



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND

Elektroenergeetika ja mehhatroonika instituut



www.emu.ee

Eesti Maaülikool
Estonian University of Life Sciences

MIKROGAASITURBIINIGA KOOSTOOTMISSEADME
TERMODÜNAAMILINE ANALÜÜS

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF MICRO GAS TURBINE CHP

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Sven Kask

Üliõpilaskood: 132810AAHM

Juhendaja: Eduard Latõšov

Tallinn, 2017.a.

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud. Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

“.....” 201.....

Autor:
/ allkiri /

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

“.....” 201.....

Juhendaja:
/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

“.....”201... .

Kaitsmiskomisjoni esimees
/ nimi ja allkiri /

Lõputöö kokkuvõte

Autor: Sven Kask

Lõputöö liik: Magistritöö

Töö pealkiri: Mikrogaasiturbiiniga koostootmisseadme termodünaamiline analüüs

Kuupäev: 25.05.2017

57 lk

Ülikool: Tallinna Tehnikaülikool

Teaduskond: Inseneriteaduskond

Instituut: Elektroenergeetika ja mehhatroonika instituut

Töö juhendaja(d): dotsent Eduard Latõsov

Töö konsultant (konsultandid):

Sisu kirjeldus:

Lõputöös koostatakse mikrogaasiturbiinil põhineva koostootmisseadme termodünaamiline analüüs. Kirjeldatakse seadme komponentide erinevaid karakteristikaid ja võimalikke tööpunkte. Töös hinnatakse mikrogaasiturbiinidega elektri- ja soojuse koostootmisel tekkivaid emissioone. Võrdluseks on võetud puitmassi põletamisest saadavad emissioonid. Töö lõpuks koostatakse ka lihtsuvusanalüüs, näitamaks seadme potentsiaali alternatiivse energiaallikana.

Märksõnad: gaasiturbiin, koostootmine, termodünaamiline analüüs, mikro, emissioon.

Summary of the Diploma Work

<i>Author:</i> Sven Kask	<i>Type of the work:</i> Master Thesis
<i>Title:</i> Thermodynamic analysis of micro gas turbine CHP	
<i>Date:</i> 25.05.2017	<i>57 pages</i>
<i>University:</i> Tallinn University of Technology <i>School of Engineering</i> <i>Department:</i> Department of Electrical Power Engineering and Mechatronics <i>Chair:</i> Distributed Energetics	
<i>Tutor(s) of the work:</i> Associate Professor Eduard Latõsov <i>Consultant(s):</i>	
<i>Abstract:</i> <p>This thesis includes thermodynamic analysis of micro gas turbine CHP. All of the unit components work points and characteristics are calculated and described in graphs and tables. Also third part of this thesis describes pollutants emitted by gas burning in turbine. Comparison with wood burning is brought out.</p> <p>For the end, there is measured profitability of calculated unit.</p>	
<i>Keywords:</i> gas turbine, cogeneration, thermodynamic analysis, micro, emissions.	

Sisukord

Jooniste loetelu	7
Tabelite loetelu	9
Lõputöö ülesanne	10
Teema põhjendus:	10
Töö eesmärk:	10
Lahendamisele kuuluvate küsimuste loetelu:	10
Lähteandmed:	11
Graafiline osa	11
Eessõna	12
Sissejuhatus	13
1. Gaasiturbiinide ehitus ja tööd iseloomustavad protsessid	15
1.1. Rankine ringprotsess	15
1.2. Mikrogaasiturbiinid	17
1.3. Kompessor	18
1.4. Põlemiskamber	19
1.5. Turbiin	20
1.6. Rekuperaator	22
1.7. Generaator	24
2. Optimaalsete tööparameetrite määramine	25
2.1. Metoodika	25
2.2. Soojus- ja massibilansi programm	25
2.2.3 Solvo programm	25
2.3. Algandmed	29
2.4. Tööparameetrite kalkuleerimine	30

2.5. Gaasiturbiini tööpunkt	31
2.6. Rekuperaatoriga põlemiõhu eelsoojendamine	34
2.7. Rekuperaatoriga küttevee soojendamine	38
2.8. Koostootmisseadme tööparameetrid	40
3. Emissioonid	42
4. Primaarenergia sääst	44
5. Seadme lihttasuvus	46
Lõputöö kokkuvõte	47
Lisad	52
L.1. Koostootmiseadme põhimõtteskeem.	53
L.2. Koostootmiseadme põhimõtteskeem, kus rekuperaator on möödaviiguga.	54
L.3. Koostootmiseadme põhimõtteskeem, vesi-vesi soojusvaheti on möödaviiguga.	55
L.4. Viiteväärtused erinevatele kütustele elektrienergia eraldi tootmisel.	56
L.5. Viiteväärtused erinevatele kütustele soojusenergia eraldi tootmisel.	57

Jooniste loetelu

Joonis 1.1. Braytoni tagastuv ringprotsess.

Joonis 1.2. Gaasiturbiini kasutegur sõltuvalt rõhutõusuastmest.

Joonis 1.3. Gaasiturbiini optimaalne rõhutõusuaste valiku põhimõtteline diagramm

Joonis 1.4. Radiaaltüüpi turbiini ja kompressoriga mikrogaasiturbiini läbilõige.

Joonis 1.5. Kompressori töö karakteristikakõverad.

Joonis 1.6. Tsentrifugaalkompressori kiiruse ja rõhu sõltuvus.

Joonis 1.7. Levinumad põletite tüübid.

Joonis 1.8. Mikrogaasiturbiini põleti.

Joonis 1.9. Tsentrifugaalturbiin.

Joonis 1.10. Tsentrifugaalturbiini ristlõige.

Joonis 1.11. Regeneratsiooniga Braytoni ringprotsess.

Joonis 1.12. Rõhutõusuastme ja temperatuuride suhte $y=T1/T3$ mõju regeneratiivse Braytoni ringprotsessi termilisele kasutegurile.

Joonis 1.13. Erinevat tüüpi rekuperaatorid.

Joonis 1.14. Mikrogaasiturbiini generaator nimivõimsusega 500W.

Joonis 2.1. Põleti andmeleht Solvos.

Joonis 2.2. Rõhumuutuse teekond allavoolu.

Joonis 2.3. Massivoo ülekandesüsteem.

Joonis 2.4. Solvo OLE liides MS Excelis.

Joonis 2.5. Koostootmisseade põhimõtteskeem 1)põlemiskamber, 2)kompressor, 3)turbiin, 4)kütusemahuti, 5,6,12,13)süsteemi piir, 8)generaator, 10) gaas-gaas soojusvaheti, 11)gaas vesi soojusvaheti.

Joonis 2.6. Mikrogaasiturbiini termiline kasutegur sõltuvalt rõhutõusuastmest ja gaside sisendtemperatuurist turbiini.

Joonis 2.7. Gaasiturbiini tööpunkt.

Joonis 2.8. Rekuperaatori efektiivsus ja süsteemi kasutegur vastavalt soojusvahetuspinnale.

Joonis 2.9. Süsteemi kasuteguri tõus sõltuvalt kompressori rõhutõusuastmest ja turbiini siseneva gaasi temperatuurist.

Joonis 2.10. Gaasiturbiini kasutegur ja aastane primaarenergia säästu suhe rekuperaatori soojusvahetuspinna pindalale.

Joonis 2.11. Rekuperaatoriga gaasiturbiini T-s diagramm.

Joonis 2.12. Koostootmisüksuse kasutegur sõltuvalt lahkuvate suitsugaaside temperatuurist.

Joonis 2.13. Vesi-vesi soojusvahetile optimaalsete tööparameetrite leidmine.

Joonis 2.14. Küttevett soojendava rekuperaatoriga gaasiturbiini T-s diagramm.

Joonis 2.15. Koostootmiseadme T-s diagramm.

Joonis 3.1 Emissioonid vastavalt kütuse/põlemisõhu suhtele.

Tabelite loetelu

Tabel 2.1. Koostootmisüksuse erinevate osade kasutegurid.

Tabel 2.2. Põlemisõhu andmed.

Tabel 2.3. Kütuse koostis.

Tabel 2.4. Kütuse parameetrid.

Tabel 2.5. Materjalide temperatuuritaluvus.

Tabel 2.6. Primaarenergia kulu muutus sõltuvalt soojusvaheti pindala muutusest.

Tabel 2.7. Kalkuleeritud koostootmiseseadme parameetrid.

Tabel 3.1. Koostootmiseseadme suitsugaaside koostis.

Tabel 3.2. Biomassi põletamisel tekkivate suitsugaaside saasteaine eriheide.

Tabel 4.1. Primaarenergia sääst.

Tabel 5.1. Maagaasi ja elektri hinna võrdlus.

Lõputöö ülesanne

Lõputöö teema:	Mikrogaasiturbiiniga koostootmisseadme termodünaamiline analüüs
Üliõpilane:	Sven Kask, 132810AAHM
Eriala:	Hajaenergeetika
Lõputöö liik:	Magistritöö
Lõputöö juhendaja:	
Lõputöö esitamise tähtaeg:	25.05.2017

Üliõpilane (allkiri)

Juhendaja (allkiri)

Teema põhjendus:

Teema uurimine on aktuaalne seoses mikrogaasiturbiinide kasutamiseks vajalike materjalide omaduste arenguga, mis loob võimaluse toota järjest kõrgematel tööparameetrite ning kasuteguritega mikro seadmeid. Samuti on järjest populaarsemaks muutumas erinevad hajaenergeetika lahendused. Kuna teema autor ei leidnud internetiavarustest vastuseid mikrogaasiturbiine puudutavatele tööparameetritele, siis otsustas need antud tööga koostada ja hinnata nende kasutamise otstarbekust.

Töö eesmärk:

Töö eesmärgiks on uurida mikro gaasiturbiinide majanduslikku tasuvust ning termodünaamilist energia ja massibilanssi.

Lahendamisele kuuluvate küsimuste loetelu:

Kui kõrge on mikrogaasiturbiini koostootmisseadme termodünaamiline kasutegur? Kuidas mõjutab jääksoojuse rekupereerimise seadme üldist tööd? Millise hinna juures on mõistlik seadet toota?

Lähteandmed:

Gaasiturbiini komponentide kasutegurid. Andmed plaanin leida teaduartiklitest. Elektri – ja gaasi hind koos sinna juurde kuuluvate tasudega leitakse elektrilevi ja gaasijaotus ettevõtte kodulehekülgedelt.

Graafiline osa

Töö graafiline osa on koostatud programmidega MS Excel, MS Word ja Solvo.

Eessõna

Lõputöö teema idee tekkis töö autoril. Paljude eluruumide soojusenergia varustus on lahendatud gaasiboileritega. Autoril idee on asendada gaasiboilerid mikrokoostootmisseadmega. Kuivõrd õppematerjale/artikleid madalavõimsuselise koostootmisseadme (< 1 kW) kohta ei leitud, otsustati koostada uurimustöö iseseisvalt.

Autor soovib tänada lõputöö juhendajat Eduard Latõsovi konstruktiivse abi eest. Samuti soovib autor tänu avaldada Tarmo Napale ning Jürgen Lagemaale mitmekülgse abi eest. Tänan ka enda vanemaid, kes on olnud magistrیتöö koostamise protsessi juures minu kõige suuremad fännid ja toetajad.

Sissejuhatus

See lõputöö sisaldab mikrogaasiturbiiniga koostootmiseseadme termodünaamilist analüüsi, mis on aluseks reaalse seadme konstrueerimisel. Selle töö autor näeb mikrogaasiturbiinidele mitmeid rakendusi. Näiteks on Korea teadurid analüüsinud ja konstrueerinud 500 W võimsusega mikrogaasiturbiini robotite energiaallikaks.[4] Gaasiturbiinide eelisena nähakse kasutatava kütuse energiatihedust võrreldes elektriakudega. Seadmeid loodetakse kasutada näiteks sõjatehnikas mehitamata liikurmasinate energiaallikatena. Kuna hajaenergeetikas on koostootmine tähtsalt kohal, siis antud töös on hinnatud mikrogaasiturbiiniga koostootmist. Mikro gaasiturbiinidel on mitmeid eeliseid teiste väikesevõimsuseliste hajaenergia tootmiseseadmete ees - suurte inertsjõudude puudumine, kõrge töökindlus(madalad hoolduskulud) ning lai võimsusdiapasoon. Siiski on mitmeid tehnilisi takistusi mille tõttu ei ole mikrogaasiturbiinid veel laialt levinud, mida on kirjeldatud edaspidi. Peamiseks põhjuseks võib tuua kõrged temperatuurid seadme erinevates komponentides. Mikrogaasiturbiinidega saab toota taastuvenergiat kui kütusena kasutatakse biogaasi.

Antud töö aluseks on arvutused Fortumi loodud soojus- ja massibilansi programmiga Solvo. Solvos genereeritud väärtused transleeriti SolvoOLE kasutajaliidese abil programmi MS Excel, kus toimus andmete lõplik töötlemine ning kandmine tabelitesse ja graafikutele.

Töö eesmärgiks on eratarbijale sobiliku koostootmiseseadme soojus – ja massibilansi koostamine. Palju on räägitud taastuvenergiaallikate, näiteks paikesepaneelide ja tuulegeneraatorite, paigaldamisest eramutele. Samas ei ole see kõikjal võimalik. Mikrogaasiturbiiniga on võimalik tõhusalt koostoota elektrit- ja sooja. Samas vähendades puiduga kütmisel tekkivaid piirkondlikke kõrge õhusaastega alasid.

Alates 90ndatest on mikro gaasiturbiinide tehnoloogia ja arendamine viinud edasid mitmed entusiastides teadlased ja tööstus. Üldjuhul jääb seadmete elektriline võimsus 30 kuni 250 kW vahele ning elektriline kasutegur ulatub kuni 30 protsendini.

Töö on jagatud neljaks peatükiks.

Esimeses peatükis kirjeldatakse arvutusteks vajalikke soojutehnika alusteadmisi. Samuti sisaldab peatükk ülevaadet gaasiturbiinide ehitusest ning komponentidest.

Teises peatükis kirjeldatakse soojus- ja massibilansi programmi Solvo. Tuuakse välja mikrogaasiturbiinide arvutuste tulemused peamiselt graafikute ja tabelitena.

Kolmandas peatükis kirjeldatakse koostootmiseseadme käitamisel gaasi põletamisest tekkivaid emissioone. Teema on atraktiivne kuna gaasi põletamisel, erinevalt puitkütustest, ei teki lenduvaid orgaanilisi ühendeid. Samas ei ole gaas taastuenergiaallikas.

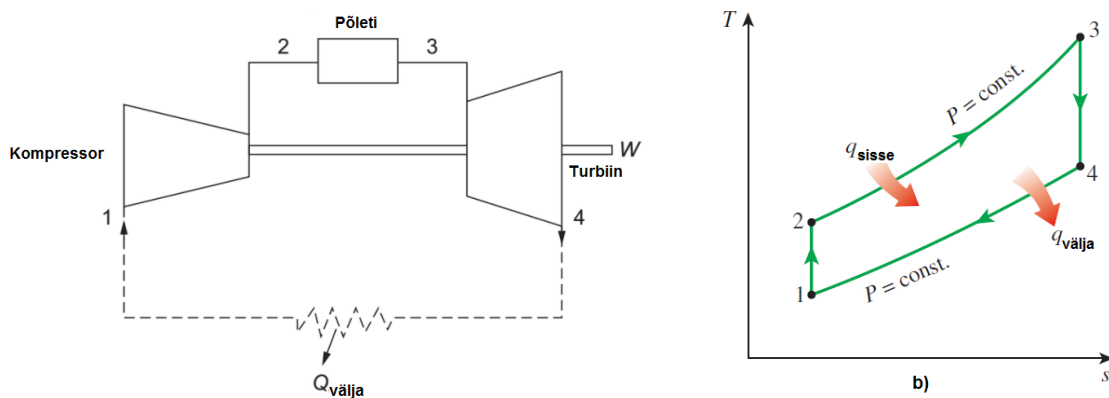
Neljandas peatükis on arvatud seadme potentsiaalne lihttasuvusaeg erinevate seadme hindade ning aastaste tootmismahude juures. Tulemus on indikatiivne. Eesmärgiks on kaardistada, kas seda gaasiturbiinil töötavat koostootmisjaama on mõistlik ärilises mõttes edasi arendada.

1. Gaasiturbiinide ehitus ja tööd iseloomustavad protsessid

Selles jaotises kirjeldatakse gaasiturbiini ehitust ning seadme töötamisel tekkivaid protsesse. Üheastmeline gaasiturbiiniseade omab kolme põhilist komponenti – kompressor, põlemiskamber ja gaasiturbiin. Lisaks eelnevatele komponentidele kirjeldatakse antud jaotises rekuperaatori tööpõhimõtet.

