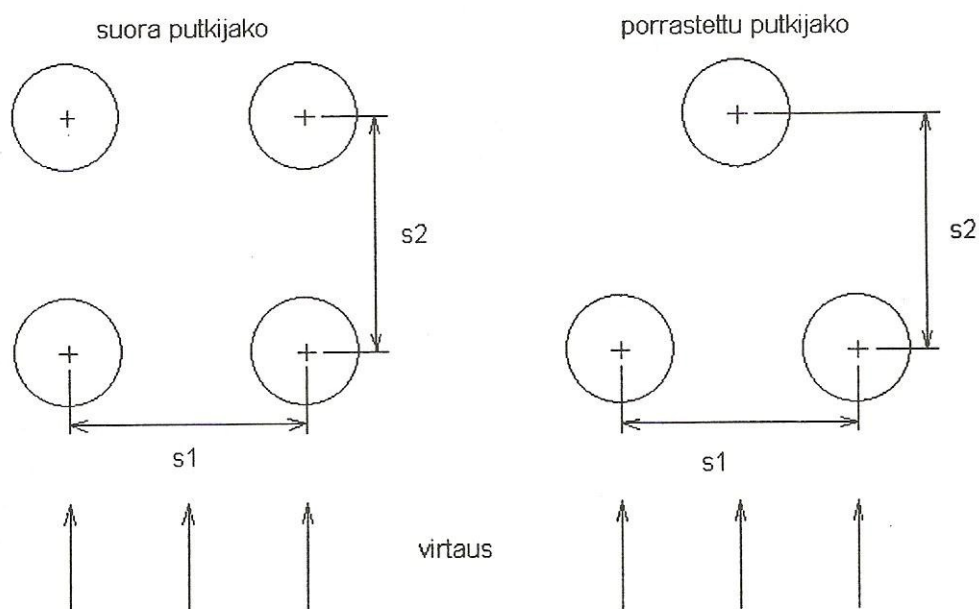
Taulukko 1. Väliaineiden virtausnopeuksia putkissa eri osissa lämmöntalteenottokattilaa.

	Tulistin	Höyrystin	Ekonomaiseri
Nopeus	18...25 m/s	1,5...4 m/s	0,5...3 m/s

Kaasuturbiinilta tulevat savukaasut eivät juuri sisällä epäpuhtauksia, jolloin lämmöntalteenottokattilassa voidaan käyttää todella tiukkoja putkivälejä sekä porrastettua putkijakoa (Vakkilainen 2010, 2-20). Porrastetulla putkijaolla saadaan yleensä aikaan parempi lämmönsiirto verrattuna suoraan putkijakoon sekä säästetään tilaa, koska putket ovat tiheämmässä. Haittapuolena kuitenkin on, että kolmiohilassa olevat putket aiheuttavat suuremman ulkopuolisen painehäviön kuin neliöhilassa olevat. (Virtanen 2000b, 21) Kuvassa 11 on esitetty suora ja porrastettu putkijako.

Savukaasun nopeus kanavassa asetetaan mahdollisimman suureksi hyvän lämmönsiirron takaamiseksi, ottaen kuitenkin huomioon, että painehäviö ei kasva liian suureksi (Virtanen 2000b, 22). Tyypillinen savukaasun virtausnopeus lämmöntalteenottokattilassa on 10...15 m/s (Vakkilainen 2010, 6-28). Vaikka lämmöntalteenottokattiloissa käytetään suuria savukaasujen nopeuksia, ei eroosion vaaraa ole, koska savukaasut ovat hyvin puhtaita. Savukaasujen tiheys kasvaa niiden jäähtyessä, joten vapaata virtauspoikkipinta-alaa tulee pienentää, jotta säilytetään savukaasujen nopeus myös kattilan loppupäässä. Virtauspoikkipinta-alaa voidaan pienentää joko pienentämällä putkivälejä tai kanavan mittoja. Putkien halkaisijaa ei kannata suurentaa savukaasun virtausnopeuden nostamiseksi, koska tällöin virtausnopeus hidastuu putkien sisällä ja tämä heikentää

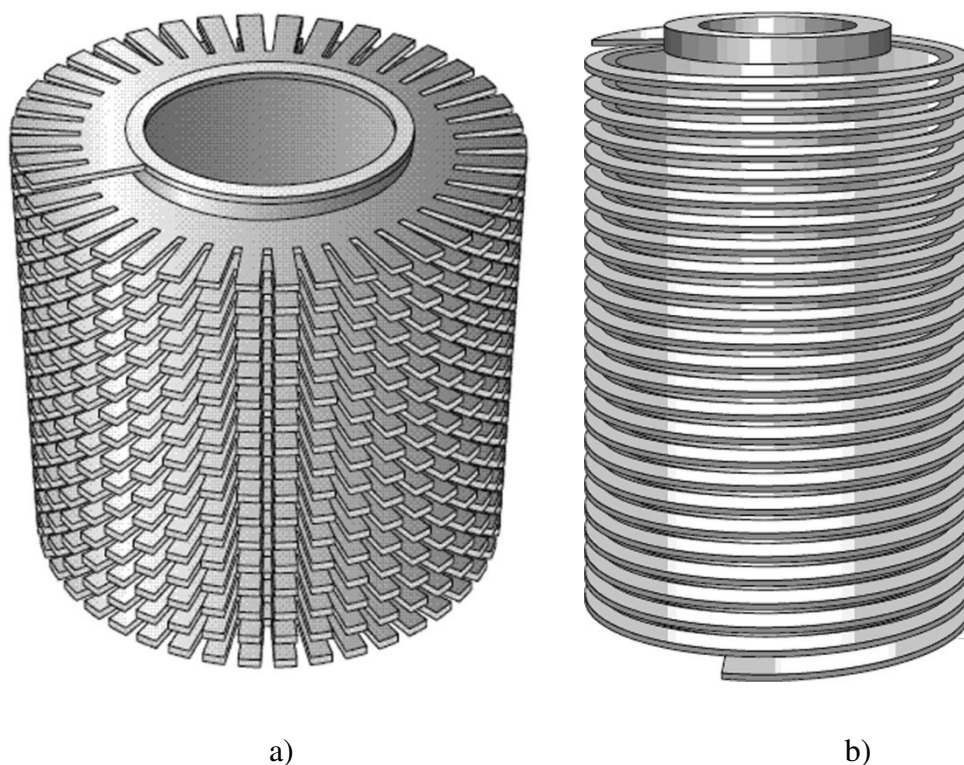
sisäpuolista lämmönsiirtoa. (Virtanen 2000b, 22) Tyypillisesti lämmöntalteenottokattiloissa käytettävät putkivälit ovat 50...70mm (Vakkilainen 2010, 6-28).



Kuva 11. Poikittainen ja pitkittäinen putkijako (Meuronen 1999, 6-5).

3.2.2 Putkikoko ja materiaalit

Lämmöntalteenottokattiloiden lämmönsiirtimissä käytetään pääasiassa ulkopuolelta rivoitettuja putkia, jolloin saadaan pieneen tilaan suuri lämmönsiirtopinta-ala. Aiemmin mainittiin, että kaasuturbiinilta tulevat savukaasut ovat hyvin puhtaita, jolloin rivoitetut putket soveltuvat hyvin käytettäväksi lämmöntalteenottokattiloissa. (Virtanen 2000b, 22) Yleisimmin käytetyt ripaputkityypit ovat segmentoitu spiraaliripaputki sekä spiraaliripaputki. Segmentoidun spiraaliripaputken etuja ovat korkeat lämmönsiirtokertoimet, suuri lämmönsiirtopinta-ala samalla putkipituudella, keveys sekä matalammat kokonaiskustannukset (Mustonen 2001, 19). Lisäksi segmentoidun spiraaliripaputken aiheuttama painehäviö ei ole merkittävästi suurempi kuin tasaisella spiraalirivalla. Sen sijaan se on kuitenkin herkempi likaantumiseen (Rayaprolu 2009, 637). Kuvassa 12 on esitetty segmentoitu spiraaliripaputki sekä spiraaliripaputki.



Kuva12. Lämmöntalteenottokattiloissa käytetyt ripatyypit a) segmentoitu spiraaliripa b) spiraaliripa (Rayaprolu 2009, 638).

Kasvattamalla ripakorkeutta voidaan lisätä kattilan lämmönsiirtopinta-alaa putkien lukumäärää lisäämättä (Virtanen 2000b, 22). Rayaprolun (2009, 635-637) mukaan tyypillinen suurin ripakorkeus on 15 mm, kun taas Virtasen (2000a, 11) mukaan optimaalinen ripakorkeus riippuu useista tekijöistä ja on välillä 10...20 mm. Ripojen paksuus vaihtelee välillä 0,8-1,5 mm ja suurin lämmöntalteenottokattiloissa käytetty ripatiheys voi olla jopa 310 ripaa/m, kun käytetään 0,8 mm:n paksuista ripaa (Rayaprolu 2009, 635). Käytännössä ripakorkeuden kasvattaminen liian suureksi ei kuitenkaan kannata, koska korkeilla rivoilla on huonompi ripahyötysuhde kuin matalilla rivoilla ja täten lämmönsiirtoa parantava vaikutus heikkenee (Virtanen 2000b, 23 & 81). Ripahyötysuhteen laskentaa käsitellään myöhemmin luvussa 3.3.3.

