

Puuperäisiä biomassoja ja mikroturbiinitekniikkaa hyödyntävän pienen kokoluokan CHP-laitoksen mallintaminen osaksi aluelämpöverkkomallia

Pro gradu –tutkielma ja erikoistyö

Jyväskylän yliopisto

Kemian laitos

Soveltavan kemian osasto

27.5.2015

Henri Karjalainen

Tiivistelmä

Tässä tutkielmassa mallinnettiin pienen kokoluokan (< 1MW) yhdistetty lämmön- ja sähköntuotantoyksikkö (CHP), joka hyödyntää puuperäisiä biomassoja polttoaineena ja mikroturbiinitekniologiaa sähkön tuottamiseen. Mallinnustyö jakaantui tarkastelemaan puuhakkeen ja pellettien palamisessa muodostuvia savukaasuja, Turbec T100-mikroturbiinijärjestelmän sähköntuotantoa, vastavirta lämmönvaihtimien toimintaa sekä koko yksikön liittämistä osaksi aluelämpöverkkomallia.

Aluelämpöverkkoon kytketty CHP-yksikkö mallinnettiin toimimaan tasaisella 820 kW lämpökuormalla ja se pystyy tuottamaan nettona 103,8 kW sähköä, 601,4 kW lämmintä vettä ja 25,9 kW kuumaa prosessi-ilmaa. Riippuen lämpimän veden ja kuuman prosessi-ilman kysynnästä CHP-yksikön hyötysuhde vaihtelee 36,1 ja 87,9 % välillä. Kyseistä lämpökuormaa (820 kW) vastaa 276 kg/h ja 118,5 kg/h polttoainekulutus puuhakkeelle ja pelleteille, joiden kosteudet ovat vastaavasti 30 % w/w ja 10 % w/w. Puuhakkeen ja pellettien palamisessa muodostuvat termiset NO_x-päästöt pystyttiin minimoimaan 1,5:n palamisilmakertoimella ja 20–35 % savukaasujen takaisinkierrätysasteella. Mallinnetut NO_x-päästöt standardoituna 11 % jäännöshappikonsentraatioon olivat puuhakkeelle 236,2 mg/Nm³ ja puupelleteille 158,0 mg/Nm³, jotka ovat varsin hyvin verrattavissa puubiomassalle kirjallisuudessa ilmoitettuihin NO_x-päästöjen arvoihin 150–270 mg/Nm³.

MATLAB:illa ohjelmoitu CHP-malli yhdistettiin onnistuneesti VTT:n aluelämpöverkkomallissa olevien alue- ja kaukolämpöverkkojen väliin CHP-yksiköön suunnitellun vesikierron avulla. Aluelämpöverkkomallilla tehtyjen alustavien simulaatioiden perusteella aluelämpöverkkoon, joka koostui 30:stä aurinkolämpökeräimillä varustetusta asumuksesta, tuotettiin 103 MWh lämpöenergiaa keräimillä ja 792 MWh CHP-laitoksella. CHP-yksikkö vastasikin 82,7 %:ia alueen vuotuisesta lämmitysenergiatarpeesta, kun taas aurinkolämpökeräimien ja pääkaukolämpöverkon vastaavat osuudet olivat vain 10,8 % ja 6,6 %. Ajettujen simulaatioiden perusteella CHP-yksikkö todettiin kuitenkin olevan yksistään liian suuri lämmönlähde kyseiselle aluelämpöverkolle, sillä yksiköllä olisi pystynyt kattamaan 100–150 vastaavanlaisesta asumuksesta koostuvan aluelämpöverkon vuotuisen lämmöntarpeen.

Esipuhe

Tämä työ on tehty osana VTT:n koordinoimaa Distributed Energy Systems (DESY) hanketta soveltavan kemian osastolla ja työtä rahoitti Jyväskylän yliopisto 1.9.2013 – 15.9.2014 välisenä aikana. Työn taustalla oli DESY-hankkeen kokonaistavoite ja visio parantaa ja kehittää kestäviä, paikallisia ja uusiutuvaa energiaa hyödyntäviä energiaratkaisuja. Työn pro gradu –osuudessa selvitettiin puuperäisen biomassan eri termisiä konversiotekniikoita ja energiahyötykäyttöä osana hajautettua energiantuotantoa. Kirjallisuuskatsauksessa käytiin läpi puubiomassan ominaisuudet sekä biomassan pyrolyysi-, kaasutus- ja palamisprosesseista saatavien tuotteiden laatueroja sekä käyttötarkoitusta. Työ rajattiin lopulta tarkastelemaan palamisprosessista saatavien savukaasujen hyödyntämistä yhdistetyssä lämmön- ja sähköntuotannossa. Pro gradu- osuudessa perehdyttiin myös Ekogen Oy:n valmistaman CHP-laitoksen prosessikaavioihin, ulkoisella lämmityksellä toimivan Turbec T100-mallin mikrokaasuturbiinijärjestelmän ajoparametreihin ja sen yhdistämiseen puuperäisiä biomassoja polttavan Aritermin arinakattilan kanssa.

Tutkielman erikoistyön ensimmäisessä vaiheessa luotiin massa- ja energiatarkastelu tasaisella polttoaineteholla puuhaketta ja pellettiä polttavasta CHP-yksiköstä Excel-taulukkolaskentaohjelmalla. Laskentamalli valmistui syksyn 2013 aikana ja se jakaantui palamisessa muodostuvien savukaasujen massa- ja energiatarkasteluun sekä Turbec T100- EFMGT-prosessin ja CHP-yksikön lämmönvaihtimien mallintamiseen. Mallia kehitettiin vuorovaikutteisesti vuoden 2014 kevään aikana yhdessä Miika Rämän (VTT, Otaniemi) Lasse Koskelaisen (Ekogen Oy), Lappeenrannan teknillisen yliopiston ja Jyväskylän yliopiston soveltavan kemian osaston henkilökunnan kanssa. Erikoistyön toisessa vaiheessa, kesän ja syksyn 2014 aikana, luotu Excel-malli konvertoitiin toimimaan MATLAB:lla. Lopullista CHP-mallia käytettiin simuloimaan tässä erikoistyössä esitellyt tulokset ja malli liitettiin onnistuneesti VTT:n kokoamaan aluelämpöverkkomalliin marraskuussa 2014. Työn etenemisestä ja mallin toimivuudesta osana aluelämpöverkkoa raportoitiin DESY-hankkeen loppuraportissa ja työn kirjoitusosuus viimeisteltiin kevään 2015 aikana.

Haluan kiittää FT Jussi Maunukselaa ja professori Jukka Konttista työn laadukkaasta ohjaamisesta, lukuisista hyvistä neuvoista ja työtoveruudesta. Kiitos kuuluu myös Lasse Koskelaiselle (Ekogen Oy) CHP-yksikön prosessin kuvaamisesta sekä muille DESY-hankkeessa työskenneille. Suuret kiitokset kuuluvat myös koko soveltavan kemian osaston henkilökunnalle innostavasta ilmapiiristä ja erityisesti Milena Rodriguezille sekä tohtoriopiskelijoille Jason Kramb, Roshan Budhathoki, Yegor Chechurin, Cyril Bajamundi ja Tharaka Doddapaneni, joilta sain erittäin hyviä neuvoja, kriittistä tarkastelua ja vertaistukea mallin luomisessa. Matka oli pitkä, mutta sen arvoinen.

Jyväskylässä 27.5.2015



Henri Karjalainen

Sisällysluettelo

Tiivistelmä	i
Esipuhe	ii
Sisällysluettelo	iv
Käytetyt lyhenteet	vii
1 Johdanto	1
2 Hajautettu energiantuotanto	3
2.1 Hajautetut energiajärjestelmät	3
2.2 DESY-hanke	4
2.3 Metsävarojen hyödyntäminen hybridienergiajärjestelmässä	5
3 Puuperäisen biomassan energiahyötykäyttö	6
3.1 Puubiomassan ominaisuudet	6
3.2 Biomassan pyrolyysi	7
3.3 Biomassan terminen kaasutus	9
3.4 Biomassan palaminen	11
4 Lämpövoimateknologia	13
4.1 Carnot'n lämpövoimakone	13
4.2 Kaasuturbiinivoimalaitos	14
4.3 Mikrokaasuturbiinivoimalaitos	15
5 Ekogen Oy:n CHP-laitos	17
5.1 Taipalsaaren pienvoimalaitos	17
5.2 CHP-laitoksen arinakattila	18
5.3 CHP-laitoksen mikroturbiinijärjestelmä	19
5.4 Ekogenin CHP-laitoskonseptin kehitys	21
6 Micro CHP-yksikön mallinnus	22
6.1 CHP-laitoksen prosessi	22
6.2 Biomassan palamisen massatase	24
6.2.1 Biomassamolekyylin kemiallinen bruttokaava	25
6.2.2 Biomassan sisältämä vesi	27
6.2.3 Epätäydellisessä palamisessa muodostuvat CO- ja CH ₄ -päästöt	27
6.2.4 Biomassan polttoainetyypistä muodostuvat NO- ja N ₂ -päästöt	29
6.2.5 Biomassan palamisen stoikiometrinen reaktioyhtälö	30
6.2.6 Terminen NO	32
6.2.7 Savukaasujen takaisinkierrätys palamisvyöhykkeelle 3	34
6.2.8 CHP-yksikön savukaasupäästöt	38

6.3 Biomassan palamisen energiatase.....	40
6.3.1 Puun ominaislämpökapasiteetti.....	42
6.3.2 Biomassan lämpöarvo	43
6.3.3 Esilämmitetyn palamisilman entalpia	44
6.3.4 Adiabaattinen palamislämpötila	45
6.3.5 Savukaasujen kierrätyksen ja lämpöhäviöiden vaikutus energiataseeseen.....	46
6.4 Mikroturbiini (EFMGT) prosessi	48
6.4.1 EFMGT kompressori.....	48
6.4.2 EFMGT turbiini ja sähköntuotto.....	50
6.4.3 Sähköntuotto- ja rekuperatiivisen kaasuturbiinikierron hyötysuhde	51
6.5 CHP-yksikön lämmönvaihtimet	52
6.5.1 Lämmönvaihtimen efektiivisyys.....	52
6.5.2 Lämmönvaihtimien LMTD menetelmä	53
6.5.3 Lämmönvaihtimien NTU menetelmä.....	55
6.6 CHP-yksikön sisäiset raja-arvot	56
6.6.1 EFMGT prosessin ajoparametrit	56
6.6.2 Savukaasunpuhdistus ja savukaasujen minimilämpötila.....	56
6.7 CHP-yksikön yhdistäminen aluelämpöverkkomalliin.....	59
6.7.1 Aluelämpöverkkomalli.....	59
6.7.2 Lämmönsiirto alue- ja kaukolämpöverkkoihin.....	60
6.7.3 Vesikierron paineistus alue- ja kaukolämpöverkoissa	61
6.8 CHP-moduulin hyötysuhde	62
7 Tulosten tarkastelu	63
7.1 Biomassan adiabaattinen palamislämpötila.....	63
7.2 Savukaasujen takaisinkierätykset.....	65
7.2.1 Vaikutus termisen NO_x -päästöjen muodostumiseen	65
7.2.2 Vaikutus arinasta poistuvien savukaasujen lämpötilaan	67
7.3 Polttoaineen kosteuden vaikutus polttoaineen kulutukseen	68
7.4 CHP-laitoksen savukaasupäästöt.....	69
7.5 Turbec T100 – mallin tulokset.....	72
7.6 CHP-laitoksen lämmönvaihtimet.....	73
7.7 CHP-yksikön sisäisten prosessipisteiden tulokset.....	75
7.8 CHP-yksikön hyötysuhde	76
7.9 CHP-moduulin ja aluelämpöverkkomallin prosessisimulaatiot	77
7.9.1 Vesikierto 1: CHP-laitoksen suuri ylimäärä lämmöntuotanto.....	80
7.9.2 Vesikierto 2: CHP-laitoksen vähäinen ylimäärä lämmöntuotanto	81

7.9.3 Vesikierto 3: Aluelämpöverkon ja CHP-laitoksen tasapainotilanne	82
7.9.4 Vesikierto 4: Aluelämpöverkko suurena lämmönkuluttajana.....	83
7.9.5 Vesikierto 5: Aluelämpöverkko lämmöntuottajana	84
7.9.6 Vesikierto 6: Aluelämpöverkko lämmöntuottajana - CHP sammutettu	85
7.9.7 Vesikierto 7: Aluelämpöverkko lämmönkuluttajana - CHP sammutettu.....	86
8 Päätäntö	87
9 Kirjallisuusluettelo	89
Liitteet	94
Liite 1. Savukaasujen ominaislämpökapasiteettien polynomivakioita.....	94
Liite 2. Veden ja ilman ominaisuuksista luotujen funktioiden kuvaajat.	95
Liite 3. Puhtaan veden ominaisuuksia kuvaavat funktiot	99
Liite 4. Kuivan ilman ominaisuuksia kuvaavat funktiot.....	100

Käytetyt lyhenteet

Lyhenne	Selitys	Yksikkö
CHP	= Yhdistetty lämmön- ja sähköntuotanto (Combined heat and power production)	-
DESY	= Hajautetut energiajärjestelmät (Distributed energy systems)	-
EFMGT	= Ulkoisella poltolla toimiva mikrokaasuturbiini (Externally fired micro gas turbine)	-
DFMGT	= Suoralla poltolla toimiva mikrokaasuturbiini (Direct fired micro gas turbine)	-
KLV	= Kaukolämpöverkko	-
ALV	= Aluelämpöverkko	-
HHV	= Ylempi lämpöarvo (Higher heating value)	MJ/kg
LVH	= Alempi lämpöarvo (Lower heating value)	MJ/kg
H_{rec}	= Saapumiskosteudessa olevan polttoaineen tehollinen lämpöarvo	MJ/kg
$\Delta_r H^\circ$	= Reaktioentalpia	kJ/mol
LV ₁	= Lämmönvaihdin 1	-
LV ₂	= Lämmönvaihdin 2	-
REK	= Rekuperaattori	-
VK	= Vesikattila	-
\dot{m}_{BM}	= Biomassan tuhkatoman kuiva-aineen massavirta	gBM/s
\dot{m}_{PA}	= Kostean polttoaineen massavirta arinakattilaan	g/s
\dot{m}_{H_2O-PA}	= Polttoaineen arinakattilaan mukana kulkeutuva veden massavirta	g/s
\dot{n}_i	= Alkuaineen tai molekyylin i ainevirta	mol/s
$i_{\%}$	= Alkuaineen i osuus tuhkatomassa kuiva-aineessa	% w/w
$\dot{n}_{i\%}$	= Alkuaineen i suhteellinen ainevirta	mol/s

\dot{n}_{BM}	=	Biomassamolekyylien ainevirta	mol/s
\dot{n}_{H_2O}	=	Biomassan sisältämän veden ainevirta	mol/s
M_i	=	Alkuaineen <i>i</i> tai molekyylin <i>i</i> suhteellinen moolimassa	g/mol
M_{BM}	=	Biomassamolekyylin suhteellinen moolimassa	g/mol
MC	=	Kosteusprosentti painoprosenteissa (Moisture content)	% w/w
β_{CO}	=	Päästökerroin kostealle CO-savukaasukomponentille	mg/MJ
β_{CH_4}	=	Päästökerroin kostealle CH ₄ -savukaasukomponentille	mg/MJ
P_{BM}	=	Arinakattilaan syötetyn biomassan polttoaineteho	MW
N_{fuel}	=	Polttoaineen kuiva-aineeseen sitoutunut tyyppi	-
NO_f	=	Polttoainetyypistä muodostunut NO (<i>f</i> = fuel)	-
NO_{th}	=	Terminen NO (<i>th</i> = thermal)	-
X_N	=	NO _x konversiokerroin polttoainetyypelle	0-1
X_K	=	Savukaasujen takaisinkierrätysaste	%
x_i	=	Savukaasukomponentin <i>i</i> stoikiometrinen kerroin	-
\dot{V}_i	=	Savukaasukomponentin <i>i</i> tilavuusvirta	m ³ /s
\dot{V}_{sum}	=	Savukaasujen tilavuusvirta	m ³ /s
$\dot{V}_{sum,NTP}$	=	Savukaasujen tilavuusvirta NTP-olosuhteissa	Nm ³ /s
R	=	Yleinen kaasuvakio (8,31446)	J/ K mol
Δh	=	Arinakattilan vyöhykkeen korkeus	mm
Δw	=	Arinakattilan tulipesän leveys	mm
Δk	=	Arinakattilan tulipesän syvyys	mm
A_{TP}	=	Arinakattilan tulipesän poikkipinta-ala	m ²
v	=	Savukaasujen virtausnopeus	m/s
Δt_i	=	Savukaasujen viipymäaika palamisvyöhykkeellä <i>i</i>	s

a_1	=	Polttoaine NO:n ainevirta vyöhykkeellä 2	mol/s
a_2	=	Takaisinkierätettävän polttoaine NO:n ainevirta	mol/s
b_1	=	Vyöhykkeellä 2 muodostuneen termisen NO _{th} :n ainevirta	mol/s
b_2	=	Takaisinkierätettävän vyöhykkeellä 2 muodostuneen termisen NO _{th} :n ainevirta	mol/s
c_1	=	Vyöhykkeellä 3 muodostuneen termisen NO _{th} :n ainevirta	mol/s
c_2	=	Takaisinkierätettävän vyöhykkeellä 3 muodostuneen termisen NO _{th} :n ainevirta	mol/s
z_1	=	Happikaasun ainevirta vyöhykkeellä 2	mol/s
z_2	=	Takaisinkierätettävän happikaasun ainevirta	mol/s
y_1	=	Typpikaasun ainevirta vyöhykkeellä 2	mol/s
y_2	=	Takaisinkierätettävän typpikaasun ainevirta	mol/s
I_1	=	Inerttien kaasujen ainevirta vyöhykkeellä 2	mol/s
I_2	=	Takaisinkierätettävien inerttien kaasujen ainevirta	mol/s
Z_{O_2}	=	Kuivan ja kostean savukaasun happipitoisuuden suhde	-
$O_{2,red}$	=	Kuivat savukaasut halutussa jäännöshappipitoisuudessa (red = reduced)	%v/v
$O_{2,mit}$	=	Mitattujen tai simuloitujen kuivien savukaasujen happikonsentraatio	%v/v
T_{REF}	=	Referenssilämpötila (25)	°C
$C_{P,0}$	=	Puun kuiva-aineen ominaislämpökapasiteetti	kJ/kg K
$C_{P,MC}$	=	Kostean puun ominaislämpökapasiteetti	kJ/kg K
A_c	=	Puun ja veden välisen sisältämän lisäenergian korjauskerroin	kJ/kg K
C_{P,H_2O}	=	Veden ominaislämpökapasiteetti	kJ/kg K
P_i	=	Prosessipiste i: 1 → 25	-
D_i	=	Liitospalikan prosessipiste i: 1 → 11	-
ΔH_i	=	Prosessipisteessä i olevan ainevirran lämpövirta (entalpia)	J/s
α_A	=	Arinakattilan lämpöhäviökerroin	%

α_{LV_1}	=	Lämmönvaihdin 1:n lämpöhäviökerroin	%
α_{VK}	=	Vesikattilan lämpöhäviökerroin	%
α_{ESP}	=	Savukaasunpuhdistimen lämpöhäviökerroin	%
α_{STPH}	=	Savukaasujen takaisin- kierrätysputken lämpöhäviökerroin	%
α_{SPPH}	=	Savupiipun lämpöhäviökerroin	%
π_K	=	Kompressorin painesuhde	-
π_T	=	Turbiinin painesuhde	-
$P_r(T)$	=	Lämpötilasta riippuva ilman suhteellinen paine	- (K)
$h(T)$	=	Lämpötilasta riippuva ilman entalpia	K (kJ/kg)
$h_s(P_r)$	=	Ilman isentrooppinen entalpia	- (kJ/kg)
$\eta_{K,i}$	=	Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde	%
$\eta_{T,i}$	=	Turbiinin isentrooppinen hyötysuhde	%
w_s	=	Kompressorin tai turbiinin tekemä isentrooppinen ominaistyö	kJ/s
w_K	=	Kompressorin tekemä todellinen ominaistyö	kJ/s
w_a	=	Turbiinin tekemä todellinen ominaistyö	
$w_{K,ref}$	=	Kompressorin tekemä todellinen työ suhteutettuna referenssilämpötilaan	kJ/s
$w_{T,ref}$	=	Turbiinin tekemä todellinen työ suhteutettuna referenssilämpötilaan	kJ/s
$w_{net,ref}$	=	Kompressorin ja turbiinin tekemä nettotyö	kJ/s
$Q_{e,tot}$	=	Turbec-yksikön bruttosähköntuotto	kW
$Q_{LH,G}$	=	Turbec-yksikön generaattorin lämpöhäviöt	kW
$Q_{eP,Turbec}$	=	Turbec T100-mallin parasiittinen sähkönkulutus	kW
$Q_{eP,CHP}$	=	CHP-yksikön parasiittinen sähkönkulutus	kW
$Q_{e,net,Turbec}$	=	Turbec-yksikön nettosähköntuotto	kW
$Q_{e,net,CHP}$	=	CHP-yksikön nettosähköntuotto	kW

η_{th}	=	EFMGT prosessin terminen hyötysuhde	%
$\eta_{e,tot}$	=	EFMGT prosessin bruttosähköntuottohyötysuhde	%
$\eta_{e,net,Turbec}$	=	EFMGT prosessin nettosähköntuottohyötysuhde	%
$\eta_{e,net,CHP}$	=	CHP-yksikön nettosähköntuottohyötysuhde	%
q_a	=	Lämmönvaihtimen todellinen lämmönsiirtoteho	kJ/s
$q_{a,PJ}$	=	Polttimen jäähdytyksessä siirtyvä todellinen lämpöenergia	kJ/s
q_{max}	=	Lämmönvaihtimen teoreettinen maksimi lämmönsiirtoteho	kJ/s
\dot{m}_h	=	Lämmönvaihtimen kuumen (h = hot) ainevirran massavirta	kg/s
\dot{m}_c	=	Lämmönvaihtimen kylmän (c = cold) ainevirran massavirta	kg/s
$C_{P,h}$	=	Lämmönvaihtimen kuumen ainevirran ominaislämpökapasiteetti (h = hot)	kJ/kg K
$C_{P,c}$	=	Lämmönvaihtimen kylmän ainevirran ominaislämpökapasiteetti	kJ/kg K
C_h	=	Lämmönvaihtimen kuumen (h = hot) ainevirran ominaislämpökapasiteettiaste	kJ/s K
C_c	=	Lämmönvaihtimen kylmän (c = cold) ainevirran ominaislämpökapasiteettiaste	kJ/s K
C_{min}	=	Lämmönvaihtimen ainevirtojen pienempi ominaislämpökapasiteettiaste	kJ/s K
ΔT_{max}	=	Lämmönvaihtimessa esiintyvä suurin lämpötilaero	K
ε	=	Lämmönvaihtimen efektiivisyys	%
U	=	Lämmönvaihtimen kokonaislämmönsiirtokerroin	W/m ² K
A	=	Lämmönvaihtimen lämmönsiirtopinta-ala / tulipinta-ala	m ²
LMTD	=	Logaritminen keskilämpötilaero (Logarithmic Mean Temperature Difference)	-
ΔT_{lm}	=	Lämmönvaihtimen logaritminen keskilämpötilaero	K
NTU	=	Lämmönvaihtimen NTU-arvo (Number of Transfer Units)	-
C_r	=	Lämmönvaihtimen kylmän ja kuumen ainevirran ominaislämpökapasiteettiasteiden suhde	-

p_{atm}	=	Normaali-ilmanpaine (1,013)	bar
p_{SKP}	=	Savukaasupuhaltimen luoma paine-ero	bar
\dot{m}_{Pi}	=	CHP-yksikön sisäisissä prosessipisteissä i (1:25) kulkeva massavirta	kg/s
\dot{h}_{Pi}	=	CHP-yksikön sisäisissä prosessipisteissä i (1:25) ainevirran energiasisältö	kg/s
T_{Pi}	=	CHP-yksikön sisäisissä prosessipisteissä i (1:25) ainevirran lämpötila	°C
p_{Pi}	=	CHP-yksikön sisäisissä prosessipisteissä i (1:25) ainevirran paine	bar
$T_{vap,H_2O}(p)$	=	Paineesta riippuva veden höyrystymislämpötila	°C (bar)
T_{max,H_2O}	=	CHP-yksikön sisäisen vesikierron maksimilämpötila	°C
\dot{m}_{H_2O}	=	CHP-yksikön vesikierrossa olevan veden massavirta	kg/s
$C_{P,H_2O}(T)$	=	Lämpötilasta riippuva veden ominaislämpökapasiteetti	kJ/kg K (K)
$\Delta H_{vap,H_2O}(T)$	=	Lämpötilasta riippuva veden höyrystymisentalpia	kJ/mol (K)
\dot{m}_{Di}	=	Massavirta CHP-moduulin liitospalikan prosessipisteissä i (1:11)	kg/s
\dot{h}_{Di}	=	Ainevirran energiasisältö CHP-moduulin liitospalikan prosessipisteissä i (1:11)	kJ/s
T_{Di}	=	Ainevirran lämpötila CHP-moduulin liitospalikan prosessipisteissä i (1:11)	°C
p_{Di}	=	Ainevirran paine CHP-moduulin liitospalikan prosessipisteissä i (1:11)	bar
q_{ALV}	=	Aluelämpöverkon lämmöntarve	kJ/s
q_{CHP}	=	CHP-yksikön tuottaman lämpimän veden lämpöenergia	kJ/s
q_{KLV}	=	Kaukolämpöverkon lämmöntarve / lämmönsiirto	kJ/s

1 Johdanto

Uusiutuvan energianteknologian kehitys ja kysyntä ovat kasvaneet räjähdysmäisesti kansainvälisellä tasolla 2000-luvulla. Kysyntä on syntynyt fossiilisten polttoaineiden rajallisesta määrästä, öljyn saatavuuden ja hinnan jyrkistä vaihteluista sekä tarpeesta ottaa käyttöön ympäristöystävällisempää ja ilmastonmuutosta hidastavaa energiateknologiaa. EU:n jäsenvaltiot ovat sitoutuneet EU 20–20–20 tavoitteen nojalla lisäämään uusiutuvilla lähteillä tuotetun energian osuuden 20 %:iin energian loppukulutuksesta vuoteen 2020 mennessä.¹ Kullekin jäsenvaltiolle on säädetty oma tavoitetaso ja Suomi on sitoutunut nostamaan oman uusiutuvan energian tuotantonsa 38 %:n tasolle.² Tavoitetason täyttämiseksi useimmat EU-maat joutuvat uudistamaan ja muokkaamaan omia energiastrategioitaan ja energiapolitiikkaan liittyvää lainsäädäntöään. Vaihtoehtona perinteisille keskitetyille energiaratkaisuille kuten ydinvoimalle tai suurille lämpövoimalaitoksille on hajautettu energiantuotanto, jossa pyritään hyödyntämään paikalliset energiavarat lähellä energian käyttökohdetta.

Suomen suuret metsävarat ja pitkät perinteet puuperäisten biopolttoaineiden hyödyntämisessä ovat syynä puuperäisten polttoaineiden laajamittaiseen käyttöön ja korkeatasoiseen tutkimukseen Suomessa.³ On määritelty, että metsäteollisuuden tuottamia puun jalosteita kuten haketta, pellettejä tai metsätähdehaketta voidaan pitää uusiutuvana energiana jos metsänhoito on kestävä.⁴ Näitä puun jalosteita voidaan käyttää erilaisten lämpökemiallisten prosessien kuten palamis- kaasutus- ja pyrolyysiprosessien polttoaineena, jolloin prosessit luokitellaan hiilineutraaleiksi.⁴ Näistä palamis- ja kaasutusprosessit ovat hyviä vaihtoehtoja pienen kokoluokan yhdistettyyn lämmön ja sähköntuotantoon (CHP), sillä tyypillisesti ison kokoluokan CHP-laitoskonseptit voidaan joiltain osin toteuttaa pienemmässä mittakaavassa käytettävän teknologian suhteellisen hyvän skaalatuvuutensa vuoksi. Erityisesti pienen kokoluokan CHP on herättänyt paljon kiinnostusta pohjoismaissa, sillä kylmä ilmasto sekä korkea elintaso ovat syinä maiden korkeaan lämmitys- ja sähköenergian tarpeisiin.

Palamista hyödyntävien pienen kokoluokan CHP-laitoksien sähköntuotantoon on suunniteltu lukuisia erilaisia teknisiä ratkaisuja.⁵ Hajautettu energiajärjestelmä asettaa teknisille valinnoille kuitenkin reunaehdoja. Kunnallista lämpölaitosta suunniteltaessa, CHP-laitoksen tärkeimmiksi ominaisuuksiksi nousevat kyky hyödyntää paikallisia polttoaineita sekä laitteiston teknisten ratkaisujen huoltovarmuus.⁶ Tällaista tekniikka voi mahdollisesti edustaa ulkoisella poltolla toimivat mikroturbiinikerrot (EFMGT), joiden pieni koko, korkea hyötysuhde, huoltovarmuus ja monipolttoaineisuus tekevät mahdolliseksi käyttää tekniikkaa osana hajautettujen energiajärjestelmien lämmön ja sähköntuotantoa.^{5,7} CHP-laitosten pääomainvestoinnit ovat usein varsin suuria, jolloin matemaattisilla mallinuksilla voidaan tunnistaa prosessiin liittyviä epävarmuustekijöitä ja tehdä simulaatioita olemassa olevista riskeistä ja saavutettavista hyödyistä.

Tämän opinnäytetyön ensimmäisenä tavoitteena on luoda alustava Excel- taulukkolaskelma pienen kokoluokan CHP-laitoksen massa- ja energiavirroista sekä konvertoida se toimimaan MATLAB:lla. Mallissa rajoitutaan tarkastelemaan kiinteiden puuperäisten biomassojen palamisessa syntyviä savukaasupäästöjä sekä savukaasuvirran lämpöenergian hyödyntämistä niin sähkön- kuin lämmöntuotannossa. CHP-laitoksen sähköntuotanto tapahtuu ulkoisella lämmityksellä toimivalla Turbec T100- mallin mikroturbiinijärjestelmällä, joka on integroituna Aritermin arinakattilaan. Luotua micro-CHP-mallia voidaan hyödyntää kyseistä teknologiaa sisältävien CHP-yksiköiden kestävyysarvioinnissa sekä niiden toimivuutta osana hybridienergiajärjestelmiä. Muodostuvan tuhkan käyttäytymistä, savukaasujenpuhdistusta sekä konvektiosta- ja lämpösäteilyä johtuvaa lämpöhäviötä ei arvioida tässä mallissa. Työn toiseksi tavoitteeksi asetettiin mallinnetun CHP-moduulin liittäminen osaksi VTT:n suunnittelemaa aluelämpöverkkomallia.

2 Hajautettu energiantuotanto

2.1 Hajautetut energiajärjestelmät

Riippuvuutta perinteisistä keskitetyistä energiaratkaisuista, kuten suurista lämpövoimalaitoksista, voidaan vähentää hajautetulla energiantuotannolla. Hajautetussa energiantuotannossa lämpö-, sähkö- ja jäähdytysenergia sekä ajoneuvopolttoaineet tuotetaan lähellä energian kulutuspaikasta, mikä vähentää energian siirtohäviöitä ja kasvattaa järjestelmän energiahyötysuhdetta.⁵ Yhdistelemällä monipuolisesti pieniä lämmön- ja sähköntuotantoyksiköitä sekä käyttämällä paikallisia polttoaineita ja energialähteitä kuten bio-, aurinko- ja tuulienergiaa tai maalämpöä voidaan haja-asutusalueiden energia- ja polttoaineomavaraisuutta parantaa.^{5,6} Tällaista järjestelmää, jossa jatkuvasti tuotetaan sähköä käyttämällä eri energiantuotantomuotojen yhdistelmää, kutsutaan hybridien energiajärjestelmäksi.⁸ Hajautetun energiajärjestelmän suurimpia etuja ovat paikallisella tasolla energiaomavaraisuuden paraneminen, energiantuotannosta muodostuvien ympäristövaikutusten pieneneminen sekä positiivinen vaikutus alueen työllisyyteen. Toisaalta hajautettu energiantuotantomalli ei ole yhtä kustannustehokas ratkaisu kuin keskitetyt energiantuotantoratkaisut, sillä pääoma- ja ylläpitokustannukset kasvavat energiantuotantoyksiköiden lukumäärän kasvaessa.^{5,6}

Siitä huolimatta, niin kaupunkien lähiöissä kuin pienissä kunnissa, on herännyt mielenkiinto korvata perinteisiä öljylämmitteisiä lämpökeskuksia hakelämpökeskuksilla tai perustaa erityisiä energiakylä, joilla voitaisiin taata omavarainen energiantuotanto, lisätä paikallista työvoimaa ja alueellista hyvinvointia sekä tehdä alueesta kiinnostavampi muuttokohde.⁹ Euroopan maaseudun kehittämisen maatalousrahaston sekä alueellisten ELY-keskusten osittain rahoittamat hankkeet kuten Pohjanmaan maakuntia koskeva Energiakylä – hanke sekä Raahen seutukunnan Energiaomavaraiset kylät – hanke ovat esimerkkejä kiinnostuksesta älykkäitä energiajärjestelmiä kohtaan ja niihin liittyvän tiedotuksen voimakkaasta lisääntymisestä. Kiinnostus ei ole myöskään jäänyt innostuksen tasolle, sillä myös käytännön toimenpiteitä kehittää energiataloutta omavaraiseen ja kestäväan suuntaan on ollut esillä esimerkiksi Hailuodossa, jonne vuonna 2009 rakennettiin 700 kW:n hakelämpökeskus korvaamaan kaukolämpöverkkoon kytkettyjä öljykattiloita.^{9,10}

Käyttökohteen tarpeista ja ominaisuuksista riippuen, voidaan energiantuotannosta tehdä hyvin tehokasta valitsemalla käyttökohteeseen parhaiten soveltuva energiateknologia. Teknologiakehityksen myötä useat tekniset ratkaisut mahdollistavat hajautetun energiantuotannon maantieteellisestä sijainnista riippumatta, mutta teknologian massatuotannon puuttumisesta johtuen pääomakustannukset hybridienergiajärjestelmillä jäävät vielä varsin korkeiksi.⁶ Suurimmat esteet hajautettujen energiajärjestelmien massatuotannolle ja täten hybridienergiajärjestelmien yleistymiselle ovat kuitenkin keskitetyn energiantuotannon ja – jakelun vakiintunut asema Suomen energiahuollossa, energiantuotantoon liittyvä kansainvälisesti vaihteleva lainsäädäntö sekä paikallisella tasolla toimintaa rajoittavat lupavaatimukset sekä yhdyskuntien kaavoitukseen ja energiasuunnitteluun liittyvä puutteellinen taso, teknologiset riskit ja pienten tuotantoyksiköiden tyypillisesti huonot kokonaishyötysuhteet.^{5,6} Yleistymisen esteenä on myös hybridienergiajärjestelmien laatimiseen ja arviointiin tarvittavien tehokkaiden laskentatyökalujen puuttuminen, sillä paikallista energiantuotannosta saatavia etuja ei voida mitata pelkästään rahallisella voitolla.

2.2 DESY-hanke

Vuonna 2011 alkaneen Distributed Energy Systems (DESY) hankkeen tarkoituksena on edistää ja kehittää paikallisella tasolla toimivien, uusiutuvia energialähteitä hyödyntävien ja kestävän kehityksen mukaisia energiajärjestelmiä.¹¹ Hanketta johtaa VTT yhdessä MTT:n, Levon instituutin, JYU:n, VY:n, LUT:n ja TTY:n kanssa. Hankkeessa on mukana myös muita yksityisen sektorin yhteistyökumppaneita, joista erityisesti pien-CHP yritys Ekogen Oy on tämän opinnäytetyön osalta mainitsemisen arvoisen.¹¹ Hanke koostuu kolmesta rinnakkain etenevästä pääteemasta, joista ensimmäisessä pyritään luomaan tarvittavia työkaluja hybridienergiajärjestelmien suunnitteluun, optimointiin sekä simulointiin. Toisessa teemassa arvioidaan hybridienergiajärjestelmien rahoitusmalleja sekä niihin liittyviä haasteita ja kolmannessa teemassa tarkastellaan hybridienergiajärjestelmien kestävyysnäkökulmia. Yhdistämällä näiden kolmen vaiheen laskentamallit ja tulokset saadaan hybridienergiajärjestelmästä malli, jonka avulla voidaan tehokkaasti suunnitella hajautettuja energiajärjestelmiä sekä arvioida niiden hyödyt ja haitat niin ekonomisesta, ympäristöllisestä kuin sosiaalisesta näkökulmasta. Tämä opinnäytetyö suoritetaan osana DESY-hankkeen ensimmäistä pääteemaa.

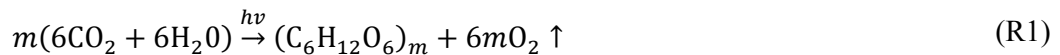
2.3 Metsävarojen hyödyntäminen hybridienergiajärjestelmässä

Tärkeä osa suunniteltaessa hybridienergiajärjestelmiä on taata energiajärjestelmän vaatima niin sähkö- kuin lämpökuorma läpi vuoden. Kehittynyt talonrakennustekniikka sekä sähköisten instrumenttien lisääntyminen kotitalouksissa ovat kasvattaneet sähköenergian kysynnän osuutta suhteessa lämpöenergian tarpeeseen, mutta lämpöenergian merkitys vuotuisessa energiantuotannossa säilyy erityisesti pohjoisissa maissa. Pohjoismaiden kylmien ja pimeiden ajanjaksojen lämpöenergian ja valon tarve on perinteisesti pystytty tyydyttämään polttamalla puuta, joka on ollut helposti ja laaja-alaisesti hyödynnettävissä.³ Metsävarat ovat olleet ja ovat edelleen merkittävä raaka-aine Suomelle, sillä puun suhteellisen matala kosteuspitoisuus ja kuiva-aineen koostuminen pääosin hiilestä, vedystä ja hapestä tekevät siitä hyvän raaka-aineen palamisen ja kaasutuksen kaltaisille lämpökemiallisille prosesseille.⁴ Lämmöntuotannon lisäksi biomassan palamisessa ja kaasutuksessa muodostuvia kaasuja voidaan hyödyntää erilaisissa lämpövoimakoneissa tuottamaan sähköä. Tällaista yhdistettyä lämmön- ja sähköntuotantoyksikköä kutsutaan CHP-laitokseksi.¹² Erityisesti hajautetuissa energiajärjestelmissä paikallisesti tuotettua puuhaketta tai pellettejä hyödyntävien pienen kokoluokan (0,5-1 MW) CHP-yksiköiden merkitys voi olla suuri tasaisen lämpö- ja sähkökuorman aikaansaamiseksi ja kasvihuonekaasujen vähentämisessä.^{5,12} CHP-laitokselle tyypillisesti korkea kokonaisyötysuhde lämmön ja sähkötuotannossa voi tiettyinä vuodenaikoina (erityisesti talvella) myös parantaa hybridienergiajärjestelmän energiahyötysuhdetta, jos yksiköillä pystytään esimerkiksi korvaamaan lämmitykseen käytettyjen kiinteistökohtaisten takkojen ja tulisijojen tarvetta.

