



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Biokuro katilų efektyvumo didinimas

Baigiamasis magistro projektas

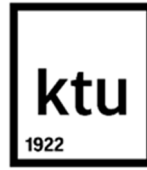
Giedrius Jomantas

Projekto autorius

Doc. dr. Kęstutis Buinevičius

Vadovas

Kaunas, 2020



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Biokuro katilų efektyvumo didinimas

Baigiamasis magistro projektas

Termoinžinerija 6211EX023

Giedrius Jomantas

Projekto autorius

Doc. dr. Kęstutis Buinevičius

Vadovas

Prof. habil. dr. Gintautas Miliauskas

Recenzentas

Kaunas, 2020



Kauno technologijos universitetas

Mechanikos ir dizaino fakultetas

Giedrius Jomantas

Biokuro katilų efektyvumo didinimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad mano, Giedriaus Jomanto, baigiamasis projektas tema „Biokuro katilų efektyvumo didinimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir 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.

(vėrdą ir pėvėrdę iršytėnkė)

(pėršš)



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Studijų programa: 6211EX023 Termoinžinerija

MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Studentui (-ei)

Giedriui Jomantui

(Vardas, Pavardė)

1. Baigiamojo Projekto tema –

Biokuro katilų efektyvumo didinimas

(Lietuvių kalba)

Efficiency Improvement of Biomass Boilers

(Anglų kalba)

2. Darbo tikslas ir uždaviniai –

Darbo tikslas: išanalizuoti dūmų turbulizatorių įrengimo, dūmų recirkuliavimo ir kuro džiovinimo įtaką pramoninio biokuro katilo efektyvumui.

Uždaviniai:

1. Apžvelgti literatūrą šilumos mainų efektyvumo gerinimo dūmų tekėjimo intensifikavimu, dūmų recirkuliacijos poveikio, kuro džiovinimo įtakos katilo rodikliams temomis.
2. Parengti katilo skaitinį modelį skaičiavimo tyrimams.
3. Atlikti turbulizatorių įtakos katilo efektyvumui skaitinius tyrimus.
4. Įvertinti degimo produktų temperatūros prieš katilą įtaką efektyvumo rodikliams.
5. Įvertinti kuro džiovinimo įtaką katilo efektyvumui.

Studentas

Giedrius Jomantas

(Vardas, Pavardė)

(Parašas)

2020-02-18

(Data)

Baigiamojo
projekto vadovas

Kęstutis Buinevičius

(Vardas, Pavardė)

(Parašas)

2020-02-18

(Data)

Jomantas, Giedrius. Biokuro katilų efektyvumo didinimas. Baigiamasis magistro projektas / vadovas doc. dr. Kęstutis Buinevičius; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos ir dizaino fakultetas.

Studijų kryptis ir sritis: Energijos inžinerija (E300), Technologijos mokslai (Inžinerija)

Reikšminiai žodžiai: vandens šildymo katilas, efektyvumas, biokuras, turbulizatoriai, dūmų recirkuliacija, kuro drėgnumas.

Kaunas, 2020. 70 p.

Santrauka

Šilumos generavimo įrenginių efektyvumo didinimas yra aktuali ir energetikos specialistus dominanti sritis, nuolatos reikalaujanti naujausių ir pažangiausių termoinžinerijos technologijų bei žinių. Dėl įvairių priežasčių ne visose katilinėse yra galimybių įrengti modernius, energiją iš dūmų atgaunančius kondensacinius ekonomaizerius, didinančius katilo sistemos efektyvumą, todėl tampa svarbu ieškoti alternatyvių priemonių katilo efektyvumui tokiose katilinėse didinti. Įvairiomis priemonėmis pagerinus katilo efektyvumą, pasiekiami teigiamų rezultatų – sutaupomas kuras arba padidinama katilo galia.

Magistro baigiamojo darbo projekte analizuojamas 8 MW biokuro vandens šildymo katilo efektyvumo didinimas dūmų tekėjimo intensifikavimu, degimo produktų temperatūros prieš katilą didinimu, kuro drėgmės mažinimu. Minėtiems metodams pritaikyti, skaitiniuose modeliavimuose panaudojami dūmų srauto turbulizatoriai, dūmų recirkuliacija bei kuro džiovinimas.

Atsižvelgiant į baigiamajame darbe iškeltus tikslus ir uždavinius, atliekami katilo termodinaminiai ir aerodinaminiai skaitiniai modeliavimai. Atsižvelgiant į gautus rezultatus padidinus katilo efektyvumą, analizuojama, kaip kinta kiti katilo darbo rodikliai. Dėmesys skiriamas dūmų temperatūros už katilo, šilumos perdavimo koeficientų, aerodinaminių nuostolių per katilą, susidarančių ir recirkuliuojamų dūmų kiekių, oro srauto degimui, suvartojamo kuro kiekio analizei.

Atlikus skaitinius tyrimus nustatyta, kad dūmų srauto turbulizatoriaus panaudojimas yra efektyviausia priemonė katilo naudingumo koeficientui padidinti ($\eta=91,4\%$). Kaip bebūtų, tuo pačiu padidėja ir aerodinaminiai slėgio nuostoliai, darantys įtaką katilinės elektros energijos suvartojimui savoms reikmėms. Taip pat, deginant prastesnės kokybės (drėgnesnį, peleningesnį) kurą, pagreitėja katilo konvektyvinių paviršių užkimšimas pelenais. Išanalizavus degimo produktų temperatūros prieš katilą padidinimo įtaką katilo efektyvumui, nustatyta, kad aukštesnė degimo produktų temperatūra lemia didesnę katilo efektyvumą ($\eta=88,38\%$), mažesnius aerodinaminius nuostolius per katilą, tačiau dėl aukštesnės degimo produktų temperatūros padidėja pelenų lydymosi pakuroje rizika. Trečiuoju variantu analizuota kuro drėgnumo įtaka katilo efektyvumui, kurios skaitiniais tyrimais nustatyta, kad sausesnis kuras lemia didesnę katilo efektyvumą ($\eta=89,79\%$) ir didesnę dūmų temperatūrą po katilo. Nustatyta, kad panaudojus katilo atliekinę dūmų šilumą kuro džiovinimui, galima padidinti ne tik vandens šildymo katilo efektyvumą ($\eta=88,69\%$), bet ir jo galią.

Jomantas, Giedrius. Efficiency Improvement of Biomass Boilers. Master's Final Degree Project. Supervisor assoc. prof. dr. Kęstutis Buinevičius; Faculty of Mechanical Engineering and Design. Kaunas University of Technology.

Study field and area: Energy Engineering (E300), Technological Science (Engineering)

Keywords: water heating boiler, efficiency, biofuel, turbulators, flue gas recirculation, fuel humidity.

Kaunas, 2020. 70 pages.

Summary

Improvement of effectiveness of heat-generating facilities is an important field that gets a lot interest from thermal energy specialists and demands the newest and most advanced technologies and knowledge of thermoengineering. Due to various reasons, not every boiler house has the capability to install modern condensing economizers that recover energy from the flue gas and improve the efficiency of boiler system, therefore it is important to investigate alternative means to improve the boiler's efficiency in boiler houses like this. Improving boiler's efficiency in various ways helps to achieve positive results, such as saving boiler fuel or increasing power of the boiler.

In this final project, the improvement of efficiency of a 8 MW biomass water-heating boiler is analyzed, using intensification of flue gas flow, increasing of the temperature of combustion products before the boiler and reducing the moisture of the fuel. To apply these methods, turbulators of the flue gas flow, flue gas recirculation and drying of the fuel were used in the numerical modelling.

Considering the tasks and the purpose of the final project, thermodynamical and aerodynamical numeric modelling of the boiler is carried out. With the relation to the results after increasing the efficiency of the boiler, it is analyzed, how other parameters of the boiler's performance vary. Attention is then brought to the analysis of the temperature after the boiler, heat transfer coefficients, aerodynamical pressure drop throughout the boiler, formed and recirculated flue gas rate, air needed for combustion and used amount of fuel.

It was concluded after the numerical modelling that using flue gas flow turbulators is the most effective method to increase the boiler's effectiveness ($\eta=91,4\%$). However, at the same time aerodynamical pressure drop increases, affecting the amount of energy used for the needs of the boiler house. Moreover, combustion of the fuel of a lower quality (that contains more moisture or produces more ash), leads to the clogging of the convective surfaces of the boiler with ash. After analyzing the effect of increasing the temperature of combustion products before boiler to the boiler's efficiency it was concluded that the higher temperature of the combustion products leads to improvement of the boiler's efficiency ($\eta=88,38\%$) and lower aerodynamical pressure drop throughout the boiler, but due to higher temperature of the combustion products, the risk of the ash melting in the furnace increases as well. The effect of the moisture of the fuel to the effectiveness of the boiler was analyzed as the third option and it was calculated in the numerical analysis that drier fuel leads to improvement of the boiler's efficiency ($\eta=89,79\%$) and greater temperature of flue gas after the boiler. It was found that using the recovered heat of the flue gas to dry the fuel, it is possible to improve not only the effectiveness ($\eta=88,69\%$) of a water-heating boiler, but it's capacity as well.

Turinys

Lentelių sąrašas	8
Paveikslų sąrašas	9
Santrumpų ir terminų sąrašas	11
Įvadas.....	12
1. Literatūros apžvalga	14
1.1. Konvekcinio šilumos srauto intensifikavimas panaudojant turbulizatorius	14
1.2. Dūmų recirkuliacijos įtaka biokuro katilo efektyvumui.....	16
1.3. Kuro drėgnumo įtaka katilo efektyvumui.....	19
1.4. Katilo efektyvumo nustatymas	22
2. Metodinė dalis.....	26
2.1. Baigiamajame darbe naudojamos katilų modeliavimo programos <i>Power Plant Simulator & Designer</i> aprašymas.....	26
2.2. Modeliuojamo biokuro katilo aprašymas	30
3. Turbulizatorių įtakos katilo efektyvumui skaitiniai tyrimai.....	34
3.1. Modeliavimas taikant susuktos juostos turbulizatorius.....	34
3.2. Modeliavimas taikant spiralinius turbulizatorius	39
3.3. Susuktos juostos ir spiralinio tipo turbulizatorių skaitinių modeliavimų rezultatų palyginimas	44
4. Degimo produktų temperatūros prieš katilą įtaka jo darbo rodikliams.....	45
4.1. Skaitinio modeliavimo tyrimo ribos.....	45
4.2. Dūmų recirkuliacijos įtaka katilo termodinaminiais parametrams.....	46
4.3. Dūmų recirkuliacijos įtaka katilo aerodinaminiais parametrams	52
4.4. Degimo produktų temperatūros prieš katilą įtakos jo rodikliams apibendrinimas.....	55
5. Kuro džiovinimo įtakos katilo efektyvumui įvertinimas	57
5.1. Skaitinio modeliavimo tyrimo ribos.....	57
5.2. Kuro drėgnumo įtaka katilo efektyvumui.....	57
5.3. Kuro džiovinimo įtaka katilo efektyvumui.....	59
5.4. Kuro džiovinimo įtakos katilo efektyvumui įvertinimo apibendrinimas	65
Išvados	66
Literatūros sąrašas	67
Priedai.....	70

Lentelių sąrašas

1 lentelė. Katilo geometriniai duomenys.	31
2 lentelė. Skaitiniams modeliavimams naudojama sausoji kuro sudėtis.....	33
3 lentelė. Susuktos juostos turbulizatoriaus skaičiavimo variantai.....	34
4 lentelė. Spiralinio tipo turbulizatoriaus skaičiavimo variantai.....	39
5 lentelė. Biokuro šilumingumas ir adiabatinė degimo temperatūra pagal kuro drėgnumą.	45
6 lentelė. Katilo efektyvumas prie skirtingos palaikomos degimo produktų temperatūros ir skirtingo kuro drėgnumo.....	47
7 lentelė. Dūmų kiekio per katilą kitimas priklausomai nuo kuro drėgmės ir degimo produktų temperatūros.	48
8 lentelė. Degimo produktų kiekio palyginimas prie skirtingos recirkuliacija palaikomos degimo temperatūros	49
9 lentelė. Po katilo į pakurą recirkuliuojamų ataušusių dūmų debitas.....	50
10 lentelė. Deginimo metu suvartojamas kuro kiekis, atsižvelgiant dūmų temperatūrą prieš katilą ir kuro drėgmę.....	52
11 lentelė. Katilo skaitiniam modeliavimui numatomi parametrai.....	57
12 lentelė. Kuro džiovinimo energetiniai rodikliai.	60
13 lentelė. Katilo darbo rodiklių palyginimas deginant 50 ir 38,3% drėgmės kurą.....	64

Paveikslų sąrašas

1 pav. Šilumos mainai per vamzdžio sienelę su nuosėdų (pelenų ir kalkių) sluoksniu.	14
2 pav. Dūmavamzdžiuose šilumokaičiuose naudojami turbulizatoriai: a) spiralės tipo; b) susuktos juostos tipo; c) kamuoto tipo.	16
3 pav. Biokuro dūmų recirkuliacijos pavyzdys.....	17
4 pav. Medienos kuro (naudojamosios masės) apatinio šilumingumo priklausomybė nuo skirtingo drėgnumo.....	20
5 pav. Rotacinės džiovyklės schema.....	21
6 pav. Greitaeigės džiovyklės schema	22
7 pav. Sluoksninės-ardyninės džiovyklės schema	22
8 pav. Šilumos nuostolių į aplinką vertinimo diagrama.....	25
9 pav. <i>Power Plant Simulator & Designer</i> programos lango pavyzdys.	26
10 pav. Katilo dūmų schema <i>Power Plant Simulator & Designer</i> programoje.....	27
11 pav. Katilo vandens schema <i>Power Plant Simulator & Designer</i> programoje.....	28
12 pav. Kuro valdymo sistema.....	28
13 pav. Katilo būgno sistema.....	29
14 pav. Vidutinė dūmų ir vandens temperatūra eigose priklausomai nuo perduodamos šilumos kiekio.	30
15 pav. UAB „Enerstena“ 8 MW vandens šildymo katilo bendrasis ir slėginės dalies brėžiniai.....	31
16 pav. UAB „Enerstena“ katilo vaizdas iš viršaus bei katilo izometrijos brėžinys	31
17 pav. Susuktos juostos turbulizatoriaus pavyzdys, braižytas programa <i>Solidworks</i>	32
18 pav. Spiralinio tipo turbulizatoriaus pavyzdys, braižytas programa <i>Solidworks</i>	32
19 pav. 8 MW katilo modeliavimo rezultatai. Dūmų schema	32
20 pav. 8 MW katilo modeliavimo rezultatai. Vandens schema	33
21 pav. Šilumos perdavimo koeficiento kitimas katilo eigose.....	35
22 pav. Dūmų temperatūros kitimas katilo eigose.....	36
23 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose.....	37
24 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose.....	37
25 pav. Aerodinaminiai nuostoliai katilo eigose.....	38
26 pav. Katilo efektyvumo priklausomybė nuo katilo aerodinaminių nuostolių.....	39
27 pav. Šilumos perdavimo koeficiento kitimas katilo eigose.....	40
28 pav. Dūmų temperatūros kitimas katilo eigose.....	41
29 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose.....	41
30 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose.....	42
31 pav. Aerodinaminiai nuostoliai katilo eigose.....	43
32 pav. Katilo efektyvumo ir aerodinaminių nuostolių katilo efektyvumo priklausomybė	43
33 pav. Dūmų recirkuliacijos schema.	46
34 pav. Katilo efektyvumo ir dūmų temperatūros kitimas, priklausomai nuo degimo produktų temperatūros į katilą prie skirtingo drėgnumo kuro	47
35 pav. Vandens kiekis dūmuose, priklausomai nuo drėgmės kiekio kure (katilui dirbant su $O_2=6\%$ deguonies kiekiu dūmuose, deginant kurą, nurodytą 2 lentelėje).....	48
36 pav. Susidariusių dūmų kiekio iš sudegusio kuro priklausomybė nuo dūmų recirkuliacija pakuroje palaikomas temperatūros pakuroje	49
37 pav. Recirkuliuojama dūmų dalis.....	51

38 pav. Aerodinaminiai slėgio nuostoliai per katilą priklausomai nuo palaikomos dūmų temperatūros prieš katilą	53
39 pav. Oro kiekis degimui priklausomai nuo palaikomos dūmų temperatūros prieš katilą	54
40 pav. Oro kiekis degimui priklausomai nuo kuro šilumingumo.....	54
41 pav. Katilo efektyvumo ir dūmų temperatūros katilo išėjime priklausomybė nuo deginamo kuro drėgmės.....	57
42 pav. Degimo produktų sudedamųjų dalių vidutinės savitosios šilumos	58
43 pav. Katilinės schema su įrengtu Dūmai-Oras šilumokaičiu	59
44 pav. Kuro šilumingumo pokytis	61
45 pav. Katilo efektyvumas iš deginamo kuro pašalinus dalį drėgmės	63
46 pav. Skaitiniai katilo modeliavimo rezultatai naudojant džiovintą kurą.....	64

Santrumpų ir terminų sąrašas

Santrumpos:

C – šilumos nuostolių į aplinką koeficientas;

c_p – savitoji šiluma, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$;

d – vamzdelio diametras, m;

F – šilumos mainų plotas, m^2 ;

G – masinis debitas, kg/s;

h – entalpija, kJ/kg;

l – tekėjimo kanalo ilgis, m;

\dot{m} – masinis debitas, kg/s;

Nu – Nuselto kriterijus;

NVK – katilo naudingo veiksmo koeficientas, efektyvumas;

k – šilumos perdavimo koeficientas, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$;

Re – Reinoldso kriterijus;

Q – katilo galia, kW;

q – šilumos srautas, $\frac{W}{m^2}$;

V – tūrinis debitas, m^3/s ;

w – srauto greitis, $\frac{m}{s}$;

α – šilumos atidavimo koeficientas, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$;

ΔT – temperatūrų skirtumas tarp šildančios ir šildomos terpių, K;

ζ – vietinių kliūčių pasipriešinimo koeficientas, priklausantis nuo kliūties pobūdžio;

η – naudingumo koeficientas, %.

μ_G – išmetamųjų dūmų debitas, $\frac{kg}{kg}$ kuro;

v – kinematinė klampa, m^2/s ;

ξ – pasipriešinimo dėl trinties koeficientas;

ρ – tankis, $\frac{kg}{m^3}$;

Įvadas

Šiuolaikinėje energetikoje ir pramonėje labai svarbu didinti energijos procesų efektyvumą, taupyti žaliavas, artėti prie darniosios energetikos principų. Tai dažnai galima pasiekti optimizuojant tam tikrus procesus, vykstančius įrenginiuose, padidinant jų efektyvumą. Šiuolaikinis darnaus vystymosi požiūris ir mokslas energetiką traktuoja kaip pirminės energijos transformavimo, tiekimo ir vartojimo sistemų veikimą bei plėtrą, apsirūpinant energija visuomenei priimtinomis ilgalaikėmis ekonominėmis, socialinėmis ir aplinkosaugos sąlygomis [1]. Laikantis Europos Sąjungos direktyvos 2009/28/EB [2], siekiama plėsti energijos gamybą iš atsinaujinančių energijos išteklių, todėl šilumos energijos gamybai vis dažniau pasirenkamas biokuras. Jis gali būti kietos (medienos skiedros, briketai, granulės, malkos), skystos (bioetanolis, biodyzelinas) ar dujinės (biodujos) agregatinės būsenos. Patobulėjus kieto biokuro deginimo technologijoms bei padidėjus šio kuro katilų paklausai, biokuro katilai vis dažniau keitė dujinius, dyzelinius ar iškastinio kuro katilus. Viena iš priežasčių, lėmusių šį perėjimą – kieto biokuro katilų tobulinimas didinant jų efektyvumą, pritaikant prie griežtėjančių gamtosauginių reikalavimų, sunaudojant atliekines miško ar agrokultūros atliekas.

Perėjus prie biokuro katilų eksploatavimo, vis labiau atsigręžiama į būdus, kuriais galima padidinti šių katilų efektyvumą, ypač objektuose, kuriuose dėl įvairių priežasčių (aušinančio fluido temperatūra artima arba aukštesnė už vandens garo dūmuose rasos tašką, mažas šio fluido debitas) nėra galimybių įrengti modernius, energiją iš dūmų atgaunančius kondensacinius ekonomizerius, didinančius katilo sistemos efektyvumą. Eksperimentuoti su pagamintais ir veikiančiais įrenginiais gali būti sudėtinga ir brangu dėl įrengimo darbų sąnaudų, arba negalima dėl darbo našumo reguliavimo pagal sistemos vartotoją. Gaminti eksperimentinius standus taip pat gali būti gana brangu, todėl, prieš pradėdant projektuoti eksperimentinę įrangą, reikia gerai suvokti termoinžinerinius procesus, galinčius pagerinti įrenginių efektyvumą – vienas iš galimų būdų tai atlikti yra dirbtinis konvekcinių srauto pernašos intensifikavimas [3].

Šiais laikais yra daug pasyvių ir aktyvių būdų, kaip intensifikuoti šilumos perdavimą įvairiuose procesuose. Vienas iš paprastesnių būdų intensifikuoti konvekcinį šilumos perdavimą yra jo turbulizavimas [4]. Tai padaryti galima panaudojus išorinio srauto efektą - į šildantįjį fluidą įterpus turbulizatorius, kurie nėra sudėtingos konstrukcijos. Galimi paprastai turbulizatorių variantai: susukta juosta, įterptos spirālės ir kt. Taip pat, srautą intensifikuoti galima su besikeičiančio skerspjuvio vamzdžiu ar difuzoriais, tačiau pramoniniuose katiluose, kuriuose vamzdelių yra šimtai, tokia praktika pritaikyti sunkiau [5]. Pagrindinė priežastis, padidinanti šilumos mainų efektyvumą, yra sūkurių susidarymas pasienio sluoksnyje, kylantis dėl srauto įsukimo.

Katilų efektyvumą taip pat galima gerinti reguliuojant dūmų srautą ir temperatūrą per šildomuosius paviršius. Šiame darbe dėmesį skiriant tik biokuro katilams, dūmų srauto ir temperatūros valdymas atliekamas į pakurą įvedus dūmų recirkuliaciją. Sprendžiamas kompleksinis uždavinys – padidinus recirkuliuojamų dūmų kiekį, padidėja dūmų kiekis, tačiau sumažėja dūmų temperatūra, kuri yra pagrindinė šilumokaitos varančioji jėga. Jei mažinamas recirkuliuojamų dūmų kiekis, padidinamas temperatūrų skirtumas tarp šildančiosios ir šildomosios terpės, todėl pagerinami šilumos mainai. Tačiau būtina atkreipti dėmesį, kad dūmų temperatūrai pakilus iki pelenų minkštėjimo temperatūros, pakuroje jie pradeda lydėtis ant ardyno, o lengvesni lakieji pelenai nukeliauja iki katilo, kuriame prilipdami prie konvektyvinių paviršių sudaro nepageidaujamą šiluminę varžą.

Katilo darbo efektyvumo padidėjimas taip pat pastebimas deginant šilumingesnį kurą. Biokuro katilų atžvilgiu, didesnį šilumos kiekį viename kuro kilograme sukaupęs kuras turi didesnį kiekį anglies ir vandenilio sausoje masėje. Jei deginamas medienos biokuras, jo sausosios masės sudėtis yra panaši ir mažai keičiasi, todėl kuro šilumingumas pastebimai keičiasi kintant kuro drėgmei, todėl katilo efektyvumas didėja deginant sausesnį biokurą.

Magistro baigiamajame darbe numatyta modeliuoti biokuro katilo šiluminius skaičiavimus. Stebimas efektyvumo kitimas intensyvinant konvekcinį šilumos perdavimą katilo vamzdeliuose panaudojus turbulizatorius, keičiant degimo produktų temperatūrą prieš katilą į pakurą nukreipiant recirkuliuojamų dūmų kiekį. Taip pat, baigiamajame darbe vertinamas biokuro katilo efektyvumo kitimas, kai džiovinamas ir degimui naudojamas sausesnis medienos kuras. Tai atliekama katilų modeliavimo ir skaičiavimo programa – *Power Plant Simulator & Designer*.

Tyrimo objektas – 8 MW biokuro vandens šildymo katilas.

Tyrimo aktualumas – biokuro katilo efektyvumo didinimas mažina šilumos gamybos kaštus, mažina taršą degimo produktais.

Tyrimo metodai – biokuro katilo skaitinis modeliavimas programa *Power Plant Simulator & Designer*.

Darbo tikslas – išanalizuoti dūmų turbulizatorių įrengimo, dūmų recirkuliacijos ir kuro džiovinimo įtaką pramoninio biokuro katilo efektyvumui.

Darbo uždaviniai:

1. Apžvelgti literatūrą šilumos mainų efektyvumo gerinimo dūmų tekėjimo intensifikavimu, dūmų recirkuliacijos poveikio, kuro džiovinimo įtakos katilo rodikliams temomis.
2. Parengti katilo skaitinį modelį skaičiavimo tyrimams.
3. Atlikti turbulizatorių įtakos katilo efektyvumui skaitinius tyrimus.
4. Įvertinti degimo produktų temperatūros prieš katilą įtaką efektyvumo rodikliams.
5. Įvertinti kuro džiovinimo įtaką katilo efektyvumui.

1. Literatūros apžvalga

1.1. Konvekcinio šilumos srauto intensifikavimas panaudojant turbulizatorius

Bet kuriame šilumokaityje karštą ir šaltą fluidus skiria vieno ar kelių sluoksnių medžiagos, dažniausiai tai gali būti metalas, skiriantis terpes, bei ant jo susidariusios nuosėdos iš vieno arba abiejų fluidų pusių. Nekintantis šilumos perdavimo procesas iš karštos terpės į šaltąją per skiriamąją sieną yra žymimas bendru šilumos srautu q ir apibūdinamas kaip bendras šilumos perdavimo koeficientas k [6]. Šis koeficientas kinta kartu su dviem vietiniais šilumos perdavimo koeficientais - α_1 ir α_2 :

Čia:

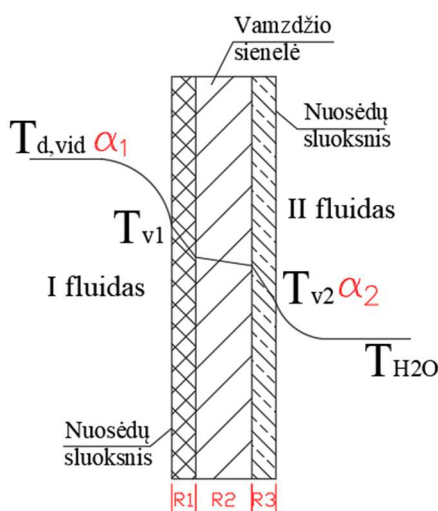
α_1 – šilumos atidavimo iš šildančiosios terpės sienei koeficientas, $\frac{W}{m^2K}$;

α_2 – šilumos atidavimo nuo sienelės šildomajai terpei koeficientas, $\frac{W}{m^2K}$.

Bendras šilumos mainų koeficientas k priklauso nuo šilumos atidavimo koeficientų α_1 , α_2 , skiriančiųjų paviršių kiekių, jų storio δ ir šilumos laidumo λ arba šiluminės varžos R (nes $R = \frac{\delta}{\lambda}$). Taigi bendras šilumos perdavimo koeficientas k lygus (1.1.1. formulė):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.1.1.)$$

Šilumos mainai per vamzdžio sienelę su pelenų sluoksniu pavaizduoti 1 pav, kuriame R_1 žymima pelenų sluoksnio šiluminė varža, R_2 – vamzdžio sienelės šiluminė varža, R_3 - nuosėdų sluoksnio šiluminė varža.



1 pav. Šilumos mainai per vamzdžio sienelę su nuosėdų (pelenų ir kalkių) sluoksniu

Žinant bendrą šilumos perdavimo koeficientą k , galima parašyti bendrąją šilumos srauto q (1.1.2. formulė) ir perduotos šilumos kiekį Q (1.1.3. formulė).

$$q = \frac{dQ}{dt} = k\Delta T \quad (1.1.2.)$$

$$Q = kF\Delta T \quad (1.1.3.)$$

Kaip matyti iš 1.1.2 ir 1.1.3. formulių, norint didinti pernešamą šilumos srautą q arba šilumos kiekį Q iš vienos terpės į kitą, reikia didinti bet kurią iš dedamųjų: šilumos perdavimo koeficientą k , šilumos mainų plotą F arba temperatūrinį skirtumą ΔT . Kadangi temperatūrinį skirtumą pramoniniuose katiluose sunku pastebimai pakeisti reguliuojant vandens temperatūrinį režimą, todėl ΔT daugiausiai priklauso nuo adiabatinės degimo temperatūros, kurią biokuro katiluose galima reguliuoti recirkuliuojamu dūmų srautu.

Iš šildančiosios terpės į šildomąją perduodamos šilumos kiekio didinimas šilumos mainų paviršių ploto plėtimu nėra ekonomiškai. Tai pastebima tiesiogiai, nes šilumokaičių/katilų gamybai būtų sunaudojamas papildomas kiekis medžiagų, darbuotojų darbo sąnaudos, bei netiesiogiai – šilumokaičio naudotojas turėtų skirti didesnę plotą katilinėje, masyvesniam įrengimui reikalingas tvirtesnis pamatas ar laikančiosios konstrukcijos. Todėl racionalus būdas padidinti šilumos srautą q arba perduodamą šilumos kiekį Q yra šilumos perdavimo koeficiento k pagerinimas [7].

Kaip vienas iš sprendimo būdų siekiant pagerinti šilumos perdavimo koeficientą k , pasitelkiamas konvekcinio srauto intensifikavimas turbulizuojant srautą. Atliekant tai, gali būti pasiekiami intensifikavimo tikslai:

1. Šilumokaičių masės ir gabaritų mažinimas.
2. Energijos sąnaudų mažinimas.
3. Darbo režimo patikimumo didinimas.

Konvekcinio srauto intensifikavimas galimas taikant įvairius metodus, pavyzdžiui, srauto turbulizatorių, šiurkščių, briaunuotų šilumos mainų paviršių panaudojimas, kintamo skerpjūvio kanalų taikymas. Intensifikavimas taip pat gali būti pasiektas ne tik mechaninėmis priemonėmis sutrikdžius srautą, bet ir tekančio srauto veikimu akustiniais ar elektriniais laukais, mechaninėmis vibracijomis [3]. Taigi, konvekciniame šilumos mainų intensifikavimui katilo šilumos mainų efektyvumui padidinti dažnai yra naudojami turbulizatoriai. Jie pakeičia dūmų tekėjimo pobūdį iš laminarinio į turbulentinį, suardantį šilumokaičio pasienio sluoksnį [8]. Tai atlikus susidaro sūkuriai, turbulizuojantys srautą, kuriais pagerinami šilumos mainai tarp katilo dūmų ir vandens. Ši šilumos mainų efektyvinimo technologija tam tikrais atvejais yra naudojama dujinių, rečiau skysto, kieto kuro katilų naudingumo koeficientui padidinti. Norint įrengti turbulizatorius kieto kuro katiluose, katilai konstruojami taip, kad būtų galimybė judinti turbulizatorius mechaniškai (rankiniu būdu) arba automatiškai (valdant elektrine pavara), taip siekiant pelenų nubyrėjimo nuo mechanizmo, kad būtų išvengta greito katilo užsikimšimo nedegiąja kieto kuro dalimi [9].

Praktikoje dažniausiai sutinkami turbulizatorių tipai naudojami dūmavamzdžiuose šilumokaičiuose:

1. Spiralės tipo turbulizatoriai (2 pav. a.).
2. Susuktos juostos (2 pav. b.).
3. Kampuoto tipo (2 pav. c.).



2 pav. Dūmavamzdžiuose šilumokaičiuose naudojami turbulizatoriai: a) spiralės tipo; b) susuktos juostos tipo; c) kampuoto tipo

Verta paminėti, kad srauto intensifikavimas sukelia ne tik teigiamus padarinius šilumos mainams, bet ir gali būti kenksmingas dėl sudėtingų geometrinių formų turbulizatorių, kurie neišvengiamai padidina aerodinaminius nuostolius dūmų terpėje [10]. Dėl šios priežasties, katilo konstravimo metu turi būti parenkama didesnė dūmsiurblių galia, kuri neišvengiamai padidina kurą deginančio įrenginio eksploatacines išlaidas. Antrasis esminis turbulizatorių trūkumas yra spartesnis katilo šilumokaičių užsiteršimas. Ši problema ypač dažna naudojant išcentrinus, sukimosi srautą kuriančius turbulizatorius (susuktos juostos ar spiralinius turbulizatorius) [11]. Šie mechanizmai turi didelį formos pasipriešinimą ir juos patalpinant degimo produktų fluido pusėje sukelia didelių slėgio nuostolių, todėl, norint gerinti šilumos mainus, sprendžiamas kompleksinis uždavinys [12]. Dėl šios priežasties, intensifikavimas turi būti racionalus – išsaugantis šilumos koeficientas turi būti ekonomiškai logiškas, lyginant jį su aerodinaminių slėgio nuostolių išaugimu.