Seuraavassa taulukossa 2 on lueteltu lämmöntalteenottokattiloissa yleisesti käytettyjä tyypillisiä putkikokoja. Ekonomaisemmin käytetään pienempiä putkikokoja kasvattamaan virtausnopeuksia ja höyrystimessä suurempia putkikokoja kasvattamaan virtaus-

poikkipinta-alaa. Tulistimen putket ovat keskikokoisia, koska tulistimessa sallitaan suurempia virtausnopeuksia. (Virtanen 2000b, 24)

Taulukko 2. Lämmöntalteenottokattiloiden tyypillisiä putkikokoja pysty- ja vaakamallisessa kattilassa (Rayaprolu 2009, 640-642).

	Tulistin	Höyrystin	Ekonomaiseri
Vaakamallinen	44,5 mm	50,8...63,5 mm	38 mm
Pystymallinen	38,1 mm	44,5 mm	31,8 mm

Putken seinämän paksuus voidaan laskea SFS-EN 12952-3:n (2002, 124-127) mukaan seuraavalla yhtälöllä:

$$s = \frac{d_o \times p_c}{\left(2 \times \frac{K}{S} - p_c\right) \times v + 2p_c} + C_1 + C_2 \quad (1)$$

missä

C_1	paksuuslisä	[m]	
C_2	syöpymisen huomioiva paksuuslisä		[m]
d_o	putken ulkohalkaisija	[m]	
K	materiaalin lujuusarvo	[N/m ²]	
p_c	suunnittelupaine	[Pa]	
s	vaadittu seinämän paksuus lisät mukaan lukien		[m]
S	varmuuskerroin	[-]	
v	lujuuskerroin	[-]	

Meurosen (1999, 3-7) mukaan varmuuskertoimelle S käytetään arvoa 1,5, lujuuskertoimelle v arvoa 1,0, paksuuslisälle C_1 arvoa 10 % seinämän paksuudesta (nykyisin valmistajan takuun perusteella voi olla $C_1 = 0$) ja syöpymisen huomioivalle paksuuslisälle C_2 arvoa 1 mm. Suunnittelulämpötilaksi valitaan yleensä 20-30 °C suurempi lämpötila kuin sisällön suurin lämpötila on ja suunnittelupaineeksi suurin sallittu käyttöpaine (varoventtiilien avautumispaine).

3.3 Lämmönsiirtymiskertoimien laskenta

Tärkein lämmöntalteenottokattiloiden lämmönsiirtymismuoto on pakotettu konvektio, joka tarkoittaa, että lämpö siirtyy fluidista toiseen kiinteän seinämän läpi. Tällöin lämpö siirtyy sekä johtumalla että konvektiivisesti. Lämmönsiirtymisnopeuteen vaikuttavat fluidin fysikaaliset ominaisuudet, virtausnopeudet sekä järjestelmän geometria. (Mustonen 2001, 13) Lämmöntalteenottokattiloissa tulee ottaa huomioon myös säteilylämmönsiirto, koska kaasuturbiinilta tulevat savukaasut sisältävät säteileviä komponentteja. Säteilyn osuus lämmönsiirrosta on kuitenkin vähäinen, johtuen matalasta savukaasun lämpötilasta sekä säteilevien partikkeleiden vähäisestä määrästä savukaasuissa.

Tarvittavan lämmönsiirtopinta-alan määrittäminen on yksi kattilasuunnittelun tärkeimmistä tavoitteista. Luotettavaan lopputulokseen päätyminen vaatii oikeiden lämmönsiirtokorrelaatioiden ja laskentamenetelmien käyttöä. Eri laskentamenetelmien antamat tulokset voivat erota huomattavastikin toisistaan, jolloin luotettavimpia ovat sellaiset menetelmät, jotka on kehitetty lämmöntalteenottokattiloita vastaavissa koeolosuhteissa. (Mustonen 2001, 13)

Tarvittava lämmönsiirtopinta-ala voidaan määrittää seuraavan yhtälön avulla:

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (2)$$

missä

A	lämmönsiirtopinta-ala	$[m^2]$
Q	lämpövirta	$[W]$
U	kokonaislämmönsiirtokerroin	$[W/m^2K]$
ΔT_{lm}	logaritminen lämpötilaero	$[K]$

Yhtälössä 2 oleva logaritminen lämpötilaero ΔT_{lm} määritellään jokaiselle lämmönsiirrintyyppille erikseen. Lämmöntalteenottokattiloiden lämmönsiirtimet ovat pääasiassa myötä- tai vastavirtalämmönsiirtimiä jolloin logaritminen lämpötilaero ΔT_{lm} määritellään niille seuraavasti:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3)$$

missä

ΔT_1	virtojen lämpötilaero lämmönsiirtimen alkupäässä [K]
ΔT_2	virtojen lämpötilaero lämmönsiirtimen loppupäässä [K]

Yhtälössä 2 oleva kokonaislämmönsiirtokerroin koostuu sisä- ja ulkopuolisesta konvektiolämmönsiirtokertoimesta sekä ulkopuolisesta säteilylämmönsiirtokertoimesta. Kokonaislämmönsiirtokertoimen määrittämistä käsitellään myöhemmin luvussa 3.3.5. Siihen sisältyvät konvektiolämmönsiirtymiskertoimet voidaan määrittää Nusseltin luvun tai Colburnin lämmönsiirtokertoimien määritelmien avulla. Tämä on mahdollista, kun tiedossa on virtaavan väliaineen aineominaisuudet sekä kyseiselle tapaukselle määritellyn korrelaation kautta laskettu Nusseltin luku tai Colburnin lämmönsiirtokerroin.

Nusseltin luku määritellään seuraavasti:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (4)$$

missä

h	lämmönsiirtokerroin	[W/m ² K]
k	lämmönjohtavuus	[W/mK]
L_c	karakteristinen mitta	[m], [m ²]
Nu	Nusseltin luku	

Colburnin lämmönsiirtokertoimen määritelmä on:

$$j = \frac{hPr^{(2/3)}}{c_p G} \quad (5)$$

missä

c_p	ominaislämpökapasiteetti	[kJ/kgK]
-------	--------------------------	----------

G	massavirrantiheys	$[\text{kg}/\text{sm}^2]$
j	Colburnin lämmönsiirtokerroin	
Pr	Prandtlin luku	

Massavirrantiheys G lasketaan massavirran ja pienimmän vapaan virtauspoikkipinta-alan mukaan.

3.3.1 Sisäpuolinen konvektiolämmönsiirtymiskerroin

Lämmöntalteenottokattiloissa putkien sisällä virtaava väliaine on höyryä, vettä tai veden ja höyryn seosta. Tulistimen ja ekonomaiserin sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin voidaan laskea käyttäen samoja korrelaatioita, koska molemmissa lämmönsiirtimissä putkissa virtaava väliaine on yhdessä faasissa. Höyrystimen sisäpuolisen lämmönsiirtokerroimen määrittäminen sen sijaan on hankalampaa, koska höyrystimessä tulee ottaa huomioon faasin muutos vedestä höyryksi. Tässä kandidaatintyössä ei käsitellä höyrystimen sisäpuolisen lämmönsiirtokerroimen laskentaa, vaan sille käytetään likiarvoa $10000 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$.

Lämmöntalteenottokattilan putkien sisäpuolisen yksifaasivirtauksen (vesi tai höyry) konvektiivinen lämmönsiirtokerroin lasketaan käyttäen turbulenttisen virtausalueen korrelaatiota. Tehtyjen koelaskelmien perusteella havaittiin, että virtaus pysyy turbulenttisella alueella lämmöntalteenottokattiloissa käytettävillä putkihalkaisijoilla sekä virtausnopeuksilla. Turbulenttisella täysin kehittyneen virtauksen alueella voidaan käyttää Incroperan et al. (2007, 515) esittämää Gnielinskin korrelaatiota.

$$Nu_d = \frac{(f/8)(Re_d - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

missä

f	Moodyn kitkakerroin
Re	Reynoldsin luku [-]

Korrelaatio 6 on voimassa, kun $0,5 \leq Pr \leq 2000$ ja $3000 \leq Re_d \leq 5 \cdot 10^6$.

Yhtälössä 6 tarvittava Reynoldsin luku Re voidaan laskea sen määritelmän mukaan.

$$Re = \frac{w\rho d_i}{\mu} \quad (7)$$

missä

d_i	putken sisähalkaisija [m]
w	väliaineen virtausnopeus [m/s]
μ	väliaineen dynaaminen viskositeetti [Pa · s]
ρ	väliaineen tiheys [kg/m ³]

3.3.2 Ulkopuolinen konvektiolämmönsiirtymiskerroin

Ulkopuolista konvektiolämmönsiirtokerrointa laskettaessa yksittäisen putken lämmönsiirto laajennetaan koskemaan joukkoa peräkkäisiä putkia. Ulkopuoliselle konvektiolämmönsiirtymiskertoimelle löytyy lukuisia korrelaatioita sellaisessa tapauksessa, jossa putki on kohtisuorassa virtausta vastaan. (Vakkilainen 2010, 6-36) Tässä esitetään VDI Heat Atlaksesta löytyvä korrelaatio, jossa laminaarista ja turbulენტista virtausta esittävät korrelaatiot on liitetty numeerisesti toisiinsa. Korrelaatio on voimassa esitettyssä muodossa ainoastaan sileille putkille. Rivoitetuille putkille on olemassa useita korrelaatioita riippuen ripatyypistä. Tässä työssä käsitellään myöhemmin segmenttiripaputkea sekä spiraaliripaputkea ja niiden ulkopuolisen konvektiolämmönsiirtokertoimen laskentaa.

