



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Žilvinas Uldinskas

KOGENERACINĖS JĖGAINĖS EFEKTYVUMO DIDINIMO
GALIMYBIŲ TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas
Doc. dr. Juozas Gudzinskas

KAUNAS, 2017

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
ŠILUMOS IR ATOMO ENERGETIKOS KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas
(parašas) Doc. dr. Egidijus Puida
(data)

KOGENERACINĖS JĖGAINĖS EFEKTYVUMO DIDINIMO
GALIMYBIŲ TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas
Termoinžinerija (kodas 621E30001)

Vadovas
(parašas) Doc. dr. Juozas Gudzinskas
(data)

Recenzentas
(parašas) Prof. V. Dagilis
(data)

Projektą atliko
(parašas) Žilvinas Uldinskas
(data)

KAUNAS, 2017

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

Tvirtinu: _____
Šilumos ir atomo energetikos (parašas, data)
katedros vedėjas doc. E. Puida
_____ (vardas, pavardė)

**MAGISTRANTŪROS UNIVERSITETINIŲ STUDIJŲ BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS
Studijų programa TERMOINŽINERIJA**

Magistrantūros studijų, kurias baigus įgyjamas magistro kvalifikacinis laipsnis, baigiamasis darbas yra mokslinio tiriamojo arba taikomojo pobūdžio darbas (projektas). Jam atlikti ir apginti skiriama 30 kreditų. Šiuo darbu studentas parodo, kad yra pagilinęs ir papildęs pagrindinėse studijose įgytas žinias, turi pakankamai gebėjimų formuluoti ir spręsti aktualią problemą, turėdamas ribotą ir (arba) prieštaringą informaciją, geba savarankiškai atlikti mokslinius ar taikomuosius tyrimus ir tinkamai interpretuoti duomenis. Taip pat jis parodo, kad yra kūrybingas, geba taikyti fundamentines mokslo žinias, išmano socialinės bei komercinės aplinkos, teisės aktų ir finansines galimybes, turi informacijos šaltinių paieškos ir kvalifikuotos jų analizės, skaičiuojamųjų metodų ir specializuotos programinės įrangos bei bendrosios paskirties informacinių technologijų naudojimo, taisyklingos kalbos vartosenos įgūdžių, geba tinkamai formuluoti išvadas.

1. Darbo tema: Kogeneracinės jėgainės efektyvumo didinimo galimybių tyrimas
Patvirtinta 2017 m. balandžio mėn. 21 d. dekanų įsakymu Nr. V25-11-8
2. Darbo tikslas: Sukurti pasirinktos kogeneracinės jėgainės skaičiuojamąją schemą analizei, nustatyti analizei reikalingą algoritmą, įvertinti jėgainės įrenginius bei nustatyti galimą jų rezervą.

3. Darbo struktūra:

Įvadas

Kogeneracijos apžvalga

Jėgainių analizavimo metodai

Technologinės schemos pritaikymas skaičiuojamajai schemai

Jėgainės įrenginių individualus įvertinimas

Skaičiavimo metodo paklaidos įvertinimas

Skaičiuojamosios jėgainės schemos pritaikymas

Išvados

4. Reikalavimai ir sąlygos:
.....
.....

5. Užbaigto darbo pateikimo terminas: 2017 m. gegužės mėn. 23 d.

6. Ši užduotis yra neatskiriama baigiamojo darbo dalis.

Išduota studentui Žilvinui Uldinskui

Užduotį gavau Žilvinas Uldinskas 2017-02-02
(studento vardas, pavardė) (parašas) (data)

Vadovas doc.dr. Juozas Gudzinskas 2017-02-02
(pareigos, vardas, pavardė) (parašas) (data)



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

(Fakultetas)

Žilvinas Uldinskas

(Studento vardas, pavardė)

Termoinžinerija (kodas 621E30001)

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

c

Baigiamojo projekto „Kogeneracinės jėgainės efektyvumo didinimo galimybių tyrimas“

AKADEMINIO SAŽINGUMO DEKLARACIJA

2017 _____ . _____ d
K n s

Patvirtinu, kad mano **Žilvino Uldinsko** baigiamasis projektas tema „Kogeneracinės jėgainės efektyvumo didinimo galimybių tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai, o visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

Uldinskas Žilvinas. „Kogeneracinės jėgainės efektyvumo didinimo galimybių tyrimas“. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Juozas Guzdinskas; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Mokslo kryptis ir sritis: Energijos inžinerija

Reikšminiai žodžiai: kogeneracija, skaičiuojamasis modelis, efektyvumas, skaičiavimas

Kaunas, 2017. 72 p.

SANTRAUKA

Baigiamajame projekte trumpai apžvelgti kogeneracinės energijos gamybos būdai, kogeneracinės energijos nauda bei svarba šiuolaikinės energetikos kontekste. Darbe pasirinkta viena biokurą deginanti kogeneracinė jėgainė, kurią analizuojant siekiama išsiaiškinti jos įrenginių darbo specifiką, naudingumą bei efektyvumą.

Plėtojant jėgainės efektyvumo analizę, kuriamas matematinis modelis, leistų ne tik įvertinti jėginės įrenginių sąveiką energijos gamyboje bei nustatyti jos efektyvumą, bet leistų ir virtualiai prognozuoti jėgainės darbą keičiantis apkrovimo sąlygoms.

Skaičiuojamasis jėgainės modelis sukurtas remiantis darbe aprašytais algoritmais bei modeliavimo juose patirtimi, kiekvienam įrenginiui atskirai aprašyti energijos, masės bei šilumos mainų balansai, pasinaudota įrenginių naudingumo bei kuro suvartojimo skaičiavimo metodika.

Projekto eigoje išnagrinėjus įrenginių darbą, apskaičiuoti jų naudingumo koeficientai, rasti galimi turbinos bei kondensatoriaus galios rezervai bei pateikiamos išvados kuriomis remiantis būtų galima užtikrinti bei didinti efektyvų jėgainės darbą.

Naudojant skaičiuojamąją jėgainės schemą bei algoritmą randami ne tik jėgainės efektyvumo ir galios rezervo rodikliai, bet ja galima naudotis jėgainės darbo prognozėms numatyti ar naujoms kogeneracinėms jėgainėms projektuoti.

Uldinskas, Žilvinas. THE FEASIBILITY STUDY OF INCREASING EFFICIENCY IN COGENERATION PLANT Project of the Master's thesis/ Supervisor assoc. prof., dr. Juozas Gudzinskas, The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Research area and field: Energy Engineering

Key words: Cogeneration, computation model, efficiency, calculation

Kaunas, 2017. 72 pages.

SUMMARY

In this topic, a number of subjects were discussed, regarding combined heat and power (CHP) plants such as the means of generating heat and power, as well as its value for current energy sector. One biomass CHP plant has been chosen in order to construct its computational scheme (model) and use it to determine plant efficiency.

Significant part of the model led not only to evaluation of equipment of given plant but to see and predict the working loads for the plant at any given condition as well.

Number of steps had been carried out until the model was finished, i.e. choosing the algorithm for calculations referring to number of studies, each part of power plant equipment was evaluated individually using heat energy, mass and hydraulic balance theories. Calculations of efficiency and fuel consumption were also used.

In the analysis, calculated subjects were efficiency coefficients and their derivatives such as fuel consumption, steam generation and potential reserve of generated electricity and heat.

Using given algorithm and model not only the plants feasibility could be evaluated but it could also be used in order to predict plants working rate at any given time. The tool also could be of use in CHP plant design process.

TURINYS

1	ĮVADAS.....	10
2	Kogeneracijos apžvalga	11
2.1	Kogeneracijos principai.....	11
2.2	Kogeneracinių jėgainių tipai	13
2.3	Kogeneracinės energijos naudojimas Europoje	15
3	Elektrą ir šilumą gaminančių jėgainių analizavimo metodai ir jų apžvalga	19
4	Jėgainės skaičiuojamojo modelio parengimas	25
4.1	Algoritmas naudojamas skaičiuojamosios schemos rengimui.....	25
4.2	Pasirinkto objekto aprašymas	26
4.3	Temperatūrinis miesto šilumos tiekimo tinklų grafikas	27
4.4	Skaičiuojamosios schemos sudarymo eiga.....	28
4.5	Garų turbinos bei kondensatoriaus techniniai parametrai.	33
4.6	Skaičiuojamųjų schemų atvaizdavimas.....	35
5	Jėgainės įrenginių efektyvumo rodikliai	40
5.1	Kogeneracinės jėgainės turbinos ir kondensatoriaus patikrinamasis skaičiavimas	40
5.2	Teoriškai įmanomos kondensatoriaus galios įvertinimas.....	42
5.2.1	Kondensatoriaus galios įvertinimo algoritmas	42
5.2.2	Kondensatoriaus šiluminis skaičiavimas.....	43
5.2.3	Kondensatoriaus galios įvertinimo algoritmo skaičiavimo pavyzdys.....	45
5.3	Atvirkštinis turbinos šiluminis balansas garo poreikiui prognozuoti.....	47
5.4	Garų katilo agregato technologinis įvertinimas	53
5.5	Kuro suvartojimo garų katile priklausomybė nuo biokuro drėgnumo.	56
5.6	Šilumos ir elektros gamyba esant maksimaliam (efektyviausiam) režimui	57
5.7	Vandens šildymo katilo efektyvumo įvertinimas ir kuro suvartojimas.....	58
5.8	Šilumos gamyba per reguliavimo-aušinimo įrenginį	60
6	Skaičiavimo metodo paklaidos įvertinimas.	62
7	Skaičiuojamosios jėgainės schemos pritaikymas	63
	IŠVADOS	65
8	LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	66
9	PRIEDAI	67
9.1	A PRIEDAS. H-s diagrama garo išsiplėtimui turbinoje apibūdinti.	67
9.2	B PRIEDAS. Režiminis modelis prie -2°C lauko temperatūros.....	68
9.3	C PRIEDAS Režiminis modelis prie -6°C lauko temperatūros.....	69
9.4	D PRIEDAS Režiminis modelis prie -10°C lauko temperatūros.....	70
9.5	E PRIEDAS. Režiminis modelis prie -12°C lauko temperatūros	71
9.6	F PRIEDAS. Režiminis modelis prie -16°C lauko temperatūros	72

LENTELĖS

4.1 Lentelė. Termofikacinio vandens temperatūrinis grafikas Klaipėdos m.	27
4.2.Lentelė. Garo turbinos ir kondensatoriaus pirminiai parametrai.....	33
5.1 Lentelė. Turbinos parametrų priklausomybė nuo temperatūrinio grafiko.....	48
5.2 Lentelė. Kuro elementinė sudėtis ir parametrai naudojami katilo efektyvumui	53
5.3 Lentelė. Garo našumo ir kuro sunaudojimo santykis	55
5.4 Lentelė. Vandens šildymo katilo technologiniai skaičiavimų rezultatai.	59
5.5 Lentelė. Parametrai apibūdinantys šilumos gamybą šilumokaičiais	60
6.1 Lentelė. Skaičiavimo rezultatų nuokrypis.....	62

PAVEIKSLAI

2.1 Pav. Coors alaus darykla kartu su kogeneracine jėgaine veikiančia nuo 1930 metų	11
2.2 Pav. Kogeneracinės energijos konversijos pranašumai	12
2.3 Pav. Tipinės kogeneracinės jėgainės schema.....	13
2.4 Pav. Organinio Renkino ciklo jėgainės schema	14
2.5 Pav. Pirminės energijos šaltinių vartojimo kitimas	15
2.6 Pav. Instaliuotos elektrinės galios Europos kogeneracinėse jėgainėse	16
2.7 Pav. Atskirų ES šalių kogeneracinių jėgainių pajėgumų palyginimas	16
2.8 Pav. Elektros gamyba Lietuvoje 2014-2016m.	17
2.9 Pav. Kuro vartojimas ES sąjungoje kogeneracinėse jėgainėse	18
3.1 Pav. Analizuojamos jėgainės modelio vaizdas	19
3.2 Pav. Jėgainės įrenginių apkrovimo pasiskirstymas prieš ir po optimizacijos.....	21
3.3 Pav. Principinė analizuojamos sistemos diagrama.....	22
3.4 Pav. Bendros sistemos vaizdas sujungus įrenginius.....	23
3.5 Pav. Sistemos turbinų apkrovimo diagrama	23
3.6 Pav. Generuojamos el. energijos kiekio priklausomybė nuo šilumos tinklų apkrovimo	24
4.1 Pav. Principinė kogeneracinės jėgainės schema.....	26
4.2 Pav. Temperatūrinis grafikas šildymo sezonui	28
4.3 Pav. Vandens šildymo katilo ir trečiojo vožtuvo principinė schema	31
4.4 Pav. Galios gaminamos garu priklausomybė nuo tiekiamo garo kiekio	32
4.5 Pav. H-s diagramos fragmentas.....	34
4.6 Pav. VŠK skaičiuojamoji schema.....	36
4.7 Pav. Garinių šilumokaičių skaičiuojamoji schema.....	37
4.8 Pav. Kogeneracinės jėgainės skaičiuojamosios schemas vaizdas.....	38
4.9 Pav. Bendros kogeneracinės jėgainės schemas atvaizdavimas.....	38
5.1 Pav. Garo išsiplėtimo taškas (raudonas apskritimas) turbinos kondensatoriuje.	47
5.2 Pav. Garo suvartojimas kondensatoriuje	49
5.3 Pav. Garo slėgio kondensatoriuje pokytis.....	50
5.4. Pav. Šiluminės ir elektrinės galios vertės priklausomybė kintant lauko temperatūrai	51
5.5 Pav. Teorinės ir realios kondensatoriaus galios palyginimas	51
5.6 Pav. Aušinančio vandens debito ir temperatūros režimo priklausomybė.....	52
5.7 Pav. Temperatūrinis grafikas turbinai.....	52
5.8 Pav. Garo pasikeitimo proceso atvaizdavimas H-s diagramoje.	53
5.9 Pav.. Garo katilo kuro sunaudojimo priklausomybė nuo garo našumo.	56
5.10 Pav. Suvartojamo kuro kiekis priklausomai nuo jo drėgnumo	57
5.11 Pav. Elektrinės ir šiluminės galių palyginimas	58
7.1 Pav. Pavyzdinis skaičiuojamosios schemas programos langas.....	63

1 ĮVADAS

XXI a. energetikoje šilumos ir elektros energijos gamyba kartu, yra neatsiejama nuo politinių, ekonominių bei ekologinių reikšmių. Todėl vykstantis energetinės sistemos plėtros bei modernizavimo etapas, reikalauja kuo mažesniais nuostoliais, tarša ir sąnaudomis gaminti kuo labiau aplinkai draugišką ir efektyviai panaudojamą energiją.

Neatsižvelgiant į atsinaujinančių energijos išteklių dedamąją, bei jų naudojimą energijos gamyboje (kadangi tai nėra optimalus variantas visame pasaulyje), yra skatinama kombinuota energijos (šilumos bei kartu elektros) gamyba. Todėl svarbia energijos gamybos dalimi tampa kogeneracinės jėgainės, kurių paskirtis yra ne tik gaminti elektros energiją, bet ir užtikrinti šilumos tiekimą vartotojams.

Diversifikuojant energijos gamybą, bei siekiant kuo labiau apsirūpinti ir naudotis savais energijos ištekliais, o tuo pačiu ir aplinkosauginių požiūriu efektyviu deginamu kuru, vis plačiau yra naudojama mediena (biokuras), kuri suderinama ir su klimato kaitos programa (taršos emisijų mažinimas) bei su vietinių energijos išteklių panaudojimu. Todėl vis dažniau statomos biokuro kogeneracinės jėgainės.

Biokuro kogeneracinės jėgainės paprastai nėra pasižyminčios labai didele galia, tačiau yra efektyvesnės už paprastas katilines ar elektrines, kadangi iš vieno kuro vieneto yra pagaminama ir tiekama tiek šiluma tiek elektros energija, todėl jos vertingiausios prie miestų. Miestui reikalinga šiluminė energija yra parduodama kaip atliekinis produktas, tačiau dėl to pačio sąryšio su miesto poreikiais, jėgainė tampa ir priklausoma nuo miesto centrinio šilumos tiekimo tinklų.

Siekiant išsiaiškinti ir įvertinti biokuro kogeneracinės jėgainės darbo priklausomybę nuo šilumos tinklų (šalia esančio miesto), pasirenkama Klaipėdos mieste (adresu Liepų g. 85A) esanti kogeneracinė jėgainė, kurią valdo UAB „Pramonės Energija“.

Darbe aprašoma jėgainės technologinė schema, kuria naudojantis sukuriamas skaičiuojamasis jėgainės modelis besiremiant kiekvieno kartinio jėgainės įrenginio (katilo, turbinos, kondensatoriaus) individualia analize (galios, šilumos ir masės mainų balansais, įrenginių efektyvumo rodikliais, kuro suvartojimu bei aušinančio vandens srautų balansu).

Skaičiuojamoji schema, kurioje atsispindi minėti jėgainės parametrai, ateityje gali būti panaudojama tiek naujų jėgainių projektavimui, esamų jėgainių stebėjimui, gedimų ar nusidėvėjimo stebėjimui bei optimizavimui, jų darbo prognozavimui.

Remiantis darbe aprašytais metodiniais pavyzdžiais, skaičiavimo modelis atliekamas MS Excel programine įranga.

2 Kogeneracijos apžvalga

2.1 Kogeneracijos principai

Deginamas kuras išskiria šiluminę energiją (šilumą), kuri naudojama skirtingais būdais atneša skirtingus rezultatus. Elementariausias kuro deginimas leidžia panaudoti medžiagos degimo šilumą šildyti aplinkai (buitinėje krosnyje, židinyje) ar vandeniui (katile, karšto vandens gamybai).

Aplinkos, arba kitos terpės šildymą, galima pavadinti žemiausios energijos rūšies gamyba ir naudojimu, kadangi tokiu atveju nėra išnaudojama pilna degimo energija, o tiesiogiai išmetama į aplinką.

Kuomet buvo atrasta galimybė pakeisti žmogaus jėga varomą mechaninį darbą išgaunant energiją iš materialių medžiagų, vanduo ir jo faziniai virsmai tapo tuo veiksnium, kuris visiškai leido supaprastinti energijos pernešimą fiziškai neįsikišant žmogui. Vandens garo naudojimo pradžia buvo tas žingsnis, kuris padėjo pamatus šiuolaikinei pramonei, transportui ir energetikai.

Tačiau sugeneruotas garas, naudojamas tik mechaniniam darbui atlikti taip pat neatlieka visos potencialios savo funkcijos (nėra pilnai išnaudojamas šios energijos potencialas), kadangi be mechaninio darbo, lieka nepanaudota sugeneruota šiluma.

Kuomet buvo atrasta elektros energija, garo generavimas ir naudojimas tapo vienu iš svarbiausių dalykų ir atradus, jog garo potencinę energiją galima paversti kinetine, tam pritaikant specialų įrenginį- turbiną. Turbina perduodanti kinetinę energiją sukimo momento pavidalu, pradėjo generuoti elektros energiją. Todėl garo gamyba nėra atsiejama nuo elektros energijos.

Elektros gamyba taip pat tapo neatsiejama nuo pramonės, todėl didžiausios gamyklos nuo seno (ypač tos, kurių produkcijai vystyti reikalingas garas) savo reikmėms pradėjo gaminti tiek šilumą tiek elektrą kartu, o miestams besivystantis, pradėtos statyti jėgainės, kurios sugebėdavo aprūpinti artimą miestą tiek elektra, tiek šiluma. Tai vadinama kogeneracija.



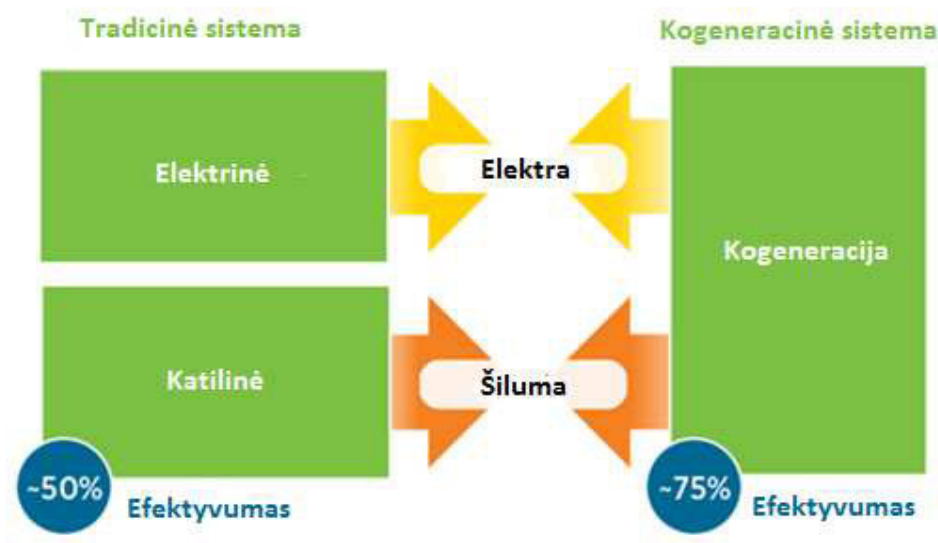
2.1 Pav. Coors alaus darykla kartu su kogeneracine jėgaine veikiančia nuo 1930 metų.

Galima sakyti, jog kogeneracijos principo naudojimas, yra efektyviausias energijos gamybos būdas, kurio metu sugeneruota šiluminė energija panaudojama aukštų garo parametrų

gamybai (toks garas vadinamas perkaitintu). Perkaitinto garo potencinė energija panaudojama mechaniniam darbui vykdyti (pasinaudojant turbina, generuoti elektros energiją), tuo pat metu naudingai panaudojant (parduodant) ir šalutinį produktą- šiluminę energiją.

Kombinuojant minėtų energijų gamybą bei naudojimą, pasiekiamas didesnis efektyvumas, kadangi kitaip nei gaminant tik šiluminę energiją ar tik elektrą, degimo ir šilumos konvertavimo procesas išnaudojamas pilnai abiejų energijų įsisavinimui.

Paprastai deginant kurą ir jo potencialą naudojant tik šilumos gamybai katilinėse, gaunama žemesnio potencialo šiluminė energija centralizuoto šilumos tiekimo ūkio arba savam poreikiui užtikrinti. Tuo tarpu panaudojant šiluminę energiją elektros energijai gaminti gaunama brangesnė (aukštesnio potencialo) energija. Žvelgiant termodinaminio požiūriu, yra prasminga ir efektyvu gaminti šiluminę ir elektros energijas kombinuotu būdu, t.y. panaudoti elektros gamyboje likusią atliekinę šiluminę energiją ir ją perduoti vartotojams. Tokiu būdu pasiekiamas aukštesnis kuro konversijos į energiją potencialas.



2.2 Pav. Kogeneracinės energijos konversijos pranašumai

Pateikiamame 2.2 paveiksle matomas palyginimas, kuriuo remiantis galima spręsti, kad kogeneracinio ciklo metu panaudojama šiluminė energija yra 25 procentais efektyvesnė (naudojamo kuro atžvilgiu), lyginant su atskirų elektrinių bei katilinių efektyvumu.

Todėl pagal Europos Sąjungos direktyvą 2004/8/EC, yra nuspręsta skatinti kogeneracinių jėgainių plėtrą ne tik dėl minėto energijos konversijos efektyvumo gerinimo, tačiau ir dėl kenksmingų emisijų mažinimo į aplinką, kadangi kombinuojant energijos gamybą- vienu metu tam pačiam energijos kiekiui pagaminti yra išleidžiama mažiau emisijų nei gaminant elektrą ir šilumą atskirai.

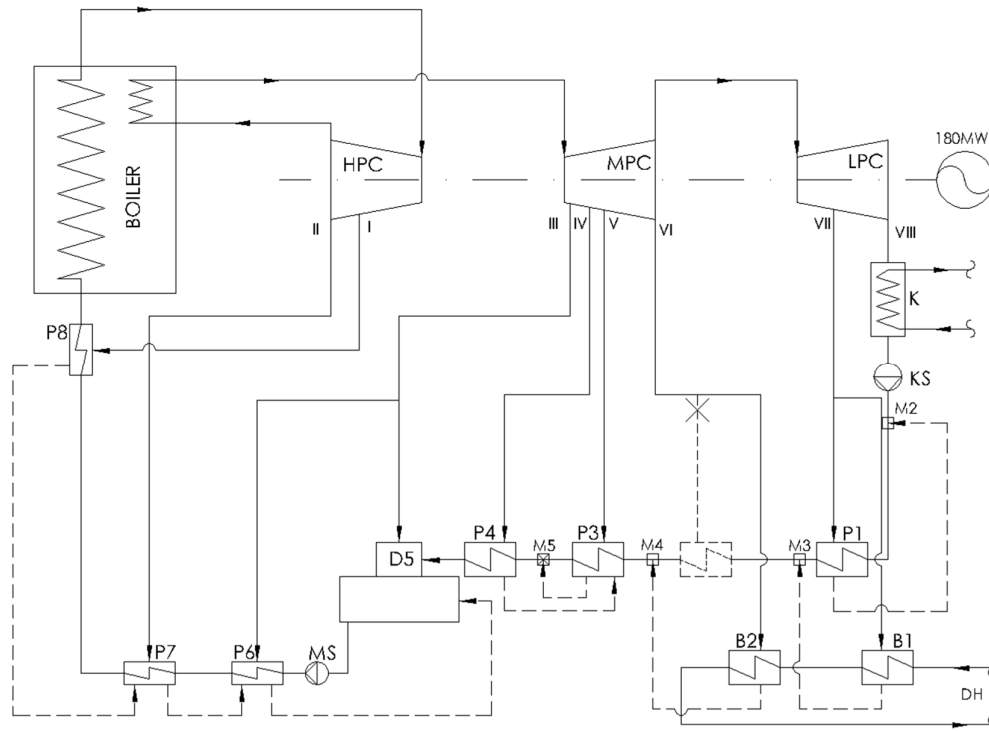
2.2 Kogeneracinių jėgainių tipai

Kogeneracinių jėgainių tipai yra išskiriami atsižvelgiant į jose naudojamą kurą, naudojamą aukšto ir žemo potencialo energijai gaminti. Nuo kuro priklauso jėgainių įrenginiai bei darbo režimai.

Pagrindė kogeneracines jėgaines sudaro šie bendri elementai: vandens paruošimo įranga, garo generatorius, garo perkaitintuvas, turbina (2.3 paveiksle pavaizduota turbina su trimis skirtingo slėgio cilindrais), kondensatorius bei žemo ar aukšto slėgio vandens pašildytuvai.

Pagrindiniai skirtumai įvairiose kogeneracinėse jėgainėse tai kuras, kuris naudojamas degimo procese, bei darbo agentas (šilumos nešėjas) kuris keisdamas savo agregatinę būseną (iš skystos į dujinę) atlieka darbą. Kogeneracinės jėgainės gali būti kūrenamos dujomis, biokuru, anglimi arba komunalinėms atliekomis. Taip pat vietoje vandens (kaip darbo agento) jėgainėse gali būti panaudojamas kitas darbo agentas, pvz., termoalyva.

