

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Giedrė STRECKIENĖ

KOGENERACINĖS JĖGAINĖS ŠILUMOS AKUMULIACINĖS TALPOS VEIKIMO REŽIMŲ TYRIMAI

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
ENERGETIKA IR TERMOINŽINERIJA (06T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2011

Disertacija rengta 2006–2011 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Mokslinis vadovas

prof. habil. dr. Vytautas MARTINAITIS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija – 06T).

Konsultantas

prof. habil. dr. Petras VAITIEKŪNAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, technologijos mokslai, aplinkos inžinerija ir kraštotvarka – 04T).

VG TU leidyklos TECHNIKA 1874-M mokslo literatūros knyga
<http://leidykla.vgtu.lt>

ISBN 978-9955-28-853-4

© VG TU leidykla TECHNIKA, 2011

© Giedrė, Streckienė, 2011

giedre.streckiene@vgtu.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Giedrė STRECKIENĖ

RESEARCH OF HEAT STORAGE TANK OPERATION MODES IN COGENERATION PLANT

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
ENERGETICS AND POWER ENGINEERING (06T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2011

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2006–2011.

Scientific Supervisor

Prof Dr Habil Vytautas MARTINAITIS (Vilnius Gediminas Technical University, Technological Sciences, Energetics and Power Engineering – 06T).

Consultant

Prof Dr Habil Petras VAITIEKŪNAS (Vilnius Gediminas Technical University, Technological Sciences, Environmental Engineering – 04T).

Reziumė

Disertacijoje nagrinėjami būdingi šilumos akumuliacinės talpos veikimo režimai, susiformuojantys nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje, tiriamas šiluminės stratifikacijos susidarymas tokioje talpoje ir atliekamas jos modeliavimas. Pagrindinis disertacijos tikslas – ištirti nedidelės galios kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos veikimo režimų ypatumus, sudaryti algoritmą, padedantį parinkti tokios talpos tūrį ir pateikti modelį, leidžiantį nustatyti šiluminę stratifikaciją akumuliacinėje talpoje bet kuriuo jos veikimo metu.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, naudotos literatūros ir autorės publikacijų disertacijos tema sąrašai bei du priedai.

Įvadiniamе skyriuje aptariama tiriamoji problema, darbo aktualumas, aprašomas tyrimų objektas, formuojamas darbo tikslas bei uždaviniai, aprašoma tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, darbo rezultatų praktinė reikšmė ir pateikiami ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pristatomos disertacijos tema paskelbtos autorės publikacijos ir pranešimai konferencijose bei disertacijos struktūra.

Pirmajame skyriuje pateikiama literatūros apžvalga, susijusi su šiluminės stratifikacijos, susidarančios akumuliacinėse talpose, veikimu ir principais, stratifikuotų akumuliacinių talpų taikymu, tūrio nustatymu ir optimizavimo metodais kogeneracinėse jėgainėse. Aptariami šių šilumos akumuliacinių talpų modeliavimo metodai. Atlikta tyrimų apžvalga leidžia nustatyti trūkstamų tyrimų sritį ir suformuoti darbo uždavinius.

Antrajame skyriuje aprašoma taikoma akumuliacinės talpos tūrio parinkimo metodika nedidelės galios kogeneracinėms jėgainėms ir pristatomas realios jėgainės modelis. Pateikiamos pusiau analitinio ir skaitinio tyrimo metodikos, skirtos temperatūros pasiskirstymo akumuliacinėje talpoje nustatymui.

Trečiajame skyriuje pristatomi šilumos akumuliacinės talpos ekonominio tūrio paieškos ir analizės rezultatai. Pateikiami susiformuojantys būdingi talpos veikimo režimai.

Ketvirtajame skyriuje aprašomas šiluminės stratifikacijos modeliavimas, naudojant skaitinį ir pusiau analitinius modelius. Atliekamas modeliavimo rezultatų palyginimas su realios kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos duomenimis.

Disertacijos tema paskelbti 9 straipsniai: vienas – ISI Web of Science ir du – Inspec duomenų bazėse referuojamuose žurnaluose bei 6 straipsniai (vienas iš jų priimtas spaudai) tarptautinių ir respublikinių konferencijų medžiagose.

Abstract

The dissertation investigates typical operation modes of the heat storage tank in the small-scale cogeneration (CHP) plant, analyses formation of thermal stratification in such storage tank and presents the simulation of the stratification. The main aim of the dissertation is to investigate peculiarities of operation modes of heat storage tank in small-scale CHP plant, develop an algorithm allowing to choose the storage tank volume and present a model allowing determination of thermal stratification in the storage tank at any time of its operation.

The dissertation consists of Introduction, 4 chapters, Conclusions, References, List of scientific author's publications on the subject of the dissertation and 2 Annexes.

The introduction reveals the investigated problem, importance of the thesis and the object of research and describes the purpose and tasks of the paper, research methodology, scientific novelty, the practical significance of results examined in the paper and defended statements. The introduction ends in presenting the author's publications on the subject of the defended dissertation, offering the material of made presentations in conferences and defining the structure of the dissertation.

Chapter 1 revises literature review related to the operation and principles of thermal stratification, established in the heat storage tanks, application, determination of volume and optimisation methods of stratified heat stores in the CHP plants. Simulation methods of the heat storage tanks are discussed. Made review of research enables to identify the gap in the analysed field of research and form the tasks of the work.

Chapter 2 describes the used methodology to choose volume of the heat storage tank in the small-scale CHP plant and presents a model of the actual plant. There are presented methodologies of semi-analytical and numerical investigation to determine temperature distribution in the storage tank.

Chapter 3 presents results of search and analysis of economic heat storage volume and shows typical operation modes of the storage tank.

In Chapter 4 simulation of thermal stratification, using numerical and semi-analytical models, is performed. Comparison of the simulation results and data of actual heat storage tank in the CHP plant is presented.

9 articles focusing on the subject of the discussed dissertation are published: one in the journal quoted by ISI Web of Science data base, two – in journal quoted by Inspec data base and six (one of them accepted for publishing) – in proceedings of international and national conferences.

Žymėjimai

Simboliai

A – plotas;
 c_p – savitoji izobarinė šiluma;
 D – talpos skersmuo;
 g – laisvasis kritimo pagreitis;
 H – talpos aukštis;
 k – šilumos perdavimo koeficientas;
 l – charakteringas matmuo, m;
 m – masė;
 N – sluoksnių skaičius;
 p – slėgis;
 r – spindulys;
 Q – šilumos kiekis;
 T, t – temperatūra;
 V – tūris;
 v, w – greičio dedamosios r ir z kryptimis;
 z – aukščio koordinatė;

α – šilumos atidavimo koeficientas;
 δT – vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas;
 λ – šilumos laidumo koeficientas;
 ρ – tankis;
 τ – laikas.

Santrumpos

1D – vienmatis;
2D – dvimatis;
3D – trimatis;
AEI – atsinaujinantys energijos ištekliai;
GDV – grynoji dabartinė vertė;
PAL – paprastas atsipirkimo laikas;
Str – stratifikacijos skaičius;
VDV – vidaus degimo variklis.

Indeksai

a – aplinka;
 d – poreikis;
 e – elektra;
 ek – ekonominis;
 i – atitinkamas sluoksnis;
 p – gamyba;
 th – šiluma (angl. thermal).

Turinys

IVADAS	1
Tiriamoji problema.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	2
Darbo tikslas.....	2
Darbo uždaviniai	3
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	4
Ginamieji teiginiai	4
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	5
1. ŠILUMOS KAUPIMO AKUMULIACINĖSE TALPOSE ANALIZĖ.....	7
1.1. Šilumos akumuliacija	7
1.2. Akumuliacinio medžiagos ir technologiniai sprendimai	9
1.3. Šiluminė stratifikacija akumuliacinėse talpose.....	10
1.3.1. Stratifikuotos talpos veikimo principas	10
1.3.2. Veiksniai, turintys įtaką šiluminės stratifikacijos formavimuisi.....	11
1.3.3. Šiluminės stratifikacijos nuvertėjimo priežastys	12
1.3.4. Šiluminės stratifikacijos vertinimas naudojant bedimensinius dydžius.....	15
1.4. Stratifikuotos akumuliacinės talpos kogeneracinėse jėgainėse.....	16

1.5. Šilumos akumulatoriaus tūrio apskaičiavimas	17
1.6. Šilumos akumuliacinių talpų kogeneracinėsė jėgainėsė optimizavimo metodai	18
1.7. Šilumos akumuliacinių talpų skaitinis modeliavimas.....	22
1.7.1. Vienmačiai modeliai.....	23
1.7.2. Dvimačiai modeliai	25
1.7.3. Trimačiai modeliai.....	26
1.8. Šilumos akumuliacinių talpų analitiniai tyrimai.....	27
1.9. Pirmojo skyriaus apibendrinimas ir disertacijos uždavinių formulavimas	28
 2. AKUMULIACINĖS TALPOS DYDŽIO PARINKIMO IR ŠILUMINĖS STRATIFIKACIJOS NUSTATYMO METODAI.....	31
2.1. Akumuliacinės talpos tūrio nustatymo metodika	32
2.1.1. Vartotojų poreikių apibūdinimas	32
2.1.2. Ekonominių ir technologinių aplinkybių vertinimas	33
2.1.3. Analizuojamų atvejų sudarymas.....	35
2.1.4. Nagrinėjamos kogeneracinės jėgainės su akumuliacine talpa schema	36
2.1.5. Akumuliacinės talpos dydžio parinkimo modelis.....	37
2.1.6. Kogeneracinės jėgainės veikimo režimai energyPRO modelyje	44
2.2. Realios kogeneracinės jėgainės su akumuliacine talpa veikimas ir modelis	46
2.3. Pusiau analitinio tyrimo metodika.....	49
2.3.1. Energijos balanso modelis	50
2.3.2. „Sluoksnių išstūmimo“ modelis	53
2.4. Skaitinio tyrimo metodika	55
2.5. Antrojo skyriaus apibendrinimas.....	59
 3. AKUMULIACINĖS TALPOS TŪRIO PARINKIMO EKONOMINĖ ANALIZĖ.....	61
3.1. Pagrindinės skaičiavimų prielaidos	62
3.2. A ir B tipų vartotojų charakteristikos	63
3.3. Akumuliacinės talpos tūrio optimizavimas, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu	64
3.3.1. A tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės analizė	64
3.3.2. B tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės analizė	70
3.4. Akumuliacinės talpos tūrio optimizavimas, kai kogeneratorius dalį paros veikia pirmu prioritetu	77
3.4.1. A tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės tyrimas	78
3.4.2. B tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės tyrimas	82
3.5. A ir B tipų vartotojų ekonomiškai naudingiausių kogeneracinių jėgainių jautrumo analizė	86
3.6. Realaus laiko elektros rinka.....	87

3.6.1. Elektros kainos pokyčių analizė	88
3.6.2. Kogeneratoriaus ir akumuliacinės talpos optimizavimas	89
3.6.3. Jautrumo analizė	93
3.7. Trečiojo skyriaus išvados	93
4. SKAITINIO IR PUSIAU ANALITINIO MODELIAVIMO REZULTATŲ ANALIZĖ	95
4.1. Skaitinio modeliavimo tinklinės srities analizė	95
4.1.1. Įkrovimo procesas	97
4.1.2. Iškrovimo procesas	99
4.1.3. Trimatis uždavinys	101
4.2. Laiko žingsnio dydžio analizė	102
4.2.1. Pusiau analitinis įkrovimo procesas	103
4.2.2. Pusiau analitinis iškrovimo procesas	105
4.3. Įkrovimo proceso analizė	107
4.4. Iškrovimo proceso analizė	110
4.5. Modelių pereinamosios temperatūros srities sukūrimo tyrimas	113
4.6. Skaitinio modelio rezultatų palyginimas su kitų tyrėjų rezultatais	115
4.7. Šiluminės stratifikacijos vertinimas	118
4.8. Ketvirtąjo skyriaus išvados	119
BENDROSIOS IŠVADOS	121
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	123
AUTORĖS PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	135
PRIEDAI	137
A priedas. Įvairių sluoksnių temperatūros apskaičiavimas taikant energijos balanso metodiką	137
B priedas. Kitų skaitinio modeliavimo parametrų analizė	139

Contents

INTRODUCTION	1
The investigated problem	1
Importance of the thesis	2
The object of research	2
The aim of the thesis	2
The tasks of the thesis	3
Research methodology	3
Importance of scientific novelty	4
Practical significance of achieved results	4
The defended statements	4
Approval of the results	5
Dissertation structure	5
1. ANALYSIS OF HEAT ACCUMULATION IN STORAGE TANKS	7
1.1. Thermal energy storage	7
1.2. Storage materials and technologic decisions	9
1.3. Thermal stratification in storage tanks	10
1.3.1. Operation principle of stratified storage tank	10
1.3.2. Factors affecting formation of thermal stratification	11
1.3.3. Degradation reasons of thermal stratification	12
1.3.4. Estimation of thermal stratification using dimensionless numbers	15
1.4. Stratified storage tanks in CHP plants	16

1.5. Calculation of heat storage volume	17
1.6. Optimisation methods of heat storage tanks in the CHP plants.....	18
1.7. Numerical simulation of heat storage tanks.....	22
1.7.1. One-dimensional models	23
1.7.2. Two-dimensional models	25
1.7.3. Three-dimensional models	26
1.8. Analytical research of heat storage tanks	27
1.9. Summary of the first chapter and formulation of tasks of dissertation	28
 2. METHODS FOR SELECTING STORAGE TANK SIZE AND DETERMINING THERMAL STRATIFICATION.....	 31
2.1. Methodology to determine storage tank volume	32
2.1.1. Description of consumers' demands.....	32
2.1.2. Assessment of economic and technological conditions.....	33
2.1.3. Creation of case studies analysed	35
2.1.4. Scheme of analysed CHP plant with storage tank	36
2.1.5. Model for selecting storage tank size	37
2.1.6. Operation modes of the CHP plant in energyPRO model	44
2.2. Operation and model of the actual CHP plant with storage tank.....	46
2.3. Methodology of semi-analytical research.....	49
2.3.1. Energy balance model	50
2.3.2. "Plug flow" model.....	53
2.4. Methodology of numerical research.....	55
2.5. Summary of the second chapter	59
 3. ECONOMIC ANALYSIS OF STORAGE TANK VOLUME SELECTION	 61
3.1. Main calculation assumptions	62
3.2. Characteristics of type A and type B consumers	63
3.3. Optimisation of storage tank volume when CHP unit has priority to operate all the day	 64
3.3.1. Analysis of CHP plant which satisfies A type consumer's demands	64
3.3.2. Analysis of CHP plant which satisfies B type consumer's demands.....	70
3.4. Optimisation of storage tank volume when CHP unit has priority to operate part of the day	 77
3.4.1. Investigation of CHP plant which satisfies A type consumer's demands...	78
3.4.2. Investigation of CHP plant which satisfies B type consumer's demands...	82
3.5. Sensitivity analysis of economically best CHP plants for type A and type B consumers.....	 86
3.6. Spot market	87
3.6.1. Analysis of changes in electricity price	88
3.6.2. Optimisation of CHP unit and storage tank	89
3.6.3. Sensitivity analysis	93
3.7. Conclusions of the third chapter.....	93

4. ANALYSIS OF NUMERICAL AND SEMI-ANALYTICAL SIMULATION RESULTS	95
4.1. Analysis of numerical simulation domain	95
4.1.1. Charging process	97
4.1.2. Discharging process.....	99
4.1.3. Three-dimentional task	101
4.2. Analysis of time step size	102
4.2.1. Semi-analytical charging process	103
4.2.2. Semi-analytical discharging process.....	105
4.3. Analysis of charging process	107
4.4. Analysis of discharging process	110
4.5. Research of creation of intermediate temperature zone by models	113
4.6. Comparison of numerical model results with other researchers' results	115
4.7. Assessment of thermal stratification.....	118
4.8. Conclusions of the fourth chapter.....	119
 GENERAL CONCLUSIONS.....	 121
 REFERENCES	 123
 LIST OF AUTHOR'S PUBLISHED WORKS ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION	 135
 ANNEXES	 137
Annex A. Calculation of temperature in various layers using energy balance methodology	 137
Annex B. Analysis of other parameters of numerical simulation.....	139

Įvadas

Tiriamoji problema

Įvairios paskirties pastatų ir jų kompleksų aprūpinimui energija sėkmingai gali būti taikomos mažos galios, t. y. iki 1 MW_e, kogeneracinės jėgainės. Parenkant tokią jėgainę, svarbus vaidmuo tenka vartotojo poreikiams, kurie žymiai kinta net per parą, tuo tarpu greitai ir stipriai keisti šilumos ir elektros gamybos agregato galią ne visada įmanoma ir dažnai neefektyvu. Nedidelės galios kogeneracinės jėgainės, užtikrinančios skirtingus ir kintančius vartotojo poreikius laike, optimizavimo galimybė – šilumos akumuliacinės talpos įrengimas.

Talpos dydžio nustatymas yra svarbus uždavinys planuojant visos kogeneracinės jėgainės veiklą. Sprendžiant konkretų uždavinį, būtina atsižvelgti į šilumos ir elektros poreikių kitimą laike, galimybę panaudoti atliekinę ar perteklinę šilumą, elektros tarifų sistemą, veikimo strategiją, generatoriaus tipą, ekonominius, politinius bei aplinkosauginius aspektus. Svarbu ir tai, kad veikiant kogeneracinei jėgainei, parinkto tūrio akumuliacinėje talpoje susiformuotų šiluminę stratifikacija, leidžianti efektyviai kaupti ir atgauti šilumą.

Iki šiol pasaulyje atlikta nemažai darbų, analizuojančių, kaip optimizuoti talpos dydį jėgaineje ir kaip tirti šiluminę stratifikaciją saulės šildymo sistemų akumuliacinėse talpose. Tačiau trūksta darbų, kurie nagrinėtų susidarančių įkro-

vimo ir iškrovimo procesų pobūdį kogeneracinių jėgainių šilumos akumuliacinėse talpose bei dėl to jose susiformuojančią šiluminę stratifikaciją.

Darbo aktualumas

Šilumos akumuliacinio sprendimas – plati mokslinių tyrimų sritis, apimanti ir teorinius šilumos ir masės mainų mokslo klausimus, ir praktinį pritaikymą. Nuo 1970 m. intensyviai pradėti šilumos ir masės mainų, vykstančių akumuliacinėse talpose, tyrimai siekiant išlaikyti ir atgauti aukštos kokybės šilumą iš talpos. Tačiau besivystančios šiuolaikinės technologijos leidžia greičiau, pigiau ir tiksliau nagrinėti vykstančius procesus akumuliacinėje talpoje, o įvairių tyrimų rezultatai gali būti taikomi praktikoje.

Šilumos akumuliacinio ir kogeneracijos technologijų derinys padeda siekti energijos gamybos efektyvumo ir aplinkos užterštumo mažinimo tikslų. Tačiau nedidelės galios kogeneracinių jėgainių optimizavimo galimybių potencialas nėra išnaudotas, o esamos atliktos kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliaciniu studijos ir sukurti optimizavimo metodai paprastai apsiriboja tik ekonominiu įrenginių dydžių parinkimu. Pagrindinė tokių studijų sprendžiama problema apsiriboja minimalių kogeneracinės jėgainės eksploatacijos išlaidų radimu tam tikromis ekonominėmis sąlygomis. Tokiais atvejais nėra nagrinėjami šiluminiai procesai, vykstantys talpos viduje, ir šis įrenginys sistemoje yra kaip „juodoji dėžė“. Akumuliacinės talpos veikimo režimų tyrimas kogeneracinėje jėgainėje leistų panaudoti teorines žinias praktikoje, kas turėtų įtaką tikslesniam talpos tūrio parinkimui ir visos energijos gamybos sistemos modeliavimui. Pažymėtina, kad kogeneracinės jėgainės su šilumos akumuliacine talpa parinkimo problema būdinga ne tik Lietuvai, bet aktuali ir kitose šalyse.

Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – nedidelės galios kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos veikimo režimai ir jų metu susiformuojanti šiluminė stratifikacija.

Darbo tikslas

Šio darbo tikslas yra ištirti nedidelės galios kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos veikimo režimų ypatumus, sudaryti algoritmą, padedantį

parinkti tokios talpos tūrį ir pateikti modelį, leidžiantį nustatyti šiluminę stratifikaciją akumuliacinėje talpoje bet kuriuo jos veikimo metu.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Ištirti būdingus šilumos akumuliacinės talpos veikimo režimus nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje. Įvertinti, kokį poveikį turi vartotojų poreikių kitimas ir elektros tarifai kogeneracinės jėgainės su šilumos akumuliacine talpa veikimui.
2. Nustačius pagrindinius veiksnius, turinčius poveikį akumuliacinės talpos dydžiui ir veikimui, sudaryti akumuliacinės talpos ekonomiškai optimalaus tūrio parinkimo algoritmą nedidelės galios kogeneracinei jėgainei.
3. Įvertinus šilumos ir masės mainų procesus, vykstančius akumuliacinėje talpoje, sudaryti pusiau analitinį ir skaitinį modelius, leidžiančius nustatyti šiluminę stratifikaciją bet kuriuo talpos veikimo metu.
4. Palyginti skaitinio ir pusiau analitinio modeliavimo rezultatus su realiai veikiančios akumuliacinės talpos duomenimis.
5. Pateikti rekomendacijas inžineriniams skaičiavimams, kaip parinkti šilumos akumuliacinę talpą kogeneracinėje jėgainėje ir kaip nustatyti šiluminę stratifikaciją šioje talpoje.

Tyrimų metodika

Siekiant atlikti užsibrėžtus uždavinius, darbe taikomas įvairių metodų derinys. Techninis ir ekonominis kogeneracinės jėgainės akumuliacinės talpos vertinimas atliekamas nagrinėjant kelis vartotojo poreikių atvejus. Šiems tyrimams naudojamas imitacinis modelis – energyPRO ir ekonominiai tyrimo metodai. Rizikos įvertinimui pasitelkiama jautrumo analizė. Vykstančių šiluminių procesų akumuliacinėje talpoje analizei taikomi pusiau analitiniai ir skaitiniai tyrimai, atliekami baigtinių tūrių metodo programų paketu PHOENICS.

Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė

1. Atlikta šilumos akumuliacinės talpos tūrio parinkimo ir veikimo režimų analizė nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje atsižvelgiant į vartotojų poreikius, elektros tarifus ir jėgainės veikimo strategiją. Išnagrinėti kogeneracinės jėgainės įrengimo atvejai:
 - kai ši sistema užtikrina dalį vartotojo elektros poreikių ir
 - kai visa kogeneratoriaus pagaminta elektra parduodama realaus laiko rinkoje.
2. Sudaryti skaitiniai (dvimatis ir trimatis) ir pritaikyti du pusiau analitiniai modeliai šiluminei stratifikacijai modeliuoti akumuliacinėse talpose, įrengtose tiek kogeneracinėse jėgainėse, tiek ir kitose energijos gamybos sistemose.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Darbe pateiktas šilumos akumuliacinės talpos įvertinimas gali pasitarnauti įvairiapusiškai kogeneracinių jėgainių analizei. Tyrimų rezultatai gali būti naudojami kogeneracinių jėgainių planavimo ir projektavimo metu, nustatant vartojimą atitinkantį optimalų akumuliacinės talpos tūrį sistemoje. Sudaryti pusiau analitiniai modeliai gali būti lengvai integruojami į optimizacinius ir imitacinius modelius, leidžiančius parinkti ir analizuoti energijos gamybos sistemas su šilumos akumuliacinėmis talpomis. Tai padėtų įvertinti vykstančius šiluminius procesus ir susidarančią šiluminę stratifikaciją talpoje. Tuo tarpu skaitinis modelis galėtų būti taikomas detalesniems įvairaus pobūdžio stratifikuotų akumuliacinių talpų tyrimams.

Ginamieji teiginiai

1. Kai kogeneracinėje jėgainėje kogeneratorius veikia nominalia galia, šilumos akumuliacinėje talpoje susiformuoja tik du būdingi veikimo režimai.
2. Kai vartotojo energijos poreikių kreivės sudėtingesnės, atsiranda daugiau galimų jėgainės kogeneratoriaus ir akumuliacinės talpos tūrio veikimo strategijos variantų.
3. Didesni elektros kainų svyravimai realaus laiko rinkoje skatina kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliaciniu naudojimą.

4. Sukurtas skaitinis modelis ir pritaikyti pusiau analitiniai energijos balanso ir „sluoksnių išstūmimo“ modeliai tinkami naudoti įvairaus tūrio ir paskirties šilumos akumuliacinių talpų tyrimams.
5. Sudaryto skaitinio modelio taikymo galimybės yra lankstesnės ir įvairiapusiškesnės negu pusiau analitinių modelių, tačiau šis modelis imlesnis kompiuterio skaičiavimo laikui ir reikalauja specifinių techninių skaičiuotojo žinių.

Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tema yra atspausdinti 9 moksliniai straipsniai: vienas – mokslo žurnale, cituojamame ISI Web of Science duomenų bazėje (Streckienė *et al.* 2009); du – mokslo žurnaluose, referuojamuose Inspec duomenų bazėje (Pakulytė *et al.* 2006; Streckienė *et al.* 2011), vienas – recenzuojamoje tarptautinės konferencijos medžiagoje (Streckienė ir Martinaitis 2008), penki (vienas iš jų priimtas spaudai) – kitose tarptautinių ir respublikinių konferencijų medžiagose (Streckienė ir Martinaitis 2007a; Streckienė ir Martinaitis 2007b; Streckienė ir Martinaitis 2007c; Streckienė ir Martinaitis 2009; Streckienė ir Martinaitis 2011).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti šešiose mokslinėse konferencijose Lietuvoje:

- Konferencijoje „*Šilumos energetika ir technologijos*“ 2007, 2009, 2011 m. Kaune;
- Jaunųjų mokslininkų konferencijoje „*Mokslas – Lietuvos ateitis*“ 2007 m. Vilniuje;
- Respublikinėje mokslinėje konferencijoje „*Pastatų inžinerinės sistemos*“ 2007 m. Vilniuje;
- Tarptautinėje doktorantų ir jaunųjų mokslininkų konferencijoje „*Jaunoji energetika 2008 (CYSENI 2008)*“ 2008 m. Kaune.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir bendrosios išvados. Taip pat yra du priedai.

Darbo apimtis yra 136 puslapiai, neskaitant priedų, tekste panaudotos 48 numeruotos formulės, 65 paveikslai ir 11 lentelių. Rašant disertaciją buvo panaudoti 159 literatūros šaltiniai.

Šilumos kaupimo akumuliacinėse talpose analizė

Šiame skyriuje analizuojami šilumos akumuliacinio būdai, technologiniai sprendimai ir tam reikalingos medžiagos. Detaliai išnagrinėjamas šiluminės stratifikacijos procesas šilumos akumuliacinėje talpoje ir pagrindiniai veiksniai, turintys jam įtaką. Aprašytas šiluminės stratifikacijos vertinimas naudojant bedimensinius kriterijus, pristatyti naudoti skaitiniai ir analitiniai modeliavimo būdai ir bei jų rezultatai. Pateikti šilumos akumuliatorių tūrio apskaičiavimo principai ir optimizavimo metodai, taikomi kogeneracinėse jėgainėse.

1.1. Šilumos akumuliacinimas

Kintant energijos poreikiams laike ir turint nepastovų energijos šaltinį, praktiškai sunku užtikrinti tokį energijos srautą, koks reikalingas kiekvienu momentu. Tokiu atveju energijos akumuliacinimas gali padėti pagerinti energijos tiekimo ir naudojimo lankstumą, patikimumą bei efektyvumą. Šiluma – viena iš labiausiai paplitusių ir naudojamų energijos formų, kurią galima kaupti trimis būdais: kaip

savitąją, slaptąją (latentinę) ir termocheminę energiją (Nelson *et al.* 1998; Dincer 2002; Nielsen 2003).

Nuo seno paplitę šilumos akumulatoriai, kurie kaupia šilumą dėl jų savitosios šilumos, o akumuluotas šilumos kiekis yra proporcingas medžiagos savitajai šilumai, medžiagos kiekiui ir temperatūros pokyčiui (Dincer 2002; Šateikis ir Lynikienė 2004). Tokiu atveju akumuluojamas energijos kiekis, šildant m masės medžiagos kiekį nuo temperatūros T_0 iki temperatūros T_1 , esant pastoviam slėgiui, apskaičiuojamas pagal formulę:

$$E = m \int_{T_0}^{T_1} c_p d\tau, \quad (1.1)$$

čia c_p – savitoji izobarinė šiluma.

Šilumos ir šalčio akumulatoriai gali būti sėkmingai įgyvendinti objektuose, kurių vartotojai pasižymi svyruojančiais per parą poreikiais, pvz., sporto ir pramogų centrai, biurų pastatai, bažnyčios, aerouostai, mokymo įstaigos, sveikatos priežiūros įstaigos, viešbučiai ir kt. Šilumos akumuliavimas tampa ypač patrauklus, kai sistemoje apkrovos yra trumpalaikės, retos, ciklinės arba nesutampa su energijos šaltinio galimybėmis, kai neleistinas karšto ar šalto vandens tiekimo nutrūkimas, nepakanka esamos šildymo, vėdinimo ir oro kondicionavimo (ŠVOK) įrangos galios norint patenkinti pikinius energijos poreikius (ASHRAE 2007).

Sistemos su šilumos akumuliavimu energijos sutaupymas susijęs su tuo, kad kai kurie energijos gamybos įrenginiai efektyviau išnaudoja kurą, veikdami nominalia galia, o ne daline apkrova. Šalčio akumuliavimo sistemos leidžia aušintuvams veikti naktį, kai žemesnės kondensavimosi temperatūros pagerina įrangos efektyvumą. Šilumos akumuliavimas taip pat suteikia galimybę atskirti šilumos apkrovos kitimą nuo įrenginių veikimo, kas leidžia įgėgainėms naudoti optimalią įrenginių kombinaciją bet kuriuo laiku (ASHRAE 2007). Be to, šilumos akumulatorius gali tarnauti ir kaip rezervinis šilumos šaltinis, kuris naudojamas kuriam nors nuolatiniam šilumos šaltiniui pakeisti jo remonto ar avarijos atveju (LR ūkio ministro įsakymas Nr. 4-303 2007).

Tinkamai parinkta ir įrengta šilumos akumuliavimo sistema leidžia taupyti išlaidas už energiją perkeliant elektros suvartojimą į nepikinius laikotarpius arba pasinaudojant skirtingais elektros tarifais, taip pat sumažinti kitų įrenginių dydžius, suteikti atsarginę galią bei sumažinti pradines investicijas ir eksploatacijos išlaidas (Gustafsson 1992; Gustafsson ir Karlsson 1992; Yoshida ir Inooka 1997; Henning 1998; Ren *et al.* 2008; Østergaard 2010). Remiantis Lietuvoje galiojančiais normatyvais, šilumos akumuliatorių reikia įrengti pramonės ir visuomeninės komunalinės paskirties objektuose, jeigu karštam vandeniui ruošti reikalingo vidutinio valandinio šilumos srauto santykis su didžiausiu šilumos srautu pastatams šildyti viršija 0,2 (LR ūkio ministro įsakymas Nr. 4-80 2005).

1.2. Akumuliavimo medžiagos ir technologiniai sprendimai

Daugybė medžiagų gali būti naudojamos šilumos akumuliacijai tikslams. Medžiagos, skirtos savitosios šilumos akumuliacijai, turi būti plačiai paplitusios, nebrangios, atitinkančios aplinkosauginius reikalavimus, nedegios, nesprogios, nenuodingos, nekorozinės ir suderinamos su ŠVOK įranga. Ideali šilumos akumuliacijai medžiaga taip pat turi turėti gerai išnagrinėtas fizines savybes, didelį tankį ir savitąją šilumą, geras šilumos perdavimo charakteristikas bei stabilias savybes, kurios nesikeistų po daugybės ciklų (ASHRAE 2007). Medžiagos su fazių pokyčiais papildomai turi pasižymėti cheminiu stabilumu, nedideliu fazių virsmo tūrio pokyčiu, tiksliai nustatomu lydymosi tašku ir greita kristalizacija. Medžiagų fazių pokytis iš kietosios į skystąją fazę ir atvirkščiai yra labiausiai naudojamas, lyginant su kitais medžiagų būsenų faziniais virsmomis (Hariri ir Ward 1988; Hasnain 1998).

Vanduo yra daugiausiai naudojama medžiaga savitajai šilumai akumuliuoti, nes turi didelę savitąją šilumą ir gana mažą šilumos laidumo koeficientą, $0,56 \text{ J/(m}\cdot\text{s}\cdot\text{K)}$, esant 0°C , kuris padidėja iki $0,68 \text{ J/(m}\cdot\text{s}\cdot\text{K)}$, esant 100°C (Sørensen 2004; O'Callaghan ir Probert 1977; Fernández-Seara *et al.* 2007a). Be to, jis yra plačiai paplitęs, pigus, nenuodingas ir gali būti naudojamas tiek šilumos, tiek šaltio akumuliacijai ŠVOK sistemose (Lavan ir Thompson 1977; Hariri ir Ward 1988; Chen *et al.* 1997; ASHRAE 2007). Šiame darbe toliau bus nagrinėjamas tik šilumos akumuliacijai dėl vandens temperatūrų skirtumo, t. y. savitosios šilumos kaupimas.

Pagrindinės technologijos, apimančios šilumos ir šaltio akumuliaciją, yra: akumuliacinės talpos (antžeminės), požeminės saugyklos (sezoninės), uolienomis užpildytos saugyklos, kuriose cirkuliuoja oras, medžiagos su fazių pokyčiais ir termocheminės saugyklos (Nielsen 2003). Pasirenkant konkrečią technologiją, reikia įvertinti užsakovo tikslus, reikalingą akumuliacijai laikotarpį, įrengimo ekonomines, technologines ir aplinkosaugines sąlygas (Dincer 2002). Šiuo metu iš visų naudojamų technologijų ŠVOK sistemose plačiausiai naudojamos akumuliacinės talpos (ASHRAE 2007).

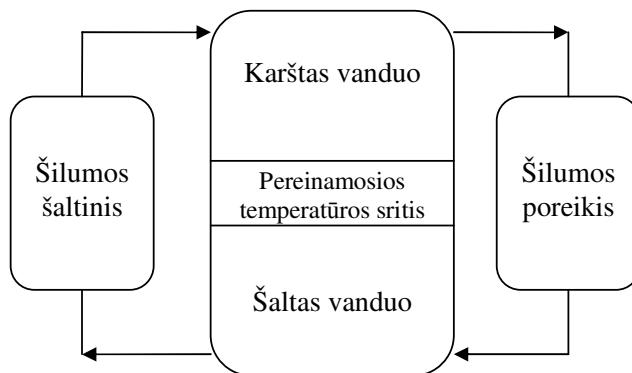
Visas naudojamas akumuliacines talpas pagal jose esantį temperatūros pasiskirstymą galima suskirstyti į stratifikuotas ir nestratifikuotas, t. y. vienodos temperatūros (Alanne *et al.* 2006). Stratifikuotos šilumos akumuliacinės talpos pasižymi didesniu šilumos atgavimu ir efektyvumu (Butz *et al.* 1974; Lavan ir Thompson 1977; Li ir Sumathy 2002; Blandin *et al.* 2007; Castell *et al.* 2010). Be to, tokios talpos turi trumpesnę optimalų įkrovimo laiką, nes susiformuojanti šiluminė stratifikacija atitolina maišymąsi tarp įeinančio vandens srauto ir jau esančio akumuliuoto vandens talpoje (Jack ir Wrobel 2009).

Šilumai atskirti akumuliacinėse talpose gali būti naudojami tokie pagrindiniai metodai: šiluminė stratifikacija, lanksčių diafragmų įrengimas, sudėtinių skyrių naudojimas ir labirinto konstrukcija. Paskutiniai du šilumos atskyrimo metodai pasižymi valdymo sudėtingumu. Lanksčių diafragmų naudojimas turi nesudėtingą valdymą, tačiau šio metodo efektyvumą mažina neišnaudojamas tūris ir uždelsimo efektas judant diafragmai. Šiluminė stratifikacija yra tapusi dominuojančiu metodu dėl paprastumo, patikimumo, efektyvumo ir pigumo (ASHRAE 2007). Šis metodas ir jo taikymas aptariamas plačiau tolesniuose poskyriuose.

1.3. Šiluminė stratifikacija akumuliacinėse talpose

1.3.1. Stratifikuotos talpos veikimo principas

Veikiant gravitacijos ir plūdrumo jėgoms, skirtingos temperatūros vanduo stratifikuotoje talpoje pasiskirsto pagal jos aukštį. Mažesnio tankio karštesnis vanduo užima viršutinę dalį, o didesnio tankio šaltesnis vanduo nugrimzta į apatinę dalį. Taigi, karštas ir šaltas vanduo talpoje išsisluoksniuoja į du sluoksnius, tarp kurių atsiranda temperatūrinis „laiptas“, ir susiformuoja pereinamosios temperatūros sritis dar vadinama termoklina (angl. thermocline), kurioje vyksta didžiausi temperatūros pokyčiai (1.1 pav.) (Бекман и Гилли 1987; Šateikis 2000; Dincer ir Rosen 2002; Castell *et al.* 2010).



1.1 pav. Stratifikuotos akumuliacinės talpos veikimo principas

Fig. 1.1. Operation principle of stratified storage tank

Susidariusi pereinamoji sritis yra tarsi barjeras, atskiriantis karštą ir šaltą sritis. Toks išsisluoksniavimas vadinamas šilumine stratifikacija, kuri padeda

išlaikyti pastovų vertikalų temperatūros ir tankio gradientą (Han *et al.* 2009). Dėl pereinamosios temperatūros srities susidarymo padidėja energijos nuostoliai ir liekamoji talpos temperatūra (Šateikis 2000; Šateikis 2002). Paprastai šios srities storis yra didesnis prie talpos sienelių negu prie ašinės linijos; taip yra dėl vykstančių šilumos nuostolių į aplinką (Ghaddar ir Al-Maarafie 1997). Praktikoje siekiama, kad pereinamosios temperatūros srities storis būtų kuo plonesnis, tačiau jis priklauso nuo daugelio veiksnių: talpos ir srauto įėjimo/išėjimo angų geometrijos, srautų hidrodinamikos bei šiluminių charakteristikų (Dincer ir Rosen 2002; Castell *et al.* 2010).

Stratifikuotos akumuliacinės talpos veikimo metu šiluma naudojama imant aukštesnės temperatūros vandenį iš viršutinės jos dalies ir grąžinant vėsesnės temperatūros vandenį į apatinę dalį. Įtekantis iš viršaus vanduo lengvai sukuria šiluminę stratifikaciją, kuri taip pat derinasi su natūralia konvekcija, atsirandančia dėl skirtingų vandens tankių. Jei žemesnės temperatūros vanduo įtekėtų į viršutinę talpos dalį, šiluminė stratifikacija būtų trikdoma (Lavan ir Thompson 1997; Han *et al.* 2009).

Vykstant talpos įkrovimui ir iškrovimui, pereinamosios temperatūros sritis keičia savo vietą (Šateikis 1995a). Pastebėta, kad esant tik natūraliai cirkuliacijai įkrovos kontūre susiformuoja ne toks staigus temperatūros perėjimas ir padidėja pereinamoji sritis, lyginant su atveju, kai yra priverstinė cirkuliacija. Taip atsitinka, nes natūralus cirkuliacinis slėgis yra proporcingas vandens tankio talpoje ir įkrovimo kontūre skirtumui, o vandens tankis priklauso nuo jo temperatūros (Šateikis 1995b).

Šiluminė stratifikacija talpoje leidžia išlaikyti aukštesnę temperatūrą, kas padidina pačio šilumos akumuliacinio proceso efektyvumą, todėl talpų projektavimo metu reikia vertinti susidarantį temperatūros pasiskirstymą (Rosen ir Dincer 2003).

1.3.2. Veiksniai, turintys įtaką šiluminės stratifikacijos formavimuisi

Nuo 1970 m. intensyviai pradėti šiluminės stratifikacijos, vykstančios akumuliacinėse talpose, analitiniai, skaitiniai ir eksperimentiniai tyrimai (Garg 1973; Butz *et al.* 1974; Ong 1974; Lavan ir Thompson 1977). Pastarieji dažniausiai atliekami naudojantis įvairaus tipo termometrais. Taip pat gali būti naudojami ir kiti tyrimo metodai, tokie kaip „dalelių greičio matavimas“ (PIV) ir lazerio fluorescencija (LIF) (Andersen *et al.* 2008). Atliktų įvairių tyrimų metu nustatyta, kad šiluminės stratifikacijos kūrimasis, elgesys ir laipsnis labiausiai priklauso nuo talpos geometrijos, pasirinkto aukščio ir skersmens santykio (H/D), įeinančio/išeinančio srautų skirstytuvų ar difuzorių konstrukcijos, jų įrengimo būdų, vietos bei veikimo sąlygų. Veikimo sąlygos apibūdinamos tokiais parametrais

kaip įeinančio ir išeinančio srauto greičiai, struktūros, temperatūros, įkrovimo ir iškrovimo laikotarpiai (Rosen 2001; Zachar *et al.* 2003; Shin *et al.* 2004; Altuntop *et al.* 2006; Huhn 2006; Fernández-Seara *et al.* 2007b). Šių įvairių veiksnių įtaką šiluminei stratifikacijai galima apibūdinti tokiomis išvadomis (Lavan ir Thompson 1977; Hariri ir Ward 1988; Hollands ir Lightstone 1989; Hariharan *et al.* 1991; Ghaddar ir Al-Maarafie 1997; Šateikis 1995a, b; Sateikis 2002; Altuntop *et al.* 2006; Blandin *et al.* 2007; Chung *et al.* 2008; Castell *et al.* 2010):

- mažesni įeinančio ir išeinančio srauto greičiai padeda išlaikyti geresnę šiluminę stratifikaciją;
- didesnis temperatūrų skirtumas talpoje padeda sukurti stratifikaciją;
- kuo didesnė akumuliuojamos medžiagos masė, tuo mažesni temperatūros svyravimai talpoje tarp įkrovimo ir iškrovimo laikotarpių;
- įeinančio srauto angos geometrija ir įrengimo vieta turi didesnę įtaką šiluminės stratifikacijos formavimuisi negu išeinančio srauto anga;
- įkrovimo procesas aukštos talpose ($H/D = 3$), kuriose įėjimo angos yra netoli talpos viršaus ir dugno, vyksta efektyviau nei žemose talpose ($H/D = 1/3$);
- esant didesniam H/D santykiui, gaunama geresnė šiluminė stratifikacija;
- įtekantis skirtingos temperatūros vanduo mažina įkrovimo proceso efektyvumą, todėl esant kintamai įeinančio srauto temperatūrai, šiluminė stratifikacija gali būti kuriama ir išlaikoma paduodant srautą skirtinguose talpos aukščiuose;
- naudojant išorinį šilumos šaltinį, talpoje galima sukaupti daugiau šilumos tokiam pačiame tūryje negu naudojant vidinį šilumos šaltinį.

Kaip matyti, veikimo ir konstrukcinių sąlygų pasirinkimas akumuliacinėje talpoje padeda suformuoti ir išlaikyti šiluminę stratifikaciją bei kiek įmanoma sumažinti jos nuvertėjimą. Kiekvienu atveju sprendimo tobulinimas yra svarbus ir aktualus, nes gali tiesiogiai pagerinti ne tik šiluminės stratifikacijos susidarymą, bet ir visos sistemos efektyvumą.

1.3.3. Šiluminės stratifikacijos nuvertėjimo priežastys

Vykstantys šilumos ir masės mainų procesai talpoje veda prie šiluminės stratifikacijos nykimo ir šilumos nuvertėjimo. Išskiriami keturi pirminiai veiksniai, sukeliantys šiluminės stratifikacijos nuostolius (Murthy *et al.* 1992; Nelson *et al.* 1999; Rosen 2001; Fernández-Seara *et al.* 2007b; Chung 2008):

- šilumos nuostoliai (nuotėkis) per sienelės;
- šilumos laidumas tarp karštesnių ir vėsesnių fluido dalių;
- ašinis šilumos laidumas talpos konstrukcijos sienelėse ir
- maišymasis įkrovimo ir iškrovimo metu.

Pirmasis ir trečiasis veiksniai gali būti įvertinti bei sumažinti. Antrasis veiksnys priklauso nuo šilumos laidumo tarp viršutinių aukštesnės temperatūros ir apatinių žemesnės temperatūros vandens sluoksnių. Pažymėtina, kad vandens savitasis šilumos laidumas nedidelis. Akumuluojamos energijos nuvertėjimą dėl maišymosi proceso įkrovimo ir iškrovimo metu nusakyti sunku, nes jis priklauso nuo vandens paskirstymo būdo (Nelson *et al.* 1998). Norint sumažinti maišymąsi, pageidautina išlaikyti nedidelį įėjimo greitį ir palaikyti kuo didesnę temperatūrų skirtumą (IEA 2005).

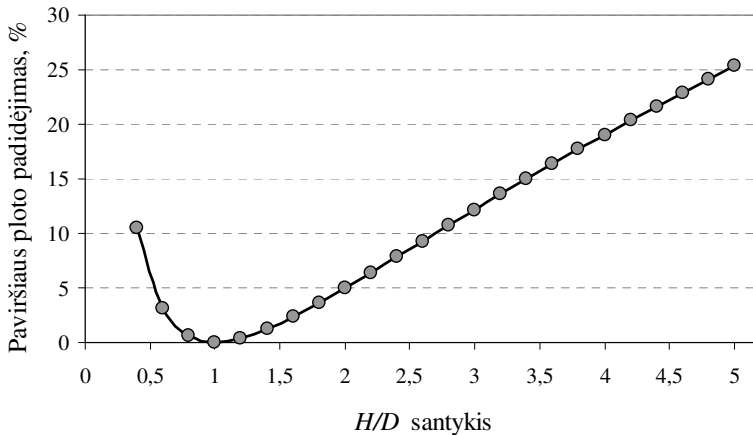
Šiluminės stratifikacijos nuvertėjimas dėl ašinio šilumos laidumo talpos sienelėje priklauso nuo pačios sienelės savitojo laidumo, talpos aukščio ir sienelės storio santykio. Didėjant talpos aukščio ir skersmens matmenų santykiui, ašinis šilumos laidumas sienelėje mažėja; tai rodo, kad aukštose cilindrinėse talpose gali susiformuoti geresnė šiluminė stratifikacija (Nelson *et al.* 1999). Didesnio šiluminio laidumo sienelės didina ašinį sienelės laidumą, dėl šio proceso padidėja šaltesnių sluoksnių, esančių dugne, temperatūra ir atvėsta viršutiniai sluoksniai (Murthy *et al.* 1992). Bandymais nustatyta, kad talpos sienelės medžiaga turi nedidelį poveikį pereinamosios srities formavimuisi talpos dinaminio veikimo režimo metu, tačiau esant statiniam veikimo režimui, šis faktorius turėtų būti vertinamas (Nelson *et al.* 1999; Han *et al.* 2009).

Šilumos nuostoliai dėl natūralios konvekcijos stratifikuotoje talpoje yra santykinai maži, pvz., 1000 m³ akumuliatoriuje su 300 mm šilumine izoliacija vidutinis temperatūros kritimas dėl natūralios konvekcijos yra 0,78 °C per savaitę, todėl galima teigti, kad natūralios konvekcijos poveikis šiluminės stratifikacijos nuvertėjimui yra nežymus (Ghaddar ir Al-Maarafie 1997; Eames ir Norton 1998; IEA 2005).

Šilumos nuostoliai per sienes. Mažesni šilumos nuostoliai gaunami mažinant talpos paviršiaus plotą, kuris atiduoda šilumą aplinkai. Atsižvelgiant tik į šį faktorių, visada yra geriau naudoti vieną didesnę talpą negu įrengti kelias mažesnes (Бекман и Гилли 1987). Analizuojant skirtingus geometrinių figūrų tūrio (V) ir paviršiaus ploto (A) santykius, gauta, kad sferos formos talpa turi mažiausią paviršiaus plotą, palyginus su kitomis geometrinėmis formomis: cilindru, kubu ar stačiakampiu (O'Callaghan ir Probert 1977). Tačiau sferos formos talpos turi neigiamų savybių, nes tokios konstrukcijos talpas gaminti sudėtingiau. Be to, jose gaunamas kintantis temperatūros gradientas. Cilindro formos talpa turi kiek didesnį paviršiaus plotą nei sfera, tačiau mažesnę nei kubo ar stačiakampio, be to, tokių talpų gamyba yra nesudėtinga, ir jose pasiekiamas pastovesnis temperatūrų gradientas, nes yra vienodas skerspjūvio plotas. Tai lėmė cilindro formos talpų paplitimą (IEA 2005).

