

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0201 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

3 KW:N MIKROKAASUTURBIININ PERIAATESUUNNITTELU

Lappeenranta 30.04.2014

Timo Koponen

0356689

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

Timo Koponen

3 kW:n mikrokaasuturbiinin periaatesuunnittelu

Preliminary design of 3 kW micro gas turbine

Kandidaatintyö

2014

44 sivua, 3 taulukkoa, 14 kuvaa

Tarkastaja: TkT Aki Grönman

Ohjaaja: TkT Aki Grönman

Hakusanat: kaasuturbiini, mikrokaasuturbiini, periaatesuunnittelu, hajautettu energiantuotanto

Tässä työssä esitellään ensiksi yleisesti kaasuturbiini, sen toimintaperiaate ja sovelluskohteet. Lisäksi kaasuturbiinin yleinen suunnittelu käydään läpi mitoituksen kannalta.

Mikrokaasuturbiini on kaasuturbiini pienemmässä mittakaavassa. Pienen kokonsa vuoksi mikrokaasuturbiinien suunnittelussa täytyy huomioida eri asioita kuin suurempien kaasuturbiinien suunnittelussa. Tämän työn tarkoituksena on selvittää mikrokaasuturbiinin periaatteellinen suunnittelu ja tarkastella, mitä eroa on mikrokaasuturbiinin ja kaasuturbiinin välisessä suunnittelussa. Lisäksi työssä esitellään mahdollisia sovelluskohteita 3 kilowatin mikrokaasuturbiinille.

Mikrokaasuturbiineja tultaneen käyttämään tulevaisuudessa hajautetun energian tuotannossa kasvavissa määrin. Mikrokaasuturbiini voidaan helposti muokata käyttötarpeen mukaiseksi, mikä tekee mikrokaasuturbiinista vahvan kilpailijan perinteisten pienen teholuokan mäntäkoneiden rinnalle.

Lopuksi työhön on laskettu suunnitteluesimerkki 3 kilowatin mikrokaasuturbiinille. Suunnitteluun on valittu lähtöarvot kirjallisuudessa tavallisesti esiintyvien arvojen mukaan.

SISÄLLYSLUETTELO

Symboliluettelo	4
1 Johdanto	6
2 Kaasuturbiineista yleisesti	8
2.1 Rakenne	9
2.1.1 Kompressori	9
2.1.2 Polttokammio	10
2.1.3 Turbiini	11
2.2 Toimintaperiaate	12
2.3 Sovelluskohteet	13
2.4 Kaasuturbiinivoimalaitoksen edut ja haitat verrattuna hiilivoimalaitokseen	14
3 Kaasuturbiinin suunnitteluperiaatteet	15
3.1 Kompressori	15
3.2 Polttokammio	16
3.3 Turbiini	17
4 3 kW:n mikrokaasuturbiini	19
4.1 Sovelluskohteet	20
4.2 Poltintyypit	21
4.3 Kytkevävaihtoehdot	21
4.4 Polttoaineen kaasutus	24
5 3 kW:n mikrokaasuturbiinin suunnittelu	25
5.1 Laskenta	27
5.1.1 Kompressori	27
5.1.2 Turbiini	31
5.1.3 Terminen hyötysuhde	33
5.2 Tulosten tarkastelu	34
6 Yhteenveto ja johtopäätökset	36
Lähdeluettelo	37
Liite I. $N_s D_s$ -diagrammi	
Liite II. Biokaasulaskelmat	
Liite III. Toimintakykyisen 3 kW :n mikrokaasuturbiinin mitoitus	

SYMBOLILUETTELO

\bar{c}_p	keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti	[J/kgK]
c_p	ominaislämpökapasiteetti	[kJ/kgK]
d_2	impellerin ulkohalkaisija	[m]
D_s	ominaishalkaisija	[-]
n	pyörimisnopeus	[1/s]
N_s	ominaispyörimisnopeus	[-]
p	paine	[Pa]
P	teho	[kW]
q_m	massavirta	[kg/s]
q_v	tilavuusvirta	[m ³ /s]
R	ainekohtainen kaasuvakio	[J/kgK]
T	lämpötila	[K]
Δh	ominaisentalpian muutos	[kJ/kg]
Δh_s	isentrooppinen entalpiamuutos	[J/kg]
η	hyötysuhde	[-]
ϕ	polttokammion teho	[kW]

Alaindeksit

1	tila ennen kompressoria
2	tila kompressorin jälkeen
3	tila polttokammion jälkeen
4	tila turbiinin jälkeen
i	ilma
k	kompressori
pk	polttokammio
pt	polytrooppi
sk	savukaasu
t	turbiini

Lyhenteet

CHP	connected heat and power
COSTAIR	continuous air staging
FLOX	flameless oxidation
rpm	revolution per minute, kierrosta minuutissa

1 JOHDANTO

Maailmassa kulutetaan yhä enemmän energiaa yhä vähenevin resurssein. Ympäristö kärsii perinteisestä energiantuotannosta. Ilmastonmuutosta halutaan hillitä puhtaammalla energiantuotannolla. Energiatehokkuutta halutaan parantaa. Nämä asiat lisäävät tarvetta vaihtoehdoille energiantuotantoon perinteisen voimalaitosten lisäksi. Kaasuturbiinit ovat yksi vaihtoehto.

Turbokoneiden historian, ja siten kaasuturbiinien historian, voidaan katsoa alkaneen 1700-luvulla, kun Leonhard Euler johti Newtonin laista turbokoneyhtälön. Yhtälö tunnetaan nykyään nimellä Eulerin yhtälö, ja sitä käytetään apuna turbiinin suunnittelussa. Aiemmin turbiinien suunnittelu oli kokeilunvaraista, eikä laitteelle ollut yleistä nimeä. Turbiini-sanan lanseerasi Claude Burdin vuonna 1822. Termi ”turbiini” tulee latinasta ja tarkoittaa ”pyörivää, pyörivällä kärjellä” (Wilson 1984, 8).

Ensimmäiset kaasuturbiinit kehitettiin jo 1700-luvun lopulla samaan aikaan ensimmäisten höyryturbiinien kanssa. Tuolloin kaasuturbiini ei vielä tuottanut tehoa, vaan vasta noin 100 vuotta myöhemmin kaasuturbiineja pystyttiin käyttämään sähköntuotannossa. Kaasuturbiinien kehitys myötäili hydraulisten turbiinien kehitystä. Hydraulisista turbiineista tiedettiin, että veden tuli virrata mahdollisimman häiriöttä turbiiniin ja poistua turbiinista mahdollisimman vähällä energialla. Tämä tieto johti käyriin turbiinin siipiin.

Kaasuturbiinit ovat tärkeä ja kasvava osa tehokkaammassa ja puhtaammassa energiantuotannossa. Kaasuturbiineilla tuotetun yhteenlasketun tehon on ennustettu nelinkertaistuvan vuosien 1999 - 2020 välillä (Pilavachi 2002, 2004). Polttoaineena voidaan käyttää kaupunkikaasua, maakaasua tai mitä tahansa palavaa kaasua. Kaasuturbiinien käyttö voidaan jakaa kolmeen luokkaan, jotka ovat kulutushuippujen tasaus, peruskuorman tuotanto ja molempien yhdistetty käyttö.

Kaasuturbiinin hyötysuhdetta on parannettu huolellisella suunnittelulla ja yhdistelemällä eri prosesseja toisiinsa. Suunnittelussa on muokattu turbiinin ja kompressin siivistöä ja

rakennetta optimaaliseksi. Myös polttokammion muutoksilla on onnistuttu nostamaan hyötysuhdetta. Kaasuturbiinien sähköntuottohyötysuhde on nykyään noin 40 % (Backman & Larjola 2009) ja yhdistetyssä sähkön ja lämmöntuotannossa lähes 90 %.

Kaasuturbiinin ominaisteho on suuri suhteessa laitteen kokoon, joten kaasuturbiini on luonteva valinta lentokoneen voimanlähteeksi. Ilmailuteollisuus ja armeija ovat kehittäneet kaasuturbiinin hyötysuhdetta ja tehoa suuremmaksi, mistä energiateollisuuden vapaiden voimaturbiinien kehitys on hyötynyt (Pilavachi 2002, 2007).

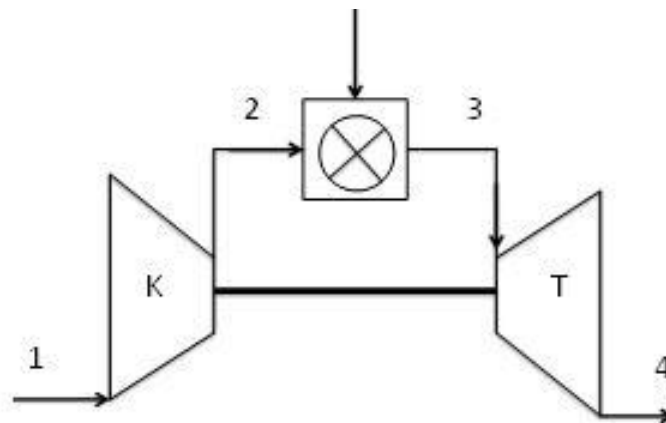
Kaasuturbiiniprosessin hyötysuhteen noustua myös pienen teholuokan kaasuturbiinit ovat yleistyneet. Pienentynyt koko on mahdollistanut uusia sovellusmahdollisuuksia. Pienikokoista ja pienitehoista kaasuturbiinia kutsutaan mikrokaasuturbiiniksi. Mikrokaasuturbiinin etuja ovat pieni koko, edullisuus, vähä-äänisyys, liikuteltavuus ja modulaarisuus verrattuna mäntäkoneisiin (Kuhn, Klemes & Bulatov 2007, 2041).

Tässä työssä esitellään ensiksi yleisesti kaasuturbiini, sen toimintaperiaate ja sovelluskohteet. Toiseksi käydään läpi kaasuturbiinin yleinen suunnittelu mitoituksen kannalta. Kolmanneksi esitellään yleisesti mikrokaasuturbiini, sen sovelluskohteet ja kytkentävaihtoehdot. Viimeiseksi tehdään mitoituslaskelma mikrokaasuturbiinille kirjallisuudessa usein esiintyvien alkuarvojen pohjalta.

Tämän työn tarkoituksena on selvittää mikrokaasuturbiinin periaatteellinen suunnittelu ja tarkastella, mitä eroa on mikrokaasuturbiinin ja kaasuturbiinin välisessä suunnittelussa. Periaatteellisella suunnittelulla tarkoitetaan tilapisteiden ja tunnuslukujen laskemista.