Bendro pobūdžio kogeneracinės jėgainės schema pavaizduota sekančiame paveiksle

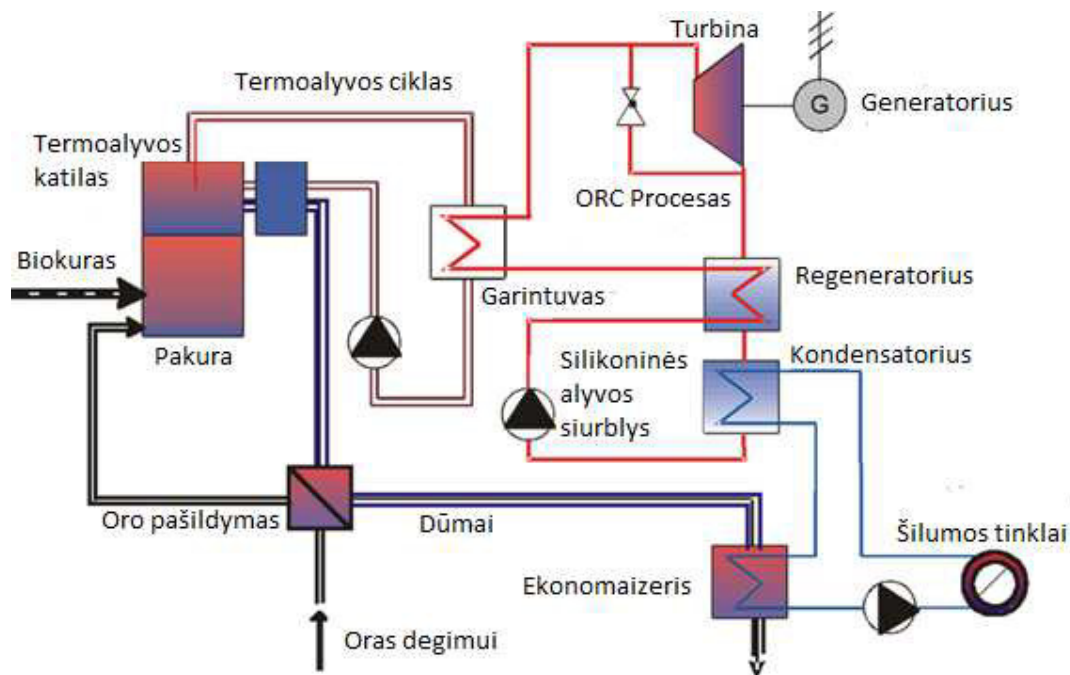


2.3 Pav. Tipinės kogeneracinės jėgainės schema

2.3 paveiksle pavaizduota kompleksinė kogeneracinės jėgainės schema. Joje matomas visas darbo agento- vandens-garo darbo ratas. Katile ir perkaitintuve generuojamas garas, kuris nukreipiamas (pirmu žingsniu) į turbino aukšto slėgio cilindrą, po kurio jau praradęs dalį potencialo yra pašildomas ir nukreipiamas į tolesnius vidutinio ir žemo slėgio cilindrus. Organizuojant tokį garo judėjimą išnaudojama galimai daugiausia katile sugeneruotos šiluminės energijos. Atidirbęs garas turbinoje vėliau sukondensuojamas. Kondensacijos proceso metu

išsiskyrusi šiluma panaudojama vandens šildymui ir jo pagalba šilumos tiekimui vartotojams (vasarą gaminti karštą vandenį, o žiemą be karšto vandens tiekti šilumą vartotojams į radiatorius).

Buvo minėta, jog egzistuoja ir kitas jėgainių darbo agentas- šilumos nešėjas- termoalyva. Jėgainės, kurios naudoja ją, vadinamos organinio Renkino ciklo jėgainėmis (ORC). Jose termoalyva sudaro pirminį jėgainės darbo ratą, o faziniai virsmai atliekami su silikonu, lyginant su paprastomis jėgainėmis, jie nėra besiskiriantys. Principinė tokios ORC schema pavaizduojama 2.4 paveiksle.



2.4 Pav. Organinio Renkino ciklo jėgainės schema

2.4 paveiksle parodytos jėgainės darbo principas yra toks pats kaip 3 paveiksle pavaizduotoje schemoje. Pradinis skystis (šiuo atveju termoalyva) kaitinamas perduoda savo šilumą silikonui, priverčiant jį pasiekti soties būseną- garuoti. Silikono garai suka turbiną ir yra sukondensuojami (kaip ir vanduo). Tokios jėgainės privalumas yra optimalus darbo režimas, taip pat ir problemų, kurios atsiranda eksploatuojant jėgaines su vandens garu (dideli slėgiai, agresyvi vandens kondensacija, naudojami brangūs nerūdijančio plieno vamzdynai, vandens paruošimas ir deaeracija) išvengimas. Tačiau trūkumas tas, kad tokių jėgainių sistemos įrengimas reikalauja didesnių pradinių investicijų bei išlaidų.

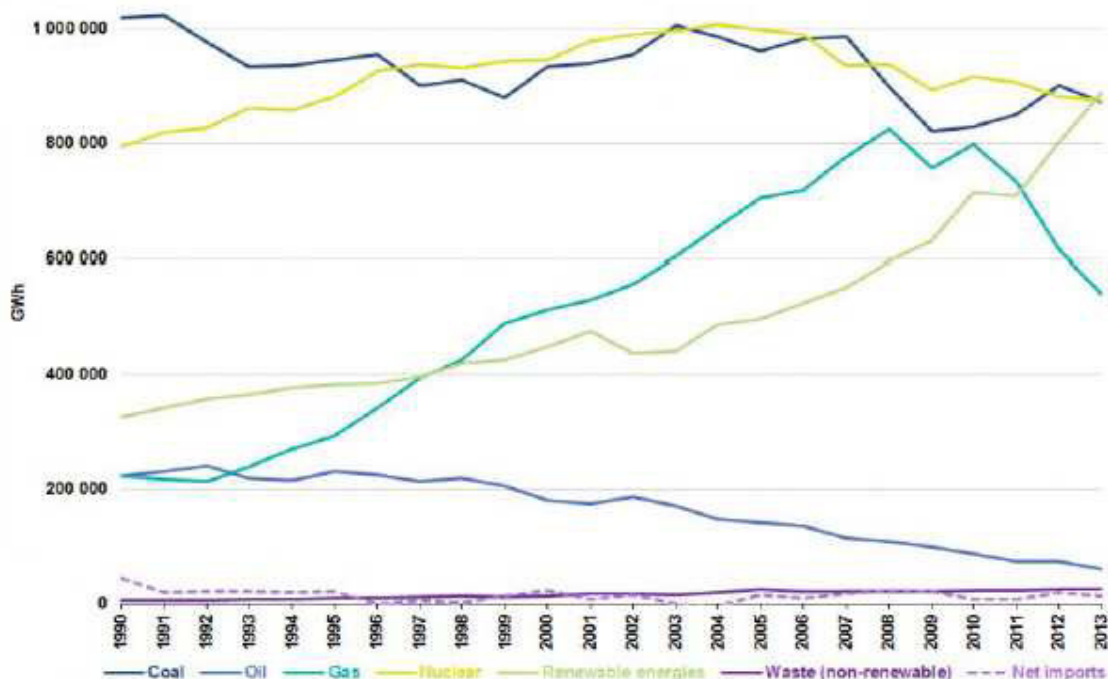
Negana to, be didžiųjų kogeneracinių jėgainių yra ir mikro kogeneracinės, kurios projektuojamos viename kompaktiškame korpuse, ir degindamos dujas ruošia karštą vandenį vartojimui bei elektros energiją individualioms gyvenamojo pastato reikmėms.

2.3 Kogeneracinės energijos naudojimas Europoje

Europos Sąjungoje pastaruoju metu didžiausias dėmesys sutelkiamas į atsinaujinančių energijos išteklių panaudojimą elektros gamyboje. Tai susiję tiek su energetinių išteklių kainomis, tiek su bendra vidaus politika klimato tausojimo atžvilgiu.

5 paveiksle parodyta, kaip nuo 1990 iki 2013 metų kito kuro balansas elektros energijos gamybai. Bendras diagramos pobūdis nusako, jog visų rūšių energijos išteklių panaudojimas elektros gamyboje pradedant 2009 metais ženkliai sumažėjo, tuo tarpu sumažėjusią dalį padengė atsinaujinantys energijos ištekliai.

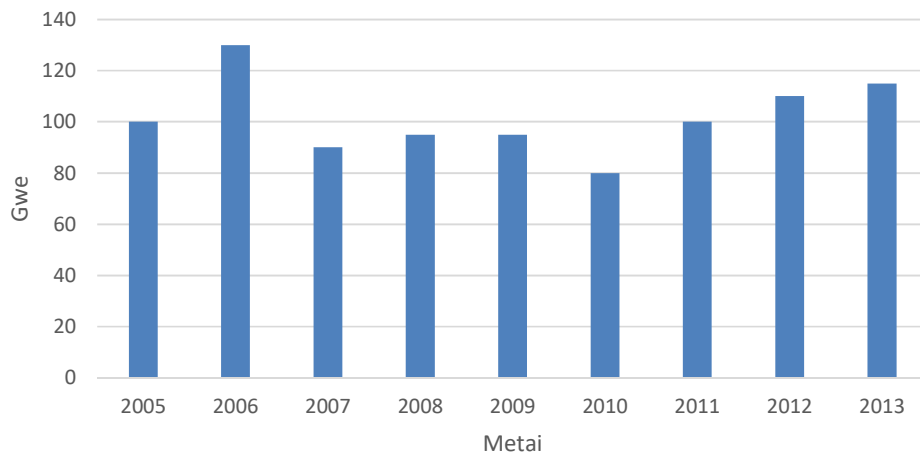
Nepaisant to, žinant, kad kombinuotas elektros ir šilumos gamybos būdas yra efektyvus energijos išteklių panaudojimo būdas, kuris taip pat padeda mažinti kenksmingas emisijas, keičiant jomis neefektyvias katilines bei elektrines, verčia ES skatinti ir kogeneracinių jėgainių plėtrą.



2.5 Pav. Pirminės energijos šaltinių vartojimo kitimas

Remiantis COGEN Europe duomenimis, pastebima, jog instaliuotos kogeneracinių jėgainių galios pikas buvo 2006 metais (instaliuotos galios vertė buvo apie 130 GW), tuo tarpu 2010 metais galios vertė buvo mažiausia (vos 80 GW), tačiau šaltinyje pažymima, jog tuo metu nebuvo gauta pakankamai informacijos iš Vokietijos. Vėlesniame periode (2011-2013m.) matomas laipsniškas instaliuotos elektrinės galios didėjimas. Nepaisant to, 2.6 paveiksle matoma, jog visu laikotarpiu instaliuotos elektrinės galios kogeneracinėse jėgainėse vertės išlikdavo panašiose ribose.

Instaliuota CHP galia Europos Sąjungoje 2005-2013 metų periode

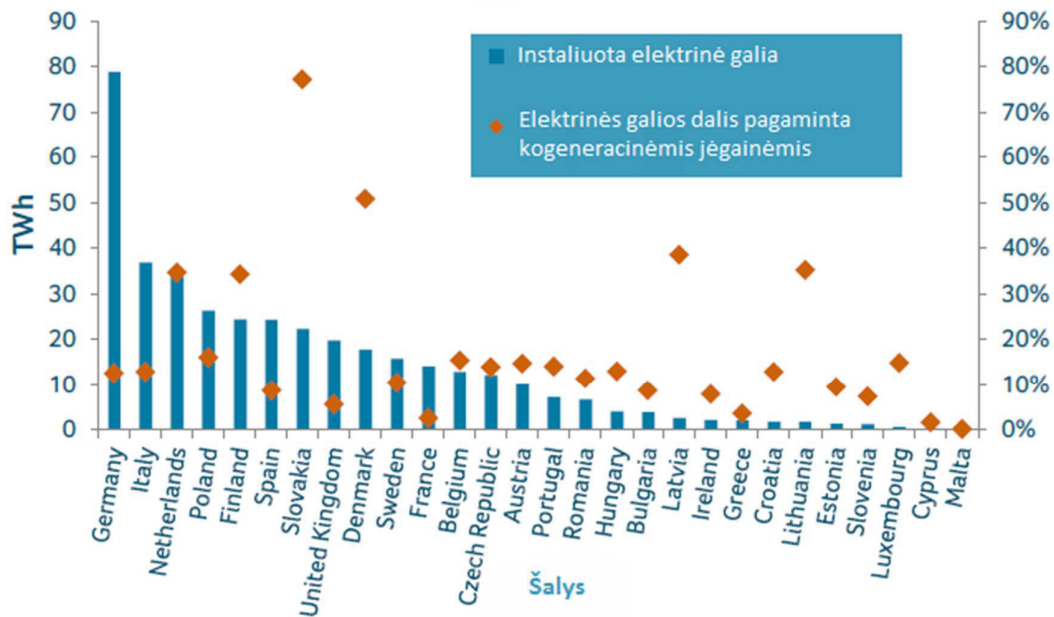


2.6 Pav. Instaliuotos elektrinės galios Europos kogeneracinėse jėgainėse

Problema ta, kad pateikiamose diagramose yra vertinama tik didžiųjų industrinių kogeneracinių jėgainių galia. Nėra įvertinamos mažos (apie 1 MWe) galios jėgainės, kurios šiek tiek iškreipia statistiką.

Lyginant Lietuvą ir kitas ES šalis kogeneracijos kontekste 2013 metų duomenimis, pastebima maža instaliuotos galios vertė (mažiau nei 5 TWh), tačiau tuo pat metu matoma, jog galios panaudojimas yra vienas iš aukštesnių Europoje (vos mažiau nei 40% Lietuvoje pagamintos elektros energijos pagaminama, pasinaudojant kogeneracija).

Kogeneracijos būdu pagaminta el. energija ir jos dalis nuo viso pagaminto elektros energijos kiekio pagal šalis (2013 m.)

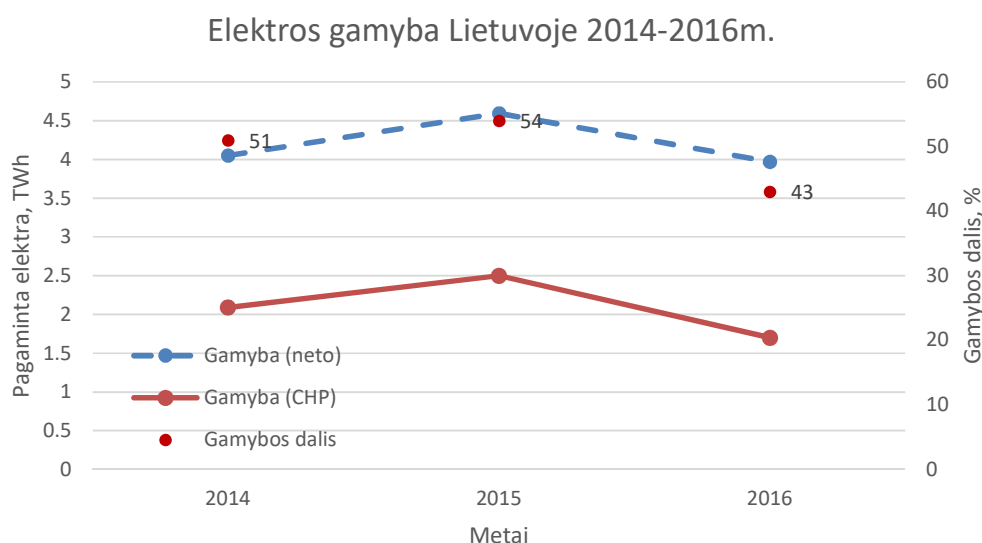


2.7 Pav. Atskirų ES šalių kogeneracinių jėgainių pajėgumų palyginimas

Lyginant procentinę pagamintos elektros energijos dalį nuo visos pagaminamos elektros energijos, Lietuvoje kogeneracinėse jėgainėse pagaminama apie 35% visos reikalingos energijos, kaip matoma, tai yra penktas rezultatas visoje ES atsiliekant tik nuo Slovakijos, Danijos, Čekijos ir Latvijos, šalių, kuriose nuo 2009 pastebėtas kogeneracinių jėgainių plėtros šuolis.

Remiantis Litgrid 2016 metų duomenimis, pateikiami tikslesni skaičiai bei nurodoma, jog šiais metais buvo pagaminta 3,9 TWh elektros energijos. Iš jų 1,7 TWh buvo pagamintos naudojantis kogeneracinėmis jėgainėmis, o tai sudaro 43% visos pagamintos elektros energijos. Matoma, jog nuo 2013 metų šie duomenys pakito nežymiai.

Žvelgiant į visą 2014-2016 metais vykusios elektros gamybos dėsningumą Lietuvoje (pagal Litgrid), matoma, jog daugiausia elektros buvo pagaminta per 2015 metus, tuo tarpu mažiausiai- 2016 metais. Kogeneracinės jėgainės didžiausią elektros gamybos dalį padengė taip pat 2015 (54% visos pagamintos elektros buvo kogeneracinėse jėgainėse), o mažiausiai- 2016 (43%). Paskutiniaisiais metais importuoti elektrą Lietuvai kainavo pigiau dėl pastatytų „NordBalt“ bei „LitPol Link“ elektros tiekimo jungčių (2.8 paveikslas).



2.8 Pav. Elektros gamyba Lietuvoje 2014-2016m.

Svarbus klausimas yra ir kokia kuro rūšis yra naudojama kogeneracinėse jėgainėse Europoje. 2.9 paveiksle matoma procentinė kuro rūšies dalių pasiskirstymo (vartojimo) dalis kogeneracinėse jėgainėse.



2.9 Pav. Kuro vartojimas ES sąjungoje kogeneracinėse jėgainėse

Matoma, jog didžiausia dalis energijos gaminama pasinaudojant gamtinėmis dujomis. Antras pagal procentinį pasiskirstymą yra anglinio kuro rūšies naudojimas. Anglis, kaip energijos šaltinis, svarbi dedamoji kuro balanse Vokietijoje bei Lenkijoje, tai šalys, kuriose gausu šių gamtinių išteklių. Žiūrint pagal instaliuotą kogeneracinių jėgainių galią šios šalys yra vienos iš pirmaujančių, todėl šio kuro suvartojimas ryškiai matomas bendroje charakteristikoje.

Kitos svarbios kuro rūšys yra iš dalies atsinaujinančios, tokios kaip biokuras. Nors tai (lyginant su dujomis) pigus kuras, tačiau jėgainių deginančių biokurą įrengimas yra brangesnis nei dujinių, todėl dažniau statomos mažesnę galią turinčios biokuro jėgainės (ekonomiškai efektyviausios).

Galiausiai egzistuoja ir kita kuro rūšis- komunalinės atliekos, į kurių utilizavimą atkreipiamas vis didesnis dėmesys. Jas utilizuojant (deginant) ne tik atsikratoma sąvartynų, tačiau ir pagaminama šiluma bei elektra. Tokiose jėgainėse šiukšlės (kaip kuras) dažnai yra maišomos dalimis su biokuru, pagerinant jų gaminamos energijos galimybę. Labiausiai tokios jėgainės paplitusios Skandinavijoje. Tokia jėgainė yra ir Lietuvoje, taip pat artimiausiu metu planuojama įrengti dar dvi šiukšlių deginimo jėgainės.

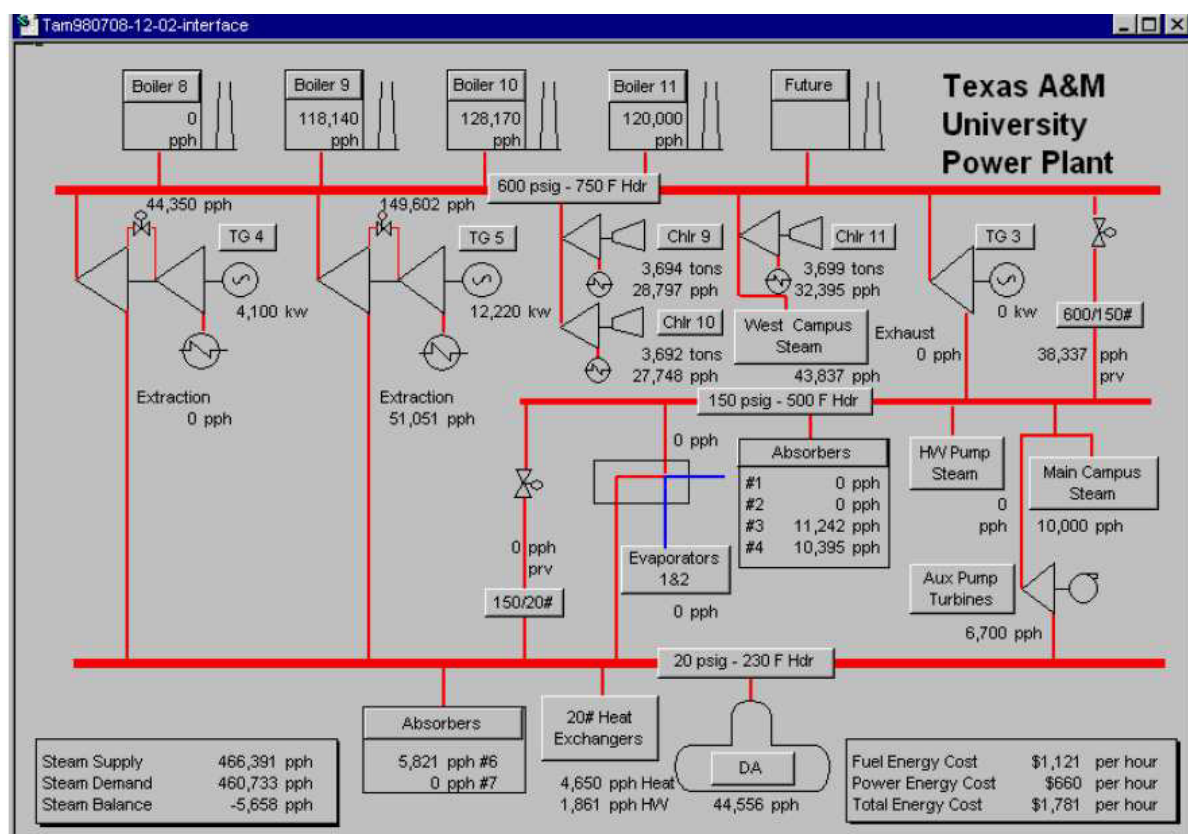
Taigi matyti, jog kogeneracija yra svarbi dedamoji šiuolaikinėje energetikoje. Ji yra skatinama kaip efektyvus būdas gaminti šilumą bei elektros energiją kartu, kiek įmanoma labiau sumažinant kenksmingus teršalus atmosferai (kurių, gaminant šilumą ir elektrą atskirai, atsiranda daugiau), ir tariant, jog sąlyginai nedidelių jėgainių ateityje bus statoma daugiau, būtina tiksliau įvertinti ir numatyti galimus jėgainių darbo režimus.

3 Elektra ir šilumą gaminančių jėgainių analizavimo metodai ir jų apžvalga

Pats kogeneracinės jėgainės (kaip viso komplekso) veikimas yra ganėtinai sudėtingas, kadangi ji susideda iš įvairių įrenginių, todėl ir ją aprašyti reikalinga tam pritaikyta speciali teorija. Remiantis Texas A&M University chp jėgainės analizei kurta programine skaičiavimo įranga galima aprašyti jėgainės modeliavimo žingsnius.

Energy optimization program (EOP) yra programinis įrankis 1985 metais sukurtas kopanijos SEGA. Kompanijai buvo pavesta užduotis atlikti universiteto jėgainės energetinę analizę, kuri susidėjo iš katilų, dujų turbinų, šaldymo įrenginių ir kitų energetinių įrenginių analizės.

Pasinaudoję analizės duomenimis SEGA sukūrė matematinius modelius kiekvienam įrenginiui atskirai. Tai bene svarbiausias žingsnis, kadangi kuriant modelį, privalu išanalizuoti ir aprašyti kiekvieną jėgainės dalį atskirai. Ir tik tuomet atskirų įrenginių modeliai buvo sujungti į vieną bendrą CHP jėgainės schemą (repliką).



3.1 Pav. Analizuojamos jėgainės modelio vaizdas

Kiekvienas modelio didesnis įrenginys turi savo aprašomąjį modelį, ir yra vienos didelės sistemos sudedamoji dalis. Įvesties duomenys (apkrovimai ir kiti technologiniai parametrai) visiems modeliams yra įvedami naudojantis vartotojo sąsaja (matoma 3.1 pav).

Pagal momentinius visų įrenginių apkrovimus, jėgainė gali būti modeliuojama visiškai skirtingomis darbo sąlygomis (keičiant katilų, turbinų, aušintuvų apkrovimus), tačiau apkrovimų

keitimas turi tenkinti jėgainės pajėgumą (svarbu, kad jėgainėje veikiantys įrenginiai dirbtų nustatytoje savo ribose). Esminis aspektas, konkretaus atvejo jėgainės veikimo kaina, kuri skiriasi apkraunant individualius įrenginius skirtingai, nepaisant to, kad įrenginiai atlieka tą patį darbą.

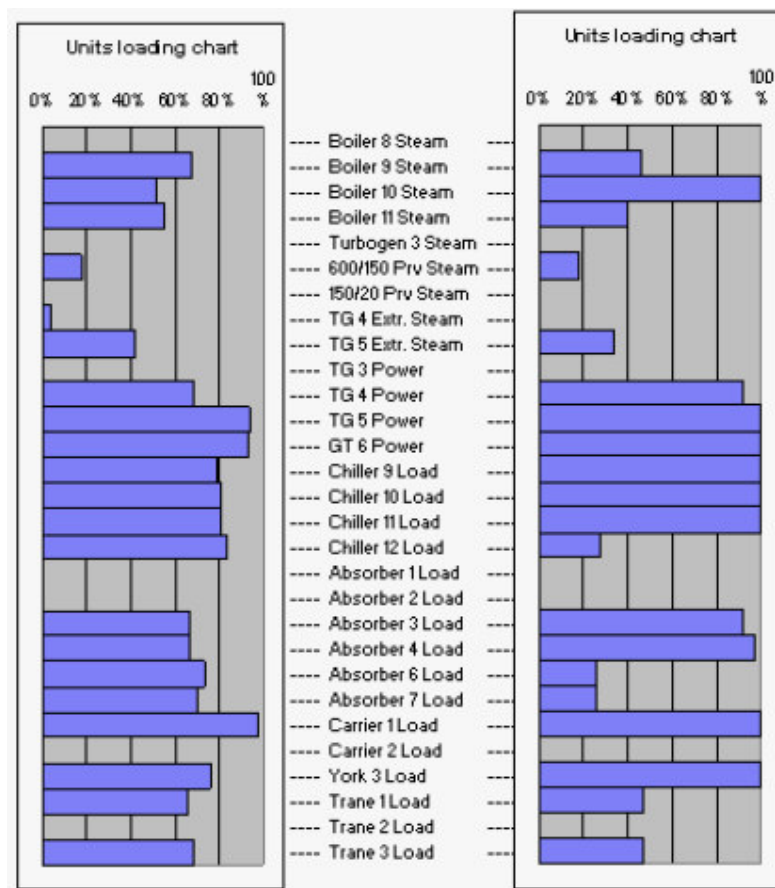
Pagrindinis šios EOP analizės tikslas, rasti optimalų apkrovimų scenarijų, kuris sumažintų jėgainės eksploatavimo kaštus iki minimumo. Tokios analizės kintamieji yra kintančios įrenginių apkrovos, o ribinės sąlygos, jų galimybės (galimybių ribos) ir kiti apibrėžti dydžiai.

Tiesa, ne visi apkrovimai gali būti tiksliai kontroliuojami, o kai kurie negali būti įtakojami visai, todėl didžioji dalis visų aprašančiųjų matematinių modelių yra netiesiniai. Todėl tokia dinaminė jėgainės prigimtis ir įrenginių neapibrėžtumai daro analizę su galimomis paklaidomis.

Pagrindinė optimizacijos idėja yra perskirstyti apkrovas kiekvienai grupei atskirai, t.y. suderinti katilų, turbinų, aušintuvų darbus atskirai tarpusavyje, atsižvelgiant į jų kainą.

Pavyzdžiui, labiau apkraunami bus tie įrenginiai, kurių kaina mažesnė (eksploatavimo), o tie kurie eksploatuojami brangesniais kaštais, bus apkraunami mažiau. Tačiau įrenginių eksploatavimas kinta kuomet kinta ir jų apkrovimas, todėl apkrovų perskirstymas yra taip pat dinaminis procesas.

Pradinio scenarijaus duomenys buvo paimti iš pačios jėgainės sistemos, kurie įvertino esamąjį jėgainės darbą, pasitelkus juos, buvo apskaičiuota ir visos jėgainės operavimo kaina. Nekeičiant visų jėgainės darbą įtakančių apkrovimų (poreikis šildymui, vėdinimui ir elektrai), galima rasti ir labiausiai optimalų jėgainės darbo režimą.



3.2 Pav. Jėgainės įrenginių apkrovimo pasiskirstymas prieš ir po optimizacijos

3.2 Paveiksle parodomas apkrovų pasiskirstymas prieš ir po optimizacijos. Iš čia matosi kaip pasikeičia apkrovos (didėja arba mažėja) norint įgyti didesnį jėgainės efektyvumą. Konkrečiu atveju matyti, jog labiau apkraunami efektyvesni įrenginiai, o mažiau efektyvūs operuojami minimaliomis galiomis.

Visi šie duomenys parodo esminę informaciją jėgainės optimizavimui ir valdymui. Šiuo atveju išsiaiškinama, kad norint jėgainės darbą paversti kiek įmanoma efektyviu, visi generatoriai turi būti apkrauti maksimaliai, norint sumažinti perkamos elektros energijos kiekius.