Nustatant cilindrinų talpų optimalų charakteringų matmenų, t. y. aukščio (H) ir skersmens (D) santykį, talpos paviršiaus plotą ir tūrį galima išreikšti kaip funkcijas nuo H ir D . Išsprendus šias funkcijas, gaunama, kad $D = 2(V/2\pi)^{(1/3)}$ ir

$H = (V/\pi)(V/2\pi)^{(-2/3)}$ (IEA 2005). Atsižvelgiant į nustatytas H ir D išraiškas, gaunama priklausomybė, tinkanti bet kokio tūrio talpai (1.2 pav.).



1.2 pav. H/D santykio poveikis talpos paviršiaus plotui
Fig. 1.2. Effect of H/D ratio on surface area of storage tank

Šilumos nuostolių mažinimo požiūriu geriausias cilindrinės talpos H/D santykis yra 1. Paviršiaus plotas nedaug pasikeičia, kai H/D santykis yra 0,5–2,0. Esant H/D santykiui 2,0, paviršiaus plotas padidėja tik apie 5 %, palyginus su minimaliu paviršiaus plotu. Siekiant sumažinti neproduktyvaus tūrio augimą arti sienelės, mažesnio skersmens talpos tinkamesnės, jų H/D santykis dažnai yra 2. Šios aplinkybės paaiškina, kodėl įrengta daugybė talpų, kurių H/D santykis yra 1,5–2,0 (Garg 1973; IEA 2005). Pažymėtina, kad horizontalios talpos nėra tinkamos stratifikuotam šilumos kaupimui dėl vandens tūrio santykio pereinamosios temperatūros srityje ir už šios srities (ASHRAE 2007).

Norint sumažinti šilumos nuostolius per sienelės, akumuliacinėse talpose naudojama šiluminė izoliacija, jos efektyvumo koeficientas kinta bėgant laikui ir priklauso nuo izoliacijos šiluminės varžos ir talpos tūrio. Esant tokio paties storio šiluminei izoliacijai, jos efektyvumas mažesnis mažesnio tūrio talpose nei didesnio (Šinkūnas, S. ir Šinkūnas, K. 1999), nes nedidelėse talpose paviršiaus ploto santykis su tūriu yra santykinai didelis (IEA 2005). Taip pat eksperimentiškai nustatyta, kad jei akumuliacinė talpa būtų patalpinta į uždarą korpusą, lyginamieji šilumos nuostoliai gali sumažėti iki 35 % (Kavolynas *et al.* 2010).

1.3.4. Šiluminės stratifikacijos vertinimas naudojant bedimensinius dydžius

Kai siekiama apibūdinti susiformavusią šiluminę stratifikaciją talpoje, analitiniuose, skaitiniuose ir eksperimentiniuose tyrimuose plačiai naudojami bedimensiniai kriterijai. Pagrindiniai bedimensiniai kriterijai tokiuose skaičiavimuose yra (Castell *et al.* 2010):

- Ričardsono kriterijus – Ri;
- Peklė kriterijus – Pe;
- Reinoldso kriterijus – Re.

Ričardsono kriterijus – tai plūdrumo jėgų santykis su srauto inercijos jėgomis. Šis bedimensinis kriterijus priskiriamas prie tokių kriterijų, kurie pateikia informaciją apie talpos konstrukciją ir veikimo sąlygas (Huhn 2006; Castell *et al.* 2010):

$$Ri = \frac{g \cdot \beta \cdot H \cdot (T_{top} - T_{bottom})}{v_s^2}, \quad (1.2)$$

čia g – laisvojo kritimo pagreitis, m/s^2 ; β – terminio plėtimosi koeficientas, $1/K$; H – talpos aukštis, m ; T_{top} ir T_{bottom} – temperatūra talpos viršuje ir dugne, K ; v_s – vidutinis vandens greitis difuzoriuje ar išleidimo angoje, m/s , lygus $v_s = Q / (\pi \cdot r_{strat}^2)$; Q – iškrovimo debitas, m^3/s ; r_{strat} – difuzoriaus spindulys, m .

Paprastai maža Ri kriterijaus reikšmė reiškia sumaišyto turinio talpą, t. y. nestratifikuatą. Ri kriterijui didelę įtaką turi srauto greitis, nes mažesnės srauto greičio reikšmės leidžia gauti didesnę Ri kriterijų, kas rodo geresnę šiluminę stratifikaciją. Pažymėtina, kad šis kriterijus apibūdina šiluminę stratifikaciją kokybiškai, bet ne kiekybiškai (Castell *et al.* 2010).

Re ir Pe kriterijai gali būti naudojami analizuojant talpoje esantį temperatūros pasiskirstymą, tačiau jie nepateikia aiškios informacijos apie vykstančią šiluminę stratifikaciją. Paprastai šie kriterijai vartojami kaip papildomi kriterijai kartu su Ri kriterijumi (Castell *et al.* 2010). Toliau pateikiama tyrimų, susijusių su bedimensinių kriterijų naudojimu vertinant šiluminę stratifikaciją, apžvalga.

1988 m. Zurigat *et al.*, tirdami nedidelio tūrio talpą, pastebėjo, kad turbulentinis maišymasis įėjime dominuoja, kai Ri kriterijaus reikšmės yra mažesnės, o Re kriterijaus didesnės, ir tokiu atveju tampa svarbus įėjimo difuzorių išdėstymas. Tuo tarpu, kai Ri kriterijus didelis, o Re kriterijus mažas, plūdrumo jėgos turi didesnę įtaką, ir įėjimo angų konstrukcija mažiau veikia pereinamosios srities formavimąsi. Vėliau buvo nustatyta, kad pereinamosios temperatūros srities vieta ir statusas yra Pe ir Ri kriterijų funkcijos. Eksperimentinių tyrimų su nedidele talpa ($H = 144,65$ cm, $D = 40,46$ cm) metu buvo gauta, jog šiluminė stratifikacija vyksta tik virš kritinės Ri kriterijaus reikšmės 0,241, ir įeinančio srauto angos geometrija daro įtaką pereinamosios temperatūros sričiai, kai $Ri < 3,6$

(Zurigat *et al.* 1991). Be to, nustatyta, kad įėjimo angos geometrijos poveikis yra didelis, kai $Ri \leq 5$, vidutinis, kai $5 < Ri \leq 9$, ir šis poveikis tampa nežymus, kai $Ri > 10$ (Ghajar ir Zurigat 1991).

Ri kriterijaus įtaką šiluminės stratifikacijos formavimuisi nagrinėjo daug mokslininkų, tačiau įvairūs tyrėjai pateikia skirtingas šio kriterijaus ribas (Han *et al.* 2009). Van Berkel *et al.* (1999) nurodo, kad maišymasis eksperimente yra nežymus, kai $Ri \geq 10$ –20. Tuo tarpu Ramsayer pateikia, kad temperatūros gradientas nėra veikiamas įėjimo srauto, kai $Ri > 0,2$, ši riba yra žymiai mažesnė negu Zurigat tyrimų, bet artima Brown rezultatams, kurio atlikta analizė parodė, kad stratifikacija gali būti pastebima, kai Ri skaičius yra 0,615 (Han *et al.* 2009). Švedijos nacionalinio bandymų ir tyrimų instituto ir SINEF (didžiausia nepriklausoma tyrimų organizacija Skandinavijoje) atliktoje analizėje teigiama, kad, kai Ri kriterijus didesnis negu 0,25–0,5, maišymasis nėra labai veikiamas įeinančio srauto greičio (IEA 2005).

Ri ir Pe kriterijai taip pat gali apibūdinti talpos įkrovimo efektyvumą. Šiems kriterijams didėjant, įkrovimo efektyvumas išauga. Tyrimais nustatyta, kad, kai $Ri > 0,25$, įkrovimo efektyvumas viršija 97 % (Hahne ir Chen 1998). Be to, Ri kriterijus gali apibūdinti entropiją talpoje, nes didėjant Ri kriterijui, entropija mažėja (Huhn 2006).

Vykstančiam maišymuisi talpoje taip pat gali būti panaudotas Relėjaus arba Reilio kriterijus (Ra). Didesnės šio kriterijaus reikšmės rodo mažesnę maišymosi procesą (Gopalakrishnan *et al.* 2005). Projektuojant talpas, be Re kriterijaus papildomai gali būti vertinamas Frudo kriterijus (Fr), kuris reikšmingas, jei yra pasirenkami spinduliniai difuzoriai. Tada pageidaujama, kad Fr kriterijus būtų 1,0 ar mažesnis (ASHRAE 2007).

1.4. Stratifikuotos akumuliacinės talpos kogeneracinėse jėgainėse

Elektros ir šilumos gamyba nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje gali būti atsieta viena nuo kitos įrengus šilumos akumuliatorių. Tokia skirtingų elektros, šilumos poreikių ir gamybos derinimo galimybė leidžia gauti didesnę sistemos laisvumo laipsnį hidrauliniam planavimui (Wischhusen 2006). Be to, įrengta akumuliacinė talpa gali padėti pasiekti tokių tikslų (Zhao *et al.* 1998; Gatautis 2001; Khan *et al.* 2004; IEA 2005; Bogdan ir Kopjar 2006; Wit 2007; Haesel-donckx *et al.* 2007; Østergaard 2010):

- išlyginti šilumos poreikio netolygumą per parą ar kelias paras;
- pasinaudoti per parą esančiais skirtingais elektros tarifais;
- planuoti lankstesnę energijos gamybą, nes generatoriai gali būti sustabdomi naktį ar savaitgaliais, jei pakanka talpoje sukauptos šilumos;

- optimizuoti kogeneratoriaus veikimą ir pratęsti jo naudojimo laiką;
- užtikrinti nepakankamus galios poreikius;
- pagerinti pagrindinės ir atliekinės šilumos generatorių išnaudojimą;
- pagerinti įrenginių veikimo efektyvumą ir ekonomiškumą.

Šilumos akumuliacinio klausimas ypač aktualus tokiose kogeneracinėse jėgainėse, kuriose naudojami vidaus degimo varikliai (VDV) kaip kogeneratoriai, nes šie įrenginiai geriausiai veikia nominalia apkrova. Esant per mažam šilumos poreikiui, VDV, veikiantis nominaliu režimu, turi sustoti arba veikti toliau, jei perteklinė šiluma pašalinama. Jei kogeneratorius sustabdomas, likusi šilumos dalis turi būti pagaminama kito šilumos generatoriaus, pvz., katilo. Tačiau katile kuras išnaudojamas neefektyviai palyginus su kogeneratoriumi. Tokiu atveju perteklinė šiluma galėtų būti tiekiama į šilumos akumuliatorių. Be to, VDV ilgamžiškumui įtaką turi jo įsijungimų skaičius, kuris gali būti sumažintas įrengus tinkamo tūrio talpą (Martinaitis *et al.* 2004; Wischhusen 2006).

Pažymėtina, kad kogeneracija kartu su šilumos akumuliacinės talpos įrengimu labiausiai paplitusi Danijoje (Østergaard 2010). Šalyje kogeneracinių jėgainių plėtra prasidėjo 1990 metais, kai šių jėgainių statyba buvo remiama valstybės subsidijomis ir superkama elektra esant kelių elektros tarifų sistemai. Nuo 2005 metų šios kogeneracinės jėgainės su šilumos akumuliacinėmis talpomis pradėjo veikti laisvosios rinkos sąlygomis (Ravn *et al.* 2005).

1.5. Šilumos akumuliatoriaus tūrio apskaičiavimas

Didžiausia akumuliacinės talpos šiluminė galia ribojama jos tūrio, todėl tūris yra svarbus parametras, užtikrinantis normalų talpos veikimą. Reikalingo talpos dydžio nustatymas tampa svarbiu uždaviniu, nes per mažo tūrio talpa negali sukaupti reikalingos šilumos, o per didelio – mažina ekonominį įrenginio patrauklumą. Paprastai nėra standartinio metodo, kuris padėtų tiksliai nustatyti akumuliacinės talpos galią (ASHRAE 2007).

Norint nustatyti akumuliacinės talpos dydį, reikia apskaičiuoti ir išanalizuoti apkrovų profilius ir akumuliacinio įrangos šiluminį veikimą per visą akumuliacinio ciklą (ASHRAE 2007). Paprastuose skaičiavimuose talpos tūris gali būti pasirenkamas pagal tai, kiek reikia akumuliuoti šilumos ir kiek gali akumuliuoti 1 m³ vandens talpa (Gustafsson 1992). Detalesniuose skaičiavimuose reikalingas talpos tūris gali būti nustatomas naudojant šilumos kiekių, reikalingų karštam vandeniui ruošti, integralinį grafiką, kuris sudaromas pagal karšto vandens didžiausio suvartojimo per parą valandinius poreikius (Gedgaudas *et al.* 1992). Kai nežinomi poreikių grafikai, šilumos atsarga akumuliatoriuje gali būti įvertinama pagal šildytuvų našumą ir jų darbo laiką.

Šilumos atsarga akumuliacinėje talpoje karšto vandens naudojimo laikotarpiu keičiasi nuo maksimalaus dydžio ($Q_{\max}$, kWh) iki minimalaus ($Q_{\min}$, kWh). Kai šiluma akumuliuojama, esant pastoviam karšto vandens tūriui jo temperatūros kitimo sąskaita, tūris (m^3) apskaičiuojamas (Gedgaudas *et al.* 1992):

$$V = \frac{3600 \cdot (Q_{\max} - Q_{\min})}{\rho c_p (T_{\max} - T_{\min})}, \quad (1.3)$$

čia ρ – vandens tankis, kg/m^3 ; $T_{\max}$, $T_{\min}$ – atitinkama aukščiausia ir žemiausia karšto vandens temperatūra, K.

Iš pateiktos lygties gaunama, kad talpoje akumuliuojamos šilumos kiekis didėja, augant temperatūrų skirtumui joje. Pageidaujant įvertinti talpos efektyvumą tūrio paieškoje, galima įvesti talpos tūrio išnaudojimo koeficientą į (1.3) lygtį (Nakahara *et al.* 1997). Šis koeficientas leidžia įvertinti naudingąjį talpos tūrį, kuris apibrėžiamas kaip santykis naudingojo tūrio užpildyto nustatytos temperatūros vandeniu su visu talpos tūriu, kai talpa yra visiškai įkrauta (IAE 2005).

Kai karšto vandens poreikių grafikai nežinomi, talpos tūris apskaičiuojamas analogiškai, tik (1.3) lygties skaitiklyje įrašomas karšto vandens naudojimo laikas (h), vidutinis valandinis šilumos poreikis (kW) ir papildomai įvedamas pataisos koeficientas, priklausantis nuo karšto vandens tiekimo ir vartojimo netolygumo. Apskaičiuotas tūris turi būti padidintas (20–25 %), jei talpoje vandens šildymui įrengiami specialūs šildymo elementai (Gedgaudas *et al.* 1992).

Tais atvejais, kai šilumos šaltinio našumas neužtenkamas reikiamam karšto vandens kiekiui intensyviausio naudojimo laikotarpiu paruošti, talpos tūris gali būti apskaičiuojamas pagal LR ūkio ministro 2005 m. įsakymo Nr. 4-253 metodiką, kurioje naudojama analogiška (1.3) lygties išraiška, tik skaitiklyje įvedamas vidutinis šilumos srautas (kW), reikalingas karštam vandeniui ruošti intensyviausio karšto vandens naudojimo metu, intensyviausio naudojimo trukmė (h) ir pataisos koeficientas. Lygties vardiklis išlieka toks pat.

Atskirais atvejais talpos tūrį galima sieti su sistemos galingumu, pvz., kai kurių kogeneracinių jėgainių talpos tūris yra apie $50 m^3/1000 MWh$ patiektos metinės šilumos (IEA 2005).

1.6. Šilumos akumuliacinių talpų kogeneracinėse jėgainėse optimizavimo metodai

Dažniausiai kartu su akumuliacinės talpos tūrio parinkimu atliekamas ir visos kogeneracinės jėgainės optimizavimas. Optimizuojant mažos galios kogeneracinę jėgainę konkurencinėje rinkoje, svarbu apsvarstyti galimas įrenginių galias, kiekius, viešojo ir privataus sektoriaus investicijas, paramą, išlaidas eksploataci-

jai ir pagamintos šilumos bei elektros pardavimo sąlygas (Lund ir Clark 2002; Lund ir Andersen 2005). Be to, reikia įvertinti ir jėgainės gamybos įrenginių veikimo strategiją, turinčią tiesioginę įtaką ekonominiam sistemos pelningumui (Kostowski ir Skorek 2005). Talpos dydžiui tiesioginę įtaką turi ir didžiausių šilumos ir elektros poreikių išsidėstymas laike bei su tuo susijusių kogeneracinio įrenginio įsijungimų skaičiaus įvertinimas (Martinaitis *et al.* 2004).

Dažniausiai atliekamas kogeneracinės jėgainės su akumuliacine talpa ekonominis optimizavimas, kurio kriterijus yra visų sistemos išlaidų minimizavimas per planavimo laikotarpį. Nustatytas optimalus akumuliacinės talpos tūris leidžia gauti ir optimalią akumuliacinio trukmę esant mažiausioms sistemos išlaidoms (Hariri ir Ward 1988). Toliau pateikiama trumpa tyrimų, susijusių su talpos įrengimu kogeneracinėse jėgainėse, apžvalga.

Gustafsson ir Karlsson (1992), panaudoję tiesinį ir mišrų programavimą, nustatė minimalias kogeneracinės jėgainės, esančios Malmės mieste (Švedija), gyvavimo ciklo išlaidas. Atliktas optimizavimas leido įvertinti šilumos akumuliatoriaus tikslingumą, kuris žymiai išaugo suskaidžius paros laiką į aukštos ir žemos kainų laikotarpius.

Pálsson ir Ravn (1994) nagrinėjo atsitiktinę šilumos akumuliacinio problemą didelės galios kogeneracinėje jėgainėje (237,9 MW_e). Darbo tikslas buvo mažiausių veikimo išlaidų planuojamu laikotarpiu radimas. Siekiant, kad modelis būtų realistiškesnis, sprendime buvo įvesti atsitiktiniai elementai. Modeliavimui panaudota ANSGAR programa, sprendžianti deterministines problemas. Atlikta analizė parodė, kad nagrinėjamuose labiausiai galimame, mažiausiai galimame ir deterministiniame atvejuose šilumos gamybos charakteristikos gaunamos skirtingos, o šilumos kiekio akumuliatoriuje svyravimai nėra dideli.

Zhao *et al.* (1998) tyrinėjo optimalią bendrą šilumos ir elektros gamybą kartu su šilumos akumuliatoriumi. Išlaidų minimizavimo problema buvo sprendžiama naudojantis netiesiniu optimizavimo metodu su tiesine tikslo funkcija. Darbo metu nustatyta, kad galimi sutaupymai kogeneracinėje jėgainėje su talpa skiriasi atsižvelgiant į tokius parametrus kaip kaina, apkrovos profilis ir sistemos konfigūracija.

Pálsson (1999) analizavo stochastinę šilumos akumuliacinio problemą nesudėtingoje kogeneracinėje jėgainėje, naudodamas diskretųjį dinaminį modeliavimą. Tai vienas iš retų darbų, kuriame primenama, kad talpoje sukuriamas šiluminis sluoksnis tarp tiekiamojo ir grįžtamojo vandens, tačiau šio sluoksnio storis nebuvo vertinamas. Pálsson pažymi, kad dinaminiai pokyčiai šilumos akumuliatoriuje per laiko intervalą priklauso nuo generatoriaus gamybos, šilumos apkrovos ir nežymiai nuo talpos šilumos nuostolių. Darbe buvo naudojamas kintamasis x , kuris išreiškė santykinę energiją, laikomą talpoje, $0 \leq x \leq 1$. Šios energijos nuvertėjimas buvo vertinamas šilumos nuostoliais per talpos sienes

dėl šiluminio laidumo. Pateiktas optimizacinis modelis leido sumodeliuoti jėgainės veikimą kartu su akumuliacine talpa.

Dotzauer *et al.* (1999), naudodami dinaminį programavimą, nagrinėjo kogeneracinę jėgainę su akumuliacine talpa. Talpos įtraukimas į modelį aprašytas iš anksto žinomu pradiniu ir galiniu energijos kiekiu, o kiti įrenginiai apibūdinami įsijungimo laiku ir patiriamomis išlaidomis, kurios įvertina įrenginių paleidimą. Sukurtas modelis leido atlikti vienos paros jėgainės optimizavimą.

Maifredi *et al.* (2000), planuodami Brėšos (Italija) kogeneracinės jėgainės veikimą, panaudojo dinaminį programavimą, siekdami suderinti skirtingas apkrovas. Tyrimo tikslu buvo pasirinktas kiekvienos paros didžiausias pelnas. Autoriai parodė, kad akumuliacinė talpa leidžia lengviau suderinti sudėtingos kogeneracinės sistemos įrenginių veikimą bei elektros ir šilumos gamybą.

Rolfsman (2004) analizavo kogeneracinės jėgainės veikimą, naudodamasis mišriuoju sveikaskaitiniu tiesiniu programavimu. Darbo tikslas buvo suformuluotas kaip talpos akumuliuoto potencialo arba investicijų per vienerius metus apskaičiavimas. Elektros kaina buvo vienas iš pagrindinių parametru nagrinėjamos deterministinėse ir realistinėse, susijusiose su realaus laiko rinka (angl. spot market), strategijose. Gauta, kad pasirinkta strategija turi įtaką talpos įrengimui ir jos dydžiui.

Martinaitis *et al.* (2004) atliko šilumos akumulatoriaus dydžio paiešką nedidelės galios kogeneracinėse jėgainėse, naudodami realiai veikiančios Palangos reabilitacijos ligoninės kogeneracinės jėgainės duomenis. Tyrimo nustatyta, kad projektinis akumuliacinių talpų dydis yra mažesnis už režiminių rodiklių (įrenginių įsijungimo skaičius) sąlygojamą talpų dydį. Jis randamas kaip optimumas, įvertinant reikalingas investicijas, kogeneratoriaus įsijungimų skaičių, įrenginio priežiūros sąnaudas bei pajamas už parduotą ar neparduotą elektrą.

Ravn *et al.* (2004, 2005) pateikė lokalsios kogeneracinės jėgainės stochastinį modelį, įvertinantį kintančias realaus laiko rinkos kainas ir kogeneratoriaus paleidimo išlaidas. Darbo tikslu pasirinktas bendrų išlaidų minimizavimas, optimizuojant valandinę elektros kainos siūlymą ir tuo pačiu patenkinant lokalų šilumos poreikį. Optimizavimo modelis buvo sukurtas GAMS programavimo įrankiu.

2005 m. Švedijos nacionaliniame bandymų ir tyrimų institute pateikta akumuliacinės talpos įrengimo centralizuoto šilumos tiekimo sistemoje metodika, kuri susideda iš dviejų dalių ir pavadinta „dviejų žingsnių“ sprendimu. Pateikta metodika tinka pirminiam priartėjimui nustatant investicijų tinkamumą į šilumos akumulatoriaus įrengimą (IEA 2005).

Kostowski ir Skorek (2005) nagrinėjo nesudėtingą kogeneracinę jėgainę su akumuliacine talpa ir sudarė talpos termodinaminį bei ekonominį modelius. Termodinaminis talpos tūris buvo išreikštas kaip tūris, kai trumpiausiai veikė katilas jėgainėje, o ekonominis talpos tūris priklausė nuo ekonominės tikslo funkcijos pasirinkimo. Papildomai šiame darbe šilumos akumulatorius buvo

tiriamas, naudojant skaitinį modelį, kuris susideda iš dviejų dalių. Pirmoji modelio dalis leido analizuoti laikotarpius, kai talpa nei įkraunama, nei iškraunama ir gali būti laikoma kaip uždara termodinaminė sistema. Antroji dalis – įvertino vandens tekėjimą. Atlikta analizė atskleidė, kad optimalus ekonominis talpos tūris yra mažesnis už termodinaminį, nes ekonominiam talpos tūrio parinkimui didelę įtaką turi pradinės investicijos.

Bogdan ir Kopjar (2006), naudodami optimizavimo įrankį ACOM, tyrinėjo didelės galios kogeneracinę jėgainę (94 MW_e), kurioje parinktos talpos optimalus tūris siekė 3600 m³. Darbo metu nustatyta, kad esant kintamai laike elektros kainos struktūrai, talpos įrengimas pagerina jėgainės ekonominius rodiklius ir padeda sumažinti CO₂ ir SO_x teršalų kiekius.

Wischhusen (2006) sumodeliavo kogeneracinę jėgainę programiniu įrankiu HKSIm. Darbo metu nustatyta, kad išankstinis modeliavimas padeda atrasti galimus patobulinimus projekto vystymosi ir optimizavimo etapuose. Be to, pasirinkus skirtingas diskretizavimo schemas, galima gauti nevienodus optimalius akumuliacinės talpos tūrius jėgainėje.

Fragaki *et al.* (2008) analizavo kogeneracinės jėgainės, kurios kogeneratoriumi yra VDV su akumuliacine talpa, optimalų įrenginių derinį ir ekonomiškumą britų rinkos sąlygomis, naudojantis energyPRO programa. Tyrime gauta, kad talpos įrengimas ekonomiškai naudingas jėgainėje, nes yra dideli dienos ir nakties elektros kainų skirtumai. Nustatyta, kad bendruomenei, kurios šilumos poreikis sudaro 20 000 MWh per metus, naudingiausia įrengti 3 MW_e dujų variklį su 7,8 MWh (250 m³) akumuliacine talpa. Atlikta atvejo analizė parodė, kad esant akumuliacinės talpos įrengimui, investicijos į kogeneracinę jėgainę žymiai greičiau atsiperka negu be talpos.

Ren *et al.* (2008), nagrinėdami kogeneracinę jėgainę, siekė sumažinti metinės sistemos išlaidas energijai. Analizei panaudotas sveikaskaitinis netiesinis programavimas, suderintas su komerciniu programiniu paketu LINGO. Gyvenamojo namo (250 m²) atveju mokslininkai gavo, kad kogeneratorius gali veikti 12 % daugiau laiko per metus įrengus akumuliacinę talpą, lyginant su tuo atveju, kai nėra įrengtos talpos. Analizės metu pastebėta, kad elektros tarifo struktūra turi didesnę poveikį optimaliai akumuliatoriaus galiai galingesnėse jėgainėse.

Collazos *et al.* (2009) sudarė mišriojo tiesinio ir sveikaskaitinio programavimo modelį mikro-kogeneracinei sistemai. Šis modelis atsižvelgia į įrenginių įjungimą, išjungimą ir veikimą daline apkrova, apima karšto vandens talpų ir šilumos akumuliacinio pastato konstrukcijose modeliavimą. Nuostoliai akumuliacinėse talpose įvertinami šilumos perdavimu per talpos sienes. Pateiktas modelis gali būti naudojamas virtualiam nedidelių jėgainių modeliavimui.

Lai ir Hui (2010) analizavo trigeneracijos kartu su šalčio akumuliacine talpa įrengimo galimybę. Buvo parodyta, kad akumuliacinio sistemos ekonominis patrauklumas yra jautrus pasirinktiems elektros tarifams, o pati trigeneracinė

sistema, tiekianti energiją komerciniam kompleksui, nors ir suteikia didelį laisvumo laipsnį yra mažiau patraukli nei hibridinė sistema, kai energija papildomai tiekama iš miesto tinklų atsižvelgiant į energijos kainas. Įrengta akumuliacinė talpa leido sumažinti aušintuvų galią, kas sumažino investicijų poreikį.

Pagliari ir Rainieri (2010) sumodeliavo kogeneracinę sistemą su akumuliacine talpa ir savo modelį pritaikė Parmos (Italija) universiteto teritorijos šilumos poreikių (daugiau kaip 300 000 m³ šildomas tūris) užtikrinimui. Modelis sukurtas išreikštiniu baigtinių skirtumų metodu, įgyvendintu MATLAB aplinkoje. Šiame modelyje talpa nagrinėjama kaip nestratifikuota ir aprašoma energijos balanso lygtimi. Atvejo analizės metu nustatyta, kad optimalus talpos tūris yra 1000–1500 m³, kai kogeneratoriaus galia 5 MW. Be to, talpos įrengimas leistų sumažinti jėgainės atsipirkimo laiką nuo 4,4 iki 3,5 metų.

Wille-Haussmann *et al.* (2010) pastebi, kad yra likęs didelis neišnaudotas optimizuoto kogeneracinių jėgainių valdymo potencialas. Tam tikslui jie sukūrė optimizavimo metodą, kuris remiasi mišriuoju sveikaskaitiniu programavimu (MILP), skirtu lokalių šilumos tiekimo sistemų su kogeneracija, šildymo katilais ir akumuliacinėmis talpomis valdymui. Šio metodo optimizavimo rezultatų kokybė priklauso nuo šiluminės apkrovos prognozės tikslumo. Atlikti skaičiavimai buvo sprendžiami CPLEX optimizavimo įrankiu. Akumuliacinė talpa modeliuojama kaip vienas energijos balanso taškas, turintis maksimalią galią. Pateiktas modelis buvo panaudotas 5 jau veikiančių kogeneratorių optimizavimui ir parodė, kad juo naudojantis galima sutaupyti apie 10 % veikimo išlaidų.

Kaip matyti, atsižvelgiant į tai, kaip formuluojama problema, jai spręsti gali būti pasirenkami įvairūs metodai. Be to, iki šiol dauguma darbų akumuliacinės talpos įrengimą kogeneracinėje jėgainėje vertina tik ekonominiu požiūriu, t. y. optimalus talpos tūris apibrėžiamas kaip toks tūris, kuris leidžia minimizuoti gamybos išlaidas.

1.7. Šilumos akumuliacinių talpų skaitinis modeliavimas

Teoriškai nagrinėjant kokį nors sudėtingą fizikinį procesą, pirmiausia jis aprašomas diferencialinėmis lygtimis ir apribojamas vienareikšmiškumo sąlygomis. Išsprendus diferencialines lygtis, gaunamas funkcinis ryšys tarp kintamųjų dydžių, apibūdinančių procesą (Drobavičius *et al.* 1974). Šilumos akumuliacinėje talpoje šiluma pernešama tiek konvekcijos, tiek laidumo būdu. Skaičiuojant šilumos pernešimo intensyvumą talpoje, turint masės mainus, pirmiausiai reikia žinoti vandens temperatūros lauką, t. y. temperatūros priklausomybę nuo koordinatinių ir laiko. Šią priklausomybę galima rasti išsprendus energijos diferencialinę lygtį (Vaitiekūnas ir Špakauskas 2003). Į energijos lygtį įeina greičių pro-

jekcijos, kurios gaunamos iš judėjimo ir nepertraukiamumo lygčių. Šioms diferencialinėms lygtims spręsti paprastai naudojami skaitiniai metodai, iš kurių labiausiai paplitę yra baigtinių skirtumų, baigtinių tūrių ir baigtinių elementų metodas. Naudojantis vienu iš šių metodų, algebrinės lygtys susieja tarpusavyje ieškomų kintamųjų reikšmes gretimų mazginių taškų grupėje (Vaitiekūnas 1998).

Pažymėtina, kad modeliuojant akumuliacinę talpą galimi du kraštutiniai atvejai: tai visiškai sumaišytos ir visiškai stratifikuotos talpos modeliai. Visiškai sumaišytos talpos modelyje visas talpoje esantis skystis turi vienodą temperatūrą, kuri kinta laike dėl įkrovimo ar iškrovimo procesuose energijos kitimo arba dėl sąveikos su aplinka. Stratifikuotų talpų modeliuose talpa dalijama į tam tikrą vienodos temperatūros sluoksnių skaičių (Dincer ir Rosen 2002).

1.7.1. Vienmačiai modeliai

1980–1990 m., modeliuojant temperatūros pasiskirstymą akumuliacinėse talpose, vienmačiai (1D) modeliai buvo daugiausiai paplitę, kas iš dalies susiję su skaičiavimo įrangos techninėmis galimybėmis. Šie modeliai pasižymi greitumu ir paprastumu, lyginant su dvimačiais (2D) bei trimačiais (3D) modeliais. Be to, eksperimentai rodo, kad temperatūros pasiskirstymas didžiojoje talpos dalyje yra vienmatis išskyrus sritis, esančias netoli sienelių ir įėjimo/išėjimo angų (Gupta ir Jaluria 1982).

1D modelių trūkumas yra tai, kad jie negali tiksliai apibūdinti srauto struktūros talpoje, nes greitis vertinamas tik vertikalia kryptimi. Esant dideliems srautų debitams ar sudėtingesnei talpos įėjimo angų konstrukcijai, tai labai pastebima (Ong 1974; Gupta ir Jaluria 1982; Jaluria ir Gupta 1982; Han *et al.* 2009). Be to, dauguma 1D modelių naudoja empirines konstantas, pvz., apskaičiuojant maišymąsi, ašinį šilumos laidumą sienelėje ir pan. (Nelson *et al.* 1999).

Pirmieji 1D modeliai, skirti šilumos stratifikacijos tyrimams, buvo supaprastinti, nes nagrinėjo tik temperatūros kitimą dėl šiluminio laidumo ir nevertino galimo maišymosi prie įėjimo angų bei tarp sluoksnių. Šiam tikslui pasiekti buvo pasirenkami labai maži srauto greičiai (Abu-Abdou ir Hussein 1981; Gupta ir Jaluria 1982). Tik šilumos laidumo modelis buvo ribotas, nes tiko labiau statiniam talpos veikimo vaizdavimui.

Oppel *et al.* (1986a, b) energijos lygtį suskaidė į konvekcijos ir laidumo lygtis. Šiame modelyje, siekiant išvengti šilumos mainų netoli sienelių ir šilumos nuostolių į aplinką, buvo tariama, kad talpa gerai izoliuota ir sienelės plonos. Įėjimo metu atsirandančiam maišymuisi įvertinti buvo įvestas bedimensinis maišymosi parametras, į kurio skaičiavimus įeinantis sukurių savitojo laidumo koeficientas priklauso nuo maišymosi ir nustatomas eksperimentiškai. Atliktuose tyrimuose nustatyta, kad maišymasis jautresnis srauto greičio pasikeitimui negu

tankio skirtumo pokyčiams ir kad laiko žingsnio nustatymas būtinas, norint išvengti skaičiavimo paklaidų.

Zurigat *et al.* (1988) papildė 1D modeliavimą efektyviuoju difuziškumo koeficientu (ε_{ff}), kuris įvertina įeinančių ir išėinančių per angas srautų sukeltą maišymąsi. Atliktų skaitinių ir eksperimentinių tyrimų metu nustatyta, kad skirtingos įėjimo angos sukelia įvairaus laipsnio turbulentiškumą, kas turi įtaką pereinamosios temperatūros srities formavimuisi, o ε_{ff} įvairioms angoms turi skirtingas vertes ir gali būti išreikštas naudojantis Re ir Ri kriterijais (Zurigat *et al.* 1991).

Ghaddar *et al.* (1989), nagrinėdami šiluminę stratifikaciją talpoje, diferencialinę energijos lygtį transformavo į bedimensinę lygtį, pasitelkę Pe kriterijų. Tačiau modelyje išliko daug supaprastinimų, o kai kurie modelio priklausomi nariai buvo nustatomi tik eksperimentiškai. Tyrimų metu nustatyta, kad sukurių savitojo laidumo koeficientas yra funkcija pereinamojo sluoksnio talpoje ir priklauso nuo srauto greičio ir įėjimo angos konstrukcijos. Buvo gauta, kad akumuliacinės talpos efektyvumas didesnis esant mažesniems srauto greičiams.

1989 m. Zurigat *et al.* atliko tuo metu esančių šešių 1D modelių apžvalgą. Analizės metu išsiaiškinta, kad eksperimentų rezultatus geriausiai atitiko tie modeliai, kurie įvertina maišymąsi įėjimo srityje, šilumos laidumą akumuliacinėje medžiagoje, talpos sienelių šiluminę talpą, varžą bei konvekcinį šilumos perdavimą tarp šių elementų ir akumuliavimo medžiagos.

El-Nashar ir Qamhiyeh (1990) sukūrė 1D nestacionaraus šilumos atidavimo modelį, kuriame talpa sudalijama į vertikalius sluoksnius, kurių kiekvienas aprašomas šilumos balanso lygtimi. Šio modelio rezultatai atitiko temperatūros faktinį pasiskirstymą priimtiniu tikslumu (nenurodomas).

Kleinbach *et al.* (1993) atliko akumuliacinės talpos tyrimus naudodami daugiamazginį požiūrį. Analizės metu nustatyta, kad norint tiksliau sumodeliuoti temperatūros pasiskirstymą naudojantis mazginiu metodu, reikia apibrėžti laiko žingsnio įtaką skaičiavimo rezultatams. Šį metodą taip pat vėliau panaudojo Li ir Sumathy (2002). Jie nustatė, kad taikant daugiamazginį požiūrį, ypatingas dėmesys turi būti skiriamas mazgų skaičiaus pasirinkimui, kuris turi įtaką modelio stabilumui.

Al-Najem ir El-Refae (1997) nagrinėjo nestacionarų šiluminės stratifikacijos elgesį akumuliavimo sistemose pasinaudodami 1D turbulentine energijos lygtimi. Tyrimų metu nustatyta, kad nedidelėse talpose reikėtų vertinti turbulencijos poveikį norint, kad skaitiniai rezultatai geriau sutaptų su eksperimentiniais rezultatais, be to, maišymosi proceso sukeltą sūkurumą labai veikia įėjimo angos geometrija.

Nelson *et al.* (1998, 1999) pristatė šilumos laidumo modelį, kuris apibūdino pereinamojo sluoksnio mažėjimą akumuliacinėje talpoje įvertinant ašinį sienelių laidumą, vykstančią šiluminę difuziją, šilumos mainus su aplinka ir maišymosi

poveikį. Sudarytas modelis padėjo geriau atskleisti šiluminės stratifikacijos elgseną ir nuvertėjimo priežastis akumuliacinėje talpoje.

Kaip matyti, 1D modelių taikymas padėjo atlikti nemažai tyrimų šiluminės stratifikacijos srityje, tačiau tobulėjant kompiuterinei technikai, detalesnė šilumos akumuliacinės talpos veikimo analizė gali būti atlikta 2D ir 3D modeliais, kurie leidžia nagrinėti sudėtingesnius atvejus.

1.7.2. Dvimačiai modeliai

Lyginant su 1D modeliais, 2D modeliuose sutinkama mažiau prielaidų ir empirizmo, jie realistiškesni ir tikslesni, bet imlesni laikui. Todėl tik nuo 1990 m., patobulėjus kompiuterinei technikai, atliekama vis daugiau skaitinių akumuliacinių talpų tyrimų dvimatėse koordinatėse (Han *et al.* 2009, Jack ir Wrobel 2009). 2D skaitiniai modeliai taip pat dažnai supaprastinami, tariant, kad srautas yra neklampus ir nespūdas, o vandens fizikinės savybės išskyrus tankį yra pastovios (Issa *et al.* 1988; Zurigat ir Ghajar 1990; Dincer ir Rosen 2002; Han *et al.* 2009). Toliau pateikiama trumpa vykdytų 2D skaitinių tyrimų ir jų metu gautų rezultatų apžvalga.

Dvimatėse koordinatėse Issa *et al.* (1988) nagrinėjo šilumos perdavimą akumuliacinėje talpoje tik laidumo ir konvekcijos būdu. Pateiktame modelyje buvo neatsižvelgiama į greičio komponentės kitimą spindulio kryptimi. Tyrimais nustatyta, kad nagrinėtais atvejais temperatūros laukas nepriklauso nuo krypties pagal spindulį, kai ašies ilgis didesnis negu viena ketvirtoji viso talpos gylio. Ši priklausomybė labiau išreikšta esant mažiems įėjimo greičiams.

Ghajar ir Zurigat (1991), analizuodami turbulentinį srauto įėjimą, sudarė 2D modelį, kuris parodė, kad įėjimo geometrija gali turėti įtakos susidaranti šiluminei stratifikacijai, ir tai priklauso nuo Ri kriterijaus.

Van Berkel (1996) tyrė šiluminę stratifikaciją ir pereinamosios srities storį 1D, 2D modeliais ir eksperimentiniais bandymais. Tyrimai parodė, kad srauto pokyčius tiksliau gali pavaizduoti 2D modelis nei 1D modelis, nes maišymosi procesas erdvinis.

Hahne ir Chen (1998) analizavo talpos įkrovimo procesą, priėmę sąlygą, kad akumuliacinio medžiaga apsupta adiabatinių sienelių. 2D problemai spręsti tolydumo ir judesio lygtys buvo sujungtos į bedimensinę sūkurių pernešimo lygtį ir srauto funkcijos lygtį. Atlikti talpos vidaus srities skaičiavimai parodė, kad įkrovimo efektyvumas stipriai priklauso nuo įkrovimo temperatūros ir srauto greičio.

Skaitinį turbulencijos vertinimą dviem būdais atliko Spall (1998), nagrinėdamas mišrią konvekciją ašiai simetrinėje akumuliacinėje talpoje. Naudojantis FLUENT programa skaitinės analizės pagrindu gauta, kad tyrimams labiau tiko Reinoldso įtempimų modelis negu $k - \varepsilon$ modelis. Be to, rezultatai parodė, kad

įėjimo Re kriterijaus vaidmuo nedidelis nustatant fluido stratifikacijos savybes, kai Archimedo kriterijus pastovus.

Lin ir Armfield (1999, 2005) nagrinėjo natūralią konvekciją vertikaliose akumuliacinėse talpose 2D modeliu esant nestacionariam režimui. Tyrimais nustatė, kad vykstanti natūrali konvekcija pasienio sluoksnyje turi didelę įtaką šoninių sienelių šilumos perdavimui vėsimo laikotarpiu.

Bouhdjar ir Harhad (2002) tyrė skirtingus skysčius: vandenį, glikolį ir tam tikros rūšies aliejų talpoje. Atitinkamas skystis buvo aprašomas nurodant jo fizines savybes pasinaudojant Prandtlio kriterijumi (Pr). Buvo nustatyta, kad skysčiai, turintys mažą Pr, pvz., vanduo, leidžia gauti išsitiesusią šiluminę stratifikaciją talpoje, kas ypač išryškėja, kai H/D yra mažesnis nei 1.

Oliveski *et al.* (2003a, b) nagrinėjo natūralios ir mišrios konvekcijos veikimą akumuliacinėje talpoje, naudodami 1D ir 2D modelius bei eksperimentinius bandymus. Natūralios konvekcijos tyrimų metu pastebėta, kad vėsimo proceso pradžioje pastebimas kraštinis sluoksnis per visą sienelės ilgį, tačiau intensyviausias šilumos srautas yra talpos viršutinėje dalyje. Laikui bėgant, difuziniai ir kiti šiluminiai procesai atsiskiria, ir hidrodinaminis kraštinis sluoksnis pastebimas tik talpos viršutinėje dalyje. Mišrios konvekcijos atveju gauta, kad įėjimo srautas turi įtaką talpos viršutinėje dalyje ir centrinėje linijoje. Darbo metu pastebėta, kad 2D modelis gali tiksliau atvaizduoti vykstančius procesus talpoje negu 1D modelis.

Zachar *et al.* (2003), naudodami 2D skaitinį modelį, tyrė skirtingų dydžių plokštelių, įrengtų netoli įėjimo į talpą, daromą įtaką šiluminei stratifikacijai. Atlikta analizė parodė, kad plokštelės, kurių skersmuo sudaro apie 75 % talpos skersmens, negali formuoti ir išlaikyti stratifikuoto temperatūros lauko. Žymiai geresni rezultatai gauti su plokštelėmis, kurių skersmuo yra didesnis negu 95 % talpos skersmens ir atstumas tarp plokštelių ir talpos viršaus nėra didesnis negu 3 % talpos aukščio.

Shin *et al.* (2004) siekė nustatyti optimalią talpos konstrukciją ir veikimo sąlygas naudodamiesi 2D modeliavimu. Turbulentinio maišymosi poveikis įvertintas $k - \varepsilon$ ir RNG $k - \varepsilon$ modeliais. Didelio reikšmių skirtumo, naudojant vieną ar kitą turbulencijos modelį, negauta. Buvo pastebėta, kad didelio tūrio talpoje nemažą įtaką turi įkrovimo proceso trukmė, o įėjimo greičio poveikis arba Frudo kriterijus turi didesnę įtaką mažesnio tūrio talpose negu didelio tūrio.

1.7.3. Trimačiai modeliai

3D modeliai paprastai naudojami tiriant sudėtingesnes akumuliacinių talpų konstrukcijas ar jose įrengtas srauto padavimo angų ar difuzorių sistemas. Tokie erdviniai tyrimai pradėti tik po 2000 m.

Consul *et al.* 2004 m. pristatė 3D modelį, kuris buvo įgyvendintas pasitelkus keletą sujungtų kompiuterių. Darbe buvo analizuojama įeinančio srauto debito įtaka šiluminei stratifikacijai iškrovimo procese. Skaitinių tyrimų rezultatai gerai sutapo su seniau atliktais eksperimentinių darbų rezultatais.

Altuntop *et al.* (2005), nagrinėdami įvairių kliūčių, įrengtų talpoje, poveikį šiluminei stratifikacijai FLUENT skaitiniu modeliavimo įrankiu, pateikė 3D modelį. Buvo nustatyta, kad tam tikrų kliūčių įrengimas gali pagerinti šiluminės stratifikacijos susiformavimą. Kliūčių tipai, turintys angą centre, suformuoja geresnę stratifikaciją, negu tie kliūčių tipai, kuriuose angos yra netoli talpos sienelių. 2006 m. šių mokslininkų kitame 3D skaitiniame tyrime, įvertinant turbulentiškumą standartiniu $k - \epsilon$ modeliu, gautas rekomenduojamas įeinančio srauto greitis nedidelio tūrio talpoje ($D = 225$ mm, $H = 1335$ mm). Pasirinkus šį greitį (0,03–0,05 m/s), gaunama geresnė šiluminė stratifikacija.

Chung *et al.* (2008), naudodami STAR-CD komercinį kodą kartu su ICEM-CFD tinklėlio generatoriumi, nagrinėjo difuzoriaus konfigūracijos poveikį šiluminei stratifikacijai stačiakampio formos talpoje. Skaitiniai tyrimai parodė, kad Frudo skaičius nėra svarbus parametras, kai tuo tarpu Re kriterijus yra labai svarbus, ir difuzoriaus forma turi didelę įtaką stratifikuotos talpos veikimui.

Göppert *et al.* (2009), naudodami komercinę programą ANSYS SFX 11, atliko 3D talpos tyrimus, skirtus stratifikacijos vamzdžių nagrinėjimui saulės šildymo sistemų akumuliacinėse talpose. Darbo metu buvo stebimas įvairaus dydžio greičių sukeltas maišymasis talpoje.

Savicki *et al.* (2011) atliko temperatūros ir greičių laukų 3D skaitinę analizę horizontaliose cilindrinėse talpose. Atliktų tyrimų pagrindu pasiūlytas matematinis ryšys tarp šiluminės stratifikacijos laipsnio ir talpos geometrinių parametrų. Be to, buvo gauta, kad šiluminės stratifikacijos laipsnis padidėjo išaugus šilumos nuostoliams.

Šioje srityje atliekamų darbų gausa rodo temos aktualumą ir poreikį naujų modelių, kurie galėtų tirti akumuliacines talpas ir 2D, ir 3D koordinatėse, kas padėtų tiksliau įvertinti vykstančius šiluminius procesus talpoje ir testuoti naujas koncepcijas.

1.8. Šilumos akumuliacinių talpų analitiniai tyrimai

Vandeniui šylant ir vėstant talpoje, jo temperatūra kinta pagal eksponentės dėsnį. Tačiau esant gerai talpos šiluminei izoliacijai ir kai ciklo trukmė neviršija 24 h, galima laikyti, kad vandens temperatūros kitimas laiko atžvilgiu yra tiesinis. Vertinant tik šilumos nuostolius į aplinką per talpos sienes, gaunama, kad šilumos šaltinio sudaromas šilumos srautas pakelia vandens, talpos ir šilumos izoliacijos temperatūras, padengia šilumos nuostolius į aplinką ir kompensuoja

akumuliacinės talpos atiduodamą šilumos srautą. Pasirinkus, kad temperatūros kitimas laiko atžvilgiu tiesinis ir teigiant, kad šiluminėje izoliacijoje akumuluojamas labai mažas šilumos keikis, vidutinė vandens temperatūra gali būti išreikiama pasinaudojus energijos balanso lygtimi (Šateikis 1995a).

