

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

LUT School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0201 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

EPÄSUORALLA LÄMMÖNTUONNILLA VARUSTETUT MIKROTURBIINIT

Lappeenrannassa 25.05.2015

0339974 Matti Karjalainen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
LUT School of Energy Systems
Energiatekniikan koulutusohjelma

Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

Epäsuoralla lämmöntuonnilla varustetut mikroturbiinit

Kandidaatintyö

2015

42 sivua, 22 kuvaa, 7 taulukkoa

Hakusanat: Epäsuora lämmöntuonti, mikroturbiini, lämmönsiirtimen optimointi

Keywords: external firing, microturbine, heat exchanger optimization

Epäsuorassa lämmöntuonnissa biomassan poltto ja mikroturbiinin kierto-prosessi on erotettu toisistaan lämmönsiirtimen avulla. Tämän avulla mikroturbiiniprosessissa voidaan hyödyntää myös likaavia savukaasuja tuottavia polttoaineita kuten biomassaa. Prosessissa hyötysuhde ei nouse niin korkealle kuin kaasumaista polttoainetta käytettäessä lähinnä turbiinin alemmasta sisääntulolämpötilasta johtuen. Lämmönsiirtimen suunnittelu on erittäin tärkeässä asemassa prosessin sähköntuottohyötysuhdetta ajatellen. Mitä suurempi osa biomassan savukaasujen lämpöenergiasta saadaan hyödynnettyä sitä suurempi on hyötysuhde. Kaupallisessa tarjonnassa on vielä hieman ongelmia juuri näistä syistä. Lämmönsiirrin ei välttämättä kestä korkeita lämpötiloja. Suuremmilla lämpötiloilla (yli 800 °C) joudutaan käyttämään seostettuja teräslaatuja tai jopa keraamisia ratkaisuja. Hyötysuhteeltaan ja investointikustannuksiltaan epäsuoralla lämmöntuonnilla varustettu mikroturbiini on etuase-massa muihin teknologioihin nähden, kunhan lämmönsiirtimen materiaaliongelma ja optimaalinen biomassan poltto ratkaistaan.

SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLILUETTELO	3
1 JOHDANTO	5
2 BIOPOLTTOAINEET	7
3 MIKROTURBIINIPROSESSI	9
3.1 Kompressori	10
3.2 Rekuperaattori	12
3.3 Polttokammio	14
3.4 Turbiini.....	14
3.5 Laakerointi	15
3.6 Generaattori.....	16
3.7 Suorituskyky	16
4 EPÄSUORAN LÄMMÖNTUONNIN RATKAISUT	19
4.1 Biomassan poltto.....	22
4.2 Suorituskykyyn vaikuttavia tekijöitä.....	24
5 KAUPALLINEN TARJONTA.....	27
5.1 Talbott's Heating.....	27
5.2 Ekogen.....	29
5.3 Bio-MGT.....	32
5.4 Turbec T100 biomassa	34
6 TULEVAISUUDEN NÄKYMÄT JA HAASTEET	36
6.1 Lämmönsiirtimeen materiaalin valinta	36
6.2 Lämmönsiirtimeen geometria	37
6.3 Biomassan kaasutus	37
7 YHTEENVETO.....	39

SYMBOLILUETTELO

Latinalaiset

c_p	ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa	[J/kgK]
p	paine	[Pa]
P	teho	[kW]
q_i	alempi lämpöarvo	[kJ/kg]
q_m	massavirta	[kg/s]
R	ainekohtainen kaasuvakio	[J/kgK]
s	entropia	[J/kgK]
T	lämpötila	[K]
h	entalpia	[J/kg]

Kreikkalaiset

ε	rekuperaatioaste	[-]
η	hyötysuhde	[-]
Φ	lämpöteho	[kW]

Alaindeksit

1...5	prosessipiste
aux	omakäyttö
e	nettomääräinen
gen	generaattori
i	ilma
inv	taajuusmuuttaja
k	kompressori
katt	kattila
m	mekaaninen
p	polytrooppinen
pa	polttoaine
pk	polttokammio
pr	prosessi
sk	savukaasu

t turbiini
th terminen

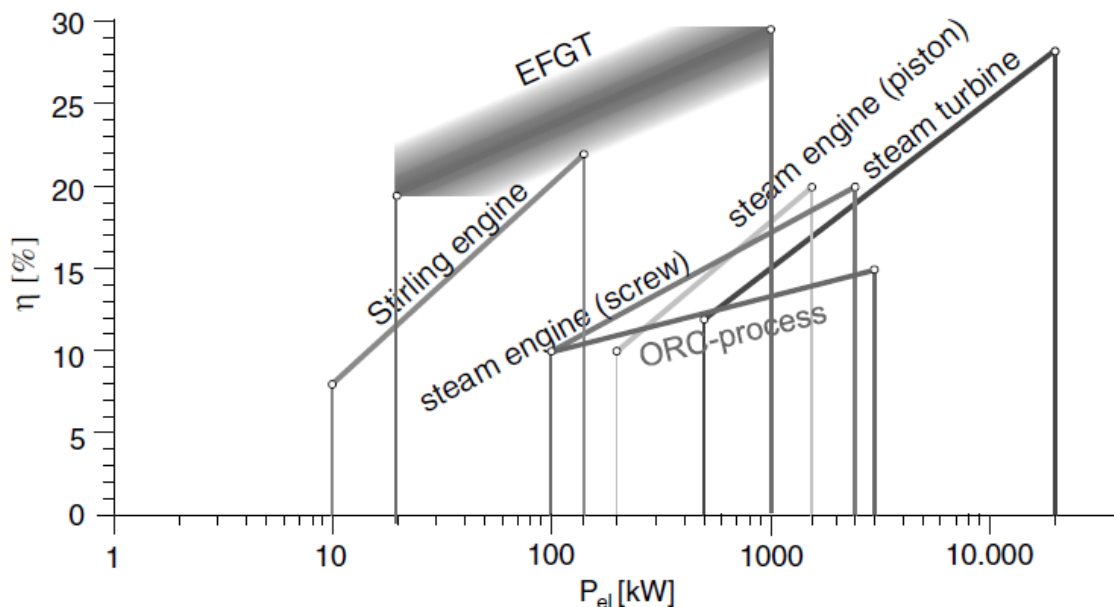
Lyhenteet

EFGT Externally Fired Gas turbine
EFMT Externally Fired Microturbine
IFGT Indirectly Fired Gas Turbine
ORC Organic Rankine Cycle
TIT Turbine Inlet Temperature

1 JOHDANTO

Nykyiset energianmuuntoprosessit kuten polttomoottori ja kaasuturbiinit vaativat puhtaita polttoaineita, koska pakokaasut ovat suorassa kosketuksessa liikkuviin osiin. Epäsuorat prosessit erottavat palamisen ja termodynaamisen kiertoprosessin toisistaan lämmönsiirtimen avulla. (Kautz 2007)

Epäsuora prosessi mahdollistaa likaisen polttoaineen polton. Biopolttoainetta polttamalla voidaan hyödyntää halpaa polttoainetta. Biomassaa hyödyntävät voimalaitosprosessit kokoluokassa ovat perinteinen höyryturbiini, stirling-moottori, epäsuoralla lämmöntuonnilla varustetut mikroturbiinit (EFMT) sekä orgaanisella väliaineella toimiva höyryprosessi ORC (Organic Rankine Cycle). Mikroturbiiniksi luetaan kaasuturbiinit, joiden teho on 25 kW – 300 kW. Kuvasta 1 voidaan päätellä, että kyseisessä teholuokassa epäsuoralla lämmöntuonnilla varustettu mikroturbiini täyttää aukon höyryvoimalaitoksen ja stirling-moottorin välistä. Höyryvoimalaitokset ovat näin pienessä mittakaavassa vielä tehottomia sähköntuotannon suhteen ja stirling-moottorin paras käyttöalue on alhaisemmalla sähkötehoilla. (Kautz 2007)



Kuva 1. Biomassaa hyödyntävien voimalaitosten tyypillinen koko ja hyötysuhde pienessä kokoluokassa. (Kautz 2007)

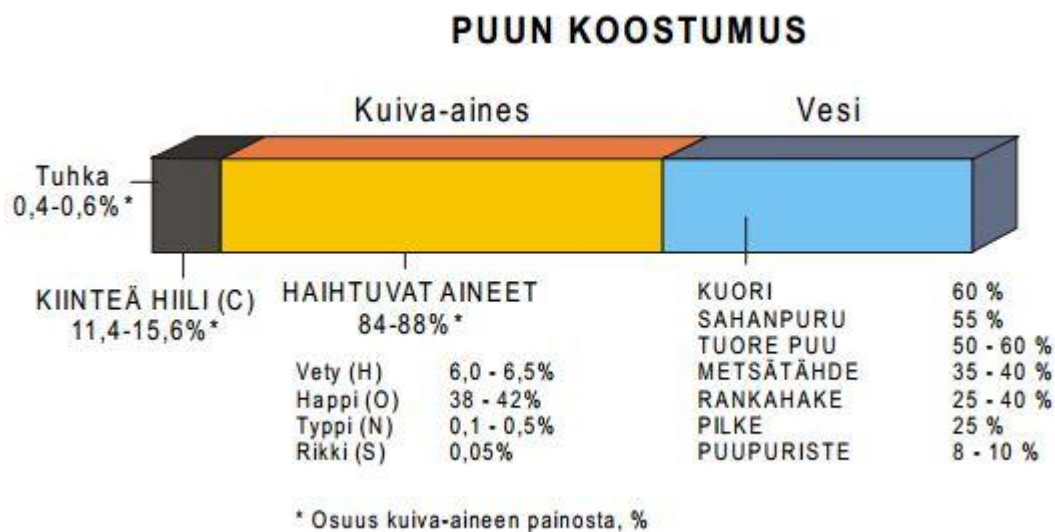
Tässä työssä keskitytään epäsuoran lämmöntuonnin mikroturbiiniprosessin rakenteiden kuvaamiseen. Työssä esitellään prosessin keskeisimmät osat ja niiden tärkeimmät tila- ja tehoyhtälöt. Painopiste on biopolttoaineen kattilan suunnittelussa ja lämmönsiirtimen toteutuksessa ja sen optimoimisessa.

Kaupallista tarjontaa esitetään sillä laajuudella kuin sitä on saatavilla. Lopuksi perehdytään tulevaisuuden haasteisiin ja näkymiin.