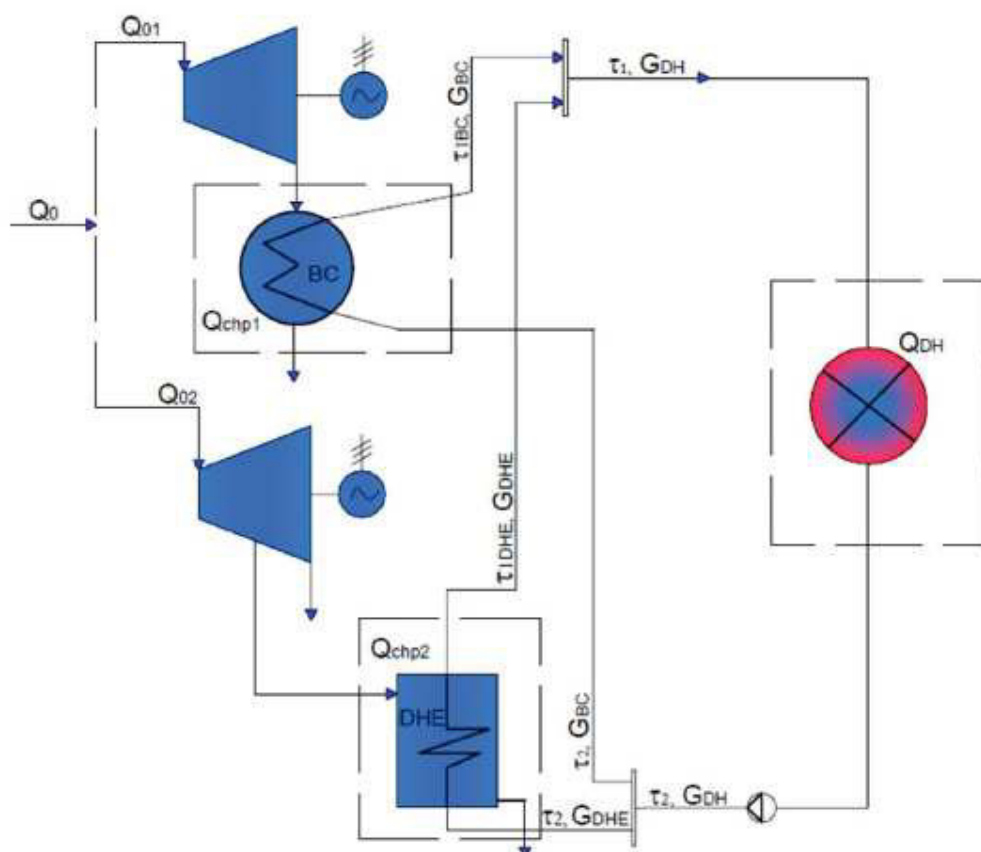
Kitas būdas uždarei jėgainės sistemai įvertinti- pasinaudoti jau esančiomis universaliomis jėgainių analizavimo programinėmis įrangomis. Vienas iš prieinamų pavyzdžių yra „General Electric“ kompanijos sukurta programinė įranga „Gate Cycle“.

Tai įrankis, kuris gali būti naudojamas tiek naujų jėgainių projektavimui, tiek esančių analizei bei optimizacijai, nepamirštant efektyvumo gerinimo. Programa apima analitinius, termodinaminius, bei hidraulinius skaičiavimo modelius ir jų sistemas. Tuo naudojantis, šiuo įrankiu galima nuspėti, kaip elgsis visa analizuojama sistema esant skirtingiems režimams.

Programinė įranga paremta masės ir energijos balansų lygtimis, kurios pritaikomos tiek visai sistemai, tiek atskiriems jos elementams. Programos svarbiausias aspektas yra jos lankstumas- sugeneravus modelį, jį galima išbandyti skirtingais režimais ir apkrovimais, taip

stebint kaip elgiasi visa sistema. Kita programos svarba yra ta, kad ji nėra sukurta nagrinėjant konkretų atvejį, t.y. ji gali būti pritaikyta bet kokiai energetinei sistemai.

Pavyzdžiu pasirenkama jau atlikta kogeneracinės jėgainės analizė, naudojantis minėta Gate Cycle programa. Jos pagalba nagrinėta sistema, turinti dvi turbinas- vieną kondensacinę (garas pilnai sukondensuojamas), ir vieną nekondensacinę (taip vadinama priešslėginė turbina, kurioje garas nukreipiamas ČŠT sistemos termofikaciniam vandeniui šildyti). Tokios sistemos schema programoje pavaizduojama žemiau esančiame paveikslėlyje.

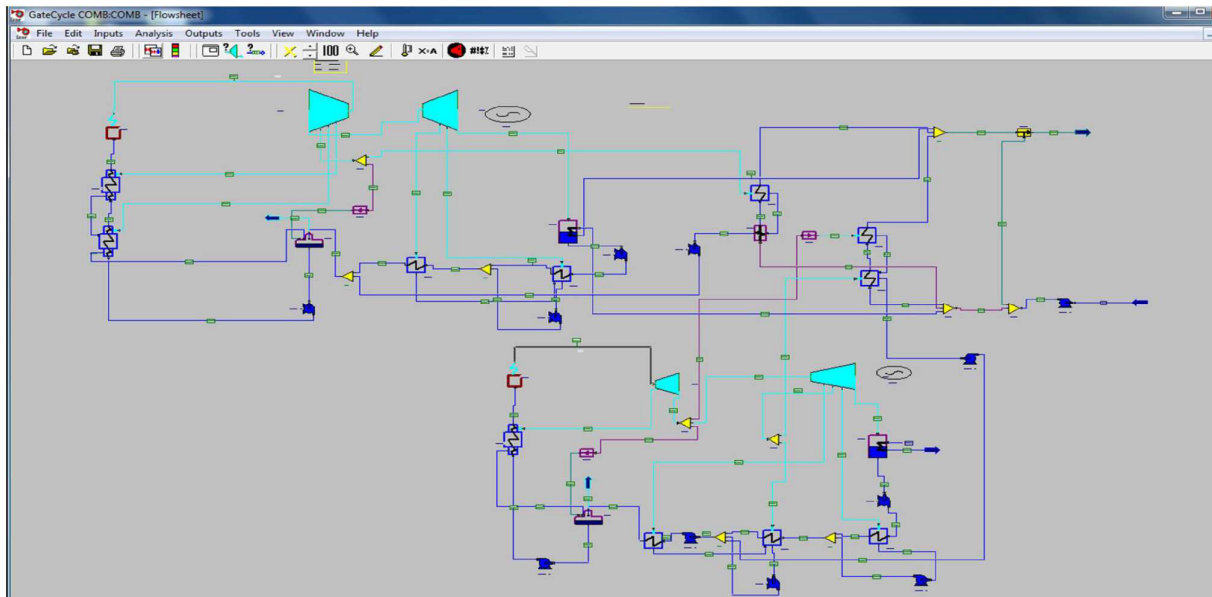


3.3 Pav. Principinė analizuojamos sistemos diagrama

3.3 paveiksle matomi parametrai, kuriais remiamasi analizuojant sistemos darbą. Tai yra šilumos tinklams tiekiamas šiluminė galia, aušinančio (termofikacinio) vandens srautai bei temperatūros tiekiamose ir grįžtančiose vandens magistralėse. Be to, yra įvertinama ir kiekvieno įrenginio darbo specifika (šiluminė galia, efektyvumas ir pan.).

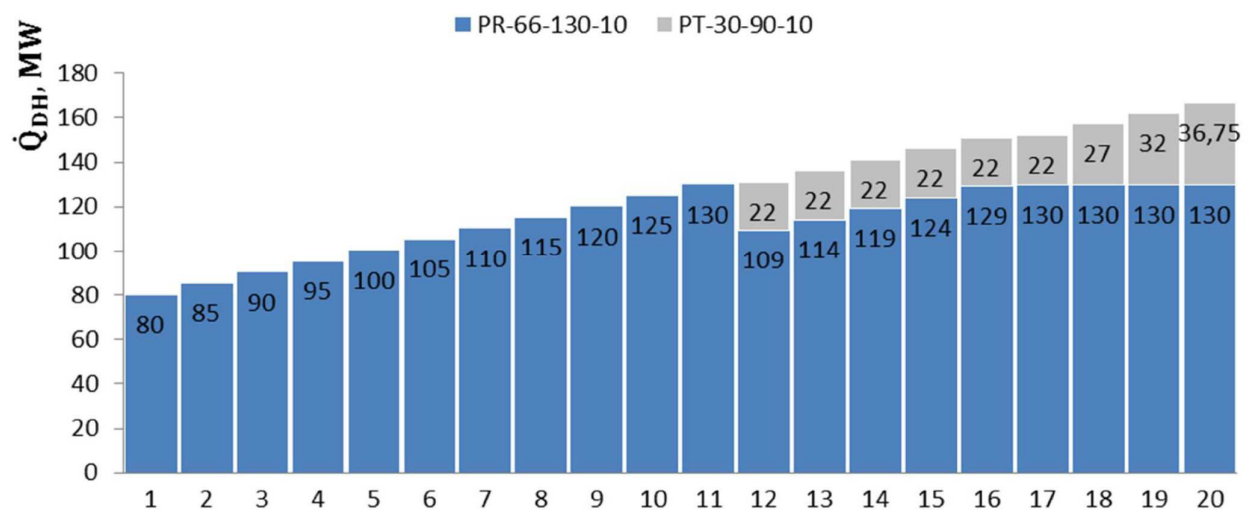
Analizuojant kombinuojamą dviejų turbinų darbą vienoje sistemoje, pasirinkta abiejų turbinų sistemas nagrinėti atskirai, kadangi abi dirba nepriklausomai viena nuo kitos, taip pat skiriasi jų darbiniai parametrai, režimai bei efektyvumas.

Individualios analizės metu gauti duomenys patikrinami su nominaliais, pateikiamais techniniuose įrenginių dokumentuose ir padaroma išvada ar skaičiavimai atlikti tinkamai. Tik patvirtinus, jog sumodeliuotos sistemos skaičiavimų rezultatai atitinka realius, abi dalys sujungiamos į vieną bendrą (3.4 paveikslas žemiau), tuomet skaičiavimai tęsiami toliau.



3.4 Pav. Bendros sistemos vaizdas sujungus įrenginius

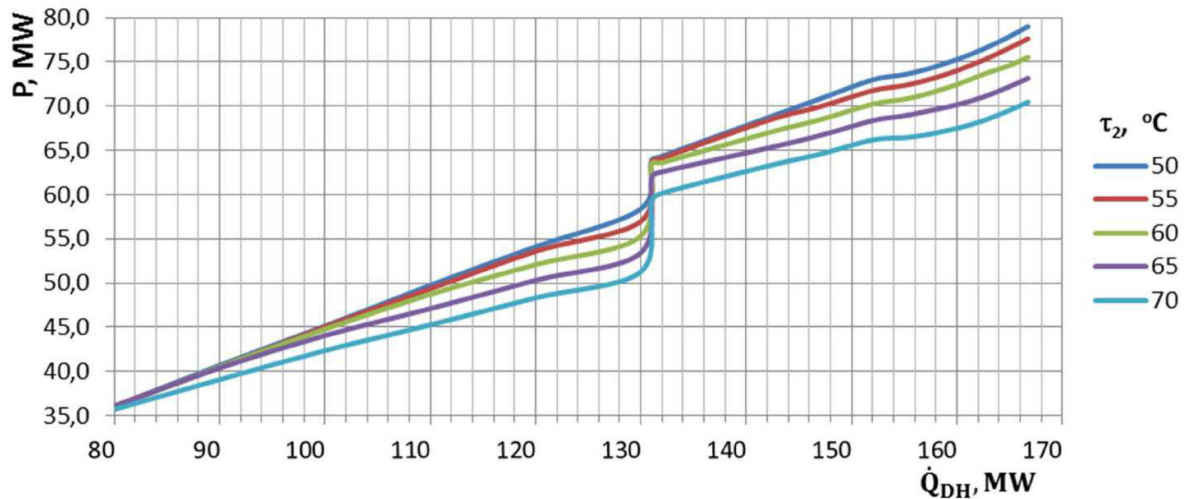
Atlikus skaičiavimus esanti skirtingiems šilumos tinklo apkrovimams, gaunami rezultatai apibendrinami bei padaromo išvados:



3.5 Pav. Sistemos turbinų apkrovimo diagrama

3.5 paveikslo diagramoje pateikiama rekomendacija kaip išskirstyti apkrovas turbinoms, priklausomai nuo šilumos tinklo poreikio energijai. Matoma, jog antrą turbiną įjungti rekomenduojama, kuomet šilumos poreikis perkopia 131MW.

Taip pat pateikiama elektros energijos generavimo priklausomybė nuo grįžtančio termofikacinio vandens temperatūros verčių iš šilumos tiekimo tinklų bei nuo to, kokia galia reikalinga šilumos tinklams.



3.6 Pav. Generuojamos el. energijos kiekio priklausomybė nuo šilumos tinklų apkrovimo

Bendra tendencija ta, jog kuo didesnį kiekį šilumos galima utilizuoti tinkluose, tuo didesnį kiekį elektros energijos galima pagaminti (praktiškai tiesinė priklausomybė), tuo tarpu įjungus ir antrą turbiną, matomas šuolis elektros gamyboje.

Apibendrinant bei neakcentuojant vieno tikslaus problemos sprendimo konkrečiai kogeneracinei jėgainei, logiška manyti, jog jėgainių efektyvumas priklauso nuo šildomo centralizuoto šilumos tiekimo tinklo apkrovimo, t.y. nuo šilumos tinklų temperatūros iš tinklų priklauso jėgainės turbinos darbo režimai, deginamo kuro kiekis, pagaminamas elektros energijos kiekis turbinoje bei šiluma. Šiluminės energijos generavimo dydis yra svarbus parametras, kadangi siekiant maksimaliai išnaudoti jėgainės galią, būtina šilumą nuvesti vartotojams (pagal II termodinamikos dėsnį, nenuvedant šiluminės energijos į aplinką, aukšto potencialo energijos pagaminti neįmanoma). Todėl šilumos tinklai yra idealus variantas kogeneracinei jėgainei, kadangi per juos šiluma pasiekia vartotojus.

Tačiau čia iškyla ir problema, kadangi šilumos tinklai yra riboti, juose cirkuliuojančio vandens parametrai yra griežtai apibrėžtose ribose, todėl nuo jų priklauso jėgainės elektrinė bei šiluminė galia. Jeigu planuojama statyti jėgainę yra didelė, bei numatoma, jog jėgainės pagaminta atliekinė šiluma yra daug didesnė nei galima perduoti vartotojams, yra įrengiamos aušintuvės kurio atlieka šilumos pertekliaus nuvedimo į aplinką funkciją. Mažos galios jėgainės dažniausiai būna renkamos pagal vietas, kurioje ji statoma, šiluminį potencialą, todėl mažesnės (pavyzdžiui biokuro) kogeneracinės jėgainės statomos be aušinimo įrenginių ir tikimasi, jog visa atliekinė šiluma bus perduodama vartotojams.

Todėl darbo tikslas yra šiame skyriuje aprašytais metodais, sumodeliuoti pasirinktos biokuro kogeneracinės jėgainės schemą, aprašyti jos įrenginius, nustatyti jų svarbiausias charakteristikas (naudingumą) ir sugeneruoti skaičiuojamąją jėgainės sistemą, kuri leistu išvelgti jėgainės pagaminamos elektros energijos bei šilumos srautų pokyčius bei kuro suvartojimą, besikeičiant miesto šilumos tinklų temperatūros grafikui.

4 Jėgainės skaičiuojamojo modelio parengimas

4.1 Algoritmas naudojamas skaičiuojamosios schemos rengimui

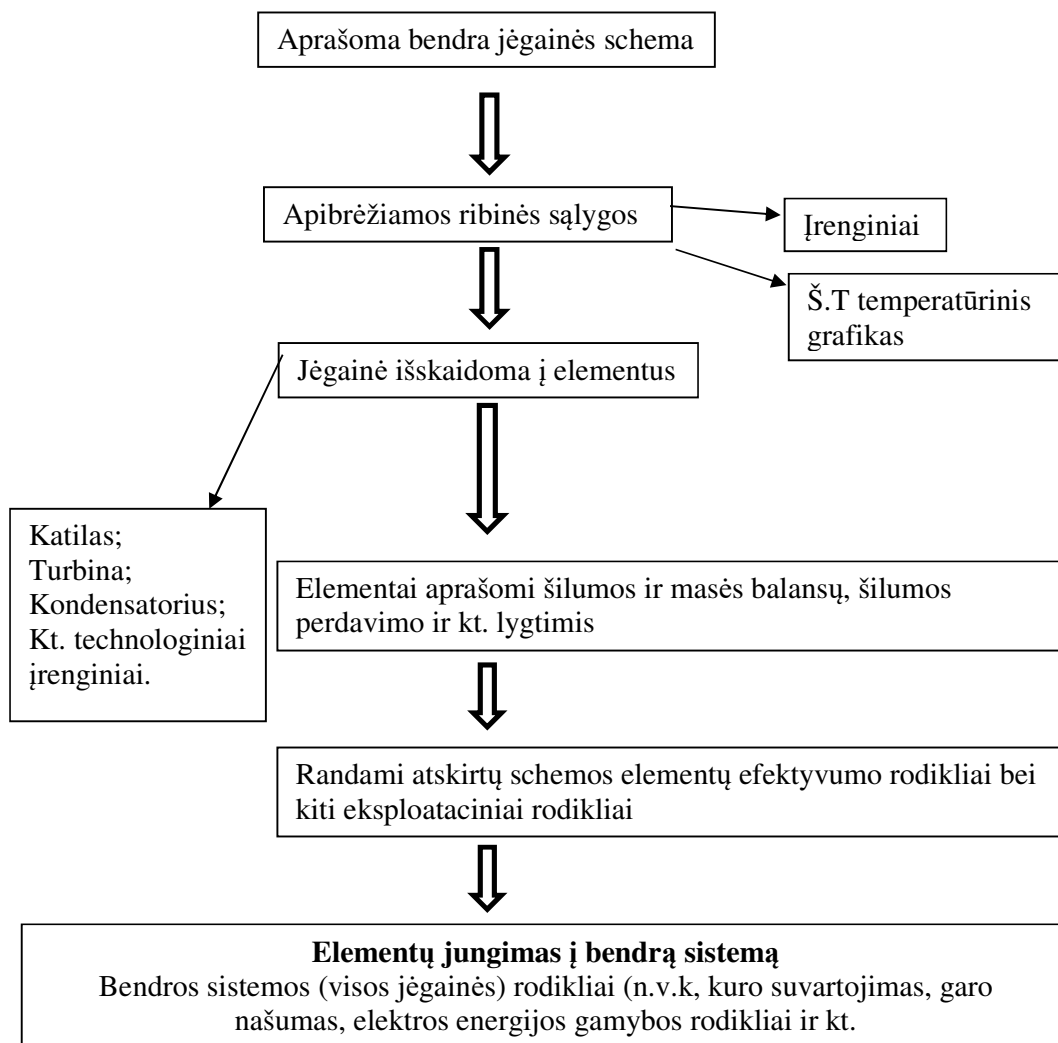
Skaičiuojamoji schema rengiama pasinaudojant 3 skyriuje aprašytų jėgainių analizavimo būdais bei pavyzdžiais.

Pirmiausia aprašoma bendra jėgainės sistema, apibrėžiami pagrindiniai įrenginiai ir nubraižoma principinė schema, kuria remiamasi skaičiuojamojo modelio sudarymo metu.

Jėgainei nustatomos ribinės arba nominalios sąlygos, pagal kurias vykdomi skaičiavimai analizėje (šilumos tiekimo tinklo temperatūros, jėgainės įrenginių darbiniai režimai).

Jėgainė suskaidoma į atskirus elementus (katilus, turbiną, kondensatorių) ir kiekvienam išskirtam elementui pritaikomos šilumos, masės ir energijos balansų lygtys, apskaičiuojami jų efektyvumo rodikliai arba nustatomi rezervai.

Galiausiai aprašyti elementai sujungiami į visumą ir susiejami su ribinėmis sąlygomis.



4.2 Pasirinkto objekto aprašymas

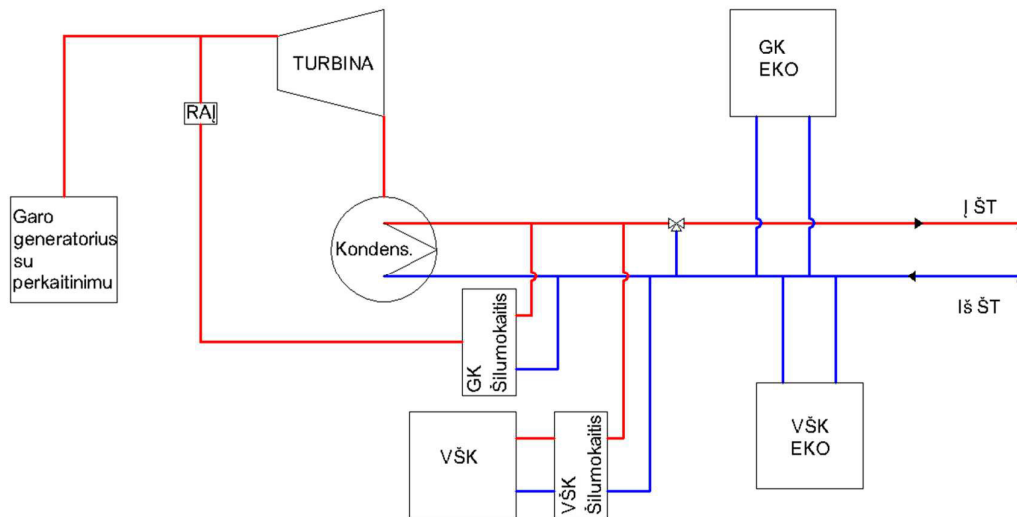
Skaičiuojamoji jėgainės schema kuriama pagal Klaipėdos mieste (adresu Liepų g. 85A) veikiančią. Jėgainėje derinamas paprasto vandens šildymo katilo darbas kartu su garo katilu ir turbina. Jėgainė yra prijungta prie Klaipėdos miesto šilumos tiekimo tinklų, ir yra nepriklausomas šilumos gamintojas.

Pasirinktos jėgainės pagrindiniai įrenginiai ir charakteristikos:

- Vandens šildymo katilas, kurio šiluminė galia 7,8 MW;
- Garo katilas, kurio maksimalus garo našumas 14,5 t/h, perkaitinto garo slėgis- 30 bar, temperatūra 481°C
- Garo turbina, nominali el. galia 1,5MW
- VŠK ir garo katilų ekonomaizeriai
- Garo turbinos kondensatorius
- Garo pusės gariniai šilumokaičiai termofikacinio vandens šildymui (miestui);
- Vandens šildymo katilo pusės šilumokaičiai termofikacinio vandens šildymui

Jėgainėje gaminamas garas, kuris leidžiamas į turbiną, turbinoje garas plečiamas atiduoda energiją, suka turbinos mentes ir generatorių. Atidirbęs garas iki galo išplečiamas kondensatoriuje, taip atiduodant likutinę proceso šilumą miestui.

Vandens šildymo katilas jėgainėje dirba neperstojamai bei kartu su turbinos kondensatoriumi ir kondensaciniais ekonomaizeriais šildo termofikacinį vandenį, kuris tiekiamas vartotojams. Taip pat objekte numatytas garo turbinos apėjimas, įrengiant redukcijos-aušinimo mazgą (RAĮ), kuris būtų naudojamas šilumos tiekimui į garo-vandens šilumokaičius, stabdant turbiną (bendra schema pateikiama 4.1 paveiksle)



4.1 Pav. Principinė kogeneracinės jėgainės schema

Aprašytos jėgainės skaičiavimui, sudaromi keli skirtingi modeliai (schemos) pagal kurias palaipsniui aprašomi skaičiuojami darbo parametrai esant CHP (dirbant tik kogeneracijai), dirbant tik VŠK bei esant kombinuotam VŠK + CHP darbui.

4.3 Temperatūrinis miesto šilumos tiekimo tinklų grafikas

Kadangi jėgainė yra Klaipėdos miesto šilumos tinklų dalis, pirmiausia būtina apibrėžti jų šilumnešio parametrus, t.y. tiekiamo ir grįžtančio termofikacinio vandens temperatūros priklausomybes nuo lauko temperatūros.

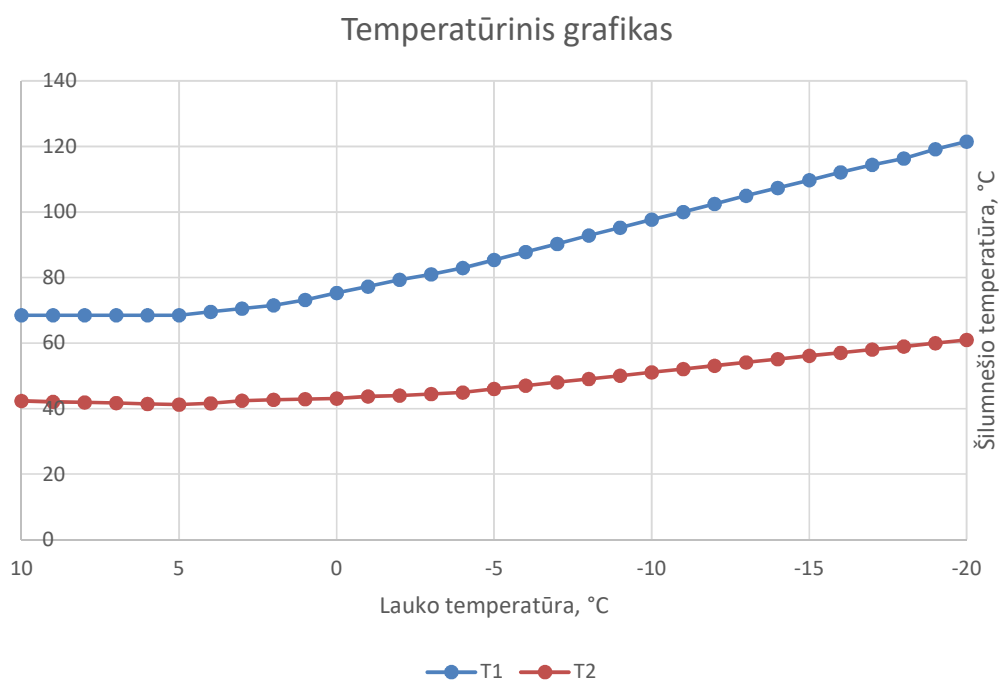
Tam tikslui pasinaudojama oficialiais 2016 m. Klaipėdos šilumos tiekimo tinklų duomenimis, bei pagal juos pateikiama lentelė (4.1 lentelė.) su termofikacinio vandens parametru priklausomybe nuo aplinkos temperatūros.

4.1 Lentelė. Termofikacinio vandens temperatūrinis grafikas Klaipėdos m.

Temperatūrinis grafikas		
Lauko	Šilumnešio	
°C	T1	T2
10	68.5	42.3
9	68.5	42.1
8	68.5	41.9
7	68.5	41.7
6	68.5	41.4
5	68.5	41.2
4	69.5	41.6
3	70.5	42.4
2	71.5	42.7
1	73.2	42.9
0	75.3	43.1
-1	77.2	43.7
-2	79.3	44
-3	81	44.5
-4	82.9	44.9
-5	85.4	46
-6	87.8	47
-7	90.3	48
-8	92.8	49
-9	95.2	50.1
-10	97.7	51.1
-11	100	52.1
-12	102.5	53.1
-13	104.9	54.1
-14	107.3	55.1
-15	109.7	56.1
-16	112.1	57
-17	114.4	58
-18	116.3	59
-19	119.2	60
-20	121.5	61

Pagal 4.1 lentelės duomenis, sukuriamas temperatūrinis grafikas šildymo sezonui (8 pav.). Jame matomas temperatūrų pasiskirstymas prie tam tikros lauko temperatūros. Nešildymo sezonu metu vyraujančios šilumnešio temperatūros (T1-70°C, T2-~43°C) tęsiasi iki 3°C aplinkos temperatūros. Toliau pasiekiamas lūžio taškas ir tiekama temperatūra tinklams turi kilti ženkliai nuo nešildymo sezono ribos. Nešildymo sezono metu, parametrai išlaikomi tokie patys kaip iki lūžio taško.

Priklausomybė pavaizduojama žemiau esančiame 4.2 pav. grafike.



4.2 Pav. Temperatūrinis grafikas šildymo sezonui

4.4 Skaičiuojamosios schemos sudarymo eiga

Skaičiuojamoji schema sudaroma naudojantis MS Excel programa, braižoma naudojantis paprastomis geometrinėmis figūromis, o skaičiuojama naudojantis formulėmis bei programavimo komandomis.

Skaičiavimo metodika remiamasi srautų ir energijos balanso lygtimis kiekvienam jėgainės įrenginiui, dalyvaujančiam šiluminiame procese.

Bendro pavidalo lygtis, kuria remiamasi aprašomi skaičiavimai vandens šildymo procese:

$$Q = G \cdot c_p \cdot \Delta T; \quad (1)$$

čia Q- pagaminama šiluminė galia įrenginyje, kW;

c_p - energnešio (vandens) savitoji šiluma, priimama 4,186 kJ/kg

ΔT - energnešio temperatūrų skirtumas prieš ir po šilumą generuojančio ar suteikiančio įrenginio.