Temperatūros pasiskirstymas pereinamojoje srityje sudėtingiausias. Tariant, kad virš šios zonos vandens temperatūra T_{01} praktiškai lygi viršutinės talpos dalies temperatūrai, o žemiau pereinamosios srities vandens temperatūra T_{02} lygi grįžtančio vandens temperatūrai, pereinamosios srities temperatūros išraiška gali turėti tokį pavidalą (Šateikis 2000):

$$T(x_r, t) = \frac{(V_r \rho_v c_v - 0,5kA_r t)(T_{01} - T_0)}{V_r \rho_v c_v + 0,5kA_r t} \times \left[\operatorname{erf} \frac{x_r}{2\sqrt{at}} - \sum_{n=1}^{\infty} \left(\operatorname{erfc} \frac{2nr + x_r}{2\sqrt{at}} - \operatorname{erfc} \frac{2nr - x_r}{2\sqrt{at}} \right) \right] + \frac{(V_r \rho_v c_v - 0,5kA_r t)T_0 + kA_r T_a t}{V_r \rho_v c_v + 0,5kA_r t}, \quad (1.4)$$

čia V_r – pereinamosios srities tūris, m^3 ; A_r – pereinamosios srities paviršiaus plotas, m^2 , a – vandens temperatūrinio laidumo koeficientas, m^2/s ; r – pereinamosios srities aukštis, m ; x_r – nagrinėjamo pereinamosios srities taško aukščio koordinatė, m ; k – talpos šilumos perdavimo koeficientas, $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$; T_v , T_a – vidutinės vandens ir aplinkos temperatūros, K .

Tokią temperatūros išraišką galima taikyti ir esant sudėtingam pradiniam temperatūros pasiskirstymui, tačiau jos taikymas inžineriniuose skaičiavimuose gana komplikotas. Inžinerinei analizei temperatūros pasiskirstymo kreivė gali būti aproksimuota tiesėmis (Šateikis 2000).

Atskirai temperatūros pasiskirstymas analitiškai buvo išnagrinėtas Yoo ir Pak (1993 m. ir 1996 m.). Vėliau Yoo *et al.* (1999) modelį patobulino, pritaikydami jį kintamai įeinančio srauto temperatūrai. Kintama įėjimo temperatūra buvo išskaidyta į tolydžius ir netolydžius pokyčius, o kiekvienas tolydus intervalas aproksimuotas kaip tiesinių funkcijų rinkinys.

Paprastai analitiniai temperatūros sprendiniai taikomi tik 1D skaičiavimuose, be to, kai kurie iš jų turi sudėtingą panaudojimą inžineriniuose pritaikymuose.

1.9. Pirmojo skyriaus apibendrinimas ir disertacijos uždavinių formulavimas

Šilumos kaip energijos formos akumuliavimo galimybė yra plačiai taikoma įvairiose energijos gamybos sistemose, kai nesutampa energijos poreikiai ar turimas nepastovus energijos šaltinis. Viena iš efektyviausių priemonių, skirtų akumuluoti šilumą karšto arba šalto vandens pavidalu, yra stratifikuota šilumos

akumuliacinė talpa. Stratifikuotų šilumos ar šalčio akumuliacinių talpų srityje vykdoma labai daug tiriamųjų darbų, kuriuos galima suskirstyti į tokias pagrindines grupes: konstrukciniai, eksperimentiniai, analitiniai, skaitiniai, taikymo ir veikimo analizės.

Įvairių mokslinių tyrimų metu nustatyta, kad akumuliacinės talpos veikimui didžiausią įtaką daro talpos konfigūracija ir veikimo sąlygos. Talpos konfigūracija apima šiuos parametrus: dydis, geometrija, H/D santykis, difuzoriaus sistemos. Veikimo sąlygos apibūdinamos srauto greičiu, įėjimo ir pradine vandens temperatūromis, įkrovimo ir iškrovimo cikliniais periodais.

Tobulėjant kompiuterinėms technologijoms, vis daugiau atliekama 2D ir 3D erdviųjų tyrimų šilumos stratifikacijos srityje. Nuolat kuriami ir tobulinami jau esami programiniai paketai ir skaičiavimo metodai. Tačiau vis dar pastebimas skaitinių ir pusiau analitinių modelių, kurie gali tiksliai ir greitai pateikti rezultatus, susijusių su šilumine stratifikacija, poreikis.

Kaip viena iš šilumos akumuliavimo taikymo sričių išskirtina yra akumuliacinė talpa kogeneracinėje jėgainėje. Nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje įrengta talpa suteikia visai sistemai lankstumo, nes jėgainės veikimas tampa mažiau priklausomas nuo vartotojo šilumos poreikio, turinčio kintamą pobūdį laike. Be to, šilumos akumuliavimo galimybė leidžia jėgainei veikti ir parduoti elektrą, esant palankiems elektros tarifams ir nedideliu šilumos poreikiu.

Akumuliacinės talpos įrengimas ypač rekomenduotinas į elektros gamybą orientuotoms kogeneracinėms jėgainėms. Ekonominės, politinės, aplinkosauginės, technologinės, vietos įrengimo, vartotojo elgsenos sąlygos ir aplinkybės tiesiogiai turi įtaką tokių jėgainių patrauklumui. Tačiau kiekvienu atveju reikalinga detali analizė.

Kogeneracijos kartu su šilumos akumuliavimu atliekamų tyrimų kiekis rodo temos aktualumą. Šios srities studijos paprastai nagrinėja ekonominę kogeneracinės jėgainės su akumuliacine talpa pusę, kai atliekamas tik ekonominis optimizavimas. Pastebimas darbų trūkumas, kurie papildomai nagrinėtų kogeneracinės jėgainės įrengtų akumuliacinių talpų veikimo režimus ir jų metu susiformuojančią šiluminę stratifikaciją, kuri leidžia efektyviai kaupti ir atgauti įkrautą šilumą. Atliekamuose inžineriniuose skaičiavimuose bei įvairiuose optimizaciniuose modeliuose šilumos akumuliacinės talpos nagrinėjamos kaip nestratifikuotos, t. y. temperatūra skirtinguose talpos sluoksniuose vienoda. Atsižvelgiant į tai, reikėtų integruoti nesudėtingus inžineriniams skaičiavimams pusiau analitinius metodus, skirtus vykstančiai šiluminei stratifikacijai talpoje nustatyti, į esamas programas ir modelius.

Atkreipiant dėmesį į atliktų tyrimų apžvalgą, nustatyta, kad darbe reikia spręsti šiuos uždavinius:

- Ištirti būdingus šilumos akumuliacinės talpos veikimo režimus nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje. Įvertinti, kokią poveikį turi vartotojų

poreikių kitimas ir elektros tarifai kogeneracinės jėgainės su šilumos akumuliacine talpa veikimui.

- Nustačius pagrindinius veiksnius, turinčius poveikį akumuliacinės talpos dydžiui ir veikimui, sudaryti akumuliacinės talpos ekonomiškai optimalaus tūrio parinkimo algoritmą nedidelės galios kogeneracinei jėgainei.
- Įvertinus šilumos ir masės mainų procesus, vykstančius akumuliacinėje talpoje, sudaryti pusiau analitinį ir skaitinį modelius, leidžiančius nustatyti šiluminę stratifikaciją bet kuriuo talpos veikimo metu.
- Palyginti skaitinio ir pusiau analitinio modeliavimo rezultatus su realiai veikiančios akumuliacinės talpos duomenimis.
- Pateikti rekomendacijas inžineriniams skaičiavimams, kaip parinkti šilumos akumuliacinę talpą kogeneracinėje jėgainėje ir kaip nustatyti šiluminę stratifikaciją šioje talpoje.

Akumuliacinės talpos dydžio parinkimo ir šiluminės stratifikacijos nustatymo metodai

Antrajame skyriuje pateikiamas ir tobulinamas ekonominio šilumos akumuliacinės talpos tūrio nustatymo algoritmas bei aprašomos naudotos prielaidos. Pristatoma pusiau analitinio ir skaitinio modeliavimo metodika, leidžianti nustatyti susiformuojantį temperatūros pasiskirstymo lauką talpos viduje bet kuriuo jos veikimo metu. Aprašoma realiai veikianti šilumos akumuliacinė talpa kogeneracinėje jėgainėje, kuri bus panaudota tolesniam pusiau analitinių ir skaitinių modelių testavimui.

Skyriaus tematika paskelbti penki autorės straipsniai (Pakulytė *et al.* 2006; Streckienė ir Martinaitis 2007a; Streckienė ir Martinaitis 2007b; Streckienė ir Martinaitis 2007c; Streckienė ir Martinaitis 2008).

2.1. Akumuliacinės talpos tūrio nustatymo metodika

Šilumos akumuliacinės talpos ekonominio tūrio nustatymui ir režimų tyrimui nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje taikoma **atvejo analizės metodika**. Tai leidžia nagrinėti realias situacijas ir problemas, kartu pasinaudojant ankstesniųjų tyrėjų patirtimi. Šio metodo įgyvendinimas susideda iš šešių pagrindinių etapų, pateiktų 2.1 lentelėje (Susan 1997; Noor 2008).

2.1 lentelė. Atvejo analizės metodo pagrindiniai etapai

Table 2.1. Main steps of the case study method

Atliekami veiksmai	
Metodo etapas	Talpos tūrio paieška kogeneracinėje jėgainėje
1. Nustatyti ir apibrėžti tyrimo klausimus	Atlikus apžvalgą, suformuluojami klausimai: 1. Kokie susiformuoja charakteringi talpos veikimo režimai? Koks jų pobūdis ir kaita? 2. Kokią įtaką turi talpos dydis šio įrenginio ir visos jėgainės veikimui? 3. Kokią įtaką turi įvairios sąlygos talpos tūriui?
2. Išsirinkti atvejus, nustatyti pageidaujamus duomenis ir analizės būdus	Išsirenkami atvejai, apibūdinantys vartotojo tipą, kogeneracinės jėgainės sudėtį ir veikimo sąlygas. Parenkami vertinimo kriterijai
3. Pasiruošti surinkti duomenis	Sudaromas skaičiavimo algoritmas ir aprašomos prielaidos
4. Surinkti duomenis	Rezultatų generavimas imitaciniu modeliu energyPRO
5. Įvertinti ir analizuoti rezultatus	Rezultatai apdorojami MS Excel programa, sudaromi grafikai, atliekama analizė ir įvertinimas
6. Parengti ataskaitą	Formuluojamos priklausomybės ir išvados

Remiantis atvejo analizės metodo pagrindiniais etapais, atliekamas akumuliacinės talpos tūrio parinkimas. Pirmiausiai išnagrinėjami vartotojų poreikiai, ištiriamos ekonominės ir technologinės sąlygos, nustatomos kogeneracinės jėgainės veikimo strategijos. Analizės metu gautų duomenų įvertinimas pateikiamas rezultatų skyriuje.

2.1.1. Vartotojų poreikių apibūdinimas

Dažniausiai nedidelės galios kogeneratorius parenkamas atsižvelgiant į žinomus ar prognozuojamus vartotojo šilumos ir elektros poreikius bei jų kitimą laike (Martinaitis *et al.* 2004). Šiam tikslui pasiekti atliekama vartotojo poreikių analizė, leidžianti įvertinti, koks šilumos kiekis gali būti akumuliuotas. Analizės metu

reikia atsižvelgti į vartotojo ypatybes bei elgesį, pvz., ar tai pastovus šilumos vartotojas kaip gamykla, ar nepastovus kaip mokslo paskirties pastatai, biurų pastatai ir pan.

Paprastai vartotojo poreikiai gali būti suskaidyti į šilumos, vėsos ir elektros poreikius. Šilumos poreikiai susideda iš šilumos patalpų šildymui ir šilumos, reikalingos buitinio karšto vandens ruošimui. Šilumos poreikis šildymui labai priklauso nuo sezoninių veiksnių. Tuo tarpu šilumos poreikis karšto vandens ruošimui priklauso nuo vartotojo ypatybių. Nešildymo sezono metu kogeneratoriaus veikimas stipriai priklauso nuo karšto vandens poreikio, kuris labai svyruoja net per parą. Tokiu atveju šilumos akumuliacinės talpos įrengimas padės sumažinti karšto vandens poreikio svyravimo įtaką sistemos įrenginių veikimui (Martinaitis *et al.* 2004).

2.1.2. Ekonominių ir technologinių aplinkybių vertinimas

Parenkant akumuliacinę talpą nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje, svarbu įvertinti jėgainės veikimo strategiją, kuriai didelę reikšmę turi šie veiksniai:

- energijos rūšies prioriteto nustatymas: elektra ar šiluma;
- elektros tarifai;
- kogeneracinės jėgainės įrenginių tipai ir veikimo režimai;
- šilumos akumulatoriaus tipas ir dydis;
- politinis požiūris į decentralizuotą energijos gamybą ir su tuo susijusi skatinimo/rėmimo tvarka.

Elektros tarifų sistema paprastai turi didelę įtaką kogeneracinės jėgainės įrenginių pajėgumų pasirinkimui. Tai tiesiogiai susiję su kogeneratoriaus ir akumulatoriaus įrengimo tikslingumu. Įvertinus galimas esamas ir būsimas sąnaudas ir išlaidas, vartotojas gali išnagrinėti autonominės jėgainės įrengimą su akumuliacine talpa esant įvairiems tarifams. Dažniausiai sunku ekonomiškai pagrįsti akumulatoriaus tikslingumą, kai vartotojo šiluminė apkrova pastovi laike arba kai kogeneratorius veikia tik kelias valandas per parą (Streckienė ir Martinaitis 2008).

Pasirenkant kogeneracinės jėgainės įrenginių veikimo režimus, svarbu nustatyti, ar bus leidžiama pagrindiniams įrenginiams veikti daline apkrova, ar ne. Praktikoje naudojami įvairūs kogeneraciniai įrenginiai, pvz., VDV, kuro elementai, dujų ir garo turbinos ir kt. bei jų veikimo režimai. Nedidelės galios kogeneracinėse jėgainėse su VDV dažnai sutinkama, kad tokie įrenginiai kaip katilai ir kogeneratoriai veikia nominaliu pajėgumu, o likutinė šiluma nukreipiama į akumuliacinę talpą. Tokiu atveju pasiekiamas aukštesnis įrenginių veikimo efektyvumas ir geresnis kuro išnaudojimas, nes kiekvienas įrenginio įjungimas ir išjungimas padidina energijos gamybos nuostolius, trumpina įrenginio gyvavimo laiką ir didina jo priežiūros išlaidas (Martinaitis *et al.* 2004). Jei šilumos genera-

vimo įrenginiams leidžiama veikti daline apkrova, tik papildomai apsvarstomas talpos įrengimo tikslingumas.

Nagrinėjant ekonomines ir režimines galimybes, reikia iš anksto įvertinti, kurią vartotojo energijos šilumos ar elektros, poreikių dalį užtikrins kogeneratorius. Gali būti nuspręsta, kad vietinė jėgainė užtikrins tik minimalius vartotojo elektros poreikius ir elektra nebus parduodama arba bus parinktas didesnės galios kogeneratorius, kuris galės užtikrinti ne tik dalį vartotojo elektros poreikių, bet ir tam tikras elektros kiekis bus parduodamas. Atskirais atvejais, kai neleidžiamas elektros nutraukimas tokiuose objektuose kaip gydymo įstaigos ar finansinės institucijos, kogeneratorių galia gali būti padidinta, nes jie kartu atlieka energijos tiekimo saugumo funkciją. Kogeneracinėje jėgainėje su akumuliacine talpa galima skirti tokius pagrindinius šilumos akumulatoriaus ir kogeneratoriaus veikimo režimus (ASHRAE 2007):

- akumulatoriaus įkrovimas – šilumos generatorius tiekia šilumą tik akumulatoriui;
- akumulatoriaus įkrovimas ir vartotojo poreikių tenkinimas – šilumos generatorius tiekia šilumą ir vartotojui, ir į šilumos akumulatorių;
- akumulatoriaus iškrovimas – šiluma iš akumulatoriaus naudojama norint užtikrinti vartotojo poreikį, kai šilumos generatorius neveikia;
- akumulatoriaus iškrovimas ir papildomas vartotojo šilumos poreikių tenkinimas kitais įrenginiais – vartotojui šiluma tiekama iš šilumos generatoriaus ir iš akumulatoriaus;
- šilumos laikymas akumulatoriuje – vartotojams šiluma tiekama tik iš šilumos generatoriaus.

Atsižvelgiant į tai, koks vartotojas ir pasirinkta šilumos akumuliacinio sistema, gali būti pasirinkti skirtingi šilumos akumulatoriaus veikimo režimai.

Šilumos akumuliacinio sistemos pasirinkimas pirmiausiai priklauso nuo to, kokiam laikotarpiui norima akumuliuoti šilumą. Ilgalaikiams šilumos akumuliacinio tikslams įprasta naudoti sezonines akumuliacinio sistemas, o trumpalaikiams tikslams – šilumos akumuliacines talpas, kurios naudojamas vienos ar kelių parų šilumai kaupti. Skirtingų tipų akumuliacinio sistemos daro skirtingą įtaką aplinkai, todėl prieš įrengiant sezonines požemines šilumos ar šalčio saugyklas, reikalinga atlikti aplinkosauginę analizę. Įrengiant antžemines akumuliacines talpas, taip pat reikia įvertinti teritoriją, nes atskirose vietovėse gali būti taikomi ribojimai statinių aukštingumui ir pan.

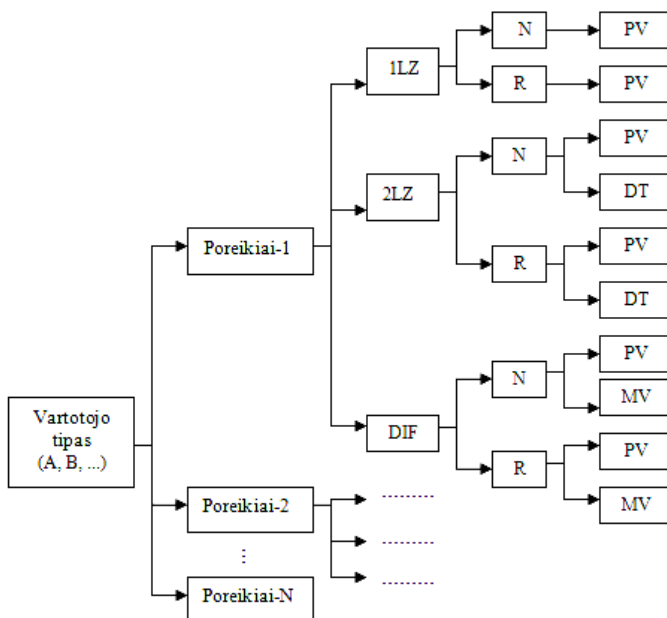
Skatinamosios politinės ir teisinės aplinkybės prisideda prie kogeneracijos technologijų ir įrenginių, naudojančių atsinaujinančius energijos išteklius (AEI), paplitimo ir naudojimo. Politiniai-ekonominiai veiksmai gali žymiai paspartinti šių technologijų taikymą praktikoje.

2.1.3. Analizuojamų atvejų sudarymas

Pirmiausiai išskiriami vartotojų tipai, t. y. vartotojas, turintis per parą vieną elektros ir buitinio karšto vandens poreikių padidėjimą, – A tipas ir vartotojas, per parą turintis du elektros ir karšto vandens poreikių padidėjimus, – B tipas. A tipas gali būti priskiriamas tokiems objektams kaip ligoninės, įstaigos, gamyklos ir pan., o B tipas – gyvenamasis sektorius. Nagrinėjamo A tipo vartotojo elektros ir karšto vandens poreikių padidėjimas prasideda 6 valandą ir baigiasi 20 valandą, B tipo vartotojo atveju – elektros ir karšto vandens poreikių pirmas padidėjimas tęsiasi nuo 7 iki 12 valandos, o antras padidėjimas – nuo 17 iki 22 valandos. Toks tipinis poreikių pasiskirstymas laike sudarytas remiantis kitų tyrėjų darbais (Peacock ir Newborough 2007; Widén *et al.* 2009, Martinaitis *et al.* 2004; Streckienė ir Martinaitis 2007c). Nagrinėjami metiniai vartotojų poreikiai yra tokie:

- elektra: 500–5000 MWh;
- šiluma patalpų šildymui: 1200–14500 MWh;
- šiluma buitinio karšto vandens ruošimui: 300–3500 MWh.

Kiekvienas išskirtas atvejis analizuojamas esant skirtingiems elektros tarifams. Visa skaičiavimo tvarka pateikiama kaip sprendimų medis (2.1 pav.).



2.1 pav. Sprendimų medis

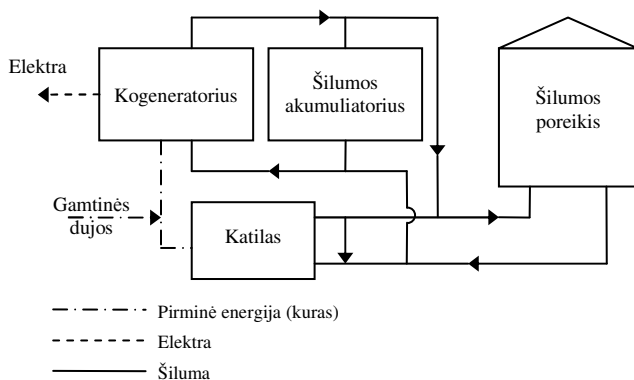
Fig. 2.1. Decision tree

čia 1LZ – vienos laiko zonos tarifas, 2LZ – dviejų laiko zonų tarifas, DIF – diferencijuotas pagal laiko intervalus tarifas, N – kogeneratoriaus veikimo neribojas elektros poreikis ir yra galimybė parduoti elektrą, R – vartotojo elektros poreikis riboja kogeneratoriaus gamybą ir nėra galimybės parduoti elektrą, PV – kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu, DT – kogeneratorius dieninio tarifo metu veikia pirmu prioritetu, MV – kogeneratorius maksimalių ir vidutinių apkrovų laikotarpiais veikia pirmu prioritetu. Šie žymėjimai bus taikomi ir 3-iajame skyriuje.

Naudojant šį sprendimų medį išnagrinėjami visi pasirinkti atvejai, kai vartotojas įrengia kogeneracinę jėgainę, norėdamas padengti dalį savo elektros poreikių. Taip pat nagrinėjimas atvejis, kai jėgainė veikia realaus laiko rinkos sąlygomis, t. y. visa pagaminta elektra parduodama kintamų kainų rinkoje.

2.1.4. Nagrinėjamos kogeneracinės jėgainės su akumuliacine talpa schema

Tyrimams pasirinkta nesudėtingo įrenginių derinio mažos galios kogeneracinė jėgainė su šilumos akumuliacine talpa. Principinė tokios sistemos schema pateikta 2.2 paveiksle.



2.2 pav. Nagrinėjamos kogeneracinės jėgainės schema
Fig. 2.2. Scheme of the analysed CHP plant

Šios sistemos pagrindiniai įrenginiai yra kogeneratorius, katilas ir akumuliacinė talpa.

Kogeneratorius. Mažos galios, t. y. iki 1 MW_e, gamtinėmis dujomis kūrenamose kogeneracinėse jėgainėse gali būti naudojamos įvairios technologijos, pvz., viena iš inovatyviausių, aplinkosaugiškai patrauklių, sparčiai besivystanti yra vandenilio technologija – kietojo oksido kuro elementai, skirti pastatų aprū-

pinimui energija. Detalus šios technologijos veikimas, reikalingos sąnaudos ir gaunami produktai aprašyti Pakulytė *et al.* (2006) darbe. Tačiau atsižvelgiant į šiuo metu esančias dideles santykinės investicijas (~3620 \$/kW, jei įrengiama 100 kW sistema) į kuro elementus (Roads2HyCom ... 2010), ši technologija ekonomiškai nepasiteisina (Streckienė ir Martinaitis 2007a). Tolesnei kogeneracinės jėgainės su akumuliacine talpa analizei kogeneratoriumi pasirenkama viena iš plačiausiai šiuo metu naudojamų mažos galios kogeneracijoje technologijų – vidaus degimo variklis. Šio tipo įrenginiai pasižymi gana aukštu elektros generavimo efektyvumu (~40 %), greitu paleidimu ir santykinai nedidelėmis investicijomis, tenkančioms 1 kW_e (Pálsson 1999; Andersen 2007a; Redubar 2008).

Katilas. Pagrindinė jo funkcija – tiekti šilumą, kai yra labai didelis šilumos poreikis ir kogeneratoriaus gedimo ar kasmetinės jo apžiūros metu. Pasirenkama, kad kogeneratoriaus ir katilo naudojamas kuras – gamtinės dujos. Be to, abu šie įrenginiai dirba tik nominalia galia. Dalinė apkrova nėra būtina, kai sistemoje įrengta akumuliacinė talpa. Darbe nėra atsižvelgiama į įrenginių žemesnį efektyvumą jų paleidimo metu.

Šilumos akumuliacinė talpa užpildoma vandeniu. Tariama, kad naudojama tik viena akumuliacinė talpa, kurioje karštas ir šaltas vanduo atskiriamas šiluminės stratifikacijos būdu, be to, talpa gerai izoliuota šilumine izoliacija.

2.1.5. Akumuliacinės talpos dydžio parinkimo modelis

2.1.5.1. Akumuliuojamo šilumos kiekio įvertinimas

Žinant energijos poreikius, jų kitimą ir kogeneracinės jėgainės veikimo strategiją, t. y. koku laiku atitinkami gamybos įrenginiai turi prioritetą veikti, galima nustatyti šilumos kiekį, kurį galės akumuliuoti šilumos akumulatorius. Bendras kogeneratoriaus (jei jis veikia pastoviu apkrovimu) veikimo laikas $\tau_{bendr.}$ gali būti apskaičiuojamas taip (Martinaitis *et al.* 2004):

$$\tau_{bendr.} = \frac{(Q_d + Q_{nuost})}{\dot{Q}_{nom}}, \quad (2.1)$$

čia Q_d – bendras nagrinėjamo laikotarpio šilumos poreikis, kWh; Q_{nuost} – bendri nagrinėjamo laikotarpio šilumos nuostoliai sistemoje, kWh; $\dot{Q}_{nom}$ – kogeneratoriaus nominali šilumos galia, kW.

Bendras suminis kogeneratoriaus veikimo laikas ($\tau_{bendr.}$) turi būti ne ilgesnis už nagrinėjamo laikotarpio valandų sumą ($\tau_{laikot.}$), t. y. $\tau_{bendr.} \leq \tau_{laikot.}$. Kai ši sąlyga netenkinama, kogeneratorius pagamina šilumos mažiau nei vartotojo poreikis. Tuomet reikalingas papildomas šilumos šaltinis. Labai dažnai kogenerato-

riaus veikimo valandos nagrinėjamo laikotarpiu išdėstomos pagal svarbumą. Bendroju atveju, kai žinoma šilumos poreikio ir gamybos kitimas laiko atžvilgiu, didžiausia akumuluojama šiluma $Q_{\max}$ (kWh) gali būti nustatoma pagal lygtį (Martinaitis *et al.* 2004):

$$Q_{\max} = \left(\int_0^{\tau} \dot{Q}_p d\tau - \int_0^{\tau} \dot{Q}_d d\tau \right) \rightarrow \max, \quad (2.2)$$

čia $\dot{Q}_p$ – nagrinėjamo laikotarpio šilumos gamybos apkrovos funkcinė priklausomybė nuo laiko, kW; $\dot{Q}_d$ – nagrinėjamo laikotarpio šilumos poreikio apkrovos funkcinė priklausomybė nuo laiko, kW.

Momentinį šilumos perteklių, kurį galima akumuluoti, atitinkamai galima išreikšti (Kostowski ir Skorek 2005):

$$\dot{Q}^+ = \begin{cases} \dot{Q}_p - \dot{Q}_d, & \text{kai } \dot{Q}_p > \dot{Q}_d; \\ 0, & \text{kitu atveju,} \end{cases} \quad (2.3)$$

čia $\dot{Q}^+$ – momentinis šilumos perteklius.

Atitinkamai šilumos trūkumas išreiškiamas:

$$\dot{Q}^- = \begin{cases} \dot{Q}_d - \dot{Q}_p, & \text{kai } \dot{Q}_p < \dot{Q}_d; \\ 0, & \text{kitu atveju.} \end{cases} \quad (2.4)$$

Šilumos akumuliacinės talpos įkrovimo laikotarpiu ($\dot{Q}^+ > 0$) ateinantis pastovios temperatūros vanduo tiekiamas į viršutinę talpos dalį, toks pat kiekis vėsaus vandens paimamas iš talpos apatinės dalies. Atsižvelgiant į tai, koks akumuluojamas šilumos kiekis, aukštesnės temperatūros vanduo užpildo dalį arba visą talpos tūrį. Maksimali talpos šilumos galia ribojama jos tūrio. Priešingas procesas vyksta esant iškrovimui tais laikotarpiais, kai vartotojui trūksta šilumos ($\dot{Q}^- > 0$).

2.1.5.2. Optimizavimo kriterijų pasirinkimas

Ieškant optimalaus akumuliacinės talpos tūrio, reikia nustatyti, kokie pagrindiniai vertinimo kriterijai, pvz., ekonomiškai optimalus talpos tūris yra tas, kuriam esant tam tikras ekonominis kriterijus (grynoji dabartinė vertė – GDV, gamintojo pajamos, paprastas atsipirkimo laikas – PAL ir pan.) nustatomas didžiausias

ar mažiausias. Jei ekonominis kriterijus – GDV, talpos tūrį galima išreikšti (Kostowsk ir Skorek 2005):

$$V = V_{opt,ek} \Leftrightarrow \Delta GDV \rightarrow \max, \quad (2.5)$$

čia ΔGDV – nusako GDV padidėjimą dėl talpos įrengimo sistemoje.

Galima pasirinkti režiminį optimizavimo kriterijų, pvz., mažiausias įrenginių įsijungimo skaičius, trumpiausias katilo veikimo laikas, minimalus šilumos kiekis, pagamintas katile, ir t. t. Šiuo atveju talpos tūris išreiškiamas:

$$V = V_{opt,t} \Leftrightarrow N \rightarrow \min, \quad (2.6)$$

čia N – įrenginių įsijungimų skaičius per pasirinktą laikotarpį.

Atitinkamu būdu gali būti išreikštas energinis optimalumo kriterijus – talpos vidutinis efektyvumo koeficientas, ekserginis optimalumo kriterijus – ekserginis naudingumo koeficientas, termohidrodinaminis optimalumo kriterijus ir pan.:

$$V = V_{opt,t} \Leftrightarrow \varepsilon \rightarrow \max, \quad (2.7)$$

$$V = V_{opt,t} \Leftrightarrow \eta \rightarrow \max, \quad (2.8)$$

čia ε – energinis efektyvumas, η – ekserginis naudingumo koeficientas.

Ekserginis naudingumas labai tinka vertinti akumuliacines talpas, nes jis niekada neviršija 1. Be to, juo įvertinamas ne tik šilumos kiekis, bet ir jos kokybė (Rosen 2001; Rosen ir Dincer 2003; Hemzal ir Wurm 1994; Martinaitis 2007). Nustatyta, kad eksergijos kiekis didėja augant stratifikacijos laipsniui talpoje, ir šis eksergijos kiekis yra apie 9 % didesnis stratifikuotoje talpoje negu vienodos temperatūros talpoje (Rosen *et al.* 2004; Dincer ir Rosen 2007). Šilumos akumuliatorių ekserginio naudingumo taikymo ypatybės yra detalai aprašytos Dincer ir Rosen (2010).

Atliekant tyrimus su akumuliacinėmis talpomis nustatyta, kad ekserginiam naudingumo koeficientui didelę įtaką turi aplinkos temperatūra, o slėgis – mažą (Fernandez-Seara *et al.* 2007a). Taip pat gauta, kad η didėja augant bedimensinei srauto įkrovimo temperatūrai ir mažėja – didėjant bedimensiniam srauto greičiui (Domanski ir Fellah 1998).

Detalesniam akumuliacinės talpos tūrio termohidrodinaminiam įvertinimui galima naudoti skaitinius, analitinius ar pusiau analitinius temperatūros pasiskirstymo talpoje nustatymo modelius. Žinant pradines sąlygas, sumodeliuojamas temperatūros pasiskirstymas. Susiformavęs konkretus temperatūrinis laukas toliau gali būti apibūdinamas bedimensiniais stratifikaciją nusakančiais dydžiais: Str (stratifikacijos skaičius), MIX skaičius, pereinamosios temperatūros srities užimama dalis talpoje (%) ir kt. Šiuo atveju optimalus talpos tūris gali būti išreiškiamas:

$$V = V_{opt,th} \Leftrightarrow MIX \rightarrow 0, \quad (2.9)$$

$$V = V_{opt,th} \Leftrightarrow Str \rightarrow 1, \quad (2.10)$$

čia $V_{opt,th}$ – optimalus termohidrodinaminis tūris.

MIX ir Str skaičiai turėtų būti vertinami per visą šilumos akumuliacinės talpos veikimo ciklą, t. y. įkrovimo, saugojimo ir iškrovimo procesus.

MIX skaičius apskaičiuojamas pagal tolesnę formulę (Castell *et al.* 2010):

$$MIX = \frac{(M_{E, strat} - M_{E, act})}{(M_{E, strat} - M_{E, fully-mixed})}, \quad (2.11)$$

čia $M_E = \sum_{i=1}^n y_i \cdot E_i$; E – vandens energija, kJ; $E_i = \rho \cdot V_i \cdot c_p \cdot T_i$; $M_{E, act}$ – energijos momentas faktinei talpai, kJ·m; $M_{E, fully-mixed}$ – energijos momentas visiškai sumaišytos temperatūros talpai, kJ·m; $M_{E, strat}$ – energijos momentas stratifikuotai talpai, kJ·m; y – atstumas nuo kontrolinio tūrio centro iki talpos dugno, m; i – kontrolinis tūris; n – vandens sluoksnių skaičius talpoje.

Kai $MIX = 0$, būna idealiai stratifikuota talpa, o kai $MIX = 1$ – visiškai nestratifikuota. MIX skaičiaus nėra įėjimo ir išėjimo srauto greičiui, tačiau labai įėjimo ir išėjimo srauto temperatūroms (Castell *et al.* 2010).

Šiluminės stratifikacijos vertinimas gali priklausyti ir nuo talpos veikimo režimo, kuris skirstomas į statinį ir dinaminį. Statinio režimo metu **Str skaičius** apskaičiuojamas kaip santykis tarp temperatūros gradientų vidurkio bet kuriuo laiko momentu su temperatūros gradientų vidurkiu statinio režimo pradžioje ($\tau = 0$) (Fernández-Seara *et al.* 2007a):

$$Str = \frac{\overline{(\partial T / \partial z)_\tau}}{(\partial T / \partial z)_{\tau=0}}. \quad (2.12)$$

Temperatūrų gradientų vidurkis bet kuriuo laiko momentu išreiškiamas:

$$\overline{\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_\tau} = \frac{1}{J-1} \cdot \left[\sum_{j=1}^{J-1} \frac{T_{j+1} - T_j}{\Delta z} \right], \quad (2.13)$$

čia Δz – atstumas tarp temperatūros daviklių arba sluoksnių, m; T – temperatūra, K; z – talpos aukštis, m; τ – laikas, s; J – vandens sluoksnių skaičius; j – vandens sluoksnis.

Dinaminio režimo metu Str skaičius apibrėžiamas kaip santykis vidutinio temperatūros gradiento su įkrovimo ar iškrovimo proceso maksimaliu vidutiniu temperatūros gradientu. Vidutinis maksimalus temperatūros gradientas apskaičiuojamas, tariant, kad maksimalus temperatūros skirtumas vyksta tik viename iš

sluoksnių, o visuose kituose sluoksniuose temperatūros gradientas lygus nuliui. Didžiausia temperatūra ($T_{\max}$) – tai aukščiausia vandens temperatūra proceso pradžioje, o minimali temperatūra ($T_{\min}$) yra įtekančio vandens srauto, jei vyksta talpos iškrovimas. Didžiausias vidutinis temperatūros gradientas įkrovimo/iškrovimo metu išreiškiamas (Han *et al.* 2009):

$$\overline{\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{\max}} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{(J - 1) \cdot \Delta z}. \quad (2.14)$$

Atskirais atvejais šiluminė stratifikacija talpoje gali būti išmatuojama vertikaliumi temperatūros profiliu. Tokiu atveju ji nustatoma kaip maišymosi sritis, esanti tarp maksimalios ir minimalios temperatūrų (Huhn 2006). Šis būdas tinka vertinti tik konkrečioje talpoje susidarantią šiluminę stratifikaciją, bet neleidžia universaliai palyginti kelių talpų.

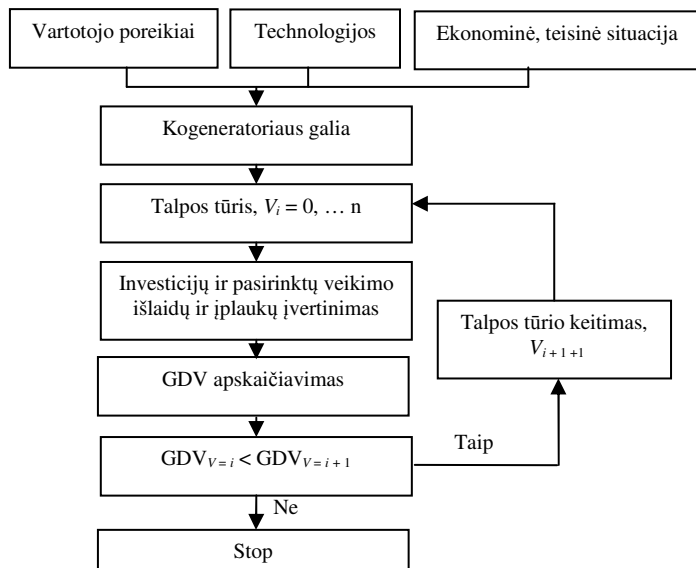
Praktika rodo, kad nepakanka vadovautis vien fiziniu ar režiminiu talpos dydžio nustatymu. Dažniausiai talpos tūris nedidelės galios kogeneracinėje jėgainėje parenkamas vadovaujantis tik ekonominiais optimalumo kriterijais. Tačiau kiekvienu atveju turi būti atidžiai peržvelgti prioritetai. Bendru atveju geriausia, kai akumuliacinės talpos tūris parenkamas kaip kelių optimizavimo kriterijų derinys, pvz.,

$$V = V_{opt,e} \begin{cases} \Leftrightarrow \Delta GDV \rightarrow \max; \\ \Leftrightarrow N \rightarrow \min; \\ \Leftrightarrow \eta \rightarrow \max; \\ \Leftrightarrow Str \rightarrow \max. \end{cases} \quad (2.15)$$

Tikėtina, kad pasirinkus skirtingus vertinimo kriterijus, optimalus talpos tūris gali būti skirtingas. Tokiu atveju galima įvertinti bendrą sritį, kurioje bus patenkinami pasirinkti optimalumo kriterijai arba įvesti svertinius koeficientus atitinkamiems kriterijams.

2.1.5.3. Ekonomiškai optimalaus akumuliacinės talpos tūrio radimo algoritmas

Atsižvelgiant į tai, kad šilumos akumulatoriaus įrengimo patrauklumas pirmiausiai vertinamas ekonominiu požiūriu, yra siūlomas nesudėtingas akumuliacinės talpos ekonominio dydžio parinkimo algoritmas, pateiktas 2.3 paveiksle. Planuojant naują kogeneracinę jėgainę, optimizuojama kogeneratoriaus galia ir akumuliacinės talpos tūris kartu. Tolesniems tyrimams tariama, kad bazinis (pirminis) skaičiavimo variantas yra, kai vartotojas gauna visą reikalingą šilumą iš vietinės katilinės, o elektrą perka. Siekiant pažangesnės ir efektyvesnės technologijos panaudojimo, jis sprendžia nedidelės kogeneracinės jėgainės įrengimo galimybę, kuri papildomai užtikrintų dalį paties vartotojo elektros poreikių.



2.3 pav. Optimalaus akumuliacinės talpos tūrio radimas

Fig. 2.3. Finding an optimal volume of the storage tank

Šioje mažos galios kogeneracinėje jėgainėje būtų įrengti du pagrindiniai įrenginiai: kogeneratorius ir šilumos akumuliacinė talpa bei visa reikalinga papildoma įranga. Visi tolesnieji skaičiavimo atvejai lyginami su baziniu atveju. GDV ir PAL pasirinkti kaip ekonominiai vertinimo kriterijai.

PAL yra labai lengvai suprantamas ir nustatomas, tačiau jis tinka tik paviršutiniam ekonominio efektyvumo įvertinimui. Didžiausias jo ribotumas yra tas, kad jis neatsižvelgia į įrenginių gyvavimo laiką ir todėl pinigų srautai analizuojami tik iki atsipirkimo laiko pabaigos.

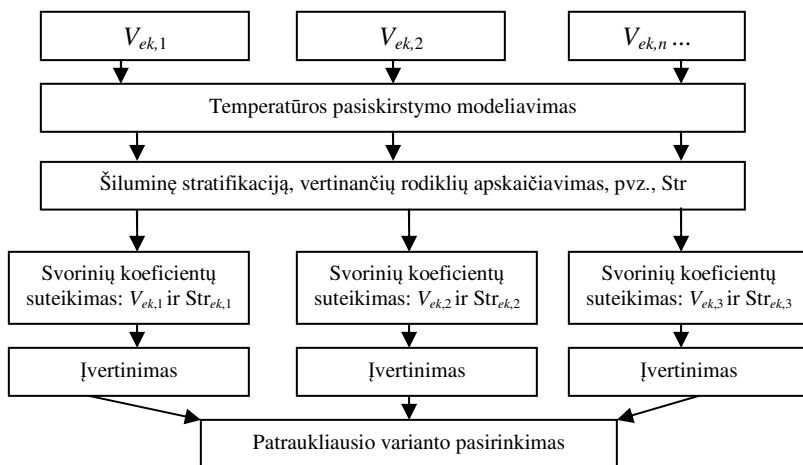
Siekiant objektyvesnio įvertinimo, pagrindiniu kriterijumi pasirinktas GDV pokytis lyginant su baziniu variantu. GDV – tai dabartinė visų pinigų srautų, įskaitant ir pradinę investiciją, vertė. Naudojant šį metodą, surandama projekto piniginių įplaukų vertė, diskontuojant gaunamas įplaukas prie nustatytos palūkanų normos. Remiantis GDV, laikoma, kad (Jakutis *et al.* 2007):

- projektas pasirenkamas, kai $GDV > 0$;
- projektas atmetamas, kai $GDV < 0$ ir
- projektu nesidomima, jei $GDV = 0$.

Jei yra keli variantai su teigiamomis GDV reikšmėmis, pasirenkamas tas variantas, kurio GDV aukštesnė.

2.1.5.4. Šiluminės stratifikacijos vertinimas

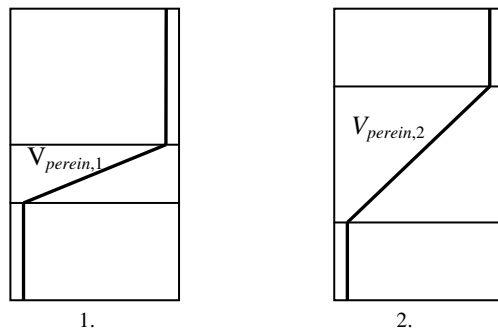
Siekiant atlikti termohidrodinaminį akumuliacinės talpos įvertinimą, apskaičiuotame ekonomiškai optimaliame akumuliacinės talpos tūryje ($V_{ek,1}$) reikia patikrinti, kaip kinta temperatūros pasiskirstymas talpos įkrovimo ir iškrovimo procesų metu bei palyginti su kitais temperatūrų pasiskirstymais, susidaranciais kituose galimuose talpų tūriuose ($V_{ek,2}$, $V_{ek,n}$). Šiam tikslui turi būti naudojami šiluminę stratifikaciją vertinantys rodikliai. Galimas optimalaus talpos tūrio radimas, įvertinant ekonominį talpos tūrį ir jame vykstančius termohidrodinaminius procesus, pateikiamas 2.4 paveiksle.



2.4 pav. Optimalaus talpos tūrio nustatymas taikant šiluminės stratifikacijos vertinimą
Fig. 2.4. Determination of optimal tank volume using estimation of thermal stratification

Naudojantis šiluminės stratifikacijos ekonominio talpos tūrio vertinimu, galima papildomai nagrinėti talpos veikimo efektyvųjį tūrį ($V_{efekt.}$), t. y. tą, iš kurio galima atgauti pageidaujamos temperatūros šilumą karšto vandens pavidalu. Efektyvusis talpos tūris nustatomas kaip skirtumas tarp viso talpos tūrio (V) ir pereinamosios temperatūros sritys užimamo tūrio ($V_{perein.}$). Pavyzdžiui, galima palyginti dviejų akumuliacinių talpų efektyviusius tūrius, pavaizduotus 2.5 paveiksle. Lyginant pirmąjį atvejį su antruoju, akivaizdžiai matyti, kad $V_{perein,1} < V_{perein,2}$, tada:

$$\frac{V_1 - V_{perein,1}}{V_1} = \frac{V_{efekt.1}}{V_1} > \frac{V_{efekt.2}}{V_2} = \frac{V_2 - V_{perein,2}}{V_2}. \quad (2.16)$$



2.5 pav. Skirtinga šiluminė stratifikacija

Fig. 2.5. Different thermal stratification

Šių dviejų talpų palyginimas rodo, kad pirmojoje talpoje susiformavęs sluoksnis yra plonesnis, efektyvusis talpos tūris didesnis ir yra mažesnis sluoksnių maišymasis.

Pažymėtina, kad abiejų talpų šiluminės stratifikacijos vertinimas turėtų būti atliekamas vienodu santykinio talpos veikimo režimo metu. Tolesniam nagrinėjimui, šis efektyvusis tūris galėtų būti įjungiamas į ekonominius skaičiavimus, t. y. parinktas tūris atitinkamai sumažinamas, kad atitiktų efektyvųjį talpos tūrį.

2.1.6. Kogeneracinės jėgainės veikimo režimai energyPRO modelyje

Vartotojui, norinčiam atlikti jėgainės galimybių studiją, šiuo metu yra prieinamos įvairios kogeneracinių jėgainių modeliavimo programos. Kiekviena iš jų turi savo lankstumą, tikslumą, suprantamumą ir patikimumą. Connolly *et al.* (2010) išnagrinėjo net 68 modeliavimo įrankius, skirtus AEI integravimui į įvairias energijos sistemas ir parodė, kad sprendimų priėmėjai gali rinktis įvairias modeliavimo programas. Šioje analizėje paminėta energyPRO programa išskirta kaip galinti modeliuoti visų tipų šilumos generavimą, išskyrus atominę elektrinę, ir joje taip pat gali būti nagrinėjami įvairių energijos formų akumuliavimo įrenginiai, AEI bei įtraukiami aplinkosauginiai skaičiavimai.

Hinojosa *et al.* (2007), atlikę keturių kogeneracinių jėgainių modeliavimo įrankių: SEA/RENU, CHP Sizer 2, Ready Reckoner ir energyPRO palyginimą, nustatė, kad tik energyPRO ir SEA modeliai leidžia išsamiai aprašyti šilumos ir elektros poreikius, kai CHP Sizer 2 detalizuoja tik elektros poreikius, o šilumos poreikis išreiškiamas tik mėnesiui. Ready Reckoner leidžia tik iki 12 įvedimų, charakterizuojančių poreikius ir yra šiuo požiūriu labiausiai ribotas. Vienintelė energyPRO programa leidžia įvesti skirtingus šilumos ir elektros galios profilius.