1.2. Dūmų recirkuliacijos įtaka biokuro katilo efektyvumui

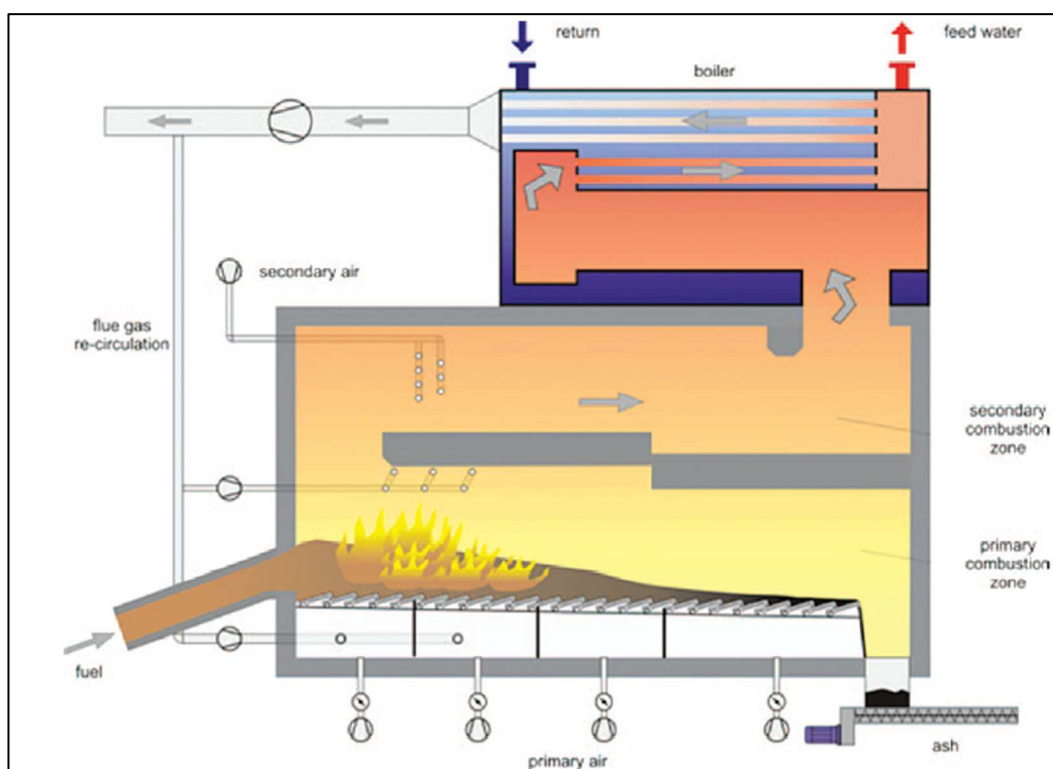
Beveik visi biokuro katilai yra konstruojami su dūmų recirkuliacijos linija, kuria santykinai šaltais atidirbusiais degimo produktais (120-200°C) sumažinama adiabatinė degimo temperatūra pakuroje. Dūmų recirkuliacija dažniausiai įrengiama biokuro pakuroms, kurių sienos yra pagamintos iš aukštai temperatūrai atsparių plytų, mūro, ir rečiau taikoma pakuroms, kurios sukonstruotos taip, kad sienos aušinamos vandeniu. Viena iš pagrindinių dūmų recirkuliacijos paskirčių yra mažinti degimo ir dūmų temperatūrą pakuroje, siekiant išvengti pelenų lydymosi dėl per aukštos temperatūros [13]. Dalis degimo produktų yra nukreipiama po ardynu su pirminio oro srautu (2 pav.), taip sumažinant kuro sluoksnio temperatūrą. Tuo pačiu, sumažinus kuro sluoksnio temperatūrą, sumažinamas terminis azoto oksidų susidarymo procesas [14]. Kita dūmų recirkuliacijos dalis į pakurą dažniausiai įvedama po antrinio/tretinio oro padavimo, prieš degimo produktams ištekant iš pakuros į katilą (2 pav.), kad būtų pasiekama tokia dūmų temperatūra, kokia numatyta katilui jo projektavimo metu. Sumažinus dūmų temperatūrą, sumažėja ir dūmuose esančių kietų dalelių temperatūra, kurios būdamos aukštos temperatūros (~1200 °C) yra linkusios lipti prie šaltesnių katilo paviršių – taip išvengiama konvektyvinių paviršių užsikimšimo. Šie pelenai virsta sunkiai nuvalomomis nuosėdomis ir sukuria papildomą varžą šilumos perdavimui tarp dūmų ir vandens [15]. Taip pat, besilydantys pelenai linkę lipti prie katilo rėtinės, taip sukurdami papildomas vietines kliūtis, darančias įtaką vietinių kliūčių pasipriešinimo koeficientui ζ , kurio padidėjimas lemia aerodinaminių slėgio nuostolių padidėjimą (1.2.1.):

$$\Delta p_{vt} = \zeta \frac{\rho \cdot \bar{w}^2}{2} \quad (1.2.1.)$$

Be to, besilydantys pelenai prilimpa prie konvekcinių šilumos mainų paviršių – vamzdelių vidaus, todėl sukuria ne tik papildomą varžą šilumos perdavimui, tačiau padidina ir vamzdžio šurkštumą, nuo kurio priklauso trinties pasipriešinimo koeficientas ξ . Kaip matyti iš 1.2.2. lygties, šio rodiklio išaugimas lemia aerodinaminių slėgio nuotolių dėl trinties padidėjimą.

$$\Delta p_{tr} = \xi \frac{l \cdot w^2 \cdot \rho}{d_e \cdot 2} \quad (1.2.2.)$$

Į pakurą įvedus dūmų recirkuliaciją, galima valdyti ne tik kuro degimo sluoksnio temperatūrą, bet ir dūmų temperatūrą į katilą. Keičiant recirkuliuojamų dūmų srautą, keičiama degimo produktų temperatūra t , bei tekantis per katilą tūrinis dūmų srautas V . Priklausomai nuo šių parametru, keičiasi šilumos perdavimo efektyvumas katile. Kaip minėta 1.1. skyrelyje, perduotą šilumos kiekį Q lemia 3 komponentai: šilumos mainų plotas F , šilumos perdavimo koeficientas k bei temperatūrų skirtumas tarp šiltosios ir šaltosios terpės ΔT . Kadangi magistro baigiamajame darbe nagrinėjamas realus katilas, aprašytas 2 skyriuje, todėl, nesikeičiant šilumos mainų plotui F , šilumos perdavimas bei katilo efektyvumas priklauso tik nuo šilumos perdavimo koeficiento k bei temperatūrų skirtumo ΔT .



3 pav. Biokuro dūmų recirkuliacijos pavyzdys

Biokuro pakuroje, esant pastoviam kuro tiekimui ir katilo galiai, visiškai sudegus kurui su pasirinktu oro pertekliaus koeficientu susidaro degimo produktai. Jie sudaryti iš visiško sudegimo produktų – CO_2 , SO_2 , H_2O , kuro azoto bei perteklinio deguonies. Norint palaikyti pastovią degimo produktų temperatūrą pakuroje naudojama dūmų recirkuliacija - dalis šaltesnio dūmų srauto, atidirbusio katile, dūmsiurbio pagalba yra tiekiami atgal į degimo kamerą. Iš čia matyti, kad bendras dūmų srautas, tekantis per katilą, yra didesnis nei srautas, susidarantis tik iš sudegančio kuro. Jei išlaikomas tas pats įrenginio našumas bei degimo metu tiekiamas tik vienodos drėgmės kuras, degimo produktų temperatūra prieš katilą didėja, mažinant recirkuliuojamų dūmų kiekį. Žvelgiant iš šilumos mainų pusės, palaikant aukštesnę dūmų temperatūrą į katilą, tiesiogiai didinamas temperatūrinis skirtumas

tarp šilumnešių - ΔT dedamoji, tačiau sumažėja bendras masinis dūmų srautas G per katilą. Didinant recirkuliuojamų dūmų srautą į pakurą, deginant tos pačios drėgmės kurą, gaunamas priešingas procesas – dūmų temperatūra sumažėja, tačiau padidėja masinis dūmų debitas per katilą. Pagal šilumos mainų ir masės teoriją žinoma, kad padidėjusi ΔT dedamoji tiesiogiai didina perduodamos šilumos kiekį Q . Tačiau sumažėjus dūmų kiekiui per katilą, sumažėja srauto greitis w :

$$w = \frac{V}{F} \quad (1.2.3.)$$

Sumažėjęs srauto greitis lemia Reinoldso kriterijaus sumažėjimą:

$$Re = \frac{wl}{\nu} \quad (1.2.4.)$$

Reinoldso kriterijus pagal panašumų teorijos kriterines lygtis daro įtaką Nu skaičiui. Pabrėžtina, kad remiantis panašumo teorija, negalima nustatyti konkretaus lygties pavidalo, todėl ryšys tarp kriterijų dažniausiai išreiškiamas laipsninės funkcijos pavidalu. Priverstinio turbulentinio judėjimo Nuselto kriterijus išreiškiamas:

$$Nu = bRe^m Pr^n \quad (1.2.5.)$$

Čia:

b, m, n – koeficientai, randami žinyuose. Kai pasienio sluoksnis turbulentinis ($Re > 10^5$), koeficientai lygūs: $b=0,037; m=0,8; n=0,43$ [16].

Šilumos atidavimo koeficientas panaudojus Nuselto kriterijų surandamas iš kriterinių lygčių:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{l} \quad (1.2.6.)$$

Taigi, dūmų recirkuliacijos pagalba didinant degimo produktų temperatūrą prieš katilą, padidėjęs vidutinis temperatūrų skirtumas tarp šilumnešių tiesiogiai veikia šilumos mainus, tačiau dūmų tūrinis debitas per katilą sumažėja, dėl to sumažėjęs greitis daro įtaką šilumos perdavimo koeficiento α sumažėjimui. Priešingu atveju, didinant recirkuliuojamų dūmų srautą per katilą, degimo produktų temperatūra sumažėja, dėl to tiesiogiai pakinta vidutinis temperatūrų skirtumas tarp šildančiojo ir šildomojo fluidų. Tačiau, šiuo atveju padidėja dūmų debitas per katilą išauginantis srauto greitį vamzdeliuose – dėl šios priežasties padidėja Reinoldso kriterijus, kuris šilumos mainams daro įtaką per Nuselto kriterijų, tačiau tik koeficientu 0,8, kaip nurodyta 1.2.5. lygtyje. Iš to galima daryti išvadą, kad padidėjusi degimo produktų temperatūra į katilą yra svaresnis būdas pagerinti šilumos mainus.

Nagrinėjant biokuro katilų eksploataavimo tendencijas, dūmų recirkuliacija dažniausiai naudojama kietojo biokuro degimo sluoksnio temperatūrai mažinti ir pelenų šlakavimuisi išvengti, kai srautas nukreipiamas po ardynu [17]. Degimo produktų recirkuliacija virš ardelių – liepsnos temperatūros mažinimui ir mūro lydymuisi išvengti. Tokia sistema projektuojama siekiant išvengti kuro degimo temperatūros artimos pelenų lydymosi, kuri švaram ir geros kokybės kurui, remiantis šaltiniais, siekia 1250-1450 °C [18]. Tačiau, esant priemaišoms (daugiausiai K, Na, P, Cl, S), pelenų lydymosi temperatūra ženkliai mažėja ir gali siekti 700-1000 °C deginant agrokultūras (šiaudai, grikių lukštai ir kt.). Taip pat, deginant sausą kurą, gali būti reikalingas kūryklos sienų aušinimas. Sausam kurui

nereikia tiek daug šilumos džiovimui, taigi dėl spinduliavimo nuo labai karštų paviršių ir liepsnos, kuro sluoksnio temperatūra gali pakilti aukščiau pelenų minkštėjimo taško, dėl ko pelenai pasidarys lipnūs arba ims lydytis. Dėl pelenų lydymosi vyksta šlakavimasis ant ardyno ir pro jį nebepraeina pirminis oras [19]. Be to, keraminių paviršių temperatūra kūrykloje gali pakilti iki pavojingo lygio ir keramika gali pradėti lydytis. Todėl kiekvienos kūryklos konstrukcijoje yra numatyta, kokio drėgnumo kuras joje gali būti deginamas [20]. Taigi, dūmų recirkuliacija negalima besąlygiškai siekti katilo efektyvumo pagerinimo, būtina atsižvelgti į naudojamo kuro charakteristikas, ypač į jo minkštėjimo ir lydymosi temperatūras.

Šiais laikais, siekiant eliminuoti pelenų lydymosi faktorių pakuroje, galima naudoti tam tikrus priedus į kurą, kurie padidina pelenų lydymosi temperatūrą. Šios medžiagos gali būti dolomitas, kalkakmenis, klintys, boksitai ar molžemis [21]. Kituose šaltiniuose, kaip galimas priedas įvardijamas kaolinas ir kalcitas. Pridedant kaoliną į analizuotus peleningus medienos kuro tipus, pastebėtas reikšmingas smulkiųjų dalelių sumažėjimas. Kalcito atveju, šis efektas yra ribinis, ir atrodo, kad papildomo kalcio pridėjimas kalcito formoje neturi ryškios įtakos pelenų transformacijos procesuose. Kaip bebūtų, turi būti išnagrinėta potenciali skirtingų kuro priedų įtaka specifiniuose kuruose, skirtinguose mišiniuose ir skirtingose biomasės žaliavose baigtiniams pelenų transformavimo procesams (šlako ir šarminių lakiųjų medžiagų formavimuisi) [22]. Taip pat, verta paminėti, kad papildomų priemaišų tiekimas į kurą siekiant išvengti žemos pelenų lydymosi temperatūros yra mažiau pageidaujamas, dėl išaugančių investicijų papildomiems sorbentų dozavimo įrenginiams bei eksploatacinėms išlaidoms [23]. Todėl verta tirti, ar papildomų priemaišų dozavimas yra racionalus palyginus su katilo efektyvumo pagerėjimu dėl galimos aukštesnės temperatūros į katilą.

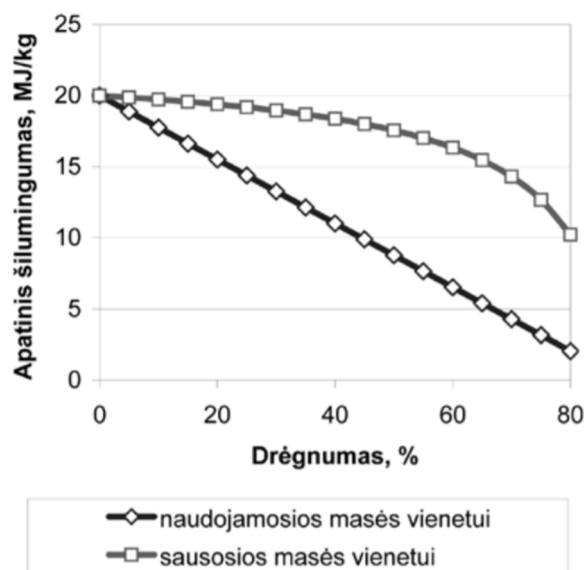
Kaip žinoma, nesudegusią kuro dalį – pelenus – sudaro ne tik vadinamieji dugno, bet ir lakieji pelenai. Jie yra pakankamai lengvi, kad kartu su dūmais iš pakuros tekėtų į katilą, kuriame būdami aukštos temperatūros ir pasiekę minkštėjimo arba lydymosi tašką, gali pradėti lipti prie konvektyvinių katilo paviršių, taip juos užteršdami ir sudarydami nepageidaujamą šiluminę varžą, sumažindami katilo efektyvumą [24]. Taip pat, lipdami pelenai sumažina skerspjuvio plotą dūmams pratekėti, todėl dėl išaugusio dūmų greičio vamzdeliuose padidėja aerodinaminiai nuostoliai, didėja erozijos poveikis katilo vamzdeliams [25]. Augant slėgio nuostoliams, didėja dūmsiurbio darbo apsukrovimas – pasiekus tašką, kai dūmsiurbis nebepajėgia nugalėti susidariusių slėgio nuostolių, katilas turi būti stabdomas išvalymui. Tam, kad būtų prailgintas katilo darbo laikas ir padidintas sezoninis katilo efektyvumas, naudojamos nepertraukiamai dirbančios pelenų valymo sistemos – pneumo – akustinės ir ultragarso. Dažniausiai biokuro katilams naudojamos pneumo – impulsinės sistemos katilo konvektyvinių paviršių prašaudymui suspaustu oru.

1.3. Kuro drėgnumo įtaka katilo efektyvumui

Šiluminiam ir aerodinaminiam katilo skaičiavimui reikia žinoti kiekybinę ir kokybinę degimo produktų sudėtį. Šie parametrai naudojant katilą kontroliuojami sekant kuro sudegimo kokybę. Pagal kilmę medienos kuras gali būti skirstomas į miškų atliekas, biologinį kurą, gaminamą iš greitai augančių (energetinių) krūmų, pakartotinai naudojamą medieną, kaip įvairių pramonės procesų produktą [26].

Kaip ir visų rūšių kietasis kuras, taip ir medienos skiedrų kuras yra sudarytas iš degiosios ir nedegiosios dalies (pelenų ir drėgmės). Jo sudėtyje vyrauja 3 komponentai – anglis (C), vandenilis (H) ir deguonis (O), kurie kartu sudaro ~97-98% sausosios kuro dalies. Azoto kiekis neviršija 2%,

sieros – 0,5% sausosios masės. Medienos šilumingumas nuo medžio rūšies priklauso gana mažai, todėl didžiausią įtaką medienos šilumos kiekiui 1 kg kuro sudaro kure esanti drėgmė, kuri gali svyruoti nuo 20% iki 60%. 4 paveiksle pavaizduota, kaip kinta kuro šilumingumas medienos skiedros drėgnumui didėjant nuo 0% iki 80% [20].



4 pav. Medienos kuro (naudojamosios masės) apatinio šilumingumo priklausomybė nuo skirtingo drėgnumo [20]

Katilo darbo efektyvumui nustatyti naudojamas tiesioginis arba atvirkštinis metodas (aprašoma 1.4. skyrelyje). Tiek vienu, tiek kitu būdu, katilo darbo efektyvumui įtakos turi sudeginamo kuro kiekis, išlaikant nominalią katilo galią. Taigi, kuo kuro naudojamoje masėje yra daugiau vandens, tuo kuro šilumingumas yra žemesnis, ir norint išlaikyti darbinę katilo galią, reikia sudeginti daugiau kuro. Didesnis pradinės žaliavos sunaudojimas lemia žemesnį katilo darbo efektyvumą palyginus su atveju, kai naudojamas sausesnis kuras, priėmus jog kitos sąlygos yra išlaikomos tokios pačios (katilo galia, oro pertekliaus koeficientas, degimo temperatūros pakuroje išlaikymas, vandens temperatūrinis režimas ir kt.).

Šiuolaikinėje kieto kuro energetikoje, siekiant padidinti katilo galią priimamas sprendimas džiovinti kurą, norint turėti didesnę šilumos kiekį viename kuro kilograme. Taip pat, naudojant šilumingesnę kurą ir palaikant nominalią katilo galią, padidinamas jo efektyvumas. Vis dėl to, kuro džiovinimui tenka sunaudoti energiją, kuri dažniausiai yra gaunama iš degimo produktų šilumos, garo arba papildomai suprojektuojamo įrenginio džiovinimui. Norint apskaičiuoti šilumos kiekį, reikalingą išdžiovinti 1 kg kuro iki tam tikro drėgmės procento, naudojama 1.3.1. formule [16].

$$\Delta Q = \frac{2500M_{H_2O}}{\eta} \cdot 100\% \quad (1.3.1.)$$

Čia:

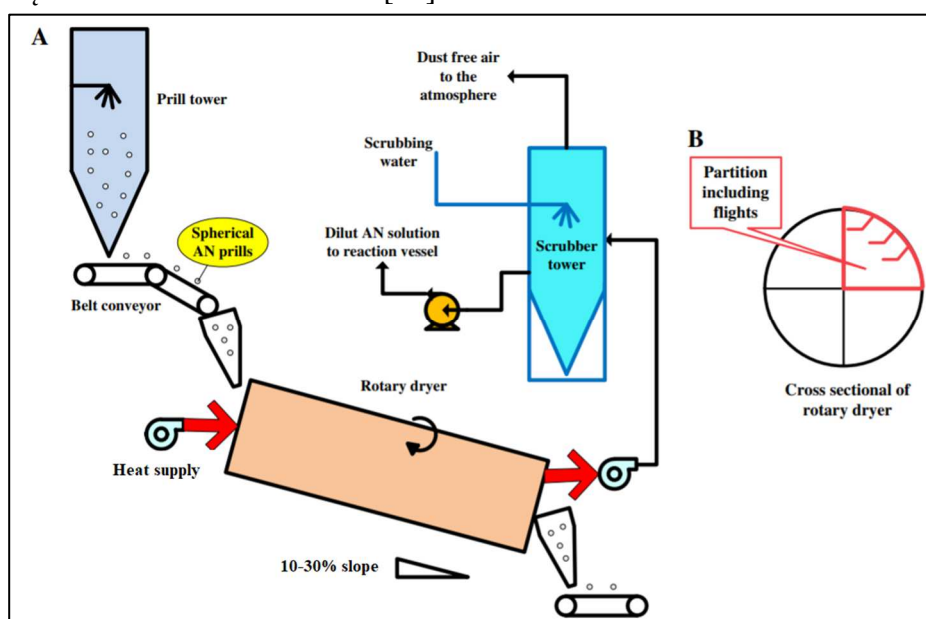
ΔQ – šilumos kiekis sunaudojamas kuro džiovinimui, kJ/kg;

M_{H_2O} – vandens garo kiekis, susidaręs džiovinant 1 kg kuro;

η – džiovyklės efektyvumas, %.

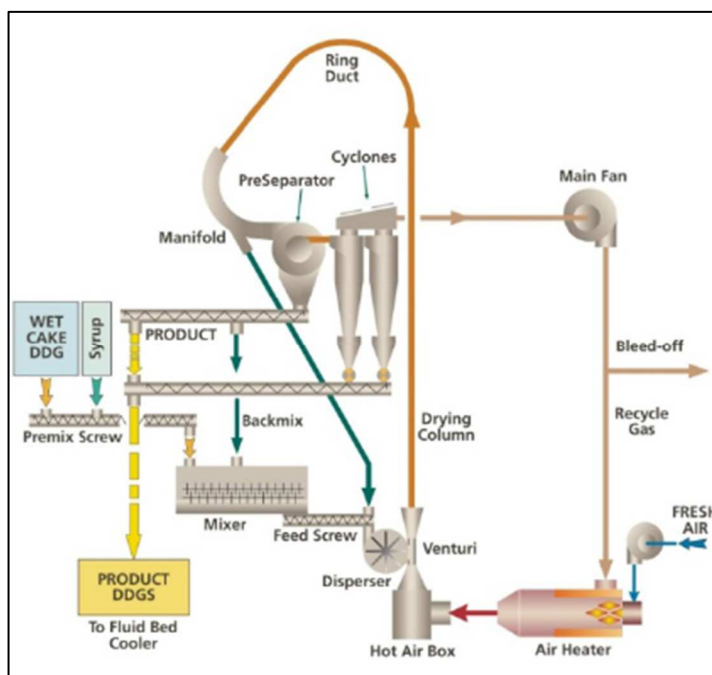
Naudojant sausą biomasę, žymiai sumažėja biokuro transportavimo sistema, o pakuroje galima sutrumpinti kuro džiovimo zoną. Tačiau dažnai biokuras kaip žaliava į pakurą patenka vos tik pargabentas iš miško, todėl yra šlapias (drėgmė W gali būti 45–60%). Norint turėti sausą kurą ($W=10$ –20%), reikia iš jo pašalinti dalį vandens, esančio naudojamajame masėje. Šiuo metu yra džiovyklų, skirtų specialiai biomasės kuro džiovimui. Jos yra suskirstytos į įvairias kategorijas, atsižvelgiant į naudojamo kuro dydį, homogeniškumą, džiovimo būdą, veiklos sąnaudas. Biokuro dalys gali būti nevienalytės svorio, formos ar tankio atžvilgiu. Pagrindiniai biomasės džiovimo pasirinkimai yra:

1. Rotacinės džiovyklės (5 pav.) - įprasta džiovyklių rūšis didesnėms medienos biomasės medžiagoms, pavyzdžiui, medžio skiedra. Džiovyklę sudaro cilindrinis apvalkalas, šiek tiek pasviręs į horizontalę (nuolydis 10–30% arba 0,1–0,2 m/m) bei sukasi maždaug nuo 1 iki 10 aps./min. Degimo produktai arba kitos karštos dujos tiesiogiai tiekiamos į būgną, kurį mechaniškai suka elektrinis variklis. Bendra naudojama temperatūra yra apie 200 °C, bet neturėtų būti aukštesnė nei 250 °C [27].

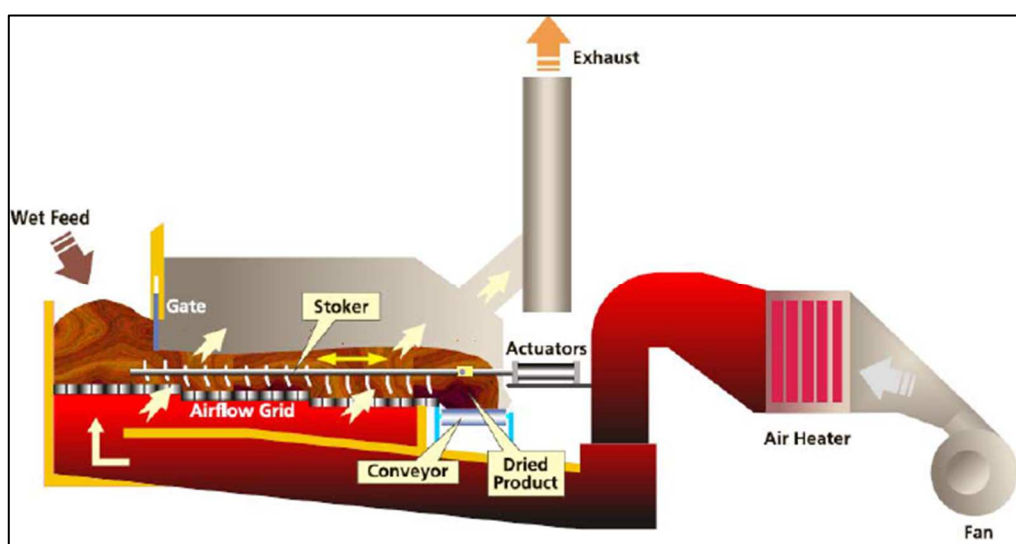


5 pav. Rotacinės džiovyklės schema [27]

2. Greitaeigiai džiovintuvai (6 pav.). Veikimo principas - smulkesnės dalelės skrenda per labai ilgą plieninį vamzdį (daugiau kaip 100 m ilgio ir 0,3–0,5 m skersmens). Didelės talpos šiuolaikinių džiovyklų džiovimo apkrova turėtų būti mažiausiai 20 t/h išgarinto vandens. Per vamzdelį praleidžiamas labai karšto oro srautas dideliu greičiu (daugiau kaip 16 m/s). Oras išsiurbia daleles ir išleidžia jas į džiovimo terpę. Paprastai tai daroma vienu arba dviem etapais. Įprastas kiekvienos dalelės buvimo laikas mėgintuvėlyje yra tik 3–5 s. [28].
3. Sluoksninės – ardyninės džiovyklės (7 pav.) – tai džiovimo būdas, kai biokuro sluoksnis laikomas ant judančių grindų, kuriose iš apačios yra nukreipiamas karštas šilumnešis. Paprastai rekomenduojama, kad konteineryje kuro sluoksnis būtų nuo 0,4 iki 0,6 m. Šaltiniuose nurodomas džiovimo laikas siekia maždaug penkis valandas pjuvenoms ir dešimt valandų medžio drožlėms stacionarioje džiovimo vietoje, esant vidutinio laipsnio šilumnešio temperatūrai (nuo 40 iki 70 °C) ir mažam jo greičiui (nuo 0,2 iki 1 m/s). Tai yra paprasto dizaino ir lengvo eksploatavimo džiovimo būdas, tačiau jis yra mažiau efektyvus, esant atviram konteineriui – tam tikros emisijos skleidžiamos į aplinką [28].



6 pav. Greitaeigės džiovyklės schema [28]



7 pav. Sluoksninės-ardyninės džiovyklės schema [28]

Taigi, kuro sluoksnį šildančioji ir džiovinanti terpė gali būti dūmai, karštas oras, karštas oras sumaišytas su garu arba perkaitintas garas. Iš [29] šaltinio akivaizdu, kad augant temperatūrai mažėja kuro džiovinimo laikas bei padidėja kuro, kaip šilumos kiekio, pralaidumas transporteriuose, tačiau tai nebūtinai sumažina džiovinimo kainą. Taip yra dėl didesnio energijos suvartojimo ir didesnių kapitalo sąnaudų, tokių kaip medienos skiedros pakrovimas/iškrovimas į džiovyklę.

1.4. Katilo efektyvumo nustatymas

Katilai yra vienas pagrindinių šiluma aprūpinančių įrenginių, kuriame kuro cheminė energija yra transformuojama į šilumą. Šiandieniniai katilai pasižymi techninių sprendimų bei nominalios galios įvairove: nuo vandens vamzdžių iki dūmavamzdžių katilų, kurių galios diapazonas nuo kelių kilovatų iki šimtų megavatų. Katilai pasižymi gana aukštu energetiniu efektyvumu – šilumnešiu suteiktos

energijos kiekio santykiu su sunaudotu kuru tai šilumai pagaminti. Katilams dirbant, kaip ir kituose pramoniniuose agregatuose, atsiranda energijos nuostolių, kuriuos siekiama mažinti iki minimumo, tačiau jų išvengti neįmanoma [1].

Bene svarbiausias katilo parametras yra jo efektyvumas, kuris gali būti apskaičiuojamas remiantis skirtingomis skaičiavimo metodikomis. Iš praktikos žinoma, kad efektyvumą η galima įvertinti tiesioginio ir atvirkštinio balanso metodais:

1. Tiesioginis katilo efektyvumo nustatymo metodas – įvertinamas katilo pagamintos šilumos ir energijos, gaunamos iš sudegančio kuro, santykis. Šiuo metodu katilo efektyvumas η apskaičiuojamas 1.4.1 formule.

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{Q_{out}}{q \cdot \dot{m}} \quad (1.4.1.)$$

Čia:

\dot{m} – kuro masinis debitas, $\frac{kg}{s}$;

q – kuro degimo šiluma / šilumingumas, $\frac{kJ}{kg}$;

Q_{in} – katilui suteikta energija sudegus kurui, $\frac{kJ}{s}$;

Q_{out} – pagamintas šilumos kiekis, $\frac{kJ}{s}$.

2. Atvirkštinis katilo efektyvumo nustatymo metodas – efektyvumas įvertinamas nustatant visus katilo nuostolius: su degimo produktais, išeinančiais į aplinką; dėl nevysiško cheminio sudegimo; dėl nevysiškojo mechaninio kuro degimo; šilumos nuostoliai į aplinką; su fizine šlako šiluma. Šiuo metodu katilo efektyvumas η apskaičiuojamas 1.4.2 formule.

$$\eta = 100 - \sum \eta_i \quad (1.4.3.)$$

Čia:

$\sum \eta_i$ – katilo šilumos nuostolių suma, %.

Šiame darbe analizuojamas dūmavamzdis biokuro vandens šildymo katilas, suprojektuotas ir pagamintas pagal LST EN12953 kaitravamzdžių katilų standartą, todėl katilo efektyvumui įvertinti remiamasi to paties standarto 11 dalimi, kuri vadinasi *LST EN 12953-11 Kaitravamzdžiai katilai. 11 dalis. Priimamieji bandymai* [30]. Šiame standarte nurodoma, kad dūmavamzdžiams katilams tiesioginis naudingo veiksmo koeficiento (NVK) nustatymas nėra propaguojamas dėl 3-4 kartus didesnių paklaidų, nei jos gaunamos skaičiuojant atvirkštiniu būdu. Tiesioginis efektyvumo įvertinimo metodas galimas tik laboratorinėmis sąlygomis ir mažos galios katilams dėl reikalingų matavimo prietaisų tikslumo (svarstyklės, debitomačiai). Todėl magistro baigiamajame darbe numatyta katilo efektyvumą skaičiuoti atvirkštiniu metodu. Šiuo metodu skaičiuojamos paklaidos gali būti $\pm 0,5\%$ eilės nuokrypio, jei laikomasi standarte keliamų reikalavimų.

Pagal [30], efektyvumas atvirkštiniu metodu skaičiuojamas vertinant 4 dedamąsias:

1. η_2 – šilumos nuostoliai su degimo produktais, išeinančiais į aplinką;
2. η_3 – šilumos nuostoliai dėl nevisiško cheminio sudegimo (didžiaja dalimi dėl CO);
3. η_4 – mechaniniai nesudegimo nuostoliai;
4. η_5 – šilumos nuostoliai į aplinką.

Toliau nurodoma šio standarto NVK skaičiavimo metodika.

Šilumos nuostoliai su dūmais η_2 skaičiuojami pagal 1.4.4. formulę.

$$\eta_2 = \frac{c_{pf} \cdot \mu_G \cdot \Delta t}{Q_{in}} \cdot 100\% \quad (1.4.4.)$$

Čia:

c_{pf} – savitoji dūmų šiluma, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$;

Q_{in} – kuro šiluma sudegus kurui, kJ;

Δt – temperatūrų skirtumas tarp dūmų ir atskaitos temperatūrų;

μ_G – išmetamųjų dūmų debitas, $\frac{kJ}{kg \text{ kuro}}$.

Pagal standartą priimama, jog katile nėra cheminio nesudegimo produktų - anglies monoksido, todėl $\eta_3=0$.

Kadangi nagrinėjamas biokuro katilas, deginantis skirtingų charakteristikų medienos skiedrą, todėl jame mechaninio nesudegimo nuostoliai skirstomi į lakiųjų pelenų Q_{FA} bei dugno pelenų Q_{Ash} . Bendras mechaninių nesudegimo nuostolių kiekis apskaičiuojamas 1.4.5 formule.

$$\eta_4 = \frac{Q_{FA} + Q_{Ash}}{Q_{in}} \cdot 100\% = \frac{\dot{m}_{FA} \cdot h_{FA} + \dot{m}_{ash} \cdot h_{ash}}{Q_{in}} \cdot 100\% \quad (1.4.5.)$$

Čia:

$\dot{m}_{FA}, \dot{m}_{Ash}$ – lakiųjų ir dugno pelenų masiniai debilai, $\frac{kg}{s}$;

h_{FA}, h_{Ash} – lakiųjų ir dugno pelenų entalpijos, $\frac{kJ}{kg}$.

Šilumos nuostoliai į aplinką η_5 skaičiuojami pagal empirinę formulę 1.4.6. arba 8 pav. pateiktą diagramą.

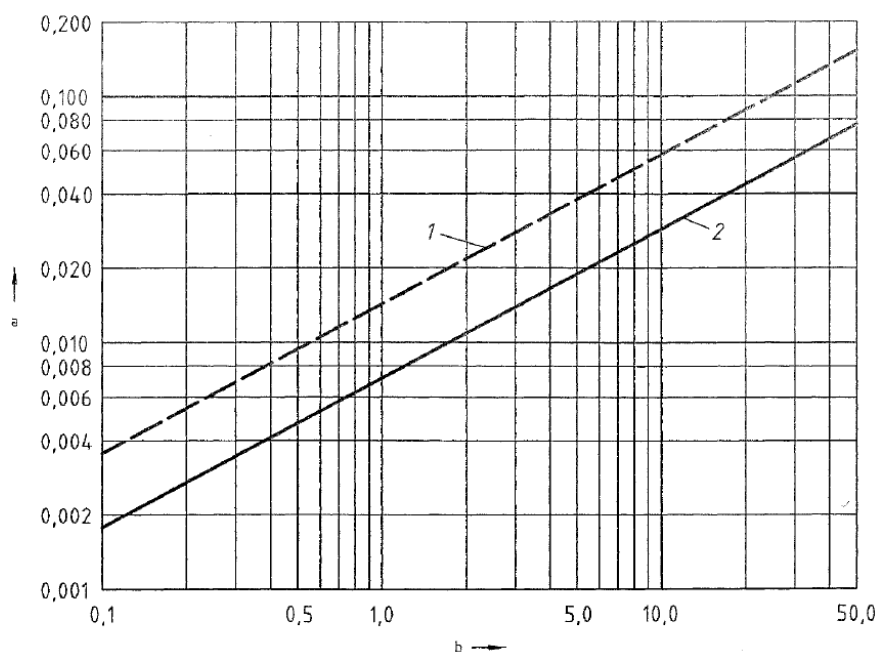
$$\eta_5 = \frac{C Q_E^{0,6}}{Q} \cdot 100\% \quad (1.4.6.)$$

Čia:

C – koeficientas biokuro katilui 00144;

Q_E – katilo nominali galia;

Q_{in} – kuro šiluma sudegus kurui.



