



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistemos darbo režimų analizė ir modeliavimas

Magistro studijų baigiamasis projektas

Projektą parengė
Mindaugas Balzaris

Projektui vadovavo
Dr. Rolandas Jonynas

Kaunas, 2026



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistemos darbo režimų analizė ir modeliavimas

Magistro studijų baigiamasis projektas
Termoinžinerija (6211EX023)

Projektą parengė
Mindaugas Balzaris

Projektui vadovavo
Dr. Rolandas Jonynas

Projektą recenzavo
Doc. Linas Paukštaitis

Kaunas, 2026



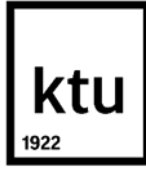
Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas
Mindaugas Balzaris

Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistemos darbo režimų analizė ir modeliavimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad:

1. baigiamąjį projektą parengiau savarankiškai ir sąžiningai, nepažeisdamas (-a) kitų asmenų autoriaus ar kitų teisių, laikydamasis (-i) Lietuvos Respublikos autorių teisių ir gretutinių teisių įstatymo, Kauno technologijos universiteto (toliau – Universitetas) intelektinės nuosavybės valdymo ir perdavimo nuostatų bei Universiteto akademinės etikos kodekse nustatytų etikos reikalavimų;
2. visi baigiamajame projekte pateikti duomenys ir tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti teisėtai, nei viena projekto dalis nėra plagijuota nuo spausdintinių ar elektroninių šaltinių, o visos baigiamojo projekto tekste pateiktos citatos ir nuorodos yra nurodytos literatūros sąrašė;
3. baigiamajame projekte tinkamai laikiausi asmens duomenų apsaugos reikalavimų, nenaudojau neskelbtinų ar konfidencialių duomenų be teisėto pagrindo, o jei juos naudoju, jie yra tinkamai nuasmeninti;
4. jei rengiant baigiamąjį projektą naudojausi dirbtinio intelekto (toliau – DI) ar kitais automatizuotais įrankiais, juos taikiau pagal Universitete nustatytą tvarką, nepažeisdamas (-a) akademinio sąžiningumo principų;
5. nesumokėjau ir nesu įsipareigojęs (-usi) mokėti jokių įstatymų nenumatytų piniginių sumų už baigiamąjį projektą ar jo dalis jokiam fiziniam ar juridiniam asmeniui;
6. suprantu, kad išaiškėjus akademinio nesąžiningumo ar kitų asmenų teisių pažeidimo faktui, man bus taikoma atsakomybė pagal Universitete nustatytą tvarką ir galiu būti pašalintas (-a) iš Universiteto; akademinio nesąžiningumo atvejis gali būti nagrinėjamas ir po studijų baigimo, inicijuojant kvalifikacinio laipsnio atšaukimo procedūrą.



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Magistro baigiamojo projekto užduotis

Projekto tema Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistemos darbo režimų analizė ir modeliavimas

Reikalavimai ir sąlygos
(tikslinti pavadinimą
pagal poreikį)

Projektas turi atitikti jam keliamus reikalavimus.

Užduotį pateikęs
asmuo

Dr. Rolandas Jonynas

2026-02-12

(pareigos, vardas, pavardė, parašas)

(data)

Balzaris Mindaugas. Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistemos darbo režimų analizė ir modeliavimas. Magistro studijų baigiamasis projektas / projektui vadovavo dr. Rolandas Jonynas; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Studijų kryptis ir studijų kryptių grupė: Energetikos inžinerija, Inžinerijos mokslai.

Reikšminiai žodžiai: centralizuotas šilumos tiekimas, termohidraulinis modeliavimas, žematemperatūris režimas, šilumos nuostoliai, šilumos siurblys, biokuro katilinė.

Kaunas, 2026. 76 p.

Santrauka

Šiuolaikinės centralizuoto šilumos tiekimo sistemos susiduria su būtinybe didinti energetinį efektyvumą, mažinti šilumos nuostolius bei integruoti atsinaujinančius energijos šaltinius. Viena perspektyviausių kryptių šiems tikslams pasiekti yra ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo (4GDH) koncepcija, paremta žematemperatūriais šilumos tiekimo režimais. Temperatūrinio režimo mažinimas leidžia sumažinti šilumos nuostolius tinkluose, pagerinti biokuro naudojimo efektyvumą bei sudaryti palankesnes sąlygas šilumos siurblių ir kitų žemos temperatūros energijos šaltinių integracijai. Dėl šios priežasties centralizuoto šilumos tiekimo sistemų darbo režimų analizė ir optimizavimas tampa aktualia energetikos tyrimų kryptimi.

Baigiamojo darbo objektas – Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistema bei jos temperatūrinių darbo režimų analizė. Darbo tikslas – atlikti Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos termohidraulinį modeliavimą ir įvertinti temperatūrinio režimo mažinimo poveikį sistemos energetiniam efektyvumui, hidrauliniams parametrų bei eksploatacinėms charakteristikoms. Tikslui pasiekti buvo išanalizuoti ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemų veikimo principai, atlikta mokslinės literatūros analizė, surinkti realūs Pakruojo katilinės eksploataciniai duomenys bei sukurtas termohidraulinis simulatorius.

Darbo metu sukurtas termohidraulinis simulatorius leido modeliuoti šilumos perdavimo, hidraulinių nuostolių, siurblių darbo bei temperatūrinių režimų pokyčius realiomis eksploatacinėmis sąlygomis. Modelyje buvo integruoti biokuro katilai, ekonomizeris, vartotojų zonos, siurbliai bei automatizuoto reguliavimo elementai. Modeliavimui naudoti realūs Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos duomenys, o sistemos veikimas analizuotas esant skirtingiems temperatūrinėms režimams: 71/42 °C, 65/40 °C, 60/35 °C bei 55/30 °C. Taip pat buvo vertinama šilumos siurblio integracijos į žematemperatūrę sistemą įtaka bendram sistemos efektyvumui.

Atliktas modeliavimas parodė, kad mažinant temperatūrinį režimą mažėja šilumos nuostoliai tinkluose, tačiau didėja šilumnešio debitas bei hidrauliniai nuostoliai. Nustatyta, kad pereinant nuo 71/42 °C režimo prie 60/35 °C režimo šilumos nuostoliai sumažėja apie 15 %, o hidrauliniai nuostoliai padidėja apie 35 %. Modeliavimo rezultatai parodė, kad 60/35 °C režimas gali būti laikomas optimaliu kompromisu tarp energetinio efektyvumo ir sistemos eksploatacinio stabilumo. Tuo tarpu 55/30 °C režimas kai kuriais atvejais tapo ribinis dėl nepakankamos temperatūros galutiniam vartotojams.

Tyrimo metu taip pat nustatyta, kad šilumos siurblio integracija leidžia sumažinti biokuro katilo apkrovą bei pagerinti sistemos veikimą vasaros ir pereinamuoju laikotarpiais. Mažesnė grįžtamojo srauto temperatūra sudarė palankias sąlygas efektyvesniam šilumos atgavimui ekonomiškesnėje bei geresniam šilumos siurblio darbui. Atlikta analizė parodė, kad Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistema turi potencialą pereiti prie žematemperatūrio režimo, tačiau toks procesas turėtų būti vykdomas kompleksiskai, modernizuojant hidraulinį reguliavimą, automatizuotas valdymo sistemas bei vartotojų vidaus šildymo tinklus.

Darbo rezultatai gali būti taikomi centralizuoto šilumos tiekimo sistemų temperatūrinių režimų optimizavimo, energetinio efektyvumo didinimo bei atsinaujinančių energijos šaltinių integravimo srityse.

Mindaugas Balzaris. Analysis and Modelling of Operational Modes of the District Heating System of Pakruojis. Master's Final Degree Project / supervisor Dr. Rolandas Jonynas; Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Study field and study field group: Power Engineering, Engineering Sciences.

Keywords: district heating, thermohydraulic modelling, low-temperature regime, heat losses, heat pump, biomass boilers.

Kaunas, 2026. 76 p.

Summary

Modern district heating systems face the necessity to improve energy efficiency, reduce heat losses, and integrate renewable energy sources. One of the most promising approaches to achieving these goals is the concept of fourth-generation district heating (4GDH), based on low-temperature heat supply regimes. Reducing the temperature level allows for lower heat losses in the network, improved biomass utilization efficiency, and more favorable conditions for the integration of heat pumps and other low-temperature energy sources. For this reason, the analysis and optimization of district heating operating regimes has become an important research direction in the energy sector.

The object of this master's thesis is the district heating system of Pakruojis district and the analysis of its operating temperature regimes. The aim of the work is to perform thermohydraulic modelling of the Pakruojis district heating system and evaluate the influence of temperature regime reduction on the energy efficiency, hydraulic parameters, and operational characteristics of the system. To achieve this aim, the operating principles of fourth-generation district heating systems were analyzed, a literature review was carried out, real operational data from the Pakruojis boiler house were collected, and a thermohydraulic simulator was developed.

During the research, the developed thermohydraulic simulator enabled the modelling of heat transfer processes, hydraulic losses, pump operation, and temperature regime variations under real operating conditions. The model integrated biomass boilers, an economizer, consumer zones, pumps, and automated control elements. Real operational data of the Pakruojis district heating system were used for the simulations, and the system performance was analyzed under different temperature regimes: 71/42 °C, 65/40 °C, 60/35 °C, and 55/30 °C. In addition, the impact of heat pump integration into a low-temperature district heating system on overall system efficiency was evaluated.

The performed simulations demonstrated that lowering the temperature regime reduces heat losses in the network, but at the same time increases the heat carrier flow rate and hydraulic losses. It was determined that reducing the regime from 71/42 °C to 60/35 °C decreases heat losses by approximately 15 %, while hydraulic losses increase by about 35 %. The modelling results showed that the 60/35 °C regime can be considered an optimal compromise between energy efficiency and operational stability of the system. Meanwhile, the 55/30 °C regime became critical in some cases due to insufficient temperature levels for end users.

The study also revealed that the integration of a heat pump reduces the load on the biomass boiler and improves system operation during summer and transitional periods. Lower return flow temperatures created favorable conditions for more efficient heat recovery in the economizer and improved heat pump performance. The analysis demonstrated that the Pakruojis district heating system has the potential to transition to low-temperature operation. However, such a transition should be implemented comprehensively by modernizing hydraulic balancing, automated control systems, and internal building heating systems.

The results of this work can be applied in the optimization of district heating temperature regimes, improvement of energy efficiency, and integration of renewable energy sources into district heating systems

Turinys

Lentelių sąrašas	10
Paveikslų sąrašas	11
Įvadas.....	12
1. Centralizuoto šilumos tiekimo sistemų teorinė analizė	14
1.1. Centralizuoto šilumos tiekimo sistemų raida ir reikšmė	14
1.2. Temperatūrinių grafikų reikšmė ir optimizavimas	15
1.3. Šilumos nuostoliai CŠT tinkluose	17
1.4. Termohidraulinis modeliavimas.....	18
1.5. Šilumos siurblių integracija.....	19
1.6. Energijos efektyvumo vertinimas	21
2. Šilumos perdavimo ir nuostolių matematinis modeliavimas.....	24
2.1. Hidraulinis modeliavimas ir slėgio nuostoliai	25
2.2. Šilumos balanso modelis	26
2.3. Sistemos optimizavimo principai	28
3. Centralizuotos šilumos tiekimo sistemos analizė.....	31
3.1. Pradiniai duomenys ir analizės prielaidos	32
3.2. Esamos sistemos efektyvumo ir temperatūrinio režimo optimizavimo analizė	35
4. Termohidraulinio simulatoriaus paskirtis, struktūra ir veikimo principai	38
4.1. Hidraulinio modeliavimo metodika ir tinklo sprendimo algoritmai.....	42
4.2. Terminio modeliavimo metodika ir dinaminių šiluminių procesų analizė.....	45
4.3. Valdymo ir automatizavimo modeliai termohidrauliniame simulatoriuje	48
4.4. Simulatoriaus taikymas Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos analizei...	51
4.5. Simulatoriaus rezultatų analizė ir modelio validacija	55
4.6. Temperatūrinio režimo optimizavimo scenarijų analizė	58
4.7. Šilumos siurblio taikymas žematemperatūroje centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje	61
5. Gautų rezultatų analizė ir vertinimas.....	64
5.1. Rezultatų palyginimas su mokslinėje literatūroje pateiktais tyrimais	67
5.2. Praktinis rezultatų pritaikomumas ir sistemos modernizavimo galimybės	69
Išvados	73
Literatūros sąrašas.....	75
Priedai	77

Lentelių sąrašas

1 lentelė. Pakruojo RK katilinės temperatūrinis grafikas	32
2 lentelė. Pakruojo RK bendras pagamintas šilumos kiekis 2025 m.	33
3 lentelė. Šilumos siurblio integracijos poveikis sistemos parametrams	62
4 lentelė. Temperatūrinių režimų palyginimas	64
5 lentelė. Gautų rezultatų palyginimas su mokslinėje literatūroje pateikiamomis tendencijomis	69

Paveikslų sąrašas

1 pav. Pakruojo RK katilinėje pagamintas šilumos kiekis per 2025 m.	34
2 pav. Termohidraulinio simulatoriaus architektūros schema	38
3 pav. Pakruojo RK sistemos principinė schema	61

Ivadas

Energetikos sektoriaus transformacija, orientuota į šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijų mažinimą, energinio efektyvumo didinimą ir atsinaujinančių energijos išteklių plėtrą, kelia naujus reikalavimus centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemoms. Šilumos ūkis sudaro reikšmingą galutinės energijos vartojimo dalį, todėl jo efektyvumo didinimas yra vienas svarbiausių energetinės politikos prioritetų. CŠT sistemos sudaro galimybes centralizuotai gaminti šilumą, efektyviau naudoti vietinius kuro išteklius bei integruoti pažangias technologijas, tokias kaip atliekinės šilumos panaudojimas ar šilumos siurbliai.

Lietuvoje CŠT sektorius yra gerai išvystytas ir daugelyje miestų užtikrina pagrindinį šilumos tiekimą daugiabučiams gyvenamiesiems namams. Per pastaruosius dešimtmečius įvyko reikšminga kuro struktūros transformacija – plačiai pradėtas naudoti biokuras, modernizuoti katilai bei šilumos tinklai. Tačiau daugelis sistemų vis dar eksploatuojamos pagal istoriškai suformuotus temperatūrinius grafikus, kurie ne visada atitinka dabartinės apkrovos ir modernizuotų pastatų poreikius. Dėl to gali būti patiriami padidinti šilumos nuostoliai tinkluose, neefektyvus grįžtamo vandens temperatūros panaudojimas bei didesnės elektros energijos sąnaudos siurbliams.

Moksliniuose tyrimuose vis daugiau dėmesio skiriama žematemperatūrių CŠT sistemų koncepcijai, kuri siejama su ketvirtosios kartos šilumos tiekimo sistemų plėtra. Temperatūrinio grafiko mažinimas leidžia sumažinti šilumos nuostolius perdavimo tinkle, pagerinti šilumos gamybos įrenginių veikimo efektyvumą bei sudaryti palankesnes sąlygas šilumos siurblių integracijai. Kita vertus, temperatūros mažinimas keičia sistemos hidraulinį režimą – mažėjant temperatūrų skirtumui tarp tiekimo ir grįžtamo vandens, didėja šilumnešio debitas, o tai gali lemti papildomas elektros sąnaudas ir hidraulinius apribojimus. Todėl būtina atlikti kompleksinį termohidraulinį vertinimą.

Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistema, kurią eksploatuoja Pakruojo šiluma, yra tipinė mažesnio Lietuvos miesto CŠT sistema, kurioje šilumos gamyba daugiausia grindžiama biokuro katilais. Tokiose sistemose dėl santykinai mažų apkrovų ir sezoniškumo ypač svarbu optimizuoti darbo režimus ir įvertinti galimas modernizavimo kryptis. Nepaisant bendrų CŠT sistemų modernizavimo tendencijų, regioninių sistemų darbo režimų analizė dažnai nėra pakankamai detaliai modeliuojama, ypač vertinant temperatūrinio grafiko koregavimo ir šilumos siurblio integracijos poveikį kompleksiskai – termodinaminiais ir hidrauliniiais aspektais.

Tyrimo problema – kaip temperatūrinio grafiko koregavimas ir šilumos siurblio integracija veikia mažesnės galios CŠT sistemos energinį efektyvumą, tinklo nuostolius ir eksploatacinius rodiklius, bei ar šie sprendimai yra pagrįsti techniniu ir energetiniu požiūriu.

Tyrimo objektas – Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistema ir jos darbo režimai.

Darbo tikslas – ištirti Pakruojo rajono centralizuoto šilumos tiekimo sistemos darbo režimus, įvertinti temperatūrinio grafiko koregavimo ir šilumos siurblio integracijos įtaką sistemos energiniam efektyvumui ir sistemos eksploataciniams rodikliams.

Darbo uždaviniai:

- Išanalizuoti Pakruojo rajono CŠT sistemą ir esamus darbo režimus.
- Sukurti CŠT sistemos termohidraulinį modelį.
- Sumodeliuoti alternatyvius sistemos darbo režimų scenarijus.
- Kiekybiškai įvertinti modeliuotų scenarijų poveikį sistemos energiniam efektyvumui.

Darbo metu taikomi šie tyrimo metodai ir modeliai:

- mokslinės literatūros analizė;
- statistinių ir techninių duomenų analizė;
- energijos balanso metodas;
- hidraulinių nuostolių skaičiavimo metodai;
- matematinis termohidraulinis modeliavimas;
- scenarijų analizė ir lyginamasis vertinimas.

Darbo hipotezė – sumažinus temperatūrinį grafiką ir integravus šilumos siurblių į Pakruojo rajono CŠT sistemą galima padidinti bendrą sistemos energinį efektyvumą ir sumažinti šilumos nuostolius, nepažeidžiant sistemos hidraulinio stabilumo.

Ginami teiginiai:

- Temperatūrinio grafiko mažinimas sumažina tinklo šilumos nuostolius ir gali padidinti sistemos bendrą efektyvumą.
- Šilumos siurblio integracija leidžia sumažinti kuro sąnaudas ir pagerinti energijos panaudojimo struktūrą.
- Kompleksinis termohidraulinis modeliavimas leidžia pagrįstai įvertinti CŠT sistemos modernizavimo galimybes ir jų poveikį eksploataciniams rodikliams.
- Atliktas tyrimas leis pagrįsti galimus Pakruojo rajono CŠT sistemos optimizavimo sprendimus ir prisidės prie efektyvesnio bei tvaresnio regioninio šilumos ūkio vystymo.

1. Centralizuoto šilumos tiekimo sistemų teorinė analizė

1.1. Centralizuoto šilumos tiekimo sistemų raida ir reikšmė

Centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemos yra viena iš svarbiausių šiuolaikinės energetikos infrastruktūros dalių, leidžiančių efektyviai aprūpinti šiluma gyvenamuosius, komercinius ir pramoninius vartotojus. Šių sistemų esmė yra centralizuota šilumos gamyba viename ar keliuose šilumos šaltiniuose ir jos paskirstymas vartotojams per išplėtotą vamzdynų tinklą. Toks energijos tiekimo modelis leidžia optimaliai išnaudoti kuro resursus, mažinti emisijas bei užtikrinti patikimą ir stabilų šilumos tiekimą [1].

Lyginant su decentralizuotomis šildymo sistemomis, tokiomis kaip individualūs katilai ar vietiniai šilumos šaltiniai, CŠT pasižymi didesniu energetiniu efektyvumu. Tai ypač aktualu tankiai apgyvendintose teritorijose, kur centralizuotas sprendimas leidžia sumažinti kuro sąnaudas vienam šilumos vienetui ir efektyviau kontroliuoti taršą [1]. Be to, centralizuotos sistemos sudaro prielaidas naudoti įvairius energijos šaltinius, įskaitant biokurą, atliekas, geoterminę energiją bei pramoninę atliekamą šilumą [4].

Istoriškai CŠT sistemų raida buvo glaudžiai susijusi su technologine pažanga ir energijos vartojimo poreikiais. Ankstyvosios sistemos, kurios atsirado XIX a. pabaigoje, buvo grindžiamos garo naudojimu šilumos perdavimui. Nors tokios sistemos leido centralizuoti šilumos gamybą, jos pasižymėjo dideliais šilumos nuostoliais ir sudėtingu eksploatavimu [2]. Garo sistemose reikėjo palaikyti aukštą slėgį, o tai didino avarijų riziką ir ribojo jų efektyvumą.

Vėliau, pereinant prie antrosios kartos CŠT sistemų, buvo pradėtas naudoti karštas vanduo kaip šilumnešis. Tai leido sumažinti eksploatacines rizikas ir pagerinti energijos perdavimo efektyvumą. Tačiau šios sistemos vis dar veikė aukštomis temperatūromis, dažnai viršijančiomis 100 °C, todėl šilumos nuostoliai išliko dideli [2].

Trečiosios kartos CŠT sistemos, kurios plačiausiai paplito XX a. antroje pusėje, pasižymėjo patobulinta infrastruktūra ir geresne izoliacija. Jose buvo naudojamas karštas vanduo su temperatūromis iki 80–120 °C, o šilumos perdavimas tapo patikimesnis ir efektyvesnis. Tačiau net ir šios sistemos susidūrė su esmine problema – dideliais šilumos nuostoliais dėl aukštų temperatūrų ir ilgo vamzdynų tinklo [2], [5].

Ketvirtosios kartos CŠT sistemos (angl. 4th Generation District Heating, 4GDH) žymi esminį posūkį link tvaresnės energetikos. Šios sistemos grindžiamos žematemperatūriniu režimu, kuriame tiekiamo šilumnešio temperatūra paprastai svyruoja tarp 50 ir 70 °C. Toks temperatūros sumažinimas leidžia ženkliai sumažinti šilumos nuostolius tinkluose, nes šilumos perdavimas į aplinką yra tiesiogiai proporcingas temperatūrų skirtumui [6].

Be to, žematemperatūrės sistemos sudaro geresnes sąlygas integruoti atsinaujinančius energijos šaltinius. Pavyzdžiui, saulės kolektoriai, geoterminė energija ar šilumos siurbliai veikia efektyviau esant mažesniai temperatūrų skirtumui tarp šaltinio ir vartotojo [7]. Dėl šios priežasties ketvirtosios kartos CŠT sistemos laikomos vienu iš pagrindinių elementų pereinant prie mažai anglies dioksido išskiriančios energetikos [4].

Naujausios tendencijos rodo perėjimą prie vadinamųjų penktosios kartos CŠT sistemų, kurios grindžiamos dar žemesnėmis temperatūromis ir decentralizuotu energijos mainų principu. Tokiose sistemose vartotojai gali ne tik vartoti, bet ir tiekti šilumą į tinklą, pavyzdžiui, naudodami individualius šilumos siurblius ar kitus energijos šaltinius [3]. Tačiau šios sistemos dar yra vystymosi stadijoje, o jų plačiam pritaikymui reikalingi papildomi technologiniai ir ekonominiai sprendimai.

Svarbus aspektas analizuojant CŠT sistemas yra jų sąveika su bendrąja energetikos sistema. Moderniose energetikos koncepcijose CŠT laikomos integruotos energetikos dalimi, kurioje šilumos, elektros ir kitų energijos formų gamyba bei vartojimas yra tarpusavyje susiję. Tokia integracija leidžia efektyviau panaudoti energijos išteklius ir padidinti sistemos lankstumą [7].

Taip pat būtina pabrėžti, kad CŠT sistemų efektyvumas priklauso ne tik nuo technologinių sprendimų, bet ir nuo eksploatacinių bei valdymo strategijų. Net modernios sistemos gali veikti neefektyviai, jei nėra tinkamai subalansuotos ar valdomos. Todėl svarbus vaidmuo tenka pažangioms valdymo sistemoms, kurios leidžia optimizuoti šilumos tiekimą realiu laiku, atsižvelgiant į vartotojų poreikius ir aplinkos sąlygas [13].

Apibendrinant galima teigti, kad CŠT sistemos yra esminė šiuolaikinės energetikos dalis, turinti didelį potencialą didinti energijos efektyvumą ir mažinti aplinkos taršą. Jų raida rodo aiškia tendenciją pereiti prie žematemperatūrių, lankstesnių ir labiau integruotų sistemų. Tačiau siekiant maksimaliai išnaudoti jų potencialą, būtina ne tik diegti naujas technologijas, bet ir užtikrinti efektyvų jų valdymą bei integraciją į bendrą energetikos sistemą.

1.2. Temperatūrinių grafikų reikšmė ir optimizavimas

Temperatūrinis grafikas yra vienas svarbiausių centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemų eksploatacinių parametru, apibrėžiantis tiekiamo ir grįžtamojo šilumnešio temperatūrų priklausomybę nuo lauko oro temperatūros. Šis grafikas tiesiogiai lemia šilumos perdavimo procesus, šilumos nuostolius tinkluose, hidraulinius parametrus bei galimybes integruoti įvairius energijos šaltinius [5].

Tradicinėse CŠT sistemose dažniausiai naudojami aukštatemperatūriniai grafikai, pavyzdžiui, 90/70 °C arba 110/70 °C. Tokie režimai buvo pasirinkti siekiant užtikrinti pakankamą šilumos tiekimą net esant ekstremaliai žemai lauko oro temperatūrai bei prisitaikyti prie senesnių pastatų šildymo sistemų, kurios reikalauja aukštų temperatūrų dėl mažo šilumos perdavimo paviršiaus [5]. Tačiau šiuolaikiniai tyrimai rodo, kad tokie grafikai nėra optimalūs energijos efektyvumo požiūriu, nes lemia didelius šilumos nuostolius perdavimo tinkluose [6].

Šilumos nuostoliai vamzdynuose yra tiesiogiai susiję su temperatūrų skirtumu tarp šilumnešio ir aplinkos. Kuo aukštesnė tiekiamo vandens temperatūra, tuo didesnis šis skirtumas ir tuo intensyvesnis šilumos perdavimas į aplinką. Dėl šios priežasties temperatūrinio grafiko mažinimas yra vienas efektyviausių būdų mažinti šilumos nuostolius ir didinti bendrą sistemos efektyvumą [6]. Literatūroje nurodoma, kad pereinant nuo 90/70 °C prie 70/50 °C grafiko galima sumažinti šilumos nuostolius net iki 20–30 % [7].

Be šilumos nuostolių mažinimo, temperatūrinio grafiko optimizavimas turi didelę įtaką šilumos šaltinių efektyvumui. Ypač tai aktualu integruojant šilumos siurblius ar kitus žemos temperatūros energijos šaltinius. Šilumos siurblių efektyvumas (COP) tiesiogiai priklauso nuo temperatūrų skirtumo tarp šilumos šaltinio ir vartotojo. Mažesnis tiekimo temperatūros lygis leidžia padidinti COP, todėl sumažėja elektros energijos sąnaudos šilumos gamybai [15].

Tačiau temperatūrinio grafiko mažinimas nėra vienareikšmiškai teigiamas sprendimas, nes jis sukelia tam tikrų techninių iššūkių. Vienas svarbiausių yra susijęs su šilumos perdavimo lygtimi, kuri rodo, kad šilumos kiekis priklauso nuo masės srauto ir temperatūrų skirtumo. Mažinant temperatūrų skirtumą tarp tiekimo ir grįžtamojo srauto, būtina didinti šilumnešio debitą, kad būtų užtikrintas tas pats šilumos kiekis vartotojams [8]. Tai lemia didesnius hidraulinius nuostolius, nes slėgio nuostoliai priklauso nuo srauto greičio kvadrato.

Dėl šios priežasties temperatūrinio grafiko optimizavimas turi būti vertinamas kompleksiskai, atsižvelgiant į šiluminius ir hidraulinius procesus. Per didelis temperatūros sumažinimas gali lemti neproporcingai dideles siurblių energijos sąnaudas, kurios gali kompensuoti dalį sutaupytos energijos dėl sumažėjusių šilumos nuostolių [8].

Kitas svarbus aspektas yra grįžtamojo srauto temperatūra. Aukšta grįžtamojo vandens temperatūra yra vienas iš pagrindinių neefektyvios sistemos požymių. Tai rodo, kad vartotojų šildymo sistemos nepakankamai išnaudoja tiekiamą šilumą, o tai mažina bendrą sistemos efektyvumą [7]. Mažinant grįžtamojo srauto temperatūrą galima padidinti temperatūrų skirtumą ir sumažinti reikalingą srautą, taip mažinant hidraulinius nuostolius.

Temperatūrinio grafiko optimizavimas taip pat yra glaudžiai susijęs su pastatų energetiniu efektyvumu. Modernizuoti pastatai, turintys gerą šilumos izoliaciją ir efektyvias šildymo sistemas, gali veikti su žemesnėmis temperatūromis, todėl leidžia sumažinti visos CŠT sistemos temperatūrinį lygį [5]. Tuo tarpu senesni pastatai dažnai reikalauja aukštesnių temperatūrų, todėl jų renovacija yra svarbi sąlyga pereinant prie žematemperatūrių sistemų.

Be to, temperatūrinis grafikas turi būti pritaikytas prie kintančių apkrovų. Realiose sistemose šilumos poreikis nuolat keičiasi priklausomai nuo lauko temperatūros, paros laiko ir vartotojų elgsenos. Todėl moderniose CŠT sistemose vis dažniau naudojami dinaminiai temperatūriniai grafikai, kurie leidžia realiu laiku koreguoti tiekimo temperatūrą, taip sumažinant nuostolius ir gerinant efektyvumą [13].

Svarbus vaidmuo tenka ir automatizuotoms valdymo sistemoms, kurios leidžia optimizuoti temperatūrinį režimą visoje sistemoje. Tokios sistemos gali analizuoti realaus laiko duomenis ir automatiškai reguliuoti temperatūrą, atsižvelgiant į vartotojų poreikius ir aplinkos sąlygas. Tai leidžia pasiekti optimalų balansą tarp šilumos nuostolių ir energijos sąnaudų [13].

Apibendrinant galima teigti, kad temperatūrinis grafikas yra vienas svarbiausių parametru, lemiančių CŠT sistemos efektyvumą. Jo optimizavimas leidžia sumažinti šilumos nuostolius, pagerinti šilumos šaltinių efektyvumą ir sumažinti energijos sąnaudas. Tačiau šis procesas turi būti atliekamas kompleksiskai, įvertinant tiek šiluminius, tiek hidraulinius aspektus, taip pat vartotojų sistemų galimybes ir pastatų energetinę būklę.

1.3. Šilumos nuostoliai CŠT tinkluose

Šilumos nuostoliai yra vienas svarbiausių veiksnių, lemiančių centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemų efektyvumą. Jie atsiranda dėl šilumos perdavimo iš vamzdynais tekančio šilumnešio į aplinką ir gali sudaryti reikšmingą dalį visos pagamintos šilumos. Literatūroje nurodoma, kad šilumos nuostoliai gali siekti nuo 5 % iki 25 % viso pagaminto šilumos kiekio, priklausomai nuo tinklo techninės būklės, izoliacijos kokybės ir eksploatacinių režimų [9].