CHP Sizer 2 neleidžia įvertinti elektros pardavimo. Tuo tarpu Ready Reckoner neturi galimybės kontroliuoti kogeneratoriaus gamybos, t. y. kogeneratorius visada veikia nominalia galia. Tik energyPRO ir SEA modeliais galima sukurti tiek paprastą, tiek sudėtingą elektros tarifų sistemą. Skirtingas kogeneracinių jėgainių kuras gali būti įvestas energyPRO ir Ready Reckoner, kai SEA ir CHP Sizer 2 gali vertinti tik gamtines dujas (Hinojosa *et al.* 2007).

Programų palyginimas rodo, kad energyPRO yra vienas iš labiausiai išplėtotų modeliavimo įrankių, skirtų kogeneracinių jėgainių analizei. Jis leidžia atlikti visapusę ir išsamią techninę bei ekonominę energijos sistemos, t. y. ne tik kogeneracinės jėgainės analizę. Šis įrankis tinka ir teoriniam, ir praktiniam įvairaus tipo jėgainių tyrinėjimui. Praktinį šios programos panaudojimą įrodo tai, kad dauguma Danijos kogeneracinių jėgainių sumodeliuotos būtent šiuo programiniu įrankiu (Lund ir Andersen 2005; Andersen ir Lund 2007). Todėl tolesnei kogeneracinės jėgainės kogeneratoriaus ir šilumos akumuliacinės talpos parinkimo analizei pasirinkta energyPRO programa (3.4.1.16 versija), kuri pasižymi lankstumu, dideliu scenarijų, energijos poreikių, kuro ir įrenginių įvedimo galimybėmis pasirinkimu.

energyPRO imitacinis modelis yra sudarytas iš keturių modulių: PROJEKTAS (DESIGN), FINANSAI (FINANCE), SĄSKAITOS (ACCOUNTS) ir VEIKIMAS (OPERATION). Modulis PROJEKTAS apima energijos transformavimą, jėgainės optimizavimą ir jos ekonominius rodiklius tam tikriems vieniems metams. FINANSŲ modulis leidžia kelių metų veiklos planavimą įvertinant piniginius srautus. SĄSKAITŲ modulis gali būti naudojamas gilesnei finansinei analizei, kuri pateikia balansus, pajamų suvestines, mokesčius ir t. t. VEIKIMO modulis naudojamas jėgainės veikimo optimizavimui trumpam laikotarpiui, pvz., dienos veikimo optimizavimas. Kogeneracijos jėgainės modeliavimui pasirinktas pagrindinis programos PROJEKTO modulis (EMD 2010).

Programoje, prieš pradedant skaičiavimus, įvedama visa su projektu susijusi techninė informacija: projekto apibūdinimas, išorinės sąlygos (išorės oro parametrai, realaus laiko rinkos kainos ir pan.), kuro rūšys, generavimo įrenginiai, elektros tarifai, veikimo strategija ir taršos emisijų rodikliai. Visi šie duomenys traktuojami kaip tiesioginės arba netiesioginės laiko eilutės. Laiko eilutės yra griežtai nustatytos, žinant pradinį ir galutinį laiką. Metinis kogeneracinės jėgainės optimizavimas paprastai atliekamas 1 valandos laiko žingsniu (galima ir smulkiau). Kiekviename laiko žingsnyje išlaikomi vienodi parametrai, pvz., išorės oro temperatūra, šilumos poreikis, elektros kaina, generatoriaus galia ir pan. Laiko žingsniai suskirstomi į grupes atsižvelgiant į tai, kuriam kainos intervalui jie priklauso. Programoje kiekvienas laiko žingsnis išbandomas galimai gamybai. Taigi, taikant nechronologinį skaičiavimo metodą, gamyba perkeliama į elektros kainai palankiausius laikotarpius (EMD 2010).

Jėgainės veikimo strategijos aprašymo metu nustatoma, kurie gamybos įrenginiai gali tiekti šilumą į akumuliacinę talpą. Akumuliacinė talpa aprašoma tūriu (V), temperatūrų skirtumu (ΔT) ir tūrio išnaudojimo koeficientu (ε). Gerau suprojektuotoms talpoms ε priimamas 90 %. Turėdama šiuos duomenis, programa apskaičiuoja, kiek akumulatorius gali sukaupti šilumos:

$$Q = \frac{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{3600000} \cdot \varepsilon, \quad (2.17)$$

čia c_p – savitoji vandens šiluma, visuose skaičiavimuose lygi 4,18 kJ/(kg·K);
 ρ – vandens tankis, lygus 998 kg/m³.

energyPRO imitacinio modelio energijos transformavimosi pasirinktiems metams rezultatai vėliau naudojami ekonominei analizei ir optimalaus dydžio įrenginių parinkimui, šie veiksmai atliekami MS Excel aplinkoje.

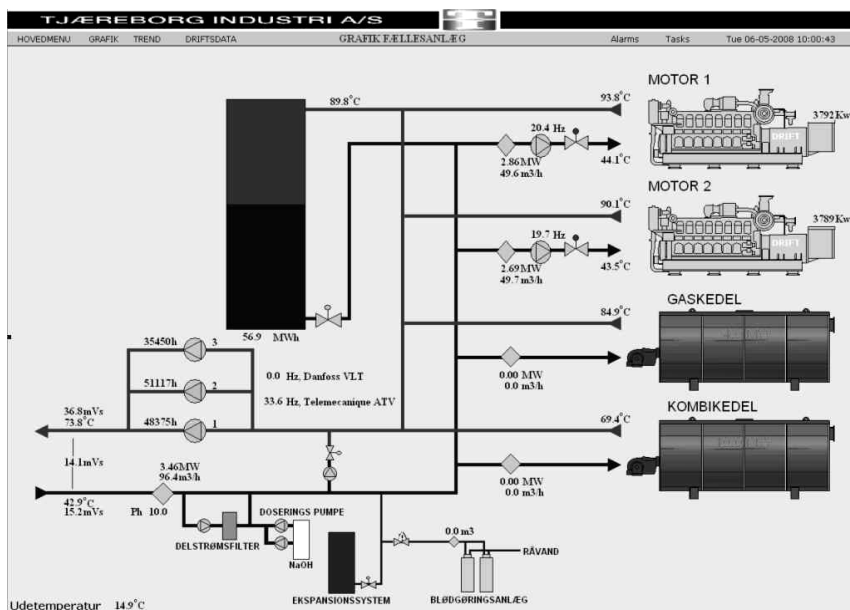
2.2. Realios kogeneracinės jėgainės su akumuliacine talpa veikimas ir modelis

2008 m. mokymosi visą gyvenimą (MVG) programos Erasmus praktikos, atliktos „EMD International A/S“ įmonėje, metu buvo aplankytos dviejų Danijos miestelių Hvide Sande ir Skagen kogeneracinės jėgainės, kuriose įrengtos šilumos akumuliacinės talpos. Hvide Sande kogeneracinė jėgainė buvo pasirinkta tolesniam nagrinėjimui, nes tyrimų metu:

- atspindėjo tipinės, nesudėtingos konfigūracijos kogeneracinės jėgainės schemą. Šioje jėgainėje buvo įrengti du tokios pačios galios VDV ir du katilai, visi įrenginiai naudojo gamtines dujas. Šių įrenginių pagrindinės charakteristikos pateiktos 2.2 lentelėje (Hvide Sande ... 2010), o konfigūracija 2.6 paveiksle. Tuo tarpu Skagen jėgainėje buvo trys VDV, keturi katilai ir papildomai veikė atliekų deginimo gamykla.
- jėgainės šilumos akumuliacinėje talpoje įrengtų jutiklių temperatūros duomenys buvo registruojami kas 15 minučių.

2.2 lentelė. Hvide Sande kogeneracinės jėgainės gamybos įrenginių charakteristikos
Table 2.2. Characteristics of production units of Hvide Sande CHP plant

Įrenginys	Kiekis, vnt.	Galia, MW	Efektyvumas, %
Gamtinių dujų variklis (Caterpillar)	2	3,77 MW _e	40
		4,9 MW _{th}	52
Gamtinių dujų katilas	1	4,0 MW _{th}	100
Gamtinių dujų katilas	1	10,0 MW _{th}	108



2.6 pav. Hvide Sande kogenerācijas jēgainās konfigurācija
Fig. 2.6. Configuration of Hvide Sande CHP plant

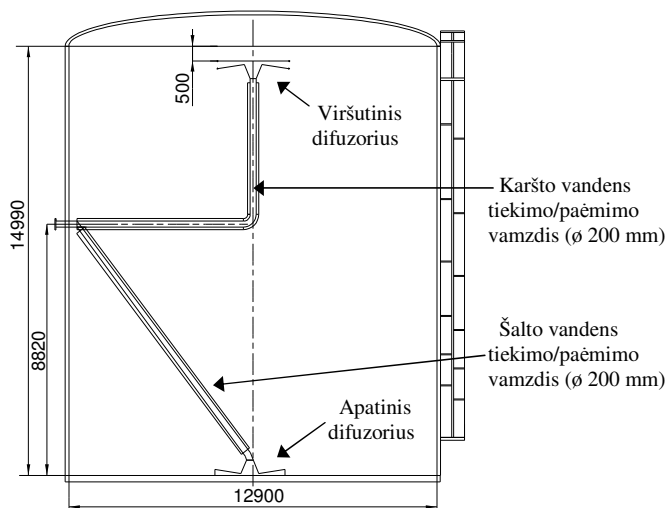
Per vienerius metus Hvide Sande jėgainė patiekia apie 41 100 MWh šilumos: 32 800 MWh iš kogeneratorių ir 8 300 MWh iš katilų. 1994 m. jėgainėje buvo įrengta šilumos akumuliacinė talpa, leidžianti akumuliuoti apie 130 MWh šilumos.

Pagrindiniai talpos, kurioje įkrovimo ir iškrovimo procesai vyksta tiesioginiu vandens pakeitimu, duomenys:

- tipas: antžeminė su 300 mm storio šilumine izoliacija;
- aukštis: 14,99 m, skersmuo: 12,9 m;
- tūris: bruto: 1960 m³, efektyvus: 1750 m³;
- maksimalus debitas: 200 m³/h.

Pagrindiniai talpos matmenys ir difuzorių išdėstymas pateikti 2.7 paveiksle.

Veikiant kogeneracinei jėgainei, į talpos viršų tiekiamo/paimamo karšto vandens temperatūra siekia apie 94–95 °C, o iš apačios tiekiamo/paimamo žemesnės temperatūros vandens apie 42–45 °C. Pažymėtina, kad talpos viršuje nedidelis erdvės tūris pripildomas azoto dujų, kas leidžia išvengti problemų, susijusių su talpos vidinio paviršiaus korozija.



2.7 pav. Hvide Sande kogeneracinės jėgainės akumuliacinė talpa
Fig. 2.7. Storage tank of Hvide Sande CHP plant

Hvide Sande jėgainė veikia konkurencinės realaus laiko Nord Pool Spot rinkos sąlygomis bei dalyvauja balansinėje elektros rinkoje. Jėgainę prižiūrintis operatorius kiekvieną dieną atlieka elektros kainos siūlymus 24 valandoms Nord Pool Spot rinkai. Kai elektros kaina rinkoje aukšta, kogeneratoriai veikia visu pajėgumu ir jėgainėje esanti akumuliacinė talpa paprastai užpildoma pertekline šiluma karšto vandens pavidalu iš VDV (Hvide Sande ... 2010). Pažymėtina, kad tik retais atvejais akumuliacinė talpa užpildoma šiluma, kurią tiekia katilai. Tai atsitinka, kai veikia 10 MW katilas, o šilumos poreikis yra mažesnis nei nominali katilo galia. Šis didesnio galingumo katilas dažniau naudojamas, nes turi didesnį šiluminį efektyvumą.

MVG praktikos metu buvo renkami šios kogeneracinės jėgainės veikimo duomenys, kurie yra tiesiogiai išmatuojami ir surenkami SCADA sistema. Matuojami ir registruojami duomenys yra šie: aplinkos oro temperatūra, į ir iš centralizuoto šilumos tiekimo tinklų grįžtamo ir tiekiamo vandens temperatūros, momentinis šilumos poreikis, abiejų variklių elektros gamyba, katilų šilumos gamyba, gamtinių dujų suvartojimas, tiekiamo į talpą ir grįžtamo iš talpos vandens temperatūros ir 15 temperatūros jutiklių, įrengtų talpos viduje, parodymai. Duomenų surinkimo sistemoje nėra įtraukti srauto greičio ar debito matuokliai, todėl tiekiamas ir atgaunamas šilumos kiekis iš akumuliacinės talpos yra apskaičiuojamas.

Iš viso talpoje įrengta 16 PT100 temperatūros jutiklių, kurie pateikia duomenis apie atskiruose talpos aukščiuose esančią temperatūrą, tačiau 9-asis jutiklis nėra prijungtas prie duomenų registravimo sistemos ir todėl tik 15 jutiklių parodymai įregistruojami. Apatinis temperatūros jutiklis yra įrengtas 0,5 m aukštyje nuo talpos dugno, o aukščiausiai esantis – 0,5 m žemiau viršutinio difuzoriaus. Viršutinis difuzorius įrengtas 14,49 m aukštyje. Šioje talpoje naudojami B klasės varžos temperatūros jutikliai turi tam tikrą jautrumą, kuris priklauso nuo matuojamos temperatūros dydžio (Peak sensors ... 2010):

$$t = \pm(0,3 + 0,005 \cdot |t|), \quad (2.18)$$

čia t – temperatūra, °C.

Taigi naudojamų temperatūros jutiklių paklaidos kinta nuo $\pm 0,50$ °C, esant 40 °C temperatūrai, iki $\pm 0,78$ °C, esant 95 °C akumuliuojamo vandens temperatūrai. Šių temperatūros jutiklių parodymai naudojami vidutinės talpos temperatūros nustatymui ir šilumos kiekio įvertinimui akumuliacinėje talpoje tam tikru metu. Operatoriaus naudojamoje programoje šilumos kiekis (MWh) apskaičiuojamas pagal tolesnę formulę:

$$Q = \left(\left(\frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n} - t_{return} \right) \cdot \frac{1,16 \cdot V}{1000} \right), \quad (2.19)$$

čia t_i – atskiro temperatūros jutiklio parodymas, °C; t_{return} – grįžtamoji temperatūra iš centralizuotų šilumos tinklų, °C; V – talpos tūris, m³; 1,16 – koeficientas įvertinantis, kad 1 Gcal = 1,16 MWh.

Jėgainės operatorius, žinodamas faktinį šilumos kiekį, esantį akumuliacinėje talpoje, gali planuoti tolesnį kogeneratorių veikimą ir elektros pardavimus ateityje. Hvide Sande kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos duomenys toliau yra naudojami pusiau analitinio ir skaitinio modeliavimo rezultatų patikrinimui ir šiluminės stratifikacijos rodiklio nustatymui bei jo kitimo pateikimui, esant realiems talpos veikimo režimams.

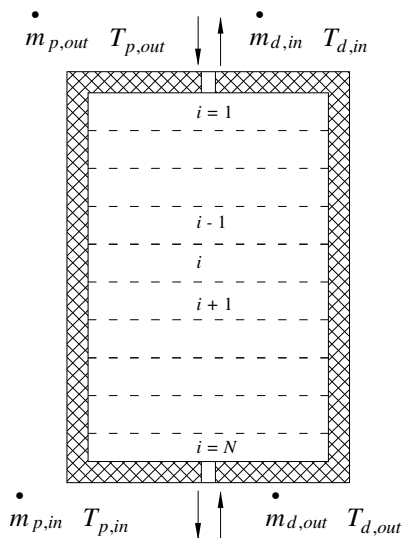
2.3. Pusiau analitinio tyrimo metodika

Siekiant greito, neimlaus kompiuterio sąnaudoms ir nesudėtingo inžineriniams pritaikymams temperatūros nustatymo stratifikuotoje akumuliacinėje talpoje pasirenkamas 1D pusiau analitinis skaičiavimas, nes temperatūros pasiskirsty-

mas didžiojoje talpos dalyje yra vienmatis. Tam tikslui nagrinėjama vertikali cilindro formos akumuliacinė talpa.

2.3.1. Energijos balanso modelis

Realistinis akumuliacinės talpos modelis atsižvelgia į talpoje esančią temperatūros stratifikaciją. Šiam tikslui įgyvendinti talpa sudalijama į N sluoksnių (2.8 pav.).



2.8 pav. Stratifikuotos akumuliacinės talpos pusiau analitinio skaičiavimo schema

Fig. 2.8. Semi-analytical calculation scheme of stratified storage tank

čia $\dot{m}$ – masės srautas, žymėjimai: p,out – iš gamybos kontūro, p,in – į gamybos kontūrą, d,in – į vartojimo kontūrą, d,out – iš vartojimo kontūro.

Kiekvienam sluoksniui užrašoma energijos balanso lygtis, kurioje įvertinamas šilumos tiekimas iš šilumos šaltinio (kogeneratoriaus), šilumos atidavimas vartotojui, šilumos nuostoliai per talpos sienes ir šiluminiai procesai, vykstantys akumuliavimo masėje: natūrali konvekcija ir savitasis šiluminis laidumas. Tikslus natūralios konvekcijos matematinis modeliavimas – sudėtingas procesas. Skaičiavimuose savitasis vandens laidumas ir natūrali konvekcija įvertinama efektyviuoju vertikaliuoju šiluminiu laidumu λ_{eff} . Perduodamas šilumos srautas iš sluoksnio $i - 1$ į sluoksnį i arba iš sluoksnio i į sluoksnį $i + 1$ apskaičiuojamas naudojant Furjė dėsnį. Tokiu būdu gaunama, kad šilumos srautas, tenkantis i sluoksniui, kurio aukštis z_i ir skerspjūvio plotas A_i , dėl efektyviojo vertikalaus šiluminio laidumo lygus (Eicker 2003):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{free} &= \dot{Q}_{free,i-1 \rightarrow i} - \dot{Q}_{free,i \rightarrow i+1} = -A_i \frac{\lambda_{eff}}{z_i} (T_i - T_{i-1}) - \\ &\left(-A_i \frac{\lambda_{eff}}{z_i} (T_{i+1} - T_i) \right) = A_i \frac{\lambda_{eff}}{z_i} (T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}). \end{aligned} \quad (2.20)$$

Efektyvusis vertikalus šilumos laidumas mažina vertikalią šilumos stratifikaciją talpoje. Štutgarto universiteto matavimų duomenimis gerai suprojektuotose talpose be vidinių šilumokaičių efektyvusis šiluminis laidumas yra vandens savitojo šiluminio laidumo srityje ($\lambda = 0,644 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, esant 50°C) (Eicker 2003). Pažymėtina, kad pasikeičiama šilumos kiekiu tarp sluoksnių ir dėl priverstinės konvekcijos. Pastarasis šilumos kiekis $\dot{Q}_{for}$ žymiai priklauso nuo masių srautų balanso talpoje. Tariant, kad masiniai srautai sluoksniuose lygūs, gaunama, kad pernešamas šilumos srautas priverstinės konvekcijos būdu yra:

$$\dot{Q}_{for} = \left(\dot{m} c_p \right)_{i-1} (T_{i-1} - T_i) + \left(\dot{m} c_p \right)_i (T_i - T_{i+1}) = \left(\dot{m} c_p \right)_i (T_{i-1} - T_{i+1}). \quad (2.21)$$

Tuose sluoksniuose, kuriuose vyksta tiesioginis įtekėjimas ar ištekėjimas iš šaltinio/vartotojo ar į šaltinį/vartotoją, taip pat reikia įvertinti, kad sluoksnio masės srautų balansas lygus nuliui. Taigi gaunama, kad energijos balanso lygtis kiekvienam sluoksniui gali būti užrašyta:

$$m c_p \frac{dT_i}{d\tau} = \dot{Q}_{p,i} - \dot{Q}_{d,i} - \dot{Q}_{l,i} + \dot{Q}_{free,i-1,i+1} + \dot{Q}_{for,i-1,i+1}, \quad (2.22)$$

čia indeksas p žymi šilumos šaltinio gamybą, d – vartotojo poreikį, l – šilumos nuostolius per talpos sienelės, $free$ – šilumos perdavimą laisvosios konvekcijos būdu.

Nustatant energijos pokytį tarp sluoksnių pirmiausiai apskaičiuojamas efektyvus masės srautas, t. y. debitas, pratekantis per talpą. Teigiamas efektyvus masės srautas, įtekantis iš sluoksnio $i-1$ į sluoksnį i , įvertinamas parametru $\psi_i^+ = 1$, o neigiamas masės srautas, įtekantis iš sluoksnio $i+1$ į sluoksnį i , parametru ψ_i^- . Tokiu būdu užrašomas energijos balansas kiekvienam sluoksniui (Dutré 1991; Eicker 2003):

$$\begin{aligned}
(m_i c_p) \frac{dT_i}{d\tau} = & \psi_i^p \left(\dot{m} c_p \right)_p (T_p - T_i) - \psi_i^d \left(\dot{m} c_p \right)_d (T_i - T_{d,out}) - \\
& k A_{pav,i} (T_i - T_a) + \psi_i^+ \dot{m}_i c_p (T_{i-1} - T_i) + \psi_i^- \dot{m}_{i+1} c_p (T_i - T_{i+1}) + \\
& A_i \frac{\lambda_{eff}}{z_i} (T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}),
\end{aligned} \quad (2.23)$$

čia $A_{pav,i}$ – sluoksnio išorinis šilumos mainų paviršiaus plotas, m^2 ; A_i – atitinkamo sluoksnio skerspjūvio plotas, m^2 ; k – šilumos perdavimo koeficientas, $W/(m^2 \cdot K)$; žymėjimas *out* reiškia išteklėjimą.

Parametras ψ įvertinimas taip:

$$\psi_i^p = \begin{cases} 1 & \text{kai } i = 1 \\ 0 & \text{kai } i \neq 1 \end{cases} \text{ t. y. iš šilumos šaltinio šiluma tiekama viršutiniam sluoksniui,}$$

$$\psi_i^d = \begin{cases} 1 & \text{kai } i = N \\ 0 & \text{kai } i \neq N \end{cases} \text{ t. y. srautas įteka į apatinį sluoksnį,}$$

$$\psi_i^+ = \begin{cases} 1 & \text{kai } \dot{m}_i > 0 \\ 0 & \text{kai } \dot{m}_i \leq 0 \end{cases} \text{ t. y. energija gaunama iš sluoksnio } i - 1 \text{ į sluoksnį } i,$$

$$\psi_i^- = \begin{cases} 1 & \text{kai } \dot{m}_{i+1} < 0 \\ 0 & \text{kai } \dot{m}_{i+1} \geq 0 \end{cases} \text{ t. y. energija tiekama iš sluoksnio } i + 1 \text{ į sluoksnį } i.$$

Šilumos perdavimo koeficientas per daugiasluoksnę sienelę gali būti apskaičiuojamas pagal formulę:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.24)$$

čia α_1 – šilumos atidavimo koeficientas nuo viduje tekančio fluido vidiniam sienelės paviršiui; α_2 – šilumos atidavimo koeficientas nuo išorinio sienelės paviršiaus fluidui; λ – šilumos laidumo koeficientas; δ – sluoksnio storis.

Šio tyrimo analizei visuminis šilumos perdavimo koeficientas nustatomas supaprastintai, t. y. kaip plokščiajai sieniei. Be to, kadangi vandens šilumos atidavimo koeficiento (α_1) tipinės reikšmės svyruoja tarp 500–10 000 $W/(m^2 \cdot K)$,

tai jo įtaka k koeficientui nedidelė (Vaitiekūnas ir Špakauskas 2003). Atsižvelgiant į tai, aukščiau esanti formulė perrašoma (Knudsen 2004):

$$k = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.25)$$

Tolesniuose skaičiavimuose i -tojo sluoksnio masė nustatoma kaip vandens tankio ir tūrio sandauga. Kadangi vandens tankis ir specifinė šiluma priklauso nuo temperatūros, tai šie dydžiai toliau gali būti apskaičiuojami (Maidment 1993, Бажан *et al.* 1989):

$$\rho = 1000 \cdot \left(1 - \frac{(t + 288,9414) \cdot (t - 3,9863)^2}{(508929,2 \cdot (t + 68,12963))} \right), \quad (2.26)$$

$$c_p = 4,20511 - 0,136578 \cdot 10^{-2} \cdot t + 0,152341 \cdot 10^{-4} \cdot t^2, \quad (2.27)$$

čia t – temperatūra, °C.

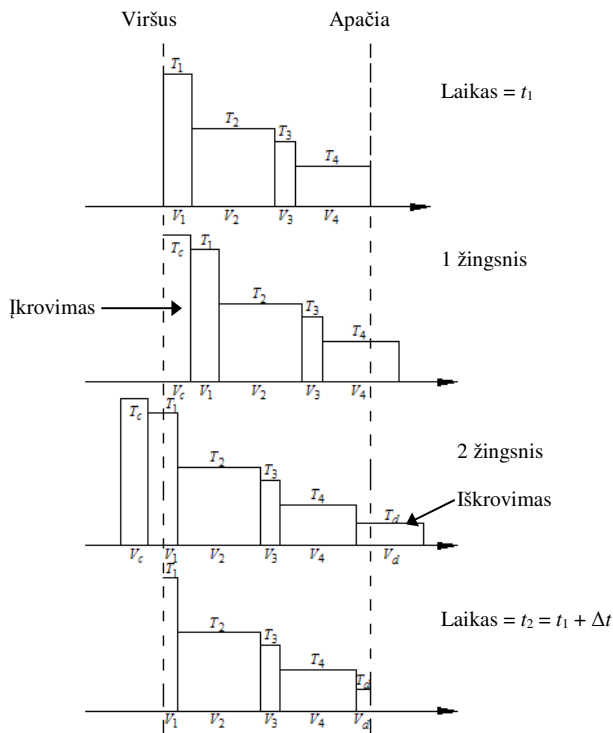
Kogeneracinės jėgainės akumuliacinėje talpoje paprastai vyksta tik įkrovimas arba tik iškrovimas atitinkamu metu. Taigi žinant pirminį temperatūros pasiskirstymą talpoje, (2.23) lygtis taikoma kiekvienam sluoksniui ir gaunamas pusiau analitinis temperatūros pasiskirstymas po tam tikro laiko. Temperatūros nustatymui taikytos (2.23) formulės modifikacijos tam tikruose sluoksniuose pateikiamos A priede.

2.3.2. „Sluoksnių išstūmimo“ modelis

Kitas plačiai taikomas modelis temperatūros nustatymui stratifikuotose talpose yra „sluoksnių išstūmimo“ modelis, kuris remiasi „kamštinio tekėjimo“ principu ir yra pateiktas 2.9 paveiksle. Šis modelis pirmą kartą pristatytas Kuhn *et al.* (1980) ir vėliau taip pat naudojamas (Duffie ir Beckman 2006). Šiuo atveju tariama, kad srauto greitis pastovus bet kuriame talpos skerspjūvio plote ir nenagrinėjamas kraštinis sluoksnis, esantis prie talpos vidinių sienelių.

Per laikotarpį pritekėjęs srauto tūris įterpiamas į talpos modelį, sudarytą iš N sluoksnių, atitinkamai toks pat fluideo tūris pašalinamas. Sluoksniai talpoje pakeičiami iš viršaus į apačią arba iš apačios į viršų, priklausomai nuo to, koks procesas vyksta, t. y. įkrovimas ar iškrovimas. Įgyvendinant šį modelį, kiekvienas akumuliacinės talpos sluoksnis aprašomas tokia lygtimi (Dincer ir Rosen 2002):

$$m_i c_{p_i} \frac{dT_i}{d\tau} = -k A_{pav,i} (T_i - T_a). \quad (2.28)$$



2.9 pav. „Kamštinio tekėjimo“ modelio talpos skaičiavimo principas (Kuhn *et al.* 1980)

Fig. 2.9. Principle of “plug flow” model calculation (Kuhn *et al.* 1980)

(2.28) lygties integravimas gali būti atliekamas įvairiais būdais. Naudojant Eulerio integravimo būdą, gauta tolesnė analitinė temperatūros išraiška (Tiwari 2002; Duffie ir Beckman 2006; Kalogirou 2009):

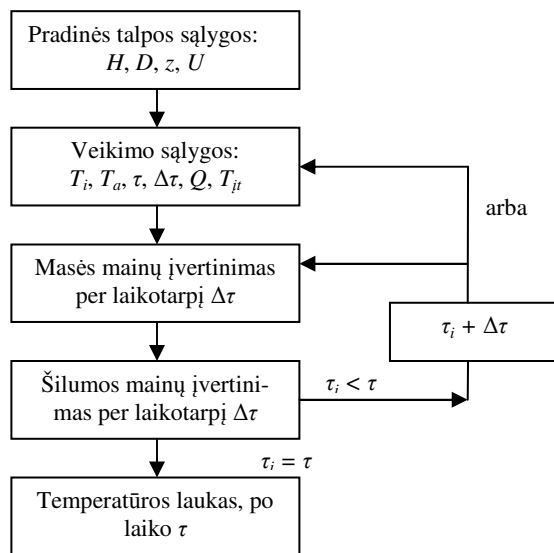
$$T_{i,\tau} = T_i + \frac{\Delta\tau}{V_i \rho_i c_{p,i}} \left(-kA_{pav,i} (T_i - T_a) \right). \quad (2.29)$$

Taip pat gali būti naudojamas ir kitas paplites šios lygties analitinis sprendinys (Dincer ir Rosen 2002):

$$T_{i,\tau} = T_a + (T_i - T_a) \exp \left(\frac{-kA_{pav,i} \Delta\tau}{\rho_i V_i c_{p,i}} \right), \quad (2.30)$$

čia $T_{i,\tau}$ – i -ojo sluoksnio temperatūra po laiko $\Delta\tau$.

Pritaikant šią lygtį visiems sluoksniams, nustatomas temperatūros pasiskirstymas talpoje bet kuriuo jos veikimo metu. „Sluoksnių išstūmimo“ modelis įgyvendinamas MS Excel aplinkoje tolesne tvarka, pateikta 2.10 paveiksle.



2.10 pav. „Sluoksnių išstūmimo“ modelio įgyvendinimo eiga

Fig. 2.10. Implementation order of “plug flow” model

čia τ – visas skaičiavimo laikotarpis, s, lygus $\tau = \Delta\tau \cdot n$; $\Delta\tau$ – laiko žingsnio dydis, s; τ_i – laikas, tam tikru skaičiavimo metu, s; n – laiko žingsnių skaičius. Atliekamuose modelio pritaikymo tyrimuose buvo vertinamas tik visas skaičiavimo laikotarpis, neskaidant jo į laiko žingsnius.

Įgyvendinant šį modelį, tariama, kad pradinės sąlygos nustatomos iš pradžių ir nekinta visą skaičiavimo laikotarpį, tuo tarpu veikimo arba dinaminės sąlygos gali keistis. Nustatant galutinį temperatūros pasiskirstymą, kai veikimo sąlygos kinta, skaičiavimo eiga kartojama nuo 2-ojo etapo, o kai veikimo sąlygos išlieka pastovios – nuo 3-iojo etapo.

2.4. Skaitinio tyrimo metodika

Skaitinis modeliavimas yra plačiai taikomas, kai siekiama nustatyti šiluminę stratifikaciją šilumos akumuliacinėse talpose. Tam tikslui gali būti naudojama įvairi programinė įranga, iš kurių labiausiai paplitusios šios programos: ANSYS, FLUENT, TRNSYS, PHOENICS ir kt. Šiluminės stratifikacijos akumuliacinėje

talpoje nagrinėjimo metu Vilniaus Gedimino technikos universitete buvo priimanamos dvi skaičiuojamosios fluidų dinamikos programos: ANSYS ir PHOENICS. Pirmoji iš jų remiasi baigtinių elementų metodu, o antroji – baigtinių tūrių metodu, kuris buvo specialiai išstobulintas šilumos pernešimo ir fluidų tekėjimo lygčių sprendimui ir yra detalai aprašytas Patankar'o (1980). Tolesniems skaičiavimams pasirinkta PHOENICS programa (3.5.1 versija), nes uždavinys gali būti modeliuojamas naudojant reguliarią tinklą, be to, čia galima lengvai taikyti fiksuotų reikšmių kraštinės sąlygas (Vaitiekūnas 2007).

PHOENICS sprendžia diskreitinę versiją sistemos lygčių, kurių diferencialinės lygtys apibendrinta forma yra tokios (PHOENICS 3.5.1 2002):

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial \tau}(r_i \rho_i \Phi_i)}_{\text{nestacionarumas}} + \text{div} \left(\underbrace{r_i \rho_i \vec{v}_i \Phi_i}_{\text{konvekcija}} - \underbrace{r_i \Gamma_{\Phi_i} \text{grad} \Phi_i}_{\text{difuzija}} \right) = \underbrace{r_i S_{\Phi_i}}_{\text{šaltinis}}, \quad (2.31)$$

čia τ – laikas, r_i – fazės i tūrinė dalis, ρ_i – fazės i tankis, Φ_i – fazės i priklausomasis kintamasis, $\vec{v}_i$ – fazės i greičio vektorius, Γ_{Φ_i} – kintamojo Φ_i mainų koeficientas, S_{Φ_i} – srauto (šaltinio) narys kintamajam Φ_i .

Ši lygtis yra duotam laiko momentui ir sprendžiama laminariniam procesui. Turbulentiniam procesui lygtis vidurkinama pagal laiką. Esant vienfaziui procesui, (2.31) lygtis supaprastėja ir įgyja išraišką:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \text{div}(\rho \vec{v} \Phi - \Gamma_{\Phi} \text{grad} \Phi) = S_{\Phi}. \quad (2.32)$$

Pateikta lygtis tinka nestacionarių procesų analizei.

Φ apibendrintas kintamasis įvairiose lygčių sistemose įgyja įvairias reikšmes: 1 – nepertraukiamumo lygtyje, u , v , w – greičio vektoriaus dedamosios koordinatų kryptimis judėjimo lygtyse ir $c_p T$ – specifinė šiluma ir temperatūra energijos lygtyje (Petkevičienė *et al.* 2003; Gajapathy *et al.* 2008).

Lygčių sistemai uždaryti PHOENICS'e turi būti apibrėžti pagalbiniai kintamieji ir ribinės sąlygos. Ar ribinių sąlygų reikia, nustatoma integruojant (2.31) lygtis visu tūriu V apribotu paviršiumi A , naudojant divergencijos (Gauso ir Ostrogradskio) teoremą (Vaitiekūnas 2007):

$$\iint_A dA (r_i \rho_i \vec{v}_i \Phi_i - r_i \Gamma_{\Phi_i} \text{grad} \Phi_i)_n = \iiint_V dV \left[r_i S_{\Phi_i} - \frac{\partial}{\partial \tau} (r_i \rho_i \Phi_i) \right]. \quad (2.33)$$

Jas nustatant, gaunami konvekciniai ir difuziniai srautai normaliniam paviršiui:

$$(r_i \rho_i \vec{v}_i \Phi_i - r_i \Gamma_{\Phi_i} \text{grad} \Phi_i). \quad (2.34)$$

Ribinėms sąlygoms nustatyti PHOENICS'e reikia rasti paviršiaus plotelius, kuriuose turi būti nenuliniai srautai. Slėgio kintamasis yra susietas su tolydumo lygtimi, kurios integravimas srities tūriu, naudojant divergencijos teoremą, rodo, kad tai, kas turi būti nustatyta ant srities paviršiaus, yra normalinis paviršiui masės srautas. Tokiu būdu ribinės slėgio kintamojo sąlygos rodo masės srautą.

Pagrindinės lygtys

Vykstantys nestacionarūs šilumos ir masės mainų procesai akumuliacinėje talpoje aprašomi tokiomis lygtimis, kurių vektorinė išraiška:

Nepertraukiamumo lygtis:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0, \quad (2.35)$$

Judėjimo lygtis:

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial \tau} + (\rho \vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g}, \quad (2.36)$$

Energijos lygtis:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \vec{v} \cdot \nabla T = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T, \quad (2.37)$$

čia $\vec{v}$ – greičio vektorius; ∇ – gradiento operatorius; ∇^2 – Laplaso operatorius.

Modeliuojant šilumos ir masės procesus cilindrinuose objektuose, patogiau naudoti cilindrinės koordinatės r ir φ , kurios dar vadinamos polinėmis koordinatėmis. Skaliarinėje formoje, esant cilindrinų koordinatėlių sistemai, šios lygtys atitinkamai užrašomos nestacionariam 2D uždaviniui:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0, \quad (2.38)$$

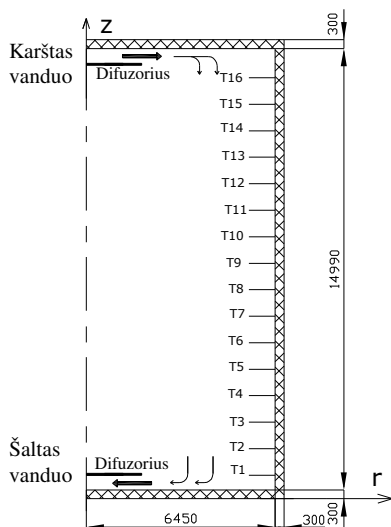
$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \right) + \rho g, \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} - \frac{v}{r^2} \right), \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (2.41)$$

čia v – greičio dedamoji spindulio kryptimi, m/s; w – greičio dedamoji ašies kryptimi, m/s.

Siekiant sumodeliuoti 2D temperatūros pasiskirstymą talpoje, pasirenkama pusė Hvide Sande kogeneracinės jėgainės talpos vertikalus pjūvis per z ašį, kuris, pavaizduota 2.11 paveiksle.



2.11 pav. Modeliuojama akumuliacinės talpos sritis

Fig. 2.11. Simulated domain of storage tank

Pernešimo lygčių skaitiniam modeliavimui baigtinių tūrių metodu buvo sudaryta tinklinė sritis, susidedanti iš kelių ląstelių tipų: visiškai užblokuotos ląstelės naudojamos talpos izoliaciniam sluoksniui ir difuzorių nustatymui bei neužblokuotos – vandens sričiai. Erdvės tinklelio dydis yra $1 \times 40 \times 58$ (φ , r , z), kas sudaro $105,3 \text{ m}^2$. Skaičiavimams imami talpos išmatavimai yra šie: aukštis – $15,6 \text{ m}$ ir pusė skersmens – $6,75 \text{ m}$, išmatavimai pateikti kartu su izoliacinio sluoksnio storiais. Darbe taip pat yra išbandyti keli skirtingo tankumo tinkleliai. Skaitiniame modeliavime nagrinėjami tik laminariniai srautai. Šiluminės ir fizinės naudojamų medžiagų savybės pateiktos 2.3 lentelėje.

Konvekcinio operatoriaus diskretizacijai naudojama hibridinė schema, kurioje „prieš vėją“ (angl. upwind) schema naudojama, jei Peklė skaičius yra didesnis kaip du, ir yra naudojami centriniai skirtumai, jei Peklė skaičius yra du ar mažesnis. Ši schema yra tikslesnė už „prieš vėją“ schemą (Vaitiekūnas ir Špakauskas 2003). Srauto įtekėjimo ir ištekėjimo į ir iš talpos sąlygos buvo parenkamos tokios pačios, kokios buvo užfiksuotos Hvide Sande kogeneracinės jėgainės akumuliacinėje talpoje. Slėgio, greičių vektorių (v ir w) ir temperatūros kintamieji buvo sprendžiami (2.31) lygties srauto, konvekcijos, difuzijos ir nestacionaumo nariuose.

2.3 lentelė. Skaitiniame modeliavime naudojamų medžiagų savybės

Table 2.3. Properties of materials used in numerical simulation

Savybė	Vanduo (20 °C)	Plienai (27 °C)	Stiklo vata (27 °C)
Tankis, kg/m ³	998,23	7800,0	48,0
Kinematinė klampa, m ² /s	1,006·10 ⁻⁶	–	–
Specifinė šiluma, J/(kg·K)	4181,0	473,0	1100,0
Šiluminio laidumo koeficientas, W/(m·K)	0,597	43,0	0,038
Šiluminio plėtimosi koeficientas	1,18·10 ⁻⁴	0,37·10 ⁻⁵	0,58·10 ⁻⁵
Prandtl skaičius	7,033	–	–
1/Jungo modulis, m ² /N	–	0,5·10 ⁻¹¹	0,145·10 ⁻¹⁰

Pradinės ir kraštinės sąlygos

Pradinės sąlygas sudaro slėgis, greičių ir temperatūros laukai pradinio laiko momentu $\tau = 0$. Nagrinėjamu atveju tai galima išreikšti matematiškai:

$$p = p_0, \quad T_i = T_{0,i}, \quad v = w = 0. \quad (2.42)$$

Pradinės temperatūros reikšmės suteikiamos visiems vandens sluoksniams ir išoriniam talpos izoliacijos sluoksniui, kuriam priskiriama aplinkos temperatūros reikšmė.

Kraštinės sąlygos nusako įtekėjimą ir ištekėjimą iš talpos. Nagrinėjamu akumuliacinės talpos įkrovimo proceso atveju įtekantis srautas, kai $r = 0$, $z = H - h_{iz}$, nusakomas greičiu v , kuris apskaičiuojamas iš tūrinio debito, ir greičiu w , kuris nagrinėjamu atveju lygus 0, taip pat suteikiama įtekančio vandens srauto temperatūra. Iš talpos apačios ($r = 0$, $z = h_{iz}$) ištekančiam srautui suteikiamos tokios pačios greičių reikšmės. Skaičiavimuose laikoma, kad sienelės pasižymi neprilipimo savybe.

2.5. Antrojo skyriaus apibendrinimas

Antrajame skyriuje aprašytas ekonominis šilumos akumuliacinės talpos tūrio parinkimo būdas naudojant atvejo analizės metodiką. Šis metodas buvo suskaidytas į vartotojų poreikių išskyrimą, ekonominių ir technologinių aplinkybių įvertinimą, analizuojamų atvejų sudarymą, nagrinėjamos schemos pateikimą, ekonomiškai optimalaus akumuliacinės talpos tūrio nustatymo algoritmą ir jo patobulinimą, įvertinant šiluminę stratifikaciją bei naudojamo imitacinio modelio taikymą.

Vėliau buvo parengta pusiau analitinio ir skaitinio tyrimo metodika, skirta nustatyti šiluminę stratifikaciją, susiformuojančią akumuliacinės talpos viduje. Parengti du pusiau analitiniai 1D modeliai: pirmasis naudoja energijos balanso metodiką, o antrasis – „sluoksnių išstūmimo“ metodiką. Abu modeliai įvertina, kad vandens tankis ir savitoji izobarinė šiluma priklauso nuo temperatūros. Šie pusiau analitiniai modeliai gali būti nesudėtingai įgyvendinti ir pritaikyti inžineriniams skaičiavimams.

Siekiant atsižvelgti į erdvinius procesus, vykstančius talpoje, sudarytas 2D skaitinis modelis baigtinių tūrių metodo programų paketu PHOENICS. Pristatytų modelių patikrinimui ir tikslumo įvertinimui aprašytas realios šilumos akumuliacinės talpos veikimas ir modelis Hvide Sande kogeneracinėje jėgainėje.

Taigi, iš pradžių nustatomas ekonominis šilumos akumuliacinės talpos tūris, atsižvelgiant į vartotojo specifiką, ekonomines ir technologines aplinkybes. Toliau, siekiant įvertinti šiame tūryje vykstančius šilumos ir masės pernašos procesus, modeliuojamas temperatūros pasiskirstymas pusiau analitiniu arba skaitiniu būdu. Modeliavimo būdo pasirinkimą lemia skaičiuotojo kvalifikacija. Gauti temperatūros modeliavimo rezultatai vėliau galės būti naudojami šilumos kiekiui talpoje nustatyti, šiluminei stratifikacijai įvertinti ir efektyviam tūriui apskaičiuoti bet kurio talpos veikimo metu.

Akumuliacinės talpos tūrio parinkimo ekonominė analizė

Šių tyrimų tikslas – pateikti akumuliacinės talpos tūrio parinkimo algoritmo taikymą nedidelės galios kogeneracinei jėgainei. Kartu su šilumos akumuliacinės talpos tūrio ekonominiu nustatymu atliekama kogeneratoriaus galios paieška, esant skirtingai sistemos veikimo strategijai ir elektros tarifui. Veikiant kogeneracinei jėgainei, analizuojami akumuliacinės talpos įkrovimo ir iškrovimo procesai bei jų kaita.

Atlikus kogeneracinės jėgainės pagrindinių įrenginių dydžių modeliavimą su energyPRO programa, rezultatai importuojami į MS Excel, kur apskaičiuojami ekonominiai visos sistemos rodikliai. Realaus laiko elektros rinkos sąlygomis kogeneracinės jėgainės optimizavimas atliekamas Lietuvos ir Vokietijos rinkos sąlygomis. Ekonominiuose skaičiavimuose naudotas pagrindinis vertinimo kriterijus – grynoji dabartinė vertė (20 metų).

Skyriaus tematika paskelbti trys autorės straipsniai (Streckienė ir Martinaitis 2008; Streckienė *et al.* 2009; Streckienė *et al.* 2011)

3.1. Pagrindinės skaičiavimų prielaidos

Atliekant ekonominius skaičiavimus, gamtinių dujų, elektros ir šilumos kainos įvertintos, remiantis 2010 m. vasario–birželio mėnesių kainodara ir teisine baze, galiojančia Lietuvoje. Vertinant kogeneratoriaus kainą, nėra atsižvelgiama į jo galią, t. y. santykinė galios kaina yra vienoda. Skaičiavimuose pasirenkama, kad vartotojas pagamintą elektrą pirmiausiai naudoja savo reikmėms, o jos perteklių gali parduoti. Pagrindinės skaičiavimo prielaidos pateikiamos 3.1 lentelėje (Andersen 2007b; LR aplinkos ministerija 2009).

3.1 lentelė. Ekonominių skaičiavimų prielaidos

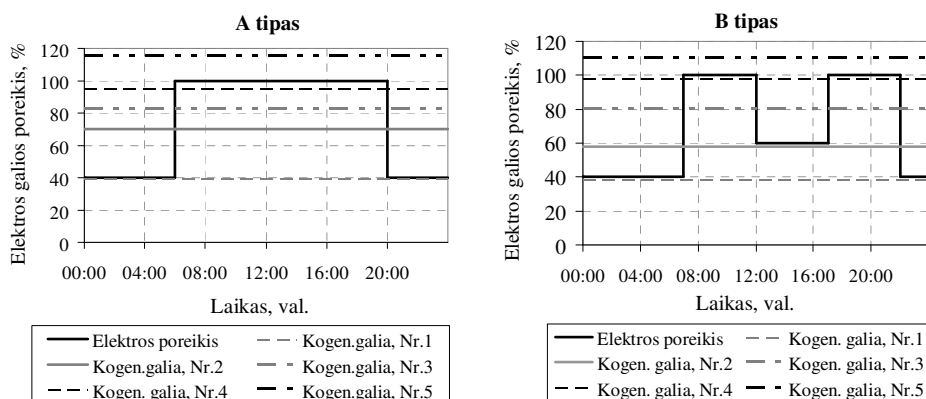
Table 3.1. Assumptions of economic calculations

GDV ir PAL skaičiavimo prielaidos	Sistemos veikimo ekonominės prielaidos	Technologinės prielaidos
Realio diskonto norma: 4,0 %	Eksplotavimo išlaidos Kogeneratoriaus aptarnavimas: 27,62 Lt/MWh _e Kogeneratoriaus paleidimas: 27,62 Lt/startas 1 MW _e Katilo aptarnavimas – 3,45 Lt/MWh pagamintos šilumos	Kogeneratorius Šiluminis efektyvumas: 47,0 % Elektrinis efektyvumas: 40,0 % CO ₂ – 242 kg/MWh kuro, NO _x – 0,160 kg/GJ kuro.
Investicijos Kogeneratorius: 2,3 mln. Lt/MW _e Akumuliacinė talpa: 925 Lt/m ³ Investicijų ilgaamžiškumas: 20 metų	Mokesčiai už aplinkos taršą: CO ₂ – 35 Lt/t SO ₂ – 4324 Lt/t NO _x – 1875 Lt/t	Katilas Efektyvumas: 90,9 % SO ₂ – 0,0003 kg/GJ (kuro), NO _x – 0,160 kg/GJ (kuro), CO ₂ – 242 kg/MWh (kuro)
	Parduodamos elektros kaina – 200 Lt/MWh _e (jei nedalyvaujama realaus laiko elektros rinkoje)	Kuras: gamtinės dujos, šiluminė vertė – 9,3 kWh/m ³ Šilumos akumuliacinė talpa Temperatūrų skirtumas: 45 °C Išnaudojimas: 90,0 %

Norint pasiekti geresnį VDV veikimą, tariama, kad kogeneratoriaus minimalus veikimo laikas 2 valandos. Sistemos su kogeneracija GDV padidėjimas apskaičiuojamas kaip mokesčių už energetinius išteklius sumažėjimas lyginant su baziniu atveju, kai nėra kogeneracijos.