3 Puuperäisen biomassan energiahyötykäyttö

3.1 Puubiomassan ominaisuudet

Kaikkea kasveista peräisin olevaa orgaanista ainesta kutsutaan biomassaksi. Elinympäristöstä riippuen kasvien koostumus ja rakenne voi vaihdella hyvinkin suuresti. Joidenkin märkien biomassojen, kuten mikrolevien, kosteuspitoisuus voi olla jopa 95 %, kun taas esimerkiksi kuiviksi luokitellut puuperäiset biomassat sisältävät kosteutta usein vain 20–40% painoprosenttia.⁴ Kaikille kasveille on kuitenkin yhteistä, että ne saavat kasvamiseen tarvitsemansa energian lehtivihreässä tapahtuvan fotosynteesin tuloksena, jossa auringon energia sitoutuu kasveihin kemiallisen sidosenergian muodossa.¹³ Reaktioyhtälöstä (R1) huomataan, kuinka fotosynteesi voidaan yksinkertaistaa aurinkoenergian katalysoimaksi biomassan veden sekä ilmakehän hiilidioksidin väliseksi kemialliseksi reaktioksi. Reaktio tuottaa ilmakehään päätyvää happikaasua sekä kasvin rakennusaineeksi jääviä glukoosiyksiköitä.⁴



Puuperäisten biomassojen kuiva-aineen paino-osuudesta suurin osa koostuu makromolekulaarisista orgaanisista yhdisteistä kuten selluloosasta 40–50 % ja hemiselluloosasta 20–40 %.¹⁴ Selluloosa on glukoosin suoraketjuinen polymeeri, joka koostuu (1,4)-D-glucopyranoosi yksiköistä, kun taas polysakkarideista koostuva hemiselluloosa rakentuu lukuisista erilaisista monosakkarideista kuten xyloosista, glukoosista, mannoosista ja arabinoosista sekä orgaanisista hapoista.¹³ Ligniini, joka antaa biomassalle sen tyypillisen lujuusominaisuuden, koostuu pääosin polymerosoituneista, verkkomaisen rakenteen muodostavista fenyyli-propaani yksiköistä joihin on liittynyt 1-2 metoksiyhmää.¹³ Erityisesti puuperäisissä biomassoissa, kuten lehti- ja havupuissa, ligniinin paino-osuus kuiva-aineesta on merkittävä. Havupuiden ligniinipitoisuus puumassan kuiva-aineesta on tyypillisesti luokkaa 24–33% kun taas lehtipuilla se on 16–25%.¹⁴

Eloperäisestä taustasta johtuen biomassa koostuu pääosin vedestä sekä glukoosista lähtöisin olevista hiiltä, vetyä, happea, typpeä ja rikkiä sisältävistä orgaanisista yhdisteistä. Kasvit sisältävät myös erilaisia uuteaineita, epäorgaanista tuhkaa sekä niiden kasvuympäristönsä maaperästä hyödyntämää typpeä, rikkiä sekä hivenaineita kuten klooria, natriumia sekä kaliumia (taulukko 1). Biomassan sisältämän veden sekä yhdisteiden kuten selluloosan, hemiselluloosan, ligniinin keskinäinen suhde määrittävät kunkin biomassatyyppin ominaispiirteet, joita ovat lujuus, tiheys ja energiatiheys.¹⁴ Jo valmiiksi matalan kosteuspitoisuuden omaavan puubiomassan energiatiheys kasvaa suuresti sen kuivuessa (taulukko 1). Siksi kuivatettu puubiomassa onkin erinomainen raaka-aine lämpökemiallisille reaktioihin kuten pyrolyysi-, kaasutus- ja palamisprosesseihin sekä harvinaisempiin nesteytys- ja hydrogenaatioprosesseihin.¹⁵

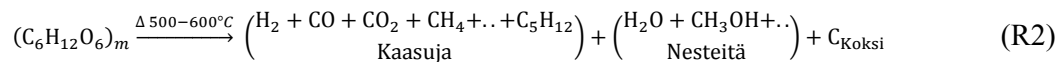
Taulukko 1. Suomessa käytettyjen puuperäisten biopolttoaineiden kosteuksille, energiasisällöille ja kuiva-aineen alkuainepitoisuuksille lasketut keskiarvot.¹⁴

Polttoaine	Kosteus (%)	HHV (MJ/kg)	H _{rec} (MJ/kg)	Kuiva-aineen keskimääräinen kemiallinen koostumus (% w/w)								
				C	H	O	N	S	Cl	Na	K	Tuhka
Polttopuu	22,5	18,8	14,0	50,0	6,3	42,3	0,4	0,05	0,02	0,002	0,085	0,9
Kokopuuhake	50,0	19,3	8,5	50,0	5,7	42,2	0,4	0,05	0,02	0,002	0,085	1,5
Metsätähdehake	55,0	19,3	7,5	50,0	6,1	41,1	0,4	0,05	0,03	0,053	0,250	2,0
Pajuhake	52,0	18,6	8,3	47,5	6,1	45,2	0,2	0,03	0,04	0,005	0,200	0,8
Puupelletti	7,5	19,2	17,6	49,5	6,1	43,9	0,2	0,01	0,02	0,002	0,085	0,3
Ruokohelpi	17,5	18,0	4,1	47,5	5,8	40,5	1,2	0,11	0,05	0,021	0,340	4,5
Kivihiihi	10,0	27,9	24,8	71,5	4,5	8,1	1,3	0,50	0,10	0,012	0,003	14,0

3.2 Biomassan pyrolyysi

Kaikki kiinteiden polttoaineiden, kuten puubiomassan ja hiilen, lämpökemialliset prosessit alkavat polttoaineen pyrolysoitumisesta, joka koostuu polttoaineen kuivumisvaiheesta sekä polttoaineen sisältämien haituvien yhdisteiden vapautumisesta.¹⁶ Ensimmäisessä vaiheessa systeemiin tuodun lämpöenergian vaikutuksesta polttoaine kuivuu kun polttoaineeseen sitoutunut vesi vapautuu höyrystymällä noin 100–110 °C lämpötilassa. Biomassan kuivumisvaihetta seuraa helposti haihtuvien yhdisteiden, kuten hemiselluloosan, selluloosan ja ligniinin lämpöhajoaminen, joka myös vaatii systeemiin tuotua lämpöenergiaa. Näistä hemiselluloosa alkaa lämpöhajoamaan 200–260 °C, selluloosa 240–340 °C ja ligniini

280–500 °C lämpötiloissa.⁴ Koska biomassa koostuu pääosin hiilestä, vedystä ja hapestä, voidaan biomassan lämpöhajoamista kuvata bruttokaavalla (R2).⁴ Biomassan pyrolyysin tuotteita ovat kiinteä palamaton jäännöshiili eli koksi, polttoaineesta vapautuva vesihöyry ja muut tervamaiset nesteet sekä lämpöhajoamisen kaasumaiset tuotteet H₂, CO, CO₂, CH₄ sekä suuremmat kaasuuntuneet hiilivedyt kuten C₅H₁₂.⁴ Lämmitettäessä puuta aina 800–900 °C:een, jopa 80 % polttoaineen massasta voi vapautua neste- ja kaasufaaseihin.¹⁶

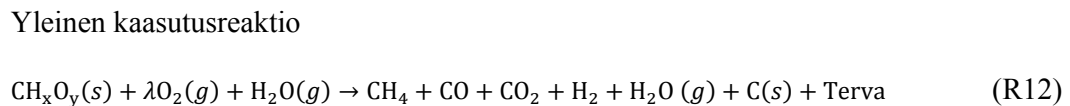
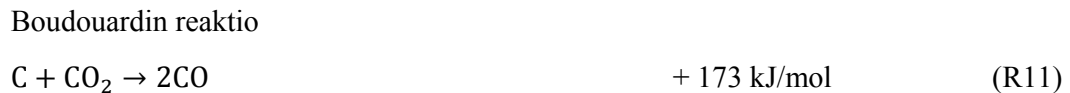


Pyrolyysivaihe sisältää niin eksotermisiä kuin endotermisiä reaktioita, mutta on kokonaisuudessaan voimakkaasti endoterminen vaihe, sillä veden faasimuutokseen ja puun hemiselluloosan, selluloosan ja ligniinin lämpöhajoamiseen kuluu runsaasti energiaa. Puubiomassan pyrolysoituminen onkin olennainen vaihe puun palamista. Bruttokaavasta (R2) nähdään, että pyrolyysivaihe ei kuitenkaan vaadi atmosfääristä happea reagoimaan polttoaineen kanssa, sillä se aiheutuu pelkästään lämmöntuonnista polttoaineeseen.¹⁶ Bruttokaava (R2) ei myöskään kerro, että kiinteillä polttoaineilla pyrolyysivaiheen lopputuotteiden keskinäiseen tasapainoon vaikuttaa suuresti lämmönsiirtoprosessit ja palamisolosuhteiden kemiallinen kinetiikka.¹⁶ Kun biomassan lämpötila saavuttaa n. 500 °C lämpötilan, lähes kaikki pyrolyysireaktiot ovat loppuneet, tapahtuipa lämmitys 10 °C/s tai 100 °C/s nopeudella.⁴ Lämmöntuontinopeudella ja loppulämpötilalla on suuri vaikutus pyrolyysituotteiden laatuun ja määrään. Lämmitysnopeuden kasvaessa pyrolyysikaasujen höyryosuus kasvaa, viipymäaika pienenee ja kaasun paine kasvaa, jolloin nestemäisten tuotteiden osuus suhteessa kaasuihin kasvaa. Tällaista nopean lämmityksen pyrolyysia, joka tuottaa jopa 70–80 % nestemäisiä tuotteita, nimitetään flash- tai fast-pyrolyysiksi ja sitä voidaan käyttää sähkön ja lämmön yhteistuotannossa korvaamaan esimerkiksi lämmitysöljyä.¹⁷ Pyrolyysiöljy on kuitenkin hyvin heterogeenistä ja vaatiikin lähes aina jatkojalostusta.¹⁷ Kuumemmissa lämpötiloissa tapahtuvissa palamis- ja kaasutusprosesseissa tapahtuvalle pyrolyysivaiheelle on tyypillistä, että lämmitysnopeus on paljon hitaampaa kuin flash-pyrolyysissa, jolloin kaasumaisten tuotteiden osuus kasvaa.¹⁷

3.3 Biomassan terminen kaasutus

Termisen kaasutuksen tavoitteena on tuottaa biomassasta korkeissa lämpötiloissa 600–1000 °C tapahtuvan polttoaineen lämpöhajoamisen ja osittaisen hapettumisen sekä pelkistymisen kautta kaasumainen lopputuote, jota kutsutaan tuotekaasuksi.⁴ Kaasutuksen ensivaihe on polttoaineen pyrolysoituminen, jota seuraa muodostuneiden pyrolyysikaasujen, kaksin sekä hapettimen väliset lukuisat endotermiset sekä eksotermiset reaktiot, joista tärkeimmät on esitetty alla.^{4,18,19} Polttoaineen laadusta, kaasutinreaktorin tyypistä, kaasutinaineesta sekä prosessilämpötilasta riippuen tuotekaasun laatu voi vaihdella suuresti. Tuotekaasu koostuu pääosin CO, H₂, CH₄, CO₂ ja N₂ kaasujen seoksesta, vesihöyrystä sekä palamattomista hiilivedyistä C_xH_y, joista suuret orgaaniset molekyylit lasketaan tervayhdisteiksi.²⁰ Tuotekaasut muodostuvat lukuisten reaktioiden (R3)-(R11) osittaisvaikutuksesta ja voidaan yhdistää kaasutuksen yleiseksi reaktioksi (R12), joka on riippuvainen kaasutuksen kinetiikasta sekä lämmön- ja aineensiirron tehokkuudesta.

Hiilen osittainen hapetusreaktio	Reaktioentalpia $\Delta_r H^\circ$	
$2C + O_2 \rightarrow 2CO$	- 111 kJ/mol	(R3)
Häkäkaasun hapetusreaktio		
$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$	- 283 kJ/mol	(R4)
Hiilen täydellinen hapetusreaktio		
$C + O_2 \rightarrow CO_2$	- 394 kJ/mol	(R5)
Vedyn hapetusreaktio		
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O (g)$	- 242 kJ/mol	(R6.1)
Vedyn hapetusreaktio		
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O (l)$	- 286 kJ/mol	(R6.2)
Metanaatioreaktio		
$C + 2H_2 \rightarrow CH_4$	- 75 kJ/mol	(R7)



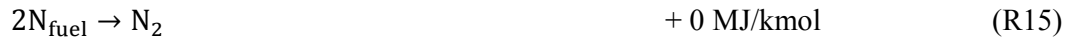
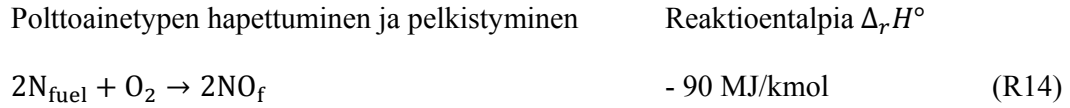
Yleisesti pyrolyysi- ja kaasutusprosessit käsitetään endotermisinä prosesseina, jotka vaativat runsaasti lämmitystä.¹⁶ Kaasutusprosessin reaktioihin tarvittava lämpöenergia voidaan tuoda systeemiin joko prosessin ulkopuolelta tai prosessin sisällä tapahtuvan polttoaineen osittaisen hapettumisen, eli polttoaineen palamisessa vapautuvan energian kautta.¹⁸ Prosessin sisäinen lämmityksen kannalta hiilen osittainen hapettumisreaktio (R3) on yksi tärkeimmistä eksotermisistä reaktioista, sillä se tuottaa prosessin endotermisille reaktioille lähes kaiken tarvitseman lämpöenergian.¹⁹ Endotermiset Boudouardin-, vesikaasu- ja metanaatioreaktiot sekä lievästi eksotermisen vesikaasureaktion muutosreaktio ovat tärkeimmät reaktiot energiasisällöltään korkealaatuisen tuotekaasun muodostumisen kannalta. Toisin kuin pelkässä pyrolyysiprosessissa, kaasutuksessa ja palamisessa tarvitaan kemiallisiin reaktioihin osallistuvan lämpötilan lisäksi kaasutinaineen eli hapettimen läsnäolo.¹⁸ Tyypillisesti pienen kokoluokan kaasutus- ja palamisprosesseissa hapettimena toimii atmosfäärinen ilma sen helpon saatavuuden takia. Kaasutinaineen määrällä, jota mitataan palamisilmakertoimella λ , voidaan vaikuttaa siihen, onko polttoaineen hapettuminen täydellistä vai epätäydellistä.²¹ Palamisilmakerroin λ määrittää hapettamiseen käytetyn ilmamäärän ja polttoaineen täydelliseen palamiseen tarvitsemaan ilmamäärään suhteena yhtälön (1) mukaisesti.¹⁶

$$\lambda = \frac{\text{Lämpökemiallisessa prosessissa käytetty ilmamäärä}}{\text{Täydellisen palamisen stoikiometrinen ilmamäärä}} \quad (1)$$

Kaasutuksessa $\lambda < 1$, koska kyseessä on polttoaineen vain osittainen hapettuminen. Kaasutuksesta saatavan tuotekaasun energiasisältöä voidaan kuitenkin parantaa käyttämällä ilman sijasta puhdasta happea tai vesihöyryn ja hapen sekoitusta tai hiilidioksidia hapettimena.¹⁷ Biomassan kaasutuksessa muodostunutta tuotekaasua voidaan hyödyntää sen puhdistamisen jälkeen esimerkiksi raaka-aineena erilaisten liikennepolttoaineiden valmistamisessa, reagenssina teollisuuden prosesseissa sekä saavuttamaan korkeampia sähköntuottohyötysuhteita yhdistetyssä lämmön ja sähköntuotannossa.¹⁸ Kaasutuksen lukuisten hyvien puolien vastapainona ovat kuitenkin kaasutuksessa syntyvien vaikeasti ennustettavien ja eliminoitavien tervayhdisteiden ja epäpuhtauksien aiheuttamat laiterikot, jolloin erityisesti hybridienergiajärjestelmissä tavoiteltava huoltovarmuus voi kärsiä.²² Muodostuvat epäpuhtaudet ja tervayhdisteet onkin sanottu olevan kaasutusteknologioiden kaupallistumisen isoin kompastuskivi.²³

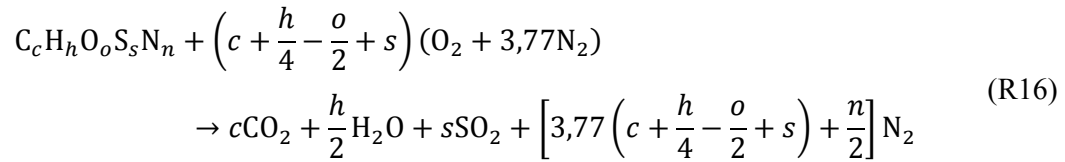
3.4 Biomassan palaminen

Yleisin ja tunnetuin termokemiallinen prosessi on palamisprosessi ja se voidaan määrittellä korkeissa lämpötiloissa 1000–1500 °C tapahtuvaksi polttoaineen eksotermiseksi hapettumiseksi.¹⁹ Biomassan palamisessa pyritään siis saavuttamaan pyrolyysikaasujen sekä polttoaineen sisältämän hiilen, rikin ja vedyn täydellinen hapettuminen.²¹ Palamisprosessin hapettimena toimii yleensä atmosfäärinen ilma, jolloin polttoaineen täydelliseen stoikiometriseen hapettumiseen tarvittavan ilmakertoimen tulee olla $\lambda = 1$. Jotta käytännössä saavutettaisiin mahdollisimman puhtas ja täydellinen palaminen, on hapettamiseen käytettävän ilmamäärän oltava suurempaa kuin teoreettisen polttoilmamäärän, jolloin palamisilmakertoimen on aina oltava $\lambda \geq 1$.¹⁶ Biomassan palamisen yleisimmät reaktiot ovat hiilen ja vedyn täydellisten ja epätäydellisten hapetusreaktioyhtälöiden (R3)-(R7) lisäksi polttoaineen rikin täydellinen hapettuminen. Myös biomassan kuiva-aineen sisältämä tyyppi reagoi palamisessa muodostaen N_2 sekä NO-kaasuja.¹⁶



Ilmapoltossa olevan polttoaineen, jonka kuiva-aineen voidaan ajatella koostuvan vain hiilestä, vedystä, hapesta, rikistä ja typestä, palamisen moolitasapaino voidaan ratkaista käyttäen yleistä palamisreaktiota (R16), sillä palamisprosessin savukaasut sisältävät pääosin vain CO_2 , H_2O , N_2 , SO_2 -kaasuja.¹⁶

Yleinen palamisreaktio¹⁶

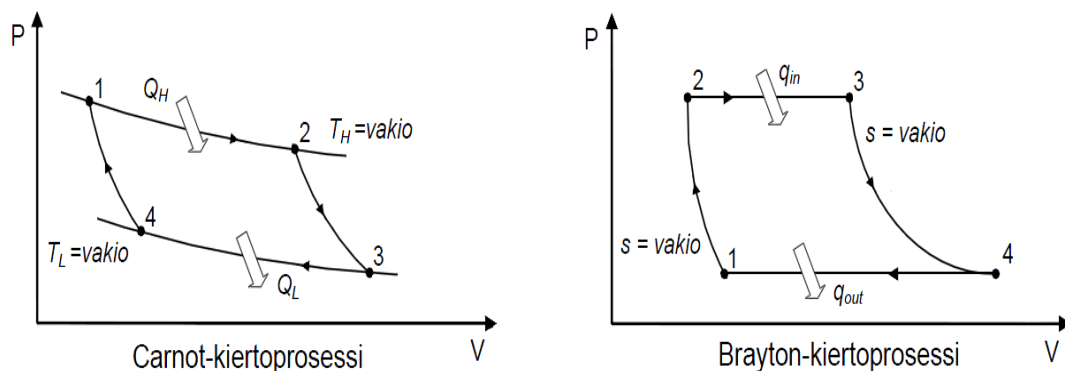


Palamisprosessissa käytettävän polttoaineen ominaisuudet sekä polttotekniikat vaikuttavat kuitenkin suuresti savukaasujen loppulaatuun ja lämpötilaan. Yleinen palamisreaktio kuvaa vain polttoaineen täydellistä palamista, eikä ota huomioon muita polttoaineen hivenaineiden kemiallisia reaktioita palamisessa. Käytännössä epätäydellisestä palamisesta johtuen, osa polttoaineen hiilestä, typestä sekä rikistä hapettuu vain osittain, jolloin muodostuva savukaasu sisältää myös NO -, CO -, CH_4 -kaasuja. Myös polttoaineen kosteus vaikuttaa palamisprosessiin ja muodostuviin savukaasuihin, ja sen tulee olla reilusti alle 50 % järkevän palamishyötysuhteen saavuttamiseksi.²⁴ Palamisessa muodostuvien savukaasujen lämpöenergiavirta voidaan hyödyntää esimerkiksi kaukolämmöksi tai muuntaa mekaaniseksi työksi sekä sähköenergiaksi erilaisilla lämpövoimakoneilla kuten höyry- ja kaasuturbiineilla sekä harvinaisemmilla Stirling-, ORC-, ja mikroturbiinitekniikoilla.⁵

4 Lämpövoimateknologia

4.1 Carnot'n lämpövoimakone

Nykyaikaiset lämpövoimakoneet perustuvat pitkälle vietyihin sovelluksiin Carnot'n ideaalisesta lämpövoimakoneesta. Tämä kitkaton, täysin palautuva prosessi olettaa työaineen, eli esimerkiksi nesteen tai kaasun liikkuvan täysin eristetyssä systeemissä ja tehden työtä käymällä läpi kuvassa 1 näkyvät prosessin neljä päävaihetta.²¹ Prosessi alkaa työaineen isotermisellä ekspansiolle (1-2), jossa prosessiin syötetyn lämpöenergian vaikutuksesta työaine laajenee sen lämpötilan säilyessä vakiona. Tällöin lämpövoimakone tekee työtä ympäristölle. Ensimmäistä vaihetta seuraa adiabaattinen ekspansio (2-3), eli työaineen laajeneminen ilman lämpöenergian siirtymisiä systeemin ja ympäristön välillä. Voidaankin puhua lämpöeristetyistä systeemistä, jossa työaineen lämpötila pienenee sen laajetessa ja tehdessä työtä ympäristöön. Prosessin kolmannessa vaiheessa työaineen lämpötila jatkaa putoamistaan sen luovuttaessa loput lämpöenergiastaan ympäristöön, jonka seurauksena kaasun tilavuus pienenee. Tätä kolmatta vaihetta kutsutaan isotermiseksi kompressioksi (3-4). Lämpövoimakoneen kierron täydentää prosessin viimeinen vaihe, adiabaattinen kompressio (4-1). Ympäristön tekemän työn vaikutuksesta, työaineen lämpötila kasvaa sen puristuessa alkuperäiseen lämpötilaan ja tilavuuteen asti. Carnotin kierrosta voidaankin sanoa, että systeemi tekee työtä prosessin jokaisessa vaiheessa, mutta prosessin lämpöenergiaa siirtyy sisään ja ulos systeemistä vain isotermisten vaiheiden aikana.²¹



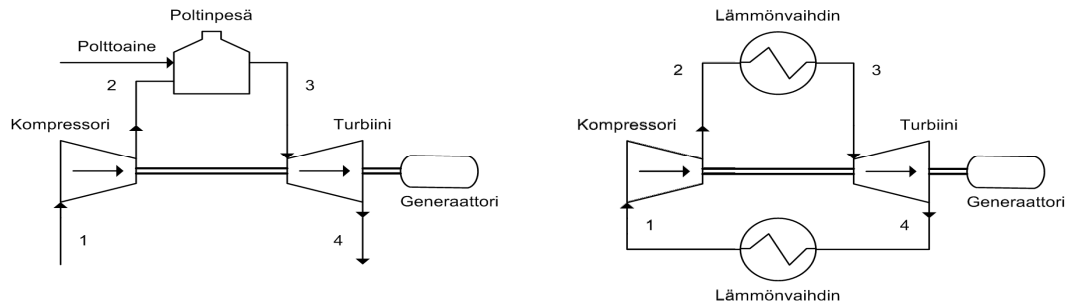
Kuva 1. Ideaalisten Carnot-lämpövoimakoneen sekä Braytonin kaasuturbiinivoimalaitoksen prosessivaiheet. Kuvaajat esittävät työaineen paineen tilavuuden funktiona.²¹

Carnot'n kierrossa ei kuitenkaan oteta huomioon kitkan tai johtumisesta aiheutuvien lämpöhäviöiden vaikutuksia prosessiin. Tällainen ideaali prosessi antaa tietyllä kylmänielulla ja lämmönlähteellä toimiville lämpövoimakoneille parhaimman mahdollisen hyötysuhteen, Carnot'n hyötysuhteen. Käytännön sovellutukset Carnot'n lämpövoimakoneesta eivät voi koskaan saavuttaa Carnot'n hyötysuhtetta johtuen prosessin usein suuristakin lämpöhäviöistä. Sovelluksia Carnot'n lämpövoimakoneesta ovat esimerkiksi erilaiset polttomoottorit, jääkaapit sekä höyry- ja kaasuturbiinit.²⁵

4.2 Kaasuturbiinivoimalaitos

Kaasuturbiineja hyödynnetään monilla eri rintamilla, joista sähköntuotantoon tarkoitettut suuret sekä pienet kaasuturbiinit ja lentokoneisiin sekä teollisuuteen suunnitellut turbiinit ovat tyypillisimmät käyttökohteet.²⁶ Erityisesti sähköntuotantoon tarkoitettujen suuren kokoluokan (3–480 MW) kaasuturbiinien korkeat hyötysuhteet (30–48 %) ovat tehneet kaasuturbiinivoimalaitoksista erittäin varteenotettavan vaihtoehdon keskitetyssä sähköntuotannossa.²⁶

Braytonin kierto kuvaa käytännön lämpövoimakoneita kuten kaasuturbiineja realistisemmin kuin Carnotin kierto.²⁷ Kaasuturbiinivoimalaitosten Braytonin kierron (kuva 2) ensimmäisessä vaiheessa kompressorin puristaa työainetta adiabaattisesti, jolloin se lämpenee kun kaasun tilavuus ei pääse muuttumaan (1-2). Tätä vaihetta nimetään isentrooppiseksi kompressioksi. Prosessin toisessa vaiheessa (2-3) systeemiin tuodun sisäisen tai ulkoisen lämmityksen vaikutuksesta työaineen lämpötila kasvaa paineen pysyessä muuttumattomana. Toista vaihetta seuraa työaineen isentrooppinen ekspansio (3-4), jossa kuuma ja korkeassa paineessa oleva työaine johdetaan turbiinin läpi. Kaasun kulkiessa pääakselissa kiinni olevan turbiinin läpi, sen tilavuus kasvaa, lämpötila laskee ja paine palautuu kompressorin edeltäneelle alkuperäiselle tasolle. Työaineen lauhtuessa turbiini pyörittää pääakselia, jolloin turbiinin tekemä mekaaninen työ voidaan hyödyntää kompressorin pyörittämiseen sekä mahdolliseen sähköntuotantoon generaattorissa.²⁷ Viimeisessä vaiheessa (4-1) työaineen lämpötila luovutetaan ympäristöön paineen säilyessä vakiona.²¹



Kuva 2. Kaasuturbiinivoimalaitoksen Brayton-kierto. Vasemmalla kaavio sisäisesti lämmitetystä avoimesta prosessista ja oikealla ulkoisesti lämmitetty suljettu prosessi.²¹

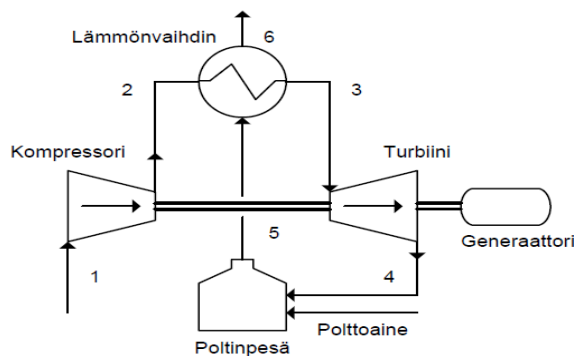
Turbiinista poistuvat kaasut voidaan joko johtaa suoraan ilmakehään, jolloin puhutaan avoimesta kaasuturbiinikierrosta, tai hyödyntää kaasun energiasisältö lämmöntalteenotolla, jolloin kyse on suljetusta tai rekuperatiivisesta kaasuturbiinikierrosta (kuva 2).²⁷ Avoimissa prosesseissa työaineena toimii yleensä ilma ennen sen johtamista hapettimeksi poltinpesään tai kaasuttimeen, jonka jälkeen turbiinin läpi johdetut savu- tai tuotekaasut toimivat työaineena.²⁶ Suljettujen prosessien tyypillisimmät työaineet ovat vesihöyry, ilma ja muut ideaalikaasun lailla käyttäytyvät kaasut kuten helium- tai argonkaasut.²⁷

4.3 Mikrokaasuturbiinivoimalaitos

Hajautetussa energiajärjestelmässä suuren teholuokan kaasuturbiinitekniikat ovat kuitenkin ongelmallisia, sillä teknologian korkea alkupääomatarve sekä huonosta skaalautuvuudesta johtuva matala sähköntuottohyötysuhde ovat tehneet siitä kilpailukyvyttömän diesel-voimakoneille.²⁸ Mikroturbiinitekniologia yhdistettynä rekuperatiiviseen lämmöntalteenottoon mahdollistaa hyvän skaalautuvuuden välille 20-350 kW pienen kokoluokan sähköntuotannossa (<500 kW).²⁶ Tiedeyhteisön ja teollisuuden suuri kiinnostus mikroturbiineihin aina 1990-luvun puolesta välistä asti on edesauttanut teknologian kehitykseen ja mikroturbiinien sähköntuottohyötysuhteen nousemiseen lähelle 30 %:ia.²⁹ Mikroturbiinitekniologian kilpailukykyä heikentää edelleen sen korkea hinta sekä sähköntuoton suhteellisen matala hyötysuhde. Uudet innovaatiot mikroturbiinien sähköntuotannon yhdistämisestä lämmöntuotannon kanssa voivat parantaa teknologian kilpailukykyä erityisesti maissa, joissa lämmöntarve on suuri.²⁹ Erityisesti mikroturbiinitekniologian yhdistäminen biomassan termisiin konversiotekniikoihin on koettu mielenkiintoiseksi ja lupaavaksi teknologiaksi.

Polttoprosessissa muodostuvilla savukaasuilla sisäisesti lämmitetty mikroturbiini-prosessi kulkee nimellä DFMGT, joka tulee sanoista Direct Fired Micro Gas Turbine.²⁸ DFMGT-prosessi toimii erittäin hyvin paineistetussa maakaasupoltossa, mutta DFMGT:n ongelmaksi on koettu heterogeenisten polttoaineiden (biomassan) palamisessa tai kaasutuksessa muodostuvat epäpuhtaat savu- tai tuotekaasut. Epäpuhtaudet kuluttavat mekaanisesti turbiinin lapoja, joiden elinikä lyhenee tämän seurauksena dramaattisesti ja huoltotarve lisääntyy.²⁸ Lisäämällä savukaasujen puhdistusvaihe ennen kaasujen johtamista mikroturbiinille parantaa prosessiin huoltovarmuutta, mutta kasvattaa laitteiston hintaa. Turbiinille johdettavan kaasun tulee myös olla paineistettua, joten palamisen tai kaasutuksen tulisi tapahtua paineistettuna, muutoin muodostunut kaasu tulee paineistaa erikseen. Molemmat vaihtoehdot lisäävät laitekustannuksia ja häviöitä.

Mikroturbiinien elinikää ja huoltovarmuutta voidaan lisätä myös käyttämällä ulkoisella lämmityksellä toimivaa mikrokaasuturbiinijärjestelmää EFMGT (externally fired micro gas turbine).²⁸ Tällaisessa prosessissa voidaan käyttää ”likaisiakin” polttoaineita kuten biomassaa tai hiiltä, sillä turbiinin läpi kulkevana työaineena toimii puhdas ilma tai muu kaasu kuten hiilidioksidi (CO₂), joka vähentää turbiinien lapojen kulumista.³⁰ Ilma pyritään EFMGT-prosesseissa lämmittämään mahdollisimman korkeisiin lämpötiloihin lämmönvaihtimilla. Korkeissa lämpötiloissa toimivat lämmönvaihtimet ovatkin EFMGT systeemien kriittisin piste, sillä lämmönvaihtimet likaantuvat savukaasujen vaikutuksesta, sekä niihin kohdistuu erittäin suuri lämpörasitus.³¹ Koska lämmönvaihtimelle johdettujen savukaasujen lämpötila voi olla jopa 1000–1150 °C, tulee lämmönvaihtimen materiaalivalintaan kiinnittää erityistä huomiota.³¹



Kuva 3. Biomassaa hyödyntävän ulkoisesti lämmitetyn mikrokaasuturbiinivoimalaitoksen (EFMGT) prosessidiagrammi.^{21,30}

Vaikka mikroturbiinijärjestelmien kehitys on ollut vauhdikasta, vain sähköteholtaan yli 100 kWe mikroturbiiniteknologiaa hyödyntävistä CHP-laitoksista ovat laaja-alaisesti käytössä maailmalla.³² Näiden CHP-laitosten sähköntuottohyötysuhde on tavallisesti ollut yli 25 %, joka on verrattain matala suuren kokoluokan kaasuturbiinien sähköntuottohyötysuhteisiin.³² Tulevaisuuden tutkimukset mikroturbiinijärjestelmien kehittämisen rintamalla tulevat todennäköisesti suuntautumaan verrattain matalan sähköntuottohyötysuhteen parantamiseen sekä korkeita lämpötiloja kestävien lämmönvaihtimien kehittämiseen.^{31,32}

5 Ekogen Oy:n CHP-laitos

5.1 Taipalsaaren pienvoimalaitos

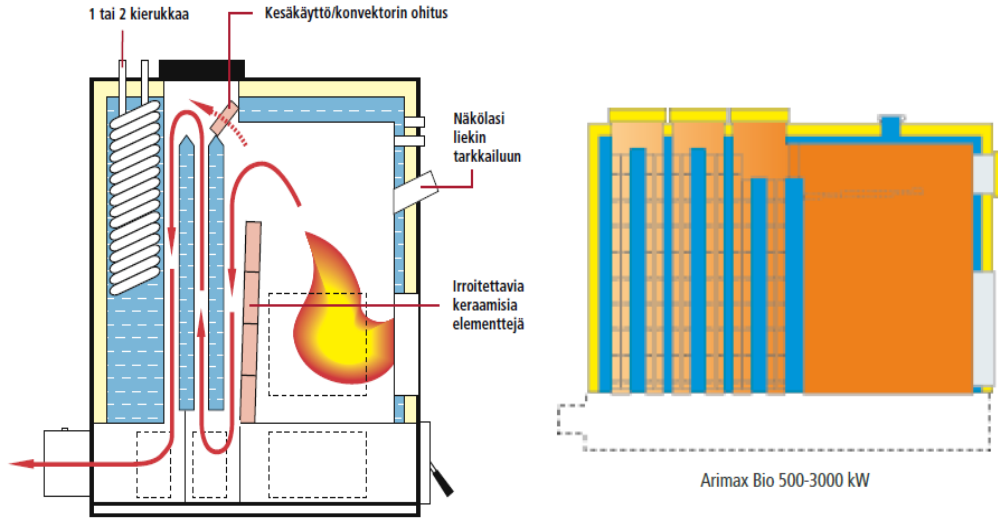
Ekogen Oy:n sekä Lappeenrannan teknillisen yliopiston kehittämän CHP-laitoskonseptin ensimmäinen pilottilaitos on otettu käyttöön Taipalsaaren Saimaanharjun taajamassa 24.11.2012.^{33,34} CHP-laitoksen toiminta-ajatuksena on ollut hyödyntää lähialueelta saatavaa haketta tai pellettiä polttoaineina, sekä korvata toiminnallaan samaisella alueella toimivan maakaasulämpövoimalaitoksen käyttöä.³⁴ Kapasiteetiltaan laitos pystyy täyttämään noin 50–100 asunnon vuotuisen energiantarpeen n. 100 kW:n sähkö- ja 300–400 kW:n lämpötehoilla.³⁴ Pilottilaitoksesta saatujen kokemusten perusteella on CHP-laitoksen konseptia pystytty kehittämään toimivampaan suuntaan. Ekogen Oy:n tavoitteena on pystyä toimittamaan luotettavia, huoltovarmoja sekä mobiileja CHP-laitoksia konttikokoisina ratkaisuuina kohteisiin, joissa tarvitaan tasaista lämmön ja sähköntuotantoa ympäri vuoden. Tällaisia kohteita ovat esimerkiksi aluelämpölaitokset hajautetuissa energiajärjestelmissä, kasvihuoneet, erilaiset kiinteistöt sekä pienteollisuus.³⁴

5.2 CHP-laitoksen arinakattila

Pilottilaitoksessa käytetään pellettiä polttoaineena ja se palaa Ariterm Oy:n suunnittelemassa Arimax Bio-kattilassa.^{33,34} Käytetty porrasarinpoltin kuuluu Aritermin suunnittelemaan Arimax biokattilasarjaan, jonka tehoalue vaihtelee välillä 120–3000 kW käyttökohteen tarpeen mukaan.³⁵ Sarjan erityisominaisuuksina ovat runsas valikoima eri kokoluokan vaihtoehtoja ja pitkät huoltovälit johtuen tuhkan erottumisesta vesikierrolle tarkoitettussa pystykonvektiolämmönsiirtimessä.³⁵ Polttimen tyyppin valinnalla voidaan vaikuttaa pystyykö polttoaineena käyttämään pelletin lisäksi puuhaketta.³⁵ Biokattilan dimensiot, jotka ovat teholuokasta riippuvaisia, on esitetty taulukossa 2. ja kattilatyypin poikkileikkaus kuvassa 4. Ekogenin CHP-laitoksen tapauksessa palamisessa syntyvien savukaasujen energiasisältö siirtyy konvektiolämmönsiirtimessä veden sijasta ulkoisesti lämmitetyn mikroturbiiniprosessin työaineena toimivaan prosessi-ilmaan. Savukaasuihin jäljelle jäänyt lämpöenergia hyödynnetään erillisessä lämminvesikattilassa kaukolämmöksi.

Taulukko 2. Arimax Biokattilan dimensiot teholuokittain³⁵

Polttoaine- teho (kW)	Tulipesän tilavuus (m ³)	Arinan paino (kg)	Tulipesän dimensiot (mm)		
			Leveys	Syvyys	Korkeus
300	1,3	2200	800	1100	1500
400	1,8	2700	900	1200	1700
500	2,2	2920	1000	1300	1700
700	3,8	3850	1200	1600	2000
1000	5,5	6100	1400	1700	2200
1500	8,1	8650	1600	2000	2500
2000	10,2	11300	1700	2300	2600
2500	14,3	12700	1700	2900	2900
3000	18,7	13960	1700	3500	3150

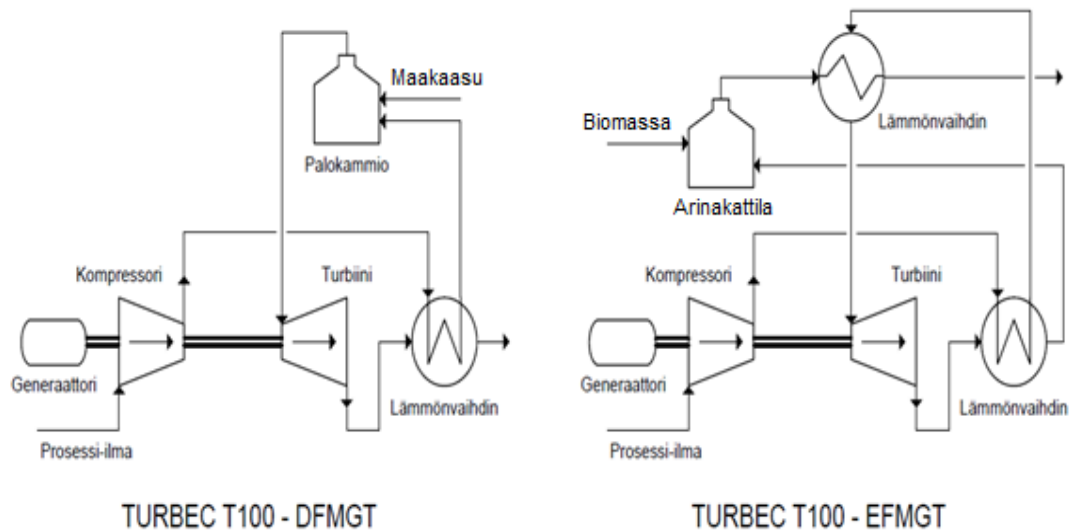


Kuva 4. Oikealla Arimax 300-sarjan ja vasemmalla 500-3000-sarjan biokattiloiden poikkileikkaukset.³⁵

5.3 CHP-laitoksen mikroturbiinijärjestelmä

Ekogenin CHP-laitoksessa käyttämä mikroturbiinitekniikka oli alun perin Volvon ja ABB yhteisomistuksessa olleen mikroturbiiniyhtiön Turbecin valmistama T100-mikroturbiinimalli.^{31,36} Vuoden 2013 aikana Turbec siirtyi italialaisen Ansaldo Energia omistukseen, jonka kanssa Ekogen Oy jatkaa yhteistyötä. Turbecin T100-mallin sisäisesti lämmitetty mikroturbiinijärjestelmä (DFMGT) on varustettu maakaasun polttoon tarkoitetulla palamisyksiköllä sekä rekuperaattorilla (kuva 5).³⁷ Turbiinin valmistajan teknisen asiakirjan mukaan yhden T100-yksikön sähköhyötysuhde voi nousta jopa yli 30 %:n, jolloin voidaan saavuttaa yli 100 kWe nettosähköntuotto taso.³⁷ Valmistajan antamien teknisten tietojen pohjalta³⁷ sekä Kautzin ja Hansenin³⁸ tekemän simulaation perusteella, Turbecin maakaasupoltolla toimivan T100-mallin mikroturbiinijärjestelmän muut tärkeät parametrit on esitetty taulukossa 3.

Ekogenin toimesta T100-mallin DFMGT-version toimintaperiaatetta on hiukan muunneltu toimimaan ulkoisesti lämmitettynä prosessina (EFMGT). Työaineena koko EFMGT mikroturbiinikierrossa toimii puhdas prosessi-ilma, joka lämmitetään tavoitelämpötilaan kahdella lämmönvaihtimella ennen johtamista turbiinille (kuva 5).



Kuva 5. Turbecin T100-mikroturbiinijärjestelmän maakaasupoltolla sisäisesti lämmitetyn (DFMGT) kierron sekä puuperäisellä biomassanpoltolla toimivan ulkoisesti lämmitetyn rekuperatiivisen (EFMGT) kierron prosessidiagrammit.³⁸

Alkuperäisessä DFMGT-versiossa turbiinin läpi kulkeva työaine on maakaasun poltossa syntyvät savukaasut, jolloin turbiinin vaatimiin korkeisiin lämpötiloihin on pystytty helposti pääsemään. Ekogenillä käytetyn EFMGT-prosessin lämmönsiirtimellä lämmitetyn prosessi-ilman on vaikea saavuttaa yhtä korkeaa työaineen lämpötilaa kuin maakaasun poltossa muodostuvien savukaasujen lämpötila. Lisäksi työaineena toimivien kaasuseosten ominaislämpökapasiteetit eivät ole identtiset.