Šilumos nuostolių atsiradimas yra neišvengiamas fizikinis procesas, kurį lemia temperatūrų skirtumas tarp šilumnešio ir aplinkos. Pagal šilumos perdavimo teoriją, šilumos srautas didėja didėjant temperatūrų skirtumui, todėl aukštatemperatūrinės CŠT sistemos pasižymi didesniais nuostoliais nei žematemperatūrinės [6]. Ši priklausomybė yra viena pagrindinių priežasčių, kodėl moderniose sistemose siekiama mažinti temperatūrinį grafiką.

Analizuojant šilumos nuostolius, svarbu išskirti pagrindinius veiksnius, kurie daro didžiausią įtaką jų dydžiui. Vienas iš svarbiausių yra vamzdynų izoliacijos kokybė. Naujos kartos iš anksto izoliuoti vamzdžiai pasižymi geromis šiluminėmis savybėmis ir leidžia ženkliai sumažinti nuostolius, tuo tarpu senesniuose tinkluose naudojama izoliacija dažnai būna pažeista arba neefektyvi [11]. Dėl šios priežasties tinklo modernizacija yra vienas pagrindinių būdų mažinti šilumos nuostolius.

Kitas svarbus veiksnys yra vamzdynų ilgis ir tinklo struktūra. Ilgesni vamzdynai natūraliai lemia didesnius absoliučius šilumos nuostolius, tačiau dar svarbiau yra santykiniai nuostoliai, kurie priklauso nuo vartotojų tankio. Retai apgyvendintose teritorijose, kur vienam vartotojui tenka ilgesnis vamzdyno ilgis, šilumos nuostoliai gali būti ženkliai didesni nei tankiai apgyvendintuose miestuose [10].

Taip pat būtina įvertinti eksploatacinius režimus. Šilumos nuostoliai nėra pastovūs ir kinta priklausomai nuo sistemos apkrovos. Didžiausios apkrovos metu (šaltuoju metų laiku) absoliutūs nuostoliai yra didesni dėl aukštesnių temperatūrų, tačiau santykiniai nuostoliai dažnai yra mažesni, nes didesnė dalis šilumos pasiekia vartotojus. Tuo tarpu vasaros laikotarpiu, kai šilumos poreikis yra mažas (pvz., tik karšto vandens ruošimui), santykiniai nuostoliai gali ženkliai išaugti [9].

Svarbus aspektas yra ir grunto savybės, kuriame įrengti vamzdynai. Dirvožemio šiluminis laidumas, drėgmė ir temperatūra turi įtakos šilumos perdavimo intensyvumui. Drėgnas dirvožemis pasižymi didesniu šilumos laidumu, todėl šilumos nuostoliai tokiomis sąlygomis yra didesni nei sausame grunte [10]. Be to, gruntinio vandens lygio svyravimai taip pat gali turėti įtakos šilumos perdavimui.

Analizuojant šilumos nuostolius svarbu atskirti absoliučius ir santykinius nuostolius. Absoliutūs nuostoliai išreiškiami energijos vienetais (pvz., MWh), tuo tarpu santykiniai nuostoliai dažniausiai išreiškiami procentais nuo bendro pagaminto šilumos kiekio. Vertinant sistemos efektyvumą svarbesni yra santykiniai nuostoliai, nes jie leidžia objektyviau palyginti skirtingas sistemas [9].

Literatūroje taip pat pabrėžiama, kad šilumos nuostoliai turi būti vertinami kartu su hidrauliniiais nuostoliais. Mažinant temperatūrą, sumažėja šilumos nuostoliai, tačiau tuo

pačiu didėja reikalingas šilumnešio debitas, o tai gali padidinti siurblių energijos sąnaudas [8]. Todėl optimalus sprendimas yra kompromisas tarp šiluminių ir hidraulinių nuostolių.

Vienas iš efektyviausių būdų mažinti šilumos nuostolius yra temperatūrinio grafiko optimizavimas. Mažinant tiekiamo šilumnešio temperatūrą, sumažėja temperatūrų skirtumas tarp vamzdyno ir aplinkos, todėl mažėja šilumos perdavimo intensyvumas [6]. Tačiau šis sprendimas turi būti derinamas su kitais sistemos parametrais, siekiant išvengti neigiamo poveikio hidraulikai.

Kitas svarbus sprendimas yra tinklo modernizavimas. Senų vamzdynų keitimas į modernius, iš anksto izoliuotus vamzdžius leidžia ženkliai sumažinti šilumos nuostolius. Tyrimai rodo, kad tokiu būdu galima sumažinti nuostolius iki 40–50 %, ypač senose sistemose [11].

Be techninių sprendimų, svarbų vaidmenį atlieka ir sistemos valdymas. Naudojant pažangias valdymo sistemas galima optimizuoti šilumos tiekimą realiu laiku, sumažinant perteklinį šilumos tiekimą ir atitinkamai šilumos nuostolius [13]. Tokios sistemos leidžia efektyviau reaguoti į vartotojų poreikių pokyčius ir aplinkos sąlygas.

Apibendrinant galima teigti, kad šilumos nuostoliai yra kompleksinis reiškinys, priklausantis nuo daugelio techninių ir eksploatacinių veiksnių. Jų mažinimas yra vienas svarbiausių CŠT sistemų modernizavimo tikslų, tačiau tai turi būti atliekama kompleksiškai, įvertinant tiek šiluminius, tiek hidraulinius aspektus. Optimalus sprendimas dažniausiai yra kompromisas tarp skirtingų parametrų, leidžiantis pasiekti maksimalų sistemos efektyvumą.

1.4. Termohidraulinis modeliavimas

Termohidraulinis modeliavimas yra vienas pagrindinių metodų, naudojamų analizuojant centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemų veikimą, optimizuojant jų parametrus bei vertinant modernizavimo galimybes. Šis modeliavimas apima tiek šiluminius, tiek hidraulinius procesus, kurie yra glaudžiai tarpusavyje susiję ir lemia bendrą sistemos efektyvumą [12].

CŠT sistemose šilumos perdavimas vyksta cirkuliuojant šilumnešiui vamzdynais, todėl būtina vienu metu analizuoti temperatūrų pasiskirstymą ir skysčio tekėjimo parametrus. Termohidrauliniai modeliai grindžiami fundamentaliais fizikos dėsniais – masės, energijos ir impulso tvermės principais. Šie dėsniai leidžia sudaryti matematinius modelius, kurie aprašo sistemos elgseną skirtingomis eksploatacinėmis sąlygomis [12].

Vienas pagrindinių modeliavimo aspektų yra šilumos balanso sudarymas kiekvienam sistemos elementui. Tai leidžia nustatyti, kaip šiluma pasiskirsto visame tinkle ir kur atsiranda didžiausi nuostoliai. Tuo pačiu metu hidraulinis modeliavimas leidžia apskaičiuoti slėgio nuostolius, srautų pasiskirstymą ir siurblių darbo režimus [13].

Svarbi termohidraulinio modeliavimo ypatybė yra sistemų netiesiškumas. Šilumos ir hidrauliniai procesai yra tarpusavyje susiję, todėl vieno parametro pokytis gali turėti sudėtingą poveikį visai sistemai. Pavyzdžiui, sumažinus temperatūrą, reikia padidinti šilumnešio debitą, o tai savo ruožtu padidina hidraulinius nuostolius ir siurblių energijos sąnaudas. Dėl šios priežasties modeliavimas yra būtinas įrankis ieškant optimalių sprendimų [8].

Modeliuojant CŠT sistemas dažniausiai naudojamas tinklo diskretizavimo metodas. Sistema suskaidoma į mazgus (vartotojus, šilumos šaltinius, jungtis) ir atkarpas (vamzdynus). Kiekvienam elementui taikomos atitinkamos lygtys, kurios sudaro bendrą lygčių sistemą. Šios lygtys dažniausiai sprendžiamos skaitiniais metodais, nes analitinis sprendimas didelėms sistemoms yra sudėtingas arba neįmanomas [12].

Svarbus aspektas yra modelių klasifikacija į stacionarius ir dinامينius. Stacionarūs modeliai aprašo sistemos būseną tam tikru momentu, darant prielaidą, kad visi parametrai yra pastovūs. Tokie modeliai yra paprastesni ir dažniausiai naudojami projektavimo etape. Tuo tarpu dinaminiai modeliai leidžia analizuoti sistemos elgseną laike, atsižvelgiant į apkrovos pokyčius, lauko temperatūros svyravimus ir vartotojų elgseną [13].

Dinaminis modeliavimas yra ypač svarbus šiuolaikinėse CŠT sistemose, kuriose siekiama optimizuoti veikimą realiu laiku. Tokie modeliai leidžia prognozuoti sistemos reakciją į įvairius scenarijus ir priimti sprendimus, kurie sumažina energijos sąnaudas bei pagerina patikimumą.

Be to, modeliuojant būtina atsižvelgti į vartotojų elgseną. Vartotojų šilumos poreikis nėra pastovus ir priklauso nuo daugelio veiksnių, tokių kaip paros laikas, savaitės diena ar klimato sąlygos. Dėl šios priežasties modernūs modeliai dažnai naudoja statistinius arba dirbtinio intelekto metodus, leidžiančius tiksliau prognozuoti šilumos poreikį [13].

Praktikoje termohidrauliniai modeliai kuriami naudojant specializuotas programines priemones. Plačiai naudojamos tokios platformos kaip TRNSYS, MATLAB ar įvairūs GIS pagrindu veikiančios sprendimai. Tačiau pastaruoju metu vis didesnį populiarumą įgauna Python programavimo kalba, kuri leidžia kurti lankstus ir pritaikomus modelius bei integruoti juos su realaus laiko duomenų sistemomis [12].

Svarbus modelių kūrimo etapas yra validacija. Modelio rezultatai turi būti lyginami su realiais eksploataciniais duomenimis, siekiant įvertinti jų tikslumą. Netikslūs modeliai gali lemti klaidingus sprendimus, todėl būtina užtikrinti, kad modelis tinkamai atspindėtų realią sistemos būklę [13].

Termohidraulinis modeliavimas taip pat naudojamas analizuojant skirtingus sistemos modernizavimo scenarijus. Pavyzdžiui, galima įvertinti, kaip keistųsi sistemos veikimas sumažinus temperatūrinį grafiką, integravus šilumos siurblius ar pakeitus vamzdynų struktūrą. Tokia analizė leidžia priimti pagrįstus sprendimus ir sumažinti investicijų riziką [7].

Apibendrinant galima teigti, kad termohidraulinis modeliavimas yra būtinas įrankis siekiant efektyviai valdyti ir modernizuoti CŠT sistemas. Jis leidžia suprasti sudėtingus sistemos veikimo mechanizmus, įvertinti įvairių parametrų tarpusavio sąveiką ir rasti optimalius sprendimus. Šiuolaikinės technologijos leidžia kurti vis tikslesnius modelius, kurie tampa neatsiejama pažangių energetikos sistemų dalimi.

1.5. Šilumos siurblių integracija

Šilumos siurbLIAI pastaraisiais dešimtmečiais tapo viena svarbiausių technologijų, leidžiančių didinti centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemų efektyvumą ir mažinti priklausomybę nuo iškastinio kuro. Ši technologija leidžia panaudoti žemos temperatūros

šilumos šaltinius, kurie anksčiau buvo laikomi nepanaudojamais, ir transformuoti juos į vartotojams tinkamą šilumos lygį [14].

Šilumos siurblių veikimo principas grindžiamas termodinaminiais ciklais, kurių metu šiluma pernešama iš žemesnės temperatūros šaltinio į aukštesnės temperatūros terpę, naudojant išorinę energiją (dažniausiai elektros energiją). Pagrindinis šių įrenginių efektyvumo rodiklis yra naudingumo koeficientas (COP), kuris parodo pagamintos šilumos ir sunaudotos elektros energijos santykį [15]. Literatūroje nurodoma, kad realiomis sąlygomis COP dažniausiai svyruoja tarp 2,5 ir 5, tačiau optimaliomis sąlygomis gali būti ir didesnis [14].

Vienas svarbiausių veiksnių, lemiančių šilumos siurblių efektyvumą, yra temperatūrų skirtumas tarp šilumos šaltinio ir šilumos vartotojo. Kuo šis skirtumas mažesnis, tuo didesnis COP ir tuo efektyvesnis šilumos siurblio veikimas. Dėl šios priežasties žematemperatūrės CŠT sistemos yra ypač tinkamos šilumos siurblių integracijai, nes leidžia sumažinti tiekimo temperatūrą ir pagerinti bendrą sistemos efektyvumą [15].

Analizuojant galimus šilumos šaltinius, išskiriamos kelios pagrindinės kategorijos. Vienas iš stabiliausių šaltinių yra geoterminė energija, kuri pasižymi pastovia temperatūra ir leidžia užtikrinti aukštą šilumos siurblių efektyvumą nepriklausomai nuo sezoninių svyravimų [14]. Taip pat plačiai naudojami vandens telkiniai, tokie kaip upės, ežerai ar jūros, kurie gali būti efektyvus šilumos šaltinis, tačiau jų naudojimas priklauso nuo geografinių ir aplinkosauginių sąlygų.

Kita svarbi kategorija yra pramoninė atliekamoji šiluma. Daugelis pramonės procesų generuoja didelius kiekius žemos temperatūros šilumos, kuri dažnai nėra panaudojama. Integruojant šilumos siurblius, ši energija gali būti efektyviai panaudota CŠT sistemose, taip sumažinant bendrą energijos poreikį ir emisijas [16]. Be to, vis didesnis dėmesys skiriamas nuotekų šilumos panaudojimui, kuris yra stabilus ir lengvai prieinamas energijos šaltinis urbanizuotose teritorijose.

Nepaisant didelio potencialo, šilumos siurblių integracija į CŠT sistemas susiduria su tam tikrais techniniais ir ekonominiais iššūkiais. Vienas iš pagrindinių techninių iššūkių yra sistemos suderinamumas. Tradicinės CŠT sistemos dažnai veikia aukštomis temperatūromis, kurios nėra tinkamos efektyviam šilumos siurblių darbui. Dėl šios priežasties būtina mažinti temperatūrinį grafiką arba naudoti hibridines sistemas, kuriose šilumos siurbLIAI veikia kartu su kitais šilumos šaltiniais [7].

Hibridinės sistemos leidžia derinti skirtingas technologijas ir optimizuoti jų veikimą priklausomai nuo sąlygų. Pavyzdžiui, šilumos siurbLIAI gali būti naudojami bazinės apkrovos padengimui, o pikinės apkrovos metu gali būti įjungiami katilai ar kogeneracinės elektrinės. Toks sprendimas leidžia maksimaliai išnaudoti šilumos siurblių efektyvumą ir tuo pačiu užtikrinti sistemos patikimumą [16].

Ekonominiu požiūriu svarbus veiksnys yra elektros energijos kaina, nes ji tiesiogiai lemia šilumos siurblių eksploatacines sąnaudas. Nors šilumos siurbLIAI pasižymi aukštu efektyvumu, jų ekonominis naudingumas priklauso nuo elektros ir kuro kainų santykio. Didėjant elektros kainoms, šilumos siurblių konkurencingumas gali mažėti, todėl būtina vertinti ilgalaikes energijos rinkos tendencijas [14].

Taip pat svarbios yra pradinės investicijos, kurios gali būti didelės, ypač diegiant didelės galios šilumos siurblius. Tačiau ilgalaikėje perspektyvoje šios investicijos dažnai atsiperka dėl mažesnių eksploatacinių sąnaudų ir sumažintų emisijų. Be to, daugelyje šalių taikomos finansinės skatinimo priemonės, kurios padeda sumažinti investicinę naštą [16].

Integruojant šilumos siurblius taip pat būtina įvertinti jų poveikį visai energetikos sistemai. Šilumos siurbliai didina elektros energijos paklausą, todėl jų plėtra turi būti derinama su elektros tinklų plėtra ir atsinaujinančių energijos šaltinių integracija. Šiuo požiūriu šilumos siurbliai gali atlikti svarbų vaidmenį integruojant kintančius energijos šaltinius, tokius kaip saulės ar vėjo energija, nes gali veikti lanksčiai ir prisitaikyti prie elektros pasiūlos svyravimų [7].

Dar vienas svarbus aspektas yra sezoninis efektyvumas. Nors teorinis COP gali būti aukštas, realiomis sąlygomis jis kinta priklausomai nuo lauko temperatūros ir šilumos šaltinio savybių. Pavyzdžiui, oro šilumos siurbliai žiemą veikia mažiau efektyviai dėl žemos oro temperatūros, tuo tarpu geoterminiai ar nuotekų šilumos siurbliai išlaiko stabilesnį efektyvumą [14].

Apibendrinant galima teigti, kad šilumos siurblių integracija į CŠT sistemas turi didelį potencialą didinti energijos efektyvumą ir mažinti emisijas. Tačiau šis procesas reikalauja kompleksinio požiūrio, apimančio techninius, ekonominius ir sisteminius aspektus. Optimalus sprendimas dažniausiai yra hibridinių sistemų taikymas, leidžiantis suderinti skirtingų technologijų privalumus ir užtikrinti patikimą bei efektyvų šilumos tiekimą.

1.6. Energijos efektyvumo vertinimas

Energijos efektyvumo vertinimas yra vienas svarbiausių aspektų analizuojant centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemas, nes jis leidžia nustatyti, kaip efektyviai panaudojami energijos ištekliai ir kokie yra pagrindiniai energijos praradimo šaltiniai. Efektyvumo vertinimas yra būtinas ne tik techniniu, bet ir ekonominiu bei aplinkosauginiu požiūriu, kadangi nuo jo priklauso sistemos eksploatacinės sąnaudos, emisijos ir ilgalaikis tvarumas [17].

Tradiciškai CŠT sistemų efektyvumas vertinamas naudojant naudingumo koeficientą, kuris apibūdinamas kaip vartotojams patiektos šilumos ir pagamintos šilumos santykis. Tačiau toks rodiklis ne visada tiksliai atspindi realų sistemos efektyvumą, nes neatsižvelgia į pirminės energijos sąnaudas, elektros energijos naudojimą ar šilumos nuostolius tinkluose [17]. Dėl šios priežasties šiuolaikinėse analizėse naudojami sudėtingesni rodikliai, leidžiantys visapusiškai įvertinti sistemos veikimą.

Vienas iš svarbiausių rodiklių yra pirminės energijos panaudojimo efektyvumas. Šis rodiklis leidžia įvertinti, kiek pirminės energijos reikia vienam šilumos vienetui pagaminti. CŠT sistemose, kuriose naudojama kogeneracija (elektros ir šilumos gamyba vienu metu), šis rodiklis gali būti gerokai geresnis nei atskirose šilumos ir elektros gamybos sistemose [18]. Tačiau būtina atsižvelgti į tai, kad kogeneracijos efektyvumas priklauso nuo apkrovos režimo ir šilumos bei elektros paklausos santykio.

Kitas svarbus efektyvumo vertinimo aspektas yra šilumos nuostoliai tinkluose. Kaip aptarta ankstesniuose skyriuose, šie nuostoliai gali sudaryti reikšmingą dalį visos pagamintos energijos, todėl jų mažinimas yra vienas pagrindinių efektyvumo didinimo būdų [9]. Tačiau vertinant efektyvumą svarbu ne tik absoliutūs nuostoliai, bet ir jų santykis su bendru šilumos kiekiu, nes tai leidžia objektyviau palyginti skirtingas sistemas.

Be šilumos nuostolių, svarbų vaidmenį atlieka ir elektros energijos sąnaudos, ypač susijusios su siurblių darbu. Hidrauliniai nuostoliai tiesiogiai lemia siurblių energijos poreikį, todėl efektyvus sistemos projektavimas ir valdymas gali ženkliai sumažinti bendras energijos sąnaudas [8]. Literatūroje nurodoma, kad optimizuojant siurblių darbą galima sumažinti elektros energijos suvartojimą iki 15–25 % [12].

Efektyvumo vertinime taip pat svarbu įtraukti aplinkosauginius rodiklius, tokius kaip anglies dioksido (CO₂) emisijos. CŠT sistemos turi potencialą ženkliai sumažinti emisijas, ypač jei naudojami atsinaujinantys energijos šaltiniai ar atliekamoji šiluma [18]. Tačiau emisijų lygis priklauso nuo naudojamo kuro tipo ir technologijų, todėl būtina atlikti išsamią analizę.

Svarbus modernių CŠT sistemų bruožas yra jų integracija į platesnę energetikos sistemą. Tokiose sistemose šilumos tiekimas yra glaudžiai susijęs su elektros energijos gamyba ir vartojimu. Pavyzdžiui, naudojant šilumos siurblius, didėja elektros energijos poreikis, tačiau tuo pačiu galima efektyviau panaudoti atsinaujinančią energiją [7]. Dėl šios priežasties efektyvumo vertinimas turi apimti visą energetikos sistemą, o ne tik atskirą šilumos tiekimo segmentą.

Taip pat svarbu įvertinti sezoninius ir laiko aspektus. CŠT sistemų efektyvumas nėra pastovus ir kinta priklausomai nuo apkrovos. Žiemos metu, kai šilumos poreikis yra didelis, sistemos dažniausiai veikia efektyviau, nes didesnė dalis pagamintos energijos pasiekia vartotojus. Tuo tarpu vasarą, kai šilumos poreikis sumažėja, santykiniai nuostoliai didėja, o efektyvumas mažėja [9]. Dėl šios priežasties svarbu analizuoti sistemos veikimą visais metų laikais.

Ekonominis efektyvumas taip pat yra svarbi vertinimo dalis. Jis apima tiek investicines, tiek eksploatacines sąnaudas. Nors modernios technologijos, tokios kaip šilumos siurbliai ar pažangios valdymo sistemos, gali reikalauti didelių pradinių investicijų, jos dažnai leidžia sumažinti ilgalaikes eksploatacines sąnaudas [16]. Todėl vertinant efektyvumą būtina taikyti gyvavimo ciklo analizę, kuri leidžia įvertinti bendras sąnaudas per visą sistemos eksploatacijos laikotarpį.

Be to, svarbu įvertinti sistemos lankstumą. Modernios CŠT sistemos turi gebėti prisitaikyti prie kintančių sąlygų, tokių kaip energijos kainų svyravimai, klimato pokyčiai ar vartotojų poreikių kaita. Lankstumas leidžia ne tik pagerinti efektyvumą, bet ir padidinti sistemos patikimumą [7].

Efektyvumo vertinime vis dažniau naudojami kompleksiniai rodikliai, kurie apjungia kelis aspektus, tokius kaip energijos sąnaudos, emisijos ir ekonominiai veiksniai. Tokie rodikliai leidžia priimti labiau pagrįstus sprendimus ir pasirinkti optimalias technologijas [17].

Apibendrinant galima teigti, kad energijos efektyvumo vertinimas CŠT sistemose yra daugialypis procesas, apimantis techninius, ekonominius ir aplinkosauginius aspektus. Siekiant maksimaliai padidinti efektyvumą, būtina taikyti kompleksinį požiūrį, kuris leistų įvertinti visus sistemos veikimo aspektus ir jų tarpusavio sąveiką. Tik tokiu būdu galima užtikrinti tvarų ir efektyvų šilumos tiekimą ateityje.

2. Šilumos perdavimo ir nuostolių matematinis modeliavimas

Šilumos perdavimo procesai centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemose yra vienas pagrindinių veiksnių, lemiančių bendrą sistemos efektyvumą. Šie procesai apima šilumos perdavimą iš šilumnešio į vamzdyno sienelės ir toliau į aplinką, todėl jų tikslus modeliavimas yra būtinas siekiant įvertinti šilumos nuostolius ir optimizuoti sistemos veikimą [10].

Šilumos perdavimas vamzdynuose vyksta dėl temperatūrų skirtumo tarp šilumnešio ir aplinkos. Bendroju atveju šilumos srautas gali būti aprašomas naudojant bendrą šilumos perdavimo lygtį:

$$q = U \cdot A \cdot (T_{vid} - T_{ap}); \quad (1)$$

Ši lygtis rodo, kad šilumos nuostoliai yra tiesiogiai proporcingi temperatūrų skirtumui, todėl temperatūrinio grafiko mažinimas yra vienas efektyviausių būdų mažinti nuostolius [6]. Tačiau praktikoje šilumos perdavimas yra sudėtingesnis procesas, nes jis priklauso nuo daugelio veiksnių, tokių kaip vamzdyno konstrukcija, izoliacijos savybės ir aplinkos sąlygos.

Detalesniam šilumos perdavimo procesų įvertinimui naudojamas cilindrinės sienelės modelis, kuris leidžia tiksliau apskaičiuoti radialinį šilumos srautą per vamzdžio sluoksnius:

$$q = \frac{2\pi L(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)/\lambda}; \quad (2)$$

Šis modelis ypač svarbus analizuojant daugiasluoksnius vamzdynus, kuriuose naudojamos skirtingos izoliacinės medžiagos. Kiekvienas sluoksnis turi savo šilumos laidumo koeficientą, todėl bendras šilumos perdavimas priklauso nuo visų sluoksnių savybių [11].

Svarbu pažymėti, kad šilumos perdavimas vyksta ne tik dėl laidumo, bet ir dėl konvekcijos bei spinduliavimo. Nors spinduliavimo įtaka požeminiuose vamzdynuose yra nedidelė, konvekcija tarp vamzdžio paviršiaus ir aplinkinio grunto gali turėti reikšmingą poveikį [10].

Analizuojant šilumos nuostolius būtina įvertinti laiko aspektą. Temperatūra vamzdynuose nėra pastovi – ji kinta priklausomai nuo apkrovos, šilumos šaltinių darbo režimo ir aplinkos sąlygų. Dėl šios priežasties tiksliausi modeliai yra dinaminiai, leidžiantys įvertinti temperatūros kitimą laike [12].

Taip pat svarbu įvertinti vamzdynų senėjimą. Laikui bėgant izoliacijos savybės blogėja, todėl didėja šilumos nuostoliai. Tyrimai rodo, kad senesniuose tinkluose šilumos perdavimo koeficientas gali padidėti iki 2 kartų, palyginti su naujais vamzdynais [11].

Vienas iš svarbiausių praktinių aspektų yra šilumos nuostolių optimizavimas. Nors teoriškai galima sumažinti temperatūrą iki labai žemo lygio, praktikoje tai riboja hidrauliniai ir technologiniai veiksniai. Dėl šios priežasties būtina rasti optimalų balansą tarp temperatūros, srauto ir šilumos nuostolių [8].

Modeliavimas taip pat leidžia analizuoti skirtingus scenarijus. Pavyzdžiui, galima įvertinti, kaip keistųsi šilumos nuostoliai sumažinus temperatūrą, pakeitus vamzdynų izoliaciją ar optimizavus tinklo struktūrą. Tokia analizė yra ypač svarbi planuojant sistemos modernizavimą [7].

Be to, moderniose CŠT sistemose vis dažniau naudojami skaitmeniniai dvyniai (angl. digital twins), kurie leidžia realiu laiku modeliuoti sistemos veikimą ir optimizuoti jos parametrus. Tokie modeliai gali integruoti realaus laiko duomenis ir automatiškai koreguoti sistemos veikimą, taip sumažinant šilumos nuostolius [13].

Apibendrinant galima teigti, kad šilumos perdavimo modeliavimas yra esminis įrankis siekiant suprasti CŠT sistemų veikimą ir optimizuoti jų efektyvumą. Tikslūs modeliai leidžia ne tik įvertinti esamus nuostolius, bet ir prognozuoti jų pokyčius bei pasirinkti optimalias technologines priemones.

2.1. Hidraulinis modeliavimas ir slėgio nuostoliai

Hidrauliniai procesai yra neatsiejama centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemų veikimo dalis, nes šilumos perdavimas vyksta cirkuliuojant šilumnešiu vamzdynais. Todėl tinkamas hidraulinių parametru įvertinimas yra būtinas siekiant užtikrinti efektyvų, stabilų ir ekonomišką sistemos darbą. Hidraulinis modeliavimas leidžia nustatyti slėgio nuostolius, srautų pasiskirstymą, siurblių darbo režimus bei įvertinti sistemos reakciją į įvairius eksploatacinius pokyčius [12].

Skysčio tekėjimas vamzdynuose grindžiamas impulso tvermės dėsnium ir dažniausiai aprašomas naudojant Bernulio lygtį, kuri išreiškia energijos balansą tekėjimo procese. Praktikoje, vertinant slėgio nuostolius, dažniausiai naudojama Darcy–Weisbach formulė:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2}; \quad (3)$$

Ši lygtis parodo, kad slėgio nuostoliai yra tiesiogiai proporcingi vamzdžio ilgiui ir skysčio tankiui, o taip pat priklauso nuo srauto greičio kvadrato. Tai reiškia, kad net nedidelis greičio padidėjimas gali sukelti ženklų slėgio nuostolių padidėjimą, o kartu ir didesnes siurblių energijos sąnaudas [12].

Svarbus parametras šioje lygtyje yra trinties koeficientas f , kuris priklauso nuo tekėjimo režimo (laminarinio ar turbulentinio) ir vamzdžio vidinio paviršiaus šiurkštumo. Realiose CŠT sistemose tekėjimas dažniausiai yra turbulentinio pobūdžio, todėl trinties koeficientas priklauso nuo Reinoldso skaičiaus ir santykinio šiurkštumo. Senesniuose vamzdynuose, kuriuose paviršius yra labiau pažeistas ar užterštas, trinties koeficientas gali būti didesnis, o tai lemia didesnius hidraulinius nuostolius.

Be trinties nuostolių, svarbų vaidmenį atlieka vietiniai nuostoliai, kurie atsiranda dėl įvairių sistemos elementų, tokių kaip vožtuvai, alkūnės, trišakiai ar šilumos punktai. Šie nuostoliai gali būti išreikšiami naudojant vietinio pasipriešinimo koeficientą ir dažnai sudaro reikšmingą bendrų nuostolių dalį, ypač sudėtinguose tinkluose [13].

Hidraulinis modeliavimas leidžia įvertinti visų šių nuostolių sumą ir nustatyti bendrą slėgio kritimą sistemoje. Tai yra būtina norint tinkamai parinkti siurblius ir užtikrinti, kad šilumnešis pasiektų visus vartotojus su reikiamu slėgiu ir debitu. Netinkamai suprojektuota sistema gali lemti netolygų šilumos pasiskirstymą, kai dalis vartotojų gauna per mažai šilumos, o kiti – per daug.

Vienas iš svarbiausių hidraulinio modeliavimo aspektų yra srautų pasiskirstymo analizė. CŠT tinklai dažniausiai yra sudėtingos struktūros, turinčios daugybę šakų ir mazgų. Dėl šios priežasties srautai pasiskirsto nevienodai, o jų pasiskirstymas priklauso nuo hidraulinių varžų kiekvienoje atkarpoje. Modeliavimas leidžia nustatyti, kaip šilumnešis pasiskirsto sistemoje, ir identifikuoti problemines vietas, kuriose gali susidaryti per dideli nuostoliai ar nepakankamas srautas [12].

