

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0201 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

Sähköntuotantoon osallistuvien pienen kokoluokan
kaasuturbiinien säätö

Part load behavior of small scale gas turbine in power
generation

Työn tarkastaja: Ahti Jaatinen-Värri

Työn ohjaaja: Ahti Jaatinen-Värri

Lappeenranta 23.01.2017

Taina Salminen

TIIVISTELMÄ

Sähköntuotantoon osallistuvien pienen kokoluokan kaasuturbiinien säätö

Part load behavior of small scale gas turbine in power generation

Taina Salminen

School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

Ahti Jaatinen-Värri

Kandidaatintyö 2017

Sivuja 34 ja kuvia 9

Hakusanat: Kaasuturbiini, säätö, pyörimisnopeussäätö, sähkön tuotanto

Tämä kandidaatintyö on kirjallisuustyö pienen kokoluokan kaasuturbiinien säädöstä. Työ käsittelee kaasuturbiineja teholuokassa 250 kW-1 MW sekä yksi että moniakselisilla kytkennöillä. Työn tavoitteena on selvittää lukijalle millaisia kaasuturbiinit ovat rakenteeltaan sekä termodynaaminen teoria. Lisäksi työssä käsitellään kaasuturbiinien komponenttien toimintaa kuvaavia käyrästäjä, joihin säätö perustuu termodynaamisen teorian lisäksi. Lopuksi työssä käsitellään Kaasuturbiinin säätöön vaikuttavia tekijöitä ja niiden aiheuttamia rajoitteita kaasuturbiinin säädettävyyteen.

Kaasuturbiini on lämpövoimakone, jolla voidaan tuottaa lämpöä sekä sähköä. Kaasuturbiini perustuu Brayton-prosessiin ja sisältää yhden tai useamman kompressorin ja turbiinin sekä polttokammion. Työaineena käytetään ilmaa, joka puristetaan kompressorissa määrättyyn paineeseen. Ilmaan sekoitetaan polttoainetta ja seosta poltetaan korkeassa lämpötilassa polttokammiossa. Syntyneet savukaasut johdetaan turbiiniin, jossa ne paisuvat ja näin tekevät työtä pyörittäen turbiinin akselia. Turbiinin akseli käyttää yksinkertaisella rakenteella sekä kompressoria että kuormaa. Sähköntuotannossa kuormana toimii generaattori. Turbiinista poistuvat savukaasut ovat yleensä hyvin kuumia, mikä tekee hukkalämmön talteenoton kannattavaksi vaihtoehdoksi.

Kaasuturbiineja on säädön näkökulmasta kahta tyyppiä, turbiineja joiden pyörimisnopeutta voi säätää eli muuttuva pyörimisnopeuksellisia sekä turbiineja, jotka pyörivät vakiopyörimisnopeudella. Käytettäessä vakiopyörimisnopeuksellisia kaasuturbiineja, säätö on mahdollista tehdä vain polttokammioista poistuvan savukaasun lämpötilaa laskemalla sekä massavirran säätelyllä. Koska turbiinin sisääntulolämpötilalla on merkittävä vaikutus prosessin termiseen hyötysuhteeseen, lämpötilalla säätäminen heikentää hyötysuhdetta nopeasti kaasuturbiinin toimiessa suunnittelupisteensä ulkopuolella. Pyörimisnopeuden säätö on mahdollista taajuusmuuttajalla. Käytettäessä pyörimisnopeussäätöä voidaan akselin tai akseleiden pyörimisnopeutta laskea, jolloin komponenttien toimintapisteet poikkeavat suunnittelupisteestä lämpötilalla säätämistä vähemmän. Pyörimisnopeudella säädettäessä kaasuturbiinin hyötysuhde pysyy lähempänä parasta hyötysuhdettaan ajettaessa osakuormalla. Moniakselisilla kaasuturbiineilla hyötysuhteen heikkeneminen on hitaampaa kuin yhdellä akselilla, sillä tehon alennusta ei tarvitse tehdä kokonaan yhdellä akselilla.

SISÄLLYSLUETTELO

Tiivistelmä	2
Sisällysluettelo	4
Symboli- ja lyhenneluettelo	5
1 Johdanto	6
2 Kaasuturbiinit yleisesti	8
2.1 Brayton-prosessi	8
2.2 Kaasuturbiinin rakenne.....	11
2.3 Moniakseliset kaasuturbiinit.....	14
3 Tehon säätäminen	16
3.1 Osakuorma pyörimisnopeussäädöllä	16
3.2 Osakuorma lämpötilan säädöllä	19
4 Kaasuturbiinien säätöön vaikuttavat tekijät	22
4.1 Rekuperaattori	22
4.2 Lämmön talteenottokattila.....	24
4.3 Turbiinin sisääntulolämpötila.....	25
5 Yhteenveto	28
6 Lähdeluettelo	31

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset aakkoset

c_p	ominaislämpökapasiteetti	[kJ/kg K]
\dot{m}	massavirta	[kg/s]
P	teho	[W]
T	lämpötila	[K]

Kreikkalaiset aakkoset

ε	rekuperaatioaste	[-]
η	hyötysuhde	[-]

Alaindeksit

1..4	tilapiste
i	ilma
K	kompressori
p	polytrooppinen
s	isentrooppinen
sk	savukaasu
T	turbiini
t	kokonais
th	terminen

Lyhenteet

CCGT	Combined cycle gas turbine
CO	hiilimonoksidi
NO _x	Typenoksidi

1 JOHDANTO

Puhe hajautetun energiantuotannosta on lisääntynyt viime vuosien aikana. Hajautetulla energiantuotannolla tarkoitetaan pienimuotoista energiantuotantoa käyttökohteen läheisyydessä ja sen taustalla on muun muassa pyrkimykset paikallisten energiaressurssien käyttäminen ja ilmastonmuutoksen hidastamiseen. (Motiva, 2010, 67) Energian tuottaminen pienemmässä mittakaavassa mahdollistaa yhä laajemman skaalan tuotantotapoja ja hajautettua energiantuotantoa halutaan lisätä Euroopan unionin taholta. Vuoden 2012 direktiivissä Euroopan Union toteaa hajautetun energian käytön lisäämisen kannustamisen suositeltavaksi jäsenmaille. Direktiivi on kohdistettu sähkön ja lämmön yhteistuotannolle ja se sisältää myös kaasuturbiinien yhteistuotannon alle 20 MW nimellislämpöteholla. (EUR- Lex, 2012)

Ensimmäinen sähköenergiaa tuottava teollisuuskaasuturbiini kehitettiin vuonna 1939 ja se perustui slovakialaisen Aurel Stodolan tutkimustyöhön (MIT, 2016). Tuohon aikaan kaasuturbiinien toiminta-arvot olivat jokseenkin heikot. Materiaalitekniikan kehityksen ja aerodynamiikan tunteuksen lisääntymisen myötä nykyaikaisilla kaasuturbiineilla päästään jo huomattavan korkeisiin lämpötiloihin sekä painesuhteisiin (Saravanamuutto et al, 2001, 23) Samoihin aikoihin lisääntyi kaasuturbiinin käyttö kulkuneuvojen moottoreina ja 1950 – luvulla ajoneuvokäytössä on esiintynyt kaksiakselisia kaasuturbiineja (Hunt, 2011, 21). Sähköntuotannossa moniakselisia kaasuturbiineja on edustanut niin kutsuttu vapaavoimaturbiini.

Suuria sähköä tuottavia kaasuturbiineja tavataan Suomessa huippuvoiman tuottajana, eikä tällaisilla kaasuturbiineilla ei ole suuria vuosittaisia käyttötunteja (Aalto et al, 2012, 12) Vähäiset käyttötunnit selittyvät sillä, että reservissä olevat kaasuturbiinit eivät osallistu sähkömarkkinoille (Fingrid, 2013). Kaasuturbiineja voidaan käyttää energian tuotantoon käyttökohteella, jossa kaasuturbiinien korkealämpötilaiset savukaasut voidaan hyödyntää lämmityksessä. (Kaikko, 2016b, 9) Pienen kokoluokan kaasuturbiinien etuja suuriin keskitettyihin energiantuotantolaitoksiin ovat muun muassa häviöiden vähentyminen sekä tuotantokapasiteetin joustavuus (Kaikko, 2016, 56).

Tämä kandidaatin työ on kirjallisuusselvitys sähköntuotantoon osallistuvien pienen kokoluokan kaasuturbiinien säädöstä. Pienen kokoluokan määritelmiä on yhtä monta kuin määrittelijääkin ja tässä kandidaatintyössä käsiteltävien kaasuturbiinien sähköteho on

rajattu välille 250 kW -1 MW. Työssä keskitytään pääasiassa sähkötehon säätöön, mutta myös lämmöntuotannon vaikutus säätämiseen on huomioitu. Työn tavoitteena on selvittää lukijalle yksi- ja moniakselisten kaasuturbiinien erot rakenteellisesti ja esitellä mahdolliset säätötavat sekä niiden vaikutus kaasuturbiinien suorituskykyyn.