Pirmu žingsniu aprašomas ekonomizaizeryje nuimamas šilumos kiekis remiantis (1) lygtimi. Aprašant ekonomizaizeryje nuimamos šilumos kiekį, priimama, kad grįžtanti termofikacinio vandens temperatūra pakeliama 5°C, nepriklausomai nuo kitų sąlygų, iškyrus tuomet, kai grįžtanti temperatūra iš tinklų yra didesnė nei 50°C, kadangi tokiu atveju vandens garų kondensacija dūmuose nebevyksta. Todėl, esant tokiai sąlygai ekonomizaizeris nedirba, o visas vandens srautas teka į toliau vykstantį procesą.

Vandens šildymo katilui aprašyti taip pat naudojama (1) formulė, tačiau apsprendžiant katilo darbo galią, įvertinamas ir ekonomizaizeryje nuimamas šilumos kiekis, todėl:

$$Q_{kat} = Q_{miest} - Q_{eko}; \quad (2)$$

čia Q_{kat} - katilo šiluminė galia, kW

Q_{miest} - reikalinga šiluma tiekti į miestą, kW

Q_{eko} - ekonomizaizeryje nuimama šiluminė galia, kW.

Kaip minėta anksčiau, nedirbant ekonomizaizeriui, $Q_{eko}=0$, todėl miestui reikalinga šiluma visa pagaminama katile, $Q_{miest}= Q_{kat}$. Srautas per katilą (katilo kontūre) žinomas, o pagal galią ir temperatūrinį režimą tinkle išskaičiuojamas. Pagrindinis aspektas, tai katilo pusės šilumokaičiuose laikoma vandens temperatūra (ji priimama nepriklausomai nuo temperatūrinio tinklų grafiko), ir gali būti 110-130°C ribose.

Kadangi jėgainė yra susieta su centralizuotu šilumos tiekimo tinklu, jai būtina išpildyti temperatūros grafiko palaikymo sąlygą. Todėl, kaip minėta aukščiau, palaikant katilo išeinančią termofikacinio vandens temperatūrą aukštesnę nei yra reikiama šilumos tinklams, kyla pavojus tinklams tiekti aukštesnę nei reikalinga temperatūrą. Šiai problemai išspręsti į schemą įvedamas dar vienas papildomas įrenginys- reguliuojanti trijų eigų vožtuvas.

Katilui gaminant pastovų šilumos kiekį bei esant žinomam srautui išeinanti katilo temperatūra apskaičiuojama pagal (3) formulę:

$$T_2 = \frac{Q_{kat}}{G \cdot c_p} + T_1; \quad (3)$$

čia T_2 - išeinanti temperatūra po katilo šilumokaičio, °C

T_1 - įeinanti termofikacinio vandens temperatūra į šilumokaitį, °C

Pagal žinomą katilu pagaminamą šiluminės energijos galią, nustatomas per vandens šildymo pusės šilumokaitį praeinantį vandens debitą:

$$G_{kat} = \frac{Q_{kat}}{c_p \cdot (T_2 - T_1)}; \quad (4)$$

čia G_{kat} - per šilumokaitį einantis vandens srautas, kg/s

Tipiškai šis vandens kiekis, esant pastoviai išeinančiai temperatūrai iš šilumokaičio, turi būti mažesnis už vandens kiekį imamą iš tinklų pusės, kadangi praktiškai visuose atvejuose (išskiriant tuos kuomet lauko temperatūra yra labai žema pvz. -20°C ir žemiau) temperatūra reikiama tiekti į šilumos tinklus yra mažesnė nei užduota katilui.

Likęs vandens srautas, kuris lieka nepanaudojamas tolesniuose jėgainės įrenginiuose, turi būti nukreipiamas prie trieigį vožtuvą srauto ir temperatūros sureguliuojimui, todėl būtina išskaičiuoti srauto parametrus prieš ir po reguliuojančio vožtuvo.

Srautas per reguliuojantį vožtuvą apskaičiuojamas imant iš miesto šilumos tinklo imamą vandens srautą bei vandens srautą apskaičiuotą katilo pusės šilumokaičiui (5) formulė.

$$G_{reg} = G_{št} - G_{kat}; \quad (5)$$

čia G_{reg} - srautas per reguliuojantį vožtuvą, kg/s;

$G_{št}$ - iš miesto šilumos tinklų imamas vandens srautas, kg/s;

G_{kat} - per katilo šilumokaitį einantis vandens srautas, kg/s.

Esant žinomiems katilo ir reguliuojančio trijų eigių vožtuvo srautų parametrų, reikalinga įvesti patikrą, remiantis reikiamai termofikacinio vandens temperatūrai tiekti į šilumos tinklus. Tai padaroma įsivedant temperatūros ir srautų masės balansą esantį prieš ir po trieigio vožtuvo srauto sumaišymą (6) formulė.

$$T_{p.r} = \frac{(G_{reg} \cdot T_{reg} + G_{kat} \cdot T_{kat})}{G_{reg} + G_{kat}}; \quad (6)$$

čia $T_{p.r}$ - gaunama temperatūra po srauto sumaišymo reguliuojančiame trijų eigių vožtuve;

T_{kat} - termofikacinio vandens temperatūra išeinanti po katilo pusės šilumokaičio.

Pagal (6) formulės rezultatą (patikrinimą), randama ar esančio darbo režimu temperatūra pasiekama tinkamos reikšmės.

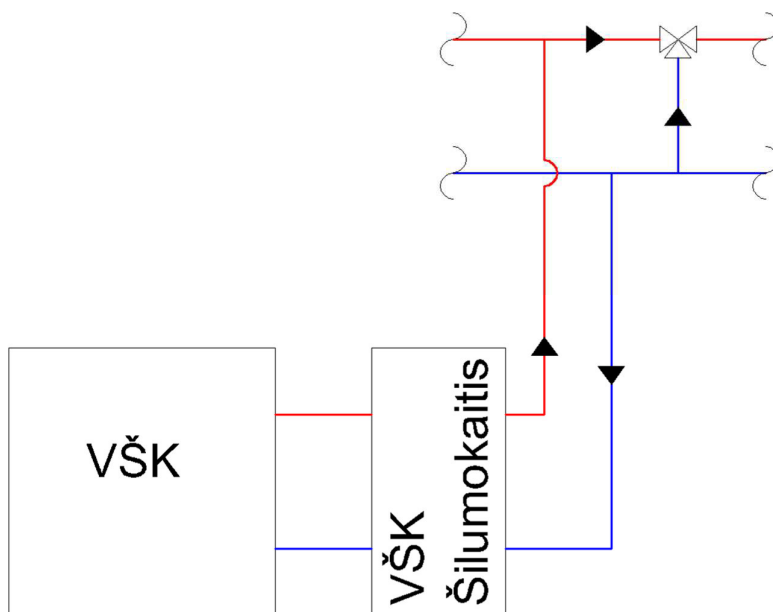
Sekančiu žingsniu įvertinamas reguliuojančio vožtuvo atsivėrimo laipsnis:

$$\beta_{reg} = \frac{G_{reg}}{G_{št}} \cdot 100\%; \quad (7)$$

čia β_{reg} - reguliuojančio vožtuvo atsidarymas, %

$G_{št}$ - bendras termofikacinio vandens srautas imamas iš šilumos tinklų, kg/s

Skaičiuojamoji schema darbui tik su vandens šildymo katilu ir trieigiu vožtuvu, pateikta žemiau.



4.3 Pav. Vandens šildymo katilo ir trečio vožtuvo principinė schema

Toliau įvertinami garo šilumokaičių parametrai, esant potencialiam šilumos tiekimui iš garo katilo, nedirbant turbinai.

Temperatūra, žinant reikiamą šilumokaičio galią tinklams, randama išreiškus narius naudojant (4) formulę:

$$T_2 = \frac{Q_{he} + G_{he} \cdot c_p \cdot T_1}{G_{he} \cdot c_p}; \quad (8)$$

čia Q_{he} - šilumos kiekis reikalingas iš garinio šilumokaičio, kW;

G_{he} - vandens srautas pašildomas šilumokaityje, kg/s;

T_1, T_2 - šildomo vandens temperatūros prieš ir po šilumokaičio, °C.

Reikiama garo šilumokaičių galia, randama įvertinus ekonomaizerio darbą, t.y. iš miestui reikalingos tiekiamos galios atimama ekonomaizeryje atgauta šiluminė galia analogiškai pagal (2) formulę.

Kadangi garo katilas gamina perkaitintą garą turbinai, jai nedirbant garas nukreipiamas per RAĮ. Įrenginio minimali redukuojamo garo kiekio riba yra 2,5 t/h (arba 0,7 kg/s), redukuoto garo temperatūra tampa 130°C, o slėgis 3 bar.

Siekiant išsiaiškinti garo pajėgumą gaminti šilumą per šilumokaičius, įvertinamas dėsningumas ir minimalios bei maksimalios šiluminės galios generavimo charakteristika, nubrėžiamas jos grafikas.

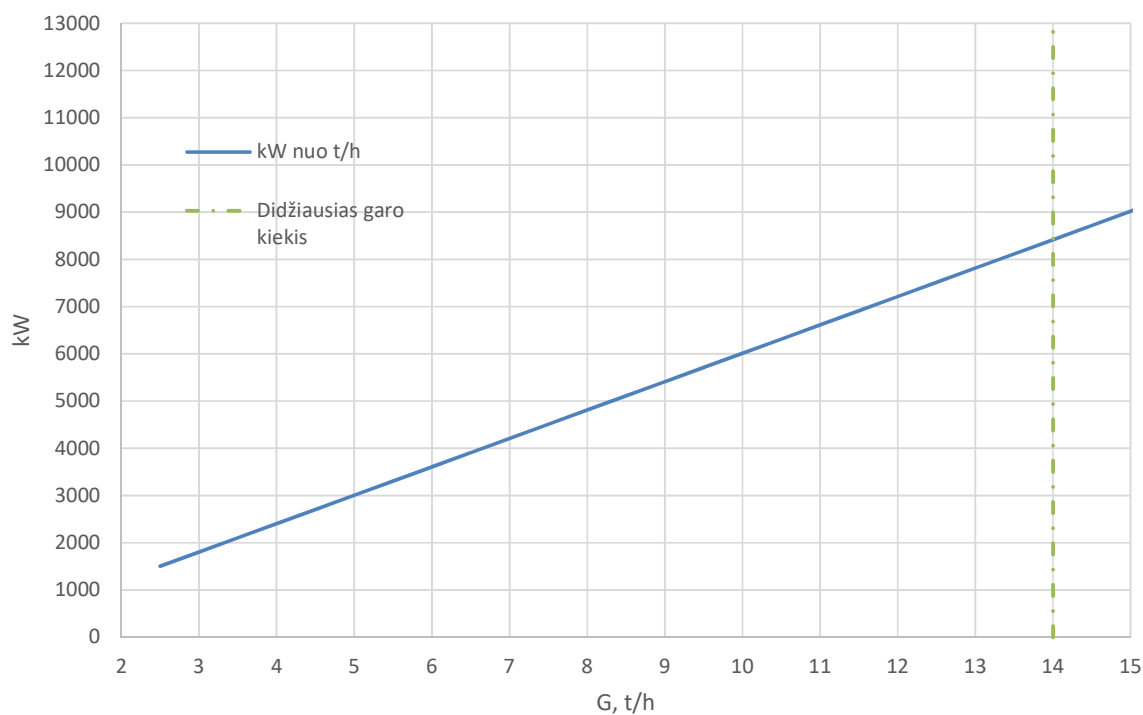
Žinoma, jog RAĮ minimali riba yra 2,5 t/h, tuo tarpu maksimali garo katilo garo generavimo srauto riba (maksimalus našumas) yra priimama 14 t/h. Vienodais intervalais atidėtos reikšmės tarp minimalaus ir maksimalaus našumo ribų, panaudojamos atvaizduoti grafikui.

Žinoma, kad garo srautas yra 130°C temperatūros bei 3 bar slėgio. Pagal šiuos duomenis išsirenkama šiluminė energija (garo entalpija), kurią garas atiduotų besikondensuodamas. Šiuo atveju tai 2164,4 kJ/kgK. Šiluminė energija gaunama iš garo surandama paėmus garo srauto bei jo entalpijų skirtumo sandaugą (9).

$$Q_{garo} = G_{garo} \cdot \Delta h; \quad (9)$$

Turint garo generavimą (charakteristiką), sugeneruojamas grafikas, apibūdinantis šilumos gaminimo priklausomybę nuo garo srauto:

Galios priklausomybė nuo garo kiekio tiekiamo šilumokaičiams



4.4 Pav. Galios gaminamos garu priklausomybė nuo tiekiamo garo kiekio

Grafike matyti, jog pagaminamos galios kiekio priklausomybė nuo srauto, teoriškai yra tiesinė. Matoma, jog anksčiau minėtų parametrų redukuotu garu, minimaliai galima pagaminti apie 1,5 MW šilumos, o leidžiant visą garo srautą pagaminamą katile, potencialiai būtų pagaminama 8,5 MW šilumos. Skaičiai bei grafikas apibūdina šilumos gamybos gariniais šilumokaičiais potencialą, kuris priklauso nuo garo srauto, kuris kinta tiesiškai.

4.5 Garo turbinos bei kondensatoriaus techniniai parametrai.

Sekančiame etape įvertinamas turbinos kondensatoriaus darbas - pagal duomenis, kurie nurodyti pačių turbinos gamintojų, šie parametrai (tokie kaip temperatūra bei galia) jau iš anksto numatyti ir pririšti prie esančio šilumos tiekimo tinklo parametrų. Priklausomai nuo to, kokia temperatūra esanti šilumos tiekimo tinkle - tokia temperatūra ir užtikrinama garo sukondensavimui. Dėl tokios priežasties šiluminė kondensatoriaus galia yra duota keliems variantams. Duomenys nurodyti lentelėje.

4.2.Lentelė. Garo turbinos ir kondensatoriaus pirminiai parametrai

Turbinos parametrai					
Parametras	Mato vnt.	Lauko temperatūra °C			
		-24	-14	-6	4
Įeinantis garas					
Srautas	t/h	12,96	12,22	10,15	10,15
Slėgis	bar	30	30	30	30
Temperatūra	°C	470	470	470	470
Entalpija	kJ/kg	3000	3000	2974	2972
Garas po turbinos					
Srautas	t/h	12,87	12,13	9,8	9,8
Slėgis	bar	2,2	1,8	0,8	0,8
Temperatūra	°C	210,7	197,1	138,2	138,2
Entalpija	kJ/kg	2896	2871,2	2758	2758
El. galia	kW	1505	1502	1501	1501
Kondensatorius					
Šiluminė galia	kW	8511	8028	6445	6445
Temp. Iš ŠT	°C	61	61	55	48
Temp. į ŠT	°C	122	110	88	71
Vandens srautas	kg/s	33,6	39,3	47,7	68,4
Kondensato temp.	°C	123,2	116,9	93,5	93,5

Lentelėje nurodomi duomenys parodo kelių pagrindinių turbinos darbo režimų duomenis, pririštus prie lauko temperatūros ir miesto termofikacinio vandens temperatūrinio grafiko.

Pateikiami keturi pagrindiniai atskaitos taškai, esant skirtingiems lauko temperatūros režimams (T -24°C, -14°C, -6°C, ir 4°C). Paskutinis nurodomas darbo taško parametras yra ties temperatūrinio grafiko lūžio tašku, todėl vasarinis (nešildymo sezono) režimas taip pat sutampa su parametrais esančiais prie 4°C lauko temperatūros, kadangi nuo šio lūžio taško visi parametrai nusistovi (žiūr 4.2 lentelę.).

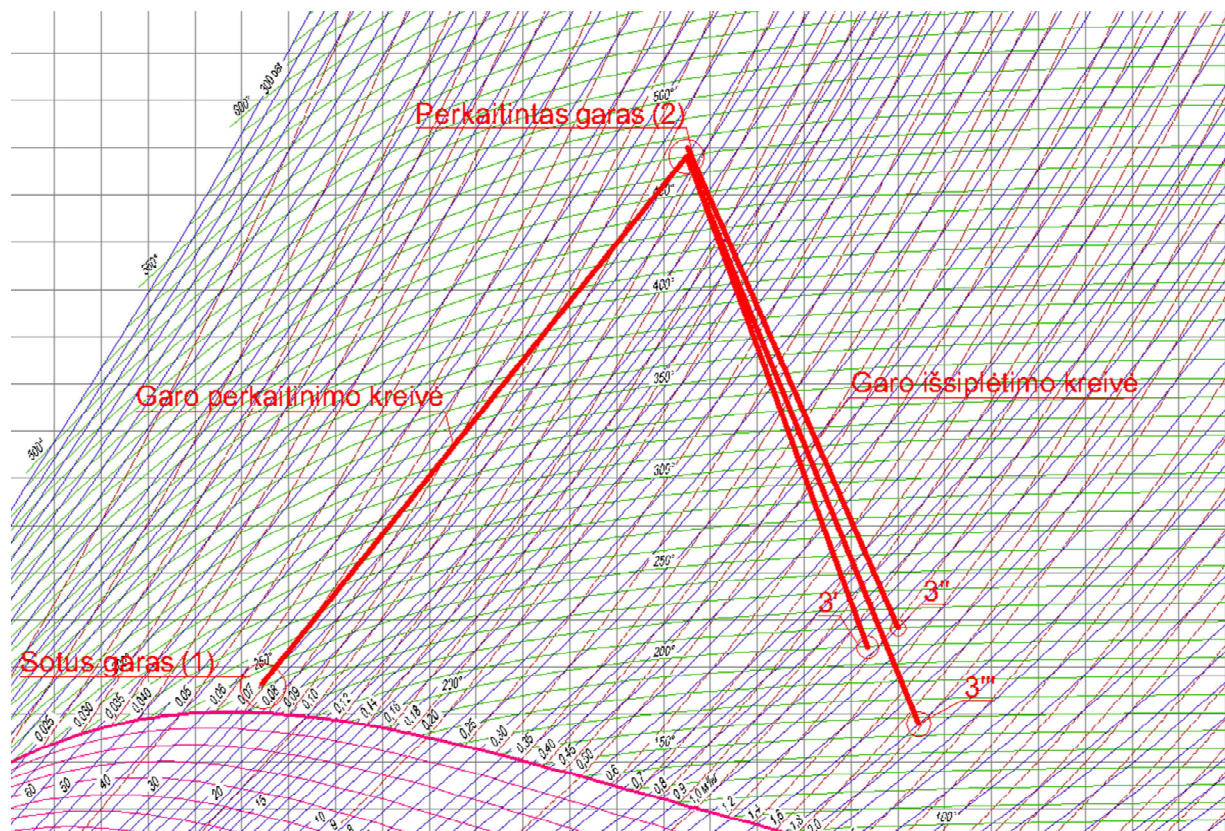
Verta paminėti, jog pateiktuose duomenyse nepriklausomai nuo pradinių šilumos tinklų temperatūrų paduodamų į turbinos kondensatorių, elektros energijos pagaminama praktiškai tiek pat- 1,5 MWe, tačiau keičiamas pagrindinis parametras garo srautas- nuo 13 t/h iki 10 t/h.

Pagrindinis aspektas turbinos ir jos kondensatoriaus darbui, yra besikeičiančios šilumos tiekimo tinklų paduodamos ir grįžtančios temperatūros. Tai reiškia, jog esant aukštesnei lauko

temperatūrai, grįžtanti temperatūra iš tinklų yra mažesnė, taip užtikrinant geresnį kondensatoriaus aušinimą. Savo ruožtu tai lemia ir faktą, kad garas gali būti išplėstas iki mažesnės slėgio reikšmės.

Esant didesniai slėgių skirtumui, turbinai pagaminti tiek pat elektrinės galios prireikia mažesnio garo srauto. Ir atvirkščiai, kuo grįžtanti temperatūra iš tinklų yra aukštesnė, garas išplečiamas iki didesnio slėgio nei kad šiltesnio sezono periodu, todėl entalpijų skirtumas tarp paduodamo garo į turbiną ir kondensato kondensatoriuje, yra mažesnis. Tokiu būdu paduodamas garo srautas (siekiant pagaminti 1,5 MWe) turi būti užtikrinamas didesnis.

Entalpijų grafikas prie skirtingų parametrų (lauko temperatūros) pateikiamas pasinaudojant H-s diagrama (fragmentas) žemiau esančiame paveiksle.



4.5 Pav. H-s diagramos fragmentas.

Paveiksle parodoma garo generavimo ir garo panaudojimo diagrama bei jos kitimo pobūdis. Čia taškas Nr. 1 yra garo parametrai po garo generatoriaus (garo katilo), matyti jog pradiniu momentu garas būna sotus (240°C ir 34bar). Tarp taškų Nr. 1 ir Nr. 2 parodoma garo perkaitinimo kreivė, o antrame taške pavaizduotas garas jau perkaitintas- temperatūra 470°C, o slėgis 30bar.

Visais turbinos darbo režimais, šie pradiniai taškai išlieka pastovūs, t.y. garo parametrai po garo katilo ir perkaitos, išlieka tokie patys. Pagrindinis skirtumas matomas tarp taškų 3' 3'' ir 3'''. Šie taškai jau pažymi kokiam darbo režime turbina dirba (iki kokio slėgio garas išplečiamas turbinoje).

3' – taškas žymi turbinos darbą prie -24°C lauko temperatūros;

3'' – taškas žymi turbinos darbą prie -14°C lauko temperatūros;

3''' – taškas žymi turbinos darbą prie -6°C bei 4°C lauko temperatūros, bei vasaros režime.

5 paveiksle matoma diagramos pilnas vaizdas pateikiamas prieduose.

Matoma kodėl turbinai būtina keisti garo srautą, norint išlaikyti pastovią nuolatinę elektros energijos generavimo reikšmę. Kadangi visais atvejais paskutinis garo išplėtimo taškas (diagramoje) skiriasi, todėl skiriasi ir entalpijų skirtumas prieš ir po turbinos. Pagal (10) formulę matoma, jog mažėjant entalpijų skirtumui, garo kiekis turi didėti.

Žinant pradinio taško entalpiją h_1 (3389,64), bei garo galutines entalpijas paskutiniuose taškuose $h_{3'}$ (2890) $h_{3''}$ (2865) $h_{3'''}$ (2754,7). Minėtais trimis režimais, entalpijų skirtumai yra tokie:

$$\Delta h(1) - 3389,64 - 2890 = 336,07 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h(2) - 3389,64 - 2865 = 524,64 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h(3) - 3389,64 - 2754,7 = 634,94 \text{ kJ/kg}$$

Galia skaičiuojama tokiu būdu:

$$Q = D_g \cdot \Delta h \text{ kW}, \tag{10}$$

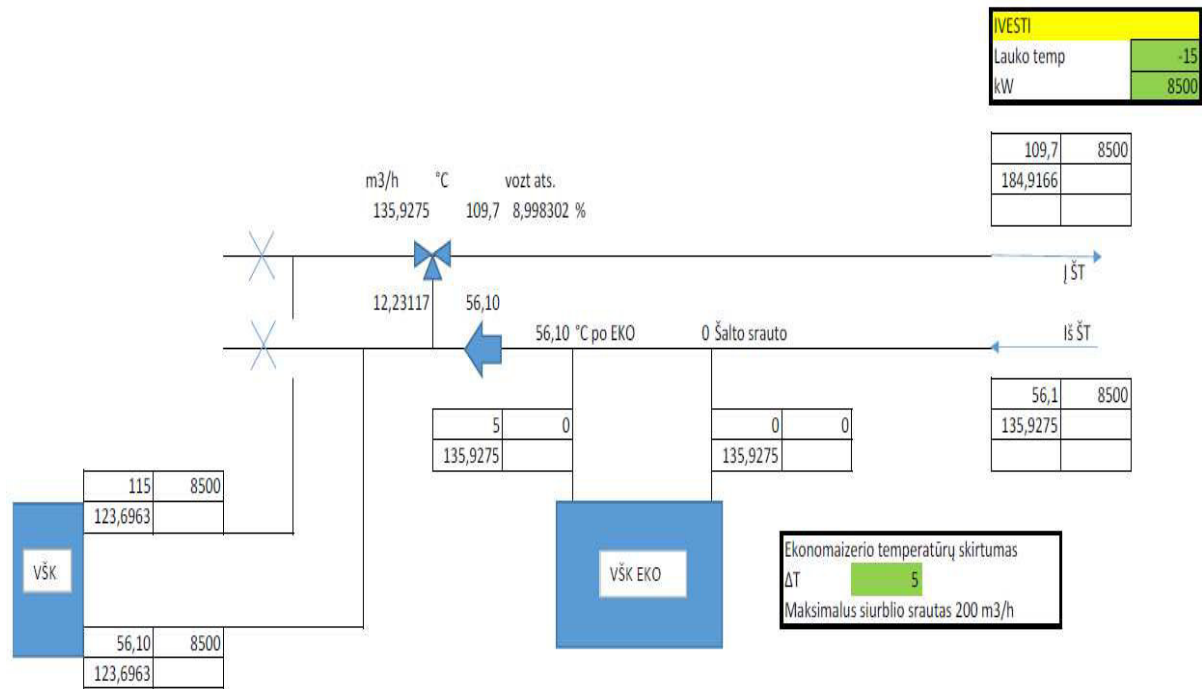
čia Δh - garo entalpijų skirtumas kJ/kg,

D_g - garo srautas (kg/s)

Todėl remiantis proporcingumu, matome kad norint išlaikyti tą pačią galios reikšmę, kuomet kinta entalpijų skirtumas, reikalinga keisti garo srauto reikšmę. Pagal šiuos režimus garo srauto vertės nurodytos techniniame turbinos pase bei jau pateiktos 2 lentelėje.

4.6 Skaičiuojamųjų schemų atvaizdavimas

Skaičiuojamųjų schemų pavyzdžiai, gaunami kiekvieną aprašytą įrenginį sujungiant prie bendros sistemos. Pradiniame pavyzdyje pateikiama jėgainės schema įvertinant tik VŠK darbą:



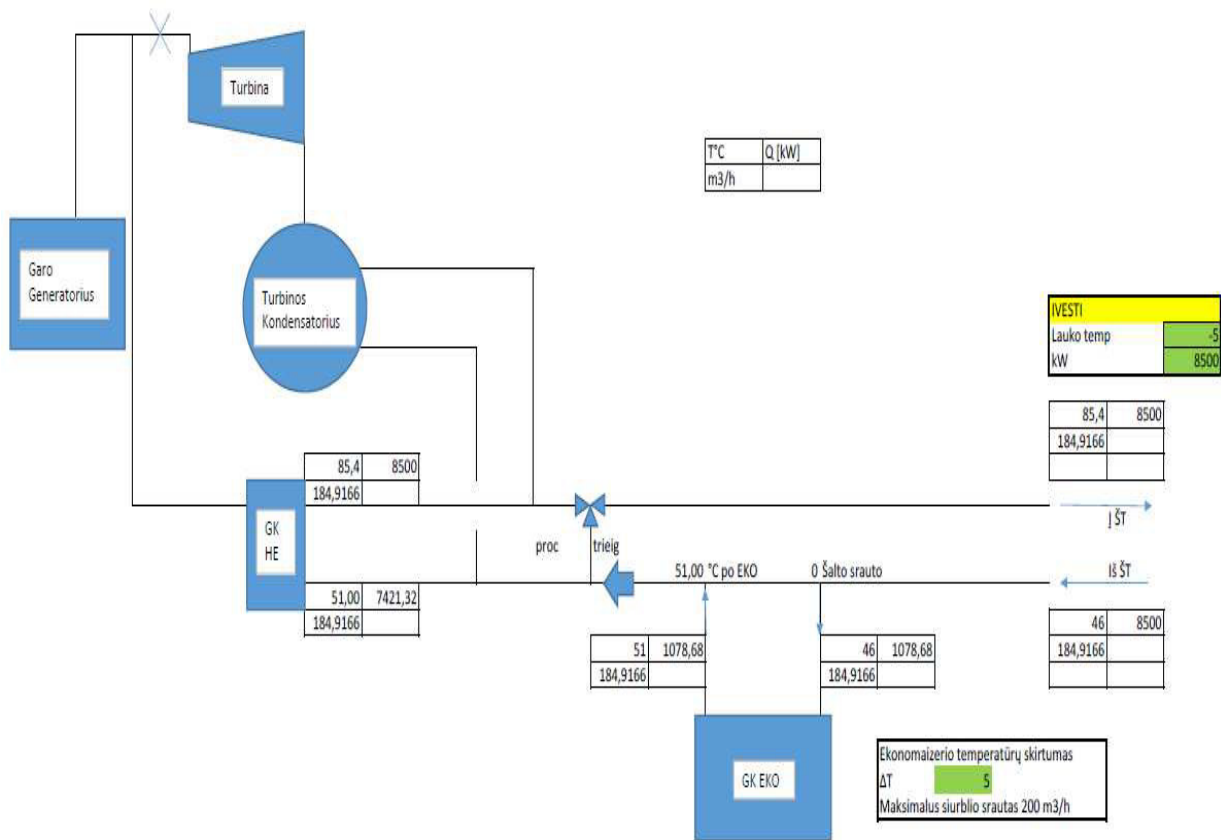
4.6 Pav. VŠK skaičiuojamoji schema

Schema susieta su temperatūriniu grafiku, t.y. priimant reikiamos aplinkos temperatūrą, programa suranda termofikacinio vandens temperatūros reikšmes, pagal kurias (taip pat pagal užsaiduodamą galią) suskaičiuojamas vandens srautas įeinantis į jėgainę.