Taulukko 3. Maakaasupoltolla toimivan Turbec T100P mikroturbiinijärjestelmän (DFMGT) tärkeimmät prosessiparametrit³⁸

Parametri	Yksikkö	Lukuarvo
Netto sähköntuotto	kW	100
Lämpöenergian siirto työaineeseen	kW	333
Turbiinin teho	kW	282
Kompressorin teho	kW	159
Netto sähköhyötysuhde	%	30
Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde	%	76,80
Turbiinin isentrooppinen hyötysuhde	%	82,61
Kompressorin painesuhde	-	4,5
Ilman massavirta	kg/s	0,7833
Referenssilämpötila	°C	15
Kaasun lämpötila kompressorin jälkeen	°C	214
Turbiinille johdettavan kaasun lämpötila	°C	950
Kaasun lämpötila turbiinin jälkeen	°C	650

Ekogenin laitoksella käytetyn mikroturbiiniteknologian kestävyuden ja luotettavuuden puolesta puhuu Hanssen ym.³⁹ suorittamat lukuisat pitkän aikavälin koeajot, joissa käyttötunteja T-100 mallille kertyi yli 22 000 tuntia. Testeissä havaittiin, että valmistajan ilmoittamiin sähköntuottohyötysuhteisiin päästiin vain ajettaessa prosessia täydellä kuormalla. Mikroturbiinijärjestelmät vaativat siis mahdollisimman tasaista ja korkeaa kuormitusta, sillä niin sähköntuotto- kuin kokonaishyötysuhteet laskivat jopa 5–6 % ajettaessa prosessia 50 kWe sähköteholla. Prosessin suurimmaksi ongelmaksi muodostuu kuitenkin sen hinta. Turbec T100-mallin ostohinta on 80 000 euroa, joka asennusten ja käyttöönoton jälkeen nousee jopa yli 150 000 euron.³⁹

5.4 Ekogenin CHP-laitoskonseptin kehitys

Pilottilaitoksella saatujen kokemusten perusteella Ekogenin CHP-laitoskonseptissa on kehitettävää. Lämmönsiirtotehoa tulipesästä poistuvien savukaasujen ja EFMGT-prosessin työaineena toimivan ilman välille tulee kehittää, sillä turbiinille johdettavan prosessi-ilman lämpötila ei ole ollut tarpeeksi korkea (950 °C), jolloin turbiini ei ole pystynyt toimimaan täydellä kapasiteetilla. Tämä on puolestaan madaltanut mikroturbiinin sähköntuottohyötysuhdetta. Paremman lämmönsiirtotehon aikaansaamiseksi on prosessiin suunniteltu lisättäväksi erillinen säteilypesä ennen savukaasujen kulkeutumista konvektiolämmönsiirtimeen.³³

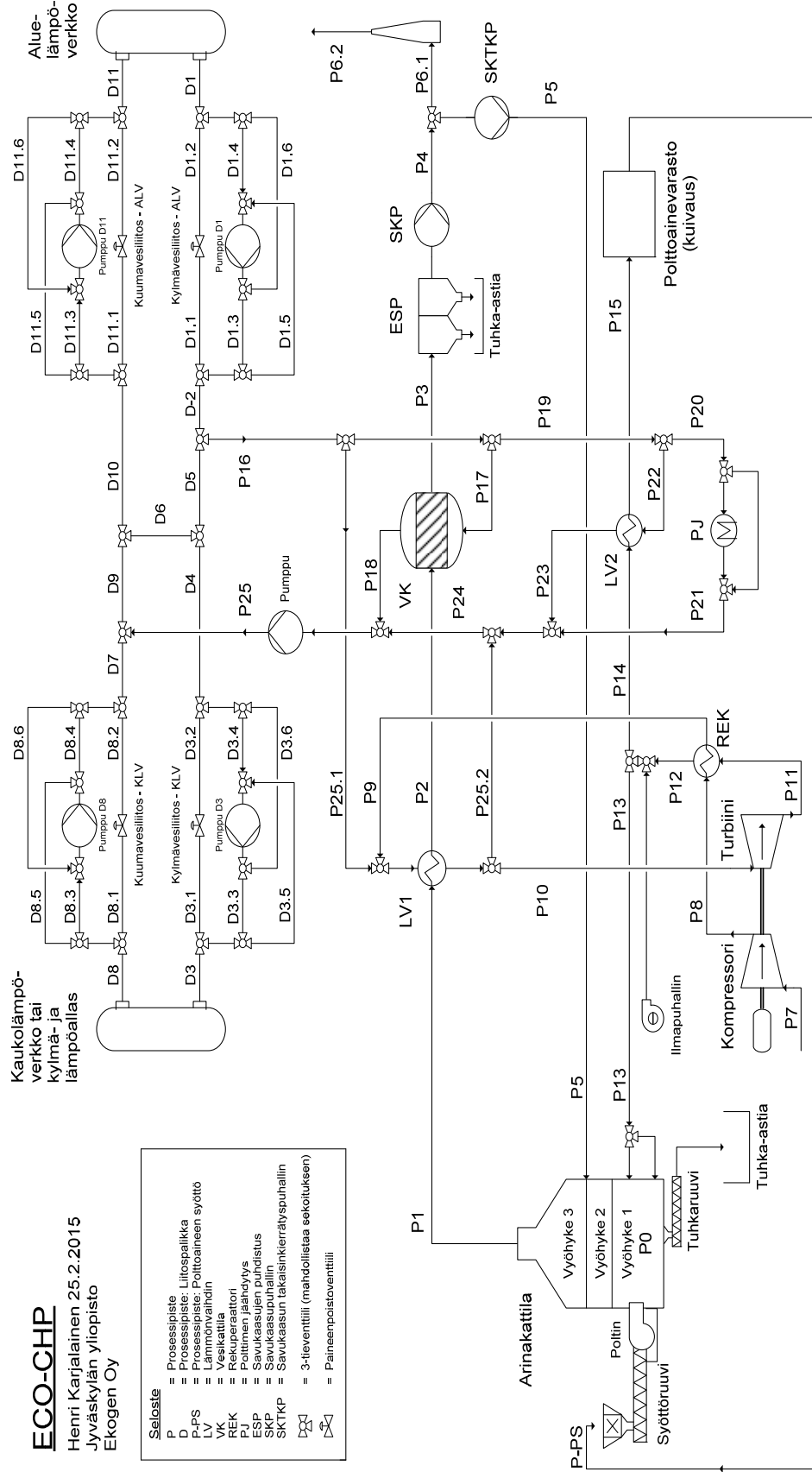
Savukaasunpuhdistukseen käytetyssä multisyklonissa esiintyy mekaaniselle erottimelle ominaisesti painehäviöitä, jotka ovat ongelmallisia prosessin savukaasupuhaltimen kannalta. Lisäksi käytetyn multisyklonin kyky erottaa pienhiukkasia ei tule tulevaisuudessa olemaan riittävän hyvä tulevaisuuden markkinoita ajatellen.³³ Jos olisi mahdollista korvata käytössä oleva multisykloni sähköstaattisella hiukkaserottimella, niin painehäviöt voisivat jäädä verrattain mataliksi ja hiukkasten erottuminen olla tehokkaampaa. Sähköstaattinen suodatin lisää kuitenkin sähkönkulutusta, jolloin tässä mittakaavassa sähköstaattisen suodattimen käyttö voi olla taloudellisesti kannattamatonta.³³

6 Micro CHP-yksikön mallinnus

6.1 CHP-laitoksen prosessi

CHP-laitoksen aine- ja energiatasemallin muodostamiseksi on hyvin tärkeä tietää CHP-laitoksen eri yksikköprosessit (kuva 6). Koko CHP-yksikön ytimenä ja ensimmäisenä yksikköprosessina toimii arinakattila, jossa puun kemiallinen energia vapautuu palamisreaktioiden kautta lämpöenergiaksi. Arinan tulipesästä poistuvat savukaasut johdetaan arinakattilan konvektiolämmönsiirtimeen, jossa suuri osa (20–50%) savukaasujen energiasisällöstä siirtyy EFMGT:n prosessi-ilmaan. Konvektiolämmönsiirtimen LV_1 :n jälkeen savukaasut johdetaan vesikattilaan, jossa mahdollisimman suuri osa savukaasuihin jäljelle jääneestä lämpöenergiasta pyritään siirtämään CHP-yksikön sisäiseen vesikiertoon. Savukaasuvirran (P1 – P6.2) ja CHP-laitoksen vesikierron (P16 – P25.2) eri prosessipisteet on esitetty kuvassa 6. Poltettaessa todella kuivia puupolttoaineita voidaan osa savukaasuista savukaasunpuhdistuksen jälkeen kierrättää takaisin arinakattilan tulipesään. Takaisinkierätyksellä voidaan viilentää liekkirintamaa ja muodostuvaa savukaasuvirtaa, jolloin erityisesti Ekogen OY:n suunnitteleman lisäsiteilypesän (LV_1) lämpörasitus pienenee ja lämmönvaihtimen valmistamiseen voidaan käyttää tavallista terästä kalliiden keraamisten materiaalien sijaan.³³ Liekkirintaman viilennys vähentää ympäristölle haitallisten NO_x -päästöjen muodostumista, sillä termisen NO_{th} :n muodostuminen riippuu savukaasujen lämpötilasta ja viipymäajasta arinakattilassa.¹⁶ Myös arinakattilan poltinosaa vaatii jäähtytystä korkeiden lämpötilojen takia. Poltin on suunniteltu jäähdytettäväksi vesikierrolla, joka viilentää muodostuvia savukaasuja.

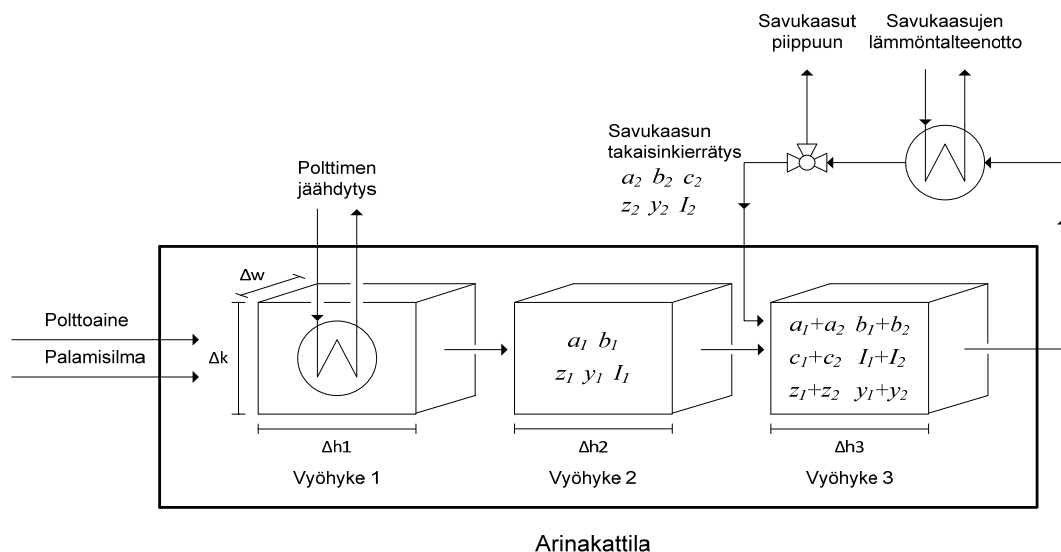
Turbecin T100-mallin EFMGT-kierto on esitetty prosessipisteillä P7–P15 kuvassa 6. Ensimmäisessä vaiheessa kompressorin paineistaa työaineena toimivan ilman haluttuun paineeseen, jonka jälkeen se johdetaan mikro-turbiinijärjestelmän sisällä olevaan lämmönvaihtimeen, rekuperaattoriin. Rekuperaattorissa (REK) prosessi-ilma lämpenee turbiinista poistuvan kuumen kaasuvirran vaikutuksesta. Tämän jälkeen prosessi-ilma kuumenee konvektiolämmönsiirtimessä LV_1 ennen sen johtamista turbiinin läpi. Rekuperaattorin jälkeen osa prosessi-ilmasta käytetään arinakattilassa palamiseen tarvittavana esilämmitettynä palamisilmana ja loput johdetaan kaukolämpövesikierrossa olevan lämmönvaihtimen LV_2 kautta ulkoilmaan. Prosessista poistuva lämmin ilma P15 voitaisiin myös hyödyntää polttoaineen kuivaamisen.



Kuva 6. Prosessikaavio CHP-laitoksesta ja sen yhdistämisestä hybridienergiäjärjestelmäverkkona toimivaan aluelämpöverkkomalliin.

6.2 Biomassan palamisen massatase

Biomassan palaminen porrassarinakattilassa voidaan luodussa aine- ja energiatasemallissa ajatella jakautuvan kolmeen päävaiheeseen. Ensimmäisessä vaiheessa tarkastellaan vyöhykettä 1, jossa biomassa palaa arinan tulipesässä EFMGT-prosessista syötetyn esilämmitetyn ilman kanssa. Vaiheessa 1 tapahtuu myös arinakattilan polttimen jäähdytys kaukolämpövesikierrolla. Toisessa vaiheessa vyöhykkeellä 1 muodostunut savukaasuvirta kulkeutuu vyöhykkeelle 2, jossa sen lämpötila pysyy muuttumattomana ja jonka aikana muodostuu osa termisestä NO-päästöstä. Viimeisessä vaiheessa on arinaan mahdollista syöttää osa savupiippuun johdettavista savukaasuista (V3.2) takaisin vyöhykkeelle 3, joiden vaikutuksesta arinan tulipesästä poistuvien savukaasujen (V3.1) massavirta kasvaa samalla kun sen lämpötila laskee tuoreiden savukaasujen (V2) luovuttaessa osan lämpöenergiastaan takaisinkierätettyihin kaasuihin (V3.3). Arinakattilan mallinnuksessa käytetyt parametrit Δh , Δw , Δk ja A_{TP} vastaavat 1000 kW:n biokattilaa (taulukko 4).³⁵



Kuva 7. Arinakattilan massa- ja energiataseen kolme vyöhykettä.

Taulukko 4. Arinakattilan (1000 kW) tulipesän kolmen vyöhykkeen mitat

Parametri	Yksikkö	Vyöhyke 1	Vyöhyke 2	Vyöhyke 3
Δh	mm	500	500	1200
Δw	mm	1700	1700	1700
Δk	mm	1400	1400	1400
A_{TP}	m ²	2,38	2,38	2,38

6.2.1 Biomassamolekyylin kemiallinen bruttokaava

Biomassasta määritetyn kuiva-aineanalyysin perusteella voidaan biomassan tuhkatonta kuiva-ainetta kuvata yhden hiilen sisältävänä molekyylinä.^{16,40} Tällöin biomassan kemiallinen bruttokaava voidaan ilmoittaa muodossa $C_cH_hO_oS_sN_n$, jossa alaindeksit c, h, o, s ja n ovat vastaavasti vedyn, hapen, rikin ja typen mooliosuudet suhteessa hiilen osuuteen. Polttoaineista otetuissa kuiva-aineen alkuaineanalyyseissä ilmoitetaan kuitenkin tyypillisesti kuiva-aineen sisältävän myös tuhkaa ja muita hivenaineita (taulukko 1), jotka halutaan jättää muodostettavan biomassamolekyylin ulkopuolelle. Kun tiedetään systeemiin syötetyn biomassan kuiva-aineen massavirta (2) ja alkuainekoostumus (taulukko 1), voidaan systeemiin syötetyn alkuaine hiilen, vedyn, hapen, rikin ja typen ainevirrat määrittää yhtälöllä (3) ja näin välttyä tarkastelemasta hivenaineiden ja tuhkan osuutta biomassan molekyylissä.

$$\dot{m}_{BM} = \left(\dot{m}_{PA} \cdot \frac{MC}{100} \right) - \left(\dot{m}_{PA} \cdot \frac{MC}{100} \right) \cdot \frac{w\%_{Inertit}}{100\%} \quad (2)$$

Yhtälössä (2) \dot{m}_{BM} on systeemiin syötetyn biomassan tuhkattoman kuiva-aineen massavirta (g/s), \dot{m}_{PA} polttoaineen massavirta (g/s), $w\%_{Inertit}$ on kuiva-aineen sisältämän tuhkan ja epäorgaanisten hivenaineiden painoprosentti (% w/w), ja MC polttoaineen kosteus painoprosenteissa (% w/w). Kunkin alkuaineen suhteellinen ainevirta voidaan ilmoittaa tarkasteltavien alkuaineiden ainevirtojen summan ja kunkin alkuaineen yksilöllisen ainevirran osamääränä.

$$\dot{n}_i = \left(\frac{\dot{m}_{BM} \cdot \frac{i_{\%}}{100}}{3,6} \right) / M_i \quad (3)$$

Yhtälössä (3) \dot{n}_i on alkuaineen i ainevirta (mol/s), $i_{\%}$ alkuaineen massaosuus (% w/w) kuiva-aineen alkuaineanalyysissä ja M_i alkuaineen suhteellinen moolimassa (g/mol). Nyt voimme ratkaista alkuaineiden suhteelliset ainevirrat yhtälöstä (4).

$$\dot{n}_{i\%} = \frac{\dot{n}_i}{\sum \dot{n}_i} \quad (4)$$

Yhtälössä (4) esiintyvä $\dot{n}_{c\%}$ on yhden alkuaineen suhteellinen alkuainevirta (%) ja $\sum \dot{n}_i$ on hiilen, vedyn, hapen, rikin ja typen ainevirtojen summa (mol/s). Kuvattaessa biomassaa yhden hiilen sisältävänä molekyylinä, tulee hiilen alaindeksi c valita 1:ksi. Tällöin biomassan vedyn, hapen, rikin ja typen alaindeksit h , o , s ja n voidaan ilmaista alaindeksi c :n avulla yhtälöiden (5) – (9) mukaisesti.

$$c = 1 \quad (5)$$

$$h = \frac{c}{\dot{n}_{c\%}} \cdot \dot{n}_{H\%} \quad (6)$$

$$o = \frac{c}{\dot{n}_{c\%}} \cdot \dot{n}_{O\%} \quad (7)$$

$$s = \frac{c}{\dot{n}_{c\%}} \cdot \dot{n}_{S\%} \quad (8)$$

$$n = \frac{c}{\dot{n}_{c\%}} \cdot \dot{n}_{N\%} \quad (9)$$

Kun biomassa molekyylin alaindeksit c , h , o , s ja n tiedetään, voidaan muodostetun biomassamolekyylin suhteellinen moolimassa laskea yhtälöstä (10).

$$M_{BM} = cM_C + hM_H + oM_O + sM_S + nM_N \quad (10)$$

Yhtälössä (10) M_{BM} on biomassamolekyylin suhteellinen moolimassa (g/mol) ja symbolit c , h , o , s ja n ovat biomassamolekyylin alkuaineiden suhteelliset osuudet. Mallinnettaessa biomassamolekyyli yhden hiilen molekyyliksi, systeemiin syötetyn hiilen ainevirta on stoikiometrisesti sama kuin systeemiin syötetyn biomassamolekyylin ainevirta \dot{n}_{BM} (mol/s):

$$\dot{n}_{BM} = \dot{n}_c \quad (11)$$

6.2.2 Biomassan sisältämä vesi

Puubiomassa sisältää kuiva-aineen lisäksi vettä, joka kulkeutuu palamisprosessiin polttoaineen mukana. Tämä palamisprosessiin syötetyn veden ainevirta \dot{n}_{H_2O} voidaan ratkaista yhtälön (12) mukaisesti, kun tiedetään biomassan sisältämän veden osuus biomassan kokonaismassasta. Tätä veden osuutta kutsutaan polttoaineen kosteusprosentiksi (MC = moisture content), joka on yhtälön (13) mukaisesti määritetty biomassan sisältämän veden massan sekä biomassan veden ja kuiva-aineen yhdistetyn massan osamääräksi.

$$\dot{n}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{PA} \cdot MC}{M_{H_2O} \cdot 100\%} \quad (12)$$

$$MC = \frac{\dot{m}_{H_2O-PA}}{\dot{m}_{PA}} \cdot 100\% \quad (13)$$

Yhtälöissä (12) ja (13) esiintyvä \dot{m}_{PA} on prosessiin syötetyn polttoaineen massavirta (g/s), \dot{m}_{H_2O-PA} on polttoaineen sisältämän veden massavirta (g/s), M_{H_2O} on veden suhteellinen moolimassa (g/mol), ja MC on polttoaineen kosteusprosentti (%). Palamisprosessin massatasapainon ratkaisemiseksi on hyödyllistä määrittää dimensioton vakio w yhtälöstä (14), joka kuvastaa prosessiin syötetyn veden ja biomassamolekyylin stoikiometristä suhdetta.

$$w = \frac{\dot{n}_{H_2O}}{\dot{n}_{BM}} \quad (14)$$

Yhtälössä (14) esiintyvät \dot{n}_{H_2O} ja \dot{n}_{BM} olivat aiemmin määritetyt veden ja biomassan ainevirrat (mol/s).

6.2.3 Epätäydellisessä palamisessa muodostuvat CO- ja CH₄-päästöt

Kappaleessa 4.2.3 esitetyn yleisen palamisreaktioyhtälön (R16) avulla voidaan päätellä palamisessa syntyvien savukaasukomponenttien stoikiometrinen suhde kun polttoaine palaa täydellisesti. Yhtälö ei kuitenkaan ota huomioon palamiseen liittyvää kemiallista kinetiikka tai aineen- ja lämmönsiirron vaikutuksia.

On kuitenkin havaittu, että polttoprosessille tyypillisten korkeiden lämpötilojen vaikutuksesta palamiseen liittyvien kemiallisten reaktioiden reaktionopeudet ovat tarpeeksi suuria, jolloin savukaasukomponenttien muodostumiseen ei palamisen kemiallisella kinetiikalla ole yhtä suurta vaikutusta kuin aineen- ja lämmönsiirrolla.¹⁶ Tämän perusteella tässä opinnäytetyössä ei perehdytä syvällisemmin palamisreaktioiden kemialliseen kinetiikkaan paitsi termisen NO_{th} :n muodostumisen yhteydessä.

Käytetystä polttotekniikasta riippuen palamisen aineen- ja lämmönsiirtotehot vaihtelevat hyvin suuresti. Palamisen laatu riippuukin siitä, kuinka hyvin palamiseen tarvittava hapetin, esimerkiksi ilma, saadaan kontaktiin polttoaineen palamattoman hiilen ja polttoaineesta kaasuuntuvien yhdisteiden kanssa sekä kuinka hyvin vapautuva lämpö saadaan siirrettyä polttoaineeseen ja kaasuihin. Erityisesti palamiseen käytetyn kattilan ja tulipesän muoto, koko, käytetyt materiaalit sekä polttimen tyyppi ja palamisilman vaiheistus vaikuttavat palamisen laatuun. Kiinteitä polttoaineita hyödyntävissä lämpövoimalaitoksissa (1-5 MW), epätäydellisestä palamisesta johtuvat CO -päästöt ovat luokkaa 300–1000 mg/MJ ja C_xH_y -päästöt ≤ 100 mg/MJ.¹⁶ Kuitenkin modernit pellettiä ja haketta polttavat arinakattilat voivat saavuttaa erittäinkin hyviä palamisen hyötysuhteita. Aritermin biolämpöoppaan³⁵ mukaan, Arimaxin biokattilan CO -päästöt jäävät keskimäärin alle <500 ppm, eli noin <190 mg/MJ päästötasolle. Myös käytettävä polttoaine sekä kattilan kuormitus ja palamisen vaihe vaikuttavat muodostuviin päästöihin. Schmidl *et al.*⁴¹ todistivat testeissään, että jatkuvatoimisessa puuhaketta tai pellettiä polttavassa pienen kokoluokan (40kW) biomassapolttimessa, käynnistysvaiheen palamisessa muodostuu huomattavasti enemmän epätäydellisestä palamisesta johtuvia CO - ja C_xH_y -päästöjä kuin puolella tai täydellä kuormalla ajetuissa prosesseissa (taulukko 5).

Taulukko 5. Puuhakkella ja pelleteillä toimivan 40 kW:n biomassapolttimen lasketut keskimääräiset savukaasupäästöt palamisen eri vaiheissa⁴¹

Polttoaine	Vaihe	Savukaasupäästöt kosteissa savukaasuissa (mg/MJ)			
		CO	NO _x	C _x H _y	Pienhiukkaset PM10
Puuhake	Käynnistys	868,2	77,2	23,5	36,7
	Vajaa kuorma	269,8	102,9	4,9	23,3
	Täysi kuorma	43,2	120,4	1,2	17,3
Puupelletti	Käynnistys	373,2	89,7	13,6	39,5
	Vajaa kuorma	54,7	73,7	1,0	24,3
	Täysi kuorma	5,3	87,4	0,3	12,8

Koska epätäydellisestä palamisesta johtuvat CO- ja C_xH_y-päästöt riippuvat käytetystä polttotekniikasta, polttoaineen ominaisuuksista ja palamisen vaiheesta, voidaan biomassan palamisen mallinnuksessa käyttää CO- ja C_xH_y-päästöjen muodostumisen osalta taulukkoon 4 koottujen täydellä kuormalla ajettujen tyypillisten päästöarvojen kertoimia. Suhteuttamalla palamisprosessin polttoaineteho taulukon 4 tyypillisiin päästöarvoihin sekä olettamalla palamattomien hiilivetyjen koostuvan vain CH₄-kaasusta, voidaan biomassan poltossa muodostuvien CO- ja CH₄-kaasujen ainevirrat ratkaista yhtälöillä (15) ja (16).

$$\dot{n}_{CO} = \frac{\beta_{CO} P_{BM}}{M_{CO} \cdot 1000} \quad (15)$$

$$\dot{n}_{CH_4} = \frac{\beta_{CH_4} P_{BM}}{M_{CH_4} \cdot 1000} \quad (16)$$

Yhtälöissä (15) ja (16) esiintyvät \dot{n}_{CO} ja \dot{n}_{CH_4} ovat CO- ja CH₄-kaasujen ainevirrat (mol/s), β_{CO} ja β_{CH_4} ovat biomassan poltossa syntyvien savukaasukomponenttien päästökerroin (mg/MJ), P_{BM} on käytetyn biomassan polttoaineteho (MW) ja M_{CO} sekä M_{CH_4} muodostuvien savukaasujen suhteelliset moolimassat (g/mol). Häkä- ja metaanikaasujen ainevirrat voidaan suhteuttaa myös systeemiin syötetyn biomassamolekyylien ainevirtaan, joka helpottaa palamisen stoikiometrisen reaktioyhtälön tuotteiden määrittämistä.

6.2.4 Biomassan polttoainetypestä muodostuvat NO- ja N₂ -päästöt

Reaktioyhtälön (R14) mukaisesti biomassan kuiva-aineessa oleva typpi hapettuu palamisprosessissa NO-kaasuksi. Polttoainetypestä muodostuvasta NO_f:sta osa muodostuu biomassan lämpöhajoamisen yhteydessä vapautuvien haihtuvien yhdisteiden hapettuessa ja toinen osa koxin sisältämän typen hapettuessa. Tämä polttoainetyypen muodostama NO_f on lähtöisin pyridiini- ja pyrrolityyppisten rengasrakenteisten orgaanisten haihtuvien yhdisteiden hapettumisesta.¹⁶ Kaikki polttoainetyppi ei kuitenkaan hapetu, vaan pelkistävässä olosuhteissa osa polttoainetypestä muodostaa molekulaarista typpeä N₂.¹⁶

Koska polttoainetypestä muodostuvat NO- ja N₂-savukaasut ovat riippuvaisia niin ilmastovaihteistuksesta, palamisilmakertoimesta ja polttoaineen laadusta, arvioidaan muodostuvan NO_f:n ja N₂:n välistä suhdetta tässä mallissa konversiokerroin X_N :llä, joka saa arvoja väliltä 0-1. Kirjan *Poltto ja Palaminen*¹⁶ sivulla 310 esitettyssä kuvassa tyypillisesti noin 30–40% polttoainetypestä muodostaa typpimonoksidia. Toisaalta NO_x:n muodostuminen polttoainetypestä riippuu myös polttoaineen sisältämän typen määrästä. Biomassan polttoainetyypin NO_x-konversion on havaittu olevan noin 20–30 % tasoa kun biomassan kuiva-aineen typpipitoisuus vaihtelee välillä 0,2–0,5 %.⁴² Koska kokopuuhakkeen ja puupellettien kuiva-aineen typpipitoisuus on tyypillisesti 0,1–0,5 % välillä¹⁴, asetetaan mallin X_N oletusarvoksi 0,25. Biomassan palamisessa polttoainetyypin muodostamat savukaasut voidaan ratkaista yhtälöillä (17) ja (18).

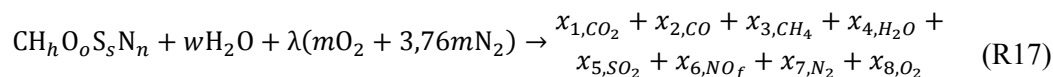
$$\dot{n}_{NO_f} = \dot{n}_N X_N \quad (17)$$

$$\dot{n}_{N_2} = \dot{n}_N (1 - X_N) \quad (18)$$

Yhtälöissä (17) ja (18) \dot{n}_{NO_f} ja \dot{n}_{N_2} ovat polttoainetypestä muodostuvien NO- ja N₂-kaasujen ainevirrat (mol/s), \dot{n}_N on systeemiin syötetyn polttoainetyypin ainemäärä (mol/s) ja X_N on polttoainetypestä muodostuvan NO:n dimensioton konversiokerroin.

6.2.5 Biomassan palamisen stoikiometrinen reaktioyhtälö

Yleistä palamisen reaktioyhtälöä (R16) voidaan muokata yhdistämällä kappaleissa 7.2.1–7.2.4 kuvattuja reaktioyhtälöitä tässä työssä käytettäväksi palamisen lopulliseksi reaktioyhtälöksi (R17), missä aiempien yhtälöiden perustella biomassamolekyylillä CH_hO_oS_sN_n, palamisen dimensioton palamisilmakerroin λ sekä biomassan sisältämän veden suhteellinen osuus polttoaineesta w ovat tunnettuja tekijöitä.



Reaktioyhtälössä (R17) tuntemattomia kertoimia ovat m , joka kuvaa palamiseen tarvittavan hapen stoikiometrista määrää sekä $x_1, x_2, x_3, \dots, x_8$ jotka ovat eri savukaasukomponenttien stoikiometriset kertoimet. Nämä yhtälön tuntemattomat kertoimet voidaan ratkaista hiilen, vedyn, rikin, typen ja hapen alkuainetasapainojen kautta kun oletetaan, että biomassassa hapettuu täydellisesti palamisen täydellisyydelle asetettujen reunaehtojen nojalla.

Hiilitasapaino

$$x_{1,CO_2} = 1 - x_{2,CO} - x_{3,CH_4} \quad (19)$$

$$x_{2,CO} = \frac{\dot{n}_{CO}}{\dot{n}_C} \quad (20)$$

$$x_{3,CH_4} = \frac{\dot{n}_{CH_4}}{\dot{n}_C} \quad (21)$$

Vetytasapaino

$$x_{4,H_2O} = w + \frac{h}{2} - 2x_{3,CH_4} \quad (22)$$

$$x_{4,H_2O} = \frac{\dot{n}_{H_2O_{in}}}{\dot{n}_{C_{in}}} + \frac{h}{2} - 2x_{3,CH_4} \quad (23)$$

Typpitasapaino

$$n + \lambda(2 \times 3,76m) = x_{6,NO_f} + 2x_{7,N_2} \quad (24)$$

$$x_{6,NO_f} = a_1 = X_{NO_f} \cdot n \quad (25)$$

$$x_{7,N_2} = \lambda m 3,76 + \frac{(1 - X_{NO_f})n}{2} \quad (26)$$

Rikkitasapaino

$$x_{5,SO_2} = s \quad (27)$$

Happitasapaino

$$w + o + 2\lambda m = 2x_{1,CO_2} + x_{2,CO} + x_{4,H_2O} + 2x_{5,SO_2} + x_{6,NO_f} + 2x_{8,O_2} \quad (28)$$

$$x_{8,O_2} = m(\lambda - 1) \quad (29)$$

$$m = x_{1,CO_2} + \frac{1}{2}x_{2,CO} - x_{3,CH_4} + \frac{h}{4} + s - \frac{o}{2} + \frac{X_{NO} \cdot n}{2} \quad (30)$$

Luomalla kullekin alkuaineelle alkuainetasapaino voidaan varmistaa myös, että systeemiin syötetyn alkuaineen ainevirta $\dot{n}_{i,SISÄÄN}$ on yhtä suuri kuin systeemistä poistuvan alkuaineen ainevirta $\dot{n}_{i,ULOS}$. Tämä mahdollistaa systeemin massataseen tarkastelun. Kun tiedetään systeemiin syötetyn biomassan massavirta, kosteuspitoisuus ja kuiva-aineen alkuainepitoisuudet edellä mainittujen kaavojen avulla laskea palamisessa muodostuvien savukaasujen ainevirrat yhtälöllä (31).

$$\dot{n}_i = x_i \dot{n}_{BM} \quad (31)$$

Yhtälössä (31) \dot{n}_i on vyöhykkeellä 1 muodostunut ja vyöhykkeelle 2 siirtyvä savukaasun ainevirta (mol/s), x_i savukaasun stoikiometrinen muodostumiskerroin ja \dot{n}_{BM} systeemiin syötettyjen biomassamolekyylien ainevirta (mol/s).

6.2.6 Terminen NO

Arinakattilan toisessa vyöhykkeessä savukaasut viipyvät tulipesän kuumassa liekkirintamassa, jonka seurauksena osa typpikaasusta N_2 hapettuu termiseksi typpimonoksidiksi Zeldowichin mekanismin kautta.⁴³

Zeldowichin reaktio



Zeldowichin kokonaisreaktio



Tasapainotilassa korkeat reaktiolämpötilat suosivat termisen NO_{th} :n muodostumista kun taas matalissa lämpötiloissa NO_{th} pitoisuudet ovat erittäin vähäisiä. Palamisen kaltaisissa nopeissa prosesseissa NO_{th} :n muodostumiseen vaikuttaa kuitenkin tasapainotilan sijasta pääasiassa kemiallinen kinetiikka. Termisen NO_{th} :n muodostumiselle on määritetty muodostumisnopeus, joka on riippuvainen prosessilämpötilasta sekä happi- ja typpikaasujen konsentraatioista.⁴³

$$\frac{d[\text{NO}_{\text{th}}]}{dt} = \frac{4,545 \times 10^{15}}{\sqrt{T}} \cdot e^{\left(\frac{-69090}{T}\right)} \cdot [\text{N}_2][\text{O}_2]^{\frac{1}{2}} \quad (32)$$

Yhtälössä (32) $d[\text{NO}_{\text{th}}]/dt$ on termisen NO :n konsentraation muutos ajan suhteen yksikössä ($\text{kmol/s}\cdot\text{m}^3$), T on savukaasujen lämpötila (K) ja $[\text{O}_2]$ ja $[\text{N}_2]$ ovat savukaasuvirran happi- ja typpikaasujen konsentraatiot (kmol/m^3). Kun separoimme differentiaaliyhtälön ja teemme oletuksen, että muodostuneen termisen NO_{th} :n konsentraatio $[\text{NO}_{\text{th}}] \ll [\text{N}_2]$ ja $[\text{O}_2]$, voidaan $[\text{N}_2]$:n ja $[\text{O}_2]$:n sanoa olevan riippumattomia ajan muutoksesta. Tämän seurauksena yhtälö (32) voidaan integroida ja termisen NO_{th} :n konsentraatio ratkaista savukaasujen viipymäajan Δt funktiona.

$$[\text{NO}_{\text{th}}] = \frac{4,545 \times 10^{15}}{\sqrt{T}} \cdot e^{\left(\frac{-69090}{T}\right)} \cdot [\text{N}_2][\text{O}_2]^{\frac{1}{2}} \cdot \Delta t \quad (33)$$

Toisen palamisvyöhykkeen lopussa olevan savukaasuvirran sisältämän termisen typpimonoksidin ainevirran $\dot{n}_{\text{NO}_{\text{th}1}}$ ratkaisemiseksi, tulee vyöhykkeellä 1 muodostuneen savukaasuvirran virtausnopeus v , prosessipaine p ja viipymäaika Δt vyöhykkeellä 2 selvittää yhtälöillä (34)–(37), käyttäen taulukon 2 esittämiä kattilan dimensioita.

$$\dot{V}_i = \frac{RT\dot{n}_i}{p} \quad (34)$$

$$v = \left(\sum_{i=1}^n \dot{V}_i \right) / A_{TP} \quad (35)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta h}{v} \quad (36)$$

$$\dot{n}_{\text{NO}_{\text{th}1}} = b_1 = [\text{NO}_{\text{th}}] \cdot \dot{V}_{\text{sum}} \cdot 10^3 \quad (37)$$

Yhtälöissä (34)–(37) \dot{n}_{NO_t} on termisen NO_{th} :n ainevirta (mol/s), R on yleinen kaasuvakio (8,31446 J/molK), T savukaasujen lämpötila (K), \dot{V}_i savukaasukomponentin i tilavuusvirta (m^3/s) ja \dot{V}_{sum} savukaasujen kokonaistilavuusvirta (m^3/s), A_{TP} arinakattilan tulipesän poikkipinta-ala (m^2), v savukaasujen virtausnopeus (m/s), Δt savukaasujen viipymä (s) ja Δh on vyöhykkeen 2 korkeus (m) alkaen liekkirintaman lähtökorkeudesta h_1 ja päättyen savukaasujen takaisinkierätysputken korkeudelle h_2 (taulukko 4). Yhtälöissä (33) ja (34) tarvittava savukaasun lämpötila T tulee kuitenkin ensin ratkaista kappaleessa 6.3 esitetystä palamisen energiataseen yhtälöstä (78). Zeldowichin kokonaisreaktion (R20) stoikiometrian mukaan, savukaasujen sisältämästä ylimääräisestä happi- ja typpikaasusta kuluu yhden NO_{th} moolin muodostamiseen puoli moolia niin typpi- kuin happikaasua, jolloin arinakattilan kolmannelle vaiheelle siirtyvät savukaasut sisältävät uudet ainevirrat typpi- ja happikaasujen osalta.

$$\dot{n}_{\text{N}_2,2} = y_1 = \dot{n}_{\text{N}_2,1} - \frac{\dot{n}_{\text{NO}_t}}{2} \quad (38)$$

$$\dot{n}_{\text{O}_2,2} = z_1 = \dot{n}_{\text{O}_2,1} - \frac{\dot{n}_{\text{NO}_t}}{2} \quad (39)$$

6.2.7 Savukaasujen takaisinkierätys palamisvyöhykkeelle 3

Savukaasujen takaisinkierätys on tehokas tapa alentaa tulipesästä poistuvien savukaasujen lämpötilaa. Luodussa mallissa takaisinkierätettävien savukaasujen määrää voidaan säädellä savukaasujen takaisinkierätysasteella X_K , jolloin kierätettävät savukaasut johdetaan vyöhykkeelle 3 ja yhdistetään vyöhykkeeltä 2 saapuviin tuoreisiin savukaasuihin, jolloin tulipesästä poistuvan savukaasuvirran massavirta kasvaa. Savukaasujen takaisinkierätyksessä oletetaan, ettei savukaasujen sisältämä vesihöyry kondensoidu putkistoihin tai savukaasut edelleen hapetu tai reagoi keskenään poistuttuaan arinakattilasta ja kulkiessaan CHP-laitoksen lämmönvaihtimien läpi.

Oletuksen johdosta, takaisinkierrettävien savukaasujen savukaasukomponenttien $x_1, x_2, x_3, \dots, x_8$ suhteelliset osuudet säilyvät likimain identtisinä arinasta poistuvien kaasujen kanssa. Savukaasujen takaisinkierätyksen mallinnuksessa oletetaan myös, että polttoaineen sisältämä tuhka poistuu jo vyöhykkeellä 1, jolloin vyöhykkeillä 2 ja 3 olevat savukaasuvirratt ovat tuhkattomia. CHP-laitoksen eri prosessipisteissä P1–P6 (kuva 6) olevien savukaasujen massavirratt on esitetty yhtälöillä (40)–(43).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{BM} + \dot{m}_{H_2O-PA} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_6 \quad (40)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (41)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 X_K \quad (42)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 (1 - X_K) \quad (43)$$

Yhtälöissä (40)–(43) \dot{m}_{BM} on tuhkattoman kuiva-aineen massavirta arinaan (kg/s), \dot{m}_{H_2O-PA} on polttoaineen sisältämän veden massavirta arinaan (kg/s), \dot{m}_{13} on mikrokaasuturbiiniprosessista tulevan esilämmitetyn prosessi-ilman massavirta (kg/s), \dot{m}_5 on palamisvyöhykkeelle 3 syötetyn takaisinkierrettävien savukaasujen massavirta (kg/s) ja X_K on savukaasun takaisinkierätys aste (0-1). Sijoittamalla yhtälö (43) yhtälöön (40), voidaan arinasta poistuvien savukaasujen massavirta \dot{m}_1 laskea savukaasujen takaisinkierätysasteen X_K funktiona:

$$\dot{m}_1(X_K) = \frac{\dot{m}_{BM} + \dot{m}_{H_2O-PA} + \dot{m}_{13}}{1 - X_K} \quad (44)$$

Kun takaisinkierrettävien savukaasujen ja vyöhykkeeltä 2 ja arinakattilasta poistuvien savukaasujen lämpöenergiat ja lämpötilat saadaan selville biomassan palamisen energiatasteesta, voidaan tarkastella millainen vaikutus savukaasujen takaisinkierätöksellä on termisen NO_{th} :n muodostumiseen palamisvyöhykkeellä 3. Joudumme olettamaan, että palamisvyöhykkeellä 3 muodostuvan termisen NO_{th} :n osuus koko savukaasuvirrasta on häviävän pieni, jolloin muodostuvan termisen NO_{th} :n reaktioenergian ja suhteellisen massaosuuden kasvun vaikutukset savukaasujen entalpiaan ja lämpötilaan voidaan jättää energiatasteelun ulkopuolelle.