2 KAASUTURBIINIT YLEISESTI

Tämän kappaleen tarkoituksena on selvittää lukijalle kaasuturbiinin rakenne yleisesti sekä sen toimintaperiaate. Tavoitteena on antaa lukijalle edellytykset ymmärtää kaasuturbiinin termodynaamista teoria ja sen vaikutus kaasuturbiinin tehon sekä termisen hyötysuhteen määrittämiseen. Lisäksi kappaleessa esitellään yksi- ja moniakselisten kaasuturbiinien tärkeimmät erot rakenteellisesti sekä toiminnallisesti.

2.1 Brayton-prosessi

Sähköntuotantoon käytettävää kaasuturbiiniprosessin ideaalista vertailuprosessia kutsutaan Brayton-prosessiksi. Energian tuottaminen Brayton-prosessilla perustuu siihen, että turbiinilla tuotettava teho on suurempi kuin kompressorin kuluttama teho. Yksinkertaisessa tarkastelussa kompressorin ja turbiinin tehoja voidaan kuvata massavirran ja entalpioiden avulla. Entalpia voidaan määrittellä aineen ominaislämpökapasiteetin ja tapahtuvan prosessissa tapahtuvan lämpötilamuutoksen tulona. Yhtälön yksi indeksi vastaavat myöhemmin esitettävän kuvan 1 tilapisteitä.

$$P_k = \dot{m}_i \cdot \bar{c}_{p,i} \cdot (T_2 - T_1) \quad (1)$$

missä

P	teho	[W]
\dot{m}	massavirta	[kg/s]
c_p	ominaislämpökapasiteetti	[kJ/kg K]
T	lämpötila	[K]

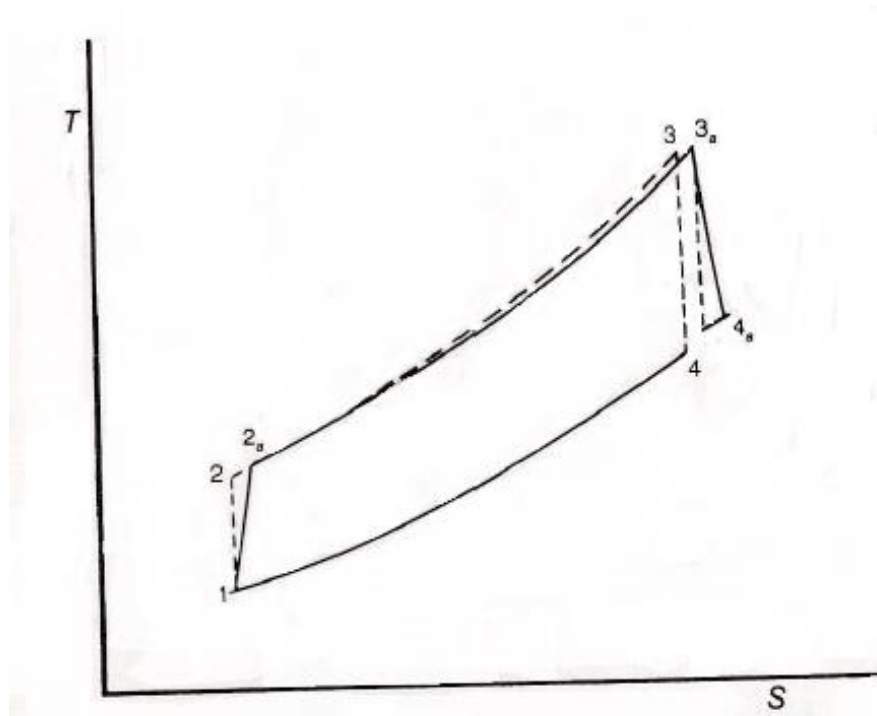
Turbiinin tehontuotto voidaan arvioida massataseen avulla samaan tapaan kuin kompressorin tapauksessa. Turbiineihin johdettavan savukaasun massavirta on ilman ja polttoaineen seos ja savukaasun ominaislämpökapasiteetti määrittäyty ilman ja polttoaineen suhteella.

$$P_T = \dot{m}_{sk} \cdot \bar{c}_{p,sk} \cdot (T_3 - T_4) \quad (2)$$

Idealisoidussa tilanteessa polttoaineen massavirtaa voidaan pitää merkittävästi pienempänä verrattuna ilman massavirtaan, jolloin se voidaan jättää huomioimatta. Lisäksi ominaislämpökapasiteettien voidaan olettaa pysyvän vakioina koko kierron aikana vaikka työaine muuttuu polttokammiossa. Lisäksi ideaalinen työkierto on täysin häviötön. Tehon yhtälöt (1) ja (2) voidaan kirjoittaa edellä mainittujen oletusten perusteella pelkän lämpötilan funktioiksi. Kaasuturbiinin terminen teho on siis turbiinin tuottaman tehon ja kompressorin kuluttaman tehon erotus. Todellisessa prosessissa edellä esitetyt yksinkertaistukset eivät olisi luotettava tapa tarkastella prosessia.

$$P_{th} = P_T - P_k \quad (3)$$

Brayton-prosessi sisältää paikoittain suuriakin oletuksia. Todellinen prosessi ei ole suljettu ja komponenteissa tapahtuu lämpötila- ja painehäviöitä. Puristus ja paisunta eivät todellisessa prosessissa ole häviöttömiä eli isentrooppisia, vaan komponentin suorituskykyyn vaikuttaa, kuinka lähellä suunnittelupistettä operoidaan. Lisäksi imukanavissa että polttokammiossa tapahtuu painehäviöitä. Lämmöntuonti polttokammiossa ei myöskään ole adiabaattinen prosessi. Kuvassa 1 on esitetty ideaalinen Brayton-prosessi sekä todellisuutta vastaava prosessi T, s- tasossa kaasuturbiinille. Kuvassa ehjällä viivalla esitetty työkierto kuvaa todellista prosessia. Puristusta kuvaa tilamuunnos 12 ja paisuntaa 34. Lämmöntuonti polttokammiossa tapahtuu tilapisteiden 2 ja 3 välillä. Kuvassa ehjällä viivalla tapahtuvaa tilamuunnosta 41 ei avoimella kierrolla tapahdu, sillä savukaasut johdetaan pois prosessista. Yhtälöiden 1 ja 2 lämpötilojen indeksit vastaavat kuvan 1 kiertojärjestyksen tilapisteitä.



Kuva 1 Braytonprosessi lämpötilan ja entropian funktiona. (Boyce, 1982, 34)

Kaasuturbiineille on tyypillistä noin 36 % termiset hyötysuhteet (Huhtinen et al, 2008, 206). Kuvasta 1 voidaan nähdä eräs syy, miksi kaasuturbiinien hyötysuhteiden alhaisuudelle. Turbiinista poistuvan paisuneen savukaasuseoksen lämpötila on vielä varsin korkea eli hyödyntämätöntä lämpöä siis karkaa savukaasujen mukana pois prosessista. Riippuen siitä, onko kaasuturbiinilla tarkoitus tuottaa vain sähköä, voidaan hukkalämpöä käyttää hyväksi erilaisin tavoin. Kun ollaan kiinnostuneita ainoastaan kaasuturbiinin toiminnasta ja sen hyötysuhteesta, hyötysuhde halutaan mahdollisimman hyväksi suunnittelupisteessä. Keinoja termisen hyötysuhteen parantamiseen on kasvattaa prosessin painesuhdetta tai turbiinin sisääntulolämpötilaa T_3 sekä laskemalla kompressorin sisääntulolämpötilaa T_1 (Boyce, 1982, 28).

$$\eta_{th} = \frac{P_{th}}{P_T} \quad (4)$$

missä

η hyötysuhde [-]

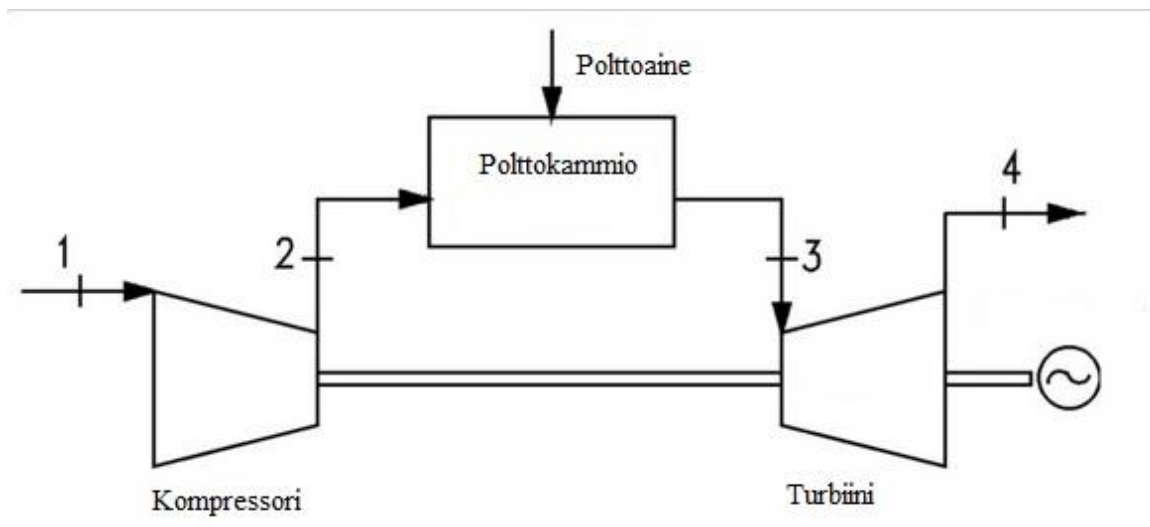
Kompressorin ottamaa tehoa voidaan vähentää lisäämällä prosessiin välijäähdytys kompressorien väliin. Matalapaineturbiinista poistuva ilma jäähdytetään lämmönsiirtimellä ja puristetaan uudelleen korkeapainekompressorissa (Boyce, 1982,