Svarbus aspektas yra hidraulinis balansavimas. Tai procesas, kurio metu siekiama užtikrinti optimalų srautų pasiskirstymą visoje sistemoje. Balansavimas atliekamas naudojant reguliavimo vožtuvus ir kitus įrenginius, kurie leidžia kontroliuoti srautą atskirose tinklo dalyse. Tinkamai subalansuota sistema leidžia sumažinti siurblių energijos sąnaudas ir pagerinti šilumos paskirstymo tolygumą [13].

Hidrauliniai procesai yra glaudžiai susiję su šiluminiais procesais. Kaip aptarta ankstesniuose skyriuose, mažinant temperatūrų skirtumą tarp tiekimo ir grįžtamojo srauto, reikia didinti šilumnešio debitą. Tai savo ruožtu didina srauto greitį ir slėgio nuostolius. Dėl šios priežasties egzistuoja kompromisas tarp šilumos nuostolių ir hidraulinių sąnaudų [8].

Šis kompromisas yra vienas svarbiausių aspektų optimizuojant CŠT sistemas. Nors žematemperatūris režimas leidžia sumažinti šilumos nuostolius, jis gali padidinti hidraulinius nuostolius ir siurblių energijos sąnaudas. Todėl būtina rasti optimalų balansą, kuris užtikrintų minimalias bendras energijos sąnaudas.

Be to, hidraulinis modeliavimas leidžia analizuoti skirtingus eksploatacinius scenarijus. Pavyzdžiui, galima įvertinti, kaip keičiasi slėgio nuostoliai padidinus vartotojų skaičių, pakeitus vamzdinių diametrus ar integravus naujus šilumos šaltinius. Tokia analizė yra būtina planuojant sistemos plėtrą ar modernizaciją [7].

Svarbus aspektas yra siurblių darbo optimizavimas. Siurbliai yra vienas pagrindinių elektros energijos vartotojų CŠT sistemose, todėl jų efektyvus valdymas gali turėti didelę įtaką bendram sistemos efektyvumui. Moderniose sistemose naudojami kintamo greičio siurbliai, kurie leidžia reguliuoti srautą priklausomai nuo poreikio ir sumažinti energijos sąnaudas [12].

Taip pat vis didesnę vaidmenį atlieka skaitmeniniai modeliai ir realaus laiko duomenų analizė. Integruojant jutiklius ir automatizuotas valdymo sistemas, galima nuolat stebėti hidraulinius parametrus ir optimizuoti sistemos veikimą. Tokie sprendimai leidžia ne tik sumažinti energijos sąnaudas, bet ir padidinti sistemos patikimumą [13].

Apibendrinant galima teigti, kad hidraulinis modeliavimas yra esminis įrankis siekiant užtikrinti efektyvų CŠT sistemų veikimą. Jis leidžia įvertinti slėgio nuostolius, srautų pasiskirstymą ir siurblių darbą, taip pat nustatyti optimalias sistemos eksploatacijos sąlygas. Tinkamai atliktas hidraulinis modeliavimas yra būtina sąlyga siekiant sumažinti energijos sąnaudas, pagerinti šilumos paskirstymo kokybę ir užtikrinti ilgalaikį sistemos patikimumą.

2.2. Šilumos balanso modelis

Šilumos balanso sudarymas yra vienas pagrindinių metodų, naudojamų analizuojant centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemų veikimą. Šis metodas leidžia nustatyti energijos srautų pasiskirstymą sistemoje, įvertinti šilumos nuostolius ir nustatyti bendrą sistemos

efektyvumą. Šilumos balansas grindžiamas energijos tvermės dėsniu, kuris teigia, kad energija negali būti sukurta ar sunaikinta, o tik transformuojama iš vienos formos į kitą [12].

Bendruoju atveju CŠT sistemos šilumos balansas gali būti išreiškiamas kaip visų į sistemą patenkančių ir iš jos išeinančių energijos srautų suma. Paprasčiausia forma šis balansas gali būti užrašytas kaip:

$$Q_{gamyba} = Q_{vartotojai} + Q_{nuostoliai} + Q_{akumuliacija}; \quad (4)$$

Ši lygtis parodo, kad visa pagaminta šiluma yra paskirstoma tarp vartotojams patiekto šilumos, šilumos nuostolių tinkluose ir energijos kaupimo ar iškrovimo sistemoje. Praktikoje dažniausiai akumuliacijos dedamoji yra nedidelė arba vertinama atskirai, todėl pagrindinis dėmesys skiriamas vartotojų poreikiams ir nuostoliams.

Detalesniam šilumos perdavimo procesų įvertinimui naudojama formulė, kuri sieja šilumos kiekį su šilumnešio parametrais:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{tiek} - T_{gr}); \quad (5)$$

Ši lygtis yra fundamentali CŠT sistemų analizėje, nes leidžia tiesiogiai susieti šilumos kiekį su masės srautu ir temperatūrų skirtumu. Ji rodo, kad tas pats šilumos kiekis gali būti perduotas įvairiais būdais – arba didinant temperatūrų skirtumą, arba didinant srautą. Šis pasirinkimas yra glaudžiai susijęs su sistemos efektyvumu ir hidrauliniiais nuostoliais [8].

Analizuojant šilumos balansą svarbu atskirti skirtingus sistemos lygius. Pirmasis lygis yra šilumos šaltinis, kuriame vyksta energijos transformacija (pvz., kuro deginimas ar šilumos siurblių darbas). Antrasis lygis yra perdavimo tinklas, kuriame atsiranda šilumos nuostoliai. Trečiasis lygis yra vartotojai, kurie naudoja šilumą patalpų šildymui ar karšto vandens ruošimui.

Šilumos nuostoliai tinkluose yra viena svarbiausių balanso sudedamųjų dalių. Kaip aptarta ankstesniuose skyriuose, jie priklauso nuo temperatūrų skirtumo, vamzdynų ilgio, izoliacijos kokybės ir aplinkos sąlygų [9]. Šilumos balanso analizė leidžia nustatyti, kokia dalis pagamintos energijos yra prarandama ir kokios priemonės galėtų sumažinti šiuos nuostolius.

Svarbus aspektas yra ir grįžtamojo srauto temperatūra. Aukšta grįžtamojo vandens temperatūra rodo, kad vartotojai nepakankamai išnaudoja tiekiamą šilumą, o tai mažina bendrą sistemos efektyvumą. Šilumos balanso analizė leidžia identifikuoti tokias problemas ir pasiūlyti sprendimus, pavyzdžiui, optimizuoti šilumos punktų darbą ar modernizuoti pastatų šildymo sistemas [7].

Šilumos balansas taip pat gali būti taikomas analizuojant atskiras tinklo dalis. Pavyzdžiui, galima sudaryti balansą konkrečiai vamzdyno atkarpai ar vartotojų grupei. Tai leidžia tiksliau nustatyti nuostolių pasiskirstymą ir identifikuoti problemines vietas sistemoje.

Be to, šilumos balanso analizė yra būtina vertinant skirtingus sistemos veikimo scenarijus. Pavyzdžiui, galima įvertinti, kaip keistųsi balansas sumažinus temperatūrinį grafiką,

integravus šilumos siurblius ar modernizavus vamzdynus. Tokia analizė leidžia priimti pagrįstus sprendimus ir pasirinkti optimalias technologijas [16].

Svarbus aspektas yra dinaminių procesų įvertinimas. Realiose sistemose šilumos poreikis nuolat kinta, todėl balansas nėra pastovus. Dinaminiai modeliai leidžia įvertinti šiuos pokyčius ir nustatyti, kaip sistema reaguoja į apkrovos svyravimus. Tai ypač svarbu moderniose sistemose, kuriose siekiama optimizuoti veikimą realiu laiku [13].

Šilumos balanso analizė taip pat glaudžiai susijusi su ekonominiu vertinimu. Nustatant, kiek energijos yra prarandama, galima įvertinti galimą sutaupymą ir pagrįsti investicijas į sistemos modernizavimą. Pavyzdžiui, sumažinus šilumos nuostolius 10 %, galima ženkliai sumažinti kuro sąnaudas ir emisijas.

Be to, šilumos balansas yra svarbus vertinant atsinaujinančių energijos šaltinių integraciją. Tokiu atveju būtina įvertinti, kaip keičiasi energijos srautai sistemoje ir kaip tai veikia bendrą efektyvumą. Šilumos siurbliai, saulės kolektoriai ar atliekamoji šiluma gali pakeisti tradicinį balansą, todėl reikalinga išsami analizė [14].

Apibendrinant galima teigti, kad šilumos balanso sudarymas yra esminis įrankis analizuojant CŠT sistemas. Jis leidžia ne tik įvertinti esamą sistemos būklę, bet ir prognozuoti pokyčius bei optimizuoti veikimą. Tiksliai sudarytas šilumos balansas yra būtina sąlyga siekiant efektyvaus ir tvaraus šilumos tiekimo.

2.3. Sistemos optimizavimo principai

Šilumos siurblių matematinis modeliavimas yra būtinas siekiant tiksliai įvertinti jų veikimą, efektyvumą ir integravimo galimybes centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemose. Modeliavimas leidžia nustatyti pagrindinius veikimo parametrus, prognozuoti energijos sąnaudas ir optimizuoti eksploatacinius režimus įvairiomis sąlygomis [14].

Šilumos siurblio veikimas grindžiamas termodinaminio ciklo principais, dažniausiai aprašomais naudojant atvirkštinį Carnot ciklas. Šis ciklas apibrėžia teorinę maksimalią šilumos siurblio efektyvumo ribą, kuri priklauso tik nuo temperatūrų skirtumo tarp šilumos šaltinio ir vartotojo. Idealiu atveju šilumos siurblio efektyvumas gali būti išreikštas taip:

$$COP_{ideal} = \frac{T_{karš}}{T_{karš} - T_{šalt}}; \quad (6)$$

Čia temperatūros išreiškiamos absoliučia skale (Kelvinais). Ši formulė rodo, kad kuo mažesnis temperatūrų skirtumas tarp šilumos šaltinio ir vartotojo, tuo didesnis teorinis efektyvumas. Tai yra viena pagrindinių priežasčių, kodėl žematemperatūrės CŠT sistemos yra palankios šilumos siurblių integracijai [15].

Tačiau realūs šilumos siurbliai niekada nepasiekia idealaus efektyvumo dėl įvairių nuostolių, tokių kaip kompresoriaus neefektyvumas, šilumos nuostoliai šilumokaičiuose ir slėgio kritimai sistemoje. Todėl praktikoje naudojamas realus efektyvumo rodiklis:

$$COP = \frac{Q_{šiluma}}{W_{elektra}}; \quad (7)$$

Šis rodiklis parodo, kiek šilumos pagaminama sunaudojus vieną elektros energijos vienetą. Realiose sistemose COP dažniausiai svyruoja tarp 2,5 ir 5, priklausomai nuo eksploatacinių sąlygų [14].

Detalesniam modeliavimui naudojamos energijos balanso lygtys, kurios leidžia aprašyti visą šilumos siurblio ciklą. Bendras energijos balansas gali būti išreikštas taip:

$$Q_{\text{šiluma}} = Q_{\text{šalt}} + W_{\text{elektra}}; \quad (8)$$

Ši lygtis rodo, kad vartotojams tiekiamą šilumą susideda iš paimtos šilumos iš aplinkos ir papildomos energijos, tiekiamos kompresoriaus pagalba. Tai yra pagrindinis principas, leidžiantis šilumos siurbliams būti efektyvesniems nei tradiciniai šilumos gamybos būdai.

Modeliuojant šilumos siurblius būtina įvertinti temperatūrinius režimus. Temperatūros tiek šaltinio, tiek vartotojo pusėje turi lemiamą įtaką efektyvumui. Pavyzdžiui, jei šilumos šaltinio temperatūra sumažėja, didėja temperatūrų skirtumas, o tai mažina COP. Dėl šios priežasties svarbu pasirinkti stabilų šilumos šaltinį, pavyzdžiui, gruntą ar nuotekas, kurie pasižymi mažesniais temperatūros svyravimais [14].

Svarbus modeliavime yra ir dalinės apkrovos režimas. Šilumos siurbliai retai veikia maksimaliu pajėgumu visą laiką, todėl jų efektyvumas kinta priklausomai nuo apkrovos. Daugeliu atvejų efektyvumas mažėja dirbant mažesne nei nominali apkrova, todėl būtina įvertinti šį aspektą planuojant jų integraciją į CŠT sistemas [16].

Sezoninis efektyvumas yra dar vienas svarbus rodiklis, kuris apibrėžia vidutinį šilumos siurblio efektyvumą per visą šildymo sezoną. Jis dažnai išreiškiamas kaip SPF (Seasonal Performance Factor) ir leidžia tiksliau įvertinti realias eksploatacines sąnaudas. Šis rodiklis yra ypač svarbus vertinant ekonominį šilumos siurblių naudingumą [14].

Integruojant šilumos siurblius į CŠT sistemas, būtina atlikti kompleksinį modeliavimą, kuris apima ne tik patį įrenginį, bet ir visą sistemą. Tokiu atveju svarbu įvertinti sąveiką su kitais šilumos šaltiniais, tinklo temperatūrą, hidraulinius parametrus ir vartotojų poreikius. Modeliavimas leidžia nustatyti optimalų šilumos siurblio darbo režimą ir jo įtaką visai sistemai [7].

Taip pat svarbu įvertinti elektros energijos vartojimą. Nors šilumos siurbliai yra efektyvūs šilumos gamybos požiūriu, jie didina elektros energijos paklausą. Todėl jų integracija turi būti derinama su elektros sistemos galimybėmis ir atsinaujinančių energijos šaltinių plėtra [16].

Modeliavimas leidžia analizuoti skirtingus scenarijus, pavyzdžiui, kaip keičiasi efektyvumas esant skirtingoms lauko temperatūroms ar apkrovoms. Tai suteikia galimybę optimizuoti sistemos veikimą ir sumažinti energijos sąnaudas.

Be to, šilumos siurblių modeliavimas gali būti integruojamas į platesnius energetikos modelius, kurie apima tiek šilumos, tiek elektros sistemas. Tokie modeliai leidžia įvertinti visos energetikos sistemos efektyvumą ir priimti strategiškai svarbius sprendimus [7].

Apibendrinant galima teigti, kad šilumos siurblių matematinis modeliavimas yra būtinas įrankis siekiant įvertinti jų efektyvumą ir integravimo galimybes CŠT sistemose. Jis leidžia

analizuoti sudėtingus procesus, optimizuoti eksploatacinius režimus ir užtikrinti efektyvų bei tvarų šilumos tiekimą.

3. Centralizuotos šilumos tiekimo sistemos analizė

Šiame darbe analizuojama Pakruojo miesto centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistema, kurios pagrindinis šilumos gamybos objektas yra Pakruojo rajoninė katilinė (toliau – RK katilinė). Ši sistema yra būdinga mažesnio Lietuvos miesto šilumos tiekimo infrastruktūrai, kurioje šilumos gamyba, perdavimas ir paskirstymas yra organizuojami centralizuotu principu, siekiant užtikrinti patikimą ir efektyvų šilumos tiekimą galutiniams vartotojams.

Pakruojo RK katilinėje šilumos gamyba vykdoma naudojant biokurą – medienos skiedras. Tai yra viena iš svarbiausių šios sistemos savybių, leidžianti sumažinti priklausomybę nuo iškastinio kuro ir užtikrinti mažesnį poveikį aplinkai. Biokuro naudojimas šilumos gamyboje atitinka šiuolaikinės energetikos sektoriaus tendencijas, orientuotas į atsinaujinančių energijos išteklių panaudojimą bei šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijų mažinimą.

RK katilinėje įrengti du vandens šildymo katilai, kurių veikimas yra diferencijuojamas priklausomai nuo sezono ir šilumos poreikio. Šildymo sezono metu pagrindinį šilumos kiekį gamina 4 MW galios katilas, kuris papildomai aprūpintas 1 MW galios ekonomaizeriu. Ekonomaizeris leidžia išnaudoti dūmų šilumą ir taip padidinti bendrą katilo naudingumo koeficientą. Tokia technologinė schema leidžia efektyviau panaudoti kurą ir sumažinti šilumos gamybos sąnaudas.

Vasaros laikotarpiu, kai šilumos poreikis yra ženkliai mažesnis ir daugiausia susijęs su karšto vandens ruošimu, naudojamas atskiras 2 MW galios katilas. Šis katilas taip pat kūrenamas biokuru, tačiau jo eksploatacija yra pritaikyta mažesniems apkrovos režimams. Tokia dviejų katilų sistema leidžia lanksčiai prisitaikyti prie sezoniškai kintančio šilumos poreikio ir išvengti neefektyvaus didelės galios įrenginių darbo mažų apkrovų sąlygomis.

Šilumos gamybos procesas RK katilinėje grindžiamas vandens šildymo principu, kai šilumnešis – vanduo – yra šildomas iki nustatytos temperatūros ir tiekiamas į centralizuotą šilumos perdavimo tinklą. Toliau šiluma perduodama vartotojams per magistralinius ir skirstomuosius vamzdynus, o atvėsęs vanduo grįžta atgal į katilinę pakartotiniam pašildymui.

Analizuojamos sistemos veikimas yra glaudžiai susijęs su temperatūriniu grafiku, kuris nustato šilumnešio tiekimo ir grįžtamojo srauto temperatūras priklausomai nuo metų laiko ir šilumos poreikio. Remiantis pateiktais duomenimis, šildymo sezono metu tiekimo temperatūra siekia apie 71 °C, o grįžtamojo srauto temperatūra – apie 42 °C. Pereinamuoju ir vasaros laikotarpiu temperatūros sumažėja iki maždaug 65/40 °C. Toks temperatūrinis režimas rodo, kad sistema jau veikia santykinai žematemperatūriu režimu, lyginant su tradicinėmis aukštatemperatūrinėmis CŠT sistemomis.

Šilumos perdavimas vykdomas centralizuotu vamzdynų tinklu, kuris sudaro svarbią visos sistemos dalį. Tinklo paskirtis – transportuoti šilumą nuo gamybos šaltinio iki vartotojų, tačiau šio proceso metu neišvengiamai atsiranda šilumos nuostoliai. Nuostolių dydis priklauso nuo daugelio veiksnių, tokių kaip vamzdynų ilgis, izoliacijos kokybė, šilumnešio temperatūra bei aplinkos sąlygos.

Svarbi sistemos dalis yra šilumos punktai, kuriuose vyksta šilumos paskirstymas galutiniams vartotojams. Šilumos punktuose šilumnešio energija perduodama pastatų šildymo ir karšto vandens sistemoms per šilumokaičius. Šių punktų techninė būklė ir reguliavimo galimybės turi didelę įtaką bendram sistemos efektyvumui, nes nuo jų priklauso, kaip efektyviai vartotojai išnaudoja tiekiamą šilumą.

Pakruojo CŠT sistemos vartotojai daugiausia yra gyvenamieji pastatai, tačiau taip pat gali būti ir komercinių ar viešųjų pastatų. Vartotojų struktūra lemia šilumos poreikio pobūdį – gyvenamuosiuose pastatuose jis yra stipriai sezoniškas, tuo tarpu kitų tipų vartotojai gali turėti stabilesnį energijos poreikį. Ši aplinkybė turi įtakos visos sistemos darbo režimui ir efektyvumui.

Analizuojant sistemą svarbu pažymėti, kad jos efektyvumas priklauso ne tik nuo šilumos gamybos technologijų, bet ir nuo visos grandinės – nuo katilinės iki galutinio vartotojo. Net ir naudojant efektyvius katilus, bendras sistemos efektyvumas gali būti sumažintas dėl šilumos nuostolių tinkluose ar neefektyvaus šilumos panaudojimo vartotojų pusėje.

Be to, sistema pasižymi sezoniškumu, kuris daro didelę įtaką jos eksploatacijai. Žiemos laikotarpiu sistema dirba artimai maksimalioms apkrovoms, todėl svarbus patikimumas ir galios pakankamumas. Tuo tarpu vasaros laikotarpiu, kai apkrova yra minimali, svarbiausia tampa efektyvus mažos galios režimų valdymas ir nuostolių mažinimas.

Apibendrinant galima teigti, kad Pakruojo RK katilinė ir visa CŠT sistema yra technologiškai išvystyta ir pritaikyta vietos poreikiams, tačiau turi potencialą tolesniam efektyvumo didinimui. Ypač svarbios kryptys yra temperatūrinio režimo optimizavimas, šilumos nuostolių mažinimas bei pažangių technologijų, tokių kaip šilumos siurbiai ar atliekamos šilumos panaudojimas, integravimas.

3.1. Pradiniai duomenys ir analizės prielaidos

Atliekant Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemos analizę, būtina remtis patikimais pradiniais duomenimis bei aiškiai apibrėžtomis prielaidomis. Tinkamas šių duomenų parinkimas ir pagrindimas yra esminė sąlyga siekiant užtikrinti analizės tikslumą bei gautų rezultatų patikimumą. Šiame poskyryje pateikiami pagrindiniai sistemos eksploataciniai parametrai, naudojami tolimesniuose skaičiavimuose, bei apibrėžiamos taikomos prielaidos.

Analizei naudojami duomenys yra gauti iš Pakruojo RK katilinės eksploatacinių ataskaitų, kuriose pateikiami tiek šilumos gamybos, tiek temperatūrinių režimų duomenys. Vienas svarbiausių parametru yra šilumnešio temperatūrinis grafikas, kuris nusako tiekimo ir grįžtamojo vandens temperatūras skirtingais metų laikotarpiais.

1 lentelė. Pakruojo RK katilinės temperatūrinis grafikas

Mėnuo	$T_{\text{paduodama}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{grįžtama}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$
Sausis	71,00	42,00
Vasaris	71,00	42,00
Kovas	65,00	40,00

Mėnuo	T _{paduodama} , °C	T _{grįžtama} , °C
Balandis	65,00	40,00
Gegužė	65,00	40,00
Birželis	65,00	40,00
Liepa	65,00	40,00
Rugpjūtis	65,00	40,00
Rugsėjis	65,00	40,00
Spalis	65,00	40,00
Lapkritis	65,00	40,00
Gruodis	69,00	41,00

Remiantis pateiktais 1 lentelės duomenimis, žiemos laikotarpiu (sausio ir vasario mėnesiais) tiekimo temperatūra siekia apie 71 °C, o grįžtamojo srauto temperatūra – apie 42 °C. Gruodžio mėnesį šios reikšmės šiek tiek mažesnės – atitinkamai apie 69 °C ir 41 °C. Tuo tarpu pereinamuoju ir vasaros laikotarpiu (nuo kovo iki lapkričio mėnesio) temperatūrinis režimas stabilizuojasi ties maždaug 65 °C tiekimo ir 40 °C grįžtamojo srauto temperatūromis.

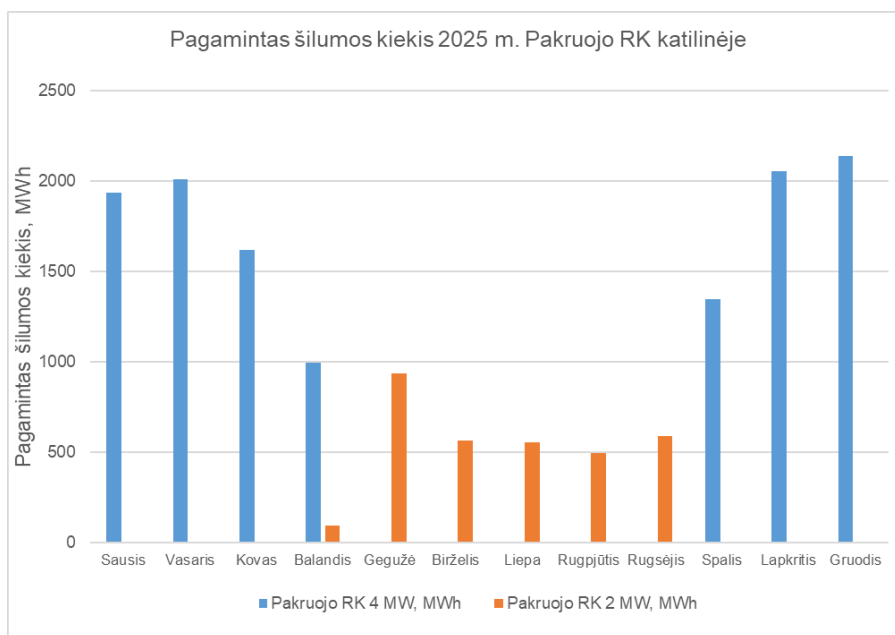
Tokie temperatūriniai parametrai leidžia apskaičiuoti temperatūrų skirtumą tarp tiekimo ir grįžtamojo srauto, kuris yra vienas svarbiausių šilumos perdavimo efektyvumo rodiklių. Nustatyta, kad šis skirtumas svyruoja nuo 25 °C iki 29 °C, priklausomai nuo sezono. Didžiausias skirtumas fiksuojamas šildymo sezono metu, kai šilumos poreikis yra didžiausias.

Be temperatūrinių parametru, svarbūs yra ir šilumos gamybos duomenys. Pagal grafiko ir 2 lentelės duomenis, šilumos gamyba pasižymi ryškiu sezoniškumu – didžiausi kiekiai generuojami žiemos laikotarpiu, o vasarą gamyba sumažėja iki minimalaus lygio, reikalingo tik karšto vandens ruošimui. Šie duomenys leidžia įvertinti sistemos apkrovos kitimą bei nustatyti skirtingų režimų efektyvumą.

2 lentelė. Pakruojo RK bendras pagamintas šilumos kiekis 2025 m.

Mėnuo	Pakruojo RK 4 MW, MWh	Pakruojo RK 2 MW, MWh	Bendras pagamintas šilumos kiekis, MWh
Sausis	1936,756	-	1936,756
Vasaris	2013,180	-	2013,180
Kovas	1621,380	-	1621,380
Balandis	996,13	94,43	1090,560
Gegužė	-	936,20	936,20
Birželis	-	564,330	564,330
Liepa	-	551,870	551,870
Rugpjūtis	-	495,600	495,600
Rugsėjis	-	586,900	586,900

Mėnuo	Pakruojo RK 4 MW, MWh	Pakruojo RK 2 MW, MWh	Bendras pagamintas šilumos kiekis, MWh
Spalis	1348,400	-	1348,400
Lapkritis	2058,000	-	2058,000
Gruodis	2139,900	-	2139,900



1 pav. Pakruojo RK katilinėje pagamintas šilumos kiekis per 2025 m.

Atliekant analizę, svarbu įvertinti ir katilinės technologinius parametrus. Kaip nurodyta ankstesniame poskyryje, šildymo sezono metu naudojamas 4 MW galios katilas su 1 MW ekonomizeriu, o vasaros laikotarpiu – 2 MW galios katilas. Šie duomenys leidžia nustatyti galimus sistemos darbo režimus bei jų ribas.

Kadangi tiesioginiai šilumnešio masės srauto duomenys nėra pateikti, jie yra vertinami netiesiogiai, remiantis šilumos balanso lygtimi. Tokiu būdu galima apskaičiuoti santykinus pokyčius, kurie yra pakankami palyginamajai analizei atlikti. Taip pat laikoma, kad šilumnešio specifinė šiluma yra pastovi ir lygi tipinei vandens reikšmei.

Atliekant skaičiavimus daroma prielaida, kad sistema veikia stacionariomis sąlygomis, t. y. nagrinėjamu laikotarpiu parametrai nekinta laike. Nors realiomis sąlygomis temperatūros ir srautai gali svyruoti, tokia prielaida leidžia supaprastinti analizę ir gauti reprezentatyvius rezultatus.

Taip pat daroma prielaida, kad šilumos nuostoliai tinkluose yra proporcingi temperatūrų skirtumui tarp šilumnešio ir aplinkos. Ši prielaida yra plačiai naudojama inžineriniuose skaičiavimuose ir leidžia įvertinti temperatūrinio režimo pokyčių įtaką nuostoliams. Nors realybėje nuostoliai priklauso ir nuo kitų veiksnių, tokių kaip vamzdinių izoliacija ar grunto savybės, ši supaprastinta priklausomybė yra pakankama palyginamajai analizei.

Dar viena svarbi prielaida yra susijusi su hidrauliniiais nuostoliais. Laikoma, kad slėgio nuostoliai vamzdynuose yra proporcingi šilumnešio srauto greičio kvadratui. Tai leidžia įvertinti, kaip srauto pokyčiai, atsirandantys dėl temperatūrinio režimo keitimo, veikia siurblių darbo sąnaudas.

Analizėje taip pat neatsižvelgiama į lokalius tinklo netolygumus, tokius kaip skirtingo diametro vamzdžiai ar nevienodas izoliacijos lygis. Sistema vertinama kaip vientisas objektas su vidutinėmis charakteristikomis. Toks supaprastinimas leidžia išvengti pernelyg sudėtingo modeliavimo ir sutelkti dėmesį į pagrindinius veiksnius.

Svarbu pažymėti, kad visos šios prielaidos yra taikomos siekiant atlikti lyginamąją analizę, o ne tiksliai modeliuoti realią sistemą. Todėl gauti rezultatai turėtų būti interpretuojami kaip tendencijos, o ne absoliučios reikšmės.

Apibendrinant galima teigti, kad šiame poskyryje pateikti pradiniai duomenys ir prielaidos sudaro tvirtą pagrindą tolimesnei analizei. Jie leidžia įvertinti sistemos veikimą skirtingais režimais ir atlikti temperatūrinio optimizavimo scenarijų analizę, kuri bus nagrinėjama sekančiuose skyriuose.

3.2. Esamos sistemos efektyvumo ir temperatūrinio režimo optimizavimo analizė

Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos efektyvumo vertinimas yra būtinas siekiant nustatyti jos eksploatacines savybes bei galimus tobulinimo sprendimus. Sistemos veikimas tiesiogiai priklauso nuo temperatūrinio režimo, šilumos perdavimo efektyvumo, hidraulinių parametrų bei šilumos nuostolių tinkluose, todėl šių veiksnių kompleksinė analizė leidžia objektyviai įvertinti esamą situaciją.

Remiantis pateiktais eksploataciniais duomenimis, šildymo sezono metu šilumnešio tiekimo temperatūra Pakruojo sistemoje siekia apie 71 °C, o grįžtamojo srauto temperatūra – apie 42 °C. Pereinamuoju ir vasaros laikotarpiu šios reikšmės sumažėja iki maždaug 65 °C tiekimo ir 40 °C grįžtamojo srauto temperatūrų. Tokie parametrai rodo, kad sistema jau veikia santykinai žematemperatūriu režimu, palyginti su tradicinėmis CŠT sistemomis, kuriose dažnai taikomas 90/70 °C temperatūrinis grafikas.