1.1. Rankine ringprotsess

Gaasiturbiine opereeritakse avatud ringprotsessiga. Värske õhk, ümbruskonna temperatuuril, suunatakse kompressorisse, kus tõstetakse selle temperatuuri ja rõhku. Kompressorisse siseneva ja sealt väljuva õhu rõhkude suhet loetakse kompressori rõhutõusuastmeks. Kõrgel rõhul õhk surutakse põlemiskambrisse, kus kütus põletatakse konstantsel rõhul - eraldub soojusenergia. Põlemise tulemusel tekkinud kõrge-temperatuuriline gaas siseneb turbiini, kus see, paisudes atmosfäärirõhule, teeb tööd. Turbiinist lahkuvad gaasid paisatakse atmosfääri. Gaasiturbiinis toimivaid protsesse võib iseloomustada Braytoni ringprotsessiga.

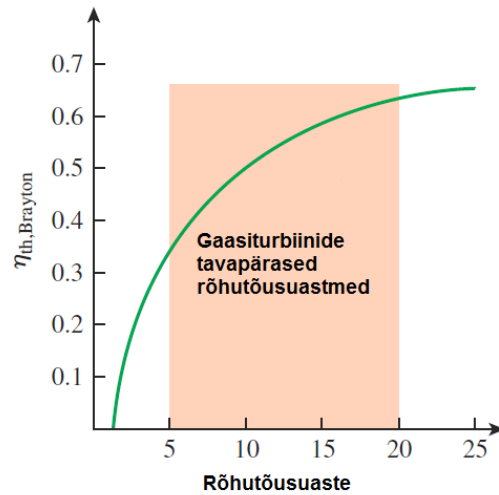


Joonis 1.1. Braytoni tagastuv ringprotsess.[1][2]

Ideaalselt Braytoni ringprotsessi kirjeldab järgmine graafik joonisel 1.1., mis koosneb kahest isoentropsest ja kahest isobaarsest joonest:

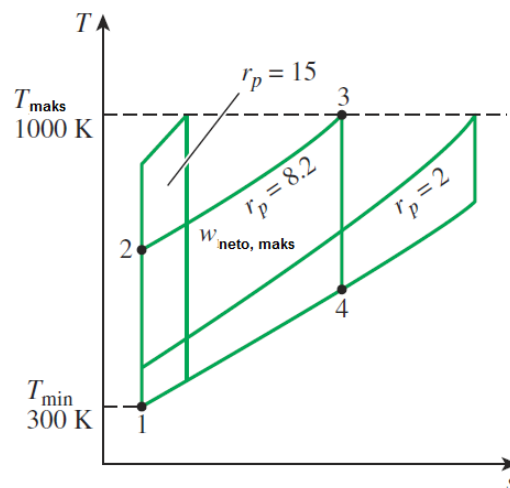
- 1-2 Isoentropiline komprimeerimine kompressoris;
- 2-3 Põlemine konstantsel rõhul;
- 3-4 Isoentropiline paisumine turbiinis;
- 4-1 Isobaarne jahtumine keskkonna rõhul.[2]

Gaasiturbiinide madal kasutegur tuleneb peamiselt madalast rõhutõusuastmest kompressoris. Tabeli 1.1.2 kohaselt on gaasiturbiinid üldlevinud rõhutõusuastmed 5:1 kuni 20:1. Mikrotubiinidel jääb antud väärtus 2:1 ning 8:1 vahele. Mikrogaasiturbiinideks loetakse seadmeid, mille võimsus jääb alla 350 kW. [2]



Joonis 1.2. Gaasiturbiini kasutegur sõltuvalt rõhutõusuastmest.[2]

Suur osa turbiini tööst tuleb kulutada kompressori käituseks, seetõttu sõltub gaasiturbiiniseadme soojuslik efektiivsus (kasutegur) ka õhu kokkusurumise moodusest kompressoris.



Joonis 1.3. Gaasiturbiini optimaalne rõhutõusuastme valiku põhimõtteline diagramm2]

Fikseeritud T_1 ja T_3 juures (vt joonis 1.3) tõuseb Braytoni ringprotsessi kasutegur (iseloomustatav pindala 1-2-3-4 suurusega) koos rõhutõusuastme suurendamisega, kuni jõuab maksimumini ning seejärel alaneb. See tähendab, et igale turbiini siseneva gaasi

temperatuuripunktile vastab rõhutõusuaste, mille puhul ringprotsessi kasutegur on võimalikest suurim.

Gaasiturbiini kogukasutegur sõltub põletisse sisestatud kütuse kogusest ning koguväljundvõimsusest (vt valem 1.1.). Antud töös koosneb koguväljundvõimsus järgmisest komponentidest generaatori elektrilisest ning vesi-vesi rekuperaatori soojuslikust väljundvõimsusest.

$$\eta_e = \frac{P_{gen} + P_{sv}}{Q_{kütus}}, \quad (1.1)$$

kus P_{gen} – generaatori väljundvõimsus W;

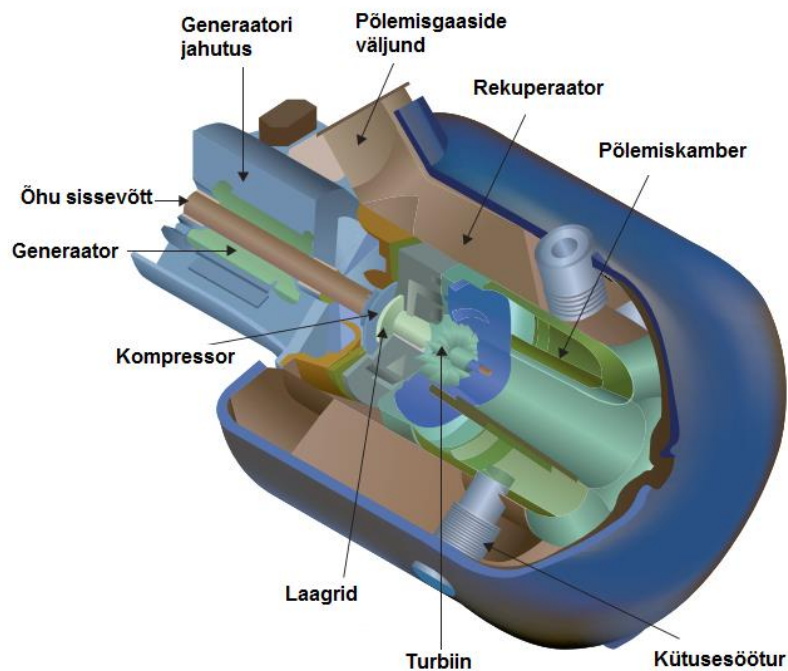
P_{sv} – vesi-vesi rekuperaatori väljundvõimsus W;

$Q_{kütus}$ – kütusega süsteemi antud võimsus W.

1.2. Mikrogaasiturbiinid

Mikrogaasiturbiinid on kõrge tulevikuväljavaatega tehnoloogia hajaenergeetikale. Seda tänu seadmete kompaktsusele, madalatele emissioonidele, hoolduskuludele ja müratasemele.

Seadmed on töökindlad ning võimaldavad töötada mitmel kütusel, näiteks maagaasil, prügilagaasil, etanoolil, kergel kütteõlil jne. [1]



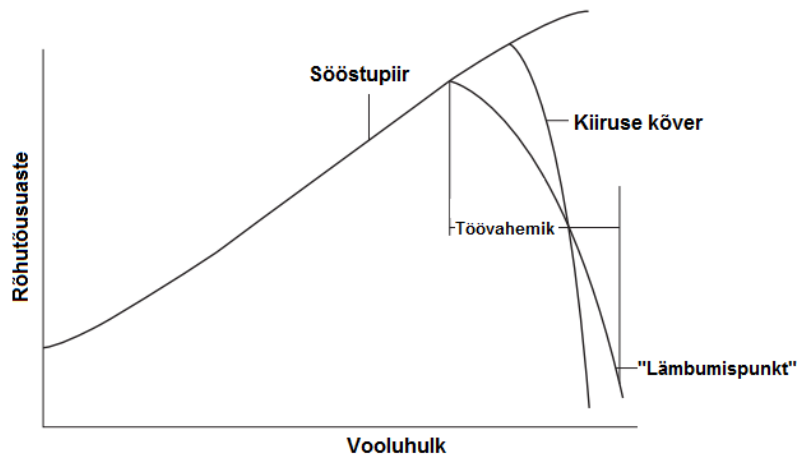
Joonis 1.4. Radiaaltüüpi turbiini ja kompressoriga mikrogaasiturbiini läbilõige.[1]

Mikrogaasiturbiin koosneb kompressorist, sellega ühel võllil asuvatest turbiinist ja generaatorist, põlemiskambrist ning põlemisõhu eelsoojendist ehk rekuperaatorist. Koostootmiseks mõeldud seadmetel on ka teine rekuperaator, mille eesmärgiks on hoone küttevee soojendamine. Eelpool mainitud komponentide täpsem kirjeldus on välja toodud järgnevates alajaotustes (vt joonis 1.4). Mikrogaasiturbiinide peamiseks puuduseks on madala elektriline efektiivsus. Mikrogaasiturbiinid on üldjuhul üheastmelised, ühe võlli ning madala rõhutõusuga gaasiturbiinid.

1.3. Kompressor

Kompressor on seadeldis, mis surub kokku(komprimeerib) töötava keskkonna. Gaasiturbiinides kasutatakse tsentrifugaal ning aksiaal kompressoreid.

Tsentrifugaalkompressorite adiabaatiline efektiivsus jääb 75-87% vahele[2]. Eeliseks lai opereerimise diapason - kuni 25%, aksiaalkompressoritel on sama näitaja 3-10%. Kompressorite efektiivsus on tähtis näitaja, kuna need tarbivad 55-60% turbiinis tehtavast tööst.[2]



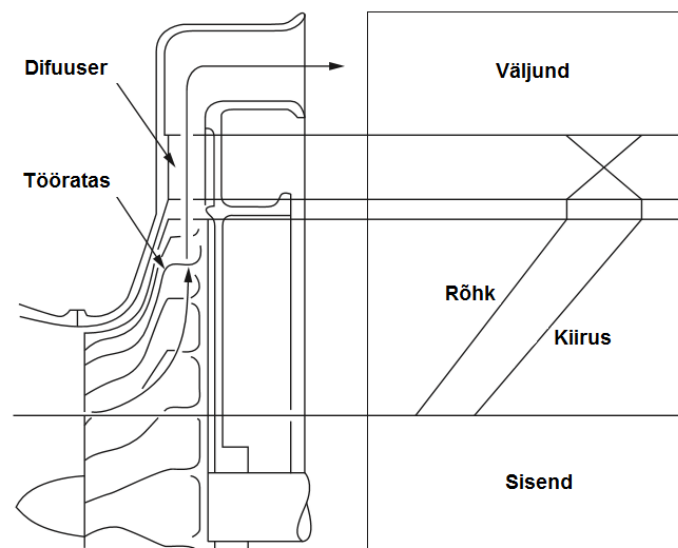
Joonis 1.5. Kompressori töö karakteristikakõverad.[1]

Joonisel 1.3.1 on näha klassikalise kompressori töö karakteristikakõverad. Töövahemik jääb sööstupiiri ning „lämbumispunkti“ vahele. Sööstupiir on punkt, kus kompressoris liikuv gaas muudab voolusuunda. „Lämbumispunkt“ on punkt, kus gaasi kiirus on jõudnud 1 Machini – punkt kus vooluhulka läbi seadme ei ole võimalik suurendada. Sööstupiir on kompressoris

tekkivate jõudude tõttu ohtlik ning võib viia seadme täieliku hävinemiseni. „Lämbumispunktis“ töötades ei ole ohtu seadmele, aga järsult langeb kasutegur.

Väikestes gaasiturbiinides kasutatakse enamasti tsentrifugaalkompressoreid. Tsentrifugaalkompressorite rõhutõusuastmed on alates 3:1 ning võivad eksperimentaalsetel seadmetel ulatuda kuni 13:1. Rõhutõusuastmete puhul mis on suuremad kui 5:1 ületavad difuuserisse sisenevate gaaside kiirused 1 Machi. Sel puhul on difuuseri ehitusel tarvis erilahendusi, mistõttu mikroseedmete hoitakse rõhutõusu astmed madalamad.

Klassikalises tsentrifugaalkompressoris surutakse gaas kiirelt pöörlevate labade abil läbi tööratas. Osaliselt tööratas ning statsionaarses difuuseris muudetakse gaasi kiirus rõhuks. Tavapraktika kohaselt konstrueeritakse tööratas nõnda, et pool rõhutõusust toimub tööratasest ning teine pool difuuseris. Difuuser koosneb peamiselt labadest, mis asuvad tööratasga tangentsiaalselt. Difuuseri labade vahel olevad käigud muudavad gaasi kiirusenergia rõhu energiaks.[2] Eelpool kirjeldatud protsessi ilmestab joonis 1.6.



Joonis 1.6. Tsentrifugaalkompressori kiiruse ja rõhu sõltuvus.[2]

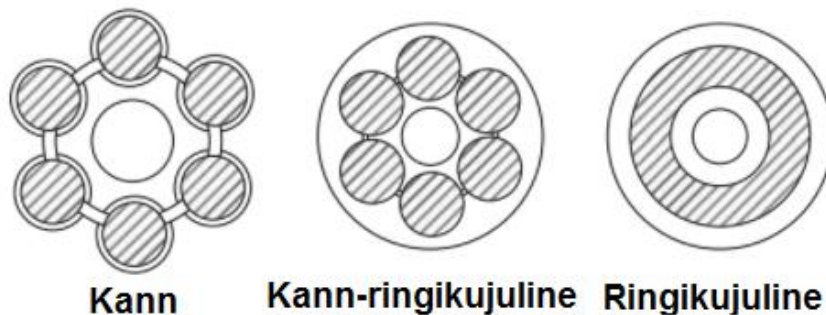
1.4. Põlemiskamber

Põlemiskamber koosneb süütemehhanismist, kütuse etteandesüsteemist ning põlemisruumist. Põlemiskambri eesmärgiks on kütuse keemilise energia muundamine soojusenergiaks - kompressoris komprimeeritud põlemisõhu temperatuuri tõstmiseks. Põlemiskambri tööd hinnatakse efektiivsuse, põlemiskambris tekkinud rõhulangu ja väljuva temperatuuri tasaduse profiili järgi. Efektiivsus näitab põlemiskambris toimuvate põlemisprotsesside täielikkust.

Põlemise täielikkus mõjutab kütuse tarbimist otseselt kuna põlemata osakeste kütteväärtust ei kasutata turbiini sisendtemperatuuri tõstmiseks. Põleti süüdatakse käivitamisel süütemehhanisimiga, näiteks kaarleegiga, seejärel töötab põleti isetoimelisena.

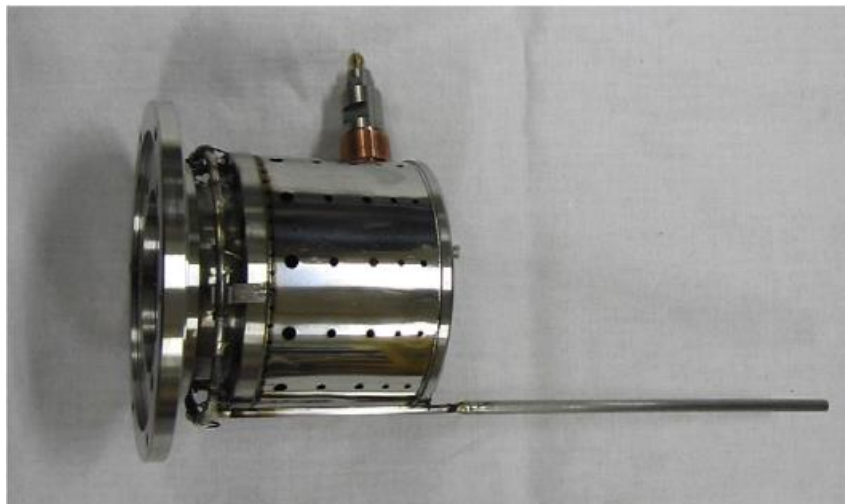
Levinumad põlemiskambrite tüübid on:

- kann – ringikujuline;
- ringikujuline;
- kannpõlemiskamber.



Joonis 1.7. Levinumad põletite tüübid.[14]

Põlemiskambri tüüp valitakse vastavalt kasutusale. Mikrogaasiturbiinides kasutatakse kann-ringikujulise põleti ühte põlemiskambrit(vt joonis 1.8.). Ringikujulist põlemiskambrit kasutatakse vähese ruumivajaduse ning kerge kaalu tõttu lennukitel.