2 KAASUTURBIINEISTA YLEISESTI

Kaasuturbiinilla tarkoitetaan kokonaisuutta, johon kuuluu kompressori, polttokammio ja turbiini. Sovelluskohteen mukaan kokonaisuuteen voi kuulua myös jälkipoltin, regeneraattori tai rekuperaattori. Kaasuturbiinin toimintaa tukevat monet järjestelmät, kuten ilman sumuttimet (air atomizing system), voitelujärjestelmä, vesijäähdytys, palamisen torjunta ja ohjauksjärjestelmä. Kaasuturbiinin muoto ja osien sijoittelu voivat vaihdella suuresti käyttökohteen ja -tarkoituksen mukaan. Erilaisia rakenneratkaisuja on runsaasti, joten kaasuturbiini on erittäin muuntautumiskykyinen. Yksinkertainen kytkentä kaasuturbiinille on esitetty kuvassa 1.



Kuva 1. Kompressori, polttokammio ja turbiini.

Savukaasut poistuvat turbiinista 500 - 600 °C lämpötilassa (Spliethoff 2010, 469). Kaasuturbiinin sähköntuottohyötysuhdetta voidaan parantaa käyttämällä savukaasuissa jäljellä olevaa lämpöä höyryvoima- eli Rankine-prosessissa. Näin sähköntuottohyötysuhde nousee esimerkiksi 400 MW kaasuturbiinissa 55 prosenttiin (Wright & Gibbons 2006, 1).

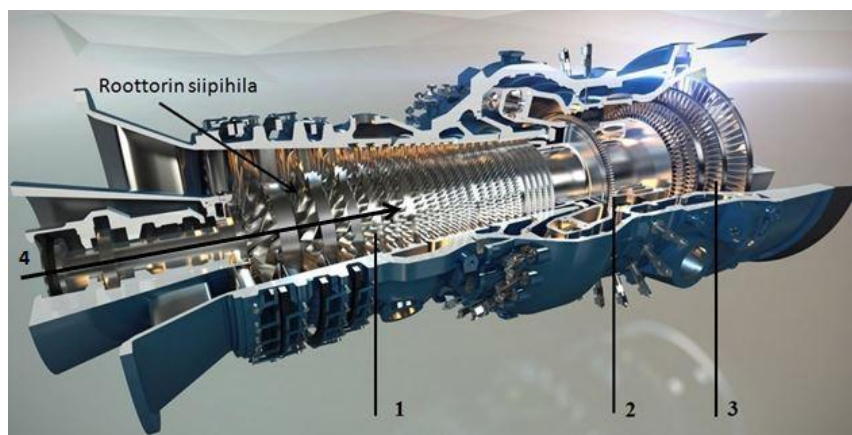
Koska kaasuturbiini- eli Brayton-prosessissa prosessiaineena on ilmaa, laskennassa voidaan käyttää ideaalikaasun aineominaisuuksia. Rankine-prosessissa sen sijaan on kiertoaineena reaalikaasu vesihöyryä, joten laskenta eroaa Brayton-prosessista.

2.1 Rakenne

Kaasuturbiinin kehitykselle on edullista se, että kaasuturbiinin rakenteesta johtuen sen osia voidaan testata ja kehittää erikseen. Testaaminen ja kehitys on tärkeää, koska kaasuturbiinin toimintaolosuhteet ovat äärimmäisen kuluttavat. Korkea toimintalämpötila, suurehko paine ja mahdolliset epäpuhtaukset läpi virtaavassa kaasussa asettavat materiaalin kestävyuden koetukselle. Ympäristön näkökulmasta on tärkeää, että polttoaineen kulutus on vähäistä tuotettuun tehoon nähden ja haitalliset päästöt ovat sallituissa rajoissa.

2.1.1 Kompressor

Isoissa kaasuturbiineissa käytetään lähes poikkeuksetta aksiaalikompressoria ja pienissä radiaalikompressoria. Suuritehoinen radiaalikompressor oli myös suurikokoinen, mikä aiheuttaisi rakentamisongelmia. Sen vuoksi on järkevämpää käyttää aksiaaliturbiinia suuritehoisissa kaasuturbiineissa. Aksiaalikompressorissa kaasu, useimmiten ilma, virtaa akselin suuntaisesti. Aksiaalikompressor koostuu useista perättäisistä staattori- ja roottorisiipihiloista eli vaiheista. Kuvassa 2 on Alstom GT26 kaasuturbiini avoinna roottorit esillä. Vasemmalla puolella on kompressor ja oikealla puolella turbiini. Kompressorin roottori- ja staattorihilat lyhenevät loppua kohden läpi virtaavan kaasun tiheyden kasvun vuoksi.



Kuva 2. 1: Kompressor. 2: Korkeapaineturbiini. 3: Matalapaineturbiini. 4: Virtaussuunta.

Roottorihilat ovat pyörivällä akselilla, kun taas staattorin hilat ovat kiinteästi rungossa kiinni. Paine nousee joka vaiheessa sekä staattori- että roottorisiipihilassa ilman suhteellisen hidastumisen vuoksi noin 1,1 -kertaiseksi edelliseen vaiheeseen verrattuna. Suurissa aksiaalikompressoreissa peräkkäisiä vaiheita voi olla jopa 35. Vaiheita ei voi kuitenkaan olla rajattomasti, koska akselin pyörittäminen käy liian raskaaksi tietyssä pisteessä laskien kaasuturbiiniprosessin nettotehoa.

2.1.2 Polttokammio

Polttokammion muoto vaihtelee eri kaasuturbiineissa käyttötarkoituksen mukaan. Joissakin ratkaisuissa polttimet ovat sijoitettuna rengasmaisesti polttokammion ympärille ja joissakin ratkaisuissa käytetään vain yhtä poltinta. Kuvassa 2 polttimet ovat sijoitettuna rengasmaisesti akselin ympärille ennen korkeapaineturbiinia. Polttoaine ja osa tuloilmasta sekoitetaan ja poltetaan polttokammiossa, josta kuuma savukaasu johdetaan turbiinille.

Polttoaineena käytetään tyypillisesti kevytöljyä tai maakaasua. Muita energiantuotannossa käytettäviä kaasuja ovat nestekaasu, kaupunkikaasu, kaatopaikkakaasu ja erilaiset biokaasut. Kaasumaisia polttoaineita käytettäessä haitalliset päästöt ovat pienemmät verrattuna nestemäisiin polttoaineisiin (Raiko et al. 2002, 449). Maakaasua poltettaessa päästöinä syntyy ainostaan typen oksideja, joista puhutaan myöhemmin NO_x -päästöinä.

Polttokammion ja polttimen suunnittelulla voidaan vaikuttaa NO_x -päästöihin. Tasaamalla lämpötilahuippuja ja sekoittamalla polttoaine ja osa palamisilmasta täydellisesti voidaan estää NO_x :ien syntymiselle suotuisat olosuhteet. Tavanomaisissa diffuusiopolttimissa päästöjä voidaan vähentää vesi- tai höyryinjektiolla. Rengasmaisella poltinsijoittelulla voidaan osakuormaa ajaa käyttämällä vain osaa polttimista, jolloin palaminen pysyy tasaisena polttimissa. Esisekoituspoltoissa on saavutettu alle 20 mg/MJ NO_x -päästö, mutta tyypillisesti NO_x -päästö on luokkaa 50 mg/MJ. (Ibid.)

Polttokammiossa lämpötila voi nousta jopa 1500 Celcius-asteeseen (Mitsubishi Hitachi power systems, 2014), mikä pitää huomioida suunnittelussa materiaalivalinnoilla ja jäähdytyksellä. Materiaaleina käytetään kuumalujia metalleja ja lisäksi materiaali päällystetään suojapinnoitteella (Rajendran 2012, 356). Nikkelipohjaiset metallit ovat vahvempia lämpötilan ollessa alle 1100 °C, kun taas kobolttipohjaiset ovat vahvempia lämpötilan ollessa yli 1100 °C. Polttokammiota on mahdollista viilentää kompressorilta tulevalla viileällä ilmalla polttokammion seinillä olevien reikien kautta. Reiät näkyvät kuvassa 3. Pienistä rei'istä tuleva ilma muodostaa filmikerroksen, joka suojaa polttokammion seinämiä.



Kuva 3. Lentokonekaasuturbiinin polttokammio.

2.1.3 Turbiini

Turbiinissa polttokammion tuleva savukaasu paisuu avoimessa prosessissa ympäristön paineeseen. Tyypillisesti isotehoisissa kaasuturbiineissa käytetään aksiaaliturbiineja. Turbiini koostuu kompressorin tavoin peräkkäisistä roottori- ja staattorihiloista eli vaiheista. Tavallisesti turbiinissa on vaiheita 1 - 15 peräkkäin, mutta vaiheita on kuitenkin aina vähemmän kuin kompressorissa. Näin turbiinin painesuhde vaiheen yli on suurempi kuin kompressorilla. Polttokammion tuleva ilma tulee ensin vaippaan

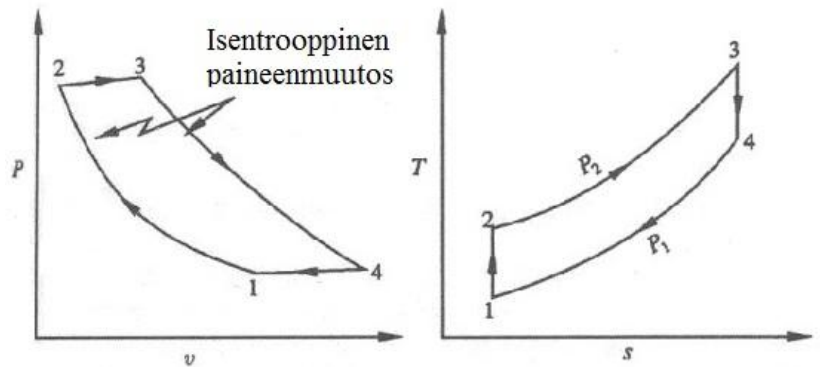
kiinnitettyyn staattoriin, joka kääntää virtauksen roottorille. Akseliin kiinnitetty roottori pyörii virtauksen vaikutuksesta. Roottorilta virtaus ohjautuu seuraavalle staattorille. Päinvastoin kuin kompressorissa, virtauksen paine laskee jokaisen vaiheen jälkeen.