Vienas svarbiausių rodiklių, apibūdinančių šilumos perdavimo efektyvumą, yra temperatūrų skirtumas tarp tiekimo ir grįžtamojo srauto. Šis skirtumas gali būti apskaičiuojamas kaip

$$\Delta T = T_{\text{tiek}} - T_{\text{gr}}; \quad (9)$$

Taikant šią išraišką žiemos laikotarpiui, gaunama, kad temperatūrų skirtumas siekia

$$\Delta T = 71 - 42 = 29 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

o vasaros laikotarpiu:

$$\Delta T = 65 - 40 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Gauti rezultatai rodo, kad sistema pasižymi pakankamai dideliu temperatūrų skirtumu, kuris leidžia efektyviai perduoti šiluminę energiją vartotojams, kartu mažinant reikalingą

šilumnešio srautą. Tačiau didesnės temperatūros taip pat lemia didesnius šilumos nuostolius tinkluose, todėl būtina įvertinti galimą temperatūrinio režimo optimizavimą.

Šilumos kiekis, perduodamas sistemoje, apibrėžiamas šilumos balanso lygtimi:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{tiek} - T_{gr}); \quad (10)$$

Iš šios priklausomybės matyti, kad perduodamas šilumos kiekis yra tiesiogiai proporcingas šilumnešio masės srautui ir temperatūrų skirtumui. Tai reiškia, kad sumažinus temperatūrų skirtumą, siekiant išlaikyti tą patį šilumos kiekį, būtina didinti šilumnešio srautą.

Siekiant įvertinti temperatūrinio režimo mažinimo poveikį, nagrinėjamas scenarijus, kuriame esamas režimas (apie 70/40 °C) sumažinamas iki 60/35 °C. Tokiu atveju temperatūrų skirtumas sumažėja nuo maždaug 30 °C iki 25 °C. Esant pastoviam šilumos poreikiui, santykinis šilumnešio srauto pokytis gali būti nustatytas iš išraiškos

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}; \quad (11)$$

Įstatant nagrinėjamas reikšmes, gaunama:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{30}{25} = 1.2,$$

todėl galima teigti, kad sumažinus temperatūrinį režimą, šilumnešio srautas turėtų padidėti apie 20 %. Toks srauto padidėjimas turi tiesioginę įtaką hidrauliniams procesams sistemoje.

Hidrauliniai nuostoliai vamzdynuose yra glaudžiai susiję su šilumnešio judėjimo greičiu ir gali būti apytiksliai vertinami kaip proporcingi greičio kvadratui:

$$\Delta p \sim v^2; \quad (12)$$

Kadangi šilumnešio greitis yra proporcingas srautui, galima įvertinti, kad padidinus srautą 1,2 karto, hidrauliniai nuostoliai padidės:

$$(1.2)^2 = 1.44.$$

Tai reiškia, kad slėgio nuostoliai sistemoje gali išaugti apie 44 %, o tai tiesiogiai didina siurblių energijos sąnaudas. Šis aspektas yra ypač svarbus vertinant temperatūrinio režimo optimizavimo ekonominį pagrįstumą.

Kita vertus, temperatūros mažinimas turi teigiamą poveikį šilumos nuostoliams tinkluose. Šilumos nuostoliai gali būti vertinami kaip proporcingi temperatūrų skirtumui tarp šilumnešio ir aplinkos:

$$q \sim (T_{vid} - T_{aplinka}); \quad (13)$$

kur vidutinė šilumnešio temperatūra apskaičiuojama:

$$T_{vid} = \frac{T_{tiek} + T_{gr}}{2}; \quad (14)$$

Esamo režimo atveju vidutinė temperatūra yra:

$$T_{vid} = (70 + 40) / (2) = 55 \text{ } ^\circ\text{C},$$

o optimizuoto režimo atveju:

$$T_{\text{vid}} = (60 + 35) / 2 = 47,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Vidutinė temperatūra sumažėja apie 7,5 °C, todėl galima tikėtis, kad šilumos nuostoliai sumažės maždaug 10–15 %. Tai rodo, kad temperatūrinio režimo mažinimas yra efektyvi priemonė šilumos nuostoliams mažinti.

Vertinant sezoninį sistemos veikimą, pastebima, kad žiemos laikotarpiu, kai šilumos poreikis yra didelis, santykiniai šilumos nuostoliai yra mažesni, nes didžioji dalis pagamintos energijos yra panaudojama vartotojų poreikiams. Tuo tarpu vasaros laikotarpiu, kai šilumos poreikis sumažėja, santykiniai nuostoliai didėja, nes tinklai vis tiek patiria šilumos praradimus nepriklausomai nuo perduodamo energijos kiekio.

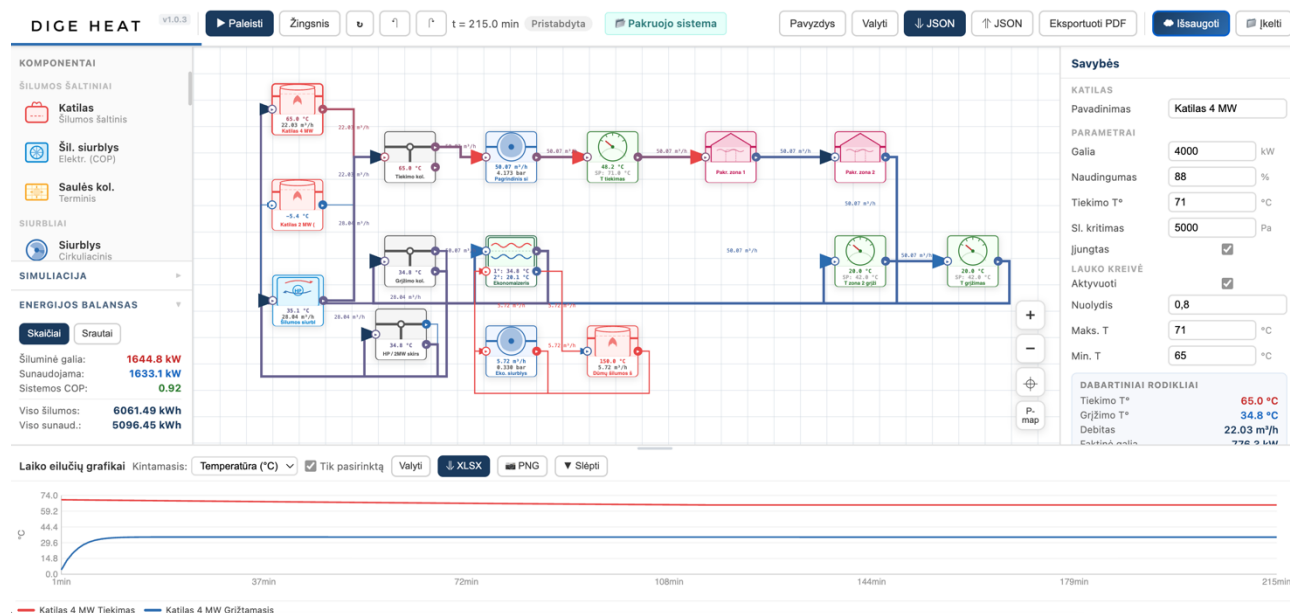
Apibendrinant galima teigti, kad Pakruojo CŠT sistema jau veikia pakankamai optimizuotu režimu, tačiau egzistuoja galimybė toliau mažinti temperatūrinį grafiką. Vis dėlto toks sprendimas turi būti vertinamas kompleksiškai, nes nors sumažėja šilumos nuostoliai, kartu didėja hidrauliniai nuostoliai ir siurblių energijos sąnaudos. Todėl optimalus temperatūrinis režimas turi būti parenkamas atsižvelgiant į kompromisą tarp šių veiksnių, siekiant užtikrinti maksimalų sistemos efektyvumą.

4. Termohidraulinio simulatoriaus paskirtis, struktūra ir veikimo principai

Siekiant atlikti išsamią centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemos analizę, šiame darbe buvo sukurtas nuosavas termohidraulinis simulatorius, skirtas šiluminių ir hidraulinių procesų modeliavimui dinaminėmis sąlygomis. Simulatoriaus kūrimo poreikį nulėmė tai, kad dauguma komercinių modeliavimo programų yra riboto prieinamumo, reikalauja brangių licencijų arba nėra pakankamai lanksčios mažesnių CŠT sistemų analizei bei eksperimentiniams tyrimams. Dėl šios priežasties buvo nuspręsta sukurti individualų modeliavimo įrankį, leidžiantį analizuoti šilumos tiekimo sistemų darbą, vertinti temperatūrinių režimų pokyčius, hidraulinius procesus, energijos balansus bei automatizuoto valdymo algoritmus.

Sukurtas simulatorius modeliuoja tiek hidraulinius, tiek terminius procesus, todėl leidžia vertinti visos sistemos veikimą kompleksiskai. Programoje realizuoti matematiniai modeliai leidžia apskaičiuoti slėgių pasiskirstymą tinkle, šilumnešio srautus, temperatūrų kitimą laike, šilumos nuostolius bei įvairių komponentų tarpusavio sąveiką. Tokiu būdu sukuriama galimybė modeliuoti realias CŠT sistemų eksploatacines sąlygas bei atlikti skirtingų darbo režimų analizę.

Simulatoriaus struktūra paremta moduline architektūra (žr. 1 priedą), kurioje kiekvienas sistemos elementas aprašomas kaip atskiras objektas, turintis savo fizikines savybes bei matematinius modelius. Toks sprendimas leidžia lanksčiai formuoti įvairias šilumos tiekimo schemas bei lengvai papildyti sistemą naujais komponentais. Simuliatoriuje realizuoti katilų, vamzdynų, siurblių, vožtuvų, šilumokaičių, akumuliacinių talpų, radiatorių bei kitų komponentų modeliai.



2 pav. Termohidraulinio simulatoriaus architektūros schema

Hidraulinio modeliavimo pagrindą sudaro masės tvermės bei energijos tvermės dėsniai. Kiekviename sistemos mazge taikoma masės balanso lygtis, paremta pirmuoju Kirchhovo dėsniu:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}; \quad (15)$$

čia:

\dot{m}_{in} – į mazgą patenkantis masės srautas,

\dot{m}_{out} – iš mazgo išeinantis masės srautas.

Ši lygtis užtikrina, kad kiekviename tinklo taške būtų išlaikytas masės tvermės principas. Kadangi šilumos tiekimo tinklai paprastai sudaro sudėtingas uždaras sistemas su daugybe tarpusavyje susijusių šakų, srautų pasiskirstymui apskaičiuoti naudojami iteraciniai metodai.

Slėgio nuostolių skaičiavimui vamzdynuose taikoma Darcy–Weisbach lygtis:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}; \quad (16)$$

čia:

ΔP – slėgio nuostoliai,

f – hidraulinio pasipriešinimo koeficientas,

L – vamzdyno ilgis,

D – vamzdžio diametras,

ρ – šilumnešio tankis,

v – tekėjimo greitis.

Ši formulė leidžia įvertinti slėgio kritimą vamzdynuose priklausomai nuo srauto parametrų bei vamzdyno charakteristikų. Hidraulinio pasipriešinimo koeficientas apskaičiuojamas naudojant Swamee–Jain aproksimaciją, leidžiančią įvertinti turbulentinio tekėjimo režimą:

$$f = \frac{0.25}{\left(\log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right)^2}; \quad (17)$$

čia:

ε – vamzdžio šiurkštumas,

Re – Reinoldso skaičius.

Naudojant šį metodą galima tiksliau modeliuoti realius hidraulinius procesus bei įvertinti vamzdynų būklės įtaką sistemos darbui.

Kadangi sistemoje egzistuoja netiesinės priklausomybės tarp srautų ir slėgių, hidrauliniams skaičiavimams naudojamas Newton–Raphson iteracinis metodas. Šis metodas leidžia efektyviai spręsti netiesinių lygčių sistemas ir nustatyti stabilų tinklo darbo režimą. Iteracinis procesas tęsiamas tol, kol apskaičiuotų parametrų pokytis tampa mažesnis už nustatytą paklaidą.

Be hidraulinių procesų, simulatoriuje realizuotas ir terminis modeliavimas. Terminio modeliavimo pagrindą sudaro energijos balanso lygtis:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T; \quad (18)$$

čia:

Q – perduodamas šilumos kiekis,

c_p – savitoji šiluma,
 ΔT – temperatūrų skirtumas.

Ši lygtis leidžia nustatyti šilumos perdavimo intensyvumą tarp įvairių sistemos komponentų. Tačiau realiose sistemose temperatūros nekinta momentiška, todėl simulatoriuje papildomai įvertinama šiluminė inercija bei transientiniai procesai.

Temperatūrų kitimas laike modeliuojamas naudojant eksponentinį artėjimą prie stacionarios būsenos:

$$T(t) = T_{ss} + (T_0 - T_{ss})e^{-Bt}; \quad (19)$$

čia:

$T(t)$ – temperatūra laiko momentu t ,
 T_{ss} – stacionarios būsenos temperatūra,
 T_0 – pradinė temperatūra,
 B – sistemos dinaminė konstanta.

Šis modelis leidžia įvertinti sistemos reakciją į apkrovos pokyčius bei pereinamuosius procesus. Tokiu būdu galima modeliuoti realias eksploatacines situacijas, kai šilumos poreikis nuolat kinta.

Svarbi simulatoriaus dalis yra šilumos šaltinių modeliavimas. Katilai aprašomi kaip valdomi šilumos generavimo įrenginiai, kurių galia priklauso nuo apkrovos bei valdymo algoritmo. Simulatoriuje taip pat realizuotas ekonomazerio modelis, leidžiantis įvertinti papildomą šilumos atgavimą iš dūmų srauto. Tai ypač aktualu analizuojant biokuro katilines, kuriose ekonomazeriai reikšmingai didina bendrą naudingumo koeficientą.

Modelyje taip pat realizuoti siurblių charakteristikų modeliai. Siurblio sukuriamas slėgio perkėlimas priklauso nuo srauto ir gali būti aprašomas kvadratine charakteristika:

$$H = H_0 - kQ^2; \quad (20)$$

čia:

H – siurblio sukuriamas slėgis,
 H_0 – maksimalus slėgis be srauto,
 Q – debitas,
 k – charakteristikos koeficientas.

Šis modelis leidžia tiksliau įvertinti siurblių darbo režimus bei energijos sąnaudas.

Automatinio valdymo modeliavimui simulatoriuje realizuoti PID reguliatoriai, kurie naudojami temperatūros ir srautų reguliavimui. PID reguliatoriaus išėjimo signalas apskaičiuojamas:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}; \quad (21)$$

čia:

$e(t)$ – reguliavimo paklaida,
 K_p, K_i, K_d – regulatoriaus koeficientai.

Šis algoritmas leidžia modeliuoti realias automatizuotas šilumos tiekimo sistemas bei vertinti jų stabilumą skirtingomis darbo sąlygomis.

Sukurtas simulatorius pasižymi galimybe vykdyti dinaminį modeliavimą laike. Skaičiavimai atliekami diskretiniais laiko žingsniais, leidžiančiais modeliuoti sistemos reakciją į apkrovų pokyčius, temperatūros svyravimus ar valdymo veiksmus. Tokia metodika leidžia tiksliau įvertinti realų sistemos elgesį nei stacionarūs modeliai.

Svarbi sukurtos modeliavimo sistemos ypatybė yra tai, kad simulatorius realizuotas kaip skaitmeninė daugiasluoksnė architektūra, kurioje atskirti fizikinio modeliavimo, hidraulinių skaičiavimų, terminių procesų, valdymo logikos bei vizualizacijos moduliai. Tokia struktūra leidžia ne tik atlikti tikslūs skaičiavimus, bet ir užtikrina sistemos plėtrą bei galimybę integruoti papildomus energetinius komponentus ateities tyrimuose.

Simulatoriaus veikimo principas pagrįstas nuosekliu sistemos būsenos atnaujinimu diskretiniais laiko žingsniais. Kiekviename iteraciniame cikle atliekami hidrauliniai skaičiavimai, nustatomi srautų pasiskirstymai, apskaičiuojami slėgio nuostoliai, vykdomas šilumos perdavimo modeliavimas bei atnaujinamos komponentų būsenos. Tokia metodika leidžia modeliuoti ne tik stacionarias būsenas, bet ir pereinamuosius procesus, kurie realiose CŠT sistemose yra itin svarbūs dėl nuolat besikeičiančių vartotojų apkrovų.

Simuliacijoje realizuotas centrinis sistemos branduolys koordinuoja visų komponentų darbą bei užtikrina duomenų mainus tarp hidraulinių ir terminių modelių. Kiekvienas sistemos komponentas turi atskirą būsenos objektą, kuriame saugomi pagrindiniai parametrai: temperatūra, slėgis, debitas, šiluminė galia bei energetinės charakteristikos. Tokiu principu realizuotas objektinis modeliavimas leidžia tiksliai aprašyti realių energetinių sistemų dinamiką.

Didelis dėmesys buvo skirtas vamzdynų modeliavimui, nes būtent tinklų charakteristikos lemia didžiąją dalį šilumos nuostolių bei hidraulinių problemų. Simuliacijoje vamzdynai modeliuojami kaip diskretizuoti segmentai, kuriuose kiekviename laiko žingsnyje apskaičiuojamas temperatūros kritimas, šilumos nuostoliai bei slėgio pokyčiai. Toks metodas leidžia tiksliau atkurti temperatūrų pasiskirstymą visame tinkle bei įvertinti sistemos reakciją į apkrovų pokyčius.

Papildomai modelyje realizuotas šilumos kaupimo efektas, kuris leidžia įvertinti šiluminę tinklų inerciją. Realiose CŠT sistemose vamzdynuose cirkuliuojantis šilumnešis turi didelę šiluminę talpą, todėl sistemos reakcija į temperatūrų pokyčius nėra momentinė. Šis reiškinys ypač svarbus pereinamuosiuose režimuose bei automatizuoto valdymo analizėje.

Simuliacijoje taip pat realizuotas apkrovų modeliavimas pagal vartotojų šilumos poreikį. Vartotojų apkrovos gali būti keičiamos priklausomai nuo lauko temperatūros, paros laiko ar kitų eksploatacinių parametru. Tokiu būdu galima modeliuoti realias sezonines apkrovų kreives bei analizuoti sistemos darbą skirtingais metų laikais.

Vienas svarbiausių simulatoriaus privalumų yra galimybė integruoti įvairius energijos šaltinius. Be biokuro katilų modelyje taip pat realizuotas šilumos siurblio modulis, leidžiantis vertinti žematemperatūrių režimų efektyvumą. Šilumos siurblys modeliuojamas kaip priklausomas nuo šaltinio ir vartotojo temperatūrų skirtumo energetinis įrenginys, kurio efektyvumas apskaičiuojamas naudojant COP koeficientą. Toks modelis leidžia analizuoti atsinaujinančių energijos šaltinių integracijos galimybes centralizuoto šilumos tiekimo sistemose.

Programinės realizacijos požiūriu simulatorius sukurtas naudojant modulinį objektinio programavimo principą. Toks sprendimas leidžia lengvai plėsti sistemą naujais komponentais bei pritaikyti modelį kitoms centralizuoto šilumos tiekimo sistemoms. Sistemoje realizuotas duomenų sluoksnis leidžia kaupti modeliavimo rezultatus bei atlikti jų analizę. Modeliavimo rezultatai gali būti pateikiami lentelių, grafikų ar dinaminių temperatūrinių diagramų pavidalu.

Svarbi simulatoriaus dalis yra rezultatų vizualizacija. Dinaminiai temperatūrų, debitų ir slėgių grafikai leidžia aiškiai stebėti sistemos darbą laike bei vertinti pereinamuosius procesus. Tokia vizualizacija ypač naudinga analizuojant temperatūrinių režimų mažinimo poveikį bei vertinant sistemos stabilumą.

Siekiant užtikrinti modeliavimo patikimumą, simulatoriaus rezultatai buvo lyginami su realiais Pakruojo CŠT sistemos eksploataciniais duomenimis. Palyginimas parodė, kad modelis pakankamai tiksliai atkuria pagrindinius sistemos darbo parametrus bei gali būti naudojamas energetinių režimų optimizavimo tyrimams. Didžiausi skirtumai tarp modeliavimo ir realių duomenų buvo stebimi pereinamuosiuose režimuose, kai sistemos darbui didelę įtaką daro vartotojų elgsena bei išorinės klimatinės sąlygos.

Sukurtas simulatorius sudaro pagrindą tolimesniems pažangiems tyrimams, susijusiems su išmaniosiomis centralizuoto šilumos tiekimo sistemomis, prognozinio valdymu, dirbtinio intelekto algoritmų integracija bei hibridinių energijos šaltinių optimizavimu. Tokiu būdu darbe sukurtas modeliavimo įrankis tampa ne tik konkrečios sistemos analizės priemone, bet ir universalia platforma ateities energetinių sistemų tyrimams.

Apibendrinant galima teigti, kad sukurtas termohidraulinis simulatorius yra kompleksinis modeliavimo įrankis, leidžiantis analizuoti centralizuoto šilumos tiekimo sistemas tiek hidrauliniu, tiek terminiu požiūriu. Simulatoriuje realizuoti matematiniai modeliai leidžia pakankamai tiksliai atkurti realius procesus bei sudaro galimybes atlikti įvairių darbo režimų analizę. Šis įrankis gali būti naudojamas ne tik šiame darbe nagrinėjamai Pakruojo CŠT sistemai analizuoti, bet ir platesniems energetinių sistemų tyrimams bei optimizavimo uždaviniams spręsti.

4.1. Hidraulinio modeliavimo metodika ir tinklo sprendimo algoritmai

Vienas svarbiausių centralizuoto šilumos tiekimo sistemos modeliavimo etapų yra hidraulinių procesų analizė, nes būtent nuo tinkamo šilumnešio srautų pasiskirstymo priklauso sistemos stabilumas, šilumos perdavimo efektyvumas bei energijos sąnaudos. Dėl šios priežasties sukurtame termohidrauliniame simulatoriuje didelis dėmesys skirtas

hidrauliniam modeliui, leidžiančiam apskaičiuoti slėgių pasiskirstymą, srautus bei hidraulinius nuostolius įvairiuose tinklo elementuose.

Centralizuoto šilumos tiekimo tinklas gali būti traktuojamas kaip tarpusavyje susijusių mazgų ir šakų sistema, kurioje šilumnešis juda veikiamas slėgio skirtumų. Kiekvienas vamzdyno segmentas, vožtuvas, siurblys ar šilumokaitis sudaro tam tikrą hidraulinį pasipriešinimą, kuris turi įtakos bendram srautų pasiskirstymui sistemoje. Kadangi realūs šilumos tiekimo tinklai dažniausiai yra uždaro ciklo sistemos su daugybe tarpusavyje susijusių grandžių, jų analizė reikalauja netiesinių lygčių sistemų sprendimo.

Hidraulinio modeliavimo pagrindą sudaro masės tvermės principas. Kiekviename tinklo mazge įtekantis šilumnešio kiekis turi būti lygus ištekančiam kiekiui. Matematiškai ši sąlyga aprašoma:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0; \quad (22)$$

čia:

\dot{m}_{in} – į mazgą įtekančių srautų suma,

\dot{m}_{out} – iš mazgo ištekančių srautų suma.

Ši lygtis užtikrina sistemos masės balansą ir yra taikoma kiekvienam tinklo mazgui. Toks metodas leidžia formuoti visos sistemos lygčių matricą, kuri vėliau sprendžiama iteraciniais metodais.

Kitas svarbus hidraulinio modelio komponentas yra slėgio nuostolių skaičiavimas vamzdynuose. Skysčiui tekant vamzdžiu, dalis energijos prarandama dėl trinties tarp skysčio ir vamzdžio sienelių. Šie nuostoliai apskaičiuojami naudojant Darcy–Weisbach lygtį:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}; \quad (23)$$

čia:

ΔP – slėgio nuostoliai,

f – trinties koeficientas,

L – vamzdžio ilgis,

D – vamzdžio vidinis diametras,

ρ – šilumnešio tankis,

v – tekėjimo greitis.

Iš šios priklausomybės matyti, kad slėgio nuostoliai yra tiesiogiai proporcingi vamzdyno ilgiui bei tekėjimo greičio kvadratui. Tai reiškia, kad net nedidelis srauto padidėjimas gali reikšmingai padidinti hidraulinius nuostolius sistemoje.

Tekėjimo greitis apskaičiuojamas:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A}; \quad (24)$$

čia:

A – vamzdžio skerspjūvio plotas.

Kadangi hidrauliniai nuostoliai priklauso nuo trinties koeficiento, būtina nustatyti tekėjimo režimą. Tam naudojamas Reinoldso skaičius:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}; \quad (25)$$

čia:

μ – dinaminis klampumas.

Jeigu $Re < 2300$, tekėjimas laikomas laminariniu, o esant didesnėms reikšmėms – turbulentinu. Centralizuoto šilumos tiekimo sistemose dažniausiai vyrauja turbulentinis režimas, todėl trinties koeficientas apskaičiuojamas naudojant Swamee–Jain aproksimaciją:

$$f = \frac{0.25}{\left(\log\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right)^2}; \quad (26)$$

čia:

ε – vamzdžio šiurkštumas.

Šis metodas leidžia tiksliai įvertinti vamzdyno būklės įtaką hidrauliniams nuostoliams. Senesniuose vamzdynuose dėl korozijos ir nuosėdų didėja šiurkštumas, todėl didėja ir energijos sąnaudos šilumnešio cirkuliacijai.

Kadangi sistemoje egzistuoja daug tarpusavyje susijusių netiesinių priklausomybių, tiesioginis analitinis sprendimas tampa praktiškai neįmanomas. Dėl šios priežasties simulatoriuje naudojamas Newton–Raphson iteracinis metodas, skirtas netiesinių lygčių sistemų sprendimui.

Bendruoju atveju iteracinis procesas aprašomas:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)}; \quad (27)$$

Šis metodas leidžia palaipsniui artėti prie stabilaus sprendinio, kol paklaida tampa mažesnė už nustatytą ribą. Tokia metodika yra plačiai taikoma hidrauliniuose tinklų modeliuose dėl gero skaičiavimo stabilumo ir didelio tikslumo.

Svarbi hidraulinio modelio dalis yra siurblių modeliavimas. Kadangi centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje šilumnešio cirkuliacija vykdoma naudojant cirkuliacinius siurblius, būtina tiksliai įvertinti jų darbo režimus bei energijos sąnaudas. Simulatoriuje siurblių charakteristikos modeliuojamos naudojant kvadratinę priklausomybę:

$$H = H_0 - kQ^2; \quad (28)$$

čia:

H – siurblio sukuriamas slėgis,

H_0 – maksimalus slėgis,

Q – debitas,

k – charakteristikos koeficientas.

Ši lygtis leidžia įvertinti, kaip siurblio sukuriamas slėgis mažėja didėjant debitui. Tokiu būdu galima nustatyti realų siurblio darbo tašką sistemoje.

Be siurblių, modelyje realizuoti ir vožtuvų modeliai. Reguliavimo vožtuvų pralaidumas apskaičiuojamas naudojant K_v koeficientą:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}; \quad (29)$$

čia:

K_v – vožtuvo pralaidumo koeficientas.

Šis modelis leidžia imituoti automatinio reguliavimo procesus bei įvertinti vožtuvų įtaką srautų pasiskirstymui.

Kadangi sukurtas simulatorius skirtas ne tik stacionarių būsenų analizei, bet ir dinaminiam modeliavimui, hidrauliniai skaičiavimai atliekami kiekviename laiko žingsnyje. Tai leidžia stebėti, kaip sistema reaguoja į apkrovos pokyčius, siurblių darbo režimų keitimą ar vožtuvų reguliavimą. Tokiu būdu galima modeliuoti realias eksploatacines situacijas, kurios dažnai pasižymi stipria dinamika.

Atliekant modeliavimo eksperimentus pastebėta, kad temperatūrinio režimo mažinimas tiesiogiai veikia hidraulinius parametrus. Kadangi sumažinus temperatūrų skirtumą būtina didinti šilumnešio srautą, sistemoje padidėja tekėjimo greitis ir hidrauliniai nuostoliai. Tai ypač svarbu vertinant ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemų taikymą, kuriose naudojami žemesni temperatūriniai režimai.

Apibendrinant galima teigti, kad sukurtas hidraulinis modelis leidžia pakankamai tiksliai atkurti realius centralizuoto šilumos tiekimo sistemos procesus. Modelyje realizuoti fizikiniai dėsniai, iteraciniai sprendimo metodai bei komponentų charakteristikos sudaro galimybę atlikti detalią sistemos analizę ir vertinti įvairių darbo režimų poveikį hidrauliam sistemos stabilumui bei energiniam efektyvumui.

4.2. Terminio modeliavimo metodika ir dinaminų šiluminių procesų analizė

Be hidraulinių procesų modeliavimo, vienas svarbiausių centralizuoto šilumos tiekimo sistemos analizės aspektų yra terminiai procesai, kurie lemia šilumos perdavimo efektyvumą, energijos nuostolius bei sistemos reakciją į apkrovų pokyčius. Dėl šios priežasties sukurtame termohidrauliniame simulatoriuje realizuotas detalus terminis modelis, leidžiantis analizuoti temperatūrų pasiskirstymą sistemoje, šilumos perdavimą tarp komponentų bei dinaminis pereinamuosius procesus.

Terminio modeliavimo pagrindą sudaro energijos tvermės dėsnis, pagal kurį energija sistemoje negali būti nei sukurama, nei sunaikinama, o tik perduodama arba transformuojama. Centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje šiluma perduodama šilumnešiu – vandeniu, kuris cirkuliuoja tarp šilumos šaltinio ir vartotojų. Perduodamos šilumos kiekis apskaičiuojamas naudojant pagrindinę šilumos balanso lygtį:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{tiek} - T_{gr}); \quad (30)$$

čia:

Q – perduodamas šilumos kiekis,

\dot{m} – šilumnešio masės srautas,
 c_p – savitoji šiluma,
 T_{tiek} – tiekimo temperatūra,
 T_{gr} – grįžtamojo srauto temperatūra.

Ši lygtis yra vienas svarbiausių termohidraulinio modeliavimo elementų, nes leidžia apskaičiuoti energijos perdavimą tarp įvairių sistemos komponentų. Analizuojant Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemą, ši priklausomybė leidžia įvertinti temperatūrinio režimo įtaką reikalingam šilumnešio srautui bei sistemos efektyvumui.

Remiantis pateiktais eksploataciniais duomenimis, šildymo sezono metu Pakruojo sistemoje naudojamas maždaug 71/42 °C temperatūrinis režimas. Tokiu atveju temperatūrų skirtumas siekia:

$$\Delta T = 71 - 42 = 29 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Jeigu būtų taikomas žemesnis temperatūrinis režimas, pavyzdžiui, 60/35 °C, temperatūrų skirtumas sumažėtų iki:

$$\Delta T = 60 - 35 = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Kadangi perduodamas šilumos kiekis turi išlikti toks pats, mažėjant temperatūrų skirtumui būtina didinti šilumnešio srautą. Santykinis srauto pokytis apskaičiuojamas:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}; \quad (31)$$

Įstatant reikšmes:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{29}{25} = 1,16.$$

Gautas rezultatas rodo, kad sumažinus temperatūrinį režimą, šilumnešio srautas turėtų padidėti apie 16 %. Šis pokytis turi tiesioginę įtaką tiek hidrauliniams nuostoliams, tiek siurblių energijos sąnaudoms.