Joonis 1.8. Mikrogaasiturbiini põleti.[4]

1.5. Turbiin

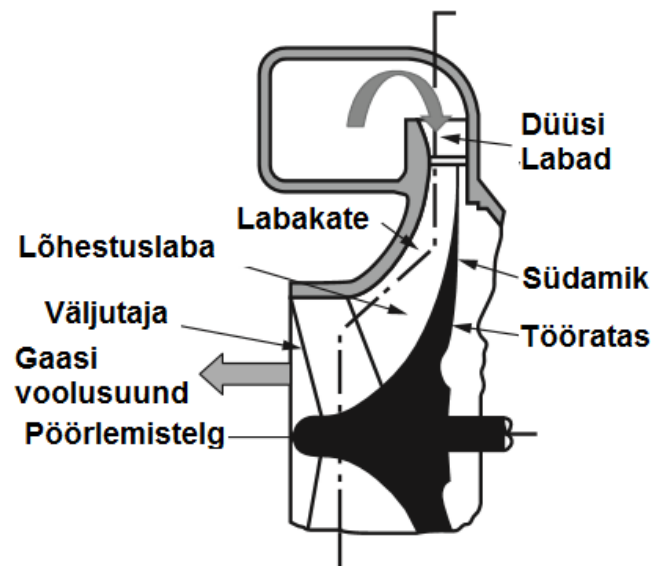
Gaasiturbiinides kasutatakse aksiaal- ning radiaaltüüpi turbiine. Kuigi gaasiturbiinides

kasutatakse 95%[1] juhtudel aksiaaltüüpi ei kuulu need antud töös lähemalt uurimisele kuna mikroturbiinides kasutatakse radiaaltüüpi turbiine. Turbiin on vajalik selleks, et ajada ringi kompressorit ning generaatorit.



Joonis 1.9. Tsentrifugaalturbiin.[4]

Radiaaltüüpi turbiin on põhimõtteliselt vastupidise gaasi voolu ning pöörlemissuunaga tsentrifugaalkompressor (vt joonis 1.9. ja 1.10.). Radiaaltüüpi turbiini eeliseks on kompaktsus – üks aste on samaväärne aksiaalturbiini kahe või rohkem astmega.



Joonis 1.10. Tsentrifugaalturbiini ristlõige.[1]

See nähtus esineb, kuna radiaaltüüpi turbiinil on tavaliselt kõrgem laba otste joonkiirus. Kuna

väljundvõimsus on funktsioon laba otste joonkiirusest antud kulu juures, siis radiaaltüüpi turbiini poolt tehtud töö on suurem kui üheastmelise aksiaaltüüpi turbiini puhul.

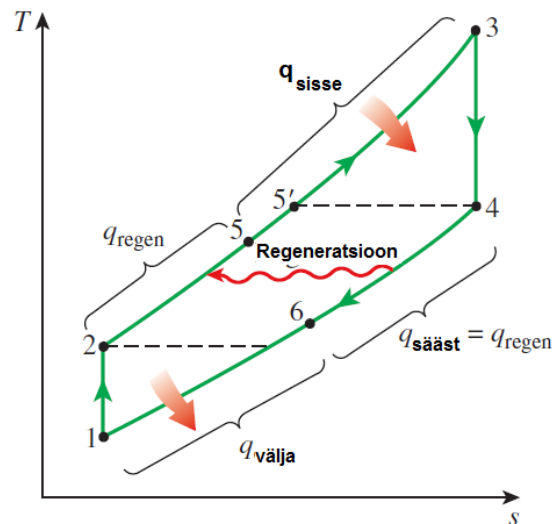
Lisaks sellele on tsentrifugaalturbiinidel eeliseks konstruktsiooni lihtsust ja selles tulenevalt tunduvalt odavam maksumus võrreldes aksiaalturbiinidega.

1.6. Rekuperaator

Rekuperaatori eesmärgiks on turbiinist väljuvate suitsugaaside jääksoojuse kasutamine kompressorist põlemiskambris suunatava õhu eelsoojendamiseks. Rekuperaator on oma olemuses soojusvaheti. Rekuperaatorite erikonstruktsioone võib leida joonisel 1.13.

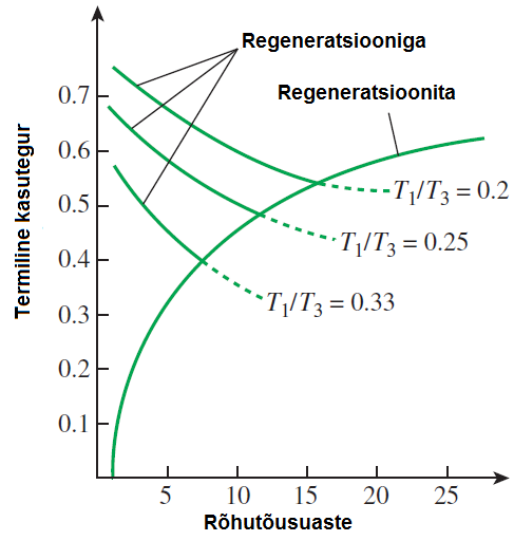
Rekuperaator võimaldab tõsta turbiini termilist kasutegurit ja vähendada kütusekulu 16-20% kuni 30%-ni[10]. Süsteemis kõrge jõudluse saavutamiseks on kõrge efektiivsuse ning madala rõhulanguga rekuperaator kohustuslik.

Õhu regeneratiivne eelsoojendus avaldab Braytoni ringprotsessi termilisele kasutegurile seda suuremat mõju, mida madalam on rõhutõusuaste kompressoris, s.o. mida madalam on kompressorist lahkuva õhu temperatuur T_2 (vt joonis 1.11.) Seetõttu kasutatakse neid laialdaselt mikroturbiinides millel on tüüpiliselt madal rõhutõusuaste.



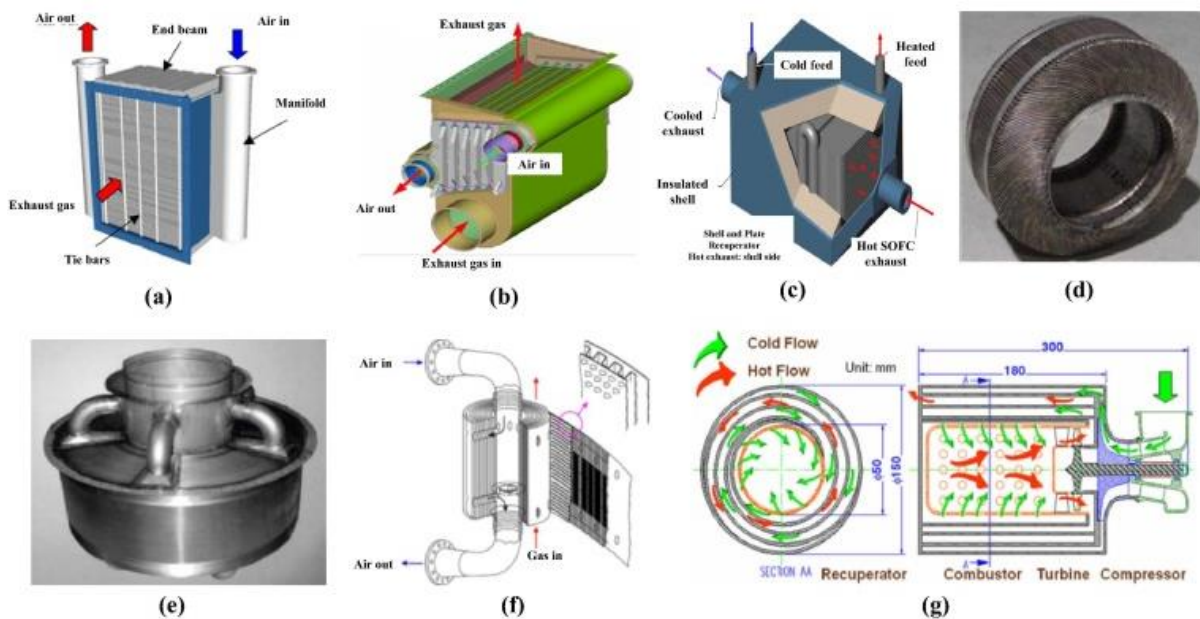
Joonis 1.11. Regeneratsiooniga Braytoni ringprotsess.[2]

Ideaalses tsüklis on rekuperaatorist lahkuva eelsoojendatud õhu temperatuur võrdne turbiinist lahkuvate suitsugaaside temperatuuriga, graafikul 2.7 vastavalt punktid 3 ja 5. Ilma rekuperaatorita antakse kütusega ringprotsessi soojusenergia kogu lõigu 2 - 3 ulatuses.



Joonis 1.12. Rõhutõusuastme ja temperatuuride suhte $y=T_1/T_3$ mõju regeneratiivse Braytoni ringprotsessi termilisele kasutegurile.[2]

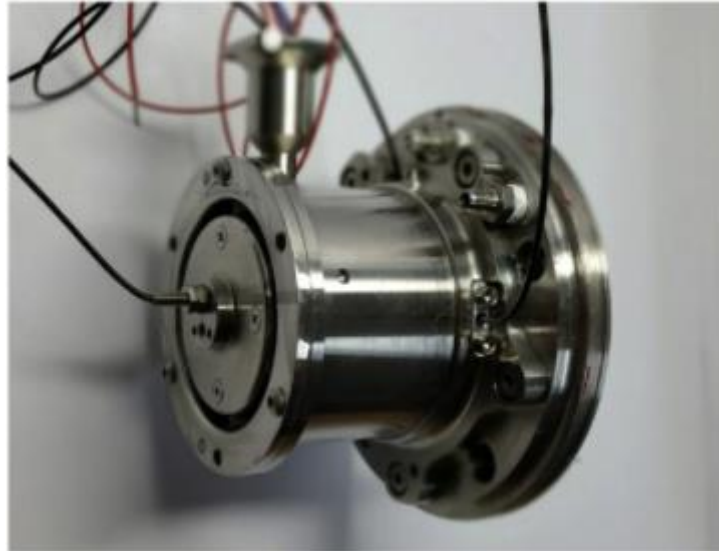
Joonisel 1.12. on esitatud rõhutõusuastme ja temperatuurisuhte mõju soojuse regeneratsiooniga ringprotsessi termilisele kasutegurile. Samal joonisel on ka kõver, mis esitab soojus regeneratsioonita Braytoni ringprotsessi termilise kasuteguri olenevuse rõhutõusuastmest.



Joonis 1.13. Erinevate tootjate rekuperaatorid – a)RSAB[16], b)Honeywell[17], c)SiC[18], d)Capstone[19], e)ACTE[20], f)Rolls-Royce[20] ja g)Swiss-Roll[21].

1.7. Generaator

Generaator (vt joonis 1.14.) on vajalik mehaanilise energia muundamiseks elektrienergiaks. Mikroturbiinide generaator paigutatakse turbiini ning kompressoriga ühisele völli, ülekuumenemise vältimiseks kompressori ette.



Joonis 1.14. Mikrogaasiturbiini generaator nimivõimsusega 500 W.[4]

2. Optimaalsete tööparameetrite määramine

2.1. Metoodika

Mikroturbiini optimaalsete tööparameetrite määramiseks on läbiviidud järgnevad tegevused/sammud:

- Tööd alustati baasteadmiste täiendamiseks gaasiturbiine käsitleva kirjanduse läbitöötamisega (vt peatüki 1).
- Järgmise sammuna tutvuti soojus - ja massibilansi programmi Solvo kasutamis – ja arvutusvõimalustega (vt peatüki 2.2).
- Seejärel koostati arvutused, mille põhjal määrati gaasiturbiini ning selle juurde kuuluvate seadmete optimaalsed parameetrid.

2.2. Soojus- ja massibilansi programm

2.2.3 Solvo programm

Solvo on mitmekülgne elektrijaama protsesside projekteerimise ja optimeerimise tööriist. Kalkulatsioonid põhinevad komponentide massi- ja energiabilansil ning valemite lahendustel, mis representeerivad seadmete opereerimist. Solvo sisaldab väga laias valikus komponente, mis võimaldavad modelleerida sisuliselt iga laadi elektrijaama tööd (näide põleti kohta sisestavate andmete kohta on toodud joonisel 2.1.).

Attributes	Process	External Aux	Substances	Extra	Reference attr		
1) 0=M2 / 1=T3 / 2=M1	2				2) eff. combustion	90,00	%
3) dp	0,000				4) Lambda	3,31	
5) O2, wet gas	0,14				6) Burning const. A	1,285	
7) Burning const. Omega	0,240				8) Burning const. B	1,600	
9) V, chamber	0,054				10) Load	30,0	1/s
11) Ql, combustion	65,3				12) Ql, radiation	0,0	kW
13) t, gas max	2000,0				14) t, gas min	800,0	C

Joonis 2.1. Põleti andmeleht Solvos.

Massibilansi arvutuste tulemused presenteeritakse programmis komponendipõhiselt. Iga

komponendi kõrval(vt joonis 2.2.). Kasutaja poolt etteantud väärtused on alla joonitud.

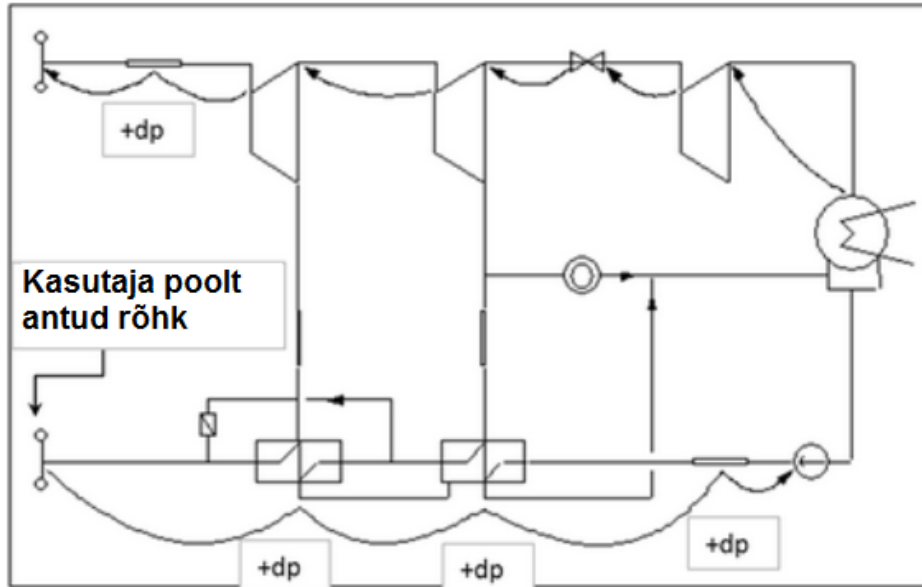
Vooluhulk, kg/s	Rõhk, bar(a)
0,8923	1,0160
646,57	778,84
Temperatuur, C	Entalpia, kJ/kg

Joonis 2.2. Andmete presenteerimine programmis Solvo

Arvutusprotsess põhineb korduval järjestikusel moduleerimisel. Iga komponent arvutab uue väljundväärtuse vastavalt kehtivale sissetulevle väärtusele. Arvutatud väljundväärtused kantakse edasi järgmistele seadmega ühenduses olevatele komponentidel. Iga komponent on rekalkuleeritud kuni vahe olemasoleva kalkuleerimistsükli ja eelmise vahel ei ületa etteantud kriteeriumeid. Kriteeriumid on võimalik sisestada kasutaja poolt, vaikimis väärtus on 0,2%.

Komponentide kalkuleerimisjada ei lähtu komponentidele antud tähistusnumbritest. Programm koostab kalkuleerimisjada, mis toetab kõige paremini lahenduse põhimõtet. Põhimõte seisneb selles, et komponendid võetakse arvutusse soojuskandja voolu suunas, st. informatsioon liigub samas voolusuunas protsessiga. Antud printsiibi erandjuhuks on rõhkude ja massikulu arvutamine, mida kirjeldatakse järgmisena.

Rõhk toimib tasakaaluoleku arvutamisel ääritingimusena. Rõhu kalkuleerimisel on kahte tüüpi komponendi ühenduspunkte millel on võimekus rõhu informatsiooni ülekandmiseks. Esiteks on komponendid, mis defineerivad rõhu ise kalkuleerides või kasutavad kasutaja poolt antud väärtust. Teiseks on komponendid, mis otsivad rõhu väärtust allavoolu (vt joonis 2.2.) Sel juhul määratakse rõhuks komponendis allavoolust leitud rõhuväärtus ning lisatakse rõhulang allavoolul olevatelt komponentidelt.