2 BIOPOLTTOAINEET

Maailmalla biopolttoaineiden käyttö lisääntyy jatkuvasti. Euroopan Unionissa on tarkoitus lisätä uusiutuvien energialähteiden käyttöä, siten myös biopolttoaineen käyttöä tulisi lisätä. Suomessa suuri osa primäärienergiasta tuotetaan biomassalla. Konventionaalisissa mikro-turbiineissa käytetään polttoaineena yleensä maakaasua tai joissain tapauksissa öljyä. Maakaasun hinta on kuitenkin korkea ja sen saaminen tuotantopaikalle voi olla hankalaa tai jopa mahdotonta. (Alakangas 2000)

Puu koostuu kuvan 2 mukaisesti haihtuvista aineista, kiinteästä hiilestä ja tuhkasta. Haihtuvat aineet voidaan jakaa veteen ja muihin haihtuviin aineisiin kuten happi, vety, typpi ja rikki. Puun suuresta, jopa 85% haihtuvien aineiden pitoisuudesta johtuen se on pitkäliekkinen polttoaine ja vaatii siten suuren palotilan. (Alakangas 2000)



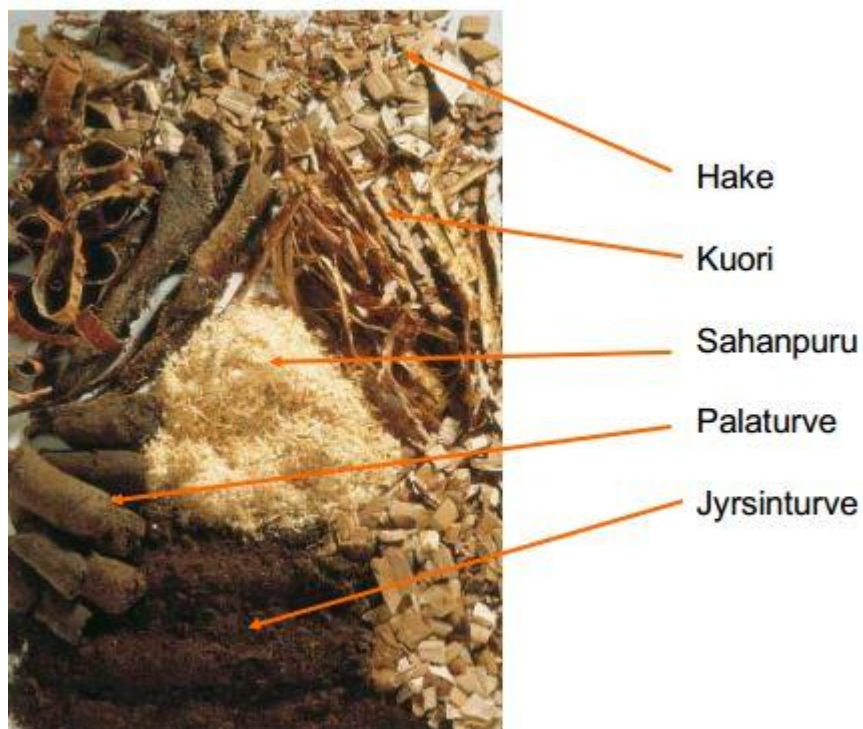
Kuva 2. Puun koostumus (Alakangas et al 1987)

Biomassan kosteus vaikuttaa suuresti polttoaineen teholliseen lämpöarvoon. Maakaasun tehollinen lämpöarvo on noin 50 MJ/kg kun se puun kuiva-aineella on taas 18 - 20 MJ/kg. Eroa selittää maakaasun suuri hiili- ja vetypitoisuus. Puun kosteuden johdosta sen todellinen lämpöarvo jää tavallisesti alle 10 MJ/kg. Taulukossa on esitetty polttoaineiden lämpöarvoja.

Taulukko 1. Eri polttoaineiden ylempiä lämpöarvoja. (Alakangas et al 1987)

Polttoaineita	HHV [MJ/kg]
Hiili	23,0...32,0
Öljy	40,0...45,0
Maakaasu	50,0...55,0
Muovi	27,0...34,0
Sekajäte	8,5...11,0
Puu	17,0...20,0
Hiili	23,0...32,0

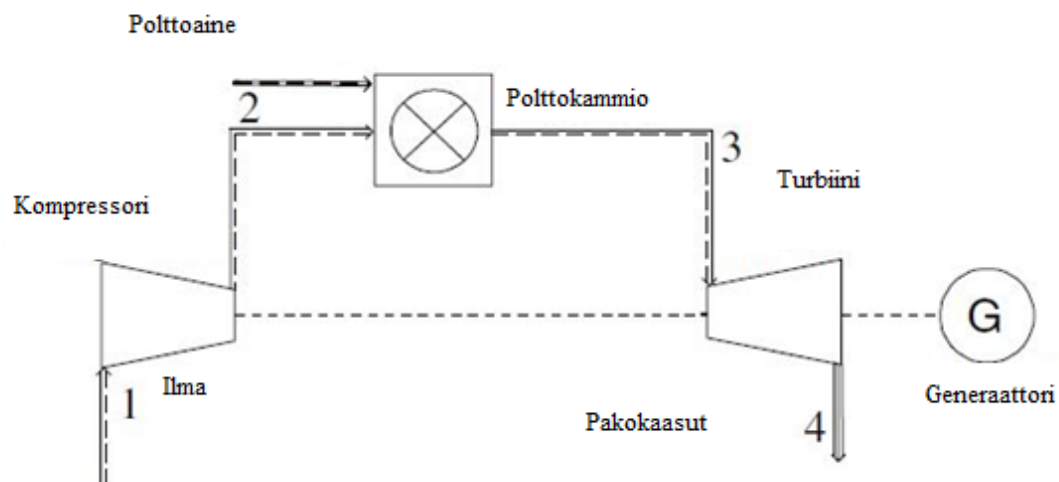
Kuvassa 3 esitellään erilaisia biopolttoaineita, jotka kaikki soveltuvat käytettäväksi epäsuorassa mikroturbiiniprosessissa.



Kuva 3. Erilaisia biopolttoaineita. (Vakkilainen 2013)

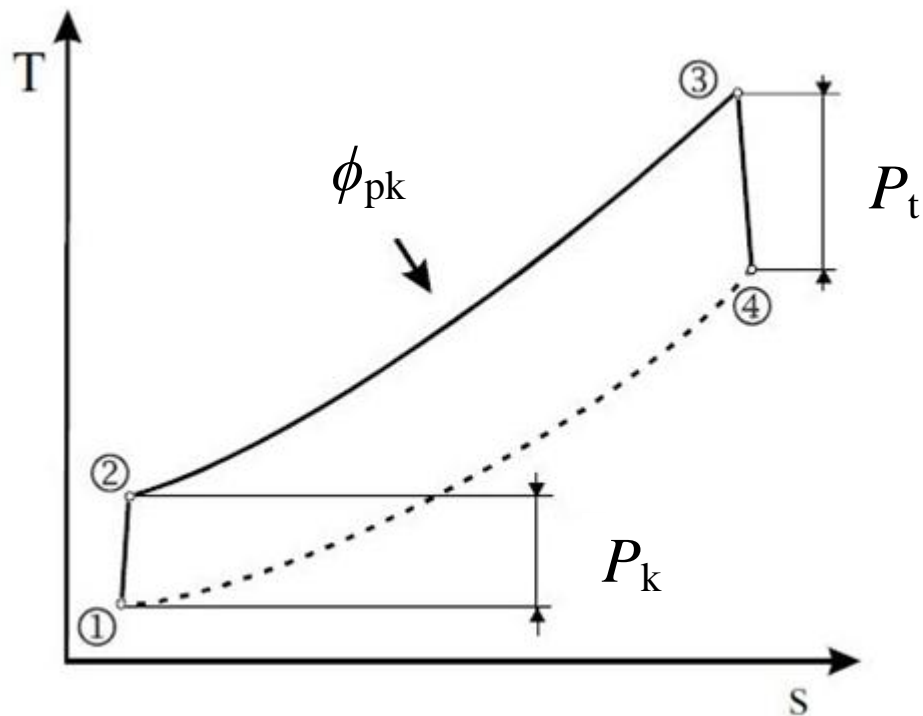
3 MIKROTURBIINIPROSESSI

Mikroturbiini perustuu kaasuturbiinin lailla Brayton-prosessiin ja koostuu yksinkertaisimmassa tapauksessa kolmesta pääkomponentista: kompressorista, polttokammioista ja turbiinista. Kuvassa 4 on havainnollistettu mikroturbiiniprosessi. Ensimmäiseksi kiertoainetta, yleensä ilmaa puristetaan kompressorissa ympäröivän ilman paineesta korkeampaan paineeseen. Ilmaa puristaessa (1→2) sen lämpötila nousee voimakkaasti. Korkeaan paineeseen puristettu ilma syötetään polttokammioon. Polttokammiossa (2→3) poltetaan yleensä maakaasua ja saadaan korkeassa paineessa ja lämpötilassa olevia savukaasuja. Nämä savukaasut paisuvat seuraavaksi turbiinissa (3→4) tuottaen sekä kompressorin vaatiman tehon sekä tehoa generaattorin pyörittämiseen. Generaattori tuottaa sähkötehoa. Kuvassa 5 havainnollistetaan prosessia lisäksi T,s-kaavion avulla (Soares 2007 s.10)



Kuva 4. Mikroturbiinin prosessikaavio. (Kautz 2007, muokattu)

Kuvasta 5 huomataan, että kompressorin puristus ja turbiinin paisunta eivät ole täysin häviöttömiä prosesseja. Turbiinista saatava teho on kompressorin vaatimaa tehoa suurempi, minkä ansiosta prosessista saadaan nettotehoa ulos.



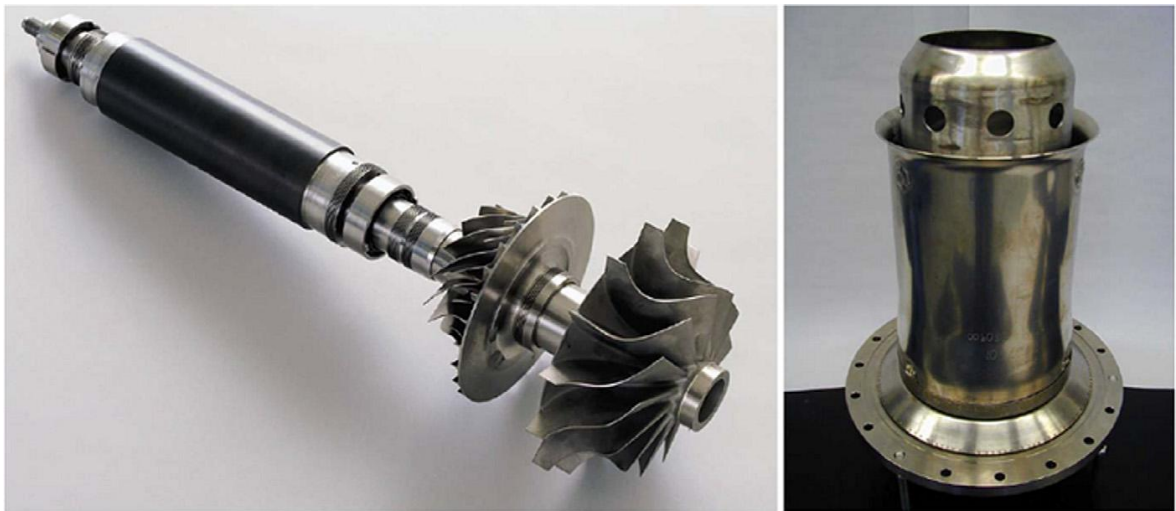
Kuva 5. Mikroturbiiniprosessin T,s-kaavio. P_t = turbiinin teho. P_k = kompressorin teho. ϕ_{pk}
= Tuotu lämpöenergia. (Kautz 2007)

Mikroturbiinissa käytetään tavallisesti rekuperaattoria, joka siirtää turbiinista poistuvien savukaasujen lämpöä polttokammioon menevään ilmaan. Tämän ansiosta polttoaineen tarve pienenee ja sähköntuottohyötysuhde kasvaa. Rekuperaattorin jälkeen savukaasujen lämpöä voidaan käyttää vielä esim. käyttöveden lämmitykseen (sähkön ja lämmön yhteistuotanto).

Mikroturbiinin keskeisimmät osat ovat kompressori, polttokammio, turbiini, generaattori ja rekuperaattori. Yleensä kompressori ja turbiini ovat samalla akselilla generaattorin kanssa rakenteen yksinkertaistamiseksi. Yksiakselisuuden johdosta rakenteella on mahdollista saavuttaa pieni huoltokustannus ja korkea luotettavuus. Kuvassa 6 on esitetty mikroturbiinin kompressorin, turbiinin ja polttokammion yksi toteutustapa.