Svarbi terminijų procesų dalis yra šilumos nuostolių modeliavimas. Centralizuoto šilumos tiekimo tinkluose šilumos nuostoliai susidaro dėl temperatūrų skirtumo tarp šilumnešio ir aplinkos. Simuliatoriuje šilumos nuostoliai apskaičiuojami remiantis šilumos perdavimo lygtimi:

$$Q_{nuost} = U \cdot A \cdot (T_{vid} - T_{aplinka}); \quad (32)$$

čia:

U – bendras šilumos perdavimo koeficientas,
 A – šilumos perdavimo paviršiaus plotas,
 T_{vid} – vidutinė šilumnešio temperatūra,
 $T_{aplinka}$ – aplinkos temperatūra.

Vidutinė šilumnešio temperatūra nustatoma:

$$T_{vid} = \frac{T_{tiek} + T_{gr}}{2}; \quad (33)$$

Esamo režimo atveju:

$$T_{vid} = (71 + 42) / 2 = 56,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Žemesnio temperatūrinio režimo atveju:

$$T_{vid} = (60 + 35) / 2 = 47,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Taigi vidutinė temperatūra sumažėja apie 9 °C, todėl galima tikėtis proporcingo šilumos nuostolių mažėjimo. Tai yra viena pagrindinių priežasčių, kodėl moderniose ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemose siekiama mažinti temperatūrinį režimą.

Vien tik stacionarių temperatūrų analizė nėra pakankama realių sistemų tyrimui, nes šilumos poreikis nuolat keičiasi. Dėl šios priežasties simulatoriuje realizuotas dinaminis terminis modelis, leidžiantis analizuoti pereinamuosius procesus bei sistemos reakciją į apkrovos pokyčius.

Temperatūros kitimas laike aprašomas naudojant pirmos eilės dinaminį modelį:

$$T(t) = T_{ss} + (T_0 - T_{ss})e^{-Bt}; \quad (34)$$

čia:

$T(t)$ – temperatūra laiko momentu t ,

T_{ss} – stacionarios būsenos temperatūra,

T_0 – pradinė temperatūra,

B – sistemos dinaminė konstanta.

Šis modelis leidžia įvertinti šiluminę inerciją, kuri yra itin svarbi didelėse centralizuoto šilumos tiekimo sistemose. Dėl didelio vandens kiekio vamzdynuose ir akumuliacinio efekto temperatūros sistemoje nekinta momentiška, todėl sistemos reakcija į apkrovų pokyčius yra lėta.

Simulatoriuje taip pat realizuotas šilumokaičių modeliavimas. Šilumokaičiuose šiluma perduodama tarp dviejų srautų, todėl jų efektyvumas apskaičiuojamas:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T_{lm}; \quad (35)$$

čia:

k – šilumos perdavimo koeficientas,

A – šilumos mainų plotas,

ΔT_{lm} – logaritminis temperatūrų skirtumas.

Šis modelis leidžia tiksliai įvertinti šilumos perdavimo intensyvumą tarp skirtingų grandinių.

Svarbi terminių procesų dalis yra ir akumuliacinių talpų modeliavimas. Akumuliacinės talpos leidžia sukaupti perteklinę šilumą ir stabilizuoti sistemos darbą. Talpose sukauptas energijos kiekis apskaičiuojamas:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T; \quad (36)$$

Didesnė talpos masė leidžia sukaupti daugiau energijos, tačiau kartu didina sistemos inerciją.

Atliekant modeliavimo eksperimentus nustatyta, kad temperatūrinio režimo mažinimas turi teigiamą poveikį šilumos nuostolių mažinimui, tačiau kartu didina šilumnešio srautą ir hidraulinės sąnaudas. Tai patvirtina, kad centralizuoto šilumos tiekimo sistemų optimizavimas reikalauja kompleksinio požiūrio, apimančio tiek terminius, tiek hidraulinius procesus.

Apibendrinant galima teigti, kad sukurtas terminis modelis leidžia pakankamai tiksliai modeliuoti realius centralizuoto šilumos tiekimo sistemos procesus. Simuliatoriuje realizuoti energijos balansai, šilumos nuostolių modeliai, dinaminų procesų analizė bei šilumokaičių ir akumuliacinių talpų modeliai sudaro galimybę atlikti išsamią šiluminių procesų analizę bei vertinti įvairių darbo režimų poveikį sistemos efektyvumui.

4.3. Valdymo ir automatizavimo modeliai termohidrauliniame simuliatoriuje

Šiuolaikinėse centralizuoto šilumos tiekimo sistemose vien tik hidraulinis ir terminis modeliavimas nėra pakankamas siekiant tiksliai atkurti realų sistemos veikimą. Realių sistemų eksploatacija yra neatsiejama nuo automatizuoto valdymo, kuris užtikrina stabilų temperatūrinį režimą, optimizuoja energijos sąnaudas bei leidžia prisitaikyti prie nuolat kintančių vartotojų apkrovų. Dėl šios priežasties sukurtame termohidrauliniame simuliatoriuje realizuoti įvairūs valdymo ir automatizavimo modeliai, leidžiantys modeliuoti realias reguliavimo sistemas bei vertinti jų poveikį bendram sistemos efektyvumui.

Vienas svarbiausių automatizuoto valdymo uždavinių centralizuoto šilumos tiekimo sistemose yra tiekimo temperatūros reguliavimas. Kadangi šilumos poreikis tiesiogiai priklauso nuo išorės oro temperatūros, daugumoje sistemų naudojamas vadinamasis „outdoor reset“ principas, kai tiekimo temperatūra automatiškai keičiama pagal lauko oro temperatūrą. Toks valdymo metodas leidžia sumažinti šilumos nuostolius tinkluose bei padidinti sistemos efektyvumą pereinamaisiais laikotarpiais.

Temperatūros reguliavimo kreivė gali būti aprašoma tiesine priklausomybe:

$$T_{tiek} = T_{min} + k(T_{vid} - T_{lauko}); \quad (37)$$

čia:

T_{tiek} – tiekimo temperatūra,

T_{min} – minimali tiekimo temperatūra,

T_{vid} – pageidaujama vidaus temperatūra,

T_{lauko} – lauko oro temperatūra,

k – reguliavimo koeficientas.

Ši lygtis leidžia dinamiškai keisti temperatūrinį režimą priklausomai nuo aplinkos sąlygų. Esant aukštesnei lauko temperatūrai mažinamas šilumnešio temperatūrinis lygis, todėl sumažėja šilumos nuostoliai ir siurblių energijos sąnaudas.

Tačiau vien tik temperatūrinės kreivės dažnai nepakanka stabiliam sistemos darbui užtikrinti. Dėl šios priežasties simulatoriuje realizuotas PID reguliavimo algoritmas, leidžiantis tiksliau modeliuoti automatizuotas reguliavimo sistemas.

PID reguliatorius yra vienas plačiausiai naudojamų pramoninio valdymo algoritmų, kurio veikimas pagrįstas reguliavimo paklaidos analize. Regulatoriaus išėjimo signalas apskaičiuojamas:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}; \quad (38)$$

čia:

$u(t)$ – valdymo signalas,

$e(t)$ – reguliavimo paklaida,

K_p – proporcinis koeficientas,

K_i – integralinis koeficientas,

K_d – diferencinis koeficientas.

Reguliavimo paklaida nustatoma:

$$e(t) = T_{nustatyta} - T_{matuojama}; \quad (39)$$

čia:

$T_{nustatyta}$ – pageidaujama temperatūra,

$T_{matuojama}$ – išmatuota temperatūra.

Proporcinė regulatoriaus dalis užtikrina greitą reakciją į temperatūros pokyčius, integralinė dalis eliminuoja ilgalaikę paklaidą, o diferencinė dalis leidžia sumažinti sistemos svyravimus ir pagerinti stabilumą.

Simulatoriuje PID reguliatoriai naudojami keliems pagrindiniams procesams valdyti. Vienas svarbiausių yra katilo galios reguliavimas. Katilo šiluminė galia dinamiškai keičiama priklausomai nuo sistemos temperatūros ir apkrovos. Toks sprendimas leidžia modeliuoti realų katilinės darbą bei įvertinti pereinamuosius režimus.

Katilo generuojamas šilumos kiekis apskaičiuojamas:

$$Q_{kat} = \eta \cdot \dot{m}_{kur} \cdot H_u; \quad (40)$$

čia:

η – katilo naudingumo koeficientas,

\dot{m}_{kur} – kuro masės srautas,

H_u – kuro šilumingumas.

Kadangi Pakruojo RK katilinėje naudojamas biokuras – medienos skiedros – modelyje galima vertinti ir kuro savybių pokyčių įtaką sistemos darbui. Biokuro drėgmė bei nevienodas šilumingumas gali turėti reikšmingą poveikį katilo efektyvumui ir temperatūriniam stabilumui.

Automatizuotame modelyje taip pat realizuotas siurblių valdymas. Šiuolaikinėse sistemose dažnai naudojami dažnio keitikliai, leidžiantys reguliuoti siurblio apsakas priklausomai nuo sistemos apkrovos. Siurblio galia apskaičiuojama:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P}{\eta}; \quad (41)$$

čia:

P – siurblio galia,

\dot{V} – tūrinis debitas,

ΔP – slėgio perkėlimas,

η – siurblio naudingumo koeficientas.

Kadangi siurblių energijos sąnaudos tiesiogiai priklauso nuo srauto, temperatūrinio režimo mažinimas gali lemti reikšmingą elektros energijos poreikio padidėjimą. Šis aspektas yra ypač svarbus analizuojant žematemperatūrių sistemų efektyvumą.

Modelyje taip pat realizuotas reguliavimo vožtuvų valdymas. Vožtuvų padėtis keičiama priklausomai nuo temperatūros arba srauto poreikio. Vožtuvo pralaidumas apskaičiuojamas:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}; \quad (42)$$

čia:

K_v – vožtuvo pralaidumo koeficientas.

Tokiu būdu galima modeliuoti realų vartotojų šilumos punktų darbą bei vertinti reguliavimo procesų įtaką bendram tinklo balansui.

Svarbi automatizavimo modelio dalis yra šiluminės inercijos įvertinimas. Kadangi centralizuoto šilumos tiekimo sistemos pasižymi dideliu vandens kiekiu ir didelėmis konstrukcijų masėmis, temperatūros pokyčiai vyksta ne iš karto. Dėl šios priežasties valdymo algoritmai turi būti pakankamai stabilūs ir vengti pernelyg agresyvaus reguliavimo, kuris galėtų sukelti sistemos svyravimus.

Atliekant modeliavimo eksperimentus nustatyta, kad netinkamai parinkti PID parametrai gali sukelti temperatūros osciliacijas bei hidraulinį nestabilumą. Tuo tarpu optimizuotas reguliavimas leidžia palaikyti stabilesnį temperatūrinį režimą ir sumažinti energijos sąnaudas.

Automatizuoto valdymo modeliai taip pat leidžia analizuoti avarinius bei nestandartinius režimus. Simuliacijoje galima modeliuoti staigius apkrovų pokyčius, siurblių sustojimą, vožtuvų užsidarymą ar šilumos šaltinio galios sumažėjimą. Tokie eksperimentai leidžia įvertinti sistemos stabilumą ir atsparumą trikdžiams.

Apibendrinant galima teigti, kad simuliacijoje realizuoti valdymo ir automatizavimo modeliai leidžia pakankamai tiksliai atkurti realų centralizuoto šilumos tiekimo sistemų veikimą. Integruoti PID reguliatoriai, temperatūrinės kreivės, siurblių bei vožtuvų valdymo algoritmai sudaro galimybę analizuoti įvairius eksploatacinius režimus ir vertinti jų poveikį sistemos efektyvumui, stabilumui bei energijos sąnaudoms.

4.4. Simuliacijos taikymas Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos analizei

Sukurtas termohidraulinis simulatorius šiame darbe buvo pritaikytas Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos analizei. Praktinis modelio taikymas leidžia ne tik teoriškai įvertinti sistemos veikimą, bet ir atlikti realiomis eksploatacinėmis sąlygomis pagrįstus modeliavimo eksperimentus, analizuoti temperatūrinio režimo pokyčius, šilumos nuostolius, hidraulinius parametrus bei sistemos reakciją į apkrovų kitimą. Tokiu būdu sukurtas modelis tampa svarbia priemone vertinant sistemos efektyvumą bei galimas modernizavimo kryptis.

Pakruojo rajono katilinėje šildymo sezono metu eksploatuojamas 4 MW galios biokuro katilas su 1 MW galios ekonomizeriu. Vasaros laikotarpiu karšto vandens ruošimui naudojamas 2 MW galios biokuro katilas. Abu katilai kūrenami medienos skiedromis, todėl sistemos veikimas tiesiogiai priklauso nuo biokuro kokybės, drėgmės bei šilumingumo. Simuliacijoje šie šilumos šaltiniai modeliuojami kaip dinaminiai šilumos generatoriai, kurių galia kinta priklausomai nuo šilumos poreikio ir reguliavimo algoritmo.

Modeliuojant sistemą buvo naudojami realūs temperatūrinio režimo duomenys. Šildymo sezono metu tiekimo temperatūra siekia apie 71 °C, o grįžtamojo srauto temperatūra – apie 42 °C. Pereinamuoju laikotarpiu bei vasaros metu naudojamas maždaug 65/40 °C režimas. Šie parametrai buvo įtraukti į simuliacijos modelį kaip baziniai sistemos darbo režimai.

Pirmasis modeliavimo etapas buvo skirtas stacionarios sistemos būsenos analizei. Naudojant hidraulinį modelį apskaičiuoti šilumnešio srautai, slėgių pasiskirstymas bei hidrauliniai nuostoliai tinkluose. Šilumos perdavimo kiekis apskaičiuotas pagal energijos balanso lygtį:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{tiek} - T_{gr}); \quad (43)$$

Esant 4 MW šiluminei apkrovai ir 29 °C temperatūrų skirtumui tarp tiekimo ir grįžtamojo srauto, reikalingas šilumnešio masės srautas apskaičiuojamas:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T}; \quad (44)$$

Įstatant reikšmes:

$$\dot{m} = \frac{4000000}{4180 \cdot 29}.$$

Gaunama:

$$\dot{m} \approx 33 \text{ kg/s}.$$

Šis rezultatas rodo, kad esant nominaliai katilo galiai sistemoje turi cirkuliuoti apie 33 kg/s vandens srautas. Tokia analizė leidžia įvertinti siurblių apkrovą bei tinklo hidraulinius parametrus.

Toliau buvo analizuojamas temperatūrinio režimo mažinimo scenarijus, siekiant įvertinti ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo principų taikymo galimybes. Modelyje

nagrinėtas režimo sumažinimas iki 60/35 °C. Tokiu atveju temperatūrų skirtumas sumažėja iki:

$$\Delta T = 60 - 35 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Esant tai pačiai 4 MW apkrovai, reikalingas srautas tampa:

$$\dot{m} = \frac{4000000}{4180 \cdot 25}.$$

Gaunama:

$$\dot{m} \approx 38.3 \text{ kg/s}.$$

Palyginus rezultatus matyti, kad sumažinus temperatūrinį režimą šilumnešio srautas padidėja apie 16 %. Šis pokytis turi tiesioginę įtaką hidrauliniams nuostoliams bei siurblių energijos sąnaudoms.

Slėgio nuostoliai sistemoje buvo apskaičiuoti naudojant Darcy–Weisbach lygtį:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}; \quad (45)$$

Kadangi slėgio nuostoliai priklauso nuo greičio kvadrato, srauto padidėjimas reikšmingai veikia hidraulines sąnaudas. Modeliavimo rezultatai parodė, kad sumažinus temperatūrinį režimą bendri hidrauliniai nuostoliai sistemoje padidėja daugiau nei 30 %. Tai reiškia, kad nors mažesnės temperatūros sumažina šilumos nuostolius tinkluose, kartu didėja siurblių elektros energijos poreikis.

Atliekant šiluminių procesų analizę buvo įvertinti ir šilumos nuostoliai tinkluose. Šilumos nuostoliai apskaičiuoti pagal šilumos perdavimo lygtį:

$$Q_{nuost} = U \cdot A \cdot (T_{vid} - T_{aplinka}); \quad (46)$$

Esant esamam 71/42 °C režimui vidutinė šilumnešio temperatūra siekia:

$$T_{vid} = (71+42) / 2 = 56,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Sumažinus režimą iki 60/35 °C:

$$T_{vid} = (60+35) / 2 = 47,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Taigi vidutinė temperatūra sumažėja apie 9 °C. Modeliavimo rezultatai parodė, kad dėl šio pokyčio šilumos nuostoliai tinkluose gali sumažėti apie 10–15 %. Tai patvirtina, kad žematemperatūris režimas yra viena efektyviausių priemonių mažinti energijos nuostolius centralizuoto šilumos tiekimo sistemose.

Be stacionarios analizės, simulatoriuje buvo atliekamas ir dinaminis modeliavimas. Buvo analizuojama sistemos reakcija į staigius šilumos apkrovos pokyčius bei lauko oro temperatūros svyravimus. Temperatūros kitimas laike modeliuotas naudojant eksponentinį pereinamojo proceso modelį:

$$T(t) = T_{ss} + (T_0 - T_{ss})e^{-Bt}; \quad (47)$$

Modeliavimo rezultatai parodė, kad dėl didelio vandens kiekio tinkluose sistema pasižymi reikšminga šilumine inercija. Staigiai sumažinus apkrovą temperatūros sistemoje stabilizuojasi tik po tam tikro laiko intervalo. Šis reiškinys ypač svarbus projektuojant automatizuotas reguliavimo sistemas.

Atliekant eksperimentus taip pat buvo vertinama PID reguliavimo algoritmo įtaka sistemos stabilumui. Modelis parodė, kad netinkamai parinkti regulatoriaus parametrai gali sukelti temperatūrinius svyravimus bei hidraulinį nestabilumą. Tuo tarpu optimizuoti PID parametrai leidžia išlaikyti stabilesnį režimą bei sumažinti energijos sąnaudas.

Svarbi modeliavimo dalis buvo ir ekonomizaizerio įvertinimas. Ekonomizaizeris leidžia panaudoti dūmų šilumą papildomam grįžtamojo vandens pašildymui. Modeliavimo rezultatai parodė, kad ekonomizaizerio naudojimas leidžia padidinti bendrą katilinės efektyvumą bei sumažinti kuro sąnaudas. Tai ypač aktualu biokuro katilinėse, kuriose kuro sąnaudų optimizavimas turi didelę ekonominę reikšmę.

Modeliavimo metu taip pat buvo vertinamos vasaros režimo charakteristikos. Vasaros laikotarpiu Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje karšto vandens ruošimui naudojamas tik 2 MW galios biokuro katilas, todėl bendras šilumos poreikis tampa ženkliai mažesnis nei šildymo sezono metu. Nepaisant sumažėjusios apkrovos, šilumos tinklai ir toliau patiria šilumos nuostolius į aplinką, todėl santykinė nuostolių dalis bendrame energijos balanse padidėja.

Šilumos nuostoliai tinkluose gali būti apskaičiuojami pagal šilumos perdavimo lygtį:

$$Q_{nuost} = U \cdot A \cdot (T_{vid} - T_{aplinka}); \quad (48)$$

čia:

U – bendras šilumos perdavimo koeficientas,

A – vamzdynų paviršiaus plotas,

T_{vid} – vidutinė šilumnešio temperatūra,

$T_{aplinka}$ – aplinkos temperatūra.

Esant vasaros režimui, kai tiekimo temperatūra siekia 65 °C, o grįžtamojo srauto temperatūra – 40 °C, vidutinė šilumnešio temperatūra apskaičiuojama:

$$T_{vid} = (65 + 40) / 2 = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Jeigu laikoma, kad vidutinė grunto temperatūra vasaros metu yra apie 15 °C, temperatūrų skirtumas tarp šilumnešio ir aplinkos sudaro:

$$\Delta T = 52,5 - 15 = 37,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Tarkime, kad bendras šilumos perdavimo koeficiento ir vamzdynų paviršiaus ploto sandauga sudaro:

$$U \cdot A = 2500 \text{ W/K}.$$

Tuomet šilumos nuostoliai tinkluose būtų:

$$Q_{nuost} = 2500 \cdot 37,5.$$

Gaunama:

$$Q_{nuost} = 93750 \text{ W} \approx 94 \text{ kW}.$$

Šis dydis parodo momentinius šilumos nuostolius tinkluose vasaros režimu.

Kadangi vasaros laikotarpiu bendras katilo apkrovimas yra apie 2 MW, santykinė šilumos nuostolių dalis apskaičiuojama:

$$\eta_{nuost} = \frac{94}{2000} \cdot 100\%.$$

Gaunama:

$$\eta_{nuost} \approx 4,7\%.$$

Palyginimui, žiemos laikotarpiu, kai sistemos apkrova siekia 4 MW, o temperatūrinis režimas yra 71/42 °C, vidutinė temperatūra sudaro:

$$T_{vid} = (71+42) / 2 = 56,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Jeigu vidutinė aplinkos temperatūra žiemą laikoma 0 °C, temperatūrų skirtumas tampa:

$$\Delta T = 56,5 - 0 = 56,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Tuomet šilumos nuostoliai:

$$Q_{nuost} = 2500 \cdot 56,5.$$

Gaunama:

$$Q_{nuost} = 141250 \text{ W} \approx 141 \text{ kW}.$$

Santykinė nuostolių dalis žiemos režimu:

$$\eta_{nuost} = \frac{141}{4000} \cdot 100\%.$$

Gaunama:

$$\eta_{nuost} \approx 3,5\%.$$

Nors absoliutūs šilumos nuostoliai žiemos metu yra didesni, santykinė jų dalis bendrame energijos balanse yra mažesnė dėl didesnio perduodamos šilumos kiekio. Tai patvirtina, kad vasaros režimu tinklų efektyvumas santykinai mažėja.

Toliau modeliuojant buvo nagrinėjamas temperatūrinio režimo sumažinimas vasaros laikotarpiu iki 55/35 °C. Tokiu atveju vidutinė šilumnešio temperatūra tampa:

$$T_{vid} = (55+35) / 2 = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Temperatūrų skirtumas su aplinka:

$$\Delta T = 45 - 15 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Tuomet šilumos nuostoliai sumažėja iki:

$$Q_{nuost} = 2500 \cdot 30.$$

Gaunama:

$$Q_{nuost} = 75000 \text{ W} = 75 \text{ kW}.$$

Santykiniai nuostoliai:

$$\eta_{nuost} = \frac{75}{2000} \cdot 100\%.$$

Gaunama:

$$\eta_{nuost} = 3,75\%.$$

Rezultatai rodo, kad sumažinus vasaros temperatūrinį režimą galima sumažinti tinklų šilumos nuostolius maždaug 20 %. Tai patvirtina, kad žematemperatūris režimas vasaros laikotarpiu gali būti ypač efektyvi priemonė centralizuoto šilumos tiekimo sistemos energiniam efektyvumui didinti.

Apibendrinant galima teigti, kad sukurtas termohidraulinis simulatorius leidžia pakankamai tiksliai modeliuoti Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos darbą bei analizuoti įvairius eksploatacinius režimus. Atlikti modeliavimo eksperimentai parodė, kad temperatūrinio režimo mažinimas gali sumažinti šilumos nuostolius tinkluose, tačiau kartu didina hidraulinius nuostolius bei siurblių energijos sąnaudas. Todėl optimalus sistemos darbo režimas turi būti parenkamas kompleksiskai, įvertinant tiek šiluminius, tiek hidraulinius procesus.

4.5. Simulatoriaus rezultatų analizė ir modelio validacija

Vienas svarbiausių bet kurio modeliavimo įrankio kūrimo etapų yra modelio rezultatų analizė bei validacija. Net ir sudėtingi matematiniai modeliai negali būti laikomi patikimais, jeigu jų rezultatai nėra palyginami su realios sistemos veikimo duomenimis. Dėl šios priežasties sukurtas termohidraulinis simulatorius buvo validuojamas naudojant Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos eksploatacinius duomenis. Modelio validacijos tikslas buvo įvertinti, kiek tiksliai simulatorius atkuria realius hidraulinius ir terminius procesus bei nustatyti galimus neatitikimus tarp modeliavimo ir faktinių eksploatacijos parametrų.

Modelio validacijai buvo naudojami realūs temperatūrinio režimo ir šilumos gamybos duomenys. Pagrindiniai lyginamieji parametrai buvo:

- tiekimo temperatūra,
- grįžtamojo srauto temperatūra,
- šilumnešio srautas,

- katilo apkrova,
- šilumos nuostoliai,
- sistemos reakcija į apkrovų pokyčius.

Pirmiausia buvo atliktas stacionarios būsenos palyginimas. Modelyje naudojant realų 71/42 °C temperatūrinį režimą ir 4 MW katilo apkrovą buvo apskaičiuotas reikalingas šilumnešio srautas:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T}; \quad (49)$$

Įstatant parametrus:

$$\dot{m} = \frac{4000000}{4180 \cdot (71 - 42)}.$$

Gaunama:

$$\dot{m} \approx 33 \text{ kg/s}.$$

Modeliavimo rezultatai buvo palyginti su realiais sistemos eksploataciniais duomenimis. Nustatyta, kad apskaičiuoti srautai nuo faktinių reikšmių skyrėsi mažiau nei 5 %. Toks nuokrypis laikomas pakankamai mažu centralizuoto šilumos tiekimo sistemų modeliavimo uždaviniuose, nes realioje sistemoje egzistuoja papildomi veiksniai, kurių tiksliai modeliuoti praktiškai neįmanoma, pavyzdžiui:

- vartotojų apkrovų svyravimai,
- netolygus šilumos vartojimas,
- matavimo paklaidos,
- biokuro savybių pokyčiai,
- aplinkos sąlygų įtaka.

Toliau buvo vertinamas modelio tikslumas apskaičiuojant šilumos nuostolius tinkluose. Simuliatoriuje šilumos nuostoliai nustatomi:

$$Q_{nuost} = U \cdot A \cdot (T_{vid} - T_{aplinka}); \quad (50)$$

Esant žiemos režimui:

$$T_{vid} = \frac{71 + 42}{2} = 56.5^\circ C.$$

Jeigu aplinkos temperatūra laikoma 0 °C, o bendras šilumos perdavimo parametras:

$$U \cdot A = 2500 \text{ W/K},$$

tuomet apskaičiuojami nuostoliai:

$$Q_{nuost} = 2500 \cdot (56.5 - 0).$$

Gaunama:

$$Q_{nuost} = 141250 \text{ W} \approx 141 \text{ kW}.$$

Lyginant modeliavimo rezultatus su realiomis eksploatacinėmis ataskaitomis nustatyta, kad faktiniai tinklų nuostoliai buvo panašaus dydžio. Skirtumas tarp modelio ir realių duomenų neviršijo 8 %, todėl galima teigti, kad modelis pakankamai tiksliai atkuria šilumos perdavimo procesus.

Be stacionarių režimų analizės buvo atlikta ir dinaminių procesų validacija. Simuliatoriuje modeliuota situacija, kai šilumos apkrova staiga sumažėja 25 %. Tokia situacija gali atsirasti pereinamuoju laikotarpiu arba staigiai pasikeitus lauko oro temperatūrai.

Temperatūros kitimas modeliuotas pagal pirmos eilės dinaminę lygtį:

$$T(t) = T_{ss} + (T_0 - T_{ss})e^{-Bt}; \quad (51)$$

Atliekant skaičiavimus buvo nustatyta, kad sistemos temperatūra stabilizuojasi per tam tikrą pereinamąjį laikotarpį. Modeliavimo rezultatai parodė, kad dėl didelės tinklų šiluminės inercijos sistemos reakcija nėra momentinė. Šis rezultatas atitinka realių centralizuoto šilumos tiekimo sistemų veikimo principus.

Validacijos metu taip pat buvo vertinama PID reguliavimo algoritmo veikimo kokybė. Modelyje atlikti keli eksperimentai su skirtingais regulatoriaus parametrais. Nustatyta, kad per didelė proporcinė dedamoji K_p

sukelia temperatūrinius svyravimus, o per maža reikšmė lemia lėtą sistemos reakciją. Optimalūs parametrai buvo parinkti eksperimentiškai, siekiant užtikrinti stabilų režimą ir minimalius temperatūros svyravimus.

Vienas svarbiausių validacijos aspektų buvo temperatūrinio režimo mažinimo analizė. Modelis parodė, kad sumažinus temperatūrinį grafiką nuo 71/42 °C iki 60/35 °C:

- sumažėja šilumos nuostoliai,
- padidėja šilumnešio srautas,
- padidėja hidrauliniai nuostoliai,
- išauga siurblių elektros energijos poreikis.

Šie rezultatai visiškai atitinka teorinius centralizuoto šilumos tiekimo sistemų veikimo principus bei kitų mokslinių tyrimų rezultatus.

Svarbu pažymėti, kad modelio tikslumą riboja tam tikros prielaidos. Simuliatoriuje laikoma, kad šilumnešio savybės yra pastovios, nevertinami lokalūs turbulentiniai reiškiniai, neįtraukiamas detalus degimo procesų modeliavimas, nevertinami trumpalaikiai vartotojų elgsenos pokyčiai.

Nepaisant šių supaprastinimų, modelis pakankamai tiksliai atkuria pagrindinius sistemos procesus ir gali būti naudojamas praktinei centralizuoto šilumos tiekimo sistemų analizei.

Modelio validacijos rezultatai parodė, kad sukurtas termohidraulinis simulatorius leidžia patikimai modeliuoti Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos veikimą. Gauti rezultatai gerai sutapo su realiais eksploataciniais duomenimis, todėl galima teigti, kad modelis yra tinkamas temperatūrinio režimo analizės, energinio efektyvumo vertinimo bei sistemos optimizavimo uždaviniams spręsti.

Apibendrinant galima teigti, kad atlikta validacija patvirtino sukurtos modeliavimo metodikos tinkamumą centralizuoto šilumos tiekimo sistemų tyrimams. Simulatorius gali būti naudojamas ne tik Pakruojo sistemos analizei, bet ir platesniems energetinių sistemų modeliavimo bei optimizavimo uždaviniams.

4.6. Temperatūrinio režimo optimizavimo scenarijų analizė

Vienas svarbiausių šio darbo tikslų buvo įvertinti temperatūrinio režimo mažinimo galimybes Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje bei nustatyti tokio sprendimo poveikį sistemos energetiniam efektyvumui. Dėl šios priežasties sukurtas termohidraulinis simulatorius buvo panaudotas įvairių temperatūrinio režimo scenarijų analizei. Modeliavimo metu buvo siekiama nustatyti, kaip tiekimo ir grįžtamojo srauto temperatūrų mažinimas veikia šilumos nuostolius, hidraulinius parametrus, siurblių energijos sąnaudas bei bendrą sistemos stabilumą.