Žinoma, kad katilas palaiko tam tikrą temperatūrą, tad norint išlaikyti temperatūrinį grafiką, įjungiamas trieigis vožtuvas, kuris sureguliuodamas srautus sureguliuoja ir temperatūrą. Ekonomizaierio galia skaičiuojama pagal jo pakeliamą vandens temperatūrą.

Programoje matoma, kaip susireguliuoja srautai jėgainėje.

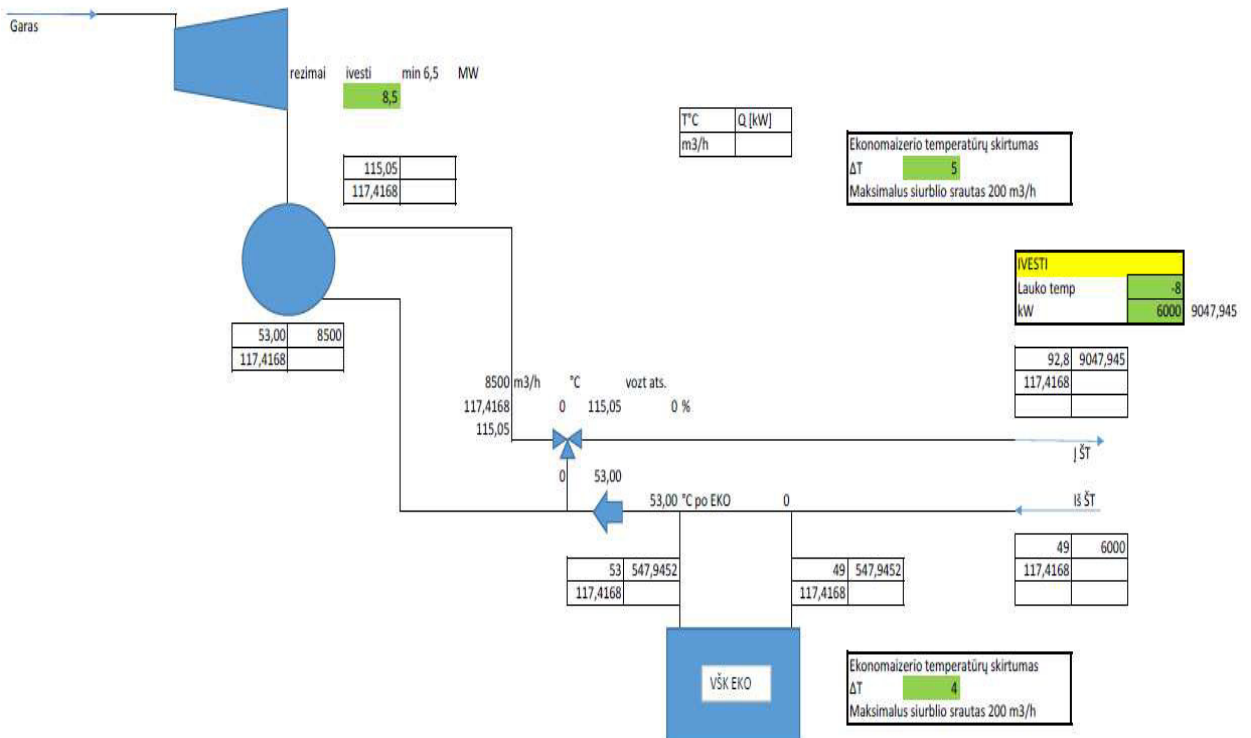
Sekantis sukurtas variantas, garo katilo šilumokaičių skaičiuojamoji schema (kaip veikia jėgainė dirbant tik gariniams šilumokaičiams), parodyta 4.7 paveiksle.



4.7 Pav. Garinių šilumokaičių skaičiuojamoji schema.

Skaičiavimo principas išlaikomas toks pats kaip ir schemoje su VŠK, tačiau esminis skirtumas- garo katilo pajėgumas, o pagrindinis ieškomas parametras, garo srautas į šilumokaičius reikiamai šiluminei galiai pasiekti.

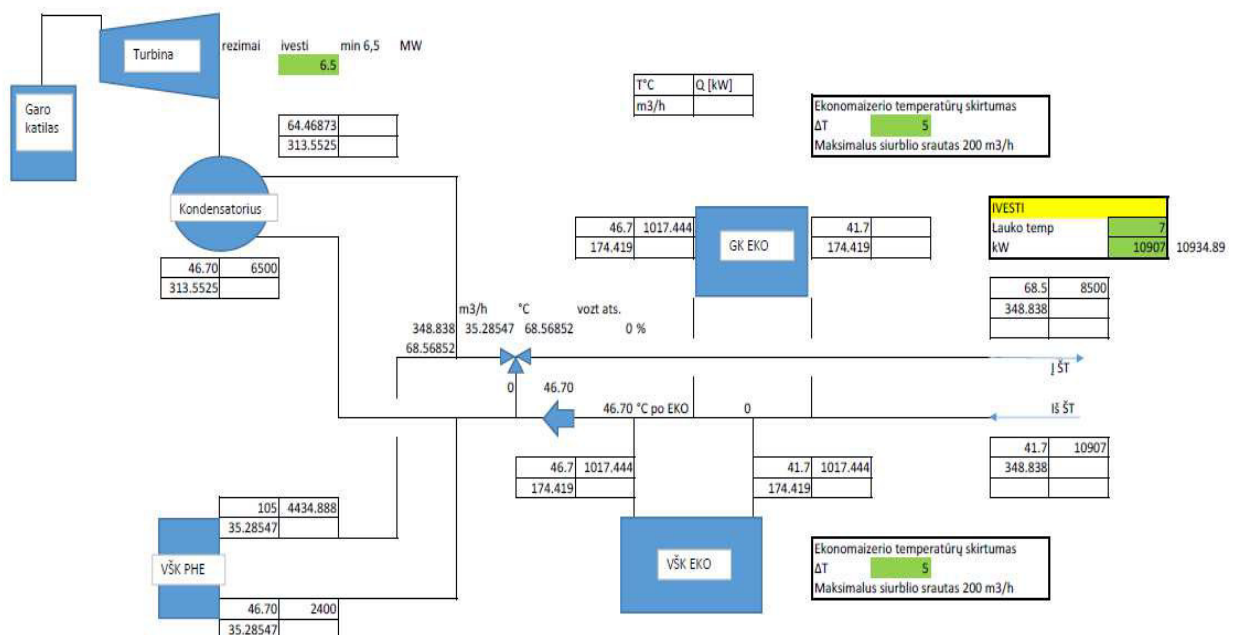
Tolesnėje sugeneruotoje schemoje (4.8 pav.) yra aprašyta tik kogeneracija, t.y. aprašomas tik turbinos darbas bei kondensatorius (įvertinant ir garo katilo ekonomazerį).



4.8 Pav. Kogeneracinės jėgainės skaičiuojamosios schemos vaizdas.

Šiuo atveju kraštinės sąlygos imtos- turbinos kondensatoriaus galia prie 3 lauko temperatūros parametrų (pagal 4.2 lentelės duomenis). Tolesnė užduotis bus įvertinti turbinos darbą esant bet kokiai lauko temperatūrai.

Paskutinis skaičiuojamosios schemos vaizdas, 4.9 pav. matomas visus įvardintus įrenginius sujungus į vieną bendrą schemą.



4.9 Pav. Bendros kogeneracinės jėgainės schemos atvaizdavimas

Paskutiniame, 4.9 paveiksle parodyta skaičiuojamąja schema ir naudojama finaliniame analizės etape įvertinant visos jėgainės darbą, esant įvairiems šilumos tiekimo tinklo parametrų bei esant pačios jėgainės atskirų įrenginių parametrų dinamikai.

5 Jėgainės įrenginių efektyvumo rodikliai

5.1 Kogeneracinės jėgainės turbinos ir kondensatoriaus patikrinamasis skaičiavimas

Praėjusiame skyriuje, jėgainės modelio aprašymui pasinaudota turbinos bloko gamintojo pateiktais duomenimis (4.2 lentelė). Lentelėje nurodomos garo, kondensato bei šiluminės energijos (galios) vertės prie keturių charakteringų taškų.

Tačiau, sulyginant turbinos duomenų lentelę su Klaipėdos miesto temperatūrinio grafiko lentele, matomi netikslumai susiejant lauko temperatūrą su temperatūrinio grafiko režimais, todėl galima manyti, jog realūs turbinos darbo parametrai gali skirtis, tai gali nulemti pačios turbinos darbo režimus, dėl kurių būtų sudėtinga prognozuoti galimą pagaminti elektros energijos kiekį, bei šiluminės energijos kiekį, kurį galima tiekti miestui.

Dėl galimų išankstinių turbinos bloko parametrų nusakymo netikslumų, reikalinga apsirašyti turbinos šiluminį balansą, pradžioje pasinaudojant gamintojų pradiniais duomenimis, o vėliau, rezultatus palyginus, pradinius duomenis pakeisti visam galimam lauko temperatūros kitimo diapazonui (įvertinti miesto šilumos tinklų temperatūrinio grafiko dinamiką).

Apsirašant turbinos ir kondensatoriaus patikrinimo eigą, priimami tokie pradiniai duomenys:

$D=10,15$ t/h; 2,8 kg/s	Tiekiamo garo kiekis į turbiną;
$P_g=30$ bar;	Tiekiamo garo slėgis;
$T_g=470^\circ\text{C}$;	Tiekiamo garo temperatūra;
$T_1=48^\circ\text{C}$;	Aušinančio vandens temperatūra iš šilumos tinklų;
$T_2=71^\circ\text{C}$;	Išeinančio vandens temperatūra po kondensatoriaus;
$P_k=0,8$ bar;	Slėgis iki kurio išplečiamas garas kondensatoriuje;
$T_k=138^\circ\text{C}$;	Garų temperatūra kondensatoriuje;
$G_v=246$ t/h;	Aušinančio vandens debitas.

Kadangi turbinos kondensatoriuje aušinantis vanduo šildomas tolygiai, vandens parametrai apskaičiuojami imant vidutinę šildomo vandens temperatūrą:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2}; ^\circ\text{C} \quad (11)$$

Pagal vidutinę temperatūrą apskaičiuojamas vandens tankis (12) šilumos laidumo koeficientas (13), savitoji šiluma (14) bei dinaminė ir kinematinė klampos (15.1) (15.2) (16):

$$\rho = 865,5 + 324,27 \cdot \frac{\bar{T} + 273,15}{273,15} - 187,56 \cdot \left(\frac{\bar{T} + 273,15}{273,15}\right)^2; [\text{kg/m}^3] \quad (12)$$

$$\lambda = 0,563 + 0,186 \cdot \frac{\bar{T}}{100} - (0,0675 \cdot \frac{\bar{T}}{100})^2; [\text{W}/(\text{mK})] \quad (13)$$

$$c = 5,91 - 2,91 \cdot \frac{\bar{T} + 273,15}{273,15} + 1,214 \cdot \left(\frac{\bar{T} + 273,15}{273,15}\right)^2 \cdot 1000; [\text{kJ}/\text{kgK}] \quad (14)$$

Dinaminė klampa skaičiuojama dviems atvejams, kuomet vidutinė aušinančio vandens temperatūra didesnė už 120°, skaičiuojama pagal (15.2) formulę, jeigu mažesnė už 120°C- naudojama (15.1) formulė.

$$v_k = (0,294 \cdot e^{\left(\frac{2361,1}{T+273,15}+104,3\right)}) \cdot 0,000001; [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (15.1)$$

$$v_k = (57,72762 - 46,134708 \cdot \frac{\bar{T}}{100} + 18,379 \cdot \left(\frac{\bar{T}}{100}\right)^2 - 4,214 \cdot \left(\frac{\bar{T}}{100}\right)^3 + 0,653 \cdot \left(\frac{\bar{T}}{100}\right)^4 - 0,060 \cdot \left(\frac{\bar{T}}{100}\right)^5) \cdot 0,00001; [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (15.2)$$

Pirmiausia įvertinama šiluminė turbinos kondensatoriaus galia, kurios vertė priklauso nuo tiekiamo garo debito pereinančio per kondensatorių, bei pradinės ir galinės garo bei kondensato entalpijų skirtumo (remiantis (9) formule).

Šiuo atveju $h_1=2754,6$ kJ/kg (kuomet pradinė garo temperatūra 138°C ir 0,8bar slėgis), o kondensato entalpija apskaičiuojama, žinant, jog prie 0,8bar slėgio vandens sotinimo temperatūra yra 93,5°C, todėl tokiai temperatūrai esant garas susikondensuos. Kondensato entalpija randama jo temperatūrą padauginus iš vandens savitosios šilumos:

$$h_2 = T_{kond} \cdot 4,816; [\text{kJ/kg}] \quad (16)$$

Tuomet pagal (16) formulę:

$$h_2 = 93,5 \cdot 4,816 = 391,4; [\text{kJ/kg}]$$

Žinant garo debitą, entalpiją bei kondensato entalpiją, randama šiluminė galia kondensatoriuje.

$$Q_{\text{s}} = D_g \cdot (h_1 - h_2) = 2,8 \cdot (2754,6 - 391,4) = 6617 \text{ kW};$$

Sekančiu žingsniu norint apskaičiuoti turbinoje galimą pagaminti elektros energijos galia, remiamasi ta pačia logika, tačiau įvertinama garo entalpija prieš turbiną, bei garo entalpija prieš kondensatorių. Šiuo atveju garo, tiekiamo į turbinos agregatą pradinė entalpija $h_1=3387,8$ kJ/kg, ir imamas garo debito dydis kg/s.

$$Q_{\text{s}} = D_g \cdot (h_1 - h_2) = 2,8 \cdot (3387,8 - 2754,6) = 1772,9 \text{ kW};$$

Tiek elektros energijos turbina galėtų sugeneruoti esant duotiems parametrams, t.y. vasaros režimu idealiai (teoriškai). Tačiau matomai deklaruota turbinos galia yra ženkliai mažesnė (1,5 MW), todėl žinant šiuos skaičius, galima išsiaiškinti koks yra turbinos naudingumo koeficientas.

$$\eta = \frac{Q_{ed}}{Q_{et}} \cdot 100; \% \quad (17)$$

Į (17) formulę įsistačius reikšmes, gaunama:

$$\eta = \frac{1505}{1773} \cdot 100 = 84,8; \%$$

5.2 Teoriškai įmanomos kondensatoriaus galios įvertinimas

5.2.1 Kondensatoriaus galios įvertinimo algoritmas

Kondensatorius yra vienas iš svarbiausių šiluminės jėgainės įrenginių, kadangi jame susidarantis žemas slėgis leidžia garui plėstis bei gaminti elektros energiją kartu su šiluma. Todėl labai svarbu įvertinti kondensatoriaus darbinis režimus ir parengti algoritmą, pagal kurį tai galima padaryti.

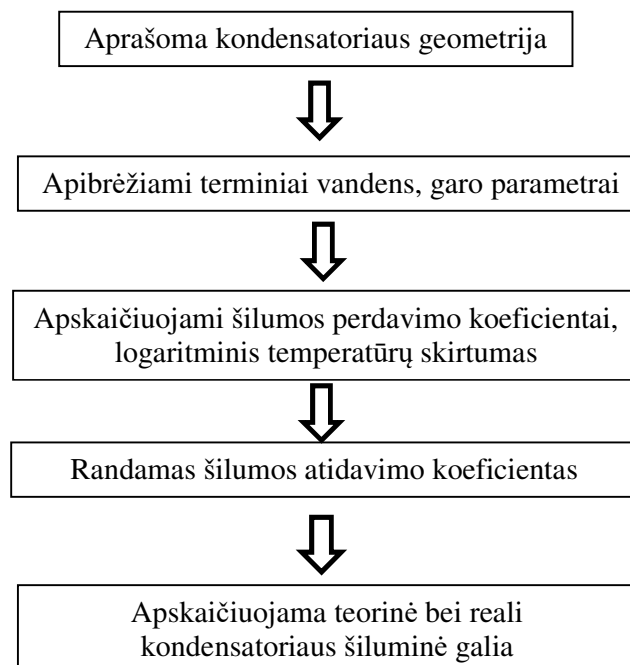
Pirmiausia turi būti įvertinta kondensatoriaus geometrija, kurią sudaro kondensatoriaus skersmuo, vamzdelių skaičius (taip pat jų ilgis bei skersmuo) ir pagal tai apskaičiuojamas šilumos mainų paviršiaus plotas.

Nuo kondensatoriuje pratekančio aušinančio vandens parametrų priklauso minėto žemo slėgio vertė, o nuo šios priklauso sugeneruotos elektros energijos galia (kuo slėgis kondensatoriuje žemesnis, tuo elektros energijos galima pagaminti daugiau). Todėl sekančiu žingsniu įvertinami aušinančio vandens temperatūra bei srautas, randamas garo slėgis kondensatoriuje.

Pagal šilumos pernašos procesus bei vandens ir garo parametrus apskaičiuojami šilumos atidavimo koeficientai vykstant faziniams virsmams (besikondensuojant garui), tuomet apskaičiuojamas šilumos perdavimo koeficientas.

Galiausiai apskaičiuojamas vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas, remiantis nustatytomis vandens bei garo temperatūrų reikšmėmis ir apskaičiuojama teorinė šiluminė galia, kuri galėtų būti perduota per apskaičiuotą kondensatoriaus šilumos mainų paviršių.

Algoritmo schema:



5.2.2 Kondensatoriaus šiluminis skaičiavimas

Kondensatoriaus galia priklauso nuo kondensatoriaus konstrukcijos, t.y. išorinio skersmens, šilumos mainų paviršiaus ploto (vamzdelių skersmens, bei ilgio ir jų skaičiaus).

Turbinos kondensatoriaus parametrai šiuo atveju yra duoti tokie:

Kondensatoriaus skersmuo	1200mm;
Kondensatoriaus efektyvus ilgis (vamzdelių) (L)	4770mm;
Vamzdelių skaičius (n)	934;
Vamzdelių skersmuo (dv)	18mm;
Vamzdelių sienelės storis (σ)	0,89mm;

Šilumokaičio viduje esantys vamzdeliai sudaro dvi ėjas (aušinant vanduo vieną kartą pakeičia kryptį)

Įvertinant teorinę kondensatoriaus šiluminę galią pasinaudojama šilumos ir masės mainų teorija.

Svarbiausias šilumokaičio parametras, tai jo efektyvus šilumos mainų paviršiaus plotas, jis apskaičiuojamas naudojant sekančius žingsnius:

Vieno vamzdelio skerspjūvio ilgis:

$$c = \pi d = 3,14 \cdot 18 = 56,52 \text{ mm}; \quad (18)$$

Vamzdelio paviršiaus plotas:

$$a = c \cdot L = 56,52 \cdot 4770 = 269600 \text{ mm}^2; \quad (19)$$

Bendras visų vamzdelių paviršiaus plotas:

$$F = a \cdot n = 269600 \cdot 934 = 25180677 \text{ mm}^2; \quad (20)$$

Gaunamas visas šilumos mainų paviršiaus plotas yra 251,8 m². Tačiau tai tik pirmas žingsnis norint išsiaiškinti kokią galią galima perduoti per visą paviršiaus plotą.

Žvelgiant giliau, yra aprašomi šilumos mainų procesai aušinančiam skysčiui tekant vamzdeliuose, kadangi tai būtina sąlyga norint įvertinti šilumos pernašos procesus vykstant faziniams virsmams. Nuo skysčio parametrų (temperatūros, greičio) vamzdelių viduje priklauso šilumos perdavimo koeficientai per vamzdelio sienelę bei temperatūra ant vamzdelio paviršiaus, ant kurio kondensuojasi garas. Susidaręs kondensatas apteka žemiau esančius vamzdelius ir taip nuo viršaus iki apačios sudaro kondensato plėvelę, kuri vėliau riboja šilumos atidavimą nuo garo aušinančiam skysčiui. Dėl šių priežasčių yra būtinas vamzdelių šilumokaitos aprašymas, norint išsiaiškinti tikrąją teorinę kondensatoriaus šilumokaičio galią.

Kondensatoriaus vamzdelio skerspjūvio plotas, per kurį teka aušinant vanduo, ir to vandens greitis apskaičiuojamas sekančiai:

$$s = \pi \cdot \left(\frac{d-2\sigma}{1000} \right)^2 [m^2]; \quad (21)$$

Bendras vamzdelių skerspjūvis vienoje vamzdelių ėjoje apskaičiuojamas, nes tas pats vandens debitas teka dvigubai didesnį atstumą nei esantis visas kondensatoriaus ilgis:

$$A = s \cdot \frac{n}{2} [m^2]; \quad (22)$$

Aušinančio vandens greitis vamzdeliuose vienoje ėjoje:

$$w = \frac{G_v}{\rho \cdot 3,6 \cdot A} [m^3/s]; \quad (23)$$

Vamzdelio sienelės vidutinė temperatūra (T_s) prie paviršiaus:

$$T_s = \frac{T_{kond} + T_2}{2} [^\circ C]; \quad (24)$$

Vidutinė kondensato sluoksnio temperatūra, kuris susidaro ant minėtų vamzdelių paviršiaus:

$$T_{ks} = \frac{T_{kond} + T_s}{2} [^\circ C]; \quad (25)$$

Aprašius fizinius vamzdelių parametrus, t.y. temperatūras ant šilumos mainų paviršių, tampa svarbus vamzdelių išsidėstymas. Šiuo atveju priimama, jog vamzdeliai šilumokaityje išdėlioti kvadratinio profiliu. Kadangi viso vamzdelių skaičius yra 934, tuomet tiek vertikaliai tiek horizontaliai išdėstytų vamzdelių skaičius (n_v) 31. Vadinasi, garas (kartu su kondensatu) tekėdamas iš viršaus į apačią, apiplauna 31 vamzdelį nuo viršaus iki apačios, tačiau viršutiniame sluoksnyje susidaręs kondensatas savo ruožtu apiplauna žemiau esančius vamzdelius ir sudaro kondensato plėvelę, kuri neigiamai veikia kondensacijos procesą. Šilumos atidavimo koeficientas nuo garo į vamzdelių sienelės esant tokiam reiškiniiui aprašomas pagal (26) formulę.

$$\alpha_1 = 0,8955 \cdot \left(\frac{5500 + 65 \cdot T_{ks} - 0,24 \cdot T_{ks}^2}{(T_{kond} - T_s) \cdot n_v \cdot \frac{d}{1000}} \right) \left[\frac{W}{m^2 K} \right]; \quad (26)$$

Taip pat apskaičiuojamas šilumos atidavimo koeficientas nuo vamzdelių sienelių aušinančiam vandeniui:

$$\alpha_2 = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot \bar{T}^2) \cdot \frac{w^{0,8}}{\left(\frac{d-2\sigma}{1000} \right)^2} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]; \quad (27)$$

Apskaičiavus šilumos atidavimo koeficientus, randamas šilumos perdavimo koeficientą per šilumos mainų paviršių:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]; \quad (28)$$

čia $\frac{\delta}{\lambda}$ yra vamzdžio sienelės terminės varžos išraiška, šiuo atveju priimama 0,000011 m²K/W.

Tikroji šilumokaičio šilumos perdavimo paviršiaus galia apskaičiuojama naudojantis (29) lygtimi:

$$Q = \frac{k \cdot F \cdot \Delta T_m}{1000} [kW]; \quad (29)$$

ΔT_m yra vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas apskaičiuojamas pagal (30) formulę. Jis naudojamas, kadangi vykstant šiluminiais procesams šilumokaityje, temperatūros pokyčiai yra netolygūs, todėl negalima imti paprasto temperatūrų vidurkio.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{kond}-T_2)(T_{kond}-T_1)}{\ln \frac{(T_{kond}-T_2)}{(T_{kond}-T_1)}} [^{\circ}C]; \quad (30)$$

5.2.3 Kondensatoriaus galios įvertinimo algoritmo skaičiavimo pavyzdys.

Kondensatoriaus vieno vamzdelio skerspjūvio plotas:

$$s = \pi \cdot \left(\frac{d-2\sigma}{1000}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{18-2 \cdot 0,89}{1000}\right)^2 = 0,0002 m^2;$$

Bendras vamzdelių skerspjūvis vienoje vamzdelių ejoje:

$$A = s \cdot \frac{n}{2} = 0,0002 \cdot \frac{934}{2} = 0,096 m^2;$$

Aušinančio vandens greitis vamzdeliuose vienoje ejoje:

$$w = \frac{G_v}{\rho \cdot 3,6 \cdot A} = \frac{246}{979 \cdot 3,6 \cdot 0,096} = 0,723 m^3/s;$$

Vamzdelio sienelės vidutinė temperatūra (T_s) prie paviršiaus:

$$T_s = \frac{T_{kond} + T_2}{2} = \frac{93,5 + 60}{2} = 79,5 ^{\circ}C;$$

Vidutinė kondensato sluoksnio temperatūra, kuris susidaro ant minėtų vamzdelių paviršiaus:

$$T_{ks} = \frac{T_{kond} + T_s}{2} = \frac{93,5 + 79,5}{2} = 86,5 ^{\circ}C;$$

Šilumos atidavimo koeficientas nuo kondensato vamzdžiui paviršiui:

$$\alpha_1 = 0,8955 \cdot \left(\frac{5500 + 65 \cdot T_{ks} - 0,24 \cdot T_{ks}^2}{(T_{kond} - T_s) \cdot n_v \cdot \frac{d}{1000}}\right) = 0,8955 \cdot \left(\frac{5500 + 65 \cdot 86,5 - 0,24 \cdot 86,5^2}{(93,5 - 79,5) \cdot 31 \cdot \frac{18}{1000}}\right) = 5154,6 \left[\frac{W}{m^2 K}\right];$$

Šilumos atidavimo koeficientas nuo vamzdžio sienelės aušinančiam vandeniui:

$$\alpha_2 = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot \bar{T}^2) \cdot \frac{w^{0,8}}{\left(\frac{d-2\sigma}{1000}\right)^2} = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot 65,5^2) \cdot \frac{0,73^{0,8}}{\left(\frac{18-2 \cdot 0,89}{1000}\right)^2} = 4970 \left[\frac{W}{m^2 K}\right];$$

Šilumos perdavimo koeficientas per šilumokaityje esančius šilumos mainų paviršius:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{5154} + \frac{1}{4273} + 0,00011} = 2461,8 \left[\frac{W}{m^2K} \right];$$

Vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{kond}-T_2)(T_{kond}-T_1)}{\ln\left(\frac{T_{kond}-T_2}{T_{kond}-T_1}\right)} = \frac{(93,5-60)(93,5-71)}{\ln\left(\frac{93,5-60}{93,5-71}\right)} = 27,6[^\circ C];$$

Apskaičiuojama kondensatoriaus galia:

$$Q = \frac{k \cdot F \cdot \Delta T_m}{1000} = \frac{2461 \cdot 251,8 \cdot 27,6}{1000} = 17103 [kW];$$

Matoma kad patikrinamojo skaičiavimo metu gauta šiluminė galia apie 17MW, o tai yra ženkliai didesnė nei realiai gauta 6,5MW. Vadinasi, toks turbinos kondensatorius esant tokiam režimui, gebėtų atiduoti žymiai daugiau galios nei dabar realizuojama.

Galima išsiaiškinti, kokią elektrinę galią gebėtų išsvystyti turbina su tokiu kondensatoriumi, jį išnaudojant pilnai.