Turbiinin osat joutuvat todella kovan lämpörasituksen alle, sillä polttokammioilta tulevan kaasuseoksen lämpötila on jopa 1500 °C. Turbiinin siivet altistuvat kovalle rasitukselle myös korroosion ja hapettumisen vuoksi. Samoin kuin polttokammio, turbiini valmistetaan kuimalujasta metallista ja käsitellään lämmöltä ja kulumiselta suojaavalla päällysteellä (Ibid). Lisäksi lähimpänä polttokammiota olevia sekä staattorin että roottorin siipiä jäähdytetään kompressorilta tulevalla ilmalla (Energianmuuntoprosessit 2010, 138).

Siipien jäähdytys ilmalla aiheuttaa lämpötilaeron siiven sisä- ja ulkopinnan välille, mikä rasittaa materiaalia. Jäähdytys on kuitenkin välttämätöntä, sillä ilman lämmöltä suojaavaa päällystettä siipimateriaali kestää vain noin 1000 Celsius-asteen lämpötilan (Pilavachi 2002, 2008).

2.2 Toimintaperiaate

Ideaalinen ja yksinkertaistettu kaasuturbiini- eli Brayton-prosessi koostuu neljästä vaiheesta. Kiertoprosessi on esitetty kuvassa 4. Ensimmäisessä vaiheessa kompressorin imee ilmaa puristaen sen isentrooppisesti suurempaan paineeseen, toisin sanoen ilmaan tehdään työtä. Toisessa vaiheessa paineistettuun ilmaan tuodaan lämpöä polttokammiossa, jossa poltetaan vakioaineessa esimerkiksi maakaasua. Polttokammion jälkeen kuumentunut ilma ja syntyneet savukaasut johdetaan turbiiniin. Kolmannessa vaiheessa turbiinissa savukaasut paisuvat ympäristön paineeseen isentrooppisesti luovuttaen työtä. Lopuksi paisunut ja viilentynyt savukaasu johdetaan pakokanavaan.



Kuva 4. Ideaalinen ja yksinkertaistettu Brayton-kiertoprosessi.

2.3 Sovelluskohteet

Teollisuuden kaasuturbiinit ovat usein suuria ja raskaita. Teollisuudessa kaasuturbiineja käytetään useimmiten kombivoimalaitoksissa sähkön- ja lämmöntuotantoon tai varavoimalaitoksissa pelkästään sähköntuotantoon. Kombivoimalaitoksissa savukaasuja käytetään Rankine-prosessin lämmönlähteenä hyötysuhteen parantamiseksi. Savukaasut johdetaan turbiinin jälkeen kartiomaiseseen lämmönvaihtimeen, jolloin saadaan savukaasujen sisältämä lämpö hyödynnettyä.

Kaasuturbiineilla saavutetaan korkea tehopainosuhde, joten kaasuturbiinit soveltuvat hyvin lentokoneiden voimanlähteeksi. Lentokoneissa kaasuturbiinin tarkoitus on tuottaa mahdollisimman paljon työntövoimaa rakenteen ollessa mahdollisimman kevyt. Työntövoimaa syntyy, kun kaasun ei anneta paisua ympäristön paineeseen asti. Lisäksi turbiinin perään on lisätty työntövoiman lisäämiseksi suihkusuutin ja kompressorilta on rakennettu ohivirtauskanava turbiinin yli suihkusuuttimelle. Lentokonekaasuturbiinien kehitystyöhön käytetään paljon rahaa mahdollisimman alhaisen polttoainekulutuksen saavuttamiseksi, joten lentokonekaasuturbiinit ovat teknisesti kehittyneitä.

Lentokonekaasuturbiinin voi muuttaa voimalaitoskäyttöön soveltuvaksi. Vapaat voimaturbiinit ovat lentokonekaasuturbiinien maaversioita (Larjola 2004, 17). Vapaissa

voimaturbiineissa on hyödynnetty lentokonekaasuturbiinien edistyksellinen teknologia voimalaitoskäytössä.

Kaasuturbiinia voidaan käyttää voimanlähteenä valtamerilaivoissa tai vetureissa joko tuomaan lisätehoa tai päätehonlähteenä. Kaasuturbiinin heikko polttoainetaloudellisuus osakuormalla on syynä niiden vähäiseen käyttöön kulkuneuvojen voimanlähteenä.

2.4 Kaasuturbiinivoimalaitoksen edut ja haitat verrattuna hiilivoimalaitokseen

Kaasuturbiinivoimalaitoksen etuja perinteiseen hiilivoimalaitokseen verrattuna ovat ympäristöystävällisyys pienempien rikki- ja typpipäästöjen takia, suoraviivainen prosessi, jätelämmön tehokas talteenotto, vähentyneet hiilidioksidipäästöt, pienempi investointikustannus, noin 35-50 % lyhyempi rakennusaika, matala värinätaso, mahdollisuus eri polttoaineiden käyttöön, luotettavuus, nopea käynnistyminen, vähäinen henkilöstötarve ja hyötysuhteen jatkuva paraneminen tekniikan kehittyessä (Wright & Gibbons 2006, 1). Lyhyesti sanottuna sähkön hinta on alhaisempi tuottajalle (Ibid). Esimerkiksi vuoden 2006 hintatason mukaan 400 MW kombivoimalaitos tuottaa sähköä 580 €/kW ominaishintaan, kun taas 500 MW kivihiihilauhdehöyryvoimalaitoksen sähkön ominaishinta on 1050 €/kW (Tarjanne 2006).

Kaasuturbiinin heikkous on sen huono hyötysuhde osakuormalla. Jos täydellä kuormalla toimiessaan kaaasuturbiinin hyötysuhde on 40 %, puolella teholla toimiessaan hyötysuhde on 30% ja 30 % kuormalla toimiessaan hyötysuhde on vain 20 %. (Poullikkas 2005, 413.)

3 KAASUTURBIININ SUUNNITTELUPERIAATTEET

Tässä kappaleessa tarkastellaan teollisuuden kaasuturbiinia ilman Rankine-prosessia. Kappaleessa käydään läpi perusasioita, jotka vaikuttavat kaasuturbiinin mitoitukseen ja materiaaleihin. Materiaaleihin ei keskitytä, sillä energiatekniikan kannalta oleellisempaa on mitoitus.

Kaasuturbiinin suunnittelussa värähtely täytyy huomioida, jottei rakenteessa synny väsymismurtumia. Ominaistaajuuden aiheuttamaa värähtelyä voidaan välttää siipien uudelleensuunnittelulla tai muuttamalla ominaistaajuutta yhdistämällä siivet vaijerilla. (Energianmuuntoprosessit 2010, 146.)

Koska kaasuturbiini valmistetaan metallista, kaasuturbiini tulee suunnitella siinä pisteessä, jossa kaasuturbiinin metalliset komponentit ovat kokonaan lämmentyneet. Näin ehkäistään lämpölaajenemisen aiheuttamat haitat. (Ibid.)

Toiminnan kannalta yksi tärkeimmistä asioista on materiaalien kestävyys. Materiaalien kestävyyttä voidaan parantaa pinnoituksen avulla. Kompressoreiden pinnoitukseen käytetään eri aineita kuin polttokammiossa ja turbiinissa (Rajendran 2012, 356). Materiaalivalinnat riippuvat kaasuturbiinin toiminta-arvoista.

3.1 Kompressori

Kompressoria suunniteltaessa on tiedettävä kaasuturbiinin käyttötarkoitus, virtaava fluidi ja akselin pyörimisnopeus. Suunnittelua auttavat erilaiset käyrästöt, kuten esimerkiksi kuvassa 12 oleva Baljén käyrä, jolta voi lukea isentrooppihyötysuhteen ominaispyörimisnopeuden funktiona. Kompressorin teho lasketaan yhtälöllä

$$P_k = q_{m,i} \Delta h \quad (1)$$

Jossa

$$P_k \quad \text{kompressorin teho} \quad [\text{kW}]$$

$q_{m,i}$ ilman massavirta [kg/s]

Δh ominaisentalpian muutos [kJ/kg]

Kompressorissa tapahtuu polytrooppinen puristus, joka lasketaan yhtälöllä

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{R}{\bar{c}_p \eta_{pt}}} \quad (2)$$

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]

\bar{c}_p keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [J/kgK]

η_{pt} polytrooppihyötysuhde [-]

3.2 Polttokammio

Usein teollisuudessa kaasuturbiineja käytetään kuormahuippujen tasaajana, mutta kaasuturbiinia voidaan joutua ajamaan myös osakuormalla. Osakuorma-ajoa varten polttokammion polttimet kannattaa olla vyömäisesti, jolloin voidaan käyttää vain osaa polttimista täydellä teholla, eikä kaikkia polttimia osateholla.

Polttokammion teho lasketaan yhtälöllä

$$\phi_{pk} = q_{m,i} \Delta h \quad (3)$$

Jossa

ϕ_{pk} polttokammion teho [kW]

$q_{m,i}$ ilman massavirta [kg/s]

Δh ominaisentalpian muutos [kJ/kg]

3.3 Turbiini

Turbiinia suunniteltaessa on tiedettävä muutamia lähtöarvoja, kuten käytettävä fluidi, fluidin kokonaislämpötila ja -paine ennen ja jälkeen turbiinin, haluttu sähkövirran taajuus ja fluidin massavirta tai turbiinilta vaadittava teho. Suunnittelijan on myös tiedettävä kaasuturbiinin käyttötarkoitus (Wilson 1984, 239).

Nopeuskolmioiden valinta vaikuttaa aksiaaliturbiineissa vaiheiden määrän valintaan, siipinopeuksiin ja siipien määrään. Nopeuskolmioista voidaan johtaa myös siipien koko ja käyryys. (Wilson 1984, 240.)