Nusseltin luvun korrelaatio sileistä putkista koostuvalle putkipaketille voidaan esittää seuraavasti:

$$Nu = f_a \left(0,3 + \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{turb}} b^2} \right) \quad (8)$$

missä

f_a	korjauskerroin
-------	----------------

Korrelaatioissa 8 oleva termi b on kuvassa 11 esitettyjen poikittaisen putkijaon s_1 ja pitkittäisen putkijaon s_2 ja putken ulkohalkaisijan suhde riippuen kumpi putkijaoista on suurempi.

Laminaariselle virtaukselle Nusseltin luvun korrelaatio on seuraava:

$$Nu_{lam} = 0,664\sqrt{Re_{max}}\sqrt[3]{Pr} \quad (9)$$

Yhtälössä 9 oleva Reynoldsin luku määritellään putkien välissä olevan suurimman nopeuden mukaan yhtälön 7 avulla.

Turbulenttiselle virtaukselle Nusseltin luvun korrelaatio on seuraava:

$$Nu_{turb} = \frac{0,037Re_{max}^{0,8}Pr}{1+2,443Re_{max}^{-0,1}(Pr^{2/3}-1)} \quad (10)$$

Korrelaatioissa 8 oleva korjauskerroin f_a voidaan määrittellä rivijärjestykselle seuraavasti:

$$f_a = 1 + \frac{0,7}{1 - \pi \frac{4s_1}{d}} \frac{\left(\frac{s_2/s_1}{d} - 0,3\right)}{\left(\frac{s_2/s_1}{d} + 0,7\right)^2} \quad (11)$$

missä

s_1 putkien välinen leveys [m]

s_2 putkien välinen pituus [m]

Porrastetulle järjestykselle korjauskerroin voidaan määrittellä seuraavasti:

$$f_a = 1 + \frac{2}{3s_2/d} \quad (12)$$

Seuraavaksi käsitellään kuvan 12 mukaisia ripaputkia ja niiden lämmönsiirtoominaisuuksia, koska ne ovat lämmöntalteenottokattiloissa yleisesti käytettyjä ripaputkityyppejä. Ripaputkien ulkopuolisen lämmönsiirtokertoimen laskentaan löytyy kirjallisuudesta useita laskentamenetelmiä, joiden antamat tulokset voivat poiketa toisistaan huomattavastikin. Luotettava laskentamenetelmä on sellainen, joka on johdettu läm-

möntalteenottokattiloita vastaavissa koeolosuhteissa niille tyypillisillä kattilamalleilla ja putkien ripageometrioilla (Mustonen 2001, 13).

Ripaputkelle Colburnin lämmönsiirtokerroin voidaan määrittää Ganapathyn (2003, 412) esittämällä yleisesti käytetyllä ESCOA korrelaatiolla seuraavasti:

$$j = C_1 C_3 C_5 (d_e/d_u)^{0,5} \left(\frac{(T_{fg} \cdot 1,8 + 32) + 460}{(T_f \cdot 1,8 + 32) + 460} \right)^{0,25} \quad (13)$$

missä

C_1	Reynoldsin luvun korjauskerroin	
C_3	korjauskerroin ripatyypille ja putkijaolle	
C_5	korjauskerroin putkijaolle	
d_e	ulkohalkaisija rivin kanssa	[m]
T_{fg}	savukaasun lämpötila	[°C]
T_f	rivin lämpötila	[°C]

Liitteessä 1 on esitetty korjauskertoimia segmentoidulle rivalle sekä spiraalirivalle eri putkijaolla. Reynoldsin luku määritetään pienimmän virtauspoikkipinta-alan ja putken ulkohalkaisijan mukaan seuraavasti:

$$Re = \frac{q_m d_u}{\mu_{fg} A_n} \quad (14)$$

missä

A_n	vapaa virtauspoikkipinta-ala	[m ²]
q_m	massavirta	[kg/s]

3.3.3 Ripahyötysuhde

Ripahyötysuhde η_f huomioi lämpötilan muutokset rivassa. Sitä käytetään korjaamaan savukaasupuolen lämmönsiirtokerroimen h_o arvo mahdollisimman lähelle todellista lämmönsiirtymiskerrointa. Ripahyötysuhteen määritelmä on ripapinnan läpi siirtyneen

lämpövirran suhde lämpövirtaan, joka voisi siirtyä, mikäli rivalla olisi ääretön lämmönjohtavuus. (Ouvinen 1990, 20)

Aiemmin määritettiin ulkopuolisen eli savukaasupuolen lämmönsiirtokerroimen laskenta. Ripahyötysuhde segmenttirivalle sekä spiraalirivalle voidaan laskea seuraavien yhtälöiden avulla. Segmenttirivalle ripahyötysuhde määritellään Shah & Sekulić (2003, 283) mukaan seuraavasti:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{(mL_c)} \quad (15)$$

missä

η_f	ripahyötysuhde	
L_c	reduoitu ripakorkeus	[m]

Termi m määritellään seuraavasti:

$$m = \left[\frac{2h_o}{k_f \delta} \left(1 + \frac{\delta}{w} \right) \right]^{0,5} \quad (16)$$

missä

h_o	ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin	[W/m ² K]
k_f	rivan lämmönjohtavuus	[W/mK]
δ	rivan paksuus	[m]
w	rivan segmentin leveys	[m]

Redusoitu ripakorkeus L_c määritellään rivan korkeuden ja rivan paksuuden avulla seuraavasti:

$$L_c = l_f + \delta/2 \quad (17)$$

jossa

l_f	rivan korkeus
-------	---------------

Kiinteälle spiraalirivalle ripahyötysuhde voidaan määrittellä Ouvisen (1990, 22) esittämän Spiro-Gillsin menetelmän mukaan seuraavasti:

$$\eta_f = Y[0,45\ln(d_e/d_u)(Y - 1)] \quad (18)$$

Termi Y on:

$$y = X(0,7 + 0,3X) \quad (19)$$

Termi X on:

$$X = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{(m \cdot L_c)} \quad (20)$$

Ja termi m on:

$$m = \left(\frac{h_o}{6k_f\delta} \right) \quad (21)$$

3.3.4 Ulkokuolinen säteilylämmönsiirtokerroin

Kaasuturbiinilta tulevat savukaasut sisältävät hiilidioksidia, vesihöyryä, typpeä, happea ja pölyhiukkasia. Hiilidioksidi ja vesihöyry ovat säteilyä emittoivista ja Kirchoffin lain mukaan myös säteilyä absorboivista kaasuista tärkeimmät polttotekniikan kannalta (Öhman 1995, 73). Savukaasuissa esiintyvillä kiinteillä hiukkasilla (tuhka, hiili, noki) on usein myös suuri merkitys säteilylämmönsiirron kannalta poltettaessa esimerkiksi hiiltä tai biomassaa. Sen sijaan kaasuturbiinin pakokaasuissa niiden osuus on vähäinen ja täten ne eivät näyttele suurta osaa säteilylämmönsiirrosta lämmöntalteenottokattiloissa.

Säteilylämmönsiirto on voimakkaasti riippuvainen lämpötilasta. Höyrykattiloiden tulipesissä, joissa maksimilämpötilat ovat korkeita ja virtausnopeudet pieniä, säteilylämmönsiirto on vallitseva lämmönsiirtymismuoto. Lämmöntalteenottokattiloissa savukaasujen lämpötila vaihtelee 650...100 °C välillä ja virtausnopeudet ovat suuria, jolloin säteilyn merkitys on huomattavasti konvektiolämmönsiirtoa vähäisempää.

Säteilylämmönsiirtokerroin voidaan määrittää säteilylämpövirran perusteella seuraavasti:

$$h_r = \frac{Q_r}{A_o(T_{fg} - T_w)} \quad (22)$$

missä

A_o	putkien ulkopuolinen pinta-ala	$[m^2]$
h_r	säteilylämmönsiirtokerroin	$[W/m^2K]$
T_w	seinämän lämpötila	$[K]$
Q_r	säteilylämpövirta	$[W]$

Säteilylämpövirta Q_r kaasusta seinämään voidaan ilmaista VDI Heat Atlaksen mukaan seuraavasti, jos tunnetaan lämpötilat ja emissiviteetit.

$$Q_r = \frac{\varepsilon_w}{\alpha_{dfg} + \varepsilon_w - \alpha_{dfg}\varepsilon_w} \sigma (\varepsilon_{dfg} T_{fg}^4 - \alpha_{dfg} T_w^4) A_o \quad (23)$$

missä

α_{dfg}	kaasu-pölyseoksen absorptiokerroin
ε_{dfg}	kaasu-pölyseoksen emissiviteetti
ε_w	putkimateriaalin emissiviteetti
σ	Stefan-Bolzmännin vakio $[W/m^2K^4]$

Kaasujen emissiviteetit ja sitä kautta absorptiokertoimet määritetään yleensä kokeellisesti laadittujen käyrästä, kuten VDI Heat Atlaksessa olevien Hottellin käyrästä perusteella jokaiselle osakaasulle erikseen. Mikäli alhaisempi tarkkuus riittää, voidaan laskennan yksinkertaistamiseksi käyttää Öhmanin (1995, 78) esittämää Johnsonin kaavaa, jonka avulla voidaan laskea suoraan savukaasujen emissiivisyys.

$$\varepsilon_g = \frac{(3967K - T_{fg})}{6667 K} \cdot \left(1 - e^{\frac{-0,824p \cdot s_{eq}}{barm}}\right) + \frac{(2391 K - T_{fg})}{8692 K} \cdot \left(1 - e^{\frac{-25,91p \cdot s_{eq}}{barm}}\right) \quad (24)$$

missä

p	hiilidioksidin ja vesihöyryn osapaineiden summa	$[bar]$
-----	---	---------

s_{eq}	säteilypituus [m]
ε_{fg}	kaasun emissiviteetti

Yhtälö 24 edellyttää, että $p_{tot} = 1$ bar ja $0,5 \leq \frac{p_{H_2O}}{p_{CO_2}} \leq 2$.