Kuvassa 7 esiintyvien eri vyöhykkeiden savukaasuvirtojen V1 – V3.3 mooliosuudet ovat hiukan erilaiset NO, N₂ ja O₂ – savukaasukomponenttien osalta johtuen termisen NO_{th}:n muodostumisesta vyöhykkeillä 2 ja 3. Vyöhykkeellä 3 muodostuvan termisen NO_{th}:n ainevirta voidaan ratkaista tarkastelemalla vyöhykkeelle 3 saapuvien ja sieltä poistuvien savukaasujen ainevirtoja stoikiometristen summien (45)–(47) avulla.

Sisään:

$$V2: \quad z_1 O_2 + y_1 N_2 + a_1 NO_f + b_1 NO_{th1} + I_1 \quad (45)$$

$$V3.3: \quad z_2 O_2 + y_2 N_2 + a_2 NO_f + b_2 NO_{th1} + c_2 NO_{th2} + I_2 \quad (46)$$

Ulos:

$$V3.1: \quad \left(z_1 + z_2 - \frac{c_1}{2}\right) O_2 + \left(y_1 + y_2 - \frac{c_1}{2}\right) N_2 + \\ (a_1 + a_2) NO_f + (b_1 + b_2) NO_{th1} + (c_1 + c_2) NO_{th2} + I_1 + I_2 \quad (47)$$

Stoikiometrisissä summissa (45), (46) ja (47) esiintyvät z_1 ja z_2 sekä y_1 ja y_2 ovat vyöhykkeelle 3 syötettyjen happi- ja typpikaasujen vastaavat stoikiometriset kertoimet. Kertoimet a_1 ja a_2 ovat aiemmin määritetyt vyöhykkeellä 1 polttoainetypestä muodostuneen NO_f:n stoikiometriset kertoimet ja b_1 ja b_2 ovat vyöhykkeellä 2 muodostuneen termisen NO_{th}:n stoikiometriset kertoimet. Stoikiometrinen kerroin c_1 kuvaa vyöhykkeellä 3 muodostuvan termisen NO_{th}:n ainevirtaa ja c_2 vyöhykkeellä 3 muodostuneen takaisinkierätetyn savukaasun stoikiometristä kerrointa. Savukaasujen takaisinkierätyksessä oletetaan, että palamisen muut savukaasukomponentit CO₂, CO, CH₄, H₂O ja SO₂ säilyvät savukaasun takaisinkierätyksessä inertteinä kaasukomponentteina I₁ ja I₂. Kaikki stoikiometriset kertoimet ovat yksikössä (mol/s).

Toisaalta tiedämme, että summassa (47) toistaiseksi tuntemattomat takaisinkierätettävät savukaasut V3.3 voidaan myös ilmoittaa takaisinkierätysasteen X_K ja vyöhykkeeltä 2 saapuvien kaasujen stoikiometristen kertoimien avulla yhtälöiden (48)–(53) mukaisesti. Yhtälöiden (48)–(53) termit z_2 , y_2 , a_2 , b_2 , c_2 ja I_2 ovat kuvassa 7 näkyvän arinakattilan 3-vyöhykkeelle kierrätettävien savukaasukomponenttien ainevirrat (mol/s)

$$z_2 = \left[\frac{X_K \left(z_1 - \frac{c_1}{2} \right)}{1 - X_K} \right] O_2 \quad (48)$$

$$y_2 = \left[\frac{X_K \left(y_1 - \frac{c_1}{2} \right)}{1 - X_K} \right] N_2 \quad (49)$$

$$a_2 = \left(\frac{a_1 X_K}{1 - X_K} \right) NO_f \quad (50)$$

$$b_2 = \left(\frac{b_1 X_K}{1 - X_K} \right) NO_{th1} \quad (51)$$

$$c_2 = \left(\frac{c_1 X_K}{1 - X_K} \right) NO_{th2} \quad (52)$$

$$I_2 = \left(\frac{I_1 X_K}{1 - X_K} \right) \quad (53)$$

Termisen $NO_{th:n}$ muodostuminen on riippuvainen savukaasujen happi- ja typrikaasupitoisuudesta, joten vyöhykkeellä 3 olevan happi- ja typrikaasujen konsentraatiot (kmol/m^3) voidaan ratkaista yhtälöistä (54) ja (55) kun tiedetään kaasun kokonaistilavuusvirta \dot{V}_{sum} (m^3/s).

$$[O_2]^{\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{z_1 + z_2}{\dot{V}_{sum}} \cdot 10^{-3}} \quad (54)$$

$$[N_2] = \frac{y_1 + y_2}{\dot{V}_{sum}} \cdot 10^{-3} \quad (55)$$

Sijoittamalla yhtälöt (48) ja (49) happi- ja typrikaasujen konsentraatioiden yhtälöihin (54) ja (55), ratkaistavaksi jää vyöhykkeellä 3 muodostuvan $NO_{th2:n}$ stoikiometrinen kerroin c_1 . Sijoittamalla yhtälöt (54) ja (55) yhtälöön (33) voidaan termisen $NO_{th1:n}$ ainevirta c_1 (mol/s) ratkaista yhtälöstä (56) iteratiivisesti, eli etsimällä yhtälön nollakohta esimerkiksi Excelin ”Goal Seek” tai MATLAB:in ”Fzero” -funktiolla.

$$c_1 - \left[\frac{\dot{V}_{sum} \cdot \tau \cdot 4,5445 \cdot 10^{15}}{\sqrt{T}} \cdot \exp\left(-\frac{69090}{T}\right) \cdot [N_2][O_2]^{\frac{1}{2}} \cdot 10^3 \right] = 0 \quad (56)$$

Savukaasujen viipymäaika τ (s) vyöhykkeellä 3 lasketaan vastaavalla tavalla kuin vyöhykkeellä 2 yhtälöstä (37), missä Δh on vyöhykkeen 3 korkeus (m) alkaen savukaasujen takaisinkiertäytysputken korkeudesta h_1 ja päättyen tulipesästä poistuvien savukaasujen korkeudelle h_2 (taulukko 4). Savukaasujen pelkistävää vaikutusta ei oteta huomioon luodussa mallissa.

6.2.8 CHP-yksikön savukaasupäästöt

CHP-yksikön piipusta poistuvien savukaasujen ainevirrat (mol/s) voidaan lopulta ilmoittaa yhtälöillä (57.1)–(57.8).

$$\dot{n}_{1,CO_2} = x_{1,CO_2} \quad (57.1)$$

$$\dot{n}_{2,CO} = x_{2,CO} \quad (57.2)$$

$$\dot{n}_{3,CH_4} = x_{3,CH_4} \quad (57.3)$$

$$\dot{n}_{4,H_2O} = x_{4,H_2O} \quad (57.4)$$

$$\dot{n}_{5,SO_2} = x_{5,SO_2} \quad (57.5)$$

$$\dot{n}_{6,NO} = a_1 NO_f + b_1 NO_{th1} + c_1 NO_{th2} \quad (57.6)$$

$$\dot{n}_{7,N_2} = y_1 - \frac{c_1}{2} \quad (57.7)$$

$$\dot{n}_{8,O_2} = z_1 - \frac{c_1}{2} \quad (57.8)$$

Polttolaitosten savukaasupäästöjen vertailtavuuden takia savukaasut tyypillisesti ”standardoidaan” kuivaksi kaasuseokseksi ja polttoaineesta riippuen tiettyyn jäännöshappipitoisuuteen. Kiinteitä polttoaineita polttavien polttolaitosten jäännöshappipitoisuus on ”standardoitu” 6 %:iin ja muodostuneet NO_x- päästöt lasketaan NO₂-päästöinä.⁴⁴

Kuivan ja kostean savukaasun happipitoisuuden suhde Z_{O_2} voidaan ratkaista yhtälöstä (58), jolloin kuivat savukaasupitoisuudet, yksikössä ($\text{mg}/\text{m}^3_{\text{n}}$) ja halutussa jäännöshappipitoisuudessa $O_{2,\text{red}}$ ($\%v/v$), voidaan laskea yhtälöistä (59) ja (60).

$$Z_{O_2} = \frac{\dot{n}_{8,O_2}/(\sum_{i=1}^8 \dot{n}_i - \dot{n}_{4,H_2O})}{\dot{n}_{8,O_2}/(\sum_{i=1}^8 \dot{n}_i)} \quad (58)$$

$$c_i = Z_{O_2} \cdot \frac{(\dot{n}_i \times M_i)}{\dot{V}_{\text{sum},NTP}} \cdot 10^3 \quad (59)$$

$$c_{i,\text{red}} = c_i \cdot \frac{20,9 - O_{2,\text{red}}}{20,9 - O_{2,\text{mit}}} \quad (60)$$

Yhtälöissä (59) ja (60) esiintyvä $\dot{V}_{\text{sum},NTP}$ on kaasujen kokonaistilavuusvirta (m^3/s) NTP-olosuhteissa ja $O_{2,\text{mit}}$ on kuivien savukaasujen mitattu happikonsentraatio tilavuusprosentteissa ($\%v/v$).⁴⁵ Hyödyntämällä yhtälöitä (59) ja (60) voidaan palamisessa muodostuneet NO-päästöt ($\text{mg}/\text{m}^3_{\text{n}}$) ilmoittaa NO_x -päästöinä, laskemalla ne NO_2 -päästöinä yhtälön (61) mukaisesti.

$$c_{NO_x,\text{red}} = Z_{O_2} \cdot \frac{(\dot{n}_{6,NO} \times M_{NO_2})}{\dot{V}_{\text{sum},NTP}} \cdot \frac{20,9 - O_{2,\text{red}}}{20,9 - O_{2,\text{mit}}} \cdot 10^3 \quad (61)$$

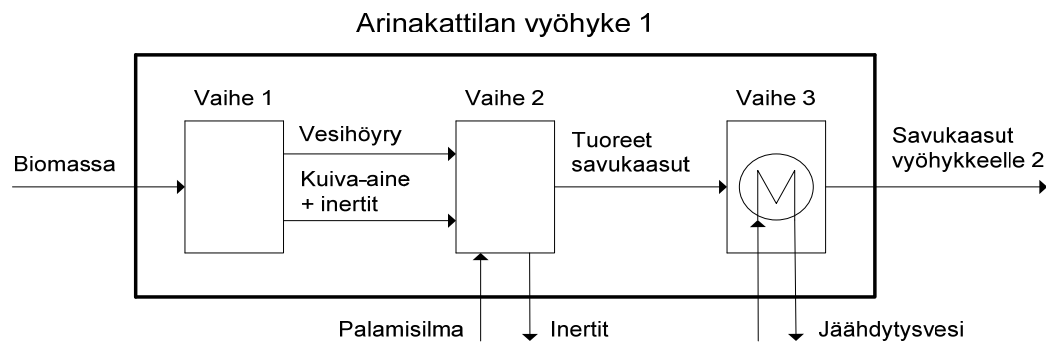
6.3 Biomassan palamisen energiatase

Tarkastellaan arinakattilaa eristettynä systeeminä, jonka ensimmäiselle vyöhykkeelle syötetään polttoaine sekä hapettimena toimiva palamisilma (kuva 7). Niin arinakattilan kuin CHP-laitoksen muiden systeemien referenssilämpötiloiksi T_{REF} on asetettu 25 °C (298,15 K), johon kaikki energiatasemallin energiataselaskut on kiinnitetty. Tällä on suuri merkitys koko CHP-laitoksen energiataseeseen, sillä eri systeemeihin syötettyjen massavirtojen syöttölämpötiloilla on vaikutus niin yksittäisten systeemien kuin koko CHP-laitoksen energiataseeseen. Yhteisen referenssilämpötilan asettamisella CHP-laitoksen eri systeemien väliset energiavirrat ovat keskenään vertailukelpoisia. Jos polttoaine tai muu massavirta syötetään systeemin referenssilämpötilassa, tällöin ainevirta ei sisällä lämpöenergiaa, joka vaikuttaisi prosessin energiataseeseen. Jos kuitenkin systeemiin syötetyn ainevirran lämpötila poikkeaa referenssilämpötilasta, eli sen tuntuva lämpö poikkeaa referenssilämpötilasta, se voi jäähdyttää ($T < T_{REF}$) tai lämmittää ($T > T_{REF}$) systeemiä. CHP-laitoksen eri yksikköprosesseille, kuten lämmönvaihtimille ja palamisen kaltaisille tasaisesti käyville prosessille pätee energian säilymlaki, jolloin kunkin yksikköprosessin energiatase voidaan yksinkertaisuudessaan ilmoittaa yhtälön (62) muodossa. Yhtälö (62) voidaan kirjoittaa kemiallisia reaktioita sisältävälle ja työtä tekeväälle tai kokevalle systeemille yhtälön (63) muodossa.^{21,25}

$$E_{Sisään} = E_{Ulos} \quad (62)$$

$$Q_{in} + W_{in} + \sum N_r(\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_r = Q_{out} + W_{out} + \sum N_p(\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_p \quad (63)$$

Yhtälössä (63) Q_{in} on systeemiin syötetty lämpöenergia, Q_{out} on systeemistä poistuva lämpöenergia, W_{in} on ympäristön systeemiin tekemä työ, W_{out} on systeemin tekemä työ ympäristöön, $\sum N_r(\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_r$ on reaktioaineiden kokonaisentalpioiden summa ja $\sum N_p(\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_p$ on reaktiotuotteiden kokonaisentalpioiden summa. Voimme soveltaa samaa ajattelutapaa arinakattilan ensimmäisen vyöhykkeen energiataseen muodostamiseen. Jaetaan arinakattilan ensimmäinen vyöhyke ensin neljään energiansiirtovaiheeseen (kuva 8). Ensimmäisessä vaiheessa polttoaine syötetään arinakattilaan, jolloin polttoaineen sisältämä tuntuva lämpöenergia lisätään systeemin lämpöenergiavirtaan ja referenssilämpötilaan vakiintuneen kostean biomassan sisältämä vesi höyrytetään pois polttoaineesta.



Kuva 8. Puubiomassan palamisen vaiheet 1-3 arinakattilan vyöhykkeellä 1.

Vaiheessa 1 muodostunut vesihöyry sekä biomassan kuiva-aine siirtyvät vyöhykkeen toiseen vaiheeseen, jossa kuiva biomassa palaa arinaan syötetyn palamisilman vaikutuksesta. Palamisessa muodostunut liekkiintama sekä savukaasuvirta ovat adiabaattisessa palamislämpötilassa juuri ennen siirtymistä vaiheeseen 3, jossa osa tuoreiden savukaasujen energiasisällöstä siirtyy polttimen jäähdytyksen vaikutuksesta ulos systeemistä. Toisessa vaiheessa systeemistä poistuvien tuhkan ja inerttien aineiden sisältämää lämpöenergiaa ei oteta huomioon palamisen energiataseessa sillä inerttien aineiden massavirta on tyypillisesti hyvin pieni verrattuna systeemin kokonaismassavirtaan. Polttimen vaatiman jäähdytyksen vaikutuksesta jäähtyneet savukaasut siirtyvät kolmannen vaiheen jälkeen arinakattilan vyöhykkeelle 2. Arinakattilan ensimmäisellä vyöhykkeellä tapahtuvat kaksi ensimmäistä vaihetta oletetaan tapahtuvan adiabaattisesti, jolloin systeemin ja ympäristön välillä ei tapahdu lämmönsiirtoa. Poltettaessa materiaaleja joiden kemiallinen koostumus vaihtelee suuresti, kuten biomassaa, hiiltä tai öljyä, on järkevää hyödyntää polttoaineille kokeellisesti määritettyjä lämpöarvoja yhtälössä (63) esiintyvien reaktioentalpioiden sijasta.²¹ Hyödyntämällä yhtälöitä (62)–(63) sekä edellä mainittuja oletuksia vyöhykkeestä 1, arinakattilan ensimmäisen vyöhykkeen energiataseen lauseke ilmoitetaan yhtälön (64) muodossa.

$$\Delta H_{BM} + \Delta H_{rec} + \Delta H_{Ilma} = Q_{PJ} + \Delta H_{SK} \quad (64)$$

Yhtälössä (64) ΔH_{BM} on biomassan mukana systeemiin syötetty tuntuva lämpöenergia, ΔH_{rec} on kostean polttoaineen palamisessa saatu tehollinen lämpöenergia, ΔH_{Ilma} on palamisilman tuntuva lämpöenergia, Q_{PJ} on polttimen jäähdyttämisessä menetetty lämpöenergia ja ΔH_{SK} on tuotteina syntyneiden savukaasujen tuntuva lämpöenergia.

6.3.1 Puun ominaislämpökapasiteetti

Tyypillisesti arinakattilaan syötetyn polttoaineen lämpötila voi usein olla referenssilämpötilasta poikkeava, johtuen esimerkiksi polttoaineen säilytyksestä eri olosuhteissa tai erilaisista esikäsitteilyistä kuten termisestä kuivauksesta. Arinakattilaan syötettävän puun sisältämää tuntuvaa lämpöenergiaa voidaan arvioida sen syöttölämpötilan avulla. Puun kuiva-aineen paineesta riippumaton ominaislämpökapasiteetti on lämpötilariippuvainen ja voidaan ratkaista yhtälöstä (65).⁴⁷

$$C_{P,0} = 0,1031 + 0,003867T \quad (65)$$

Yhtälössä (65) C_0 on täysin kuivan puun ominaislämpökapasiteetti (kJ/kgK) ja T on puun lämpötila (K). CHP-laitoksissa polttoaineena käytetty puu ei ole uunikuivattua, joten se sisältää kosteutta. Kostean puun ominaislämpökapasiteetti voidaan arvioida kun puun ja veden välinen lisäenergia otetaan huomioon korjauskerroin A_c :lla.

$$C_{P,MC} = \frac{C_{P,0} + (C_{P,H_2O} \cdot MC/100)}{1 + MC/100} + A_c \quad (66)$$

$$A_c = MC(b_1 + b_2T + b_3MC) \quad (67.1)$$

$$b_1 = -0,06191, \quad b_2 = 2,36 \cdot 10^{-4}, \quad b_3 = -1,33 \cdot 10^{-4} \quad (67.2)$$

Yhtälöissä (66) ja (67) missä c_{pw} on veden ominaislämpökapasiteetti (kJ/kgK), MC on puun kosteus painoprosenteissa (% w/w) ja b_1 , b_2 ja b_3 ovat empiirisesti määritetyt vakiot puun kosteuden ja lämpötilan funktiona toimivan korjauskerroinfunktion A_c :n (kJ/kgK) määrittämiseen. Puun ominaislämpökapasiteetin arvot ovat valideja, kun puun lämpötila T säilyy 280–420 K asteen välillä eli puun kuitujen kyllästymispisteen alapuolella.⁴⁷ Arinaan syötettävän puubiomassan tuntuva lämpö ratkaistaan lopulta yhtälöstä (68).

$$\Delta H_{BM} = \dot{m}_{BM}(C_{P,MC,BM}T_{BM} - C_{P,MC,REF}T_{REF}) \quad (68)$$

Yhtälössä (68) \dot{m}_{BM} on arinakattilaan syötetyn biomassan massavirta (kg/s), T_{BM} on biomassan syöttölämpötila (K), T_{REF} on referenssilämpötila (K), $C_{P,MC,BM}$ on biomassan ominaislämpökapasiteetti syöttölämpötilassa (kJ/kgK) ja $C_{P,MC,REF}$ on biomassan ominaislämpökapasiteetti referenssilämpötilassa (kJ/kgK).

6.3.2 Biomassan lämpöarvo

Polttoaineen lämpöarvo ilmaisee polttoaineen palamisessa vapautuvan lämpöenergian. Kiinteille polttoaineille tyypillisesti ilmoitetaan kaksi lämpöarvoa, ylempi (HHV) ja alempi (LHV) lämpöarvo sekä kolmantena saapumiskosteudessa oleva tehollinen lämpöarvo H_{rec} (taulukko 1).¹⁴ Ylempi lämpöarvo ilmaisee polttoaineesta saatavan lämpöenergian määrää, kun kaikki savukaasuihin ja vesihöyryyn sitoutunut lämpöenergia saadaan hyödynnettyä.^{21,48} Toisin sanoen, puhutaan yleimmästä lämpöarvosta (HHV) kun polttoaineen sisältämän vedyn palaessa muodostuva vesi on tuotteissa nestemäisessä muodossa.^{21,48} Eräs tapa ratkaista kiinteän polttoaineen ylempi lämpöarvo laskennallisilla menetelmillä on hyödyntää kuiva-aineen alkuaineanalyysin perusteella laskettujen C, H, O ja S kertoimia yhtälössä (69).¹⁶ Erilaisten polttoaineiden HHV:n määrittämiseen on kerätty lukuisia puoliempiirisiä kertoimia kirjallisuuteen.⁴⁹

$$HHV = 0,3382 \cdot C + 1,4428 \cdot \left(H - \frac{O}{8} \right) + 0,0942 \cdot S \quad (69)$$

Yhtälössä (69) HHV on polttoaineen tuhkattoman kuiva-aineen ylempi lämpöarvo (MJ/kg). Alempi lämpöarvo (LHV) ilmaisee paremmin polttoaineesta todellisuudessa saatavan lämpöenergian määrää, sillä se ottaa huomioon polttoaineen sisältämän vedyn palamisessa muodostuvan veden höyrystymiseen tarvittavan energiamäärän.²¹ Veden faasimuutokseen kuluva lämpöenergia menetetään siksi, että savukaasut tulee johtaa ulos systemistä yli 100 °C lämpötilassa, eli veden kiehumis-pisteen yläpuolella, jottei laitteistoa aseteta korroosioriskin alaiseksi vesihöyryn tiivistyessä takaisin vedeksi.⁵⁰ Toisaalta lauhtumislämpötilaan vaikuttaa myös vesihöyryn osapaine joka savukaasujen tapauksessa on alhainen. Tällöin savukaasut voidaan johtaa 90 °C ulos piipusta ilman korroosioriskiä.³³ Alempi lämpöarvo LHV (MJ/kg) lasketaan hyödyntämällä aiemmin laskettua ylempää lämpöarvoa HHV ja yhtälöä (70).²¹

$$LHV = HHV - \frac{\dot{m}_{H_2O}^*}{\dot{m}_{BM}} \Delta H_{vap,H_2O}(T_{REF}) \quad (70)$$

Yhtälössä (70) $\dot{m}_{H_2O}^*$ on biomassan tuhkattoman kuiva-aineen sisältämän vedyn palaessa muodostuva veden massavirta (kg/s), \dot{m}_{BM} on arinaan syötetyn tuhkattoman biomassan massavirta (kg/s) ja $\Delta H_{vap,H_2O}(T_{REF})$ on lämpötilasta riippuva ja referenssilämpötilaan asetettava veden höyrystymisentalpian (MJ/kg) funktio esitettynä yhtälössä (71).

Ennen arinakattilassa tapahtuvan täysin kuivan tuhkattoman polttoaineen palamista, polttoaine kuivuu kun sen sisältämä vesi höyrystää pois arinakattilan ensimmäisen vyöhykkeen ensimmäisessä vaiheessa. Tämä ensimmäinen vaihe on endoterminen, eli se kuluttaa osan palamisessa vapautuvasta energiasta. Polttoaineen alemmasta lämpöarvosta (LHV) vähennetäänkin vielä polttoaineen sisältämän veden höyrystämiseen vaadittu energiamäärä, jolloin polttoaineesta saatu todellinen lämpöarvo eli polttoaineen saapumiskosteuden tehollinen lämpöarvo H_{rec} (MJ/kg) saadaan yhtälöstä (72).^{14,16} Veden höyrystymisentalpian polynomisovitteen vakioarvot lämpötilan T (K) funktiona löytyvät liitteestä 3.

$$\Delta H_{vap,H_2O}(T) = aT^5 + bT^4 + cT^3 + dT^2 + eT + f \quad (71)$$

$$H_{rec} = LHV \cdot \frac{100\% - MC}{100\%} - \left[\frac{MC}{100\%} \cdot \Delta H_{vap,H_2O}(T_{REF}) \right] \quad (72)$$

6.3.3 Esilämmitetyn palamisilman entalpia

Kaasujen ominaislämpökapasiteetti ei säily vakiona niiden lämpötilan muuttuessa.⁴⁸ Pienillä lämpötilavaihteluilla kaasun ominaislämpökapasiteetin muutos on niin pieni, että ominaislämpökapasiteetti voidaan olettaa säilyvän vakiona. Termokemiallisissa prosesseissa, joissa lämpötilat nousevat erittäin korkeiksi, on myös muodostuvien kaasujen ominaislämpökapasiteetin arvon muutos suuri.⁴⁸ Vakiopaineisen prosessin ominaislämpökapasiteetin $C_{P,i}$ lämpötilariippuvuus voidaan tyypillisesti selvittää eri kaasuille kokeellisesti. Lämpötilariippuvuus tyypillisesti esitetään yhtälön (73) mukaisesti puoliempiirisen polynomisovitteen muodossa.^{21,48,51}

$$C_{P,i} = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (73)$$

Yhtälössä (73) $C_{P,i}$ on kaasun ominaislämpökapasiteetti (kJ/kmol K), T on kaasun lämpötila (K) ja vakiot a , b , c ja d ovat kullekin kaasuille määritetyt ominaiset dimensiomattomat vakiot, jotka löytyvät taulukoituna liitteestä 1. Vakiopaineessa ideaalisti käyttäytyvien kaasujen molaarisen ominaislämpökapasiteetin muutos $\Delta C_{P,i}$ (kJ/kmol) voidaan ratkaista Kirchoffin yhtälöstä, joka voidaan esittää differentiaalisessa muodossa yhtälön (74) mukaisesti.⁵²

$$\Delta C_{P,i} = \left(\frac{\partial \Delta H_i}{\partial T} \right)_p \quad (74)$$

Yhtälössä (74) ΔH_i on kaasun entalpian muutos (kJ) ja T on kaasun lämpötila (K). Tässä mallinnuksessa oletetaan kaikkien kaasujen käyttäytyvän ideaalikaasujen lailla ja olevan vakiopaineessa. Avaamalla Kirchoffin differentiaalinen yhtälö voidaan kaasun sisältämä entalpia ilmaista yhtälöllä (75).⁵² Suorittamalla yhtälön (75) integrointi ja korvaamalla yhtälöön aloituslämpötilan T_1 paikalle referenssilämpötilan T_{ref} saamme ratkaistua mielivaltaisen kaasuseoksen entalpian ΔH_{T_2} (kJ) halutussa lämpötilassa T_2 yhtälöllä (76).

$$H_{T_2} - H_{T_1} = \sum_{i=1}^n \dot{n}_i \int_{T_1}^{T_2} \Delta C_{P,i} dT \quad (75)$$

$$\Delta H = \sum_{i=1}^n \dot{n}_i \left[a_i T + \frac{1}{2} b_i T^2 + \frac{1}{3} c_i T^3 + \frac{1}{4} d_i T^4 \right]_{T_{ref}}^{T_2} \quad (76)$$

Kun tiedämme mikroturbiiniprosessista saapuvan esilämmitetyn palamisilman lämpötilan ja ainevirran, voimme ratkaista palamisilman tuntuvan lämpöenergian ΔH_{Ilma} yhtälöstä (76).

6.3.4 Adiabaattinen palamislämpötila

Adiabaattisella palamislämpötilalla tarkoitetaan korkeinta mahdollista lämpötilaa minkä palamisessa muodostuva liekki- ja savukaasut voivat saavuttaa.^{21,48} Tämä tarkoittaa sitä tilannetta kun kaikki palamisessa vapautuva lämpö sitoutuu muodostuviin savukaasuihin ja kun lämmönsiirtoa ympäristön kanssa ei ole ennättänyt tapahtua. Adiabaattinen palamislämpötila saavutetaan arinakattilan vyöhykkeellä 1 vaiheen 2 jälkeen ennen polttimen jäädytystä, jolloin yhtälöstä (64) voidaan vähentää polttimen jäädytyksen vaikutus energiataseeseen ja savukaasujen adiabaattinen palamislämpötila saadaan ratkaistua yhtälöstä (77).

$$\Delta H_{BM} + \Delta H_{rec} + \Delta H_{Ilma} = \Delta H_{SK-AD} \quad (77)$$

Yhdistämällä yhtälöt (76) ja (77), voidaan savukaasuseoksen adiabaattinen lämpötila ratkaista iteratiivisesti kun tiedämme aiemmin rakennetusta massatasapainosta savukaasun eri komponenttien ainevirrat $\dot{n}_1, \dot{n}_2, \dot{n}_3, \dots, \dot{n}_8$. Adiabaattinen palamislämpötila T_{AD} ratkaistaan yhtälöstä (77) suorittamalla tarpeeksi monta iteraatiota lämpötilalle T_2 kunnes yhtälön (78) esitetty reunaehto toteutuu.

$$\Delta H_{SK-AD} - \Delta H = 0 \quad (78)$$

Vyöhykkeeltä 1 poistuvien savukaasujen lopullinen lämpöenergiasisältö ja lämpötila saadaan kun vaiheessa 2 muodostunut savukaasuseos luovuttaa osan lämpöenergiastaan polttimen jäähtymisen vesikiertoon. Tällöin polttimen jäähtymisen jälkeisten savukaasujen entalpia saadaan ratkaistua yhtälöstä (79) kun hyödynsimme yhtälöä (64).

$$\Delta H_{SK-AD} - Q_{PJ} = \Delta H_{SK} \quad (79)$$

Näiden arinakattilan ensimmäiseltä palamisvyöhykkeeltä poistuvien savukaasujen lämpötila saadaan jälleen ratkaistua iteratiivisesti yhtälöstä (76), kunnes yhtälön (78) ehto täyttyy sillä muutoksella, että ΔH_{SK-AD} :n tilalla on ΔH_{SK} . Käytämme tässä mallissa kaikkien kaasuseoksien lämpötilojen iteroimiseen Excel-taulukkolaskentaohjelman valmiiksi sisäänrakennettua ”Goal Seek” –funktioita, jonka maksimi iteroimismäärä on alkuperäisasetuksilla 100 iterointikierrrosta tai MATLAB:in Fzero –funktioita.

6.3.5 Savukaasujen kierrätyksen ja lämpöhäviöiden vaikutus energiataseeseen

Arinakattilan ensimmäisellä vyöhykkeellä muodostuvat tuoreet savukaasut kulkeutuvat vyöhykkeelle 2, jossa osa termisestä NO_{th} :stä muodostuu. Yhtälöstä (33) nähdään, että muodostuvan termisen NO_{th} :n pitoisuus on pieni jos savukaasuseoksen lämpötila jää matalaksi. Puuperäisiä biomassoja poltettaessa palamisen lämpötilat eivät nouse kovin korkeiksi, jolloin Zeldowichin mekanismin kautta syntyvän termisen NO_{th} :n pitoisuudet jäävät tyypillisesti varsin pieniksi. Tällöin NO_{th} :n muodostumiseen liittyvän reaktiolämmön vaikutus prosessin energiataseeseen on merkityksetön ja jätetään täten ulos energiataselaskelmista.

Arinakattilan kolmannessa vyöhykkeessä tuoreiden savukaasujen sekaan voidaan syöttää jäähtyneitä savukaasuja, jonka seurauksena arinakattilasta poistuvien savukaasujen lämpötilaa voidaan laskea savukaasun takaisinkierätyksen funktiona. Yhtälössä (62) esitetyn energian säilymislain mukaan voimme ilmaista arinakattilasta poistuvien savukaasujen (P_1) entalpian yhtälöllä (80).

$$\Delta H_1 = \Delta H_{SK} + \Delta H_5 \quad (80)$$

Yhtälössä (80) ΔH_{SK} oli vyöhykkeelle 3 tulevien savukaasujen entalpia (J/s) ja ΔH_5 on prosessipisteessä P_5 olevien kierrätettyjen savukaasujen entalpia (J/s). Kuvassa 6 esitetyn CHP-laitoksen prosessidiagrammin perusteella voimme tarkastella savukaasuvirran entalpian muutoksia eri prosessipisteissä P1-P6 kun tiedämme prosessikaaviossa olevien lämmönsiirtimien todelliset lämmönsiirtotehot q_a ja kokeellisesti määritettävissä olevat lämpöhäviökertoimet α_i . Tehdyissä simulaatioissa lämpöhäviöitä ei kuitenkaan oteta huomioon, sillä lämpöhäviökertoimien käyttäminen ilman kokeellista tulosta olisi liian epätarkka menetelmä lämpöhäviöiden estimoimiseen. Kaikki lämpöhäviökertoimet α_i saavat mallissa siis oletusarvon 1, jolloin yksikössä ei muodostu lämpöhäviöitä.

$$\Delta H_2 = \alpha_{LV1}(\alpha_A \Delta H_1 - q_{a,LV1}) \quad (81)$$

$$\Delta H_3 = \alpha_{VK}(\alpha_{LV1}(\alpha_A \Delta H_1 - q_{a,LV1}) - q_{a,VK}) \quad (82)$$

$$\Delta H_4 = \alpha_{ESP}(\alpha_{VK}(\alpha_{LV1}(\alpha_A \Delta H_1 - q_{a,LV1}) - q_{a,VK})) \quad (83)$$

$$\Delta H_5 = \alpha_{STPH}\{\alpha_{ESP}(\alpha_{VK}(\alpha_{LV1}(\alpha_A \Delta H_1 - q_{a,LV1}) - q_{a,VK}))\} \cdot X_K \quad (84)$$

$$\Delta H_6 = \alpha_{SPPH}\Delta H_4(1 - X_K) \quad (85)$$

Voimme ratkaista lopuksi arinakattilasta poistuvien savukaasujen entalpian ΔH_1 kun sijoitamme yhtälön (84) yhtälöön (80) ja sievennämme ne yhtälön (86) muotoon.

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta H_{SK} - X_K \alpha_{STPH} \alpha_{ESP} (\alpha_{VK} \alpha_{LV1} q_{a,LV1} - \alpha_{VK} q_{a,VK})}{1 - X_K \alpha_{STPH} \alpha_{VK} \alpha_{LV1} \alpha_A} \quad (86)$$

Hyödyntämällä yhtälöä (76), reunaehtoyhtälöä (78) sekä yhtälöitä (81)–(85) voimme ratkaista savukaasuvirran lämpötilat T_i eri prosessipisteissä P1-P6.2 käyttämällä jälleen Excelin ”Goal Seek” funktiota tai MATLAB:in ”fzero” funktiota.

6.4 Mikroturbiini (EFMGT) prosessi

6.4.1 EFMGT kompressori

EFMGT-prosessissa työaineena toimiva atmosfäärinen ilma paineistetaan kompressorissa normaali-ilmanpaineesta mikroturbiinin valmistajan antamaan puristusaineeseen. Tätä yhtälössä (87) esitettyä paineiden välistä suhdetta kutsutaan kompressorin painesuhteeksi π_K (taulukko 3).^{27,48}

$$\pi_K = \frac{p_2}{p_1} \quad (87)$$

Yhtälössä (87) p_2 on kompressorista poistuvan kompressoidun työaineen paine (bar) ja p_1 on kompressorin tulevan työaineen paine (bar). Kompressori paineistaa ilman isentrooppisesti, jolloin ympäristöstä ei siirry lämpöä systeemiin, mutta kompressorin työaineeseen tekemän työn vaikutuksesta työaineen lämpötila kasvaa adiabaattisesti. Kyseessä on siis reversiibeli adiabaattinen prosessivaihe. Mallinnuksessa oletetaan, että työaineena toimiva ilma käyttäytyy ideaalikaasun tavoin, joka on täysin kuiva kaasuseos ja koostuu ainoastaan typpi- ja happikaasuista. Prosessi-ilma siirtyy kompressorin referenssilämpötilassa $T_{REF} = 298,15$ K, jolloin sen suhteellinen paine P_{r1} (-) ja entalpia h_{k1} (kJ/kg) ennen kompressoria voidaan laskea yhtälöistä (88) ja (89).

$$P_r(T) = aT^5 + bT^4 + cT^3 + dT^2 + eT + f \quad (88)$$

$$h(T) = aT^5 + bT^4 + cT^3 + dT^2 + eT + f \quad (89)$$

Kompressorin aiheuttaman paineistuksen jälkeen prosessi-ilman suhteellinen paine muuttuu, jolloin ilman suhteellinen paine kompressorin jälkeen P_{r2} voidaan määrittää yhtälöstä (90) kompressorin painesuhteen ja kompressoria edeltäneen suhteellisen ilmanpaineen tulona.⁴⁸ Ilman entalpia käyttäytyy eksponentiaalisesti suhteellisen paineen funktiona jolloin kompressorista poistuvan ilman isentrooppinen entalpia h_{k2s} voidaan ratkaista P_{r2} :n avulla yhtälöstä (91).⁴⁸

$$P_{r2} = \pi_K P_{r1} \quad (90)$$

$$h_s(P_r) = a P_r^b \quad (91)$$

Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde $\eta_{K,i}$ määritetään yhtälön (92) mukaan isentrooppisen työn w_s ja todellisuudessa tehdyn työn w_K suhteeksi.⁴⁸ Oletamme, että ideaalikaasuna toimivan ilman niin kineettinen- kuin potentiaalienergia ovat merkityksettömiä, jolloin adiabaattisesti toimivan kompressorin tekemät ominaistyöt w_s ja w_K ilmaistaan kompressorin jälkeisen ilman isentrooppisen entalpian ja todellisen entalpian sekä kompressoria edeltäneen entalpian erotuksina yhtälöiden (93) ja (94) mukaisesti. Tällöin kompressorin isentrooppinen hyötysuhde ilmaistaan yhtälöllä (95).⁴⁸

$$\eta_{K,i} = \frac{w_s}{w_K} \quad (92)$$

$$w_s = h_{K2s} - h_{K1} \quad (93)$$

$$w_K = h_{K2a} - h_{K1} \quad (94)$$

$$\eta_{K,i} = \frac{h_{K2s} - h_{K1}}{h_{K2a} - h_{K1}} \quad (95)$$

Kun Turbec T-100 mallin kompressorin isentrooppihyötysuhde löytyy taulukosta 3, voimme ratkaista yhtälöstä (96) paineistetun ilman todellisen entalpian h_{K2a} . Kompressorista poistuvan ilman lämpötila T_8 (K) ratkaistaan yhtälöllä (97) kun tiedämme kompressorista poistuvan ilman todellisen entalpian h_{K2a} (kJ/kg). Kompressorin kuluttama mekaaninen työ voidaan lopulta ratkaista suhteutettuna referenssilämpötilaan yhtälöstä (98), missä ΔH_8 ja ΔH_7 ovat yhtälöillä (76) ja (97) ratkaistut ilman entalpiat (J/s) prosessipisteissä P7 ja P8, eli ennen ja jälkeen kompressorin (kuva 6).⁴⁸

$$h_{K2a} = \frac{h_{K2s} - h_{K1}}{\eta_{K,i}} + h_{K1} \quad (96)$$

$$T(h) = ah^5 + bh^4 + ch^3 + dh^2 + eh + f \quad (97)$$

$$w_{K,ref} = \Delta H_8 - \Delta H_7 \quad (98)$$

Yhtälöissä (88), (89), (91) ja (97) esiintyvien funktioiden ja polynomien vakiokertoimet $a-f$ ovat määritetty Cengel'n *Thermodynamics – An engineering approach* kirjan liitteeseen (s.936–937) kerätyistä ilman ominaisuuksista. Vakiokertoimet määritettiin Excelin Data-analysis –ohjelman regressioanalyysityökalulla sekä MATLAB'in Polyfit- ja Polyval –funktioilla. Ilmalle määritettyjen funktioiden ja polynomisovitteiden kuvaajat ja vakiokertoimet ovat esitetty liitteissä 2 ja 4.