Turbiinin teho lasketaan yhtälöllä

$$P_t = q_{m,sk} \Delta h \quad (4)$$

Jossa

P_t turbiinin teho [kW]

$q_{m,sk}$ savukaasun massavirta [kg/s]

Turbiinille tulevan paineen ja lämpötilan nosto vaikuttavat kumpikin hyötysuhteeseen positiivisesti. Mikäli turbiinin tulolämpötila pidetään vakiona, turbiinille tulevan savukaasujen paineennosto aiheuttaa savukaasujen ulostulolämpötilan tippumisen yhtälön 5 mukaan.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{R\eta_{pt}}{c_p}} \quad (5)$$

Jossa

T_4 ulostulolämpötila [K]

T_3 tulolämpötila [K]

p_4 ulostulopaine [Pa]

p_3 tulopaine [Pa]

Hyötysuhteen kannalta oleellista on, että kompressorissa kylmään ilmaan tehdään selvästi vähemmän työtä, kuin mitä kuuma kaasu luovuttaa turbiinissa. Usein kompressorin vaatii noin puolet turbiinin tuottamasta työstä (Poullikas 2005, 413). Kaasuturbiinin hyötysuhde lasketaan yhtälöllä

$$\eta = \frac{P_t - P_k}{\phi_{pk}} \quad (6)$$

Jossa

η hyötysuhde [-]

Tehoa laskettaessa tarvittava ominaisentalpia riippuu lämpötilasta yhtälön 7 mukaisesti.

$$h = c_p T \quad (7)$$

Jossa

c_p ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK]

4 3 KW:N MIKROKAASUTURBIINI

Mikrokaasuturbiinit eroavat suuren voimalaitoskoon kaasuturbiineista suhteellisesti suurempien ohivirtaushäviöiden, teholuokkansa ja pyörimisnopeutensa takia. Mikro- tai minikaasuturbiinille ei ole standardin mukaista määritystä, joten nimityksiä käytetään mielivaltaisesti. Yleisesti voidaan kuitenkin sanoa, että mikrokaasuturbiinien tehoväli on 0 - 150 kW ja minikaasuturbiinien tehoväli 150 - 1000 kW (Pilavachi 2002, 2005). Mikrokaasuturbiineille on ominaista radiaalikompressorin ja -turbiinin käyttö ja korkea kierrosnopeus, joka on jopa 100 000 kierrosta minuutissa (Pilavachi 2002, 2006).

Koska virtauksen mallintaminen radiaalisissa virtauskoneissa on ollut hankalaa, suunnittelussa on ollut tapana käyttää tehokkaaksi todettua mallia kompressorille ja turbiinille ja muokata mallia omanlaiseksi (Wilson 1984, 334). Tyypillinen radiaalikompressorin roottori eli impelleri on kuvassa 5 vasemmalla puolella ja paranneltu versio oikealla puolella. Parannelussa versiossa on kaarevammat ja ohuemmat johdesiivet ja virtauskurkku on juovitettu fluidin virtaushäviöiden pienentämiseksi.



Kuva 5. Radiaalikompressorin impellerit.

4.1 Sovelluskohteet

Mikrokaasuturbiinien laajan polttoaineskaalan ansiosta käyttökohteita on runsaasti. Polttoaineeksi soveltuvat sekä palavat kaasut että nesteet. Tavallisimmat polttoainevaihtoehdot ovat kuitenkin maakaasu ja diesel (Pilavachi 2002, 2006). Kirjallisuudessa useimmiten mainittu sovelluskohde on hajautettu energiantuotanto.

3 kW:n mikrokaasuturbiinia voidaan käyttää kotitalouksissa peruskuorman tuotantoon tai varavoimana sähkökatkon aikana. Teollisuudessa mikrokaasuturbiineja voidaan hyödyntää jätekaasun ja -nesteen poltossa. Kemikaali-, ruoka-, juoma-, paperi- ja tekstiiliteollisuudessa syntyy jätekaasua ja -nestettä, joita voidaan käyttää mikrokaasuturbiinin polttoaineena. Mikrokaasuturbiinia voidaan käyttää myös kaukovoimalaitoksena esimerkiksi kaivoksissa. (Ibid.)

Mikrokaasuturbiinit pärjäävät erityisen hyvin hajautetussa energiantuotannossa verrattuna muihin pienitehoisiin tehontuottajiin, vaikka tekniikan käyttöönotolle on vielä olemassa sekä teknisiä että ei-teknisiä rajoitteita. Mikäli polttoaineen ja laitteiston hinta pienenevät ja tehokkuus, luotettavuus sekä kestävyys paranevat, markkinapotentiaali kasvaa huomattavasti (Pilavachi 2002, 2003). Alle 60 kW:n mikrokaasuturbiinien hinta pysyy maltillisena, sillä generaattorin ja sähkölaitteiden jäähtymiseen riittää ilmajäähdytys. Toisaalta hintaa nostavat taajuusmuuntaja ja rekuperaattorista johtuva monimutkainen rakenne (Büchner & Lenz 2009, 1413).

Mikrokaasuturbiinin etuja ovat pieni koko, edullisuus, vähä-äänisyys, liikuteltavuus, modulaarisuus, hyödynnettävissä oleva jätelämpö ja matalat ylläpitokustannukset vähäisen liikkuvien osien määrän vuoksi. Muita mikrokaasuturbiinin hyviä puolia ovat laaja käytettävissä oleva polttoainekirjo, matalat päästöt, hiljainen käyntiääni, vähäinen tariseminen ja lyhyt toimitusaika. (Pilavachi 2002, 2005.)

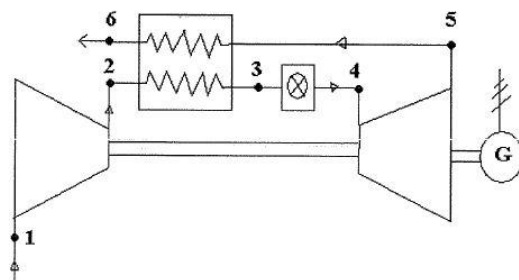
4.2 Poltintyypit

Kaasuturbiini asettaa haasteita polttimelle lyhyen viipymisajan, paineen ja alhaisten päästövaatimusten vuoksi. Tyypillisesti kaasuturbiineissa käytetään low-NO_x-polttimia tai diffuusiopolttimia. Polttimia voi olla yksi tai useampia rengasmaisesti aseteltuna. (Raiko et al. 2002, 453). Mikrokaasuturbiinin pienen koon vuoksi joudutaan käyttämään vain yhtä poltinta.

FLOX (flameless oxidation) ja COSTAIR (continuous air staging) ovat kehitteillä olevia polttimia mikrokaasuturbiineille ja teollisen teholuokan kaasuturbiineille. FLOX:ssa palaminen perustuu liekittömään hapettumiseen ja COSTAIR:ssa jatkuvaan ilman vaiheistukseen. Uudenlaisten polttimien etuja ovat erittäin matalat typpipäästöt, tasaisempi polttokammion paine ja palaminen, mahdollisuus käyttää eri polttoaineita ja kaasuturbiinin tehon kasvaminen. (Flamme 2003, 1553.)

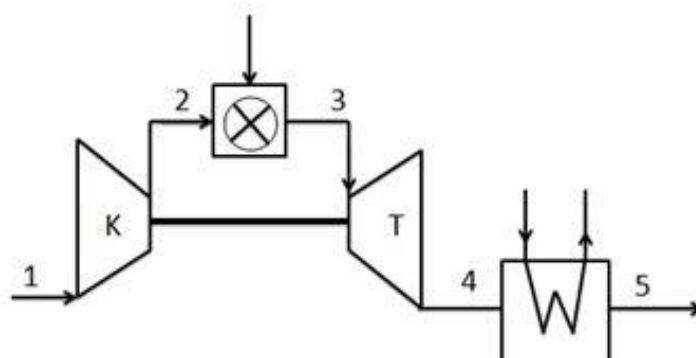
4.3 Kytkenäsvaihtoehdot

Mikrokaasuturbiineja on suunniteltu CHP-käyttöön hajautetussa energiantuotannossa. Asuintalot voivat olla energiaomavaraisia tuottamalla itse tarvitsemansa sähkön ja lämmön. Ongelmana ovat kustannukset, jotka aiheutuvat mikrokaasuturbiinin heikommasta hyötysuhteesta verrattuna mäntäkoneisiin, taajuusmuuttajasta ja huoltohenkilöstön tarpeesta vikatilanteissa (Pilavachi 2002, 2006). Näin mikrokaasuturbiini tulee kalliimmaksi vaihtoehdoksi verrattuna mäntäkoneisiin. Teholuokan 25 - 250 kW mikrokaasuturbiineja ei suositella asuintaloihin CHP-käyttöön kalliin ylläpidon vuoksi (Kuhn et al. 2007, 2041 Kesäisin lämmön tuotolle on vähentynyt tarve, joten silloin mikrokaasuturbiinia voidaan käyttää rekuperatiivisesti. Rekuperaattoria käyttäen sähköntuotanto lähes kaksinkertaistuu (Pilavachi 2002, 2006). Rekuperaattorikytkentä on esitetty kuvassa 6. Kuten kotien aurinkovoimajärjestelmissä, ylijäämäsähkö voidaan ohjata valtakunnanverkkoon, jolloin voidaan saada sähköyhtiöltä korvaus sähköntuotosta.



Kuva 6. Rekuperatiivinen kytkentä.

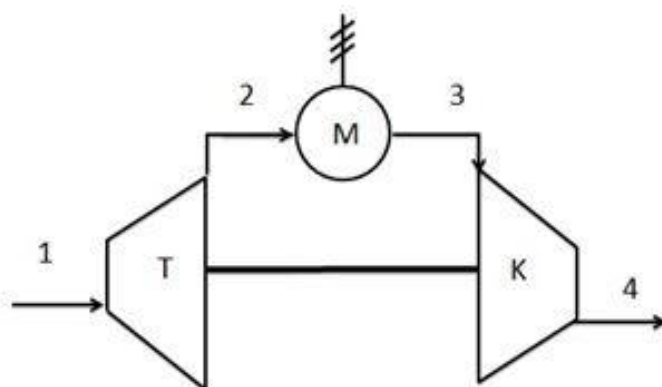
Talvisin kasvaneen lämmöntarpeen myötä mikrokaasuturbiinia voidaan käyttää CHP-systeeminä. CHP-kytkentä on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. CHP-kytkentä.

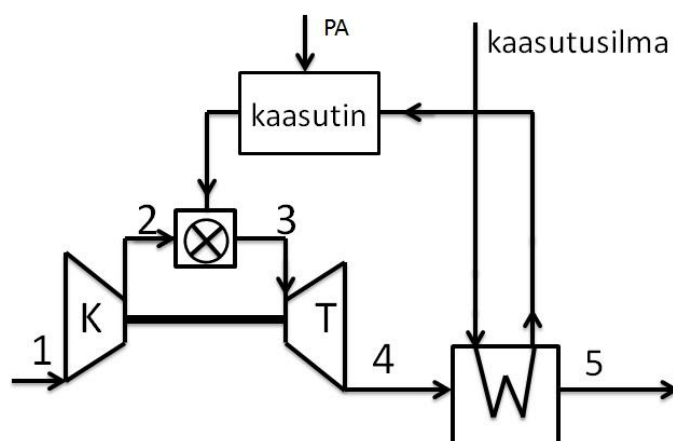
Käänteisessä brayton-prosessissa tuloilma johdetaan ensin turbiinille, jossa ilman paine ja lämpötila laskevat. Lämpötilan laskiessa ilman suhteellinen kosteus nousee, jolloin osa vesihöyrystä tiivistyy vedeksi. Keräämällä tiivistynyt vesi talteen pisaranerotimella saadaan ilma niin sanotusti kuivatettua. Kuivatettu ilma johdetaan kompressorille, jossa ilman lämpötila ja paine nousevat takaisin tulotilaan. Ilman absoluuttinen kosteus on prosessin jälkeen pienentynyt (Sahlberg 1993, 2.2). Höyryn lauhtuminen vapauttaa

lämpöä ja höyrystyminen sitoo lämpöä. Siten käänteistä brayton-prosessia voidaan käyttää kuivaimena tai kylmä- tai lämpökoneena (Termiset virtauskoneet 2013). Käänteisessä brayton-prosessissa akselia pyörittää tyypillisesti sähkömoottori vaihteen kautta. Kytentäkaavio on esitetty kuvassa 8.