Savukaasujen sisältämän pölyn emissiviteetti voidaan laskea Öhmanin (1995, 78-79) mukaan seuraavasti:

$$\varepsilon_d = 1 - e^{\left(\frac{-1,5\beta C_c s_{eq}}{\rho_c d_c}\right)} \quad (25)$$

missä

C_c	partikkelien massaosuus savukaasuissa [kg/m ³]
d_c	partikkelin halkaisija [m]
β	tehokkuuskerroin esim. 0,85
ε_d	pölyn emissiviteetti
ρ_c	partikkelin tiheys [kg/m ³]

Pölyiselle kaasulle voidaan olettaa, että pölyn ja kaasun säteilyt ovat jakautuneet harmaasti käyttämällä edellä laskettuja pölyn ja kaasun emissiviteetteja.

$$\varepsilon_{fgd} = \varepsilon_{fg} + \varepsilon_d - \varepsilon_{fg}\varepsilon_d \quad (26)$$

Pölyisen kaasun absorptiokerroin voidaan määrittää VDI Heat Atlaksen mukaan, kun tiedetään pölyisen kaasun emissiviteetti sekä seinämän ja savukaasun keskimääräiset lämpötilat. Yleensä seinämän lämpötila joudutaan alussa arvaamaan ja se tarkentuu laskennan edetessä myöhemmin.

$$\alpha_{dfg} = \varepsilon_{dfg} \left(\frac{T_{fg}}{T_w}\right)^{0,45} \quad (27)$$

Emissiviteettien ja absorptiokertoimien suuruuteen vaikuttaa laskelmissa käytetty säteilypituus s_{eq} . Mikäli kaasun täyttämän tilan geometria eroaa puoliavaruuden muotoisesta ideaalitapauksesta, on otettava huomioon, että tietyssä seinäpisteessä emittoidulla sätei-

lyllä on eri suunnissa eripituinen etäisyys vastakkaiseen seinään. Tätä varten on kehitetty käsite keskimääräinen säteilypituus eli ekvivalenttinen paksuus. (Öhman 1995, 84)

Säteilypituus voidaan laskea mielivaltaisessa tilavuudessa seuraavalla yhtälöllä.

$$s_{eq} = 3,6 \frac{V}{A} \quad (28)$$

missä

A pinta-ala $[m^2]$

V tilavuus $[m^3]$

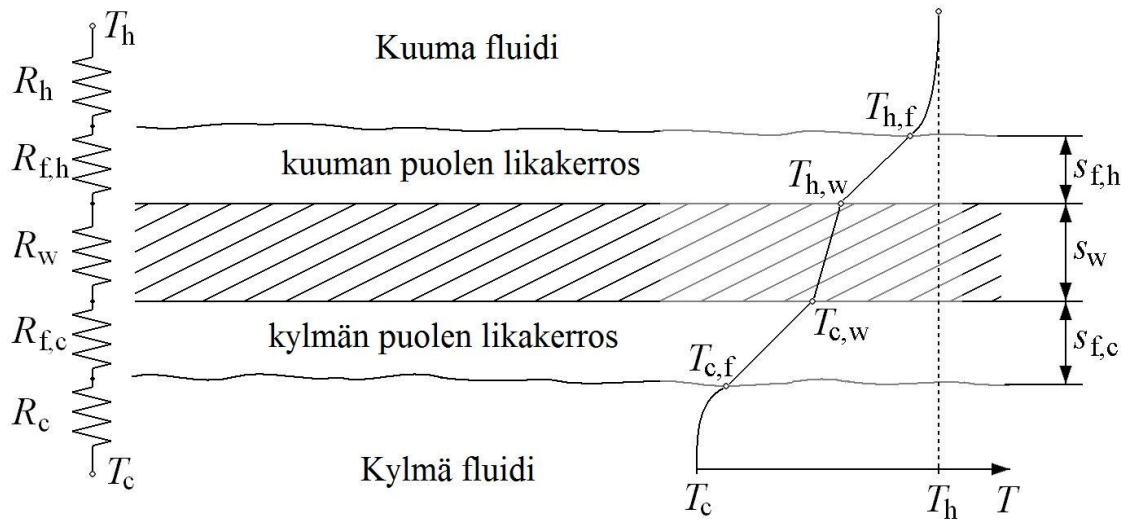
Meuronen (1999, 6-21) esittää, että keskimääräinen säteilypituus putkiryhmissä voidaan laskea seuraavilla yhtälöillä:

$$s_{eq} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_o} - 4,1\right) \cdot d_o, \text{ jos } \frac{s_1 + s_2}{d_o} \leq 7 \quad (29)$$

$$s_{eq} = \left(2,82 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_o} - 10,6\right) \cdot d_o, \text{ jos } \frac{s_1 + s_2}{d_o} > 7 \quad (30)$$

3.3.5 Kokonaislämmönsiirtokerroin

Kokonaislämmönsiirtokerroin voidaan laskea lämpövastusten avulla hyödyntäen vastusverkko-analogiaa. Kuvassa 13 on kuvattu kuuman ja kylmän pinnan välinen lämpövastusverkko sellaiselle tapaukselle, jossa otetaan likakerrokset huomioon.



Kuva 13. Lämpövastusverkko likaiselle lämmönsiirtopinnalle (Saari 2010, 55).

Tasaiselle putkipinnalle lämpövastus/putkipituus voidaan laskea yleisesti seuraavalla yhtälöllä:

$$R' = \frac{1}{A_o} \cdot \left(\frac{1}{h_o} + E_o \right) + \frac{1}{A_i} \cdot \left(\frac{1}{h_i} + E_i \right) + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p} \quad (31)$$

missä

E	likakerroksen lämpövastus [m ² /KW]
k_p	putken lämmönjohtavuus [W/mK]
R'	lämpövastus/putkipituus [K/W]

Rivoitetulle pinnalle täytyy ottaa huomioon ripapinnan hyötysuhde sekä rivoitetun pinnan kokonaispinta-ala. Rivoitetulle pinnalle lämpövastus/putkipituus voidaan laskea seuraavan yhtälön mukaisesti:

$$R' = \frac{1}{A_{\text{tot}}\eta_o} \cdot \left(\frac{1}{h_o} + E_o \right) + \frac{1}{A_i} \cdot \left(\frac{1}{h_i} + E_i \right) + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p} \quad (32)$$

missä

A_{tot}	kokonaispinta-ala	[m ²]
------------------	-------------------	-------------------

η_o ripapinnan hyötysuhde

Ripapinnan hyötysuhde määritellään seuraavasti.

$$\eta_o = 1 - \frac{\gamma A_f}{A_{tot}} (1 - \eta_f) \quad (33)$$

missä

γ ripatiheys
 A_f ripojen pinta-ala [m²]

Kokonaislämmönsiirtokerroin voidaan nyt laskea seuraavasti hyödyntäen putkipituutta kohti laskettua lämpövastusta:

$$U = \frac{1}{A_{tot} R'} \quad (34)$$

Yhtälössä 32 käytettävä pinta-ala A_{tot} on ripojen ja rivattoman putkipinnan yhteenlaskettu pinta-ala. Tasaiselle putkipinnalle A_{tot} on suuremman eli putken ulkopuolisen pinnan ala.

3.4 Painehäviöiden laskenta

Painehäviöillä on yhteys käyttökustannuksiin ja lämmönsiirtokertoimeen. Mitä suurempaa virtausnopeutta käytetään, sitä suurempi on lämmönsiirtokerroin ja sitä pienempi lämpöpinta ja investointi. Virtausnopeuden kasvu vaikuttaa kuitenkin myös painehäviöihin ja käyttökustannuksiin kasvattaen niitä. On siis olemassa sellainen optimaalinen virtausnopeus, jolla saadaan minimikustannukset suhteessa tehoon. Usein maksimi virtausnopeus määräytyy suurimman sallitun painehäviön perusteella. (Sarkomaa 1994, 22)

Meurosen (1999, 4-3) mukaan tulistimen painehäviö saa olla korkeintaan 10 % tulistetun höyryn paineesta. Ekonomaiserin painehäviölle hän esittää ohjearvoa 5 - 10 % syötöveden paineesta ennen ekonomaiseria. Sen sijaan höyrystimen painehäviö ei lieriökat-

tilassa lisää koko virtauspiirin painehäviötä, koska höyrystinpiiri on kytketty rinnakkain päävirtauksen kanssa.

Aikaisemmin esitettiin, että savukaasupuolen painehäviöllä on vaikutus kaasuturbiinista saatavaan tehoon. Kaasuturbiinista saatava teho laskee 0,5 %:a jokaista 1 kPa painehäviötä kohden. Tyypillinen savukaasupuolen painehäviö on luokkaa 2...3,5kPa.