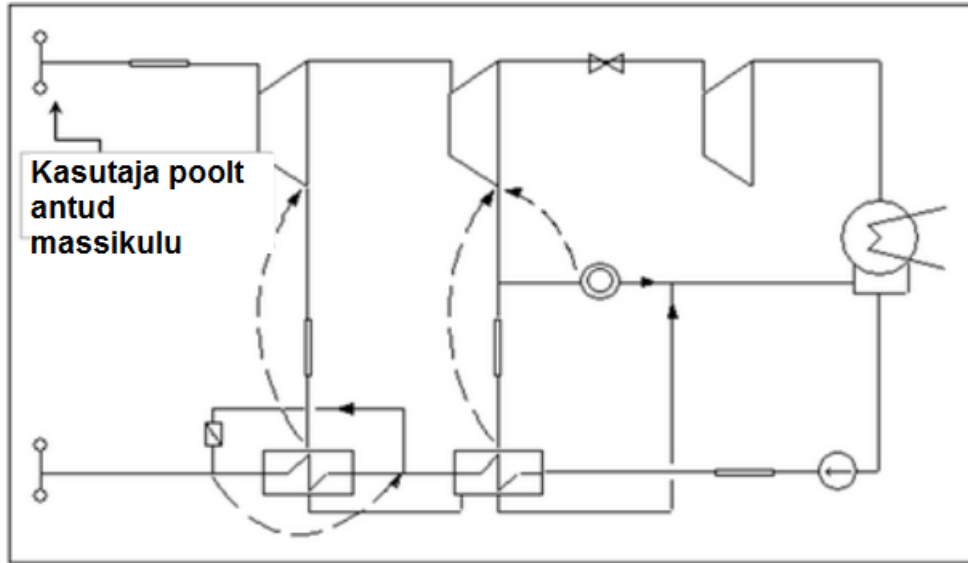


Joonis 2.2. Rõhumuutuse teekond allavoolu.

Rõhu väärtust otsiv komponendi ühenduspunkt peab alati olema ühendatud punktiga, milles on rõhu väärtus defineeritud või leitav allavoolust. Hargnevate voolude otsitakse väärtuseid kõikidest harudest ja valitakse kõrgeim väärtus.

Kokkuvõtteks, rõhk allavoolul pärast seadet saadakse lahutades seadme sisendrõhust rõhulangu seadmeh.

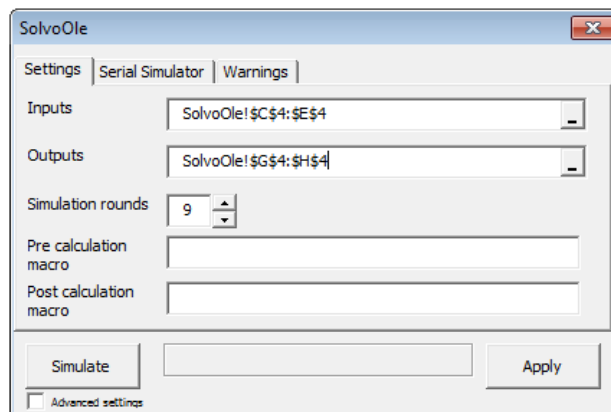
Massikulu ning rõhu arvutamisel on selged sarnasused. Sarnaselt rõhu arvutamisele on massikulu arvutamiseks on komponentidel kahte laadi ühenduspunktid, mille vahel toimub massikulu informatsiooni ülekandmine. Esiteks on seadmed, mis defineerivad massikulu läbi arvutamise või väärtus on antud kasutaja poolt. Teiseks on komponendid, mis otsivad väärtust allavoolust. Sellise stsenaariumiga on massikulu väärtuseks allavoolu leitud väärtuste summa, millest on lahutatud kõikide allavoolu olevate ühenduskohtade massikulud, mis on enne leitud väärtuse ühenduspunkti.



Joonis 2.3. Massivoo ülekandesüsteem.

Kokkuvõtteks, arvatud süteemis kehtib nõue, et kõik massikulud on tasakaalus (sisenev massikulu = väljuv massikulu) teineteisega.

Solvo OLE on tööriist kahepoolseks andmete ülekandmiseks MS Exceli ning Solvo vahel. Tööriista on võimalik kasutada ühekordsete väärtuste või mitmekordsete kalkultatsiooniseeriade ülekandmiseks. Jooniselt 2.2.3 on Solvo OLE kasutajaliides (vt joonis 2.4.).



Joonis 2.4. Solvo OLE liides MS Excelis.

Reale „Inputs“ sisestatakse Excelis olevate etteandeväärtuste asukohad. Reale „Outputs“ sisestatakse soovitatavate väljunparameetrite asukoht. Real „Simulation rounds“ on võimalik muuta simulatsioonide arvu ühe parameetri arvutamiseks. Mida suurem antud väärtus on, seda täpsemad vastused saadakse. Antud töös simuleeriti iga tööpunkt vähemalt kolm korda.

2.3. Algandmed

Seadme väiksuse tõttu võrreldes traditsiooniliste gaasiturbiinseadmetega on erinevate komponentide parameetrite määramine raskendatud. Tabelis 2.3.1 on toodud koostootmisüksusesse kuuluvate seadmete isoentroopilised kasutegurid.[4]

Kasutegurid on madalamad kui suuritel (<1 MW) seadmetel, millel puhul efektiivsus ulatub üldjuhul üle 95%.[1]

Tabel 2.1. Koostootmisüksuse erinevate osade kasutegurid.

	Ühik	Väärtus
Kompressor	%	70
Põleti	%	90
Turbiin	%	70
Generaator	%	100
Soojusvahetid	%	80

Põlemisõhu koostis on toodud tabelis 2.3.2. Temperatuuri ning rõhu määramisel on arvestatud, et koostootmiseseadet kasutatakse sisetingimustes atmosfääri rõhul.

Tabel 2.2. Põlemisõhu andmed.

	Ühik	Väärtus
Temperatuur	°C	20
Õhurõhk	bar	1,016
Relatiivne õhuniiskus	%	50
Põlemisõhu koostis		
Vesi	w-%	0,722
Argoon	w-%	1,277
Lämmastik	w-%	74,998
Hapnik	w-%	22,958
Süsihappegaas	w-%	0,045
Kokku	w-%	100

Kütuse parameetrite määramisel on kasutatud Eesti maagaasi ülekandeteenust osutava Elering AS andmeid. Elering määrab ülekandevõrku siseneva maagaasi koostise ja selle alusel koostab arvestuskuus üle antud gaasi keskmise koostise kvaliteedi tunnistuse. Tabel 2.3 on väljavõte

maagaasi kvaliteeditunnistusest märts 2017.[12] Eleringi väljastatud gaasi koostis on antud mooliprotsentides Solvos kasutatakse arvutustes mahuprotsenti. Vajalikud teisendused on toodud tabelis 2.3.

Tabel 2.3. Kütuse koostis.

Nimetus	Sümbol	mol%	kg/mol	kg	kg/m ³	m ³	vol %
Metaan	CH ₄	96,027	16,04	15,403	0,656	23,480	96,719
Etaan	C ₂ H ₆	2,364	30,07	0,711	1,360	0,523	2,153
Propaan	C ₃ H ₈	0,641	44,10	0,283	2,010	0,141	0,579
Butaan	C ₄ H ₁₀	0,101	58,12	0,059	2,480	0,024	0,098
Lämmastik	N ₂	0,755	14,00	0,106	1,251	0,084	0,348
Süsihappegaas	CO ₂	0,112	44,01	0,049	1,980	0,025	0,103
Kokku		100				24,276	100

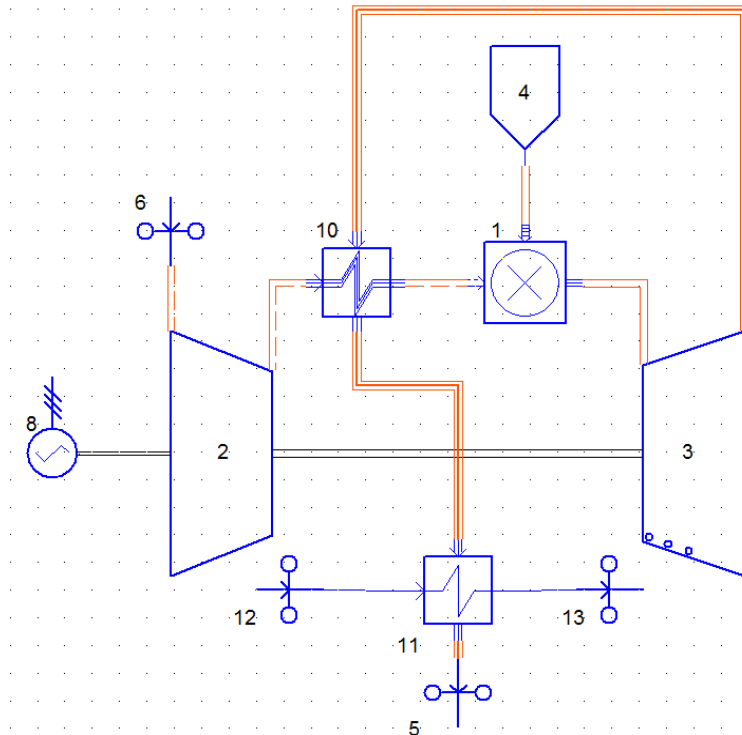
Maagaasi teised parameetrid on koondatud tabelis 2.4.

Tabel 2.4. Kütuse parameetrid[12]

Parameeter	Ühik	Väärtus
Alumine kütteväärtus	kJ/m ³	34280
Tihedus	kg/m ³	0,699
Algtemperatuur	°C	20

2.4. Tööparameetrite kalkuleerimine

Seadme võimsuse arvutamise aluseks on 2010 aastal koostatud leibkondade energiatarbimise uuring, mille järgi on leibkonna aasta keskmine elektrienergia tarbimine 3464 kWh.[15] Tunni keskmine on seega 0,4 kW. Arvestades talviste tipukoormustega saame seadme tööpunktiks võimsuse 1 kW. Tulemuste arvutamiseks koostati seadme põhimõtteskeem _Solvo keskkonnas (vt joonis 2.5.). Termiliste kasutegurite leidmisel on loetud süsteem adiabaatiliseks. See tähendab, et süsteem ei ole väliskeskkonnaga soojusvahetuses.



Joonis 2.5. Koostootmiseseade põhimõtteskeem 1)põlemiskamber, 2)kompressor, 3)turbiin, 4)kütusemahuti, 5,6,12,13)süsteemi piir, 8)generaator, 10) gaas-gaas soojusvaheti, 11)gaas vesi soojusvaheti.

2.5. Gaasiturbiini tööpunkt

Gaasiturbiini efektiivsus tõuseb koos turbiini siseneva gaasi temperatuuri tõusuga. Antud analüüsis on võetud turbiini siseneva temperatuuri väärtuseks 875°C. Kuna tänapäevaste turbiinide labade materjalid suudavad ilma jahutuseta taluda kuni tuhat kraadi. Antud temperatuuri juures on arvestatud ka piisava varuga. Samuti on rekuperaatori materjalide valikul tähtsaks parameetrikks temperatuur. Roostevabast terasest ehitatud rekuperaatorite maksimaalne töötemperatuur on 650°C.

Kompressori rõhutõusuaste on valitud vastavalt kirjanduses leitud andmetele.[13] Antud radiaalkompressori maksimaalseks rõhutõusuastmeks on 3 bar, mis on võetud ka arvutuste aluseks. Siiski on graafikutel näidatud ka seadme kasuteguri kõrgemate rõhutõusu astmete korral. Samuti võib liialt kõrge rõhutõusuaste viia kompressoris liikuva õhuvoolu retsirkulatsioonini kompressoris. See võib kahjustada ja isegi hävitada kompressori.

Arvutustes kasutatud peamised valemid:

Kompressori töö arvutamiseks kasutan valemi 2.1.:

$$W_k = \frac{m_a(h_2 - h_1)}{\eta_c}, \quad (2.1)$$

kus, m_a – kompressorisse siseneva õhu vooluhulk kg/s;

h_1 – kompressorisse siseneva õhu entalpia J/kg;

h_2 – kompressorist väljuva õhu entalpia J/kg;

η_c – kompressori kasutegur.

Turbiini töö arvutamiseks kasutan valemi 2.2.:

$$W_t = (m_a + m_f)(h_2 - h_1)\eta_c, \quad (2.2)$$

kus, m_a – turbiini siseneva põlemisõhu vooluhulk kg/s;

m_f – turbiini siseneva kütuse vooluhulk kg/s;

h_1 – turbiini siseneva kütuse ja põlemisõhu segu entalpia J/kg;

h_2 – turbiinist väljuvate gaaside entalpia J/kg;

η_c – turbiini kasutegur.

Generaatori töö arvutamiseks kasutan valemit 2.3:

$$W_g = (W_t - W_k)\eta_g, \quad (2.3)$$

kus, W_g – generaatori töö J;

W_t – turbiini töö J;

W_k – kompressori töö J;

η_g – generaatori kasutegur.

Tagastamatu ringprotsessi efektiivne kasutegur on leitav valemiga 2.4.:

$$\eta_e = \frac{\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k}{k-1}}}\right) \gamma \eta_{oi} \eta_{ad} - (\beta^{\frac{k}{k-1}} - 1)}{(\gamma - 1) \eta_{ad} - (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)}, \quad (2.4)$$

kus, β – rõhutõusuaste kompressoris;

γ – temperatuurisuhe T_3/T_1 ;

η_{ad} – adiabaatiline kasutegur;

Regeneratiivse Braytoni ringprotsessi termiline kasutegur on leitav valemiga 2.5.:

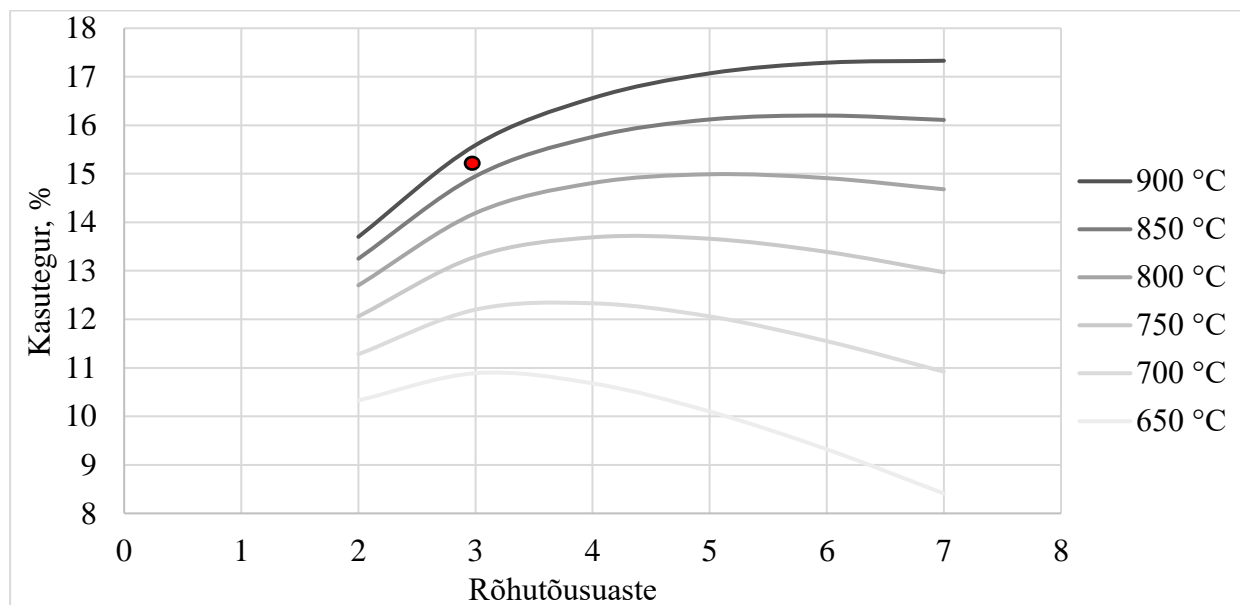
$$\eta_e = \frac{\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) - (y - \beta^{\frac{k-1}{k}})}{\left(y - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right) \beta^{\frac{k-1}{k}} - \sigma (y - \beta^{\frac{2(k-1)}{k}})}, \quad (2.5)$$

kus, σ – regenerisooniaste.

Tagastamatu ringprotsessiga gaasiturbiinseadme soojuslik efektiivsus sõltub tugevalt turbiini suhtelisest sisemisest kasutegurist ja kompressori kasutegurist. Turbiini sieneva gaasi igale temperatuuriväärtusele vastab optimaalne rõhutõusuaste.

Gaasiturbiinseadme kasuteguri η alanemine rõhutõusuastme β kasvuga viimase suurtel väärtusetel on põhjustatud komprimeerimis- ja paisumisprotsessi tagastamatusest. Nii turbiini suhtelise sisemise kui ka kompressori adiabaatilise kasuteguri suurenemisel nihkub kasuteguri η maksimumväärtus suurema rõhutõusuastme suunas kompressoris.[3]

Arvutustulemused mis iseloomustavad turbiini termilise kasuteguri sõltuvust rõhutõusuastmest ja gaaside sisendtemperatuurist turbiini on koondatud graafikul joonisel 2.6. Erinevatel graafikutel on seadmetele valitud tööpunktid märgistatud tähisega „●“.