30). Jäähdyttämällä ilman tiheys kasvaa ja tällöin kasvanut massavirta lisää prosessin termistä tehoa (Kaikko et al, 2016). Turbiinilta saatavaa tehoa voidaan vastaavasti kasvattaa lämmittämällä savukaasuja ennen matalapaineturbiinia toisella polttokammioilla (Saravanamuuttoo et al, 2001, 50). Lämmitys kasvattaa matalapaineturbiinin sisääntulolämpötilaa vakioaineessa, minkä seurauksena matalapaineturbiinilta on saatavissa suurempi teho kuin mitä vastaavassa tilanteessa saataisiin ilman tulistusta (Boyce, 1982, 32). Huomattavaa on, että tulistuksen optimaalinen sijoittuminen paisunnassa ei välttämättä sijoitu korkea- ja matalapaineturbiinien väliin (Saravanamuuttoo et al., 2001, 86).

Edellä esitettyjä prosessia parantavien komponenttien kohdalla on huomattavaa, että niiden tuomat edut prosessiin ovat teoreettisia. Lämmönsiirtimet vievät tilaa ja aiheuttavat painehäviöitä prosessiin. Lisäksi ne kasvattavat yksikön kokoa, jolloin kaasuturbiini menettää kompaktin rakenteen tuomat edut (Saravanamuuttoo, 2001, 52). Lisäksi lisäkomponenteista seuraa luonnollisesti kaasuturbiinien kustannusten kasvaminen.

2.2 Kaasuturbiinin rakenne

Prosessi koostuu kolmesta pääkomponentista, kompressorista, polttokammioista sekä turbiinista. Työaineena käytetään ilmaa, jota puristetaan kompressorissa haluttuun paineeseen. Polttokammiossa paineistetun ilman sekaan ruiskutetaan polttoainetta ja seosta poltetaan aikaan saaden hyvin kuumia savukaasuja, jotka edelleen johdetaan turbiiniin. Turbiinissa kuumat savukaasut paisuvat tehden työtä pyörittäen generaattoria. Työkierto voi olla tyypiltään suljettu tai avoin. Avoimella kierrolla savukaasut poistetaan ympäristöön paisunnan jälkeen, kun ne suljetussa kierrossa palautetaan takaisin prosessin käyttöön. Tällöin kolmen pääkomponentin lisäksi kierrossa käytetään jälkijäähdytintä. Kuvassa 2 esitetään yksinkertaisen kaasuturbiinin kaaviokuva avoimella kierrolla.



Kuva 2 Yksinkertaisen avoimen kaasuturbiinikierron kaavio (Benini,2013, muokattu)

Käytettävä kompressor voi olla tyypiltään aksiaalinen tai radiaalinen. Kompressorityypin valinta riippuu kaasuturbiinin kokoluokasta aksiaalisten soveltuessa paremmin suurille tehoille ja radiaalisten pienille (Larjola & Jaatinen, 201, 133–135). Aksiaaliset kompressorit koostuvat roottori-staattori-parista, jota kutsutaan vaiheeksi. Aksiaalisissa kompressoreissa yksittäisen vaiheen paineen nousu on matala, mutta useilla vaiheilla saavutetaan korkeita painesuhteita. Työssä käsiteltävässä mittaluokassa kompressor on useimmin radiaalinen. Pienen kokoluokkaan radiaaliset kompressorit soveltuvat muun muassa siksi, että ne sopivat pienille massavirroille ja massavirtaa voidaan vaihdella hyvällä hyötysuhteella laajemmin (Najjar & Akeel, 2002, 397) Suuremman kokoluokan voimalaitoksilla ilmaa puristetaan yli kymmenkertaiseen paineeseen ja nykytekniikalla voidaan saavuttaa jopa 35-kertainen puristus (Saravanamuuttoo et al. 2001, 3).

Kompressorin imettävää ilmaa eli ilman massavirtaa voidaan säädellä ohjaussiipien avulla. Ohjaussiivet sijaitsevat radiaalikompressorin ensimmäisessä vaiheessa ennen juoksusiipiä ja massavirran säätely tapahtuu muuttamalla ohjaussiipien kulmaa eli muuttamalla ilman virtausalaa. (Jin et al, 2016) Kuvassa 3 esitetään radiaalikompressorin juoksupyörä, jossa on näkyvissä ohjaussiivet sekä radiaalikompressorin impelleri. Ohjaussiipien jälkeen ilmavirtaus kohtaa johdesiivet, joissa sen virtaussuunta muuttuu aksiaalisesta radiaaliseksi eli säteittäissuuntaiseksi. Virtaus joutuu impellerin roottorin

nopean pyörimisliikkeeseen mukaan ja roottorin jälkeisessä staattorissa ilmavirtaus hidastuu muuttaen virtauksessa olevan kineettisen energian paineeksi (Boyce, 1982, 150).



Kuva 3 Radiaalinen kompressori ohjaussiivillä (Howden, 2016, 9, muokattu)

Kompressorin tavoin turbiini voi olla aksiaalinen tai radiaalinen. Pienessä kokoluokassa käytetään pääasiassa radiaalisia ja aksiaalisiin turbiineihin siirtyminen tapahtuu keskisuuren kokoluokan kohdalla (Larjola & Jaatinen, 2013, 138). Radiaaliset turbiinit soveltuvat paremmin pienen kokoluokan matalille massavirroille, mutta kokoluokan kasvaessa aksiaaliset turbiinit alkavat olla tehokkaampia (Saravanamuuttoo et al. 2001, 305). Radiaalisella turbiinilla saadaan pidettyä kaasuturbiinin koko pienenä, sillä yhdellä radiaalisella turbiinivaiheella voidaan tuottaa vastaava teho kuin vähintään kahdella aksiaalisella vaiheella (Boyce, 1982, 235). Radiaaliset ja aksiaaliset turbiinit perustuvat samoihin ilmiöihin kuin vastaavan tyyppiset kompressorit, mutta toimivat päinvastaisesti.

Sähköntuotannossa kaasuturbiineja on säädön näkökulmasta kahta tyyppiä, vakiopyörimisnopeuksellisia sekä muuttuva pyörimisnopeuksellisia. Pienen kokoluokan kaasuturbiini voidaan varustaa taajuusmuuttajalla (Kaikko, 2016). Suuret teollisuuskaasuturbiinit ovat vakiopyörimisnopeudella toimivia lämpövoimakoneita, jotka ovat rajoittuneet sähköverkon taajuudelle. Tällöin turbiinin pyörimisnopeus on vakio kuormasta riippumatta. Pienemmässä kokoluokassa kaasuturbiinit koostuvat yhdestä tai useammasta akselistä. Generaattoria käyttävän akselin pyörimisnopeus voi olla kuorman muuttuessa vakio tai muuttuva, riippuen siitä onko kaasuturbiini varustettu

pyörimisnopeussäätimellä. Taajuusmuuttajalla voidaan säätää akselin pyörimisnopeutta, prosessin vaatimusten mukaan (ABB, 2001, 8). Taajuusmuuttaja vapauttaa generaattorin ja tätä kautta kompressorin ja turbiinin vakiodulta pyörimisnopeudelta. Suomessa sähköntuotannossa olisi 3000 kierrosta minuutissa. Vaihteistoa käyttämällä turbiini ja kompressorit voivat pyöriä generaattorin pyörimisnopeudesta poikkeavalla vakionopeudella.