3.1 Kompressori

Mikroturbiineissa käytetään radiaalikompressoreita ja –turbiineita, joissa työaine virtaa kohtisuoraan akseliin nähden. Yleisin toteutustapa mikroturbiineissa on yksivaiheinen radiaalikompressori ja yksivaiheinen radiaaliturbiini. Mikroturbiinissa kiertoaineen massavirta olisi liian pieni, jotta voitaisiin hyödyntää aksiaaliturbokoneita. Aksiaalikompressorissa tai -turbiinissa siiven korkeus olisi liian pieni ollakseen käytännöllinen ja hyötysuhteeltaan riittävä mikroturbiinikäyttöön. Myös radiaalikompressoreiden ja turbiinien edullinen valmistusprosessi ajaa niiden etua mikroturbiinien kokoluokassa.



(a)

(b)

Kuva 6. (a) Mikroturbiinin akseli, jossa kompressori vasemmalla ja turbiini oikealla. (b) Polttokammio. (Cadorin et al, 2012)

Samanlaista rakennetta käytetään yleisesti myös autoteollisuudessa turboahtimissa. Autoteollisuus on kehittänyt jo vuosia tekniikkaa tässä kokoluokassa, joten mikroturbiinivalmistajat ovatkin lähteneet liikkeelle autoteollisuuteen valmistetuista turboahtimista ja muokanneet niistä sopivia mikroturbiinikäyttöön.

Kompressorin tehoa laskettaessa täytyy tietää ilman massavirta sekä alkua- ja loppulämpötila. Loppulämpötilan laskemiseksi tarvitaan painesuhde sekä esimerkiksi polytrooppinen hyötysuhde, jolloin loppulämpötila lasketaan yhtälöllä (1).

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{R}{c_p \eta_p}} \quad (1)$$

Jossa

T_2	lämpötila kompressorin jälkeen	[K]
T_1	tulolämpötila	[K]
p_2	paine kompressorin jälkeen	[Pa]
p_1	tulopaine	[Pa]
R	ainekohtainen kaasuvakio	[J/kgK]
c_p	keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa	[J/kgK]
η_p	polytrooppihyötysuhde	[-]

Laskettaessa loppulämpötilaa joudutaan aluksi arvaamaan loppulämpötila, jotta ominaislämpökapasiteetti voidaan määrittää. Tällä tavalla saadaan uuden loppulämpötilan avulla määriteltä tarkempi ominaislämpökapasiteetti ja lämpötila lasketaan uudelleen. Iteratiivista prosessia jatketaan niin kauan, kunnes ominaislämpökapasiteetti ei enää merkittävästi muutu.

Kompressorin terminen teho lasketaan yhtälöllä (2).

$$P_k = q_{m,i} c_p (T_2 - T_1) \quad (2)$$

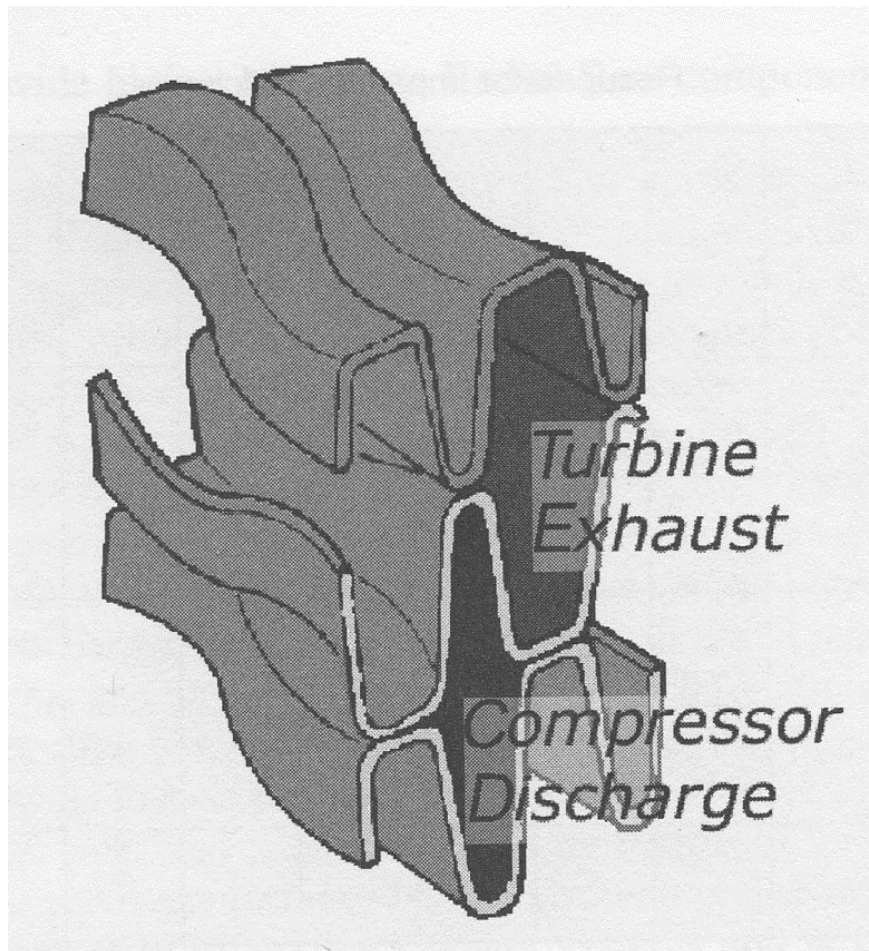
Jossa

P_k	kompressorin terminen teho	[kW]
$q_{m,i}$	ilman massavirta	[kg/s]

3.2 Rekuperaattori

Turbiinin ulostulossa savukaasujen lämpötila on vielä noin 500 °C – 600 °C. Tästä muuten hukkaan menevästä energiasta voidaan ottaa osa talteen. Rekuperaattorin avulla savukaasujen sisältämää lämpöenergiaa hyödynnetään lämmittämällä kompressorilta tullutta ilmaa, jolloin polttokammiossa ei tarvitse käyttää niin paljoa polttoainetta vaadittavaan turbiinin sisääntulolämpötilaan päästäkseen. Rekuperaattoria käyttämällä voidaan siten parantaa

prosessin sähköntuottohyötysuhdetta. Rekuperaattori on siis oikeastaan ilman esilämmitin. Rekuperaattoria tarvitaan prosessissa, jotta päästään riittävään sähköhyötysuhteeseen kilpailukseen markkinoilla. Tyypillisesti hyötysuhde paranee 15 %:sta 25...30 %:iin. Rekuperaattori on lämmönsiirrin, jossa tapahtuu väistämättä painehäviöitä. Vaikka mikroturbiinin teho pienenee noin 10 % painehäviöiden johdosta, sähköntuottohyötysuhde nousee huomattavasti. Tästä johtuen sitä on hyödyllistä käyttää. Rekuperaattorin suunnittelussa on otettava huomioon taloudelliset seikat, vaikka suorituskyvyn kannalta parasta olisi valita hyötysuhteeltaan paras ja painehäviöiltään pienin rakenne. Rekuperaattorin hyöty pienenee mitä suurempi on kompressorin painesuhde, sillä suuremmalla painesuhteella kompressorista poistuva ilma on lämpimämpää ja turbiinista poistuva savukaasu kylmempää, joten turbiinista poistuvia kaasuja voi enää niin tehokkaasti hyödyntää. Mikroturbiineissa käytetään tavallisesti ns. levyrekuperaattoreita, joista yksi rakenneratkaisu on esitetty kuvassa 7. (Soares 2007 s.12)



Kuva 7. Levyrekuperaattorin perusrakenne (Soares, 2007).

Rekuperattori on siis vain lämmönsiirrin ja lämmönsiirtimille yleisesti tärkein suure on rekuperaatioaste. Se kuvaa rekuperattorissa siirretyn tehon suhdetta teoriassa maksimisaan siirrettävissä olevaan tehoon, ja se lasketaan yhtälöllä (3).

$$\varepsilon = \frac{T_{2,r} - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3)$$

Jossa

ε	rekuperaatioaste	[-]
T_2	lämpötila kompressorin jälkeen	[K]
$T_{2,r}$	lämpötila ennen polttokammiota	[K]
T_4	lämpötila turbiinin jälkeen	[K]

3.3 Polttokammio

Polttokammion lämpöteho lasketaan yhtälöllä (4)

$$\Phi_{pk} = q_{m,pa}(q_i + h_{pa}) \quad (4)$$

Jossa

Φ_{pk}	polttokammion lämpöteho	[kW]
$q_{m,pa}$	polttoaineen massavirta	[kg/s]
q_i	alempi lämpöarvo	[kJ/kg]
h_{pa}	polttoaineen entalpia	[J/kg]

3.4 Turbiini

Turbiinin sisääntulolämpötila pidetään usein vakiona suunniteltaessa mikroturbiinia. Turbiinin materiaalit rajoittavat lämpötilan nostoa. Kaasuturbiinin aksiaalisissa turbiineissa ensimmäistä vaihetta joudutaan yleensä jäädyttämään siipien sisältä. Mikroturbiineissa käytettäviä radiaalisissa turbiineissa siipien sisäinen jäähditys ei kuitenkaan ole toteutetta-

vissa helposti, joten joudutaan turvautumaan materiaalien valintaan ehkäisemään siipien vaurioitumista. Turbiinin tehoa määriteltäessä tulolämpötila tiedetään, koska se on sidottu materiaalivalintaan. Turbiinin teho lasketaan yhtälön (5) avulla.

$$P_t = q_{m,sk} c_p (T_3 - T_4) \quad (5)$$

Jossa

P_t	turbiinin teho	[kW]
$q_{m,sk}$	savukaasun massavirta	[kg/s]
T_3	turbiinin sisääntulolämpötila (TIT)	[K]

Turbiinista poistuvan ilman lämpötila voidaan määrittellä vastaavalla tavalla polytrooppihyötysuhteen avulla kuin kompressorin puristuslämpötila, yhtälö (6)

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{R\eta_p}{c_p}} \quad (6)$$

Jossa

p_4	paine turbiinin jälkeen	[Pa]
p_3	paine turbiinin sisääntulossa	[Pa]
η_p	polytrooppihyötysuhde	[-]

3.5 Laakerointi

Mikroturbiinin akseli tarvitsee pyöriäkseen laakerit tukemaan akselia. Mikroturbiinin tulee pyöriä suurnopeuskoneiden nopeusalueella tuottaakseen riittävästi tehoa. Eräät mikroturbiinit pyörivät jopa 90 000 kierrosta minuutissa. Laakereilta vaaditaan siis paljon. Mikroturbiinissa käytetään sekä öljy- että kaasulaakereita. Öljylaakereissa laakeria voidellaan ja jäähdytetään öljyllä, joten se tarvitsee toimiakseen öljyä, pumpun, öljyn jäähdytysjärjestelmän sekä öljyn suodatuksen. Öljylaakerointijärjestelmä vaatii huoltoa ja järjestelmän vahvuutena ollut pitkä huoltoväli vähentäisi mikroturbiinin taloudellista kilpailukykyä muihin tuotantomuotoihin verrattuna. (Soares 2007 s.16)

Ilmalaakeroinnissa laakerit lepäävät ohuen ilmakerroksen välissä, joka sallii suuren nopeuden. Järjestelmä ei vaadi kallista öljyn tapaista pumppaus- ja suodatusjärjestelmää, joten se on hyvin halpa ylläpitää. Hyvänä puolena pidetään myös pientä ilmanvastusta käynnistyksessä. Huonona puolena on pieni painelaakerin kapasiteetti ja alttius lämpörasitukselle. Eräs valmistaja on raportoinut jopa 10 000 onnistunutta käynnistysjaksoa ilmalaakereilla varustetulla mikroturbiinilla. (McDonald Colin & Rodgers Colin 2008)

3.6 Generaattori

Mikroturbiini tuottaa sähköenergiaa joko suoraan turbiinin akseliin kytketyllä suurnopeusgeneraattorilla tai vaihteiston välityksellä kytketyllä generaattorilla. Vaihteistolla varustetussa järjestelmässä mikroturbiini on kaksiakselinen, jossa ensimmäinen turbiinivaihe pyörittää kompressoria suurnopeudella ja toinen vaihe generaattoria vaihteiston välityksellä. Nykyisin taajuusmuuttajateknologia on jo pitkälle kehittyntä ja niiden häviöt minimaaliset, joten yleensä käytössä on suurnopeusgeneraattorit, jotka ovat taajuusmuuttajan kautta kytkettynä sähköverkkoon.