6.4.2 EFMGT turbiini ja sähköntuotto

Ilman sisältämä tuntuva lämpöenergia ja lämpötila prosessipisteissä P7 – P15 voidaan selvittää kun ilman ominaislämpökapasiteetti $C_{p,Ilma}$ (kJ/kmolK) ratkaistaan yhtälöstä (99.1) tai (99.2) sekä hyödyntämällä yhtälöitä (76) ja (78) arvioimaan happi- ja typrikaasun ominaislämpökapasiteetteja kunkin prosessipisteen lämpötilassa. Ilman ominaislämpökapasiteetille on luotu myös polynomisovite (99.2) lämpötilan T (K) funktiona, jonka vakioarvot a-f löytyvät liitteestä 4.

$$C_{p,Ilma} = [0,21 \cdot C_{p,O_2}(T) + 0,79 \cdot C_{p,N_2}(T)] \cdot \frac{1000}{M_{ilma}} \quad (99.1)$$

$$C_{p,Ilma}(T) = aT^5 + bT^4 + cT^3 + dT^2 + eT + f \quad (99.2)$$

Kompressorin paineistama ja lämmönvaihtimissa kuumennettu ilma laajenee turbiinissa turbiinin painesuhteen π_T mukaisesti. Turbiinin painesuhde määritellään samoin kuin kompressorin painesuhde yhtälössä (71) ja turbiinin oletuspainesuhteeksi on asetettu sama painesuhde kuin kompressorilla (taulukko 3). Turbiinille johdettavan ilman lämpötila T_{10} asetetaan mallin yhdeksi reunaehdoksi, jonka oletusarvo on 950 °C (taulukko 3). Kompressorin tavoin, prosessipisteessä P10 olevan 950 °C:n ilman suhteellinen paine P_{r_1} (-) ratkaistaan yhtälöstä (88) ja entalpia h_{T_1} (kJ/kg) yhtälöstä (89), jonka jälkeen voimme määrittää työaineen suhteellisen ilmanpaineen turbiinin jälkeen P_{r_2} (-) yhtälöstä (90) ja isentrooppisen entalpian $h_{T_{2s}}$ yhtälöstä (91). Turbiinin isentrooppinen hyötysuhde $\eta_{T,i}$ määritetään kompressorista poiketen turbiinin tekemän todellisen ominaistyön w_a ja isentrooppisen ominaistyön w_s osamääränä yhtälön (100) mukaisesti. Kompressorin mallinnuksen tavoin myös turbiinin kohdalla liike- ja potentiaalienergioiden vaikutus virtaavaan työaineeseen on pientä verrattuna entalpian vaikutukseen, jolloin turbiinin tekemät ominaistyöt w_a ja w_s voidaan myös ilmaista entalpioiden erotuksena yhtälön (101) mukaan.⁴⁸

$$\eta_{T,i} = \frac{w_a}{w_s} \quad (100)$$

$$\eta_{T,i} = \frac{h_{T_1} - h_{T_{2a}}}{h_{T_1} - h_{T_{2s}}} \quad (101)$$

$$h_{T_{2a}} = h_{T_1} - \eta_{T,i}(h_{T_1} - h_{T_{2s}}) \quad (102)$$

Kompressorin tavoin, turbiinin isentrooppinen hyötysuhde saadaan taulukosta 3, jonka jälkeen turbiinin jälkeisen ilmvirran todellinen entalpia h_{T2a} voidaan ratkaista yhtälöstä (102) ja lämpötila T_{11} yhtälöstä (97). Turbiinin tekemä työ saadaan prosessipisteiden P10 ja P11 välisten entalpioiden erotuksena yhtälön (103) mukaan. Kun mikroturbiinijärjestelmän kompressorin ja turbiini ovat kiinnitettyinä samaan akseliin, akselin tekemä mekaaninen työ sähkögeneraattorille saadaan turbiinin tekemän työn ja kompressorin tarvitseman työn erotuksena. Turbec-yksikön bruttosähköntuottoa $Q_{e,tot}$ ja nettosähköntuottoa $Q_{e,net,Turbec}$, sekä CHP-yksikön nettosähköntuottoa $Q_{e,net,CHP}$ ja generaattorissa tapahtuvia lämpöhäviöitä $Q_{LH,G}$ arvioidaan generaattorin sähköntuottohyötysuhteen η_g (95 %) ja Turbec-yksikön sekä CHP-laitoksen parasiittisten energiankulutusten $Q_{eP,CHP}$ ($\approx 10 \text{ kW}_e$) ja $Q_{eP,Turbec}$ avulla.³³

$$w_{T,ref} = \Delta H_{10} - \Delta H_{11} \quad (103)$$

$$w_{net,ref} = w_{T,ref} - w_{K,ref} \quad (104)$$

$$Q_{e,tot} = \eta_g w_{net,ref} \quad (105)$$

$$Q_{LH,G} = (\eta_g - 1) w_{net,ref} \quad (106)$$

$$Q_{e,net,Turbec} = Q_{e,tot} - Q_{eP,Turbec} \quad (107)$$

$$Q_{e,net,CHP} = Q_{e,tot} - Q_{eP,Turbec} - Q_{eP,CHP} \quad (108)$$

6.4.3 Sähköntuotto- ja rekuperatiivisen kaasuturbiinikierron hyötysuhde

Rekuperatiivisen kaasuturbiinikierron terminen hyötysuhde η_{th} Turbec T100 –mallin mikroturbiinikierrolle ratkaistaan yhtälöstä (109) ja kierron bruttosähköntuottohyötysuhde yhtälöstä (110).^{26,38} Turbec T100-mallin nettosähköntuottohyötysuhde saadaan ratkaistua kiertoön syötetyn lämpöenergian ja Turbecin-yksikön tuottaman nettosähkötehon osamäärästä yhtälön (111) mukaisesti. CHP-yksikön nettosähköntuottohyötysuhde lasketaan yksikön nettosähköntuoton ja polttoainetehon P_{BM} osamääränä yhtälön (112) mukaisesti.

$$\eta_{th} = \frac{w_{net,ref}}{q_{a,LV_1}} = \frac{(\Delta H_{10} - \Delta H_{11}) - (\Delta H_8 - \Delta H_7)}{\Delta H_{10} - \Delta H_9} \quad (109)$$

$$\eta_{e,tot} = \eta_{th} \cdot \eta_g \quad (110)$$

$$\eta_{e,net,Turbec} = \frac{Q_{e,net,Turbec}}{q_{a,LV_1}} \quad (111)$$

$$\eta_{e,net,CHP} = \frac{Q_{e,net,CHP}}{P_{BM}} \quad (112)$$

6.5 CHP-yksikön lämmönvaihtimet

Ennen palamisessa muodostuvien kuumien savukaasujen ja prosessi-ilman johtamista ulos CHP-yksiköstä, pyritään suurin osa niiden sisältämästä lämpöenergiasta hyödyntämään niin sähkön- kuin lämpimän veden tuotannossa. Tämä lämmönsiirtoprosessi tapahtuu prosessidiagrammista (kuva 6) löytyvien lämmönvaihtimien LV₁, LV₂, REK ja VK avulla. Koska lämmönvaihtimien merkitys CHP-yksikön toimivuuden ja hyötysuhteen kannalta on erittäin merkittävä, on lämmönvaihtimissa tapahtuvaa lämmönsiirtoa äärimmäisen tärkeää pystyä arvioimaan matemaattisesti. Lämmönvaihtimeen syötetyn kahden ainevirran väliseen lämmönsiirtoon vaikuttaa erityisesti syötetyn kuuman ja kylmän ainevirran ominaisuudet, ainevirran höyrystymislämpö, lämpötilasta riippuvat ominaislämpökapasiteetit, lämmönvaihtimien materiaalivalinnat, mutta myös ainevirtojen kulkusuunnat toisiinsa nähden sekä virtojen syöttö- ja poistumislämpötilat. Lämmönvaihtimia on hyvin monenlaisia ja ne voidaan luokitella usein kuuman ja kylmän ainevirran keskinäisten virtaussuuntien perusteella myötä-, vasta- tai poikkivirtalämmönvaihtimiksi, joista vastavirtalämmönvaihdin valittiin kuvaamaan CHP-yksikön kaikkia lämmönvaihtimia.⁵³

6.5.1 Lämmönvaihtimen efektiivisyys

Lämmönvaihtimissa kuuma ainevirta luovuttaa osan lämpöenergiastaan kylmään ainevirtaan. Oletamme, että lämpöhäviöitä ei CHP-yksikön lämmönvaihtimissa tapahdu, jolloin kuuman ainevirran luovuttama lämpöenergia on yhtä suuri kuin kylmän ainevirran vastaanottama lämpöenergia. Tällöin kuuman ja kylmän ainevirran entalpian muutos, eli lämmönvaihtimessa tapahtunut todellinen lämmönsiirtoteho q_a , saadaan vastaavasti yhtälöistä (113) ja (114).⁵³

$$q_a = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (113)$$

$$q_a = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (114)$$

Lämmönvaihtimen teoreettinen maksimilämmönsiirtoteho q_{max} riippuu lämmönvaihtimeen syötettyjen kahden ainevirran ominaislämpökapasiteettiasteista C_h ja C_c , sekä lämmönvaihtimessa esiintyvistä suurimmasta lämpötilaerosta ΔT_{max} . Alaindeksit h ja c kuvaavat lämmintä (hot) ja kylmää (cold) ainevirtaa vastaavasti.

Maksimilämmönsiirtoteho q_{max} voidaan ratkaista yhtälöstä (118), kun tiedetään kumpi ominaislämpökapasiteettivirroista C_h ja C_c on pienempi. Jos $C_h < C_c$ silloin $C_h = C_{min}$ ja $C_c = C_{max}$, mutta jos $C_h > C_c$ tällöin $C_c = C_{min}$ ja $C_h = C_{max}$.⁵²

$$C_h = \dot{m}_h C_{P,h} \quad (115)$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{P,c} \quad (116)$$

$$\Delta T_{max} = (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (117)$$

$$q_{max} = C_{min} \Delta T_{max} \quad (118)$$

Lämmönvaihtimien lämmönsiirtohyötysuhde, eli efektiivisyys ε , voidaan laskea todellisuudessa siirretyn lämpöenergian q_a ja maksimi lämmönsiirtotehon q_{max} osamääränä yhtälön (119) mukaisesti.⁵³

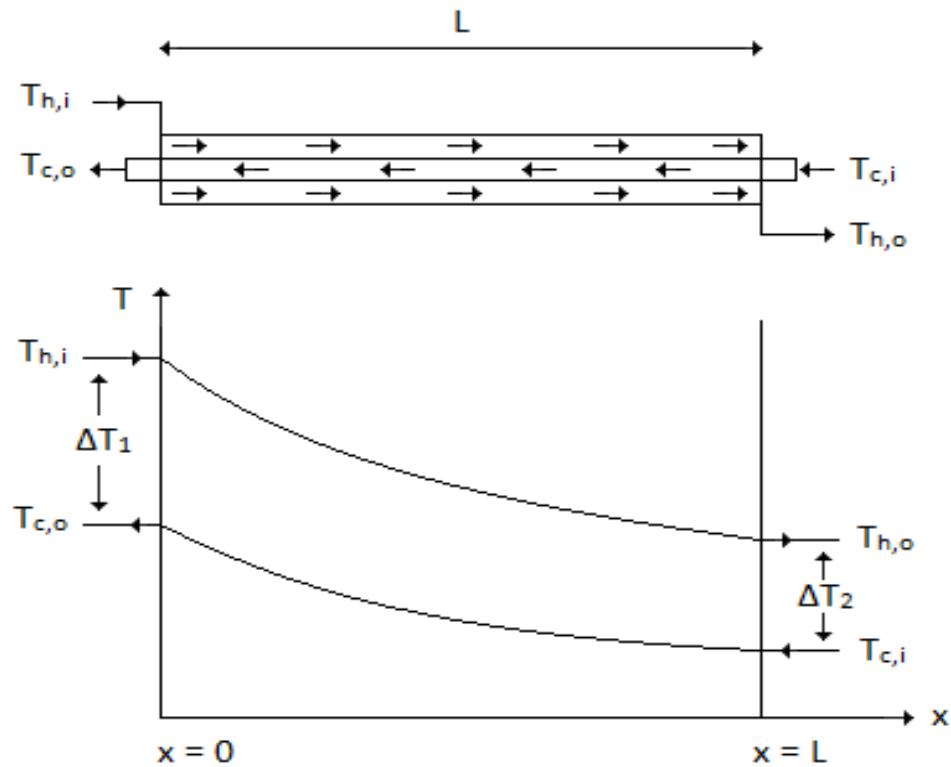
$$\varepsilon = \frac{q_a}{q_{max}} \quad (119)$$

6.5.2 Lämmönvaihtimien LMTD menetelmä

Lämmönvaihtimien lämmönsiirtoteho q_a voidaan myös ratkaista pelkästään lämmönvaihtimeen saapuvien ja siitä poistuvien ainevirtojen lämpötilojen perusteella yhtälöstä (120), kun tiedetään lämmönvaihtimessa käytetyn materiaalin kokonaislämmönsiirtokerroin U ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$) ja lämmönsiirtopinta-ala A (m^2).

$$q_a = UA \Delta T_{lm} \quad (120)$$

Yhtälössä (120) ΔT_{lm} on ainevirtojen logaritminen keskilämpötilaero (K) lämmönvaihtimessa ja ratkaistavissa LMTD menetelmällä yhtälöstä (121) ("Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) method of analysis").⁵³ LMTD-menetelmällä ratkaistu ΔT_{lm} -arvo on kuitenkin riippuvainen siitä onko kyseessä myötä-, vasta- vai poikkivirtalämmönvaihdin, sillä eri lämmönvaihdintyypeissä lämpötilajakaumat voivat olla hyvinkin erilaisia.



Kuva 9. Lämpötilajakauma vastavirtalämmönvaihtimessa.⁵³

Vastavirtalämmönvaihtimissa kuuma ja kylmä ainevirta kulkevat toisiinsa nähden rinnakkain, mutta vastakkaisesti suuntiin (kuva 9), jolloin yhtälössä (121) esiintyvät ΔT_1 ja ΔT_2 voidaan vastavirtalämmönvaihtimelle ratkaista yhtälöistä (122) ja (123). Yhtälöstä (120) huomataan myös, että mitä suuremman ΔT_{lm} arvon lämmönvaihdin saa, sitä pienempi tulee lämmönvaihtimen lämmönsiirtopinta-alan A olla tietyllä materiaalille, jotta saavutetaan haluttu lämmönsiirtoteho q_a .

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (121)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (122)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (123)$$

Yhtälöissä (122) ja (123) esiintyvät alaindeksit i ja o tarkoittavat virtaa sisään (in) tai ulos (out) ja alaindeksit h ja c kuvaavat onko virta kuuma (hot) vai kylmä (cold).

6.5.3 Lämmönvaihtimien NTU menetelmä

Lämmönvaihtimen tehokkuuden ja efektiivisyyden arvioimisessa voidaan käyttää myös NTU-menetelmää jos lämmönvaihtimeen saapuvien ja siitä poistuvien ainevirtojen lämpötiloja ei tiedetä. NTU on yksikötön parametri, joka kuvaa lämmönsiirtymisen suuruutta lämmönvaihtimessa ja voidaan ratkaista yhtälöstä (124).⁵³

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (124)$$

Lämmönvaihdin lähestyy sen termodynaamisesti määritetyn lämmönsiirron tehon maksimiarvoa q_{max} kun NTU arvo kasvaa.⁵³ Vastavirtalämmönvaihtimen efektiivisyys saadaan yhtälöstä (126), missä C_r on lämmönvaihtimeen syötettyjen ainevirtojen ominaislämpökapasiteettiasteiden suhde ja ratkaistaan yhtälöstä (125). Vastavirtalämmönvaihtimille löytyy erikoistapaus, kun lämmönvaihtimeen syötettyjen ainevirtojen ominaislämpökapasiteettiasteet C_{min} ja C_{max} ovat yhtä suuret, tällöin $C_r = 1$. Erikoistapauksen efektiivisyyden kaava supistuu yhtälön (127) muotoon.⁵⁴

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (125)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (126)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (127)$$

Toisaalta yhtälöistä (126) ja (127) voidaan myös ratkaista vastavirtalämmönvaihtimen NTU-arvo, jos tiedämme lämmönvaihtimen efektiivisyyden ε ja ainevirtojen C_r -arvon niin yleis- kuin erikoistapaukselle yhtälöistä (128) ja (129).⁵⁴

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \quad (128)$$

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (129)$$

6.6 CHP-yksikön sisäiset raja-arvot

6.6.1 EFMGT prosessin ajoparametrit

Liitettäessä CHP-moduuli aluelämpöverkkomalliin, suunnittelemme sen toimivan jatkuvatoimisena prosessina halutuilla parametriarvoilla. CHP-yksikön toimivuuden ja pitkäikäisyyden takaamiseksi yksikön lämmönvaihtimille ja eri komponenteille joudutaan asettamaan useita raja-arvoja, jotka toimivat mallin muuttujina. Taulukosta 3 voimme ottaa EFMGT- prosessille tärkeimmät ajoparametrit, kuten kompressorin ja turbiinin isentrooppihyötysuhteet $\eta_{K,i}$ ja $\eta_{T,i}$, prosessi-ilman massavirran \dot{m}_{ilma} sekä turbiinille johdettavan ilman tavoitelämpötilan T_{10} . Lämmönvaihdin LV₁:n todellinen lämmönsiirtoteho q_{a,LV_1} (J/s) saadaan siis yhtälöstä (130) hyödyntämällä tavoitelämpötilaa T_{10} , kun rekuperaattorista poistuvan prosessi-ilman lämpötila T_9 tiedetään.

$$q_{a,LV_1} = \dot{m}_{ilma,P10} \int_{T_9}^{T_{10}} C_{P,ilma} dT \quad (130)$$

Prosessipisteessä P15 lämmönvaihtimesta LV₂ poistuvan ylimääräisen kuuman ilman tavoitelämpötila T_{15} asetetaan myös mallin muuttujaksi, jonka oletusarvo on 100 °C. Tavoitelämpötilan perusteella voimme ratkaista myös LV₂:n todellisen lämmönsiirtotehon q_{a,LV_2} (J/s) yhtälöstä (131).

$$q_{a,LV_2} = \dot{m}_{ilma,P15} \int_{T_{14}}^{T_{15}} C_{P,ilma} dT \quad (131)$$

6.6.2 Savukaasunpuhdistus ja savukaasujen minimilämpötila

Sähköstaattiselle suodattimelle johdettavien savukaasujen lämpötila T_3 pyritään asettamaan siihen lämpötilaan, missä lentotuhkan resistiivisyys saavuttaa maksiminsa. Lentotuhkan maksimiresistiivisyys ja suodattimen paras erotuskyky saavutetaan tyypillisesti kun suodattimelle johdettujen savukaasujen lämpötila on lähellä 150 °C.⁵⁰ Asettamalla T_3 tavoitelämpötilaan 150 °C voimme myös varmistaa, että savukaasujen lämpötila ei putoa puupoltoaineiden savukaasujen tyypillisen kastepisteen (60 °C) alle, jolloin vesihöyry alkaa tiivistyä putkien pinnoille.³³

Hyödyntämällä yhtälöitä (74) ja (76) voimme ratkaista savukaasujen lämpötilan prosessipisteessä P2 ja sitä kautta laskea vesikattilan halutun lämmönsiirtotehon $q_{a,VK}$ yhtälöstä (132).

$$q_{a,VK} = \sum_{i=1}^n \dot{n}_i \int_{T_2}^{T_3} C_{P,i} dT \quad (132)$$

Prosessikaaviossa näkyvä savukaasunpuhallin (SKP / ESP) aiheuttaa paikallisen alipaineen arinakattilaan ja lämmönvaihtimiin LV₁ ja VK, jolloin kaasun virtaama prosessipisteissä P1–P3 kulkee kohti savukaasunpuhdistusta. Savukaasunpuhallin luo myös prosessipisteisiin P4–P6.2 ylipaineen, jonka tarkoituksena on varmistaa savukaasujen poistuminen CHP-yksikön piipusta ulos. Savukaasupuhaltimen ja savukaasujen takaisinkierätyspuhaltimen luomat ali- ja ylipaineet p_{SKP} ja p_{SPTK} asetetaan mallissa muuttujaksi, jolloin savukaasujen paine prosessipisteissä P1–P3 saadaan yhtälöstä (133) ja prosessipisteissä P4–P6.2 yhtälöstä (134). Painehäviöitä ja paineen vaikutusta energiataarkasteluun ei oteta huomioon CHP-yksikön arinakattilassa tai savukaasunpuhdistuksessa.

$$p_{P1-P3} = p_{atm} + p_{SKP} \quad (133)$$

$$p_{P4-P6.2} = p_{atm} + p_{SKP} + p_{SPTK} \quad (134)$$

6.6.3 CHP-yksikön sisäinen vesikierto

Lämmönvaihtimista ja polttimen vesijäähdytyksestä CHP-yksikön sisäiseen vesikiertoon (prosessipisteet P16–P25) siirtyvä lämpöenergia lämmittää yksikössä kiertävät vesivirrat eri lämpötiloihin prosessipisteissä P18, P21 ja P23 (kuva 6). Vesivirran lämpötilaa kyseisissä prosessipisteissä voidaan säädellä jäähdytysveden massavirralla kun vesikattilan ja lämmönvaihdin 2:n todelliset lämmönsiirtotehot ja polttimen jäähdytyksen lämmönsiirto $q_{a,PJ}$ tunnetaan. Polttimen jäähdytyksessä vesikiertoon siirtyvä lämpöenergia oletusarvo on 60–70 kW kun poltinta ajetaan online-ajossa lähes täydellä kuormalla.³³ Jäähdytysveden massavirta \dot{m}_{H_2O} oletetaan säilyvän vakiona lämmönsiirtoprosesseissa.

Lämmönvaihtimelle johdettavan veden massavirta voidaan ratkaista iteratiivisesti yhtälöstä (135) kun tiedämme jäähdysveden menolämpötilan T_{in} ja asetamme loppulämpötilalle tavoitearvon T_{out} . Lämmönvaihtimista tai polttimen jäähdyskestä poistuvan vesivirran tavoitelämpötila T_{out} tulee kuitenkin asettaa vähintään 5 °C alemmaksi kuin veden höyrystymislämpötila T_{vap} .

$$\dot{q}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \int_{T_{in}}^{T_{out}} C_{P,H_2O} dT \quad (135)$$

Yhtälössä (135) \dot{q}_{H_2O} on veden sisältämä lämpöenergiavirta (kJ/s) ja C_{P,H_2O} veden ominaislämpökapasiteetti (kJ/kg K), joka on lämpötilariippuvainen. Paineistamalla CHP-yksikön vesikierto, voimme asettaa korkeampia tavoitelämpötiloja T_{out} lämmönvaihtimista poistuville jäähdysvesille, sillä veden höyrystymislämpötila T_{vap} kasvaa paineen funktiona. Koska veden ominaislämpökapasiteetti C_{P,H_2O} ei säily vakiona lämpötilanmuutoksen aikana ja koska haluamme tarkastella myös paineen vaikutusta veden höyrystymislämpötilaan $T_{vap,H_2O}(p)$ luotiin yhtälöt (136) ja (137).

$$C_{P,H_2O}(T) = aT^5 + bT^4 + cT^3 + dT^2 + eT + f \quad (136)$$

$$T_{vap,H_2O}(p) = ap^5 + bp^4 + cp^3 + dp^2 + ep + f \quad (137)$$

Yhtälössä (136) esiintyvän veden ominaislämpökapasiteetin $C_{P,H_2O}(T)$ (kJ/kg K) riippuvuus lämpötilasta T (K) saadaan ratkaistua liitteeseen 3 taulukoitujen polynomien vakioarvojen ($a-f$) avulla samoin kuin yhtälössä (137) esiintyvän höyrystymislämpötilan $T_{vap,H_2O}(p)$ (°C) riippuvuus paineesta p (bar). Vesikattilalle tai lämmönvaihdin LV2:lle asetetuista tavoitelämpötiloista korkeampi määrää CHP-yksikön sisäisen vesikierron maksimilämpötilan T_{max,H_2O} ja sitä kautta tarvittavan paineistuksen. Kun $T_{out,VK} > T_{out,LV2}$ vesikierron maksimilämpötila on $T_{max,H_2O} = T_{out,VK} + 5^\circ\text{C}$ ja kun $T_{out,VK} < T_{out,LV2}$ niin tällöin maksimilämpötila sisäiselle vesikierrolle on $T_{max,H_2O} = T_{out,LV2} + 5^\circ\text{C}$. Sisäisen vesikierron paine ratkaistaan yhtälöstä (138) iteratiivisesti käyttäen MATLAB:in funktiota Fzero.

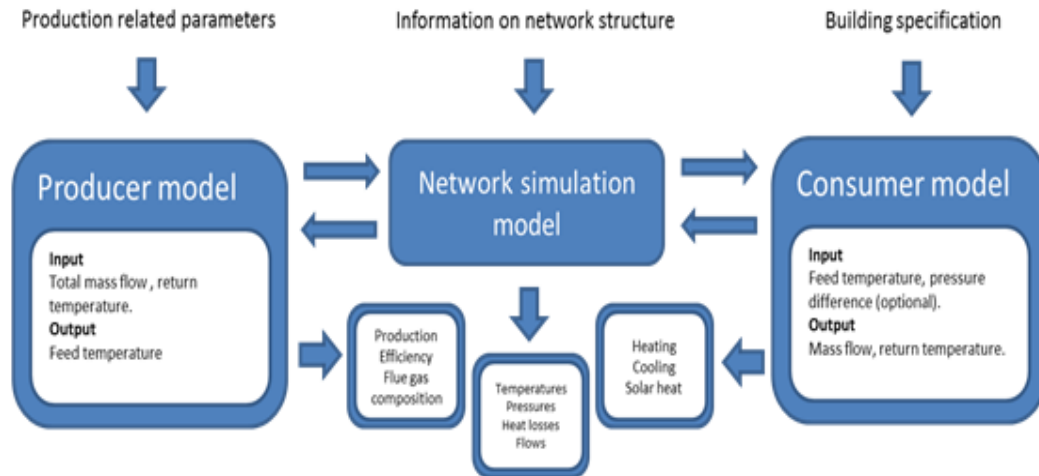
$$T_{max,H_2O} - T_{vap,H_2O}(p) = 0 \quad (138)$$

6.7 CHP-yksikön yhdistäminen aluelämpöverkkomalliin

Tässä työssä mallinnettu CHP-moduuli liitetään aluelämpöverkkomalliin yksikön sisäisen lämminvesikierron avulla. Moduuli on suunniteltu toimimaan aluelämpöverkon (ALV) sekä kaukolämpöverkon (KLV) välissä (kuva 6) lämmön- ja sähköntuotantoyksikkönä ja sen ensisijaisena tehtävänä on täyttää pienemmän aluelämpöverkon lämmöntarve ja tuottaa EFMGT-prosessin rajoissa mahdollisimman paljon sähköä sähköjakeluverkkoon. Moduulin toisena tavoitteena on siirtää CHP-yksikön mahdollinen ylimäärälämpö kaukolämpöverkon puolelle ja säädellä liitospalikan putkistoissa kulkevia vesivirtoja. Tavoitteet saadaan täytetyksi ohjaamalla CHP-yksikön vesikierron toimintaa lämmönvaihtimien raja-arvoilla sekä aluelämpöverkkomallin syöttämän alue- ja kaukolämpöverkkoihin liittyvän informaation avulla.

6.7.1 Aluelämpöverkkomalli

DESY-hankkeen aikana kehitetty aluelämpöverkkomalli pohjautuu VTT:n aiemmin luomaan kaukolämpöverkkojen simulaatiomalliin⁵⁵, jota on muokattu siten, että aluelämpöverkkomalliin voidaan helposti sovittaa erikseen suunniteltuja energian tuotantoon ja kulutukseen liittyviä malleja.⁵⁶ Hankkeessa keskityttiin erityisesti mallintamaan aluelämpöverkossa olevien asumuksien lämmitykseen liittyviä muuttujia, joita ovat mm. asumuksien koko, maantieteellinen sijainti, ikkunapinta-ala, erilaiset lämmitysmenetelmät (maalämpö, aurinkolämpökeräimet, kaukolämpö), lämmön varastointi lämminvesivaraajiin, lämmönjakelu osana lämpöverkkoja sekä lämmöntarpeen muuttuminen riippuen vuoden- ja vuorokauden ajan sääolosuhteista. Aluelämpöverkkomallin tehtävänä onkin syöttää mallikohtaiset ja ajasta riippuvat sisääntuloparametrit näihin eri lämmöntuotannon (producer model), lämpöverkon toiminnan (network simulation model) ja lämmönkulutuksen (consumer model) malleihin, hallinnoida mallien keskinäistä informaation vaihtoa kunkin aika-askeleen välein ja tallentaa saadut tulokset jälkianalysointia varten (kuva 10). Kaikki luodut erillismallit on toteutettu joukkona MATLAB funktioita, joita aluelämpöverkkomallin pääskripti kutsuu tarvittaessa. Tässä opinnäytetyössä luotu CHP-malli on yksi aluelämpöverkkomallin lämmöntuotannon erillismalleista ja tarkemmat selostukset, yksityiskohdat ja tulokset aluelämpöverkkomallin muista erillismalleista löytyvät keväällä 2015 julkaistavasta DESY-hankkeen loppuraportista.⁵⁶



Kuva 10. Aluelämpöverkkomallin perusrakenne.⁵⁶

6.7.2 Lämmönsiirto alue- ja kaukolämpöverkkoihin

CHP-moduulia ja kahta lämpöverkkoa yhdistävää vesikiertoa suunniteltaessa on otettu huomioon niin alue- ja kaukolämpöverkkojen vaatimukset kuin CHP-yksikölle aiemmin asetetut sisäiset raja-arvot. Tässä työssä kaukolämpöverkolla tarkoitetaan lämmön keskitettyä tuotanto- ja jakeluverkostoa ja aluelämpöverkolla kaukolämpöverkkoon liitetyn asuinalueen erillistä lämpöverkkoa, joka aiheuttaa vuorokauden ja vuodenajasta riippuen vaihtelevan lämpökuorman kaukolämpöverkolle. Suomessa alue- ja kaukolämpöverkkojen kuumen veden menolämpötilat vaihtelevat vuodenajasta riippuen tyypillisesti 70–120 °C välillä.⁵⁷ Lämpöverkkojen toiminnan takaamiseksi, kylmän veden paluulämpötilat saavat olla alimmillaan 25 °C ja ylimmillään 45 – 50 °C.⁵⁷ Asetamme niin alue- kuin kaukolämpöverkkojen meno- ja paluulämpötilat CHP-mallin muuttujiksi, jolloin moduulia voi jatkossa hyödyntää aluelämpöverkkomallin simulaatioissa, joissa halutaan tarkastella aluelämpöverkon vuotuista energiankulutusta. Vaikka aluelämpöverkkojen lämmöntarve pohjoismaissa koostuu pääosin asuinkiinteistöjen lämmityksen tarpeesta, on kuitenkin otettava huomioon, että aluelämpöverkon hetkittäinen lämmöntarve riippuu käyttöveden kulutuksesta (sauna, pyykinpesu, tiskaaminen) ja siten myös vuorokauden ajasta. CHP-moduuli on suunniteltu ottamaan vastaan kuvassa 6 esiteltyjen aluelämpöverkon kylmä- ja kuumavesiliitoksien (prosessipisteet D1–D11) lämpötilat T_{D1} ja T_{D11} (K) sekä aluelämpöverkolta moduuliin tulevan kylmän veden massavirran \dot{m}_{D1} (kg/s), joiden perusteella voidaan määrittää aluelämpöverkon lämmöntarve q_{ALV} ratkaista yhtälöstä (139) hyödyntämällä yhtälöitä (136) ja (137).

$$q_{ALV} = \dot{m}_{D1} \int_{T_{D1}}^{T_{D11}} C_{P,vesi} dT \quad (139)$$

Yhtälössä (139) q_{ALV} on aluelämpöverkon lämmöntarve (kJ/s). CHP-yksikön lämmönvaihtimille asetetut ehdot määräävät yksikön sisäisen vesikierron ja lämmöntuoton raja-arvot. Vesikiertoon siirtyvä lämpöenergia q_{CHP} , eli CHP-yksikön tuottama lämpöenergia, koostuu yhtälöiden (131) ja (132) lämmönvaihtimien todellisista lämmönsiirroista q_{a,LV_2} ja $q_{a,VK}$ sekä polttimen jäähtyksestä $q_{a,PJ}$.

$$q_{CHP} = q_{a,LV_2} + q_{a,VK} + q_{a,PJ} \quad (140)$$

Vertailemalla aluelämpöverkon lämmön tarvetta q_{ALV} ja CHP-yksikön tuottamaa lämpöenergiaa q_{CHP} , voidaan päätellä kaukolämpöverkon ja moduulin välille tarvittava energiansiirto q_{KLV} yhtälöstä (141).

$$q_{KLV} = q_{CHP} - q_{ALV} \quad (141)$$

6.7.3 Vesikierron paineistus alue- ja kaukolämpöverkoissa

Kaukolämpöverkon ja aluelämpöverkon meno- ja paluuesiputkien paineolosuhteet vaihtelevat jatkuvasti, mutta tyypillisesti ne ovat talvella korkeammat kuin kesällä.⁵⁷ Kaukolämpöverkon menojohdon paine voi korkeimmillaan saavuttaa Suomessa 15 bar paineen ja verkon on taattava kuluttajia varten vähintään 0,6 bar:n paine-ero.⁵⁷ Nämä ehdot asettavat vaatimuksia vesikierron suunnittelulle. Koska paineolosuhteet lämpöverkoissa voivat muuttua, asetamme alue- ja kaukolämpöverkkojen meno- ja paluuesiputkien paineet mallin muuttujiksi. Kuvassa 6 on esitelty kuuma- ja kylmävesiliitokset, eli meno- ja paluuesiputkien liitokset CHP-moduuliin niin kaukolämpöverkolle kuin aluelämpöverkolle. Moduliin syötettyjen paineiden perusteella, malli tunnistaa onko meno- ja paluuesiputkien paineet suurempia, pienempiä tai yhtä suuria kuin CHP-yksikön aiemmin määritetty sisäisen vesikierron paine. Kahden erillämpöisen vesivirran sekoittuminen 3-tie venttiileissä vaatii molempien virtojen olevan samassa paineessa. Tämän informaation perusteella luotu koodi kierrättää moduulista poistuvat vesivirrat kylmä- ja kuumavesiliitoksissa olevien paineenpoistiventtiilien tai pumppujen kautta meno- ja paluuesiputkiin.

6.8 CHP-moduulin hyötysuhde

Tasaiselle lämpökuormalle suunnitellun CHP-moduulin hyötysuhde ratkaistaan moduulista poistuvien energiavirtojen perusteella, joita ovat piipusta poistuvat savukaasut (P6.2), kuuma prosessi-ilma (P15), sähkögeneraattorin lämpöhäviöt, kaasuturbiinikierron tuottama sähköenergia sekä alue- ja kaukolämpöverkolle jaettavan lämpöenergia lämpimän veden muodossa. CHP-moduulille on määritelty neljä eri hyötysuhdetta riippuen löytyykö kaukolämpöverkon puolelle syötetylle lämpimälle vedelle ja lämmönvaihtimesta LV₂ poistuvalla kuumalla prosessi-ilmalla käyttöä.

- | | |
|---------------|---|
| Hyötysuhde 1: | Kaukolämpöverkkoon syötetylle lämpimälle vedelle ja kuumalle prosessi-ilmalle ei ole kysyntää. |
| Hyötysuhde 2: | Kaukolämpöverkkoon syötetylle lämpöenergialle ei ole kysyntää. Prosessi-ilmalle löytyy käyttöä. |
| Hyötysuhde 3: | Kaukolämpöverkkoon syötetylle lämpöenergialle on kysyntää, mutta prosessi-ilmalle ei löydy käyttöä. |
| Hyötysuhde 4: | Kaukolämpöverkkoon syötetylle lämpimälle vedelle ja kuumalle prosessi-ilmalle on kysyntää. |

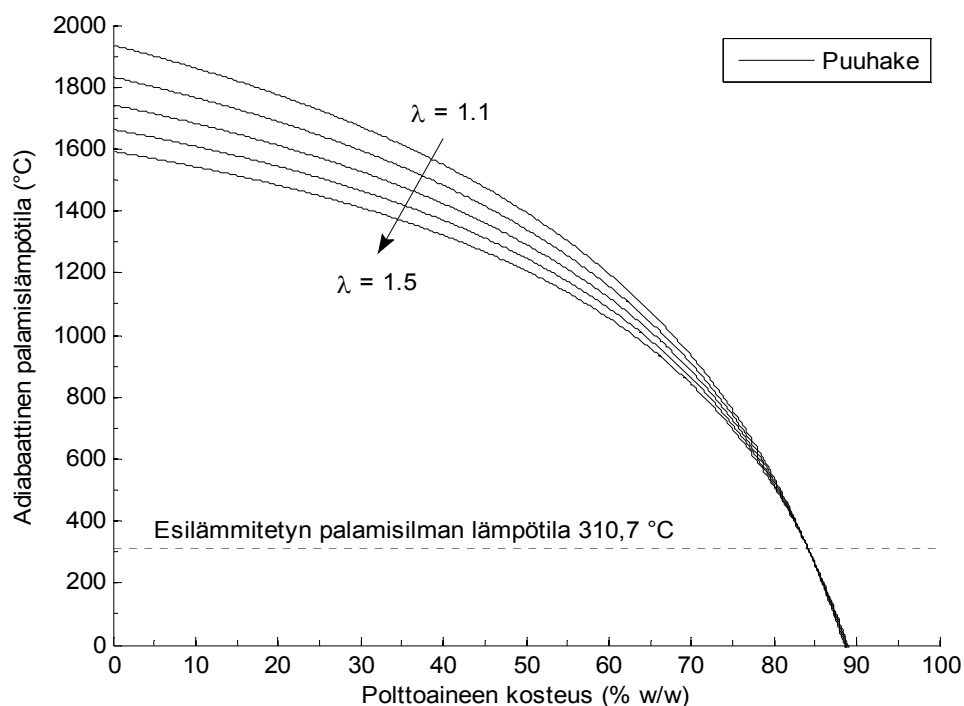
7 Tulosten tarkastelu

7.1 Biomassan adiabaattinen palamislämpötila

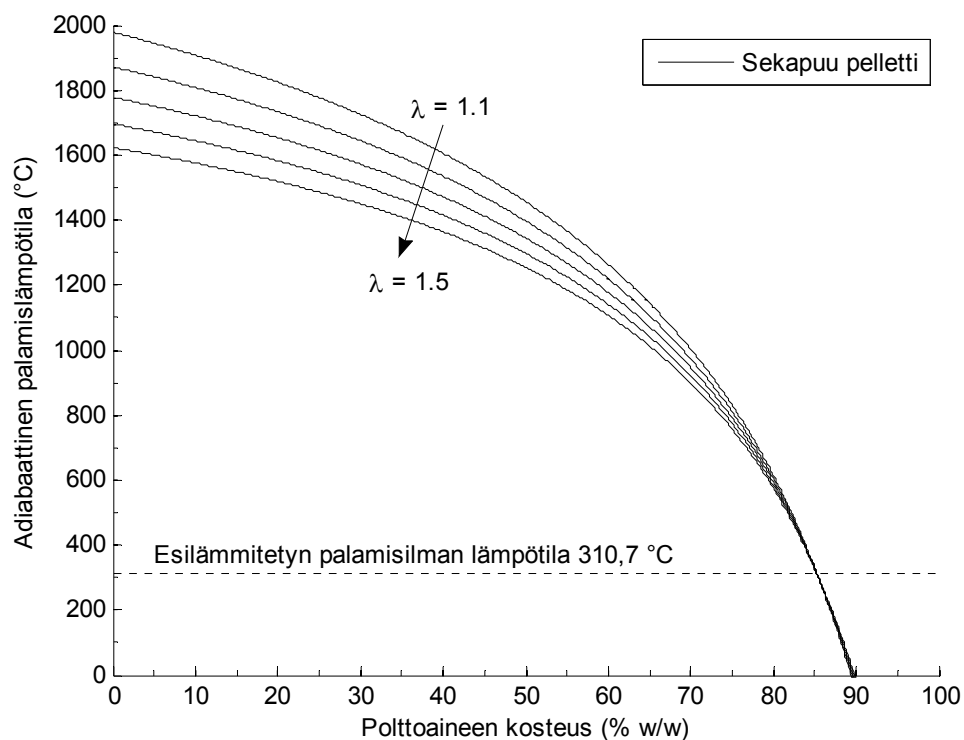
Kun Excel-tilukkolaskentaohjelmalla tehty ensimmäinen versio CHP-yksikön massa- ja energiatasemallista oli valmis, konvertoitiin se toimimaan MATLAB:lla. Tavoitteena oli löytää sellaiset parametrit MATLAB:lla CHP-mallille, jotka kuvaisivat sen toimintaa optimaalisissa olosuhteissa tasaisella lämpö- ja sähkökuormalla. Mallin toimivuutta testattiin ensin tarkastelemalla puuhakkeen ja pellettien palamisessa muodostuvien savukaasujen adiabaattista lämpötilaa polttoaineen kosteuden ja palamisilmakertoimen funktiona (kuvat 11 ja 12). Simulaatioissa käytettävien hakkeen ja pellettien alkuainekoostumukset on taulukoitu taulukkoon 6.

Taulukko 6. Simulaatioissa käytettyjen puuhakkeen ja -pellettien kuiva-ainekoostumus

Koostumus (% w/w)	C	H	N	S	O	Tuhka + muut epäorgaaniset
Puuhake	50,00	5,70	0,30	0,04	41,96	2,00
Puupelletti	52,00	6,00	0,20	0,02	40,28	1,50



Kuva 11. Puuhakkeen adiabaattinen palamislämpötila kosteuden ja palamisilmakertoimen (λ) funktiona.



Kuva 12. Puupellettien adiabaattinen palamislämpötila kosteuden ja palamisilmakerroimen (λ) funktiona.