Tavallisin polttoainevalinta on maakaasu varapolttoaineenaan kevyt polttoöljy. Myös kiinteiden polttoaineiden käyttö on mahdollista ja tällöin mahdollista esimerkiksi kaasutuksen avulla. (Raiko et al, 2002, 557) Nestemäisten polttoaineiden käyttö on harvinaista Euroopassa. Tämä selittyy polttoaineiden korkeilla hinnoilla. (Vatopoulos et al, 2012, 14-220). Kaasuturbiiniprosessit ovat pääsääntöisesti toteutettu avoimella kierrolla, eli savukaasut poistetaan ympäristöön (Saravanamutto et al., 2001, 4). Tämä asettaa vaatimuksia päästöjen tarkkailuun, sillä savukaasut sisältävät usein hiilimonoksidia CO ja typen oksideja NO_x. Erityisesti suhteellinen typpidioksidin määrä poistokaasuissa on kaasuturbiinivoimalaitoksissa korkeampi kuin muun tyyppisissä polttotekniikkaa käyttävissä voimalaitoksissa. (Huhtinen et al., 2008, 219)

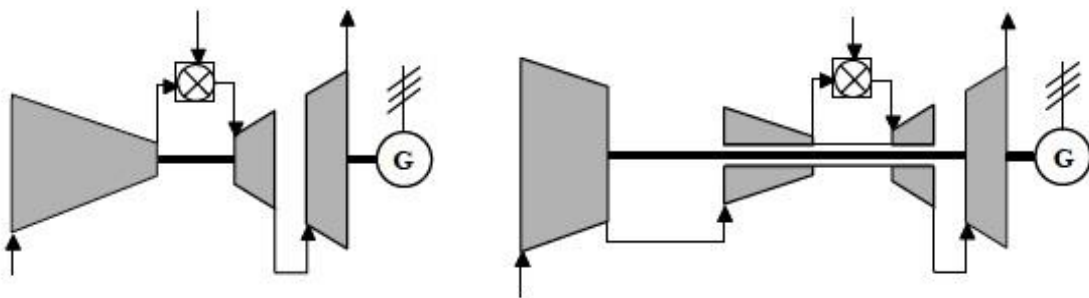
2.3 Moniakseliset kaasuturbiinit

Moniakseliset kaasuturbiinit eroavat yksiakselisista sekä rakenteeltaan että tehoiltaan. Yksinkertaisella turbiinikytkennällä tuottamalla teholla pyöritetään sekä kompressoria että generaattoria. Moniakselisella viitataan useampaan erilliseen akseliin kokoonpanossa. Yksiakselisessa kaasuturbiinissa voi olla useampi erillinen turbiini tai kompressorit, mutta tällöin ne kaikki ovat samalla akselilla. Moniakselisessä kytkennässä on kaksi tai useampi turbiini, jotka ovat omilla akseleillaan ja käyttävät omia kuormiaan. Turbiini voidaan kytkeä esimerkiksi käyttämään kompressoria, generaattoria tai molempia.

Alkujaan moniakseliset kaasuturbiinit ovat olleet pääasiassa kulkuneuvokäytössä sähköntuotannon sijaan. Sähköntuotantoon käytettävät kaasuturbiinit ovat lentokoneturbiinien johdannaisia (Kaikko et al, 2016) Ensimmäinen moniakselinen kaasuturbiini olikin juuri lentokoneen suihkumoottori (Saravanamutto et al. 2001, 12). Moniakselisen kytkennän merkittävin suorituskykyyn vaikuttava ero yksiakselisiin

kaasuturbiineihin on, että turbiineja voidaan ajaa erisuuruksilla pyörimisnopeuksilla. Lisäksi moniakselisilla kaasuturbiineilla on helppo tuottaa työntöä, minkä takia niitä on käytetty kulkuneuvojen moottoreina. (Boyce, 1982, 37)

Moniakselisia turbiinirakenteita ei esiinny suurilla teollisuuskaasuturbiineilla, vaan kokoluokassa, jossa taajuusmuuttaja on saatavissa. Yhdellä akselilla varustettuja kaasuturbiineja voidaan käyttää sähköntuotannossa niin pienessä kuin suuressa kokoluokassa. Kaksiakselisia kaasuturbiineja voidaan käyttää työntön tuottamisen lisäksi sähköntuotannossa. Kuvassa 4 esitetään kaksi kytkentävaihtoehtoa sähköntuotantoon osallistuvalla moniakselisella kaasuturbiiniyksiköllä.



Kuva 4 Eräät moniakselisen kaasuturbiinien kytkentävaihtoehdot A (vas.) ja B- (Kaikko et al, 2016, 27)

Kuvan 4 mukaisessa tilanteessa korkeapaineturbiini A tuottaa tehoa vain kompressorin käyttämistä varten, joten kaasuturbiinin terminen nettoteho määräytyy pelkästään matalapaineturbiinin tuotannosta. Tällaisissa kytkennöissä kompressoria ja korkeapaineturbiinia kutsutaan kaasugeneraattoriksi ja matalapaineturbiinia voimaturbiiniksi. (Kaikko et al, 2016, 27). Kytkennässä B on kaksi kompressori - turbiiniparia ja sähkötehon tuotto tapahtuu matalapaineturbiinilla. On myös esitetty, että kytkennän B kaltaisessa kaasuturbiinissa sähkötehoa voitaisiin ottaa myös korkeapaineturbiinilta (Malkamäki et al., 2015, 3)

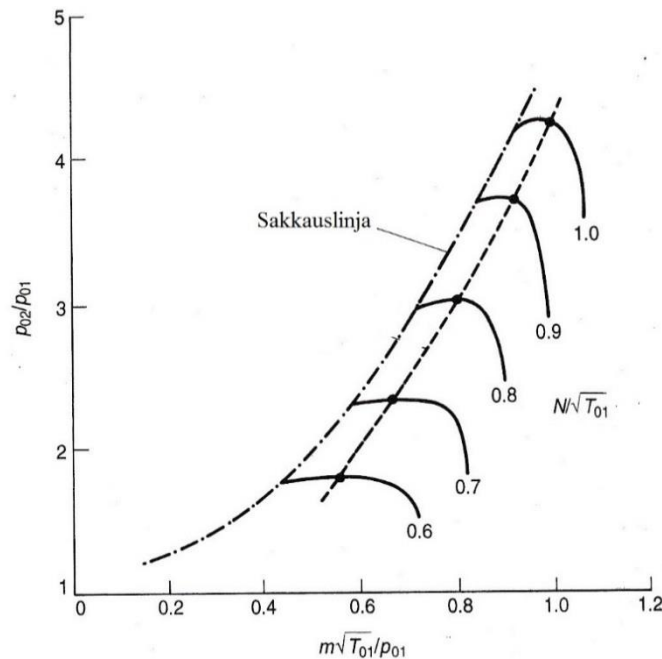
3 TEHON SÄÄTÄMINEN

Osakuormasta puhutaan silloin, kun tehon tuottoa lasketaan suunnittelupisteestä. Tällöin siirrytään pois myös suunnittelupisteen hyötysuhteelta heikommalle. Tässä kappaleessa käsitellään kaasuturbiinin tehon säätämistä pyörimisnopeuden ja turbiinin sisääntulolämpötilan avulla sekä säätötapojen vaikutusta hyötysuhteen käyttäytymiseen erilaisilla akselikytkennöillä.

3.1 Osakuorma pyörimisnopeussäädöllä

Tehon säätäminen taajuusmuuttajalla tehtävän pyörimisnopeuden alentamisella perustuu kompressorin puristuksen vähentämiseen. Pyörimisnopeus määrää kompressorin toiminnan ja kompressori koko kaasuturbiinin. Kuvassa 5 on esitetty radiaalisen kompressorin toimintakäyrä, jonka avulla voidaan tarkastella kompressorin toimintaa erilaisilla ajotilanteilla. Kuviossa pystyakselina on kompressorin tuottama painesuhde ja vaaka-akselina toimii vertailulukku suunnittelupisteen ja osakuormatilanteen massavirran sekä ilman lämpötilan ja paineen suhteesta. Käyrät ovat suhdeluku suunnittelupisteen ja osakuormatilanteen kierrosluvun ja sisääntulolämpötilan neliön osamäärästä. Koska kompressoriin imettävän ilman lämpötila tai paine eivät juurikaan ilman lisälaitteistoja muutu ajon aikana, vaaka-akseli kuvaa käytännössä massavirran ja käyrästä pyörimisnopeuden poikkeamaa suunnittelupisteestä. Tarkassa tarkastelussa on kuitenkin huomioitava, että ympäristön tila voi muuttua esimerkiksi vuodenajan muuttuessa.

Vähentäessä pyörimisnopeutta ja massavirtaa käyrästä huomataan, että kompressorista saatava puristus laskee. Paineen tuoton laskemisen seurauksena myös turbiinilta saatava paisunta laskee ja turbiinin ulostulolämpötila kasvaa. Edelleen tämän seurauksena turbiinin tuottama teho laskee yhtälön 2 mukaisesti sekä massavirran että turbiinissa tapahtuvan savukaasujen jäähtymisen pienentyessä. Samanaikaisesti myös kompressorin kulutus laskee massavirran ja puristuksen vähentyessä.



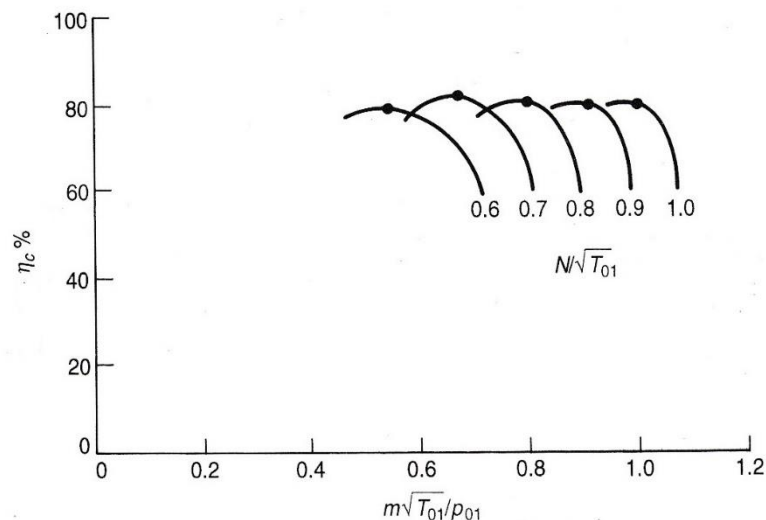
Kuva 5 Radiaaliompressorin toimintakäyrä (Saravanamuuttoo, 2001, 178a, muokattu)

Vaikka moniakselisissa kytkennöissä akselit voivat pyöriä itsenäisillä pyörimisnopeuksilla, muut komponentit eivät tästä huolimatta voi toimia riippumattomasti toisistaan, sillä virtauksen on oltava yhteensopiva. Moniakselisen kaasuturbiini tapauksessa kyse on sarjakytkennästä, joissa turbiinien kytkentä vaikuttaa merkittävästi kaasuturbiinin toimintaan (Saravanamuuttoo et al, 2001, 9, 388). Kompessoreiden ei haluta sakkaavan, joten turbiinien yhteistoimintaa tulee säätää niin, ettei kompressorien sakkaamisen vaaraa synny. Kompressorin sakkaamisella tarkoitetaan tilannetta, jossa kompressorin toimintapiste siirtyy alueelle, jossa ahtimeen imettävä ilmavirta on liian matala kyseiselle painesuhteelle. Tällaisissa toimintaoloissa lähestytään kuvan 5 sakkauslinjaa vasemmalla laidalla. Tästä massavirran liiallisesta laskusta seuraa painesuhteen nopea lasku, joka johtaa ilman virtaussuunnan kääntymiseen (Saravanamuuttoo et al, 2001, 176).