3.4.1 Sisäpuolinen painehäviö

Sisäpuolinen painehäviö voidaan laskea yksifaasivirtauksen (ekonomaiseri ja tulistin) tapauksessa painehäviön yleisestä yhtälöstä.

$$\Delta p = \left(\xi \cdot \frac{L_1}{d_i} + \sum \zeta \right) \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (35)$$

missä

L_1	yhden putken pituus	[m]
w	virtaavan aineen nopeus	[m/s]
ζ	vastuserroin	
ξ	kitkakerroin	

Kitkakerroin ξ voidaan määrittää esimerkiksi Moodyn käyrästä tai seuraavalla Whiten (2003, 366) esittämällä Haalandin korrelaatiolla. Molemmat menetelmät edellyttävät, että tiedossa on sekä Reynoldsin luku että putkimateriaalin pinnankarheus. Esimerkiksi ruostumattomalle teräkselle voidaan käyttää pinnankarheuden arvoa 0,002 mm. Pinnankarheuksia löytyy putkivalmistajien oppaista sekä kirjallisuudesta yleisesti eri materiaaleille.

$$\frac{1}{\xi^{1/2}} \approx -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{\epsilon/d_i}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (36)$$

missä

Re_d	Reynoldsin luku putken sisähalkaisijan mukaan
ϵ	materiaalin pinnankarheus [mm]

Tarvittaville kertavastuskertoimille ζ voidaan käyttää Meurosen (1999, 6-14) esittämiä seuraavia arvoja.

- sisäänvirtaus 0,5
- 180° mutka 0,36
- ulosvirtaus 1,0

Kaksifaasivirtauksen (höyrystin) painehäviö voidaan laskea Huhtisen (2000, 116) esittämän Martinellin ja Nelsonin menetelmän mukaan lisäämällä yksifaasivirtauksen painehäviön yhtälön eteen kaksifaasitekijän R . Se voidaan määrittää höyrystinputkissa virtaavan höyryn ja veden tiheyksien ja höyryn massaosuuden avulla seuraavalla yhtälöllä. Laskettaessa kaksifaasivirtauksen painehäviötä tulee virtaavalle aineelle käyttää veden ja höyryn keskimääräisiä aineominaisuuksia.

$$R = \frac{\rho_{st}(1-x) + \rho_{fw}}{\rho_{st}} \quad (37)$$

missä

R	kaksifaasitekijä	
x	höyryn massaosuus	
ρ_{st}	höyryn tiheys	[kg/m ³]
ρ_{fw}	syöttöveden tiheys	[kg/m ³]

3.4.2 Ulkopuolinen painehäviö

Ulkopuolinen eli lämmönsiirrinpakettien aiheuttama painehäviö voidaan laskea rivoitamattomien putkien tapauksessa Ganapathyn (2003, 322) esittämällä yhtälöllä, joka tässä on muutettu SI-yksiköihin.

$$\Delta p_{fg} = \left(9,3 \cdot 10^{-10} \cdot f (G \cdot 60^2 \cdot 0,2083)^2 \cdot \frac{N_r}{\rho_{fg}/16,083} \right) \cdot 248,8 \quad (38)$$

missä

f	kitkakerroin
-----	--------------

N_r peräkkäisten putkirivien lkm
 Δp_g savukaasupuolen painehäviö

Rivijärjestyksellä kitkakerroin f määritellään seuraavasti.

$$f = Re^{-0,15} \left(0,044 + \frac{0,08s_2/d_0}{(s_1/d_0-1)^{0,43+1,13d_0/s_2}} \right) \quad (39)$$

Yhtälö on voimassa, kun $s_1/d_0 = 1,5 \dots 4,0$ ja $2000 < Re < 40000$.

Porrastetulle järjestykselle kitkakerroin f on seuraava.

$$f = Re^{-0,16} \left(0,25 + \frac{0,1175}{(s_1/d_0-1)^{1,08}} \right) \quad (40)$$

Rivoitetuille putkille ulkopuolinen painehäviö voidaan laskea Ganapathyn (2003, 412) esittämällä ESCOA korrelaatiolla, joka tässä on muutettu SI-yksiköihin.

$$\Delta p_{fg} = \left((f + a) \frac{(G \cdot 60^2 \cdot 0,2083)^2 N_r}{\rho_{fg}^{16,083} \cdot 1,083 \cdot 10^9} \right) \cdot 248,8 \quad (41)$$

Yhtälössä 38 esiintyvä termi a määritellään seuraavasti.

$$a = \frac{(1+B^2)^{\rho_{fg}/16,083}}{4N_r} \quad (42)$$

Termi B on putkien välisen vapaan virtauspoikkipinta-alan ja kanavan virtauspoikkipinta-alan neliöiden suhde.

Kitkakerroin f määritellään seuraavalla tavalla.

$$f = C_2 C_4 C_6 \cdot \left(\frac{d_o + 2l_f}{d_o} \right)^{0,5} \quad \text{porrastetulle järjestykselle} \quad (43)$$

$$f = C_2 C_4 C_6 \cdot \left(\frac{d_o + 2l_f}{d_o} \right) \quad \text{rivijärjestykselle} \quad (44)$$

Kertoimet C_2 , C_4 ja C_6 löytyvät liitteestä 1 taulukoituna erilaisille ripatyypeille.

4 MITOITUSSOVELLUS

Osana tätä kandidaatintyötä tehtiin yksinkertainen lämmöntalteenottokattilan laskentasovellus, jonka avulla voidaan arvioida kattilan konstruktiotietoja sekä prosessiarvoja, kun tiedetään savukaasun koostumus ja lämpötila, tuorehöyryn paine ja lämpötila sekä syöttöveden lämpötila. Sovelluksen on tarkoitus toimia apuvälineenä kattilalaitosten tarjousvaiheessa arvioitaessa karkeasti kattilan kokoa ja tehoa.

4.1 Ohjelman rakenne

Laskentasovellus toteutettiin Microsoft Excel taulukkolaskenta-ohjelmalla, joka soveltuu yksinkertaisuutensa sekä hyvien ominaisuuksien valossa tällaiseen tarkoitukseen hyvin. Ohjelman etuina voidaan pitää helppoa muokattavuutta, jolloin sovellusta voi kuka tahansa muokata sekä laajentaa omien tarpeidensa mukaan. On kuitenkin huomattava, että sovellusta laatiessa on kiinnitetty ainoastaan huomiota sen helppoon käytettävyyteen sellaisenaan, jolloin ulkopuolisen voi olla hankala alkaa muokata sitä itsenäiseksi.

Ohjelma koostuu kymmenestä eri välilehdestä, joista käyttäjän tarvitsee käyttää ainoastaan kolmea. Kuvassa 14 olevaan ensimmäiseen näistä välilehdistä käyttäjä syöttää alkuarvot ja kahdelta muulta välilehdeltä hän näkee laskennan tulokset. Muilla välilehdillä tapahtuu joko itse laskenta tai sitten niiltä haetaan tietoja kuten savukaasujen tai kylmäisen veden ja vesihöyryn aineominaisuuksia. Kylläisen veden ja vesihöyryn aineominaisuudet saadaan X-steam Excel-sovelluksesta, joka perustuu IAPWS_IF97-standardin mukaisiin yhtälöihin ja taulukoihin. Savukaasujen aineominaisuudet saadaan kirjallisuudesta löytyvien arvojen perusteella laadituista Excel-sovitteista. Ohjelman käyttämät laskentamenetelmät ovat samat kuin kappaleessa neljä esitetyt yhtälöt ja korrelaatiot.

Lähtöarvot		Geometriatiedot		
Tuorehöyry		Putket		
Lämpötila	506 C	Tulistin Höyrystin Ekonomaiseri		
Paine	40 bar	Putken ulkohalkaisija	d_o	38,1 44,5 26,9 mm
Syöttövesi		Putken seinämän paksuus	s_p	5 4 3,6 mm
Lämpötila	105 C	Putken sisäpinnan karheus	k	0,02 0,02 0,02 mm
Savukaasut		Rivat		
Lämpötila	539 C	Ripatiheys	V	185 185 200 fin/m
Massavirta	145 kg/s	Rivan pituus	L_f	18 20 15 mm
Koostumus		Rivan paksuus	δ	1 1 1 mm
CO2	0,0348	Rivan segmentin leveys	w	4,5 4,5 4,5 mm
H2O	0,0759	Materiaalit		
O2	0,1316	Putkimateriaalin lämmönjohtavuus	λ_p	45 45 47 W/mK
N2r	0,7577	Rivan materiaalin lämmönjohtavuus	λ_f	45 45 47 W/mK
yht.	1	Lämpöpinta		
Pinch point	9 C	Lämpöpinta putkimetriä kohden	A_1	1,2 1,8 0,7 m2/m
Syöttöveden lämpötilaväjäys	7 C	Savukaasukanava		
Häviöt	5 %	Poikittainen putkijako	S_T	80 80 50 mm
Höyryntimen kierto		Pitkittäinen putkijako	S_L	80 80 50 mm
Ulospuhallus lieriöstä	2 %	Putkien lukumäärä rivillä	N_1	100 100 130 #
Ekonomaiserin arvioitu painehäviö		Savukaasukanavan syvyys	I_2	8 m
Tulistimen arvioitu painehäviö	0,07 bar	Likakerrokset		
	0,5 bar	Savukaasupuolen likakerroksen lämpövastus	E_out	0,0004 0,0004 0,0004 m2K/W
		Putken sisäpuolinen likakerros	E_in	0 0 0 m2K/W
		Muuttujat valitulla geometrialla		
		Putkien ulkopuolinen virtausnopeus	w_out	11,56 11,90 11,73 m/s
		Putkien sisäpuolinen virtausnopeus	w_in	18,78 1,34 0,53 m/s

Kuva 14. Lähtöarvot -välilehti, johon käyttäjä syöttää alkuarvot.