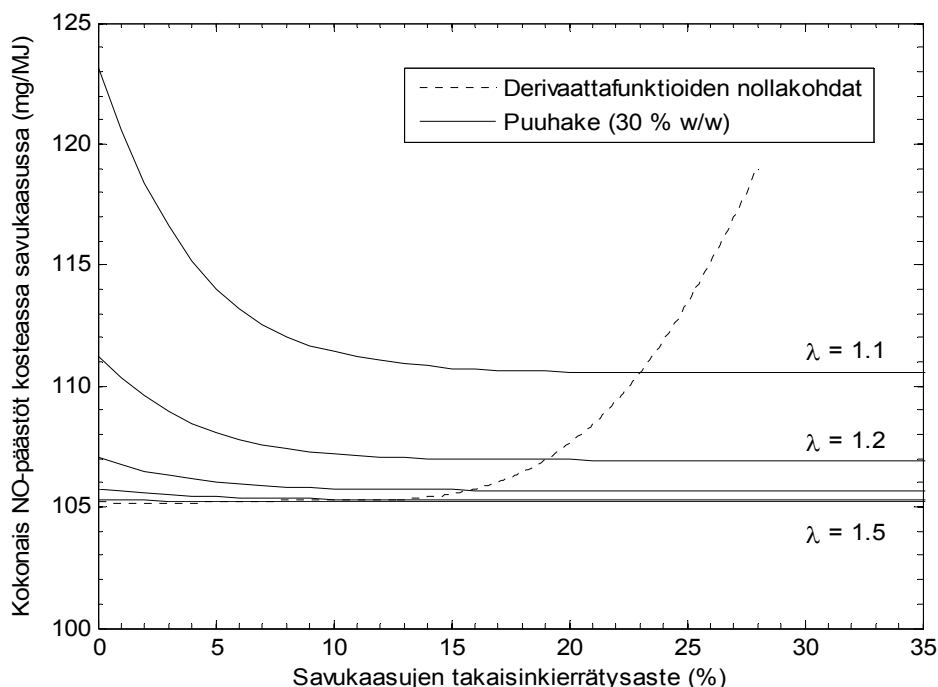
Sekapuupelletillä saavutetaan aavistuksen verran korkeampia adiabaattisia palamislämpötiloja, sillä sen hiilipitoisuus kuiva-aineessa on aavistuksen verran korkeampi kuin puuhakkeella. Kuvissa 11 ja 12 näkyvä katkoviiva kuvaa mikroturbiinista poistuvan ja arinakattilaan syötettävän esilämmitetyn palamisilman lämpötilaa. Palamisilmalla on jäähdyttävä vaikutus savukaasuihin kunnes savukaasujen lämpötila laskee alle 310,7 °C:een, jonka jälkeen palamisilmalla on savukaasuja lämmittävä vaikutus. Tämä nähdään siitä, että mitä suurempi palamisilmakerroin sitä pienempi on adiabaattinen palamislämpötila aina 310,7 °C:een asti, jonka jälkeen käyrät risteävät toisensa ja vaikutus on päinvastainen. Saadut tulokset adiabaattiselle palamislämpötilalle ovat säännöllisesti suurempia kuin Salzman ja Nussbaumerin⁴² simuloimat mallit niin eri palamisilmakerroimille kuin polttoaineen kosteuksille. Tämä johtuu todennäköisesti siitä, että mallissani on käytetty juuri esilämmitettyä palamisilmaa verrattuna Salzmanin ja Nussbaumerin⁴² malliin, jolloin voidaan olettaa luodun mallin antavan järkeviä tuloksia biomassan palamisen massa- ja energiataseen osalta.

7.2 Savukaasujen takaisinkierrätys

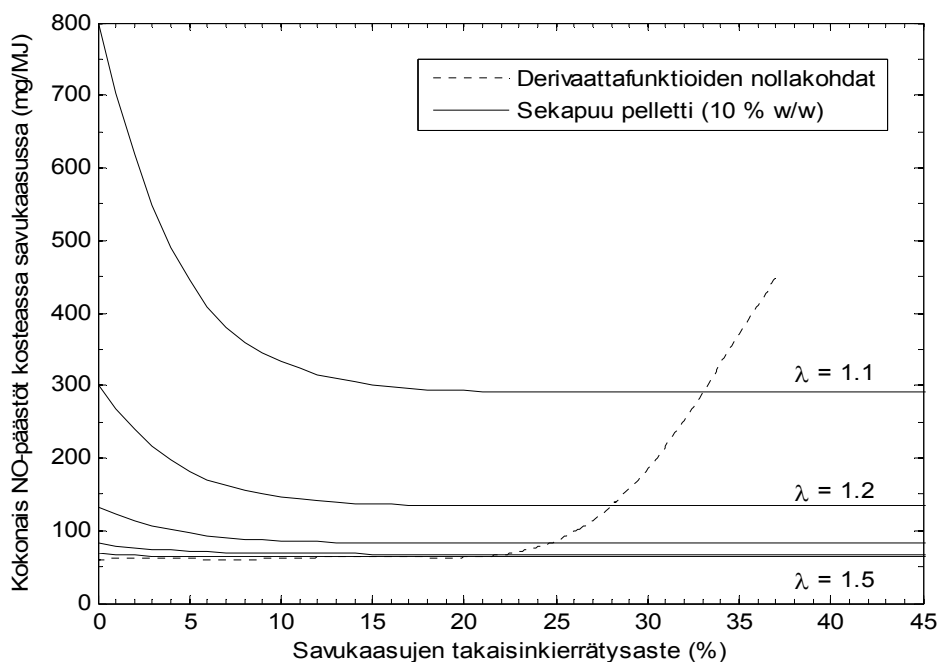
Savukaasujen takaisinkierrätyksellä pystytään jäähdyttämään arinakattilan kolmannella palamisvyöhykkeellä viipyviä savukaasuja ja täten vähentämään palamisessa muodostuvia NO_x -päästöjä (kuva 7). Työssä tarkasteltiin palamisilmakertoimen ja savukaasun takaisinkierrätysasteen vaikutusta NO_x -päästöihin ja arinakattilasta poistuvien savukaasujen lämpötilaan.

7.2.1 Vaikutus termisen NO_x -päästöjen muodostumiseen

Biomassan poltossa savukaasujen lämpötila nousee harvoin yli $1400\text{ }^\circ\text{C}$:een^{16,58}, jolloin termistä NO_{th} :ta muodostuu vain liekkiarintaman välittömässä läheisyydessä, palamisvyöhykkeellä 1. Termisen NO_{th} :n vähäiseen muodostumiseen vaikuttaa myös biomassan täydellinen palaminen, jonka takaamiseksi tarvittava palamisilmakerroin hyvällä biopolttimella on tyypillisesti alle 1,4.³⁵ Arinakattilassa muodostuvien NO_x päästöjen minimoimiseksi mallilla tarkasteltiin millä palamisilmakertoimella ja savukaasujen takaisinkierrätysasteella pystyttiin minimoimaan vyöhykkeellä 3 muodostuva termien NO_{th} niin puuhakkeella (kosteus 30 % w/w) kuin puupelleleillä (kosteus 10 % w/w).



Kuva 13. Savukaasun takaisinkierrätysasteen ja palamisilmakertoimen vaikutus kokonais NO -päästöihin puuhakkeella. Savukaasujen viipymäaika arinassa on 1,215 s.

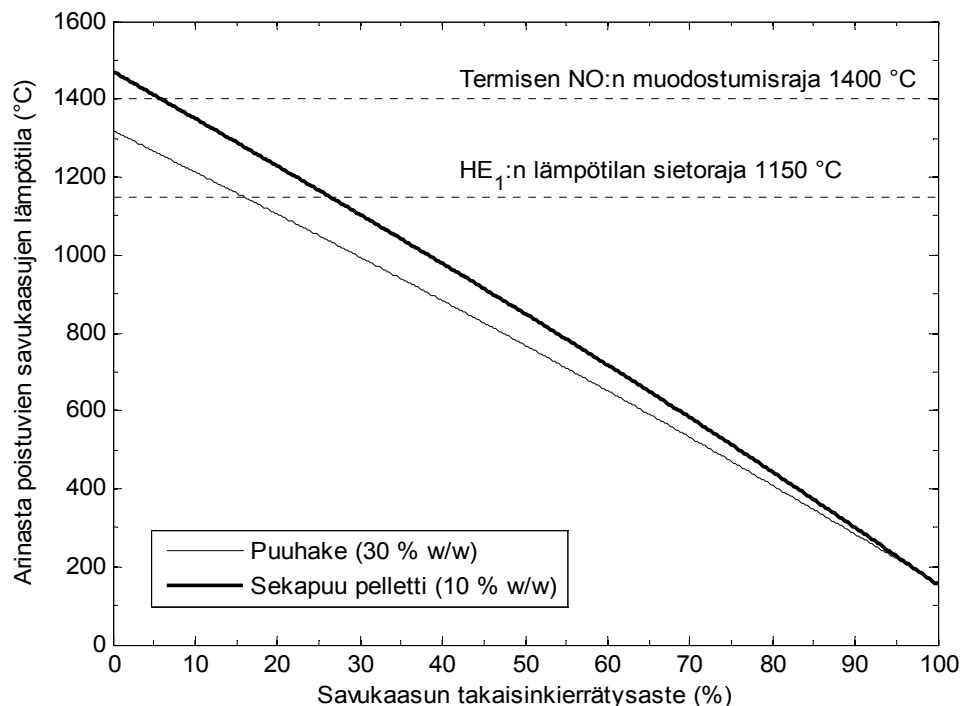


Kuva 14. Savukaasun takaisinkierätysasteen ja palamisilmakertoimen vaikutus kokonais NO-päästöihin puupelleteillä. Savukaasujen viipymäaika arinassa on 1,215 s.

Simulaatioista huomataan, että palamisilmakertoimesta riippuen niin puuhakkeelle kuin puupelleteille riittää noin 20–35 % savukaasujen takaisinkierätysaste minimoimaan termisen NO_{th} :n muodostuminen palamisvyöhykkeellä 3 (epälineaarinen osa sekapuu pellettien palamisilmakerroinkäyristä). Kuvissa 13 ja 14 esiintyvän katkoviivan oikealla puolella jäävä vyöhyke kuvaakin aluetta, jossa NO-päästöjen muodostamista ei voida vähentää kasvattamalla savukaasujen takaisinkierätysastetta. Kuvista 13 ja 14 huomataan myös kuinka pelkästään palamisilmakerrointa kasvattamalla ($1,1 \rightarrow 1,5$) voidaan selvästi alentaa kokonais NO-päästöjen määrää sekä minimoida vyöhykkeellä 3 muodostuva termisen NO. Tämä perustuu juuri kuvissa 11 ja 12 esitettyyn palamisilman savukaasuja jäähdyttävään vaikutukseen jo palamisvyöhykkeellä 1, jolloin savukaasujen lämpötila kaikissa arinakattilan vyöhykkeissä 1, 2 ja 3 alenee niin merkittävästi, että lämpötilariippuvaisen termisen NO_{th} :n osuus kokonais NO-päästöistä jää erittäin pieneksi. Myös Nussbaumer⁵⁸ on todennut biomassan palamisessa muodostuvien NO_x -päästöjen olevan lähes täysin peräisin polttoaineen kuiva-aineen sisältämästä polttoainetyypistä, jolloin termisen NO_{th} :n osuus kokonais NO_x -päästöistä jää merkityksettömän pieneksi. Tuloksien perusteella voimme päätellä termisen NO_x -mallinnuksen olevan toimiva komponentti luodussa CHP-mallissa ja valitsemme palamisilmakertoimeksi $\lambda = 1,5$ minimoimaan NO_x -päästöt jatkosimulaatioissa.

7.2.2 Vaikutus arinasta poistuvien savukaasujen lämpötilaan

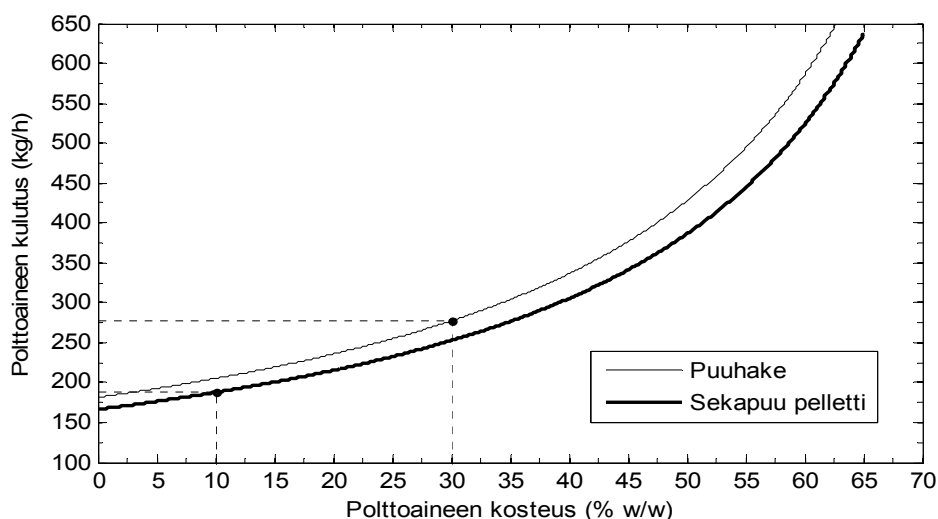
Biomassan palamisessa muodostuneet kuumat savukaasut johdetaan arinakattilasta lämmönvaihdin LV₁:een, jonka lämpötilan sietoraja^{33,34} (1150 °C) asettaa raja-arvon arinasta poistuvien savukaasujen lämpötilalle. Palamisilmakertoimella 1,5 savukaasujen takaisinkierätyksellä ei ole suurta vaikutusta termisen NO:n muodostumiseen, joten takaisinkierätyksellä voidaan säätää vapaasti arinasta poistuvien savukaasujen lämpötilaa. Koska lämmönvaihtimelle johdettavien savukaasujen halutaan kuitenkin olevan mahdollisimman korkeassa lämpötilassa noin 1050–1100 °C, simuloidaan takaisinkierätysasteen vaikutus arinasta poistuvien savukaasujen lämpötilaan niin puuhakkeelle kuin puupelleteille. Simulaation perusteella puuhakkeen takaisinkierätysasteella 22,7 % saavutetaan 1077 °C arinasta poistuvien savukaasujen lämpötila ja pellettien 30 % kierätysasteella noin 1102 °C savukaasuvirta (kuva 15). Tällöin pellettien poltossa termistä NO:ta ei pääse muodostumaan palamisvyöhykkeellä 3 ja molemmille polttoaineille asetettu lämmönvaihtimen maksimilämpötilan raja-arvo toteutuu. Koskelaisen^{33,34} mukaan tyypillisiä savukaasun takaisinkierätysasteita ovat 15–30 %, joten simuloidut kierätysasteet niin puuhakkeelle kuin puupelleteille vaikuttavat olevan järkevässä suuruusluokassa.



Kuva 15. Arinasta poistuvien savukaasujen lämpötila savukaasujen takaisinkierätysasteen funktiona puuhakkeelle ja puupelleteille ($\lambda = 1,5$).

7.3 Polttoaineen kosteuden vaikutus polttoaineen kulutukseen

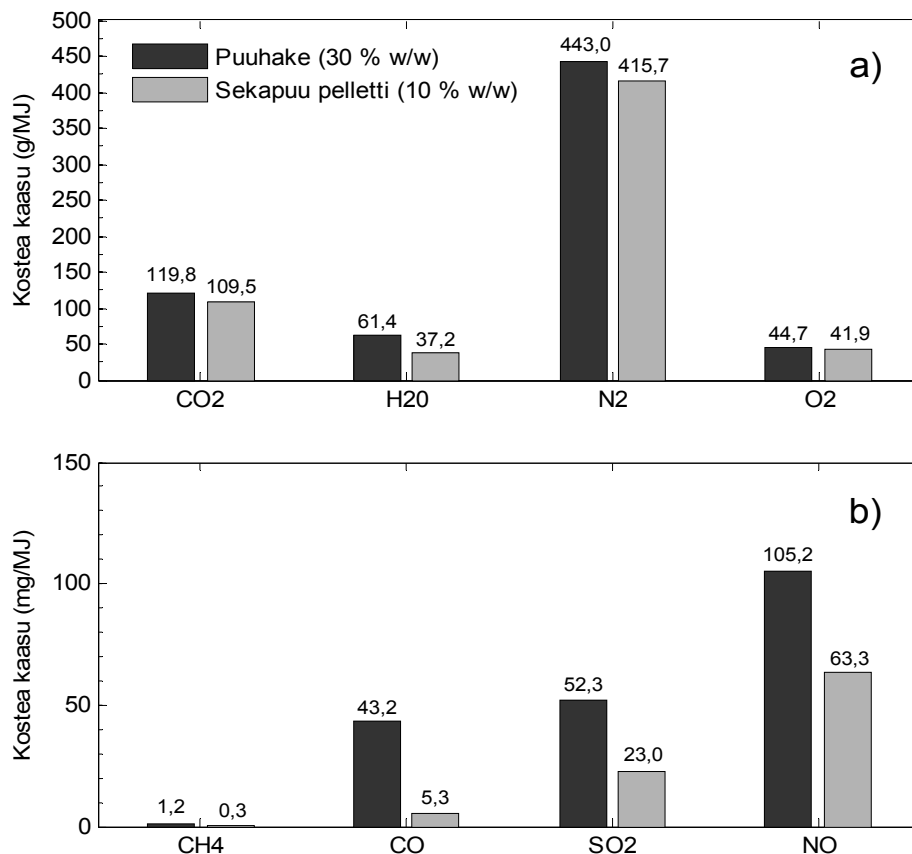
Optimiolosuhteissa tulee EFMGT:n turbiinille johdettavan prosessi-ilman (0,7833 kg/s) lämpötilan olla korkea (950 °C), jotta Turbecin T100-mallin mikroturbiinijärjestelmällä saavutettaisiin sen korkea hyötysuhdealue ja noin 100 kW nettosähköntuotto.³⁸ Mallissa vastavirtalämmönvaihtimet eivät voi koskaan saavuttaa 100 %:n lämmönsiirron efektiivisyyttä. Sen vuoksi lämmönvaihdin LV₁:n efektiivisyydeksi asetetaan realistinen 75 % ja ratkaistaan kuinka suuri polttoaineteho ja sitä kautta kuinka suuri polttoaineen kulutus vaaditaan tämän lämmönvaihtimen raja-arvon toteutumiseksi niin puuhakkeelle kuin puupelleteille. Tarvittava polttoaineteho LV₁:n 75 % efektiivisyyden täyttymiselle ennalta asetetuilla palamis-ilmakertoimilla ja savukaasujen takaisinkierrätysasteilla puuhakkeelle oli noin 820 kW. Samalla polttoaineteholla pelleteillä LV₁:n efektiivisyys saa arvon 73 %. Polttamalla puuhaketta 276 kg/h, jonka kosteus on 30 % w/w, saavutetaan polttoaineteho 820 kW, kun taas vastaavan polttoainetehon saavuttamiseen 10 % w/w kosteuden omaavilla puupelleteillä polttoaineenkulutus on vain 118,5 kg/h. Nämä polttoaineenkulutukset on esitetty katkoviivoilla kuvassa 16, jossa on simuloitu polttoainetehon 820 kW:n saavuttamiseen tarvittavaa polttoaineen kulutusta polttoaineen kosteuden funktiona. Koskelaisen^{33,34} laskelmien mukaan puupellettien ja puuhakkeen kulutus on vastaavasti noin 4 m³/d ja 20 m³/d, joka pellettien tiheydellä⁵⁹ 650 kg/m³ vastaa 108,3 kg/h kulutusta ja puuhakkeen tiheydellä⁵⁶ 400 kg/m³ vastaa 333,3 kg/h kulutusta. Koskelaisen³⁴ laskelmissa puuhakkeen kosteus on arvioitu olevan 30 - 50 % w/w, jolloin oletettavasti hakkeen kulutus on suurempi.



Kuva 16. Polttoaineen kulutus polttoaineen kosteuden funktiona kun halutaan saavuttaa 820 kW:n polttoaineteho puuhakkeella ja sekapuupelleteillä.

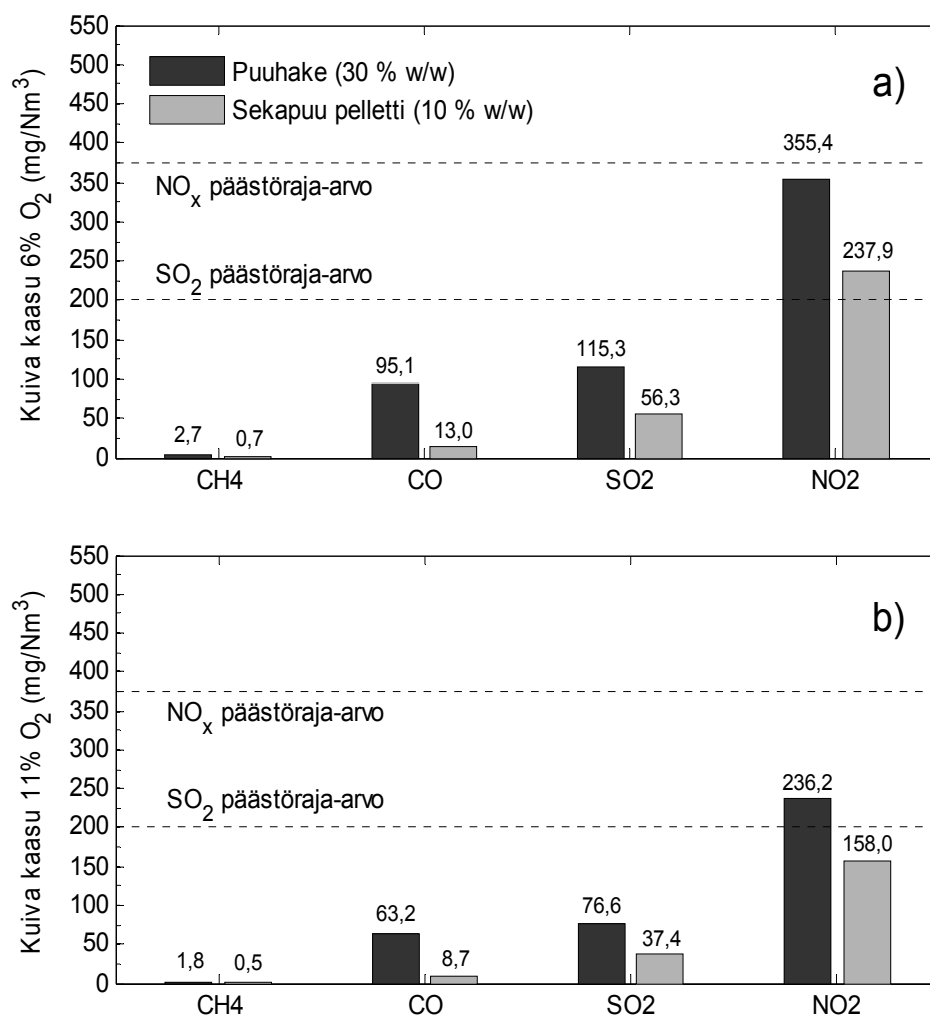
7.4 CHP-laitoksen savukaasupäästöt

Puuhaketta tai puupellettiä tasaisella 820 kW kuormalla polttavan pien CHP-laitoksen savukaasupäästöt jaetaan kahteen pääryhmään: pääsavukaasukomponentit joihin kuuluvat CO_2 , H_2O , N_2 ja O_2 sekä vähäisemmät savukaasut, jotka ovat CH_4 , CO , SO_2 ja NO_2 . Kuvassa 17 on esitetty kosteiden savukaasujen päästöt pääsavukomponenteille ja vähäisemmille savukaasuille yksiköissä g/MJ ja mg/MJ. Palamisilmakertoimen ollessa 1,5, malli antaa kuvassa 17 a) olevien pellettipolton kosteiden pääsavukaasukomponenttien tilavuuksien suhteelliseksi osuiksi: $\text{CO}_2 = 12,01 \%$, $\text{H}_2\text{O} = 9,97 \%$, $\text{N}_2 = 71,67 \%$ ja $\text{O}_2 = 6,33 \%$. Vastaavalla palamisilmakertoimella kirjallisuudesta⁶² pellettipoltolle löytyvien kosteiden pääsavukaasukomponenttien tilavuuksien suhteelliset osuudet ovat: $\text{CO}_2 = 11,9 \%$, $\text{H}_2\text{O} = 10,6 \%$, $\text{N}_2 = 70,3 \%$ ja $\text{O}_2 = 6,3 \%$. Saatujen tuloksien ja kirjallisuusarvojen pienestä erosta voidaan siis päätellä, että oletus polttoaineen lähes täydellisestä palamisesta on hyväksyttävä oletus mallin toiminnan kannalta.



Kuva 17. Tasaisella 820kW kuormalla toimivan CHP-yksikön pääsavukaasukomponentit (a) sekä vähäisemmät savukaasukomponentit (b) kosteissa savukaasuissa ilmoitettuna yksiköissä g/MJ ja mg/MJ vastaavasti.

Tasaisella kuormalla ja optimiolosuhteissa kosteiden savukaasujen CO- ja CH₄ –päästöt ovat puuhakkeelle 43,16 mg/MJ ja 1,255 mg/MJ sekä puupelleteille 5,32 mg/MJ ja 0,3040 mg/MJ vastaavasti. Nämä vastaavat täydellisesti taulukossa 4 esitettyjen puuhakkeen ja pellettien epätäydellisessä palamisessa muodostuvien savukaasujen kirjallisuusarvoja⁴¹, joita käytettiin yksinkertaisina ja kokemusperäisinä konversiokertoimina CO- ja CH₄-päästöille. Tulos viittaa siihen, että luoduissa massataseissa ei ole muodostunut virhettä. Toisaalta eri tutkimuksessa täydellä kuormalla modernista puu- ja pellettipolttimista on mitattu puulle, jonka kosteus on 26 % w/w, CO- ja CH₄ päästöiksi 507 mg/MJ ja 0,8 mg/MJ, kun taas pelleteille vastaavasti 30–120 mg/MJ ja < 0,5 mg/MJ.⁶³ Mallin tulokset näyttäisivät täsmävän kohtalaisesti toisen lähteen CH₄-päästöille, mutta kirjallisuuden ilmoittamien CO-päästöjen välillä on huomattavaa eroa.^{41,63}



Kuva 18. Tasaisella 820kW kuormalla toimivan CHP-yksikön vähäisemmät savukaasukomponentit ilmoitettu kuivassa kaasuseoksessa standardoituna 6 % (a) ja 11 % (b) jäännöshappikonsentraatioihin ja ilmoitettu yksikössä mg/Nm³.

Kuvan 18 kohdissa a) ja b) esiintyvät katkoviivat ilmaisevat NO_x ja SO_2 päästörajat pienenkokoluokan (1 – 50 MW) kiinteän puuperäisen polttoaineen palamiselle Suomessa.⁶⁰ Kuvan 18 a) kohdan 6 % jäännöshappikonsentraatioon standardoidut SO_2 ja NO_2 -päästöt alittavat niille määritetyt päästörajat. Kuvassa 18 b) kuivan kaasun 11 % jäännöshappikonsentraatioon standardoidut NO_2 päästöt, jotka kuvaavat NO_x päästöjä, ovat puuhakkeelle $236,2 \text{ mg/Nm}^3$ ja puupelleteille $158,0 \text{ mg/Nm}^3$. Nussbaumerin⁵⁸ tuloksien mukaan NO_x -päästöt vaihtelevat $150\text{--}270 \text{ mg/Nm}^3$ välillä kun lämpötilat säilyvät alle $1400 \text{ }^\circ\text{C}$, jolloin NO_x -päästöt muodostuvat lähes kokonaan vain polttoaineeseen sidotun polttoainetyypen hapettumisesta. Puuhakkeella NO_x ja SO_2 päästöt ovat oletetusti korkeampia kuin puupelleteillä, sillä puuhakkeen kuiva-aine sisälsi enemmän typpeä ja rikkiä kuin puupelletin kuiva-aine joka johtaa suurempiin päästöarvoihin.⁶¹

Biomassan palamisen massatasapainoa muodostettaessa oletettiin polttoaineen kuiva-aineen sisältämän rikin reagoivan täysin palamisessa, jolloin pellettien SO_2 päästöt ovat $41,2 \text{ mg/Nm}^3$ savukaasujen 10 %:n jäännöshappipitoisuudessa. Kokeellisesti havaitut SO_2 päästöt puupelleteille ovat luokkaa $0\text{--}26 \text{ mg/Nm}^3$ (10 % O_2), joka tilavuuskonsentraatioina merkitsee $0\text{--}7 \text{ ppm}$.⁶¹ Ero saatujen ja kokeellisten tulosten välillä voi johtua siitä, että kokeellisissa mittauksissa kaikki polttoaineen rikki ei välttämättä reagoi ja mittaukselle ilmoitettu virhe on suuri ($\pm 5 \text{ ppm}$).⁶¹ Voidaan kuitenkin todeta SO_2 -päästöjen mallinnetun tuloksen olevan oikeassa suuruusluokassa ja merkityksettömän pientä poltettaessa puuperäisiä biomassoja.

7.5 Turbec T100 – mallin tulokset

Täydellä kuormalla mallinnetun T100-mallin EFMGT-prosessin tärkeimmät prosessiparametrit on koottu taulukkoon 7 ja verrattu kirjallisuusarvoihin.^{37,38} Taulukossa 7 esiintyvä T100-mallin parasiittinen energiankulutus (16,85 kW) on määritetty brutto- ja nettosähköntuoton erotuksena kun generaattorin konversiohyötysuhteeksi asetettiin $\eta_g = 0,95$. Taulukosta 7 nähdään, että tehtyjen simulaatioiden sekä kirjallisuusarvojen välillä on pientä eroa. Merkittävin tarkasteltava parametri mallin ja kirjallisuusarvojen välillä on netto sähköntuotto ja netto sähköntuottohyötysuhde, joilla on eroa vain 3,81 % ja 3,56 % vastaavasti.

Taulukko 7. Turbec T100 mallinnuksen ja kirjallisuusarvojen³⁸ vertailu

Parametri	Yksikkö	Kirjallisuusarvo ³⁷	Mallinnus	Ero
Suhteellinen ilmankosteus	%	60	0	60
Standardi ilmanpaine*	bar	1,013	1,013	0
Kompressorin ja turbiinin painesuhde*	-	4,5	4,5	0
Kompressorin isentrooppihyötysuhde*	%	76,80	76,80	0
Turbiinin isentrooppihyötysuhde*	%	82,61	82,61	0
Kompressorin inlet massavirta*	kg/s	0,7833	0,7833	0
Turbiinin inlet massavirta*	kg/s	0,7900	0,7833	0,0067
Kompressorin inlet lämpötila*	°C	15,00	25,00	10
Kompressorin outlet lämpötila	°C	214,00	228,00	14
Turbiinin inlet lämpötila*	°C	950,00	950,00	0
Turbiinin outlet lämpötila	°C	650,00	629,54	20,46
Kompressorin tekemä työ	kW	159,00	163,28	4,28
Turbiinin tekemä työ	kW	282,00	290,29	8,29
Akselin mekaaninen työ	kW	123,00	127,01	4,01
Brutto sähköntuotto	kW	116,85	120,66	3,81
Netto sähköntuotto	kW	100,00	103,81	3,81
Parasiittinen sähkönkulutus	kW	16,85	16,85	0
Lämpöenergian siirto työaineeseen	kW	333,00	358,48	25,48
EFMGT netto sähköntuottohyötysuhde	%	30,03	28,96	1,07

* Kyseinen parametri on asetettu mallin muuttujaksi, minkä perusteella lasketaan arvoja toisille parametreille.

Tuloksia tarkasteltaessa tulee muistaa, että kirjallisuusarvot on ilmoitettu maakaasupoltolla toimivalle mikroturbiinijärjestelmälle, jolloin turbiinin läpi johdettava työaine (savukaasu/prosessi-ilma) ei ole sama kuin tässä työssä tehdyissä simulaatioissa. Tämän seurauksena turbiinin läpi johdettavan työaineen massavirta ja sen ominaislämpökapasiteetti eivät ole samat. Lisäksi mallini ei ota huomioon prosessi-ilman suhteellista ilmankosteutta, joka luo eroa työaineen ominaislämpökapasiteetteihin. Eroa tuloksien välille luo myös CHP-malliin asetettu referenssilämpötila $T_{REF} = 25 \text{ °C}$, joka kirjallisuusarvojen tapauksessa on asetettu 15 °C :een. Tämä näkyy taulukossa 7 kompressorin inlet lämpötilojen erona. Saatujen arvojen perusteella rekuperatiivisen kaasuturbiinikierron hyötysuhde on $\eta_{th} = 35,43 \%$, joka on varsin korkea johtuen rekuperaattorille asetetusta korkeasta efektiivisyydestä 80% . Ottaen huomioon simulaatioiden lähtökohtien erot ja että mallissa ei myöskään oteta huomioon lämpöhäviöitä tai mahdollisia painehäviöitä lämmönvaihtimissa, mallinnettu EFMGT prosessi antaa suhteellisen järkeviä arvoja.

CHP-yksikön muu parasiittinen sähkönkulutus (savukaasunpuhaltimet ja automaatio) on Koskelaisen³³ arvion mukaan noin 10 kW , jolloin CHP-yksikkö pystyy mallin mukaan tuottamaan täydellä kuormalla nettona noin $93,81 \text{ kW}$ sähköenergiaa. Tämän perusteella CHP-yksikön netto sähköntuottohyötysuhde 820 kW polttoaineteholla on vain $11,44 \%$.

7.6 CHP-laitoksen lämmönvaihtimet

Mallinnuksessa pyrittiin CHP-yksiköllä tuottamaan ensisijaisesti maksimi nettomäärä sähköenergiaa poltetusta biomassasta ja loput savukaasujen lämpöenergiasta hyödyntää lämpimäksi vedeksi. Kuvassa 6 näkyy 3 lämmönsiirtopistettä CHP-yksikön sisäiseen vesikiertoon. Polttimen jäähtytyksestä siirtyy 70 kW lämpöenergiaa jatkuvatoimisesti vesikiertoon ja LV_2 :sta siirtyy pellettipolton simulaatiossa $74,41 \text{ kW}$ lämpöenergiaa prosessi-ilmasta vesikiertoon ja LV_1 :stä poistuvista savukaasuista saadaan talteen $456,85 \text{ kW}$ lämpöenergiaa vesikattilassa (VK) ennen kuin ne johdetaan savukaasunpuhdistimeen 150 °C tavoitelämpötilassa. Yhteensä yksikkö siirtää 601 kW lämpöenergiaa lämminvesikiertoon mallinnettujen vastavirtalämmönvaihtimien välityksellä.

CHP-yksikkö pystyy siirtämään siis 601,26 kW lämpöenergiaa vesikiertoonsa, jolloin netto terminen hyötysuhde tasaisella 820 kW:n kuormalla on 74,7 %. Terminen hyötysuhde on poikkeuksellisen korkea, sillä lämpöhäviöitä CHP-yksikön simulaatioissa ei oteta huomioon. Tällöin kokonaishyötysuhde CHP-yksikölle on varsin korkea 86,14 %, joka saadaan nettosähköntuottohyötysuhteen ja netto terminen hyötysuhteen summana. Lämmönvaihtimille kappaleen 7.5 mukaisesti lasketut parametrit on esitetty taulukossa 8. Turbecin T100-mallin rekuperaattorille (REK) oli ilmoitettu lämmönsiirtopinta-ala 164 m² kirjallisuudessa^{37,38}. Hyödyntäen rekuperaattorille määritettyä LMTD arvoa ja yhtälöä (99), ratkaistiin lämmönsiirtimen kokonaislämmönsiirtokerroin U_{REK} :n arvo 20,71 W/m²K, joka vastaa hyvin kirjallisuuden kokonaislämmönsiirtokerrointa 5-35 W/m²K tyyppilliselle matalassa paineessa (≈1 bar) toimivalle ilma-ilma tyyppin vaippa- ja putkilämmönvaihtimelle.⁶⁴ Rekuperaattorissa toteutuu vastavirtalämmönvaihtimen erikoistapaus, jossa ominaislämpökapasiteettiaste molemmilla virroilla on yhtä suuri, jolloin rekuperaattori saa oletetusti C_r :n arvon 1. Aritermin^{35,65} ilmoittama tyyppinen savukaasujen ja vesikattilan välinen tulipinta-ala (lämmönsiirtopinta-ala) tulee 0,5MW kattilassa olla noin 54,3 m². Tällä tulipesän pinta-alalla, vesikattilan teholla 456,85 kW ja LMTD arvolla 280,87 K vesikattilassa käytetyn metallin kokonaislämmönsiirtokerroin U_{VK} saa arvon 18,41 W/m²K. Myös tämä vaikuttaa järkevältä, sillä tavanomainen kokonaislämmönsiirtokerroin vesi-ilma tyyppin vaippa- ja putkilämmönvaihtimelle on 15–70 W/m²K.⁶⁴ Malli näyttää siis antavan varsin järkeviä parametriarvoja lämmönvaihtimille myös efektiivisyyksien osalta, sillä yhdenkään lämmönvaihtimen efektiivisyys ei ylitä 100 %:ia ja vaihtelevat korkealaatuisten lämmönsiirtimien efektiivisyyksien luokassa 70–85 % välillä.⁶⁶

Taulukko 8. Lämmönvaihtimien parametrit 820 kW:n hake- ja pellettipoltossa

Lämmönvaihdin (Kuumaa / Kylmä)		HE ₁ (SK/PI)		HE ₂ (PI/V)		REK (PI/PI)		VK (SK/V)	
Parametri	Yksikkö	Hake / Pelletti		Hake / Pelletti		Hake / Pelletti		Hake / Pelletti	
q_a	kW	358,5	358,5	68,0	74,4	272,8	272,8	456,6	456,9
ϵ	%	75,1	73,0	77,7	78,0	80,0	80,0	83,8	84,3
LMTD	K	133,3	153,6	107,1	107,1	80,3	80,3	276,2	280,9
C_r	-	0,99	0,98	0,52	0,52	1,00	1,00	0,20	0,20
NTU	-	2,97	2,62	2,04	2,04	4,00	4,00	2,05	2,07
UA	kW/K	2,69	2,33	0,64	0,70	3,40	3,40	1,65	1,63

SK = Savukaasu, PI = Prosessi-ilma, V = Vesi, C_r = Ominaislämpökapasiteettien suhde

7.7 CHP-yksikön sisäisten prosessipisteiden tulokset

Kuvassa 6 esitetyn CHP-yksikön prosessipisteiden P1-P25 massavirrat, lämpövirrat, lämpötilat ja paineet on koottu taulukkoon 9 kun CHP-yksikkö toimii 820 kW:n hake- ja pellettipoltolla. Taulukossa 9 ei ole esitelty kuvassa 6 esiintyvien prosessipisteiden P25.1 ja P25.2 ominaisuuksia, sillä kyseisten prosessipisteiden luoma ylimääräinen liitos on vain teoreettinen lisäosa CHP-mallia, joka voitaisiin ottaa käyttöön mallin jatkosimulaatioissa. Luotu CHP-malli tarkastaa myös automaattisesti jokaisen simulaation yhteydessä CHP-yksikön massa- ja energiataseen ja ilmoittaa käyttäjälle jos sisään ja ulos tulevan massa- tai energiavirran erotus on suurempi kuin $1 \cdot 10^{-8}$ g ja J. Taulukossa 9 kuitenkin nähdään, että prosessi-ilman paineen tulisi prosessipisteissä P11-P14 olla kuitenkin hiukan suurempi kuin 1,013 bar, jotta ilman virtaus tapahtuisi prosessikaavion (kuva 6) mukaisesti.