Kuvassa 6 esitetään radiaalikompressorin isentrooppihyötysuhteen määrittäminen massavirran ja pyörimisnopeuden perusteella. Pysty-akselilta voidaan lukea kompressorin isentrooppinen hyötysuhde Vaaka-akseli ja pyörimisnopeuskäyrät kuvaavat kuvan 5 toimintakäyrän tapaan massavirran ja pyörimisnopeuden alenemaa suunnittelupisteestä. Toimintakäyrän mukaisesti alentuneen pyörimisnopeuden seurauksena joudutaan siirtymään suunnittelupisteen pyörimisnopeuskäyrältä 1,0

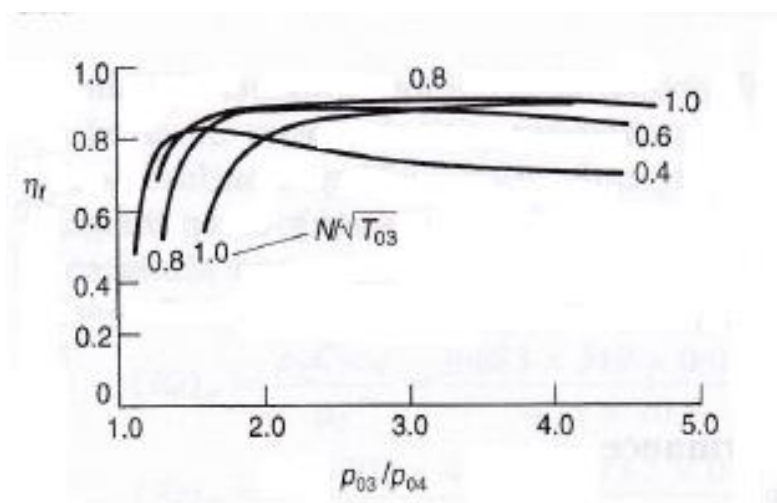
vasemmalle. Samanaikaisesti massavirtaa voidaan vähentää ohjaussiivillä, jolloin käyrästäöllä liikutaan vaaka-akselin suuntaisesti vasemmalle.

Toimintakäyrä osoittaa, että mitä kauempana suunnittelupisteen parametreistä kaasuturbiinia käytetään, sen heikommiksi komponenttien hyötysuhteet jäävät. Toisaalta massavirran suuruudella on merkittävämpi vaikutus kompressorin hyötysuhteeseen, sillä suunnittelupisteen isentrooppihyötysuhde on saavutettavissa myös alemmilla pyörimisnopeuksilla (Sarvanamuutto et al, 2001, 179). Moniakselisten kaasuturbiinien tapauksessa samalla massavirralla matala ja korkeapainekompressorien hyötysuhteet eroavat poikkeavien pyörimisnopeuksien takia.



Kuva 6 Kompressorin hyötysuhdekuvio (Sarvanamuutto, 2001, 178b, muokattu)

Säätö vaikuttaa kompressorin lisäksi turbiinin suorituskykyyn. Kuvassa 8 esitetään turbiinin hyötysuhdekuvio. Kuvaajien vaaka akselina toimii turbiinissa tapahtuvan paisunnan painesuhde. Pystyakselina kuvassa on turbiinin kokonaishyötysuhde. Olettaessa polttokammista poistuvan savukaasun lämpötilan vakioksi myös osakuormalla, kuvaavat käyrät pyörimisnopeuden suhteellista muutosta. Kuvasta huomataan, ettei osakuorma vaikuta turbiinin toimintaan yhtä merkittävästi kuin kompressorin tapauksessa. Hyötysuhde vakiintuu painesuhteen kasvaessa tarpeeksi ja tällöin pyörimisnopeuden laskeminen tarpeeksi hitaaksi alkaa heikentää turbiinin komponenttihyötysuhdetta.



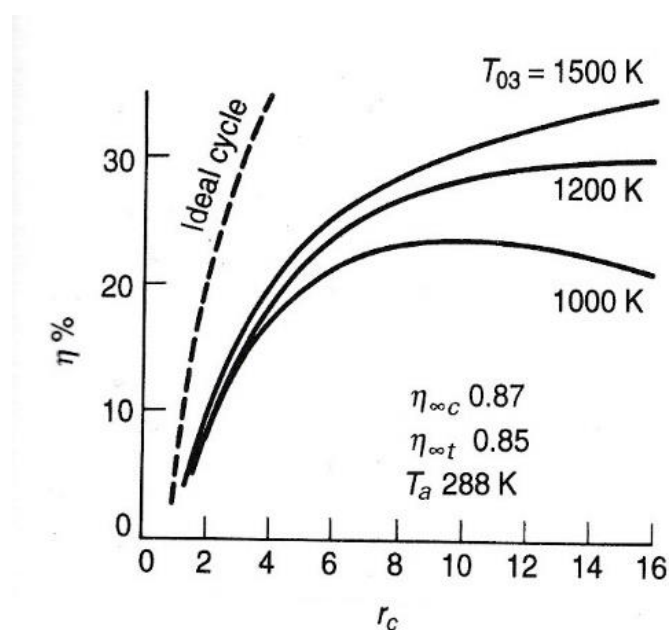
Kuva 7 Turbiinin hyötysuhdekuvio (Sarvanamuutto et al, 2001, 356, muokattu)

3.2 Osakuorma lämpötilan säädöllä

Jos käytössä oleva kaasuturbiini on niin sanottu vakiopyörimisnopeuksellinen kaasuturbiini eli taajuusmuuttajaa ei ole käytettävissä, säätö on mahdollista yhtälön 2 mukaisesti turbiinin sisääntulolämpötilaa muuttamalla. Hyötysuhteen yhtälön 4 mukaisesti lämpötilan laskemisesta seuraa hyötysuhteen nopea heikentyminen. Tämä lämpötilan laskusta johtuva hyötysuhteen lasku on pääsyy yksiakselisten vakiopyörimisnopeuksellisten kaasuturbiinien heikkoihin hyötysuhteisiin (Sarvanamuutto et al., 2001, 413–414). Vakiopyörimisnopeuksellisilla kaasuturbiineilla tuotettavan sähkön taajuus on pidettävä vakiona, Suomen tapauksessa pyörimisnopeus olisi 3000 kierrosta minuutissa valtakunnan verkon taajuuden ollessa 50 Hz. Yksiakselisilla kaasuturbiineilla vakiopyörimisnopeudesta seuraa, ettei turbiinin massavirrassa tapahdu merkittäviä muutoksia, vaikka siirryttäisiin osakuormalle (Kurz, 2005, 138). Käytännön seuraus on, että kompressoriin imettävän ilman massavirtaa joudutaan muuttamaan polttoaineen määrään muuttuessa. Kompressoriin imettävää ilmaa kontrolloidaan ohjaussiipien avulla, kuten pyörimisnopeussäädönkin tapauksessa.

Kaasuturbiinin hyötysuhde määrittyy yksittäisien komponenttien toiminnan hyvyyden ja polttokammion jälkeisen lämpötilan perusteella (Sarvanamuutto et al., 2001, 2). Säädön toteuttaminen lämpötilaa laskemalla on helppoa, mutta tällainen säätötapa vaikuttaa suoraan kaasuturbiinin hyötysuhteeseen. Kuvassa 8 esitetään yksinkertaisen kaasuturbiiniprosessin termisen hyötysuhteen määrittäminen erilaisilla turbiinin

sisääntulolämpötiloilla painesuhteen funktiona. Katkoviivalla kuvataan ideaalisen prosessin hyötysuhteen käyttäytyminen, mikä poikkeaa todellisuudesta varsin paljon. Kuvan mukaisesti sisääntulolämpötilan laskeminen heikentää samalla painesuhteella operoivan kaasuturbiinin suorituskykyä. Kuvasta on nähtävissä, että turbiinin sisääntulolämpötilan laskiessa painesuhteen ollessa vakio terminen hyötysuhde heikkenee. Toisaalta painesuhteen muutokset vaikuttavat yhtä lailla hyötysuhteeseen vakio sisääntulolämpötilalla.