Suurnopeusgeneraattori on varustettu kestopagneeteilla. Taajuusmuuttajassa korkeataajuuksinen vaihtovirta muutetaan ensiksi tasavirraksi, ja sen jälkeen sähköverkkoa vastaavaksi vaihtovirtavirraksi (Suomessa 50 Hz). Ilman ulkoista verkkoa mikroturbiinin käynnistämiseen vaaditaan akusto tai generaattori.. Elektroniikka huolehtii järjestelmän käynnistämisestä ja ulkoisen virran menetystilanteista. (Soares 2007, s.179)

3.7 Suorituskyky

Mikroturbiinin terminen teho lasketaan vähentämällä turbiinin tehosta kompressorin vaatima teho ja se on esitetty yhtälössä (7).

$$P_{th} = P_t - P_k \quad (7)$$

Jossa

P_{th} terminen teho [kW]

Terminen eli prosessihyötysuhde lasketaan yhtälön (8) mukaisesti.

$$\eta_{pr} = \frac{P_{th}}{\Phi_{pk}} \quad (8)$$

Jossa

η_{pr}	prosessihyötysuhde	[-]
-------------	--------------------	-----

Nettosähköteho lasketaan termisen tehon avulla ottamalla huomioon prosessissa vaikuttavat tekijät ja se esitetään yhtälössä (9).

$$P_e = P_{th}\eta_m\eta_{gen}\eta_{inv} \quad (9)$$

Jossa

P_e	nettosähköteho	[kW]
η_m	mekaaninen hyötysuhde	[-]
η_{gen}	generaattorihyötysuhde	[-]
η_{inv}	taajuusmuuttajan hyötysuhde	[-]

Vaihteistoa käytettäessä taajuusmuuttajan hyötysuhde korvataan vaihteistohyötysuhteella. Sähköntuottohyötysuhde lasketaan yhtälöllä (10)

$$\eta_e = \frac{P_e}{\Phi_{pk}} \quad (10)$$

Jossa

η_e	sähköntuottohyötysuhde	[-]
----------	------------------------	-----

Mikroturbiinin suorituskykyyn vaikuttaa keskeisesti turbiinin tulolämpötila, painesuhde, kompressorin ja turbiinin hyötysuhteet sekä mahdollisen rekuperaattorin rekuperaatioaste. Konventionaalisia polttoaineita (maakaasu, öljy) ja rekuperaattoria käyttämällä päästään yli 30 % sähköntuottohyötysuhteeseen. Turbec T100:n maakaasua käyttävän mikroturbiinin päätoiminta-arvoja on esitetty taulukossa 2. Taulukosta 2 huomataan, että kompresso-

rin vaatima teho on painesuhteella 4,5 suurempi kuin nettosähköteho. Rekuperaattorin jälkeän savukaasujen lämpötila on 270 °C, joka riittää hyvin vielä esim. kaukolämmön tuotantoon. Kaukolämpö hyödyntämällä saadaan prosessin kokonaishyötysuhde nostettua 80 % tasolle.

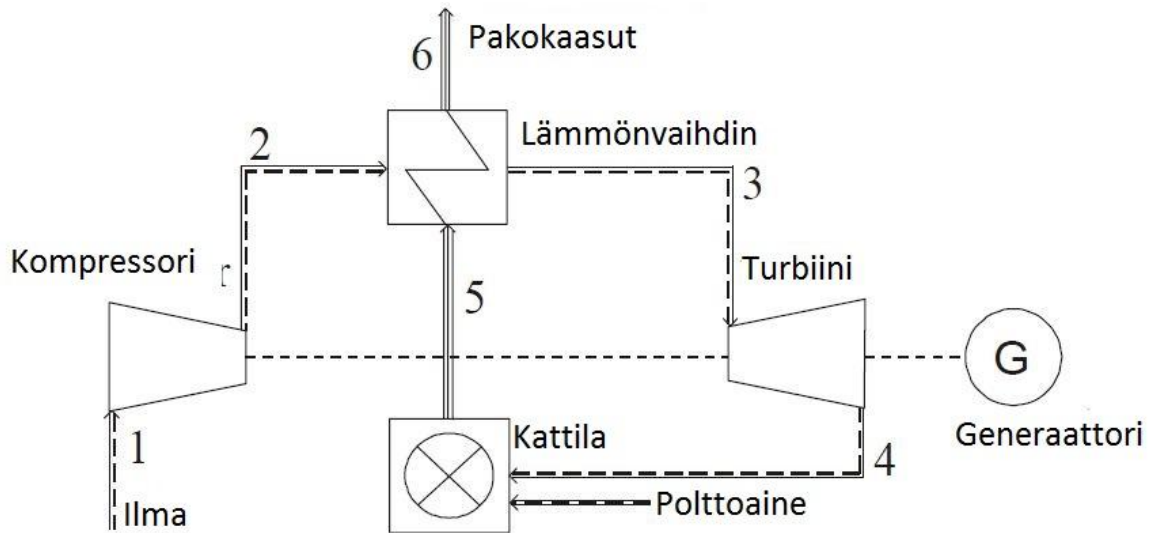
Taulukko 2. Turbec T100-mikroturbiinin toiminta-arvoja (de Mello et al 2014).

Sähköteho	100	kW
Lämpöteho	333	kW
Turbiinin teho	282	kW
Kompressorin teho	159	kW
Sähköntuottohyötysuhde	30	%
Painesuhde	4,5	-
Kompressorin isentroopinen hyötysuhde	0,768	-
Turbiinin isentroopinen hyötysuhde	0,826	-
Turbiinin sisääntulolämpötila	950	°C
Savukaasujen lämpötila turbiinin jälkeen	650	°C
Savukaasujen lämpötila rekuperaattorin jälkeen	270	°C
Massavirta, ilma	0,7833	kg/s
Massavirta, savukaasu	0,79	kg/s
Pyörimisnopeus	70 000	rpm

4 EPÄSUORAN LÄMMÖNTUONNIN RATKAISUT

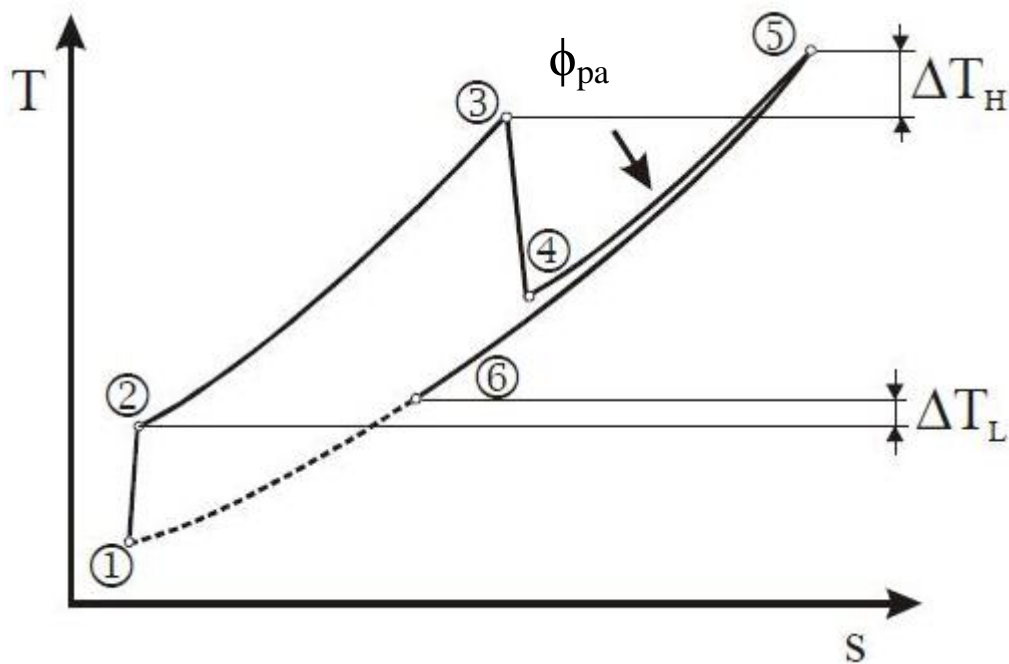
Suoralla lämmöntuonnilla tarkoitetaan perinteisiä kaasu- ja mikroturbiineita, joissa kompressorissa paineistettu ilma johdetaan polttokammioon, jossa kaasumainen tai nestemäinen polttoaine palaa lämmittäen puristettua ilmaa. Epäsuoralla lämmöntuonnilla tarkoitetaan lämmöntuonnista kiertoprosessiin lämmönsiirtimen välityksellä. Epäsuorassa järjestelmässä palaminen ja termisen energian muutosprosessi siis erotetaan toisistaan. Epäsuoran lämmöntuonnin ansiosta ei tarvita polttokammiota. Erillisessä kattilassa tapahtuvassa palamisessa voidaan polttaa melkein mitä vain pystytään tehokkaasti polttamaan. Houkuttelevinta kattilassa on polttaa biomassaa johtuen sen edullisuudesta maakaasun verrattuna. Lisäksi kaasuturbiinissa kiertävä työaine on vain ilmaa, joten savukaasujen korrodoivaa ja likaavaa vaikutusta turbiinin siivilille ei tapahdu. (Kautz 2007)

Epäsuoralla lämmöntuonnilla varustettu mikroturbiinin prosessikaavio on esitetty kuvassa 8. Prosessissa turbiinissa paisunutta kiertoainetta eli ilmaa (4) käytetään kattilan palamisilmana. Todellisuudessa kattila tarvitsee vielä palamisilmapuhaltimen palamisen säätämiseksi. Kattilassa biomassan palaminen tuottaa palamiskaasuja (5), joiden lämpöenergia siirretään erillisellä lämmönvaihtimella mikroturbiiniprosessiin. Poistuessaan prosessista pakokaasut (6) ovat vielä hyvin lämpimiä, noin 300 asteisia riippuen lämmönsiirtimen mitoituksesta. Sähkön ja lämmön yhteistuotantolaitoksessa näistä kaasuista saadaan vielä lämpöä esim. kaukolämmitykseen asuinalueelle. Myös epäsuoran lämmöntuonnin mikroturbiinissa voidaan käyttää rekuperaattoria siirtämään turbiinista poistuvan ilman lämpöä kompressorin jälkeiseen ilmaan. Tämä pienentää savukaasusta ilmaan siirrettävän lämmön ja siten likaavissa olosuhteissa sijaitsevan lämpöpinnan määrää.