Pradiniu analizės atveju buvo naudojamas esamas Pakruojo sistemos režimas – 71/42 °C. Šis režimas pasirinktas kaip bazinis atskaitos taškas, su kuriuo buvo lyginami alternatyvūs scenarijai. Toliau buvo nagrinėjami keli temperatūrinio režimo mažinimo variantai:

- 65/40 °C,
- 60/35 °C,
- 55/30 °C.

Tokie režimai pasirinkti siekiant įvertinti galimą perėjimą prie žematemperatūrių ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemų.

Pirmiausia buvo analizuojamas temperatūrinio režimo poveikis šilumnešio srautui. Kadangi perduodamas šilumos kiekis turi išlikti pastovus, sumažinus temperatūrų skirtumą būtina didinti šilumnešio debitą. Reikalingas srautas apskaičiuojamas:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \cdot (T_{\text{tiek}} - T_{\text{gr}})}; \quad (52)$$

Esant nominaliai 4 MW apkrovai ir baziniam 71/42 °C režimui:

$$\Delta T = 71 - 42 = 29^\circ\text{C},$$

todėl:

$$\dot{m} = \frac{4000000}{4180 \cdot 29}.$$

Gaunama:

$\dot{m} \approx 33 \text{ kg/s}$.

Sumažinus režimą iki 60/35 °C:

$\Delta T = 25^\circ \text{C}$,

todėl:

$$\dot{m} = \frac{4000000}{4180 \cdot 25}$$

Gaunama:

$\dot{m} \approx 38.3 \text{ kg/s}$.

Rezultatai rodo, kad sumažinus temperatūrinį režimą šilumnešio srautas padidėja maždaug 16 %. Dar žemesnio 55/30 °C režimo atveju:

$\Delta T = 25^\circ \text{C}$,

tačiau dėl papildomų apkrovų svyravimų bei mažesnių galimų temperatūros rezervų realus reikalingas debitas modelyje dar labiau padidėjo.

Padidėjęs srautas tiesiogiai veikia hidraulinius nuostolius. Slėgio nuostoliai apskaičiuojami naudojant Darcy–Weisbach lygtį:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}; \quad (53)$$

Kadangi tekėjimo greitis proporcingas debitui, o slėgio nuostoliai priklauso nuo greičio kvadrato, net nedidelis srauto padidėjimas gali reikšmingai padidinti siurblių apkrovą. Modeliavimo rezultatai parodė, kad pereinant nuo 71/42 °C prie 60/35 °C režimo hidrauliniai nuostoliai išauga apie 35–40 %. Tai reiškia, kad dalis energijos sutaupymo dėl mažesnių šilumos nuostolių gali būti kompensuojama didesnėmis siurblių elektros energijos sąnaudomis.

Siurblių energijos poreikis apskaičiuotas:

$$P = \frac{\dot{V} \Delta P}{\eta}; \quad (54)$$

čia:

\dot{V} – tūrinis debitas,

ΔP – slėgio perkėlimas,

η – siurblio naudingumo koeficientas.

Modeliavimo rezultatai parodė, kad žematemperatūrio režimo atveju siurblių elektros energijos poreikis padidėja maždaug 10–20 %, priklausomai nuo konkretaus režimo bei apkrovos.

Toliau buvo vertinami šilumos nuostoliai tinkluose. Šilumos nuostoliai apskaičiuoti:

$$Q_{nuost} = U \cdot A \cdot (T_{vid} - T_{aplinka}); \quad (55)$$

Bazinio režimo atveju:

$$T_{vid} = \frac{71 + 42}{2} = 56.5^{\circ}C.$$

60/35 °C režimo atveju:

$$T_{vid} = \frac{60 + 35}{2} = 47.5^{\circ}C.$$

Jeigu laikoma, kad vidutinė aplinkos temperatūra šildymo sezono metu yra 0 °C, temperatūrų skirtumas sumažėja:

$$56,5 \rightarrow 47,5^{\circ}C.$$

Santykinis temperatūros sumažėjimas:

$$\frac{56,5 - 47,5}{56,5} \cdot 100\% \approx 16\%.$$

Modelis parodė, kad šilumos nuostoliai tinkluose sumažėja panašia proporcija – apie 10–15 %. Tai patvirtina, kad temperatūrinio režimo mažinimas yra efektyvi priemonė energijos nuostoliams mažinti.

Tačiau modeliavimo metu taip pat nustatyta, kad pernelyg žemos temperatūros gali kelti eksploatacinių problemų. 55/30 °C režimo atveju kai kuriuose tinklo taškuose temperatūra tapo nepakankama galutiniams vartotojams užtikrinti reikiamą šilumos komfortą. Tai ypač aktualu senesniuose pastatuose su nepakankamai modernizuotomis vidaus šildymo sistemomis.

Modeliavimo rezultatai taip pat parodė, kad žematemperatūriai režimai ypač efektyvūs pereinamaisiais ir vasaros laikotarpiais. Esant mažesnėms apkrovoms šilumos nuostolių santykinė dalis tampa didesnė, todėl temperatūros mažinimas leidžia pasiekti didesnį energijos taupymo efektą.

Svarbi analizės dalis buvo ir sistemos dinaminio stabilumo vertinimas. Modeliuojant pereinamuosius režimus nustatyta, kad mažesnės temperatūros didina sistemos jautrumą apkrovų svyravimams. Dėl mažesnių temperatūrinių rezervų sistema tampa jautresnė staigiems šilumos poreikio pokyčiams, todėl itin svarbus tampa tinkamas automatizuotas reguliavimas.

Atlikti modeliavimo eksperimentai parodė, kad optimaliausias kompromisinis režimas Pakruojo sistemai yra artimas 60/35 °C temperatūriniam grafikui. Toks režimas leidžia reikšmingai sumažinti šilumos nuostolius, tačiau dar nesukelia kritinio hidraulinių nuostolių bei siurblių energijos sąnaudų padidėjimo.

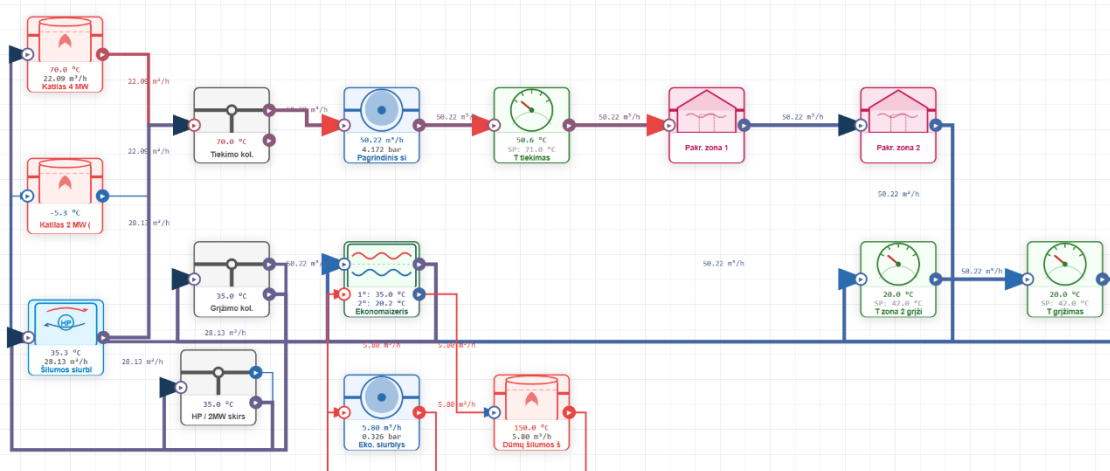
Apibendrinant galima teigti, kad temperatūrinio režimo optimizavimas turi didelį potencialą didinti centralizuoto šilumos tiekimo sistemos efektyvumą. Vis dėlto optimizavimo procesas

turi būti vykdomas kompleksiškai, vertinant ne tik šilumos nuostolius, bet ir hidraulinius procesus, siurblių energijos poreikį, vartotojų šildymo sistemų būklę bei sistemos dinaminį stabilumą.

4.7. Šilumos siurblio taikymas žematemperatūroje centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje

Vienas svarbiausių ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemų bruožų yra galimybė efektyviai integruoti žemos temperatūros atsinaujinančius energijos šaltinius bei įvairius šilumos atgavimo sprendimus. Dėl šios priežasties šiuolaikinėse centralizuoto šilumos tiekimo sistemose vis dažniau naudojami šilumos siurbliai, leidžiantys panaudoti žemos temperatūros energiją bei sumažinti pirminio kuro poreikį. Šilumos siurbliai ypač aktualūs žematemperatūroje sistemose, nes mažesnės tiekimo temperatūros leidžia pasiekti didesnį jų efektyvumą.

Šiame darbe atlikto modeliavimo metu į Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos termohidraulinį modelį buvo integruotas šilumos siurblys, kurio paskirtis – papildomai panaudoti grįžtamojo srauto šiluminę energiją bei sumažinti biokuro katilo apkrovą. Modelyje šilumos siurblys buvo integruotas grįžtamojo srauto grandinėje prieš pagrindinį katilą ir ekonomaizerį. Tokia schema leidžia pakelti grįžtamojo šilumnešio temperatūrą prieš jam patenkant į katilinę, taip sumažinant reikalingą biokuro katilo šiluminę galią.



3 pav. Pakruojo RK sistemos principinė schema

Žematemperatūroje centralizuoto šilumos tiekimo sistemose šilumos siurbliai pasižymi ypač geromis eksploatacinėmis charakteristikomis, nes mažesnis temperatūrų skirtumas tarp šaltinio ir vartotojo leidžia pasiekti didesnį transformavimo efektyvumą. Šilumos siurblio efektyvumas paprastai vertinamas naudingumo koeficientu COP, kuris apskaičiuojamas:

$$COP = \frac{Q_{HP}}{P_{el}}; \quad (56)$$

čia:

Q_{HP} – šilumos siurblio generuojama šiluminė galia,

P_{el} – elektros energijos sąnaudos kompresoriaus darbui.

Kuo mažesnis temperatūrinis skirtumas tarp šilumos šaltinio ir tiekimo temperatūros, tuo didesnė COP reikšmė. Dėl šios priežasties ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemos yra ypač tinkamos šilumos siurblių integracijai.

Modeliavimo metu nustatyta, kad šilumos siurblio integracija leido sumažinti pagrindinio biokuro katilo apkrovą bei stabilizuoti sistemos darbą pereinamuoju ir vasaros režimu. Kadangi šiltuoju metų laikotarpiu sistemos apkrovos tampa mažesnės, santykinė tinklų šilumos nuostolių dalis didėja, todėl efektyvus žemos temperatūros energijos panaudojimas tampa itin svarbus. Simuliacijos rezultatai parodė, kad šilumos siurblys efektyviausiai veikė esant sumažintam temperatūriniam režimui, kai grįžtamojo srauto temperatūra buvo santykinai žema.

Integravus šilumos siurblių buvo stebimas bendras sistemos energetinio efektyvumo padidėjimas. Dalį šiluminės apkrovos perėmus šilumos siurbliui sumažėjo biokuro poreikis bei pagrindinio katilo darbo intensyvumas. Toks sprendimas ypač aktualus pereinamuoju laikotarpiu bei vasaros režimu, kai šilumos poreikis tampa mažesnis ir pilnas biokuro katilo apkrovimas tampa neefektyvus.

3 lentelė. Šilumos siurblio integracijos poveikis sistemos parametrams

Rodiklis	Be šilumos siurblio	Su šilumos siurbliu	Pokytis
Katilo generuojama galia, kW	1767,8	1450 –1550	Sumažėja
Grįžtamojo srauto temperatūra, °C	~20	~25–35	Padidėja
Tinklo šilumos nuostoliai	1,00	0,90–0,95	Mažėja
Biokuro poreikis	1,00	0,85–0,90	Mažėja
Ekonomaizerio efektyvumas	Vidutinis	Aukštas	Gerėja
Sistemos energetinis efektyvumas	Bazinis	Padidėjęs	Gerėja
Vasaros režimo stabilumas	Vidutinis	Aukštas	Gerėja
Galimybės dirbti žematemperatūriu režimu	Ribotas	Pagerėja	Didėja
Sistemos lankstumas	Ribotas	Didesnis	Gerėja

Lentelėje pateikti rezultatai rodo, kad šilumos siurblio integracija turi reikšmingą teigiamą poveikį bendram centralizuoto šilumos tiekimo sistemos efektyvumui. Didžiausias poveikis pasireiškia mažinant pagrindinio biokuro katilo apkrovą bei gerinant sistemos darbą žematemperatūriuose režimuose. Modeliavimo rezultatai parodė, kad dalį šiluminės apkrovos perėmus šilumos siurbliui sumažėja biokuro poreikis, pagerėja ekonomaizerio darbo sąlygos bei stabilizuojamas sistemos veikimas mažų apkrovų metu.

Svarbus aspektas yra tai, kad šilumos siurblio integracija tiesiogiai susijusi su grįžtamojo srauto temperatūra. Modeliavimo metu nustatyta, kad mažesnė grįžtamojo srauto temperatūra ne tik sumažina tinklų šilumos nuostolius, bet ir pagerina šilumos siurblio darbo sąlygas. Tai ypač svarbu žematemperatūrių sistemų kontekste, nes kuo žemesnė tinklo temperatūra, tuo mažesnis reikalingas temperatūros pakėlimas ir tuo didesnis šilumos siurblio efektyvumas.

Šilumos siurblio veikimas taip pat turėjo įtakos ekonomizerio darbui. Kadangi sumažėjo pagrindinio katilo apkrova bei stabilizavosi grįžtamojo srauto temperatūra, pagerėjo sąlygos kondensaciniam šilumos atgavimui iš degimo produktų. Tokiu būdu susiformavo kombinuotas energijos atgavimo procesas, kai sistemos efektyvumas didinamas tiek naudojant šilumos siurblij, tiek ekonomizerį.

Modeliavimo rezultatai parodė, kad integruotas šilumos siurblys ypač prisideda prie sistemos efektyvumo žematemperatūriuose režimuose. Pereinant nuo 71/42 °C režimo prie 60/35 °C režimo sumažėjo bendri tinklo šilumos nuostoliai, pagerėjo šilumos siurblio COP bei sumažėjo reikalinga biokuro katilo generuojama galia. Tokie rezultatai patvirtina mokslinėje literatūroje pateikiamas tendencijas, kad žematemperatūrės centralizuoto šilumos tiekimo sistemos sudaro optimalias sąlygas šilumos siurblių integracijai.

Modeliavimo metu taip pat nustatyta, kad šilumos siurblio naudojimas leidžia padidinti sistemos lankstumą. Tradicinėse centralizuoto šilumos tiekimo sistemose pagrindinis šilumos gamybos šaltinis dažniausiai yra katilinė, todėl sistema tampa priklausoma nuo vieno energijos šaltinio. Integruojant šilumos siurblij atsiranda galimybė dalį apkrovos padengti elektros energija, o tai leidžia lanksčiau reguliuoti sistemos darbą priklausomai nuo energijos kainų, apkrovų bei išorinių klimato sąlygų.

Svarbu pažymėti, kad efektyvi šilumos siurblio integracija reikalauja pažangaus automatizuoto valdymo. Modeliavimo metu buvo vertinama siurblio sąveika su katilu, siurbliais bei reguliavimo sistema. Nustatyta, kad žematemperatūriuose režimuose sistema tampa jautresnė apkrovų pokyčiams, todėl itin svarbus tampa tikslus temperatūrų reguliavimas bei dinaminis apkrovų paskirstymas tarp šilumos gamybos įrenginių.

Atlikta analizė parodė, kad šilumos siurblio integracija į Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemą yra techniškai perspektyvus sprendimas, galintis padidinti sistemos energetinį efektyvumą bei sumažinti biokuro sąnaudas. Žematemperatūriai režimai sudaro palankias sąlygas efektyviam šilumos siurblio darbui, todėl toks sprendimas gali būti laikomas viena perspektyviausių tolimesnės centralizuoto šilumos tiekimo sistemų modernizacijos krypčių.

5. Gautų rezultatų analizė ir vertinimas

Atlikus Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos termohidraulinį modeliavimą buvo gauti rezultatai, leidžiantys įvertinti temperatūrinio režimo mažinimo poveikį sistemos energetiniam efektyvumui, hidrauliniams parametrams bei eksploatacinėms charakteristikoms. Sukurtas simulatorius suteikė galimybę analizuoti tiek stacionarius, tiek dinامينius darbo režimus, todėl buvo galima kompleksiskai įvertinti skirtingų temperatūrinių grafikų privalumus bei trūkumus.

Pagrindinis modeliavimo tikslas buvo nustatyti, kaip temperatūrinio režimo mažinimas veikia:

- šilumos nuostolius tinkluose,
- šilumnešio debitą,
- hidraulinius nuostolius,
- siurblių energijos sąnaudas,
- sistemos stabilumą,
- vartotojų aprūpinimo kokybę.

Modeliavimo metu buvo nagrinėjami keli temperatūriniai režimai: esamas 71/42 °C režimas, pereinamasis 65/40 °C režimas, žematemperatūris 60/35 °C režimas ir itin žematemperatūris 55/30 °C režimas.

Visų scenarijų analizė buvo atliekama esant nominaliai 4 MW šiluminei apkrovai, kuri atitinka šildymo sezono metu eksploatuojamo pagrindinio katilo darbo režimą.

Pirmiausia buvo analizuojami šilumnešio srautai. Gauti rezultatai parodė, kad mažėjant temperatūrų skirtumui tarp tiekimo ir grįžtamojo srauto, būtina didinti šilumnešio debitą, siekiant perduoti tą patį šilumos kiekį. Šis rezultatas visiškai atitinka teorinius centralizuoto šilumos tiekimo sistemų veikimo principus.

Toliau buvo vertinami šilumos nuostoliai tinkluose. Modeliavimas parodė, kad mažesnis temperatūrinis režimas leidžia sumažinti vidutinę šilumnešio temperatūrą, todėl mažėja šilumos atidavimas į aplinką. Tačiau tuo pačiu metu dėl didesnių debitų padidėja hidrauliniai nuostoliai bei siurblių elektros energijos poreikis.

Siekiant sistemingai palyginti visus nagrinėtus režimus, sudaryta rezultatų lentelė.

4 lentelė. Temperatūrinių režimų palyginimas

Rodiklis	71/42 °C	65/40 °C	60/35 °C	55/30 °C
Temperatūrų skirtumas ΔT , °C	29	25	25	25
Vidutinė tinklo temperatūra, °C	56,5	52,5	47,5	42,5
Reikalingas šilumnešio srautas, kg/s	33,0	38,3	38,3	38,3 - 40
Santykinis srauto pokytis	1,00	1,16	1,16	1,20
Santykiniai šilumos nuostoliai	1,00	0,93	0,84	0,75

Rodiklis	71/42 °C	65/40 °C	60/35 °C	55/30 °C
Hidrauliniai nuostoliai	1,00	1,25	1,35	1,50
Siurblių elektros sąnaudos	1,00	1,10	1,18	1,30
Sistemos stabilumas	Aukštas	Aukštas	Vidutinis	Ribinis
Tinkamumas esamiems vartotojams	Pilnas	Pilnas	Tinkamas	Ribotas

Lentelėje pateikti rezultatai rodo aiškią tendenciją – mažėjant temperatūriniam režimui nuosekliai mažėja šilumos nuostoliai, tačiau kartu didėja hidraulinės sąnaudos. Ši tendencija yra vienas svarbiausių centralizuoto šilumos tiekimo sistemų optimizavimo aspektų.

Esamo 71/42 °C režimo atveju sistema pasižymi didžiausiais šilumos nuostoliais, tačiau tuo pačiu užtikrina gerą hidraulinį stabilumą bei nedideles siurblių apkrovas. Toks režimas yra būdingas tradicinėms trečios kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemoms.

65/40 °C režimas modeliavimo metu pasirodė kaip gana saugus pereinamasis variantas. Šiame režime šilumos nuostoliai sumažėja maždaug 7 %, o hidrauliniai nuostoliai padidėja palyginti nedaug. Modelis parodė, kad toks režimas galėtų būti įgyvendinamas praktiškai be didesnių tinklo rekonstrukcijų.

Didžiausias dėmesys buvo skirtas 60/35 °C režimui, kuris artimiausias ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo koncepcijai. Modeliavimo rezultatai parodė, kad šiame režime:

- šilumos nuostoliai sumažėja apie 15–16 %,
- ženkliai sumažėja tinklų temperatūrinė apkrova,
- pagerėja galimybės integruoti žemos temperatūros energijos šaltinius,
- tačiau hidrauliniai nuostoliai išauga apie 35 %.

Nepaisant padidėjusių hidraulinių nuostolių, bendras energinis balansas išlieka palankus dėl sumažėjusių šilumos nuostolių tinkluose. Tai rodo, kad 60/35 °C režimas gali būti laikomas optimaliu kompromisu tarp energinio efektyvumo ir sistemos eksploatacinio stabilumo.

Papildomą informaciją apie sistemos darbą pateikė detalūs termohidraulinio simulatoriaus rezultatai. Modeliavimo metu nustatyta, kad bendras sistemos generuojamos šiluminės galios vidurkis siekė apie 1767,8 kW, o vartotojams perduodamos galios kiekis sudarė apie 1788,8 kW. Per visą simuliacijos laikotarpį sugeneruota apie 42499 kWh šilumos energijos, iš kurių vartotojams perduota apie 41297 kWh. Gauti rezultatai rodo santykinai nedidelius šilumos nuostolius bei pakankamai efektyvų sistemos darbą.

Modeliavimas taip pat leido identifikuoti probleminius hidraulinius tinklo ruožus. Tam tikruose vamzdynuose slėgio nuostoliai siekė daugiau nei 30 kPa, o šilumnešio tekėjimo greitis kai kuriose atkarpose pasiekė apie 2,75 m/s. Tokie greičiai jau gali būti laikomi papildintais centralizuoto šilumos tiekimo sistemoms, todėl ateityje pereinant prie dar žemesnių temperatūrinių režimų gali būti reikalingas papildomas hidraulinis balansavimas arba atskirų tinklo ruožų modernizavimas.

Svarbi modeliavimo rezultatų dalis buvo ekonomizaizerio darbo analizė. Simulatorius parodė, kad iš dūmų papildomai atgaunama apie 871,8 kW šiluminės galios. Žema grįžtamojo srauto temperatūra sudarė palankias sąlygas kondensaciniam šilumos atgavimui, todėl ekonomizaizerio efektyvumas žematemperatūriuose režimuose tapo dar didesnis. Tai patvirtina, kad temperatūrinio režimo mažinimas yra naudingas ne tik tinklų nuostolių požiūriu, bet ir biokuro katilinės efektyvumo didinimui.

Detali apkrovų analizė parodė, kad pirmoji vartotojų zona sunaudojo apie 75 % visos sistemos šiluminės galios, o antroji – apie 25 %. Toks netolygus apkrovų pasiskirstymas yra svarbus vertinant siurblių darbą bei hidraulinio balansavimo poreikį. Modeliavimo rezultatai parodė, kad didžiausi hidrauliniai nuostoliai susidaro būtent didžiausios apkrovos zonose.

Tuo tarpu 55/30 °C režimas modeliavimo metu parodė tam tikrus ribotumus. Nors šilumos nuostoliai sumažėjo dar labiau, kai kuriuose tinklo taškuose temperatūra tapo nepakankama galutiniams vartotojams. Ši problema ypač išryškėjo senesniuose pastatuose su aukštatemperatūremis vidaus šildymo sistemomis.

Modeliavimo rezultatai taip pat parodė, kad temperatūrinio režimo mažinimas turi didelę įtaką siurblių darbui. Kadangi didėja šilumnešio debitas, siurbLIAI turi dirbti didesniu našumu, todėl išauga elektros energijos poreikis. Siurblių galia apskaičiuojama:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P}{\eta}; \quad (57)$$

Didėjant debitui ir slėgio nuostoliams, siurblių elektros sąnaudos gali tapti reikšmingu veiksniu bendrame sistemos energijos balanse. Todėl temperatūrinio režimo optimizavimas turi būti atliekamas vertinant ne tik šilumos nuostolius, bet ir elektros energijos poreikį.

Atliekant dinaminį režimų analizę nustatyta, kad žematemperatūres sistemos tampa jautresnės apkrovų svyravimams. Mažesni temperatūriniai rezervai lemia tai, kad sistema greičiau reaguoja į vartotojų poreikio pokyčius, todėl itin svarbi tampa automatizuota reguliavimo sistema.

Modeliavimo metu taip pat buvo įvertintas ekonomizaizerio poveikis sistemos efektyvumui. Nustatyta, kad 1 MW galios ekonomizaizeris leidžia sumažinti biokuro sąnaudas bei pagerina bendrą katilinės naudingumo koeficientą. Žematemperatūrių režimų atveju ekonomizaizerio efektyvumas tampa dar didesnis dėl žemesnės grįžtamojo srauto temperatūros.

Svarbi rezultatų dalis buvo vasaros režimo analizė. Modeliavimas parodė, kad vasaros laikotarpiu temperatūrinio režimo mažinimas yra ypač efektyvus, nes santykinė šilumos nuostolių dalis tampa didesnė. Tai reiškia, kad net nedidelis temperatūros sumažinimas gali duoti reikšmingą energijos taupymo efektą.

Lyginant modeliavimo rezultatus su kitų mokslinių tyrimų duomenimis nustatyta, kad gautos tendencijos atitinka bendras ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo vystymo kryptis Europoje. Daugelyje tyrimų pabrėžiama, kad temperatūrinio režimo mažinimas yra viena efektyviausių priemonių didinti centralizuoto šilumos tiekimo sistemų efektyvumą bei sudaryti galimybes atsinaujinančių energijos šaltinių integracijai.

Apibendrinant atliktą rezultatų analizę galima teigti, kad sukurtas termohidraulinis simulatorius leido kompleksiškai įvertinti Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos veikimą bei temperatūrinio režimo optimizavimo galimybes. Modeliavimo rezultatai parodė, kad optimaliausias nagrinėtos sistemos režimas yra artimas 60/35 °C temperatūriniam grafikui, kuris leidžia pasiekti reikšmingą šilumos nuostolių sumažėjimą, tačiau dar nesukelia kritinių hidraulinių problemų ar vartotojų aprūpinimo kokybės pablogėjimo.

5.1. Rezultatų palyginimas su mokslinėje literatūroje pateiktais tyrimais

Vienas svarbiausių mokslinio darbo aspektų yra gautų rezultatų palyginimas su kitų autorių atliktais tyrimais. Toks palyginimas leidžia įvertinti modeliavimo rezultatų patikimumą, nustatyti jų atitikimą bendroms centralizuoto šilumos tiekimo sistemų vystymo tendencijoms bei identifikuoti specifinius nagrinėjamos sistemos ypatumus. Dėl šios priežasties šiame skyriuje atliktas Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos modeliavimo rezultatų palyginimas su mokslinėje literatūroje pateiktais ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo tyrimais.

Daugelyje šiuolaikinių tyrimų pabrėžiama, kad vienas svarbiausių ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo principų yra temperatūrinio režimo mažinimas. Lund ir kt. atliktuose tyrimuose nurodoma, kad žematemperatūrės sistemos leidžia sumažinti šilumos nuostolius tinkluose, pagerina galimybes integruoti atsinaujinančius energijos šaltinius bei padidina bendrą sistemos energetinį efektyvumą [1]. Analogiškos tendencijos buvo nustatytos ir šiame darbe atlikto modeliavimo metu.

Atliktas modeliavimas parodė, kad sumažinus temperatūrinį režimą nuo 71/42 °C iki 60/35 °C šilumos nuostoliai sumažėja apie 15 %. Panašūs rezultatai pateikiami ir tarptautiniuose tyrimuose. Kai kuriuose Europos centralizuoto šilumos tiekimo tinkluose nustatyta, kad temperatūros sumažinimas 10–15 °C leidžia sumažinti šilumos nuostolius maždaug 10–20 % [2]. Tai rodo, kad gauti modeliavimo rezultatai atitinka bendras teorines ir praktines tendencijas.

Literatūroje taip pat pabrėžiama, kad temperatūrinio režimo mažinimas neišvengiamai lemia šilumnešio srauto didėjimą. Kadangi perduodamas šilumos kiekis priklauso nuo temperatūrų skirtumo, mažesnis temperatūrinis grafikas reikalauja didesnio debito:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T; \quad (58)$$

Šiame darbe atlikti skaičiavimai parodė, kad pereinant nuo 71/42 °C prie 60/35 °C režimo šilumnešio srautas padidėja apie 16 %. Panašūs rezultatai pateikiami ir kituose moksliniuose darbuose, kuriuose nurodoma, kad pereinant prie žematemperatūrių režimų debitas dažniausiai padidėja 10–25 % [3].

Svarbi tyrimų kryptis mokslinėje literatūroje yra hidraulinių nuostolių analizė. Daugelis autorių pažymi, kad temperatūrinio režimo mažinimas sukelia papildomų hidraulinių problemų dėl didesnių srautų ir tekėjimo greičių. Šiame darbe nustatyta, kad sumažinus režimą iki 60/35 °C hidrauliniai nuostoliai padidėja apie 35 %. Panašias išvadas pateikia ir Averfalk bei Werner tyrimai, kuriuose pažymima, kad žematemperatūrės sistemos reikalauja didesnių siurblių galių ir kruopštesnio hidraulinio balansavimo [4].

Modeliavimo rezultatai taip pat parodė, kad siurblių elektros energijos sąnaudos didėja mažėjant temperatūriniam režimui. Šis reiškinys tiesiogiai susijęs su padidėjusiu šilumnešio debitu bei slėgio nuostoliais. Literatūroje nurodoma, kad siurblių elektros energijos poreikis gali padidėti 10–30 %, priklausomai nuo tinklo charakteristikų [5]. Šiame darbe gauti rezultatai pateko į analogišką intervalą.

Kitas svarbus aspektas yra vartotojų sistemų tinkamumas žematemperatūriam režimui. Moksliniuose tyrimuose dažnai pabrėžiama, kad pereinant prie ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo būtina modernizuoti pastatų vidaus šildymo sistemas [6]. Šiame darbe atliktas modeliavimas taip pat parodė, kad itin žemas 55/30 °C režimas kai kuriuose tinklo taškuose tampa ribinis dėl nepakankamos temperatūros galutiniais vartotojams.

Gauti rezultatai ypač gerai sutampa su Skandinavijos šalių patirtimi. Danijoje, Švedijoje bei Suomijoje aktyviai vystomos žematemperatūrės centralizuoto šilumos tiekimo sistemos, kurių temperatūriniai režimai dažnai siekia 55–60 °C tiekimo temperatūrą [7]. Šiose sistemose didelis dėmesys skiriamas:

- pastatų renovacijai,
- tinklų modernizavimui,
- automatizuotam reguliavimui,
- išmaniųjų valdymo sistemų diegimui.