Kuva 8 Turbiinin sisääntulolämpötilan vaikutus hyötysuhteeseen (Saravanamuuttoo et al, 2001, 83)

Tarkastellessa kompressorin toimintakäyrää kuvassa 5, nähdään syy miksi sitoutuminen määrätylle turbiinin massavirralle heikentää yksikön toimintaa. Yksiakselisen kaasuturbiinin tapauksessa kompressorin pyörimisnopeus on lukittu turbiinin pyörimisnopeuteen. Tällöin kuvan 5 käyrästäöllä kompressorin toimintapiste voi liikkua vain määrätyn pyörimisnopeuden käyrällä. Polttoaineen vähentämisen seurauksena kompressorin massavirta kasvaa, mikä johtaa sidotun massavirran kanssa kompressorin toiminnan heikentymiseen. Kuvien 5 ja 6 mukaisesti massavirran kasvattaminen pienentää sekä hyötysuhdetta että painesuhdetta, jotka pienentävät edelleen kompressorin jälkeistä lämpötilaa. Nämä muutokset kuitenkin tasapainottavat toisiaan, eikä kompressorin tehon kulutuksessa tapahdu merkittäviä muutoksia (Saravanamuuttoo,

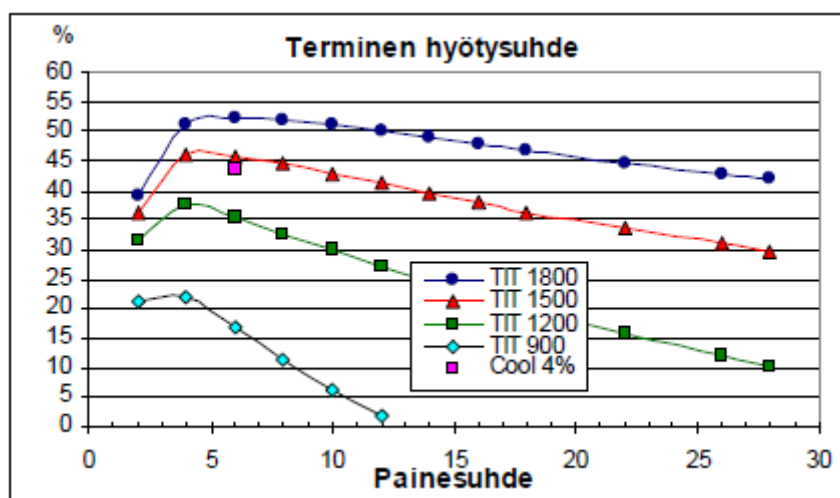
2001, 392). Tämän seurauksena kaasuturbiinin kokonaishyötysuhde lähtee laskuun, sillä kompressorin kulutus ei laske turbiinin tehon tuoton vähentyessä.

4 KAASUTURBIINIEN SÄÄTÖÖN VAIKUTTAVAT TEKIJÄT

Kaasuturbiinien säätöä ei voida tehdä täysin riippumattomasti huomioimatta rakenteellisia rajoitteita. Koska kaasuturbiineille on tyypillistä korkeat lämpötilatasot, on savukaasujen lämpötilan vaikutus otettava huomioon ennen ja jälkeen turbiinin. Tässä kappaleessa käsitellään hukkalämmön talteenottoa sekä turbiinin sisääntulolämpötilaa rajoittavia tekijöitä.

4.1 Rekuperaattori

Kuvan 1 mukaisesti turbiinilta poistuva savukaasu on kuumempaa kuin kompressorilta poistuva ilma, joten savukaasujen energian hyödyntäminen on perusteltua (Backman & Larjola, 2002, 26). Rekuperaattori on lämmönsiirrin, joka sijaitsee kompressorin ja polttokammion välissä. Rekuperaattorin toiminta perustuu savukaasuissa poistuvan lämmön käyttämiseen ilman esilämmittämisessä ennen polttokammiota. Ilman esilämmityksen seurauksena polttoainetta tarvitaan vähemmän saman turbiinin sisäänmenolämpötilan saavuttamiseksi. Rekuperaattorilla saatava hyöty saadaan polttoaineen tarpeen vähentymisestä sekä prosessihyötysuhteen parantumisesta. (Nkoi et al, 2013) Rekuperaattorin käyttö ei vaikuta saatavaan tehoon, vaan sen tarkoitus on kasvattaa prosessin hyötysuhdetta. (Backman, 2016). Kuvassa 9 tarkastellaan rekuperaattorin vaikutusta prosessin hyötysuhteeseen erilaisilla turbiinin sisääntulolämpötiloilla ja painesuhteilla.



Kuva 9 Rekuperaattorin vaikutus termiseen hyötysuhteeseen (Backman & Larjola, 2002, 31)

Vertaamalla rekuperaattorilla varustetun kaasuturbiinin hyötysuhteita yksinkertaisen kierron hyötysuhteen kuvioon, huomataan rekuperaattorin käytön kasvattavan hyötysuhdetta maksimihyötysuhteeseen asti. Yksinkertaisella kierrolla kaasuturbiinin hyötysuhde kasvaa teoreettisesti sisääntulolämpötilan ja painesuhteen kasvaessa kuvan 8 mukaisesti, mutta rekuperaattorilla saavutetaan maksimihyötysuhde varsin matalilla painesuhteilla. Lisäksi rekuperaattorilla varustetuiden kaasuturbiinien hyötysuhteille on tyypillistä hyötysuhteen nopea lasku maksimihyötysuhteen jälkeen. Tämä johtuu korkeamman paisunnan seurauksena syntyvistä viileämmistä savukaasuista (Backman & Larjola, 2002, 30).

Rekuperaattorin toimintaan liittyy oleellisesti rekuperaatioaste. Rekuperaatioaste kertoo rekuperaattorissa tapahtuvan lämmönsiirron hyvyydestä (Backman & Larjola, 2002, 7). Rekuperaatioaste määritellään savukaasujen lämmöstä saatavan hyödyn ja suurimman mahdollisen lämpötehon suhteena. Rekuperaatiota käyttämällä polttokammioon saapuvan ilma on tilapisteessä 2'.

$$\varepsilon = \frac{T_{2'} - T_2}{T_4 - T_2} \quad (5)$$

missä

ε rekuperaatioaste [-]

Parhaat rekuperaatioasteet ovat välillä 0,6-0,9 (Backman & Larjola, 2002, 26). Rekeperaatioasteen kasvattaminen ei kuitenkaan kasvata prosessin hyötysuhdetta osakuormalla (Backman, 2016). Rekuperaation hyvyyteen vaikuttaa kompressorista poistuvan ilman ja turbiinista poistuvan savukaasun lämpötila. Säädettäessä tehoa alemmas pyörimisnopeussäädöllä eli laskemalla puristusta ja paisuntaa, kompressorista poistuva ilma on kylmempää ja turbiinilta poistuva ilma kuumempaa.

Turbiinin sisääntulolämpötilan ja korkean rekuperaatioasteen hyötysuhdetta kasvattava vaikutus perustuu siihen, että pienellä paisunnalla savukaasut poistuvat kuumempina. Tällöin lämmönsiirtimessä siirtyy suurempi lämpöteho. Säädön seurauksena turbiinista poistuvien savukaasujen korkeampi lämpötila on kuitenkin ongelmallinen rekuperaattorin kestävyuden kannalta. Lämmönsiirrinmateriaali ei kestä jatkuvasti liian

suurta lämpökuormaa, joten rekuperaattorin materiaalin on kestävä savukaasujen lämpötila. Putki- tai levylämmönsiirtimet kestävät tyypillisesti 500-700 °C lämpötilan (Backman & Larjola, 2002, 6). Rekuperaattorimateriaalin maksimilämmönkestävyys määrittää turbiinista poistuvien savukaasujen korkeimman mahdollisen lämpötilan ja näin rajoittaa kaasuturbiinin säätöaluetta. Rekuperaattorimateriaalin valintaan vaikuttaa lämmönkestävyyden lisäksi materiaalikustannukset, jotka kasvavat materiaalin lämmönkestävyyden kasvaessa.

4.2 Lämmön talteenottokattila

Kaasuturbiinista poistuvan savukaasun lämpötila on kokoluokasta riippuen 450-650 °C (Kehlhofer et al, 1999,156). Hukkalämpö voidaan käyttää matalampilämpötilaisten prosessien lämmönlähteenä sähkön tai lämmöntuotantoon. Sähkön tuotanto tapahtuu kytkemällä kaasuturbiini höyryturbiiniprosessiin Rankine-kiertoon, jolloin savukaasuja käytetään veden höyrystämiseen. Kaasuturbiinin ollessa osa kombivoimalaitosta, savukaasujen lämpötilan on siis pysyttävä määrättyillä tasolla. Tällaista prosessia kutsutaan CCGT-prosessiksi. Lyhenne tulee sanoista Combined Cycle Gas Turbine ja tälle suomenkielinen vastine on kombivoimaprosessi. Kombivoimalaitoksen sähköntuotannosta noin kaksi kolmannesta tuotetaan kaasuturbiinilla ja loput höyryturbiinilla (Kehlhofer et al, 36–38). Sähköä tuottavilla kombivoimalaitoksilla päästään jo 60 % kokonaishyötysuhteisiin (Vatopoulos et al, 2002, 3). Pienen kokoluokan kaasuturbiineilla savukaasujen lämpötilat voivat kuitenkin jäädä liian alhaisiksi CCGT-prosessia ajatellen.