Kuva 8. Käänteinen brayton-prosessi.

Mikrokaasuturbiini voidaan kytkeä polttoaineen kaasuttimeen, jolloin savukaasuja käytetään kaasuttimessa lämmönlähteenä. Kytentäkaavio on esitetty kuvassa 9.



Kuva 9. Kaasutinkytkentä.

4.4 Polttoaineen kaasutus

Mikrokaasuturbiinin yhdistäminen kaasuttimeen on yksi kytkentävaihtoehto. Polttoaineen kaasuttamisella pyritään saamaan polttoaine puhtaampaan ja paremmin palavaan muotoon, mitkä nostavat polton hyötysuhdetta mikrokaasuturbiinissa.

Kaasutusprosessin vaiheet ovat polttoaineen kuivuminen, pyrolyysi ja jäännöshiilen kaasutus- ja palamisreaktiot. Kaasutus vaatii lämpöä, joka saadaan osittaispoltosta (Raiko et al. 2002, 568). Ilmakaasutusta käytetään alle 200 MW_e laitoksissa. Ilmakaasutuksessa biopolttoaineista syntyneen kaasun typpipitoisuus on suuri, mikä pienentää kaasun lämpöarvoa. Tyypillisesti tällaisen kaasun lämpöarvo on n. 5 - 12,5 MJ/kg (Ibid). Vertailuna metaanin lämpöarvo on 50 MJ/kg. Biokaasun lämpöarvo on noin 75 - 80 % käytetyn biopolttoaineen lämpöarvosta (McKendry 2001, 56). Lämpöhäviöt aiheutuvat säteilyhäviöistä, tuhkahäviöistä ja kaasutusreaktorin lämpöhäviöistä. Lämpöhäviöitä voidaan käyttää biopolttoaineen kuivaamisessa.

Biokaasun käyttö mikrokaasukompressorissa vaatii kaasun puhdistuksen. Jäähdytetty ja puhdistettu kaasu voidaan jakaa putkistojen välityksellä useille eri käyttäjille tai varastoida säiliöön. Varastoimalla kaasu kaasutusreaktoria voidaan käyttää vain tarpeen mukaan, mikäli loppukäyttäjiä on vähän.

Kaasutus soveltuu kiinteille polttoaineille, kuten metsähakkeelle ja pelleteille. Biokaasureaktori eli mädättämö on maatalolle sopiva vaihtoehto. Maatilalla tulisi olla sata lypsylehmää, jotta reaktorin rakentaminen sähkön- ja lämmöntuotantoon kannattaisi (Hagström et al. 2005, 27). Sadan lypsylehmän lietteestä on mahdollista kaasuttamalla tuottaa vuorokaudessa 56 - 180 m³ biokaasua (Kiviluoma-Leskelä 2010, 38). Liitteessä II on laskettu esimerkkilasku mikrokaasuturbiinin energiantuotannolle tällaiselle maatilalle mädättömöstä vuorokauden aikana saadulla kaasulla.

Biomassapohjainen pyrolyysiöljy ei sen sijaan sovellu mikrokaasuturbiinille polttoaineeksi. Pyrolyysiöljy aiheuttaa karstaantumista turbiinin siivistössä, eikä pala tarpeeksi kuumalla liekillä. (Chiaromonti et al. 2005, 1077.)

5 3 KW:N MIKROKAASUTURBIININ SUUNNITTELU

Erona isotehoisiin kaasuturbiineihin verrattuna akselin pyörimisnopeudella ei ole väliä, sillä generaattorin synnyttämä sähkövirta muunnetaan taajuusmuuttajalla halutulle taajuudelle. Näin ollen tietty akselin pyörimisnopeus ei ole suunnitelukriteeri mikrokaasuturbiineille. Mikrokaasuturbiinin pyörimisnopeus on välillä 20 000 - 100 000 rpm, joten laakerointi tulee suunnitella tarkasti. Esimerkiksi Lappeenrannan teknillisellä yliopistolla 2 kW mikrokaasuturbiini on laakeroitu magneetti- ja kaasulaakerein, jolloin akseli leijuu ilmassa.

Mikrokaasuturbiineissa haasteena on pienikokoisten siipikanavien valmistaminen riittävän kestäviksi. Siipiin kohdistuvat kaasuvoima ja suuri lämpörasitus. Haasteellisen jäähdytyksen johdosta siipimateriaalina on käytettävä keraamisia yhdisteitä (Pilavachi 2000, 1423). Perinteiset turbiinimateriaalit kestävät ilman jäähdytystä maksimissaan 1000 °C (Pilavachi 2002, 2008), jota käytetään laskennassa polttokammion jälkeisenä lämpötilana. Aiemmin haasteena on ollut työstää aksiaaliturbiineja halutunlaisiksi. Turbiinin siivet on ollut pakko työstää harvaan, jolloin siivistön kurkusta on tullut leveä. Tarpeettoman leveä siivistön kurkku heikentää turbiinin suoritusarvoa. Kuvasta 10 käy ilmi leveä siivistön kurkku.

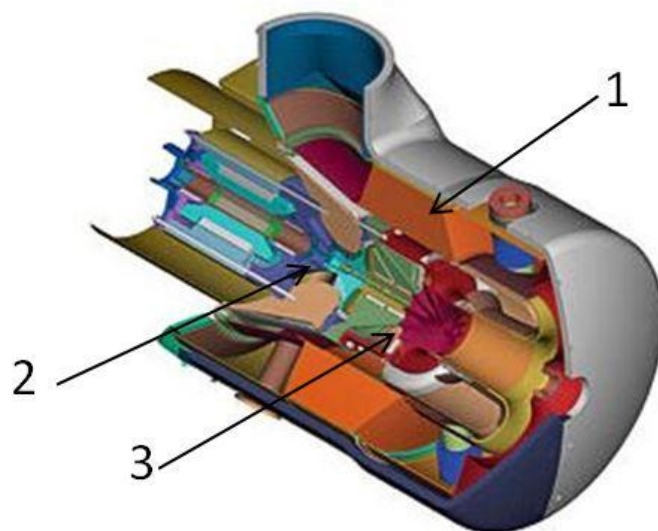


Kuva 10. 2 kW aksiaaliturbiini.

Kaasuturbiinin teho riippuu painesuhteesta. Mikrokaasuturbiinilla on hankala saavuttaa suurta painesuhdetta, joten prosessi kannattaa tehdä hieman monimutkaisemmaksi lisäämällä regeneraattorityyppinen rekuperaattori. Rekuperaattori hyödyntää savukaasujen lämmön siirtämällä osan savukaasujen lämmöstä polttokammiolle menevään ilmaan. Tämä kasvattaa polttokammiolle tulevan ja sieltä poistuvan ilman lämpötilaa, mikä vaikuttaa positiivisesti hyötysuhteeseen (Energianmuuntoprosessit, 2010). Rekuperaatioaste lasketaan yhtälöllä

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (8)$$

Pienissä kaasuturbiineissa käytetään radiaalikompressoria kompaktin koon vuoksi. Radiaalikompressorilla päästään helposti painesuhteeseen 3 - 5, mutta tarvittaessa painesuhde voidaan nostaa jopa 12:een. Staattorin lisääminen ei vaikuta merkittävästi kaasuturbiinin koon kasvuun, mutta nopeuden hidastumisen takia lisää paineen nousua. Pienten radiaalikompressoreiden isentrooppihyötysuhde on yleensä 0,75 - 0,80 (Pumput, puhaltimet ja kompressorit, 2013). Rekuperaattorillisen 30 kW:n mikrokaasuturbiinin poikkileikkaus on esitetty kuvassa 11.



Kuva 11. Capstone C30. 1: Rekuperaattori. 2: Radiaalikompressori. 3: Radiaaliturbiini.

5.1 Laskenta

Laskennan yksinkertaistamiseksi tehtiin seuraavat oletukset:

- massavirta säilyy vakiona kaikkialla prosessissa
- turbiinissa ilma paisuu ympäristön paineeseen
- ilma ja savukaasut ovat ideaalikaasuja
- ideaalinen Brayton-prosessi
- adiabaattinen prosessi
- stationaaritilanne

Valitut alkuarvot ovat taulukossa 1. Alkuarvot ovat valittu kirjallisuudessa tyypillisesti esiintyvistä arvoista mikrokaasuturbiinille.

Kaasuturbiinin nettoteho on turbiinista saatavan ja kompressorin kuluttaman tehon erotus eli

$$P_{\text{netto}} = P_t - P_k \quad (9)$$

Valitaan kaasuturbiinin omakäyttöhyötysuhteeksi 50 %. Omakäyttöhyötysuhde lasketaan yhtälöllä

$$\eta_{\text{ok}} = \frac{P_k}{P_t} \quad (10)$$

Kaasuturbiinin nettoteho on 3 kW. Yhtälöt 9 ja 10 yhdistämällä saadaan kompressorin tehoksi 3 kW ja turbiinin tehoksi 6 kW.

5.1.1 Kompressori

Lasketaan lämpötila T_2 kompressorin jälkeen yhtälöllä 2.