3.2. A ir B tipų vartotojų charakteristikos

Kai vartotojas įrengia kogeneracinę jėgainę, norėdamas padengti dalį savo elektros poreikių, nagrinėjami du vartotojų elektros ir buitinio karšto vandens poreikių variantai: A tipas ir B tipas, pavaizduoti 3.1 paveiksle. A tipo vartotojas apibūdinamas tokiu scenarijumi, kai yra tik vienas karšto vandens ir elektros poreikių padidėjimas per parą, o B tipo vartotojas – kai per parą yra du karšto vandens ir elektros poreikių padidėjimai.



3.1 pav. Kogeneratoriaus galios parinkimas A ir B tipų atvejais
Fig. 3.1. Selection of CHP unit capacity in cases of types A and B

Kiekvienu nagrinėjamu atveju pirmiausiai parenkamas minimalios galios kogeneratorius (Nr. 1, 3.1 pav.) atsižvelgiant į elektros poreikius. A tipo vartotojų atvejais tolesniuose skaičiavimuose kogeneratoriaus galia didinama ir parenkami keli kogeneratoriai, kurių galia yra tarp minimalaus ir maksimalaus elektros galios poreikio (Nr. 4), Nr. 2 ir Nr. 3. B tipo vartotojų atvejais kita kogeneratoriaus galia (Nr. 2) atitinka arba yra kiek mažesnė už 12–17 valandos (tarpinio sumažėjimo) vartotojo elektros galios poreikį, o kogeneratoriaus galia Nr. 3 pasirenkama kaip tarpinis variantas tarp kogeneratoriaus galios Nr. 2 ir maksimalaus vartotojo elektros galios poreikio (Nr. 4). Esant galimybei elektrą parduoti, nagrinėjamas kogeneracinės jėgainės veikimas, kurioje kogeneratoriaus galia didesnė negu maksimalus momentinis elektros galios poreikis (Nr. 5). Pažymėtina, kad A ir B tipo vartotojai gali įrengti skirtingos galios kogeneracines jėgaines, nes skiriasi šių vartotojų poreikių kreivės.

Abiem vartotojų tipams nagrinėjamos jėgainės veikimo strategijos, kai galima parduoti elektrą ir kai negalima. Pastaruoju atveju kogeneratorius veikia tik tada, kai jo galia yra mažesnė ar lygi vartotojo reikalaujamai elektros galiai

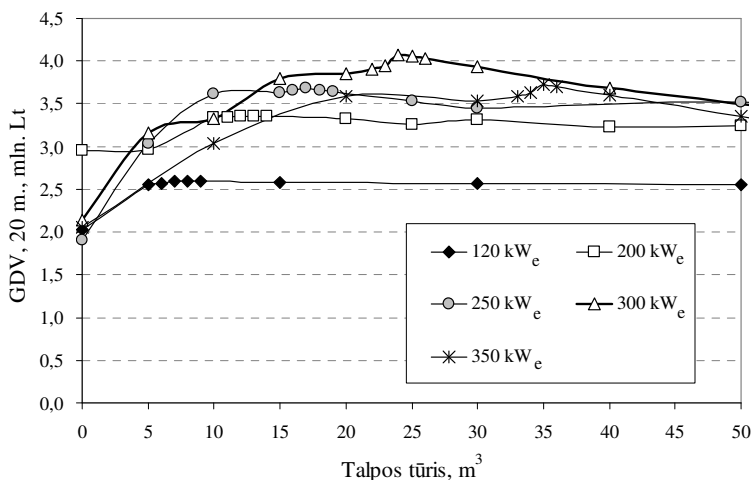
atitinkamu metu. Kiekvienu atveju analizuojamas ekonomiškai optimalios kogeneracinės jėgainės įrenginių derinys (kogeneratoriaus galios ir talpos tūrio) ir skirtingo tūrio akumuliacinių talpų veikimo režimai.

3.3. Akumuliacinės talpos tūrio optimizavimas, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu

Šiame poskyryje nagrinėjama kogeneracinės jėgainės veikimo strategija, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu lyginant su gamtinių dujų katilu.

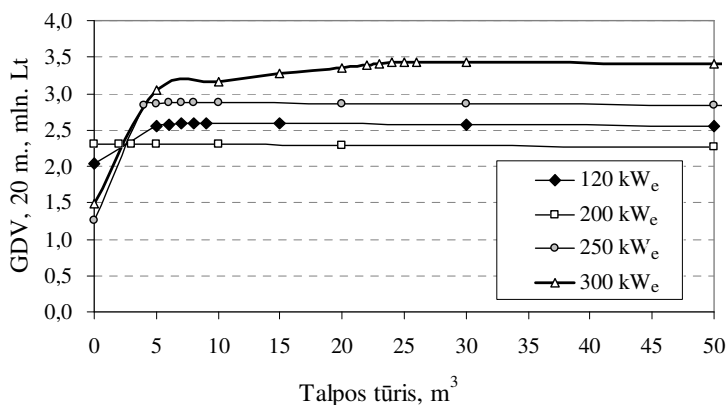
3.3.1. A tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės analizė

Esant vienos laiko zonos elektros tarifui, ekonominio šilumos akumuliacinės talpos tūrio radimas iliustruojamas vartotojo pavyzdžiu, kurio metiniai poreikiai yra: 2000 MWh elektra, 1800 MWh buitinis karštas vanduo ir 5500 MWh šildymas. Analizės metu nustatyta, kad, jei įrengiamas minimalios galios kogeneratorius, elektra neparduodama. Kogeneracinių jėgainių GDV priklausomybės nuo talpos tūrio, kai elektrą galima parduoti ir kai negalima, pavaizduotos 3.2 ir 3.3 paveiksluose.



3.2 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai kogeneracinės jėgainės įrenginių kombinacijai, A-PV-N

Fig. 3.2. NPV dependence given a different combination of CHP plant equipment, A-PV-N



3.3 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai kogeneracinės jėgainės įrenginių kombinacijai, A-PV-R

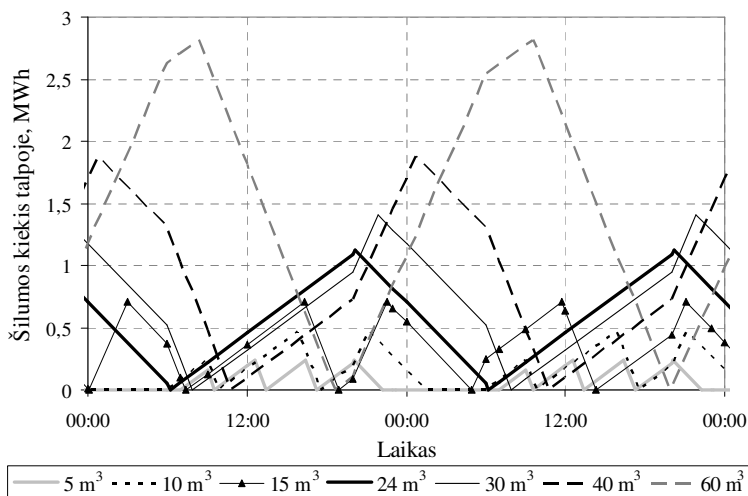
Fig. 3.3. NPV dependence given a different combination of CHP plant equipment, A-PV-R

Paveiksluose naudojamų sutrumpinimų paaiškinimas pateiktas 2.1.3 skyrelyje.

Matyti, kad abiem atvejais 120 kW_e kogeneracinėje jėgainėje (Kogen. galia, Nr. 1) ekonomiškai optimali akumuliacinė talpa yra 7 m³, kai pasiekama didžiausia GDV. Toliau didinant talpos dydį, jis neišnaudojamas. Šiuo atveju gaunama, kad, kai kogeneratoriaus elektrinė galia mažesnė už minimalų vartotojo elektros galios poreikį, nėra skirtumo tarp atvejų, kai yra ir nėra galimybės elektrą parduoti, nes visa pagaminta elektra sunaudojama savo reikmėms.

Atitinkamai buvo nustatytos ekonomiškai optimalios talpos 200, 250, 300 ir 350 kW_e kogeneratoriams nagrinėtam vartotojo atvejui. Remiantis GDV priklausomybėmis, gauta, kad didžiausia GDV reikšmė pasiekama, kai įrengiamas 300 kW_e kogeneratorius su 24 m³ akumuliacine talpa. Tokios kogeneracinės jėgainės įrengimas padeda užtikrinti maksimalius vartotojo elektros galios poreikius. Palyginus atvejus, kai yra galimybė parduoti elektrą (3.2 pav.) ir kai nėra (3.3 pav.), gaunama, kad pirmuoju atveju sistemos GDV aukštesnė ir trumpesnis PAL, nes esant tokiam pat sistemos įrenginių deriniui, kogeneratorius ilgiau veikia ir pagamina daugiau elektros ir šilumos.

Nagrinėjant skirtingo tūrio akumuliacinių talpų veikimą 300 kW_e kogeneracinėje jėgainėje, pastebimi skirtumai, kai galima parduoti elektrą ir kai negalima. Esant galimybei parduoti elektrą, įvairaus tūrio talpų veikimas tokioje jėgainėje nešildymo sezono metu pavaizduotas 3.4 paveiksle.

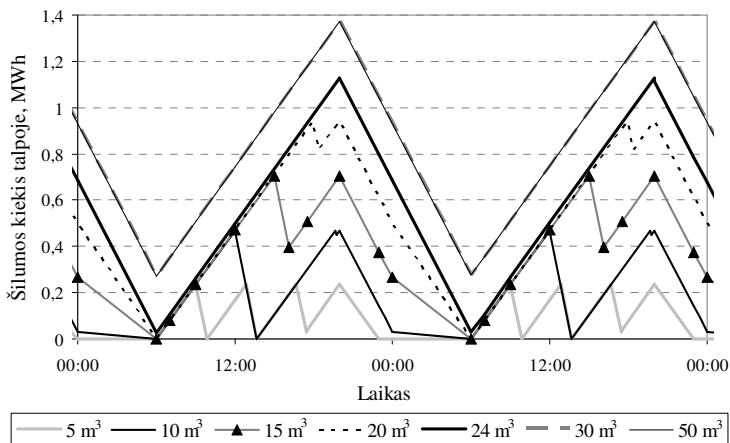


3.4 pav. Įvairaus tūrio talpų veikimas 300 kW_e kogeneracinėje jėgainėje, A-N-PV
Fig. 3.4. Operation of tanks of various size in the CHP plant of 300 kW_e, A-N-PV

Iš paveikslo matyti, kad mažesnio tūrio talpa (5 m³ ir 10 m³) dažnai įsikrauna ir išsikrauna net per vieną dieną. Esant dažnam talpos įkrovimui ir iškrovimui, trikdomas kogeneratoriaus veikimas, nes šis įrenginys taip pat yra dažnai paleidžiamas ir sustabdomas. Tuo tarpu per didelio tūrio akumuliacinė talpa, kai pasirinkta strategija yra, kad kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu, perkelia kogeneratoriaus gamybą laike, pvz., į naktį, ir ne visada gaunamas didžiausias ekonominis efektas (Streckienė ir Martinaitis 2008).

Pažymėtina, kad nešildymo sezonas labiausiai nagrinėjamas, nes aktyviu šildymo sezono metu visa generatoriaus pagaminta šiluma suvartojama ir akumuliacinė talpa yra beveik nenaudojama. Tuo tarpu nešildymo sezono laikotarpiu pasireiškia buitinio karšto vandens naudojimo nepastovumas, kas daro įtaką kogeneratoriaus ir akumuliacinės talpos veikimui.

Kai vartotojas neplanuoja parduoti elektros, 300 kW_e kogeneracinėje jėgainėje talpos tūrį didinti daugiau kaip 24 m³ neapsimoka ne tik ekonominiu, bet ir fiziniu požiūriu; tai atsispindi 3.5 paveiksle, vaizduojančiame skirtingo tūrio talpų veikimą. Šio scenarijaus atveju gauta, kad tiek 30 m³, tiek 50 m³ talpos veikimas sutampa. Tai rodo, kad akumuliacinė talpa, kurios tūris per didelis, nešildymo sezono metu nėra visiškai išnaudojama, nes neįkraunama iki jos maksimalios šiluminės galios. Taip pat pastebima, kad per mažo tūrio talpa (5, 10, 15, 20 m³) įsikrauna kelis kartus per parą, o kogeneratorius turi būti papildomai sustabdomas ir paleidžiamas.



3.5 pav. Įvairaus tūrio talpų veikimas 300 kW_e kogeneracinėje jėgainėje, A-R-PV
Fig. 3.5. Operation of tanks of various size in the CHP plant of 300 kW_e, A-R-PV

Analizės metu papildomai buvo įvestas rodiklis, atspindintis santykį tarp paties vartotojo sunaudotos elektros, pagamintos kogeneratoriuje (MWh/metus), ir viso metinio vartotojo elektros poreikio – EK/EP. Nagrinėjant aukščiau detaliizuoto vartotojo galimas jėgainių konfigūracijas, gauta, kad didžiausias EK/EP santykis pasiekiamas esant ekonomiškai optimaliam kogeneracinės jėgainės įrenginių deriniui – 300 kW_e kogeneratoriui su 24 m³ talpa.

Optimalūs kogeneracinių jėgainių įrenginių deriniai, parinkti visiems analizuotiems A tipo vartotojų atvejams, kai elektra parduodama, pateikti 3.2 lentelėje. Lentelėje pateiktų vartotojų atvejų, turinčių skirtingus poreikius, numerijimas bus toliau naudojamas ir kituose skyreliuose.

3.2 lentelė. Optimalių kogeneracinių jėgainių įrenginių derinių charakteristikos, A-1LZ-N

Table 3.2. Characteristics of optimal combinations of CHP plants equipment, A-1LZ-N

Vartotojo atvejis	Elektros poreikis, MWh/metus	Šilumos poreikis, MWh/metus		Kogeneratorius, MW _e	Talpa m³	Investicijos, mln. Lt	Šilumos gamyba kogen., MWh/metus	GDV, mln. Lt	EK/EP
		Karštas vanduo	Šild. ir vėd.						
1	500	300	1 200	76	9	0,184	534,8	0,842	0,729
2	1 000	600	1 800	150	17	0,363	1057,0	1,700	0,733
3	2 000	1 800	5 500	300	24	0,716	2393,3	4,078	0,849
4	2 000	1 300	5 500	300	33	0,725	2165,0	3,507	0,751
5	2 000	1 800	5 000	300	24	0,716	2392,9	4,077	0,849
6	2 660	1 800	5 500	400	44	0,966	2914,9	4,772	0,765
7	5 000	3 500	11 000	760	83	1,835	5575,9	9,133	0,778

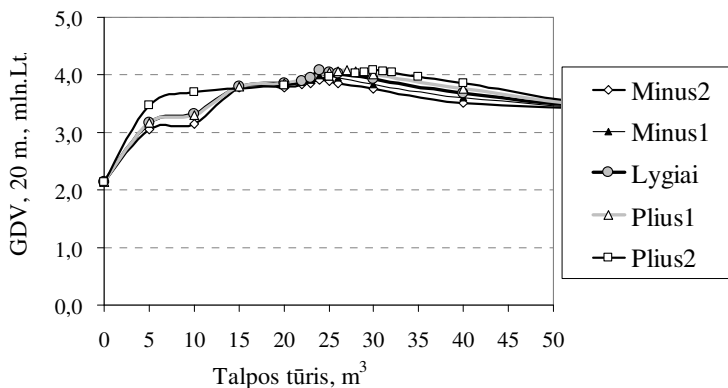
Kai elektrą galima parduoti, optimalių sprendinių kogeneratorius pateikia 32–44 % reikalingos šilumos, o santykinis talpos tūris turi būti nuo 10 iki 17 m³/1000 MWh patiektos metinės šilumos. Tuo tarpu realaus laiko elektros rinkos sąlygomis santykinis talpos tūris dažnai būna apie 50 m³/1000 MW patiektos metinės šilumos (IEA 2005). Šis skirtumas paaiškinamas tuo, kad realaus laiko rinkos sąlygomis veikiančios jėgainės dažniausiai pagamina apie 80 % vartotojui reikalingos šilumos, o visa pagaminta elektra parduodama. Fiksuotos elektros rinkos sąlygomis kogeneratorius patenkina žymiai mažesnę vartotojo šilumos poreikių dalį ir esant pasirinktai skaičiavimo strategijai, didžioji pagamintos elektros dalis sunaudojama pačio vartotojo.

Iš gautos lentelės matyti, kad 3 ir 5 vartotojų atvejų optimalūs kogeneracinių jėgainių deriniai leidžia gauti didžiausius EK/EP santykius. Mažiausi EK/EP santykiai apskaičiuojami, kai veikia 1 ir 2 vartotojų atvejų kogeneracinių jėgainių įrenginiai. Šis skirtumas kyla iš pasirinktų skirtingų vartotojo poreikių. 1 ir 2 vartotojų atvejai pasižymi mažiausiu elektros ir karšto vandens santykiu, o 3 ir 5 vartotojų atvejai – didžiausiu. Analizės metu gauta, kad būtinio karšto vandens poreikis turi didesnę įtaką EK/EP santykiui negu šilumos poreikis šildymui. Tai paaiškinama tuo, kad karšto vandens poreikis tiesiogiai daro įtaką kogeneratoriaus ir talpos veikimui nešildymo sezono metu.

Pažymėtina, kad visų A tipo vartotojų atvejų, kai elektrą galima parduoti, optimalių kogeneracinių jėgainių įrenginių deriniai sutampa su atitinkamais jėgainių įrenginių deriniais, kai nėra galimybės parduoti elektrą (3.2 lentelė). Šiuo atveju buvo gautos mažesnės GDV ir ilgesni PAL. Be to, nesant elektros pardavimo, ekonomiškai geriausių sprendinių kogeneratorius patiekia apie 22–31 % reikalingos šilumos, o EK/EP santykis skirtinguose variantuose yra 0,62–0,74.

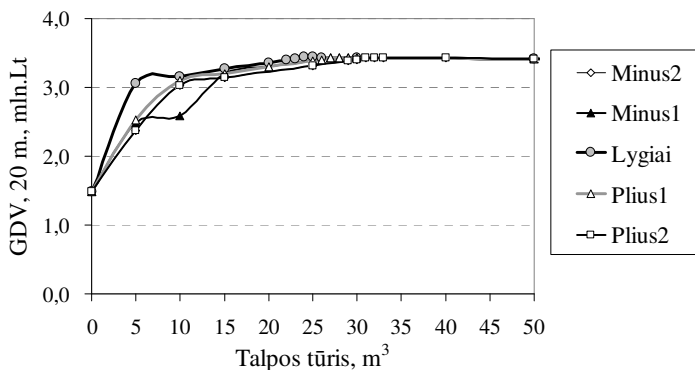
Analizuojant elektros ir būtinio karšto vandens poreikių pikų pasislinkimą laike, buvo nagrinėjama 300 kW_e kogeneracinė jėgainė, kurią įrengia anksčiau detalizuotas vartotojas. Tais atvejais, kai elektros poreikio padidėjimas pasireiškia 1 valanda vėliau, variantas pavadinamas „Plius1“, 2 valandomis vėliau – „Plius2“, jei anksčiau – atitinkamai „Minus1“ ir „Minus2“. Kai poreikiai sutampa, variantas pažymimas „Lygiai“. Kogeneracinių jėgainių GDV priklausomybės nuo talpos tūrio, kai elektra parduodama ir kai neparduodama, esant poreikių pasislinkimui laike, pavaizduotos 3.6 ir 3.7 paveiksluose.

Analizės metu gauta, kad ekonomiškai optimaliam akumuliacinės talpos tūriui turi įtaką vartotojo būtinio karšto vandens ir elektros poreikių išsidėstymas laike. Tariant, kad elektrą galima parduoti reikalingas akumuliacinės talpos tūris padidėjo, kai elektros poreikio pikas atsiranda vėliau negu karšto vandens poreikio pikas. Nustatyta, kad kuo anksčiau įvyksta elektros poreikio padidėjimas, tuo labiau sumažėja visos sistemos GDV ir ilgėja PAL, nes sumažėja kogeneratoriaus pagaminamas elektros kiekis.



3.6 pav. GDV priklausomybė nuo talpos tūrio esant poreikių pikų nesutapimui laike, A-1LZ-N

Fig. 3.6. NPV dependency on tank volume when peaks of demands vary in the time, A-1LZ-N



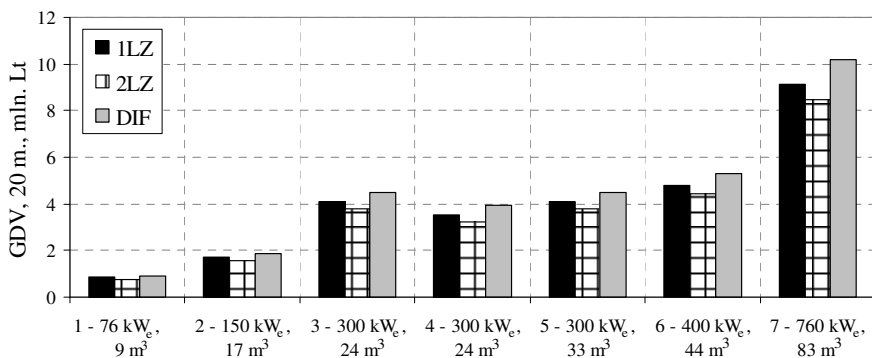
3.7 pav. GDV priklausomybė nuo talpos tūrio esant poreikių pikų nesutapimui laike, A-1LZ-R

Fig. 3.7. NPV dependency on tank volume when peaks of demands vary in the time, A-1LZ-R

Nagrinėjant kogeneracinės jėgainės veikimo strategiją, kai nėra galimybės parduoti elektrą, nustatyta, kad mažiausias akumuliacinės talpos tūris reikalingas, kai poreikių pikai sutampa.

Kai karšto vandens ir elektros poreikių pikai laike nesutampa, veikiant kogeneracinei jėgainei akumuliacinės talpos įsikrovimo ir išsikrovimo kreivės skyla į kelias dalis. Anksčiau įvykus elektros negu karšto vandens poreikių pikui, talpa iš pradžių staigiau pradeda įsikrauti, o po to, atsiradus karšto vandens poreikio padidėjimui, tik dalis kogeneratoriaus gaminamos šilumos patenka į talpą ir talpos įkrovimo kreivė plokštėja.

Esant A tipo vartotojo poreikių išsidėstymui, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu, elektros tarifo struktūra neturi įtakos talpos tūrio ir kogeneratoriaus galios dydžiams tiek esant, tiek ir nesant galimybės parduoti elektrą. Nustatyti kogeneracinių jėgainių įrenginių deriniai esant vienos laiko zonos tarifui atitinka derinius, esant dviejų laiko zonų ir diferencijuoto pagal laiko intervalus tarifams, skiriasi tik sistemų ekonominiai rodikliai. A tipo vartotojų skaičiuotųjų atvejų optimalių kogeneracinių jėgainių įrenginių derinių grafinis GDV palyginimas esant skirtingiems tarifams, kai elektra parduodama, pateiktas 3.8 paveiksle.



3.8 pav. Kogeneracinių jėgainių įrenginių derinių palyginimas esant skirtingiems elektros tarifams

Fig. 3.8. Comparison of equipment combinations of CHP plants under different electricity tariffs

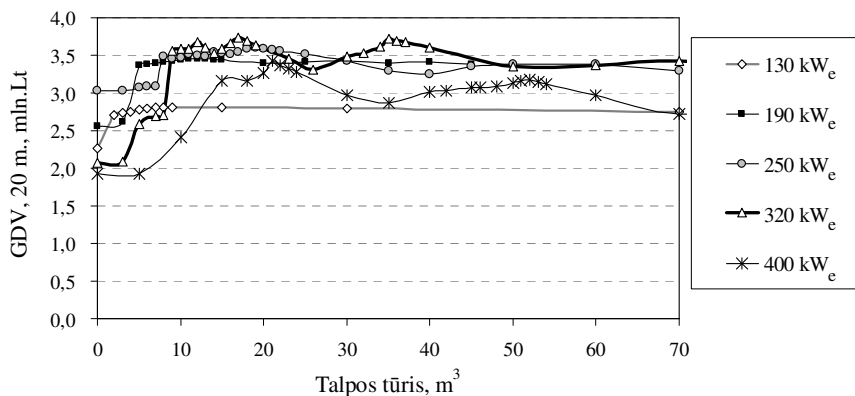
Gauta, kad jei vartotojui būtų galimybė naudotis diferencijuotu pagal laiko intervalus elektros tarifu, tai būtų gauta didžiausia GDV įrengus kogeneracinę jėgainę su šilumos akumuliacine talpa. Mažiausiai patrauklus – dviejų laiko zonų tarifas.

3.3.2. B tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės analizė

Skaičiavimo tvarka iliustruojama to paties vartotojo poreikių pavyzdžiu (2000 MWh elektra, 1800 MWh buitinis karštas vanduo ir 5500 MWh šildymas). Skaičiavimai buvo pradėti pasirinkus minimalius elektros galios poreikius užtikrinančią kogeneratoriaus galią, kuriai esant nėra elektros pardavimo.

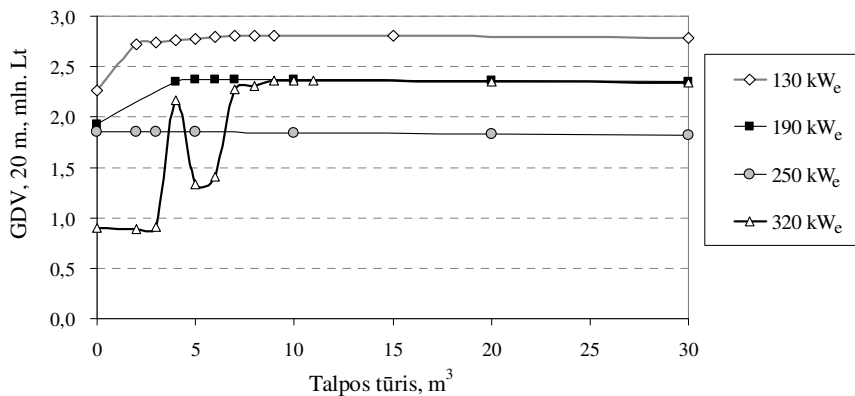
Turint minimalios galios kogeneratorių 130 kW_e, didžiausia sistemos GDV pasiekama, kai įrengiama 7 m³ talpa tiek tuo atveju, kai galima parduoti elektrą, tiek ir kai nėra elektros pardavimo galimybės, tai pavaizduota 3.9 ir 3.10 pa-

veiksluose. Čia apskaičiuotos GDV reikšmės yra esant vienos laiko zonos elektros tarifui. Toliau didinant akumuliacinės talpos dydį, jos tūris neišnaudojamas. Vėliau nustatomos ekonomiškai optimalios talpos 190, 250, 320 ir 400 kW_e kogeneratoriams. Tada, kai nėra galimybės parduoti elektrą, 320 kW_e kogeneratorius turi maksimalią galią, nes toliau ją didinant, įrenginiui nebus leidžiama veikti. Šiuo atveju nėra vartotojo pajamų, gaunamų iš elektros pardavimo.



3.9 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai kogeneracinės jėgainės įrenginių kombinacijai, B-PV-N

Fig. 3.9. NPV dependence given a different combination of CHP plant equipment, B-PV-N



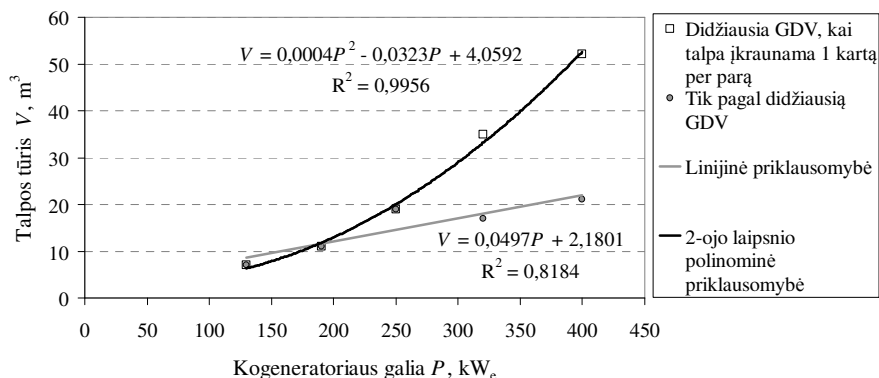
3.10 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai kogeneracinės jėgainės įrenginių kombinacijai, B-PV-R

Fig. 3.10. NPV dependence given a different combination of CHP plant equipment, B-PV-R

Kai elektra parduodama (3.9 pav.), 320 kW_e kogeneracinė jėgainė leidžia pasiekti didžiausias GDV reikšmes. Šiai kogeneracinei jėgainei parenkant akumuliacinę talpą, gauta, kad gali būti pasirenkami keli optimalūs sprendiniai su skirtingo tūrio talpomis. Pirmasis optimalus sprendinys gaunamas su 17 m³ talpa, antrasis – 35 m³. Pirmuoju atveju veikiant jėgainei nešildymo sezono metu, kogeneratorius per parą įjungiamas ir išjungiamas 2 kartus, t. y. kogeneratorius veikia tik per poreikių pikus, antruoju – kogeneratorius veikia ne tik per poreikių pikus, bet ir tarp jų, todėl per parą jis įjungiamas ir išjungiamas vieną kartą. Atsižvelgiant į tai, kad tolygus sistemos veikimas siektinas, geriau rinktis 35 m³ akumuliacinę talpą, nors GDV būtų nedaug mažesnė (12 tūkst. Lt arba 0,32 %). Kai kogeneratoriaus galia toliau didinama (>320 kW_e), gaunama, kad sistemos GDV mažėja, o PAL pradeda ilgti.

Kai elektrą parduoti nėra galimybės (3.10 pav.), didžiausia sistemos GDV ir trumpiausias PAL gaunami, įrengus 130 kW_e kogeneratorių su 7 m³ talpa. Šiuo atveju santykinai pagaminama daug elektros ir mažai jos perkama palyginus su kitais kogeneracinių jėgainių įrenginių deriniais. Iš 3.10 paveikslo matyti, kad 250 kW_e jėgainėje šilumos akumulatoriaus įrengimas nėra reikalingas, nes aukščiausia GDV reikšmė gaunama, nesant talpos. 130 kW_e ir 190 kW_e jėgainių atvejais GDV reikšmė iš pradžių kyla, kol pasiekia savo maksimalią reikšmę, o toliau didinant talpos tūrį tik mažėja. Esant 320 kW_e kogeneracinei jėgainei, gaunami du GDV pikai: pirmas, kai kogeneratorius paleidžiamas 1 kartą per parą ir talpa turi tik vieną įkrovimo ir iškrovimo ciklą, antras – kogeneratorius paleidžiamas 2 kartus per parą ir talpa turi du įkrovimo ir iškrovimo ciklus. Taigi gaunama didesnė GDV.

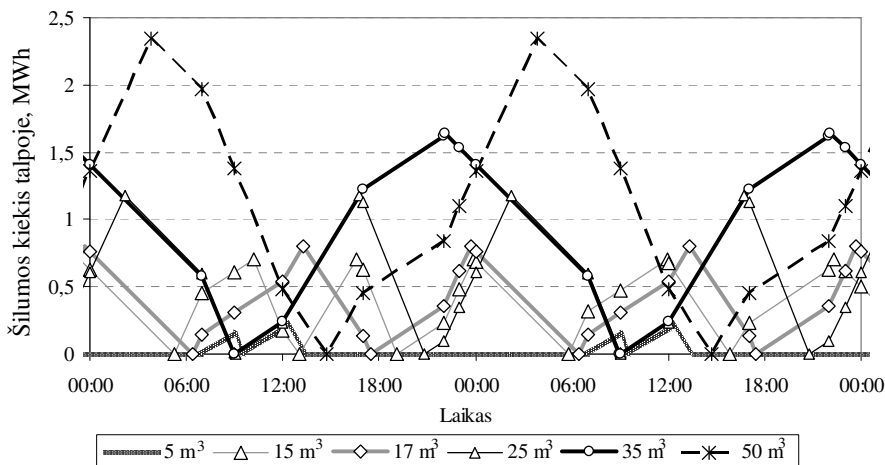
Remiantis tik didžiausias GDV pateikiančiais kogeneracinių jėgainių įrenginių deriniais, kai vartotojas gali parduoti elektrą, gaunama tiesinė talpos tūrio priklausomybė nuo kogeneratoriaus galios, pavaizduota 3.11 paveiksle.



3.11 pav. Akumuliacinės talpos tūrio priklausomybė nuo kogeneratoriaus galios, B-PV-N
Fig. 3.11. Dependence of storage tank volume on power of CHP unit, B-PV-N

Šiame grafike taip pat pateikiama akumuliacinės talpos tūrio priklausomybė nuo kogeneratoriaus galios, jei numatoma, kad akumuliacinės talpos tūris per parą įkraunamas ir iškraunamas tik vieną kartą. Šiuo atveju gaunama polinominė talpos tūrio priklausomybė nuo kogeneratoriaus galios.

Analizuojant įvairaus dydžio talpų veikimą 320 kW_e kogeneracinėje jėgainėje nešildymo sezono metu, kai elektrą galima parduoti (3.12 pav.), gauta, kad talpa, kurios tūris nedidelis, pvz., 5 m³ ir 15 m³ dažnai įsikrauna ir išsikrauna per parą, o tuo pačiu tai trikdo kogeneratoriaus veikimą, kuris turi būti papildomai sustabdomas ir vėl paleidžiamas.

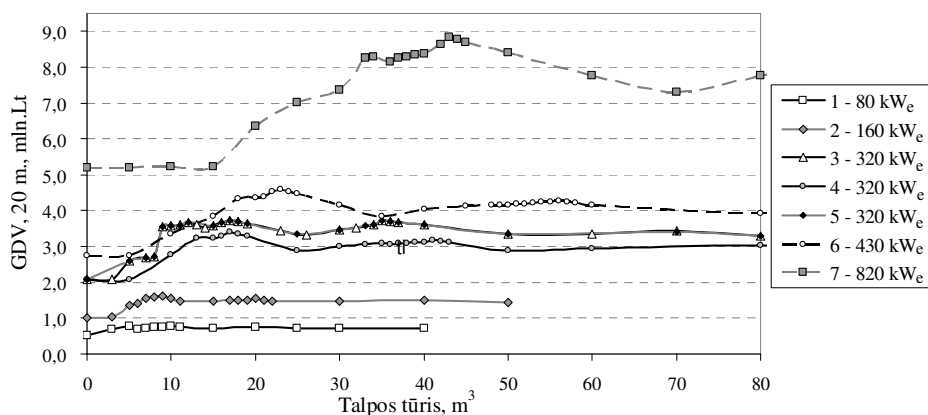


3.12 pav. Įvairaus tūrio akumuliacinių talpų veikimas 320 kW_e kogeneracinėje jėgainėje, B- PV-N

Fig. 3.12. Operation of storage tanks of various size in the CHP plant of 320 kW_e, B-PV-N

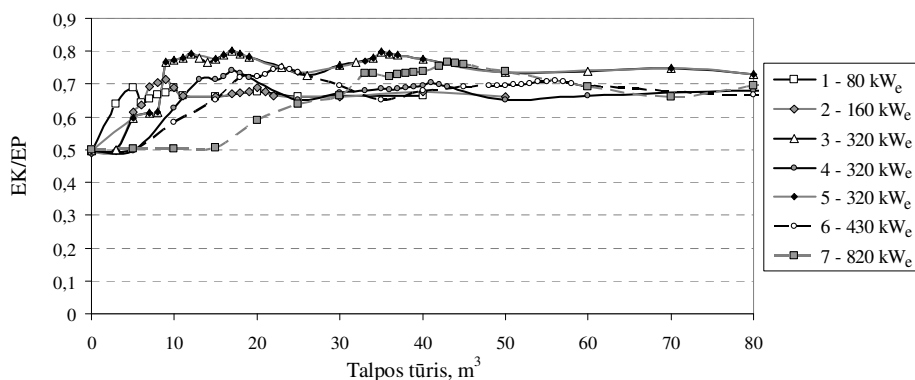
Tuo tarpu per didelio tūrio akumuliacinę talpą gali perkelti kogeneratoriaus gamybą laike, jei kogeneracinės jėgainės veikimo strategijoje numatyta, kad kogeneratorius veikia iki to laiko, kol talpa visiškai įsikrauna, ir neveikia tais laikotarpiais – kai akumuliacinė talpa užtikrina visus vartotojo karšto vandens poreikius. Taigi, ne visada pasiekiamas didžiausias ekonominis efektas, didinant akumuliacinės talpos tūrį. Visos talpos įkraunamos ir iškraunamos vienodu masės srautu, tačiau mažesnio tūrio talpose, norint gauti tą patį pratekančią masės srautą, vandens greitis didinamas, kas sukelia didesnius šiluminius nuostolius.

Apskaičiuotos GDV vertės ir EK/EP santykiai, esant ekonomiškai geriausioms kogeneratorių galioms su skirtingo tūrio talpomis visiems analizuotiems B tipo vartotojų atvejams, pavaizduoti 3.13 ir 3.14 paveiksluose.



3.13 pav. GDV priklausomybės optimalioms kogeneratorių galioms su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis, B-PV-N

Fig. 3.13. NPV dependencies when the power of CHP unit with various storage tanks is optimal, B-PV-N



3.14 pav. EK/EP priklausomybės optimalioms kogeneratorių galioms su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis, B-PV-N

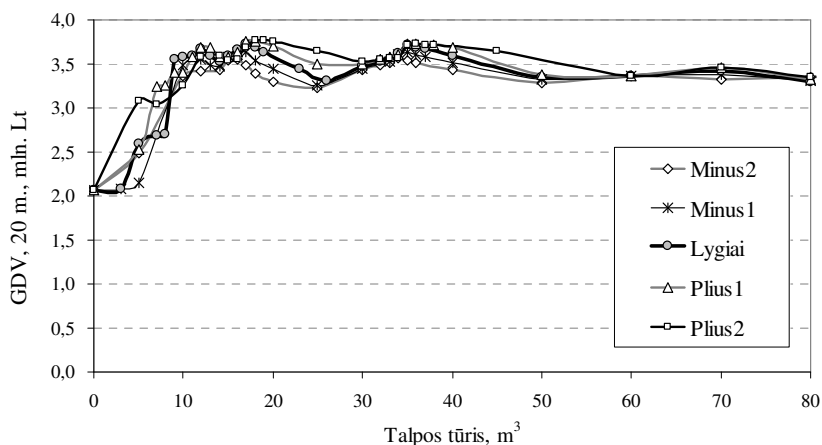
Fig. 3.14. EK/EP dependencies when the power of CHP unit with various storage tanks is optimal, B-PV-N

Kai elektrą galima parduoti, nagrinėjamuose atvejuose optimalios galios kogeneratorius su optimalaus tūrio talpa patiekia apie 33–46 % reikalingos šilumos. Apskaičiavus gauta, kad santykinis talpos tūris turėtų būti nuo 7 iki 9 m³/1000 MWh patiekto metinės šilumos, kai talpa per parą įsikrauna du kartus ir kogeneratorius veikia tik pikiniais laikotarpiais. Jei numatoma, kad kogeneratorius turės tik vieną paleidimą per parą, santykinis talpos tūris reikalingas nuo 14 iki 19 m³/1000 MWh patiekto metinės šilumos.

EK/EP santykio analizė parodė, kad 3 ir 5 vartotojų atvejų optimalūs kogeneracinių jėgainių įrenginių deriniai pasiekė didžiausią EK/EP santykį, be to, čia buvo gauti ir trumpiausi PAL.

Tais atvejais, kai nėra galimybės parduoti elektą, nustatyta, kad esant vienos laiko zonos tarifui, visiems B tipo vartotojams ekonomiškiausia įrengti kogeneratorių, kuris patenkintų tik minimalius elektros galios poreikius (Kogen. galia, Nr.1. 3.1 pav.). Ekonomiškai naudingiausių sprendinių kogeneratorius patiekia apie 18–26 % reikalingos šilumos. Dėl pasirinkto apribojimo santykinis akumuliacinės talpos tūris nagrinėjamuose optimaliuose variantuose buvo apie $10 \text{ m}^3/1000 \text{ MWh}$ pagamintos metinės šilumos.

Analizuojant elektros ir karšto vandens poreikių pikų laike pasislinkimą, buvo nagrinėjama 320 kW_e kogeneracinė jėgainė, kurią įrengia aukščiau detaliizuotas vartotojas. Buvo išskirtos Minus1, Minus, Lygiai, Plus1 ir Plus2 modifikacijos. Kogeneracinių jėgainių GDV priklausomybės nuo talpos tūrio, kai elektra parduodama, esant poreikių pikų nesutapimui, pavaizduotos 3.15 paveiksle. Gauta, kad optimalus talpos tūris priklauso nuo karšto vandens ir elektros poreikių išsidėstymo laike.



3.15 pav. GDV priklausomybė nuo akumuliacinės talpos tūrio, kai poreikiai nesutampa laike, B-N-PV-1LZ

Fig. 3.15. NPV dependency on storage tank volume when demands vary in the time, B-N-PV-1LZ

Nagrinėjamu atveju reikalingas akumuliacinės talpos tūris padidėjo, kai elektros poreikis būna vėliau negu karšto vandens poreikio pikas. Be to, kuomet elektros poreikis būna anksčiau, tuo labiau sumažėja visos sistemos GDV ir ilgėja PAL. Kaip ir „Lygiai“ varianto atveju matyti, kad sistemų GDV turi du pikus, kai talpa įsikrauna vieną kartą per parą ir kai du kartus per parą.

Analizuojant pateikto vartotojo elektros ir karšto vandens poreikių nesutapimą nesant elektros pardavimo, jei įrengiamas 130 kW_e kogeneratorius, nustatyta, kad, kai kogeneratoriaus galia mažesnė už minimalų vartotojo elektros galios poreikį, ekonomiškai optimalus akumuliacinės talpos tūris išliko vienodas Minus2–Plus2 modifikacijose ir lygus 7 m³.

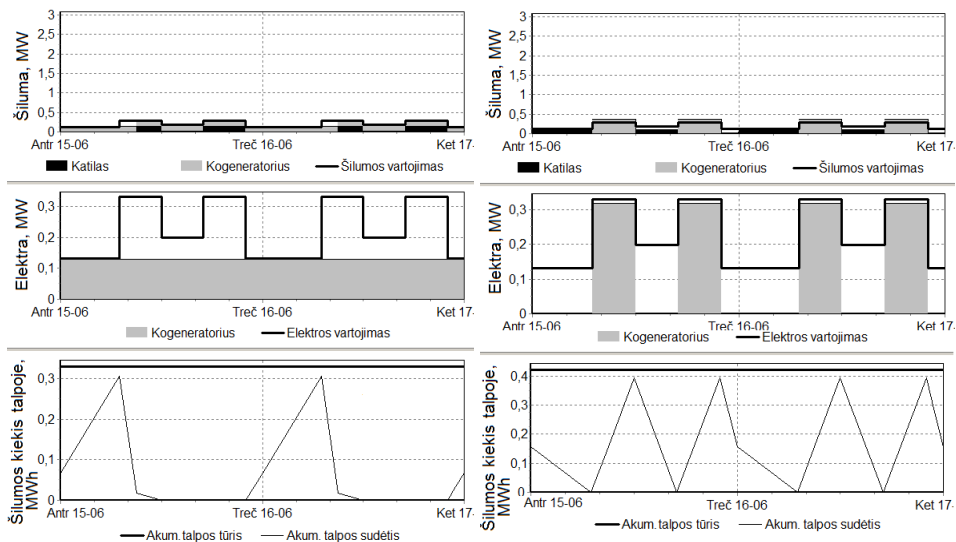
Nagrinėjant elektros tarifo įtaką kogeneracinės jėgainės įrenginių derinių pasirinkimui, gauta, kad, kai elektrą galima parduoti, elektros tarifo struktūra neturi įtakos talpos tūrio ir kogeneratoriaus galios dydžiams. Didžiausios GDV reikšmės gautos esant diferencijuotam pagal laiko intervalus elektros tarifui. Tačiau, kai elektra neparduodama, elektros tarifas turi įtaką parenkamai ekonomiškai optimaliai kogeneratoriaus galiai, tai pateikta 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė. Optimali jėgainės konfigūracija, esant skirtingiems tarifams, B-PV-R
Table 3.3. Optimal configuration of the plant under different tariffs, B-PV-R

Galija, kW _e	Talpos tūris, m ³	GDV, mln. Lt			PAL, m.		
		1LZ	2LZ	DIF	1LZ	2LZ	DIF
130	7	2,809	2,395	2,902	1,34	1,54	1,30
190	5	2,377	2,356	2,725	2,14	2,16	1,90
250	0	1,852	1,833	2,294	3,23	3,26	2,74
320	9	2,362	2,338	2,929	3,27	3,30	2,77

Iš lentelės matyti, kad įrengus 130 kW_e kogeneratorių su 7 m³ talpa, gaunama didžiausia sistemos GDV vienos laiko zonos ir dviejų laiko zonų tarifų atvejais. Esant diferencijuotam pagal laiko intervalus tarifui, didžiausia GDV gaunama, kai įrengiamas 320 kW_e kogeneratorius su 9 m³ talpa. 130 kW_e kogeneracinės jėgainės su 7 m³ talpa ir 320 kW_e su 9 m³ talpa veikimas pateiktas 3.16 paveiksle. Aukšutinėje šio paveikslo grafikų dalyje pateikta, kurie gamybos įrenginiai veikia ir aprūpina vartotoją šiluma, vidurinėje – elektros gamybą, o apatinėje – akumuliacinės talpos veikimą.

Jei įrengiama 130 kW_e kogeneracinė jėgainė su 7 m³ talpa, kogeneratorius veikia visą nešildymo sezono laikotarpį nesustodamas, o jei įrengiama 320 kW_e jėgainė su 9 m³ talpa – kogeneratorius veikia tik per poreikių pikus. Kai elektrą parduoti nėra galimybės, kogeneratorius, kurio galia beveik lygi pikiniam elektros galios poreikiui, negali veikti tarp pikų, nes tuo metu yra mažesnis elektros poreikis.



3.16 pav. 130 kW_e kogeneracinės jėgainės su 7 m³ talpa (kairėje) ir 320 kW_e kogeneracinės jėgainės su 9 m³ talpa (dešinėje) veikimas, B-R-PV

Fig. 3.16. Operation of 130 kW_e CHP plant with 7 m³ storage (on the left) and 320 kW_e CHP plant with 9 m³ storage (on the right), B-R-PV

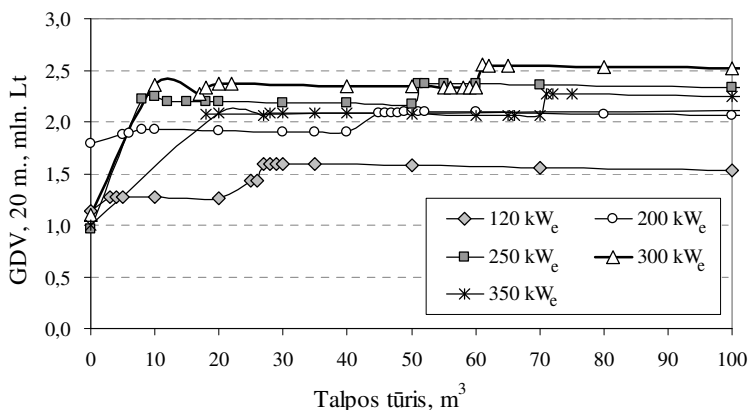
Nagrinėjant kitokių poreikių B tipo vartotojų atvejus, taip pat gauta, kad kogeneracinės jėgainės konfigūracija gali kisti, kai skiriasi taikoma elektros tarifų sistema. Nagrinėjamais atvejais nustatyta, kad didesnės kogeneratoriaus galios gautos, esant dviejų laiko zonų ar diferencijuotam pagal laiko intervalus tarifui.