Kuva 8. Epäsuoralla lämmötuonnilla varustettu mikroturbiini. (Kautz 2007, muokattu)

Kuvassa 9 esitellään epäsuoran lämmötuonnin T,s -kaavio. Numerot vastaavat kuvan 8 tilapisteitä. Prosessin optimoinnin kannalta lämpötilaerojen ΔT_h ja ΔT_l minimointi kustannuksien kompromissina on tärkeää. Lämpötilaero ΔT_l on puristetun ilman (2) ja palamis- kaasujen (6) lämpötilaero lämmönvaihtimen jälkeen. Yleisesti pieni lämpötilaero parantaa lämmön hyödyntämistä ja hyötysuhdetta mutta kasvattaa tarvittavan lämpöpinnan määrää ja hintaa. (Kautz 2007)



Kuva 9. Epäsuoralla lämmötuonnilla varustetun mikroturbiiniprosessin T,s -kaavio. (Kautz 2007, muokattu)

Epäsuoralla lämmöntuonnilla varustetun mikroturbiinin laskentayhtälöt vastaavat kompressorin, rekuperaattorin ja turbiinin osalta mikroturbiinia. Sen sijaan kattilassa prosessiin tuotu lämpöteho saadaan yhtälöllä (11).

$$\phi_{katt} = q_{m,i}c_p(T_3 - T_2) \quad (11)$$

Jossa

$$\phi_{katt} \quad \text{prosessiin tuotu lämpöteho} \quad [\text{kW}]$$

Prosessihyötysuhteelle on voimassa (12).

$$\eta_{pr} = \frac{P_{th}}{\phi_{katt}} \quad (12)$$

Nettosähkötehoa laskettaessa (13) on otettava huomioon myös laitteiston vaatima omakäyttösähköteho.

$$P_e = P_{th}\eta_m\eta_{gen}\eta_{inv} - P_{aux} \quad (13)$$

Jossa

$$P_{aux} \quad \text{omakäyttösähköteho} \quad [\text{kW}]$$

Sähköntuottohyötysuhde lasketaan nettosähkötehon ja kattilaan tuodun polttoainetehon avulla (14).

$$\eta_e = \frac{P_e}{\phi_{pa}} \quad (14)$$

Jossa

$$\phi_{pa} \quad \text{kattilaan tuotu polttoainetehe} \quad [\text{kW}]$$

4.1 Biomassan poltto

Biomassan hyödyntämiseen mikroturbiiniprosessissa tarvitaan erillinen kattila, missä voidaan polttaa biomassaa. Esim. kun sähköteho on 100 kW lämpöä tarvitaan tuoda prosessiin noin 400 kW. Tässä teholuokassa sopivin kattila biomassan polttoon on arinakattila. Leijukattilat tulisivat maksamaan liikaa, vaikka niillä biomassan laatu ei ole niin tärkeä kriteeri. Leijupoltto on syrjäyttänyt arinapolton yli 5 MW_{th} tehoalueilla eritoten Suomessa. (Raiko et al 2002, s. 466)

Kattilan pohjalle sijoitettavaa polttolaitetta kutsutaan arinaksi. Se on joko valurautainen tai keraaminen. Arina pysyy paikoillaan tai liikkuu hitaasti. Kiinteän polttoaineen palamisen päävaiheet arinalla ovat kuten muillakin polttotekniikoilla. Aluksi kosteus poistuu, seuraavaksi tapahtuu pyrolyysi ja haihtuvien palaminen ja lopuksi jäännöshiili palaa. (Huhtinen et al 2004, s.133). Kuvassa 10 on Talbotts Heatingin käyttämä vinoarinakattila EFGT tutkimusprosessissaan. Polttoaine syötetään ylhäältä ja palaa vaiheittain valuessaan arinaa alaspäin.



Kuva 10. Vinoarinakatila. (Pritchard. 2005, s.18)

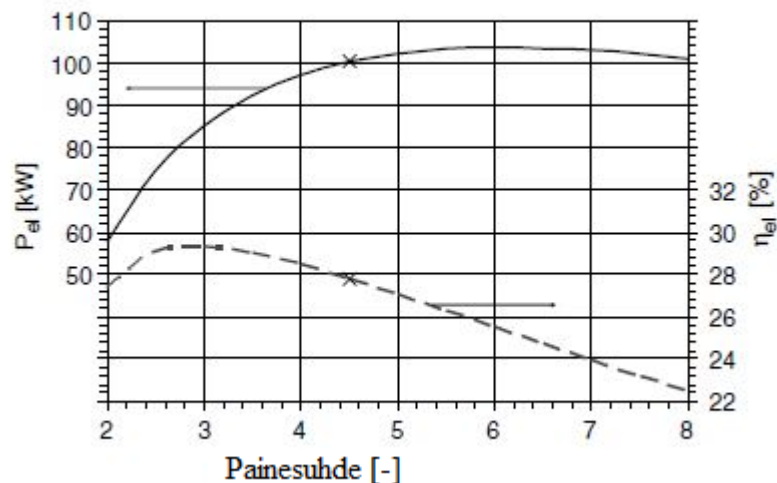
Arinat voidaan jakaa kiinteisiin tai vinoihin arinoihin. Vinoissa arinoissa polttoaineen lisäys tapahtuu painovoiman avulla kun taas taso-arinoissa lisäys tapahtuu mekaanisesti ruuvilla tai sylinterin avulla. Polttoaineen syöttötavan lisäksi arinakattilat voidaan jakaa joko alapalo- tai yläpalokattiloihin. (Raiko et al. 2002, s. 478-479).

Arinalla voidaan nykytekniikalla polttaa erilaatuisia polttoaineita tehokkaasti. Erityisraken-
tein kosteusalue ulottuu jopa 65 % saakka. Palakoossa ylärajan määrää polttoaineen syöttö-
tekniikka. Muihin polttamisratkaisuihin verrattuna omakäyttösähkön määrä on pieni. Ari-
nan heikkouksia ovat puolestaan hidas säätö ja arinarautojen huollontarve. (Ympäristömi-
nisterö 2012)

4.2 Suorituskykyyn vaikuttavia tekijöitä

Epäsuoralla lämmöntuonnilla varustetun mikroturbiinin suorituskyky riippuu tavanomaisen mikroturbiinin tavoin turbiinin sisääntulolämpötilasta, painesuhteista, kompressorin ja turbiinin hyötysuhteista sekä mahdollisen rekuperaattorin rekuperaatioasteesta. Lisäksi suorituskykyyn vaikuttaa lämmönsiirtimeen aiheuttama painehäviö.

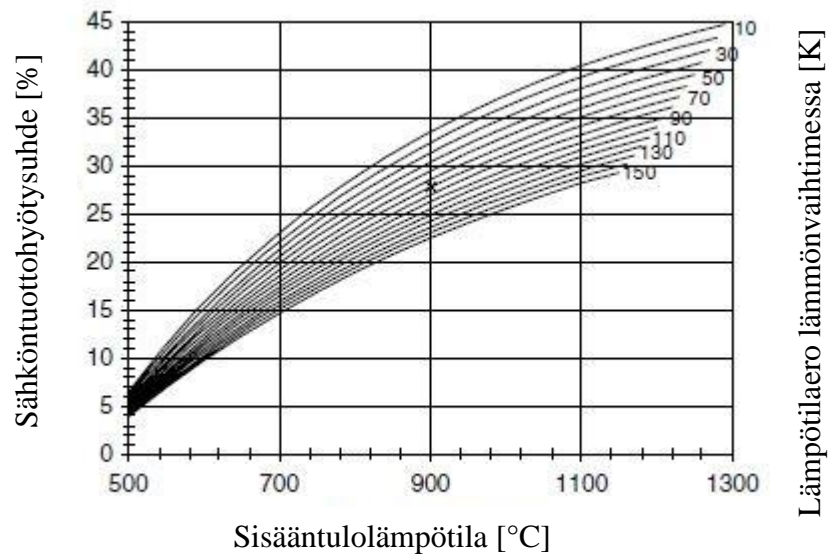
Mikroturbiinin painesuhde vaikuttaa hyötysuhteeseen merkittävästi. Painesuhde kertoo kuinka moninkertaiseen paineeseen kompressorin puristaa ilman ilmanpaineeseen verrattuna. Isot voimalaitosturbiinit toimivat yli 20 painesuhteella, koska niiden vuotuinen käyttö on pientä, jolloin laitoksen tehoa kasvatetaan hyötysuhteen kustannuksella. Pienessä kokoluokassa turbiinin jälkeisellä lämpimällä ilmalla lämmitetään kompressorin puristamaa ilmaa. Tällöin paras hyötysuhde saavutetaan varsin pienellä painesuhteella 3. Sähköteho on kuitenkin suurempi hieman suuremmalla painesuhteella, joten yleensä mikroturbiineissa painesuhteena käytetään 4,5. Kuvassa 11 esitetään painesuhteen vaikutus sähkötehoon ja sähköntuottohyötysuhteeseen kun turbiinin sisääntulolämpötila on 900 °C ja lämmönsiirtimeen lämpötilaero 70 °C. (Kautz 2007)



Kuva 11. Sähköteho P_{el} ja sähköntuottohyötysuhde η_{el} painesuhteen funktiona. (Kautz 2007, muokattu)

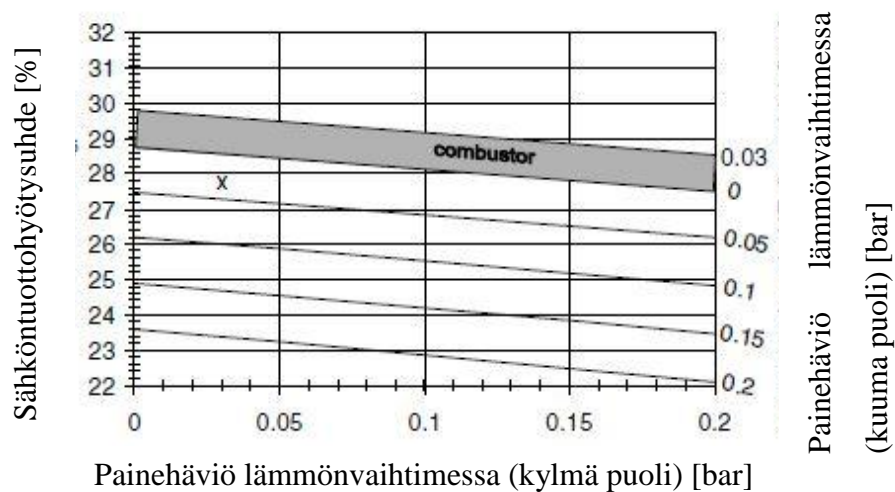
Kuvassa 12 esitetään sähköntuottoa turbiinin sisääntulolämpötilan ja lämmönsiirtimeen lämpötilaeron funktiona kun painesuhde on 4,5. Huomataan, että turbiinin lämpötilan

kasvulla saadaan huomattava hyötysuhteen parannus. Lämmönsiirtimen lämpötilaero kuvaa lämmönsiirtimen tehokkuutta. Suurentamalla lämmönsiirtintä pienennetään lämpötilaeroa, mutta samalla lämmönsiirtimen hinta kasvaa. (Kautz 2007)



Kuva 12. Turbiinin sisääntulolämpötilan ja lämmönsiirtimen lämpötilaeron vaikutus sähköntuottohyötysuhteeseen η_{el} . (Kautz 2007, muokattu)

Toinen merkittävä tekijä sähköntuottohyötysuhteeseen on lämmönsiirtimen painehäviö. Lämmönsiirtimen ilmapuolella aiheuttama painehäviö pienentää turbiinin tekemää työtä, koska paisunta alkaa pienemmästä paineesta. Kattilan painehäviö savukaasupuolella kasvattaa puolestaan turbiinin vastapainetta vähentäen paisumista turbiinissa. Lämmönsiirtimen ja kattilan aiheuttaman painehäviön vaikutus hyötysuhteeseen esitetään kuvassa 13.