8 pav. Šilumos nuostolių į aplinką vertinimo diagrama [30]

Čia:

1 – tiesė kieto kuro katilams;

2 – tiesė skysto ir dujinio kuro katilams;

a – nuostoliai į aplinką Q_{RC} , kW;

b – nominali katilo galia Q_E , kW.

Katilo efektyvumo skaičiavime priimama, kad palaikomas deguonies kiekis sausuose degimo produktuose (atmetus vandens garo kiekį dūmuose) yra 6% pagal tūrinę sudėtį, t.y. oro pertekliaus koeficientas $\alpha \approx 1,4$. Atskaitos temperatūra priimama remiantis katilų standarto *EN12953:11* [30] dalimi $t_{ref}=25^{\circ}\text{C}$, kuri yra naudojama katilo šilumos nuostoliams su dūmais skaičiuoti.

Įvertinus visus susidarancius katilo šilumos nuostolius, galiausiai apskaičiuojamas bendras katilo naudingo veiksmo koeficientas naudojantis 1.4.7. formule.

$$\eta = 100 - \sum \eta_i = 100 - \eta_2 - \eta_3 - \eta_4 - \eta_5 \quad (1.4.7.)$$

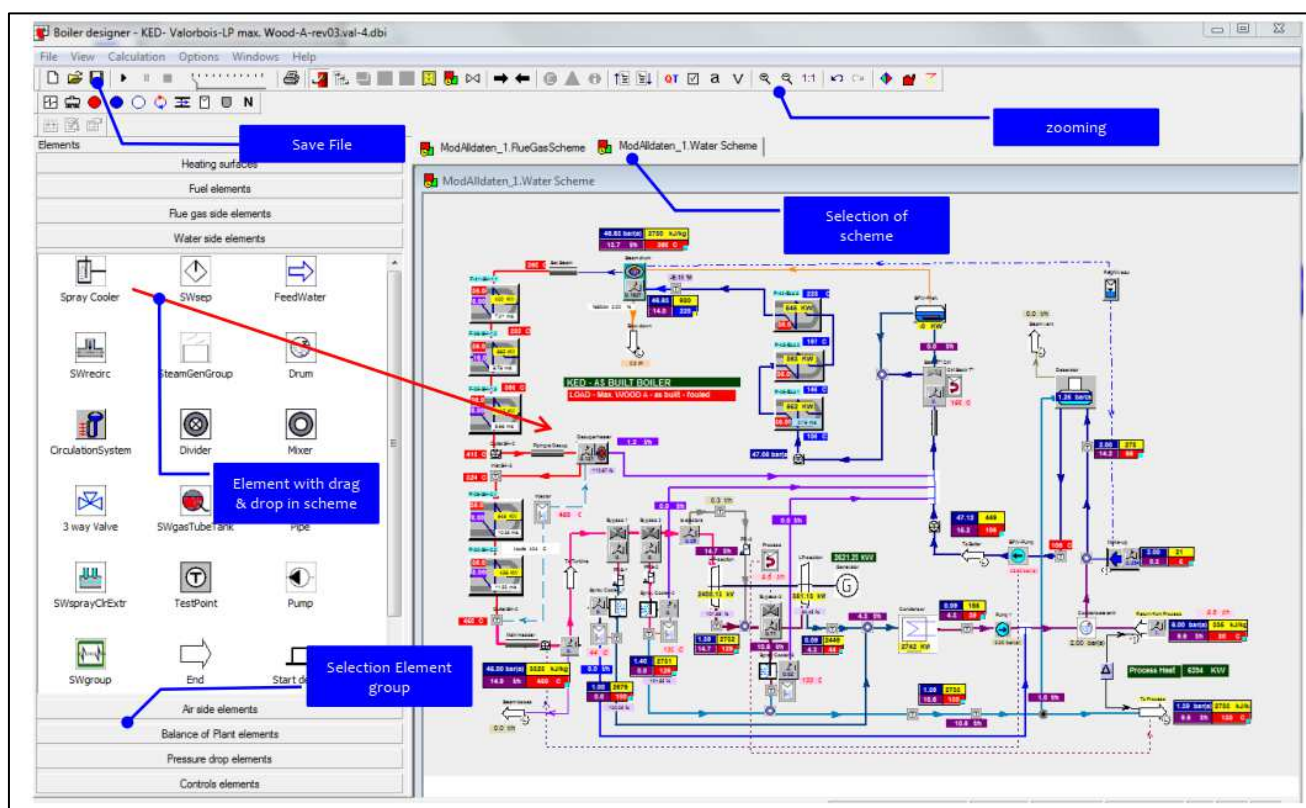
2. Metodinė dalis.

2.1. Baigiamajame darbe naudojamos katilų modeliavimo programos *Power Plant Simulator & Designer* aprašymas

Baigiamojo magistro darbo tiriamoji dalis atlikta naudojantis katilų modeliavimo ir skaičiavimo programa *Power Plant Simulator & Designer*, skirta inžineriniams sudėtiniais šilumokaičiams, pvz. vandens šildymo, garo katilams, elektrinėms ir t.t. skaičiuoti. Šiame skyriuje pateikiama informacija apie programos panaudojimo galimybes bei jos pritaikymą tiriamajame darbe.

9 pav. pateiktas *Power Plant Simulator & Designer* programos lango pavyzdys. Programa suteikia vartotojui galimybę greitai sukurti scheminį įrenginio atvaizdą grafinėje vartotojo sąsajoje (angl. *graphic user interface, GUI*), pasirenkant iš anksto nustatytų elementų biblioteką, kad būtų galima modeliuoti jų veikimą. Elementų jungtys fluido tėkmėms, mechaninėms poroms arba signalo/logikos tėkmės keliams yra pagrįstos jungiamumo taisyklėmis, apibrėžtomis kiekvienam elementui. Elementų ryšys intuityviai įgyvendinamas naudojant operacijas, leidžiančias tik galiojančius ryšius. Kai kurie elementai yra hierarchiniai ir gali turėti į save įdiegtas grupes. Tokia organizacija padeda sudaryti sudėtingų objektų schemas, neribojant elementų kiekio, pvz. sukuriamas katilo būgnas, į kurį įdiegiami konvektyviniai paviršiai.

Programa leidžia modeliuoti skirtingus katilų tipus, tokius kaip natūralios cirkuliacijos garo katilai, priverstinės cirkuliacijos garo katilai, dūmavamzdžiai vandens šildymo, garo katilai, vandens vamzdžių katilai, verdančio sluoksnio, komunalinių atliekų deginimo ir kiti katilai.



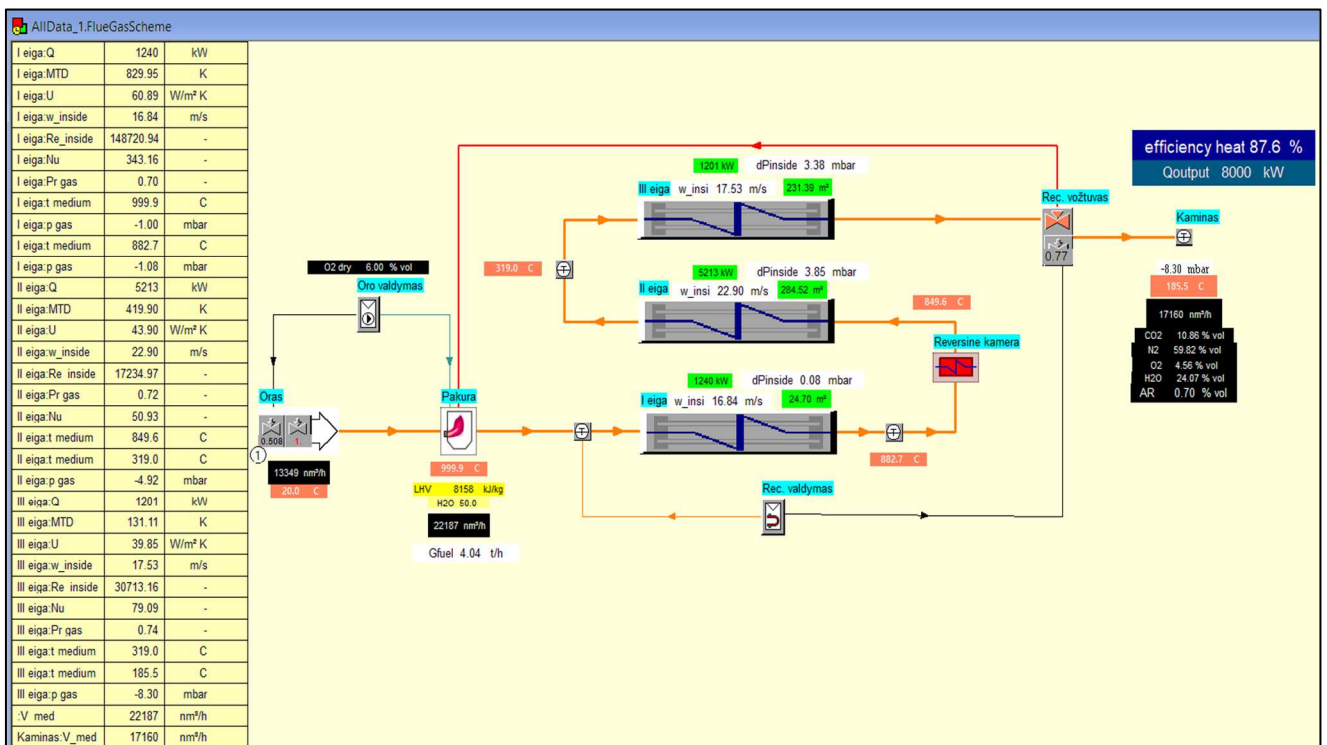
9 pav. *Power Plant Simulator & Designer* programos lango pavyzdys [31]

Programa turi daug techninių savybių, kurios susideda iš pilno šiluminio, slėgio nuostolių skaičiavimo, įvairaus tipo recirkuliacijų įtakos procesams (dūmų, vandens recirkuliacija),

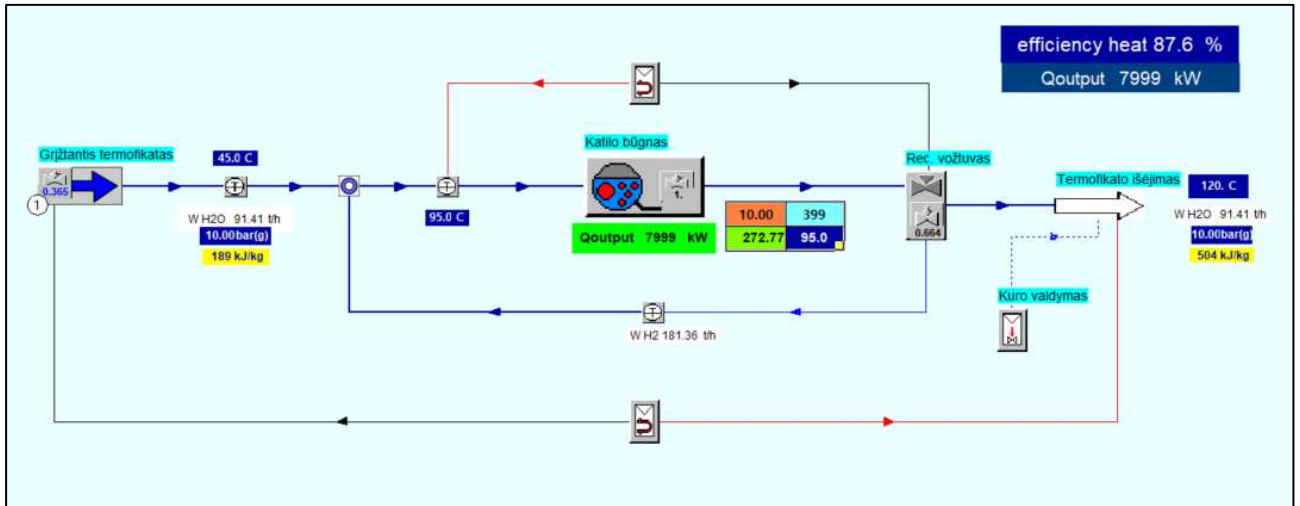
šilumokaičio suskirstymo į zonas, atsižvelgiant į skirtingas temperatūras ir masės srautus. Programoje apie 60 skirtingų elementų (šilumokaičiai, šildymo paviršiai, deaeratoriai ir pan.), galimi beveik bet kokių šildytuvų, aušintuvų, degimo kamerų derinių skaičiavimai. Taip pat, galima modeliuoti įvairius vandens šildymo katilus (dūmavamzdžius, vandens vamzdžių arba katilus – utilizatorius), galimas katilo vardinės apkrovos apskaičiavimas, nurodant kuro sudėtį, tiekiamą degimui kuro kiekį, katilo parametrus. Svarbu žinoti, kad programa nepajėgi skaičiuoti mažos galios buitinius katilus, nes našumo diapazonas yra nuo 100 kW iki 1500MW.

Paprastai tokiems sudėtiniais skaičiavimams naudojamos kelios programos, o vienos programos rezultatai turi būti įterpti rankiniu būdu į kitą programą kaip pradiniai duomenys. Tai yra viena iš priežasčių, kodėl *Power Plant Simulator & Designer* programos naudojimas suteikia pranašumą prieš kitas panašaus tipo programas. Greitas skirtingų katilų konstrukcijų apskaičiavimas ir rezultatas padeda pasirinkti geriausią rezultatą projektuojant naujus arba rekonstruojant senus katilus/šilumokaičius. Galimas dinaminis projektavimo etapų skaičiavimas derinant šiluminės schemas su tiksliais katilų skaičiavimais įvairiais režimais [36].

Šiame darbe *Power Plant Simulator & Designer* naudojama biokuro vandens šildymo katilui su susuktos juostos arba spiralinio tipo turbulizatoriais, skirtingo kuro drėgnumo bei skirtingo recirkuliacijos kiekio atvejams modeliuoti. Tam naudojami programos langai dūmų schemai (*AllData_1.FlueGasScheme*) (10 pav.) ir vandens schemai (*AllData_1.Water Scheme*) (11 pav.). Taip pat naudojami kiti naudojamų elementų hierarchiniai langai, tokie kaip kuro tiekimo degimui valdymas, katilo šildomieji paviršiai katilo būgne ir kt.

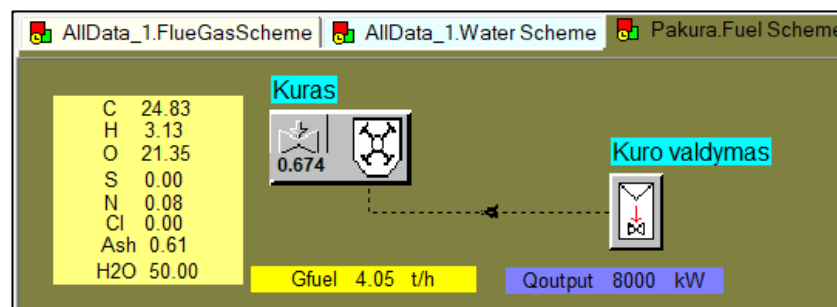


10 pav. Katilo dūmų schema *Power Plant Simulator & Designer* programoje



11 pav. Katilo vandens schema *Power Plant Simulator & Designer* programoje

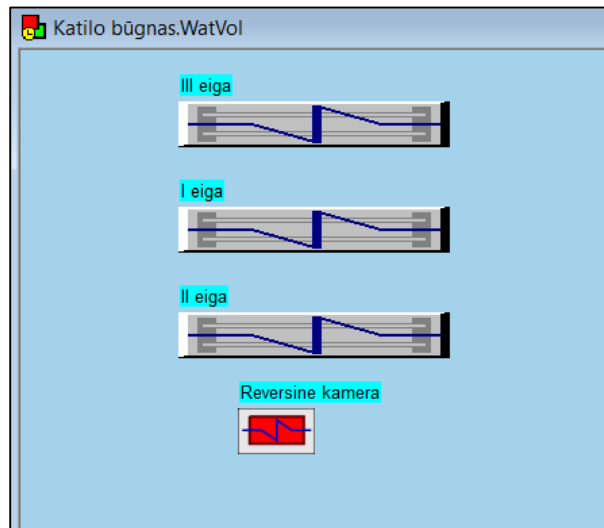
Šiame darbe analizuojamas biokuro katilas, todėl jis yra aprašomas elementais ir jų sudedamosiomis dalimis. Vandeninėje katilo dalyje (11 pav.) elementu *FeedWater* (11 pav. pervadintas į *Grižtančio termofikatas*) aprašomi grįžtančio termofikato iš tinklų parametrai (slėgis, temperatūra, debitas), elementais *Mixer*, *Valve Control* ir *3 Way Valve* (11 pav. pervadintas į *Rec. Vožtuvas*) simuliuojama vandens recirkuliacija pagal norimą palaikyti vandens temperatūrą į katilą. Katilas aprašomas elementu *SWGAsTubeTank* (11 pav. pervadintas į *Katilo būgnas*), kuris turi savo hierarchiją: į šį elementą iš katilo dūmų schemos sukeliama konvektyvinių paviršių elementai. Katilo galia programoje aprašoma elementu *Fuel Control* (12 pav. pervadintas į *Kuro valdymas*), kuri pagal hierarchiją priklauso dūmų schemoje esančiam *Furnace* elementui (10 pav. pervadintas į *Pakura*), kuriame yra sujungta su *GasFuel* elementu (12 pav. pervadintas į *Kuras*). Kuro valdymo veikimo principas – jame užduodama nominali įrenginio galia, kurią norima pasiekti su esamu modeliu. Tuomet kuro valdymas veikia kaip kontrolinis elementas – susiejus ryšiu su kuro elementu sureguliuojamas sudegančio kuro kiekis norimai galiai pasiekti. Be to, katilo vandens schemoje kuro valdymas prijungiamas prie *End* elemento (11 pav. pervadintas į *Termofikato išėjimas*), kuris šiame modelyje reiškia vandens ištekėjimą į tolimesnę sistemą. Norint, kad sistema veiktų tvarkingai, vandens schemoje įkeliamas dar vienas *Valve Control* elementas, kuris ryšiais sujungiamas su *Termofikato ištekėjimo* bei *Termofikato įtekėjimo* elementais. Kontroluojantis elementas iteraciniu būdu sukontroliuoja termofikato įtekėjimo reguliuojantį vožtuvą taip, kad jis į sistemą įleistų tiek termofikato debito, jog galutiniame taške būtų pasiekta užduota vandens temperatūra.



12 pav. Kuro valdymo sistema

Toliau nagrinėjama katilo dūmų schema (10 pav.). Joje elementu *Gas Inlet* (10 pav. pervadintas į *Oras*) aprašomi degimui tiekiamo oro parametrai (slėgis, temperatūra, debitas). Oro kiekį nebūtina

nurodyti tiksliai, užtenka įdėti kontroliuojantį elementą *Air Control* ir jį sujungti su *Gas Inlet* ir *Furnace* elementais bei nustatyti jam galimybę kontroliuoti *Gas Inlet* vožtuvą. Kontroliuojančiam elementui *Air Control* nurodomas norimas palaikyti oro pertekliaus koeficientas arba deguonies kiekis degimo produktuose. Atsižvelgdamas į tai, kontroliuojantis vožtuvas pagal apskaičiuoti reikalingą oro kiekį degimui su oro pertekliaus koeficientu nustato *Gas Inlet* vožtuvo prasidarymą. Elementas *Furnace* (10 pav. pervadintas į *Pakura*), imituojama pakura. Šio elemento nustatymuose nurodoma, kokia metodika atliekami skaičiavimai, taip pat jis yra hierarchinis elementas, į kurį būtina įterpti 12 pav. pavaizduotus elementus, taip nurodant degančio kuro rūšį, sudėtį, kiekį. Toliau sujungtos linijos rodo degimo produktų tekėjimo eigas. 10 pav. pavaizduotoje schemoje iš pakuros išeinantys degimo produktai teka į kaitravamzdį – I eigą imituojančiame elemente *HSflue Tubes* (10 pav. pervadintas į *I eiga*). I-os eigos kaitravamzdžiui naudojamas tas pats elementas, kaip ir II ir III eigos dūmų vamzdžių elementams. *HSflue Tubes* vidiniuose nustatymuose parenkama šilumos mainų skaičiavimo metodika (numatytoji metodika – pagal V. Gnielinski [32], vamzdelių kiekis, geometrija (vamzdelio ilgis, diametras, sienelės storis ir kt.), išdėstymo žingsnis, nuosėdų sluoksnio storis, išnaudojimo faktorius ir kiti parametrai, taip pat parenkami galimi turbulizatoriai. Tarp šių elementų schemoje įterpiamas *Gas Turning Tunnel After Fire-pipe* (13 pav. pervadinta į *Rev. kamera*) elementai, kuris imituoja katilo reversinę kamerą iš I-os į II-ą eigą. Šio elemento nustatymuose įvedami parametrai imituoja reversinės kameros gylį, diametrą, sienelės storį ir kitus geometrinius rodiklius. Taip pat šį elementą galima paversti hierarchiniu, jei reversinė kamera konstruojama iš vandens vamzdžių. Visi šie elementai imituoja šildomuosius paviršius, kurie toliau įkeliami į hierarchinį katilo būgno elementą (13 pav.) – taip imituojamas šilumos perdavimas iš šildančiosios terpės – dūmų, šildomajai terpei – katilo vandeniui.

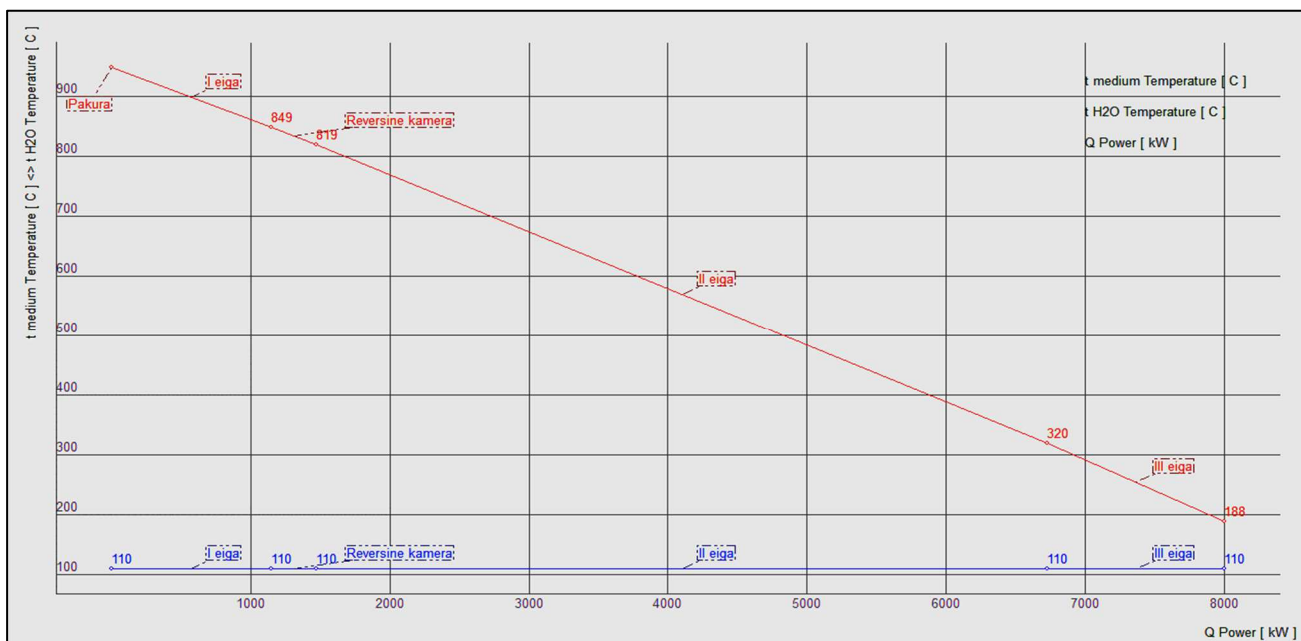


13 pav. Katilo būgno sistema

Po visų šildomųjų paviršių įterpiamas *Gas Test Point* elementas (10 pav. pervadintas į *Kaminą*), kuris imituoja tašką dūmtakyje po katilo. Šis elementas naudojamas kaip informacinis elementas, kuriame galima nuskaityti pagrindinius degimo produktų duomenis: temperatūra, kiekis, sudėtis, slėgio kritimas po visų įrenginių, vandens garo, sieros rasos taškai ir kt.

Aprašius nagrinėjamo katilo geometriją ir sistemą programoje *Power Plant Simulator & Designer*, gaunami išvesties duomenys. Daugelis jų išvedami į matomus dūmų arba vandens pusės langus: tai tokie duomenys, kaip fluideo srauto kiekis, temperatūra, sudėtis, šilumos perdavimo koeficientas ir kt.

Taip pat, programa suteikia galimybę išvesti rezultatų diagramas, parodančias, kaip kinta sugeneruojamos šilumos kiekis, aerodinaminiai nuostoliai, dūmų temperatūra degimo produktams tekant per katilo eigas. 14 pav. pateikiama diagrama, kurioje vaizduojama vidutinė vandens ir dūmų temperatūra per katilo eigas priklausomai nuo perduodamo šilumos kiekio jose.



14 pav. Vidutinė dūmų ir vandens temperatūra eigose priklausomai nuo perduodamos šilumos kiekio

2.2. Modeliuojamo biokuro katilo aprašymas

Norint išnagrinėti biokuro katilų efektyvumo didinimo priemones, pasirenkamas standartinis dūmavamzdis trijų eigų katilas, į kurį dūmai patenka iš ardyninio tipo pakuros. Šilumos generavimo įrenginio efektyvumo pasikeitimas nagrinėjamas keliais atvejais: įterpiant turbulizatorius į II ir/arba III eigos vamzdelius, keičiant degimo produktų temperatūrą į katilą dūmų recirkuliacija bei esant skirtingo drėgnumo kurui.

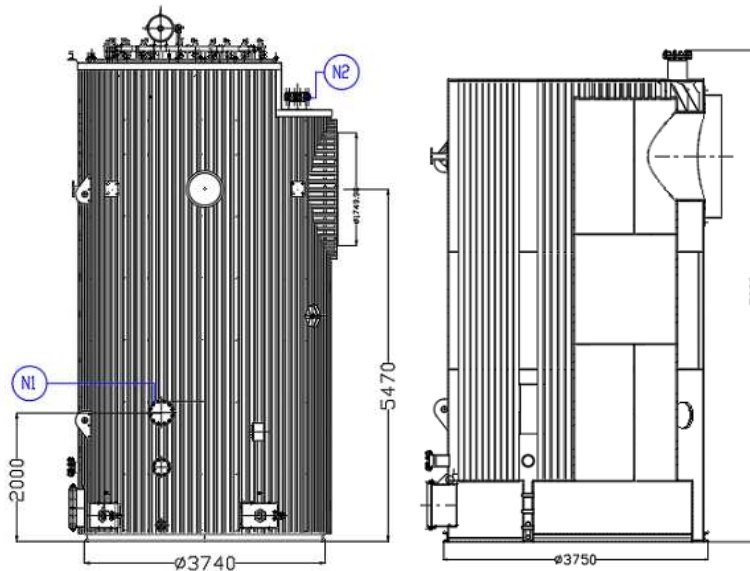
Turbulizatorių diegimas pasirenkamas dūmavamzdžiuose katiluose, tačiau jų įterpimas į katilą nėra paprastas. Biokuro katiluose panaudoti turbulizatorius yra gana sudėtinga dėl eksploatacinių savybių, kadangi biokuro pelenai yra linkę kauptis ant katilo konvektyvinių paviršių ir lydytis prie jų, todėl turbulizatoriai šiuos procesus gali dar paspartinti, o katilo vamzdelių valymas suspausto oro sistema gali tapti neveiksmingas. Teoriškai, turbulizatoriai gali būti panaudojami biokuro katile, tačiau reikia atsižvelgti į tai, jog praktikoje pastebimas greitesnis tokių katilų vamzdelių užsinešimas pelenais dėl papildomų kliūčių, o bandymu padidinti šilumos perdavimo koeficientą, galima gauti atvirkščią procesą dėl greičiau ant katilų sienelių užaugančio pelenų sluoksnio, kuris tampa papildoma varža šilumos perdavimui tarp dūmų ir vandens. Dėl šios priežasties, modeliavimo tyrimui pasirenkamas nagrinėti idealus atvejis, kai katilas pradėtas naujai eksploatuoti bei nėra papildomo vamzdelių aplipimo pelenais dėl turbulizatorių patalpinimo į vamzdelius.

Darbe nagrinėjamas vertikalus dūmavamzdis vandens šildymo katilas. Šių katilų pagrindinis bruožas yra tas, kad degimo produktai (dūmai) teka vamzdžių vidumi, o jų išorėje yra aušinantis vanduo. Šio tipo katilų pagrindą sudaro dvi rėtinės, tarp kurių sumontuojami šilumos perdavimo vamzdžiai ir viena degimo kamera - kaitravamzdis Visa ši konstrukcija sumontuojama cilindre, o jis pripildomas

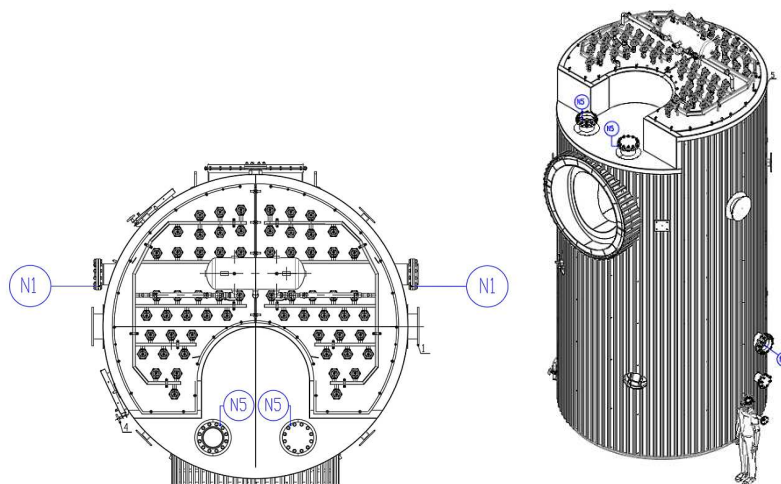
šildomo vandens. Nagrinėjame dūmavamzdyje katile degimo produktai iš pakuros patenka į kaitavamzdį. Po jo dūmai keliauja į reversinę kamerą iš kurios patenka į pirmą šildymo vamzdžių pluoštą, kuriame padidėja dūmų greitis ir suintensyvėja šilumos mainai. Katilo galuose įrengus 2 posūkio kameras gaunamas kelių eigių dūmavamzdis katilas. Dūmavamzdžiai katilai yra patikimi, nes šildymo paviršius supa vanduo. Vamzdžius lengva pakeisti remontuojant, nuo jų nesunku nuvalyti suodžius ir pelenus [33]. 1 lentelėje pateikiami modeliavimui reikalingos katilo slėginės dalies geometrijos duomenys. 15 ir 16 pav. pateikiami skaitiniam modeliavimui naudojamo UAB „Enerstena“ 8 MW biokuro vandens šildymo katilo brėžiniai.

1 lentelė. Katilo geometriniai duomenys.

Parametras	Matavimo vnt.	Katilo eiga		
		I	II	III
Vamzdžių ilgis katile	m	5,45	5,7	5,7
Šilumos perdavimo paviršiaus plotas	m ²	24,7	284,5	231,4
Šilumos perdavimo paviršiaus plotas	%	4,57	52,63	42,8

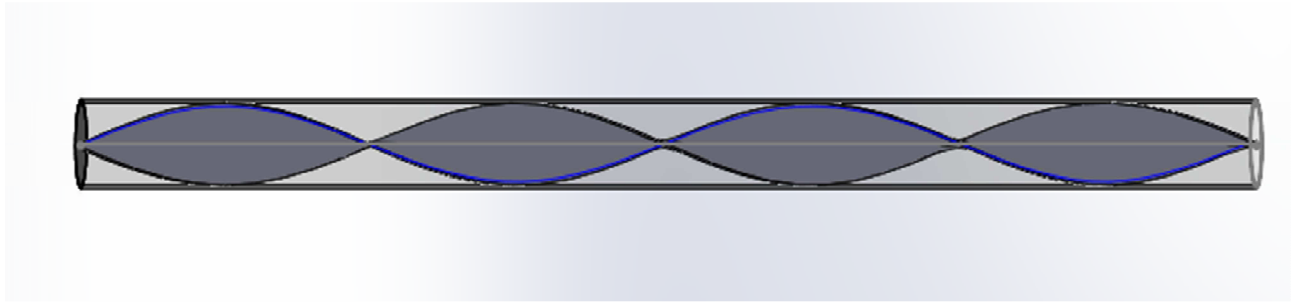


15 pav. UAB „Enerstena“ 8 MW vandens šildymo katilo bendrasis ir slėginės dalies brėžiniai

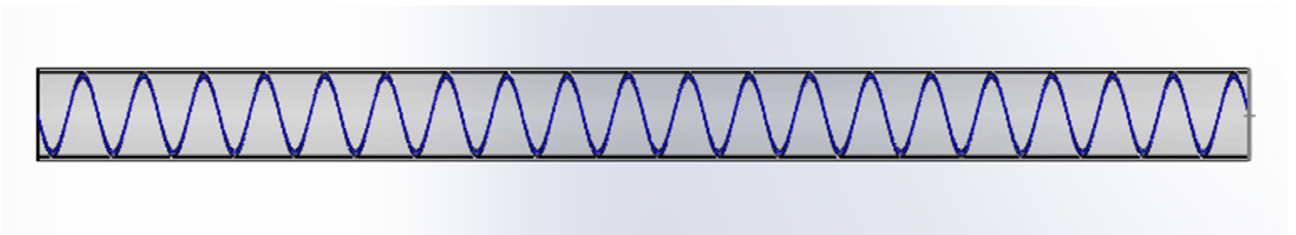


16 pav. UAB „Enerstena“ katilo vaizdas iš viršaus bei katilo izometrijos brėžinys

Katilo efektyvumo pagerinimui nagrinėjami turbulizatorių (susuktos juostos bei spiralinio tipo) brėžiniai pateikiami atitinkamai 17 ir 18 pav.