3.4. Akumuliacinės talpos tūrio optimizavimas, kai kogeneratorius dalį paros veikia pirmu prioritetu

Šiame scenarijuje kogeneracinės jėgainės veikimo strategijoje numatoma, kad, kai vartotojas moka už elektrą pagal dviejų laiko zonų tarifą, kogeneratorius tik dieninio tarifo metu veikia pirmu prioritetu, o kai yra galimybė naudotis diferencijuotu pagal laiko intervalus tarifu – maksimalių ir vidutinių apkrovų laikotarpių metu.

3.4.1. A tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės tyrimas

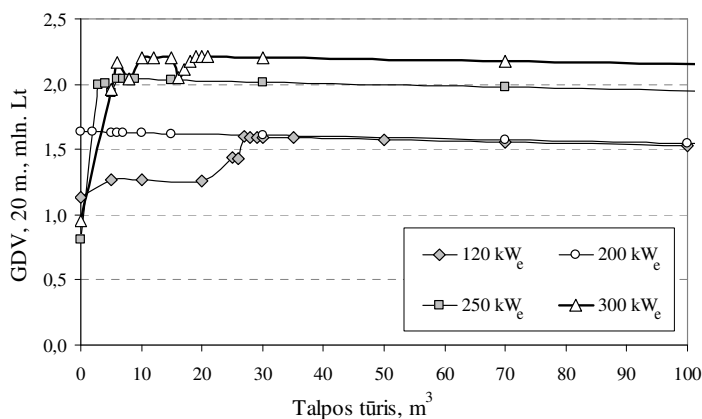
Kogeneratoriaus galios ir talpos tūrio parinkimas atliekamas analogiškai, kaip ir tais atvejais, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu. Kaip pavyzdys iliustruojamas tų pačių poreikių vartotojas. Iš pradžių optimizavimas buvo atliekamas minimalios galios kogeneratoriui – 120 kW_e. Gauta: kai kogeneratoriaus elektrinė galia mažesnė už minimalų vartotojo galios poreikį, nėra skirtumo tarp atvejų, kai yra ir nėra galimybės parduoti elektrą, nes visa pagaminta elektra suvartojama savo reikmėms. Nagrinėjamame scenarijuje nustatyta, kad esant dviejų laiko zonų elektros tarifui ir kogeneratoriui veikiant pirmu prioritetu tik diennio tarifo metu, ekonomiškai optimaliausia įrengti 27 m³ akumuliacinę talpą 120 kW_e kogeneracinėje jėgainėje, tai pavaizduota 3.17 ir 3.18 paveiksluose.



3.17 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai jėgainės konfigūracijai, A-DT-2LZ-N
Fig. 3.17. NPV dependence given a different configuration of the plant, A-DT-2LZ-N

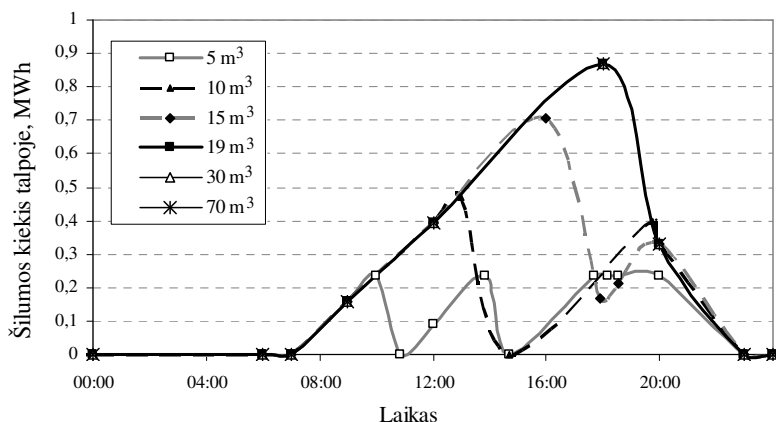
Toliau buvo nustatyti ekonomiškai geriausi akumuliacinių talpų tūriai 200, 250, 300 ir 350 kW_e kogeneracinėms jėgainėms. Tuo atveju, kai nėra galimybės parduoti elektrą, 300 kW_e kogeneratorius turi maksimalią galią ir tolesnis kogeneratoriaus parinkimas nevykdomas.

Kai kogeneracinės jėgainės veikimo strategijoje numatyta, kad vartotojas gali parduoti elektrą, nešildymo sezono metu kogeneratoriui leidžiama papildomai veikti ir naktinio tarifo metu, taip sumažinant kogeneratoriaus įsijungimų skaičių. Tačiau kogeneratorius visai neveikia šeštadienio ir sekmadienio tarifo metu. Šiuo atveju didžiausia sistemos GDV gaunama įrengus 300 kW_e kogeneratorių su 61 m³ akumuliacine talpa (3.17 pav.).



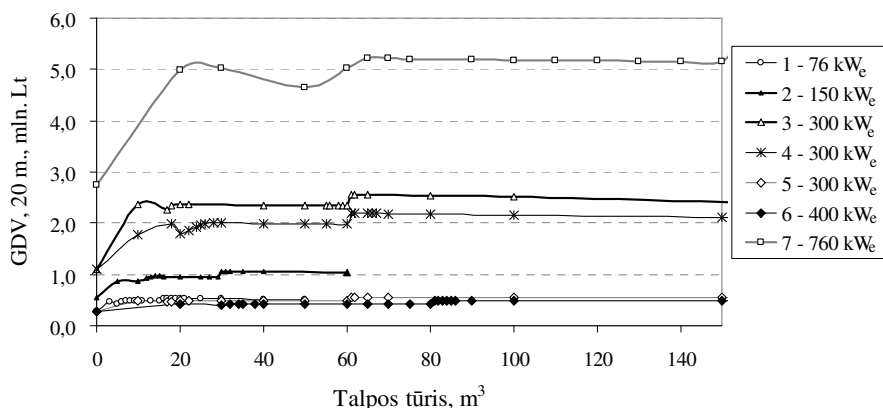
3.18 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai jėgainės konfigūracijai, A-DT-2LZ-R
Fig. 3.18. NPV dependence given a different configuration of the plant, A-DT-2LZ-R

Tuo atveju, kai vartotojas negali parduoti elektros, optimaliausia įrengti tokio paties galingumo kogeneratorių tik su 19 m³ talpa (3.18 pav.). Skirtingo tūrio akumuliacinių talpų veikimas 300 kW_e kogeneracinėje jėgainėje vieną nešildymo sezono parą, nesant galimybės parduoti elektrą, pateiktas 3.19 paveiksle. Tiek 19, 30 ar 70 m³ talpos veikimas nešildymo sezono metu sutampa, todėl didinti talpos tūrį daugiau kaip 19 m³ neveiksminga. Esant per mažo tūrio talpai (5, 10, 15 m³), ji išsikrauna kelis kartus per parą, o tuo pačiu kogeneratorius turi būti papildomai sustabdomas ir paleidžiamas.



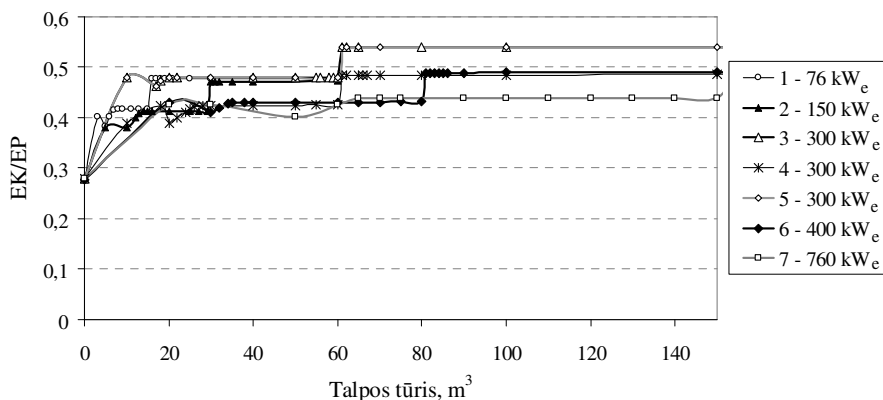
3.19 pav. Įvairaus tūrio talpų veikimas 300 kW_e kogeneracinėje jėgainėje, A-R-DT
Fig. 3.19. Operation of tanks of various size in the CHP plant of 300 kW_e, A-R-DT

Apskaičiuotos GDV vertės ir EK/EP santykiai, parinkus optimalias kogeneratorių galias su skirtingo tūrio akumuliacinėmis talpomis visiems analizuotiems A tipo vartotojų atvejams esant dviejų laiko zonų tarifui, pavaizduoti 3.20 ir 3.21 paveiksluose. Šie ekonominiai kriterijai buvo nustatomi laikant, kad vartotojas gali parduoti elektrą. Tuo atveju, kai nėra galimybės parduoti elektrą, GDV kitimas skirtingos konfigūracijos jėgainėse, pateiktas 3.22 paveiksle.



3.20 pav. GDV priklausomybės optimalioms kogeneratorių galioms su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis, A-N-DT

Fig. 3.20. NPV dependencies when the power of CHP unit with various storage tanks is optimal, A-N-DT

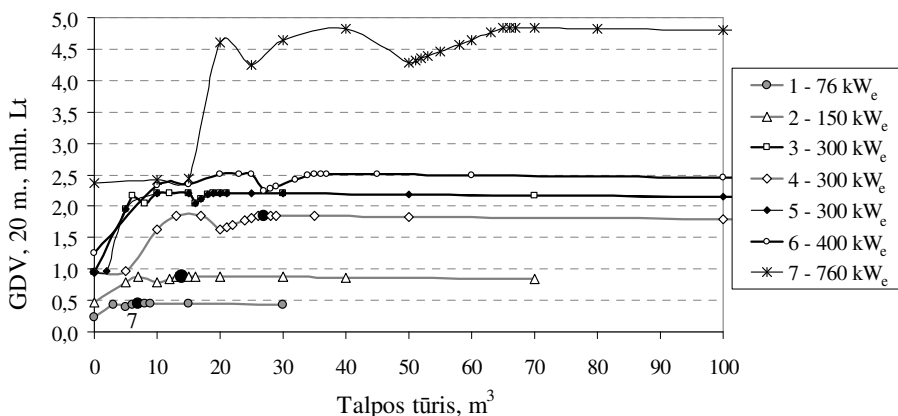


3.21 pav. EK/EP priklausomybės optimalioms kogeneratorių galioms su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis, A-N-DT

Fig. 3.21. EK/EP dependencies when the power of CHP unit with various storage tanks is optimal, A-N-DT

Nustatyta, kai vartotojas gali parduoti elektrą, optimalių sprendinių kogeneratorius patiekia apie 20–25 % reikalingos šilumos. Apskaičiavus gaunama, kad kogeneracinių jėgainių su ekonomiškai optimaliomis talpomis, santykinis talpos tūris turėtų būti nuo 40 iki 47 m³/1000 MWh patiektos metinės šilumos. Gaunamas žymiai didesnis reikalingas talpos tūris palyginus su tuo atveju, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu.

EK/EP santykio analizė parodė, kad karšto vandens poreikis turi didesnę įtaką nagrinėtiems rodikliams negu šilumos poreikis šildymui, tai ypač pastebima lyginant 3, 4 ir 5 vartotojų atvejus, kai įrengiama optimalaus įrenginių derinio kogeneracinė jėgainė. EK/EP santykis gaunamas didesnis, jei vartotojo karšto vandens poreikis yra didesnis. Šiuo atveju įrengus kogeneracinę jėgainę labiau išnaudojama akumuliacinė talpa. Visais atvejais stebima, kad didžiausia sistemos GDV gaunama, kai įrengiamas kuo didesnės galios kogeneratorius, tačiau pastaroji neturi viršyti maksimalaus vartotojo elektros galios poreikio, nes perkamos elektros kaina aukštesnė negu parduodamos.



3.22 pav. GDV priklausomybės optimalioms kogeneratorių galioms su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis, A-R-DT

Fig. 3.22. NPV dependencies when the power of CHP unit with various storage tanks is optimal, A-R-DT

Tuo atveju, kai vartotojas neplanuoja elektros parduoti, nagrinėtoms A tipo vartotojų optimalios konfigūracijos kogeneracinėms jėgainėms gauta, kad santykinis akumuliacinės talpos tūris turėtų būti nuo 18 iki 30 m³/1000 MWh patiektos iš kogeneratoriaus metinės šilumos.

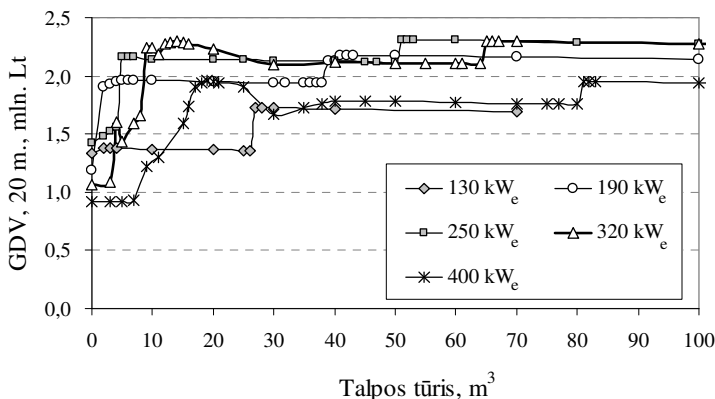
Analizuojant detalizuoto vartotojo poreikių pikų nesutapimą laike, kai elektra parduodama, gauta, kad įrengus 300 kW_e kogeneracinę jėgainę, optimalus talpos tūris išliko toks pat (61 m³) visose modifikacijose (Minus2–Plus2), tačiau didžiausia GDV gaunama, kai elektros poreikio pikas įvyksta anksčiau negu

karšto vandens poreikio pikas. Nesant galimybės parduoti elektrą, elektros ir karšto vandens poreikių išsidėstymas laike turi įtaką talpos tūriui. Kuo elektros poreikio pikas būna anksčiau lyginant su karšto vandens poreikio piku, tuo didesnis talpos tūris reikalingas. Minus2 modifikacijoje gauta 23 m³ talpa, Minus1 – 20 m³ ir Lygiai–Plius2 – 19 m³.

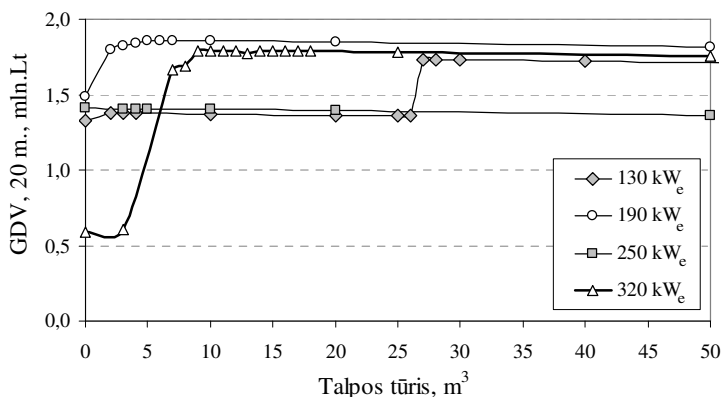
Analizuojant skirtingų elektros tarifų įtaką, nagrinėto vartotojo pavyzdžiu gauta, kad esant diferencijuotam pagal laiko intervalus elektros tarifui, taip pat naudingiausia įrengti 300 kW_e kogeneracinę jėgainę su 61 m³ talpa, kai elektra parduodama. Esant tokiam pat jėgainės įrenginių deriniui skiriasi tik ekonominiai rodikliai. Didesnė GDV ir trumpesnis PAL gaunamas, esant diferencijuotam pagal laiko intervalus elektros tarifui, nes kogeneratorius, veikdamas maksimalių apkrovų laikotarpiais, leidžia išvengti brangios elektros pirkimo. Visų nagrinėtų vartotojų poreikių atvejais nustatyta, kad esant diferencijuotam pagal laiko intervalus elektros tarifui, GDV vidutiniškai didesnė 16,3 % negu esant dviejų laiko zonų elektros tarifui. Kai elektros pardavimo nėra, nustatyta, kad kogeneratorių optimalios galios išliko tos pačios, o optimalūs talpos tūriai kai kuriais atvejais skyrėsi. Vienais atvejais buvo gautos mažesnio tūrio talpos, kitais didesnės.

3.4.2. B tipo vartotojo poreikius užtikrinančios kogeneracinės jėgainės tyrimas

B tipo vartotojo poreikių atvejais nagrinėjami analogiškai tvarka kaip ir A tipo vartotojų atvejais. Aukščiau nagrinėto vartotojo pavyzdžiu apskaičiuotos GDV reikšmės, esant skirtingos galios kogeneratoriams su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis dviejų laiko zonų tarifo sąlygomis, kai elektra parduodama ir kai neparduodama, pavaizduotos 3.23 ir 3.24 paveiksluose.

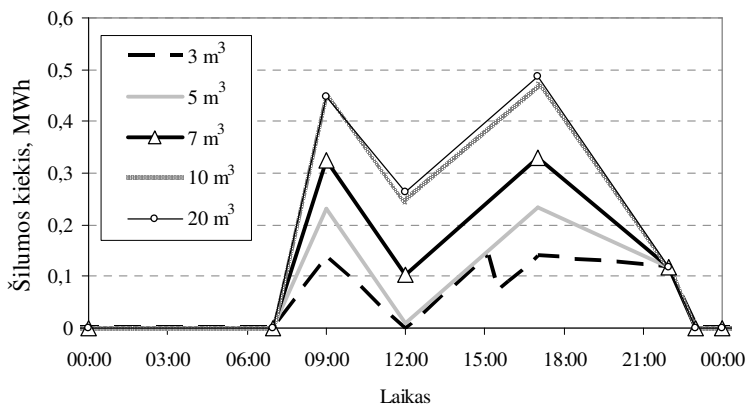


3.23 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai jėgainės konfigūracijai, B-DT-2LZ-N
Fig. 3.23. NPV dependence given a different configuration of the plant, B-DT-2LZ-N



3.24 pav. GDV priklausomybė esant skirtingai jėgainės konfigūracijai, B-DT-2LZ-R
Fig. 3.24. NPV dependence given a different configuration of the plant, B-DT-2LZ-R

Tuo atveju, kai vartotojas gali parduoti elektrą, ekonomiškai optimaliausia įrengti 320 kW_e kogeneratorių su 65 m³ talpa (3.23 pav.). Kai vartotojas negali parduoti elektros, ekonomiškai geriausia įrenginių kombinacija yra 190 kW_e kogeneratorius su 5 m³ talpa (3.24 pav.). Šiuo atveju gauta 1,859 mln. Lt sistemos GDV, esant dviejų laiko zonų tarifui. Skirtingo tūrio akumuliacinių talpų veikimas 190 kW_e kogeneracinėje jėgainėje pateiktas 3.25 paveiksle.



3.25 pav. Įvairaus tūrio akumuliacinių talpų veikimas 190 kW_e kogeneracinėje jėgainėje, B-R-DT

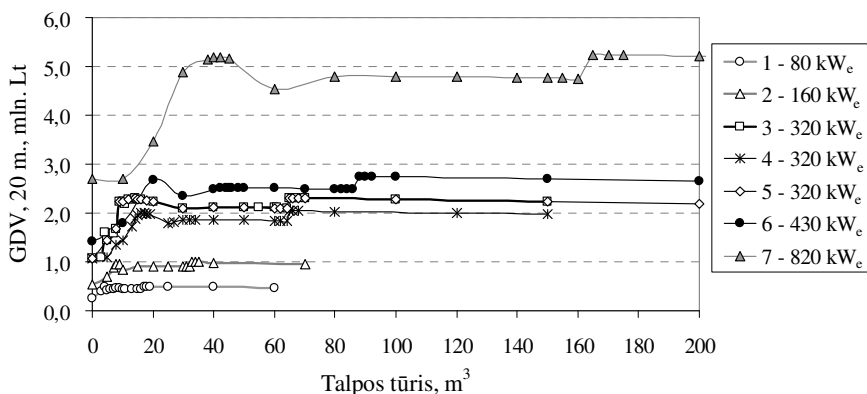
Fig. 3.25. Operation of storage tanks of various size in 190 kW_e CHP plant, B-R-DT

Iš 3.25 paveikslo matyti, kad iš pradžių prasidėjus karšto vandens poreikiui, talpa staigiai įkraunama iki didžiausios šiluminės galios, o besitęsiant šiam pikui iškraunama, vėliau šilumos poreikiui sumažėjus, talpa vėl įkraunama

tik mažesniu greičiu. Šiuo atveju akumuliacinės talpos įkrovimas ir iškrovimas padeda prailginti kogeneratoriaus veikimo laikotarpį. Be to, visas reikalingas karšto vandens poreikis dienos metu tiekiamas tik iš kogeneratoriaus ir talpos.

10 m^3 ir 20 m^3 talpų veikimas nešildymo sezono metu yra artimas, todėl didinti akumuliacinės talpos tūrį daugiau kaip 10 m^3 netikslinga. Esant per mažo tūrio akumuliacinei talpai (pvz., 3 m^3), ji įkraunama dažniau per parą, o tuo pačiu kogeneratorius turi būti papildomai sustabdomas ir paleidžiamas. Tuo tarpu talpa, kurios tūris sistemoje per didelis, nėra visiškai išnaudojama nešildymo sezono metu, nes neįkraunama iki jos maksimalios šiluminės galios. Atsižvelgiant į tai, kad 190 kW_e kogeneracinėje jėgainėje efektyviai išnaudojamas ir 10 m^3 akumuliacinės talpos tūris, siūloma įrengti šią didesnę talpą. Sistemos su 10 m^3 akumuliacine talpa GDV yra nežymiai mažesnė, negu sistemos su 5 m^3 akumuliacine talpa ir sudaro 1,854 mln. Lt esant dviejų laiko zonų tarifui (Streckienė *et al.* 2011).

Dviejų laiko zonų tarifo atveju, kai kogeneratorius dieninio tarifo metu veikia pirmu prioritetu ir elektrą galima parduoti, optimalios galios kogeneratorių su skirtingo tūrio akumuliacinėmis talpomis gaunamos GDV vertės pavaizduotos 3.26 paveiksle, o kai nėra galimybės parduoti elektrą – 3.27 paveiksle.

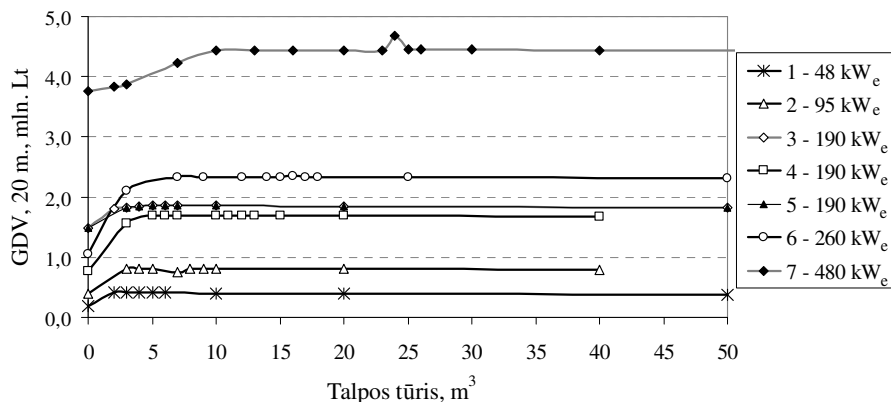


3.26 pav. GDV priklausomybės optimalioms kogeneratorių galioms su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis, B-N-DT

Fig. 3.26. NPV dependencies when the power of CHP unit with various storage tanks is optimal, B-N-DT

Kai elektra parduodama visais vartotojų atvejais gauta, kad ekonomiškai naudingiausia įrengti kogeneratorių, kuris padeda užtikrinti maksimalius elektros galios poreikius. Esant tokiam kogeneratoriaus pasirinkimui, jis patiekia 21–29 % reikalingos metinės šilumos. Optimalios akumuliacinės talpos santykinis

dydis galėtų būti 41–48 m³/1000 MWh metinės šilumos gamybos kogeneratoriuje.



3.27 pav. GDV priklausomybės optimalioms kogeneratorių galioms su įvairaus tūrio akumuliacinėmis talpomis, B-R-DT

Fig. 3.27. NPV dependencies when the power of CHP unit with various storage tanks is optimal, B-R-DT

Tuo atveju, kai elektra neparduodama, gauta, kad optimali kogeneratoriaus galia, atsižvelgiant į didžiausią pasiekiamą GDV, buvo tokia, kuri leidžia kogeneratoriui veikti ir per elektros poreikių pikus ir tarp jų (Nr. 2 iš 3.1 pav.). Toks kogeneratorius patiekia apie 12–15 % reikalingos šilumos per metus. Apskaičiuota, kad optimalus santykinis talpos tūris kogeneracinėse jėgainėse turėtų būti 6–21 m³/1000 MWh metinės šilumos gamybos kogeneratoriuje.

Nagrinėjant detalizuoto vartotojo elektros ir karšto vandens poreikių nesutapimą, kai elektrą galima parduoti ir kai negalima, pastebėta, kad poreikių piko nesutapimas keliomis valandomis neturėjo įtakos talpos dydžiui.

Analizuojant tą pačią kogeneracinės jėgainės veikimo strategiją, esant diferencijuotam pagal laiko intervalus elektros tarifui, kai kogeneratorius veikia pirmu prioritetu maksimalių ir vidutinių apkrovų laikotarpiais ir vartotojas gali parduoti elektrą, gauta, kad optimalios kogeneracinių jėgainių konfigūracijos išlieka tokios pačios kaip ir dviejų laiko zonų tarifo atveju. Diferencijuotas pagal laiko intervalus elektros tarifas leido pasiekti vidutiniškai apie 19,3 % aukštesnę GDV ir apie 12,2 % trumpesnį PAL. Kai vartotojas negali parduoti elektros, nustatyta, kad kai kuriais atvejais elektros tarifas turi įtaką jėgainės įrenginių deriniui, t. y. tiek kogeneratoriaus galiai, tiek šilumos akumuliacinės talpos tūriui. Dažniausiai, esant diferencijuotam pagal laiko intervalus tarifui, optimali kogeneratoriaus galia nustatyta didesnė negu esant dviejų laiko zonų tarifui.

3.5. A ir B tipų vartotojų ekonomiškai naudingiausių kogeneracinių jėgainių jautrumo analizė

Jautrumo analizė leidžia įvertinti įvesties duomenų įtaką optimalių sprendinių ekonominiams rodikliams, kas gali padėti atskleisti projekto rizikingumą. Šios analizės metu buvo tikrinama tokių faktorių kaip diskonto norma, investicijų kaina, gamtinių dujų, perkamos ir parduodamos elektros įtaka optimalių sprendimų ekonominiam priimtinumui. Šie dydžiai buvo keičiami taip:

- diskonto norma: 4–7 %;
- investicijos: nuo –25 % iki +25 %;
- gamtinių dujų ir elektros kainos (parduodamos (superkamos) elektros kaina, perkamos elektros kaina, gamtinių dujų kaina, elektros ir dujų kainos kartu): nuo –10 % iki 10 %.

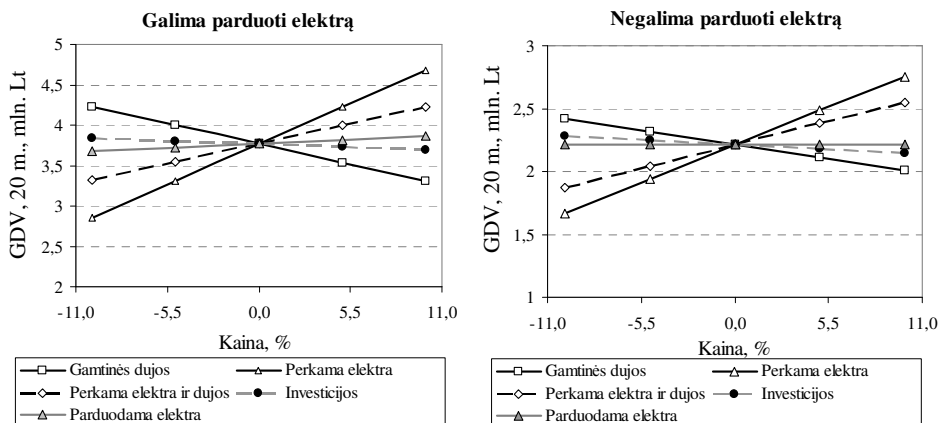
Detalesnės jautrumo analizės metu turėtų būti sprendžiami neapibrėžties klausimai, tačiau šiame darbe tai neatliekama.

Atlikta pasirinktų dydžių analizė parodė, kad didėjant diskonto normai visų A ir B tipų vartotojų atvejų optimalių kogeneracinių jėgainių su akumuliacinėmis talpomis GDV vertės mažėja. Didžiausia GDV gaunama, kai diskonto norma lygi 4 %. Taip pat didžiausia GDV gaunama esant diferencijuotam pagal laiko intervalus tarifui, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu ir vartotojas gali parduoti elektrą. Diskonto norma turi didelę įtaką, nes jai padidėjus nuo 4 % iki 7 %, vidutiniškai visų A ir B tipų vartotojų optimalių kogeneracinių jėgainių GDV sumažėjo 27 %

Nagrinėjant kitus ekonominius faktorius, kai elektrą galima parduoti, išsiaiškinta, kad A tipo vartotojų optimalių kogeneracinių jėgainių GDV vertė labiausiai veikiama perkamos elektros kainos (3.28 pav.). Lyginant su pirminių kainos lygiu, perkamos elektros kaina pakilus 10 %, GDV padidėja apie 24,3 %. B tipo vartotojų kogeneracinių jėgainių atvejais perkamos elektros kainai padidėjus 10 %, GDV padidėja 24,9 %. Kitas pagal svarbą rodiklis – perkamų gamtinių dujų kaina. A tipo vartotojų jėgainių atvejais gamtinių dujų kainai pakilus 10 % – GDV sumažėja 12,2 %, B tipo vartotojų jėgainių atvejais – 13,8 %.

Jei gamtinių dujų ir perkamos elektros kainų kiltų kartu, tai šių energetinių išteklių kainos padidėjimas 10 % lemtų apie 11–12 % GDV vertės padidėjimą. Kadangi perkamos elektros kainos padidėjimas/sumažėjimas turi didesnę įtaką negu gamtinių dujų kainos pokyčiai, tai gamtinių dujų ir perkamos elektros kainos kartu kitimas turi perkamos elektros kainos kitimo tendenciją. Parduodamos elektros kainos pokyčiai turi nedidelę įtaką nagrinėtais atvejais, nes jos nėra daug parduodama, didžioji elektros dalis suvartojama savo reikmėms. Parduodamos elektros kainai pakilus 10 %, A tipo vartotojų kogeneracinių jėgainių GDV padidėja 2,4 %, B tipo vartotojų jėgainių – 4,2 %. Taip pat nedidelę įtaką

turi reikalingų investicijų į kogeneratorių ir talpą kainos pokytis, investicijų kainai pakilus 10 %, kogeneracinių jėgainių GDV sumažėja apie 2 %.



3.28 pav. A tipo vartotojo kogeneracinių jėgainių optimalių sprendinių jautrumo analizė
Fig. 3.28. Sensitivity analysis of optimal solutions of type A consumer's CHP plants

Kai vartotojas negali parduoti elektros, perkamos elektros kaina taip pat turi didžiausią įtaką sistemų GDV vertėms. A tipo vartotojų optimalių kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliacija GDV padidėja 24,6 %, kai perkamos elektros kaina pakyla 10 % (3.28 pav.). B tipo vartotojų kogeneracinių jėgainių atvejais perkamos elektros kainai padidėjus 10 %, GDV padidėja 23,0 %. Toliau pagal svarbą eitų – perkamų gamtinių dujų ir perkamos elektros kaina kartu. Gamtinių dujų ir perkamos elektros kainai pakilus 10 % – GDV padidėja 14–15 %. Gamtinių dujų kainos pokytis taip pat turi įtaką, dujų kainai pakilus 10 %, sistemų GDV sumažėtų apie 9 %. Nedidelę įtaką turi reikalingų investicijų į kogeneratorių ir talpą kainos pokytis. Investicijų kainai pakilus 10 %, GDV sumažėja apie 2–3 %.

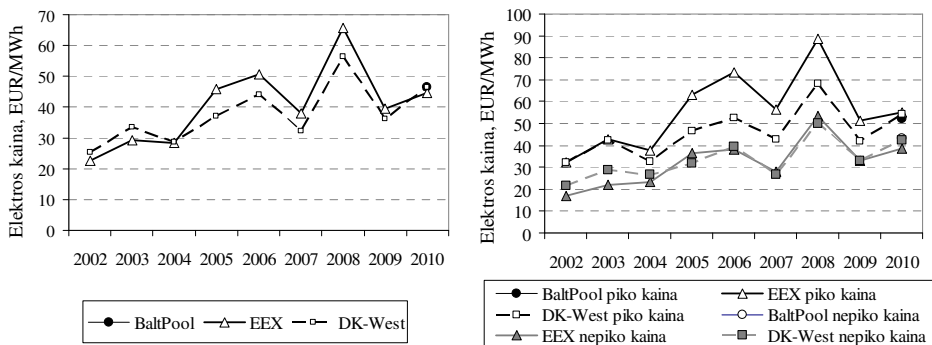
3.6. Realus laiko elektros rinka

Realus laiko rinkos sąlygomis elektros prekyba yra išankstinė. Visi elektros energijos tiekimo sandoriai sudaromi prieš dieną, atskirai kiekvienai artėjančiai paros valandai. Gamintojai bei tiekėjai pateikia savo pajėgumus bei siūlomas kainas už energiją, o rinkos administratoriai aukcionu sudaro kitos dienos energijos tiekimo tvarkaraštį. Esant realaus laiko rinkos sąlygoms, laikoma, kad kogeneracinės jėgainės savininkas visą pagamintą elektrą parduoda, o šilumą tiekia vartotojams.

3.6.1. Elektros kainos pokyčių analizė

Lietuvoje elektros birža pradėjo savo veiklą 2010 m. sausio 1 d. Pirmųjų metų pabaigoje joje aktyviai prekiaavo 18 dalyvių. Ši birža veikia pagal Skandinavijos elektros biržos Nord Pool Spot principus (BaltPool 2010). Nord Pool Spot – didžiausia elektros rinka pasaulyje, kurioje prekiauja 338 kompanijos iš 20 šalių. Ši rinka buvo įkurta dar 2002 m. Nord Pool Spot geografinis plotas yra padalintas į prekiavimo sritis, pvz., viena iš jų Vakarų Danijos – DK-West (Nord Pool Spot 2010). Kita plačiai žinoma ir centrinėje Europoje veikianti yra Vokietijos EEX (European Energy Exchange) rinka. Ji taip pat buvo įsteigta 2002 m. Šioje rinkoje prekiaujama ne tik elektra, bet ir gamtinėmis dujomis, CO₂ emisijų leidimais bei anglimi.

Realaus laiko rinkos elektros kaina yra veikiamą daugybės faktorių. Paprastai elektros kainų išaugimas įvyksta dienos metu, kai yra didžiausias elektros poreikis, o šių kainų sumažėjimas pastebimas vakarais ir naktimis. Pastebėta, kad elektros kainų pikas dažniausiai būna darbo dienomis 8–20 valandomis, o likęs laikotarpis gali būti priskiriamas nepikiniam elektros kainų laikui. Savaitgaliais ir švenčių dienomis elektros kainos kartais gali būti aukštesnės vakarais negu dienos metu (Energinet.dk 2011). Vidutinių metinių, vidutinių metinių piko ir ne piko valandų elektros kainų kitimo tendencija pavaizduota 3.29 paveiksle.

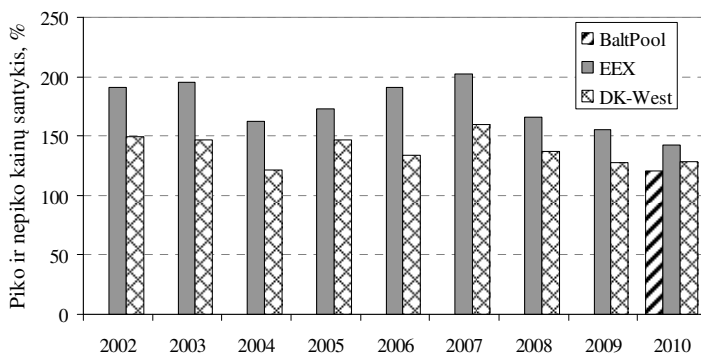


3.29 pav. Metinis realaus laiko elektros kainų kitimas: vidutinė kaina (kairėje) ir vidutinė piko ir ne piko valandų kaina (dešinėje)

Fig. 3.29. Annual electricity spot prices variation: average price (on the left) and average price during peak and off-peak hours (on the right)

Vidutinių metinių elektros kainų analizė suteikia tik bendrą įspūdį apie vykstančius pokyčius, tačiau neatskleidžia kiekvienos iš šių rinkų ypatybių, nes tam tikromis valandomis elektros kaina gali svyruoti nuo 0 iki 500 ar daugiau EUR/MWh (Energinet.dk 2011). Tam tikslui atlikta piko ir ne piko valandų elektros kainų analizė rodo, kad EEX rinkoje išskiriami didesni skirtumai tarp

šių kainų negu DK-West rinkoje. Trijų rinkų elektros piko ir ne piko valandų kainų santykio palyginimas pateiktas 3.30 paveiksle.



3.30 pav. Vidutinių metinių piko ir ne piko valandų elektros kainų palyginimas
Fig. 3.30. Comparison of average annual price during peak and off-peak hours

Iš paveikslo matyti, kad didžiausias piko ir ne piko valandų elektros kainų santykis pastebimas EEX rinkoje kiekvienais metais. EEX rinkoje pasiektas didžiausias nagrinėtų elektros kainų skirtumas buvo 2007 m., kada vidutinė piko valandomis kaina buvo dvigubai (2,02 karto) didesnė negu ne piko valandomis. Vėliau šis kainų skirtumas mažėjo, 2008 m. siekė – 1,66 karto, 2009 m. – 1,56 karto ir 2010 m. – 1,43 karto. Kitose elektros rinkose 2010 m. atitinkamai užfiksuotas kainų skirtumas yra: BaltPool – 1,21 karto ir DK-West – 1,28 karto.

Didesnis piko ir ne piko valandomis užfiksuotų elektros kainų skirtumas rodo kogeneracinės jėgainės galimybę uždirbti didesnį pelną iš parduodamos elektros, jei elektros gamyba perkeliama iš nepikinių valandų į pikines valandas. Šiuo požiūriu palankiausia sąlyga kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliavimu įrengimui pastebimos EEX rinkoje.

3.6.2. Kogeneratoriaus ir akumuliacinės talpos optimizavimas

Nagrinėjant kogeneracinės jėgainės su šilumos akumuliacine talpa Lietuvos laisvosios rinkos sąlygomis (BaltPool rinka) įrengimą, nustatyta, kad vartotojui, norinčiam įrengti mažos galios dujinę kogeneracinę jėgainę nesant papildomo rėmimo, tokios sistemos įrengimas nėra ekonomiškai patrauklus, nes GDV gaunama neigiama, pvz., B tipo nagrinėto vartotojo atveju sistemos su 320 kW_e kogeneratoriumi ir 20 m³ akumuliacine talpa GDV sudaro –0,712 mln. Lt (neigiama).

Naujų mažos galios kogeneracinių jėgainių plėtrą ir ekonominį patrauklumą laisvosios rinkos sąlygomis gali paskatinti premijos, taikomos elektrai, pa-

gamintai kogeneracinėse jėgainėse, mokestinės lengvatos, lengvatinės paskolos ir t. t., pvz., Vokietijoje iš dalies subsidijuojamos šilumos tinklų investicijos, elektros tinklų operatoriai įpareigoti prijungti kogeneracinę jėgainę prie tinklų, taikoma premijų sistema, taip pat visai į tinklą tiekiamai elektrai tinklo operatorius turi gamintojui grąžinti išvengto tinklo naudojimo mokestį, nes mažiau elektros naudojama iš aukštos įtampos tinklų (Golbach 2010).

Siekiant išanalizuoti šilumos akumuliacinės talpos veikimą kogeneracinėje jėgainėje, veikiančioje realaus laiko rinkos sąlygomis, kai taikomi papildomi skatinimo būdai, buvo atliktas kogeneracinės jėgainės konfigūracijos optimizavimas Vokietijos EEX rinkos sąlygomis. Šiuo atveju nagrinėta situacija apibūdinama tokiais dydžiais:

- šilumos poreikis šildymui – 18 000 MWh;
- šilumos poreikis buitiniam karštam vandeniui – 9 000 MWh;
- tinklų šilumos nuostoliai – 3 000 MWh.

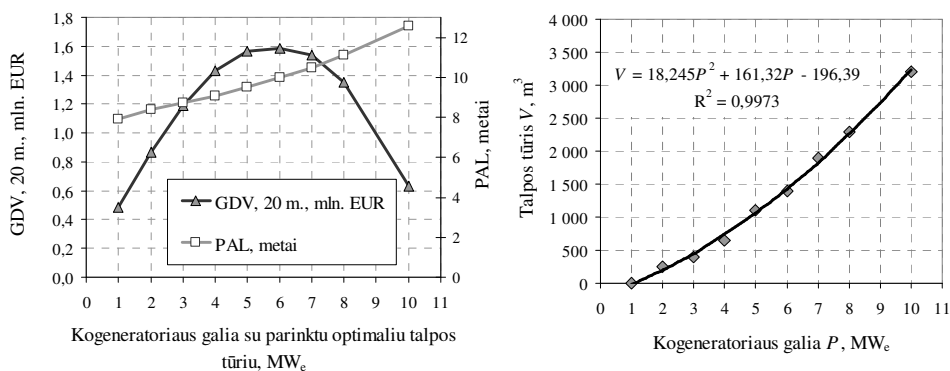
Esant Vokietijos elektros rinkai, papildomai taikomas kuro mokestis gamtinių dujų katilui – 5,5 EUR/MWh-kuro, CO₂ mokestis – 20,0 EUR/t CO₂, premija kogeneratoriui už „išvengto“ tinklo naudojimą – 1,5 EUR/MW_e. Visa pagaminta elektra parduodama realaus laiko rinkoje, kurios vidutinė kaina parenkama 40,0 EUR/MWh_e. Kadangi analizė atlikta 2008 m., tai elektros kainų kitimas buvo prognozuojamas remiantis ankstesniais duomenimis, užfiksuotais 2006 metais (Andersen 2007b; Streckienė *et al.* 2009). Dauguma skaičiavimų atlikta netaikant kogeneracijos premijų (angl. CHP-bonuses), kurios buvo įvestos naujajame kogeneracijos įstatyme.

Apskaičiuota katilo šilumos gamybos savikaina yra 39,87 EUR/MWh_{th}, o mažiausia galima kaina, už kurią galima parduoti elektrą – 34,25 EUR/MWh_e, nuo šio kainos lygio yra naudingiau gaminti šilumą kogeneratoriuje, o ne katile. Kogeneratoriaus ir akumuliacinės talpos skaičiavimai buvo pradėti nuo 1 MW_e kogeneratoriaus. Rasta, kad esant tokiai situacijai, nėra tikslinga įrengti šilumos akumuliatorių, nes tokia jėgainė galėtų veikti nepertraukiamai ir dengtų pagrindinę šilumos poreikių dalį. Tais atvejais, kai turime didesnės galios nei 1 MW_e kogeneratorių, akumuliacinė talpa turi būti ieškoma kiekvienu atveju atskirai. Pasirinkus 2 MW_e galios kogeneratorių, jėgainei buvo nustatytas reikalingas talpos dydis, kiekvieną kartą padidinat talpos tūrį. Šio dydžio paiešką iliustruoja 3.4 lentelė. Nustatyta, kad esant 2 MW_e jėgainei, optimalus talpos tūris yra 250 m³, norint patenkinti visus vartotojų poreikius ir parduoti elektrą.

Analogiškai skaičiavimai buvo atlikti kogeneracinėms jėgainėms, kurių galia buvo 3, 4, 5, 6, 7, 8 ir 10 MW_e. Analizės rezultatai parodė, kad tarp šilumos akumuliacinės talpos ir kogeneratoriaus galios yra polinominis (antrosios eilės) ryšys. Nagrinėtų kogeneratorių galių su nustatytomis optimalaus tūrio talpomis apskaičiuotos GDV ir PAL reikšmės pateiktos 3.31 paveiksle.

3.4 lentelė. Optimali šilumos akumuliacinė talpa 2 MW_e kogeneracinėje jėgainėje
Table 3.4. Optimal heat storage tank in 2 MW_e CHP plant

Talpos tūris, m ³	Investicijos, mln. EUR	Kogeneratoriaus išjungimų sk.	Veiklos pajamų padidėjimas, mln. EUR	PAL, metai	GDV, mln. EUR
150	1,381	438	0,162	8,51	0,823
200	1,394	416	0,165	8,44	0,850
250	1,408	407	0,167	8,41	0,866
300	1,421	405	0,168	8,45	0,864
400	1,448	403	0,169	8,58	0,845

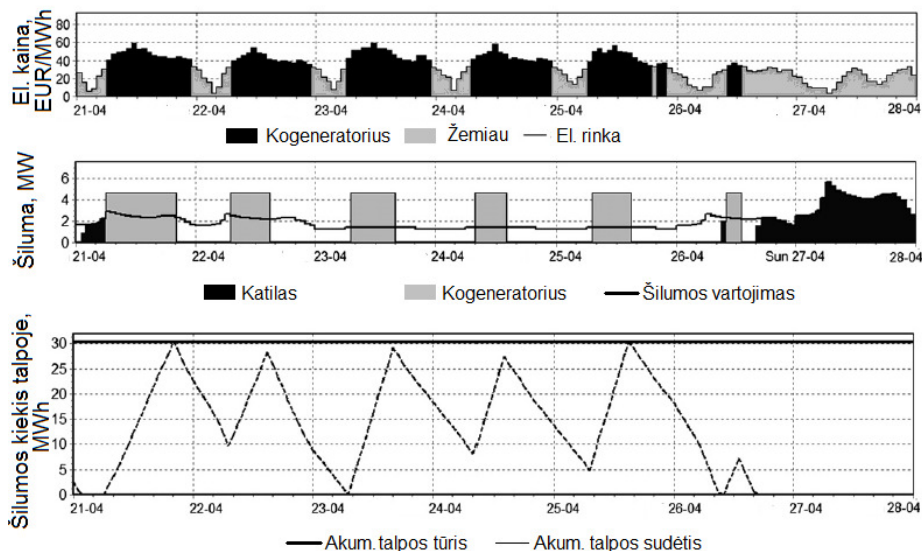


3.31 pav. GDV ir PAL priklausomybės nuo optimalaus kogeneracinės jėgainės įrenginių derinio ir ryšys tarp kogeneracinės jėgainės galios ir akumuliacinės talpos tūrio

Fig. 3.31. NPV and SPBT dependencies on optimal CHP equipment combination and coherence between CHP capacity and storage tank volume

Ekonominiu požiūriu optimaliausias variantas yra 6 MW_e galios kogeneratorius su 1400 m³ akumuliacine talpa. Šis variantas pasižymi didžiausia GDV (1,58 mln. EUR). Tačiau įvertinus žymiai didesnę reikalingų investicijų kiekį tokiai jėgainei, realiu atveju galima pasirinkti mažiau rizikingą variantą 4 MW_e galios kogeneratorių su 650 m³ akumuliacine talpa. Perskaičiavus santykinis talpos tūris sudaro 34 m³/1000 MWh metinės šilumos gamybos kogeneratoriuje. Šio varianto GDV sudaro 1,43 mln. EUR. Palyginus su pradiniu scenarijumi, t. y. kai nėra įrengta kogeneracija su šilumos akumuliacimu, gaunama, kad 4 MW_e jėgainė, turinti 650 m³ talpą, sunaudoja daugiau kuro – gamtinių dujų, todėl padidėja išlaidos kurui, taip pat padidėja CO₂ mokestis ir sistemos aptarnavimo kaštai, nei tuo atveju, kai visa šilumos poreikį užtikrina tik katilas. Tačiau didesnis kuro suvartojimas pagrindžiamas tuo, kad kogeneracinė jėgainė parduoda elektrą realaus laiko rinkoje. Palyginus abu atvejus, gaunama, kad pelningesnė yra kogeneracinė jėgainė, parduodanti elektrą, o ne katilinė užtikrinanti tik

vartotojų šilumos poreikius. 3.32 paveikslas parodo 4 MW_e kogeneracinės jėgainės su 650 m³ šilumos akumuliacine talpa veikimą vieną pavasario savaitę.