Kuva 13. Lämmönsiirtimen ja kattilan painehäviön vaikutus hyötysuhteeseen. (Kautz 2007, muokattu)

Käytännössä painehäviö ei tulisi ylittää 0,1 baria kummallakaan puolella lämmönsiirintä. Järkevä häviö on esitetty kuvassa 13 rastilla. Turbiinin vastapainetta voidaan pienentää piippuun sijoitettavalla savukaasupuhaltimella, mutta sähkötehon tulee nousta vähintään puhaltimen kuluttaman tehon verran. (Kautz 2007)

Epäsuoralla lämmöntuonnilla varustetun mikroturbiinin suorituskyky riippuu pitkälti lämmönsiirtimen suunnittelusta. Mikroturbiinin hyötysuhde nousee mitä suurempia lämpötiloja lämmönsiirrin pystyy käsittelemään. Kuitenkin, kun mikroturbiiniprosessista halutaan matalan pääoman laitos, tulee lämmönsiirtimen mitoituksessa ja materiaalin valinnassa ottaa huomioon lämmönsiirtimen hinta. (Al-attab 2010)

5 KAUPALLINEN TARJONTA

Kaupallista tarjontaa ei suoranaisesti ole, mutta maailmalla on tehty demolaitoksia. Talbott's Heating Ltd kehitti Bowman Powerin turbiinista biomassalla toimivan, jossa käytti omaa kattilaansa. Tulokset olivat lupaavia, mutta prosessi vaatii vielä optimointia taloudellisen näkökulman kannalta. Suomessa Ekogen Oy rakensi ja käytti hetken aikaa CHP-laitosta Taipalsaarella. Suurin ongelma laitoksella oli suunnitteluarvoihin pääseminen, jonka johdosta laitos ei ollut taloudellisesti kannattava

5.1 Talbott's Heating

Talbotts Heating Ltd testasi yhdessä Bowman Powerin kanssa epäsuoraa lämmöntuontia mikroturbiiniprosessissa. Talbotts Heating Ltd suunnitteli ja rakensi kattilan ja lämmönsiirtimeen ja Bowman Power toimitti mikroturbiinin. Mikroturbiinina käytettiin TG50-koneikkoa, jonka sähköteho on 50 kW maakaasua käytettäessä. Kuvassa 14 esitetyssä biomassakonfiguraatioissa sähköteho on hieman alhaisempi 36 kW lähinnä turbiinin sisään-tulolämpötilan pienenemisen johdosta.



Kuva 14. Talbott's Heatingin mikroturbiini. Kompressorin ja turbiinin kotelointia muutettu maakaasukäyttöön nähden. (Pritchard 2002)

Prosessilla saavutettiin taulukon 3 mukainen suorituskyky.

Taulukko 3. EFGT-prosessin tyypillisiä arvoja (arvot mitattu). (Pritchard 2005)

Palamislämpötila	900 – 1150	°C
Turbiinin sisäänmenolämpötila	700 – 900	°C
Sähköteho	18 – 35	kW
Savukaasujen lämpötila lämmönvaihtimen jälkeen	300 – 330	°C
Lämmönvaihtimen hyötysuhde	71	%
Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde	62	%
Turbiinin isentrooppinen hyötysuhde	80	%
Sähköntuottohyötysuhde	15	%

Taulukosta 3 huomataan, että turbiinin sisääntulolämpötila on melko pieni verrattuna kaasukäyttöisiin mikroturbiineihin, joilla se voi olla jopa 950 °C. Myös kompressorin ja lämmönvaihtimen hyötysuhde on varsin alhainen. Kompressorin hyötysuhteessa päästään helposti yli 70 % sekä lämmönvaihtimen hyötysuhteessa kokoa kasvattamalla yli 80 %. Näiden parannuksien myötä sähköntuottohyötysuhde pitäisi olla 25 % luokkaa. Kuvassa 15 on esitetty testeissä käytetty kattila.



Kuva 15. Kattila kuvattuna polttoaineen syöttöpuolelta. (Pritchard 2005)

Testien aikana havaittiin, että laitteiston käynnistäminen on toistettava ja vakaa. Prosessi käynnistettiin yhteensä yli 100 kertaa. Käynnissäoloaika kertyi yhteensä 4680 tuntia. Pisin yhtäjaksoinen käyttöaika oli 14 päivää. Tuhkanpoisto suoritettiin joka toinen viikko. Pitkän testin aikana havaittiin, että tuhkanpoistoväliä voitaisiin pidentää neljään viikkoon.

Lämmönsiirtimen suunniteltuun elinikään 100 000 tuntiin arvioitiin päästävän, kun testien jälkeen mitattiin lämmönsiirtimen oksidikerrosta. Turbiinikoneikon tarkastuksessa ei havaittu huomattavaa kulumista jättö- tai johtoreunoilta. Biomassan poltto korkeassa lämpötilassa vähentää aiheutuneita päästöjä, mitatut arvot on esitetty taulukossa 4. (Pritchard 2005).

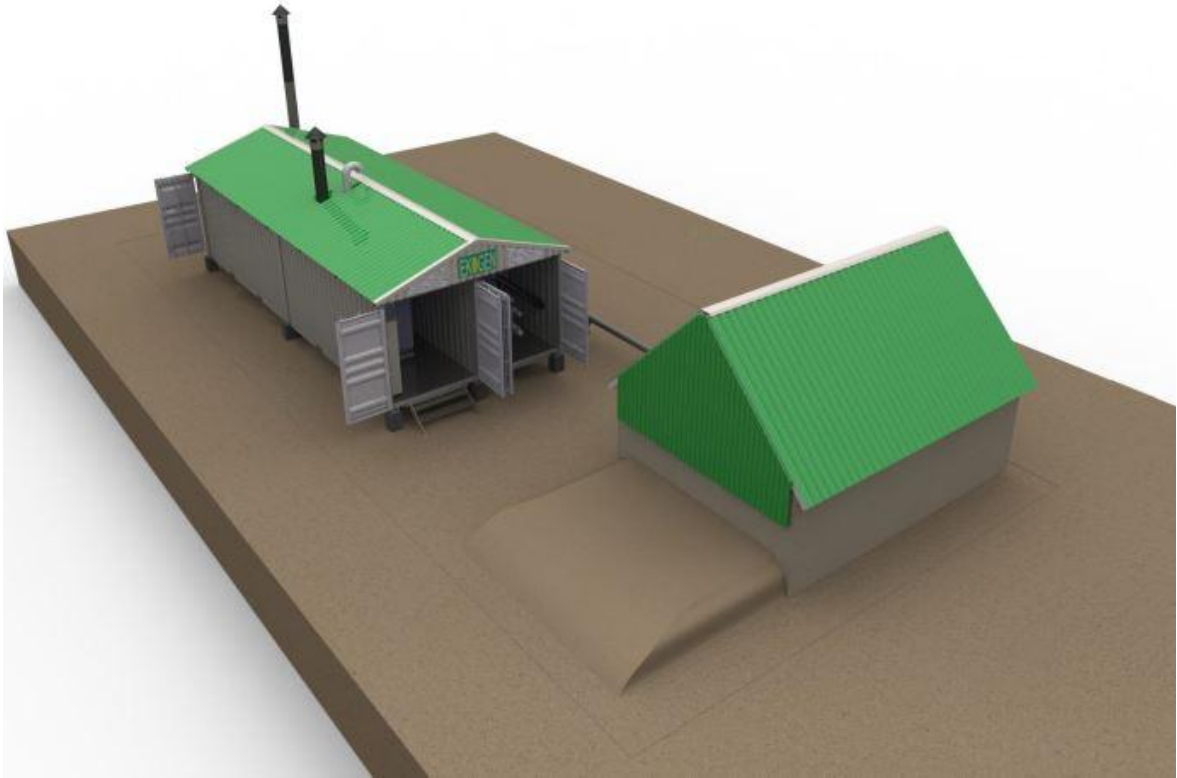
Taulukko 4. Päästöt savupiipusta. (Pritchard 2005).

CO	1,001 - 0,01	%
CO₂	7,4 - 7,5	%
NO_x	2 - 10	Ppm
Hiukkaspäästöt	50	mg/m ³

Prosessia testattiin myös sähkön ja lämmön yhteistuotannossa. Prosessista saatiin 20 kW sähkötehon lisäksi 90 kW lämpötehoa lämpimänä vetenä. Tämä nosti kokonaishyötysuhteen 82,7 %. Alustavassa taloussuunnittelussa havaittiin, että isompi 100 kW yksikkö olisi kannattavampi, kun investoinnin ominaiskustannus pienenee koon suuretessa.

5.2 Ekogen

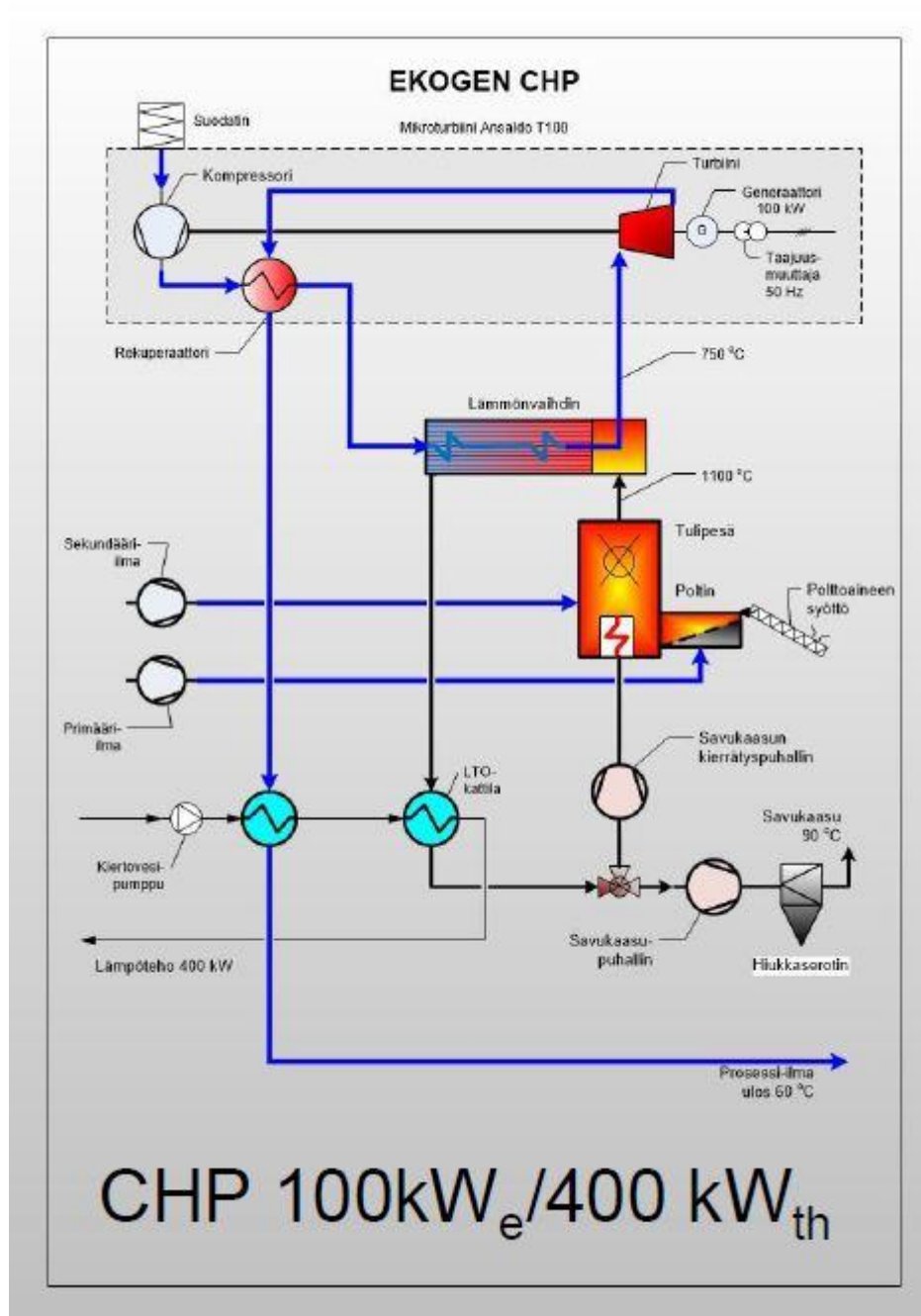
Ekogen Oy on rakentanut Taipalsaarelle haketta hyödyntävän epäsuoraa lämmöntuontia käyttävän mikroturbiinin. Laitos perustuu Turbecin T100-turbiinikoneikkoon. Voimalaitos on pyritty suunnittelemaan siten, että se pystytään kuljettamaan merikontissa tuotantopaikalle vähentäen näin mahdollisimman paljon itse tehdaspaikalla tehtävää asennustyötä. Kuvan 16 mukaisesti laitos koostuu neljästä yhteen liitetyistä merikontista sekä erillisestä hakevarastosta.