Kaasuturbiinit soveltuvat myös sähkön ja lämmön yhteistuotantoon. Tällöin voidaan tuottaa myös lämpöä esimerkiksi teollisuuslaitoksen prosesseihin tai rakennusten lämmittämiseen. Tällaisissa tapauksissa on mahdollista, että prosessin ensisijainen tehtävä on tuottaa lämpöä ja sähköä tuotetaan tällöin sivutuotteena kohteen käytettäväksi (Pickard, 2016, 7). Tällöin kaasuturbiinin säädön määrittää kulloinenkin lämmön tarve. Sähkön tuotannon määrästä voidaan joustaa, sillä sähköä on helpompi hankkia ja myydä tuotantokohteen ollessa kytkettynä sähköverkkoon. (Amos, 2007)

4.3 Turbiinin sisääntulolämpötila

Termodynaamisesta näkökulmasta kasvattamalla turbiinin sisääntulolämpötilaa saadaan kasvatettua turbiinin tuottamaa tehoa yhtälön 2 mukaisesti. Sisääntulolämpötilaa ei voida kuitenkaan valita mielivaltaisen korkeaksi turbiinin materiaalikestävyys rajoittaessa sitä. Kaasuturbiinin jokainen komponentti kokee vaihtelevaa rasitusta, mutta turbiinilla ongelmat korostuvat korkean lämpötilan takia. Kuumien savukaasujen lisäksi turbiinin siivet altistuvat korroosiolle sekä rasitukselle, jotka voivat pahimmillaan lyhentää turbiinin elinkaarta vaurioittaen sen rakennetta (Boyce, 1982, 304–305). Korkeissa lämpötiloissa metallit kokevat luonnollisesti muodonmuutoksia, jolloin pitkän altistumisen seurauksena tasaiselle lämpötilalle ja kuormalle materiaali kokee virumista ja pahimmillaan materiaalin repeämistä. Lämpötilan muutokset kohdistavat turbiinin rakenteeseen lisäksi termistä rasitusta. Vaikutus on merkittävin ylös- ja alasajon aikana, jolloin lämpötilan muutokset ovat suurimmillaan (Boyce, 1982, 309).

Polttokammion jälkeinen lämpötila on tyypillisesti välillä 800–1100°C (Huhtinen et al., 2008, 241). Nykytekniikalla suurimmat teollisuuskaasuturbiinit voivat saavuttaa jopa 1400 °C lämpötilan ennen turbiinia (Vatopoulos, 2002, 16). Mikroturbiineja ja pienen kokoluokan kaasuturbiineja kuitenkin ajetaan matalammillakin lämpötiloilla. Työn kokoluokan, alle 1 MW kaasuturbiineilla hyvin kuumat turbiinin sisääntulolämpötilat eivät välttämättä aiheuta merkittävää ongelmaa, sillä korkeille lämpötilatasoille ei ole tarvetta. Tämä mahdollistaa edullisempien materiaalin käytön pienen kokoluokan kaasuturbiineissa. Aksiaalista turbiinia käyttäessä myös siipien sijainti vaikuttaa materiaalivalintaan. Tällöin paremmin kuumaa kestävä materiaali käytetään ensimmäisen vaiheen siivissä ja heikompileatuksia loppupään vaiheissa, jossa lämpötilan ja rasituksen seuraukset eivät ole niin suuret. (Backman, 2016)

Materiaalien kuumankestävyyttä voidaan parantaa jäädyttämällä ensimmäisiä staattori- ja roottorisiipiä, joihin kohdistuvat työkierron suurimmat lämpötilat (Backman, 2016). Turbiinisiipien jäädyttämistä varten tarvittava ilma otetaan usein kompressorilta ohittaen polttokammio (Backman & Larjola, 2002, 25). Siipien jäädyttäminen sisäisellä pakotetulla konvektiolla on osoittautunut toimivaksi menetelmäksi. Siipiä valmistaessa pintaan työstetään pieniä reikiä jäädytysilmaa varten, jonka muodostaa siiven ulkopinnalle virratessaan suojaavan filmin. Filmi toimii eristeenä kuumien savukaasujen ja

siiven välissä ja mahdollistaa kuumemmat käyttölämpötilat. (Saravanamuutto et al., 2001, 357).

Turbiinin toimintaa voidaan laskennallisesti kuvata tarkemmin isentrooppi- ja polytrooppiyhtälöillä, joissa huomioidaan paisunta, aineominaisuudet sekä komponentin hyötysuhde. Isentrooppihyötysuhde kuvaa puristuksen tai paisunnan ideaalista prosessia. Isentrooppinen hyötysuhde sisältää muun muassa komponentissa tapahtuvat lämpöhäviöt ja vuodot. Polytrooppisella hyötysuhteella viitataan siihen, että jokainen kompressori tai turbiinivaihe toimii samalla isentrooppihyötysuhteella. Polytrooppihyötysuhteen avulla ratkaistava paisunnan jälkeinen turbiinin ulostulolämpötila voidaan selvittää yhtälön 6 tapaan.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{R\eta_{pt}}{\bar{c}_{p,sk}}} \quad (6)$$

missä

R	ilman kaasuvakio	[J/kgK]
η_{pt}	Turbiinin polytrooppihyötysuhde	[-]

Todellisen paisunnan lämpötila voidaan arvioida yhtälön 7 likiarvolla isentrooppisen hyötysuhteen avulla.

$$T_4 \approx T_3 - \eta_{st} T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{R}{\bar{c}_{p,sk}}} \right] \quad (7)$$

missä

η_{st}	turbiinin isentrooppinen hyötysuhde
-------------	-------------------------------------

Isentrooppihyötysuhteet ovat valmistajan määrittelemiä arvoja erilaisissa ajotilanteissa. Turbiinin valmistaja kokoaa turbiinille oman toimintakäyrästönsä, jonka perusteella turbiinin käyttäytymistä voidaan ennustaa joihin kaasuturbiinin säätö perustuu. Kun liikutaan turbiinin toimintakäyrillä alueella, jossa hyötysuhde ja painesuhde eivät muutu eikä aineominaisuuksissa tapahdu merkittäviä muutoksia, turbiinin ulostulolämpötila on

suoraan verrannollinen sisääntulolämpötilaan polytrooppihyötysuhteen mukaisesti. Tästä seuraa, että ulostulonlämpötila voi toimia sisääntulolämpötilan rajoittavana tekijänä, sillä pelkän painesuhteen alentumisesta seuraa ulostulolämpötilan kasvaminen. Tämä lisää ensisijaisesti häviöitä energian karatessa savukaasujen mukana ympäristöön. Jos savukaasuja käytetään hyväksi itse kaasuturbiiniprosessissa tai muussa kohteessa, liian korkea loppulämpötila voi muodostua ongelmaksi, jo edellä mainittujen lämmönsiirtimien materiaalikestävyyden kannalta.

Vastaavasti savukaasuja ei voida paisuttaa liikaa, sillä lämpötilan laskusta johtuva savukaasun tiheyden pienenemisestä seuraa viimeisten turbiinivaiheiden siipien suuri koko, jos käytössä on aksiaalisia turbiineja. Tämä heikentää turbiinin kompaktiutta ja edullisuutta, jotka usein katsotaan kaasuturbiinien eduksi. Tämän lisäksi liian matalalla ulostulolämpötilalla korroosiota aiheuttavat alkuaineet, kuten rikki saavuttavat kastepisteensä ja aiheuttavat vaurioita turbiinisiipiin lyhentäen käyttöikä. (Saravanamuuttoo et al., 2001, 89).

5 YHTEENVETO

Pienen kokoluokan kaasuturbiineja löytyy yhdellä tai useammalla akselilla. Sähköntuotannossa moniakseliset kaasuturbiinit ovat olleet niin kutsuttuja vapaavoimaturbiineja, mutta moniakselisten kaasuturbiinien kehitys on edelleen käynnissä. Sähköntuotannon lisäksi kaasuturbiineja voidaan käyttää yhteistuotannossa eli CHP:ssä. Mahdollista on myös käyttää kaasuturbiinia lämmöntuottamiseen käyttäen savukaasuja veden lämmittämiseen. Sähkön tuotannossa kaasuturbiinien hyötysuhteet ovat alle 40 % ja yhteistuotannossa noin 60 %. Moniakselisten kaasuturbiinien hyötysuhteet ovat yleisesti parempia kuin vastaavan tehoisella yksiakselisella.

Kaasuturbiini tehon tuotanto on riippuvainen polttokammista poistuvan savukaasun lämpötilasta. Kuvasta 8 huomattiin turbiinin sisääntulolämpötilan vaikuttavan merkittävästi kaasuturbiinin termiseen hyötysuhteeseen. Tällainen lämpötilalla säätäminen onkin verrattain epäsuotuisa tapa alentaa kaasuturbiini tuottamaa sähköenergiaa, mutta ainut vaihtoehto, jos käytössä on vakiopyörimisnopeuksellinen kaasuturbiini. Heikko hyötysuhde johtuu sisääntulolämpötilan laskun lisäksi komponenttien käyttämisestä paikoittain kaukana suunnittelupisteestä, josta seuraa komponentin ja edelleen yksikön heikentynyt suorituskyky.