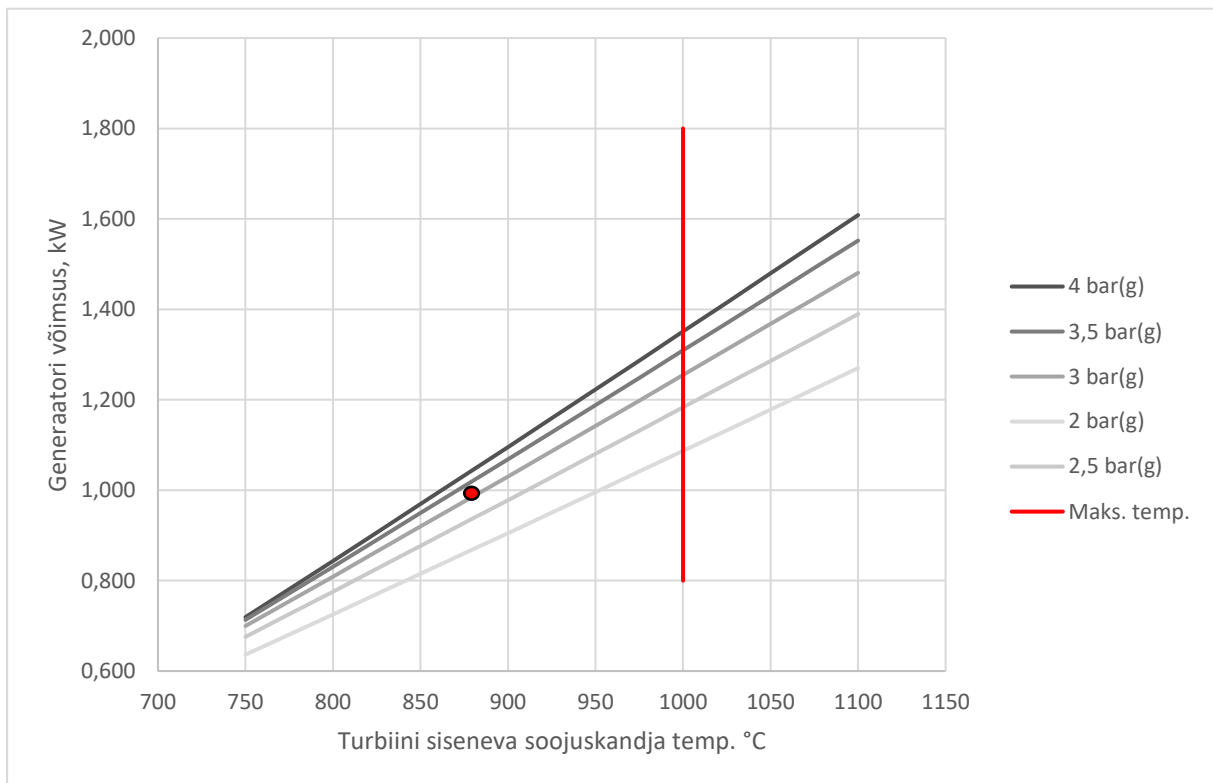


Joonis 2.6. Mikrogaasiturbiini termiline kasutegur sõltuvalt rõhutõusuastmest ja gaaside sisendtemperatuurist turbiini.

Arvutustulemused mis iseloomustavad turbiini tööpunkti on koondatud graafikul joonisel 2.7.

Leitud tööpunktis on kompressori võimsus 1,42 kW ning turbiini võimsus 2,42 kW. See

tähendab, et seadme tagasitöö suhe on 0,59. Gaasiturbiinide puhul on normaalne, kui antud näitaja on 0,5 – 0,6 vahel. Võrdluseks auruturbiinil töötaval elektrijaamal on sama näitaja 2-3%. [2] Põlemisõhu kulu on 8,8 g/s. Kütusekulu on 0,123 g/s, mille arvutuslik soojushulk on alumise kütteväärtuse järgi 671,6 kW. Seejuures on liigõhutegur põletis 4,2.



Joonis 2.7. Gaasiturbiini tööpunkt

2.6. Rekuperaatoriga põlemiõhu eelsoojendamine

Rekuperaatori dimensioneerimise esimeseks punktiks on soojusvahetuspinna materjali temperatuuritaluvus. Joonisel 2.6.1 on välja toodud rekuperaatori soojusvahetuspindade konstrueerimiseks sobilike materjalide temperatuuritaluvus. Kuna arvatatud seadme puhul on tähtis odavus ning lihtsus, valitakse materjaliks roostevaba teras, mille temperatuuritaluvus on kuni 650°C. See tähendab, et turbiinist väljuvate gaaside temperatuur konstrueeritakse alla eelpool mainitud väärtuse.

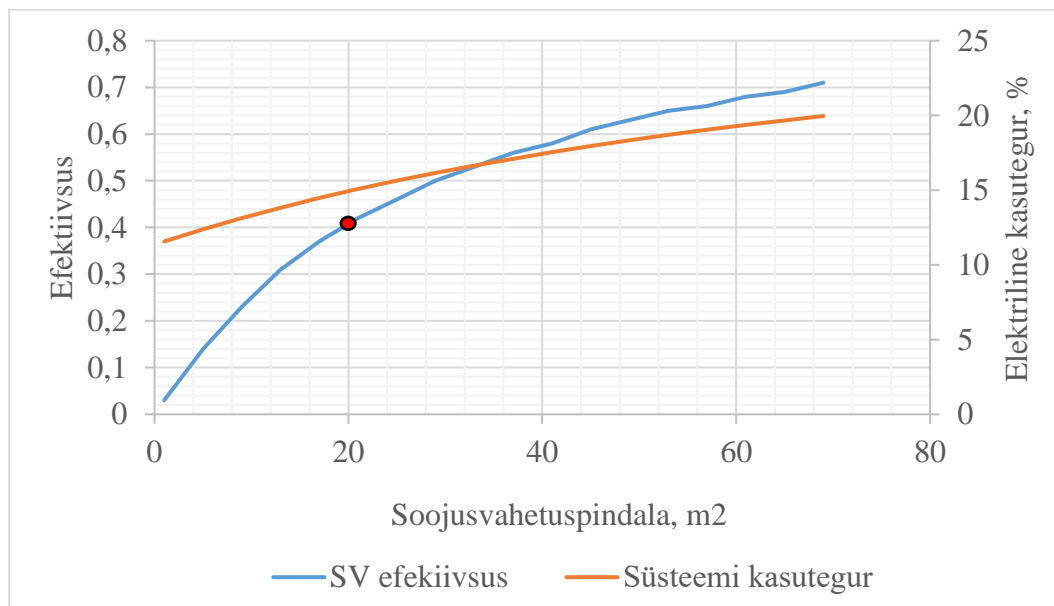
Tabel 2.5. Materjalide temperatuuritaluvus.[10]

Materjal	Ühik	Temperatuuritaluvuspiir
Roostevaba teras	°C	650
Kuumustugev sulam	°C	850
Keraamika	°C	950

Rekuperatori mõõtmestamisel on teada turbiinist ja kompressorist lahkuvate gaaside temperatuur. Soojusülekanndetegur k väärtuseks valitakse kirjanduse põhjal $0,03 \text{ kW/m}^2\text{°C}$. [6]

Nende andmete põhjal on võimalik simuleerida soojusvaheti efektiivsuse muutus vastavalt pindala muutusele. Soojusvaheti pindala ei ole optimaalne lõpmatult suurendada, kuna soojusvahetuspinna suurenemisega kaasneb seadme takistus, mis mõjub pärssivalt kasutegurile.

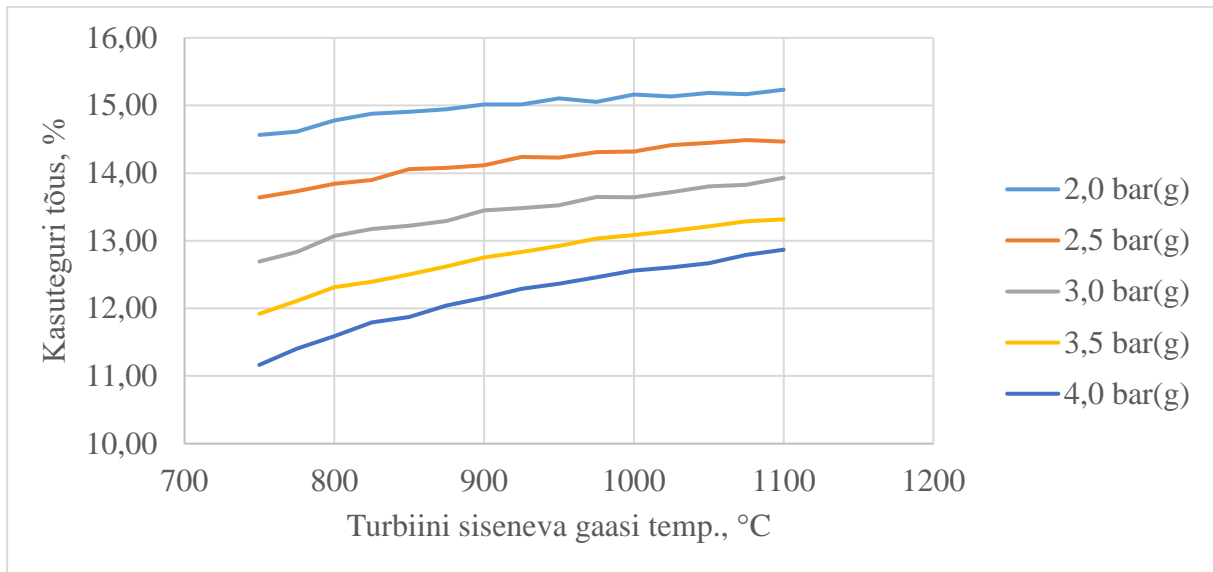
Antud analüüsis on rõhkude lang dP üle rekuperatori 0. Jooniselt 2.6.1 on näha, et rekuperatori pindala kasv annab kõige suurema mõju kuni pindalani 20m^2 . Seejärel langeb soojusvahetuspinna suurenemisest sõltuv efektiivsuse kasv. Rekuperatori pindalaks valitakse 20m^2 . Koostootmisseadme elektriline kasutegur on seejuures 15%.



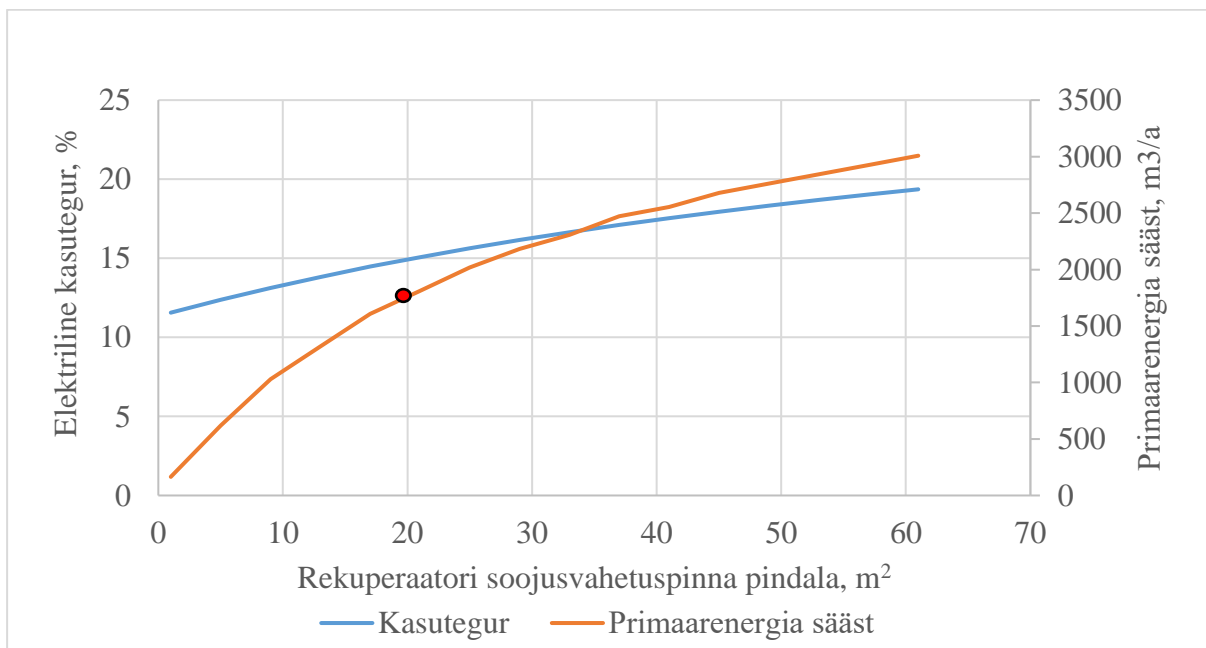
Joonis 2.8. Rekuperatori efektiivsus ja süsteemi kasutegur vastavalt soojusvahetuspinna.

Rekuperatori paigaldamisest tulenev süsteemi kasuteguri tõus sõltub kompressori rõhutõusuastmest. Mida suurem on rõhutõusuaste, seda väiksema kasuteguri tõusu annab rekuperatori paigaldamine (vt joonis 2.9.). See tuleneb asjaolust, et komprimeerimisel põlemisõhu temperatuur tõuseb ning läheneb soojendavate, turbiinist lahkuvate, gaaside

temperatuurile.



Joonis 2.9. Süsteemi elektrilisekasuteguri tõus sõltuvalt kompressori rõhutõusust ja turbiini siseneva gaasi temperatuurist.



Joonis 2.10. Gaasiturbiini elektriline kasutegur ja aastane primaarenergia säästu suhe rekuperatori soojusvahetuspinna pindalale.

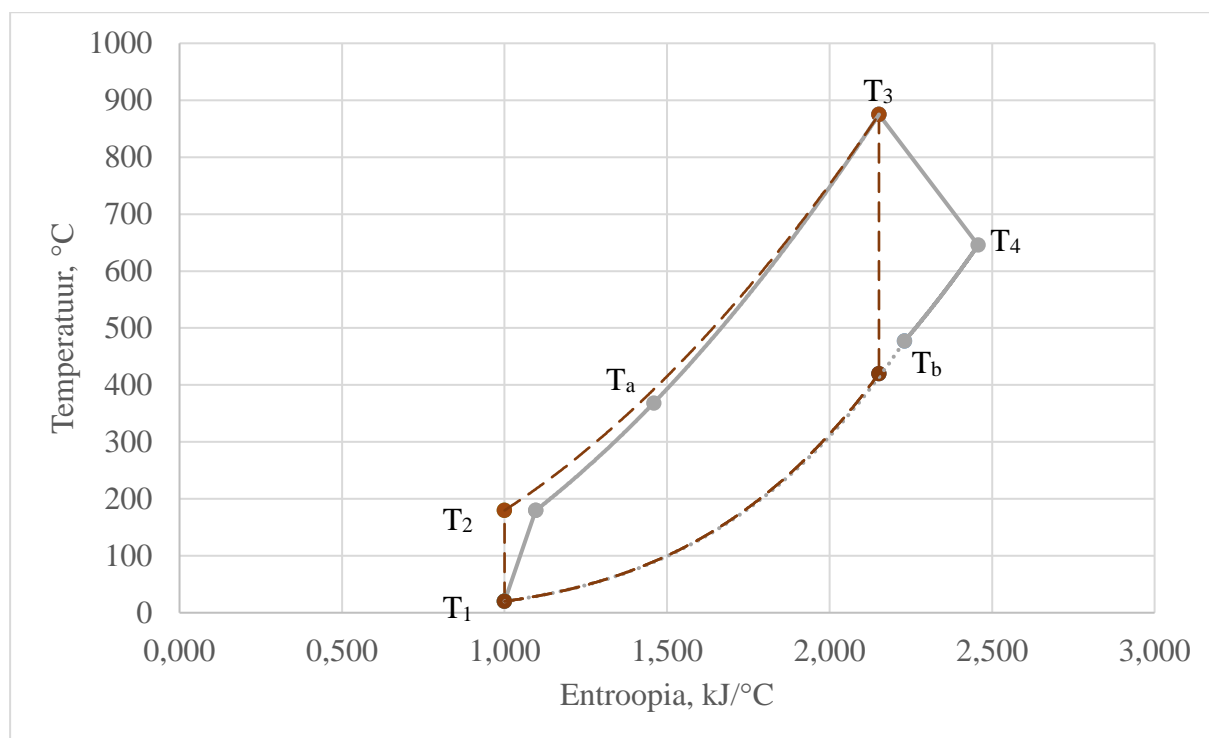
Ülalolevalt jooniselt 2.10. on näha soojusvaheti pindala suurenemisest tulenev süsteemi kasuteguri tõus. Kuna gaas – gaas süsteemi soojusülekandekategur on suhteliselt madal, siis 1% kasuteguri tõstmiseks on tarvis suurendada soojusvahetuspinda ligi 3m². Kui arvestada seadme

aastaseks tööajaks 8000h annab soojusvahetuspinna suurendamine 1m^2 võrra primaarenergia säästu ligi üle $100\text{m}^3/\text{aastas}$. Tabelist on näha, et pindala suurenedes on ühe ruutmeetri kohta primaarenergia sääst järjest väiksem. Seetõttu tuleb rekuperatori valimisel leida optimaalne punkt seadme soojusvahetuspinna ning maksumuse vahel. Antud töö eesmärk on seadme termodünaamiline analüüs ning aluse loomine mikrogaasiturbiini ehitamiseks. Samuti on võimalik antud töö põhjal koostada majandusliku tasuvuse analüüs.