Ensiksi iteroidaan ominaislämpökapasiteetin arvo kompressorille. Arvataan puristuksen loppulämpötilaksi 505 K. TTD-tilukosta 4.1:

$$\bar{c}_{p,k} \left(\frac{(T_1 + T_2)}{2} \right) = \bar{c}_{p,k} \left(\frac{295 \text{ K} + 505 \text{ K}}{2} \right) = \bar{c}_{p,k}(400 \text{ K}) = 1,0135 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Kompressorissa tapahtuvan polytrooppisen puristuksen jälkeiseksi lämpötilaksi saadaan:

$$T_2 = 295 \text{ K} \cdot 3^{\frac{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}}{1013,5 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 0,75}} = 446,7 \text{ K}$$

2. iterointikiertos: Katsotaan uusi arvo taulukosta \bar{c}_p :lle.

$$\bar{c}_{p,k} \left(\frac{(T_1 + T_2)}{2} \right) = \bar{c}_{p,k} \left(\frac{295 \text{ K} + 446,7 \text{ K}}{2} \right) = \bar{c}_{p,k}(370,9 \text{ K}) = 1,0102 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$T_2 = 295 \text{ K} \cdot 3^{\frac{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}}{1010,2 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 0,75}} = 447,3 \text{ K}$$

Tarkistetaan muuttuuko ominaislämpökapasiteetti ja sen myötä lämpötila.

$$\bar{c}_{p,k} \left(\frac{(T_1 + T_2)}{2} \right) = \bar{c}_{p,k} \left(\frac{295 \text{ K} + 447,3 \text{ K}}{2} \right) = \bar{c}_{p,k}(371,15 \text{ K}) = 1,0102 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Ominaislämpökapasiteetti ei muutu, joten voidaan lopettaa iterointi.

Akselin pyörimisnopeus n lasketaan ominaispyörimisnopeuden yhtälöstä.

$$N_s = \frac{2\pi n \sqrt{q_v}}{\Delta h_s^{0,75}} \quad (11)$$

Jossa

N_s ominaispyörimisnopeus [-]

n pyörimisnopeus [1/s]

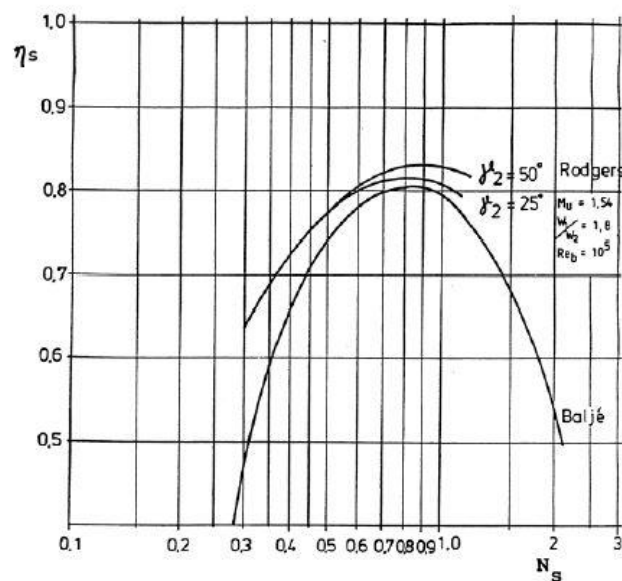
q_v tilavuusvirta [m³/s]

Δh_s isentrooppinen entalpiamuutos [J/kg]

Isentrooppinen entalpiamuutos lasketaan isentrooppihyötysuhteen yhtälöstä

$$\eta_s = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} \quad (12)$$

Todelliset entalpiat katsotaan Termodynamiikan taulukoista taulukosta 4.1 lämpötilan funktiona. Isentrooppihyötysuhde luetaan Baljén käyrältä kuvasta 12 ominaispyörimisnopeuden funktiona.



Kuva 12. Baljén käyrä.

Isentrooppiseksi entalpiamuutokseksi saadaan

$$\Delta h_s = \eta_s \cdot \Delta h = 0,75 \cdot (175,57 - 21,94) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 115,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tulotilavuusvirta lasketaan yhtälöstä 1. Yhtälöstä 1 saadaan massavirta, joka jaettuna tiheydellä on tilavuusvirta.

$$P = q_m \Delta h \rightarrow q_m = \frac{P}{\Delta h_{13}} \quad (13)$$

Massavirraksi saadaan

$$q_m = \frac{3 \text{ kW}}{176 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 21,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,0195 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 19,5 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Tiheys on ominaistilavuuden käänteisfunktio. Yhtälön 14 avulla saadaan tiheys pisteessä 1.

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{p}{RT} = \frac{101\,000 \text{ Pa}}{287 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 295 \text{ K}} = 1,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (14)$$

Tulotilavuusvirraksi saadaan

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{0,0195 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,0164 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Nyt akselin pyörimisnopeudeksi saadaan yhtälöstä 11

$$n = \frac{N_s \Delta h_s^{0,75}}{2\pi \sqrt{q_v}} = \frac{0,85 \cdot \left(115\,200 \frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)^{0,75}}{2\pi \sqrt{0,0164 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}} = 6606 \frac{1}{\text{s}} \approx 400\,000 \text{ rpm}$$

Suurilla pyörimisnopeuksilla rakenteiden kestävyys tulee vastaan. On mahdotonta rakentaa mikrokaasuturbiinia, jonka pyörimisnopeus on 400 000 rpm. Tästä syystä laskenta muuttuu teoreettiseksi valituille alkuarvoille. Lasketaan kompressorin impellerin ulkohalkaisija d_2 , joka lasketaan ominaishalkaisijan yhtälöstä

$$D_s = \frac{d_2 \Delta h_s^{0,25}}{\sqrt{q_v}} \quad (15)$$

Jossa

D_s ominaishalkaisija [-]

d_2 impellerin ulkohalkaisija [m]

Ominashalkaisijalle voidaan lukea arvo kompressorin isentrooppihyötysuhteen ja nimellispyörimisnopeuden funktiona liitteessä I olevasta Larjolan ja Rauduskosken $N_s D_s$ -diagrammista. Pisteessä 1 impellerin ulkohalkaisijaksi tulee

$$d_2 = \frac{D_s \sqrt{q_v}}{\Delta h_s^{0,25}} = \frac{1,6 \sqrt{0,016 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}{\left(115\,222 \frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)^{0,25}} = 0,0111 \text{ m} = 11,1 \text{ mm}$$

Pisteessä 2 ominashalkaisijan arvolla 0,95 impellerin ulkohalkaisijaksi tulee 6,6 mm. Impellerin ulkohalkaisija on niin pieni, ettei impelleriä voida valmistaa kestävästi laskettu pyörimisnopeus.

5.1.2 Turbiini

Turbiinin savukaasujen oletetaan olevan $C_n H_{2n}$:n palamiskaasuja. Palamiskaasujen entalpiat ja ominaislämpökapasiteetit ovat katsottu Termodynamiikan taulukoista taulukosta 4.1. Koska tiedetään turbiinin teho ja turbiinin läpi kulkevan savukaasun massavirta, saadaan turbiinin entalpien muutos laskettua yhtälöllä 13. Savukaasun entalpien avulla voidaan määrittää turbiinin jälkeinen lämpötila T_4 .

$$\Delta h_{34} = \frac{P_t}{q_{m,sk}} = \frac{6 \text{ kW}}{0,0195 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 307,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Turbiinin jälkeinen entalpia saadaan nyt laskettua.

$$h_4 = h_3 - \Delta h_{34} \tag{16}$$

Tekemällä sijoitukset saadaan entalpiaksi

$$h_4 = 1195,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 307,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 887,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Savukaasun entalpia h_4 vastaa lämpötilaa 1036 K.

Turbiinin isentrooppinen hyötysuhde η_s lasketaan yhtälöstä 4. η_s :n yhtälöksi saadaan

$$\eta_s = \frac{\ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) \bar{c}_p}{R \ln(\pi)} \quad (17)$$

Tekemällä sijoitukset isentrooppisen hyötysuhteen arvoksi saadaan

$$\eta_s = \frac{\ln\left(\frac{1036 \text{ K}}{1273 \text{ K}}\right) \cdot 1300,3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{287 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \ln\left(\frac{101 \text{ kPa}}{303 \text{ kPa}}\right)} = 0,85$$

Kun tiedetään akselin pyörimisnopeus, turbiinin tulotilavuusvirta ja isentrooppinen entalpian lasku turbiinissa, voidaan laskea turbiinille ominaispyörimisnopeus N_s yhtälöllä 11.

$$N_s = \frac{2\pi \cdot 6628,7 \frac{1}{\text{s}} \sqrt{0,016 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}}{\left(261,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)^{0,75}} = 0,458$$

Turbiinin impellerin ulkohalkaisijan laskemista varten täytyy selvittää turbiinin ominaishalkaisija. Turbiinin ominaishalkaisija katsotaan liitteenä olevasta $N_s D_s$ -diagrammista isentrooppihyötysuhteen ja ominaispyörimisnopeuden funktiona. Pisteessä 1 ominaishalkaisijan arvo on 3,9. Ulkohalkaisijaksi impellerille saadaan nyt yhtälöstä 15 johdettuna

$$d_4 = 3,9 \cdot \frac{\sqrt{0,016 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}}{\left(261,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)^{0,25}} = 0,0219 \text{ m} = 21,9 \text{ mm}$$

Ominaisalkaisijan pisteen 2 arvolla 1,8 ulkohalkaisijaksi tulee 10,1 mm. Kuten kompressorin impellerin kohdalla, turbiinin impelleriä ei voida valmistaa kestävästi pyörimisnopeudesta johtuvaa rasitusta.

5.1.3 Terminen hyötysuhde

Kaasuturbiiniprosessin termien hyötysuhde lasketaan yhtälöllä

$$\eta_T = \frac{P_{\text{netto}}}{\Phi_{\text{pk}}} \quad (18)$$

Polttokammion teho lasketaan yhtälöllä 3.

$$\phi_{\text{pk}} = 0,019 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1195,3 - 175,9) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 19,9 \text{ kW}$$

Termiseksi hyötysuhteeksi saadaan:

$$\eta_T = \frac{3}{19,9} = 0,151 = 15,1\%$$

joka on hieman tyypillistä arvoa pienempi mikrokaasuturbiineille (Termiset virtauskoneet 2013). Polttokammion tulevan ilman lämpötilaa voidaan nostaa rekuperaattorilla. Levylämmönsiirtimillä on saavutettu jopa 96 % rekuperaatioaste (Energianmuuntoprosessit 2010, 128). Mikrokaasuturbiineissa käytetään tyypillisesti regeneraattori-tyyppistä rekuperaattoria, joten valitaan rekuperaatioasteeksi 0,7. Rekuperaattorin jälkeinen lämpötila T_3 lasketaan yhtälöstä 8.

$$T_3 = \varepsilon(T_5 - T_2) + T_2 = 0,7 \cdot (1273 - 447,6)\text{K} + 447,6 \text{ K} = 859,5 \text{ K}$$

Nyt polttokammion teho pienenee ilman korkeamman lämpötilan takia. Polttokammion tehoksi saadaan nyt yhtälöstä 3

$$\phi_{\text{pk}} = 0,019 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (887,5 - 615,7) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 5,3 \text{ kW}$$

Mikrokaasuturbiinin termiseksi hyötysuhteeksi rekuperaattorin kanssa tulee nyt

$$\eta_T = \frac{3}{5,3} = 56,6 \%$$

5.2 Tulosten tarkastelu

Taulukkoon 1 on kerätty alkuarvot ja laskennassa saadut tulokset. Pyörimisnopeuden myötä rakentaminen osoittautui mahdottomaksi. Vaikka nykyaikaisen tekniikan avulla voitaisiin valmistaa impelleri lasketuilla halkaisijoilla, eivät impelleri ja laitteisto kestäisi pyörimisnopeudesta johtuvia voimia.