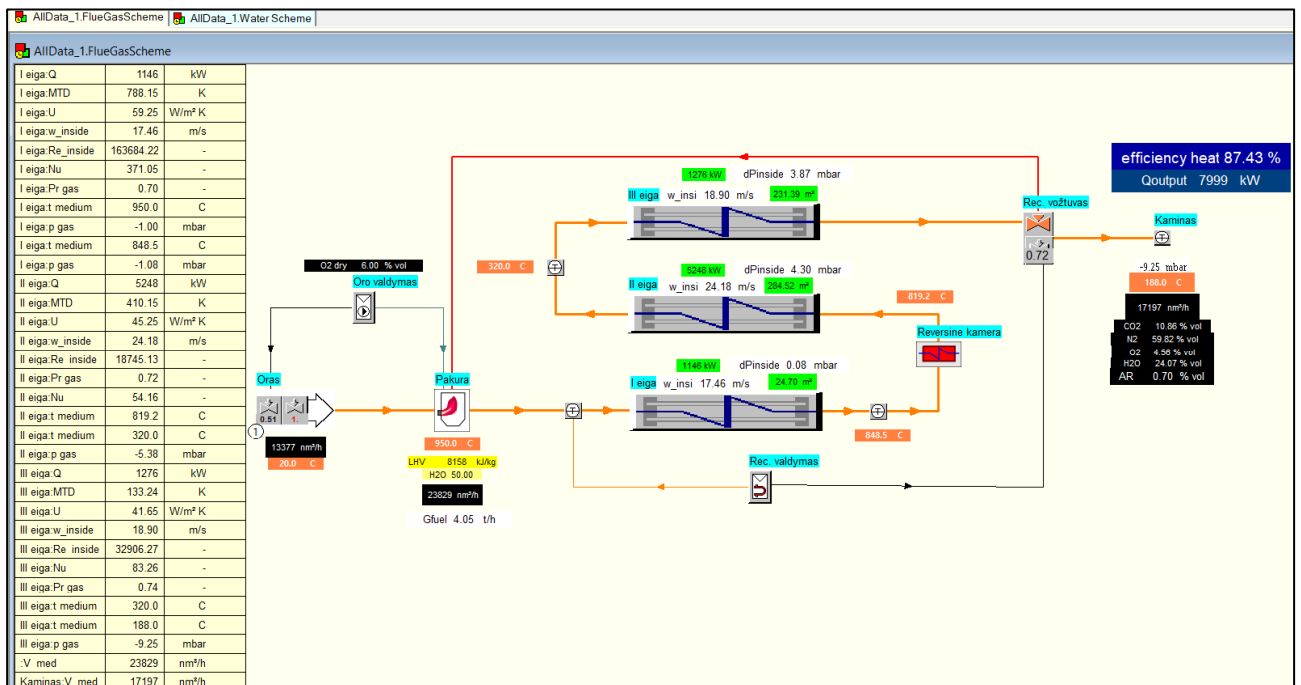


17 pav. Susuktos juostos turbulizatoriaus pavyzdys, braižytas programa *Solidworks*



18 pav. Spiralinio tipo turbulizatoriaus pavyzdys, braižytas programa *Solidworks*

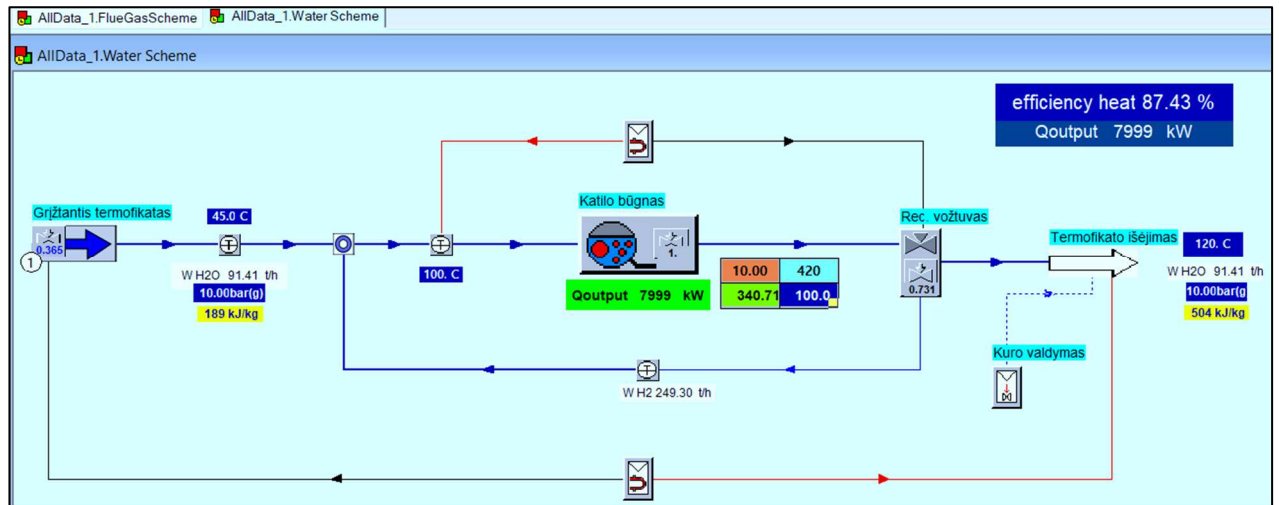
Siekiant palyginti, kaip pagerėja šilumos mainai ir katilo efektyvumas naudojant turbulizatorius, keičiant degimo produktų temperatūrą į katilą arba kuro drėgmę, būtina sumodeliuoti originalaus 8 MW katilo parametrų skaičiavimus. Modeliavimo rezultatai pateikiami 19 ir 20 pav.



19 pav. 8 MW katilo modeliavimo rezultatai. Dūmų schema

Iš programos *Power Plant Simulator & Designer* grafinių modeliavimo langų matyti, kad, analizuojant katilo efektyvumo pagerėjimą, toliau nagrinėti vandens schemą nėra svarbu, jeigu ji nėra

keičiama (pvz. vandens temperatūrinis režimas). Todėl tolimesniuose skyriuose pateikiami tik dūmų schemos langai.



20 pav. 8 MW katilo modeliavimo rezultatai. Vandens schema

Siekiant ištirti katilo efektyvumo pasikeitimą 3 minėtais variantais, būtina priimti pradines sąlygas kurui. 2 lentelėje nurodyta sausoji kuro masės sudėtis. Pirminiams skaičiavimams priimam kuro dregmė lygi $W^m=50\%$.

2 lentelė. Skaitiniam modeliavimams naudojama sausoji kuro sudėtis.

Sausoji kuro masės sudėtis %					
C ^s	H ^s	O ^s	N ^s	S ^s	A ^s
49,66	6,26	42,7	0,15	0,00	1,23

Taip pat, skaitiniai modeliavimai atliekami, priimant, kad sausuose degimo produktuose palaikomas deguonies kiekis pagal tūrį yra $O_2=6\%$. Perskaičiavus pagal 2.1.1. formulę [10] gaunamas oro pertekliaus koeficientas α :

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2} = \frac{21}{21 - 6} = 1,4 \quad (2.1.1)$$

Iš 19 ir 20 pav. originalaus katilo modeliavimo rezultatų matyti, kad sąlygomis: $\alpha=1,4$, pagal kuro sudėtį pateiktą 2 lentelėje, vandens temperatūrinį režime 95-120°C, atskaitos temperatūrą $t_r=25^\circ\text{C}$, dūmų temperatūrą prieš katilą $t_{fgin}=950^\circ\text{C}$, katilo efektyvumas gaunamas $\eta=87,43\%$, o dūmų temperatūra po katilo 188°C.

Tolimesniuose skyriuose atliekami skaitiniai modeliavimai remiantis 2-ame skyriuje aprašyta metodika, naudojant aptartą 8 MW biokuro vandens šildymo katilą (15 ir 16 pav.), 2 lentelėje pateiktą kuro sudėtį, oro pertekliaus koeficientą $\alpha = 1,4$, o katilo naudingo veiksmo koeficientas skaičiuojamas pagal [30] aprašytą metodiką 1.4. skyrelyje.

3. Turbulizatorių įtakos katilo efektyvumui skaitiniai tyrimai

Šiame skyriuje modeliuojami skaičiavimai į realaus 8 MW biokuro katilo antrąją ir/arba trečiąją eigą įterpiančioms turbulizatoriams, tačiau nekeičiant esamos katilo konstrukcijos, pateiktos 2.2. poskyryje, 15 bei 16 pav.

3.1. Modeliavimas taikant susuktos juostos turbulizatorius

Pirmiausia atliekami skaičiavimai įterpiančioms susuktos juostos (17 pav.) turbulizatoriams į antrą ir trečią katilo eigas. Turbulizatoriaus geometrija varijuojama keičiant jo susisukimų žingsnį bei juostos storį. Nuliniu variantu modeliuojamas originalus katilo modelis be į katilo eigas įterptų turbulizatorių. Pirmuoju variantu II-oje ir III-oje katilo eigoje įterpiamas 2 mm storio susuktos juostos turbulizatorius, kurio susisukimo dažnis vamzdžio eigoje yra 2 susisukimai per 1 metrą. Nagrinėti 6 variantai, kurie aprašyti 2 lentelėje.

3 lentelė. Susuktos juostos turbulizatoriaus skaičiavimo variantai

Katilo eiga		I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga
Modeliavimo var.		0 var*			1 var			2 var			3 var		
Turbulizatoriaus sienelės storis	m	0	0	0	0	0,002	0,002	0	0,002	0,002	0	0,002	0,002
Susisukimų dažnis	1/m	0	0	0	0	2	2	0	1	1	0	1	1
Katilo eiga		I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga			
Modeliavimo var.		4 var			5 var			6 var.					
Turbulizatoriaus sienelės storis	m	0	0	0,002	0	0,002	0	0	0	0,002			
Susisukimų dažnis	1/m	0	0	2	0	1	0	0	0	1			

*0 var. – originalus katilo modelis.

Modeliavimo metu stebėti šilumos perdavimo koeficiento k , dūmų temperatūros t , perduoto šilumos kiekio Q , aerodinaminių nuostolių Δp bei naudingo veikimo koeficiento NVK pokyčiai nagrinėjamaisiais variantais.

21 pav. pateikiama diagrama, kurioje pavaizduotas bendras šilumos perdavimo koeficiento k kitimas katilo eigoje. Nuliniu variantu matyti, koks šilumos perdavimo koeficientas yra projektinėmis sąlygomis, t.y. 19 ir 20 pav. užduotomis sąlygomis. Pradiniu variantu pirmoje katilo eigoje, kaitravamzdyje, šilumos perdavimo koeficientas siekia 60,4 W/(m²·K), antroje katilo eigoje – 45,4 W/(m²·K), o trečioje – 41,6 W/(m²·K). 1-uoju variantu į antrąją ir trečiąją katilo eigas įterpus turbulizatorius, kai susuktos juostos turbulizatoriaus sienelės storis 2 mm, o susisukimų dažnis – 2/m, stebimas koeficiento k pasikeitimas – antroje eigoje jis išauga iki 64,9 W/(m²·K), o trečioje iki 54,9 W/(m²·K). Pažymėtina, kad pirmoje eigoje neįdėjus turbulizatorių, šilumos perdavimo koeficientas nepasikeitė ir visais variantais svyravo 59,2-60,2 W/(m²·K) ribose. Antruoju variantu turbulizatoriaus storis išlieka 2 mm, tačiau susisukimų dažnis sumažinamas iki 1/m. Pastebima, kad k koeficientas lyginant su nuliniu variantu padidėjo, tačiau yra mažesnis nei gaunamas pirmuoju variantu - antroje eigoje jis išauga iki 61,2 W/(m²·K), o trečioje iki 52,4 W/(m²·K). Trečiuoju ir penktuoju variantais

turbulizatoriai buvo įterpiami tik antroje eigoje, trečiąją paliekant kaip originalią, o ketvirtuoju ir šeštuoju variantais turbulizatoriai įterpiami tik į trečiąją eigą. Rezultatai parodė, kad trečiojo varianto antros eigos koeficientas k atitinka pirmojo rezultatus, o penktojo – antrojo varianto rezultatus 1% tikslumu. Ketvirtuoju ir šeštuoju variantais šilumos perdavimo koeficientai panašūs į originalųjį variantą ir yra atitinkamai lygūs 44,4 W/(m²·K) ir 44,6 W/(m²·K). Tačiau matyti, kad trečiuoju ir penktuoju variantais šilumos perdavimo koeficientai trečioje eigoje nukrenta iki 38,2 W/(m²·K) ir 38,7W/(m²·K) atitinkamai ir yra mažesni už originalaus varianto – 41,6 W/(m²·K). Taip nutinka, nes trečiuoju ir penktuoju variantais į trečiąją katilo eigą dūmai atkeliauja žemesnės temperatūros nei nuliniu variantu (19 pav.), vadinasi, trečiuoju ir penktuoju variantais dūmų debitas yra mažesnis dėl mažesnio dūmų išsiplėtimo. Kadangi dūmų tūrinis debitas V yra mažesnis, todėl jiems tekant per to pačio skerspjūvio ploto A vamzdelių pluoštą gaunamas mažesnis greitis:

$$w = \frac{V}{A} \quad (3.2.1.1.)$$

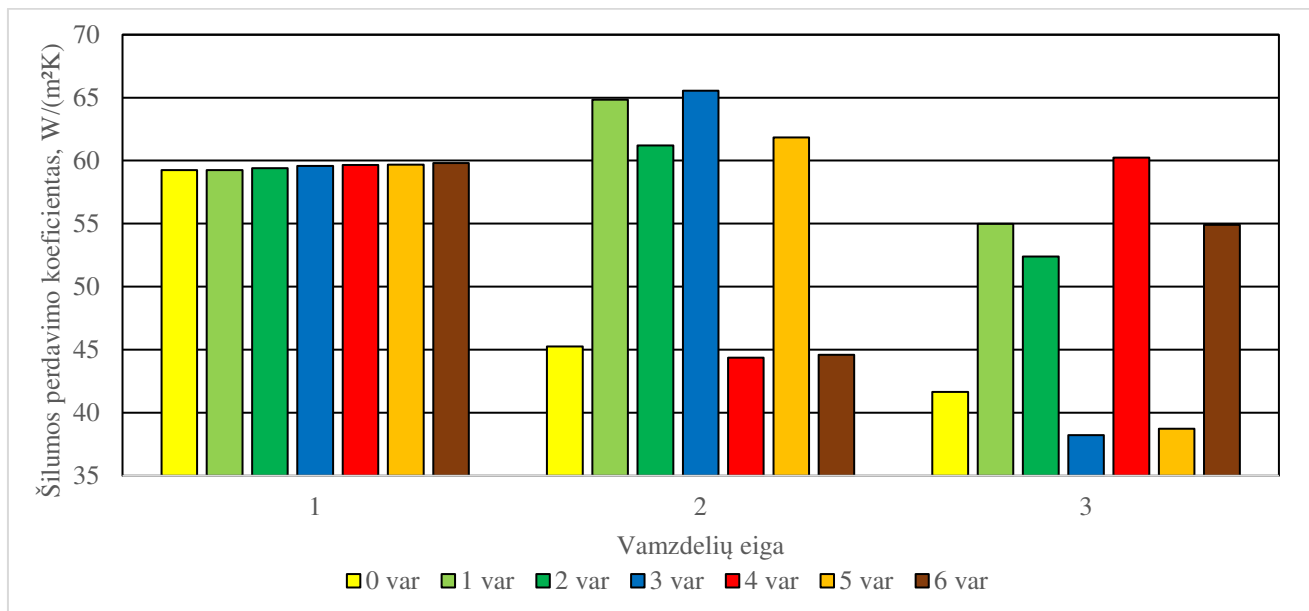
Greitis daro įtaką Reinoldso skaičiui – kuo mažesnis greitis, tuo mažesnis Reinoldso kriterijus.

$$Re = \frac{wl}{\nu} \quad (3.2.1.2.)$$

Čia:

l – būdingas apiplaunamo kūno paviršiaus matmuo, m;

ν – fluido kinematinė klampa, m²/s.



21 pav. Šilumos perdavimo koeficiento kitimas katilo eigose

Toliau tęsiant kriterines lygtis, Reinoldso skaičius daro įtaką Nuselto kriterijui skaičiuojant priverstinę konvekciją:

$$Nu = bRe^m Pr^n \quad (3.2.1.3.)$$

Čia:

b, m, n – empiriniai dydžiai, nustatyti bandymais;

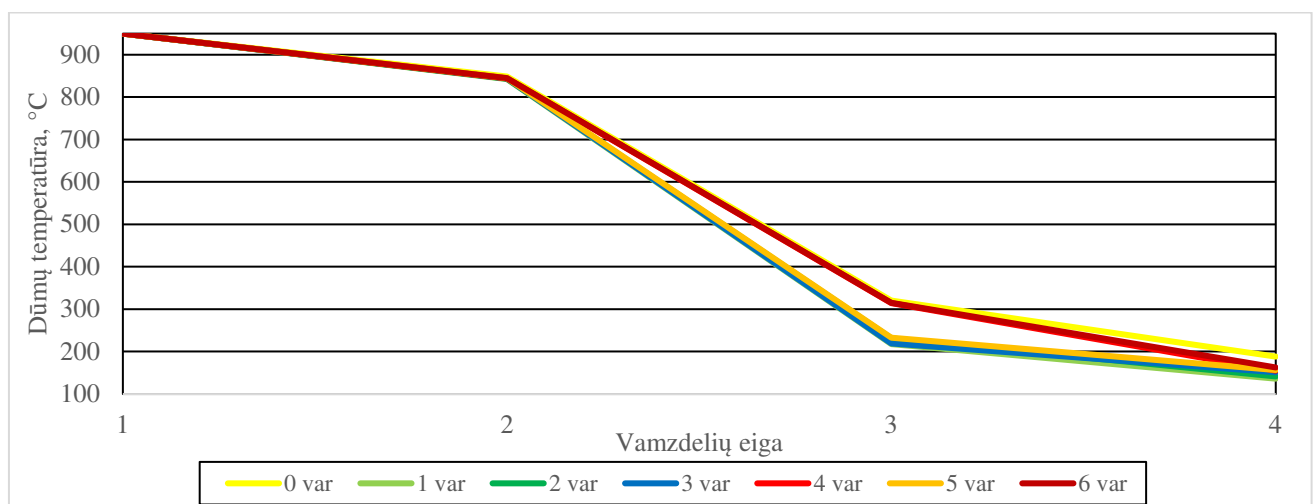
Pr – Prandtlio kriterijus, m^2/s .

Tarp Reinoldso ir Nuselto kriterijų pastebima tiesioginė priklausomybė. Žinant Nu kriterijų, galima apskaičiuoti šilumos perdavimo koeficientą α :

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{l} \quad (3.2.1.4.)$$

Taigi, gaunama priklausomybių seka, iš kurios sprendžiama, kad sumažėjęs dūmų tūrinis debitas trečioje katilo eigoje dėl žemesnės dūmų temperatūros tiesiogiai turi įtakos šilumos perdavimo koeficiento k kritimui, kai vamzdeliuose srautas nėra priverstinai turbulizuojamas, nes sumažėja viena iš jo dedamųjų – šilumos atidavimo koeficientas nuo dūmų fluideo α vamzdeliui [34].

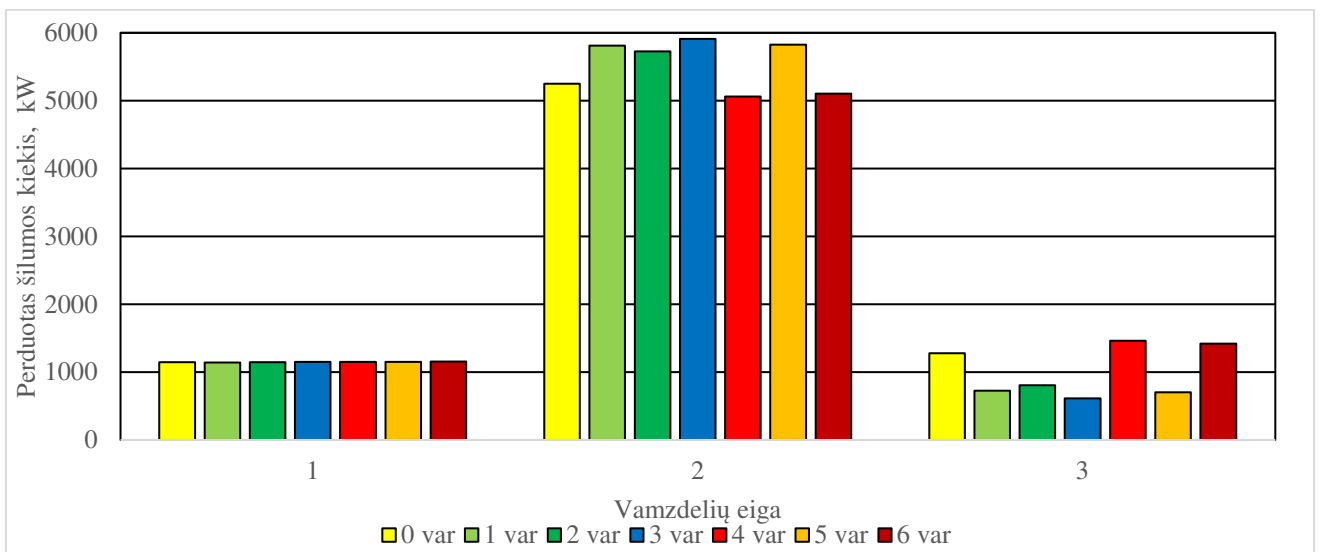
22 pav. pateikiamas dūmų temperatūros kitimas katilo eigose, kur Nr. 1 yra dūmų temperatūra įėjime į katilą, Nr. 2 – dūmų temperatūra po I eigos vamzdelių, Nr. 3 – dūmų temperatūra po II eigos vamzdelių, Nr. 4 – dūmų temperatūra išėjime iš katilo. Kaip matyti iš diagramos, realiu katilo modeliavimo atveju dūmų temperatūra tiek po II-os, tiek III-os katilo eigos yra didžiausia lyginant su kitais atvejais. Iš to galima daryti išvadą, jog turbulizatorių įdiegimas į vamzdelius yra reikšmingas, leidžiantis sumažinti dūmų temperatūrą katilo išėjime. Pagal modeliavimo duomenis matyti, kad pirmuoju skaičiavimo variantu dūmų temperatūra katilo išėjime yra mažiausia – 136 °C, antruoju siekia 141,8 °C, trečiuoju – 151,4 °C, ketvirtuoju – 155,5 °C, penktuoju – 156,5 °C, šeštuoju – 163 °C. Dūmų temperatūros yra panašios į tas, kurias galima pasiekti įdiegus sauso tipo ekonomaizerį.



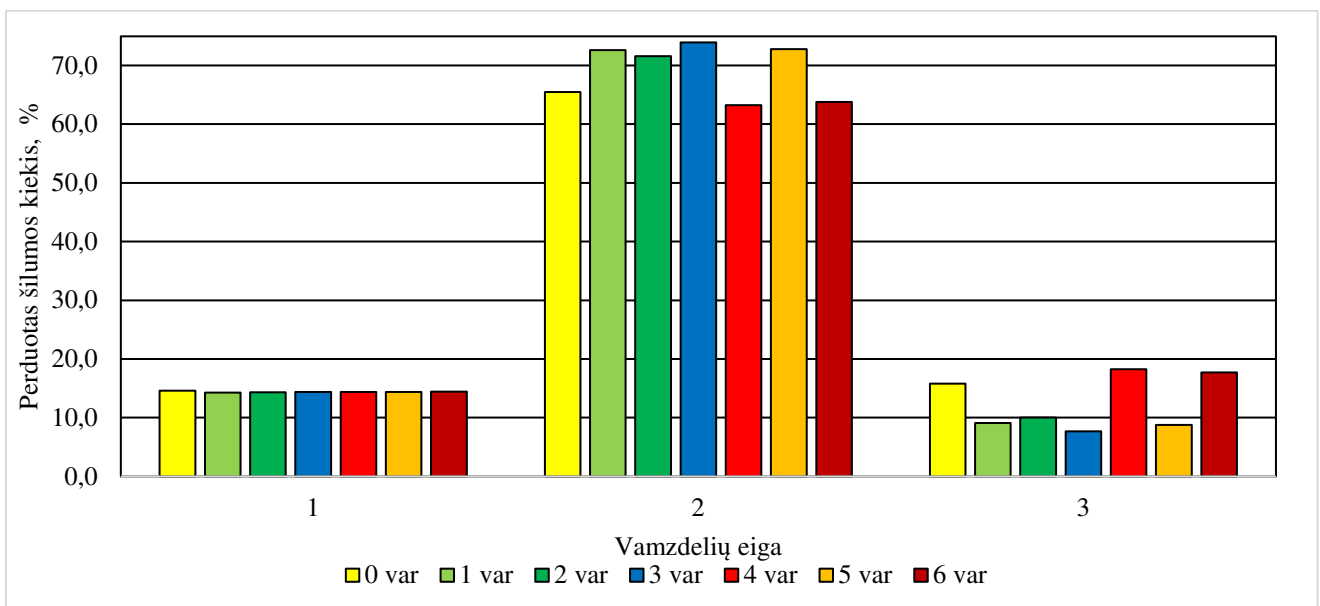
22 pav. Dūmų temperatūros kitimas katilo eigose

23 pav. ir 24 pav. pateikiama informacija apie perduodamos šilumos kiekį katilo eigose tiek absoliutiniu skaičiumi kilovatais, tiek procentine išraiška nuo visos katilo galios. Verta paminėti, kad be I-os, II-os bei III-ios eigos vamzdelių, šilumos mainai vyksta ir reversinėse kamerose, kurios nėra

įtrauktos į grafikus, todėl pateiktų rezultatų 23 pav. ir 24 pav. rezultatai bus mažesni nei 8000 kW ir 100%. Modeliavimo rezultatai rodo, kad pirmoje eigoje šiluminė galia visais variantais pasiekama apytiksliai vienoda ir siekia ~1150 kW arba ~14,5% galios nuo 8 MW. II-oje katilo eigoje prasčiausias šilumos perdavimas yra ketvirtuoju variantu – 5060 kW arba 63,3%, kai pirmuoju atveju perduodamas šilumos kiekis siekia 5810 kW arba 72,6%, o trečiuoju – 5912 kW arba 73,9%. III-oje eigoje pastebimas šiek tiek skirtingas procesas palyginus su kitomis nagrinėtomis diagramomis – nuliniu, trečiuoju ir šeštuoju variantu pasiekiamos didžiausia šiluminės galios (nuo 1265 kW iki 1462 kW arba 15,8-18,3%). Taip atsitinka, nes po II-osios katilo eigos nuliniu, ketvirtuoju ir šeštuoju atveju II eigos vamzdeliuose nėra įterptų turbulizatorių, todėl dūmų temperatūra prieš III-ąją eigą yra aukštesnė, nei kitais variantais, todėl gaunama didžiausia šilumokaitos varančioji jėga ΔT (vandens ir dūmų temperatūrų skirtumas) bei didesnis šilumos perdavimo koeficientas k , palyginus su kitais variantais. Kadangi ketvirtuoju ir šeštuoju atveju į III-ios eigos vamzdelius įterpti turbulizatoriai, todėl šilumos perdavimo koeficientas geresnis iki 2,5% lyginant su nuliniu variantu [34].

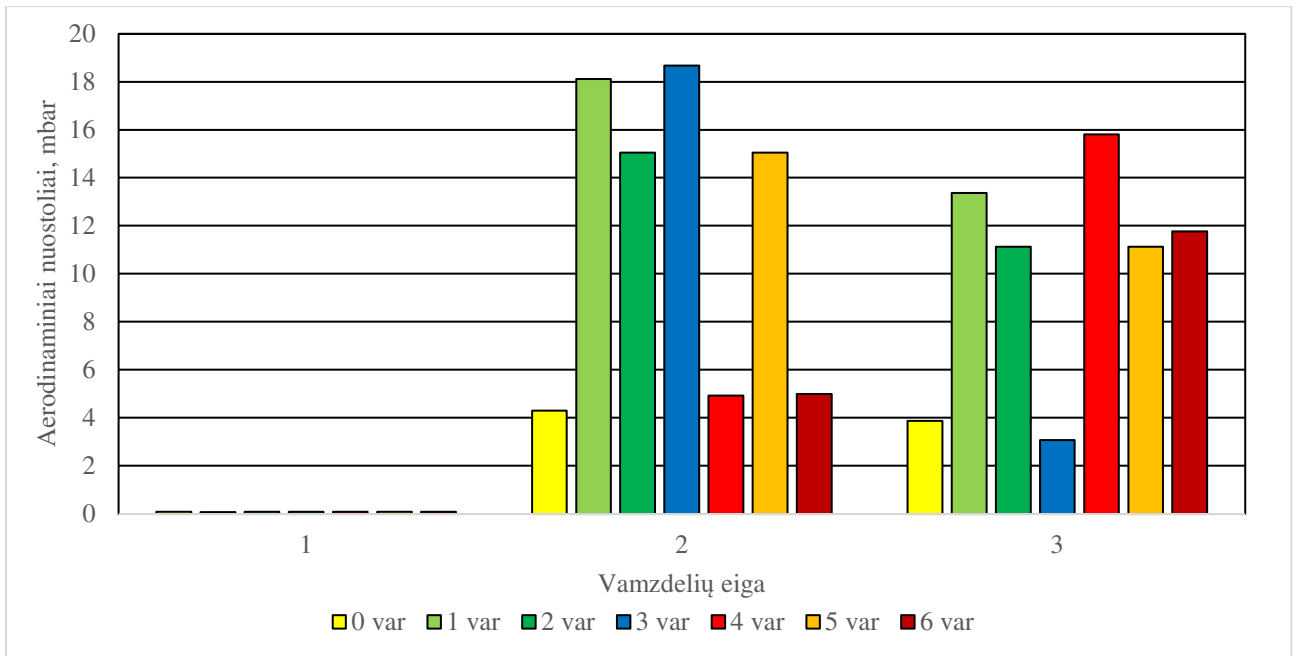


23 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose



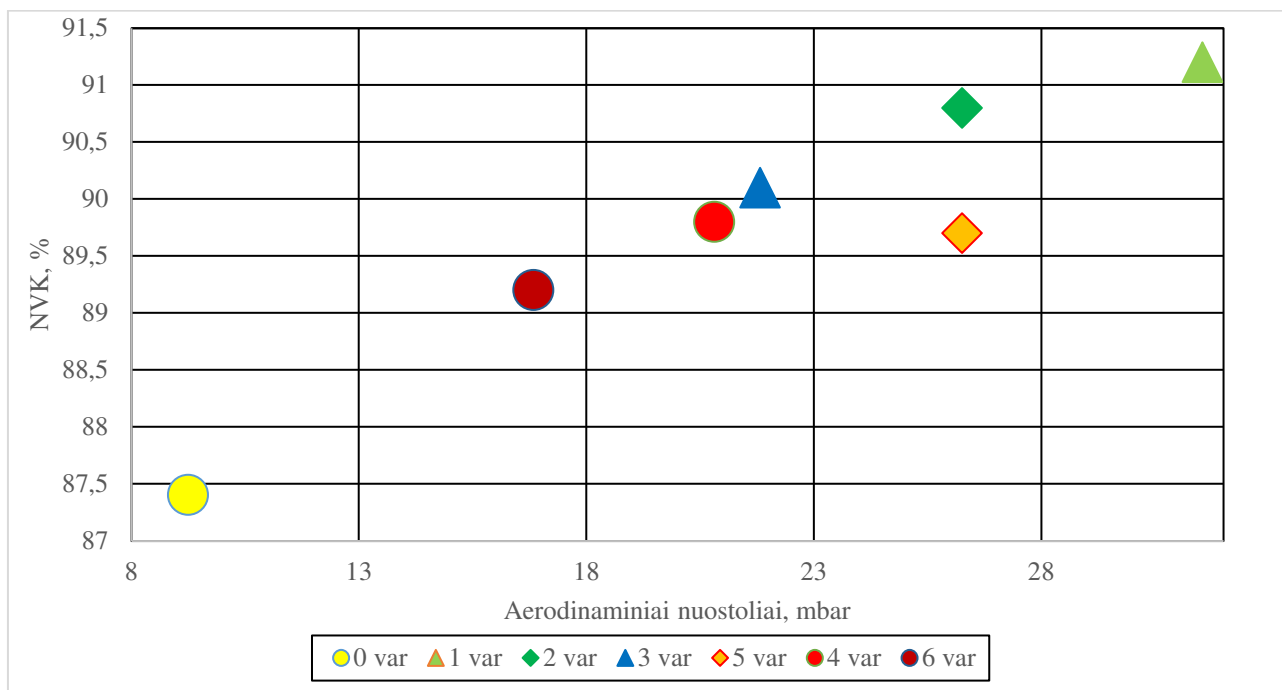
24 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose

Apžvelgus 21-24 pav. diagramose pateikiamus modeliavimo rezultatus galima spręsti, kad turbulizatorių įdiegimas suteikia termodinaminį pranašumą prieš įprastą dūmavamzdį katilą, kuriame nėra įrengti turbulizatoriai. Eigose, kuriose įdiegti turbulizatoriai, pasiekiamas geresnis šilumos perdavimo koeficientas, pasiekiamas didesnė šiluminė galia ir žemesnė dūmų temperatūra už katilo. Tačiau, kaip minėta ankstesniuose skyriuose, turbulizuojant srautą ir intensyvinant šilumos mainus, patiriami ir neigiami padariniai, kadangi turbulizatoriai turi didelį formos pasipriešinimą, sukeltą papildomus slėgio nuostolius terpėje [35]. 25 pav. pavaizduoti aerodinaminiai slėgio nuostoliai katilo eigose. Nuliniu variantu aerodinaminiai slėgio nuostoliai yra mažiausi, nes katilo vamzdeliuose nėra papildomo formos pasipriešinimo. Katilas modeliuojamas laikant, kad dūmų vamzdeliai yra padengti 0,5 mm pelenų sluoksniu. Taip pat, matoma, kad vamzdelių eigose, kuriose modeliavimo metu įdėti turbulizatoriai, ženkliai išaugina aerodinaminis pasipriešinimas – lyginant nulinį variantą su pirmuoju pasiekiami ~3,4 kartus didesni aerodinaminiai slėgio nuostoliai, o su antruoju – ~2,8 kartus. Pažymėtina, kad I-oje katilo eigoje slėgio nuostoliai yra vienodi ir maži – 0,08 mbar, kylantys dėl didelio skerspjūvio ploto dūmams pratekėti.



25 pav. Aerodinaminiai nuostoliai katilo eigose

26 pav. diagramoje pateikiama analizuotų modeliavimo variantų katilo naudingo veikimo koeficiento (NVK) pagal EN 12953:11 standartą [30] ir aerodinaminių nuostolių priklausomybė. Originaliu variantu katilo aerodinaminiai nuostoliai siekia 9,25 mbar, o NVK=87,4%. Pagal katilo naudingumo koeficientą, geriausi modeliavimo rezultatai pasiekiami pirmuoju variantu (NVK=91,2%), tačiau tuo pačiu pasiekiami palyginti dideli aerodinaminiai slėgio nuostoliai, kurie siekia 31,5 mbar. Iš inžinerinės praktikos žinoma, kad vidutinės galios katilai su tokio dydžio aerodinaminiais slėgio nuostoliais nėra projektuojami. Esant tokioms sąlygoms, parenkamas dūmų ventiliatorius turėtų būti žymiai galingesnis, nei parinktas nuliniu atveju, taip pat, išaugtų katilo elektros sąnaudos. Todėl iš analizuojamų modelių racionalesnis variantas būtų šeštasis, kuriuo pasiekiamas NVK pagerėjimas 1,8%, o slėgio nuostoliai 16,8 mbar.