4.2 Mitoitettavan kattilan rakenne

Laskentasovelluksella voidaan mitoittaa yhdellä painetasolla toimiva lämmöntalteenotokattila. Sovellukseen on jo etukäteen määritelty käytettävä ripatyyppe sekä putkien kolmiojako, jolloin käyttäjä ei voi näihin itse vaikuttaa. Ohjelman käytettävyyden kannalta olisi tosin ollut toivottavaa, että käyttäjä pystyisi itse vaikuttamaan näihin valintoihin, mutta sitä ei pystytty toteuttamaan työhön käytetyn rajallisen ajan puitteissa. Vaikka käyttäjä ei pysty määrittelemään käytettävää ripatyyppeä tai putkihilaa, voi hän sen sijaan määritellä materiaalin lämmönjohtavuuden, putkien välimatkan, mahdollisten likakerrosten lämpövastukset sekä putkien ja ripojen mitat.

4.3 Alkuarvot

Käyttäjällä täytyy olla tiedossa kaasuturbiinilta tulevien savukaasujen koostumus, lämpötila sekä massavirta. Lisäksi käyttäjän täytyy tuntea tuorehöyryn lämpötila ja paine

sekä syöttöveden lämpötila. Näiden tietojen lisäksi kun käyttäjä syöttää vielä halutun syöttöveden lämpötilavajauksen, pinch point –lämpötilaeron, säteilyhäviön osuuden, ulospuhalluksen osuuden, arviot sisäpuolisista painehäviöistä, höyrystimen kiertoluvun sekä konstruktio tiedot, voidaan laskenta aloittaa.

4.4 Laskennan kulku

Laskenta aloitetaan määrittelemällä paineet ja entalpiat alkuarvojen perusteella tiedeyksissä pisteissä. Tämän jälkeen voidaan laskea tulistimen ja höyrystimen yhteen laskettu teho, kun alkuarvona annettun pinch point –lämpötilaeron avulla saadaan savukaasun lämpötila höyrystimen jälkeen. Tästä voidaan edelleen laskea höyryn massavirta tulistimessa ja tulistimen teho. Käyttäen hyödyksi edellisen laskun tulosta saadaan laskettua tarvittavat vesi-höyrypuolen lämpötilat, paineet ja massavirrat sekä savukaasupuolen lämpötilat.

Seuraavaksi voidaan laskea yksitellen jokaisen lämmönsiirtimen prosessiarvot sekä konstruktio tiedot, kun tiedossa on savukaasupuolen ja vesi-höyrypuolen lämpötilat ja massavirrat sekä lämmönsiirtimien tehot. Lämmönsiirtimien laskenta etenee kappaleessa neljä esitetyn järjestyksen mukaisesti. Höyrystimen laskennassa tulee lisäksi huomioida kiertoluvun vaikutus höyrystimen massavirtaan, koska vain osa vedestä höyrystyy yhdellä höyrystimen kierrolla.

4.5 Laskennan tulokset

Sovellukseen on ”tärkeimmät tulokset” -välilehdelle koottu laskennasta saatavat olennaisimmat tulokset, jotka sisältävät lämpövirrat, lämmönsiirtokertoimet, lämpöpintojen alan, putkipituuden, lämmönsiirtimien mitat sekä painehäviöt. Lisäksi sovelluksesta on mahdollista saada ulos niin sanotut ”täydelliset tulokset”, jotka on jaoteltu jokaiselle lämmönsiirtimelle erikseen. Nämä tulokset sisältävät väliaineiden nopeudet, lämmönsiirtokertoimet, siirtyvät lämpövirrat, painehäviöt, putkipituudet, lämmönsiirtimien ulkomitat sekä alkuarvoina annettut konstruktio tiedot kuten putkien halkaisijat ja välimatkat.

4.6 Mitoitussovelluksen tarkkuus

Mitoitussovellusta laadittaessa oli käytössä tietyillä lähtöarvoilla lasketut vertailuarvot, joiden avulla pystyi arvioimaan laskentojen oikeellisuutta ja mitoituksen tarkkuutta. Mitoitussovelluksen avulla lasketut tarvittavan lämmönsiirtopinta-alan arvot poikkesivat samoilla lähtöarvoilla lasketuista vertailuarvoista noin 5 %.

Merkittävimpänä syynä tuloksien eroavaisuudelle voidaan pitää valittuja korrelaatioita. Segmentoidulle spiraalirivalle löytyy kirjallisuudesta useita ja hyvinkin toisistaan poikkeavia korrelaatioita, joiden avulla lasketut tulokset saattavat poiketa toisistaan suuresti. Lisäksi eri putkivalmistajilla on käytössään omien tutkimustensa ja kokemustensa kautta laadittuja korrelaatioita, jotka pätevät heidän tuotteilleen. Tästä syystä erot saattavat muodostua hyvinkin suuriksi käytettäessä kirjallisuudesta löytyviä korrelaatioita, jotka on tehty samanlaiselle ripaputkityypille, mutta testattu mahdollisesti erilaisissa olosuhteissa. Tämän työn puitteissa ei ollut mahdollista tutkia erilaisia korrelaatioita sekä verrata niillä saatavia arvoja, joten käytetyt korrelaatiot valittiin sen mukaan kuinka niitä oli kirjallisuudessa käytetty.

Virhettä laskentaan aiheutuu myös tehdyistä yksinkertaistuksista ja oletuksista. Laskentasovellus ei laske sisäpuolista konvektiolämmönsiirtymiskerrointa höyrystimessä vaan sille käytetään likiarvoa $10000 \text{ W/m}^2\text{K}$. Lisäksi savukaasun aineominaisuudet lasketaan taulukoitujen arvojen mukaan tehtyjen sovitteiden avulla, mikä aiheuttaa pienen virheen taulukoituun arvoon verrattuna.

5 MITOITUSESIMERKKI

Tässä luvussa käydään läpi mitoitussovelluksen avulla laskettu esimerkkitapaus sekä esitetään laskennasta saadut tärkeimmät tulokset.

5.1 Mitoitettava kattila

Mitoitettava kattila on pystymallinen ja varustettu pakkokierto pumpulla. Kattila toimii yhdellä painetasolla ja tuottaa tulistettua höyryä, jonka lämpötila on 506 °C ja paine 40

bar. Ekonomaiseriin tulevan syöttöveden lämpötila on 105 °C sekä kaasuturbiinilta tulevien savukaasujen massavirta 145 kg/s ja lämpötila ennen tulistinta 539 °C.

Kaikissa lämmönsiirtimissä käytetään segmentoitua spiraaliripaputkea, jolla saavutetaan pienellä putkipituudella suuri lämmönsiirtopinta-ala kasvattamatta kuitenkaan suuresti ulkopuolista painehäviötä. Tulistimessa ja höyrystimessä käytettävän putken ripatiheys on 185 ripaa metriä kohti ja ekonomaiseriissa käytettävässä 200 ripaa metriä kohti. Ripojen paksuus kaikissa lämmönsiirtimissä on 1 mm ja rivan segmentin leveys 4,5 mm. Tulistimessa ja höyrystimessä rivan korkeus on 18 mm ja ekonomaiseriissa 15 mm. Tulistimeen valitaan käytettäväksi ulkohalkaisijaltaan 38,1 mm oleva putki, höyrystimeen 44,5 mm ja ekonomaiseriin 31,8 mm. Valitut putket ovat tyypillisiä pystymallisessa lämmöntalteenottokattilassa.

Savukaasukanavassa yhdellä rivillä olevan putken pituudeksi valitaan 8 m, joka on samalla savukaasukanavan syvyys. Tulistimeen ja höyrystimeen sijoitetaan 90 putkea rinnakkain ja ekonomaiseriin 100 putkea. Valituilla putkien määrillä saavutetaan seuraavat putkien sisäiset virtausnopeudet: tulistin 20,43 m/s, höyrystin 1,49 m/s ja ekonomaiseri 0,45 m/s. Virtausnopeuksista voidaan huomata, että ne ovat höyrystimessä ja ekonomaiseriissa hyvin matalat, jolloin myös sisäpuoliset painehäviöt ovat pienet. Virtausnopeuksia voitaisiin nostaa pienentämällä putkihalkaisijaa tai putkien lukumäärää, jolloin saavutettaisiin hieman paremmat lämmönsiirto-ominaisuudet, mutta suurempi painehäviö. Painehäviön kasvaessa vaadittaisiin syöttövesipumpulta enemmän tehoa.

Kaikissa lämmönsiirtimissä käytetään porrastettua putkijakoa, jolla saavutetaan parempi lämmönsiirto verrattuna suoraan putkijakoon sekä säästetään tilaa. Tulistimessa ja höyrystimessä putkien väliseksi poikittaiseksi ja pitkittäiseksi etäisyydeksi valitaan 80 mm ja ekonomaiseriissa 60 mm. Valitulla geometrialla savukaasun virtausnopeus tulistimessa on 12,96 m/s, höyrystimessä 12,88 m/s ja ekonomaiseriissa 11,75 m/s. Putkien välisellä etäisyydellä on vaikutusta painehäviöön joko vähentäen sitä tai kasvattaen sitä. Etäisyys valitaan siten, että saavutetaan kattilan koon ja painehäviön suhteen optimiratkaisu. Liian suurella putkivälillä painehäviö on pieni, mutta kattilan koko suuri ja pie-

nellä putkivälillä kattilan koko pienenee, mutta painehäviö kasvaa. Liian suuri painehäviö pienentää kaasuturbiinista saatavaa tehoa.