Kuva 16. Suuniteltu laitoksen sijoittelu tehdasalueelle. (Pihlainen 2014)

Prosessissa (kuva 17) polttoaine palaa etupesässä tehokkaasti 1000 °C lämpötilassa. Palamista säädelään savukaasumittauksien avulla, jolloin huonolaatuinen polttoaine ei likaa lämmönsiirtopintoja. Tuhka kuljetetaan tulipesästä pois ruuvikuljettimilla. Mikroturbiinin ilma otetaan ulkoa ja suodatetaan ensiksi. Kompressorissa puristettu ilma johdetaan rekuperaattoriin, jossa turbiinista poistuva ilma lämmittää puristettua ilmaa. Kattilan lämmönvaihtimessa ilmaa lämmitetään edelleen, jotta päästään turbiinin sisääntulolämpötilaan. Lämmönvaihdin on jaettu kylmempään konvektio- ja lämpimämpään säteilyosaan. Turbiinissa ilma paisuu pyörittäen samalla akselilla olevaa kompressoria ja generaattoria. Palamisen savukaasut johdetaan lämmönvaihtimen jälkeen kaukolämpövaihtimelle. Tämän jälkeen on mahdollisuus kierrättää savukaasuja takaisin tulipesään päästöjen hillitsemiseksi ja lämmittääkseen tulipesää varsinkin käynnistysvaiheessa. Rekuperaattorin jälkeen hyödynnetään vielä mikroturbiinista poistuvaa ilmaa kaukolämpöveden esilämmitykseen. Laitos on täysin automatisoitu, pois lukien polttoaineen täydennys ja tuhkan poiskuljetus.

Lämpöpintoja puhdistetaan ääninuhoimilla. Polttoarinana toimii Aritermin 700 kW arina. Laitoskomponentit ovat pitkälle paikallista valmistusta. (Ekogen 2015)



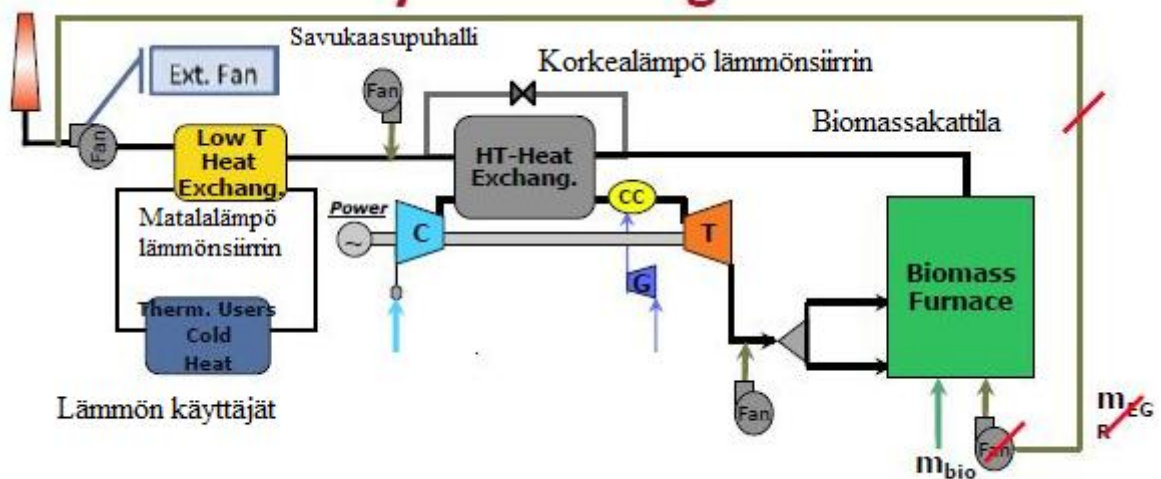
Kuva 17. Ekogenin laitoksen prosessikaavio ja suunnitteluarvot. (Pihlainen, 2014)

Laitoksen käyttöönotossa ei onnistuttu pääsemään suunnitteluarvoihin. Esimerkiksi turbiinin sisääntulolämpötilassa jäätin kauas suunnitellusta 950 °C rajasta. Sähkötehon pienuus

selittyy myös osittain sillä, että prosessissa tarvitaan varsin paljon omakäyttösähköä puhaltimien ja ruuvien toimintaan.

5.3 Bio-MGT

Grazin ja Firenzen yliopiston biomassakäyttöisen mikroturbiiniprojektin lähestymistapa on hieman erilainen Talbott'sin tapaan verrattuna. Myös tässä biomassakattila on samoin eristetty mikroturbiiniprosessista lämmönvaihtimen avulla. Maakaasua käytetään kuitenkin lämmönvaihtimen jälkeen nostamaan turbiinin sisääntulolämpötilaa. Turbiinissa paisuneita kaasuja käytetään biomassakattilan palamisilmana. Lisäksi lämmönsiirtimen jälkeen on mahdollisuus lämpimän veden tuottoon, mikä parantaa kokonaishyötysuhdetta. Prosessikaavio on esitetty kuvassa 18. Systemin etuna on, että kalliin maakaasun käyttö vähentyy kyseisessä ratkaisussa. Myös pelkän biomassan poltto onnistuu laitteella.



Kuva 18. Bio-MGT-laitoksen prosessikaavio. CC=polttokammio, C=kompressori, T=turbiini, G=maakaasukompressori. (Riccio et al 2011, muokattu)

Prosessi käyttää Ekogenin laitoksen tavoin Turbecin T100-koneikkoa. Laitteesta tuli poistaa rekuperaattori ja muokata polttokammiota ottamaan vastaan korkealämpötilalämmönsiirtimessä lämmennyt ilma. Kattilana käytettiin kuvassa 19 esitettyä alapalokattila, jonka polttoaineteho oli 500 kW ja palamislämpötila 850 °C. Kattila muokattiin vastaanottamaan turbiinin pakokaasuja.



Kuva 19. Alapalokattila. (Riccio et al 2011).

Lämmönvaihtimena käytettiin kuvan 21 putki-vaippatyypistä, jonka suunniteltu lämmönsiirtoteho on 500 kW. Rakenteella saavutetaan helppo puhdistettavuus ja korkea turbiinin sisääntulolämpötila. Lämmönsiirto tapahtuu poikkivirtaan. Savukaasu kulkee pieniä putkia pitkin ja mikroturbiiniprosessin ilma putkien ympärillä vaipan sisällä.



Kuva 20. Putki-vaippatyypinen lämmönvaihdin. (Riccio et al 2011).

Taulukossa 5 on kuvattu prosessin saavuttamia arvoja biomassan ja maakaasun yhteispoltossa. Suurimmat erot mitattujen ja mallinnettujen arvojen välillä liittyvät polttoaine- ja sähkötehoon.

Taulukko 5. Bio-MGT prosessin toiminta-arvoja. (Ricchio et al 2011).

Parametri	Kokeellinen arvo	Mallinnettu arvo	Muutos [%]
Kompressorin ulosmenolämpötila [°C]	195	189	+6
Painesuhde	4,5	4,6	-2,2
Turbiinin ulosmenolämpötila [°C]	510	510	0
Turbiinin vastapaine [Pa]	900	900	0
Maakaasun lämpöteho [kW]	185	164	+13
Korkealämpötilälämmönsiirtimen sisääntulolämpötila [°C]	787	787	0
Biomassan lämpöteho [kW]	424	358	+18
Biomassan massavirta [kg/min]	2,05	1,73	
Sähköteho [kW]	78,6	85,4	- 8,0
Sähköntuottohyötysuhde [%]	13,0	16,3	-3,3
Biomassan osuus polttoainetehosta [%]	70	68	+1,4

Prosessin mitattu sähköteho kombipoltossa on 78,6 kW, kun pelkästään maakaasua poltettaessa Turbecilla saavutetaan 100 kW. Lämmönsiirtimelle tulevan savukaasun lämpötila on 787 °C ja turbiinin polttokammioon johdettava ilma 635 °C. Lämmönsiirtimen tehokkuus on siis varsin heikko. Sähköntuottohyötysuhteeksi jää 13,0 %. Lähteessä ei mainita lisäksi turbiinin sisääntulolämpötilaa, mutta suurella todennäköisyydellä se on Turbecin sallittu maksimi 950 °C tai lähellä sitä.

Prosessia on käytetty 1800 tuntia ja kaikki näyttää toimivan kuten suunniteltu. Huomiota tulisi kiinnittää kattilahuötysuhteen parantamiseen. Palamisilmana käytetään kumminkin maakaasun poltosta aiheutuvia savukaasuja, jonka johdosta tulisi todentaa riittävä ilmasuhdekerroin kattilassa. (Ricchio et al 2011).

5.4 Turbec T100 biomassa

Italian Livornossa Turbecin T100 muokattiin toimimaan ulkoisella lämmöntuonnilla. Kattilassa poltettiin lignoselluloosaa, jota saadaan kun käsitellään mekaanisesti kuivaa puuta. Biomassakattilan teho on noin 460 kW ja prosessin sähköteho 75 - 80 kW sekä lämpöteho 300 kW. Taulukossa 6 on esitelty laitteen keskeisimmät toiminta-arvot.

Taulukko 6. Turbec T100 Biomass-laitteiston toiminta-arvoja (Turbec, esite)

Pyörimisnopeus	70000	rpm
Turbiinin sisääntulolämpötila	950	°C
Painesuhde	4,5	
Polttoaineen kulutus	120 - 150	kg/h
Sähköteho	75 - 80	kW
Sähköntuottohyötysuhde	13 - 15	%
Lämpöteho, vesi 90 °C	300	kW
Kokonaishyötysuhde	83	%

6 TULEVAISUUDEN NÄKYMÄT JA HAASTEET

Epäsuoran lämmöntuonnin mikroturbiiniprosessissa tärkein suunnitteluvaihe on lämmönsiirtimen mitoitus ja sen materiaalin valinta. Jotta prosessista saadaan taloudellinen, tulee lämmönsiirrin suunnitella hyvin niin painehäviöltään kuin tehokkuudeltaan. (de Mello et al 2014)

Hyödyntääkseen täysin polttoainepotentiaalin optimaalinen koko mikroturbiineissa on 100 kW luokkaa lähinnä polttoainelogistiikan kannalta. Yhdistettyä lämmön ja sähkön tuotantoa tarvitaan, jotta kompensoidaan matalaa sähköntuottohyötysuhdetta. (Cordiner 2014)

6.1 Lämmönsiirtimen materiaalin valinta

Lämmönsiirtimen materiaalin valinnassa lähdetään liikkeelle halutusta turbiinin sisääntulo- lämpötilasta. Sen perusteella valitaan riittävän kestävä materiaali. Normaalit teräslaadut kestävät noin 650 °C saakka mikä onkin esim. Turbec T100:n rekuperaattorin maksimi-toimintalämpötila. Päästäkseen suurempiin lämpötiloihin on käytettävä runsaasti seostettu- ja teräslaatuja ja jopa keraamisia ratkaisuja. Taulukossa 8 nähdään eri materiaalien maksimi- lämpötiloja ja kustannusvaikutuksia, kun vertailukohtana käytetään ruostumatonta teräs- tä.. Inconel 625 on austeniittinen nikkeli- ja kromiseosteinen teräs. Se on hyvin hapettu- mista ja korroosiota kestävä metalliseos. Haynes 230 ja 214 ovat myös erittäin hyvin kor- roosiota ja hapettumista kestäviä. Kumpikin koostuu pääasiassa nikkelistä ja kromista. Versiossa 230 merkittävä lisämateriaali on tungsten ja versiossa 214 alumiini. Taulukosta 7 huomataan, että saadakseen enemmän lämmönkestävyyttä materiaalin hinta moninkertais- tuu. (McDonald C 2003)

Taulukko 7. Lämmönsiirtomateriaalien ominaisuuksia (McDonald 2003).