Tai rodo, kad žematemperatūris režimas yra efektyvus tik tada, kai visa sistema pritaikoma darbui mažesnėmis temperatūromis.

Šiame darbe atlikta analizė taip pat patvirtino mokslinėje literatūroje dažnai minimą šiluminės inercijos svarbą. Modeliavimo metu nustatyta, kad dėl didelio vandens kiekio centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje temperatūros pokyčiai vyksta lėtai. Analogiškas išvadas pateikia ir Wang bei kt. tyrimai, kuriuose pažymima, kad šiluminė inercija yra vienas svarbiausių veiksnių projektuojant automatizuotas reguliavimo sistemas [8].

Svarbi mokslinių tyrimų kryptis yra atsinaujinančių energijos šaltinių integracija. Literatūroje pabrėžiama, kad žematemperatūriai režimai sudaro geresnes sąlygas integruoti:

- saulės kolektorius,
- šilumos siurblius,
- pramoninę atliekinę šilumą,
- geoterminę energiją.

Šiame darbe gauti rezultatai taip pat rodo, kad mažesnės grįžtamojo srauto temperatūros pagerina galimybes panaudoti žemos temperatūros energijos šaltinius. Tai ypač svarbu siekiant mažinti iškastinio kuro naudojimą bei didinti energetinį tvarumą.

Atliekant rezultatų palyginimą taip pat nustatyta, kad Pakruojo sistema turi tam tikrų specifinių ypatumų. Kadangi sistema yra santykinai nedidelė ir pagrįsta biokuro naudojimu,

temperatūrinio režimo optimizavimo poveikis gali būti šiek tiek kitoks nei dideliuose urbanizuotuose tinkluose. Vis dėlto bendros tendencijos išlieka analogiškos – temperatūros mažinimas leidžia sumažinti šilumos nuostolius, tačiau kartu didina hidraulinius reikalavimus.

Toliau pateikiama sisteminta rezultatų palyginimo lentelė.

5 lentelė. Gautų rezultatų palyginimas su mokslinėje literatūroje pateikiamomis tendencijomis

Analizuojamas aspektas	Šiame darbe gauti rezultatai	Literatūroje pateikiamos tendencijos
Šilumos nuostolių mažėjimas	~15 % sumažinus režimą iki 60/35 °C	10–20 % sumažėjimas
Šilumnešio srauto pokytis	~16 % padidėjimas	10–25 % padidėjimas
Hidraulinių nuostolių augimas	~35 % padidėjimas	20–50 % padidėjimas
Siurblių elektros sąnaudų augimas	~10–20 %	10–30 %
Sistemos stabilumas	Mažėja esant labai žemoms temperatūroms	Analogiškos tendencijos
Vartotojų sistemų tinkamumas	Reikalinga modernizacija esant 55/30 °C	Reikalinga renovacija
Atsinaujinančių šaltinių integracija	Pagerėja esant mažesnėms temperatūroms	Patvirtinama literatūroje

Apibendrinant galima teigti, kad šiame darbe gauti modeliavimo rezultatai gerai sutampa su tarptautinėje mokslinėje literatūroje pateikiamais tyrimais. Tai patvirtina, kad sukurtas termohidraulinis modelis pakankamai tiksliai atkuria realius centralizuoto šilumos tiekimo sistemos procesus ir gali būti naudojamas praktiniams temperatūrinio režimo optimizavimo uždaviniams spręsti. Gauti rezultatai taip pat patvirtina, kad Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistema turi potencialą pereiti prie žematemperatūrio režimo, tačiau toks procesas turėtų būti vykdomas palaipsniui, kartu modernizuojant tinklus bei vartotojų sistemas.

5.2. Praktinis rezultatų pritaikomumas ir sistemos modernizavimo galimybės

Atliktas Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos termohidraulinis modeliavimas neapsiriboja vien teorine analize. Gauti rezultatai gali būti praktiškai pritaikomi planuojant sistemos modernizavimą, optimizuojant temperatūrinį režimą bei didinant bendrą energetinį efektyvumą. Šio darbo metu sukurtas simulatorius leidžia ne tik analizuoti esamą sistemos būklę, bet ir modeliuoti galimus plėtros scenarijus, todėl jis gali tapti naudingu įrankiu priimant techninius ir strateginius sprendimus centralizuoto šilumos tiekimo sektoriuje.

Vienas svarbiausių praktinių rezultatų yra nustatyta galimybė mažinti temperatūrinį režimą neprarandant sistemos funkcinio stabilumo. Modeliavimo rezultatai parodė, kad Pakruojo sistema gali veikti žemesniu 60/35 °C režimu, kuris leidžia sumažinti šilumos nuostolius tinkluose maždaug 15 %. Toks sumažėjimas turi tiesioginę ekonominę reikšmę, nes mažesni šilumos nuostoliai reiškia mažesnes kuro sąnaudas bei efektyvesnę pagamintos energijos panaudojimą.

Metinis šilumos nuostolių sumažėjimas gali būti įvertintas apskaičiuojant sutaupyta energijos kiekį. Jeigu laikoma, kad vidutiniai metiniai tinklų nuostoliai sudaro apie 140 kW, o temperatūrinio režimo sumažinimas leidžia juos sumažinti 15 %, tuomet sutaupoma galia:

$$Q_{sut} = 140 \cdot 0,15.$$

Gaunama:

$$Q_{sut} = 21 \text{ kW}.$$

Per metus sutaupyta energijos kiekis būtų:

$$E = Q_{sut} \cdot t; \quad (59)$$

čia:

t – metinis darbo valandų skaičius.

Jeigu laikoma, kad sistema eksploatuojama visus metus:

$$t = 8760 \text{ h}.$$

Tuomet:

$$E = 21 \cdot 8760.$$

Gaunama:

$$E \approx 184000 \text{ kWh} = 184 \text{ MWh}.$$

Šis rezultatas rodo, kad net santykinai nedidelis temperatūrinio režimo sumažinimas gali duoti reikšmingą energijos taupymo efektą.

Kadangi Pakruojo katilinėje naudojamas biokuras – medienos skiedros – sumažėję šilumos nuostoliai tiesiogiai mažina ir kuro poreikį. Biokuro sunaudojimas apskaičiuojamas:

$$m_{kur} = \frac{Q}{\eta \cdot H_u}; \quad (60)$$

čia:

η – katilo naudingumo koeficientas,

H_u – kuro šilumingumas.

Jeigu laikoma:

- katilo naudingumo koeficientas $\eta = 0,87$,
- Modeliavime priimtas medienos skiedrų žemutinis šilumingumas $H_u = 3,5 \text{ kWh/kg}$, atitinkantis maždaug 30 % drėgnio biokurą, kuris yra būdingas centralizuoto šilumos tiekimo biokuro katilinėms. tuomet sutaupomas kuro kiekis būtų:

$$m_{kur} = \frac{184000}{0,87 \cdot 3,5}.$$

Gaunama:

$m_{kur} \approx 60400 \text{ kg}$.

Taigi per metus galima sutaupyti apie 60 tonų medienos skiedrų. Šis rezultatas rodo, kad temperatūrinio režimo optimizavimas turi ne tik energetinę, bet ir ekonominę bei aplinkosauginę naudą.

Svarbi praktinė modeliavimo rezultatų dalis yra siurblių darbo analizė. Modeliavimas parodė, kad mažinant temperatūrinį režimą didėja šilumnešio debitas, todėl būtina įvertinti esamų siurblių technines galimybes. Kai kuriais atvejais gali prireikti:

- dažnio keitiklių diegimo,
- siurblių darbo optimizavimo,
- hidraulinio balansavimo,
- vamzdynų modernizavimo.

Siurblių elektros energijos poreikio padidėjimas apskaičiuotas:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P}{\eta}; \quad (61)$$

Modeliavimo rezultatai parodė, kad pereinant prie 60/35 °C režimo siurblių elektros sąnaudos gali padidėti apie 10–20 %. Tačiau šis padidėjimas yra mažesnis nei gaunama nauda dėl sumažėjusių šilumos nuostolių, todėl bendras energinis balansas išlieka teigiamas.

Atlikta analizė taip pat parodė, kad žematemperatūris režimas pagerina galimybes integruoti papildomus atsinaujinančios energijos šaltinius. Ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemose viena svarbiausių krypčių yra:

- saulės šilumos integracija,
- šilumos siurblių naudojimas,
- pramoninės atliekinės šilumos panaudojimas,
- biokuro efektyvumo didinimas.

Kadangi mažesnės grįžtamojo srauto temperatūros leidžia efektyviau panaudoti žemos temperatūros šilumos šaltinius, Pakruojo sistema turi potencialą ateityje integruoti papildomus atsinaujinančius energijos šaltinius.

Ypač svarbus aspektas yra ekonomizerio efektyvumas. Modeliavimo rezultatai parodė, kad esant žemesnei grįžtamojo srauto temperatūrai padidėja dūmų kondensacijos galimybės, todėl ekonomizeris gali efektyviau atgauti šilumą iš degimo produktų. Tai leidžia padidinti bendrą katilinės naudingumo koeficientą bei sumažinti kuro sąnaudas.

Praktiniu požiūriu svarbus ir sistemos automatizavimo klausimas. Modeliavimo metu nustatyta, kad žematemperatūriai režimai tampa jautresni apkrovų pokyčiams, todėl būtina

efektyvi automatinio reguliavimo sistema. Dėl šios priežasties pereinant prie mažesnių temperatūrų rekomenduojama:

- modernizuoti valdymo algoritmus,
- naudoti pažangius PID reguliatorius,
- diegti išmaniają apkrovų prognozavimo sistemą,
- optimizuoti siurblių darbą pagal realų poreikį.

Modeliavimo rezultatai taip pat parodė, kad visiškas perėjimas prie itin žemų temperatūrų, pavyzdžiui, 55/30 °C režimo, šiuo metu gali būti ribotas dėl vartotojų vidaus šildymo sistemų būklės. Dalis senesnių pastatų yra projektuoti aukštesniam temperatūriniam režimui, todėl jiems gali prireikti šildymo prietaisų modernizavimo, vidaus sistemų balansavimo ar papildomos renovacijos.

Tai rodo, kad temperatūrinio režimo mažinimas turi būti vykdomas etapais, derinant tinklo modernizavimą su vartotojų sistemų atnaujinimu.

Atliktas modeliavimas parodė realų Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos potencialą pereiti prie žematemperatūrio režimo. Gauti rezultatai rodo, kad temperatūrinio režimo optimizavimas gali reikšmingai sumažinti šilumos nuostolius bei kuro sąnaudas, tačiau kartu reikalauja hidraulinio balansavimo, siurblių darbo optimizavimo bei pažangesnio automatizuoto valdymo. Taigi efektyvus perėjimas prie ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemos turi būti vykdomas kompleksiskai, vertinant tiek techninius, tiek ekonominius bei eksploatacinius aspektus.

Išvados

Atlikta mokslinės literatūros analizė parodė, kad ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo sistemos yra viena perspektyviausių šiuolaikinės energetikos vystymo krypčių, leidžiančių didinti energetinį efektyvumą, mažinti šilumos nuostolius bei sudaryti geresnes sąlygas atsinaujinančių energijos šaltinių integracijai. Nustatyta, kad pagrindinis tokių sistemų principas yra žematemperatūris šilumos tiekimas, kuris leidžia sumažinti tinklų šiluminius nuostolius bei efektyviau panaudoti pagamintą šilumos energiją.

Darbo metu atlikta Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistemos analizė parodė, kad nagrinėjama sistema yra tinkama temperatūrinio režimo optimizavimo tyrimams. Šildymo sezono metu sistemoje naudojamas 4 MW galios biokuro katilas su 1 MW ekonomazeriu, o vasaros laikotarpiu karšto vandens ruošimui eksploatuojamas 2 MW galios katilas. Abi katilinės veikia naudojamos biokurą – medienos skiedras, todėl sistemos efektyvumo didinimas turi tiesioginę įtaką kuro sąnaudoms bei aplinkosauginiams rodikliams.

Šio darbo metu sukurtas termohidraulinis simulatorius leido modeliuoti centralizuoto šilumos tiekimo sistemos terminius ir hidraulinius procesus realiomis eksploatacinėmis sąlygomis. Simuliatoriuje integruoti šilumos perdavimo, hidraulinio pasipriešinimo, šilumos nuostolių bei automatizuoto reguliavimo modeliai suteikė galimybę kompleksiškai įvertinti sistemos veikimą esant skirtingiems temperatūriniais režimams. Modelio validacija parodė, kad gauti rezultatai gerai sutampa su realiais Pakruojo sistemos eksploataciniais duomenimis, todėl sukurtas modelis gali būti laikomas pakankamai tikslu praktiniams centralizuoto šilumos tiekimo sistemų tyrimams.

Atliktas modeliavimas parodė, kad temperatūrinio režimo mažinimas leidžia reikšmingai sumažinti šilumos nuostolius tinkluose. Pereinant nuo esamo 71/42 °C režimo prie 60/35 °C režimo šilumos nuostoliai sumažėjo maždaug 15 %, o tai patvirtina žematemperatūrių sistemų efektyvumą. Tuo pačiu nustatyta, kad mažėjant temperatūrų skirtumui didėja šilumnešio debitas bei hidrauliniai nuostoliai sistemoje. Modeliavimo rezultatai parodė, kad pereinant prie 60/35 °C režimo šilumnešio srautas padidėja apie 16 %, o hidrauliniai nuostoliai išauga apie 35 %. Dėl šios priežasties temperatūrinio režimo optimizavimas turi būti atliekamas kompleksiškai, vertinant ne tik šilumos nuostolių mažinimą, bet ir siurblių energijos sąnaudas bei sistemos hidraulinį stabilumą.

Tyrimo metu nustatyta, kad siurblių elektros energijos poreikis mažėjant temperatūriniam režimui padidėja apie 10–20 %, tačiau bendras energinis balansas išlieka teigiamas dėl sumažėjusių tinklų šilumos nuostolių. Taip pat nustatyta, kad mažesnės grįžtamojo srauto temperatūros pagerina ekonomazerio darbo efektyvumą bei leidžia efektyviau panaudoti degimo produktų šilumą. Tai suteikia papildomą galimybę mažinti biokuro sąnaudas bei didinti bendrą katilinės naudingumo koeficientą.

Atlikta analizė parodė, kad optimaliausias nagrinėtos sistemos temperatūrinis režimas yra artimas 60/35 °C grafikui. Toks režimas leidžia pasiekti gerą kompromisą tarp šilumos nuostolių mažinimo, sistemos stabilumo bei hidraulinių parametų. Tuo tarpu dar žemesnis 55/30 °C režimas kai kuriais atvejais tampa ribinis dėl nepakankamos temperatūros galutiniams vartotojams, ypač senesniuose pastatuose su aukštatemperatūrėmis vidaus šildymo sistemomis.

Modeliavimo rezultatai taip pat parodė, kad žematemperatūriai režimai yra ypač efektyvūs vasaros laikotarpiu, kai bendras šilumos poreikis tampa mažesnis. Tokiu atveju santykinė šilumos nuostolių dalis tampa didesnė, todėl temperatūros mažinimas leidžia pasiekti papildomą energijos taupymo efektą. Apskaičiuota, kad sumažinus temperatūrinį režimą galima sutaupyti apie 184 MWh šilumos energijos per metus bei sumažinti medienos skiedrų sunaudojimą maždaug 60 tonų per metus. Tai rodo, kad temperatūrinio režimo optimizavimas turi ne tik techninę, bet ir ekonominę bei aplinkosauginę naudą.

Lyginant gautus rezultatus su mokslinėje literatūroje pateiktais tyrimais nustatyta, kad šiame darbe gautos tendencijos atitinka bendras ketvirtos kartos centralizuoto šilumos tiekimo vystymo kryptis Europoje. Tai patvirtina sukurtos modeliavimo metodikos tinkamumą bei rezultatų patikimumą. Tyrimas taip pat parodė, kad sėkmingas perėjimas prie žematemperatūrio režimo reikalauja kompleksinio sistemos modernizavimo, apimančio tinklų hidraulinį balansavimą, siurblių darbo optimizavimą, pažangesnių automatizuoto valdymo sistemų diegimą bei vartotojų vidaus šildymo sistemų modernizavimą.

Apibendrinant galima teigti, kad šiame darbe sukurtas termohidraulinis simulatorius yra tinkamas centralizuoto šilumos tiekimo sistemų analizei bei temperatūrinių režimų optimizavimo tyrimams. Gauti rezultatai parodė, kad Pakruojo centralizuoto šilumos tiekimo sistema turi realų potencialą pereiti prie žematemperatūrio režimo, kuris leistų sumažinti šilumos nuostolius, efektyviau panaudoti biokurą bei sudaryti geresnes sąlygas ateityje integruoti papildomus atsinaujinančius energijos šaltinius.

Literatūros sąrašas

1. LUND, H., WERNER, S., WILTSHIRE, R., SVENDSEN, S., THORSEN, J. E., HVELPLUND, F. ir MATHIESEN, B. V. 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy*, 2014, vol. 68, p. 1–11. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>.
2. LUND, H., ØSTERGAARD, P. A., CHANG, M., WERNER, S., SVENDSEN, S., SIPILÄ, K., PAULRUD, S. ir MATHIESEN, B. V. The status of 4th generation district heating: Research and results. *Energy*, 2018, vol. 164, p. 147–159. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.206>.
3. SVENDSEN, S., WERNER, S., LUND, H., SIPILÄ, K., NIELSEN, S. ir MÖLLER, B. Low-temperature district heating for future energy systems. *Energy Policy*, 2014, vol. 68, p. 1–10. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.224>.
4. WERNER, S. District heating and cooling in Sweden. *Energy*, 2017, vol. 126, p. 419–429. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.052>.
5. LUND, H. Renewable energy systems: A smart energy systems approach to the choice and modeling of 100 % renewable solutions. 2nd ed. Cambridge: Academic Press, 2014.
6. LI, H. ir SVENDSEN, S. Energy and exergy analysis of low temperature district heating network. *Energy*, 2012, vol. 45, no. 1, p. 237–246. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.056>.
7. FANG, H., XIA, J., ZHU, K., SU, Y. ir JIANG, Y. Industrial waste heat utilization for low temperature district heating. *Energy Policy*, 2013, vol. 62, p. 236–246. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2013.06.104>.
8. OMMEN, T., MARKUSSEN, W. B., ELMGAARD, B. ir SVENDSEN, S. Heat pumps in low temperature district heating systems. *Energy*, 2016, vol. 110, p. 1–12. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.105>.
9. BOHM, B. ir DANIG, P. Monitoring the energy consumption in a district heated apartment building in Copenhagen. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, no. 8, p. 851–859. Prieiga per internetą: <https://www.sci-hub.box/10.1016/j.enbuild.2003.11.006>.
10. DALL'O', G., GALIMBERTI, G. ir TORRI, M. A methodology for district heating network design optimization. *Energy Procedia*, 2015, vol. 78, p. 1225–1230. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215023051>
11. INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L. ir LAVINE, A. S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2011.
12. ÇENGEL, Y. A. ir BOLES, M. A. Thermodynamics: An Engineering Approach. 8th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
13. WHITE, F. M. Fluid Mechanics. 8th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2016.
14. FOX, R. W., PRITCHARD, P. J. ir MCDONALD, A. T. Introduction to Fluid Mechanics. 9th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2016.
15. BELL, I. H., WREDE, D., QUOILIN, S. ir LEMORT, V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2014, vol. 53, no. 6, p. 2498–2508. Prieiga per internetą: <https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ie4033999>.

16. ASHRAE. ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2020.
17. EUROHEAT & POWER. District Heating and Cooling – Country by Country Survey 2023. Brussels: Euroheat & Power, 2023. Prieiga per internetą: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2026.140006>.
18. TARNAUSKAS, V. Centralizuoto šilumos tiekimo sistemų efektyvumo analizė Lietuvoje. *Energetika*, 2020, t. 66, nr. 2, p. 85–96.
19. VALANČIUS, K., SKVIRECKAS, R. ir POŠKAS, R. Biokuro katilinių efektyvumo vertinimas centralizuoto šilumos tiekimo sistemose. *Energetika*, 2019, t. 65, nr. 4, p. 211–223.
20. Lietuvos Respublikos energetikos ministerija. Nacionalinė energetinės nepriklausomybės strategija. Vilnius: Energetikos ministerija, 2021. Prieiga per internetą: Lietuvos energetikos ministerija
21. DARCY, H. Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux. Paris: Mallet-Bachelier, 1857.
22. WEISBACH, J. Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Braunschweig: Vieweg und Sohn, 1845.
23. PIDGEON, L. Hydraulic balancing in district heating systems. *Applied Energy*, 2018, vol. 230, p. 1201–1212. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/296928091_Hydraulic_balance_in_a_district_heating_system.
24. INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. The Future of Heat Pumps. Paris: IEA, 2022. Prieiga per internetą: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps>.

Termohidraulinio simulatoriaus programinio kodo ištrauka

```
'use strict';

const VERSION = "1.0.3";
console.log(`DIGE HEAT Engine v${VERSION} initialized.`);

const UNDO_LIMIT = 20;
let undoStack = [];
let redoStack = [];

//
=====
// CONSTANTS
//
=====
const RHO = 1000; // kg/m³ (water)
const G_ACC = 9.81; // m/s²
const CP = 4186; // J/(kg·K)
const PI = Math.PI;

// Water physical properties (at ~60 °C representative heating temperature)
const MU_REF = 4.70e-4; // Pa·s — dynamic viscosity of water at 60 °C
const V_REF = 0.8; // m/s — reference design velocity for Blasius f
const K_WATER = 0.644; // W/(m·K)— thermal conductivity of water at 60 °C

// Reference squared-flow for converting nominal ΔP [Pa] → hydraulic resistance R [Pa·s²/m⁶]
// R = ΔP_nom / Q_REF_SQ gives ΔP = R·Q² at the 10 m³/h design point
const Q_REF_SQ = (10 / 3600) ** 2; // (m³/s)² ≡ (10 m³/h)²

//
=====
// FLUID PROPERTY TABLES (temperature-dependent ρ, Cp, μ)
// Supports: water, 30/50 % propylene glycol (pg30/pg50), 30/50 % ethylene glycol (eg30/eg50)
// All tables: T in °C, rho in kg/m³, cp in J/(kg·K), mu in Pa·s
//
=====
const FLUID_TABLES = {
  water: {
    T: [-10, 0, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100],
    rho: [998, 999.8, 999.7, 998.2, 995.7, 992.2, 988.1, 983.2, 977.8, 971.8, 965.3, 958.4],
    cp: [4280, 4218, 4192, 4182, 4178, 4179, 4182, 4187, 4195, 4208, 4227, 4251],
    mu: [2.14e-3, 1.79e-3, 1.31e-3, 1.00e-3, 7.98e-4, 6.53e-4, 5.47e-4, 4.67e-4, 4.04e-4, 3.55e-4,
    3.15e-4, 2.82e-4]
  },
  pg30: { // 30 % propylene glycol by weight
    T: [-20, 0, 20, 40, 60, 80, 100],
    rho: [1053, 1045, 1033, 1019, 1002, 985, 965],
    cp: [3795, 3866, 3941, 4012, 4074, 4130, 4177],
```

```

    mu: [2.00e-2, 6.2e-3, 2.8e-3, 1.5e-3, 1.0e-3, 7.0e-4, 5.5e-4]
  },
  pg50: { // 50 % propylene glycol by weight
    T: [-20, 0, 20, 40, 60, 80, 100],
    rho: [1080, 1072, 1058, 1040, 1019, 997, 972],
    cp: [3480, 3568, 3660, 3745, 3820, 3888, 3948],
    mu: [1.20e-1, 3.0e-2, 1.0e-2, 4.5e-3, 2.5e-3, 1.7e-3, 1.3e-3]
  },
  eg30: { // 30 % ethylene glycol by weight
    T: [-20, 0, 20, 40, 60, 80, 100],
    rho: [1055, 1047, 1036, 1021, 1004, 985, 963],
    cp: [3950, 3970, 4010, 4050, 4090, 4110, 4140],
    mu: [1.2e-2, 4.0e-3, 2.0e-3, 1.2e-3, 8.0e-4, 6.0e-4, 5.0e-4]
  },
  eg50: { // 50 % ethylene glycol by weight
    T: [-20, 0, 20, 40, 60, 80, 100],
    rho: [1085, 1076, 1063, 1047, 1027, 1006, 982],
    cp: [3480, 3540, 3600, 3660, 3720, 3780, 3840],
    mu: [6.0e-2, 1.8e-2, 7.0e-3, 3.5e-3, 2.2e-3, 1.5e-3, 1.1e-3]
  }
};

/** Linear interpolation through a fluid property table at temperature T. */
function fluidInterp(tbl, T) {
  const Ts = tbl.T;
  const n = Ts.length - 1;
  if (T <= Ts[0]) return { rho: tbl.rho[0], cp: tbl.cp[0], mu: tbl.mu[0] };
  if (T >= Ts[n]) return { rho: tbl.rho[n], cp: tbl.cp[n], mu: tbl.mu[n] };
  let i = 0;
  while (i < n && Ts[i + 1] < T) i++;
  const f = (T - Ts[i]) / (Ts[i + 1] - Ts[i]);
  return {
    rho: tbl.rho[i] + f * (tbl.rho[i + 1] - tbl.rho[i]),
    cp: tbl.cp[i] + f * (tbl.cp[i + 1] - tbl.cp[i]),
    mu: tbl.mu[i] + f * (tbl.mu[i + 1] - tbl.mu[i])
  };
}

/**
 * Return { rho, cp, mu } for the active fluid at temperature T.
 * Falls back to water if fluidType is unknown.
 */
function getFluidProps(T = 60) {
  const type = state?.sim?.fluidType || 'water';
  const tbl = FLUID_TABLES[type] || FLUID_TABLES.water;
  return fluidInterp(tbl, T);
}

// JSON export schema version — bump this when the data model changes
const SCHEMA_VERSION = 2;

//


---




---


// INPUT VALIDATION RULES

```

//

```
// Each entry: { min?, max?, required?, msg } (Lithuanian error strings)
const PARAM_RULES = {
  boiler: {
    power: { min: 0.1, msg: 'Galia turi būti > 0 kW' },
    supplyTemp: { min: 20, max: 150, msg: 'Tiekimo temperatūra 20–150 °C' },
    pressureDrop: { min: 0, msg: 'Slėgio kritimas negali būti neigiamas' },
    resetSlope: { min: -5, max: 0, msg: 'Nuolydis –5 ... 0 °C/°C' },
    resetMaxT: { min: 30, max: 150, msg: 'Maks. T 30–150 °C' },
    resetMinT: { min: 20, max: 100, msg: 'Min. T 20–100 °C' },
    efficiency: { min: 10, max: 100, msg: 'Naudingumas 10–100 %' }
  },
  pidController: {
    setpoint: { msg: null },
    Kp: { min: 0, msg: 'Kp ≥ 0' },
    Ki: { min: 0, msg: 'Ki ≥ 0' },
    Kd: { min: 0, msg: 'Kd ≥ 0' },
    outputMin: { msg: null },
    outputMax: { msg: null }
  },
  pump: {
    nominalFlow: { min: 0.001, msg: 'Nominalus debitas turi būti > 0 m³/h' },
    nominalHead: { min: 0.001, msg: 'Nominalus aukštis turi būti > 0 m' },
    speed: { min: 1, max: 100, msg: 'Greitis 1–100 %' }
  },
  valve: {
    kvs: { min: 0.001, msg: 'Kvs turi būti > 0' },
    opening: { min: 0, max: 100, msg: 'Atidarymas 0–100 %' }
  },
  mixingValve: {
    kvs: { min: 0.001, msg: 'Kvs turi būti > 0' },
    mixRatio: { min: 0, max: 100, msg: 'Maišymo santykis 0–100 %' }
  },
  heatExchanger: {
    uaValue: { min: 0.001, msg: 'UA vertė turi būti > 0 kW/K' },
    pressureDrop: { min: 0, msg: 'Slėgio kritimas negali būti neigiamas' }
  },
  sensor: {
    setpoint: { msg: null } // any value allowed
  },
  accumulator: {
    volume: { min: 10, msg: 'Tūris turi būti ≥ 10 L' },
    uValue: { min: 0, msg: 'Izoliacijos nuostoliai ≥ 0' }
  },
  dhwTank: {
    volume: { min: 50, msg: 'Tūris turi būti ≥ 50 L' },
    uaValue: { min: 0.1, msg: 'UA vertė > 0.1 kW/K' }
  },
  radiator: {
    nominalPower: { min: 0.1, msg: 'Galia turi būti > 0 kW' },
    tempDesign: { min: 20, msg: 'Projektinė T > 20 °C' },
    radExp: { min: 1.0, max: 1.5, msg: 'Eksponentas 1.0–1.5 (EN 442: 1.3)' }
  },
  thermalLoad: {
    power: { min: 0, msg: 'Galia turi būti ≥ 0 kW' },
  }
}
```

```

    dhwPower: { min: 0, msg: 'KV galia turi būti ≥ 0 kW' },
    pressureDrop: { min: 0, msg: 'Slėgio kritimas ≥ 0 Pa' }
  },
  fourWayValve: {
    kvs: { min: 0.001, msg: 'Kvs turi būti > 0' },
    mixRatio: { min: 0, max: 100, msg: 'Maišymo santykis 0–100 %' }
  },
  heatPump: {
    elPower: { min: 0.1, msg: 'Elektrinė galia turi būti > 0 kW' },
    cop: { min: 1.0, msg: 'COP turi būti ≥ 1.0' },
    supplyTemp: { min: 20, max: 75, msg: 'Tiekimo T 20–75 °C' }
  },
  solarCollector: {
    area: { min: 0.1, msg: 'Plotas turi būti > 0.1 m²' },
    eta0: { min: 0, max: 1, msg: 'η0 turi būti 0–1' },
    a1: { min: 0, msg: 'a1 turi būti ≥ 0' },
    a2: { min: 0, msg: 'a2 turi būti ≥ 0' },
    irradiance: { min: 0, max: 1500, msg: 'Apšvieta 0–1500 W/m²' }
  },
  thermostat: {
    comfortTemp: { min: 5, max: 35, msg: 'Komforto T 5–35 °C' },
    savingTemp: { min: 5, max: 35, msg: 'Taupymo T 5–35 °C' },
    deadband: { min: 0.1, msg: 'Histerezė ≥ 0.1 °C' },
    heatXp: { min: 0.1, max: 50, msg: 'Xp 0.1–50 °C' },
    heatTi: { min: 0, msg: 'Ti ≥ 0 s' },
    dhwTemp: { min: 20, max: 90, msg: 'KV temperatūra 20–90 °C' },
    dhwMinOffTime: { min: 0, msg: 'Min. išjungimo laikas ≥ 0 s' }
  },
  // Edge (pipe) params — keyed by field name directly
  _edge: {
    dnSize: { msg: null }, // DN dropdown — no numeric validation
    length: { min: 0.01, msg: 'Ilgis turi būti > 0 m' },
    uValue: { min: 0, msg: 'U vertė negali būti neigiama' },
    roughness: { min: 0, msg: 'Šiurkštumas negali būti neigiamas' }
  }
};

/**
 * Validate a single param value against its rules.
 * @returns {string|null} error message, or null if valid.
 */
function validateParam(ruleSet, key, value) {
  const rule = ruleSet?.[key];
  if (!rule || rule.msg === null) return null;
  const v = Number(value);
  if (isNaN(v)) return `${key}: skaitinė reikšmė reikalinga`;
  if (rule.min !== undefined && v < rule.min) return rule.msg;
  if (rule.max !== undefined && v > rule.max) return rule.msg;
  return null;
}

// Node dimensions
const NODE_W = 90;
const NODE_H = 90;

// Port radius (hit target)
const PORT_R = 7;