5.2 Mitoituksen tulokset

Seuraavaan taulukkoon 3 on koottu mitoitussovelluksen avulla lasketut mitoitettavan kattilan tärkeimmät tulokset. Täydelliset tulokset löytyvät liitteestä 3.

Taulukko 3. Mitoituksen tärkeimmät tulokset.

	Tulistin	Höyrystin	Ekonomaiseri
Siirtynyt lämpö [kW]	12209	32317	11660
Tarvittava pinta-ala [m²]	3288	11622	5563
Kokonaislämmönsiirtokerroin [W/m²K]	40,78	50,59	62,23
Tarvittava putkipituus [m]	2790	6121	7712
Sisäpuolinen painehäviö [bar]	0,55	0,23	0,07
Ulkopuolinen painehäviö [kPa]	0,08	0,2	0,14

6 YHTEENVETO

Tämän kandidaatintyön tavoitteena oli laatia KPA Unicon Oy:lle mitoitussovellus, jolla voidaan arvioida lämmöntalteenottokattilasta saatavaa tehoa sekä lämpöpintojen suuruutta. Lähtökohtana oli, että mitoitussovellus on yksinkertainen ja helppo käyttää sekä soveltuu hyödynnettäväksi yrityksen tarjousvaiheen projekteissa.

Mitoitussovelluksen laatimista varten perehdyttiin lämmöntalteenottokattilan yleisiin suunnitteluperusteisiin sekä lämpötekniiseen mitoitukseen. Yleisistä suunnitteluperusteista keskityttiin tutkimaan kattilatyyppejä, mitoitusparametreja, painetasoja sekä höyryn paineen ja lämpötilan vaikutuksia prosessiin. Lämpötekniisen mitoituksen suhteen perehdyttiin lämmönsiirtimien mitoitusprosessiin, lämmönsiirtymiskertoimien ja painehäviöiden laskentaan sekä lämmöntalteenottokattiloiden lämmönsiirtimien perusrakenteeseen. Perusrakenteen suhteen keskityttiin lämmönsiirtimien konstruktioihin käsittäen eri ripaputkityypit, putkien sijoittelun kattilaan sekä tyypilliset väliaineiden virtausnopeudet.

Työlle asetetut tavoitteet laskentasovelluksen suhteen saavutettiin ja mitoitussovelluksella voidaan arvioida jopa hyvinkin tarkasti lämmöntalteenottokattilasta saatavaa tehoa sekä tarvittavaa lämmönsiirtopinta-alaa. Mitoitussovelluksen laadinnassa apuna käytettyjen vertailulaskelmien tulosten perusteella pystyttiin toteamaan, että valitut korrelaatiot ja laskentamenetelmät soveltuvat käyttötarkoitukseen. Mikäli haluttaisiin päästä tarkoihin tuloksiin, tulisi tutkia käytettäviä laskentamenetelmiä ja korrelaatioita sekä verrata niiden avulla laskettuja tuloksia todellisiin mittaustuloksiin.

Jatkoa ajatellen laadittua mitoitussovellusta voisi kehittää liittämällä siihen mahdollisuuden useampaan painetasoon, lisäpolttoon sekä jaettuun tulistukseen. Myös ohjelmaan valmiiksi syötetyt erilaiset putkihila-, materiaali- ja ripavaihtoehdot parantaisivat ohjelman käytettävyyttä. Ohjelmaa tullaan jatkossa luultavasti kehittämään juuri tähän suuntaan.

LÄHDELUETTELO

Buecker, Brad. 2002. Basics of boiler & HRSG design. Tulsa, Oklahoma: PennWell. 170 s. ISBN 0-87814-795-0

Combined Cycles, Waste Heat Recovery and Other Steam Systems. Teoksessa: Stultz, S.C., Kitto J.B: (toim.). Steam/its generation and use. 40. p. Barberton, USA: The Babcock & Wilcox Company, 1992. 982 s. ISBN 0-9634570-0-4

Ganapathy, V. 2003. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators: Design, Applications and Calculations. New York: Marcel Dekker Inc. 625 s. ISBN 0-8247-0814-8

Huhtinen et al. 2002. Höyrykattilatekniikka. 5. painos. Helsinki: Oy Edita Ab. 379 s. ISBN 951-37-3360-2

Incropera et al. 2007. Fundamentals of heat and mass transfer. 6. painos. Hoboken, New Jersey : John Wiley & Sons, 2007. ISBN 978-0-471-45728-2.

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

Kehlhofer et al. 1999. Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants. 2. painos. Tulsa, Oklahoma : PennWell. 298 s. ISBN 0-87814-736-5

Lezuo Alex, 2007. Combined-Cycle Power Plants. Teoksessa: Goswami Yogi D. (toim.) & Kreith Frank (toim.), Energy Conversion. CRC Press. 936 s. ISBN 978-1-4200-4431-7

Meuronen, Vesa. 1999. Höyrykattiloiden suunnittelu: opetusmoniste 1999. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto. ISBN 951-764-382-9

Mustonen, Marjo. 2001. Kombivoimalaitosten lämmöntalteenottokattiloiden lämpö- ja virtaustekninen suunnittelu ja simulointi. Teoksessa: Koskelainen, Lasse (toim.), 04091600 Kattilapäivät – voimalaitostekniikan laboratorion järjestämä jatko-opintoseminaari 26.–27.3.2001. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto. ISBN 951-764-525-2

Ouvinen, Elina. 1990. Lämmöntalteenottokattilan optimaalinen mitoitus. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto. Lappeenranta. 100s.

Rayaprolu, Kumar, 2009. Boilers for Power and Process. CRC Press. 718 s. ISBN 978-1-4200-7536-6

Saari, J. 2010. Heat exchanger thermal design guide. Lappeenranta university of technology, LUT energy.

Sarkomaa, Pertti. 1994. Lämmönsiirtimen suunnittelumenetelmät ja lämpötekniinen mitoitus. Lappeenranta: Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, energiategniikan osasto. ISBN 951-763-831-0.

SFS-EN 12952-3. 2002. Vesiputkikattilat ja niihin liittyvät laitteistot. Osa 3: paineenalaisten osien suunnittelu ja laskenta. Suomen standardoimisliitto SFS. 252 s.

Shah, Ramesh K. & Sekulić, Dušan P. 2003. Fundamentals of heat exchanger design. New Jersey. ISBN 0-471-32171-0.

Vakkilainen, Esa. 2010. Höyrykattilatekniikka. Luentomateriaali, syksy 2010. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, LUT energia.

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

Virtanen, Tommi. 2000a. Kombilaitoksen höyrykierto. Teoksessa: Koskelainen, Lasse (toim.), Kombilaitokset – seminaari, voimalaitosopin laitoksen järjestämä seminaari

24—25.8.2000. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto. ISBN 951-764-456-6

Virtanen, Tommi. 2000b. Lämmöntalteenottokattilan kehittäminen kaasumoottoreille ja teollisuuskaasuturbiineille. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Energiatekniikan osasto. Lappeenranta. 90s.

White, Frank M. 2003. Fluid Mechanics. 5. painos. New York: McGraw-Hill Companies, Inc. 866 s. ISBN 0-07-240217-2

Öhman, Göran. 1995. Lämmön säteily. Teoksessa: Raiko R. et al. (toim.) Poltto ja palaminen. Jyväskylä: Gummerrus kirjapaino Oy. 1995. ISBN 951-666-448-2. ss. 67-82.

LIITTEET

Ganapathy 2003

TABLE 8.10b Factors $C_1 - C_6$ for Solid and Serrated Fins in In-line and Staggered Arrangements—Revised Correlations

Solid fins	
In-line	
$C_1 = 0.053(1.45 - 2.9S_L/d)^{-2.3} Re^{-0.21}$	$C_2 = 0.11 + 1.4 Re^{-0.4}$
$C_3 = 0.20 + 0.65e^{-0.25h/s}$	$C_4 = 0.08(0.15S_T/d)^{-1.1(h/s)^{0.15}}$
$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-2.0S_L/S_T}$	$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-0.2(S_L/S_T)^2}$
$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.5}$	
$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d] [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.25}$	
Staggered	
$C_1 = 0.091 Re^{-0.25}$	$C_2 = 0.075 + 1.85 Re^{-0.3}$
$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-0.25h/s}$	$C_4 = 0.11(0.05S_T/d)^{-0.7(h/s)^{0.20}}$
$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-1.0S_L/S_T}$	$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15Nd^2})e^{-2.0(S_L/S_T)} - [0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2}]e^{-0.6(S_L/S_T)}$
$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.5}$	
$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{-0.25}$	
Serrated fins	
In-line	
$C_1 = 0.053(1.45 - 2.9S_L/d)^{-2.3} Re^{-0.21}$	$C_2 = 0.11 + 1.4 Re^{-0.4}$
$C_3 = 0.25 + 0.6e^{-0.26h/s}$	$C_4 = 0.08(0.15S_T/d)^{-1.1(h/s)^{0.15}}$
$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-2.0S_L/S_T}$	$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-0.2(S_L/S_T)^2}$
$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.5}$	
$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d] [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.25}$	
Staggered	
$C_1 = 0.091 Re^{-0.25}$	$C_2 = 0.075 + 1.85 Re^{-0.3}$
$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-0.17h/s}$	$C_4 = 0.11(0.05S_T/d)^{-0.7(h/s)^{0.2}}$
$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-1.0S_L/S_T}$	$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15Nd^2})e^{-2.0(S_L/S_T)} - (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-0.6(S_L/S_T)}$
$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.25}$	
$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{-0.25}$	

TABLE 8.10a Factors C_1 – C_6 for Solid and Serrated Fins in In-Line and Staggered Arrangements—old ESCOA Correlations.