Tabel 2.6. Primaarenergia kulu muutus sõltuvalt soojusvaheti pindala muutusest.

Soojusvaheti pindala muutus, [m ²]	Primaarenergia muutus, m ³ /a
1 - 21	1648
21 - 41	742
41 - 61	153

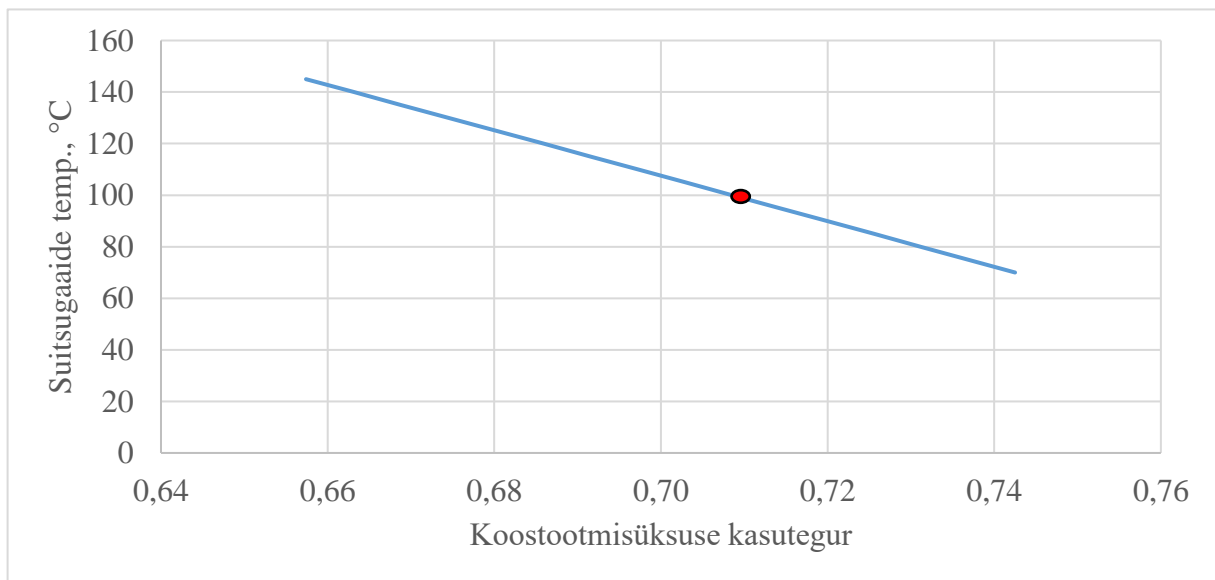
Joonisel 2.10. on näha, kuidas turbiinist väljuvad gaasid temperatuuril T_4 ning need jahutatakse rekuperaatoris temperatuurini T_b . Soojusenergia kantakse üle kompressorist väljuvale õhule temperatuuril T_2 ning soojendatakse temperatuurini T_a . Lõigul $T_2 - T_a$ ei pea süsteemi energia andmiseks kütust kulutama. Joonisel 2.10. on võrdluseks toodud katkendjoonega ka isoentropne Braytoni ringprotsess.



Joonis 2.10. Rekuperaatoriga gaasiturbiini T-s diagramm.

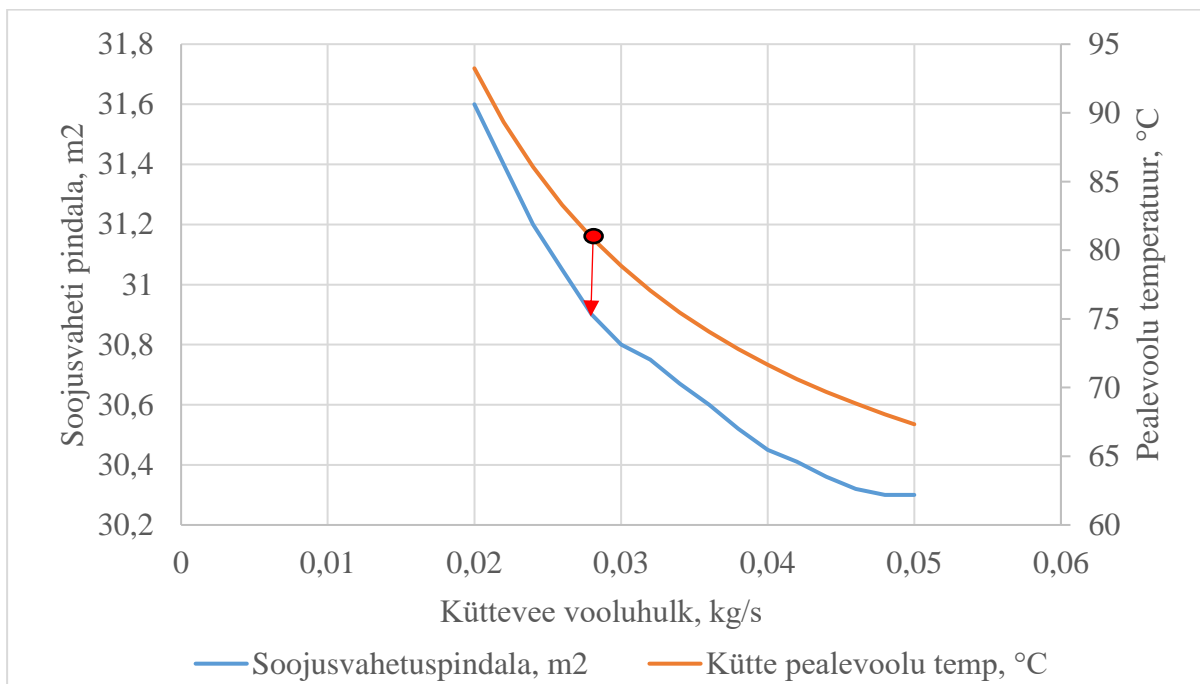
2.7. Rekuperaatoriga kütteevee soojendamine

Õhu eelsoojendi järel asuva soojusvaheti eesmärgiks on koostootmiseseadme termilise kasuteguri suurendamine. Selleks alandatakse lahkuvate suitsugaaside temperatuuri. Liigsoojus kantakse soojusvahetis üle hoone kütteeveele ja soojale tarbeveele. Suitsugaaside temperatuuri ei saa langetada alla kondenseerumispunkti. Antud väärtus mis sõltub suitsugaaside koostisest ning ilmastikust. Suitsugaaside gaasilises olekus hoidmiseks/kondenseerumise vältimiseks võetakse gaaside minimaalseks temperatuuriks 100°C. Selliste tingimuste juures saame soojusvaheti võimsuseks 362 kW.



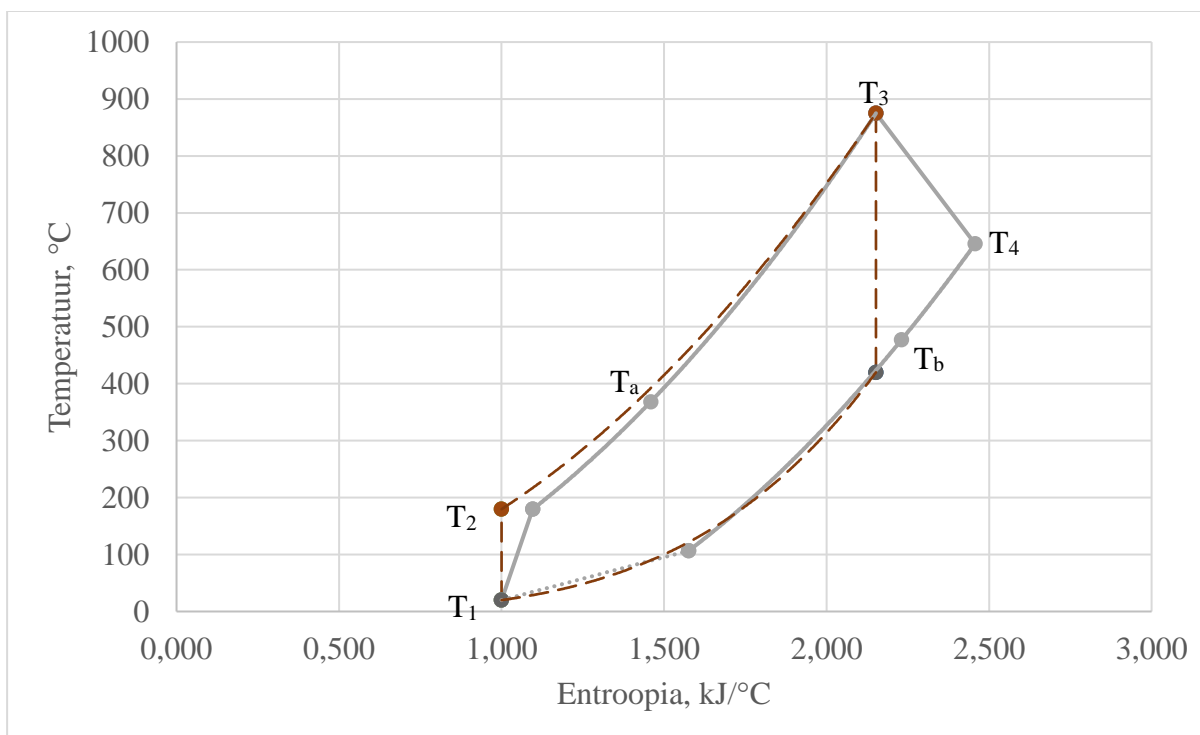
Joonis 2.11. Koostootmisüksuse kogukasutegur sõltuvalt lahkuvate suitsugaaside temperatuurist.

Samuti leitakse seadmele optimaalne soojusvahetuspindala ning veekulu. Kuna seade paigaldatakse suitsugaaside käigule, gaasiturbiinist eraldi, siis nõ. suuruse piiranguid seadmel ei ole. Optimaalne veekulu leitakse simuleerimise teel. Selleks muudetakse veekulu läbi soojusvaheti. Kütteevee tagasivoolu temperatuur soojusvahetisse on konstantne 50°C. Pealevoolu temperatuur on võetud kesküttesüsteemides klassikaliselt 80°C. Soojusülekanndetegur on 0,07 kW/m²°C. Joonisel 2.5.2 on näha optimaalne vooluhulk, mille põhjal saab teha küttesüsteemi pumbavaliku ning soojusvaheti pindala.



Joonis 2.12. Vesi-vesi soojusvahetile optimaalsete tööparameetrite leidmine.

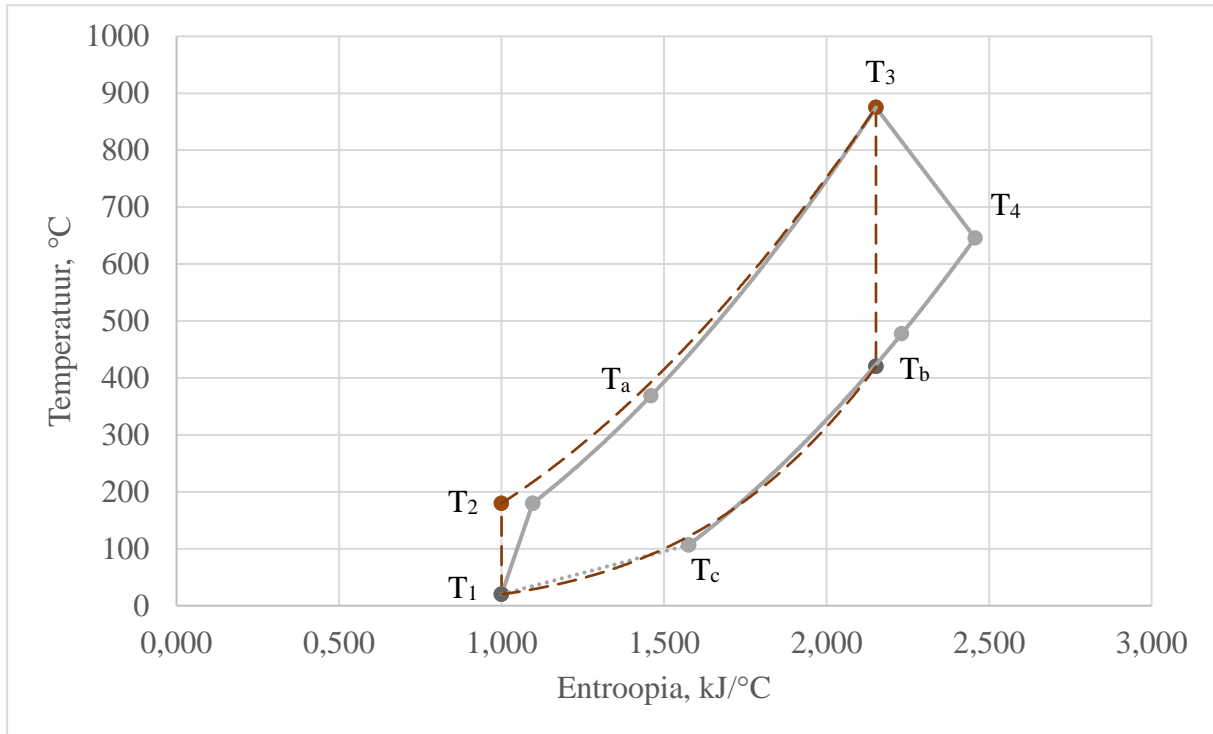
Gaasiturbiini õhk-õhk rekuperaatorist lahkuvate suitsugaasidega küttevee soojendamise tõstab koostootmisseadme termilise kasuteguri 68,8%-ni. See tähendab, et antud seadmega ei ole võimalik ületada tõhusa koostootmise toetuse saamiseks nõutavat 75% kasutegurit.



Joonis 2.13. Kütteveet soojendava rekuperaatoriga gaasiturbiini T-s diagramm.

2.8. Koostootmisseadme tööparameetrid

Antud alalõigus presenteeritakse arvatud mikrogaasiturbiinil põhineva koostootmisseadme tööparameetreid. Peamiseks väljenduseks on $T - s$ diagrammil esitatud Braytoni ringprotsess.



Joonis 2.14. Koostootmisseadme $T-s$ diagramm.

Ringprotsessi algus punkti on põlemis õhu temperatuur (T_1) 20°C . Arvatud gaasiturbiini rõhutõusaste kompressoris on 3 bar ning võimsus $1,42\text{kW}$. Selle tulemusena tõuseb õhu temperatuur seadme taga 180°C (T_2) ning siseneb rekuperaatorisse, mille võimsus on $1,72\text{kW}$. Rekuperaatoris antakse turbiinist lahkuvate suitsugaasidelt osa energiat põlemisõhule, mis väljub rekuperaatorist 368°C (T_a) juures. Seejärel siseneb põlemisõhk põlemiskambrisse, kus põleb koos kambrisse sisestatava kütusega ning eraldub soojus. Gaaside lahkumisel põletist ning sisenemisel turbiini on temperatuuriks 875°C (T_3). Turbiinist mille võimsus on $2,42\text{kW}$ lahkuvad suitsugaasid 645°C (T_4). Seejärel sisenevad gaas-gaas rekuperaatorisse ning lahkuvad seadmest 477°C (T_b). Nüüd liiguvad suitsugaasid gaas-vesi soojusvahetisse, mis on koostootmisseadme soojatootjaks. Kondenseerumise vältimiseks on soojusvahetist korstnasse lahkuvate suitsugaaside temperatuur võetud 100°C (T_c). Joonisel 2.14. on võrdluseks toodud katkendjoonega ka isoentropne Braytoni ringprotsess. Seadme termline kasutegur on sel juhul $68,8\%$. Gaas-vesi soojusvaheti optimaalne pindala temperatuurigraafiku $50/80$ juures on $30,9$

m² ning kütteevee vooluhulk 0,03 kg/s.