Svarbiausi pradiniai duomenys, garo slėgis, garo temperatūrą bei garo išsiplėtimo taškas kondensatoriuje paliekami tokie patys, tačiau šiuo atveju turimas papildomas dėmuo-kondenstoriaus šiluminė galia. Taigi norint pagaminti 17MW šiluminės galios, reikalingas garo kiekis apskaičiuojamas pagal (10) formulę, išsivedant garo debitą, kaip vienintelį nežinomąjį:

$$D_g = \frac{Q_s}{\Delta h} = \frac{17103}{(2754,6-391,4)} = 7,2 \text{ kg/s};$$

Gavus reikalingą garo debitą, apskaičiuojama potenciali turbinos galia:

$$Q_{el} = D_g \cdot \Delta h \cdot \eta = 7,2 \cdot (3387,8 - 2754,6) \cdot 0,85 = 3875,15 \text{ kW};$$

Visgi per didelę kondensatoriaus galią galima paaiškinti tuo, kad turbina parinkta pagal garo katilo galią, t.y. garo katilo našumas nėra pakankamas realizuoti turbinos kondensatoriaus pilną šiluminę galią. Matoma, kad išnaudoti visą potencialą šiame režime, į turbiną reikėtų tiekti 7,2 kg/s (26 t/h) Su tokiu turbinos kondensatoriumi duotajam režime būtų galima pagaminti 3,875 MW elektrinės galios, tačiau katilo našumas siekia tik 14,5 t/h o turbinos nominali galia ribojama iki 1,5 MW galios.

Visgi vienas iš aspektų, leidžiančių pasiekti didesnę efektyvumą kogeneracinėje jėgainėje, visas potencialus galios rezervo išnaudojimas. Žiūrint iš termodinaminės pusės, būtų racionalu siekti maksimalios garo našumo vertės, gaminti daugiau elektros energijos, bei išnaudoti visą kondensatoriaus šiluminį rezervą.

5.3 Atvirkštinis turbinos šiluminis balansas garo poreikiui prognozuoti.

Praėjusiam skyrelyje išanalizuotas ir pateiktas turbinos agregato galios patikrinimas ir skaičiavimas, perrašius skaičiavimo eigą, leidžia nuspėti garo katilo našumą (tiekiamo garo kiekį į turbiną) esant besikeičiantiems aušinančio vandens parametrams.

Skaičiavimams priimta, jog turbinos galia išlaikoma pastovi ($Q_{el}=\text{const.}$) ir lygi 1,5MW. Temperatūrinio grafiko kitimo dinamika ir priklausomybė nuo lauko temperatūros, imama iš 1 lentelės.

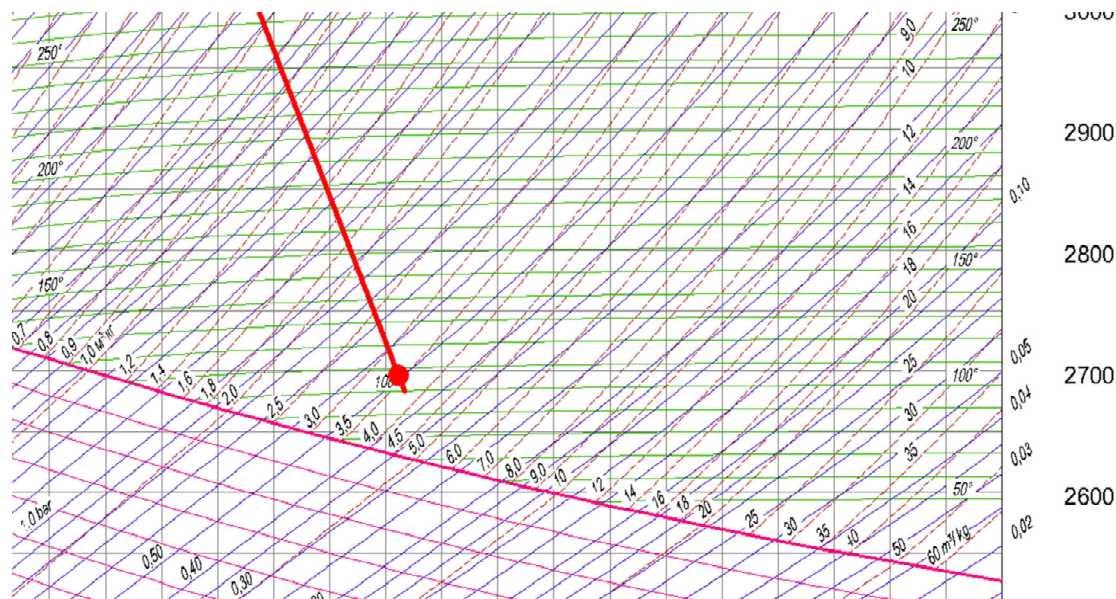
Pirmiausia nusistatomos tiekama temperatūra į šilumos tinklus (T_1) ir grįžtanti temperatūra iš jų (T_2).

Nuo aušinančio vandens temperatūros priklauso slėgis turbinos kondensatoriuje, iki kurio bus išplečiamas garas. Šiame variante priimamos temperatūros, kurios tinkluose būna nešildymo sezono metu (10 °C lauko temperatūra).

Paduodamos ir grįžtančios temperatūros vertės: $T_1=68,5$ °C, $T_2=47$ °C. Temperatūrų skirtumas $\Delta T=21,5$ °C.

Slėgis kondensatoriuje nustatomas pagal T_1 temperatūrą, naudojantis vandens garo sotinimo lentelėmis, kadangi temperatūros reikšmės nėra visiškai tiksliai sutampančios su reikšmėmis lentelėje, tiksliam sotinimo slėgiui rasti pasitelkiamas interpoliacijos metodas. Gaunama, jog esant 68,5 °C sotinimo slėgis yra 0,2927 bar, tačiau prie šios reikšmės įvedama 0,125 bar pataisa dėl nepilno garo išsiplėtimo, todėl slėgis kondensatoriuje priimamas $P_k=0,4$ bar.

Pasinaudojant H-s diagrama, pritaikant 5.1 paveiksle pavaizduotą realų garo išsiplėtimą (kreivę) nustatoma garo temperatūra pagal slėgį kondensatoriuje.



5.1 Pav. Garo išsiplėtimo taškas (raudonas apskritimas) turbinos kondensatoriuje.

Pagal diagramą randama temperatūra kondensatoriuje, kuri yra $T_k=108$ °C. Šio taško entalpija $h_k=2699$ kJ/kg.

Pagal šiuos parametrus apibrėžiamas garo kiekis reikalingas pagaminti 1,5MW elektros energijos:

$$D_g = \frac{Q_{el}}{\Delta h} = \frac{1500}{3387-2699} = 2,2 \text{ kg/s};$$

Tuomet galia kondensatoriuje apskaičiuojama randant sotinimo temperatūrą prie 0,4bar slėgio. Remiantis žinytais, ši temperatūra yra 75,8 °C, tuomet entalpija lygi (pagal (16) formulę 317,7 kJ/kg:

$$Q_{\xi} = D_g \cdot \Delta h = 2,2 \cdot (2699 - 317,7) = 5238,86 \text{ kW};$$

Pasinaudojus realios kondensatoriaus galios skaičiavimu, gaunama $Q_{\xi t} = 7396 \text{ kW}$.

Apskaičiuojamas aušinančio vandens srautas, reikalingas nuimti kondensatoriaus šiluminę galią, pritaikius (4) formulę:

$$G_v = \frac{Q_{\xi}}{4,186 \cdot \Delta T} = \frac{5238,86}{4,186 \cdot 21,5} = 58,2 \text{ kg/s};$$

Remiantis šiuo pavyzdine skaičiavimo metodika, galima surasti turbinos ir kondensatoriaus darbo parametrus bei jų pasikeitimo dinamiką viso aušinančio vandens temperatūrinio grafiko diapazone.

Turbinos bloko duomenų priklausomybė nuo temperatūrinio grafiko (rezultatai)

Remiantis anksčiau išdėstyta metodika skaičiavimai atliekami trisdešimčiai taškų (lauko temperatūros diapazone nuo +10°C iki -20°C. Skaičiavimo rezultatai pateikiami trečioje lentelėje.

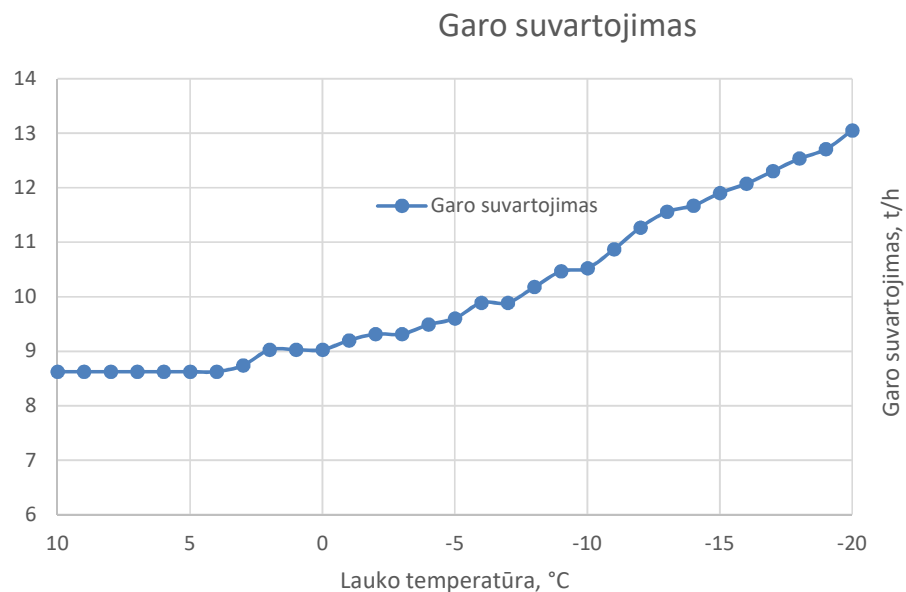
5.1 Lentelė. Turbinos parametrų priklausomybė nuo temperatūrinio grafiko

Lauko temperatūra	T1	T2	pk	D	Qš	Qel	Qt	Gv
°C	°C	°C	bar	t/h	kW	kW	kW	m ³ /h
10	68.5	48	0.4	8.625	5622.35	1506	7663.6	235.8671
9	68.5	48	0.4	8.625	5622.35	1506	7663.6	235.8671
8	68.5	48	0.4	8.625	5622.35	1506	7663.6	235.8671
7	68.5	48	0.4	8.625	5622.35	1506	7663.6	235.8671
6	68.5	48	0.4	8.625	5622.35	1506	7663.6	235.8671
5	68.5	48	0.4	8.625	5622.35	1506	7663.6	235.8671
4	69.5	48	0.4	8.625	5622.35	1506	7663.6	224.8965
3	70.5	48	0.43	8.74	5702.85	1506	8515.75	217.978
2	71.5	48	0.48	9.0275	5923.65	1502	9602.5	216.7828
1	73.2	48	0.49	9.0275	5921.35	1500	8012.05	202.0801
0	73.2	48	0.49	9.0275	5921.35	1500	8012.05	202.0801
-1	77.2	48	0.55	9.2	6034.05	1502	6137.55	177.7171
-2	79.3	48	0.58	9.315	6108.8	1508	6987.4	167.8475
-3	81	48	0.62	9.315	6099.6	1500	6839.05	158.961
-4	82.9	48	0.66	9.4875	6219.2	1506	8051.15	153.2542
-5	85.4	51	0.72	9.6025	6289.35	1508	8462.85	157.2355
-6	87.8	51	0.77	9.89	6514.75	1507	8291.5	152.2486
-7	90.3	51	0.82	9.89	6546.95	1508	7826.9	143.2682

-8	92.8	51	0.9	10.1775	6694.15	1505	8549.1	137.7281
-9	95.2	51.1	0.98	10.465	6900	1509	8307.6	134.5593
-10	97.7	51.1	1.06	10.5225	6931.05	1505	8204.1	127.9135
-11	100	52.1	1.12	10.8675	7192.1	1500	7910.85	129.1289
-12	102.5	53.1	1.27	11.27	7475	1503	9290.85	130.133
-13	104.9	54.1	1.37	11.5575	7686.6	1504	9480.6	130.1289
-14	107.3	55.1	1.44	11.6725	7760.2	1503	8858.45	127.8515
-15	109.7	56.1	1.625	11.9025	7892.45	1506	10295.95	126.634
-16	112.1	57	1.66	12.075	8030.45	1500	8843.5	125.3405
-17	114.4	58	1.77	12.305	8181.1	1506	8721.6	124.7487
-18	116.3	59	1.82	12.535	8309.9	1504	7408.3	124.7224
-19	119.2	60	2	12.7075	8452.5	1503	7751	122.7911
-20	121.5	61	2.18	13.0525	8688.25	1502	8763	123.5038

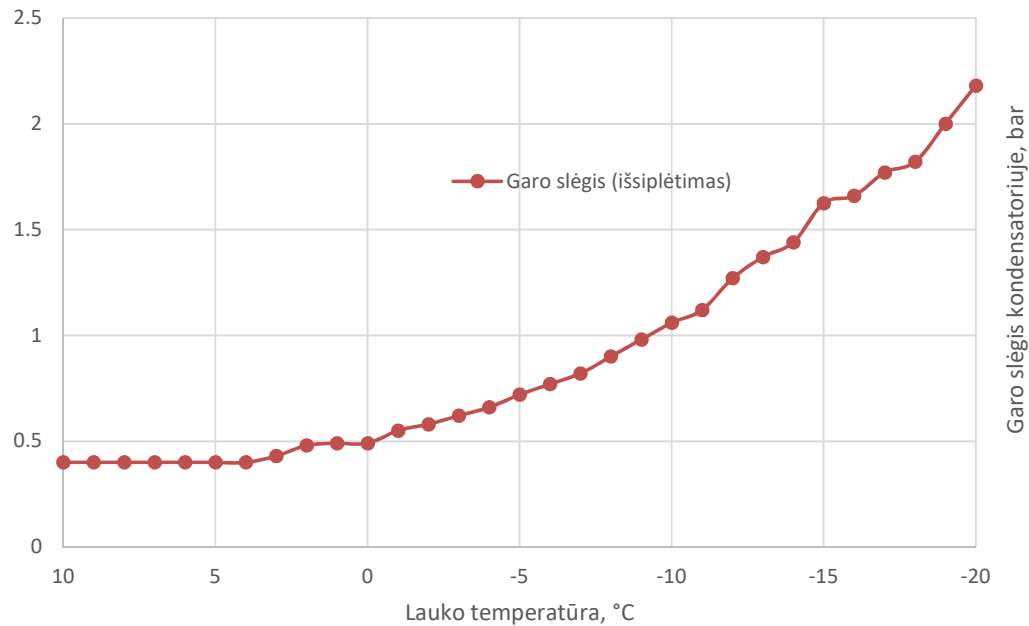
Pirmoje grafoje parodytas lauko temperatūros pasikeitimas, antroje ir trečioje grafose įvertintos tiekiamo ir grįžtančio termofikacinio vandens temperatūros (tai tas pats vanduo kuris aušina ir kondensuoja atidirbusį turbinoje garą), ketvirtoje grafoje pavaizduotas slėgis kondensatoriuje iki kurio išplečiamas garas, penktoje- reikiamas garo našumas iš katilo turbinai (siekiant gaminti pastovią 1,5MW elektrinę galią), šeštoje grafoje- suteikiamas šilumos kiekis kondensatoriuje, septintoje- pagaminama elektrinė galia (const. ~1500kW), aštuntoje teorinė šiluminės galios vertė, kurią prie duotų parametrų būtų galima pasiekti per žinomą kondensatoriaus šilumos perdavimo paviršiaus plotą, bei devintoje- reikalingas aušinančio vandens debitas kondensatoriaus pagamintai šilumai nuimti.

Skaičiavimų rezultatų atvaizdavimui, sugeneruojami grafikai, parodantys turbinos bloko parametrų pasikeitimą (priklausomybę) nuo aušinimo (temperatūrinio grafiko) režimų.



5.2 Pav. Garo suvartojimas kondensatoriuje

Garų slėgio pokytis

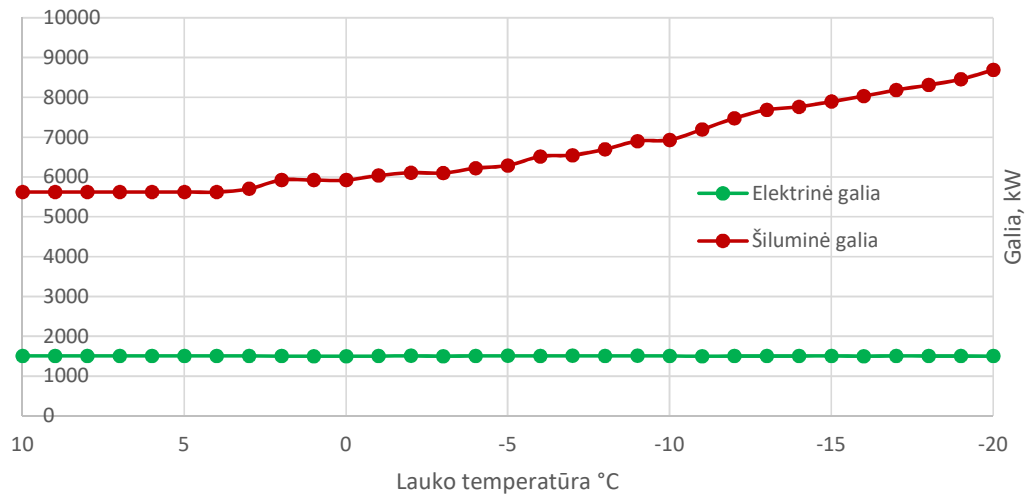


5.3 Pav. Garų slėgio kondensatoriuje pokytis

Pirmiausia atvaizduojamas garo suvartojimas turbinoje kartu su slėgiu iki kurio jis išplečiamas kondensatoriuje. Matoma, jog garo kiekis išsilaiko pastovus esant šildymo sezono pradžiai (nuo 10°C iki 3°C) iki lūžio taško. Tuo metu termofikacinio vandens temperatūros išlaiko savo vertes, bei kaip matoma 4.3 lentelėje turi 68,5°C (teikiama) ir atitinkamai 47-48°C (grįžtanti). Čia grįžtančiai temperatūrai jau yra įvertintas temperatūros padidėjimas lyginant su anksčiau pavaizduota 1 lentele, kadangi įvertinamas garo katilo kondensacinio ekonomizerio darbas. Jis kondensuoja dūmus kuomet grįžtanti temperatūra iš tinklų nėra didesne nei 50-51°C (savo ruožtu vanduo taip pat pašildomas iki 48-51°C viršutinės ribos), todėl iki -5° lauko temperatūros grįžtančio vandens temperatūra į kondensatorių yra tolygi.

Nuo lūžio taško garo suvartojimas turbinai kyla sparčiau ir šalčiausiu metu gali siekti 13 t/h. Tuo tarpu slėgis iki kurio garas išplečiamas kondensatoriuje (P_k) (5.3 pav.) taip pat stabiliai didėja, kai didėja aušinančio vandens temperatūra (atitinkamai 0,4 bar iki 2,18 bar). Tai lemia kokios vertės garo entalpija būna prieš prasidedant kondensacijos procesui.

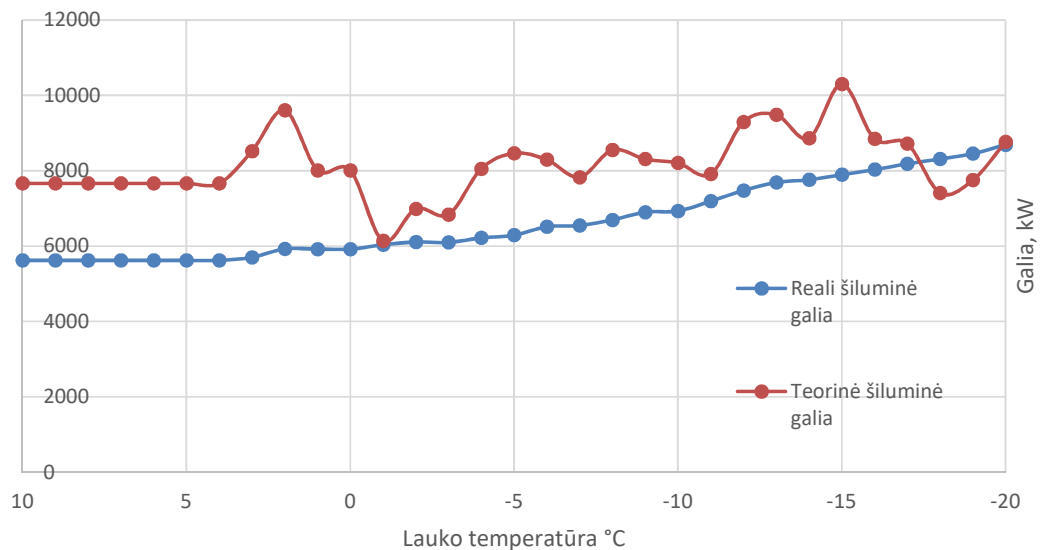
Šiluminės ir elektrinės galios priklausomybė nuo lauko temperatūros



5.4. Pav. Šiluminės ir elektrinės galios vertės priklausomybė kintant lauko temperatūrai

Besikeičiant garo srautui į turbiną, tačiau siekiant išlaikyti elektrinį turbinos darbo režimą, keičiasi pagaminamos šilumos kiekis. 5.4 paveiksle matoma, kad išlaikant pastovią elektrinę galią 1,5MW, šiluminė galia keičiasi nuo 5,5 iki beveik 9 MW, nors iki temperatūrinio grafiko lūžio taško išsilaiko pastovi, tačiau už lūžio taško pradeda kilti, keičiantis aušinančio vandens temperatūroms.

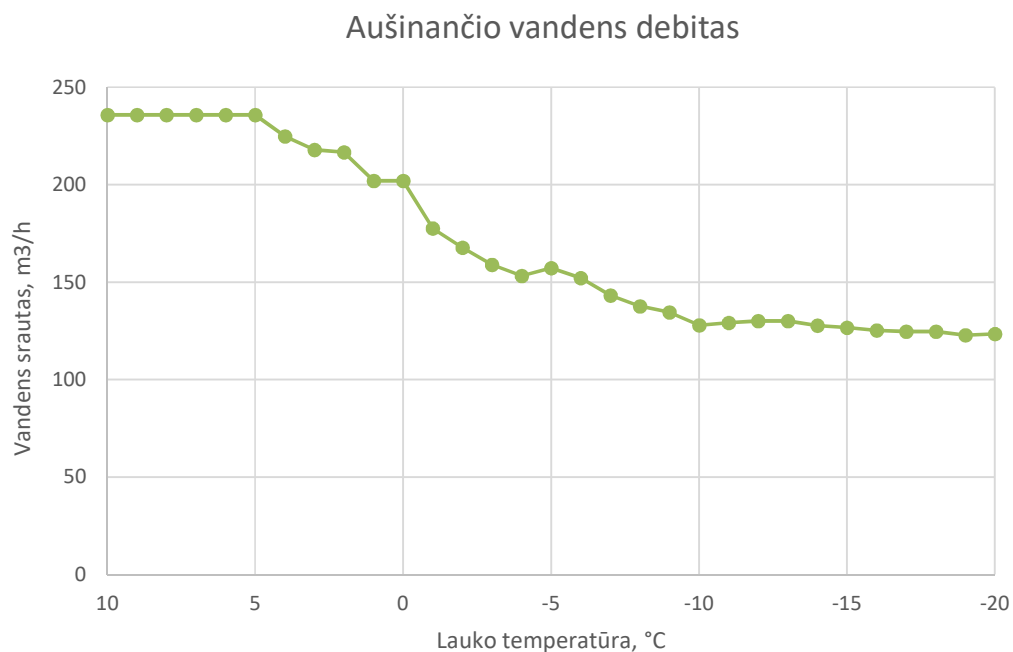
Teorinė ir reali šiluminė galia



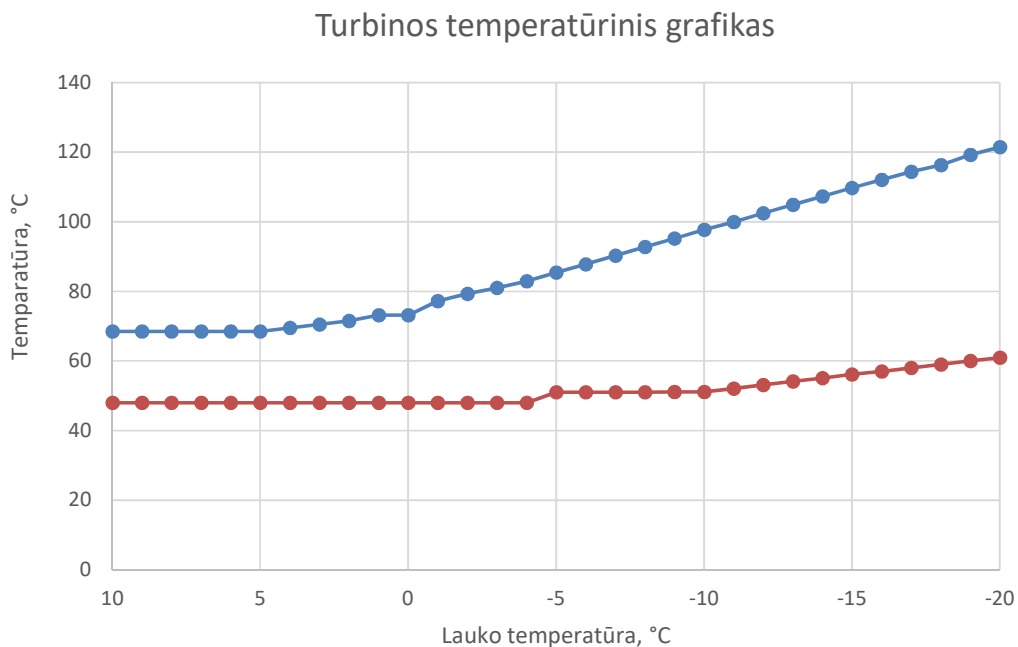
5.5 Pav. Teorinės ir realios kondensatoriaus galios palyginimas

5.5 paveiksle atvaizduotas šiluminės galios skirtumas visame temperatūros diapazone. Iš grafiko ryškiai matosi, jog esant skaičiuojamiems parametrų teoriskai įmanoma nuvesti šiluma

aušinančiam vandeniui yra didesnė nei realizuojama. Tačiau lyginant su realia galia, teorinių verčių pasiskirstymo pobūdis yra chaotiškas (netolygus), tai galima paaiškinti perkaitinto garo slėgio ir temperatūros kondensatoriuje netikslumais, kurie atsiranda naudojantis H-s diagrama (galimai nevisiškai tiksliai įvertintas garo išsilpėjimo kreivės posvyrio kampas), tačiau paklaidos nėra neigiamai nulemiančios galutinį rezultatą, kadangi realios šiluminės galios generavimas atvaizduotas gana tiksliai bei tolygiai..



5.6 Pav. Aušinančio vandens debito ir temperatūros režimo priklausomybė

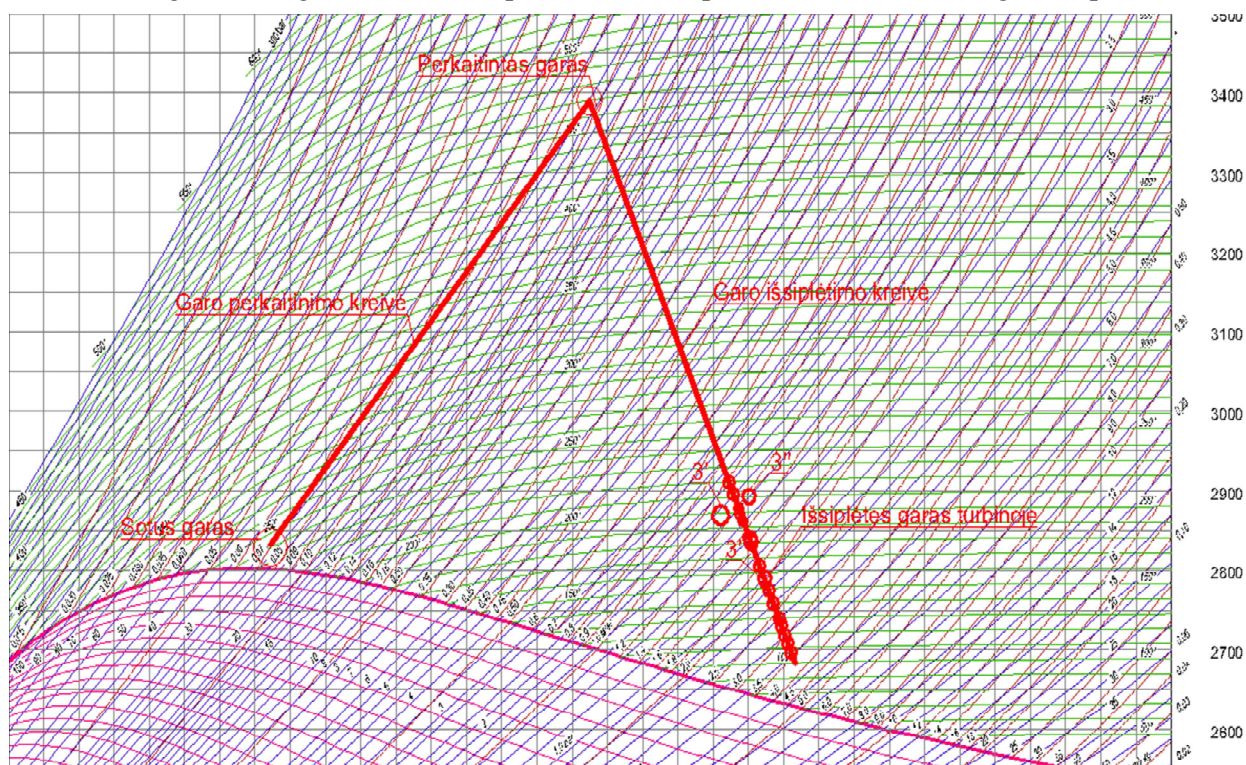


5.7 Pav. Temperatūrinis grafikas turbinai

5.6 ir 5.7 paveiksluose pavaizduojamas aušinančio vandens debitas, reikalingas nuimti generuojamą šilumą kondensatoriuje, priklausant nuo lauko temperatūros vertės ir temperatūrinio grafiko.