Materiaali	Ruostumaton teräs	Super 347	Inconel 625	Haynes 230	Haynes 214
Kustannusvaikutus	1,0	1,5	5,0	7,0	9,0
Maksimikäyttölämpötila [°C]	675	750	800	850	900

6.2 Lämmönsiirtimen geometria

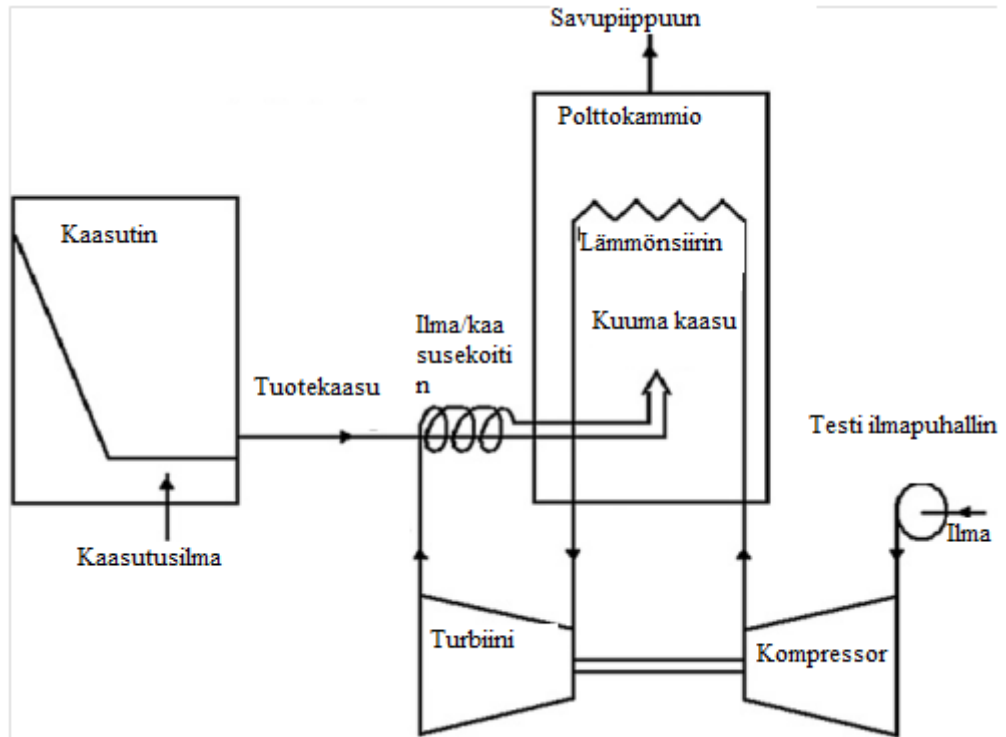
Lämmönsiirtimen geometriaa verrattaessa tulee ottaa lämmönsiirtimen hinta ja tehokkuus huomioon. Edullisin vaihtoehto syntyy perinteisellä putki-vaippalämmönsiirtimellä (kuva 21), jossa savukaasut virtaavat putkien ulkopuolella. Biomassaa ei kumminkaan saada palamaan niin puhtaasti, ettei lämmönsiirintä tarvitsisi puhdistaa säännöllisesti. Tästä johtuen tehokkaampien lämmönsiirintyyppien tyyppien, lähinnä levylämmönsiirtimen soveltuvuus lämmönsiirtimeksi on huono. Putkivaippalämmönsiirtimessä lämpöpintojen nuohous on helppo järjestää putkipakkojen välistä. (Al-attab K 2010)



Kuva 21. Putkivaippa-lämmönsiirrin ominaisuuksia (Al-attab K 2010).

6.3 Biomassan kaasutus

Yksi tulevaisuuden mahdollisesti merkittävä ratkaisu on käyttää biomassan esikaasutinta ennen varsinaista tulipesää. Tällöin biomassa palaa esikaasuttimessa alistoikiömetrisissä olosuhteissa muodostaen tuotekaasua. Varsinainen palaminen tapahtuu tulipesässä lisäilman avustuksella. Tällöin myös itse lämmönsiirrin voidaan sijoittaa tulipesään. Turbiinista poistuva ilma johdetaan tulipesään. Kuvassa 22 on yksi malli mahdollisesta kaasutinraken- teesta, johon on yhdistetty mikroturbiinikoneikko. (Al-attab K 2010)



Kuva 22. Esikaasutuksen rakenne epäsuorassa lämmöntuonnissa. (Al-attab K 2010, muokattu)

7 YHTEENVETO

Polttoaineita, joiden polttaminen perinteisissä mikroturbiinissa ei onnistu, voidaan polttaa epäsuoralla lämmöntuonnilla varustetuissa mikroturbiineissa. Erillisellä lämmönsiirtimellä siirretään lämpöä biomassan savukaasuista mikroturbiiniprosessiin. Lämmönsiirtimestä ja kattilasta aiheutunut lisäkustannus tulee kompensoida maakaasua halvemmalla polttoaineella.

Kaupallisessa tarjonnassa ei ole päästy taloudellisesti kilpailukykyiseen tuotteeseen. Nykyisillä ratkaisuilla saavutetut sähköntuottohyötysuhteet ovat jääneet tavallisesti noin 15 %-yksikköä kaasukäyttöisistä koneikoista. Tämä johtuu pääasiassa pienentyneestä turbiinin sisääntulolämpötilasta, kasvaneista painehäviöistä ja lisääntyneestä omakäyttötehon tarpeesta.

Mikroturbiinin teho ja sähköntuottohyötysuhde riippuvat pitkälti turbiinin sisääntulolämpötilasta ja lämmönsiirtimen painehäviöistä. Niinpä lämmönsiirtimen suunnittelu ja optimointi ovat keskeisessä asemassa parannettaessa kilpailukykyä. Yksi mahdollisuus kasvattaa lämpötilaa on siirtyä käyttämään lämmönsiirtimessä paremman lämpötilankeston omaavia materiaaleja.

Biomassan polton sijaan mielenkiintoinen vaihtoehto voisi olla biomassan kaasutus ja tuotekaasun poltto. Kaasutuksessa käytettävä sykloni toimii myös tuotekaasun puhdistimena poistaen kaasusta partikkeleja. Tehoa ja sähköntuottohyötysuhdetta voisi kasvattaa kytke-mällä ORC-prosessi hyödyntämään turbiinin jälkeistä noin 300 °C ilmaa.

Epäsuoralla lämmöntuonnilla varustetun mikroturbiinin sähköntuottohyötysuhde ja investointikustannus lupaavat etuja muihin teknologioihin verrattuna, kunhan suurimmat haasteet, lämmönsiirtimen ja polttoprosessin optimointi saadaan ratkaistua.

LÄHDELUETTELO

Alakangas Eija. Suomessa käytettävien polttoaineiden ominaisuuksia. 2000. VTT Energia. Otamedia Oy. ISBN 951-38-5699-2. 172 sivua.

Alakangas, Eija; Kanervirta, Marja-Leena; Kallio, Markku. Kotimaisten polttoaineiden ominaisuudet: käsikirja. 1987. ISBN 951-38-2969-3

Al-attab, K.A.; Zainal, Z.A. Externally fired gas turbine technology: A review. 2015. *Applied Energy* volume 138 (2015) sivut 474 – 487. 14 sivua.

Al-attab, K.A.; Zainal, Z.A. Performance of high-temperature heat exchangers in biomass fuel powered externally fired gas turbine systems. 2010. *Renewable Energy* volume 135 (2010) sivut 913 – 920. 8 sivua.

Cadorin M., Pinelli M., Vaccari A., et al. Analysis of a Micro Gas Turbine Fed by Natural Gas and Synthesis Gas: MGT Test Bench and Combustor CFD Analysis. 2012. *Journal Engineering Gas Turbines Power* volume 134 (2012). 11 sivua

Cordiner Stefano, Mulone Vincenzo. Experimental-numerical analysis of a biomass fueled microgeneration power-plant based on microturbine. 2014. *Applied Thermal Engineering* volume 71 (2014) sivut 905 – 912. 8 sivua.

Ekogen. 2015. Verkkosivut [verkkodokumentti]. [viitattu 8.5.2015]. Saatavissa: <http://www.ekogen.fi/index.html>.

Huhtinen et al. Höyrykattilatekniikka. 6. painos. 2004. Helsinki. Edita Prima Oy. 379 sivua. ISBN 951-37-3360-2

Kautz, M; Hansen, U. 2007. Externally-Fired Gas- Turbine for decentralized use of biomass. *Applied Energy* volume 84 sivut 795 - 805. 11 sivua.

McDonald, Colin. 2003 Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines. *Applied Thermal Engineering* (2003) sivut 1463–87. 25 sivua.

McDonald, Colin; Rodgers, Colin. 2008. Small recuperated ceramic microturbine demonstrator. *Applied Thermal Engineering* volume 28 (2008) sivut 60-74. 15 sivua.

de Mello, Paulo Eduardo Batista; Scuotto, Sérgio; Ortega, Fernando dos Santos; Donato, Gustavo Henrique Bolognesi. Influence of turbine inlet temperature on the efficiency of externally fired gas turbines. 2014. *Progress in sustainable energy technologies vol II: Creating Sustainable Development*.

Pihlainen, Ilkka. 2014. *Ekogen Pienvoimalaitos-esite*

Pritchard, D. Biomass combustion gas turbine chp. 2002. Talbott's Heating Ltd. 42 sivua + liitteitä 18 sivua.

Pritchard, D. Biomass Fuelled Indirect Fired Micro Turbine. 2005. Talbott's Heating Ltd. 54 sivua.

Raiko, Risto et al. *Poltto ja palaminen*. 2. painos. 2002. Jyväskylä. Teknillistieteelliset akatemit. 750 sivua. ISBN 951-666-604-3

Riccio, Giovanni et al. Development and test results of an externally biomass-fired micro gas turbine chp-plant. 2011. University of Firenze

Soares, Claire. *Microturbines: Applications for distributed energy systems*. 2007. Academic Press. 271 sivua. ISBN 978-0-7506-8469-9

Turbec. *Microturbines in co-generation and tri-generation: the Turbec experience*. Esite. [verkkodokumentti] viitattu 08.03.2015.

Vakkilainen, Esa. 2013. *Höyrykattilatekniikka*. Luentomoniste. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Ympäristöministeriö. 2012. Kotimaista polttoainetta käyttävien 0,5...30 MW kattilalaitosten tekniset ratkaisut sekä palamisen hallinta. Saatavissa: http://energia.fi/sites/default/files/energiatehokkuuden_kehitystarpeet_motiva_loppuraportti_.pdf.