26 pav. Katilo efektyvumo priklausomybė nuo katilo aerodinaminių nuostolių

3.2. Modeliavimas taikant spiralinius turbulizatorius

Toliau atliekami skaičiavimai įterpiant spiralinio tipo (18 pav.) turbulizatorius į antrą ir trečią katilo eiga. Turbulizatoriaus geometrija varijuojama keičiant jo žingsnį bei storį taip, kaip parodyta 3 lentelėje.

4 lentelė. Spiralinio tipo turbulizatoriaus skaičiavimo variantai

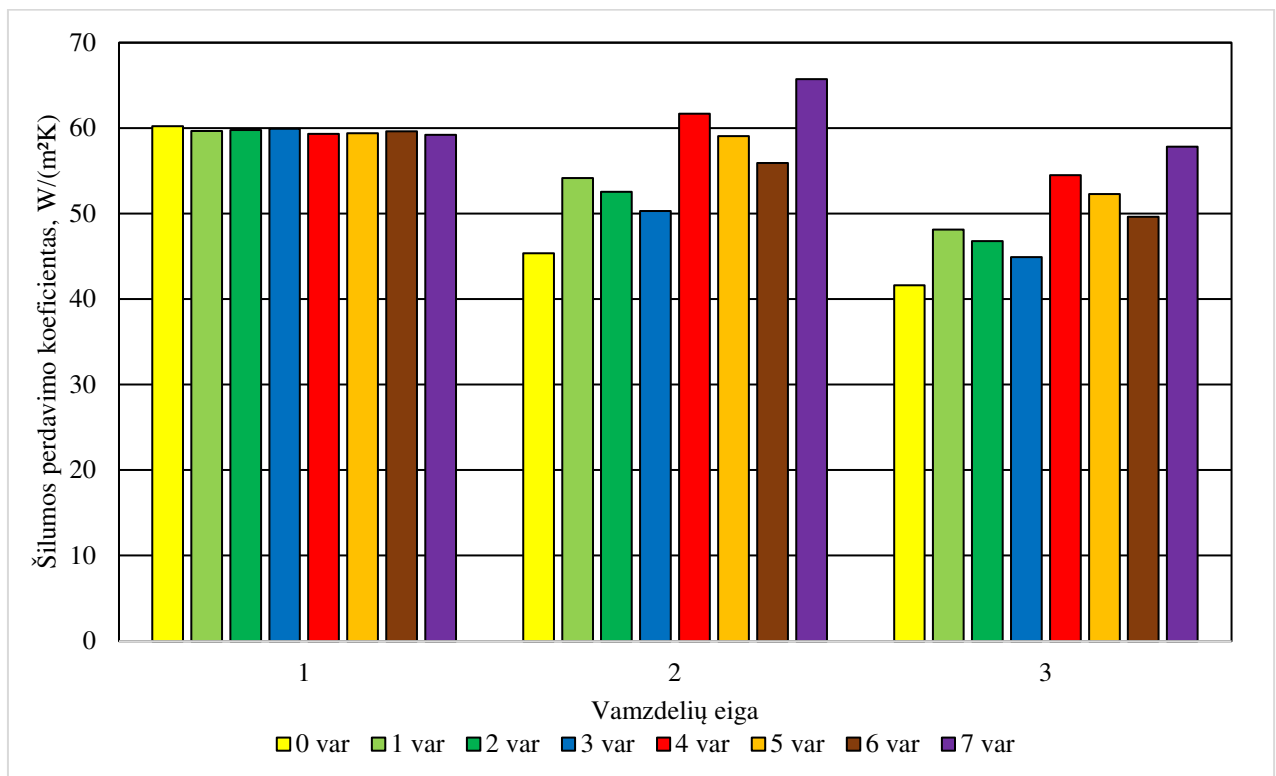
Katilo eiga		I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga
Modeliavimo var.		0 var*			1 var			2 var			3 var		
Turbulizatoriaus sienelės storis	m	0	0	0	0	0,0005	0,0005	0	0,001	0,001	0	0,001	0,001
Susisukimų žingsnis	m	0	0	0	0	0,015	0,015	0	0,02	0,02	0	0,02	0,02
Katilo eiga		I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga	I eiga	II eiga	III eiga
Modeliavimo var.		4 var			5 var			6 var.			7 var.		
Turbulizatoriaus sienelės storis	m	0	0,001	0,01	0	0,0005	0	0	0,001	0,01	0	0,002	0,02
Susisukimų žingsnis	m	0	0,05	0,05	0	0,03	0,03	0	0,05	0,05	0	0,05	0,05

*0 var. – originalus katilo modelis.

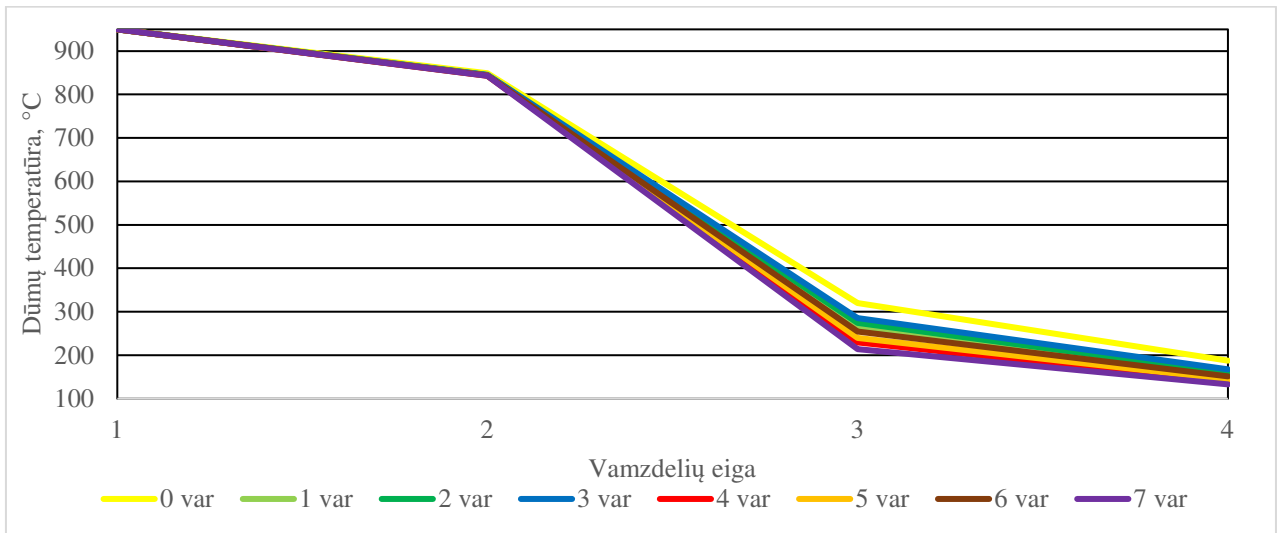
Modeliavimo metu, kaip ir 3.1 poskyryje, stebėtas šilumos perdavimo koeficiento k , dūmų temperatūros t , perduoto šilumos kiekio Q , aerodinaminių nuostolių Δp bei naudingo veiksmo koeficiento NVK pokytis nagrinėjamais variantais.

Nuliniu variantu matyti, koks šilumos perdavimo koeficientas yra projektinėmis sąlygomis, t.y. 19 ir 20 pav. užduotomis sąlygomis. Pirmojo – septintojo varianto turbulizatorių aprašymas pateiktas 4 lentelėje. Svarbiausi spiralinio turbulizatoriaus parametrai – spiralės storis ir žingsnis. Storis keičiamas nuo 0,5 mm iki 2 mm, o žingsnis nuo 15 iki 50 mm. 27 pav. pateikiama diagrama, kurioje pavaizduotas bendro šilumos perdavimo koeficiento k kitimas katilo eigose. I eigoje, kurioje į kaitravamzdį nėra patalpinti turbulizatoriai, šilumos perdavimas tarp eigų beveik nesiskiria ir yra 59,19-60,19 W/m²K ribose. II-oje katilo eigoje geriausias variantas pasiekiamas septintuoju variantu variantu, kuomet koeficientas $k=65,7$ W/(m²·K), o III-ioje katilo eigoje 57,8 W/(m²·K). Kitais variantais šilumos perdavimo koeficientas gaunamas II-oje eigoje 50,3-61,7 W/(m²·K) ribose, o III-oje eigoje – 66-84 W/(m²·K) ribose (neįskaičiuojant nulinio varianto).

28 pav. pateikiamas dūmų temperatūros kitimas katilo eigose. Kaip matyti iš diagramos, realiu katilo modeliavimo atveju dūmų temperatūra tiek II, tiek III katilo eigoje yra didžiausia. Atsižvelgiant į tai, galima daryti išvadą, jog turbulizatorių įdiegimas į katilą yra reikšmingas ir leidžiantis sumažinti dūmų temperatūrą katilo išėjime. Pagal modeliavimo duomenis matyti, kad septintuoju skaičiavimo variantu dūmų temperatūra katilo išėjime yra mažiausia – 133,2 °C ir yra panaši temperatūrai, gautia naudojant susuktos juostos turbulizatorius pirmu modeliavimo variantu – 136°C.

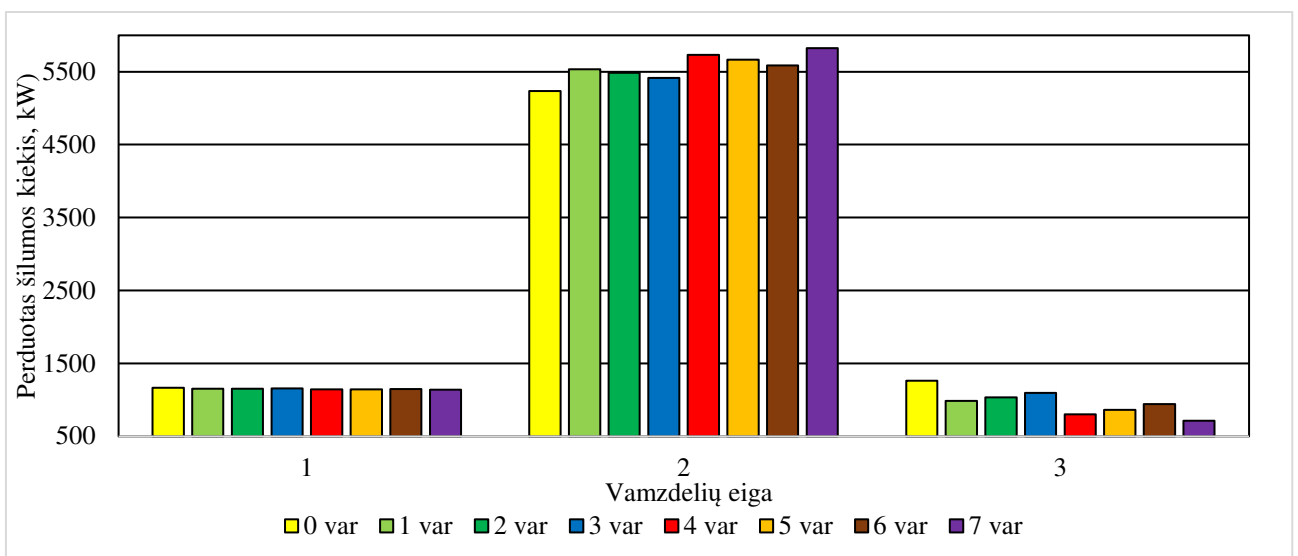


27 pav. Šilumos perdavimo koeficiento kitimas katilo eigose



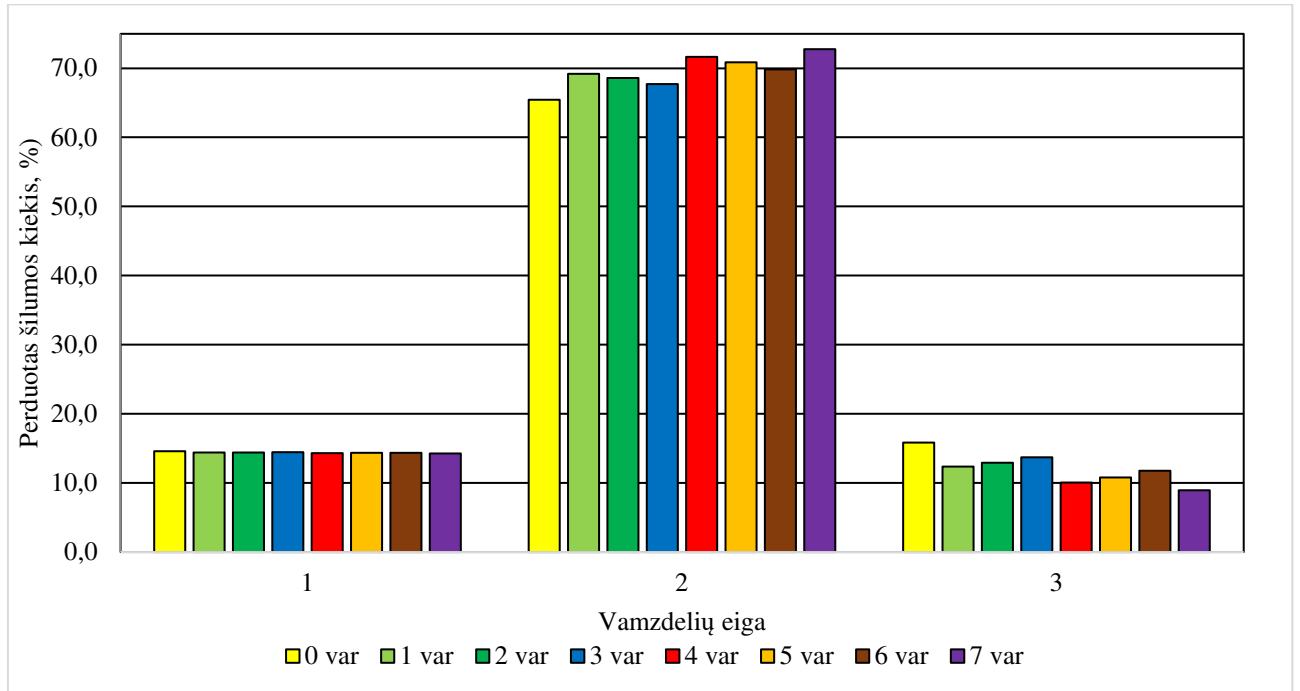
28 pav. Dūmų temperatūros kitimas katilo eigose

29 pav. ir 30 pav. pateikiama informacija apie perduodamos šilumos kiekį katilo eigose tiek absoliutiniu skaičiumi kilovatais, tiek procentine išraiška nuo visos katilo galios. Modeliavimo rezultatai rodo, kad pirmoje eigoje šiluminė galia visais variantais pasiekiami apytiksliai vienoda ir siekia ~1150 kW, arba ~14,5% nuo galios, atgaunamos katilo vamzdeliuose MW (neįtraukiant reversinių kamerų). Dėl to galima daryti išvadą, kad turbulizatorių įdiegimas antroje bei trečioje katilo eigose neturi įtakos pirmos eigos kaitravamzdžio šilumos mainams. II-oje katilo eigoje prasčiausias šilumos perdavimas yra nuliniu variantu – 5236 kW, arba 65,5 %, kai septintuoju atveju perduodamas šilumos kiekis siekia 5821 kW, arba 72,8%. Trečioje eigoje pastebimas šiek tiek skirtingas procesas, palyginus su kitomis nagrinėtomis diagramomis – nuliniu variantu pasiekama didžiausia šiluminė galia (1265 kW arba 15,8%). Taip atsitinka, kaip jau minėta 3.1. poskyryje, kai gaunama didžiausios šilumokaitos varančiosios jėga ΔT (temperatūrų skirtumas tarp vandens ir dūmų) [34]. Mažiausiai šilumos trečioje katilo eigoje gaunama septintuoju modeliavimo variantu, nors naudojami turbulizatoriai tokie patys, kaip antroje eigoje. Tai paaiškinama tuo, kad po efektyviausios antros katilo eigos gaunama žemiausia dūmų temperatūra įėjime į trečiąją katilo eigą.



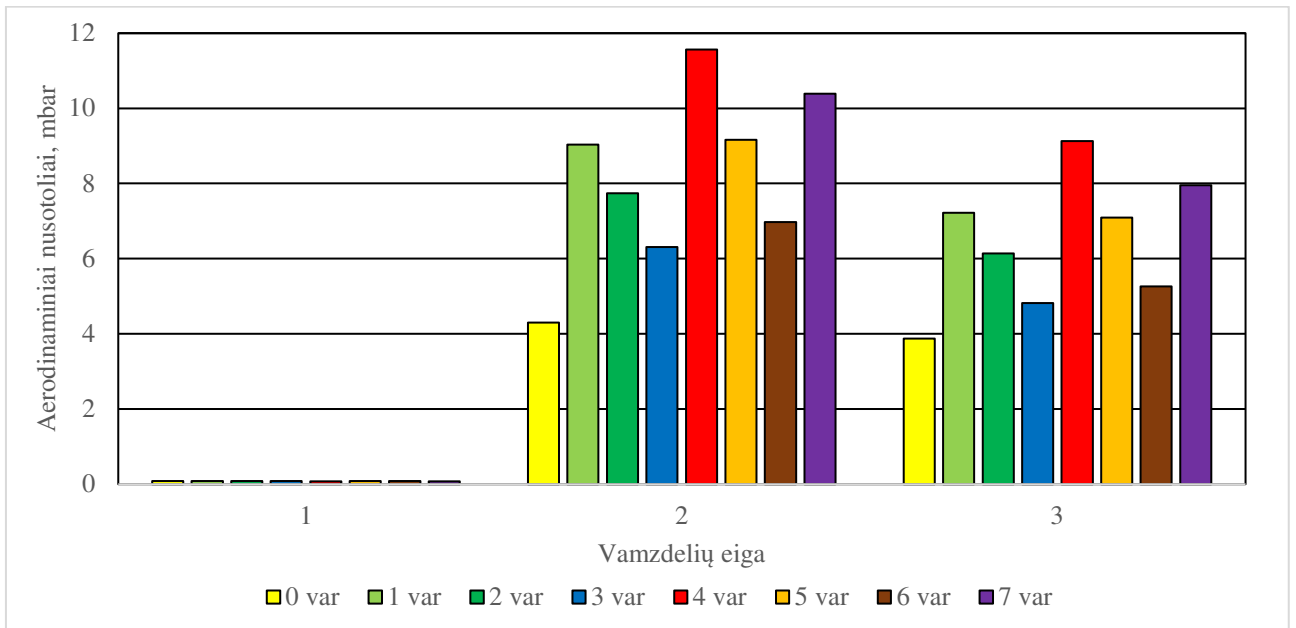
29 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose

Apžvelgus 27-30 pav. diagramose pateiktus modeliavimo rezultatus, kaip ir 3.1 poskyryje, galima spręsti, kad dūmavamzdžiui 3-jų dūmų eigų katilui turbulizatorių įdiegimas suteikia termodinaminį pranašumą prieš įprastą katilą, kuriame nėra įrengti turbulizatoriai. Eigose, kuriose įdiegti spiralinio tipo turbulizatoriai, pasiekiamas geresnis šilumos perdavimo koeficientas, pasiekiamas didesnė šiluminė galia ir žemesnė dūmų temperatūra už katilo, kaip ir analizuojant susuktos juostos turbulizatorius, tačiau taip pat neišvengiami ir slėgio nuostoliai dūmų terpėje.



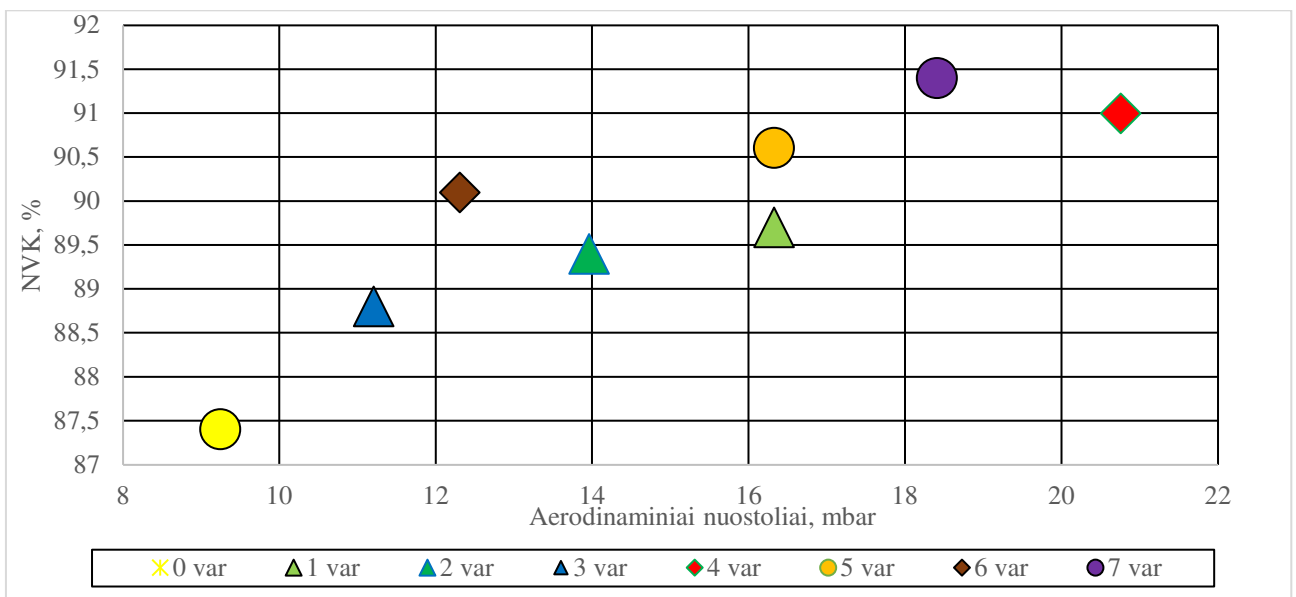
30 pav. Perduodamos šilumos kiekis katilo eigose

31 pav. pavaizduoti aerodinaminiai slėgio nuostoliai katilo eigose. Nuliniu variantu slėgio nuostoliai yra mažiausi, nes katilo vamzdeliuose nėra papildomo formos pasipriešinimo. Katilas modeliuojamas laikant, kad dūmų vamzdeliai yra padengti 0,5 mm pelenų sluoksniu. Taip pat matoma, kad vamzdelių eigose, kuriose modeliavimo metu įdėti turbulizatoriai, ženkliai išauga aerodinaminiai nuostoliai – lyginant ketvirtąjį variantą (didžiausi aerodinaminiai nuostoliai antroje katilo eigoje) su nuliniu pasiekiami ~2,3 karto didesni aerodinaminiai slėgio nuostoliai, o su septintuoju – ~2 karto. Todėl galima spręsti, kad pasirinktais modeliavimo variantais su spiralinio tipo turbulizatoriais pasiekiami mažesni aerodinaminiai nuostoliai, nei naudojant susuktos juostos turbulizatorius. Verta atkreipti dėmesį, kad toks aerodinaminių nuostolių skaičiavimas yra teorinis. Iš inžinerinės praktikos žinoma, kad katilo vamzdeliais kartu su biokuro dūmais keliauja ir lakieji pelenai, kurie linkę prikibti prie įvairių formų paviršių, kas trukdo sklandžiam degimo produktų tekėjimui. Jei naudojamas biokuras yra didelio peleningumo lygio, degimas pakuroje turi būti kontroliuojamas taip, kad būtų kuo mažesni lakiųjų pelenų išnešimai iš pakuros. Priešingu atveju, turbulizatoriai sukelia greitą katilo konvekcinių šilumos paviršių užsikimšimą kietosiomis dalelėmis ir aerodinaminiai nuostoliai išauga dar labiau. Tam, kad turbulizatoriai nedarytų įtakos greitesniam konvekcinių šilumos mainų paviršių užsikimšimui pelenais, konstruojami pastovaus judesio turbulizatoriai. Šis mechanizmas nuolat judėdamas nuo turbulizatorių nupurto ant jų prikibusius pelenus [31].



31 pav. Aerodinaminiai nuostoliai katilo eigose

32 pav. diagramoje pateikiama analizuotų modeliavimo variantų katilo naudingo veikimo koeficiento (NVK) pagal EN 12953:11 standartą [30] ir aerodinaminių nuostolių priklausomybė. Originaliu variantu katilo aerodinaminiai nuostoliai siekia 9,25 mbar, o NVK=87,4%. Pagal katilo naudingumo koeficientą, geriausi modeliavimo rezultatai pasiekiami septintuoju modeliavimo variantu – NVK=91,4%, tačiau tuo pačiu pasiekiami antri pagal dydį aerodinaminiai slėgio nuostoliai, kurie siekia 18,41 mbar. Verta paminėti, kad lyginant spiralinio tipo ir susuktos juostos geriausius skaičiavimo variantus pagal NVK, susuktos juostos atveju NVK gaunamas tik 0,2% mažesnis, tačiau tai sukelia 13,3 mbar didesnius aerodinaminius nuostolius, todėl spiralinio tipo turbulizatoriai būtų racionalesnis pasirinkimas. Toliau vertinant spiralinio tipo turbulizatorius, geriausias modeliavimo variantas pagal NVK ir aerodinaminių nuostolių santykį gautas trečiuoju ir šeštoju skaičiavimo variantais. Jais pasiekiamas efektyvumas atitinkamai 88,8% ir 90,1%, tačiau aerodinaminiai nuostoliai išauga 3,1 ir 4,2 mbar, ir palyginti su kitais modeliavimo variantais yra santykinai maži.



32 pav. Katilo efektyvumo ir aerodinaminių nuostolių katilo efektyvumo priklausomybė

3.3. Susuktos juostos ir spiralinio tipo turbulizatorių skaitinių modeliavimų rezultatų palyginimas

Šiame skyriuje buvo atliktas skaitinis 8 MW biokuro vandens šildymo katilo modeliavimas, į kurio antrąją ir/arba trečiąją eigą modeliavimo metu buvo įterpiami susuktos juostos arba spiraliniai turbulizatoriai. Modeliuojamas katilas pasirinktas pagal realią geometriją, be turbulizatorių įdėjimo į vamzdelius konstrukciškai daugiau niekas nekeista. 3.1. skyrelyje atlikus susuktos juostos turbulizatorių, o 3.2. skyrelyje – spiralinių turbulizatorių analizinį skaičiavimą, galima daryti išvadą, jog tiek vieni, tiek kiti turbulizatoriai turi savo privalumų ir trūkumų.

Didžiausias katilo efektyvumo pagerinimas vyksta į katilo antrąją ir trečiąją eigą įterpus spiralinius turbulizatorius, kurių vielos storis 2 mm, išdėstymo žingsnis – 50 mm. Tokiu atveju pasiekiamas katilo efektyvumas 91,4%, dūmų temperatūra 133,2 °C. Antras geriausias rezultatas pasiekiamas susuktos juostos turbulizatoriais ir siekia 91,2 %, dūmų temperatūra 136 °C. Nors šilumos mainų efektyvumo padidėjimo rezultatai yra gana panašūs, tačiau tai nebūtinai reiškia, kad didžiausia ekonominė nauda būtų pasiekama didžiausiu efektyvumu – taip pat turi būti atsižvelgta ir į padidėjusias elektros sąnaudas, išaugusias dėl padidėjusių aerodinaminių nuostolių, kurie turi būti įveikti su didesne dūmsiurbio elektrine galia.

Taip pat, atlikus katilo efektyvumo skaičiavimus *Power Plant Simulator & Designer* katilų skaitinio modeliavimo programa pagal dūmavamzdžių katilų standartą LST EN 12953 matyti, jog katilo efektyvumas tiesiogiai priklauso nuo dūmų temperatūros katilo išėjime, jei deginamas tos pačios drėgmės ir peleningumo kuras (mechaniniai nesudegimo nuostoliai), bei prabyrėjimai pro ardeles išlieka tokie patys.

4. Degimo produktų temperatūros prieš katilą įtaka jo darbo rodikliams

4.1. Skaitinio modeliavimo tyrimo ribos

Šiame skyriuje atliekamas realaus 8 MW biokuro vandens šildymo katilo skaitinis modeliavimas, siekiant ištirti dūmų temperatūros prieš katilą įtaką įrenginio efektyvumui. Taip pat stebimi kiti kintantys termodinaminiai bei aerodinaminiai parametrai. Pradinėmis sąlygomis naudojama sausoji kuro sudėtis pateikta 2 lentelėje. Naudojamoji kuro sudėtis perskaičiuojama automatiškai naudojant *Power Plant Simulator & Designer* programą, nurodant kuro drėgnumą. Bandant atkurti realias sąlygas, galinčias susidaryti eksploatuojant katilinę, kuro drėgnumas priimamas plačiose ribose – W20÷W60. W20 - 20% drėgmės kuras galimas atveju, kai biokuras yra labai geros kokybės, be priemaišų (SM1 kuras, gali būti džiovintas džiovyklėje ar būti lėtpjūvės pjuvenų pavidalu). 60% drėgmės kuras galimas naudoti žiemą, kai į biokuro sandėliavimo vietą atvežama neseniai nupjauta ir susmulkinta mediena su įvairiomis priemaišomis ar sniegu.

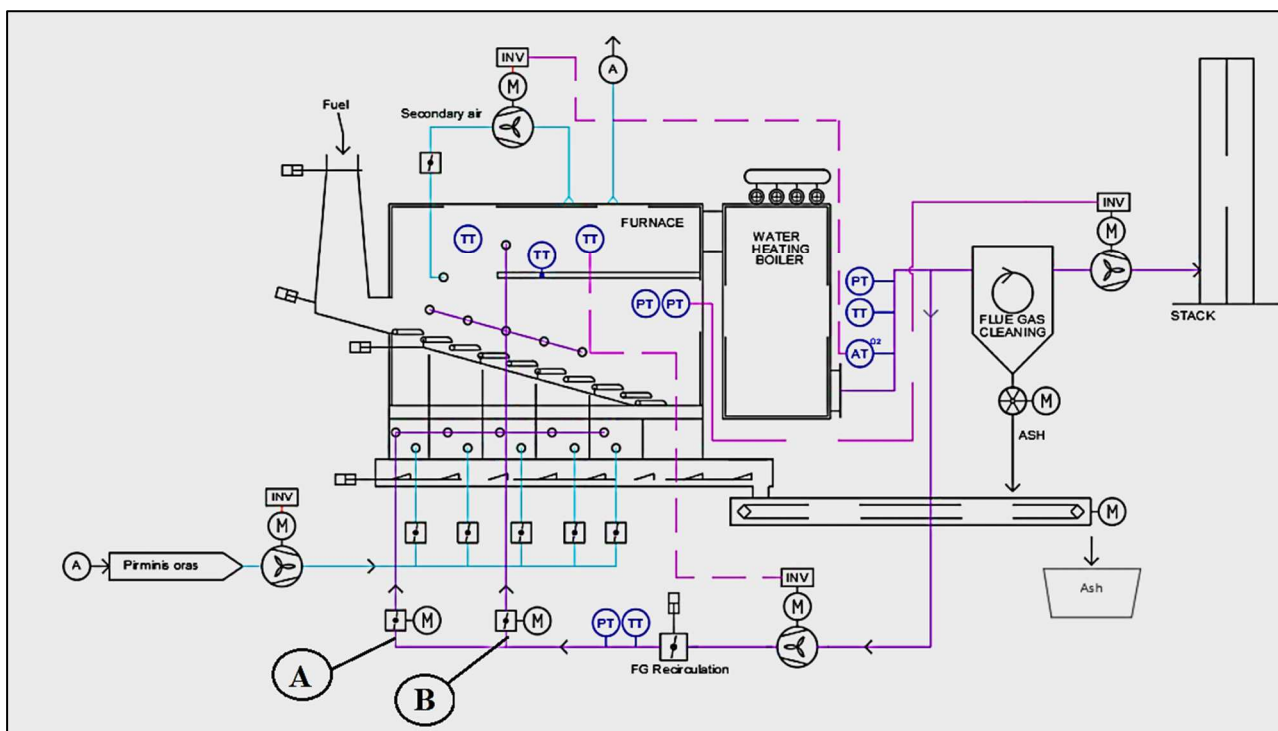
Nagrinėjamas biokuro katilas, kuris dirba su adiabatine pakura, t.y. tokia, kurioje nėra šilumos mainų su aplinka, pvz. vandens vamzdžių sienomis. Jei biokuro pakuroje degimas vykėtų be dūmų recirkuliacijos ar kitokio aušinimo būdo (pvz. perteklinio oro), degimo produktų temperatūra būtų lygi adiabatinei degimo temperatūrai. Ji gali būti randama pagal pagal [16]. Baigiamajame magistro darbe, adiabatines degimo temperatūros prie skirtingų kuro drėgmių surandamos modeliavimo programa. Rezultatai pateikiami 5 lentelėje:

5 lentelė. Biokuro šilumingumas ir adiabatinė degimo temperatūra pagal kuro drėgnumą W.

W, %	Q _w , kJ/kg	Adiabatinė degimo temperatūra, °C
20	14427	1502
25	13369	1466
30	12311	1427
35	11253	1383
40	10195	1334
45	9137	1278
50	8079	1215
55	7021	1142
60	5963	1056

Iš 5 lentelės matyti, kad naudojamojoje kuro masėje esant 40% arba mažiau vandens kiekio, adiabatinė degimo temperatūra viršija 1300 °C. Pasiekus tokią temperatūrą nedegioji kuro dalis (pelenai ir juose esantys elementai) priklausomai nuo jos sudėties, pradeda minkštėti ir/arba lydėtis ant ardyno [18]. Norint padidinti pelenų lydymosi temperatūrą, į kurą gali būti tiekiamos specialios priemaišos (pvz. kaolinas [22]), tačiau, jei pakuroje deginamas sausesnis kuras, nei numatytas projektinėmis sąlygomis (temperatūra, stiprumas, plėtimasis ir kt.), esant aukštesnėms temperatūroms pakuroje gali pradėti lydėtis ardelės ar pakuros konstrukcinės dalys (plytos, betonai ir kitos). Dėl šių priežasčių, reikia mažinti kuro sluoksnio degimo temperatūrą, tam panaudojant dūmų recirkuliaciją (33 pav. A) arba aušinimą didesniu oro pertekliaus koeficientu. Dūmų recirkuliacija naudojama po antrinio oro tiekimo taško ir galutinio kuro gazifikacijos produktų sudegimo (33 pav. B) siekiant sumažinti dūmų, išeinančių iš pakuros, temperatūrą, kurią dėl technologinių procesų svarbu palaikyti

stabilia. Be to, dūmų recirkuliacija taip pat veikia kaip pirminė NO_x teršalų išmetimo mažinimo priemonė.