Bendras srauto kitimo pobūdis yra mažėjanti kreivė, nepaisant to, kad kondensatoriuje nuvedama šiluma didėjanti. Taip yra todėl, kad aušinančio vandens temperatūrų skirtumas nuolat didėja, o aušinančio vandens srauto priklausomybė yra atvirkščiai proporcinga vandens temperatūrų skirtumui (didėjant temperatūrų skirtumui, srautas mažėja).

H-s diagramos fragmentas turbinai pateikiamas 5.8 paveiksle, o visa H-s diagrama- priede.



5.8 Pav. Garo pasikeitimo proceso atvaizdavimas H-s diagramoje.

5.4 Garo katilo agregato technologinis įvertinimas

Šiame skyriuje apžvelgiamas garo katilo, naudojamo turbinos garui gaminti, naudingumas (atvirkštinio balanso metodu) bei sudeginamo biokuro kiekis priklausantis nuo pačio katilo našumo.

Apsibrėžiama biokuro masės elementinė priimama pasinaudojant „Biokuro naudotojo žinynu“ (5.2 lentelėje), jam esant 40% drėgnumui priimama 10,1 MJ/kg žemutinė degimo šiluma.

5.2 Lentelė. Kuro elementinė sudėtis ir parametrai naudojami katilo efektyvumui

C	H	S	N	O	A	W	Teor. V0	Qž
%	%	%	%	%	%	%	m ³ /kg	kJ/kg
31	3	0.2	1.1	19	3	40	2.8	10100

Atvirkštinis katilo energetinis balansas apskaičiuojamas taip:

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5); \% \quad (31)$$

čia: Q2-šilumos nuostolių dalis išeinanti su karštais dūmais;

Q3-nuostoliai katile dėl nepilno cheminio sudegimo;

Q4-nuostoliai katile dėl nepilno mechaninio sudegimo;

Q5-šilumos nuostoliai į aplinką.

Komponentai perskaičiuojami į procentinę išraišką pagal kuro žemutinę šiluminę vertę:

$$q = \frac{Q}{Q_z^n} \quad (32)$$

Q2 nuostoliai su karštais dūmais apskaičiuojami:

$$Q_2 = (V_{i\check{s}} \cdot c_{i\check{s}} \cdot t_{i\check{s}} - \alpha \cdot V_t^0 \cdot c_0 \cdot t_0) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right); \quad (33)$$

čia: Viš- dūmų tūris po sudegimo (su oro pertekliumi) m³/kg;

ciš- dūmų savitoji šiluma kJ/kgK;

tiš- dūmų temperatūra į kaminą 200°C;

α- oro pertekliaus koeficientas (biokurui priimamas 1,2)

Vt- teorinis oro tūris reikalingas sudeginti kilogramą biokuro, m³/kg

c0- oro tiekiamo degimui savitoji šiluma kJ/kgK;

t0- oro tiekiamo degimui temperatūra 18°C.

Paskutinis lygties narys- pataisa, į kurią įskaičiuojami mechaniniai nevisiško sudegimo nuostoliai. Šie nuostoliai visuomet yra didžiausi

q3- nuostoliai dėl nepilno cheminio sudegimo kūryklose yra labai maži, jie svyruoja tarp 0,2...0,5%. Kadangi katilas pastatytas naujai, parenkama 0,2%.

q4- procentinė nuostolių dalis parenkama 5%, tuo tarpu q5- nuostoliai į aplinką mažiems katilams parenkami 2%.

Atliekamas skaičiavimas pagal formules (31)-(33):

$$Q_2 = (3,36 \cdot 1,097 \cdot 200 - 1,2 \cdot 2,8 \cdot 1,2386 \cdot 18) \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) = 662,3 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right];$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_z^n} = \frac{662,3}{10100} \cdot 100 = 6,5\%;$$

Pagal (31) formulę:

$$\eta_k = 100 - (6,5 + 0,2 + 5 + 2) = 86,3\%;$$

Radus garo katilo naudingumo koeficientą, apskaičiuojamas jo suvartojamas kuro kiekis. Jis priklauso nuo katilo našumo, maitinimo vandens ir garo entalpijų, kuro žemutinės šilumos ir naudingumo koeficiento.

$$B = \frac{D \cdot (h_g - h_{mv})}{Q_2^p \cdot \eta_k} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (34)$$

(34) formulėje naudojamos garo ir vandens entalpijos: $h_g=3387$ kJ/kg; $h_{mv}=873$ kJ/kg

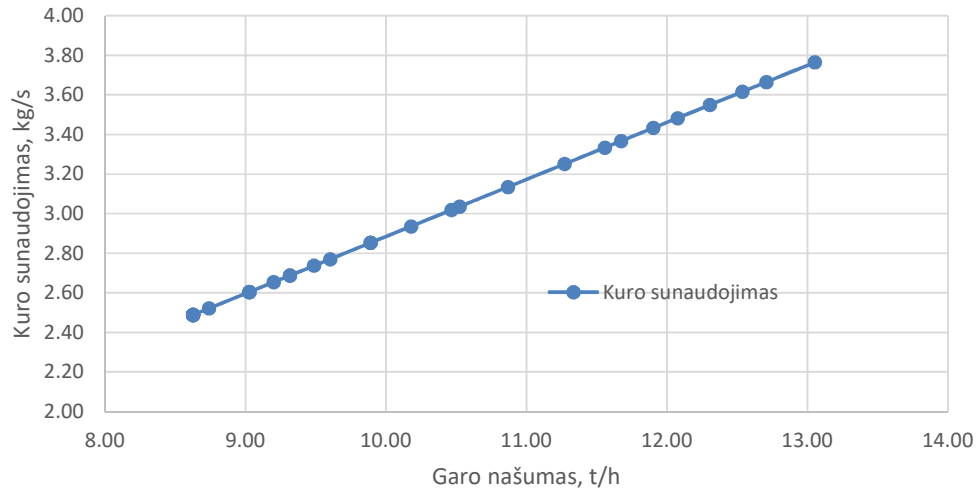
Skaičiavimo rezultatai pateikiami žemiau esančioje lentelėje, pasinaudojus anksčiau apskaičiuotu reikalingu garo našumu.

5.3 Lentelė. Garo našumo ir kuro sunaudojimo santykis

D	B	D/B
t/h	kg/s	
8.63	2.49	3.47
8.63	2.49	3.47
8.63	2.49	3.47
8.63	2.49	3.47
8.63	2.49	3.47
8.63	2.49	3.47
8.63	2.49	3.47
8.63	2.49	3.47
8.74	2.52	3.47
9.03	2.60	3.47
9.03	2.60	3.47
9.03	2.60	3.47
9.20	2.65	3.47
9.32	2.69	3.47
9.32	2.69	3.47
9.49	2.74	3.47
9.60	2.77	3.47
9.89	2.85	3.47
9.89	2.85	3.47
10.18	2.94	3.47
10.47	3.02	3.47
10.52	3.03	3.47
10.87	3.13	3.47
11.27	3.25	3.47
11.56	3.33	3.47
11.67	3.37	3.47
11.90	3.43	3.47
12.08	3.48	3.47
12.31	3.55	3.47
12.54	3.62	3.47
12.71	3.67	3.47
13.05	3.76	3.47

Lentelėje matyti, jog generuojamo garo ir suvartojamo kuro santykis yra pastovus dydis, todėl priklausomybė turi būti tiesinė (5.9 pav.)

Kuro sunaudojimas



5.9 Pav.. Garo katilo kuro sunaudojimo priklausomybė nuo garo našumo.

Matoma, jog didėjant garo kiekiui didėja kuro suvartojimas, todėl šie dydžiai yra proporcingi tiesiogiai.

Remiantis (34) formule, bei 5.9 paveikslu duomenimis, išsiaiškintas kuro bei garo našumo proporcingumas leidžia teigti, jog efektyviam katilo darbui (stabiliam garo generavimui) reikalingas geros sudėties kuras. Tai kuras, kurio šiluminė vertė būtų panašios vertės, kuomet naudojamas garo katilas.

5.5 Kuro suvartojimo garo katile priklausomybė nuo biokuro drėgnumo.

Praėjusiam skyrelyje išsiaiškinta jog pagamintas garo kiekis katile yra tiesiogiai proporcingas sudeginamo kuro kiekiui. Taip pat iš (34) formulės galima spręsti, jog sudeginamo kuro kiekis yra atvirkščiai proporcingas deginamo kuro šiluminei vertei.

Negana to, „Biokuro naudotojo žinyne“ taip pat yra rašoma, jog biokuro šiluminė vertė tiesiogiai priklauso nuo jo drėgmės (kuo kuras sausesnis, tuo šiluminė vertė didesnė), todėl priimama, jog 30% drėgmės turintis kuras yra 14MJ/kg šiluminės vertės, o 20% - 15MJ/kg.

Dėl minėtų kuro šiluminių verčių ir drėgmės priklausomybių daroma išvada, jog turbinai tiekti garą labiausiai vertėtų deginant sausiausią kurą koks tik yra įmanomas.

Siekiant gaminti maksimalų garo kiekį katile (14,5 t/h) galima išskaičiuoti kokį kiekį reikėtų sudeginti kuro abiem minėtais kuro drėgnumo atvejais.

Pirmu atveju:

$$B_{30\%} = \frac{14,5 \cdot (3387 - 873)}{14000 \cdot 0,863} = 3,0 \left[\frac{kg}{s} \right];$$

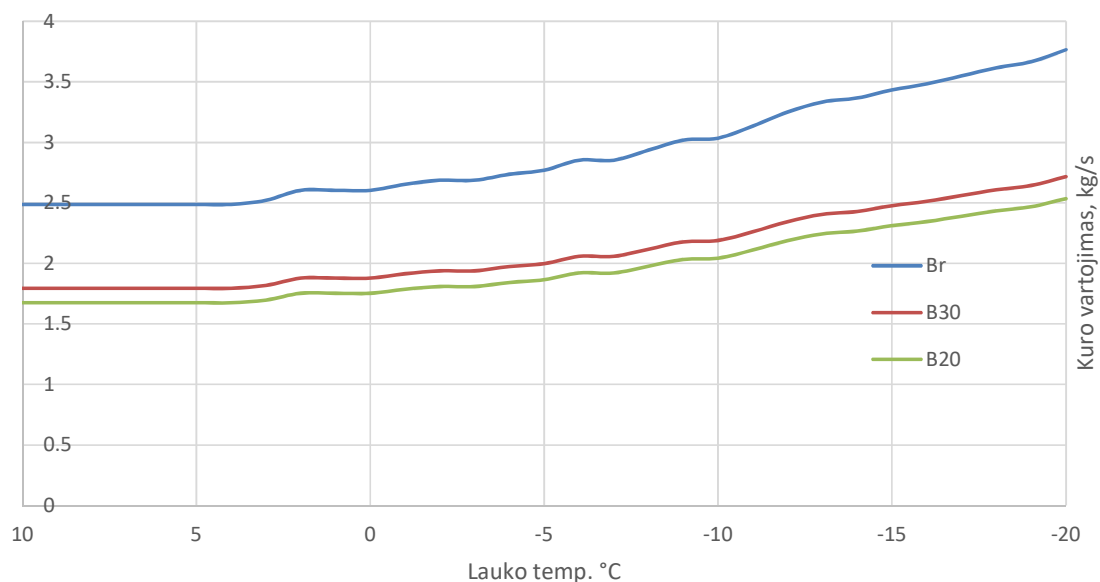
Antru atveju:

$$B_{20\%} = \frac{14,5 \cdot (3387 - 873)}{15000 \cdot 0,863} = 2,8 \left[\frac{kg}{s} \right];$$

Matoma, jog esant našiausiam garo katilo darbo režimui, bei deginant kiek įmanoma sausesnį kurą, galimai būtų sutaupoma apie 1 kg/s deginamo kuro (5.10 paveikslas).

Apžvelgiant kuro suvartojimą priklausomai tik nuo jo drėgmės, visais atvejais gaminant tik 1,5 MW elektros energijos pasinaudojama 5.10 paveiksle esančiu grafiku.

Kuro suvartojimo palyginimas



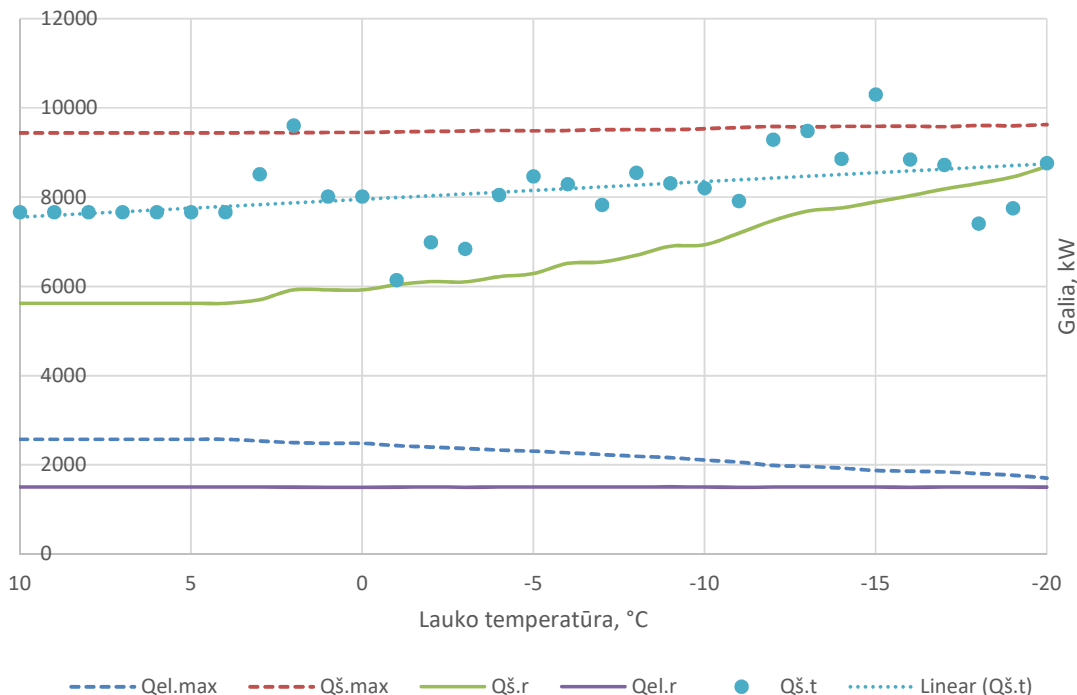
5.10 Pav. Suvartojamo kuro kiekis priklausomai nuo jo drėgnumo

Grafike Br linija vaizduoja anksčiau apskaičiuotą kuro suvartojimą kuomet jo drėgnumas yra 40%, B30 ir B20 atitinkamai reiškia 30% ir 20% kuro drėgmę.

5.6 Šilumos ir elektros gamyba esant maksimaliam (efektyviausiam) režimui

Išsiaiškinta, jog jėgainei idealiausia būtų naudoti sausą kurą bei gaminti kiek įmanoma daugiau garo, tam kad būtų galima išnaudoti visą jėgainės pajėgumą (rezervą). Tokiu atveju katilui dirbant maksimaliu 14,5 t/h garo našumu, apskaičiuojamos elektrinės bei šiluminės galios vertės naudojantis 5.4 skyriuje aprašyta metodika, rezultatai pateikiami sekančiuose paveiksluose.

Teorinės, realios ir maksimalios galios palyginimas



5.11 Pav. Elektrinės ir šiluminės galių palyginimas

5.11 paveiksle matomas galių palyginimas rodo, jog gaminant maksimalų garo kiekį būtų galima pagaminti apie 9,5 MW šiluminės galios, bei 1,7÷2,5 MW elektrinės galios. Tačiau, taip pat matomas ir teoriškai įmanomos kondensatoriaus šiluminės galios ribos, kurios parodo, jog nebūtų įmanoma nuvesti visos pagaminamos šilumos kondensatoriuje nepaisant to, jog garo katilas sugebėtų realizuoti tokius galios kiekius.

Atsižvelgiant į garo turbinos pajėgumą, bei kondensatoriaus potencialią šiluminės galios ribą, sprendžiama, jog realizuoti būtų galima apie 1,7-1,8 MW elektrinės galios bei apie 9MW šiluminės galios.

Norint išnaudoti visą likusį potencialą, būtų reikalinga diegti apie 1MW galios termofikacinio vandens aušintuves, ir taip mažinti aušinančio vandens temperatūrą.

5.7 Vandens šildymo katilo efektyvumo įvertinimas ir kuro suvartojimas

VŠK naudingumas apskaičiuojamas analogiškai remiantis (31)-(32) formulėmis. Vienintelis skirtumas nuo garo katilo skaičiavimo, yra išeinančių dūmų temperatūra, kuri šiuo atveju lygi 150°C prieš kondensaciją.

$$Q_2 = (3,36 \cdot 1,1095 \cdot 180 - 1,2 \cdot 2,8 \cdot 1,2386 \cdot 18) \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) = 566,3 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right];$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_2^n} = \frac{566,3}{10100} \cdot 100 = 5,6\%;$$

$$\eta_k = 100 - (5,6 + 0,2 + 5 + 2) = 87,2\%;$$

Vandens šildymo katilas dirbantis pastoviu režimu (gamindamas 7,8MW šilumos) turėtų suvartoti visuomet tiek pat kuro kadangi keičiantis vandens srautui per jį kinta ir jam pašildyti reikalingas temperatūrų skirtumas, kitaip tariant vandens šildymo katilui nekeičiant galios, neturėtų keistis ir jo suvartojamas kuro kiekis. Pagal anksčiau išdėstytą metodiką garo katilo kuro suvartojimui, sugeneruojama patikrinamoji lentelė vandens šildymo katilui.

5.4 Lentelė. Vandens šildymo katilo technologiniai skaičiavimų rezultatai.

Qš	DT	Gv	h1	h2	Dh	B
kW	°C	m ³ /h	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kg/s
7800	20.50	327.22	286.74	200.93	85.81	3.19
7800	20.50	327.22	286.74	200.93	85.81	3.19
7800	20.50	327.22	286.74	200.93	85.81	3.19
7800	20.50	327.22	286.74	200.93	85.81	3.19
7800	20.50	327.22	286.74	200.93	85.81	3.19
7800	20.50	327.22	286.74	200.93	85.81	3.19
7800	21.50	312.00	290.93	200.93	90.00	3.19
7800	22.50	298.14	295.11	200.93	94.19	3.19
7800	23.50	285.45	299.30	200.93	98.37	3.19
7800	25.20	266.19	306.42	200.93	105.49	3.19
7800	25.20	266.19	306.42	200.93	105.49	3.19
7800	29.20	229.73	323.16	200.93	122.23	3.19
7800	31.30	214.32	331.95	200.93	131.02	3.19
7800	33.00	203.27	339.07	200.93	138.14	3.19
7800	34.90	192.21	347.02	200.93	146.09	3.19
7800	34.40	195.00	357.48	213.49	144.00	3.19
7800	36.80	182.28	367.53	213.49	154.04	3.19
7800	39.30	170.69	378.00	213.49	164.51	3.19
7800	41.80	160.48	388.46	213.49	174.97	3.19
7800	44.10	152.11	398.51	213.90	184.60	3.19
7800	46.60	143.95	408.97	213.90	195.07	3.19
7800	47.90	140.04	418.60	218.09	200.51	3.19
7800	49.40	135.79	429.07	222.28	206.79	3.19
7800	50.80	132.05	439.11	226.46	212.65	3.19
7800	52.20	128.51	449.16	230.65	218.51	3.19
7800	53.60	125.15	459.20	234.83	224.37	3.19
7800	55.10	121.74	469.25	238.60	230.65	3.19
7800	56.40	118.94	478.88	242.79	236.09	3.19
7800	57.30	117.07	486.83	246.97	239.86	3.19
7800	59.20	113.31	498.97	251.16	247.81	3.19
7800	60.50	110.88	508.60	255.35	253.25	3.19

Lentelėje matoma, jog nors ir kinta reikiamo pašildyti vandens srautas, tačiau keičiantis ir šio vandens temperatūroms, kuro suvartojimas visuomet išlieka pastovus.

5.8 Šilumos gamyba per reguliavimo-aušinimo įrenginį

Jėgainėje esantis papildomas įrenginys, kuris esant reikalui (stojant arba neveikiant turbinai) nukreipia garo srautą nuo turbinos, tiesiai į garo-vandens šilumokaičius. Galima panagrinėti galimybę naudojant garo katilą gaminti šilumą per minėtus šilumos nuvedimo įrenginius.

Reguliuojantis-aušinantis įrenginys numuša perkaitinto garo parametrus iki 3bar slėgio ir 130°C temperatūros. Pasinaudojus anksčiau aprašyta priklausomybe (4.4 pav.) tarp garo srauto ir pagaminamos šilumos, galima nuspręsti kiek naudingai būtų gaminama šiluma tokiu keliu.

Pagaminama šiluma šilumokaičiuose žinoma (pažymėta Q_{naud}), o teoriškai pagaminama šilumos dalis iki reguliuojančio vožtuvo apskaičiuojama pagal generuojamą garo srautą ir entalpijų skirtumą tarp garo generatoriaus ir reguliuojančio įrenginio. Šiuo atveju garo entalpija lygi anksčiau minėtajai (3387kJ/kg), o garo entalpija reguliuojančiame įrenginyje- 2171kJ/kg. Nenaudingai panaudojama šiluma apskaičiuojama pagal (34) formulę. Turint rezultatą apsirašomas naudingumo koeficientas:

$$\eta = \frac{Q_{naud}}{Q_{n.n} + Q_{naud}} \cdot 100 \%;$$
 (35)

Pasinaudojant (35) formule apskaičiuojamas kuro suvartojimas užsiduotam katilo našumui, o pasinaudojus apskaičiuotu naudingumu, įvertinama dalis kuro, kuri sudeginama veltui.

Duomenys pateikiami 5.5 lentelėje.

5.5 Lentelė. Parametrai apibūdinantys šilumos gamybą šilumokaičiais

D	B	Q_{naud}	Q_{nuost}	Naud.	Kuro dalis
t/h	kg/s	kW	kW	%	kg/s
2.50	0.72	1502.85	844.44	64.02	0.26
3.00	0.87	1803.42	1013.33	64.02	0.31
3.50	1.01	2103.99	1182.22	64.02	0.36
4.00	1.15	2404.56	1351.11	64.02	0.42
4.50	1.30	2705.13	1520.00	64.02	0.47
5.00	1.44	3005.69	1688.89	64.02	0.52
5.50	1.59	3306.26	1857.78	64.02	0.57
6.00	1.73	3606.83	2026.67	64.02	0.62
6.50	1.87	3907.40	2195.56	64.02	0.67
7.00	2.02	4207.97	2364.44	64.02	0.73
7.50	2.16	4508.54	2533.33	64.02	0.78
8.00	2.31	4809.11	2702.22	64.02	0.83
8.50	2.45	5109.68	2871.11	64.02	0.88
9.00	2.60	5410.25	3040.00	64.02	0.93

9.50	2.74	5710.82	3208.89	64.02	0.99
10.00	2.88	6011.39	3377.78	64.02	1.04
10.50	3.03	6311.96	3546.67	64.02	1.09
11.00	3.17	6612.53	3715.56	64.02	1.14
11.50	3.32	6913.10	3884.44	64.02	1.19
12.00	3.46	7213.67	4053.33	64.02	1.25
12.50	3.61	7514.24	4222.22	64.02	1.30
13.00	3.75	7814.81	4391.11	64.02	1.35
13.50	3.89	8115.38	4560.00	64.02	1.40
14.00	4.04	8415.94	4728.89	64.02	1.45

Kaip minėta anksčiau reguliuojantis įrenginys minimaliai gali praleisti 2,5 t/h garo todėl minimali šiluminės galios vertė yra 1,5 MW, o maksimali- beveik 8,5 MW esant pilnam katilo našumui. Tačiau apskaičiuotas naudingumas yra vos 64 procentai, tai reiškia, jog praktiškai trečdalis potencialios šilumos yra paleidžiama aušinant garą, o tai taip pat reiškia, jog trečdalis kuro panaudojama netinkamai. Palyginimui, anksčiau apskaičiuotas garo katilo naudingumas buvo 86,3%. Ir nors toks įrenginys jėgainės darbo patikimumui būtinas (kuomet stabdoma turbina ir nukraunamas garo katilas), vien tik juo gaminti šilumą neefektyvu.

6 Skaičiavimo metodo paklaidos įvertinimas.

Darbe apskaičiuoti garo katilo ir turbinos parametrai yra dėsningi, tačiau turint realius duomenis galima apskaičiuoti kokio tikslumo gauti atsakymai jėgainės analizėje.

Pasirenkami nurodyti darbo režimai iš 2.2 lentelės. Kadangi elektros energijos kiekis palaikomas pastovus sugretinami garo našumai, bei pagamintos šilumos vertės.

6.1 Lentelė. Skaičiavimo rezultatų nuokrypis

		1	2	3	4
Lauko temp.	°C	-20	-14	-6	4...+
Duoti parametrai					
Garų kiekis	t/h	12.87	12.13	9.8	9.8
Pagaminta šiluma	kW	8511	8028	6445	6445
Apskaičiuoti parametrai					
Garų kiekis	t/h	13.0525	11.6725	9.89	8.625
Pagaminta šiluma	kW	8688.25	7760.2	6514.75	5622.35
Skirtumas	Q, %	2.08	-3.34	1.08	-12.76
	D, %	1.42	-3.77	0.92	-11.99

Lentelėje matome kad nuokrypiai yra maži- gauta apie $\pm 3\%$ galima paklaida. Didžiausias skirtumas gautas kuomet dirbama šildymo sezono pradžios bei vasaros režime. Nėra visiškai žinoma kokiomis prielaidomis rėmėsi turbinos gamintojas skaičiuojant paskutinės grafos režimą.