Taulukko 1. Alkuarvot ja tulokset.

Alkuarvot		Tulokset	
P_{netto}	3 [kW]	T_2	448 [K]
T_1	295 [K]	T_4	1036 [K]
T_3	1273 [K]	P_k	3 [kW]
p_1	101 [kPa]	P_t	6 [kW]
π	3 [-]	φ_{pk}	19,9 [kW]
η_{ok}	50 [%]	$\varphi_{pk,\varepsilon}$	5,3 [kW]
$\eta_{s,k}$	75 [%]	n	397723 [rpm]
$N_{s,k}$	0,85 [-]	q_m	19,5 [g/s]
R	0,287 [kJ/kgK]	$q_{v,k}$	16,3 [l/s]
ε	0,7 [-]	$q_{v,t}$	16,2 [l/s]
		Δh_{12}	153,9 [kJ/kg]
		Δh_{12s}	115,4 [kJ/kg]
		Δh_{34}	307,9 [kJ/kg]
		Δh_{34s}	261,3 [kJ/kg]
		$\eta_{s,t}$	85,0 [%]
		η_{th}	15,1 [%]
		$\eta_{th,\varepsilon}$	56,6 [%]
		d_2	11,1 [mm]
		d_4	21,9 [mm]
		$N_{s,t}$	0,458 [-]

Rekuperattorin kanssa laskettu terminen hyötysuhde on melko suuri. Laskennassa ei ole huomioitu häviöitä, joten todellinen terminen hyötysuhde rekuperattorin kanssa on pienempi.

Laskennassa oletettiin, että painehäviöitä ei ole ja että massavirta systeemin yli säilyy vakiona. Todellisuudessa painehäviöitä esiintyy kompressorissa, polttokammiossa ja turbiinissa. Painehäviöt vaikuttavat hyötysuhteeseen laskevasti, joten työssä laskettu hyötysuhde on todellista korkeampi. Lisäksi systeemissä esiintyy kitka-, lämpö- ja ohivirtaushäviöitä, jotka pienentävät hyötysuhdetta (Voimalaitosopin perusteet, 2013). Hyötysuhdetta laskee myös polttoaineen epätäydellinen palaminen.

Massavirta kasvaa polttokammiossa polttoaineen syötön myötä. Savukaasun massavirta turbiinissa on siis suurempi kuin ilman massavirta kompressorissa. Suurempi massavirta kasvattaa turbiinin tehoa, joten massavirran olettamisesta vakioksi aiheutuu virhe hyötysuhteen laskentaan.

Mikrokaasuturbiinin rakentamista varten esitetyt laskelmat ovat riittämättömiä. Tässä työssä laskettujen arvojen lisäksi tulisi laskea muun muassa siipikulmat kompressorille ja turbiinille, impellerin halkaisijoiden suhde ja siipien lukumäärät.

Liitteessä III on laskettu eri ominaispyörimisnopeuksilla, lämpötiloilla ja painesuhteilla taulukon 1 arvoja mikrokaasuturbiinille. Tarkoituksena on ollut löytää sopivat alkuarvot, jotta mikrokaasuturbiinin rakentaminen olisi käytännössä mahdollista.

6 YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Kaasuturbiinien käyttö teollisessa energiantuotannossa lisääntyy koko ajan ja kaasuturbiiniprosessia kehitetään jatkuvasti energiatehokkaammiksi. Mikrokaasuturbiinit herättävät kiinnostusta energiantuotannossa eri teollisuuden aloilla. Mikrokaasuturbiinien suurimman käyttöpotentiaalin arvellaan olevan hajautetussa energiantuotannossa.

Mikrokaasuturbiinit eroavat isoista kaasuturbiineista tehollisesti ja rakenteellisesti. Tehokoluokka mikrokaasuturbiineille on 100 W - 100 kW, kun taas kaasuturbiinien teholuokka on 1 MW - 400 MW. Mikrokaasuturbiineissa käytetään tyypillisesti radiaalikompressoria ja -turbiinia tilan säästämiseksi, mutta kaasuturbiineissa käytetään aksiaalikompressoria ja -turbiinia. Kaasuturbiinin ja mikrokaasuturbiinin tässä työssä esitettyjen muuttujien laskennalle pätee samat yhtälöt.

Hyvän hyötysuhteen saavuttamiseksi savukaasun tulisi olla mahdollisimman kuumaa ennen turbiinia ja luovuttaa mahdollisimman paljon energiaa turbiinissa. Toisin sanoen savukaasun tulisi poistua mahdollisimman viileänä turbiinista. Vastaavasti kompressorissa ilman tulisi lämmetä mahdollisimman vähän hyvän hyötysuhteen aikaansaamiseksi.

Laskentaa varten on valittava tiettyjä alkuarvoja, joita muuttamalla voidaan saada järkeviä tuloksia. Tässä työssä valituilla alkuarvoilla kierrosnopeudesta tuli niin suuri, ettei mikrokaasuturbiinia voida todellisuudessa rakentaa. Tästä syystä alkuarvoiksi kannattaa valita niin sanotusti reunaehdot, joiden avulla mikrokaasuturbiini voidaan rakentaa. Reunaehtoja ovat kierrosnopeus, lämpötila polttokammion jälkeen, kompressorin painesuhde ja impellerien ulkohalkaisijat. Ominaispyörimisnopeuden tulisi olla kompressorille 0,6 - 1,3 (Pumput, puhaltimet ja kompressorit 2013) ja turbiinille 0,4 - 0,7 (Virtauskoneiden suunnittelu 2013).

LÄHDELUETTELO

Backman J, Larjola J, 2002. Kaasuturbiinikytkennät ja niiden laskenta. Lappeenranta: Lappeenrannan teknillinen yliopisto, teknillinen tiedekunta. 31 s. ISSN 0785-8248

Büchner D, Lenz V. Biomass Energy Small-Scale Combined Heat and Power Systems. Teoksessa: Encyclopedia of Sustainability Science and Technology (2012) 1400-1426.

Chiaromonti D. et al. 2005. Power generation using fast pyrolysis liquids from biomass. Renewable and Sustainable Energy Reviews 11 (2007) 1056–1086.

Flamme M, 2003. New combustion systems for gas turbines (NGT). Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1551–1559.

Hagström Markku, Vartiainen Eero, Vanhanen Juha 2005. *Biokaasun maatilatuotannon kannattavuusselvitys* loppuraportti 31.8.2005. Gaia Group Oy. Helsinki. 77 s. saatavilla: http://www.mmm.fi/attachments/ymparisto/5AvoD1wwP/Biokaasun_maatilatuotannon_kannattavuusselvitys_julkinen.pdf

I.G Wright, T.B. Gibbons, 2006. Recent developments in gas turbine materials and technology and their implications for syngas firing. Teoksessa: International Journal of Hydrogen Energy 32 (2007)

Juha Kaikko, 2013. Voimalaitosopin perusteet, luento 4, 2013. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Kiviluoma-Leskelä L, 2010. Biokaasun tuottaminen ja hyödyntäminen Lappeenrannassa. Diplomityö. Ympäristötekniikan koulutusohjelma. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 113s.

Kloster R, 1999. Thermodynamische Analyse und Optimierung von Gas-/Dampfturbinen-Kombi-Kraftwerke mit integrierter Kohlevergasung.

Kuhn V, Klemes J, Bulatov I, 2007. MicroCHP: Overview of selected technologies, products and field test results. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2039–2048.

Larjola J et al. 2010. *Energianmuuntoprosessit –kurssi*, 2010, Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Larjola J, 2004. *Turbokoneet, suunnittelun ja laskennan perusteet, osa II*. LTKK, Energiatekniikan osasto.

Larjola J, Jaatinen A, 2013. *Pumput, puhaltimet ja kompressorit –kurssi*, 2013, Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Larjola J., Rauduskoski H., 1985. *Ominaiskäyrästä turbiini- ja ahdinsuunnittelua varten*. LTKK, EN B-47. 1985.

McKendry, P. 2002. Energy production from biomass (part 3): gasification technologies. *Bioresource Technology* 83 (2002).

Mitsubishi Hitachi power systems Gas turbines [valmistajan www-sivuilla]. Päivitetty 2014 [viitattu 3.2.2014]. Saatavissa: http://www.mpshq.com/products/gas_turbines/g_series/index.html

Pilavachi P. Mini- and micro-gas turbines for combined heat and power. *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 2003–2014.

Pilavachi P. Power generation with gas turbine systems and combined heat and power. *Applied Thermal Engineering* 20 (2000) 1421-1429.

Poullikkas A, 2005. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. *Teoksessa: Renewable and Sustainable Energy Reviews* 9 (2005) 409–443.

Raiko R et al. (toim.) 2002. *Poltto ja palaminen*. Jyväskylä: International Flame Research Foundation – Suomen kansallinen osasto. 750 s. ISBN 951-666-604-3.

Rajendran R, 2012. Gas turbine coating – an overview. Review. Teoksessa: Creg R et al. (toim.) Engineering Failure Analysis. vol 26. ISSN: 1350-6307

Sahlberg P, 1993. Käänteisen Brayton-prosessin termodynaaminen analyysi ja suurnopeustekninen koelaitte. Lisensiaatintyö. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu.