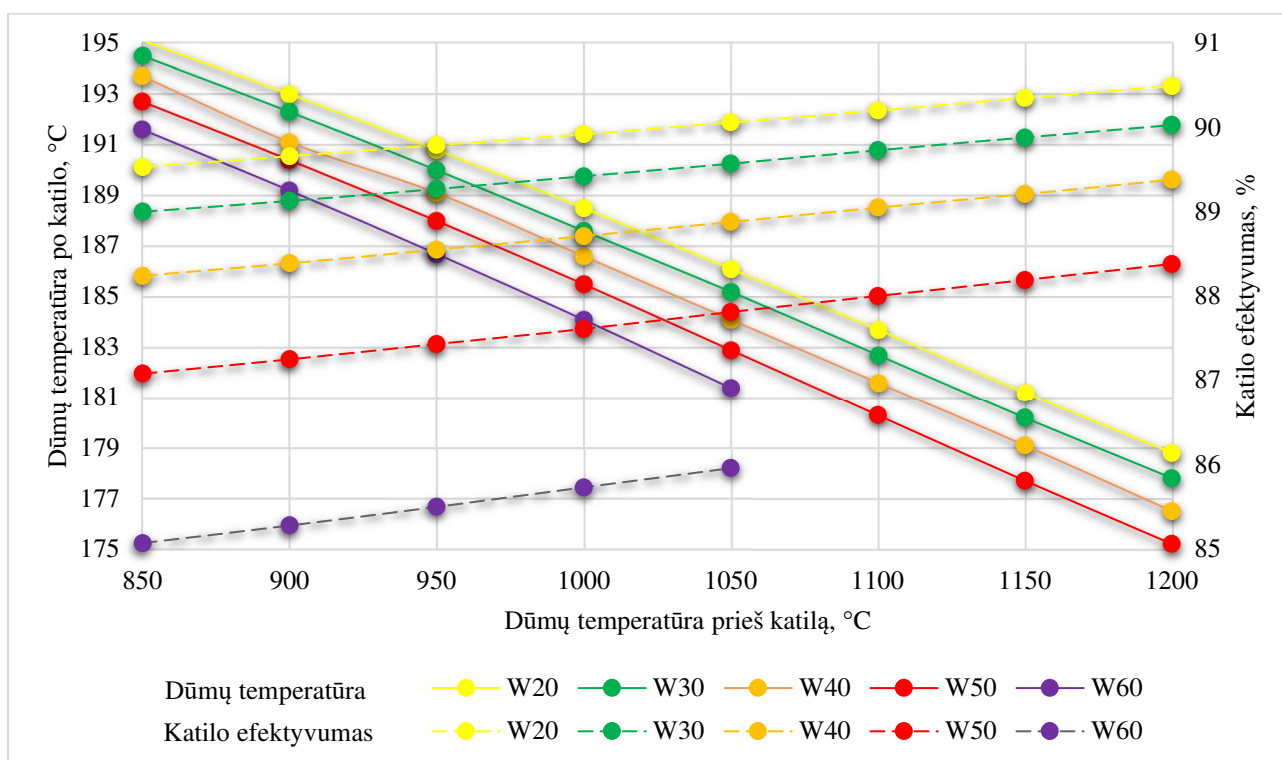
33 pav. Dūmų recirkuliacijos schema

(A – recirkuliacija po ardynu, B – recirkuliacija virš ardyno ir pakuros skliauto)

Kai biokuro katilinės sistemoje yra numatyta dūmų recirkuliacija, per katilą tekančių dūmų kiekį sudaro ne tik vykstant degimo reakcijoms iš kuro susidarę degimo produktai, bet ir dalis, kuri yra nuolatos cirkuliuojanti – šaltesni dūmai, atidavę šiluminę energiją katilė, už jo nuvedami atgal į pakurą. Pasikeitęs dūmų srautas per katilą daro įtaką katilo aerodinaminiam, termodinaminiam ir kitiems darbo rodikliams (žr. 1.3 skyrelį). Toliau nagrinėjama, kaip keičiasi katilo parametrai, keičiant dūmų recirkuliacijos kiekį, taip pat siekiant pakuroje palaikyti dūmų temperatūrą 850÷1200 °C ribose, deginant kurą, kurio drėgmės kiekis naudojamoje masėje kinta nuo 20 iki 60%.

4.2. Dūmų recirkuliacijos įtaka katilo termodinaminiam parametrams

Skaitinio modeliavimo metu didžiausias dėmesys kreipiamas pagrindiniam katilo parametrai – jo efektyvumui (pagal [30]), kurio pokytis, priklausomai nuo dūmų recirkuliacija palaikomos degimo produktų temperatūros į katilą prie skirtingo drėgnumo kuro, pateiktas 34 pav. diagramoje. Joje tomis pačiomis sąlygomis taip pat pavaizduotas dūmų temperatūros katilo išėjime kitimas. Pagal Priedo Nr.1 duomenis 34 pav. diagramoje pateiktus sumodeliuotus skaičiavimus matyti, kad mažinant recirkuliuojamų dūmų kiekį į pakurą, t.y. didinant degimo produktų temperatūrą, katilo efektyvumas didėja – katilui deginant 20% drėgmės kurą, degimo produktų temperatūros padidinimas nuo 850°C iki 1200°C lemia tiesinį NVK pagerėjimą, kurio dydis – 0,96%. Taip pat matyti, kad efektyvumo pagerėjimo skirtumas auga didėjant kuro drėgmei – W50 variantu pastebimas 1,3% NVK pagerėjimas.



34 pav. Katilo efektyvumo ir dūmų temperatūros kitimas, priklausomai nuo degimo produktų temperatūros į katilą prie skirtingo drėgnumo kuro

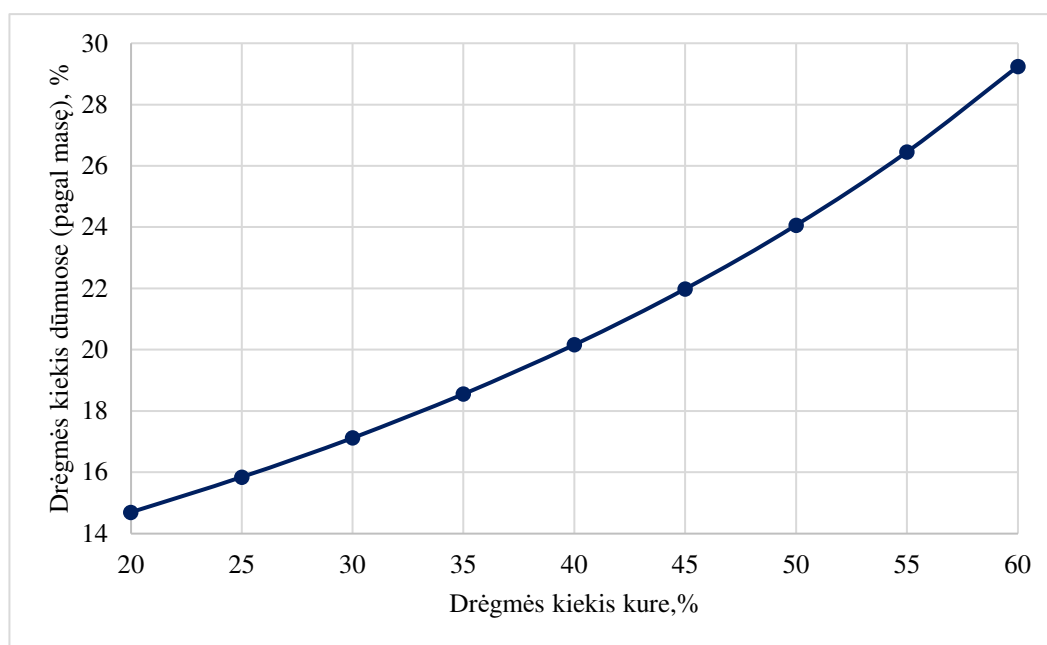
Katilo efektyvumo analizės duomenys pateikiami 6 lentelėje, o dūmų kiekio per katilą kitimas – 7 lentelėje. Kadangi pagal 7 lentelę matoma, kad bendras dūmų srautas per katilą kintant kuro drėgnumui ir recirkuliaciniais dūmais palaikant tą pačią degimo produktų temperatūrą, keičiasi labai nežymiai (sumažėja 0,1%), galima spręsti, kad lemiamą įtaką šilumos perdavimui daro didesnis vandens garo kiekis dūmuose dėl šlapesnio kuro. Deginant drėgnesnį kurą, vandens garo kiekis dūmuose didesnis, nes degimo metu vanduo iš kuro išgarinamas (35 pav.). Nustatyta, kad dūmuose didžiausia savitoji šiluma yra vandens garo [16], todėl jo kiekio pokytis dūmuose daro didžiausią įtaką šilumos perdavimui.

6 lentelė. Katilo efektyvumas prie skirtingos palaikomos degimo produktų temperatūros ir skirtingo kuro drėgnumo.

Degimo produktų temperatūra, °C	Katilo efektyvumas NVK, % (prie skirtingų kuro drėgmių)								
	W20	W25	W30	W35	W40	W45	W50	W55	W60
850	89,53	89,29	89,00	88,66	88,24	87,73	87,08	86,23	85,07
900	89,66	89,42	89,13	88,8	88,39	87,89	87,25	86,42	85,28
950	89,79	89,55	89,27	88,95	88,55	88,05	87,43	86,61	85,5
1000	89,92	89,69	89,42	89,1	88,71	88,23	87,61	86,81	85,73
1050	90,06	89,84	89,57	89,26	88,88	88,4	87,81	87,02	85,96
1100	90,2	89,98	89,73	89,42	89,05	88,58	88	87,23	-
1150	90,35	90,13	89,88	89,58	89,21	88,76	88,19	87,4	-
1200	90,49	90,28	90,03	89,74	89,38	88,94	88,38	-	-
Skirtumas tarp min. ir max. efektyvumo	0,96	0,99	1,03	1,08	1,14	1,21	1,3	1,17	0,89

7 lentelė. Dūmų kiekio per katilą kitimas priklausomai nuo kuro drėgmės ir degimo produktų temperatūros.

Degimo produktų temperatūra, °C	Dūmų kiekis per katilą, nm ³ /h (prie skirtingų kuro drėgmių)								
	W20	W25	W30	W35	W40	W45	W50	W55	W60
850	28358	28315	28252	28179	28096	28030	27912	27837	27710
900	26136	26085	26038	25970	25907	25819	25740	25638	25533
950	24208	24161	24110	24050	23981	23913	23832	23743	23636
1000	22551	22509	22451	22390	22333	22264	22185	22101	22002
1050	21071	21027	20985	20927	20867	20806	20731	20645	20584
1100	19780	19747	19692	19645	19585	19526	19453	19373	-
1150	18628	18590	18538	18495	18440	18379	18309	18229	-
1200	17593	17555	17521	17474	17421	17363	17299	-	-

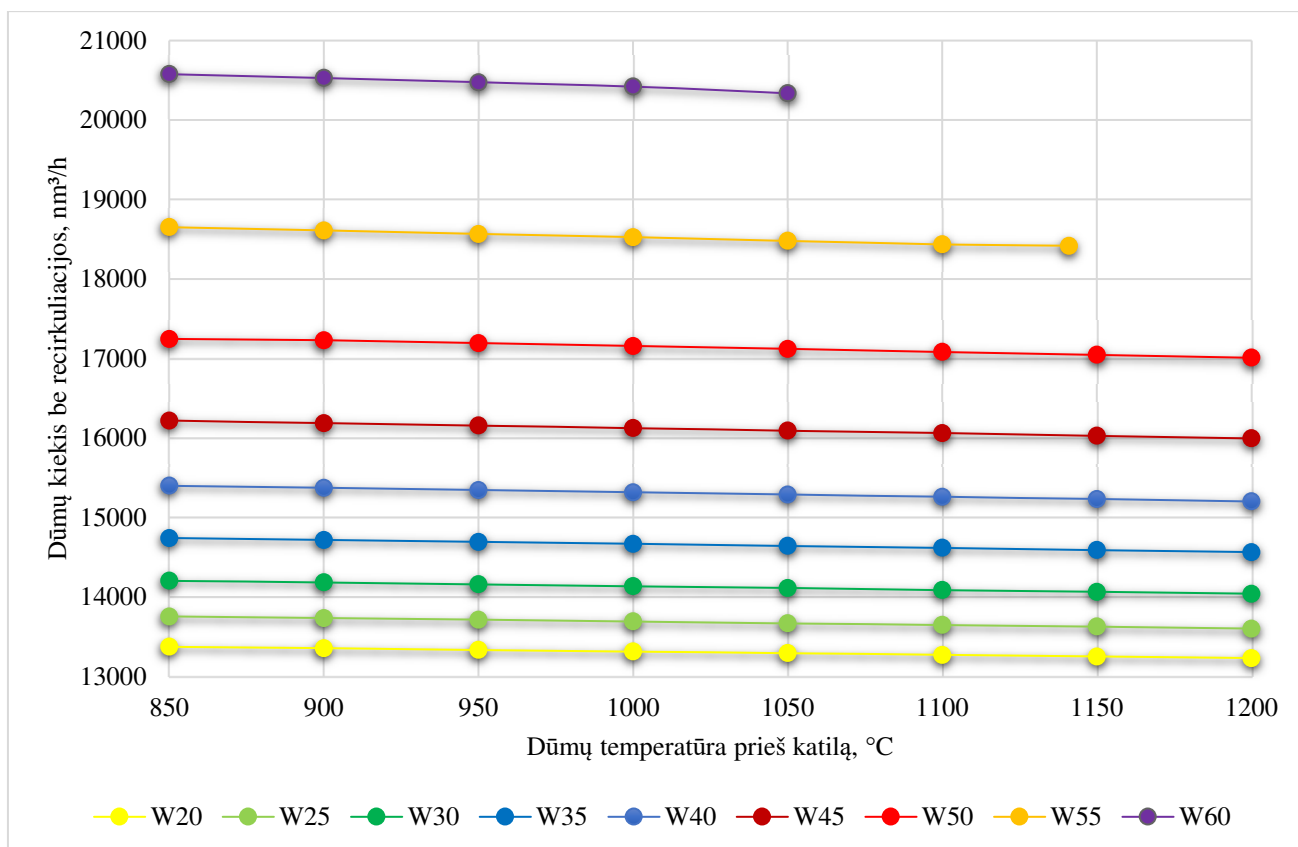


35 pav. Vandens kiekis dūmuose, priklausomai nuo drėgmės kiekio kure (katilui dirbant su O₂=6% deguonies kiekiu dūmuose, deginant kurą, nurodytą 2 lentelėje)

36 pav. pavaizduotas susidarantis dūmų kiekis iš kuro, priklausomai nuo dūmų recirkuliacija pakuroje palaikomos degimo produktų temperatūros, prie įvairių kuro drėgmių. Matyti, kad didėjant dūmų temperatūrai, mažėja susidarantis degimo produktų kiekis tik iš sunaudojamo kuro. Taip pat, šis skirtumas auga didėjant kuro drėgmei. Iš 8 lentelės duomenų matyti, kad šis skirtumas deginant 20% drėgmės kurą yra 0,6% ir kinta tiesiškai, ir prie 60% drėgmės kuro išauga iki 1,2%. Kadangi pagal degimo teoriją žinoma, kad kuro naudojamajai sudėčiai nekintant, degimo produktų kiekis tiesiogiai proporcingas sudegančio kuro kiekiui, kuris priklauso nuo katilo efektyvumo[16]. Todėl galima numanyti, kad 8 lentelėje pateikiamas skirtumas susidaro tik dėl katilo efektyvumo pagerėjimo esant aukštesnei degimo produktų temperatūrai į katilą. . Verta atkreipti dėmesį, kad W60 bei W55 drėgmės kuro adiabatinė degimo šilumos nesiekia 1200 °C, todėl jų duomenų kreivės nutrūksta prie 1050°C ir 1141°C degimo temperatūrų.

8 lentelė. Degimo produktų kiekio palyginimas prie skirtingos recirkuliacija palaikomos degimo temperatūros

Kuro drėgmė W, %	Degimo produktų kiekis, nm ³ /h		Skirtumas Δ, %
	850 °C	1050 °C	
20	13376	13297	0,6
40	16220	16095	0,8
60	20579	20337	1,2



36 pav. Susidariusių dūmų kiekio iš sudegusio kuro priklausomybė nuo dūmų recirkuliacija pakuroje palaikomas temperatūros pakuroje

Toliau nagrinėjant dūmų recirkuliacijos įtaką biokuro katilo ir pakuros sistemai, analizuojamas recirkuliuojamų dūmų debitas už katilo, kur jis toliau yra nukreipiamas į pakurą degimo produktų temperatūrai mažinti. 9 lentelėje nurodomas recirkuliuojamų dūmų debitas absoliučiaisiais skaičiais, o 37 pav. – procentine išraiška. Iš duomenų galima daryti išvadą, kad deginant sausą kurą – W20 ir W25 – ir norint palaikyti žemą degimo produktų temperatūrą pakuroje, recirkuliuojamų dūmų kiekis sudaro daugiau nei pusę dūmų, tekančių per katilą (atitinkamai 52,8% ir 51,4%), o W30 kuras sudaro apie pusę šio srauto – 49,7%. Toks recirkuliuojamų dūmų kiekis būdingas katilinėms, kuriose deginamas sausas kuras, tačiau dėl galimų priemaišų, norint išvengti pelenų lydymosi ir šlakavimosi, pakuroje reikia palaikyti santykinai žemas degimo temperatūras.

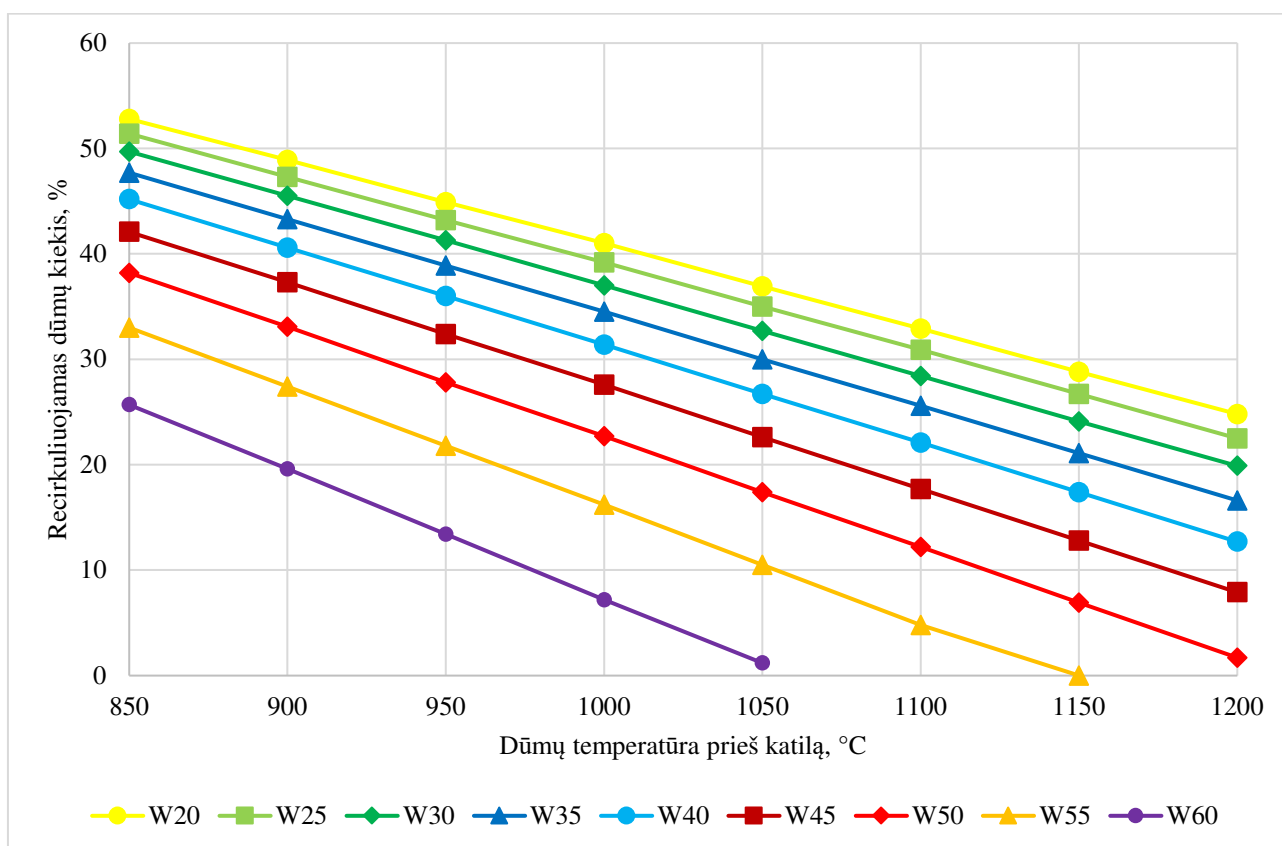
Kaip bebūtų, deginant drėgną kurą ir norint palaikyti aukštą degimo produktų temperatūrą prieš katilą, dėl geresnio katilo efektyvumo (34 pav.) ar kitiems procesams reikalingos aukštos temperatūros (pvz.

NO_x redukavimo sistemai), recirkuliuojamų dūmų kiekis ženkliai mažėja dėl žemesnės adiabatinių degimo temperatūros. Kai kuriais variantais (naudojant drėgniausią kurą ir palaikant aukštą degimo produktų temperatūrą), dūmų recirkuliacija nereikalinga, tačiau tuo atveju ši temperatūra lygi adiabatinei. Toks variantas pastebimas naudojant 55% drėgmės kurą prie 1050°C. Dūmų recirkuliacija taip pat nepanaudojama 55% ir 60% drėgmės kurui, atitinkamai prie 1200°C ir 1100-1200°C temperatūrų, tačiau šiuo atveju dūmų gražinimas į pakurą nereikalingas, nes degdamas kuras nepasiekia užsibrėžtos degimo produktų temperatūros. Taip pat, pastebima, kad deginant sausiausią analizuojamą kurą (W20) ir palaikant aukščiausią analizuotą degimo produktų temperatūrą (1200°C), recirkuliuojamų dūmų kiekis yra procentaliai panašus į drėgniausio kuro (W60) ir žemiausios degimo temperatūros (850°C) recirkuliuojamų dūmų debitą per katilą – debitas siekia atitinkamai 24,8% ir 25,7%.

9 lentelė. Po katilo į pakurą recirkuliuojamų ataušusių dūmų debitas.

Degimo produktų temperatūra, °C	Recirkuliuojamų dūmų kiekis, nm ³ /h (prie skirtingų kuro drėgmių)								
	W20	W25	W30	W35	W40	W45	W50	W55	W60
850	14982	14558	14045	13436	12695	11810	10664	9183	7131
900	12778	12347	11852	11250	10531	9630	8509	7026	5003
950	10872	10444	9948	9354	8633	7755	6637	5174	3160
1000	9235	8815	8313	7719	7013	6137	5026	3574	1580
1050	7774	7356	6870	6282	5577	4711	3608	2163	247
1100	6505	6097	5602	5025	4322	3463	2369	935	-
1150	5373	4960	4471	3903	3206	2350	1261	0	-
1200	4359	3950	3478	2908	2216	1365	287	-	-

Projektuojant katilinės dūmų schemą, yra būtina atsižvelgti į 9 lentelės ir 37 pav. diagramų duomenis. Skaičiuojant recirkuliacinių dūmų kanalą bei parinkinėjant recirkuliacinių dūmų ventiliatorių, būtina atsižvelgti į planuojamą žemiausią kuro drėgmę bei žemiausią norimą palaikyti degimo produktų temperatūrą. Tokiu būdu sužinomas maksimalus galimas dūmų srautas recirkuliacijos kanalu, pagal kurį apskaičiuojami dūmų kanalų diametrai, parenkamas dūmų ventiliatorius. Projektuojant bendrą dūmų kanalą ir parenkant pagrindinį dūmsiurbį, svarbu atsižvelgti į tai, kuriame taške įrengiamas santykinai šaltų dūmų po katilo pasiurbimas recirkuliacijai – dažniausiai renkamasi prieš arba po pagrindinio dūmsiurbio. Jei dūmų recirkuliacijos kanalas įrengiamas už pagrindinio dūmsiurbio, pagrindinis dūmsiurbis turi būti parenkamas pagal dūmų kiekį, kuris teka per katilą, t.y. susidaręs dūmų kiekis iš kuro kartu su recirkuliuojamų dūmų dalimi. Jei dūmų recirkuliacijos kanalas įrengiamas prieš pagrindinį dūmsiurbį, tada jo parinkimui užtenka įvertinti tik susidariusį dūmų kiekį iš drėgniausio planuojamo naudoti kuro, kadangi prieš pagrindinį dūmsiurbį recirkuliuojama dūmų dalis bus nukreipiama į pakurą. Taip pat, svarbu atsižvelgti ir į vietines galiojančias normas dėl būtinos dūmų srautui priimtose atsargos [37].



37 pav. Recirkuliuojama dūmų dalis

Atliekant skaitinį 8 MW vandens šildymo biokuro katilo tyrimą, taip pat kreiptas dėmesys kuro suvartojimui. Nustatyta, kad kuro suvartojimas atvirkščiai proporcingas katilo naudingumo koeficientui. Suvartotas kuro kiekis skaičiuotas modeliavimo programa, tačiau taip pat gali būti apskaičiuotas pagal 4.2.1. formulę.

$$B = \frac{Q_{out}}{Q_{\dot{z}} \cdot \eta} \cdot 100\% \quad (4.2.1.)$$

Čia:

B – sunaudotas kuro kiekis, kg/s;

Q_{out} – katilo galia darbo metu, kW;

$Q_{\dot{z}}$ – kuro žemutinis šilumingumas, kJ/kg;

η – katilo naudingo veikimo koeficientas, %.

Remiantis 34 pav. diagramoje pateiktais katilo efektyvumo duomenimis prie skirtingo kuro, apskaičiuotas suvartojamo kuro kiekis, kuris pateikiamas 10 lentelėje. Iš nurodytų duomenų matyti, kad norint palaikyti 8 MW katilo galią, priklausomai nuo vartojamo kuro drėgmės ir temperatūros pakoroje palaikymo, kuro suvartojimo ribos svyruoja nuo 0,613 kg/s prie W20 ir 1200°C iki 1,321 kg/s prie W60 ir 850°C. Taip pat pastebima, kad kuro suvartojimas, didėjant palaikomai degimo produktų temperatūrai prieš katilą, mažėja, kas yra susiję su efektyvumo pagerėjimu. Taigi, galima spręsti, kad, vertinant kuro suvartojimo atžvilgiu, palaikyti aukštesnę dūmų temperatūrą prieš šilumos

generavimo įrenginį verta. 4.2.2. ir 4.2.3. formulėmis apskaičiuojamas kuro sutaupymas per metus, priimanč, kad katilas su pakura dirba 8000 h per metus.

10 lentelė. Deginimo metu suvartojamas kuro kiekis, atsižvelgiant dūmų temperatūrą prieš katilą ir kuro drėgmę.

Degimo produktų temperatūra, °C	Suvartojamas kuro kiekis, kg/s (prie skirtingų kuro drėgmių)								
	W20	W25	W30	W35	W40	W45	W50	W55	W60
850	0,619	0,670	0,730	0,802	0,889	0,998	1,137	1,321	1,577
900	0,618	0,669	0,729	0,801	0,888	0,996	1,135	1,318	1,573
950	0,618	0,668	0,728	0,799	0,886	0,994	1,132	1,315	1,569
1000	0,617	0,667	0,727	0,798	0,885	0,992	1,130	1,312	1,565
1050	0,616	0,666	0,725	0,796	0,883	0,990	1,128	1,309	1,561
1100	0,615	0,665	0,724	0,795	0,881	0,988	1,125	1,306	-
1150	0,614	0,664	0,723	0,794	0,880	0,986	1,123	1,304	-
1200	0,613	0,663	0,722	0,792	0,878	0,984	1,120	-	-
Skirtumas tarp max. ir min. reikšmių	0,007	0,007	0,008	0,010	0,011	0,014	0,017	0,018	0,016

W20 kuro sutaupymas per metus:

$$M_{W20} = \Delta B_{W20} \cdot 3600 \cdot 8000 = 0,07 \cdot 3600 \cdot 8000 = 189230 \text{ kg/metus} \quad 4.2.2.$$

$$= 189,23 \text{ t/metus}$$

W50 kuro sutaupymas per metus:

$$M_{W50} = \Delta B_{W50} \cdot 3600 \cdot 8000 = 0,17 \cdot 3600 \cdot 8000 = 481675 \text{ kg/metus} \quad 4.2.3.$$

$$= 481,675 \text{ t/metus}$$

Čia:

ΔB_{W20} , ΔB_{W50} – sunaudoto kuro kiekio skirtumas tarp 850°C ir 1200°C degimo produktų temperatūros, kg/s;

M_{W20} , M_{W50} – sutaupyta kuro kiekis per metus.

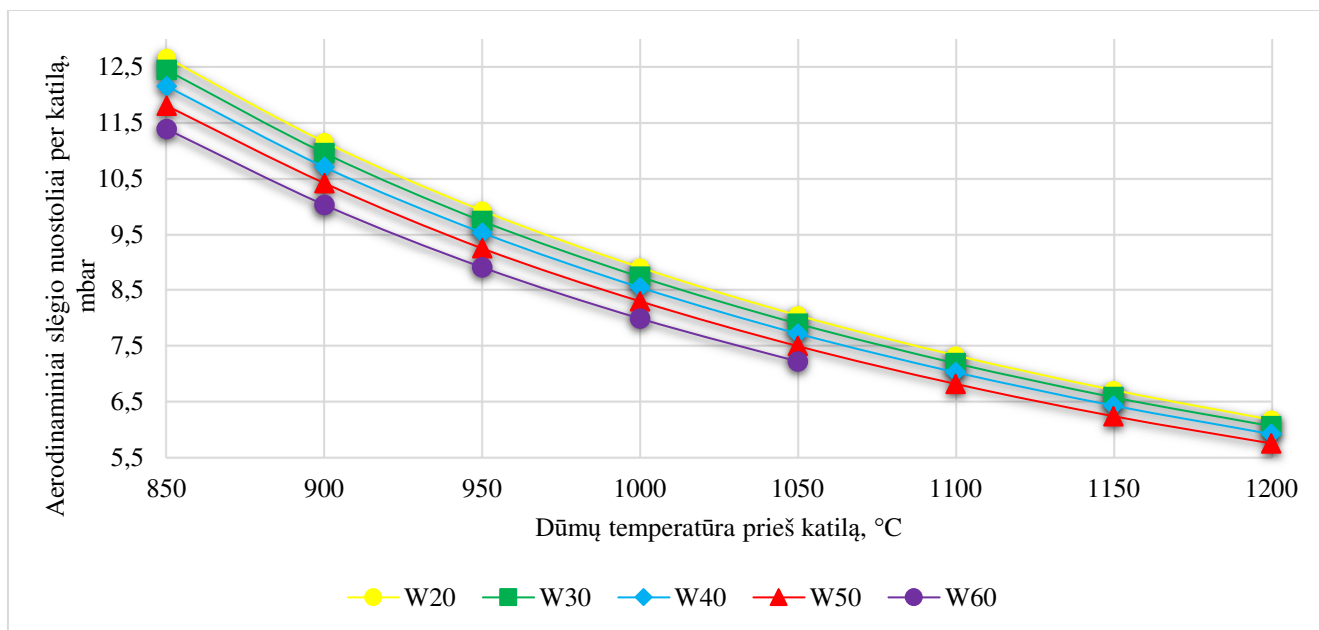
Tokie kuro kiekio sutaupymai tik pakėlus degimo produktų temperatūrą prieš katilą yra santykinai nedideli, todėl 5-ame skyriuje vertinamas kuro sutaupymas džiovinant šlapią biokurą. Toliau tęsiant tyrimą, prasminga apskaičiuoti sutaupytus piniginius kaštus kurui bei įvertinti, ar katilinėse, deginančiose žemos pelenų lydymosi temperatūros kurą, verta investuoti į lydymosi temperatūrą pakeliančių priemonių sistemą.

4.3. Dūmų recirkuliacijos įtaka katilo aerodinaminiam parametrui

Į bet kurį kurą deginantį įrenginį turi būti nuolat tiekiamas oras, reikalingas kurui degti, ir iš jo šalinami degimo produktai. Oro ir dūmų trakto aerodinaminiam pasipriešinimui įveikti reikia energijos. Tokią energiją sukuria ventiliatoriai, įrengti oro tiekimo ir dūmų pašalinimo sistemose [38]. Jų darbui reikalinga elektros energija – kuo didesnis dūmų debitas ir reikalingi nugalėti slėgio nuostoliai, tuo parenkami didesni įrenginiai, suvartojantys didesnę energijos kiekį. Todėl šiame darbe apžvelgiamas ne tik biokuro katilo efektyvumo pasikeitimas keičiant degimo produktų temperatūrą

prieš katilą, tačiau ir aerodinaminiai katilo parametrai – degimui tiekiamas oras bei aerodinaminiai katilo slėgio nuostoliai. Dūmų kiekis per katilą ir recirkuliuojamų dūmų kiekis išanalizuotas 4.2. skyriuje.

Katilo šildomieji paviršiai suprojektuoti taip, kad jų aerodinaminis pasipriešinimas būtų nedidelis, jie nuolatos valomi suslėgto oro pagalba. Šiame skyriuje analizuojamas santykinai švarus katilas, priimant, kad nei vienas vamzdelis nėra užsikimšęs ir neveiksnius, o pelenų sluoksnis ant vamzdelio paviršiaus siekia 0,5 mm. Tirtas bendras aerodinaminių nuostolių dydis *mbar*, neišskiriant jų į nuostolius dėl trinties ar vietinių kliūčių. 38 pav. pateikiama katilo slėgio nuostolių diagrama, priklausomai nuo dūmų temperatūros prieš katilą ir kuro drėgmės.