Taulukko 9. Prosessipisteominaisuudet 820 kW hake- ja pellettipoltossa

Työaine	Prosessipiste	\dot{m} (kg/s)		H (kJ/s)		T (°C)		p (bar)	
		Hake	Pelletti	Hake	Pelletti	Hake	Pelletti	Hake	Pelletti
Polttoaine	-	Hake	Pelletti	Hake	Pelletti	Hake	Pelletti	Hake	Pelletti
Savukaasut	P1	0,710	0,708	911,8	909,4	1077	1102	1,113	1,113
Savukaasut	P2	0,710	0,708	553,3	551,0	692	707	1,113	1,113
Savukaasut	P3	0,710	0,708	96,7	94,1	150	150	1,113	1,113
Savukaasut	P4	0,710	0,708	96,7	94,1	150	150	1,113	1,113
Savukaasut	P5	0,161	0,212	22,0	28,2	150	150	1,213	1,213
Savukaasut	P6.1	0,549	0,496	74,7	65,9	150	150	1,113	1,113
Savukaasut	P6.2	0,549	0,496	74,7	65,9	150	150	1,013	1,013
Prosessi-ilma	P7	0,783	0,783	0,0	0,0	25	25	1,013	1,013
Prosessi-ilma	P8	0,783	0,783	163,3	163,3	228	228	4,559	4,559
Prosessi-ilma	P9	0,783	0,783	436,1	436,1	552	552	4,559	4,559
Prosessi-ilma	P10	0,783	0,783	794,5	794,5	950	950	4,559	4,559
Prosessi-ilma	P11	0,783	0,783	504,2	504,3	630	630	1,013	1,013
Prosessi-ilma	P12	0,783	0,783	231,5	231,5	311	311	1,013	1,013
Prosessi-ilma	P13	0,473	0,444	139,8	131,2	311	311	1,013	1,013
Prosessi-ilma	P14	0,310	0,339	91,7	100,3	311	311	1,013	1,013
Prosessi-ilma	P15	0,310	0,339	23,6	25,9	100	100	1,013	1,013
Vesi	P16	1,891	1,913	85,0	86,5	36	36	5,482	5,482
Vesi	P17	0,970	0,971	43,6	43,9	36	36	5,482	5,482
Vesi	P18	0,970	0,971	500,2	500,7	145	145	5,482	5,482
Vesi	P19	0,920	0,942	41,4	42,6	36	36	5,482	5,482
Vesi	P20	0,776	0,784	34,9	35,4	36	36	5,482	5,482
Vesi	P21	0,776	0,784	104,9	105,4	57	57	5,482	5,482
Vesi	P22	0,145	0,158	6,5	7,2	36	36	5,482	5,482
Vesi	P23	0,145	0,158	74,5	81,6	145	145	5,482	5,482
Vesi	P24	0,920	0,942	179,4	187,0	72	72	5,482	5,482
Vesi	P25	1,891	1,913	679,7	687,7	110	110	5,482	5,482

Tehdyssä simulaatiossa savukaasujen tavoitepoistumislämpötilaksi (P6.2) valittiin 150 °C sähköstaattisen suodattimen toiminnan tehostamiseksi. Tavoitelämpötilaksi voidaan jatkosimulaatioissa yhtä hyvin valita 90 °C, joka on tyypillinen tavoitelämpötila savukaasuille.³³ Lisäksi turbiinille johdettava 950 °C kuuma prosessi-ilma prosessipisteessä P10, on nykyisillä materiaaleilla mahdotonta saavuttaa. Käytännössä saavutettu maksimilämpötila prosessi-ilmalle on 820 °C ja tätäkin on pyrkimys alentaa jos mahdollista, ilman että sähköntuottohyötysuhde kärsisi.³³

7.8 CHP-yksikön hyötysuhde

Mallinnetulle tasaisen kuorman CHP-yksikölle tehtiin energiatasetarkastelu ja taulukkoon 10 koottiin CHP-yksiköstä poistuvat energiavirrat ja kappaleen 7.8 mukaiset hyötysuhteet. Yksiköstä poistuvat hyödylliset energiavirrat ovat veteen ja ilmaan siirretty lämpöenergia sekä tuotettu sähköenergia, kun taas lämpöhäviöiksi lasketaan savukaasujen mukana poistuva lämpöenergia, yksikön parasiittinen sähkönkulutus ja generaattorin lämpöhäviöt. Näiden energiavirtojen summaksi saadaan 820 kW, joka on yhtä suuri kuin polttoaineen sisältämä kemiallinen energia (polttoaineteho). Voimme todeta CHP-yksikön energiataseen olevan 0, jolloin energian säilymlaki toteutuu mallinnuksessa. CHP-yksiköllä tuotettu netto 93,81 kW sähköenergiaa voidaan aina siirtää taajuusmuuttajan kautta sähköverkkoon jolloin sen vaikutus hyötysuhteeseen on aina positiivinen. Taulukosta 9 nähdään kuitenkin, että yksikön kokonaishyötysuhde riippuu hyvin voimakkaasti lämpöenergian kysynnästä. Hyötysuhteen tapaukset 1 ja 2 kuvaavat kesäajanjaksoa (kesä-elokuu), jossa CHP-yksikön tuottamalle ylimääräiselle lämpöenergialle ei ole käyttöä. Tällöin yksikön kokonaishyötysuhde saa arvot 36,08 % ja 39,23 %, jotka ovat erittäin matalat. Tällaisten tapauksien varalle malliin luotiin kytkin, jolla CHP-moduuli voidaan sammuttaa aluelämpöverkkomallissa siten, että se kuitenkin pystyy jatkamaan aluelämpöverkon ja kaukolämpöverkon välillä siirtyvien vesien säätelyä. Koska luodussa mallissa ei oteta huomioon lämpöhäviöitä, on Koskelaisen ja Pihlasen^{34,36} ilmoittama kokonaishyötysuhde (75–80 %) pienempi kuin mallista saatava tulos 84,8–87,9 %. Tämä viittaisi siihen, että konvektion ja lämpösäteilyn mukana tulisi prosessista poistua vielä lisäksi noin 5–13 % lämpöenergiaa. Tyypillisille matalan ja keskitason lämpötilan sovelluksille konvektio- ja säteilyhäviökerroin on 10 %, joten mallin antamat tulokset ovat tiedostetusti ja ennustettavasti liian korkeat.⁶⁷

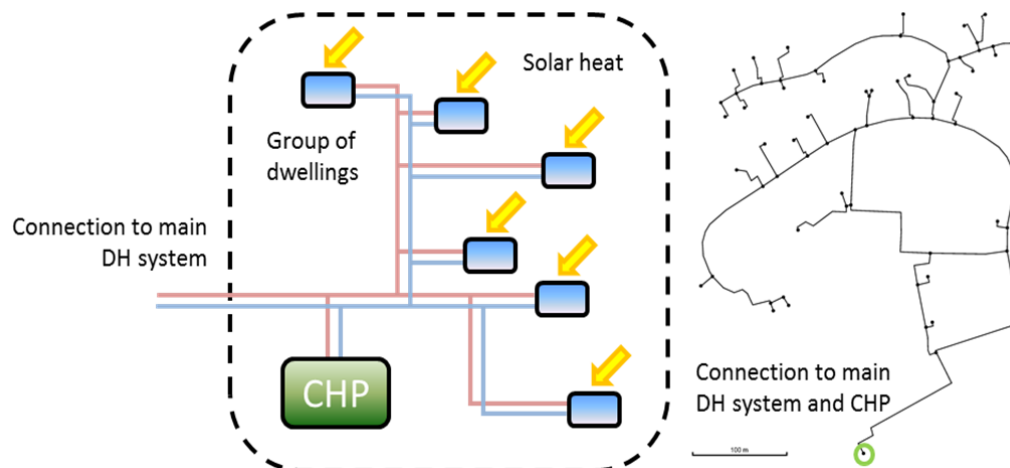
Taulukko 10. Tasaisen 820kW:n lämpökuorman CHP-yksikön energiatarjonta

CHP:n energiatarjonta	Yksikkö	Hyötysuhde 1	Hyötysuhde 2	Hyötysuhde 3	Hyötysuhde 4
Tuotettu lämpöenergia (vesi)	kW	601,3	601,3	601,3	601,3
Tuotettu lämpöenergia (ilma)	kW	25,9	25,9	25,9	25,9
Tuotettu sähköenergia	kW	93,8	93,8	93,8	93,8
Lämpöhäviöt	kW	99,1	99,1	99,1	99,1
Yhteensä (polttoaineteho)	kW	820,0	820,0	820,0	820,0
Tapauskohtainen lämpöhäviö	kW	524,1	498,3	124,9	99,1
Terminen hyötysuhde	%	24,6	27,8	73,3	76,5
Sähköntuotto hyötysuhde	%	11,4	11,4	11,4	11,4
Suhteelliset lämpöhäviöt	%	63,9	60,8	15,2	12,1
Yhteensä	%	100,0	100,0	100,0	100,0
Kokonaishyötysuhde	%	36,1	39,2	84,8	87,9

Koska ylimääräisen kuumen prosessi-ilman hyödyntäminen vaatii pääomakustannuksia lisääviä lisälaitteita, jätetään se usein hyödyntämättä. Tällöin taulukossa 10 näkyvä hyötysuhde 3 on tyypillisin korkein saavutettava hyötysuhde mallinnetulle CHP-yksikölle.³³

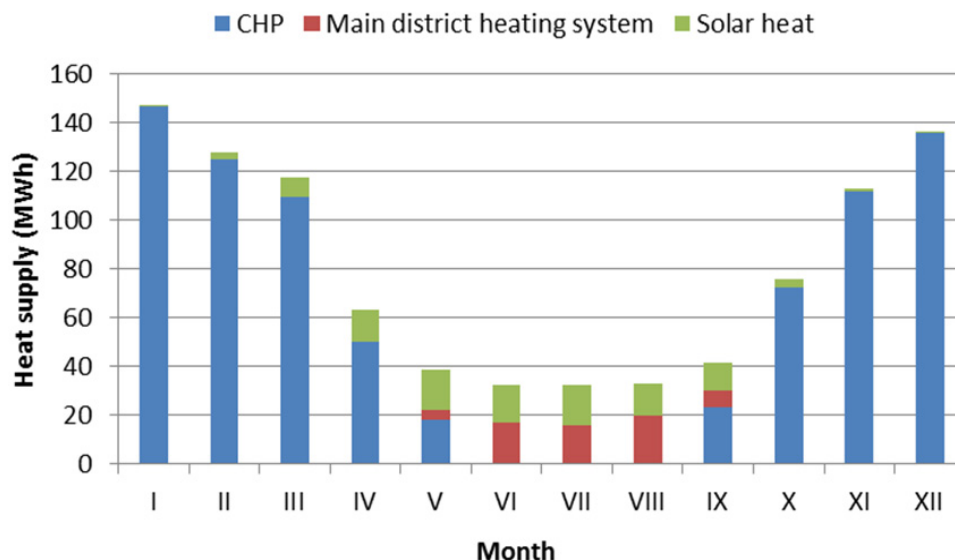
7.9 CHP-moduulin ja aluelämpöverkkomallin prosessisimulaatiot

Tässä työssä luotu CHP-malli liitettiin Miika Rämän (VTT, Otaniemi) kokoamaan aluelämpöverkkomalliin onnistuneesti marraskuussa 2014. Aluelämpöverkkomallilla simuloitiin tyypillisen suomalaisen omakotitaloalueen aluelämpöverkkoa, johon kuuluu 30 asumusta ja joiden lattiapinta-ala on tasan 200 m²/asumus, ja sen vuotuista lämmönkulutusta.⁵⁶ Kukin asumus on varustettu 6 m²:n aurinkolämpökeräimellä sekä 300 litran lämmönvaraajalla. Asumusten lämmitys tapahtuu patterilämmityksellä, mutta asumuksiin on lisäksi mallinnettu lämmitys- ja jäähdytysilmastointijärjestelmät.⁵⁶ Asumuksia yhdistävän aluelämpöverkon pituus on 2500 m ja se on kytkettynä CHP-laitokseen, joka puolestaan on kiinnitettyinä pääkaukolämpöverkkoon (kuva 19). CHP-yksiköstä tai kaukolämpöverkosta aluelämpöverkkoon syötettävän paluuveden lämpötila T_{D11} pidettiin 85 °C:ssa koko simulaation aikana, toisaalta pääkaukolämpöverkon kuumavesiputken lämpötila T_{D8} vaihteli ulkolämpötilan mukaan. Kun ulkolämpötila oli 8 °C tai korkeampi, pääkaukolämpöverkon kuumavesiputken lämpötila oli $T_{D8} = 85$ °C ja kun ulkolämpötila laski alle -26 °C:een, asetettiin $T_{D8} = 115$ °C:een.⁵⁶



Kuva 19. Aluelämpöverkon esimerkkisimulaation yksinkertaistettu kaaviokuva.⁵⁶

Simulaation tuloksena alue- ja kaukolämpöverkon välille kytketty CHP-yksikkö tuotti aluelämpöverkkoon vuoden aikana 792 MWh lämpöenergiaa, kun taas kaukolämpöverkon osuus aluelämpöverkon lämmityksestä oli 63 MWh ja aurinkolämpökeräinten osuus 103 MWh (kuva 20).⁵⁶ Syys-toukokuun aikana CHP-yksikkö tuotti 3939,5 MWh lämmintä vettä ja 601,3 MWh sähköenergiaa. Kaukolämpöverkon puolelle CHP-moduuli siirti simulaation aikana 3147,5 MWh lämmintä vettä, joka vastaa noin neljän samankokoisen aluelämpöverkon vuotuista lämmöntarvetta. Simuloidulle aluelämpöverkolle CHP-yksikön lämpöteho on liian suuri, jos tuotetulle ylimäärälämmölle ei löydy käyttökohdetta.



Kuva 20. Aluelämpöverkon vuotuisen lämmöntarpeen tyydyttyminen eri lämmitysvaihtoehdoilla kuukauden mittaisella aika-askelella.⁵⁶

Kuvasta 20 nähdään myös, että CHP-yksikkö tuotti pääosan (82,7 %) aluelämpöverkon vuotuisesta lämmöntarpeesta syys-toukokuussa, mutta suljettiin pois päältä kesä-elokuun ajaksi, sillä kysyntää ylimääräiselle lämmölle kaukolämpöverkon puolella ei ollut. CHP-yksikön sammuttaminen oli järkevää juuri siksi, että CHP-yksikön hyötysuhde olisi ollut huono kyseisenä ajanjaksona (36–39 %) ja koska aluelämpöverkko toimi ajoittain itsenäisenä lämmöntuottajana kesä-elokuun välisenä aikana (kuva 21). Se että CHP-laitos oli ylimitoitettu kyseiselle ALV:lle, nähdään myös siitä, että ALV:n suurin hetkittäinen lämmöntarve oli alle 300 kW, joka on vain alle puolet CHP-yksikön tasaisesta lämpökuormasta (kuva 21). Mallinnettu tasaisen kuorman CHP-yksikkö olisi tuloksien pohjalta kuitenkin oikean kokoinen 100–150 vastaavan asumuksen aluelämpöverkolle. Se kuinka CHP-yksikkö säätelee alue- ja kaukolämpöverkkojen välistä vesikiertoa ja ylimäärälämmön syöttöä kaukolämpöverkon puolelle simulaatioiden aikana tarkastellaan seuraavissa osioissa.

CHP-moduuliin suunnitellut vesikierrot

Vesikierto 1: CHP-laitoksen suuri ylimäärä lämmöntuotanto

Vesikierto 2: CHP-laitoksen vähäinen ylimäärä lämmöntuotanto

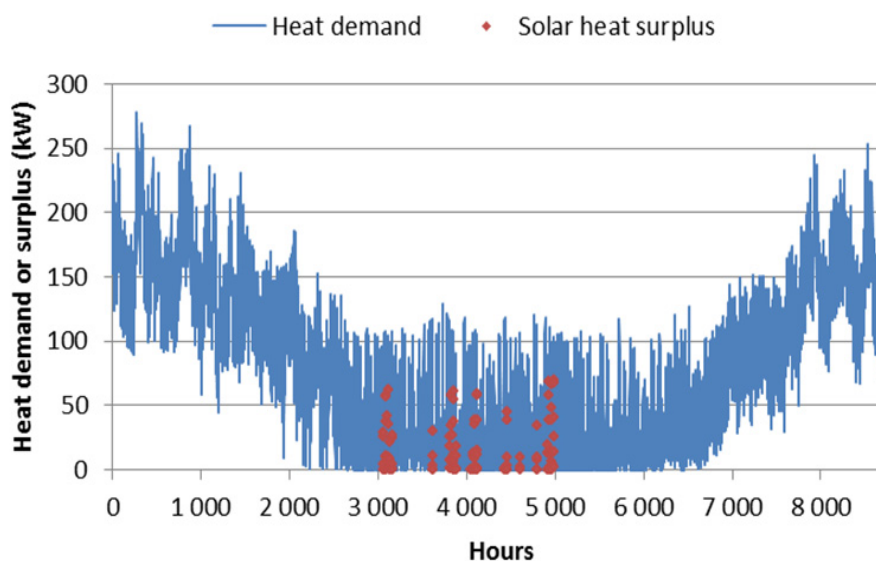
Vesikierto 3: Aluelämpöverkon ja CHP-laitoksen tasapainotilanne

Vesikierto 4: Aluelämpöverkko suurena lämmönkuluttajana

Vesikierto 5: Aluelämpöverkko lämmöntuottajana

Vesikierto 6: Aluelämpöverkko lämmöntuottajana - CHP sammutettuna

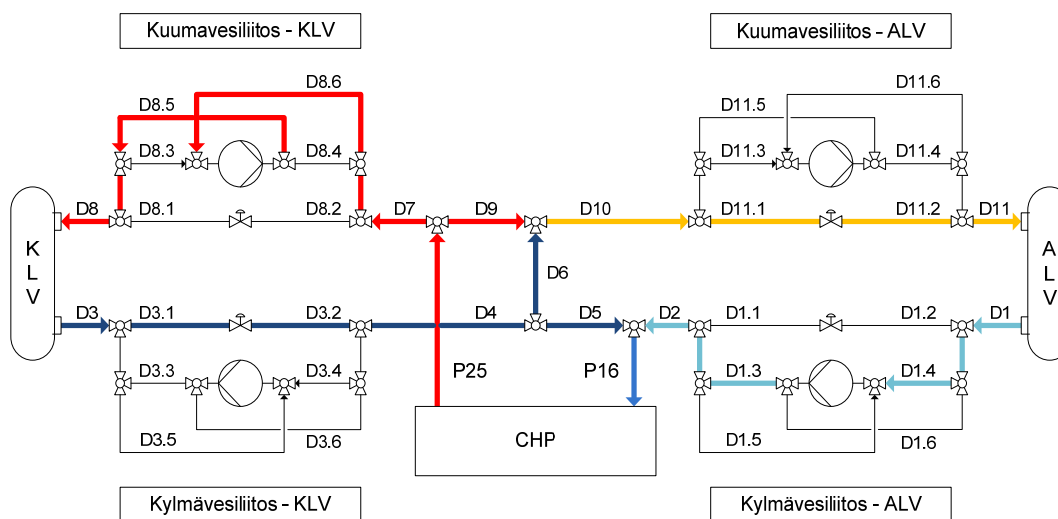
Vesikierto 7: Aluelämpöverkko lämmönkuluttajana - CHP sammutettuna



Kuva 21. Aluelämpöverkon lämmöntarve ja aurinkolämpökeräimien tuottama ylimäärälämpö kaukolämpöverkkoon.⁵⁶

7.9.1 Vesikierto 1: CHP-laitoksen suuri ylimäärä lämmöntuotanto

Kun aluelämpöverkon lämmöntarve on erittäin pieni verrattuna CHP-yksikön tuottamaan 600 kW:n lämpöenergiakuormaan (esim. kesä, kevät, syksy), CHP-yksikkö siirtää ylimäärälämmön kaukolämpöverkon puolelle kuumavesiliitokselle asetetussa lämpötilassa T_{D8} . Tämä oli tyypillisin vesikierto, jonka CHP-moduuli toteutti ajetuissa ALV-simulaatioissa koska ALV:n lämmöntarve oli harvoin yli 250 kW (kuva 21). Kuva 22 ja taulukko 11 selittävät yhdessä kuinka veden kierrätys tapahtuu CHP-modulissa juuri tällaisessa tilanteessa. Alla olevassa esimerkissä ulkolämpötila on alle $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$, jolloin kaukolämpöverkon puolelle syötettävän veden lämpötilan tulee olla $115\text{ }^{\circ}\text{C}$.⁵⁶ Koska aluelämpöverkon paluuvesi tulee syöttää lämpötilassa $85\text{ }^{\circ}\text{C}$, jäähdytetään CHP-yksikössä tuotettu $115\text{ }^{\circ}\text{C}$:een lämmitetty vesi kaukolämpöverkon kylmävesiliitoksesta saatavasta vedestä prosessipisteessä D6.



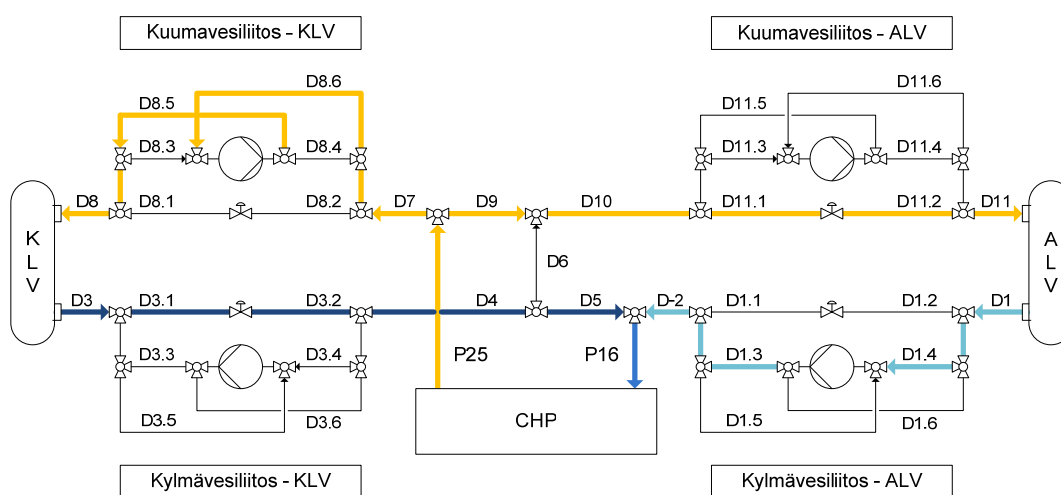
Kuva 22. Prosessikaavio vesikierrolle 1.

Taulukko 11. CHP-moduulin prosessipisteominaisuudet vesikierrossa 1

Prosessipiste	Massavirta (kg/s)	Lämpövirta (kJ/s)	Lämpötila ($^{\circ}\text{C}$)	Paine (bar)
D1	0,80	16,71	30,00	5,00
D2	0,80	16,71	30,00	5,48
D3	1,31	81,86	40,00	12,00
D4	1,31	81,86	40,00	5,48
D5	0,98	61,54	40,00	5,48
D6	0,32	20,32	40,00	5,48
D7	1,31	498,11	115,00	5,48
D8	1,31	498,11	115,00	12,00
D9	0,48	181,40	115,00	5,48
D10	0,80	201,72	85,00	5,48
D11	0,80	201,72	85,00	5,00

7.9.2 Vesikierto 2: CHP-laitoksen vähäinen ylimäärä lämmöntuotanto

Aluelämpöverkon lämmöntarpeen kasvaessa CHP-yksikkö ei välttämättä aina pysty siirtämään ylimäärälämpöä kaukolämpöverkon puolelle tavoitelämpötilassa T_{D8} . Tällöin CHP-yksikkö tuottaa aluelämpöverkon paluuveden tavoitelämpötilassa olevaa vettä ja moduuli jakaa vesivirran ALV:n ja KLV:n kesken ALV:n tarpeen mukaan. Tällainen vesikierto voi tapahtua kovien pakkaskelien aikana, kun aluelämpöverkon lämmöntarve on suurimmillaan ja kaukolämpöverkon vaatimus kuumavesilinjaan syötettävän veden lämpötilaksi korkeita lämpötiloja esimerkiksi 115 °C. Kuvassa 23 ja taulukossa 12 on esitetty tällaisen tilanteen CHP-moduulissa tapahtuvan vesikierron prosessikaavio ja prosessipisteissä olevien vesivirtojen ominaisuudet.



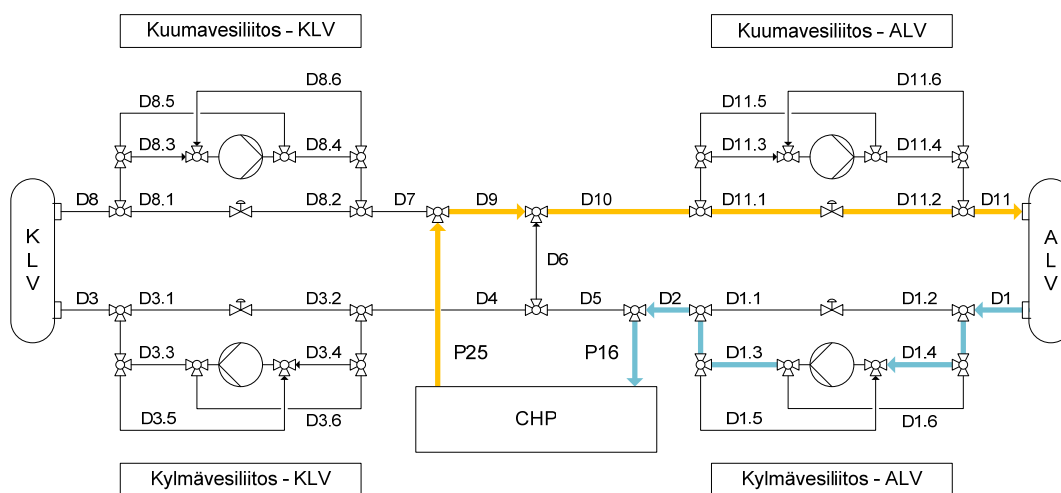
Kuva 23. Prosessikaavio vesikierrolle 2.

Taulukko 12. CHP-moduulin prosessipisteominaisuudet vesikierrossa 2

Prosessipiste	Massavirta (kg/s)	Lämpövirta (kJ/s)	Lämpötila (°C)	Paine (bar)
D1	1,80	37,60	30,00	5,00
D2	1,80	37,60	30,00	5,48
D3	0,98	61,17	40,00	12,00
D4	0,98	61,17	40,00	5,48
D5	0,98	61,17	40,00	5,48
D6	0,00	0,00	0,00	0,00
D7	0,98	246,16	85,00	5,48
D8	0,98	246,16	85,00	12,00
D9	1,80	453,87	85,00	5,48
D10	1,80	453,87	85,00	5,48
D11	1,80	453,87	85,00	5,00

7.9.3 Vesikierto 3: Aluelämpöverkon ja CHP-laitoksen tasapainotilanne

Toisinaan aluelämpöverkon lämmöntarve on juuri CHP:n tuottaman lämpökuorman suuruinen, jolloin aluelämpöverkon puolelta tuleva massavirta lämmitetään CHP-yksikössä tavoitelämpötilaan $T_{D11} = 85\text{ °C}$ ja palautetaan suoraan aluelämpöverkon puolelle. Tällainen tilanne on esitetty kuvassa 24 ja taulukkoon 13 on koottu kuinka vesikierto toteutuu CHP-modulissa. Vesikierto 3 viittaa siihen, että aluelämpöverkon lämmöntarve on edelleen kasvanut ensimmäisestä kahdesta vesikierron tapauksesta, jolloin kaukolämpöverkon puolelle ei enää siirretä kuumaa vettä, eikä sieltä oteta enää kylmää vettä vesikiertoon lisäksi. Tämä tapaus saavutetaan kuitenkin hyvin harvoin simulaatioiden aikana.



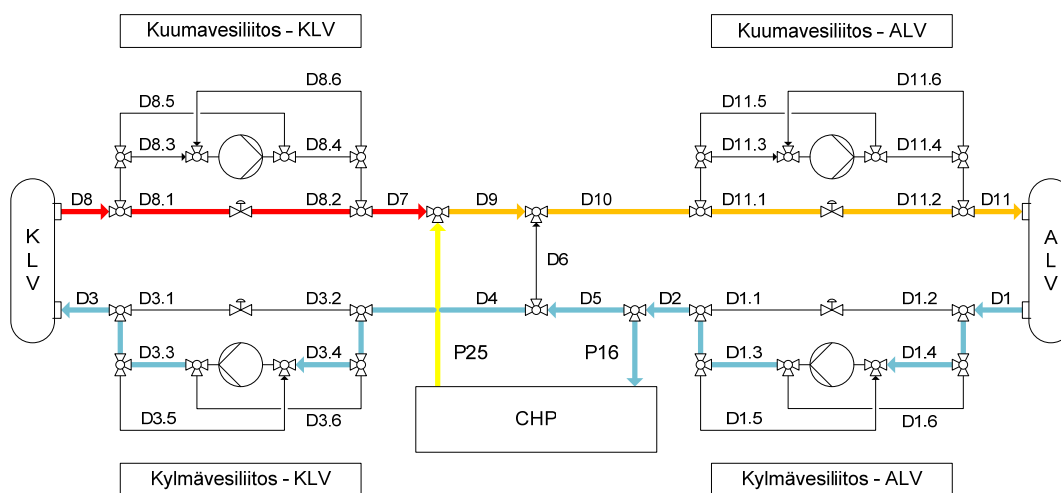
Kuva 24. Prosessikaavio vesikierrolle 3.

Taulukko 13. CHP-moduulin prosessipisteominaisuudet vesikierrossa 3

Prosessipiste	Massavirta (kg/s)	Lämpövirta (kJ/s)	Lämpötila (°C)	Paine (bar)
D1	2,60	54,31	30,00	5,00
D2	2,60	54,31	30,00	5,48
D3	0,00	0,00	30,00	12,00
D4	0,00	0,00	30,00	5,48
D5	0,00	0,00	30,00	5,48
D6	0,00	0,00	0,00	0,00
D7	0,00	0,00	115,00	5,48
D8	0,00	0,00	115,00	12,00
D9	2,60	655,56	85,00	5,48
D10	2,60	655,56	85,00	5,48
D11	2,60	655,56	85,00	5,00

7.9.4 Vesikierto 4: Aluelämpöverkko suurena lämmönkuluttajana

Tapauksissa, joissa CHP-yksikön veteen siirtämä 600 kW lämpöenergiaa ei riitä tyydyttämään aluelämpöverkon lämmöntarvetta joudutaan kaukolämpöverkon puolelta ottamaan lisää kuumaa vettä ja sekoittamaan se CHP-yksikön veden kanssa, jotta vesi saadaan aluelämpöverkon paluuveden tavoitelämpötilaan $T_{D8} = 85 \text{ °C}$. Tällainen tilanne voi syntyä esimerkiksi talvella aluelämpöverkon hetkittäisen lämmönkulutuksen kasvaessa äärimmäisen suureksi, johtuen esimerkiksi aluelämpöverkkoon kuuluvien asukkaiden lauantai-illan saunomisesta tai aamun kylpyhetkistä. Tällaisen tilanteen prosessikaavio on esitetty kuvassa 25 ja prosessipisteominaisuudet taulukossa 14. Vesikierto 4 tapahtuu vain harvoin hyvin mitoitetussa ALV ja CHP:n yhdistelmässä.



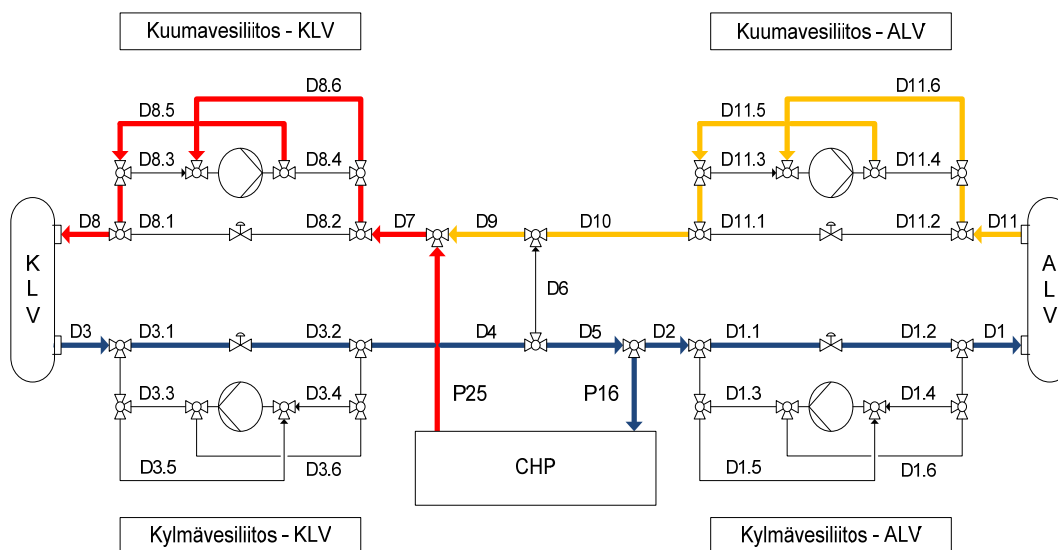
Kuva 25. Prosessikaavio vesikierrolle 4.

Taulukko 14. CHP-moduulin prosessipisteominaisuudet vesikierrossa 4

Prosessipiste	Massavirta (kg/s)	Lämpövirta (kJ/s)	Lämpötila (°C)	Paine (bar)
D1	3,00	62,67	30,00	5,00
D2	3,00	62,67	30,00	5,48
D3	0,26	5,36	30,00	12,00
D4	0,26	5,36	30,00	5,48
D5	0,26	5,36	30,00	5,48
D6	0,00	0,00	0,00	0,00
D7	0,26	97,89	115,00	5,48
D8	0,26	97,89	115,00	12,00
D9	3,00	756,45	85,00	5,48
D10	3,00	756,45	85,00	5,48
D11	3,00	756,45	85,00	5,00

7.9.5 Vesikierto 5: Aluelämpöverkko lämmöntuottajana

Loppukevään ja kesäkauden aikana kun aluelämpöverkon lämmönkulutus on hyvin pientä ja aurinkolämpökeräimet pystyvät tuottamaan enemmän lämmintä vettä kuin mitä asumukset tarvitsevat, voi aurinkokeräimillä varustettu aluelämpöverkko toimia lämmöntuottajana. Tällaisen tapauksen CHP-moduuli tunnistaa siihen syötetystä negatiivisesta massavirrasta \dot{m}_{D1} , jolloin vesivirta kääntyy ympäri vesikierrrossa. CHP-yksikkö voi olla päällä tai pois päältä kun ALV toimii lämmöntuottajana. Jos CHP on päällä, voi se kuumentaa ALV:n veden KLV:n tavoitelämpötilaan T_{D8} (kuva 26). CHP:n ollessa pois päältä ALV:ssa tuotettu lämmin vesi syötetään suoraan sen lämpötilassa T_{D11} KLV:n puolelle. Kun ALV toimii lämmöntuottajana, massavirta merkitään negatiivisena etumerkillä (taulukko 15).



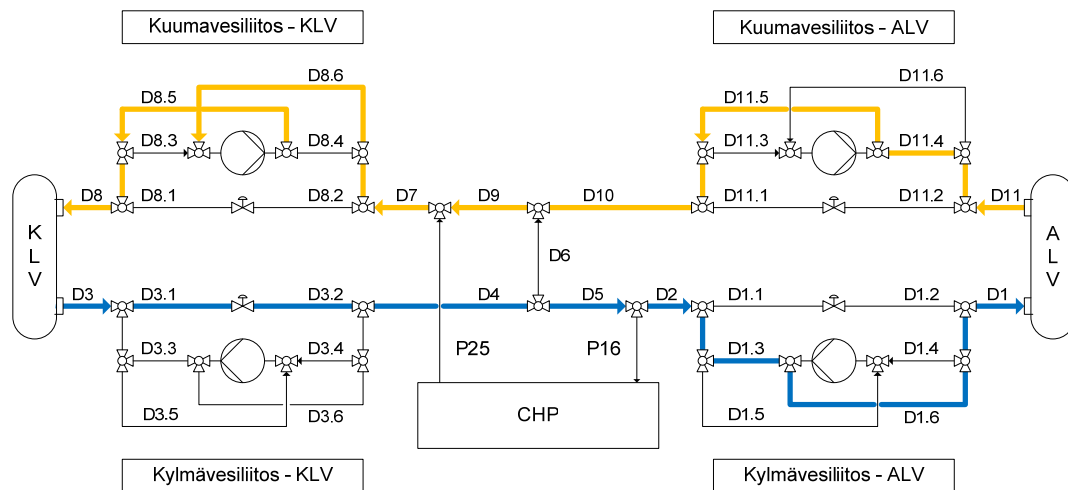
Kuva 26. Prosessikaavio vesikierrolle 5 CHP-yksikön ollessa päällä.

Taulukko 15. CHP-moduulin prosessipisteominaisuudet vesikierrossa 5

Prosessipiste	Massavirta (kg/s)	Lämpövirta (kJ/s)	Lämpötila (°C)	Paine (bar)
D1	-0,30	18,80	40,00	5,00
D2	-0,30	18,80	40,00	5,48
D3	-2,07	129,42	40,00	12,00
D4	-2,07	129,42	40,00	5,48
D5	-2,07	129,42	40,00	5,48
D6	0,00	0,00	0,00	0,00
D7	-2,07	787,53	115,00	5,48
D8	-2,07	787,53	115,00	12,00
D9	-0,30	75,65	85,00	5,48
D10	-0,30	75,65	85,00	5,48
D11	-0,30	75,65	85,00	5,00

7.9.6 Vesikierto 6: Aluelämpöverkko lämmöntuottajana - CHP sammutettu

Miika Rämän tekemien simulaatioiden mukaan touko-elokuun aikana aurinkolämpökeräimet pystyvät tuottamaan hetkittäin ylimäärän lämpöenergiaa.⁵⁶ Alueella olevien asumusten lämmöntarpeen tyydyttämisen jälkeen aluelämpöverkko pystyi maksimissaan tuottamaan 69 kW ylimääräistä lämpöä kaukolämpöverkon puolelle. Tällaisissa tapauksissa CHP-yksikkö oli sammutettu, jolloin aluelämpöverkko toimi itsenäisenä lämmöntuottajana. Alla olevassa simulaatiossa (kuva 27) ALV siirtää 56,85 kW lämpöä KLV:n puolelle (taulukko 16). Kun ALV toimii lämmöntuottajana, malli merkitsee veden massavirrat negatiiviseksi.



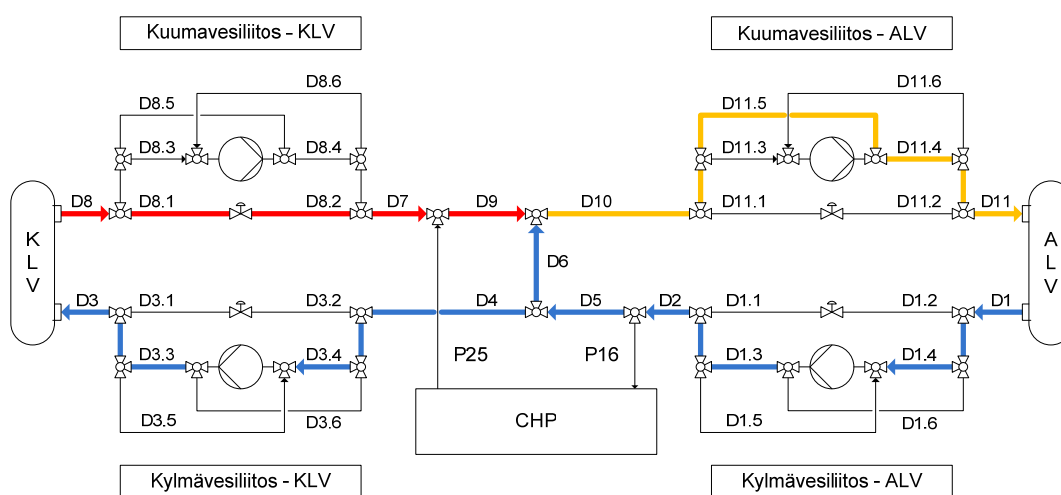
Kuva 27. Prosessikaavio vesikierrolle 6 CHP-yksikön ollessa sammutettuna.

Taulukko 16. CHP-moduulin prosessipisteominaisuudet vesikierrassa 5

Prosessipiste	Massavirta (kg/s)	Lämpövirta (kJ/s)	Lämpötila (°C)	Paine (bar)
D1	-0,30	18,80	40,00	5,00
D2	-0,30	18,80	40,00	5,00
D3	-0,30	18,80	40,00	12,00
D4	-0,30	18,80	40,00	5,00
D5	-0,30	18,80	40,00	5,00
D6	0,00	0	0,00	0,00
D7	-0,30	75,65	85,00	5,00
D8	-0,30	75,65	85,00	12,00
D9	-0,30	75,65	85,00	5,00
D10	-0,30	75,65	85,00	5,00
D11	-0,30	75,65	85,00	5,00

7.9.7 Vesikierto 7: Aluelämpöverkko lämmönkuluttajana - CHP sammutettu

CHP-yksikön ollessa sammutettuna, voi aluelämpöverkon lämmöntarve toisinaan olla suurempi kuin mitä aurinkolämpökeräimet pystyvät vastaamaan. Tällainen tilanne voi ilmetä kylmän kesäyön aikana CHP-yksikön ollessa huoltotauolla. Malli tunnistaa ALV:n lämmöntarpeen ja siirtää KLV:n puolelta kuumaa vettä vesikiertoon, joka voi olla liian kuumaa ALV:n puolelle. ALV:n puolelle siirrettävä vesi jäädytetään sen omalla paluuviedellä tavoitelämpötilaan T_{D11} . Kuvassa 28 on esitetty kuvausta vastaava tilanne ja taulukkoon 17 on koottu kyseisen simulaation prosessipisteominaisuudet.



Kuva 28. Prosessikaavio vesikierrolle 7 CHP-yksikön ollessa sammutettuna.