3.32 pav. 4 MW_e kogeneratoriaus veikimas su 650 m³ akumuliacine talpa
Fig. 3.32. Operation of the 4 MW_e CHP unit with 650 m³ storage tank

Matyti, kad kogeneratorius veikia tik tuo metu, kai realaus laiko elektros rinkos kaina yra aukštesnė už paskaičiuotą minimalią elektros gamybos kainą, kai ją dar naudinga parduoti. Kai šilumos poreikis yra mažesnis už šilumos gamybą, perteklinė šiluma nukreipiama į šilumos akumuliatorių. Esant nedidelei siūlomai elektros kainai rinkoje, kogeneratorius neveikia ir šiluma užtikrinama iš akumuliacinės talpos. Tais atvejais, kai šilumos iš talpos nepakanka, šiluma gaminama katile.

Kai skaičiavimuose įvertinamos mokamos premijos 1,5 euro ct/kWh_e kogeneracinėms jėgainėms, kurių galia didesnė negu 2 MW_e (arba veikiančių maksimaliai 30 000 h per metus) (Golbach 2010), sumažėjo mažiausia galima kaina, už kurią galima parduoti elektrą nuo 34,25 iki 19,25 EUR/MWh_e. Šiomis sąlygomis 4 MW_e kogeneracinės jėgainės su 650 m³ talpa GDV padidėjo beveik dvigubai ir išaugo nuo 1,431 iki 2,821 mln. EUR. Be to, nustatyta, kad premijų įvedimo schema suteikia didesnę ekonominę patrauklumą didesnio galingumo kogeneracinėms jėgainėms (Streckienė *et al.* 2009).

3.6.3. Jautrumo analizė

Šiuo atveju jautrumo analizė buvo atlikta 4 MW_e kogeneracinei jėgainei su 650 m³ talpa. Keičiant diskonto normą 4–7% ribose, gauta, kad šis veiksnys turi didelę įtaką ekonominiams rezultatams, tačiau net ir esant 7 % diskonto normai, kogeneracinės jėgainės GDV išlieka teigiama (0,468 mln. EUR).

Investicijų, gamtinių dujų ir parduodamos elektros kainos buvo analizuojamos ±10 % ribose. Nustatyta, kad mažiausią įtaką rezultatams turėjo investicijų pokytis, palyginus su gamtinių dujų ir elektros kainomis. Investicijų kainai pakilus 10 %, sistemos GDV sumažėjo iki 1,146 mln. EUR, kas sudaro 20 %.

Gamtinių dujų kainų pokyčiai turėjo didžiausią įtaką sistemos pelningumui. Gamtinių dujų pabrangimas 10 % žymiai sumažintų sistemos GDV, ir ji būtų neigiama –0,316 mln. EUR, kas rodytų projekto nepriimtinumą. Tuo tarpu, jei dujų kaina sumažėtų 10 % sistemos GDV išaugtų net 2,27 karto. Priešingai gamtinių dujų kainai, elektros kainos pokyčiai turi kitokią tendenciją GDV vertėms. Parduodamos elektros kainai išaugus 10 %, sistemos GDV taptų 1,85 karto didesnė. Kadangi kuro kainos turi įtaką elektros kainoms, tai šių abiejų skirtingų energijos formų kainų kaita siesis tarpusavyje tam tikru laipsniu. Tikrasis kogeneracinės jėgainės pelningumas būtų pasiekiamas tarp šių dviejų kainų.

Pasirinktiems ekonominiams skaičiavimams buvo naudotas 2006 m. EEX rinkos kainų kitimas. Jei būtų panaudota 2007 m. elektros kainų kaita, sistemos GDV išaugtų nuo 1,43 mln. EUR iki 2,04 mln. EUR, nors abiejų scenarijų atvejais būtų pasirinkta tokia pati vidutinė momentinės rinkos kaina, t. y. 40 EUR/MWh. Tai rodo, kad elektros rinkos nepastovumas turi didelę įtaką lanksčios kogeneracinės jėgainės pajamoms. Lyginant 2006 m. su 2007 m. gauta, kad pastaraisiais metais yra didesnis piko ir ne piko valandų kainų skirtumas. Tokiu būdu jėgainė uždirba didesnę pelną veikdama piko valandomis. Tai rodo, kad aukštesni kainų svyravimai realaus laiko rinkoje gali paskatinti kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliacimu naudojimą.

3.7. Trečiojo skyriaus išvados

1. Nagrinėjant šilumos akumuliacinės talpos veikimą mažos galios kogeneracinėje jėgainėje, nustatyta, kad A tipo vartotojams naudingiausia įrengti didžiausius vartotojo elektros galios poreikius užtikrinančių kogeneratorių. Kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu, jis per metus pateikia 32–44 % reikalingos šilumos. Šioje sistemoje santykinis akumuliacinės talpos tūris turėtų būti nuo 10 iki 17 m³/1000 MWh patiektos metinės kogeneratoriaus šilumos.

2. A tipo vartotojo atveju, kai kogeneratorius veikia pirmu prioritetu tik dalį paros, pvz., dieninio tarifo metu, ir yra galimybė parduoti elektrą, nustatyta, kad optimalių sprendinių kogeneratorius patiekia apie 20–25 % reikalingos šilumos, o santykinis talpos tūris turėtų būti nuo 40 iki 47 m³/1000 MWh patiektos metinės šilumos. Nesant galimybės parduoti elektrą, optimalus santykinis tūris sumažėja ir sudaro 18–30 m³/1000 MWh metinės iš kogeneratoriaus patiektos šilumos.
3. B tipo vartotojų atvejų kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliacimu analizė parodė, kad, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu, optimalių sprendinių santykinis talpos tūris turėtų būti nuo 7 iki 9 m³/1000 MWh patiektos metinės šilumos, kai talpa per parą įsikrauna du kartus ir kogeneratorius veikia tik pikiniais laikotarpiais. Jei numatoma, kad kogeneratorius turėtų tik vieną paleidimą per parą, santykinis talpos tūris turėtų būti nuo 14 iki 19 m³/1000 MWh patiektos metinės šilumos.
4. Kai kogeneratorius veikia pirmu prioritetu dieninio tarifo metu ir yra galimybė parduoti elektrą, apskaičiuotas optimalus santykinis akumuliacinės talpos tūris turėtų būti 41–48 m³/1000 MWh metinės šilumos gamybos kogeneratoriuje. Kai nėra galimybės parduoti elektrą, santykinis akumuliacinės talpos tūris sumažėja iki 6–21 m³/1000 MWh metinės šilumos gamybos kogeneratoriuje.
5. Atlikta jautrumo analizė parodė, kad optimalių sprendinių priimtinumui didelę įtaką turi reali diskonto norma, kurios padidėjimas 3 % vidutiniškai sumažina sistemų GDV 27 %. Tuo atveju, jei didžioji pagamintos elektros dalis suvartojama savo reikmėms, kitas pagal svarbą ekonominiam patrauklumui turintis rodiklis yra perkamos elektros kaina, kuriai didėjant sistemos GDV taip pat auga. Taip pat svarbus rodiklis yra gamtinių dujų kaina.
6. Atliekant realaus laiko elektros rinkų DK-West, EEX ir BaltPool tyrimus, nustatyta, kad vidutinis elektros kainų kitimas skirtingose realaus laiko elektros rinkose per beveik 10 m. rodo elektros kainų kilimo tendenciją, o didžiausias piko ir ne piko valandų elektros kainų santykis yra EEX rinkoje.
7. Lietuvoje nesant papildomos rėmimo tvarkos, mažos galios dujinės kogeneracinės jėgainės įrengimas, kai visa pagaminta elektra parduodama realaus laiko rinkoje, elektros gamintojui ekonomiškai nenaudingas.
8. Analizuojant Vokietijos EEX rinką, nustatyta, kad esant 30 000 MWh šilumos poreikiui, ekonomiškai naudinga įrengti 4 MW_e kogeneratorių su 650 m³ akumuliacine talpa. Perskaičiavus santykinis talpos tūris sudaro 34 m³/1000 MWh metinės šilumos gamybos kogeneratoriuje. Šios jėgainės jautrumo analizė parodė, kad elektros rinkos nepastovumas turi didelę įtaką lanksčios kogeneracinės jėgainės pajamoms, ir didesni kainų svyravimai gali paskatinti kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliacimu naudojimą.

Skaitinio ir pusiau analitinio modeliavimo rezultatų analizė

Siekiant patikrinti 2-ame skyriuje pateiktų skaitinio ir pusiau analitinio temperatūros modeliavimo būdų taikomumą, nustatant temperatūros pasiskirstymą kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinėje talpoje bet kuriuo jos veikimo metu ir įvertinti pagrindinių parametrų įtaką rezultatų tikslumui, šiame skyriuje atliekama Hvide Sande kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos įkrovimo ir iškrovimo procesų analizė. Šio skyriaus tematika paskelbti du autorės straipsniai (Streckienė ir Martinaitis 2009; Streckienė ir Martinaitis 2011).

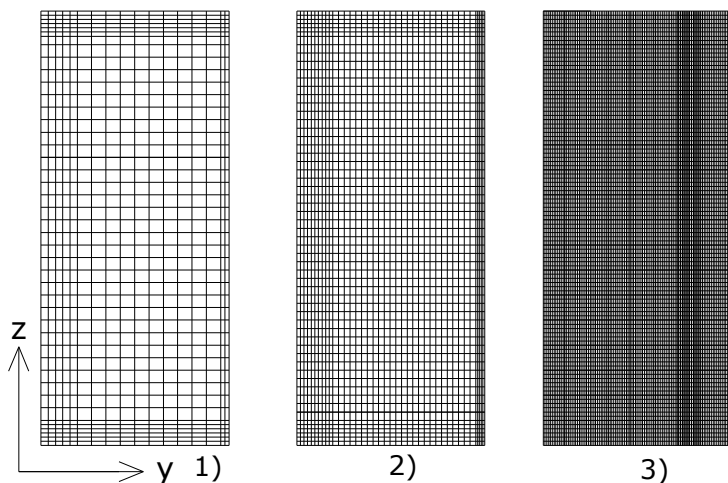
4.1. Skaitinio modeliavimo tinklinės srities analizė

Modeliuojant akumuliacinę talpą labai svarbu sukurti tinkamą erdvės tinklą ir pasirinkti laiko žingsnio dydį, nes tinklėlio kokybė turi įtaką skaitinio modeliavimo tikslumui ir stabilumui. Be to, staigūs ląstelių pokyčiai taip pat gali sukelti modeliavimo netikslumus (Dincer ir Rosen 2010).

Nagrinėjant galimą temperatūros pasiskirstymą, susidarantį realios kogeneracinės jėgainės Hvide Sande šilumos akumuliacinėje talpoje, esant skirtingiems jos veikimo režimams, buvo analizuojami trys tinklėlių dydžiai 2D koordinatėse:

- $17 \times 43 = 799$ (ląstelės);
- $40 \times 58 = 2\,320$ (ląstelės) ir
- $104 \times 104 = 10\,816$ (ląstelės).

Nagrinėjamų tinklėlių išdėstymas erdvėje pavaizduotas 4.1 paveiksle.



4.1 pav. Skirtingi skaitinio tyrimo srities tinklėliai

Fig. 4.1. Different grids of numerical investigation domain

Naudojant pirmąjį ir antrąjį tinklėlį, atliekamas ląstelių sutankinimas ties srauto įtekėjimo ir ištekėjimo vietomis bei šalia talpos sienelių. Tuo tarpu trečiąjį tinklėlį sudaro visos vienodo dydžio ląstelės, kurių kiekvienos dydis yra $0,0619 \times 0,150$ m.

Skaitiniu ir pusiau analitiniais modeliais gautų rezultatų tikslumui nusakyti naudojamas vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas, kuris apskaičiuojamas:

$$\delta T = \frac{\frac{1}{n} \sum (T_{i,reali} - T_{i,modelis})}{\frac{1}{n} \sum T_{i,reali}}, \quad (4.1)$$

čia n – jutiklių skaičius, $T_{i,reali}$ – faktinė temperatūros reikšmė, užfiksuota Hvide Sande talpoje, $T_{i,modelis}$ – atitinkamu modeliu nustatyta temperatūra.

Tinklelio ir kitų parametų poveikio tyrimams naudojamos pradinės talpos veikimo įvesties sąlygos, apibūdinančios Hvide Sande akumuliacinės talpos įkrovimo ir iškrovimo procesus, pateikiamos 4.1 lentelėje.

4.1 lentelė. Talpos įkrovimo ir iškrovimo procesų modeliavimo pagrindiniai parametrai
Table 4.1. Main parameters of charging and discharging processes simulation of the tank

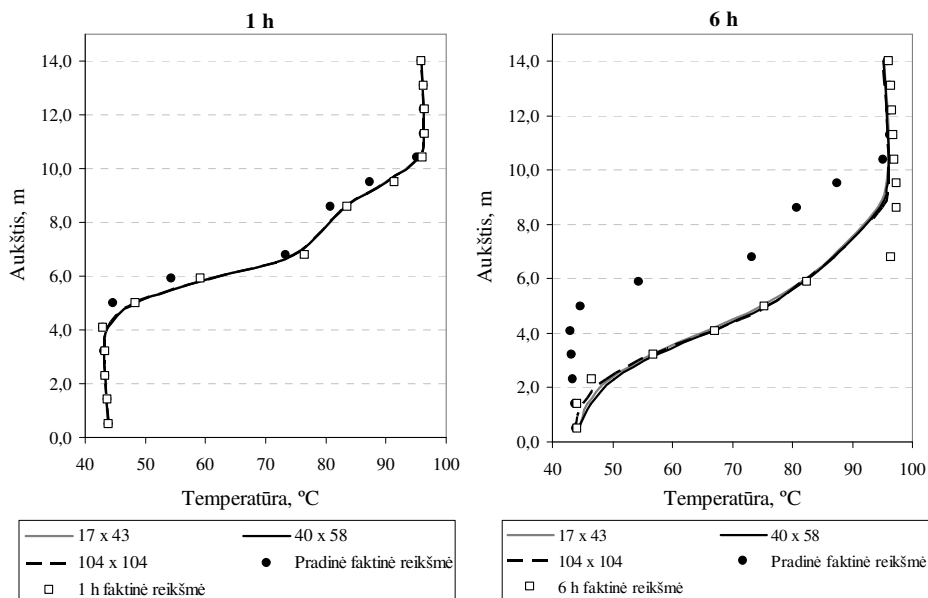
Parametras	Laikas					
	15 min	30 min	1 h	2 h	4 h	6 h
Įkrovimo procesas (2008-04-02 09.00–15.00; ID176)						
T_a , °C	6,7	6,7	6,7	6,8	7,2	7,6
ΔT_a , °C	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3
Debitas, m ³ /h	40,2	38,9	38,1	43,0	47,3	51,5
ΔQ , m ³ /h	±0,9	±0,9	±0,9	±1,0	±1,1	±1,2
Iškrovimo procesas (2008-04-02 23.00 – 2008-04-03 05.00; ID231)						
T_a , °C	5,9	5,8	5,8	5,7	5,8	5,9
ΔT_a , °C	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3	±0,3
Debitas, m ³ /h	93,2	93,4	93,2	93,9	93,6	95,0
ΔQ , m ³ /h	±2,3	±2,3	±2,3	±2,3	±2,3	±2,4

čia T_a – aplinkos temperatūra, Q – debitas, Δ – atitinkamo dydžio matavimų paklaida.

Duomenų registravimo sistemoje visi duomenys buvo įrašomi kas 15 minučių, ir atitinkamu laiku įrašytiems duomenims suteikiamas unikalūs ID vardas. Visais įkrovimo proceso atvejais naudota vidutinė įtekančio vandens srauto temperatūra buvo 95,0 °C, o iškrovimo proceso – 44,0 °C.

4.1.1. Įkrovimo procesas

Žinant tiriamojo proceso pradžioje buvusias temperatūrų reikšmes atitinkamuose jutikliuose, buvo sumodeliuotas temperatūros pasiskirstymas po 15 min, 30 min, 1 h, 2 h, 4 h ir 6 h. Išmatuotos faktinės temperatūros atitinkamuose jutikliuose skiriasi priklausomai nuo vandens temperatūros. Gaunama ±0,8 °C paklaida, kai vandens temperatūra lygi 95 °C, ir ±0,5 °C paklaida, esant 40 °C temperatūros vandeniui. Skirtingų tinklelių įtaka rezultatų tikslumui, modeliuojant 1 h ir 6 h procesus, pateikta 4.2 paveiksle. Kai įkrovimo procesas trunka trumpai, visų trijų srities diskretizavimo tinklelių modeliavimo rezultatai labai gerai atitinka faktines temperatūrų reikšmes jutiklių įrengimo vietose. Esant 1 h įkrovimo procesui, kai naudojami skirtingo stambumo ląstelių tinkeliai, gautų temperatūros pasiskirstymų kreivės sutampa.



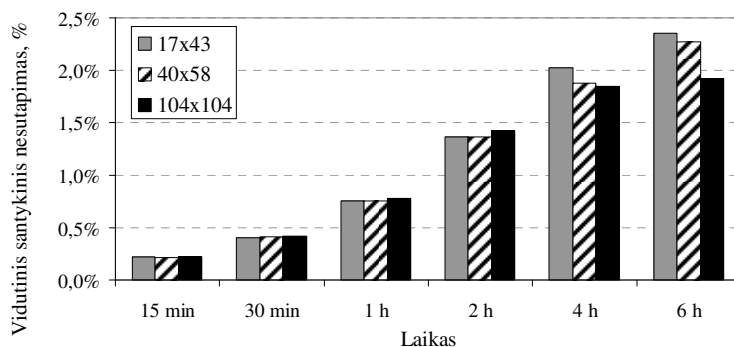
4.2 pav. Temperatūros pasiskirstymai naudojant skirtingus tinklėlius, 1 h ir 6 h

Fig. 4.2. Temperature distribution using the different grids, 1 h and 6 h

Ilgėjant modeliujamo įkrovimo proceso laikotarpiui (6 h), gaunami kiek didesni temperatūrų nesutapimai pereinamojoje temperatūros srityje. Didžiausi temperatūrų nesutapimai gauti ties 8-uoju jutikliu, tai gali būti paaiškinama tuo, kad modeliavimo metu nėra turimos 9-ojo jutiklio temperatūros reikšmės, ir tada modelis atitinkamas temperatūras sluoksniuose apskaičiuoja kaip vidutinės temperatūras tarp gretimų sluoksnių. Be to, šis taškas papuola į pereinamosios temperatūros zoną, kurioje žymiai keičiasi temperatūra.

Pateiktuose grafikuose taip pat matyti, kaip pereinamoji temperatūros sritis keičia savo vietą. Įkrovimo atveju ji leidžiasi žemyn, t. y. apatiniai akumuliacinės talpos sluoksniai užpildomi karštu vandeniu.

Temperatūrų neatitikimo įvertinimas naudojant vidutinį santykinį temperatūrų nesutapimą (δT), palyginus skirtingų skaitinių tinklėlių modelių rezultatų atitinkamas temperatūras su faktiškai užfiksuotomis temperatūromis, kai modeliujamas Hvide Sande akumuliacinės talpos įkrovimo procesas trunka 15 min–6 h, pateikiamas 4.3 paveiksle. δT analizė rodo, kad mažiausi temperatūros nesutapimai gauti, kai modeliujamas įkrovimo procesas trunka trumpiausiai (15 min), ir didžiausi temperatūros nesutapimai, kai šis procesas vyksta ilgiausiai (6 h). Modeliuojant ilgo laikotarpio įkrovimo procesą tiksliausi rezultatai gauti naudojant vienodų ląstelių tinklėlį, t. y. 104×104; esant 4 h įkrovimo procesui δT sudarė 1,84 %, o 6 h – 1,98 %.



4.3 pav. Įkrovimo proceso vidutinis santykinis nesutapimas naudojant skirtingus erdvės tinklelius

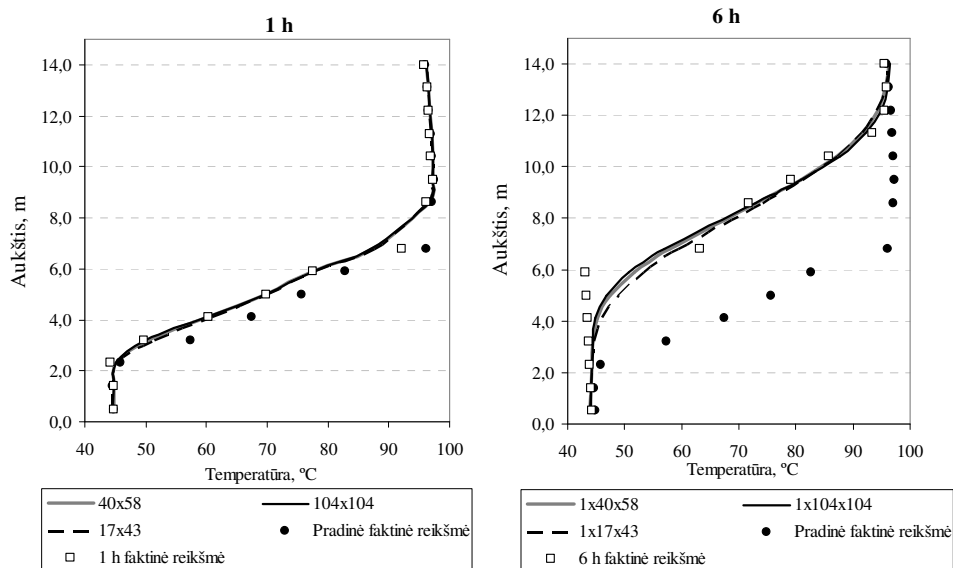
Fig. 4.3. Average relative discrepancy of charging process using different domain grids

Mažiausiai tikslūs rezultatai gauti, naudojant stambiausią tinklą – 17×43, kai modeliuojami 4 h ir 6 h įkrovimo procesai, gaunami 2,02 % ir 2,36 % δT . 40×58 ląstelių erdvės tinklas užima tarpinę vietą tarp šių dviejų tinklų; kai modeliuojamas procesas trunka trumpai (15min–1 h), gaunamas δT yra nedidelis, o kai modeliuojamas procesas trunka 4 h ir 6 h nesutapimas lygus 1,88 % ir 2,28 %. Pažymėtina, kad erdvės tinklo tankumas turi įtaką skaičiavimo laiko tarpio ilgiui. Atsižvelgiant į tinklo modeliavimo tikslumą ir skaičiavimo trukmę, tolesniems skaičiavimams pasirinktas 40×58 ląstelių tinklas.

4.1.2. Iškrovimo procesas

Siekiant nustatyti erdvės tinklo poveikį modeliuojamo iškrovimo proceso tikslumui, analizuojamas Hvide Sande akumuliacinės talpos iškrovimo procesas, kuris prasidėjo 2008-04-02 23.00. Kaip ir įkrovimo proceso atveju sumodeliuojami temperatūros pasiskirstymai po 15 min, 30 min, 1 h, 2 h, 4 h ir 6 h. Naudojant skirtingus erdvės tinklelius, gauti temperatūros pasiskirstymai po 1 h ir 6 h nuo iškrovimo proceso pradžios pateikti 4.4 paveiksle.

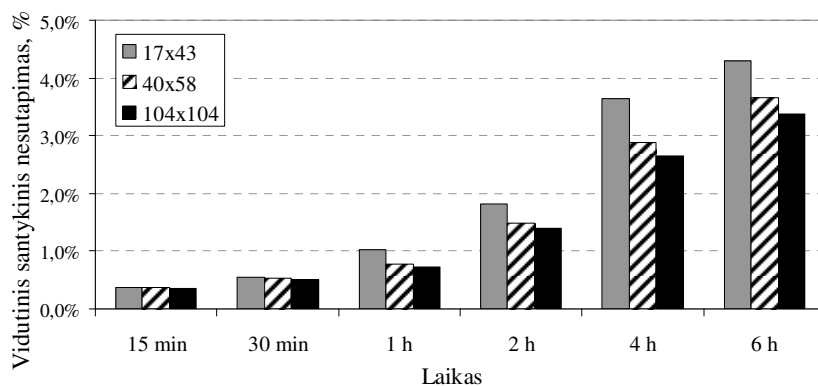
Gauti rezultatai taikant skirtingus tinklelius buvo labai tikslūs, kai modeliuojamas trumpo laikotarpio iškrovimo procesas. Naudojantis šiais tinklais gauti temperatūros pasiskirstymai beveik nesiskiria, kai modeliuojamas procesas trunka 1 h. Modeliuojamo iškrovimo proceso rezultatų tikslumas mažėja, kai ilgėja iškrovimo procesas. Didžiausi temperatūros nesutapimai buvo ties 8-ojo jutiklio aukščiu, kuris paprastai pakliūva į pereinamosios temperatūros srities centrą. Iškrovimo proceso atveju matyti, kaip pereinamoji temperatūros sritis kyla aukštyn, nes apatiniai talpos sluoksniai palaipsniui užpildomi vėsesniu vandeniu.



4.4 pav. Gauti temperatūros pasiskirstymai, naudojant skirtingus tinklėlius, 1 h ir 6 h nuo iškrovimo proceso pradžios

Fig. 4.4. Temperature distribution using different grids, after 1 h and 6 h from discharging process start

Naudojant skirtingus erdvės tinklėlius, iškrovimo proceso šiluminės stratifikacijos modeliavimo rezultatų gauti vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai pateikti 4.5 paveiksle.



4.5 pav. Iškrovimo proceso vidutinis santykinis nesutapimas naudojant skirtingus tinklėlius

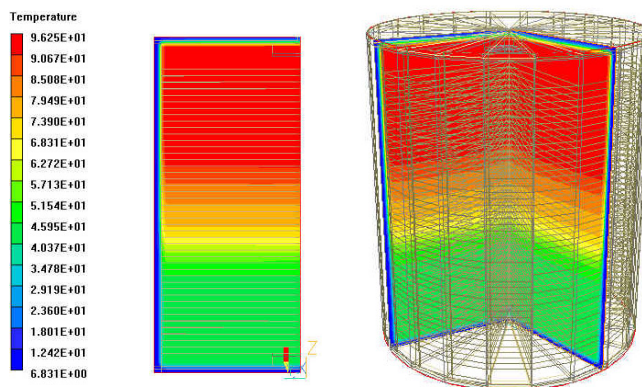
Fig. 4.5. Average relative discrepancy of discharging process using different grids

Visais iškrovimo proceso atvejais tiksliausi rezultatai gauti, naudojant 104×104 ląstelių tinklą, o mažiausiai tikslūs rezultatai nustatyti su stambiausiu tinklu 17×43 . Kai procesas trunka trumpai, naudojant 40×58 ląstelių tinklą gautas artimas δT , kaip ir su 104×104 tinklu, o esant 6 h iškrovimo procesui apskaičiuotas 3,66 % santykinis nesutapimas. Atsižvelgiant į tai, kad 40×58 ląstelių tinklas leidžia gauti gana tikslus rezultatus ir nėra imlus skaičiavimo laikui, yra pasirenkamas tolesniems skaičiavimams.

Pažymėtina, kad sudarant įkrovimo ir iškrovimo skaitinius modelius, geriausius įkrovimo proceso modeliavimo rezultatus padėjo pasiekti gravitacijos jėgų įvertinimas visose šilumos ir masės lygtyse, įvertinant tankį kaip funkciją nuo temperatūros. Tuo tarpu iškrovimo proceso faktines reikšmes geriausiai atitiko, kai skaičiavimams buvo naudojama Businessko prielaida, kai tankis kaip kintamasis įvertinamas tik judėjimo lygtyse.

4.1.3. Trimatis uždavinys

Siekiant patikrinti sudaryto 2D modelio transformavimo galimybes į 3D koordinates, erdvė aplink centrinę ašį buvo padalinta į dešimt dalių. Gauta, kad diskretizuojamą sritį sudaro 23 200 ląstelių. Sumodeliuoto 2 h įkrovimo proceso palyginimas 2D ir 3D koordinatėse pateikiamas 4.6 paveiksle.

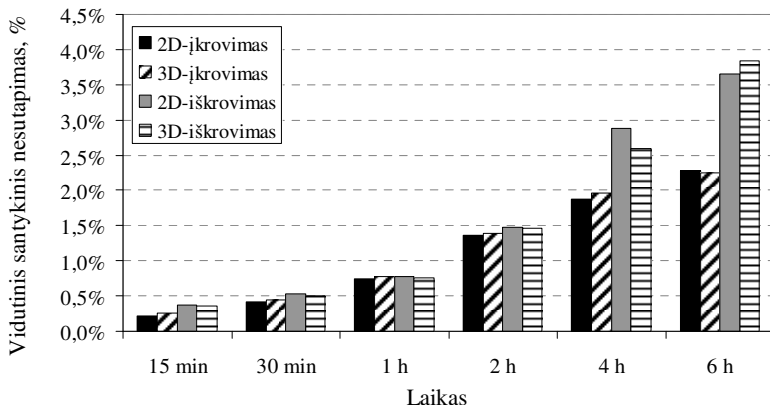


4.6 pav. Įkrovimo procesas 2D ir 3D koordinatėse

Fig. 4.6. Charging process in 2D and 3D dimensions

Gauta, kad 3D atveju temperatūros reikšmės aplink simetrijos ašį (z) išlieka vienodos ir žvelgiant tik į vizualinį vaizdą temperatūrų skirtumo nematyti. Atskirai nagrinėjant rezultatų bylą (Results), buvo gauti nedideli nesutapimai tarp 2D ir 3D modelio atitinkamame aukštyje, pvz., 2 h modeliuojamo įkrovimo proceso 2D modelis parodė $0,99\text{ }^{\circ}\text{C}$ vidutinį temperatūros nesutapimą, kas sudaro

1,37 % δT , o 3D modelis atitinkamai – 1,00 °C ir 1,39 %. Modeliuotų 2D ir 3D įkrovimo ir iškrovimo procesų vidutinių santykinų temperatūros nesutapimų palyginimas pateiktas 4.7 paveiksle.



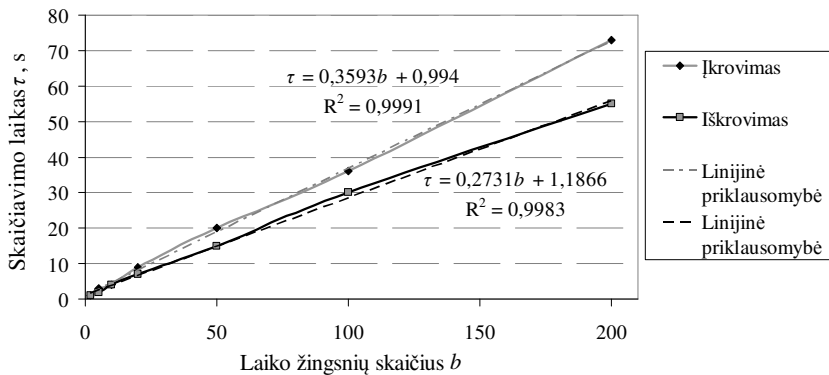
4.7 pav. 2D ir 3D modeliavimo rezultatų vidutinis santykinis nesutapimas

Fig. 4.7. Average relative discrepancy of 2D and 3D simulation results

Nagrinėjamo uždavinio pavyzdžiu nustatyta, kad, kai įtekėjimo ir ištekėjimo angos ar difuzoriai išdėstyti simetriškai apie vertikalią ašį, nėra didelio skirtumo tarp 2D ir 3D modelių rezultatų, nes gaunami panašūs vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai. Tačiau 2D modelio skaičiavimo laikas yra 5 kartus trumpesnis negu 3D modelio. Didžiausias apskaičiuotas vidutinių santykinų temperatūros nesutapimų skirtumas, naudojant 2D ir 3D modelį, sudarė 0,3 %.

4.2. Laiko žingsnio dydžio analizė

Laiko tinkelis arba laiko žingsnio dydis turi įtaką tiek skaitinio, tiek ir pusiau analitinio sprendimo tikslumui. Skaitiniuose PHOENICS tyrimuose laiko žingsnis paprastai aprašomas kaip modeliujamo proceso laikotarpio sudalijimas į vienodo arba nevienodo ilgio intervalų skaičių. Tolesniems skaitiniams tyrimams pasirinktas 50 laiko žingsnių naudojimas, nes palyginus su 100 ir 200 laiko žingsnių pasirinkimu, gauti labai panašūs modeliujamų procesų rezultatai, tarpusavyje besiskiriantys 2–3 %. Tuo tarpu kompiuterio skaičiavimo laikas tiesiškai auga, jei naudojamas didesnis laiko žingsnių skaičius, kas pavaizduota 4.8 paveiksle. Visais atvejais įkrovimo proceso modeliavimas užtruko ilgiau negu iškrovimo proceso, tai gali būti paaiškinama tuo, kad tankis įvertinamas visoje šilumos ir masės pernašos lygtyse įkrovimo procese, tuo tarpu iškrovimo procesui buvo taikyta Businessko prielaida.



4.8 pav. Skaičiavimo laiko priklausomybė nuo laiko dalių skaičiaus

Fig. 4.8. Dependence of calculation time on number of time intervals

Pusiau analitinių modelių atvejais laiko žingsnio dydis tiriamas tik energijos balanso modelyje, kuriame visas proceso laikas buvo sudalintas į laiko žingsnius, truncančius nuo 2 s iki 45 s. Tyrimuose laiko žingsnio dydis ($\Delta\tau$) išreiškiamas bedimensiniu Furjė kriterijumi (Fo):

$$Fo = \frac{a \cdot \Delta\tau}{l^2} = \frac{\lambda \cdot \Delta\tau}{c_p \cdot \rho \cdot l^2}, \quad (4.2)$$

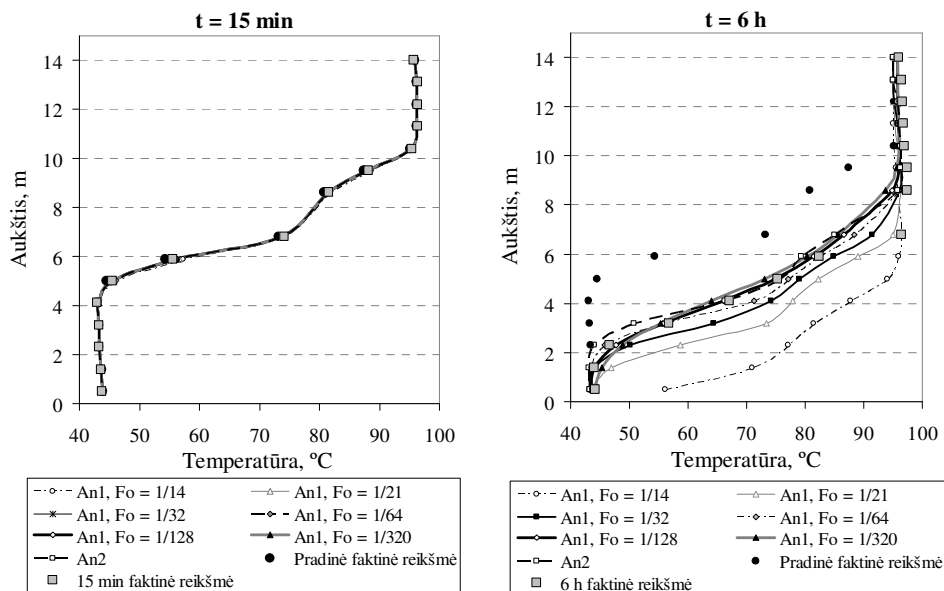
čia a – temperatūros laidumo koeficientas, m^2/s ; l – charakteringas matmuo, m ; λ – šilumos laidumo koeficientas, $W/(m \cdot K)$.

Skaičiavimuose naudojama vandens šilumos laidumo reikšmė lygi $0,644 W/(m \cdot K)$, vidutinė tankio reikšmė – $980 kg/m^3$, vandens savitosios šilumos reikšmė – $4200 J/(kg \cdot K)$, o charakteringas matmuo lygus $0,01 m$, t. y. vieno sluoksnio aukštis.

Tuo tarpu sudarytame „sluoksnių išstūmimo“ modelyje laiko žingsnio dydis nenagrinėjamas, nes galutinis proceso temperatūros pasiskirstymas gaunamas iš karto, jei procesą aprašančios sąlygos išlaikomos nekintančiomis.

4.2.1. Pusiau analitinis įkrovimo procesas

Apskaičiuoti Hvide Sande jėgainės akumuliacinės talpos pusiau analitiniai temperatūros pasiskirstymai po 15 min ir 6 h, naudojant skirtingo dydžio Fo kriterijų, pavaizduoti 4.9 paveiksle. Paveiksle pažymėti An1 reiškia energijos balanso modelio pusiau analitinį sprendinį, o An2 – „sluoksnių išstūmimo“ modelio sprendinį.

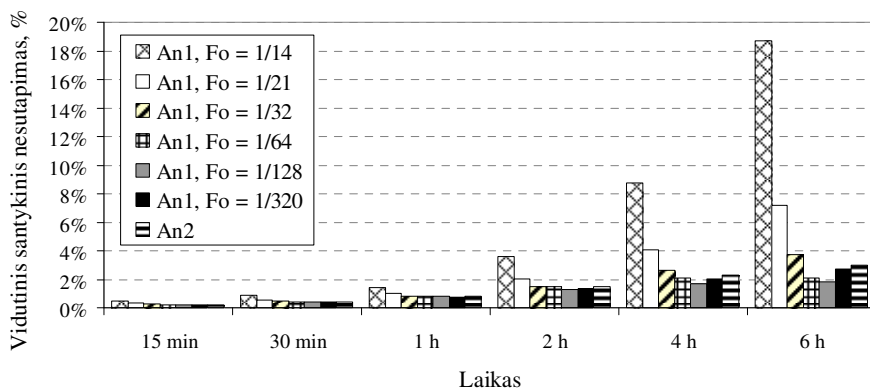


4.9 pav. Pusiau analitiškai nustatytas temperatūros pasiskirstymas po 15 min ir 6 h įkrovimo naudojant skirtingo dydžio Fo kriterijų

Fig. 4.9. Semi-analytically determined temperature distribution after 15 min and 6 h of charging using different Fo number

Matyti, esant trumpam modeliujamo įkrovimo proceso laikotarpiui (15 min), visų sprendinių, naudojančių įvairaus dydžio Fo kriterijų, temperatūros reikšmės sutampa, todėl vizualiai išskirti, kuris sprendinys tiksliausias, yra sunku. Tuo tarpu, kai modeliujamas laikotarpis trunka 6 h, pastebimi ryškūs skirtumai: esant dideliui laiko žingsniui ($\Delta\tau = 45$ s, $Fo = 1/14$ ir $\Delta\tau = 30$ s, $Fo = 1/21$), akumuliacinėje talpoje vyksta perkaitimas, t. y. žemesnieji vandens sluoksniai yra per aukštos temperatūros ir kuo laiko žingsnis didesnis, tuo ir šis žemesniųjų sluoksnių perkaitimas didesnis.

Modeliuojant įkrovimo procesą taip pat pastebėta, kad esant laiko žingsniui $\Delta\tau = 2$ s, kas sudaro $Fo = 1/320$, šilumos perdavimo procesai vyksta ne taip greitai, ir apskaičiuotas temperatūros pasiskirstymas pereinamojoje srityje „atsilieka“ nuo faktinio temperatūros pasiskirstymo Hvide Sande jėgainės akumuliacinėje talpoje. Abiejų analitinių modelių gautų temperatūros pasiskirstymų vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai palyginti 4.10 paveiksle.



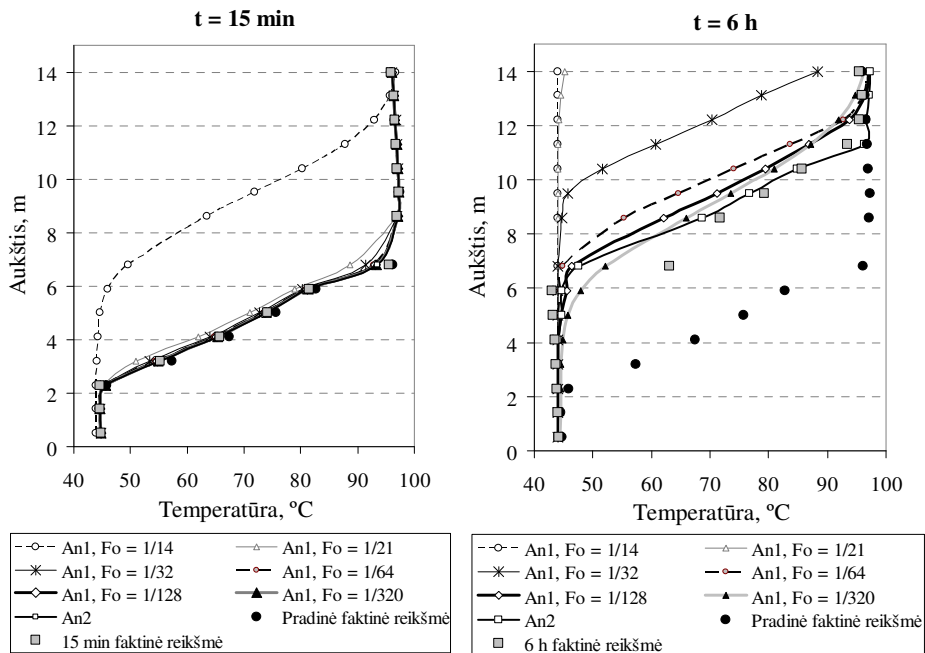
4.10 pav. Pusiau analitinio įkrovimo proceso vidutinis santykinis nesutapimas naudojant skirtingą Fo kriterijaus dydį

Fig. 4.10. Average relative discrepancy of semi-analytical charging process using various Fo number

4.10 paveikslas akivaizdžiai parodo, kad energijos balanso metodikos pusiau analitinis sprendinys, naudojantis laiko žingsnį $\Delta\tau = 5s$, kas sudaro $Fo = 1/128$, tiksliausiai perteikė temperatūros pasiskirstymą talpoje. Esant tokiam laiko žingsniui, vidutinis temperatūros nesutapimas buvo nuo $0,15^\circ C$ iki $1,51^\circ C$, o vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas $0,22$ – $1,82\%$ ribose, kai modeliuojami 15 min – 6 h įkrovimo procesai. „Sluoksnių išstūmimo“ modelio pusiau analitiniai sprendiniai buvo mažiau tikslūs, juose vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas svyravo $0,22$ – $3,01\%$ ribose. Mažiausiai tikslus stambiausio žingsnio $\Delta\tau = 45\text{ s}$ arba $Fo = 1/14$ energijos balanso modelis, čia vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas buvo $0,48$ – $18,74\%$.

4.2.2. Pusiau analitinis iškrovimo procesas

Kaip ir įkrovimo proceso modeliavimo atveju buvo nustatyti Hvide Sande akumuliacinės talpos iškrovimo proceso pusiau analitiniai temperatūros pasiskirstymai, esant skirtingiems laiko žingsniams. Apskaičiuota susiformuojanti šiluminė stratifikacija po 15 min ir 6 h iškrovimo pavaizduota 4.11 paveiksle. Kai modeliuojamas 15 min iškrovimo procesas, gaunamas geras rezultatų tikslumas naudojant visus laiko žingsnius išskyrus $\Delta\tau = 45\text{ s}$, kas sudaro $Fo = 1/14$. Tuo tarpu esant 6 h iškrovimo procesui, modeliavimo rezultatai išsiskiria.



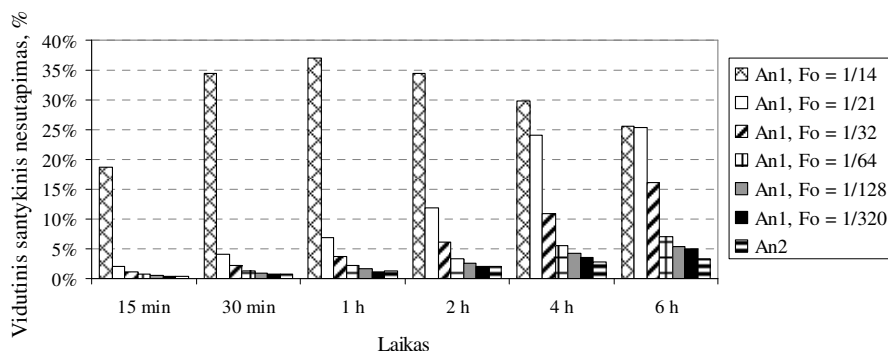
4.11 pav. Pusiau analitiškai nustatytas temperatūros pasiskirstymas po 15 min ir 6 h iškrovimo naudojant skirtingą Fo kriterijaus dydį

Fig. 4.11. Semi-analytically determined temperature distribution after 15 min and 6 h of discharging using different Fo number

Mažiausiai tikslūs rezultatai gaunami, kai $Fo = 1/14$ ir $Fo = 1/21$, kuriuos naudojant iškrovimo procesas vyksta per greitai ir visa talpa atšąla, t. y. net ir aukštutiniai talpos sluoksniai įgyja $\sim 44^\circ\text{C}$ temperatūrą.

Energijos balanso metodikos sprendinys, naudojantis laiko žingsnį $\Delta\tau = 2$ s, kurį galima išreikšti kaip $Fo = 1/320$ ir „sluoksnių išstūmimo“ metodikos sprendinys yra arčiausiai realiai užfiksuotų temperatūros reikšmių. Didžiausi temperatūros nesutapimai pastebimi 6,8 m aukštyje, ties 8-uju temperatūros jutikliu. Naudotų pusiau analitinių modelių gautų temperatūros pasiskirstymų vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai pateikti 4.12 paveiksle.

Palyginus vidutinius santykinius temperatūros nesutapimus, gauta, kad visais atvejais mažiausiai tikslus energijos balanso modelis, naudojantis didelį laiko žingsnį $\Delta\tau = 45$ s ($Fo = 1/14$). Jis nėra tinkamas pateiktų sąlygų modeliavimo tikslams.



4.12 pav. Pusiau analitinio iškrovimo proceso vidutinis santykinis nesutapimas naudojant skirtingą Fo kriterijų

Fig. 4.12. Average relative discrepancy of semi-analytical discharging process using different Fo number

Laiko žingsnio $\Delta\tau = 2$ s ($Fo = 1/320$) naudojimas leido pasiekti mažiausią nesutapimą, palyginus su kitų laiko žingsnių naudojimu. Jam esant, vidutinis temperatūros nesutapimas kito $0,33\text{--}3,30$ °C ribose, o vidutinis santykinis nesutapimas – $0,46\text{--}5,00$ % ribose, kai modeliuojami 15 min–6 h iškrovimo procesai.

Iškrovimo proceso modeliavimo atveju gerą rezultatų sutapimą parodė „sluoksnių išstūmimo“ modelis (An2), kurį naudojant gautas vidutinis temperatūros nesutapimas buvo $0,31\text{--}2,21$ °C, o vidutinis santykinis nesutapimas – $0,43\text{--}3,34$ %.

4.3. Įkrovimo proceso analizė

Nustačius erdvės, laiko, iteracijų skaičiaus ir relaksacijos koeficiento poveikį rezultatų patikimumui ir pasirinkus dydžius, leidžiančius gauti kuo tikslesnius temperatūros pasiskirstymus, buvo palyginti penki Hvide Sande jėgainės talpos įkrovimo procesai, trunkantys nuo 15 min iki 6 h. Pirmasis įkrovimo procesas detalai aprašytas 4.1 lentelėje, o likę keturi procesai apibūdinti 4.2 lentelėje. Atitinkamų įkrovimo procesų užregistravimo laikas ir trukmė yra:

- ID 742: 2008-04-08 15.00–21.00;
- ID 802: 2008-04-09 06.00–12.00;
- ID 2443: 2008-04-26 09.00–15.00 ir
- ID 3302: 2008-05-05 08.00–14.00.