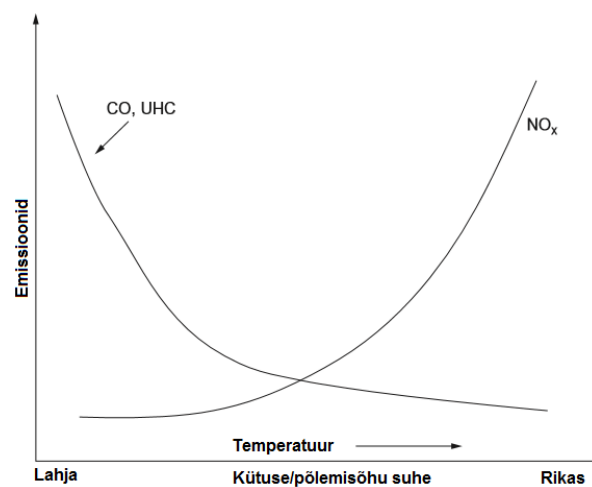
Tabel 2.7. Kalkuleeritud koostootmisseadme parameetrid.

Parameeter	Väärtus	Ühik
Tarbitud kütuse võimsus*	6,71	kW
Turbiini võimsus	2,42	kW
Kompressoris võimsus	1,42	kW
Generaatori võimsus	1,00	kW
Gaas - gaas rekuperaatori võimsus	1,72	kW
Gaas - vesi rekupearaatori võimsus	3,62	kW
Elektriline kasutegur	15,0	%
Termiline kasutegur	68,8	%
Kompressori rõhutõusuaste	3	bar
Turbiini sisendtemperatuur	875	°C
Kütusekulu	0,123	g/s

* alumise kütteväärtuse järgi

3. Emissioonid

Jooniselt 3.1 on näha, et põlemistemperatuuri liialt kõrgele viimisel ($>1600^{\circ}\text{C}$) seotakse põlemisõhus olevaid lämmastiku ühendeid ning NO_x heitmed tõusevad seetõttu järsult. Teistpidi on madala liigõhuteguri korral CO tase kõrge. Kuna CO kütteväärtus on kõrge, siis CO põlemata jätmisel väheneb seadme kasutegur. Termilise NO_x -i probleemi tekivad temperatuuridel alates 1200°C . Kuna arvatatud seadme maksimaalne temperatuur T_3 on 875°C , siis on tagatud madal NO_x tase.



Joonis 3.1 Emissioonid vastavalt kütuse/põlemisõhu suhtele.

Tabelis 3.1 on esitatud koostootmisseadmest lahkuvate suitsugaaside koostis ning võrdluseks on biomassi põletamisel tekkiva suitsugaasi mõõdetud koostisosad.[11] Tabelist 3.1 on näha, et gaasi põletamisel ei eraldu tolmu ega lenduvaid orgaanilisi ühendeid. Samas biomassi suitsugaasides leidub tolmu, lenduvaid orgaanilisi ühendeid ning vääveldioksiidi, mis on kõik välisõhu saastet suurendavad mõjurid. Näiteks võivad hingamisteedesse sattunud orgaanilised saasteained muutuda reaktiivseteks komponentideks ning põhjustada seeläbi sekundaarseid kopsukahjustusi.[8] Mikrogaasiturbiinid oleksid lahenduseks piirkondades, kus kasutatakse laialdaselt ebaefektiivset ahikütet. Ahjudes ning kaminates toimuvad põlemisprotsessid ei ole reguleeritud ning tihtipeale põletatakse eelpool mainitud kütteseadmetes mitte ettenähtud kütuseid – näiteks prügi, mille tulemusena saastatakse välisõhku. Erinevad uuringud näitavad[8], et just sellistes piirkondades on välisõhk kõige saastatum.

Tabel 3.1. Koostootmisseadme suitsugaaside koostis.

Nimetus	Ühik	Gaas
Vesi	w-%	3,033
Argoon	w-%	1,269
Lämmastik	w-%	74,509
Hapnik	w-%	17,371
Süsihappegaas	w-%	3,818
Vääveldioksiid	w-%	-
Tolm	w-%	-
Lenduvad orgaanilised ühendid	w-%	-
Kokku	w-%	100

Tabel 3.2. Biomassi põletamisel tekkivate suitsugaaside saasteaine eriheide.

Keemiline tähis	Ühik	Kogus
NO	mg/MJ	50
NO ₂	mg/MJ	0,5
NO _x	mg/MJ	76
CO	mg/MJ	118
SO ₂	mg/MJ	3
Tolm	mg/MJ	12
LoÜ	mg/MJ	5

4. Primaarenergia sääst

Määruse „Soojus- ja elektrienergia tõhusa koostootmise nõuded“ paragrahv 5 lõige üks kohaselt loetakse mikroturbiini koostootmine tõhusaks, kui aruandlusperioodi üldkasutegur vähemalt 75 protsenti ning käesoleva määruse §-s 6 esitatud valemiga arvatud primaarenergia sääst vähemalt 10 protsenti või tootmine väikekoostootmiseseadme või mikrokoostootmiseseadmega tagab käesoleva määruse §-s 6 esitatud valemiga arvatud primaarenergia säästu. Seega piisab 1kW võimsusega koostootmiseseadme puhul toetuse saamiseks primaarenergia säästust. Mikrokoostootmiseseade on koostootmiseseade, mille maksimaalne elektriline võimsus on alla 50kW. Väikekoostootmiseseade on koostootmiseseade, mille maksimaalne installeeritud elektriline võimsus on alla 1MW.[7]

Määruse „Soojus- ja elektrienergia tõhusa koostootmise nõuded“ §-s 6 esitatud primaarenergia säästu arvutamiseks kasutatav valem 4.1.:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP_{H\eta}}{REF_{H\eta}} + \frac{CHP_{E\eta}}{REF_{E\eta}}} \right) \cdot 100\%, \quad (4.1.)$$

kus, PES – primaarenergia sääst;

$CHP_{H\eta}$ - kasuliku soojuse kasutegur – viimase 12 kuu kasuliku soojuse toodang jagatud kütuseenergiaga, mis kulus kasuliku soojuse ja elektri koostootmiseks;

$REF_{H\eta}$ - on soojuse eraldi tootmise viiteväärtus;

$CHP_{E\eta}$ - koostoodetud elektrienergia kasutegur – koostoodetud elektrienergia viimase 12 kuu kogus jagatud kütuseenergiaga, mis kulus kasuliku soojuse ja elektri koostootmiseks;

$REF_{E\eta}$ - elektrienergia eraldi tootmise viiteväärtus.[7]

Viiteväärtused erinevatele kütustele elektrienergia ja soojusenergia eraldi tootmisel on toodud määruses „Soojus- ja elektrienergia tõhusa koostootmise nõuded“ lisas. Antud tabelid on toodud ka töö lisas (vt LISA 4 ja 5). Eraldi tootmise kasuteguri viiteväärtused näitavad koostootmise asemel eraldi toodetud soojuse ja elektri kasutegurit. Soojuse- ja elektrienergia eraldi tootmise viiteväärtuste kasutamisel tuleb lähtuda mitmetest nõuetest, mis on toodud eelpool mainitud määruses.[7]

Tabel 4.1. Primaarenergia sääst.

	Ühik	Väärtus
CHP _{Hη}	%	53,0
REF _{Hη}	%	90,0
CHP _{Eη}	%	14,9
REF _{Eη}	%	52,5
PES	%	-14,59

Arvutustest tuleneb, et sellises konfiguratsioonis ei kuulu koostootmisseade tõhusate koostootmistehnoloogiate hulka. Seetõttu ei saa seadme lihttasuvusarvutuses kasutada tõhusa koostootmise toetust, mis on 0,032 €/kWh.

5. Seadme lihtsuvus

Tabelis 4.2 on toodud maagaasi ja elektri hinna võrdlus lõpptarbijale. Seejuures on arvestatud maagaasi aktsiisi tõusuga. Maagaasi hind on võetud www.gaasihind.ee hinnavõrdlusest hetkel (20.05.17) kõige odavam pakkumine. Elektri hinna puhul on arvestatud 2016 aasta elektribörsi keskise hinnaga ning ülekandeteenuste puhul AS Elering poolt pakutava Võrk 1 paketiga. Antud tingimustel on maagaasi hind lõpptarbijale on 3,2 korda odavam.

Tabel 5.1. Maagaasi ja elektri hinna võrdlus.

	Maagaas	Elekter	Ühik
Võrguteenus	0,00458	0,05400	€/kWh
Aktsiis	0,00431	0,00447	€/kWh
Taastuenergia tasu		0,01040	€/kWh
Hind	0,02300	0,03306	€/kWh
Hind kokku	0,03189	0,10193	€/kWh

Kuna analüüsitud seadme elektriline kasutegur on 15% ja soojuslik kasutegur maagaasiga eraldi tootmisel on kondensatsioonkatelde puhul ligilähedane 100%-le, siis positiivse lihtsuvuse saamiseks peab elektri hind olema antud kasuteguri juures maagaasi hinnast lõpptarbijale 6,66 korda kallim. Seega antud parameetrite juures ei ole mikro gaasiturbiinil töötav koostootmiseseade tasuv.

Lõputöö kokkuvõte

Teoreetilised alused

Mikrogaasiturbiinidel töötavad koostootmisseadmed on atraktiivsed lihtsa ehituse, laia opereerimisdiapasooni ning lihtsa ehituse ja sellest tuleneva madala hoolduskulu tõttu. Materjalide arenguga on tõusnud seadmete opereerimisparameetrid ja kasutegurid. Seetõttu on seadmete reaalne kasutamine järjest aktuaalsemaks muutunud. Näiteks on Jaapanis väljatöötamisel 400W mikroturbiin mida loodetakse kasutada robotite toitenä.

Mikrogaasiturbiinide töö põhineb Braytoni ringprotsessile kus ühe võlli otsa on paigaldatud generaator, kompressor ning turbiin. Põlemiseks vajalik õhk surutakse kompressori poolt põlemiskambrisse, kus kütus põletatakse konstantsel rõhul - eraldub soojusenergia. Põlemise tulemusel tekkinud kõrge-temperatuuriline gaas siseneb turbiini, kus see, paisudes atmosfäärirõhule, teeb tööd. Turbiinist lahkuvad gaasid paisatakse atmosfääri.

Arvutused

Arvutused koostati soojus- ja massibilansi programmi Solvo abil. Täpsete arväärtuste saamiseks simuleeriti erinevaid tööpunkte vähemalt kolm korda. Simuleerimiseks kasutati Solvo kasutajaliidest MS Excelis. Antud peatükis on pikemalt kirjeldatud ka programmi Solvo lahendusmetoodikat.

Arvutuste tegemisel on suure tähtsusega algparameetrite õige määramine. Kuna tegu on mikroseedmega, mille kohta enamasti andmed puuduvad, siis kasutati näiteks kasutegurite määramisel traditsiooniliste seadmete redutseeritud andmeid. Arvutustel on rõhulang üle seadme võetud võrdseks nulliga.

Mikrogaasiturbiinide rõhutõusuaste kompressoris jääb 3:1 nin 5:1 vahele. Laborikatsete tulemusena on saadud jõutud ka rõhutõusuastmeni 13:1, kuid selleks on tarvis erilahendust ning materjale, mis seeriatootmiseks on kallid. Arvutatud gaasiturbiini rõhutõusuaste kompressoris on 3 bar ning võimsus 1,42kW. Selle tulemusena tõuseb õhu temperatuur seadme taha 180°C ning siseneb rekuperaatorisse, mille võimsus on 1,72kW. Rekuperaatoris antakse turbiinist lahkuvate suitsugaasidelt osa energiat põlemisõhule, mis väljub rekuperaatorist 368°C juures. Seejärel siseneb põlemisõhk põlemiskambrisse, kus põleb koos kambrisse sisestatava kütusega

ning eraldub soojus. Gaaside lahkumisel põletist ning sisenemisel turbiini on temperatuuriks 875°C. Turbiinist mille võimsus on 2,42kW lahkuvad suitsugaasid 645°C. Seejärel sisenevad gaas-gaas rekuperaatorisse ning lahkuvad seadmest 477°C. Nüüd liiguvad suitsugaasid gaas-vesi soojusvahetisse, mis on koostootmisseadme soojatootjaks. Kondenseerumise vältimiseks on soojusvahetist korstnasse lahkuvate suitsugaaside temperatuur võetud 100°C. Seadme termiline kasutegur on sel juhul 68,8%. Gaas-vesi soojusvaheti optimaalne pindala temperatuurigrافیku 50/80 juures on 30,9 m² ning kütteevee vooluhulk 0,03 kg/s.

Emissioonid

Gaasi põletamisel tekkivate suitsugaaside koostis on keskkonnasäästlik. Ainukeseks mureks on suur CO₂ hulk. Mõningatel andmetel tekitab CO₂ kliima soojenemist ning seetõttu ei ole maagaas ka taastuenergiaallikas. Kasutades seadmes biogaasi ei ole tarvis seadme ehituses muudatusi teha. Võrreldes laialtlevinud biomassiga ei teki gaasi põletamisel tolmu, lenduvaid orgaanilisi ühendeid ega vääveldioksiidi. Eelpool mainitud emissioonid on lokaalsete saastatud alade põhjuseks. Näiteks on Tartu linna kõige kehvemad välisõhunäitajad Karlova linnaosas, kus suur osa elamisruumide soojusenergiast saadakse ahi- või kaminküttest. Ahjude ning kaminade peamiseks probleemiks on mittetäielik põlemine, mille tulemusena lenduvad korstnast väliskeskkonda põlemata tahmaosakesed. Gaasiturbiinidega sellist probleemi ei teki.

Primaarenergia sääst

Arvutatud koostootmisseadme termiline kasutegur on 68,8% ning Elektriturseaduse määruse „Soojus- ja elektrienergia töhusa koostootmise nõuded“ §-s 6 esitatud primaarenergia säästu arvutamiseks kasutatav valemiga arvutatult on seadme primaarenergiasääst negatiivne. See tähendab, et seadmega elektri- ja soojus koostootmine nõuab rohkem energiat kui sama kütusega energiatootmine kasutades eraldiseisvaid traditsioonilisi energiatootmisseadmeid. Kuna primaarenergiasäästu ei ole ning kasutegur on alla 75%, siis seadmega ei ole võimalik töhusa koostootmise režiimil töötada ning toetust saada. Maagaasi hind on eratarbijale 3,2 korda elektri hinnast odavam. Seejuures on arvestatud lõppihinda, mis sisaldab ülekande ja muid tasusid ning aktsiise. Kui koostootmisseadme omanik tarbiks kogu toodetava elektrienergia kohapeal, siis kasumi saamiseks peab seadme elektriline kasutegur olema üle 31,25%. Arvestatud on, et soojuse eraldi tootmisel kasutatakse kondensatsioonkatelt, mille kasutegur ulatub alumise kütteväärtuse järgi 100%ni. Arvutatud seadme kasutegur on 15% ning rahaliselt kasumisse jõudmine ei ole võimalik.

Antud töö on sobiv alus nii mikrogaasiturbiinil põhineva koostootmisseadme ehitamiseks kui ka eraldiseisva mikrogaasiturbiini konstrueerimiseks. Kuna antud töö on puhtteoreetiline, siis võrdlus reaalse seadmega annab aluse arvutusmeetodite muutmiseks.

Kirjandus

- [1] Meherwan P. Boyce, „Gas Turbine Engineering Handbook,“ Fourth Edition, Amsterdam, 2012.
- [2] Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, „Thermodynamics An Engineering Approach,“ Eight Edition, New York, 2015.
- [3] A. Ots. Soojustehnika aluskursus. Tallinn, 2011.
- [4] JeongMin Seo, Hyung-Soo Lim, JunYoung Park, Moo Ryong park, Bum Seog Choi.(2017) Development and experimental investigation of a 500-W class ultra-micro gas turbine power generator – Energy, 2017, 124, 9-18. [Online] Sciencedirect (01.05.2017)
- [5] Elektriturseadus - Riigi teataja, 2003, 59.
- [6] I. Mikk. Soojustehnika käsiraamat. Tallinn, Valgus, 1977.
- [7] Soojus- ja elektrienergia tõhusa koostootmise nõuded – Riigi Teataja, 2017.
- [8] H. Orru. Välisõhu kvaliteedi mõju inimeste tervisele Tallinna näitel: Peentest osakestest tuleneva mõju hindamine. Tartu. Tartu Ülikool, 2007.
- [9] T. Rosfjord, W. Tredway, A.Chen. Advanced Microturbine Systems[WWW] <https://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/924484-xAqGF9/>(15.04.2017)
- [10] Cang Xiao, Tianfeng Yang, Huanlei Liu, Dong Ni, Mario Luigi Ferrari. Recuperators for micro gas turbines: A review.(2017) – Applied Energy, 2017, 197, 88-99. [Online] Sciencedirect(05.05.2017)
- [11] Sven K., Suitsugaaside kondenseerimise seadme toimimise termodünaamiline analüüs, majanduslik tasuvus ja keskkonnaaspektid Tartu Aardla katlamaja näitel. Bakalaureusetöö. Tallinn. 2013
- [12] Eleringi kodulehekülg.[WWW] www.elering.ee(04.04.2017)
- [13] James M. Sorokes, Selecting a centrifugal compressor, [WWW]

<https://www.aiche.org/sites/default/files/cep/20130644.pdf> (15.05.2017).