Solid fins

$$C_1 = 0.25 \text{Re}^{-0.35} \quad C_2 = 0.07 + 8 \text{Re}^{-0.45}$$

In-line

$$C_3 = 0.2 + 0.65e^{-0.25h/s} \quad C_4 = 0.08(0.15S_T/d)^{-1.1(h/s)^{0.15}}$$

$$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-2.0S_L/S_T}$$

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-0.2(S_L/S_T)^2}$$

Staggered

$$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-0.25h/s} \quad C_4 = 0.11(0.15S_T/d)^{-0.7(h/s)^{0.20}}$$

$$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-1.0S_L/S_T}$$

$$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15Nd^2})e^{-2.0(S_L/S_T)} - (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-0.6(S_L/S_T)}$$

Serrated fins

$$C_1 = 0.25 \text{Re}^{-0.35} \quad C_2 = 0.07 + 8.0 \text{Re}^{-0.45}$$

In-line

$$C_3 = 0.35 + 0.5e^{-0.35h/s} \quad C_4 = 0.08(0.15S_T/d)^{-1.1(h/s)^{0.2}}$$

$$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-2.0S_L/S_T}$$

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-0.2(S_L/S_T)^2}$$

Staggered

$$C_3 = 0.55 + 0.45e^{-0.35h/s} \quad C_4 = 0.11(0.05S_T/d)^{-0.7(h/s)^{0.23}}$$


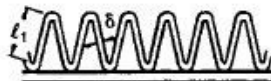
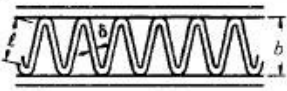
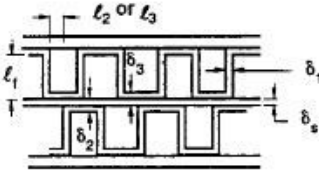
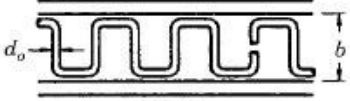
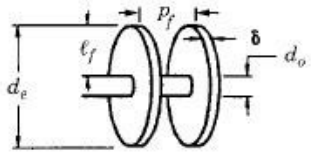
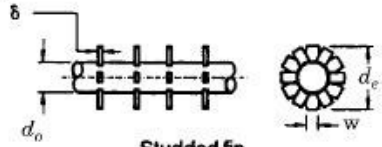
$$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-1.0S_L/S_T}$$

$$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15Nd^2})e^{-2.0(S_L/S_T)} - (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-0.6(S_L/S_T)}$$

Source: Fintube Technologies, Tulsa, OK.

Shah & Sekulić 2003

TABLE 4.5 Fin Efficiency for Plate-Fin and Tube-Fin Geometries of Uniform Fin Thickness

Fin efficiency formula where	
Geometry	$m_i = \frac{2h}{k_f \delta_i} \left(1 + \frac{\delta_i}{L_f}\right)^{1/2} \quad E_i = \frac{\tanh(m_i \ell_i)}{m_i \ell_i} \quad i = 1, 2, 3$
	$\eta_f = E_1$ $\ell_1 = \frac{b}{2} - \delta_1 \quad \delta_1 = \delta$
	$\eta_f = \frac{hA_1(T_0 - T_\infty) \frac{\sinh(m_1 \ell_1)}{m_1 \ell_1} + q_e}{\cosh(m_1 \ell_1) \left[hA_1(T_0 - T_\infty) + q_e \frac{T_0 - T_\infty}{T_1 - T_\infty} \right]} \quad \delta_1 = \delta$
	$\eta_f = E_1$ $\ell_1 = \ell/2 \quad \delta_1 = \delta$
	$\eta_f = \frac{E_1 \ell_1 + E_2 \ell_2}{\ell_1 + \ell_2} \frac{1}{1 + m_1^2 E_1 E_2 \ell_1 \ell_2}$ $\ell_1 = b - \delta + \delta_2/2 \quad \ell_2 = \ell_3 = p_f/2$ $\delta_1 = \delta \quad \delta_2 = \delta_3 = \delta + \delta_s$
	$\eta_f = \frac{\tanh(m\ell)}{m\ell}$ $\ell = \frac{b}{2} - d_o \quad m = \left(\frac{4h}{k_f d_o} \right)^{1/2} \quad \delta = \frac{d_o}{2}$
	$\eta_f = \begin{cases} a(m\ell_e)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases}$ $a = (r^*)^{-0.246} \quad \Phi = m\ell_e(r^*)^n \quad n = \exp(0.13m\ell_e - 1.3863)$ $b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases}$ $m = \left(\frac{2h}{k_f \delta} \right)^{1/2} \quad \ell_e = \ell_f + \frac{\delta}{2} \quad r^* = d_o$
	$\eta_f = \frac{\tanh(m\ell_e)}{m\ell_e}$ $m = \left[\frac{2h}{k_f \delta} \left(1 + \frac{\delta}{w}\right) \right]^{1/2} \quad \ell_e = \ell_f + \frac{\delta}{2} \quad \ell_f = \frac{(d_o - d_o)}{2}$

Source: Data from Shah (1985).

SAVUKAASU

Massavirta	kg/s	145
Lämpötila	°C	539

CO ₂	m-%	3,48
H ₂ O	m-%	7,59
O ₂	m-%	13,16
N ₂	m-%	75,77

TUOREHÖYRY

Paine	bar(g)	40
Lämpötila	°C	506

SYÖTTÖVESI

Lämpötila	°C	105
-----------	----	-----

TULISTIN

Höyryn massavirta	kg/s	18,53
Höyryn lämpötila sisään	°C	251,20
Höyryn lämpötila ulos	°C	506,00
Höyryn nopeus	m/s	20,43

Savukaasun lämpötila sisään	°C	539,00
Savukaasun lämpötila ulos	°C	467,54
Savukaasun nopeus	m/s	12,96

Sisäpuolinen painehäviö	bar	0,77
Ulkopuolinen painehäviö	kPa	0,10

Kokonaislämmönsiirtokerroin	W/m ² K	40,78
Siirtynyt lämpö	kW	12209

Putkien ulkohalkaisija	mm	38,40
Putkien seinämän paksuus	mm	5,00
Rivan korkeus	mm	18,00
Ripatiheys		185
Rivan paksuus	mm	1,0
Putken ulkohalkaisija rivan kanssa	mm	74,40
Rivan segmentin leveys	mm	4,5

Poikittainen putkijako	mm	80
Pitkittäinen putkijako	mm	80

Putkia riviä kohden		90
Putkirivejä		4

Leveys	mm	7,27
Syvyys	mm	8,00
Korkeus	mm	0,42

Putkien kokonaispituus	m	2790
Kokonaislämmönsiirtopinta-ala	m ²	3069

HÖYRYSTIN

Höyryn massavirta	kg/s	18,53
Kiertoluku		5,5

Savukaasun lämpötila sisään	°C	467,54
Savukaasun lämpötila ulos	°C	260,10
Savukaasun nopeus	m/s	12,88

Sisäpuolinen painehäviö	bar	0,30
Ulkopuolinen painehäviö	kPa	0,25

Kokonaislämmönsiirtokerroin	W/m ² K	50,59
Siirtynyt lämpö	kW	32317

Putkien ulkohalkaisija	mm	44,50
Putkien seinämän paksuus	mm	4,00
Rivan korkeus	mm	18,00
Ripatiheys		185
Rivan paksuus	mm	1,0
Putken ulkohalkaisija rivan kanssa	mm	80,50
Rivan segmentin leveys	mm	4,5

Poikittainen putkijako	mm	80
Pitkittäinen putkijako	mm	80

Putkia riviä kohden		90
Putkirivejä		9

Leveys	mm	7,28
Syvyys	mm	8,00
Korkeus	mm	1,01

Putkien kokonaispituus	m	6121
Kokonaislämmönsiirtopinta-ala	m ²	9793

EKONOMAISERI

Syöttöveden massavirta	kg/s	18,90
Syöttöveden lämpötila sisään	°C	105,00
Syöttöveden lämpötila ulos	°C	244,10
Syöttöveden nopeus	m/s	0,45
Savukaasun lämpötila sisään	°C	260,10
Savukaasun lämpötila ulos	°C	187,34
Savukaasun nopeus	m/s	11,75
Sisäpuolinen painehäviö	bar	0,07
Ulkopuolinen painehäviö	kPa	0,29
Kokonaislämmönsiirtokerroin	W/m ² K	62,23
Siirtynyt lämpö	kW	11660
Putkien ulkohalkaisija	mm	31,80
Putkien seinämän paksuus	mm	3,60
Rivan korkeus	mm	15,00
Ripatiheys		200
Rivan paksuus	mm	1,00
Putken ulkohalkaisija rivan kanssa	mm	61,80
Rivan segmentin leveys	mm	4,5
Poikittainen putkijako	mm	60
Pitkittäinen putkijako	mm	60
Putkia riviä kohden		100
Putkirivejä		10
Leveys	mm	6,06
Syvyys	mm	8,00
Korkeus	mm	0,87
Putkien kokonaispituus	m	7712
Kokonaislämmönsiirtopinta-ala	m ²	4627