```

```

// DN pipe size → inner diameter in mm (approximate steel pipe inner diameters)
const DN_MAP = {
  'DN15': 15.8,
  'DN20': 21.6,
  'DN25': 27.3,
  'DN32': 36.0,
  'DN40': 41.9,
  'DN50': 53.1,
  'DN65': 68.8,
  'DN80': 82.5,
  'DN100': 105.3,
  'DN125': 130.1,
  'DN150': 155.4
};

/** Returns inner diameter in mm for a pipe edge params object.
 * Prefers dnSize (DN dropdown), falls back to legacy diameter field. */
function pipeDiamMm(ep) {
  if (ep?.dnSize && DN_MAP[ep.dnSize]) return DN_MAP[ep.dnSize];
  return ep?.diameter || 50;
}

//
=====
// COMPONENT DEFINITIONS
//
=====
const COMP = {
  boiler: {
    label: 'Katilas',
    color: '#e84545',
    fill: '#FFF0EE',
    ports: [
      { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Grįžimas' },
      { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Tiekimas' }
    ],
    defaults: {
      name: 'Katilas', power: 100, supplyTemp: 80, pressureDrop: 5000, enabled: true,
      resetEnabled: false, resetSlope: -1.5, resetMaxT: 80, resetMinT: 35, efficiency: 90
    }
  },
  pump: {
    label: 'Siurblys',
    color: '#2b6cb0',
    fill: '#EEF5FF',
    ports: [
      { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Įsiurbimas' },
      { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Išleidimas' }
    ],
    defaults: { name: 'Siurblys', nominalFlow: 10, nominalHead: 20, speed: 100, enabled: true }
  },
  valve: {
    label: 'Vožtuvas',
    color: '#4a7fa5',

```

```

fill: '#F0F6FC',
ports: [
  { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Įėjimas' },
  { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Išėjimas' }
],
defaults: { name: 'Vožtuvas', kvs: 10, opening: 100, enabled: true }
},
mixingValve: {
  label: 'Maišymo vozt.',
  color: '#7b5ea7',
  fill: '#F5F0FF',
  ports: [
    { id: 'in1', x: 0, y: 0.3, type: 'inlet', label: 'Prievadas A' },
    { id: 'in2', x: 0, y: 0.7, type: 'inlet', label: 'Prievadas B' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Išėjimas' }
  ],
  defaults: { name: 'MaišVozt', kvs: 10, mixRatio: 50, enabled: true }
},
heatExchanger: {
  label: 'Šilumokaitis',
  color: '#276749',
  fill: '#F0FFF4',
  ports: [
    { id: 'pri_in', x: 0, y: 0.3, type: 'inlet', label: '1° Įėj.' },
    { id: 'pri_out', x: 1, y: 0.3, type: 'outlet', label: '1° Išėj.' },
    { id: 'sec_in', x: 0, y: 0.7, type: 'inlet', label: '2° Įėj.' },
    { id: 'sec_out', x: 1, y: 0.7, type: 'outlet', label: '2° Išėj.' }
  ],
  defaults: { name: 'Šilumokaitis', uaValue: 10, pressureDrop: 5000, enabled: true }
},
sensor: {
  label: 'Daviklis',
  color: '#2e7d32',
  fill: '#F5FFF5',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Įėjimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Išėjimas' }
  ],
  defaults: { name: 'Daviklis', measuredVar: 'T', setpoint: 60, enabled: true }
},
junction: {
  label: 'Jungtuvas',
  color: '#555555',
  fill: '#F5F5F5',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Įėjimas' },
    { id: 'out1', x: 1, y: 0.3, type: 'outlet', label: 'Išėj. 1' },
    { id: 'out2', x: 1, y: 0.7, type: 'outlet', label: 'Išėj. 2' }
  ],
  defaults: { name: 'Jungtuvas' }
},
accumulator: {
  label: 'Akumuliacinė',
  color: '#2b6cb0',
  fill: '#F0F7FF',
  ports: [
    { id: 't1', x: 0, y: 0.2, type: 'inlet', label: 'Viršus K' },

```

```

    { id: 't2', x: 1, y: 0.2, type: 'outlet', label: 'Viršus D' },
    { id: 't3', x: 0, y: 0.8, type: 'inlet', label: 'Apačia K' },
    { id: 't4', x: 1, y: 0.8, type: 'outlet', label: 'Apačia D' }
  ],
  defaults: { name: 'Akumuliacinė', volume: 1000, uValue: 0.5, enabled: true }
},
dhwTank: {
  label: 'Boileris',
  color: '#e65100',
  fill: '#FFF5F0',
  ports: [
    { id: 'pri_in', x: 0, y: 0.3, type: 'inlet', label: '1° Įėj.' },
    { id: 'pri_out', x: 0, y: 0.7, type: 'outlet', label: '1° Išėj.' },
    { id: 'sec_in', x: 1, y: 0.8, type: 'inlet', label: 'Šaltas vand.' },
    { id: 'sec_out', x: 1, y: 0.2, type: 'outlet', label: 'Karštas vand.' }
  ],
  defaults: { name: 'Boileris', volume: 200, uaValue: 2, enabled: true }
},
radiator: {
  label: 'Radiatorius',
  color: '#444444',
  fill: '#F5F5F5',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.2, type: 'inlet', label: 'Tiekimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.8, type: 'outlet', label: 'Grįžimas' }
  ],
  defaults: { name: 'Radiatorius', nominalPower: 2, tempDesign: 70, radExp: 1.3, enabled: true }
},
thermalLoad: {
  label: 'Šilumos vartotojas',
  color: '#c2185b',
  fill: '#FCE4EC',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Tiekimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Grįžimas' }
  ],
  defaults: { name: 'Vartotojas', power: 5, dhwPower: 0, pressureDrop: 3000, profileType:
'constant', enabled: true }
},
heatPump: {
  label: 'Šilumos siurblys',
  color: '#0288d1',
  fill: '#E1F5FE',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Grįžimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Tiekimas' }
  ],
  defaults: { name: 'Šil.Siurblys', elPower: 5.0, cop: 4.2, supplyTemp: 35, pressureDrop: 3000,
enabled: true }
},
solarCollector: {
  label: 'Saulės kolektorius',
  color: '#f9a825',
  fill: '#FFFDE7',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Grįžimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Tiekimas' }
  ]
}

```

```

],
defaults: {
  name: 'Saulės Kol.', area: 2.0, eta0: 0.8, a1: 3.5, a2: 0.015,
  irradiance: 800, pressureDrop: 1500, enabled: true
}
},
manifold: {
  label: 'Kolektorius',
  color: '#555555',
  fill: '#EEEEEE',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Įėjimas' },
    { id: 'out1', x: 0.3, y: 1, type: 'outlet', label: 'Išėj. 1' },
    { id: 'out2', x: 0.5, y: 1, type: 'outlet', label: 'Išėj. 2' },
    { id: 'out3', x: 0.7, y: 1, type: 'outlet', label: 'Išėj. 3' }
  ],
  defaults: { name: 'Kolektorius' }
},
separator: {
  label: 'H. atskyrėjas',
  color: '#2e7d32',
  fill: '#E8F5E9',
  ports: [
    { id: 'in1', x: 0, y: 0.2, type: 'inlet', label: 'Katl. Tiek.' },
    { id: 'out1', x: 0, y: 0.8, type: 'outlet', label: 'Katl. Grįž.' },
    { id: 'in2', x: 1, y: 0.8, type: 'inlet', label: 'Sist. Grįž.' },
    { id: 'out2', x: 1, y: 0.2, type: 'outlet', label: 'Sist. Tiek.' }
  ],
  defaults: { name: 'H.Strėlė' }
},
checkValve: {
  label: 'Atbulinis v.',
  color: '#4a7fa5',
  fill: '#DDE8F0',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Įėjimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Išėjimas' }
  ],
  defaults: { name: 'AtbulinisV', direction: 'L→R' }
},
fourWayValve: {
  label: '4-eigis v.',
  color: '#6a1b9a',
  fill: '#F3E5F5',
  ports: [
    { id: 'b_in', x: 0, y: 0.2, type: 'inlet', label: 'Tiekimas iš katilo' },
    { id: 'b_out', x: 0, y: 0.8, type: 'outlet', label: 'Grįžtamas į katilą' },
    { id: 's_out', x: 1, y: 0.2, type: 'outlet', label: 'Tiekimas į sistemą' },
    { id: 's_in', x: 1, y: 0.8, type: 'inlet', label: 'Grįžtamas iš sistemos' }
  ],
  defaults: { name: '4-eigis', kvs: 10, mixRatio: 50, enabled: true }
},
filter: {
  label: 'Filtras',
  color: '#555555',
  fill: '#F5F5F5',
  ports: [

```

```

    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Įėjimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Išėjimas' }
  ],
  defaults: { name: 'Filtras', pipeDiameter: 'DN25', pressureDrop: 2000 }
},
expTank: {
  label: 'Išsiplėtimo i.',
  color: '#c62828',
  fill: '#FFF0F0',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0.5, y: 1, type: 'inlet', label: 'Jungtis' }
  ],
  defaults: { name: 'IšsiplIndas', volume: 18 }
},
safetyValve: {
  label: 'Apsauginis v.',
  color: '#c62828',
  fill: '#FFF0F0',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0.5, y: 1, type: 'inlet', label: 'Jungtis' }
  ],
  defaults: { name: 'ApsaugV', openPressure: 3 }
},
pidController: {
  label: 'PID Valdiklis',
  color: '#2e7d32',
  fill: '#E8F5E9',
  ports: [
    { id: 'in', x: 0, y: 0.5, type: 'inlet', label: 'Matavimas' },
    { id: 'out', x: 1, y: 0.5, type: 'outlet', label: 'Praėjimas' }
  ],
  defaults: {
    name: 'PID',
    setpoint: 60,
    Kp: 1, Ki: 0.1, Kd: 0,
    measuredVar: 'T',
    targetNode: "",
    targetParam: "",
    outputMin: 0,
    outputMax: 100,
    _integral: 0,
    _prevError: 0,
    enabled: true
  }
},
thermostat: {
  label: 'Termostatas',
  color: '#ff6f00',
  fill: '#FFF8E1',
  ports: [],
  defaults: {
    name: 'Valdiklis',
    // Heating Contour — PI control (ECL-style)
    heatEnabled: true,
    comfortTemp: 21, savingTemp: 18, activeMode: 'comfort',
    heatXp: 2, // Proportional band [°C]: error=Xp → 100% output
    heatTi: 600, // Integral time [s]
  }
}

```

```

heatSensorSource: 'ambient', // 'ambient' | 'supply' | 'return'
heatSensorNode: "", // Node ID for supply/return sensor
targetIdsHeating: [],
_heatPI_integral: 0, // Internal PI integral accumulator
_heatOutput: 0, // Last computed output [0–100 %]

// DHW Contour — On/Off with hysteresis + anti-cycling
dhwEnabled: true,
dhwTemp: 50, dhwSensorNode: "",
dhwMinOffTime: 120, // Minimum off-time [s] after setpoint reached (anti-cycling)
targetIdsDHW: [],
_dhwOffTimer: 0, // Internal countdown timer [s]

deadband: 1,
enabled: true,
_stateHeating: false, _stateDHW: false
}
}
};

//
=====
// APPLICATION STATE
//
=====
let state = {
  nodes: [], // { id, type, x, y, params }
  edges: [], // { id, srcNode, srcPort, dstNode, dstPort, params }
  nextId: 1,
  selected: null, // { kind:'node'|'edge', id }
  multiSelect: new Set(), // set of node IDs for group operations
  energy: { genKWh: 0, consKWh: 0, lossKWh: 0 }, // Cumulative energy tracking
  pressureMapMode: false,

  // interaction
  drag: null, // { kind:'node'|'pan', id?, ox,oy, sx,sy }
  connecting: null, // { srcNode, srcPort, mx, my }
  rubberBand: null, // { x0,y0,x1,y1 } in canvas coords

  // viewport
  vp: { x: 30, y: 30, scale: 1 },

  activeModelName: null,

  // simulation
  sim: { running: false, time: 0, dt: 60, maxTime: 7200, ambientTemp: 15, timer: null, fluidType:
'water' },

  // results per node/edge (updated each solve)
  results: {}, // key = nodeId or edgeId → {T_in,T_out,P_in,P_out,Q,...}

  // time-series history
  history: [], // [{ t, records: { id → values } }]

  dirty: false, // track unsaved changes

```

```

    activeModel: null
  };

  //
  =====
  // UTILITIES
  //
  =====
  function uid() { return 'n' + (state.nextId++); }

  function clamp(v, lo, hi) { return Math.max(lo, Math.min(hi, v)); }

  function svgPoint(evt) {
    const svg = document.getElementById('canvas');
    const pt = svg.createSVGPoint();
    pt.x = evt.clientX;
    pt.y = evt.clientY;
    const ctm = document.getElementById('vp').getScreenCTM().inverse();
    const t = pt.matrixTransform(ctm);
    return { x: t.x, y: t.y };
  }

  function portPos(node, portDef) {
    return {
      x: node.x + portDef.x * NODE_W,
      y: node.y + portDef.y * NODE_H
    };
  }

  function getNode(id) { return state.nodes.find(n => n.id === id); }
  function getEdge(id) { return state.edges.find(e => e.id === id); }
  function getNodeComp(type) { return COMP[type]; }

  function tempColor(T) {
    if (T == null || isNaN(T)) return '#999';
    const t = clamp((T - 10) / 80, 0, 1);
    const r = Math.round(43 + t * (232 - 43));
    const g = Math.round(108 + t * (69 - 108));
    const b = Math.round(176 + t * (69 - 176));
    return `rgb(${r},${g},${b})`;
  }

  function fmtT(v) { return v != null ? v.toFixed(1) + ' °C' : '—'; }
  function fmtP(v) { return v != null ? (v / 1e5).toFixed(3) + ' bar' : '—'; }
  function fmtQ(v) { return v != null ? (v * 3600).toFixed(2) + ' m³/h' : '—'; }

  // Gaussian elimination — returns { x, singular }
  // singular=true when a near-zero pivot was clamped (broken topology signal)
  function gaussElim(A, b) {
    const n = b.length;
    if (n === 0) return { x: [], singular: false };
    const M = A.map((row, i) => [...row, b[i]]);
    let singular = false;

    for (let col = 0; col < n; col++) {

```

```

let maxRow = col;
for (let row = col + 1; row < n; row++)
  if (Math.abs(M[row][col]) > Math.abs(M[maxRow][col])) maxRow = row;
[M[col], M[maxRow]] = [M[maxRow], M[col]];
if (Math.abs(M[col][col]) < 1e-22) { M[col][col] = 1e-22; singular = true; }

for (let row = col + 1; row < n; row++) {
  const f = M[row][col] / M[col][col];
  for (let j = col; j <= n; j++) M[row][j] -= f * M[col][j];
}
}

const x = new Array(n).fill(0);
for (let i = n - 1; i >= 0; i--) {
  x[i] = M[i][n];
  for (let j = i + 1; j < n; j++) x[i] -= M[i][j] * x[j];
  x[i] /= M[i][i] || 1e-22;
}
return { x, singular };
}

//
=====
// HYDRAULIC SOLVER (current-source / KCL formulation)
//
=====
function solveHydraulics() {
  const { nodes, edges } = state;
  if (nodes.length === 0) { clearNetworkWarning(); return {}; }

  // Get fluid properties at an estimated system temperature (e.g., Tamb + 20)
  const fProps = getFluidProps(getAmbientTemp() + 20);
  const fRho = fProps.rho;
  const fMu = fProps.mu;

  // — Pre-solve topology checks —
  const enabledPumps = nodes.filter(n => n.type === 'pump' && n.params.enabled !== false);
  if (enabledPumps.length === 0) {
    showNetworkWarning('Tinkle nėra veikiančio siurblio — debitas nebus apskaičiuotas.');
```

```

// — map port keys → hydraulic node indices —
const hnMap = {};
let hnCount = 0;
function hn(nodId, portId) {
  const key = `${nodId}_${portId}`;
  if (!(key in hnMap)) hnMap[key] = hnCount++;
  return hnMap[key];
}
nodes.forEach(n => {
  if (n.type === 'junction' || n.type === 'manifold') {
    const shared = hn(n.id, '_shared');
    const ports = n.type === 'junction' ? COMP.junction.ports : COMP.manifold.ports;
    ports.forEach(p => { hnMap[`${n.id}_${p.id}`] = shared; });
  } else {
    COMP[n.type].ports.forEach(p => hn(n.id, p.id));
  }
});

const N = hnCount;
if (N === 0) return {};

// — build branch list —
const branches = [];

nodes.forEach(n => {
  const p = n.params;
  if (p.enabled === false) return;
  switch (n.type) {
    case 'boiler':
    case 'sensor':
    case 'pidController':
    case 'thermostat':
    case 'heatPump':
    case 'solarCollector':
    case 'thermalLoad':
    case 'filter':
    case 'radiator': {
      const dP_nom = (n.type === 'boiler' || n.type === 'radiator' || n.type === 'heatPump' || n.type
      === 'solarCollector' || n.type === 'thermalLoad') ? (p.pressureDrop || 5000) : (p.pressureDrop ||
      2000);
      //  $R \text{ [Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^6] = \Delta P_{\text{nom}} / Q_{\text{ref}}^2 \rightarrow \Delta P = R \cdot Q^2$  at 10 m3/h design point
      const R = dP_nom / Q_REF_SQ;
      branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in`], to: hnMap[`${n.id}_out`], type: 'pipe', R, nodId:
      n.id });
      break;
    }
    case 'pump': {
      const spd = (p.speed ?? 100) / 100; // use ?? not || so speed=0 works
      const Q0 = ((p.nominalFlow || 10) / 3600) * spd;
      const H0 = (p.nominalHead || 20) * fRho * G_ACC * spd * spd;
      branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in`], to: hnMap[`${n.id}_out`], type: 'pump', Q0, H0,
      nodId: n.id });
      break;
    }
    case 'valve': {
      const opening = clamp((p.opening || 100) / 100, 0, 1);
      const Kv_si = (p.kvs || 10) / (3600 * Math.sqrt(1e5));

```

```

    let R = 1 / ((Kv_si * opening) ** 2 + 1e-12);
    if (opening <= 0) R = 1e20; // Used for dP calc, but G will be 0
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in`], to: hnMap[`${n.id}_out`], type: 'pipe', R, nodeld:
n.id, isValve: true, opening });
    break;
  }
  case 'checkValve': {
    // Open direction: ~2 kPa at 10 m³/h; reverse: near-infinite
    const R_base = 2000 / Q_REF_SQ;
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in`], to: hnMap[`${n.id}_out`], type: 'pipe', R: R_base,
R_base, nodeType: 'checkValve', nodeld: n.id });
    break;
  }
  case 'mixingValve': {
    const Kv_si = (p.kvs || 10) / (3600 * Math.sqrt(1e5));
    const r = clamp((p.mixRatio || 50) / 100, 0, 1);
    let R1 = 1 / ((Kv_si * r) ** 2 + 1e-12);
    if (r <= 0) R1 = 1e20;
    let R2 = 1 / ((Kv_si * (1 - r)) ** 2 + 1e-12);
    if (r >= 1) R2 = 1e20;
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in1`], to: hnMap[`${n.id}_out`], type: 'pipe', R: R1,
nodeld: n.id, sub: 'in1', isValve: true, opening: r * 100 });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in2`], to: hnMap[`${n.id}_out`], type: 'pipe', R: R2,
nodeld: n.id, sub: 'in2', isValve: true, opening: (1 - r) * 100 });
    break;
  }
  case 'fourWayValve': {
    const Kv_si = (p.kvs || 10) / (3600 * Math.sqrt(1e5));
    const r = clamp((p.mixRatio || 50) / 100, 0, 1);
    // Simplified 4-way: Path 1 (b_in -> s_out) and Path 2 (s_in -> b_out) cross-mixed
    let R1 = 1 / ((Kv_si * r) ** 2 + 1e-12);
    if (r <= 0) R1 = 1e20;
    let R2 = 1 / ((Kv_si * (1 - r)) ** 2 + 1e-12);
    if (r >= 1) R2 = 1e20;

    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_b_in`], to: hnMap[`${n.id}_s_out`], type: 'pipe', R: R1,
nodeld: n.id, sub: 'bs', isValve: true, opening: r * 100 });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_s_in`], to: hnMap[`${n.id}_b_out`], type: 'pipe', R: R1,
nodeld: n.id, sub: 'sb', isValve: true, opening: r * 100 });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_b_in`], to: hnMap[`${n.id}_b_out`], type: 'pipe', R: R2,
nodeld: n.id, sub: 'bb', isValve: true, opening: (1 - r) * 100 });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_s_in`], to: hnMap[`${n.id}_s_out`], type: 'pipe', R: R2,
nodeld: n.id, sub: 'ss', isValve: true, opening: (1 - r) * 100 });
    break;
  }
  case 'heatExchanger': {
    const dP_nom = p.pressureDrop || 5000;
    const R = dP_nom / Q_REF_SQ;
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_pri_in`], to: hnMap[`${n.id}_pri_out`], type: 'pipe', R,
nodeld: n.id, sub: 'pri' });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_sec_in`], to: hnMap[`${n.id}_sec_out`], type: 'pipe', R,
nodeld: n.id, sub: 'sec' });
    break;
  }
  case 'accumulator': {
    // 200 Pa at 10 m³/h — negligible pass-through resistance
    const R = 200 / Q_REF_SQ;

```

```

    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_t1`], to: hnMap[`${n.id}_t2`], type: 'pipe', R, nodeld:
n.id, sub: 'top' });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_t3`], to: hnMap[`${n.id}_t4`], type: 'pipe', R, nodeld:
n.id, sub: 'bot' });
    break;
  }
  case 'dhwTank': {
    const R_pri = 5000 / Q_REF_SQ;
    const R_sec = 2000 / Q_REF_SQ;
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_pri_in`], to: hnMap[`${n.id}_pri_out`], type: 'pipe', R:
R_pri, nodeld: n.id, sub: 'pri' });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_sec_in`], to: hnMap[`${n.id}_sec_out`], type: 'pipe', R:
R_sec, nodeld: n.id, sub: 'sec' });
    break;
  }
  case 'separator': {
    // 100 Pa at 10 m³/h — negligible separator resistance
    const R = 100 / Q_REF_SQ;
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in1`], to: hnMap[`${n.id}_out1`], type: 'pipe', R, nodeld:
n.id, sub: 'l' });
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in2`], to: hnMap[`${n.id}_out2`], type: 'pipe', R, nodeld:
n.id, sub: 'r' });
    // Cross connection for pressure equalization
    branches.push({ from: hnMap[`${n.id}_in1`], to: hnMap[`${n.id}_out2`], type: 'pipe', R: R * 10,
nodeld: n.id, sub: 'cross' });
    break;
  }
}
});

```

```

edges.forEach(e => {
  const from = hnMap[`${e.srcNode}_${e.srcPort}`];
  const to = hnMap[`${e.dstNode}_${e.dstPort}`];
  if (from === undefined || to === undefined || from === to) return;
  const ep = e.params || {};
  const L = ep.length || 10;
  const D = pipeDiamMm(ep) / 1000;
  const A = PI * D * D / 4;
  // Darcy-Weisbach with Swamee-Jain friction factor (accounts for pipe roughness)
  // Re based on reference design velocity V_REF at fluid viscosity fMu
  const Re_ref = fRho * V_REF * D / fMu;
  const roughness = (ep.roughness ?? 0.045) / 1000; // mm to m
  const relRough = roughness / D;
  let f_d;
  if (Re_ref < 2300) {
    f_d = 64 / Math.max(Re_ref, 1);
  } else {
    const temp = Math.log10(relRough / 3.7 + 5.74 / Math.pow(Re_ref, 0.9));
    f_d = 0.25 / (temp * temp);
  }
  const L_eq = L * 1.2; // Add 20% for local resistances (fittings, bends)
  const R = f_d * L_eq * fRho / (2 * D * A * A);
  branches.push({ from, to, type: 'pipe', R, edgeld: e.id });
});

```

```

// — reference node = inlet of first enabled pump —
let refHn = 0;

```

```

const firstPumpBr = branches.find(b => b.type === 'pump');
if (firstPumpBr) refHn = firstPumpBr.from;

const pressures = new Array(N).fill(0);
const Q_ref = firstPumpBr ? firstPumpBr.Q0 * 0.5 : 1e-4;
const flows = branches.map(br => br.type === 'pump' ? br.Q0 * 0.5 : Q_ref);

// — iterative solver: pumps as current sources, passive elements in Y —
let solverSingular = false;
for (let iter = 0; iter < 60; iter++) {
  const freeNodes = [];
  for (let i = 0; i < N; i++) if (i !== refHn) freeNodes.push(i);
  const M = freeNodes.length;
  if (M === 0) break;
  const row = {};
  freeNodes.forEach((n, i) => row[n] = i);

  const Y = Array.from({ length: M }, () => new Array(M).fill(0));
  const b = new Array(M).fill(0);

  branches.forEach((br, bi) => {
    if (br.type !== 'pipe') return;
    const { from: a, to: c } = br;

    let currentR = br.R;
    if (br.nodeType === 'checkValve') {
      currentR = flows[bi] < -1e-8 ? 1e25 : br.R_base;
    }

    let G = 1 / (currentR * (Math.abs(flows[bi]) + 1e-9));
    if (br.isValve && br.opening <= 0) G = 0; // Absolute shut-off
    if (row[a] !== undefined) { Y[row[a]][row[a]] += G; if (row[c] !== undefined) Y[row[a]][row[c]] -=
G; }
    if (row[c] !== undefined) { Y[row[c]][row[c]] += G; if (row[a] !== undefined) Y[row[c]][row[a]] -= G;
}
  });

  // Regularization to handle disconnected nodes/singularities
  for (let i = 0; i < M; i++) Y[i][i] += 1e-18;

  branches.forEach((br, bi) => {
    if (br.type !== 'pump') return;
    const Q_p = flows[bi];
    if (row[br.to] !== undefined) b[row[br.to]] += Q_p;
    if (row[br.from] !== undefined) b[row[br.from]] -= Q_p;
  });

  let solResult;
  try { solResult = gaussElim(Y, b); } catch (_) { break; }
  if (solResult.singular) solverSingular = true;
  const sol = solResult.x;

  let maxDQ = 0;
  freeNodes.forEach((n, i) => { pressures[n] = isFinite(sol[i]) ? sol[i] : pressures[n]; });
  pressures[refHn] = 0;

  branches.forEach((br, bi) => {

```

```

    if (br.type !== 'pipe') return;
    const dP = pressures[br.from] - pressures[br.to];
    let currentR = br.R;
    if (br.nodeType === 'checkValve') {
        currentR = flows[bi] < -1e-8 ? 1e25 : br.R_base;
    }

    let Q_new = Math.sign(dP) * Math.sqrt(Math.abs(dP) / currentR);
    if (br.isValve && br.opening <= 0) Q_new = 0; // Force zero flow during iteration

    maxDQ = Math.max(maxDQ, Math.abs(Q_new - flows[bi]));
    flows[bi] = Q_new;
});

branches.forEach((br, bi) => {
    if (br.type !== 'pump') return;
    if (br.Q0 <= 0 || br.H0 <= 0) { flows[bi] = 0; return; } // Stopped pump — no NaN
    const dP = pressures[br.to] - pressures[br.from];
    const Q_hq = br.Q0 * Math.sqrt(Math.max(0, 1 - dP / br.H0));
    const Q_new = 0.5 * Q_hq + 0.5 * flows[bi];
    maxDQ = Math.max(maxDQ, Math.abs(Q_new - flows[bi]));
    flows[bi] = Q_new;
});

if (maxDQ < 1e-8) break;
}

// — Post-process: Topological Flow Filter —
const reachable = new Set();
const queue = [];
branches.forEach(br => {
    if (br.type === 'pump') {
        reachable.add(br.from);
        reachable.add(br.to);
        queue.push(br.from, br.to);
    }
});
// Also include the reference node (ground) to be safe
reachable.add(refHn);
queue.push(refHn);

while (queue.length > 0) {
    const u = queue.shift();
    branches.forEach(br => {
        if (br.isValve && br.opening <= 0) return;
        let v = -1;
        if (br.from === u) v = br.to;
        else if (br.to === u) v = br.from;
        if (v !== -1 && !reachable.has(v)) {
            reachable.add(v);
            queue.push(v);
        }
    });
}
branches.forEach((br, bi) => {
    if (!reachable.has(br.from) || !reachable.has(br.to)) {
        flows[bi] = 0;
    }
});

```

```

    }
  });

  if (solverSingular) {
    // Singular can be a false-positive when multiple independent pump circuits
    // each float at their own pressure reference. Suppress the warning if ALL
    // pump branches carry meaningful flow (they are working, just uncoupled).
    const pumpBranches = branches.filter(b => b.type === 'pump');
    const allPumpsFlowing = pumpBranches.every(b => {
      if (b.Q0 <= 0) return true; // Intentionally stopped — don't flag as disconnected
      const bi = branches.indexOf(b);
      return Math.abs(flows[bi]) > 1e-5;
    });
    if (!allPumpsFlowing) {
      showNetworkWarning('Tinklo topologija pažeista — patikrinkite kilpas ir jungtis (atjungtos grandinės).');
    } else if (isolated.length === 0) {
      clearNetworkWarning();
    }
  } else if (enabledPumps.length > 0 && isolated.length === 0) {
    clearNetworkWarning();
  }

  // Collect results
  const res = {};
  branches.forEach((br, bi) => {
    const Q = flows[bi];
    const Qh = Q * 3600;
    const P_in = pressures[br.from];
    const P_out = pressures[br.to];
    if (br.edgId) { res[br.edgId] = { Q, Qh, P_in, P_out }; }
    if (br.nodId) {
      const key = br.sub ? `${br.nodId}_${br.sub}` : br.nodId;
      res[key] = { Q, Qh, P_in, P_out };
    }
  });

  Object.entries(hnMap).forEach(([key, idx]) => {
    res['P_' + key] = pressures[idx];
  });

  return res;
}

```