Koska taajuusmuuttajan käyttö on pienillä tehoilla mahdollista, ei lämpötilalla säätäminen ole useinkaan tarvittavaa pienessä kokoluokassa. Taajuusmuuttaja toimii generaattoria käyttävän akselin pyörimisnopeussäätimenä, jolloin akseleiden pyörimisnopeutta voidaan hidastaa osakuormalle siirryttäessä. Tällöin kaasuturbiinin hyötysuhde ei lähde yhtä nopeaan laskuun kuin pelkällä sisääntulolämpötilan säädöllä. Hidastamalla pyörimisnopeutta ja muuttamalla ohjaussiivillä kompressoriin imettävää massavirtaa, voidaan kaasuturbiinin osakomponentteja ajaa lähempänä suunnittelupisteitään. Käytettäessä moniakselisia kaasuturbiineja, saavutetaan edelleen hitaammin heikentyviä hyötysuhteita, sillä häviöt jaetaan useammalle komponentille.

Kaasuturbiinien säätöön vaikuttaa oleellisesti turbiinin sisääntulolämpötilan ja ulostulolämpötilan aiheuttamat vaatimukset. Sisääntulolämpötilaa ei voida kasvattaa mielivaltaisesti materiaalin kestävyuden ollessa rajoittava tekijä. Turbiinimateriaali rajoittaa myös turbiini ulostulolämpötilaa, joka ei saa laskea liian matalaksi eikä nousta

liian korkeaksi. Matalilla lämpötiloilla savukaasun yhdisteet voisivat saavuttaa kastepisteensä ja vaurioittaa viimeisiä turbiinisiipiä. Korkeat loppulämpötilat voivat vaurioittaa kaasuturbiiniin liitettyjä lämmönsiirtopintoja. Tällaisia ovat esimerkiksi rekuperaattori, joka löytyy tavallisesti kaasuturbiinien rakenteista. Jos käytössä on lämmön talteenottokattila, liian matala lämpötila vähentää heikentää yhteistuotannon hyötysuhdetta.

6 LÄHDELUETTELO

Aalto, Honkasalo, Järvinen, Jääskeläinen, Raiko & Sarvaranta, 2012. Energiateollisuus ry & Fingris Oyj. Mistä lisäjoustoa sähköjärjestelmään? Loppuraportti. [verkkojulkaisu]. [viitattu 20.12.2016]. Saatavissa: http://energia.fi/files/694/Mista_lisajoustoa_sahkojarjestelmaan_loppuraportti_28_11_2012.pdf

ABB Industry Oy, 2001. Tekninen opas nro 4. Nopeussäädettyjen käyttöjen opas. [verkkojulkaisu]. [viitattu 10.12.2016]. Saatavissa: https://library.e.abb.com/public/32f0404329db7689c1256d2800411f0a/Tekninen_opas_nro4.pdf

Amos, 2007. Cogeneration and on-site power production. Gas Turbines for Cogeneration Efficiency is Everything [verkkojulkaisu]. [viitattu 20.12.2016]. Saatavissa: <http://www.decentralized-energy.com/articles/print/volume-8/issue-2/features/gas-turbines-for-cogeneration-efficiency-is-everything.html>

Backman, 2016. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Turbomachinery. Gas Turbine Process, Hyötysuhteista, Luentomateriaali.

Backman & Larjola, 2002. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Kaasuturbiinikytkennät ja niiden laskenta, luentomoniste. ISBN 951764-692-8.

Benini E, 2013. Progress in Gas Turbine Performance. Micro Gas turbine Engine: A Review. [verkkojulkaisu]. [viitattu 4.1.2017]. Saatavissa: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212540X13000242>

Boyce MP, 1982. Gas Turbine Engineering Handbook. Gulf Publishing Company, Texas. S.603. ISBN 087201-878-4

EUR-Lex, 2012. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2012/27/EU Energiatodellisuudesta, kohta 37 [verkkojulkaisu]. [viitattu 26.12.2016]. Saatavissa: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/fi/TXT/?uri=CELEX:32012L0027>

Fingrid, 2013. Hätkäkäyttöön tarkoitettut varavoimalaitokset. [verkkajulkaisu]. [viitattu 26.12.2016]. Saatavissa:

<http://www.fingrid.fi/fi/voimajarjestelma/voimajarjestelmaliitteet/Reservit/varavoimalait2011.pdf>

Howden Group Limited, 2016. Howden Compressor Technologies. Brochure. [verkkajulkaisu]. [viitattu 6.1.2017]. Saatavissa:

www.howden.com/Resources/Divisional%20Brochures/DivBrochure_Compressors_Aug2016.pdf

Huhtinen M, Korhonen R, Pimiä T, Urpalainen S, 2008. Voimalaitostekniikka. Opetushallitus. S.342. ISBN 9789521334764

Hunt R, 2011. The History of the Industrial Gas Turbine (Part 1 the First Fifty Years 1940-1990) [verkkajulkaisu]. [viitattu 25.12.2016]. Saatavissa: <http://www.idgte.org/paperarchive.html>

Ji, Sun, Fan, Gao & Zhao, 2016. International Journal of Rotating Machinery. Study of High Efficiency Flow Regulation of VIGV in Centrifugal Compressor [verkkajulkaisu]. [viitattu 18.12.2016]. Saatavissa:

<https://www.hindawi.com/journals/ijrm/2016/6097823/>

Kaikko, 2016. Lappeenrannan teknillinen yliopisto (LUT). Hajautettu energiantuotanto, kurssin Voimalaitosoppi luentomateriaali. [verkkajulkaisu]. [viitattu 26.12.2016].

Kaikko., Saari & Vakkilainen , 2016. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Kaasuturbiinilaitokset, kurssin Voimalaitosopin perusteet luentomateriaali. [verkkajulkaisu]. [viitattu 26.12.2016].

Kehlhofer, Bachmann, Nielsen & Warner, 1999. Combined Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants, 2nd Edition. Penwell, Oklahoma. ISBN 0878147365

Kurz Rainer, 2005. Texas A&M University: Turbomachinery laboratory. Proceeding of the thirty-fourth turbomachinery symposium. Gas turbine performance [verkkojulkaisu]. [viitattu 10.12.2016]. Saatavissa: <http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T34/>

Larjola J & Jaatinen A, 2013. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Energianmuutoprosessit kurssimoniste. [verkkojulkaisu]. [viitattu 20.12.2016].

Malkamäki, M., Jaatinen-Värri, A., Honkatukia, J., Backman, J., and Larjola, J., 2015. "A High Efficiency Microturbine Concept". In 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC11, March 23-27, Madrid, Spain.

MIT, Massachusetts Institute of Technology, Gas Turbine Laboratory. Early Gas Turbine History [verkkojulkaisu]. [viitattu 27.12.2016]. Saatavissa: http://web.mit.edu/aeroastro/labs/gtl/early_GT_history.html

Motiva, 12/2010. Selvitys hajautetusta ja paikallisesta energiantuotannosta erilaisilla asuinalueilla [verkkojulkaisu]. [viitattu 26.12.2016]. Saatavissa: http://www.motiva.fi/julkaisut/uusiutuva_energia/selvitys_hajautetusta_ja_paikallisesta_energiantuotannosta_erilaisilla_asuinalueilla.1027.shtml

Najjar Y & Akeel S, 2002. International Journal of Rotating Machinery 8(6): 397-401. Effect of Prewhirl on the Performance of Centrifugal Compressors [verkkojulkaisu]. [viitattu 20.12.2016]. Saatavissa: https://www.researchgate.net/publication/26406230_Effect_of_Prewhirl_on_the_Performance_of_Centrifugal_Compressors

Nkoi, Pilidis & Nikolaidis, 2013. Propulsion and Power Research. Performance assessment of simple and modified cycle turboshaft gas turbines. [verkkojulkaisu]. [viitattu 26.12.2016]. Saatavissa: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212540X13000242>

Pickard, 2016. Siemens AG. Development trends in cogeneration and combined heat and power plants. [verkkajulkaisu]. [viitattu 20.12.2016]. Saatavissa: <http://www.siemens.com/content/dam/internet/siemens-com/global/products-services/energy/pg/power-plants/combined-heat-and-power/development-trends-in-cogeneration-and-combined-heat-and-power-plants.pdf>

Raiko, Saastamoinen, Hupa & Kurki-Suonio, 2002. Teknillistieteelliset akatemit. Poltto ja palaminen. S.750. ISBN 951-666-6043

Saravanamuuttoo HIH, Rogers GFC, Cohen H, 2011. Pearson Education Limited. Gas Turbine Theory 5th edition. S. 491. ISBN 013015847X

Vatopoulos, Andrews, Carlsson, Papaioannou, Zubi, 2012. JRC Scientific and policy reports. study on the state of the play of energy efficiency of heat and electricity production technologies. [verkkajulkaisu]. [viitattu 16.12.2016]. Saatavissa: <https://setis.ec.europa.eu/system/files/4.Efficiencyofheatandelectricityproductiontechnologies.pdf>