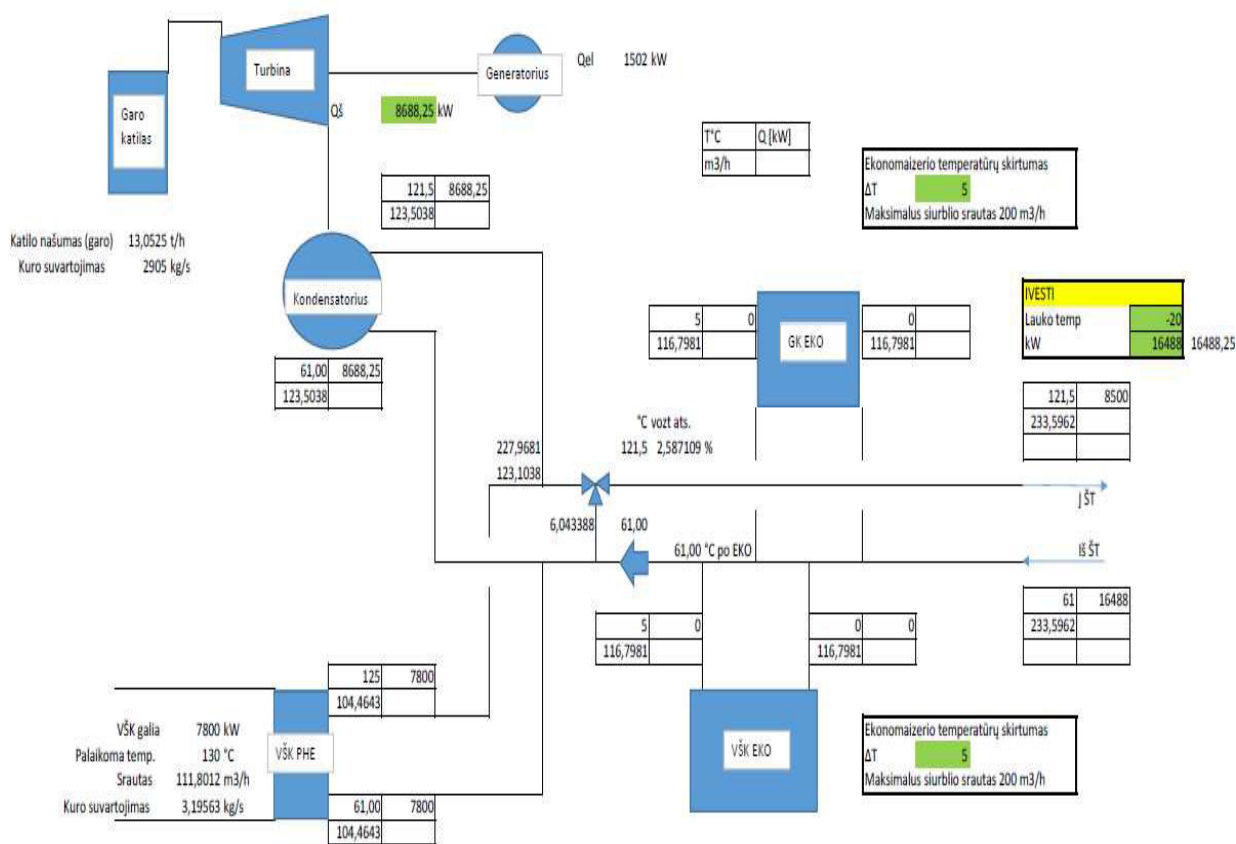
Taip pat palyginant gautus skaičiavimo rezultatus (4.2 lentelė) bei turbinos bloko duomenis (2.2 lentelė), konkrečiai, išsiplėtimo slėgį ir pagamintą šiluminę galią, matoma jog rezultatai atitinka režimą prie -6°C lauko temperatūros. Tai leidžia numanyti, jog yra numatytas, tačiau nežinomas minimalaus slėgio turbinos kondensatoriuje palaikymo būdas.

7 Skaičiuojamosios jėgainės schemos pritaikymas

Skaičiuojamoji schema buvo sugeneruota jau ankstesniame etape, aprašant bendrą jėgainės veikimą. Tačiau būtina paminėti, jog priimti jėgainės darbiniai režimai (tiek vandens šildymo katilo, tiek turbinos kondensatoriaus) dar prieš atliekant atskirą kiekvieno įrenginio analizę, todėl galutiniame etape, į skaičiuojamąją jėgainės schemą yra įtraukiami duomenys, gauti jėgainės įrenginių analizėje.

Skaičiuojamoji schema taip pat yra papildoma techniniais parametrais, tokiais kaip katilų kuro suvartojimas, našumas, turbinos generuojama elektrinė galia, bei kondensatoriaus nuvedama šiluminė galia.

Pavyzdinis programos langas pavaizduotas 7.1 paveiksle.



7.1 Pav. Pavyzdinis skaičiuojamosios schemos programos langas

Išbaigta schema nuo pradinės skiriasi tuo, kad joje naudojami ne preliminarūs duomenys, o išskaičiuoti kiekvienam jėgainės komponentui atskirai (VŠK katilui, garo katilui, turbinai bei kondensatoriui), bei duomenys susieti su lauko temperatūra ir temperatūriniu grafiku.

Keičiant parametrus, tokius kaip lauko temperatūra, VŠK galia bei ekonomizeryje pakeliama aušinančio vandens temperatūra ir išlaikant pastovią elektros energijos galios reikšmę, galima nuspėti katilų kuro suvartojimą, pagaminamos šilumos kiekį bei srautų pasiskirstymą jėgainėje.

Papildomi režimai (prie -6°C , -10°C , 12°C , -16°C , -20°C lauko temperatūrų- viso 5 režimai) programoje pateikiami prieduose.

IŠVADOS

1. Atlikus kogeneracinių jėgainių analizių apžvalgą, nustatyta, jog sudarant skaičiuojamąją jėgainės schemą, svarbu atlikti ne tik šilumos srautų balansinius skaičiavimus, bet būtina atlikti pagrindinių įrenginių (kondensatoriaus, šilumokaičių, turbinos, katilų) efektyvumo (našumo, galios ir kt.) įvertinimą atskirai. Tik po to galima įvertinti visos sistemos darbinės charakteristikas.

2. Analizei parinkti realūs įrenginiai realioje jėgainėje – Klaipėdoje esanti jėgainė, priklausanti UAB „Pramonės energija“. Darbe analizuojami šie įrenginiai - vandens šildymo katilas, garo katilas, garo ir vandens šildymo katilų ekonomaizeriai, garo-vandens šilumokaičiai, bei turbina kartu su turbinos kondensatoriumi.

3. Įrenginių darbui aprašyti taikyti šilumos ir masės balansų lygtys, šilumos perdavimo lygtys, vandens srautų bei energijos balansai.

4. Nustatyta, jog nedirbant kondensaciniam ekonomaizeriui ir nedirbant turbinai, bet gaminant garą ir jį tiekiant gariniams šilumokaičiams, šilumos gamybos efektyvumas mažėja, todėl taip dirbti verta tik avariniu režimu (pvz., stojant turbinai, kuomet reikia garą nukreipti nuo turbinos kitur).

5. Gauta, jog teoriškai galima turbinos kondensatoriaus šiluminė galia, kuri priklauso nuo šiluminio apkrovimo, gauta didesnė nei realiai nuvedama, todėl teigiama, jog kondensatorius turi galios rezervą;

6. Taip pat pastebėta, jog jėgainę būtų galima išnaudoti efektyviau, jeigu garo katilas pastoviai dirbtų beveik maksimaliu našumu. Tuomet būtų galima pagaminti apie 1,7 MW elektros energijos ir apie 9 MW šiluminės energijos (maksimaliai). Tačiau įvertinus turbinos kondensatoriaus galios limitą, siekiant visiškai išnaudoti jėgainę pilnu galingumu, reikėtų įdiegti 1 MW galios termofikacinio vandens aušinimo įrenginius.

7. Išsiaiškinta, jog efektyvesniam jėgainės darbui reikalinga naudoti kuo geresnės kokybės kurą, kurio drėgnumas turėtų būti kuo mažesnis.

8. Darbe taip pat įvertinti pagrindinės įrangos efektyvumo rodikliai realios eksploatacijos metu:

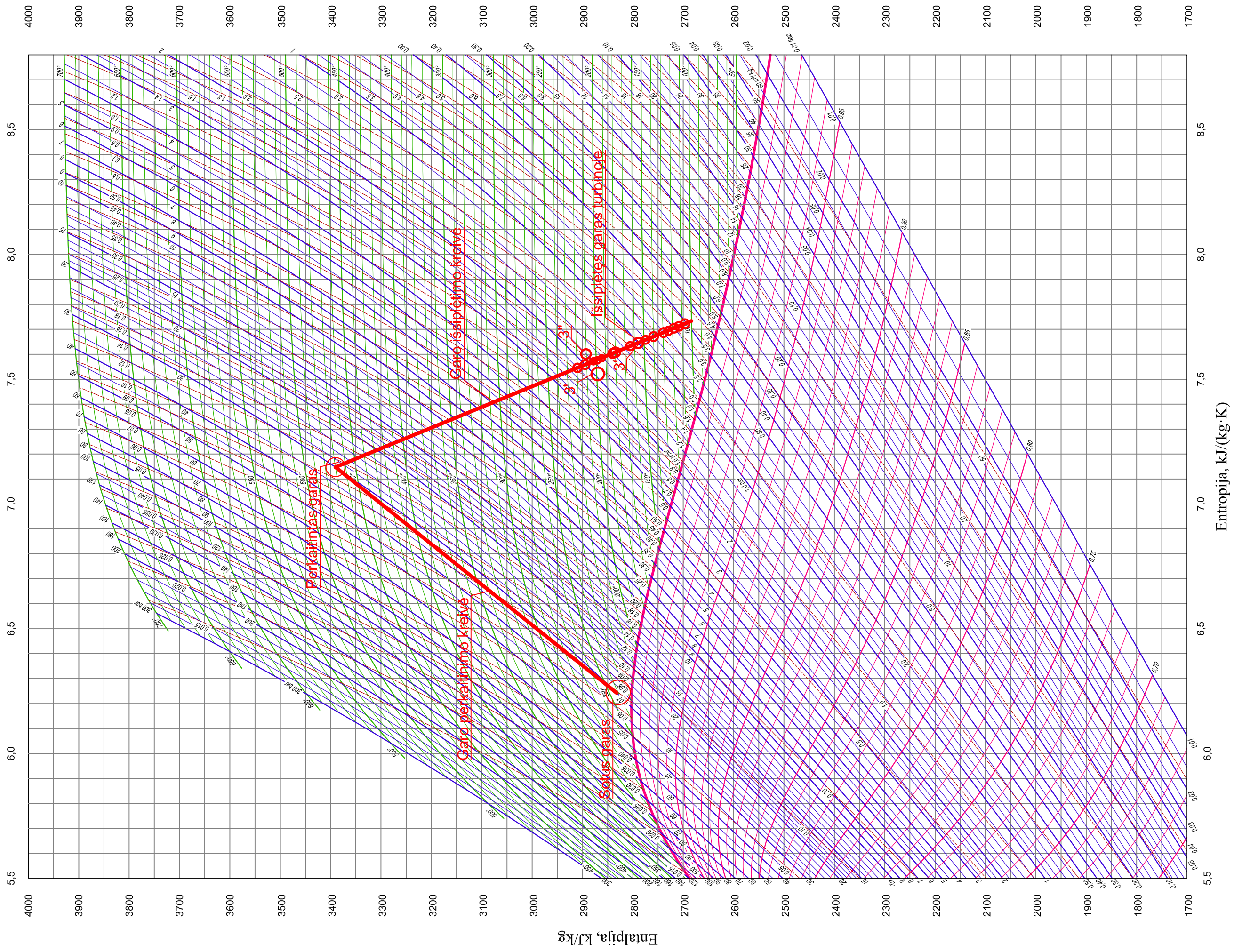
- a. turbinos naudingumo koeficientas (84,8%);
- b. garo katilo naudingumo koeficientas yra lygūs atitinkamai 86,3%.
- c. vandens šildymo katilo naudingumo koeficientas yra 87,2%.

9. Gautos skaičiavimo paklaidos šildymo sezono metu neviršija 3%, tuo tarpu nešildymo sezono metu- gautos apie 12%, todėl prognozėms modelį galima naudoti šildymo sezono metu, o kitu atveju jį reikia tobulinti.

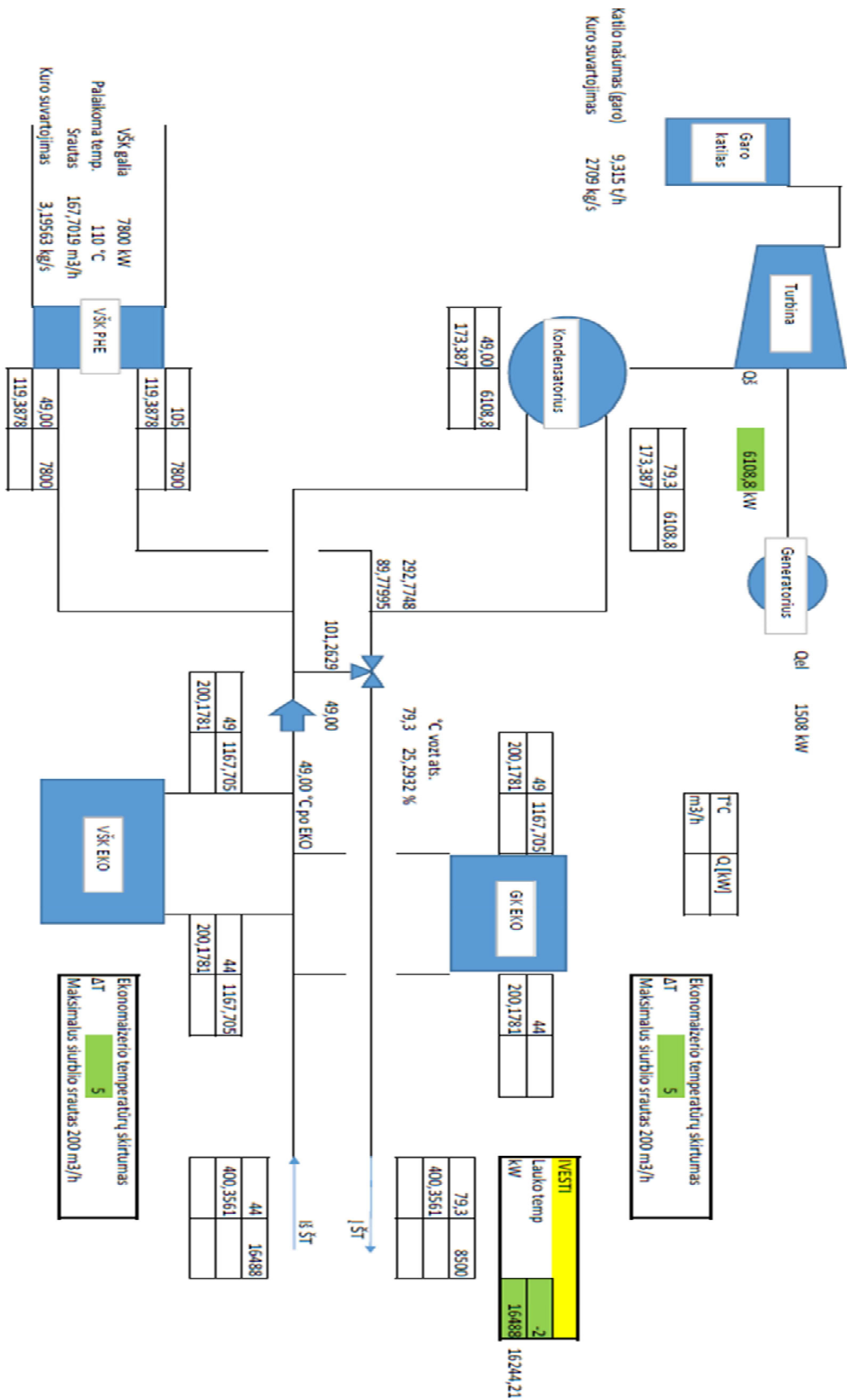
10. Skaičiuojamoji schema pritaikyta įvertinti šilumos tiekimo tinklų temperatūrų pasikeitimus, kurie galimi eksploatacijos metu. Skaičiavimų duomenys pateikti prieduose (B-F)

8 LITERATŪROS SĄRAŠAS

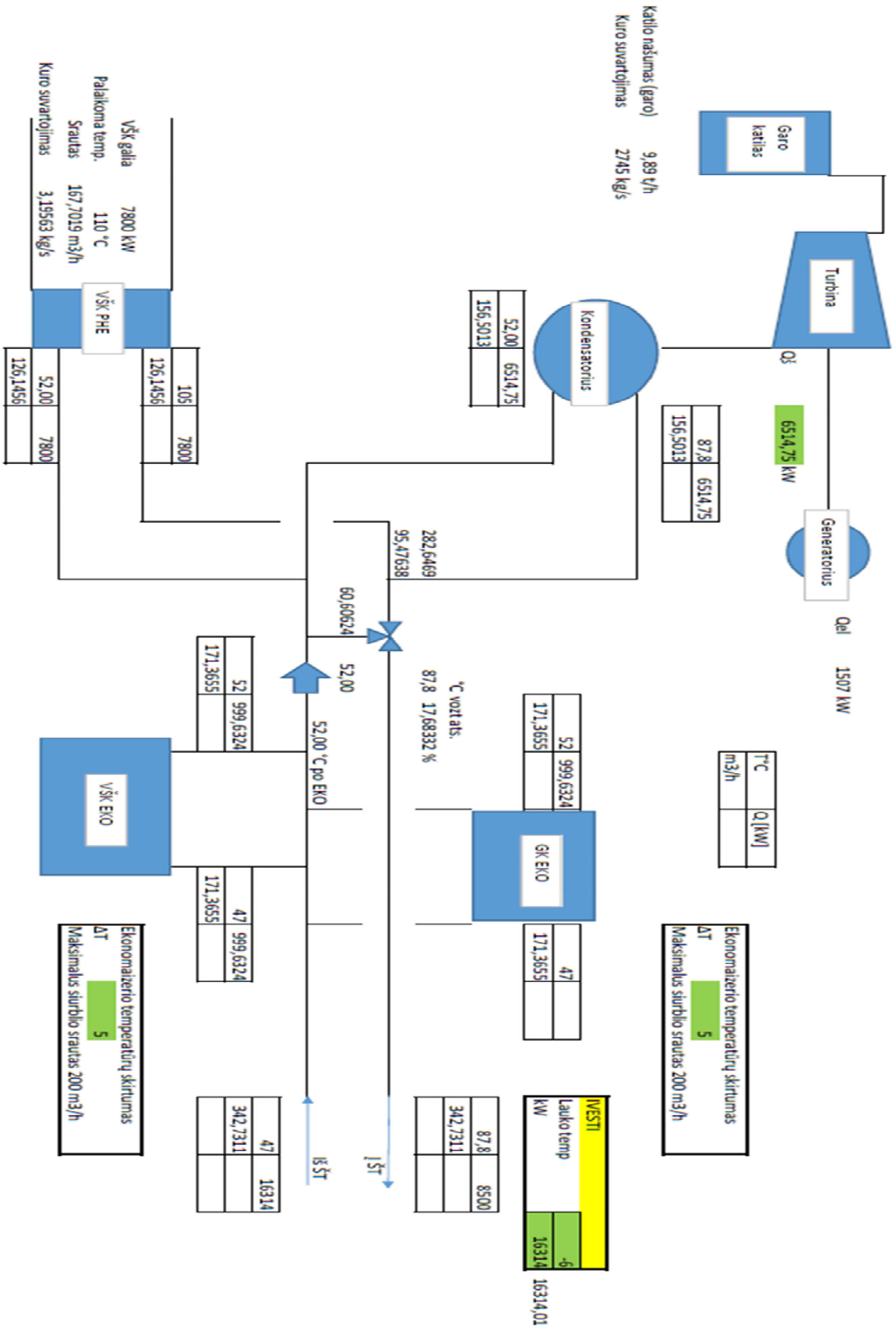
1. <http://ensia.com/voices/could-power-plants-help-solve-the-climate-problem/>.
2. <http://www.facilitiesnet.com/powercommunication/article/Avoiding-Cogeneration-Problems-Facilities-Management-Power-Communication-Feature--10289>
3. http://energy.gov/sites/prod/files/styles/large/public/efficiency_benefits_of_chp_0.gif?itok=D_hldxTA
4. International Energy Agency/ Combined Heat and Power OECD/IEA, 2008.
5. Ivan Genovski and Kaloyan Hristov/Optimal heat load distribution between cogeneration steam turbine installations in combined heat and power (CHP) plants/The Journal of MacroTrends in Technology and Innovation/ JMTI Vol 1 Issue 1 2014.
6. JACEK MARECKI/ Challenges of Cogeneration/Research in Progress Energy Production/ Nr 4 (8) 2005 .
7. Adomavičius, V.; Žukienė, L. Mažosios kogeneracinės elektrinės ir jų plėtros perspektyvos // Lietuvos taikomųjų mokslų akademijos mokslo darbai : tarptautinis inovacinis taikomųjų mokslų darbų žurnalas = Official Journal of Lithuanian Applied Sciences Academy / Klaipėdos universitetas. ISSN 1822-0754. 2010, nr. 6. P. 56-69.
8. G. Gimbutis, K. Kajutis, V. Krukonis, A. Pranckūnas, P. Švenčianas / Šiluminė technika/ Vilnius „Mokslas“ 1993/ ISBN 5-420-00751-7.
9. http://www.ena.lt/doc_atsti/biokuras.pdf
10. С.Л. Ривкин, А.А. Александров. Теплофизические свойства воды и водяного пара. Москва, Энергия, 1980.
11. Villu Vares, Ülo Kask, Peeter Muiste, Tõnu Pihu, Sulev Soosaar / Biokuro naudotojo žinynas / Kaunas „Žara“ 2007/ ISBN 978-9986-34-180-2
12. <http://www.litgrid.eu/index.php/energetikos-sistema/elektros-energetikos-sistemas-informacija/elektros-gamybos-ir-vartojimo-balanso-duomenys/2287>
13. J.Gudzinskas „Energetinės jėgainės BioŠEC šiluminės schemos optimizavimas“, Kaunas 2002.



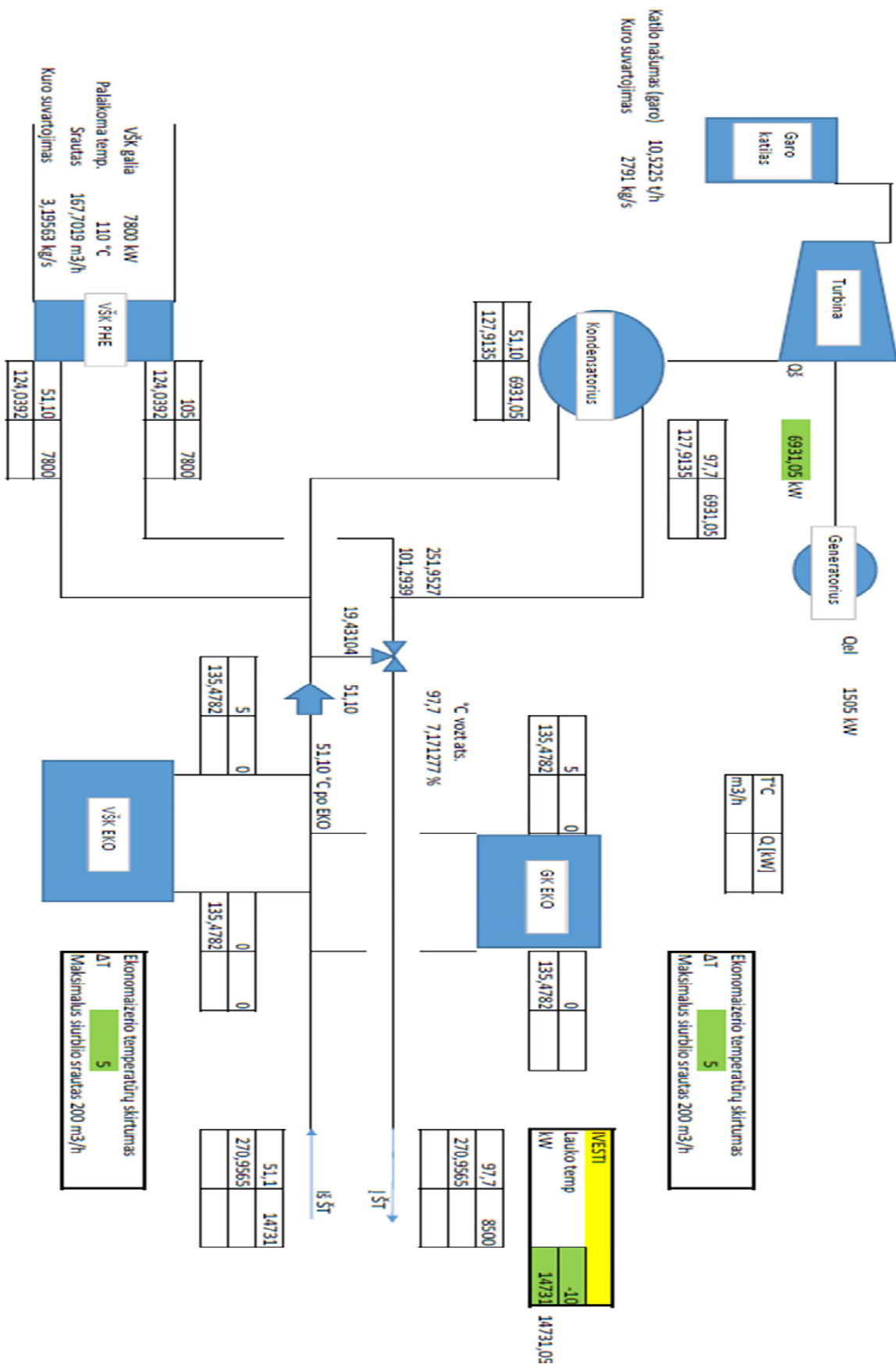
9.2 B PRIEDAS. Režiminis modelis prie -2°C lauko temperatūros



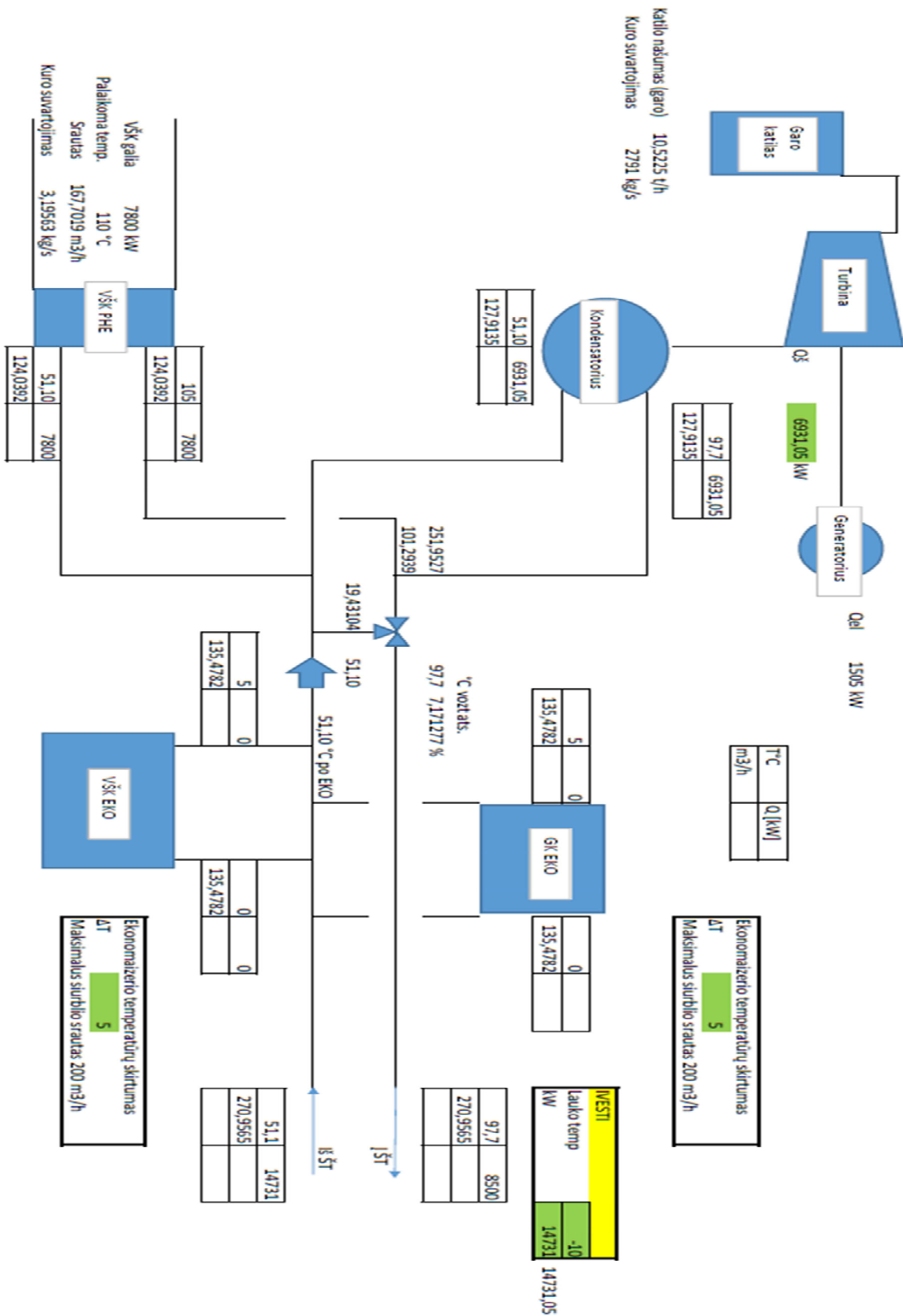
9.3 C PRIEDAS Režiminis modelis prie -6°C lauko temperatūros



9.4 D PRIEDAS Režiminis modelis prie -10°C lauko temperatūros



9.5 E PRIEDAS. Režiminis modelis prie -12°C lauko temperatūros



9.6 F PRIEDAS. Režiminis modelis prie -16°C lauko temperatūros