38 pav. Aerodinaminiai slėgio nuostoliai per katilą priklausomai nuo palaikomos dūmų temperatūros prieš katilą

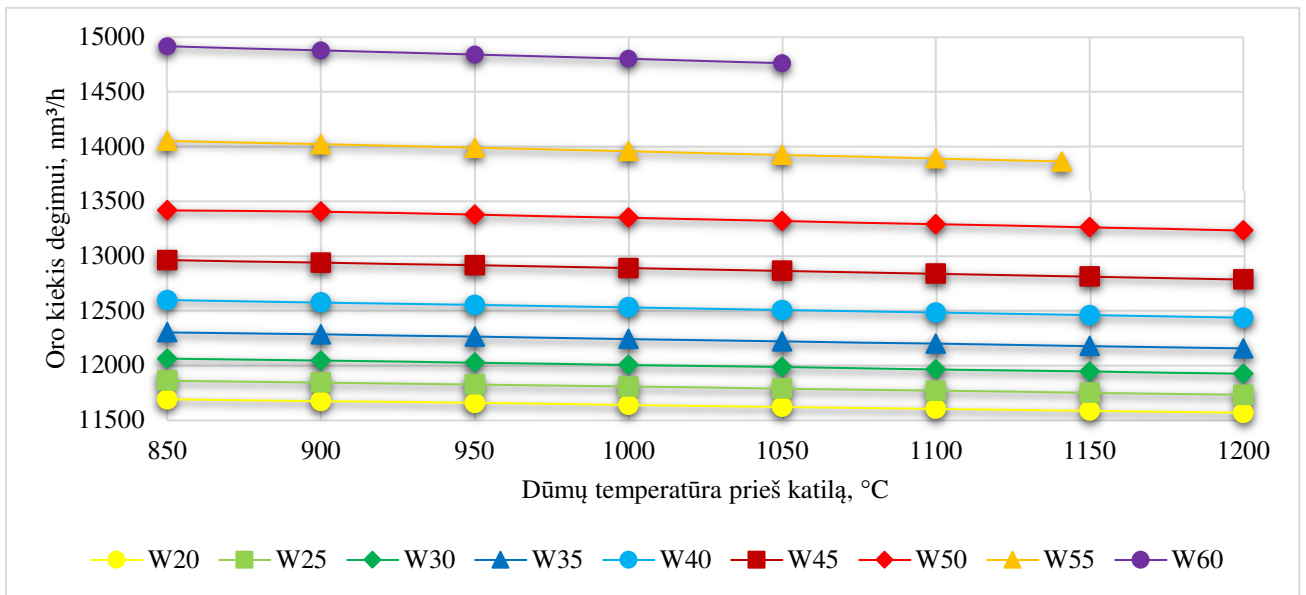
Diagramoje matyti, kad aerodinaminiai slėgio nuostoliai kinta netiesiškai, mažėdami palaikant aukštesnę degimo produktų temperatūrą prieš katilą dėl sumažėjusio recirkuliuojamų dūmų debito. Sausiausio kuro aerodinaminiai nuostoliai prieš katilą esant 850°C dūmų temperatūrai siekia 12,7 mbar, o prie 1200°C – 6,2 mbar. W50 kuro aerodinaminiai nuostoliai dūmų temperatūrai prieš katilą esant 850°C siekia 11,4 mbar, o prie 1200°C – 5,8 mbar. Aerodinaminių nuostolių skirtumas deginant drėgnesnį kurą, tačiau palaikant vienodą dūmų temperatūrą prieš katilą, paaiškinamas 34 pav. Joje pastebima, kad drėgnesnio kuro dūmų temperatūra per katilą sumažėja daugiau, nei sausesnio kuro. Aukštesnės temperatūros dūmai užima didesnę tūrį dėl šiluminio plėtimosi dėl didesnės molekulių kinetinės energijos [16], todėl galima spręsti, kad palaikant aukštesnę degimo produktų temperatūrą prieš katilą ne tik pasiekiamas didesnis šilumos generavimo įrenginio efektyvumas, bet ir sumažinamas elektros sąnaudos dėl aerodinaminių nuostolių kritimo.

39 pav. pateikiama oro kiekio, reikalingo degimui diagrama. Matyti, kad degimui reikalingas oro kiekis su oro pertekliaus koeficientu $\alpha=1,4$ yra proporciškas sudeginamo kuro kiekiui, nurodytam 10 lentelėje. Norint apskaičiuoti teorinį degimui reikalingą oro tūrį, naudojama 4.3.1. formulė [16]:

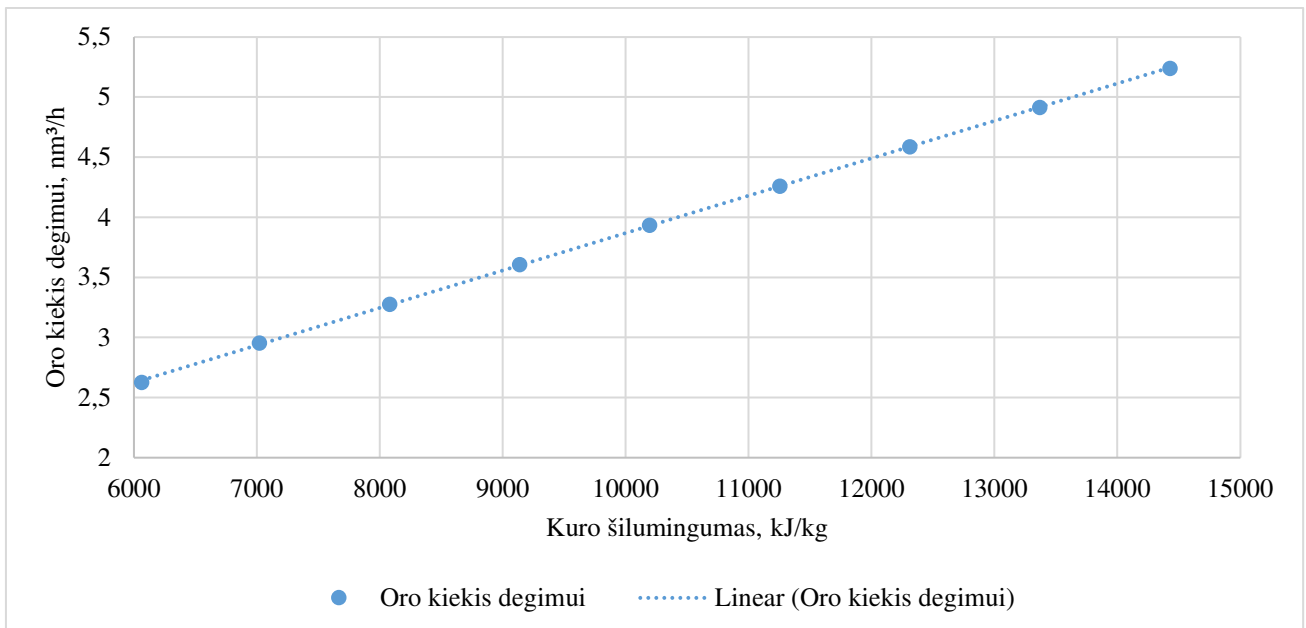
$$V_0^t = \frac{100 \cdot M_{O_2}}{23 \cdot 1,293} = 0,0889 \cdot (C^n + 0,375 \cdot S_d^n) + 0,265 \cdot H^n - 0,0333 \cdot O^n \quad (4.3.1.)$$

Žinoma, kad dėl pakuros netobulumo ir dėl nepakankamo kuro susimaišymo su oru, kurui sudeginti teorinio oro kiekio nepakanka. Todėl į pakurą tiekiamo oro kiekis V_0 visada didesnis už teorinį oro kiekį V_0^t ir yra didesnis oro pertekliaus koeficientu α . Tačiau, jei oro į pakurą nukreipiama per daug, gali suintensyvėti degimas ir pakilti kuro degimo temperatūra, todėl oro tiekimas į pakurą oro ventiliatoriais yra reguliuojamas dažnio keitikliais, siekiant iš laikyti pastovų oro pertekliaus koeficientą [39]. Analizuojamas kuras deginamas palaikant deguonies kiekį sausuose dūmuose $O_2=6\%$ pagal tūrį, kuris pagal 2.2.1. perskaičiavimo formulę lygus oro pertekliaus koeficientui $\alpha=1,4$. Tada tikrojo į pakurą tiekiamo oro kiekis m^3/kg nustatomas 4.3.2. formule:

$$V_o = V_0^t \cdot \alpha \quad (4.3.2.)$$



39 pav. Oro kiekis degimui priklausomai nuo palaikomos dūmų temperatūros prieš katilą



40 pav. Oro kiekis degimui priklausomai nuo kuro šilumingumo

Iš 4.2.3. formulės matyti, kad degimui reikalingas oro kiekis skaičiuojamas pagal kure esančių C, S, H ir O elementų naudojamą masę viename kuro kilograme. Todėl, jei būtų deginamas tas pats sausesnio ir drėgnesnio kuro masinis debitas, pirmajam reikėtų daugiau oro kiekio visiškam kuro sudegimui. Atlikus skaitinius modeliavimus, 40 pav. diagramoje nurodytas tikrojo oro kiekio degimui nm^3/h poreikis priklausomai nuo kuro šilumingumo katilui dirbant 2.2. skyrelyje nurodytais parametrais. Drėgnesnis kuras yra mažiau kaloringas, bet norint pasiekti tą pačią katilo galią, kuro sudeginama žymiai daugiau, todėl reikalingas oro kiekis degimui išauga ir yra didžiausias esant mažiausiai kaloringam kurui (39 pav.)

4.4. Degimo produktų temperatūros prieš katilą įtakos jo rodikliams apibendrinimas

Šiame skyriuje analizuota degimo produktų temperatūros prieš 8 MW biokuro vandens šildymo katilą įtaka jo rodikliams. Stebėta katilo efektyvumo, degimo produktų temperatūros už katilo, dūmų, degimui reikalingo oro kiekių ir aerodinaminių nuostolių priklausomybė nuo keičiamos degimo produktų temperatūros prieš katilą recirkuliuojamais dūmais. Atlikus skaitinius modeliavimus *Power Plant Simulator & Designer* programa išvesti skaičiavimo duomenys lentelėse bei grafikuose. Atlikti realaus katilo termodinaminiai ir aerodinaminiai modeliavimai vykstant šilumos mainams apsibrėžtomis katilo darbo sąlygomis: kuras – medienos skiedra 20÷60% drėgnumo ribose, oro pertekliaus koeficientas $\alpha=1,4$, vandens temperatūrinis režimas 95-120°C, atskaitos temperatūra $t_{\text{ref}}=25^\circ\text{C}$. Pastebėta, kad katile vykstant šilumos mainams tarp dūmų ir vandens, geriausias įrenginio efektyvumas pasiekiamas esant didžiausiai degimo produktų temperatūrai prieš katilą dėl didžiausio ΔT skirtumo tarp dūmų ir vandens, kuris tiesiogiai veikia šilumos mainus. Modeliuojant recirkuliuojamų dūmų kiekį pagal palaikomą degimo produktų temperatūrą prieš katilą ir esant 20% drėgmės kurui, pastebimas efektyvumo pagerėjimas nuo 89,53% iki 90,49%, o prie 50% drėgmės kuro – nuo 87,04 iki 88,53%. Deginant 60% drėgmės kurą, NVK pasikeitimas galimas stebėti dūmų temperatūros 850÷1050°C ribose dėl santykinai žemos adiabatinės degimo temperatūros. Naudojant tokios drėgmės kurą, NVK padidėja nuo 85,07% iki 85,96%. Analizuojant dūmų temperatūros kitimą katilo išėjime priklausomai nuo degimo produktų temperatūros prieš katilą ir didėjant degimo produktų temperatūrai, pastebėtas dūmų temperatūros sumažėjimas dėl sumažėjančio dūmų kiekio per katilą bei geresnių šilumos mainų (dėl ΔT skirtumo tarp dūmų ir vandens).

Analizuojant recirkuliuojamų dūmų kiekį priklausomai nuo norimos palaikyti degimo produktų temperatūros prieš katilą, gauti rezultatai parodė, kad didžiausias dūmų kiekis recirkuliuojamas prie mažiausios degimo produktų temperatūros prieš katilą. Degant 20% drėgmės kurui, 850°C temperatūros prieš katilą atveju recirkuliuojama 52,8% dūmų kiekio, tekančio per katilą, o 1200°C atveju – 24,8%. Recirkuliuojamų dūmų kiekis mažėja didėjant kuro drėgnumui – taip nutinka dėl mažėjančios adiabatinės degimo temperatūros. Matyti, kad dėl jos degant 60% drėgmės kurui, maksimali įmanoma degimo temperatūra yra 1050°C, tačiau norint palaikyti 850°C dūmų temperatūrą prieš katilą, reikalinga recirkuliuoti 25,7% dūmų, tekančių per katilą. Iš sudegusio kuro susidarantis dūmų kiekis, nekintant jo drėgmei, priklauso tik nuo katilo efektyvumo dėl skirtingos palaikomos dūmų temperatūros prieš katilą. Be to, pastebėta, kad bendras dūmų debitas per katilą, esant vienodai degimo produktų temperatūrai prieš katilą, tačiau keičiantis kuro drėgnumui, išlieka panašus, ir sumažėja 2,5%, lyginant sausiausią analizuotą kurą su drėgniausiu.

Taip pat, iš šiame skyriuje atliktų skaitinių modeliavimų buvo nustatyta, kad degimo produktų temperatūros prieš katilą palaikymas recirkuliuojamais dūmais reikšmingai paveikia aerodinaminius slėgio nuostolius per katilą. Jie kinta netiesiškai ir išauga apie 2 kartus, norint palaikyti žemesnę

temperatūrą, lyginant 1200°C ir 850°C atvejus: esant 20% drėgmės kurui, aerodinaminiai slėgio nuostoliai padidėja nuo 6,18 mbar iki 12,45 mbar, o esant 50% drėgmės kurui – nuo 5,75 mbar iki 11,81 mbar.

Taigi, atlikus skaitinius modeliavimus ir išanalizavus degimo produktų temperatūros prieš katilą įtaką jo darbo rodikliams, galima spręsti, kad daugeliu atvejų aukštesnė degimo produktų temperatūra prieš katilą turi pranašumą prieš žemesnę degimo produktų temperatūrą prieš katilą: pagerinamas katilo efektyvumas, sumažinama degimo produktų temperatūra už katilo, kuro suvartojimas, recirkuliuojamų dūmų kiekis, aerodinaminiai slėgio nuostoliai per katilą. Kaip bebūtų, reikia atsižvelgti į tai, kad didinant degimo produktų temperatūrą prieš katilą, didėja kuro degimo produktų temperatūra pakuroje, dėl kurios kuro pelenai gali pradėti lydytis ant ardyno, o lakieji pelenai lipti prie katilo konvektyvinių paviršių, taip sutrumpinant katilo darbą iki stabdymo. Taip pat, palaikant aukštesnę degimo produktų temperatūrą, pakuroje ir katile turi būti numatytos aukštesnei temperatūrai atsparios medžiagos.

5. Kuro džiovinimo įtakos katilo efektyvumui įvertinimas

5.1. Skaitinio modeliavimo tyrimo ribos

Šiame skyriuje atliekamas realaus 8 MW biokuro vandens šildymo katilo skaitinis modeliavimas, siekiant iširti kuro drėgnumo įtaką įrenginio efektyvumui. Pradinėmis sąlygomis naudojama sausoji kuro sudėtis pateikta 2 lentelėje, oro pertekliaus koeficientas $\alpha=1,4$, vandens temperatūrinis režimas 95-120°C, atskaitos temperatūra $t_{ref}=25^\circ\text{C}$. Naudojami kuro sudėtis perskaičiuojama automatiškai naudojant *Power Plant Simulator & Designer* programą ir joje nurodant kuro drėgnumą. 5.2. skyrelyje modeliuojant katilo efektyvumo priklausomybę nuo vandens kiekio kure, kaip ir 4-ajame skyriuje, bandant atkurti realias sąlygas, galinčias susidaryti eksploatuojant katilinę, kuro drėgnumas priimamas plačiose ribose – W20÷W60. Tačiau 5.3. skyrelyje įvertinant drėgmės iš biokuro pašalinimo džiovyklose galimybes, kaip projektines sąlygas atitinkantis kuras priimama 50% drėgnumo medienos skiedra. Įvertinama, jog katilė vyksta šilumos mainai. Pagrindiniai 5.3. skyrelio skaitiniams kuro džiovinimo modeliavimams numatomi parametrai pateikiami 11 lentelėje.

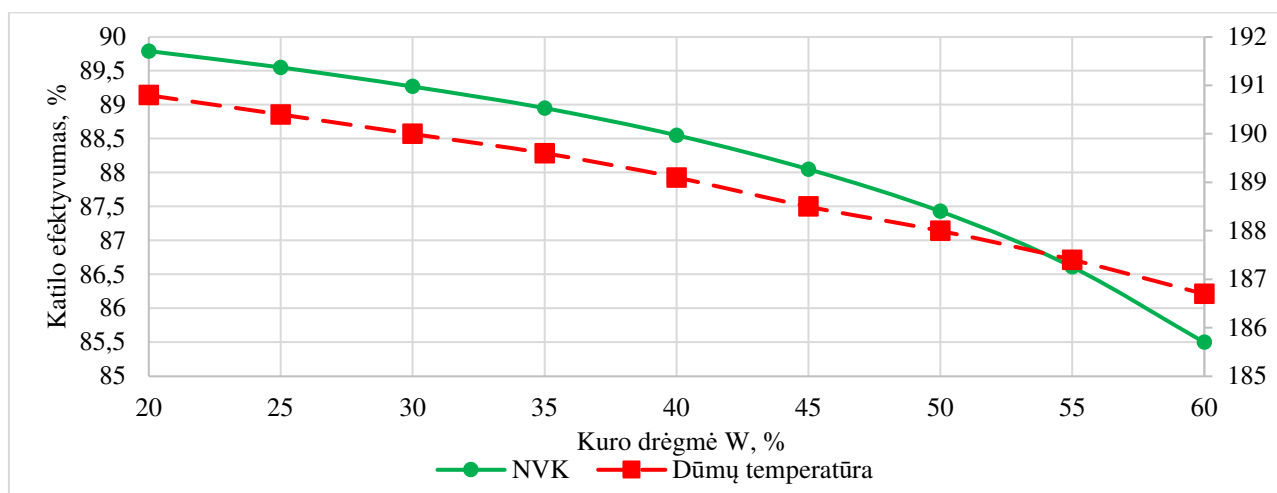
11 lentelė. Katilo skaitiniam modeliavimui numatomi parametrai

Parametro pavadinimas	Reikšmė
Katilo galia, MW	8
Kuras	Medienos skiedra*
Kuro drėgmė W, %	50
Kuro šilumingumas Q_z , kJ/kg	8080
O ₂ kiekis sausuose dūmuose, %	6
Dūmų temperatūra prieš katilą t_{gin} , °C	950
Atskaitos temperatūra t_r , °C	25

*Sausoji kuro sudėtis pagal 2 lentelę.

5.2. Kuro drėgnumo įtaka katilo efektyvumui

Šiame skyrelyje analizuojama biokuro vandens šildymo katilo efektyvumo priklausomybė nuo besikeičiančios kuro drėgmės, įvertinus vykstančius šilumos mainus. Pasirinktas kuro drėgmės diapazonas W20÷W60 drėgmės ribose. Naudojamo kuro šilumingumas pateiktas 5 lentelėje.

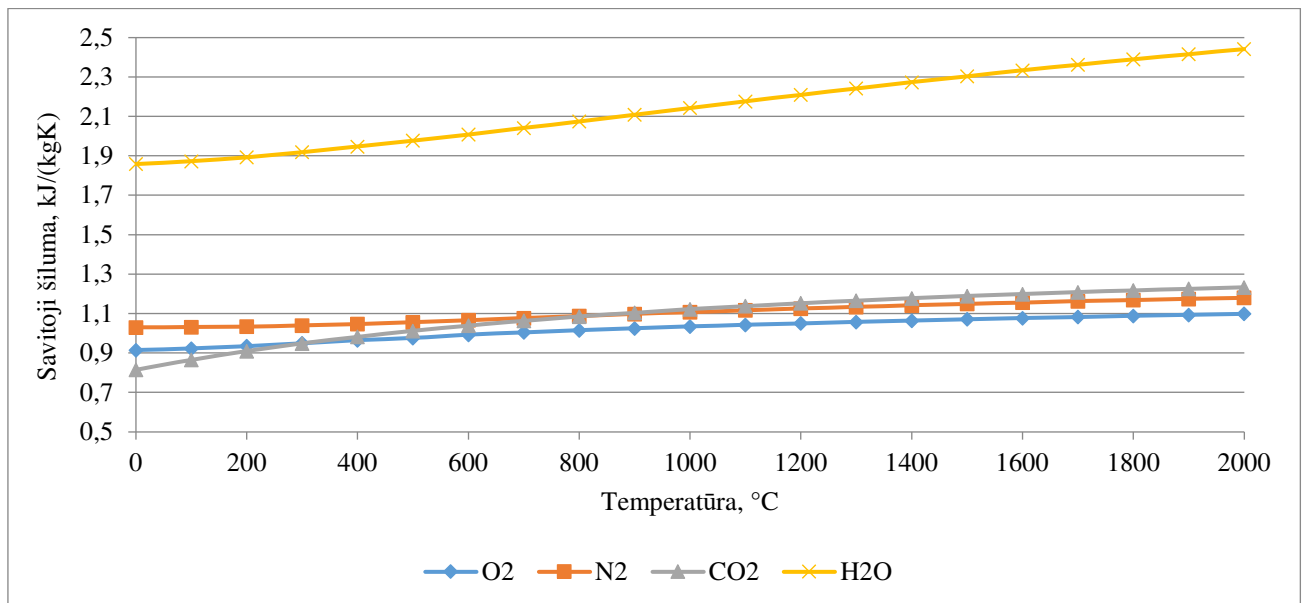


41 pav. Katilo efektyvumo ir dūmų temperatūros katilo išėjime priklausomybė nuo deginamo kuro drėgmės

Skaitinio modeliavimo metu stebėtas pagrindinio katilo parametro kitimas – jo efektyvumas, kurio pokytis, priklausomai nuo skirtingos kuro drėgmės, pateiktas 41 pav. diagramoje. Pagal 4 skyrių ir 34 pav. žinoma, kad katilo efektyvumui yra reikšminga dūmų recirkuliacija prieš katilą palaikoma degimo produktų temperatūra, todėl 5 skyriaus modeliavimams ji priimama 950°C. 41 pav. diagramoje tomis pačiomis sąlygomis taip pat pavaizduotas dūmų temperatūros katilo išėjime kitimas.

Atlikus skaitinį katilo modeliavimą siekiant nustatyti NVK ir dūmų temperatūros pasikeitimą, rezultatai parodė, kad kuro drėgmei didėjant abu minėtieji parametrai mažėja. Katilo efektyvumas esant sausiausiam kurui pasiekiamas $NVK_{20}=89,79\%$, o esant drėgniausiam – efektyvumas nukrenta iki $NVK_{60}=85,5\%$. Taigi, pasikeitus kuro drėgnumui nuo 20% iki 60%, pastebimas 8 MW vandens šildymo katilo, dirbančio 95-120°C vandens temperatūriniu režimu, NVK sumažėjimas 4,29%. Tačiau iš skaičiavimo duomenų matyti, kad NVK kitimas tarp modeliavimo metu pasirinktų kuro drėgmių nėra tiesiškas ir yra augantis didėjant kuro drėgmei. Kuro drėgmei pakitus 5% nuo W20 iki W25 pastebimas efektyvumo sumažėjimas 0,24%, tačiau tarp W55 ir W60 drėgmių pastebimas 1,11% sumažėjimas. Kadangi didžiaja dalimi katilo efektyvumo sumažėjimą lemia šilumos nuostoliai su dūmais, toks rezultatų netolygumas šiuo atveju atsiranda dėl kelių kintamųjų pasikeitimo skaičiavimo atveju: kuro šilumingumo, dūmų temperatūros katilo išėjime, dūmų debito, sudegančio kuro kiekio ir kitų parametru [40].

Projektinėmis biokuro vandens šildymo katilo sąlygomis tiriant dūmų temperatūros kitimą deginant skirtingos drėgmės kurą pastebėti mažesni rodiklių pasikeitimai, nei efektyvumo atveju. Dūmų temperatūra, įvertinant besikeičiančius šilumos mainus priklausomai nuo deginamo kuro, kinta nuo 190,8°C prie sausiausio kuro iki 186,7°C prie drėgniausio kuro. Taigi, nors ir išlaikoma nominali katilo galia, vandens temperatūriniai režimai, oro pertekliaus koeficientas, tačiau dūmų temperatūra dėl pasikeitusios kuro drėgmės sumažėja 4,1°C deginant daugiausiai vandens kiekio naudojamoje masėje turinčią medienos skiedrą. To priežastis degimo produktuose padidėjusio vandens garo kiekis, kurio savitoji šiluma yra didžiausia iš biokuro katilo dūmus sudarančių elementų (42 pav.).



42 pav. Degimo produktų sudedamųjų dalių vidutinės savitosios šilumos

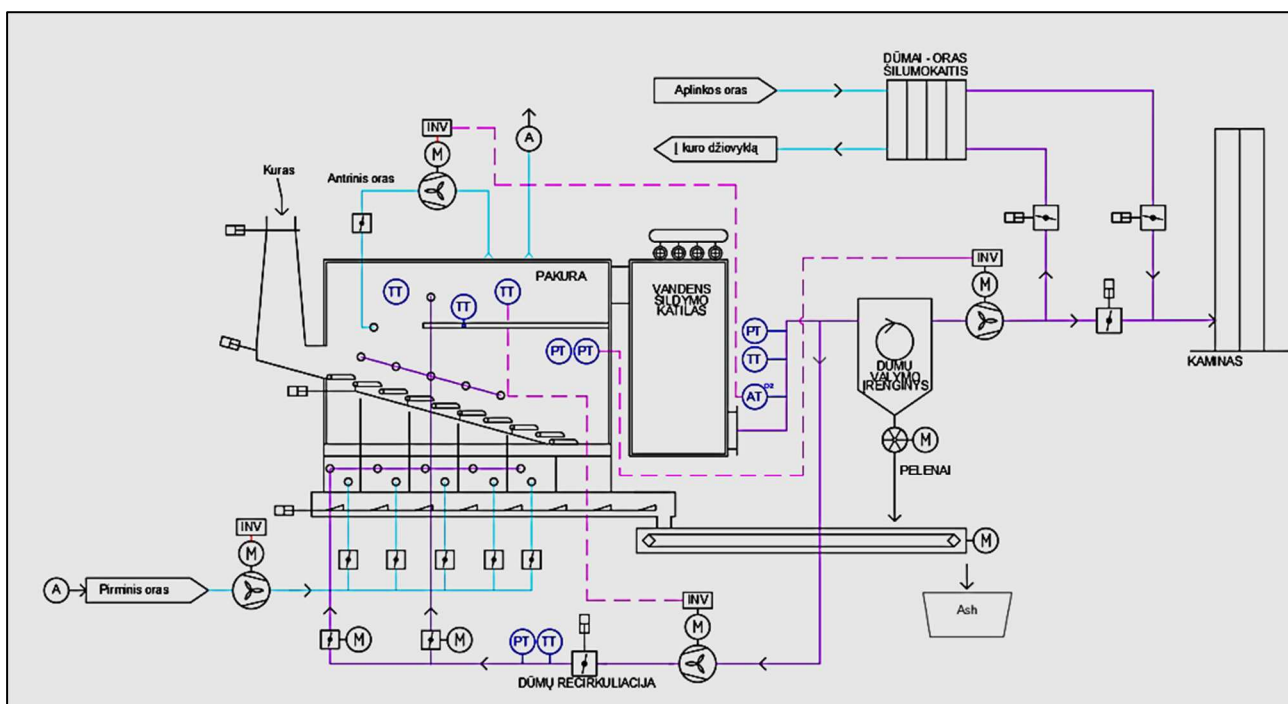
Kaip ir katilo efektyvumo atveju, tyrimo rezultatai parodė, kad dūmų temperatūra kinta netiesiškai. Remiantis rezultatais matyti, kad dūmų temperatūra sumažėjo 0,4 °C, kuro drėgmei pakitus 5% nuo W20 iki W25. Kuro drėgmei padidėjus nuo W55 ir W60, dūmų temperatūra sumažėja 0,7°C.

5.3. Kuro džiovavimo įtaka katilo efektyvumui

Dažniausiai neseniai nupjauto ir susmulkinto medžio drėgnumas siekia 45-60%, priklausomai nuo daugelio aplinkybių, įskaitant vietą, medžio rūšį, metų laiką. Medžio drėgnumas būna didesnis augimo metu ir mažesnis žiemą, tačiau šaltuoju metų laiku didesnė tikimybė transportuoti kurą su priemaišomis (sniegas, purvas), kurios padidina bendrą kuro drėgnumą. Be to, drėgnumas nevienodas ir skirtingose medžio dalyse [20]. Kaip matoma iš 5.2. skyrelio ir 41 pav. diagramos, katilo efektyvumas didėja mažėjant kuro drėgnumui, tad galima daryti išvadą, jog deginant neseniai nupjautą medieną pasiekiamas žemesnis NVK, nei naudojant sausesnį kurą. Norint kūrenti mažiau drėgmės turintį kurą, tenka jį džiovinti lauko sąlygomis arba tam specialiai skirtose džiovyklėse (džiovyklės ir jų tipai aptarti 1.3. skyrelyje).

Kuro džiovinimas aplinkos sąlygomis galimas tik šiltuoju metų laiku ir katilinėse, turinčiose didelius sandėliavimo plotus lauko erdvėje, todėl šis procesas yra lėtas ir neefektyvus. Drėgmės pašalinimas iš kuro tam skirtose džiovyklėse gali būti vykdomas skirtingais būdais – rotacinėse, greitaigėse, sluoksninėse-ardyninėse ar kitose džiovyklėse [22, 23]. Kaip bebūtų, norint džiovinti kurą, reikia sunaudoti tam tikrą energijos kiekį.

Šiame skyriuje analizuojamas kuro džiovinimas džiovyklėje, kuriose medienos skiedros šildomos karštu oru. Jis paruošiamas dūmai–oras šilumokaityje, kuriame šaltas oras pašildomas atliekine dūmų šiluma. Tokios sistemos schema pavaizduota 43 pav.



43 pav. Katilinės schema su įrengtu Dūmai-Oras šilumokaičiu

Energijos sunaudojimas kurui džiovinti apskaičiuojamas pagal 5.3.1. formulę [16]:

$$\Delta Q = \frac{2500M_{H_2O}}{\eta} \cdot 100\% \quad (5.3.1.)$$

Čia:

ΔQ – šilumos kiekis, sunaudojamas kuro džiovinimui, kJ/kg;

M_{H_2O} – vandens garo kiekis, susidaręs džiovinant 1 kg kuro;

η – džiovyklės efektyvumas, %.

Priėmus, kad džiovyklės efektyvumas yra 70% o kuro drėgmė – 50%, 12 lentelėje pateikiami skaičiavimai, parodantys, koks energijos kiekis reikalingas kilogramui tokios drėgmės kurui džiovinti iki 20% drėgnumo.

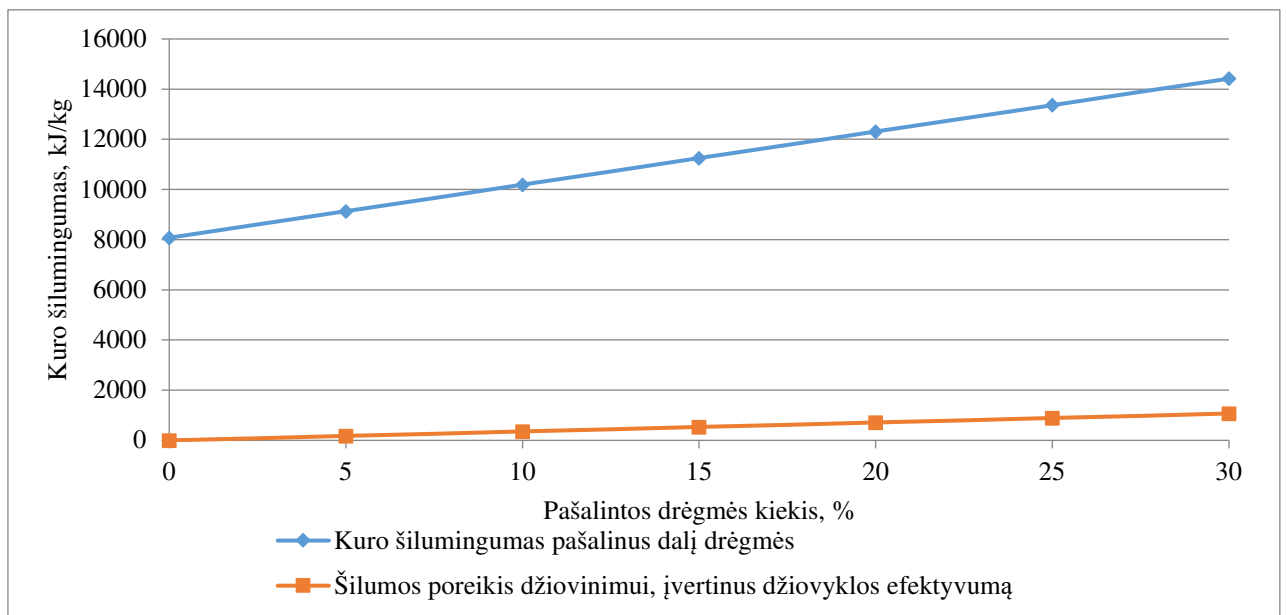
12 lentelė. Kuro džiovinimo energetiniai rodikliai.

Esamos drėgmės kuro apatinis naudojamosios masės šilumingumas					8080	kJ/kg	
Džiovyklos efektyvumas					70	%	
Esama kuro drėgmė					50	%	
Pašalintos drėgmės kiekis	Kuro drėgmės kiekis	Kuro šilumingumas pašalinus dalį drėgmės	Kuro šilumingumo pokytis palyginus su pradine reikšme	Šilumos poreikis džiovinimui, įvertinus džiovyklos efektyvumą	Tikrasis šilumos pokytis įvertinus šilumos poreikį džiovinimui		
%	kg/kg kuro	kJ/kg	%	kJ/kg	kJ/kg	%	
0	50	8080	0	0	0	0	
5	45	9138	13,1	178,6	879,4	10,9	
10	40	10195	26,2	357,1	1757,9	21,8	
15	35	11254	39,3	535,7	2638,3	32,7	
20	30	12312	52,4	714,3	3517,7	43,5	
25	25	13370	65,5	892,9	4397,1	54,4	
30	20	14428	78,6	1071,4	5276,6	65,3	

Remiantis 12 lentelės duomenimis, 44 pav. grafiškai pavaizduojamas kuro šilumingumo pasikeitimas bei šilumos poreikis džiovinimui, priklausomai nuo pašalintos drėgmės kiekio. Taip pat pagal 12 lentelės skaičiavimo duomenis matyti, kad kuro tikrasis šilumingumas džiovinant kurą yra mažesnis nei tam tikros drėgmės medienos skiedros dėl energijos sunaudojimo vandens daliai iš kuro pašalinti.

Toks tikrojo šilumingumo lyginant su realiu šilumingumu pasikeitimas pastebimas 2,2% sumažėjimu pašalinus iš kuro 5% drėgmės.

Įvertinus energijos poreikį kurui džiovinti iki tam tikrų apibrėžtų drėgnumo reikšmių, galima apskaičiuoti realų atvejį, kaip pasikeičia katilo efektyvumas, jei atliekinė degimo produktų šiluma naudojama pašalinti medienos skiedrų drėgmei, priiman, kad katilas eksploatuojamas pagal garantines sąlygas, numatytas 11 lentelėje. Įrenginiui dirbant pagal nurodytus parametrus, iš 41 pav. matyti, kad katilo efektyvumas $\eta=87,43\%$, o išmetamųjų dūmų temperatūra $t_{d.iš}=188\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pirmuoju skaičiavimo atveju priimta, kad norint turėti pigesnės konstrukcijos šilumokaitį, siekiama išvengti galimos dūmų kondensacijos, todėl priimama, kad dūmus dūmai–oras šilumokaityje galima atšaldyti iki temperatūros, kuri už vandens garų dūmuose rasos tašką būtų didesnė $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Rasos taškas, kai medienos skiedros drėgnumas 50%, apskaičiuojamas pagal 5.3.2. formulę [1].