- [14] Arthur H. Lefebvre, Dilip R. Ballal, Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions. Third Edition. 2010.
- [15] Rita Raudjärv, Ljudmilla Kuskova, Energiatarbimie kodumajapidamistes. [WWW] <https://www.stat.ee/dokumendid/68623> (20.05.2017)
- [16] Lagerström G, Xie M. High performance and cost effective recuperator for micro-gas turbines; 2002.[WWW]
- [17] Shah RK. Presented at Fifth international conference on enhanced, compact and ultra-compact heat exchangers: science, engineering and technology. Hoboken, NJ, USA; 2005.
- [18] Wilson MA, Recknagle KP, Brooks K. Design and development of a low-cost, high temperature silicon carbide microchannel recuperator. ASME Paper No. GT2005-69143; 2005.
- [19] Treece B, Vessa P, McKeirnan R. Microturbine recuperator manufacturing and operating experience; 2002. [Online] Sciencedirect (25.04.2017)
- [20] Jeong JH, Kim LS, Lee JK, Ha MY, Kim KS, Ahn YC. Review of heat exchanger studies for high-efficiency gas turbines; 2007. [Online] Sciencedirect (25.04.2017)
- [21] Tsai B, Wang YL. A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine. - Appl Therm Eng 2009;29:216–23.[Online] Sciencedirect (25.04.2017)
- [22] Programm Solvo kasutusjuhend. 2013.

Lisad

L.1. Koostootmisseadme põhimõtteskeem.

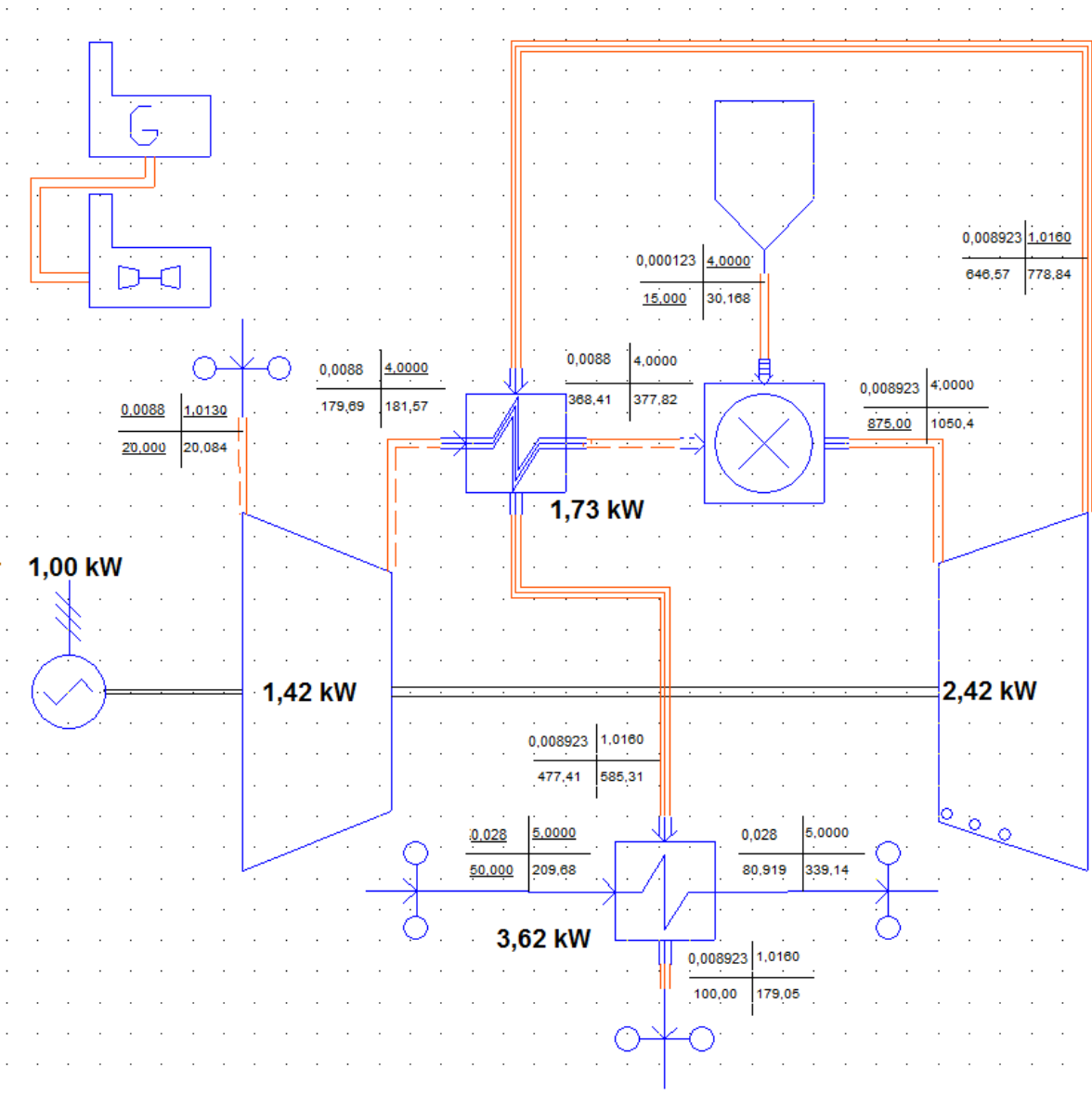
L.2. Koostootmiseadme põhimõtteskeem, kus rekuperaator on möödaviiguga.

L.3. Koostootmiseadme põhimõtteskeem, kus rekuperaator on möödaviiguga.

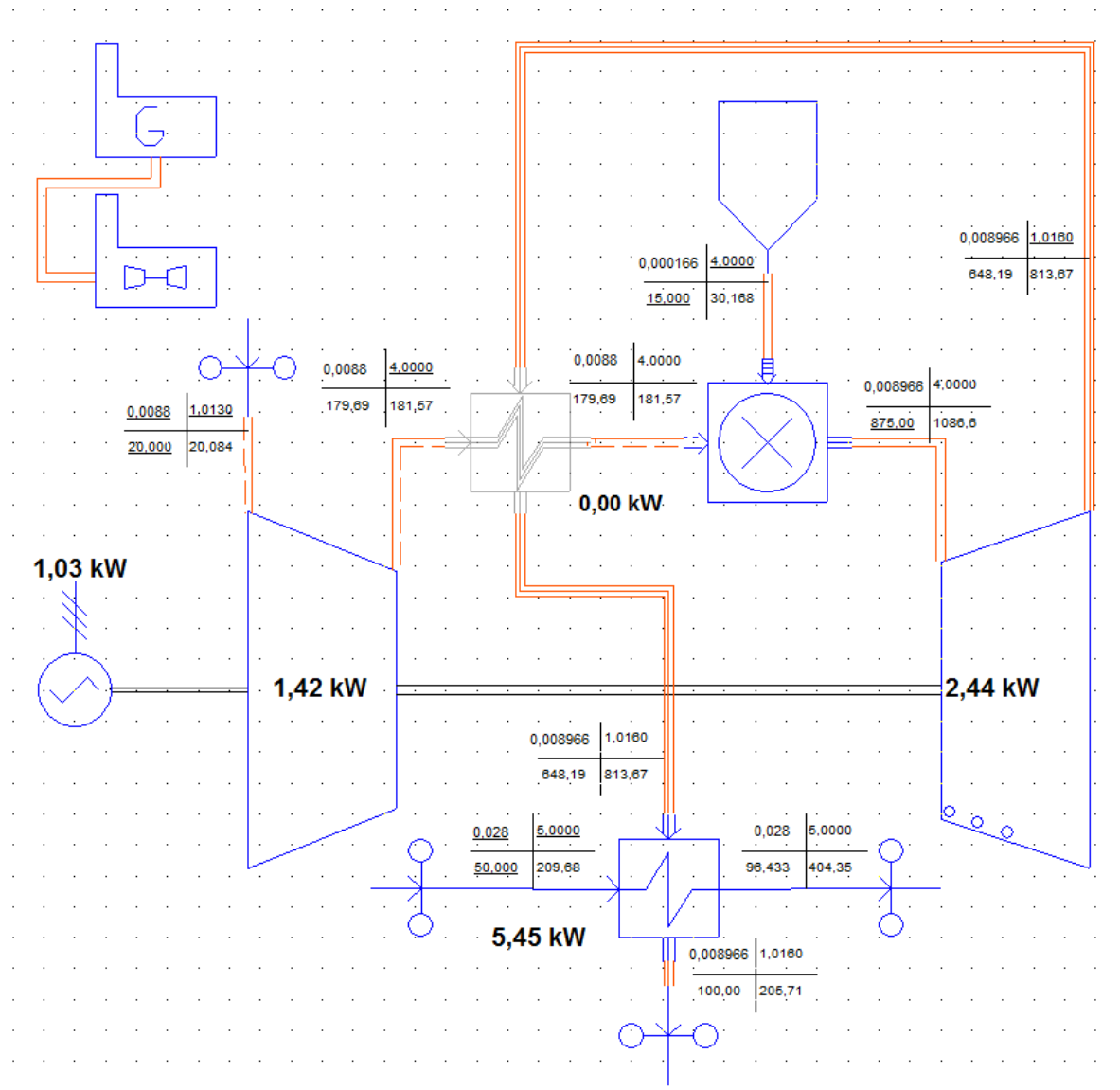
L.4. Viiteväärtused erinevatele kütustele elektrienergia eraldi tootmisel.

L.5. Viiteväärtused erinevatele kütustele soojusenergia eraldi tootmisel.

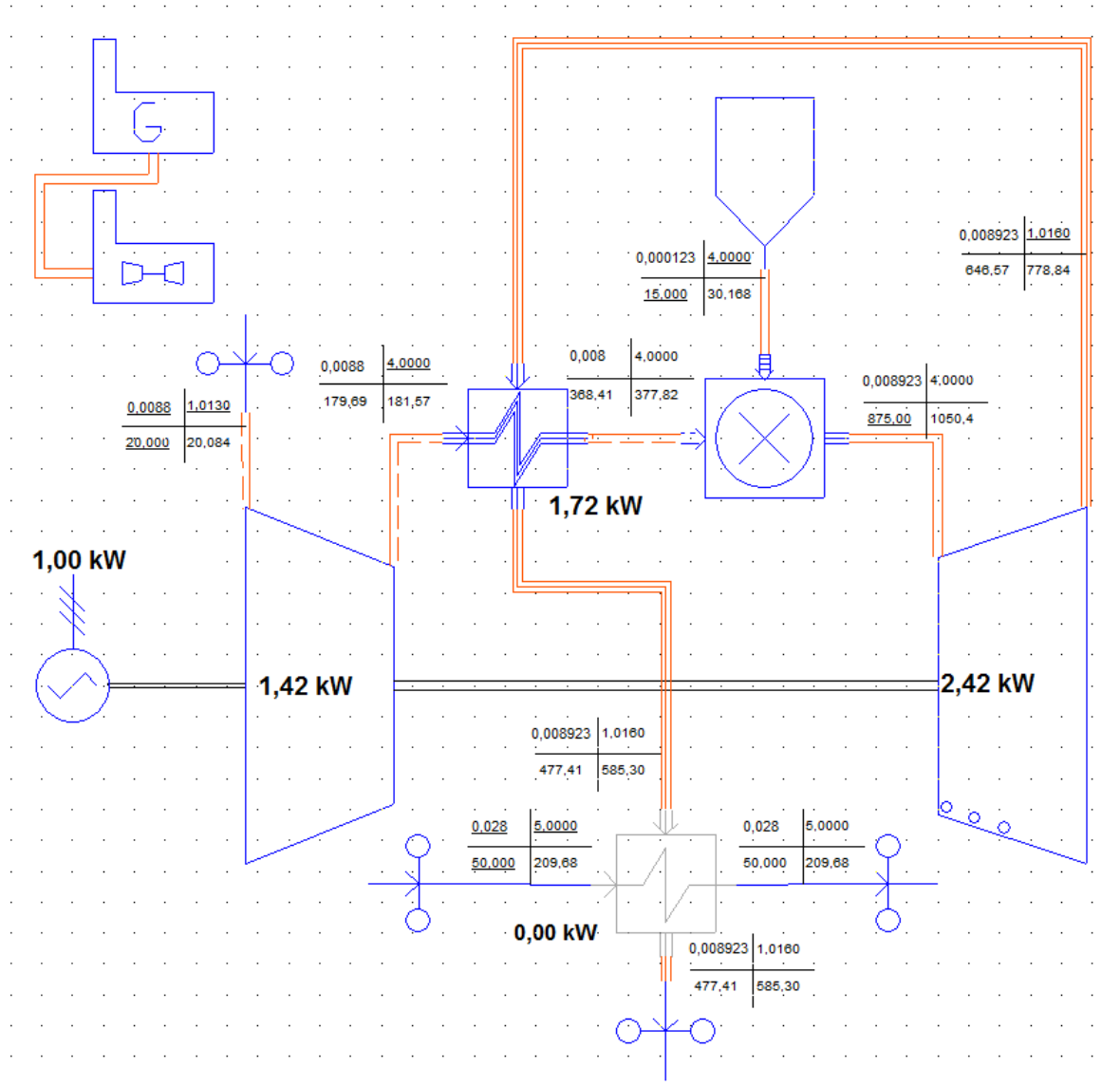
L.1. Koostootmiseadme põhimõtteskeem.



L.2. Koostootmiseadme põhimõtteskeem, kus rekuperaator on möödaviiguga.



L.3. Koostootmiseadme põhimõtteskeem, vesi-vesi soojusvaheti on möödaviiguga.



L.4. Viiteväärtused erinevatele kütustele elektrienergia eraldi tootmisel.

Majandus- ja taristuministri 13.12.2016. aasta määrus nr 71
„Soojus- ja elektrienergia tõhusa koostootmise nõuded“

Lisa 1

Viiteväärtused erinevatele kütustele elektrienergia eraldi tootmisel

Kütus		Viiteväärtus, %									
		1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006– 2016
Tahke kütus	Kivisüsi/koks										44,2
	Ligniit/ligniitbrikett										41,8
	Turbakütus	36,9	37,2	37,5	37,8	38,1	38,4	38,6	38,8	38,9	39,0
	Puitkütus	26,4	27,7	28,8	30,0	30,9	31,7	32,4	33,0	33,5	34,0
	Tahked biolagunevad jäätmed ja põllumajanduslik biomass	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Põlevkivi									38,9	39,0
Vedel- kütus	Nafta baasil toodetud vedelkütus	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Vedel biokütus	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Vedelad (biolagunevad) jäätmed	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
Gaasiline kütus	Maagaas	50,4	50,8	51,1	51,4	51,7	51,9	52,1	52,3	52,4	52,5
	Rafineerimisgaas/ vesinik	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biogaas	37,5	38,3	39,0	39,6	40,1	40,6	41,0	41,4	41,7	42,0
	Koksiahjugaas, kõrgahjugaas ja muu heitgaas	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35

L.5. Viiteväärtused erinevatele kütustele soojusenergia eraldi tootmisel.

Majandus- ja taristuministri 13.12.2016. aasta määrus nr 71
„Soojus- ja elektrienergia töhusa koostootmise nõuded“
Lisa 2

Viiteväärtused erinevatele kütustele soojusenergia eraldi tootmisel

Kütus		Aur/soe vesi	Põlemisgaaside otsekasutamine
Tahke kütus	Kivisüsi/koks	88%	80%
	Ligniit/ligniitbrikett	86%	78%
	Turvas/turbakütus	86%	78%
	Puitkütus	86%	78%
	Tahked biolagunevad jäätmed ja põllumajanduslik biomass	80%	72%
	Põlevkivi	86%	86%
Vedelkütus	Nafta baasil toodetud vedelkütus	89%	81%
	Vedel biokütus	89%	81%
	Vedelad biolagunevad jäätmed	80%	72%
Gaasiline kütus	Maagaas	90%	50,40%
	Rafineerimisgaas/vesinik	89%	40,50%
	Biogaas	70%	37,50%
	Koksiahjugaas, kõrgahjugaas ja muu heitgaas	80%	72%