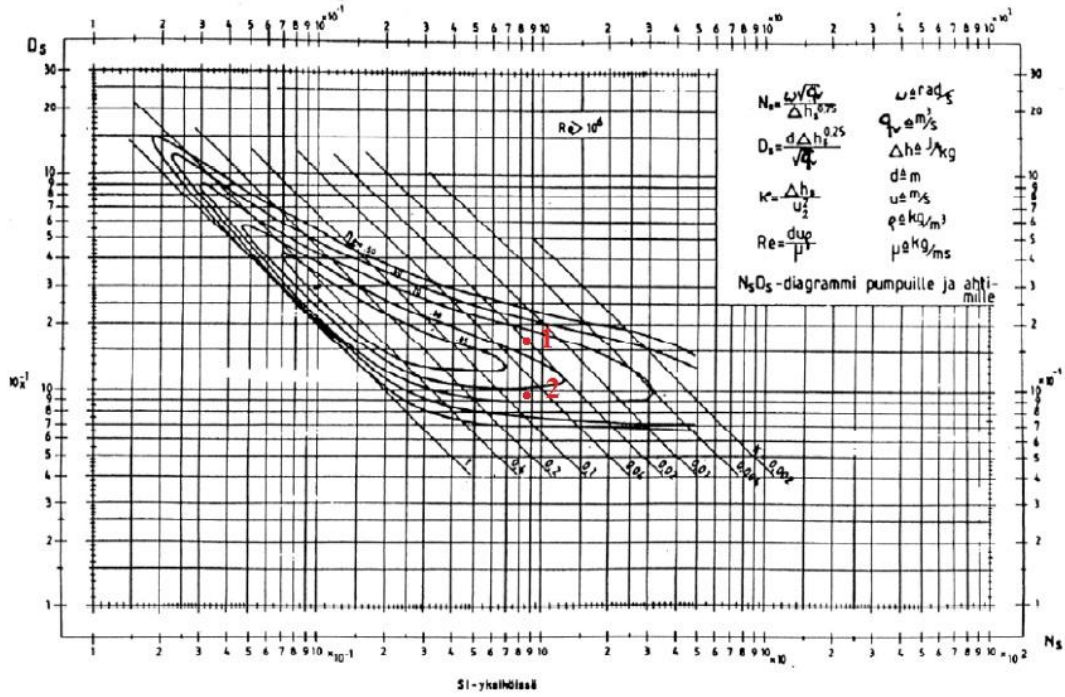
Spliethoff R, 2010. Power Generation from Solid Fuels. Berliini: Springer. 712s. ISSN: 1612-1287.

Tarjanne R. Sähköntuotannon vaihtoehtojen kustannusvertailu, TVO:n seminaari 16.6.2006.

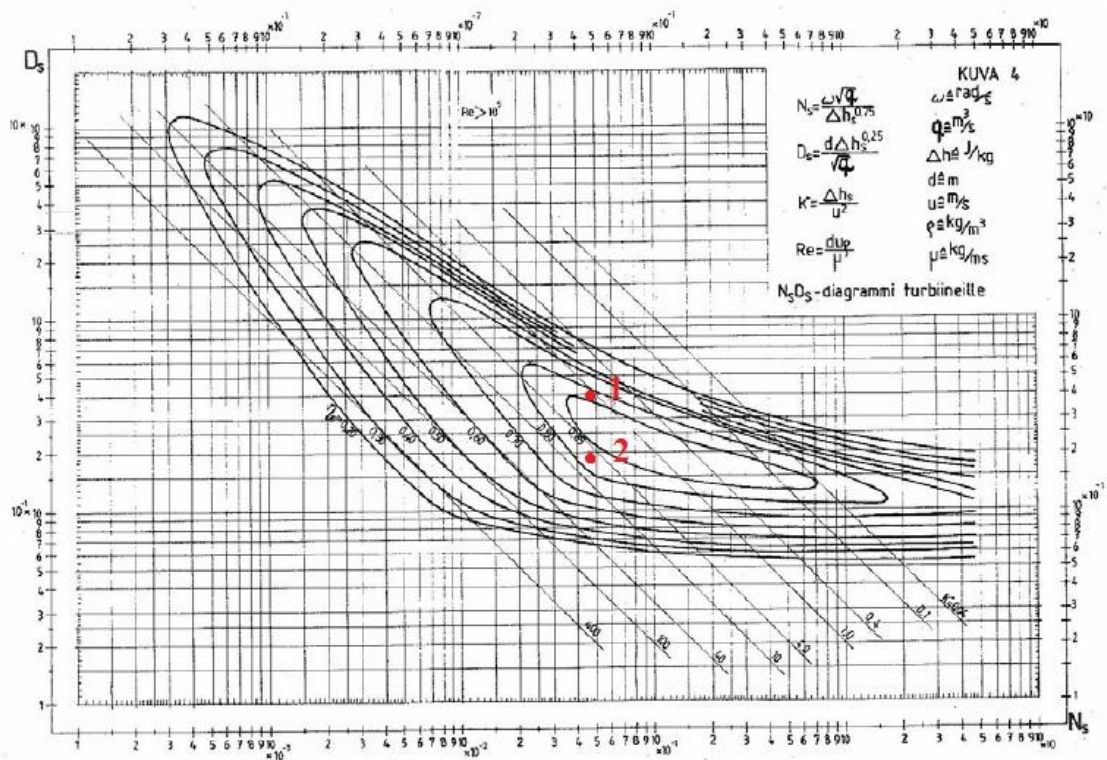
Wilson D.G, 1984. The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines. USA: The Massachusetts Institut of Technology. 496s. ISSN: 0-262-23114-X.

Virtauskoneiden suunnittelu, kurssimateriaali, 2013. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

LIITE I. $N_s D_s$ -DIAGRAMMI



Kuva 13. Kompressorin $N_s D_s$ -diagrammi (Larjola & Rauduskoski 1985).



Kuva 14. N_sD_s-diagrammi turbiinille (Virtauskoneiden suunnittelu 2013).

LIITE II. BIOKAASULASKELMAT

Sadasta lehmästä saadaan vuorokaudessa biokaasua 56 - 180 m³. Valitaan arvoksi 120 m³. Biokaasun lämpöarvo on n. 5 MJ/m³ (Raiko et al. 2002, 568). Energiaa muodostuu

$$E = q_v Q = 120 \frac{\text{m}^3}{\text{d}} \cdot 5 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} = 600 \frac{\text{MJ}}{\text{d}} \quad (19)$$

Oletetaan, että palaminen on täydellistä. Polttoaineen palamisen kesto polttokammiossa lasketaan yhtälöllä

$$t = \frac{E}{\phi_{\text{pk}}} = \frac{600 \text{ MJ}}{19,9 \text{ kW}} = 30\,197,6 \text{ s} = 8,39 \text{ h}$$

Mikrokaasuturbiinin energiantuotto vuorokaudessa on siten

$$P = P_{\text{netto}} t = 3 \text{ kW} \cdot 8,39 \text{ h} = 25,16 \text{ kWh}$$

Jotta mikrokaasuturbiinia voitaisiin käyttää vuorokauden ympäri, on polttoainetta tultava

$$E = t \cdot \phi_{\text{pk}} = 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot \text{s} \cdot 19,9 \text{ kW} = 1716,69 \text{ MJ}$$

Tarvittavien lehmien lukumäärä n on tällöin

$$n = \frac{E}{Q} \cdot 100 = \frac{1716,69 \frac{\text{MJ}}{\text{d}}}{120 \frac{\text{m}^3}{\text{d}}} \cdot 100 = 286,11 \text{ kpl}$$

Vajaan 300 lehmän maatila kuluttaa varmasti yli 25 kWh vuorokaudessa, joten toiminnasta ei synny voittoa. Säästöä sähkössä syntyy kuitenkin joka vuorokausi 25 kWh.

Mikäli mikrokaasuturbiinia käytetään rekuperaattorin kanssa, polttokammion tehoksi tarvitaan vain 5,3 kW. Tästä seuraa, että sadan lehmän vuorokaudessa tuottamasta lietteestä kaasutetulla biokaasulla mikrokaasuturbiinia voidaan pyörittää 31,47 h.

Kaasua siis muodostuu enemmän, kuin mitä mikrokaasuturbiini tarvitsee toimiakseen yhtäjaksoisesti vuorokauden ympäri. Rekuperaattorillisen mikrokaasuturbiinin käyttämiseen vuorokauden ympäri tarvitaan 77 lehmää. Sähkön tuotto vuorokaudessa on tällöin 72 kWh. Tulokset on taulukoitu taulukkoon 2.

Taulukko 2. Lietteestä tuotettu energia

$n_{\text{lehmä}}$	P [kWh]	P_{ε} [kWh]	t [h]	t_{ε} [h]
100,0	25,2	94,4	8,4	31,5
77,0	19,4	72,7	6,5	24,2

LIITE III. TOIMINTAKYKYISEN 3 KW :N MIKROKAASUTURBIININ MITOITUS

Jotta turbiinissa päästiin lähtöarvona valittuun entalpienlaskuun, täytyi paisunta keskeyttää. Vaikka mikrokaasuturbiini on mahdollinen rakentaa esitetyillä alkuarvoilla, toiminta ei ole taloudellisesti kannattavaa.

Taulukko 3. Rakennus- ja toimintakykyisen mikrokaasuturbiinin lähtöarvot.

Lähtöarvot		Tulokset	
$N_{s,k}$	0,9 [-]	P_k	3,18 [kW]
$N_{s,t}$	0,3 [-]	P_t	6,24 [kW]
$d_{h,k}$	53 [kJ/kg]	P_{netto}	3,06 [kW]
$d_{h,t}$	104 [kJ/kg]	T_2	348,3 [K]
q_m	60 [g/s]	T_4	1194,2 [K]
T_1	295 [K]	φ_{pk}	66,8 [kW]
T_3	1273 [K]	$\varphi_{pk,\varepsilon}$	23,1 [kW]
P_3	165,64 [kPa]	$q_{v,k}$	0,0715 [m ³ /s]
p_1	101 [kPa]	$q_{v,t}$	0,0 [m ³ /s]
π_k	1,64 [-]	Δh_{12s}	45,29 [kJ/kg]
π_t	0,703 [-]	Δh_{34s}	86,24 [kJ/kg]
n	100 000 [rpm]	$\eta_{s,k}$	0,85 [-]
$\eta_{s,k}$	0,85 [-]	$\eta_{s,t}$	0,83 [-]
$\eta_{s,t}$	0,83 [-]	η_{th}	4,6 [%]
$q_{v,k}$	0,1 [m ³ /s]	$\eta_{th,\varepsilon}$	13,3 [%]
R	0,287 [kJ/kgK]	d_2	57,6 [mm]
$q_{v,t}$	0,0 [m ³ /s]	d_4	48,0 [mm]
ε	0,7 [-]		

Laskenta suoritettiin valitsemalla massavirralla ja entalpien muutoksille kompressorissa ja turbiinissa sellaiset arvot, joilla ominaispyörimisnopeudelle laskettu arvo on järkevä.