44 pav. Kuro šilumingumo pokytis

$$t_{rt} = \frac{116,9 + 237,3 \cdot \ln(100 \cdot r_{H_2O})}{16,7 - \ln(100 \cdot r_{H_2O})} = \quad (5.3.2.)$$

$$= \frac{116,9 + 237,3 \cdot \ln(100 \cdot 0,2407)}{16,7 - \ln(100 \cdot 0,2407)} = 64,1\text{ }^{\circ}\text{C} \approx 64\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Čia:

t_{rt} – rasos taško temperatūra, $^{\circ}\text{C}$;

r_{H_2O} – vandens garų tūrio dalis degimo produktuose, randamas iš 35 pav.;

Todėl priimama, kad dūmai–oras šilumokaityje dūmai gali būti ataušinami nuo $t_{d.iš}=188^{\circ}\text{C}$ iki $t_{rt+20}=84^{\circ}\text{C}$. Prie šių temperatūrų, skaitinio modeliavimo programa *Power Plant Simulator & Designer* apskaičiuojamos dūmų entalpijos:

- $h_{d.iš}=215\text{ kJ/kg}$ – dūmų entalpija išėjime iš katilo, kai $t_{d.iš}=188^{\circ}\text{C}$.
- $h_{rt+20}=95\text{ kJ/kg}$ – dūmų entalpija išėjime iš dūmai–oras šilumokaicio, kai $t_{rt+20}=84^{\circ}\text{C}$.

Pagal aukščiau pateiktus duomenis, 5.3.3. lygtimi apskaičiuojama dūmai–oras šilumokaičio galia, įvertinus $\eta_{DON}=5\%$ nuostolius dėl šilumos spinduliavimo į aplinką ir oro prisiurbimų.

$$Q_{DO} = (h_{d.iš.} - h_{trt+20}) \cdot \frac{V_d \cdot \rho_d}{3600} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{DON}}{100}\right) \quad (5.3.3.)$$

$$= (215 - 95) \cdot \frac{17195 \cdot 1,234}{3600} \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) = 671,9 \approx 672 kW$$

Čia:

Q_{DO} – dūmai–oras šilumokaičio galia, kW;

V_d – dūmų tūrinis debitas į dūmai–oras šilumokaitį, pagal 36 pav., deginant 50% drėgmės kurą, palaikant 950°C degimo produktų temperatūrą prieš katilą, m³/h.

η_{DON} – dūmai–oras šilumokaičio nuostoliai į aplinką, %;

ρ_d – dūmų tankis normalinėmis sąlygomis (t=0 °C, p=101 325 Pa), kg/m³.

Iš 10 lentelės žinoma, kad 5.3. skyrelyje priimtomis sąlygomis, kuro suvartojimas lygus $B=1,132$ kg/s, todėl 5.3.4. lygtimi galima rasti džiovyklės kuro džiovinimo našumą kJ/kg:

$$Q_{Dž} = \frac{Q_{DO} \cdot \eta_{Dž}}{100 \cdot B} = \frac{672 \cdot 70}{100 \cdot 1,132} = 415,5 \frac{kJ}{kg} \approx 416 kJ/kg \quad (5.3.4.)$$

Čia:

B – kuro suvartojimas, kJ/kg;

$Q_{Dž}$ – džiovyklės našumas, kJ/kg;

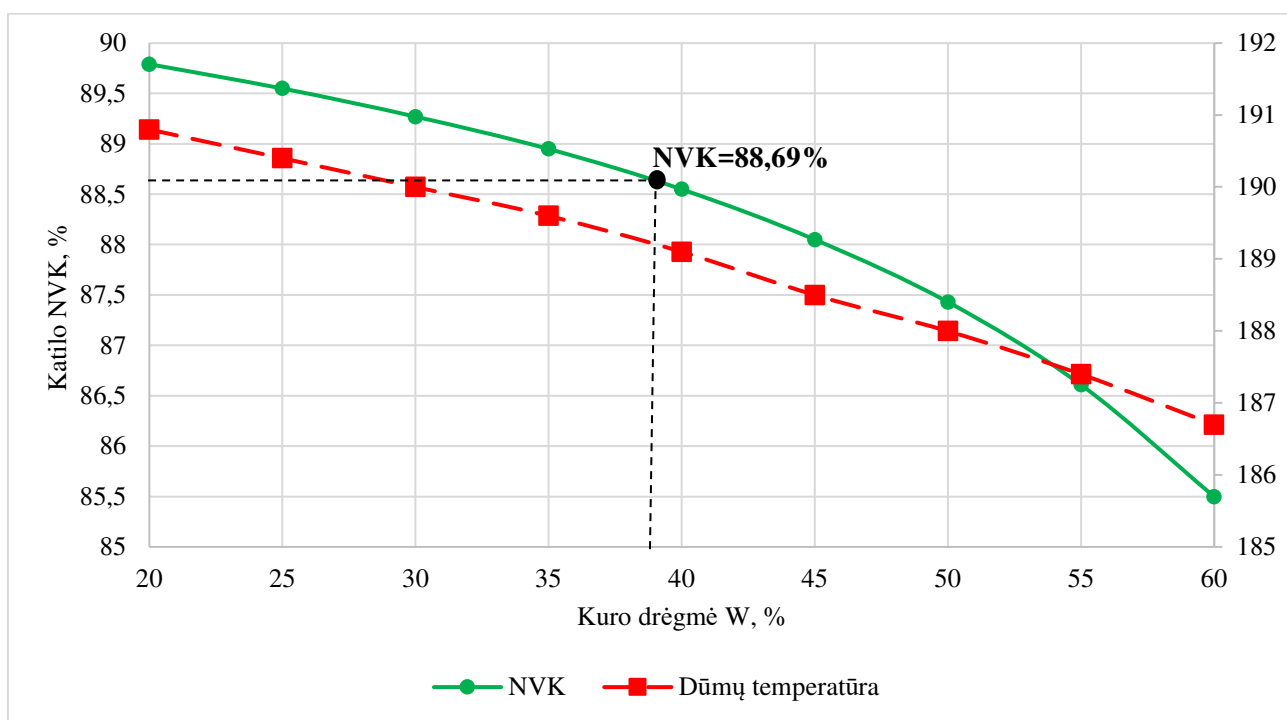
$\eta_{Dž}$ – kuro džiovyklės efektyvumas, %.

Remiantis 12 lentelės duomenimis, interpoliuojant randamas tikras pašalintos drėgmės kiekis analizuojamomis sąlygomis – 11,7%. Taigi, galima priimti, kad biokuro katilas, įrengus džiovyklę, dirba su 38,3% drėgmės medienos skiedros kuru. Norint gauti tikslesnius rezultatus, tektų atlikti dar kelis iteracinius skaičiavimus. Naudojantis 45 pav. diagrama, randamas katilo efektyvumas, degimui naudojant sausesnį kurą:

$$\eta' = 88,69\%$$

Tada katilo efektyvumo pagerėjimas:

$$\Delta\eta = \eta' - \eta = 88,69 - 87,43 = 1,26\% \quad (5.3.5.)$$



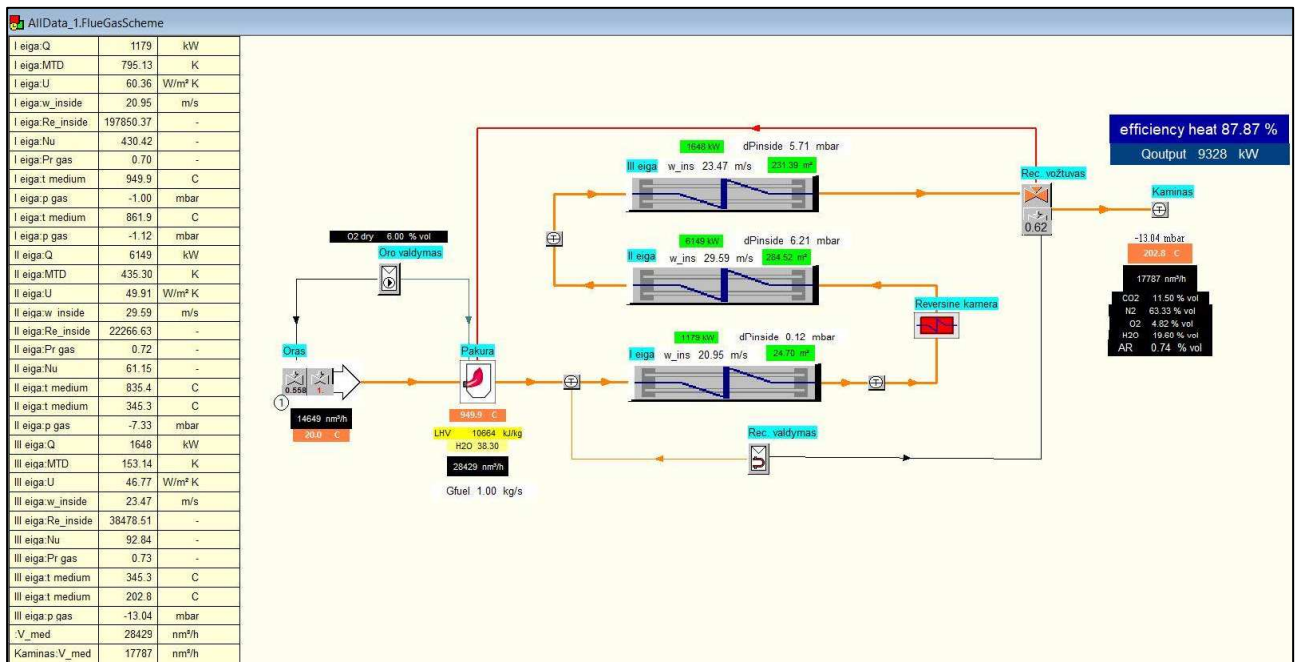
45 pav. Katilo efektyvumas iš deginamo kuro pašalinus dalį drėgmės

Taigi matyti, kad katilo efektyvumas naudojant sausesnį kurą pagerėja 1,26%. Naudojant skaitinio katilų modeliavimo programa taip pat galima apskaičiuoti, galimą pakelti katilo galią, naudojant sausesnį kurą. Tam reikia perskaičiuoti masinį kuro debitą iš jo pašalinus 11,7% drėgmės:

$$B' = B - (B \cdot W_{50} - B \cdot W_{38,3}) = 1,132 - (1,132 \cdot 0,5 - 1,132 \cdot 0,383) = 1,000 \text{ kg/s} \quad (5.3.5.)$$

Atlikus skaitinį modeliavimą, 46 pav. matyti, kad naudojant tą patį 8 MW nominalios galios biokuro vandens šildymo katilą, deginant kuro kiekį $B=1,000 \text{ kg/s}$, džiovintą iki 38,3% drėgnumo, ir išlaikant 11 lentelėje nurodytas eksploatacines sąlygas, šilumą gaminančio įrenginio galia teoriškai gali būti padidinta iki 9,33 MW. Svarbu atsižvelgti, kad tai yra teorinė maksimali galia. Norint ją pasiekti, visi katilo sistemoje esantys įrenginiai turi būti numatyti darbui perkrovos režimu: pagrindinis ir recirkuliacijos dūmsiurbis, tinklo ir recirkuliacijos vandens siurbliai, oro ventiliatoriai ir kt.

Iš 13 lentelės pateikiamų duomenų palyginimų tarp nominalios ir maksimalios teorinės įrenginio galios, galima daryti išvadas, kad deginant tą patį kuro kiekį tūrio atžvilgiu (masinis debitas sumažėja dėl pašalintos drėgmės), galimas teorinis įrenginio galios pakėlimas 16,6% iki 9,33 MW galios. Taip pat, pastebima, kad įrenginio galios padidėjimas daugiausiai įtakos turi katilo aerodinamikai – dėl sumažėjusios drėgmės pakilusiai adiabatinei degimo temperatūrai, reikia recirkuliuoti daugiau dūmų, todėl jų kiekis padidėja iki $10\,642 \text{ nm}^3/\text{h}$ (60,3%). Be to, pastebimai padidėja aerodinaminiai katilo nuostoliai – iki 13,04 mbar (41%). Dėl šių parametų pokyčio, galima padidėjusi katilo galia įvardijama kaip teorinė, nes katilo galios kėlimas priklausytų nuo to, ar projektinėmis sąlygomis parinktas pagrindinis ir recirkuliacijos dūmsiurbis gali nugalėti padidėjusį aerodinaminį pasipriešinimą su išaugusiu dūmų debitu. Taip pat svarbu, ar katilo recirkuliacinis bei cirkuliacinis siurbliai gali dirbti su padidėjusio vandens debitu bei dėl vandens debito padidėjusiais hidrauliniiais nuostoliais vamzdyne. Verta paminėti ir išaugusią dūmų temperatūrą katilo išėjime, padidėjusią $14,8^\circ\text{C}$ iki $202,8^\circ\text{C}$.



46 pav. Skaitiniai katilo modeliavimo rezultatai naudojant džiovintą kurą

13 lentelė. Katilo darbo rodiklių palyginimas deginant 50 ir 38,3% drėgmės kurą.

Parametras	Matavimo vienetas	Reikšmė		Skirtumas lyginant su pradine reikšme, %
Katilo galia, Q	MW	8	9,33	16,6
Kuro drėgmė, W	%	50	38,3	-23,4
Kuro kiekis, B	kg/s	1,132	1	-11,7
Katilo efektyvumas, η	%	87,43	87,87	0,5
Oro pertekliaus koeficientas, α	-	1,4	1,4	0
Dūmų temperatūra į katilą, t_{fgin}	°C	950	950	0
Dūmų temperatūra už katilo, t_d	°C	188	202,8	7,9
Dūmų kiekis iš sudegusio kuro, V_k	nm³/h	17195	17787	3,4
Dūmų kiekis recirkuliacijai, V_r	nm³/h	6637	10642	60,3
Oro kiekis degimui, V_o	nm³/h	13371	14649	9,6
Aerodinaminiai nuostoliai, Δp_n	mbar	9,25	13,04	41

Dažniausiai 200 °C yra maksimali skaičiuotina pagalbinių įrenginių ir dūmtakių temperatūra, todėl projektuojant katilo sistemą ir nenumačius, kad katilas gali dirbti perkrovos režimu deginant sausesnį kurą, įrenginio galia būtų ribojama pasiekus maksimalią galimą dūmų temperatūrą. Galiausiai, vertinant katilo efektyvumą perkrovos režimu, reikia atsižvelgti, kad dėl kylančios dūmų

temperatūros efektyvumas mažėja, tačiau dėl geresnio kuro šilumingumo jis didėja - galutiniame rezultate sumodeliavus katilo sistemą gaunamas 0,44% NVK padidėjimas.

5.4. Kuro džiovavimo įtakos katilo efektyvumui įvertinimo apibendrinimas

Šiame skyriuje analizuota kuro drėgmės ir džiovavimo įtaka 8 MW biokuro vandens šildymo katilo efektyvumui. Nagrinėta katilo NVK ir degimo produktų temperatūros už katilo priklausomybė nuo keičiamos kuro drėgmės. Skaitiniai modeliavimai atlikti *Power Plant Simulator & Designer* programa, ir gauti rezultatai pavaizduoti šio skyriaus grafikuose. Atlikti realaus katilo termodinaminiai ir aerodinaminiai modeliavimai, šilumos mainams vykstant apsibrėžtomis katilo darbo sąlygomis: kuras – medienos skiedra 20÷60% drėgnumo ribose, oro pertekliaus koeficientas $\alpha=1,4$, vandens temperatūrinis režimas 95-120°C, atskaitos temperatūra $t_{ref}=25^{\circ}C$. Nustatyta, kad katile vykstant šilumos mainams tarp dūmų ir vandens, didžiausias įrenginio efektyvumas pasiekiamas esant mažiausiai analizuojamai kuro drėgmei ir siekia 89,79%. Kuro drėgmei padidėjus iki 60%, katilo efektyvumas sumažėja iki 85,5%. Analizuojant degimo produktų temperatūros kitimą priklausomai nuo naudojamo kuro drėgmės, pastebėtas atvirkščias procesas – deginant sausiausią kurą, degimo produktų temperatūra už katilo siekia 190,8°C, ir nukrenta iki 186,7°C deginant šlapiausią kurą tomis pačiomis sąlygomis.

Taip pat, analizuota kiek energijos sunaudojama kuro džiovimui. Nustatyta, kad sumažinti kuro drėgmę 5%, reikalingas energijos kiekis siekia 178,6 kJ/kg kuro. Be to, įvertintas kuro džiovavimo atvejis, kai katilas dirba projekcinėmis sąlygomis, deginant 50% drėgmės kurą. Nustatyta, kad susidariusius degimo produktus panaudojant oro šildymui, kuris naudojamas kuro džiovimui, galima sumažinti kuro drėgmę iki 38,3%. Tokiu būdu galimas katilo NVK padidėjimas 1,26% (nuo 87,43% iki 88,69%). Galiausiai, įvertinta teoriškai galima pasiekti katilo galia, deginant tą patį tūrinį, bet jau džiovinto kuro debitą. Skaitinio modeliavimo rezultatai rodo, kad galią galima pakelti iki 9,33 MW, taip pat padidinant katilo efektyvumą iki 87,87%. Katilo galios pakėlimas modeliuotas priėmus, kad katilo pagalbiniai įrenginiai jos neribos.

Išvados

1. Atlikus šilumos mainų ir katilo efektyvumo gerinimo literatūros apžvalgą, tolimesniems baigiamojo darbo skaitiniams modeliavimams numatyti šie būdai: dūmų tekėjimo intensifikavimas srauto turbulizatoriais, degimo produktų temperatūros prieš katilą keitimas panaudojus dūmų recirkuliaciją bei kure esančios drėgmės mažinimas džiovinimo įrenginiuose.
2. Tyrimo objektu pasirinkus 8 MW biokuro vandens šildymo katilą ir apibrėžus projektines sąlygas, buvo apskaičiuotas katilo efektyvumas, kuris siekia 87,43%. Aerodinaminiai slėgio nuostoliai per katilą – 9,25 mbar.
3. Atlikus turbulizatorių įtakos katilo efektyvumui skaitinius tyrimus susuktos juostos ir spiraliniais turbulizatoriais, nustatyta, kad tirtais atvejais, galimas efektyvumo pagerinimas iki 91,2% pirmojo ir 91,4% antrojo turbulizatorių atvejais, tačiau panaudojus šį katilo efektyvumo gerinimo būdą, pastebimi reikšmingai išaugę aerodinaminiai slėgio nuostoliai per katilą – atitinkamai 34,5 mbar ir 18,41 mbar.
4. Atlikus skaitinius modeliavimus degimo produktų temperatūros prieš katilą įtakos efektyvumo rodikliams pastebėta, kad katile vykstant šilumos mainams tarp dūmų ir vandens, geriausias įrenginio efektyvumas pasiekiamas esant didžiausiai analizuotai degimo produktų temperatūrai (1200°C) prieš katilą dėl didžiausio ΔT skirtumo tarp dūmų ir vandens, kuris tiesiogiai veikia šilumos mainus. Modeliuojant recirkuliuojamų dūmų kiekį pagal palaikomą degimo produktų temperatūrą prieš katilą ir esant 20% drėgmės kurui, pastebimas efektyvumo pagerėjimas nuo 89,53% iki 90,49%, o prie 50% drėgmės kuro – nuo 87,04 iki 88,53%.
5. Atlikus skaitinius modeliavimus kuro drėgmės įtakos katilo efektyvumui įvertinti, nustatyta, kad projektinėmis katilo sąlygomis katilo efektyvumas yra geresnis deginant 20% drėgmės kurą (89,79%) ir yra 4,29% didesnis už katilo efektyvumą deginant 60% drėgmės kurą (85,5%).
6. Pritaikius kuro džiovinimą katilo dūmų atliekine šiluma nustatyta, kad drėgmę kure galima sumažinti 11,7%. Dėl sausesnio kuro, katilo efektyvumas padidėja nuo 87,43 iki 88,69%. Be to, apskaičiuota, kad sumažinus drėgmės kiekį kure, galima padidinti katilo galią nuo nominalios 8 MW iki 9,3 MW su 87,87% efektyvumu.
7. Pritaikius priemonių kompleksą – dūmų srauto turbulizatorius, optimalios temperatūros prieš katilą palaikymą, kuro džiovinimą atliekine dūmų šiluma po katilo, įrenginio efektyvumą galima padidinti iki 92,37%.

Literatūros sąrašas

1. MARTINAITIS, Vytautas ir Valdas LUKOŠEVIČIUS. *Šilumos gamyba deginant kurą*. Vilnius: Technika, 2014.
2. EUROPOS PARLAMENTO IR TARYBOS DIREKTYVA 2009/28/EB. Dėl skatinimo naudoti atsinaujinančių išteklių energiją, iš dalies keičiant bei vėliau panaikinanti direktyvas 2001/77/EB ir 2003/30/EB. 2009 balandžio 23 d. [interaktyvus] [žiūrėta 2020-04-22]. Prieiga per: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/LT/TXT/?uri=CELEX%3A02009L0028-20130701>
3. GIMBUTIS, Gajus, Povilas POŠKAS, Anupras ŠLANČIAUSKAS ir Juozas ŽIUGŽDA, *Termohidromechanika. Vienfazio srauto kursas technikos mokslų doktorantams*. Kaunas: Lietuvos energetikos institutas, 1995.
4. NESHUMAYEV, Dmitri, Arvo OTS, Jaan LAID and Toomas TIIKMA. Experimental investigation of various turbulator inserts in gas-heated channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2004, 28, 877-886.
5. SERYAKOV, Arkady, Aleksander KONKIN, Vyacheslav BELOUSOV. The intensification of heat - transfer characteristic of heat pipes. Scientific laboratory, Special Relay System Design and Engineering Bureau, Veliky Novgorod, Russia.
6. CENGEL, Yunus and Alfshin GHAJAR. *Heat and mass transfer*. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
7. LIUTIKAS, Napoleonas ir Juozas GUDZINSKAS. *Termohidromechanika. Vadovėlis*. Kaunas: Technologija, 2001.
8. KARAKAYA, Hakan and Aydin DURUS. *Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators*. A Batman University, Department of Engineering Faculty, Batman, Turkija, 2013.
9. WANG, Kui, Mauro MASIOL, Devraj THIMMAIAH and Yuanyuan ZHANG. Performance Evaluation of Two Wood Pellet Boiler Heating Systems. *Energy & Fuels*. 2017, 31 (11), 12174-12182.
10. KONGKAITPAIBOON, Vichan, Kwanchai NANAN and Smith EIAMSA-ARD. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2010, 37 (5), 568-574.
11. PROMVONGE, Pongjet. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management*. 2008, 49, 2949-2955.
12. KHAUSTOV, Sergei, A., Alexander S. ZAVORIN, Konstantin V. BUVAKOV and Vyacheslav A. SHEIKIN. Computer simulation of the fire-tube boiler hydrodynamics. *EPJ Web of Conferences*. 2015, 82.
13. SEFIFARI, Hamid, Narges RAZMJOO and Michael STRAND. An experimental study of combustion and emissions of two types of woody biomass in a 12-MW reciprocating-grate boiler. *Fuel*. 2014, 135, 120-129.
14. HOUSHFAR, Ehsan, Roger KHALIL, Terese LØVÅS and Øyvind SKREIBERG. Enhanced NOx Reduction by Combined Staged Air and Flue Gas Recirculation in Biomass Grate Combustion. *Energy & Fuels*. 2012, 26 (5), 3003-3011.
15. XU, Yao, Xun ZOU, Shuai JIN, Ming ZHAI and Peng DONG. Study on the effect of molten ash on the combustion process for biomass. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. 2020, 721.

16. GIMBUTIS, Gajus, Kazimieras KAJUTIS, Vytautas KRUKONIS, Algimantas PRANCKŪNAS ir Petras ŠVENČIANAS. *Šiluminė technika*. Vilnius: Mokslas, 1993.
17. GAN, Min, Xiao-hui FAN, Tao JIANG, Xu-ling CHEN, Zhi-yuan YU and Zhi-yun JI. Fundamental study on iron ore sintering new process of flue gas recirculation together with using biochar as fuel. *Journal of Central South University*. 2014, 21 (11), 4109–4114.
18. HARTMANN, Hans, Klaus REISINGER, Peter TUROWSKI and Paul ROSSMANN. *Handbuch Bioenergie-Kleinanlagen*. Straubing: Impressum, 2013.
19. CHAPELA, Sergio, Jacobo PORTEIRO, M. GARABATOS, David PATINHO, M.A. GOMEZ and José Luis MÍGUEZ. CFD study of fouling phenomena in small-scale biomass boilers: Experimental validation with two different boilers. *Renewable Energy*. 2019, 140, 552-562.
20. VARES, Villu, Ülo KASK Peeter MUISTE, Tonu PIHU ir Sulev SOOSAAR. *Biokuro naudotojų žinynas*. Vilnius: Žara, 2007.
21. BUINEVIČIUS, Kęstutis. *Biokuro pelenai – technologiniai ir gamtosauginiai aspektai*. Kaunas, KTU Šilumos ir atomo energetikos katedra, 2015.
22. BOMAN, C., BOSTROM, A. and OHMAN, M. Effect of fuel additive sorbents (kaolin and calcite) on aerosol particle emission and characteristics during combustion of pelletized woody biomass. Iš: 16th European Biomass Conference & Exhibition, June 2-6, 2016, Valencia, Spain.
23. WANG, Liang, Johan E. STUND, Øyvind SKREIBERGB, Geir SKJEVRAKA and Morten GRØNLIA. A critical review on additives to reduce ash related operation problems in biomass combustion applications. *Energy Procedia*. 2012, 20, 20-29
24. MACEK, Karel, Petr ENDEL, Nathalie CAUCHI and Alessandro ABATE. Long-Term Predictive Maintenance: A Study of Optimal Cleaning of Biomass Boilers. *Energy and Buildings*. 2017, 150, 111-117.
25. PRNOBIS, Marek and Waclaw WOJNAR. The impact of biomass co-combustion on the erosion of boiler convection surfaces. *Energy Conversion and Management*. 2013, 74, 462-470.
26. STENSTRÖM, Stig. Drying of Biofuels From the Forest—A Review. *Drying Technology – An International Journal*. 2017, 35 (10), 1167-1181.
27. ABBASFARD, Hamed, Hasan Hashemipour RAFSANJANI, Sattar GHADER and Mehdi GHANBARI. Mathematical modeling and simulation of an industrial rotary dryer: A case study of ammonium nitrate plant. *Powder Technology*. 2013, 239, 499–505.
28. WORLEY, Matt. Biomass drying technology update. Iš: BioPro Expo & Marketplace, March 14-16, 2011, Atlanta, USA.
29. HAQUE, Nawshad and Michael SOMERVILLE. Techno-economic and environmental evaluation of biomass dryer. *Procedia Engineering*. 2013, 56, 650 – 655.
30. LIETUVOS STANDARTIZACIJOS DEPARTAMENTAS. LST EN 12953 Kaitravamzdžiai katilai. 11 dalis. Priimamieji bandymai. Tarptautinis standartas EN 12953:11 turi Lietuvos standarto statusą. Vilnius: Lietuvos standartizacijos departamentas, 2004.
31. POWER PLANT SIMULATOR &. DESIGNER. ABOUT PPSD. [interaktyvus] [žiūrėta 2020-05-02]. Prieiga per: <https://powerplantsimulator.com/about-ppsd/> .
32. KAST, Werner. *Heat Atlas. Heat Trasfer in Pipe Flow*. Karlsruhe: Karlsruher Institut fuer Technologie (KIT), 2010.
33. LIENHARD V, John and John LIENHARD IV. *A heat transfer textbook*. Cambridge Massachusetts: Philogiston Press, 2006.

34. AMORI, Karima E. and Rashid K. INSAYIF. Investigation of twisted tape turbulator for fire tube boiler. *Journal of Engineering*. 2011, 17.
35. GUDZINSKAS, Juozas, Valdas LUKOŠEVIČIUS, Vytautas MARTINAITIS ir Edvardas TUOMAS. *Šilumos vartotojo vadovas*. Vilnius: Lietuvos šilumos tiekėjų asociacija, 2011.
36. ZENG Thomas, Nadja WELLER, Annett POLLEX and Volker LENZ. Blended biomass pellets as fuel for small scale combustion appliances: Influence on gaseous and total particulate matter emissions and applicability of fuel indices. *Fuel*. 2016, 184 (15), 689-700.
37. KATILINIŲ ĮRENGIMO TAISYKLĖS. Patvirtinta Lietuvos Respublikos energetikos ministro 2016 m. rugsėjo 19 d. Įsakymu Nr. 1-249, Vilnius. [interaktyvus] [žiūrėta 2020-04-13].
38. ALBRECHT, B.A., S. ZAHIROVIC, R. J. M. BASTIAANS, J. A. VAN OIJEN and P. DE GOEY. A Premixed Flamelet–PDF Model for Biomass Combustion in a Grate Furnace. *Energy & Fuels*. 2008, 22 (3), 1570-1580.
39. ZHOU, Anqi, Yaojie TU, Hongpeng XU, Yang WENMING, Feiyang ZHAO, Siah Keng BOON and Prabakaran SUBBAIAHH. Numerical investigation the effect of air supply on the biomass combustion in the grate boiler. Iš: 10th International Conference on Applied Energy, August 22-25, 2018, Honkong, China.
40. PATRO, Bundrapan. Efficiency studies of combination tube boilers. *Alexandria Engineering Journal*. 2016, 55, 193-202.

Priedai

1 priedas. 8 MW biokuro vandens šildymo katilo skaitinio modeliavimo duomenys

Priedas nr. 1 8 MW biokuro vandens šildymo katilo skaitinio modeliavimo duomenys

Kuro drėgnumas W, %	Dūmų temperatūra į katilą, °C	Dūmų kiekis be recirkuliacijos, nm ³ /h	Dūmų kiekis su recirkuliacija, nm ³ /h	Oro kiekis degimui, m ³ /h	Dūmų temperatūra po katilo, °C	Aerodinaminiai nuostoliai, mbar	NVK, %	Vandens kiekis dūmuose (tūr.), %	Kuro šilumingumas, kJ/kg
20	850	13376	28358	11688	195,1	12,67	89,53	14,7	14584
	900	13358	26136	11672	193	11,16	89,66		
	950	13336	24208	11655	190,8	9,93	89,79		
	1000	13316	22551	11637	188,5	8,91	89,92		
	1050	13297	21071	11619	186,1	8,05	90,06		
	1100	13275	19780	11601	183,7	7,33	90,2		
	1150	13255	18628	11583	181,2	6,71	90,35		
	1200	13234	17593	11564	178,8	6,18	90,49		
25	850	13757	28315	11859	194,8	12,57	89,29	15,85	13513
	900	13738	26085	11842	192,7	11,07	89,42		
	950	13717	24161	11824	190,4	9,84	89,55		
	1000	13694	22509	11805	188,1	8,83	89,69		
	1050	13671	21027	11786	185,7	7,98	89,84		
	1100	13650	19747	11767	183,2	7,27	89,98		
	1150	13630	18590	11748	180,8	6,65	90,13		
	1200	13605	17555	11728	178,3	6,12	90,28		
30	850	14207	28252	12060	194,5	12,45	89	17,13	12442
	900	14186	26038	12042	192,3	10,96	89,13		
	950	14162	24110	12023	190	9,74	89,27		
	1000	14138	22451	12003	187,6	8,74	89,42		
	1050	14115	20985	11983	185,2	7,9	89,57		
	1100	14090	19692	11962	182,7	7,19	89,73		
	1150	14067	18538	11942	180,2	6,58	89,88		
	1200	14043	17521	11922	177,8	6,06	90,03		
35	850	14743	28179	12301	194,1	12,31	88,66	18,56	11371
	900	14720	25970	12282	191,9	10,85	88,8		
	950	14696	24050	12261	189,6	9,64	88,95		
	1000	14671	22390	12240	187,2	8,65	89,1		
	1050	14645	20927	12218	184,7	7,82	89,26		
	1100	14620	19645	12197	182,2	7,11	89,42		
	1150	14592	18495	12175	179,7	6,51	89,58		
	1200	14566	17474	12153	177,2	6	89,74		

Kuro drėgnumas W, %	Dūmų temperatūra į katilą, °C	Dūmų kiekis be recirkuliacijos, nm³/h	Dūmų kiekis su recirkuliacija, nm³/h	Oro kiekis degimui, m³/h	Dūmų temperatūra po katilo, °C	Aerodinaminiai nuostoliai, mbar	NVK, %	Vandens kiekis dūmuose (tūr.), %	Kuro šilumingumas, kJ/kg
40	850	15401	28096	12596	193,7	12,16	88,24	20,17	10300
	900	15376	25907	12574	191,1	10,71	88,39		
	950	15348	23981	12552	189,1	9,53	88,55		
	1000	15320	22333	12529	186,6	8,55	88,71		
	1050	15290	20867	12505	184,1	7,72	88,88		
	1100	15263	19585	12482	181,6	7,03	89,05		
	1150	15234	18440	12458	179,1	6,43	89,21		
	1200	15205	17421	12435	176,5	5,92	89,38		
45	850	16220	28030	12962	193,2	12	87,73	21,99	9229
	900	16189	25819	12938	190,9	10,57	87,89		
	950	16158	23913	12914	188,5	9,4	88,05		
	1000	16127	22264	12889	186,1	8,43	88,23		
	1050	16095	20806	12863	183,5	7,62	88,4		
	1100	16063	19526	12837	181	6,93	88,58		
	1150	16029	18379	12811	178,4	6,34	88,76		
	1200	15998	17363	12785	175,9	5,84	88,94		
50	850	17248	27912	13417	192,7	11,81	87,08	24,07	8158
	900	17231	25740	13405	190,4	10,42	87,25		
	950	17195	23832	13377	188	9,25	87,43		
	1000	17159	22185	13349	185,5	8,3	87,61		
	1050	17123	20731	13319	182,9	7,5	87,81		
	1100	17084	19453	13290	180,3	6,82	88		
	1150	17048	18309	13262	177,7	6,24	88,19		
	1200	17012	17299	13233	175,2	5,75	88,38		
55	850	18654	27837	14053	192,2	11,63	86,23	26,46	1087
	900	18612	25638	14022	189,8	10,23	86,42		
	950	18569	23743	13990	187,4	9,09	86,61		
	1000	18527	22101	13958	184,8	8,16	86,81		
	1050	18482	20645	13924	182,2	7,36	87,02		
	1100	18438	19373	13891	179,5	6,7	87,23		
	1141	18420	18420	13864	177,4	6,23	87,4		
	-	-	-	-	-	-	-		

Kuro drėgnumas W, %	Dūmų temperatūra į katilą, °C	Dūmų kiekis be recirkuliacijos, nm ³ /h	Dūmų kiekis su recirkuliacija, nm ³ /h	Oro kiekis degimui, m ³ /h	Dūmų temperatūra po katilo, °C	Aerodinaminiai nuostoliai, mbar	NVK, %	Vandens kiekis dūmuose (tūr.), %	Kuro šilumingumas, kJ/kg
60	850	20579	27710	14917	191,6	11,39	85,07	29,25	6016
	900	20530	25533	14880	189,2	10,03	85,28		
	950	20476	23636	14842	186,7	8,91	85,5		
	1000	20422	22002	14803	184,1	7,99	85,73		
	1050	20550	20367	14763	181,4	7,22	85,96		
	-	-	-	-	-	-	-		
	-	-	-	-	-	-	-		
	-	-	-	-	-	-	-		