Taulukko 17. CHP-moduulin prosessipisteominaisuudet vesikierrassa 5

Prosessipiste	Massavirta (kg/s)	Lämpövirta (kJ/s)	Lämpötila (°C)	Paine (bar)
D1	1,50	31,33	30,00	4,50
D2	1,50	31,33	30,00	5,00
D3	0,96	20,11	30,00	12,00
D4	0,96	20,11	30,00	5,00
D5	1,50	31,33	30,00	5,00
D6	0,54	11,23	30,00	5,00
D7	0,96	367,00	115,00	5,00
D8	0,96	367,00	115,00	12,00
D9	0,96	367,00	115,00	5,00
D10	1,50	378,23	85,00	5,00
D11	1,50	378,23	85,00	5,00

8 Päätäntö

Tässä pro gradu –tutkielmassa ja erikoistyössä saavutettiin sille asetettu tavoite: luoda tasaisella kuormalla toimivan haketta ja pellettiä polttavan pien CHP-yksikön massa- ja energiatasemalli MATLAB:lla ja liittää kyseinen CHP-moduuli osaksi VTT:n luomaa aluelämpöverkkomallia. Tulosten tarkastelusta käy ilmi, että malli täyttää massan- ja energiansäilymlait niin CHP-yksikön sisäisissä prosessipisteissä kuin aluelämpöverkkomallin vesikierron liitospalikassa ja pystyy ennustamaan hyvin hakkeen ja pellettien palamisessa muodostuvat savukaasukomponentit sekä simuloimaan palamisilmakertoimen, savukaasujen takaisinkierätyksasteen sekä polttoaineen kosteuden vaikutusta savukaasujen lämpötiloihin. Mallin savukaasutarkastelua voitaisiin kuitenkin jatkossa kehittää epäpuhtaassa palamisessa muodostuvien CO- ja CH₄ savukaasukomponenttien sekä rikkidioksidin SO₂ osalta, sillä tällä hetkellä yksinkertaisiin kokemusperäisiin kertoimiin ja havaintoihin perustuvat konversiokerroinmallit voitaisiin mahdollisesti jatkossa korvata CO- ja CH₄ päästöjen osalta lämpötilariippuvaisella mallinnuksella. Tämä vaatisi kuitenkin malliin liitettäväksi monimutkaisen laskentamallin palamisen kinetiikasta sekä paremman ja kokonaisvaltaisemman lämpöhäviötarkastelun (säteily- ja konvektiohäviöt) arinakattilan, lämmönvaihtimien ja käytettyjen putkiliitosten osalta. Mielenkiintoisimmat tulokset savukaasujen mallinnuksen osalta saatiin kuitenkin NO_x-päästöjen osalta. Erityisesti termisen NO_x:n muodostuminen savukaasun takaisinkierätyksen funktiona voi jatkossa olla hyödyllistä tietoa jos halutaan minimoida NO_x-päästöjen muodostumista poltettaessa erittäin kuivia puubiomassoja. Mallia voitaisiin myös jatkossa käyttää tutkimaan savukaasujen takaisinkierätykskorkeuden vaikutusta termisen NO_{th}:n muodostumiseen erikokoisilla vastaavan geometrian omaavilla arinakattiloilla.

Työssä mallinnetun Turbecin T100-mallin EFMGT –mikroturbiiniprosessin tulokset vastasivat hyvin kirjallisuudesta löytyviä ja laitevalmistajien antamia vastaavia arvoja. Jo luotua mikroturbiinimallia voitaisiin suoraan käyttää jatkossa simuloimaan turbiinin läpi johdettavan kuuman prosessi-ilman lämpötilan muutoksen vaikutusta saavutettuun EFMGT-prosessin nettosähköntuottohyötysuhteeseen. Tällöin tasaisen lämpökuorman CHP-moduulista voitaisiin saada dynaamisempi malli, joka pystyisi paremmin vastaamaan aluelämpöverkon vaihteleviin lämmöntarpeisiin säilyttäen korkean kokonaishyötysuhteen.

CHP-moduulin onnistunut liittäminen osaksi VTT:n luomaa aluelämpöverkkomallia tuo myös lisää simulaatiomahdollisuuksia verkkomallille. Verkkomallia voidaan jatkossa hyödyntää suunnittelemaan tietylle aluelämpöverkolle sopivankokoinen CHP-yksikkö kun tarkastellaan aluelämpöverkon vuotuisia minimi- ja maksimilämmöntarpeita ja sitä, kuinka hyvin CHP-yksikkö on pystynyt vastaamaan kyseisen lämpöverkon lämmöntarpeeseen. Lisäksi mallia voidaan hyödyntää tarkastelemaan Ekogenin CHP-yksikön ympäristövaikutuksia savukaasupäästöjen osalta.

9 Kirjallisuusluettelo

1. Euroopan parlamentti ja neuvosto 2009: Direktiivi 2009/28/EY uusiutuvista lähteistä peräisin olevan energian käytön edistämisestä.
2. EU:n energiayhteistyö 31.10.2013.
https://www.tem.fi/energia/eu_n_energiayhteistyö, Työ- ja elinkeinoministeriö (13.3.2014).
3. P. Hakkila, Puuenergian teknologiaohjelman loppuraportti, TEKES 2014, Helsinki, 135s.
4. S. Yokoyama, The Asian Biomass Handbook, The Japan Institute of Energy, Ministry of Agriculture, Forestry and Fisheries, Japan, 2008, 326 s.
5. E. Vartiainen, P. Luoma, J. Hiltunen, J. Vanhanen, Hajautettu energiantuotanto: teknologia, polttoaineet, markkinat ja CO₂-päästöt, Gaia Group Oy, Oy Edita Ab, Helsinki, 2002, 90 s.
6. M. Wallin, Pienen kokoluokan CHP-tuotannon kannattavuus kunnallisen lämpölaitoksen yhteydessä, Diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Teknillinen tiedekunta, Energiatekniikan koulutusohjelma, Lappeenranta, 2012.
7. S.B. Ferreira and P. Pilidis, Comparison of Externally Fired and Internal Combustion Gas Turbines Using Biomass Fuel, *Journal of Energy Resources Technology*, **2001**, 4, 291-296.
8. EESC Glossary, 2014.
http://www.eesc.europa.eu/?i=glossaries.en.sustainableterms.21566&defaultLocaleSelector=true&dl=fi_FI (13.3.2014)
9. Energiaomavaraiset kylät –hankeen hankesuunnitelma, Raahen seutukunnan kehittämiskeskus, 2013.
http://www.raaseu.fi/instancedata/prime_product_julkaisu/testi/embeds/testiwwwstructure/20270_Energiaomavaraiset_kylat_hankesuunnitelma_final.pdf (13.3.2014)
10. Energiakylä hankeen esittelymateriaali, Vaasa Energy Institute, 2011.
http://energiby.novia.fi/materiaalia/Energiakyla_hanke_esittely.pdf (13.3.2014)
11. DESY-hankkeen kotisivu, CLEEN-portaali. <http://www.cleen.fi/en/desy> (10.5.2015)
12. Combined Heat and Power, Evaluating the benefits of greater global investment, IEA julkaisu, Pariisi, 2008, 39 s.
13. P. McKendry, Energy production from biomass (part 1): overview of biomass, *Bioresource Technology*, **2002**, 83, 37-46.
14. E. Alakangas, Suomessa käytettävien polttoaineiden ominaisuuksia, VTT Tiedotteita 2045, VTT, Espoo, 2000, 172 s.

15. H. B. Goyal, D. Seal and R.C. Saxena, Bio-fuels from thermochemical conversion of renewable resources: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **2008**, *12*, 504-517.
16. R. Raiko, J. Saastamoinen, M. Hupa ja I. Kurki-Suonio, *Poltto ja palaminen*, 2. Painos, International Flame Research Foundation – Suomen kansallinen osasto, Gummerus Kirjapaino Oy, Jyväskylä, 2002, 750 s.
17. Q. Zhang, J. Chang, T. Wang and Y. Xu, Review of biomass pyrolysis oil properties and upgrading research, *Energy Conversion and Management*, **2007**, *48*, 87-92.
18. A. Kumar, D. David and A. H. Milford, Thermochemical Biomass Gasification: A Review of the Current Status of the Technology, *Energies*, **2009**, *2*, 556-581.
19. P. Basu, *Combustion and Gasification in Fluidized Beds*, Taylor & Francis Group, LLC, CRC Press, 2006, 456 s.
20. A. Okuga, *Analysis and operability optimization of an updraft gasifier unit*, Master's Thesis, Eindhoven technical university, Alankomaat, 2007.
21. Y.A. Çengel ja M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5. Painos, McGraw-Hill College, Boston, USA, 2006, 881 s.
22. J. Fjellerup, J. Ahrenfeldt, U. Henriksen and B. Gøbel, Formation, Decomposition and Cracking of Biomass Tars in Gasification, Report from EFP-project: MEK-ET-2005-05, Technical University of Denmark, 2005, 60s.
23. T.A. Milne and R.J. Evans, Biomass Gasifier “Tars”: Their Nature, Formation and Conversion, NREL/TP-570-25357, National Renewable Energy Laboratory, Colorado, USA, **1998**, 204 s.
24. P. McKendry, Energy production from biomass (part 2): conversion technologies, *Bioresource Technology*, **2002**, *83*, 47-54.
25. R.D. Knight, *Physics for Scientists and Engineers: A Strategic Approach with Modern Physics*, 2. painos, Pearson Education Ltd, Polytechnic State University-San Luis Obispo, California, USA, 2008, 1464 s.
26. M.P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 2. Painos, Butterworth-Heinemann, USA, 2002, 799 s.
27. R. Wiksten, *Lämpövoimaproessit*, 2. Painos, Otatiето, Hakapaino Oy, Helsinki, 1998, 164 s.
28. K. A. Al-attab and Z. A. Zainal, Turbine startup methods for externally fired micro gas turbine (EFMGT) system using biomass fuels, *Applied Energy*, **2010**, *87*, 1336-1341.
29. C. Invernizzi, P. Iora and P. Silva, Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines, *Applied Thermal Engineering*, **2007**, *27*, 100-110.

30. A. Traverso, A.F. Massardo and R. Scarpellini, Externally Fired micro-Gas Turbine: Modelling and experimental performance, *Applied Thermal Engineering*, **2006**, *26*, 1935-1941.
31. L. Tumolo, *Bayonet heat exchanger complete model for externally fired turbine cycles*. Master's Thesis, University of Genova, Italy, 2002.
32. L. Dong, H. Liu and S. Riffat, Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review, *Applied Thermal Engineering*, **2009**, *29*, 2119-2126.
33. L. Koskelainen, suullinen tiedonanto (5.12.2013)
34. L. Koskelainen, Ekogenin pienvoimalaitoksen esittelymateriaali 11.6.2013. <http://www.isbeo2020.fi/dman/Document.phx?documentId=xm16913104445343&cmd=download> (30.12.2014)
35. Biolämpöopas, Ariterm, 2011. <http://195.67.82.150/ariterm/Biolampoopas%202011%20FIN%20220811%20low%20res.pdf> (13.3.2014)
36. I. Pihlani, Ekogenin pienvoimalaitoksen esittelymateriaali 29.9.2014. http://motiva.fi/files/9417/09_Pihlainen_Ekogen.pdf (30.12.2014)
37. Technical Description Microturbine Turbec T100, Ensola Energy Solutions, 2006. http://www.newenco.co.uk/file_upload/T100%20Detailed%20Specifications.pdf (13.3.2014)
38. M. Kautz and U. Hansen, The externally-fired gas-turbine (EFGT-Cycle) for decentralized use of biomass, *Applied Energy*, **2007**, *84*, 795-805.
39. J-E. Hanssen, A. Riikonen, C. Noren, G. Karlsson, L. Malmrup, S. Ernebrandt, R. Stokholm, B.J Veland, F. Fock, H. Mosbech, J. Wit, A.H. Pedersen and A.S. Dong, Operating experiences from 18 microturbine applications for CHP and industrial purposes, Conference paper C0404, Danish Gas Technology Center publications, 2004, 20s.
40. A. Melgar, J.F. Pérez, H. Laget and A. Horillo, Thermochemical equilibrium modelling of a gasifying process, *Energy Conversion and Management*, **2007**, *48*, 59-67.
41. C. Schmidl, M. Luisser, E. Padouvas, L. Lasselsberger, M. Rzaca, C. Ramirez-Santa Cruz, M. Handler, G. Peng, H. Bauer and H. Puxbaum, Particulate and gaseous emissions from manually and automatically fired small scale combustion systems, *Atmospheric Environment*, **2011**, *45*, 7443-7454.
42. R. Salzman & T. Nussbaumer, Fuel Staging for NO_x Reduction in Biomass Combustion: Experiments and Modeling, *Energy & Fuels*, **2001**, *15*, 575-582.
43. J. H. W. Lau, Comparison of Pdf- and Eddy-Dissipation Combustion Models Applied to a Propane Jet Flame, *Combustion and Flame*, **1995**, *102*, 209-215.

44. Valtioneuvoston asetus polttoaineteholtaan alle 50 megawatin energiantuotantoyksiköiden ympäristönsuojeluvaatimuksista 24.10.2013/750.
45. J. Waltisberg, Emission and Monitoring Guideline for Unit Conversion of Continuous Measuring Devices, Holcim 2004, 16 s.
46. Introduction to Bomb Calorimetry. Parr Instrument Company. <http://www.scimed.co.uk/wp-content/uploads/2013/03/Introduction-to-bomb-calorimetry.pdf>, (19.3.2014).
47. Forest products laboratory, *Wood Handbook: Wood as an Engineering Material*, Centennial Edition, United States Department of Agriculture, Madison, USA, 2010, 509 s.
48. Y.A. Çengel ja M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 6. Painos, McGraw-Hill College, Boston, USA, 2007, 976 s.
49. S. A. Channiwala and P. P. Parikh, A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels, *Fuel*, **2002**, *81*, 1051-1063.
50. A. Bäck, Enhancing ESP Efficiency for High Resistivity Fly Ash by Reducing the Flue Gas Temperature, *Electrostatic Precipitation*, Springer Berlin Heidelberg, 2009, 406-411 s.
51. B.G Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, 1. painos, Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1984, 512 s.
52. C.E. Housecroft and E.C Constable, *Chemistry: An Introduction to Organic, Inorganic and Physical Chemistry*, 3. painos, Pearson Education Limited, Harlow, England, 2006, 1285 s.
53. R.C. Sachdeva, *Fundamentals of Engineering Heat and Mass Transfer (SI Units)*, 2. Painos, New Age International (P) Limited, Publishers, New Delhi, India, 2003, 745 s.
54. F.P. Incropera, D. P. Dewitt, T.L. Bergman & A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6. Painos, John Wiley & Sons, New Jersey, United States of America, 2007, 1070 s.
55. J. Ikäheimo, J. Söderman, F. Petterson, P. Ahtila, I. Keppo, A. Nuorkivi, K. Sipilä, *DO2DES – Design of Optimal Distributed Energy Systems, Design of district heating network*, Åbo Akademi, Report 2005-1.
56. VTT, Distributed energy systems DESY-hankkeen loppuraportti, 2015.
57. Energiateollisuus ry: *Kaukolämmön käsikirja*. Adato Energia Oy, Helsinki, Suomi, 2006, 556 s. - Ref. P. Leskinen, *Aamun huippukulutuksen torjunta ja lämmöntuotanto lämpötilan muutostilanteessa*, Oulun ammattikorkeakoulu, 2014.
58. T. Nussbaumer, Primary and Secondary Measures for the Reduction of Nitric Oxide Emissions from Biomass Combustion, *Developments in Thermochemical Biomass Conversion*, Blackie Academic and Professional, London, 1997, 1447-1461 s.

59. Polttoaineen yleisiä ominaisuuksia, Hajautetut Biojalostamot hankkeen julkaisuja, Itä-Suomen yliopisto 2013.
60. Valtioneuvoston asetus (750/2013) polttoaineteholtaan alle 50 megawatin energiantuotantoyksiköiden ympäristönsuojeluvaatimuksista.
61. M.M. Roy, A. Dutta, K. Corscadden, An experimental study of combustion and emissions of biomass pellets in a prototype pellet furnace, *Applied Energy*. **2013**, 108, 298-307.
62. M.T. Hansen, A.R. Jein, S. Hayes, P. Bateman, *English Handbook For Wood Pellet Combustion*, Pellet Atlas, 2009.
63. L.S. Johansson, B. Leckner, L. Gustavsson, D. Cooper, C. Tullin, A. Potter, Emission characteristics of modern and old-type residential boilers fired with wood logs and wood pellets, *Atmospheric Environment*, **2004**, 38, 4183-4195.
64. Verein Deutscher Ingenieure, *VDI Heat Atlas*, 2. painos, Springer, 2010, 1584 s.
65. Biolämpöopas, Ariterm, 2007.
<http://www.kmaatalous.fi/tuotteet/koneet/tyokoneet/bioenergia/biopolttolaitteet/Documents/biolampoopas.pdf> (3.1.2015)
66. E.D. Marquardt, R. Radebaugh, Compact High Effectiveness Parallel Plate Heat Exchangers, *Cryocoolers*, **2003**, 12, 507-516.
67. A. Heiligenstein, G. Ozegovich, *Heat tracing products – training manual*, Chromalox Industrial, 1998, 76 s.

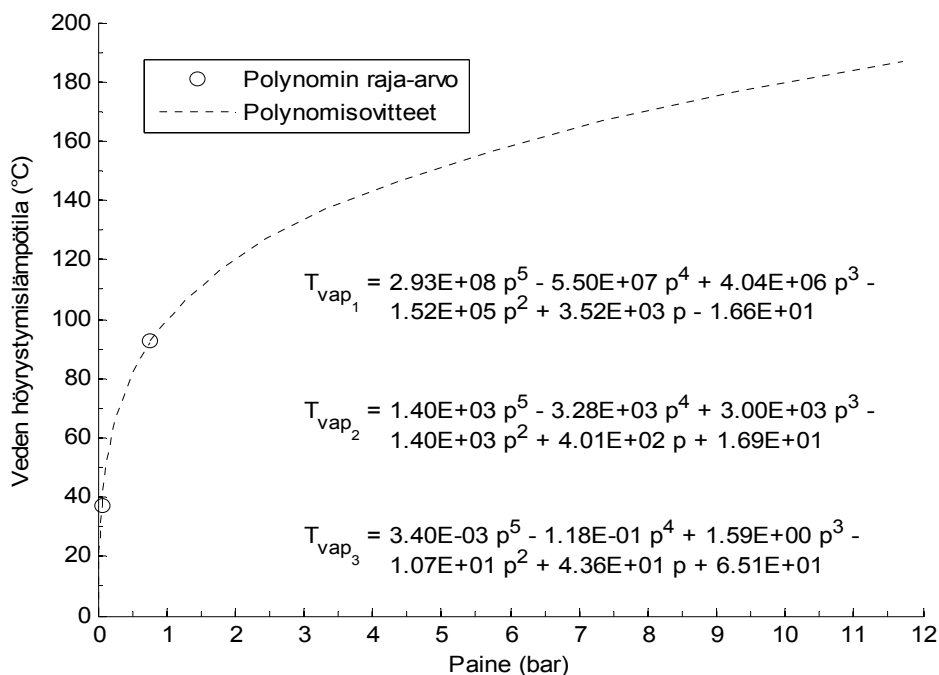
Liitteet

Liite 1. Savukaasujen ominaislämpökapasiteettien polynomivakioita

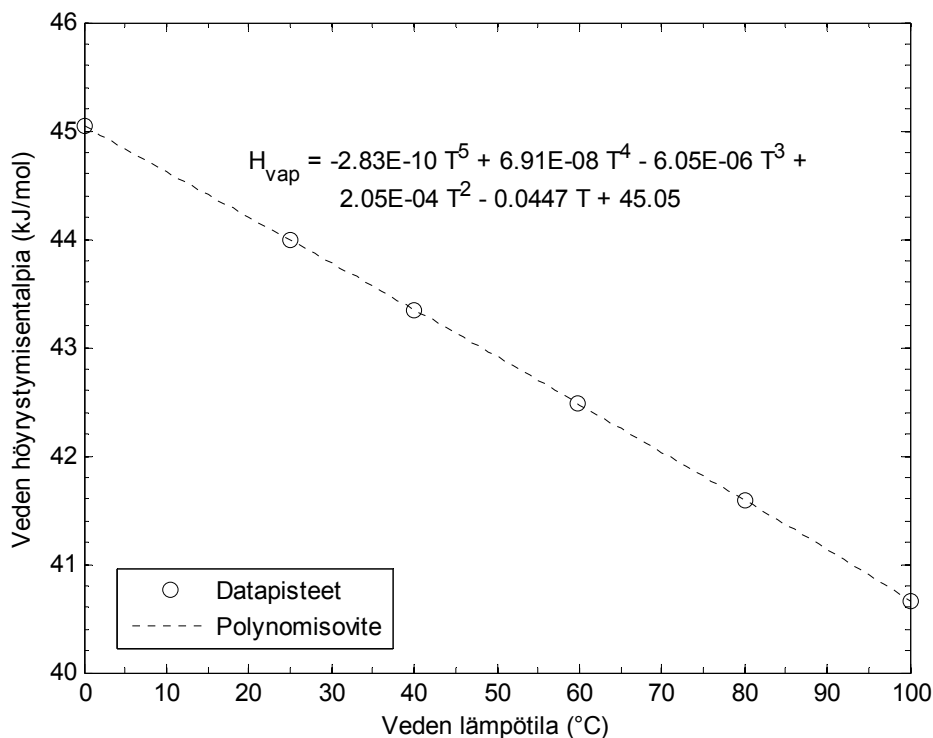
Taulukko 18. Ideaalikaasujen lämpötilariippuvaisen ominaislämpökapasiteetin vakioarvot palamisessa muodostuville tyypillisille savukaasukomponenteille⁴³

Yhdiste	Lämpötilaväli (K)	$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ (kJ/kmol K)			
		a	b	c	d
CO ₂	273 – 1800	22,26	0,0598	$-3,50 \cdot 10^{-5}$	$7,47 \cdot 10^{-9}$
CO	273 – 1800	28,16	0,0017	$5,37 \cdot 10^{-6}$	$-2,22 \cdot 10^{-9}$
CH ₄	273 – 1500	19,89	0,0502	$1,27 \cdot 10^{-5}$	$-1,10 \cdot 10^{-8}$
H ₂ O	273 – 1800	32,24	0,0019	$1,06 \cdot 10^{-5}$	$-3,60 \cdot 10^{-9}$
SO ₂	273 – 1800	25,78	0,0580	$-3,81 \cdot 10^{-5}$	$8,61 \cdot 10^{-9}$
NO	273 – 1500	29,34	-0,0009	$9,75 \cdot 10^{-6}$	$-4,19 \cdot 10^{-9}$
N ₂	273 – 1800	28,90	-0,0016	$8,08 \cdot 10^{-6}$	$-2,87 \cdot 10^{-9}$
O ₂	273 – 1800	25,48	0,0152	$-7,16 \cdot 10^{-6}$	$1,31 \cdot 10^{-9}$

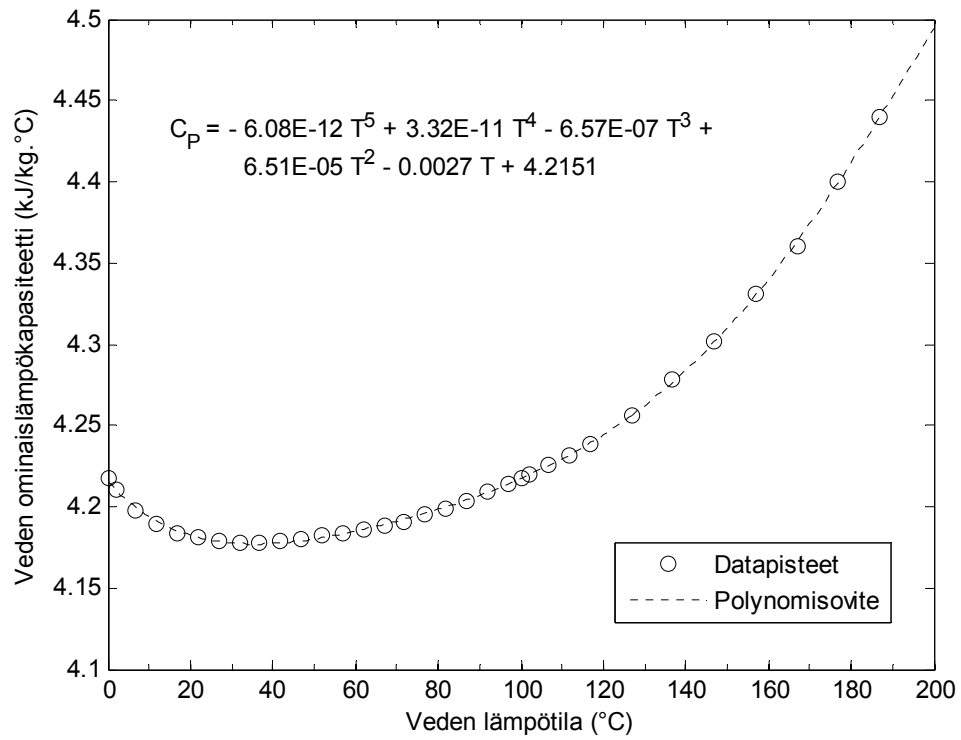
Liite 2. Veden ja ilman ominaisuuksista luotujen funktioiden kuvaajat.



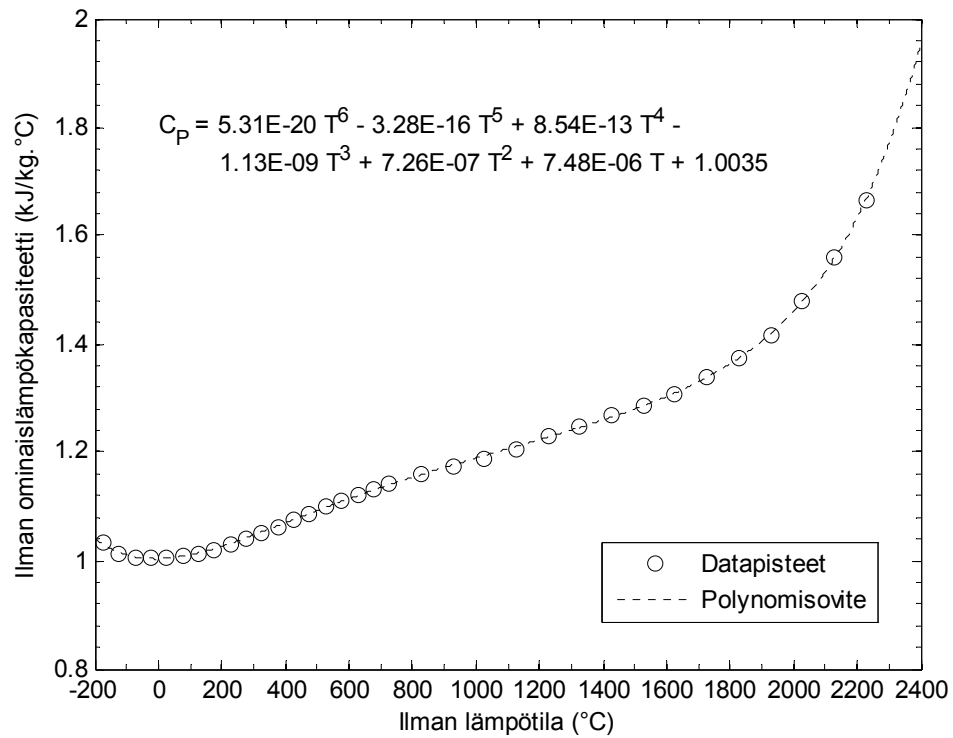
Kuva 26. Veden höyrystymislämpötila paineen funktiona $T_{vap}(p)$. Keskivirheen minimoimiseksi, polynomisovitteet on jaettu kolmeen painealueeseen.



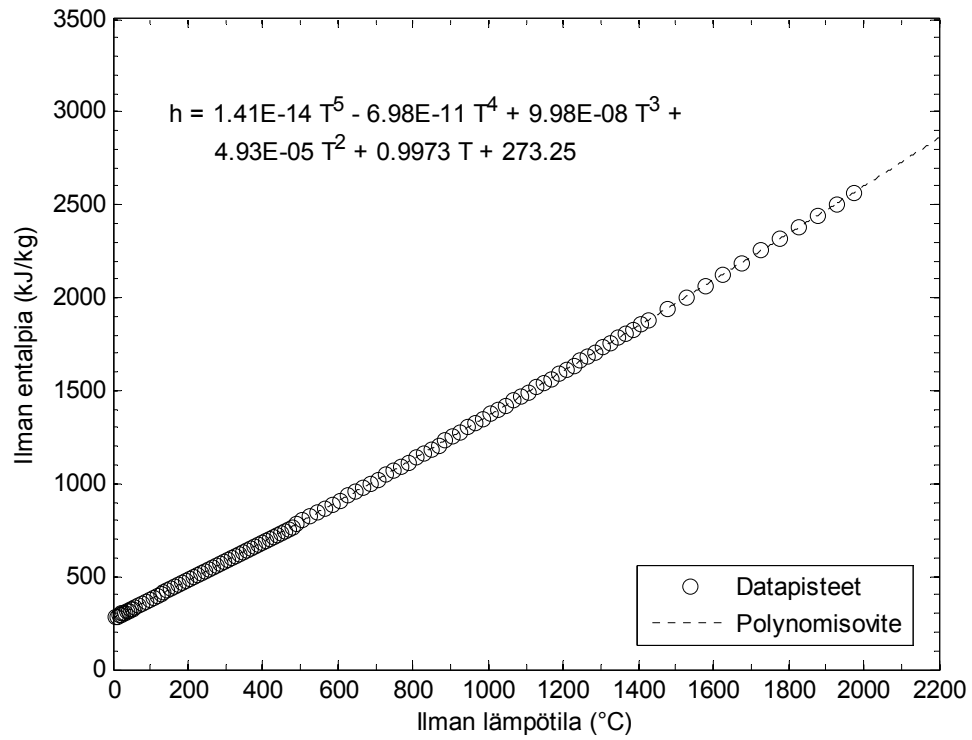
Kuva 27. Veden molaarinen höyrystymisentalpia lämpötilan funktiona $H_{vap}(T)$.



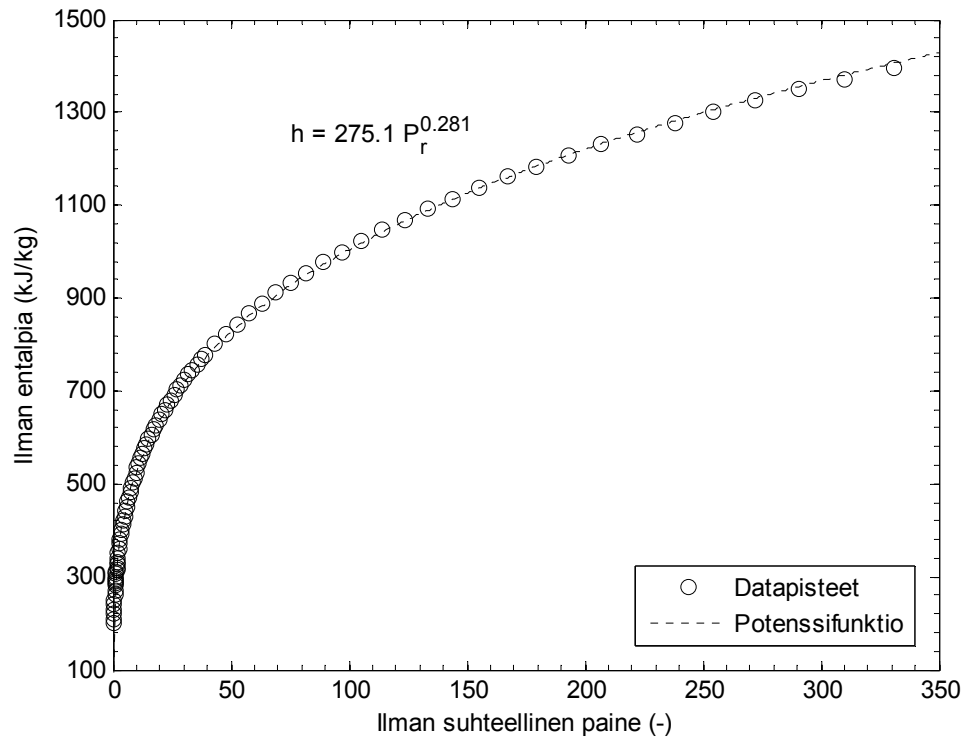
Kuva 28. Veden ominaislämpökapasiteetti lämpötilan funktiona $C_p(T)$.



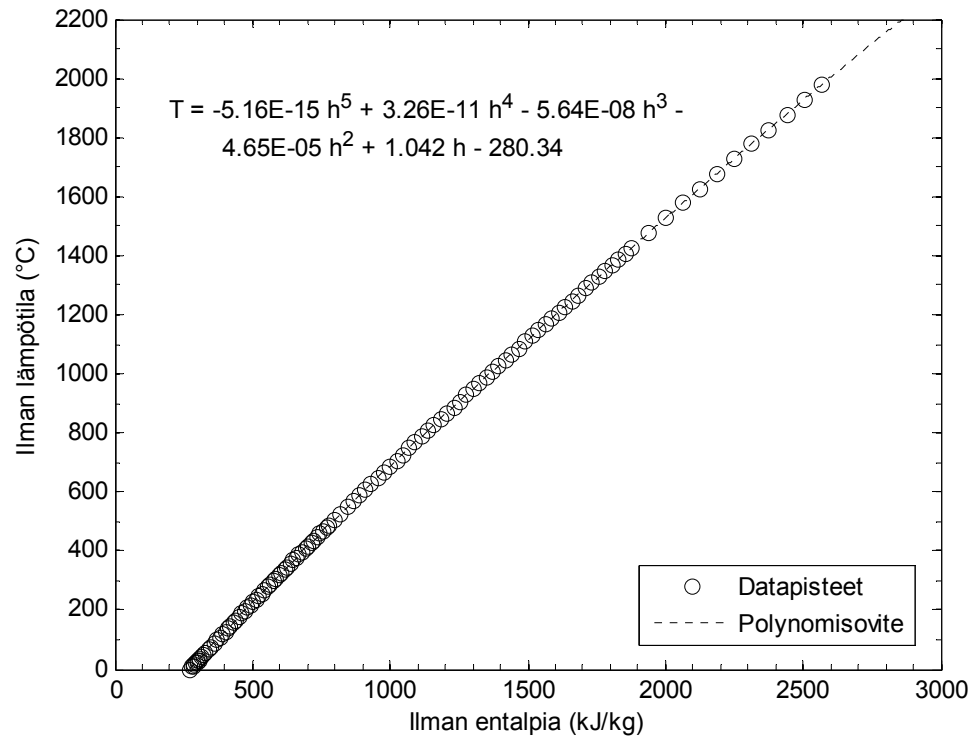
Kuva 29. Ilman ominaislämpökapasiteetti $C_{p,ilma}(T)$ lämpötilan funktiona.



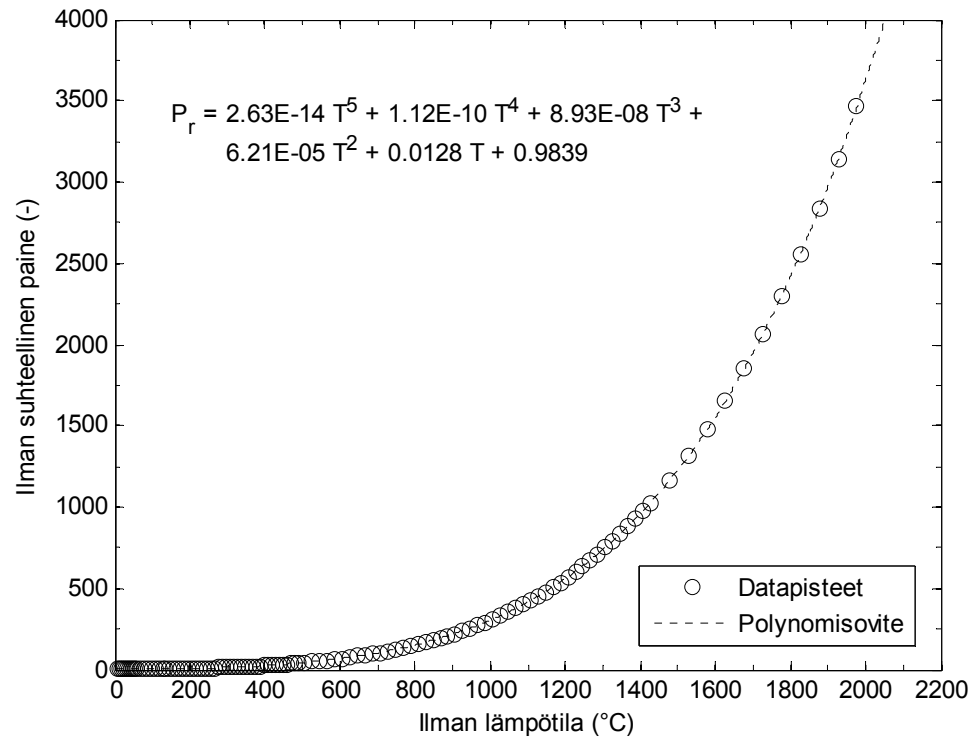
Kuva 30. Ilman entalpia $h(T)$ lämpötilan funktiona.



Kuva 31. Ilman entalpia $h(Pr)$ suhteellisen paineen funktiona.



Kuva 32. Ilman lämpötila $T(h)$ entalpian funktiona.



Kuva 33. Ilman suhteellinen paine $Pr(T)$ lämpötilan funktiona.

Liite 3. Puhtaan veden ominaisuuksia kuvaavat funktiot

Taulukko 19. Veden eri ominaisuuksille määritettyjen polynomisovitteiden vakioarvot a-f, sekä sovitetten ja datapisteiden välinen regressiokerroin R^2 ja keskivirhe SE. Taulukoidut raja-arvot kertovat muuttujien arvojoukon, jolla funktiot ovat valideja. Funktiot muotoa: $y(x) = ax^5 + bx^4 + cx^3 + dx^2 + ex + f$

Funktiot veden ominaisuuksille	$C_p (T)$	$\Delta_{vap}H (T)$	$T_{vap}(p_1)$	$T_{vap}(p_2)$	$T_{vap}(p_3)$
Yksikkö / Yksikkö	kJ/kg K / (K)	kJ/mol / (K)	°C / (bar)	°C / (bar)	°C / (bar)
a	$-6,0757 \cdot 10^{-12}$	$2,8202 \cdot 10^{-11}$	$2,9289 \cdot 10^8$	$1,4010 \cdot 10^3$	$3,3980 \cdot 10^{-3}$
b	$3,3836 \cdot 10^{-9}$	$-4,3965 \cdot 10^{-8}$	$-5,4975 \cdot 10^7$	$-3,2790 \cdot 10^3$	-0,11821
c	$-6,5685 \cdot 10^{-7}$	$2,7068 \cdot 10^{-5}$	$4,0386 \cdot 10^6$	$3,0025 \cdot 10^3$	1,5862
d	$6,5086 \cdot 10^{-5}$	$-8,2411 \cdot 10^{-3}$	$-1,5179 \cdot 10^5$	$-1,3997 \cdot 10^3$	-10,659
e	$-2,6957 \cdot 10^{-3}$	1,1997	$3,5218 \cdot 10^3$	$4,0082 \cdot 10^2$	43,571
f	4,2151	-17,556	-16,626	16,861	65,057
R^2	0,9997	0,9999	0,9999	0,9995	0,9999
SE	0,0012	0,0000	0,3988	0,5695	0,0934
Raja-arvot	273,15–460,15 (K)	273,15–373,15 (K)	0,00611–0,06221 (bar)	0,06221–0,75140 (bar)	0,75140–11,7100 (bar)

Termokemiallinen data funktioita varten on otettu kirjasta: R.C. Sachdeva, *Fundamentals of Engineering Heat and Mass Transfer (SI Units)*, 2-Painos, s.745, taulukoista (s.700 - 710)

Liite 4. Kuivan ilman ominaisuuksia kuvaavat funktiot

Taulukko 20. Ilman eri ominaisuuksille määritettyjen polynomisovitteiden vakioarvot a-f, sekä sovituksen ja datapisteiden välinen regressiokerroin R^2 ja keskivirhe SE. Taulukoidut raja-arvot kertovat muuttujien arvojoukon, jolla funktiot ovat valideja. Funktiot muotoa: $y(x) = ax^5 + bx^4 + cx^3 + dx^2 + ex + f$, paitsi funktio $h_s(P_r)$ joka on muotoa: $y = ax^b$

Funktiot ilman ominaisuuksille	$C_p(T)$	$T(h)$	$h(T)$	$P_r(T)$	$h_s(P_r)$
Yksikkö / Yksikkö	kJ/kg K / (K)	K / (kJ/kg)	kJ/kg / (K)	- / (K)	kJ/kg / (-)
a	$1,3121 \cdot 10^{-17}$	$-5,1612 \cdot 10^{-15}$	$1,4080 \cdot 10^{-14}$	$2,6287 \cdot 10^{-14}$	275,10
b	$3,9694 \cdot 10^{-14}$	$3,2631 \cdot 10^{-11}$	$-8,9030 \cdot 10^{-11}$	$7,6149 \cdot 10^{-11}$	0,28121
c	$-3,8208 \cdot 10^{-10}$	$-5,6381 \cdot 10^{-8}$	$1,8654 \cdot 10^{-7}$	$-1,3503 \cdot 10^{-8}$	-
d	$-2,9464 \cdot 10^{-4}$	$-4,6526 \cdot 10^{-5}$	$-6,6589 \cdot 10^{-5}$	$3,3726 \cdot 10^{-5}$	-
e	$7,1973 \cdot 10^{-7}$	1,0423	0,99876	$-9,5295 \cdot 10^{-3}$	-
f	1,0437	-7,1933	2,0814	0,88187	-
R^2	0,9998	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
SEM	0,0049	0,3624	0,2689	0,3204	0,0030
Raja-arvot	100–3000 (K)	273–2250 (K)	273–2250 (K)	273–2250 (K)	0–600 (P _r)

Termokemiallinen data funktioita varten on otettu kirjasta: Cengel et al. 2007, 6-Painos, s.976, taulukko A-17 (s.936–937) kuivan ilman ideaalikaasuominaisuuksia