4.2 lentelė. Talpos įkrovimo procesų duomenys
Table 4.2. Data of charging processes of the tank

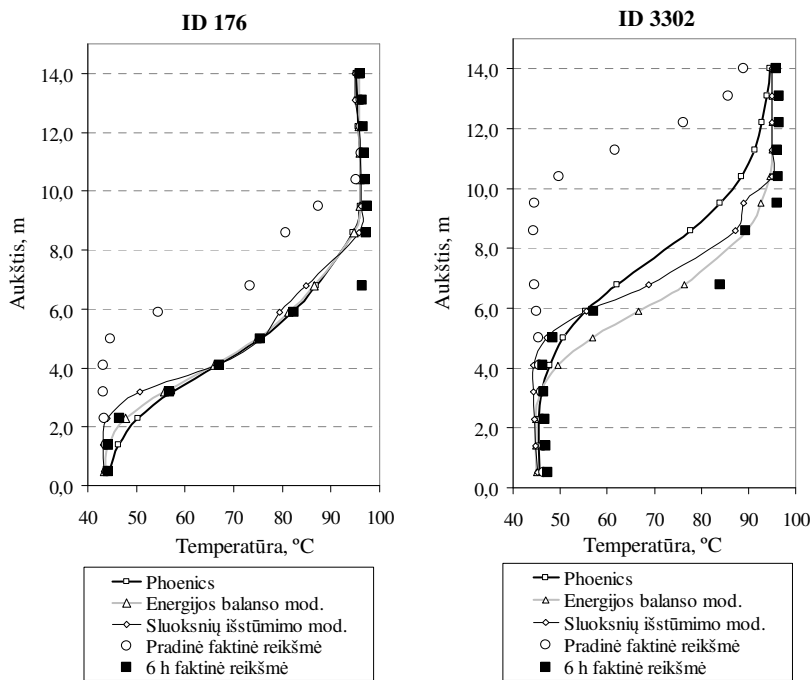
ID	Parametras	Laikas					
		15 min	30 min	1 h	2 h	4 h	6 h
742	$T_a, ^\circ\text{C}$	8,3	8,3	8,3	8,3	8,1	7,7
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	63,4	63,1	61,5	67,6	66,5	65,3
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$	$\pm 1,5$	$\pm 1,5$	$\pm 1,4$
802	$T_a, ^\circ\text{C}$	4,8	4,8	4,8	4,8	5,5	6,3
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	57,8	55,3	52,9	46,9	52,7	58,4
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$	$\pm 1,2$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$
2443	$T_a, ^\circ\text{C}$	10,9	11,0	11,3	11,5	11,6	11,6
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	82,8	82,5	81,1	82,1	83,4	83,6
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 2,1$	$\pm 2,1$	$\pm 2,1$	$\pm 2,1$	$\pm 2,1$	$\pm 2,1$
3302	$T_a, ^\circ\text{C}$	13,2	13,4	13,7	14,2	14,9	15,5
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	99,9	102,3	103,8	105,8	104,3	107,6
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 2,6$	$\pm 2,7$	$\pm 2,7$	$\pm 2,8$	$\pm 2,8$	$\pm 2,9$

čia ID – proceso identifikacinis numeris.

Kaip matyti, ID 176 įkrovimo procesas pasižymi mažiausiu debitu, o ID 3302 – didžiausiu. Visi įkrovimo procesai skaitinio modeliavimo atveju buvo sudaryti naudojant 40×58 erdvės tinklą cilindrinėse polinėse koordinatėse, modeliuojamas laikas buvo dalijamas į 50 žingsnių, skaičiuojant parinkta 10 iteracijų, o relaksacijos koeficientui suteikta 10^9 reikšmė. Optimalaus iteracijų skaičiaus ir relaksacijos koeficiento nustatymas pateiktas B priede. Pusiau analitiniam energijos balanso įkrovimo procesų modeliavimui naudotas laiko žingsnis $\Delta\tau = 5$ s, kurį galima išreikšti kaip $Fo = 1/128$.

Kadangi esant trumpai Hvide Sande akumuliacinės talpos įkrovimo proceso trukmei, visi modeliai parodo gana tikslūs rezultatus ir gauti temperatūros nesutapimai labai maži, tai skaitinio ir pusiau analitinių modelių palyginimas grafiškai pateikiamas, kai įkrovimo procesas trunka 6 h (4.13 pav.).

Matyti, kad 6 h įkrovimo procesas tiksliausiai atvaizduojamas, kai įtekančio srauto debitas yra nedidelis, kas kartu susiję ir su mažesnių greičių gavimu talpos viduje. Didžiausias temperatūros nesutapimas gautas ties 8-uoju jutikliu (6,8 m aukštyje), kur naudojantis visais trimis modeliais gautos reikšmės skyrėsi nuo faktinės reikšmės.

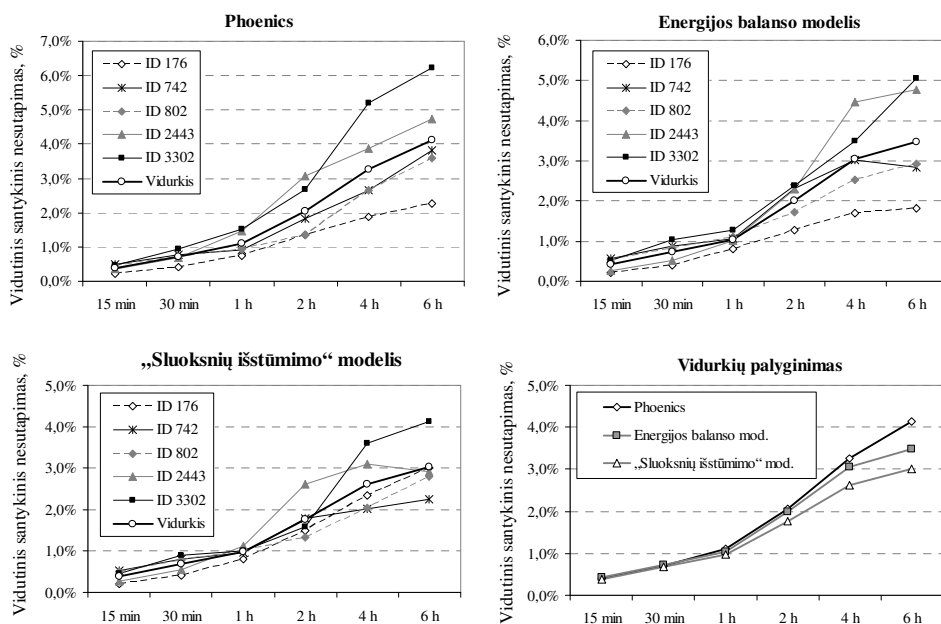


4.13 pav. Skirtingų 6 h įkrovimo procesų modeliavimo technikų palyginimas
Fig. 4.13. Comparison of different simulation techniques of 6 h charging processes

Mažiausiai tikslūs sumodeliuoti temperatūros pasiskirstymai gauti ID 3302 proceso atveju, kuriame yra didžiausi greičiai. ID 3302 proceso atveju iki pereinamosios srities pradžios tiksliausi buvo skaitinio ir „sluoksnių išstūmimo“ modelių gauti duomenys, nuo pereinamosios srities vidurio iki talpos viršaus tiksliausių temperatūros pasiskirstymą parodė energijos balanso modelio sprendinys.

Visais trimis metodais gautų vidutinių santykinų temperatūros nesutapimų palyginimas, esant skirtingiems įkrovimo procesams, pateiktas 4.14 paveiksle. Čia matyti, kad didėjant įeinančio srauto debitui, mažėja modeliais gaunamų rezultatų tikslumas. Visais atvejais gauta, kad esant trumpam modeliuojamo proceso laikotarpiui, temperatūros santykiniai nesutapimai maži, o įkrovimo procesui ilgėjant, šie nesutapimai auga.

Nagrinėjant skaitinio ir pusiau analitinių modelių sprendinių gautus vidurkių palyginimus visiems procesams, nustatyta, kad naudojant skaitinį modelį apskaičiuotas vidutiniškai $0,42\text{--}4,13\%$ δT , kai modeliuojami 15 min–6 h procesai, energijos balanso modelio sprendimu atitinkamai gautas $0,42\text{--}3,48\%$ δT , o „sluoksnių išstūmimo“ – $0,40\text{--}3,02\%$ δT .



4.14 pav. Įkrovimo procesų vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai
Fig. 4.14. Average relative discrepancies of temperature of charging processes

Tai, kad „sluoksnių išstūmimo“ modelis rodo geresnį rezultatų sutapimą negu energijos balanso modelis, įspėja, kad pastarajame gali būti pervertinta vandens šilumos laidumo įtaka. Be to, kadangi Hvide Sande kogeneracinės jėgainės realių procesų matavimams nėra naudojama matavimo įranga, skirta labai tikslių duomenų gavimui, tai modeliavimo rezultatai turi didesnius nesutapimus, negu tai būtų atlikta konkrečiame eksperimentiniame stende, kur būtų palaikomos nekinančios talpos įkrovimo proceso sąlygos.

4.4. Iškrovimo proceso analizė

Hvide Sande akumuliacinės talpos iškrovimo proceso analizei taip pat pasirinkti penki procesai, turintys skirtingus įtekančio šalto vandens srautus ir trunkantys 15 min–6 h. Vienas šių procesų yra pateiktas 4.1 lentelėje, o likę keturi aprašyti 4.3 lentelėje.

4.3 lentelė. Talpos iškrovimo procesų duomenys**Table 4.3.** Data of discharging processes of the storage

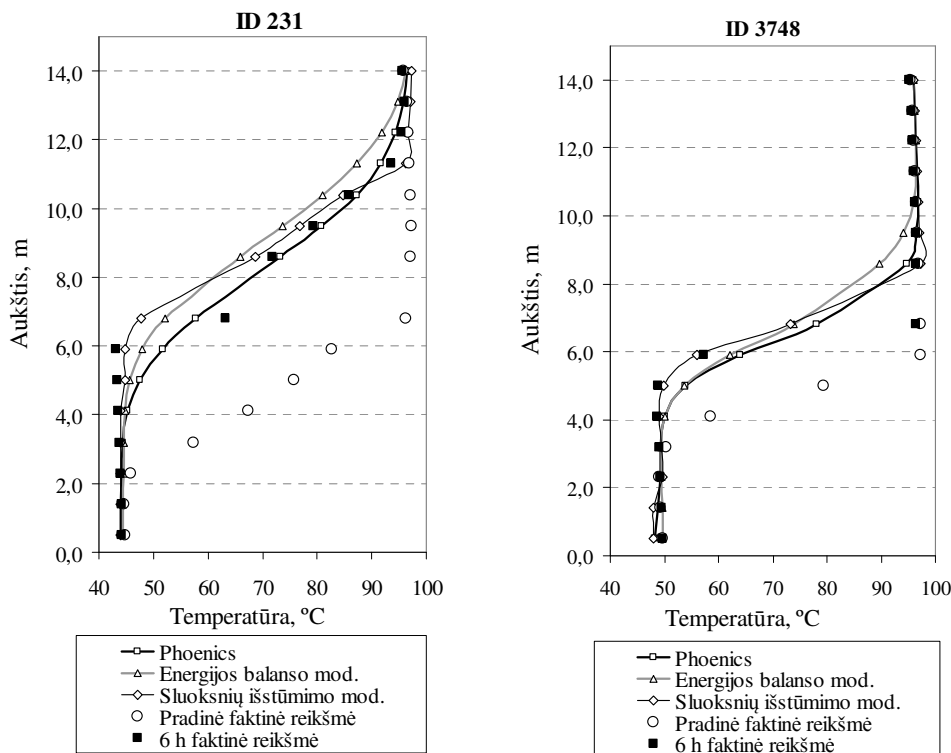
ID	Parametras	Laikas					
		15 min	30 min	1 h	2 h	4 h	6 h
941	$T_a, ^\circ\text{C}$	9,8	9,8	9,7	9,6	8,9	8,1
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	80,0	79,8	80,5	81,3	82,9	82,8
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$	$\pm 2,1$	$\pm 2,1$	$\pm 2,1$
1708	$T_a, ^\circ\text{C}$	12,5	12,4	12,4	12,1	11,4	10,4
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	72,0	72,4	71,8	72,9	74,0	74,1
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 1,8$	$\pm 1,9$	$\pm 1,8$	$\pm 1,9$	$\pm 1,9$	$\pm 1,9$
3270	$T_a, ^\circ\text{C}$	13,1	13,1	13,0	12,5	11,9	11,6
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	50,6	50,6	51,2	51,3	52,4	54,1
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 1,3$	$\pm 1,3$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$	$\pm 1,4$
3748	$T_a, ^\circ\text{C}$	17,3	17,3	17,1	16,7	16,0	15,6
	$\Delta T_a, ^\circ\text{C}$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$
	$Q, \text{m}^3/\text{h}$	44,8	44,8	44,5	44,4	44,4	44,9
	$\Delta Q, \text{m}^3/\text{h}$	$\pm 1,3$	$\pm 1,3$	$\pm 1,3$	$\pm 1,3$	$\pm 1,3$	$\pm 1,3$

Pateikti įkrovimo procesai buvo užregistruoti tokiu laiku:

- ID 941 2008-04-10 17.00–23.00;
- ID 1708 2008-04-18 17.00–23.00;
- ID 3270 2008-05-05 00.00–06.00 ir
- ID 3748 2008-05-10 00.00–06.00.

Visi 15 min–6 h iškrovimo procesai skaitiniame modelyje buvo modeliuoti taikant tuos pačius parametrus kaip ir įkrovimo proceso modeliavimo atveju (4.3 skyrius). Pusiau analitiniam energijos balanso iškrovimo procesų modeliavimui naudotas laiko žingsnis $\Delta\tau = 2$ s, kuris gali būti išreiškiamas kaip $Fo = 1/320$. Sumodeliuoti 6 h iškrovimo procesų temperatūros pasiskirstymai esant skirtingiems iškrovimo debitams: didžiausiam (ID 231) ir mažiausiam (ID 3748), pateikti 4.15 paveiksle.

Matyti, kad iškrovimo procesų modeliavimo atvejais įeinančio šalto vandens srauto debito dydis neturi didelės įtakos modelių perteikimo tikslumui. Didžiausi temperatūros nesutapimai gaunami pereinamosios temperatūros srityje. Energijos balanso modelio atveju papildomi temperatūros nesutapimai gaunami ir aukštutinėje talpos dalyje, t. y. pasibaigus pereinamajai sričiai.

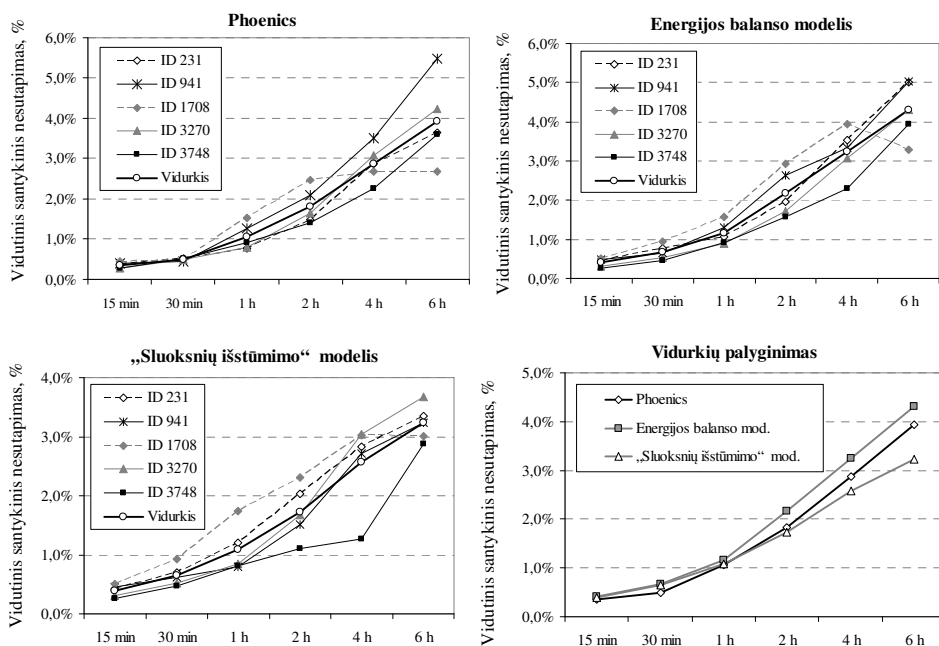


4.15 pav. Skirtingų 6 h iškrovimo procesų modeliavimo būdų palyginimas

Fig. 4.15. Comparison of different simulation methods of 6 h discharging processes

Visų trijų modelių rezultatų apskaičiuoti vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai 15 min–6 h laikotarpiu, esant skirtingiems iškrovimo procesams, pavaizduoti 4.16 paveiksle. Čia matyti, kad mažiausi vidutiniai nesutapimai yra tada, kai modeliuojamas ID 3748 procesas, turintis mažiausią debitą. Skaitinio modeliavimo metu gauti didžiausi vidutiniai santykiniai nesutapimai, kai modeliuojamas ID 941 procesas.

Naudojant energijos balanso modelį, didžiausi nesutapimai, esant 6 h modeliujamo proceso trukmei, gauti dviem procesams, turintiems didžiausius debitus (ID 231 ir ID 941). Tuo tarpu naudojant „sluoksnių išstūmimo“ modelį, didžiausi nesutapimai gauti su ID 3270 procesu. Kaip ir įkrovimo proceso analizėje gauta, kad esant trumpam modeliujamo laikotarpiui, temperatūros santykiniai nesutapimai maži, o įkrovimo procesui ilgėjant, šie nesutapimai auga.



4.16 pav. Iškrovimo procesų vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai
Fig. 4.16. Average relative discrepancies of temperature of discharging processes

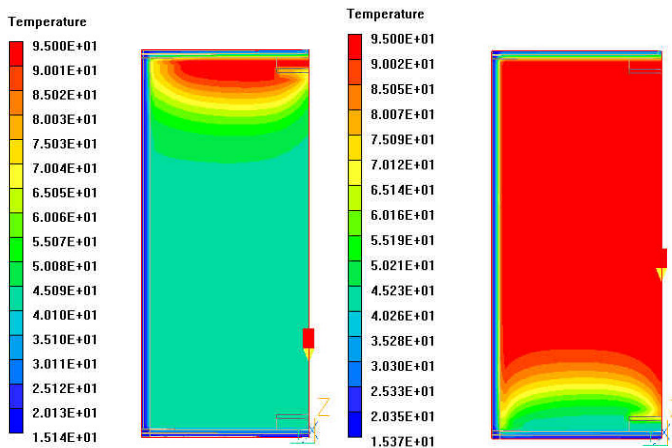
Nagrinėjant skaitinio ir pusiau analitinių modelių sprendinių gautus vidutinius rezultatus, nustatyta, kad naudojant skaitinį modelį gaunamas 0,35–3,93 % δT , kai modeliuojami 15 min–6 h iškrovimo procesai, taikant energijos balanso modelį atitinkamai gautas 0,41–4,32 % δT , o taikant „sluoksnių ištūmimo“ modelį – 0,39–3,23 %.

4.5. Modelių pereinamosios temperatūros srities sukūrimo tyrimas

Visų trijų modelių pereinamosios temperatūros srities kūrimas buvo nagrinėjamas teoriškai pasirenkant, kad pradžioje Hvide Sande kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinė talpa yra nestratifikuota, t. y. vienodos temperatūros. Vei­kiant kogeneracinei jėgainei toks atvejis praktiškai nepastebimas, nes čia iškro­vimo procesui pasibaigus prasideda talpos įkrovimo procesas. Nagrinėjant teori­nę šios talpos nestratifikuotumo galimybę, išskiriami du pagrindiniai atvejai:

- visa talpa užpildyta šaltu ($44\text{ }^{\circ}\text{C}$) vandeniu, o per viršutinį difuzorių įteka $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ vandens srautas;
- visa talpa užpildyta karštu vandeniu ($95\text{ }^{\circ}\text{C}$), o per apatinį difuzorių tiekiamas $44\text{ }^{\circ}\text{C}$ vandens srautas.

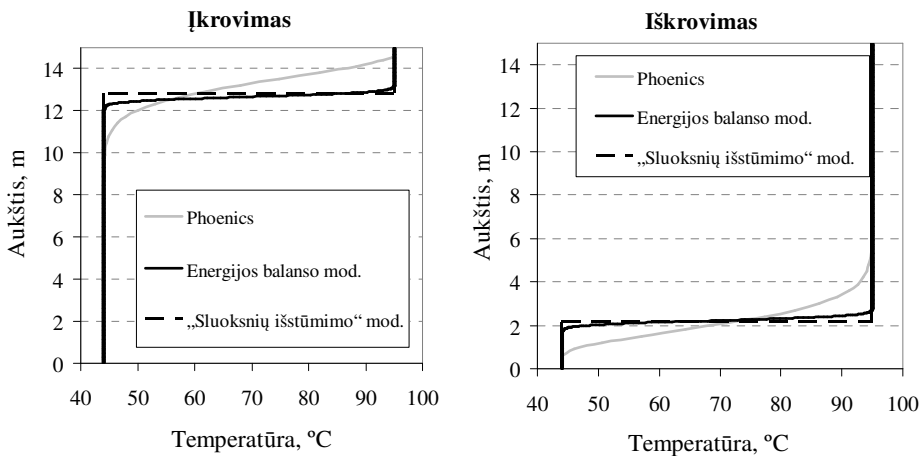
Pirmuoju atveju vyksta talpos įkrovimo procesas, o antruoju – iškrovimo procesas. Tariaama, kad abu procesai vyksta 4 h, įtekančio srauto debitas lygus $70\text{ m}^3/\text{h}$, aplinkos oro temperatūra $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Šių procesų gauti temperatūros pasiskirstymai, naudojant skaitinį modelį, pavaizduoti 4.17 paveiksle.



4.17 pav. Temperatūros pasiskirstymas: įkrovimas (kairėje) ir iškrovimas (dešinėje)
Fig. 4.17. Temperature distribution: charging (on the left) and discharging (on the right)

Matyti, kad skaitinis modelis parodo pereinamąją temperatūros sritį tarp karštosios ir šaltosios zonų tiek įkrovimo, tiek ir iškrovimo proceso metu. Visais trimis modeliais gauti temperatūros pasiskirstymai pateikti 4.18 paveiksle.

Šio tyrimo metu nustatyta, kad „sluoksnių išstūmimo“ modelis nesukuria pereinamosios temperatūros srities talpoje. Šiuo modeliu gautas temperatūros pasiskirstymas gali būti naudojamas tik idealiam šilumos stratifikacijos atvejui, jei pradinė visos akumuliacinės talpos temperatūra yra vienoda. Tuo tarpu energijos balanso modelis sukuria pereinamosios temperatūros sritį, nes šis modelis apima ne tik masės srautus, šilumos nuostolius per akumuliacinės talpos sieneles, bet ir vandens šilumos laidumą tarp sluoksnių. Tai rodo, kad turi būti vertinamas šilumos laidumo indėlis į šiluminės stratifikacijos susikūrimą akumuliacinė talpoje (Streckienė ir Martinaitis 2011).



4.18 pav. Modelių pereinamosios temperatūros srities kūrimas

Fig. 4.18. Creation of intermediate temperature zone of models

Nagrinėjama akumuliacinės talpos įkrovimo ir iškrovimo atvejais skaitiniu modelių gautas didžiausias pereinamosios temperatūros sluoksnio storis. Šis modelis įvertina daugiausiai veiksnių, be anksčiau minėtųjų čia prisideda konvekcija ir gravitacinės jėgos. Tikėtina, kad skaitinio modelio gautas temperatūros pasiskirstymas būtų arčiausias faktiniam temperatūros pasiskirstymui.

4.6. Skaitinio modelio rezultatų palyginimas su kitų tyrėjų rezultatais

Kiekvienu skaitinio ar analitinio modeliavimo atveju dažniausiai nagrinėjama konkreti akumuliacinė talpa. Tačiau gauti temperatūros pasiskirstymo rezultatai paprastai palyginami su eksperimentiniais duomenimis arba kitų tyrėjų darbuose nustatytais temperatūros pasiskirstymais, pritaikius modeliui atitinkamas sąlygas. Gauti skirtumai paprastai išreiškiami vidutinės kvadratinės paklaidos arba jos šaknies, vidutinio temperatūrų nesutapimo, santykinio vidutinio temperatūros nesutapimo išraiškomis. Tačiau ne visais atvejais tyrėjai nurodo gautus temperatūrų nesutapimus skaitine išraiška, o pateikia tik grafiškai pavaizduodami sumodeliuotą ir eksperimentinį temperatūros pasiskirstymo palyginimą, nurodydami, kad modelis gerai atitinka eksperimentinius duomenis (Van Berkel 1996; Al-Najem ir El-Refae 1997; Nelson *et al.* 1998; Eames ir Norton 1998; Oliveski *et al.* 2003). Kitų mokslininkų, nagrinėjusių stratifikuotas akumuliacines talpas, gautų rezultatų tikslumas skaitine išraiška pateikiamas 4.4 lentelėje.

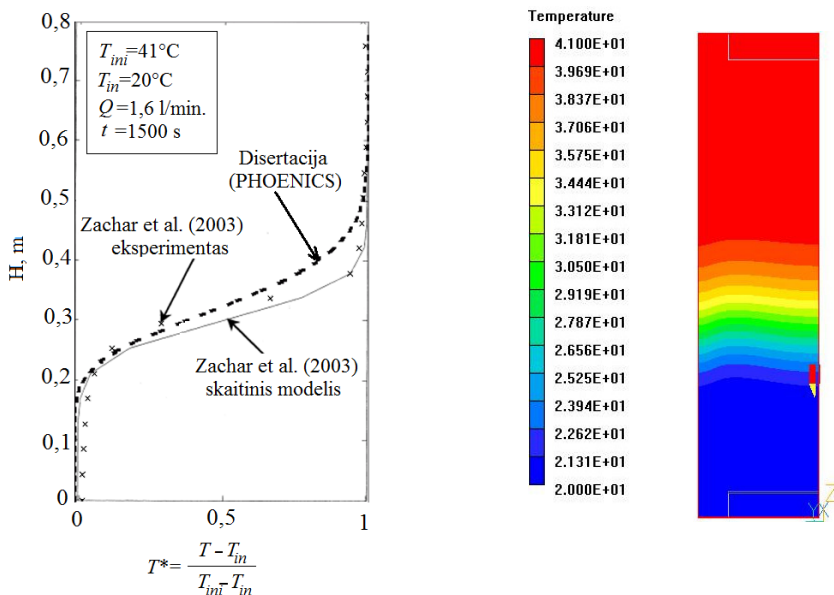
4.4 lentelė. Kitų tyrėjų modeliavimo tikslumo vertinimas**Table 4.4.** Assessment of simulation accuracy of other researches

Autorius	Tikslumo vertinimas		Pastabos
	Dydis	Reikšmė	
Ghaddar ir Al-Maarafie (1997)	Santykinė paklaida	15 %	Spektrinių elementų NEK-TON kodas, $H = 1$ m, $D = 0,3$ m, iki 18 min procesai
Johannes <i>et al.</i> (2005)	Temperatūros nesutapimas	12 °C	TRNSYS programa, 374 l talpa, proceso trukmė 2500 s
Jordan ir Furbo (2005)	Absoliutus temperatūros skirtumas Didžiausias nesutapimas	0,7 °C 4,3 °C	TRNSYS programa, 144 l talpa, iškrovimo proceso trukmė 180 s
Spur <i>et al.</i> (2006)	Temperatūros nukrypimas: talpos viršuje talpos apačioje	2 °C 2,5 °C	TRNSYS programa, 180 l talpa su vidiniu kaitinimo elementu, proceso laikas – viena diena
Géczy-Víg ir Farkas (2008, 2010)	Vidutinis nuokrypis, kai naudojami: 1 h duomenys 5 min duomenys 1 min duomenys	0,76 °C 0,24 °C 0,08 °C	Dirbtinio neuronų tinklo modelis (ANN), 0,15 m ³ talpa
Rysanek (2009)	Maksimalus nuokrypis	1,21–2,21 °C	FLUENT programa, 2 sujungtos horizontalios talpos po 130 m ³ , skaičiavimas užtruko 16–20 h

Disertacijoje sudarytas skaitinis modelis yra palyginamas su Zachar *et al.* (2003) gautais rezultatais. Šių autorių darbu taip pat naudojosi palyginimo tikslams ir kiti tyrėjai (Altuntop *et al.* 2006).

PHOENICS programa sudarytas modelis buvo pritaikytas nedidelės akumuliacinės talpos šiluminės stratifikacijos perteikimui, atsižvelgiant į Zachar *et al.* (2003) pateiktas modelio sąlygas: geometrija, tinklelis, srauto įtekėjimo debitas ir temperatūros. Modeliuojamos talpos pagrindiniai matmenys yra: $H = 0,8$ m, $D = 0,4$ m, įtekėjimo ir ištekėjimo angų skersmuo – 0,02 m ir montuojamos plokštelės, kad susiformuotų šiluminė stratifikacija, skersmuo – 0,3 m, jos įrengimo aukštis iškrovimo proceso atveju yra 0,04 m nuo talpos dugno. Buvo naudojamas 120×240 vienodo dydžio ląstelių tinklas. Kadangi talpos geometrija simetrinė z ašiai, naudojamas 2D modelis. Atliktuose skaičiavimuose nagrinėjama tik vidinė talpos sritis, t. y. vanduo. Skaičiavimų pradžioje visa talpa užpildyta 41 °C vandeniu, 20 °C temperatūros vandens srautas, kurio debitas 1,6 l/min įvedamas į talpos apatinę dalį. Modeliuojamas iškrovimo procesas trunka

25 min, nes per šį laikotarpį 50 % karšto vandens talpoje pakeičiama šaltesniu vandeniu. Iš tiesų ir eksperimente, ir modeliavime naudojamas labai didelis įtekančio srauto debitas tokio nedidelio tūrio talpai, tačiau didelio skersmens plokštelės įrengimas padėjo susiformuoti šiluminei stratifikacijai. Pasinaudojus įvesties sąlygomis, gautas temperatūros pasiskirstymas ir palyginimas su Zachar *et al.* (2003) eksperimentiniais ir skaitinio modelio rezultatais pateiktas 4.19 paveiksle.



4.19 pav. Modelio pritaikymas Zachar *et al.* (2003) tyrimams: temperatūrų pasiskirstymų palyginimas (kairėje) ir temperatūrinis vaizdas PHOENICS'e (dešinėje)

Fig. 4.19. Application of model to Zachar *et al.* (2003) research: comparison of temperature distributions (on the left) and view of temperatures in PHOENICS (on the right)

čia T^* – bedimensinė temperatūra, indeksai: in – įtekėjimo, ini – pradinė.

Palyginimas su Zachar *et al.* (2003) tyrimais atliekamas tik skaitiniam modeliui, nes tik jame galima sukurti vidines plokšteles. Esant tokiam dideliame įtekėjimo debitui, energijos balanso modelis negalėtų daryti įtakos galimam maišymosi poveikiui, o „sluoksnių išstūmimo“ modelis, kaip pateikta aukščiau esančiame skyrelyje, nesukuria pereinamosios temperatūros srities, jei nagrinėjamo proceso pradžioje visos talpos temperatūra vienoda.

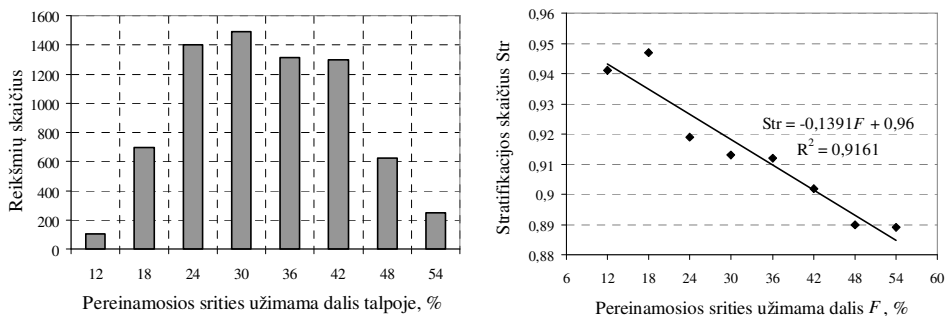
Kaip matyti, disertacijoje sukurtas modelis leidžia gauti temperatūros reikšmes, kurios gerai atitinka kitų tyrėjų gautus rezultatus. Be to, modelis paro-

do savo universalumą, kad gali būti taikomas ne tik didelio tūrio akumuliacinių talpų tyrimams, bet ir mažų talpų, kurios ypač paplitusios saulės šildymo sistemose. Pažymėtina, kad modeliuojant skirtingo tūrio talpas ir sudarant joms tinklinę sritį, papildomai reikia patikrinti ir erdvės tinklelio, ir laiko žingsnio įtaką rezultatams.

4.7. Šiluminės stratifikacijos vertinimas

Šiluminės stratifikacijos vertinimas atliktas remiantis realios Hvide Sande kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos duomenimis, surinktais nuo 2008-04-02 iki 2008-06-18, kas apėmė 7176 užfiksuotus įrašus vykstant įkrovimo ir iškrovimo procesams. Nagrinėtu laikotarpiu vandens įtekėjimo/ištekėjimo debitas svyravo 0–150 m³/h ribose, o vidutinis debitas buvo 61,9 m³/h. Akumuliacinėje talpoje, įrengtoje realaus laiko sąlygomis veikiančioje kogeneracinėje jėgainėje, temperatūros reikšmės skirtinguose sluoksniuose nuolat kito. Mažiausiai temperatūra kito talpos apatinuose ir viršutiniuose sluoksniuose.

Didžiąją akumuliacinės talpos nagrinėto laikotarpio dalį (75 %) pereinamosios temperatūros sritis sudarė 24–42 % viso talpos aukščio (14,99 m), kas sudarė 3,6–6,3 m. Pereinamosios temperatūros srities užimama dalis bake (%) nagrinėjamu laikotarpiu pavaizduota 4.20 paveiksle (Streckienė ir Martinaitis 2009).



4.20 pav. Pereinamosios srities užimama dalis talpoje nagrinėjimo laikotarpiu ir Str priklausomybė nuo pereinamosios srities storio

Fig. 4.20. Part of thermocline in the tank during investigation period and dependency of Str on thermocline thickness

Šiluminės stratifikacijos akumuliacinėje talpoje vertinimui pasirinktas stratifikacijos skaičius (Str). Šio rodiklio apskaičiavimas pateiktas 2-ajame skyriuje. Kadangi talpoje nuolat įkrovimo procesas pakeičiamas iškrovimo procesu ir at-

virkščiai, tai Str skaičiuojamas tik dinaminiam režimui. Apskaičiuojant didžiausią temperatūros gradientą, tariama, kad temperatūros pokytis įvyksta tik viename sluoksnyje, o kituose sluoksniuose jis lygus 0.

Analizės metu nustatyta, kad vidutinis stratifikacijos skaičius siekė 0,913. Aukšta stratifikacijos skaičiaus reikšmė rodo gerą akumuliacinės talpos projekto ir veikimo sąlygų atitikimą. Apskaičiuota, kad, kai vandens įtekėjimo/ištekėjimo debitas yra 0–100 m³/h, Str = 0,914, o kai debitas didesnis, t. y. 100–150 m³/h, Str = 0,909. Didžiąją laiko dalį (42 %) srauto debitas kinta 40–60 m³/h ribose, ir vidutinė stratifikacijos reikšmė 0,915. Gauta, kad vandens įtekėjimo/ištekėjimo debitas turi įtaką stratifikacijos laipsniui.

Nagrinėjant pereinamosios temperatūros srities ir stratifikacijos skaičiaus sąryšį, buvo stebima stratifikacijos skaičiaus reikšmė esant skirtingai pereinamosios temperatūros srities užimamai daliai (4.20 pav.). Gauta, kad didėjant Hvide Sande kogeneracinės jėgainės akumuliacinės talpos pereinamosios temperatūros srities užimamai daliai, Str reikšmė mažėja. Mažesnė Str reikšmė, kai pereinamosios temperatūros sritis užima 12 % bako aukščio, palyginus su 18 % užimama dalimi, paaiškinama temperatūros jutiklių paklaida ir nepakankamu duomenų kiekiu, nes 12 % pereinamosios temperatūros sritis išsilaikė tik 1,4 % viso nagrinėjamo laikotarpio. Tuo tarpu 18 % storio pereinamosios temperatūros sritis sudarė 9,5 % viso nagrinėjamojo laikotarpio.

4.8. Ketvirtąjo skyriaus išvados

1. Sudaryto skaitinio modelio, naudojant programą PHOENICS, ir pritaikytų dviejų pusiau analitinių modelių, – energijos balanso ir „sluoksnių išstūmimo“ – modeliavimo rezultatai gerai atitiko faktinius Hvide Sande kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos veikimo temperatūrinius duomenis.
2. Patikrinta erdvės tinklėlio įtaka gaunamų rezultatų tikslumui ir kompiuterio skaičiavimo laikui. Modeliuojant 6 h procesus, tiksliausiai faktinės temperatūrų reikšmės atvaizdavo modelis, naudojantis vienodų ląstelių tinklėliu (104×104). Tačiau atsižvelgiant į skaičiavimo trukmę ir rezultatų patikimumą, vykdomiems skaičiavimams pasirinktas vidutinio stambumo tinklėlis (40×58).
3. Pusiau analitinio energijos balanso modelio laiko žingsnio analizė parodė, kad šio parametro dydis turi įtaką rezultatų patikimumui. Tiksliausi įkrovimo proceso skaičiavimo rezultatai buvo gauti naudojant laiko žingsnį $\Delta\tau = 5$ s, kas gali būti išreikšta kaip $Fo = 1/128$. Tuo tarpu iškrovimo proceso modeliavimui geriau tiko laiko žingsnis $\Delta\tau = 2$ s, kas sudaro $Fo = 1/320$.

4. Sumodeliavus 5 Hvide Sande kogeneracinės jėgainės akumuliacinės talpos įkrovimo ir iškrovimo procesus, gauta:
 - Didėjant įeinančio srauto debitui, modelių sprendinių tikslumas mažėnis modeliuojant įkrovimo procesus. Šių procesų modeliavimo metu gautas vidutinis δT 0,42–4,13 %, naudojant skaitinį modelį; 0,42–3,48 % δT , naudojant energijos balanso modelį ir 0,40–3,02 % δT , taikant „sluoksnių išstūmimo“ modelį, kai modeliuojami 15 min–6 h procesai, kurių metu įtekančio srauto debitas kito 38,1–107,6 m³/h ribose.
 - Iškrovimo procesų modeliavimo atvejais įeinančio šalto vandens srauto debito dydis neturi didelės įtakos modelių perteikimo tikslumui. Šių procesų vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai sudarė: 0,35–3,93 %, naudojant skaitinį modelį; 0,41–4,32 %, taikant energijos balanso modelį ir 0,39–3,23 %, taikant „sluoksnių išstūmimo“ modelį, kai srauto debitas kito 44,4–96,6 m³/h ribose.
5. Nagrinėjant teorinius įkrovimo ir iškrovimo procesus, kai pradžioje talpa yra nestratifikuota, gauta, kad „sluoksnių išstūmimo“ modelis nesukuria pereinamosios temperatūros srities ir pateikia idealios šiluminės stratifikacijos atvejį.
6. Skaitinio modelio rezultatai gerai atitiko Zachar *et al.* (2003) atliktus eksperimentinius ir skaitinius rezultatus, todėl disertacijoje aprašytas sukurtas modelis gali būti naudojamas įvairaus tūrio ir paskirties akumuliacinių talpų tyrimams.
7. Pateiktų skaitinio ir pusiau analitinių modelių taikymo analizė atskleidė, kad inžineriniams pritaikymams žymiai lengviau būtų galima panaudoti pusiau analitinius modelius, kurie nereikalauja daug žinių ir įgūdžių, modeliuojant su atitinkama skaičiuojamosios fluidų dinamikos programa. Pateikti modeliai gali būti įjungiami ir į kogeneracinių jėgainių ar saulės šildymo sistemų įrenginių dydžių parinkimo (optimizavimo) kompiuterines programas, nes dažniausiai tokiose programose šilumos akumuliacinės talpos nagrinėjamos kaip nestratifikuotos, nors realiai šiluminė stratifikacija pageidaujama. Sudarytas skaitinis modelis pareikalavo žinių ne tik apie vykstančius šilumos ir masės mainų procesus akumuliacinėje talpoje, bet ir naudojamo programinio paketo gilesnio išmanymo, tačiau jei siekiama atlikti detalesnę šiluminės stratifikacijos raidos talpoje analizę – siūloma naudoti skaitinį modeliavimą.
8. Remiantis Hvide Sande kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos duomenų analize, nustatyta, kad didėjant pereinamosios temperatūros srities užimamai daliai talpoje, stratifikacijos skaičiaus reikšmė mažėja pagal tiesinę priklausomybę.

Bendrosios išvados

1. Sudaryta kogeneracinės jėgainės šilumos akumuliacinės talpos parinkimo strategija leido atlikti akumuliacinės talpos ekonomiškai naudingiausio tūrio nustatymą ir analizę. Ši analizė parodė, kad sistemoje parinkus per mažo tūrio šilumos akumuliatorių, akumuliacinė talpa visiškai įkraunama ir iškraunama kelis kartus net per vieną parą. Per didelio tūrio akumuliacinės talpos pasirinkimas padidina visos sistemos pradinės investicijas ir akumuliacinės talpos dydis gali būti neišnaudojamas, kai kogeneratorius veikia kiekvieną parą tik nustatytą valandų skaičių, pvz., dieninio tarifo metu.

2. Naudojant sudarytą šilumos akumuliacinės talpos tūrio parinkimo algoritmą, nustatyta, kad vartotojui, kuris pasižymi gyvenamojo sektoriaus elektros ir buitinio karšto vandens poreikių kitimo pobūdžiu, ekonominiu požiūriu naudingiausias kogeneratorius, kuris užtikrina didžiausią vartotojo elektros galios poreikį, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu. Nagrinėjamu atveju tikslinga įrengti tokią šilumos akumuliacinę talpą, kuriai esant kogeneratorius turėtų tik vieną įjungimą ir išjungimą per nešildymo sezono parą.

3. Atlikta nedidelės galios dujinių kogeneracinių jėgainių ekonominė analizė rodo, kad tokioms sistemoms ekonomiškai naudingiausias santykinis akumuliacinės talpos tūris turėtų būti apie $10\text{--}19\text{ m}^3/1000\text{ MWh}$ patiekiamos metinės šilumos iš kogeneratoriaus, kai kogeneratorius visą parą veikia pirmu prioritetu ir galima elektrą parduoti.

4. Kai kogeneratorius veikia pirmu prioritetu tik dieninio tarifo metu ir yra galimybė elektrą parduoti, ekonomiškai optimalus santykinis akumuliacinės talpos tūris turėtų būti apie $40\text{--}48\text{ m}^3/1000\text{ MWh}$ patiekiamos metinės šilumos iš kogeneratoriaus. Kai elektros parduoti neplanuojama, šilumos akumuliacinės talpos tūrį galima projektuoti mažesnę – iki $6\text{--}30\text{ m}^3/1000\text{ MWh}$ patiekiamos metinės šilumos iš kogeneratoriaus.

5. Didesni elektros kainų svyravimai gali paskatinti kogeneracinių jėgainių su šilumos akumuliaciniu naudojimą. Nesant papildomos rėmimo tvarkos, mažos galios dujinės kogeneracinės jėgainės įrengimas, kai visa pagaminta elektra parduodama realaus laiko rinkoje, elektros gamintojui ekonomiškai nenaudingas. Norint padidinti tokių jėgainių ekonominį patrauklumą, reikėtų politinių ir ekonominių mažos galios kogeneracijos skatinimo priemonių.

6. Pritaikytų pusiau analitinių (energijos balanso ir „sluoksnių išstūmimo“) ir sudarytų skaitinių modelių, leidžiančių nustatyti šiluminę stratifikaciją akumuliacinėje talpoje, analizė atskleidė, kad šiluminės stratifikacijos formavimąsi parodo tik tie modeliai, kurie vertina vandens šilumos laidumą tarp atskirų vandens sluoksnių.

7. Sudarant skaitinį modelį PHOENICS programiniu paketu, nustatyta, kad modeliuojant įkrovimo procesą, vandens tankis, kaip kintamasis, turi būti ieškomas visose šilumos masės mainų lygtyse, o modeliuojant iškrovimo procesą, tikslinga taikyti Businesso prielaidą.

8. Dvimačio ir trimačio skaitinio modelio palyginimas atskleidė, kad, kai srauto įtekėjimo ir ištekėjimo angos bei akumuliacinės talpos geometrija yra simetriška apie vertikalią vidurio ašį, nėra didelio skirtumo tarp šių modelių rezultatų tikslumo. Tačiau trimačio uždavinio sprendimas užtrunka 5 kartus ilgiau negu dvimačio, kai skaičiuojamoji sritis padidėja 10 kartų.

9. Skaitinio ir pusiau analitinių modelių nustatyti temperatūros pasiskirstymai gerai sutapo su realios Hvide Sande kogeneracinės jėgainės akumuliacinės talpos temperatūros duomenimis. Modeliuojant 15 min–6 h procesus, įkrovimo ir iškrovimo procesų vidutinis perteikimo tikslumas išreiškiant jį vidutiniu santykinio temperatūros nesutapimu neviršijo 4,3 %, kai naudojami skirtingi modeliai.

10. Sudarytas kogeneracinės jėgainės akumuliacinės talpos parinkimo algoritmas, skaitinis ir pusiau analitiniai modeliai gali būti naudojami šių sistemų projektavimo ir eksploatavimo metu, nustatant optimalų talpos tūrį ir įvertinant joje sukaupiamą šilumos kiekį. Projektuotojams ir sistemų planuotojams, aiškinantis susidarantį temperatūros pasiskirstymą talpoje bet kuriuo jos veikimo metu, rekomenduojami pusiau analitiniai modeliai. Šie modeliai taip pat gali būti integruojami į imitacines programas, kuriose akumuliacinės talpos anksčiau buvo nagrinėjamos kaip nestratifikuotos. Tuo tarpu skaitinis modelis gali būti taikomas detaliau analizuojant įvairiose talpose vykstančius procesus.

Literatūra ir šaltiniai

Abu-Abdou, K.; Hussein, T. 1981. Temperature distribution in a storage tank, *Wärme- und Stoffübertragung* 15(4): 217–277.

Al-Najem, N. M.; El-Refaee, M. M. 1997. A numerical study for the prediction of turbulent mixing factor in thermal storage tanks, *Applied Thermal Engineering* 17(12):1173–1181.

Alanne, K.; Saari, A.; Ugursal, V. I.; Good, J. 2006. The financial viability of an SOFC cogeneration system in single-family dwellings, *Journal of Power Sources* 158(1): 403–416.

Altıntop, N.; Arslan, M.; Özceyhan, V.; Kanoglu, M. 2005. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks, *Applied Thermal Engineering* 25(14–15): 2285–2298.

Altıntop, N.; Kilik, Z.; Özceyhan, V.; Kincay, O. 2006. Effect of water inlet velocity on thermal stratification in a mantled hot water storage tank, *International Journal of Energy Research* 30(3): 163–176.

Andersen, A. N. 2007a. CHP-plants with big thermal stores balancing fluctuating production from Wind turbines, *DESIRE projec*, [interaktyvus] *Deliverable 4.1-4.4*, 78 p. [žiūrėta 2010 m. rugsėjo 22 d.]. Prieiga per internetą: <http://desire2.iset.uni-kassel.de/files/deliverables/del_4.1-4.4.pdf>.

- Andersen A.N. 2007b. Description of markets, optimising tools and cost-effective IT solutions for the balancing system. *DESIRE project*. Deliverable 4.1–4.4. 78 p.
- Andersen, A. N.; Lund. H. 2007. New CHP partnerships offering balancing of fluctuating renewable electricity productions, *Journal of Cleaner Production* 15(3): 288–293.
- Andersen, E.; Furbo, S.; Hampel, M.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. 2008. Investigation on stratification devices for hot water heat stores, *International Journal of Energy Research* 32(3): 255–263.
- ASHRAE. 2007. *ASHRAE Handbook – HVAC Applications*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1039 p. ISBN: 9781933742151.
- BaltPool 2010. [interaktyvus] [žiūrėta 2010 m. gruodžio 29 d.]. Prieiga per internetą: <<http://baltpool.lt/>>.
- Blandin, D.; Caccavelli, D.; Krauss, G.; Bouia, H. 2007. A zonal approach for modeling stratified solar tanks, in *Proc. of the 10th IBPSA Conference – Building simulation*, 3–6 september 2007, Beijing, China. Beijing, 678–683.
- Bogdan, Ž.; Kopjar, D. 2006. Improvement of the cogeneration plant economy by using heat accumulator, *Energy* 31(13): 2285–2292.
- Bouhdjar, A.; Harhad, A. 2002. Numerical analysis of transient mixed convection flow in storage tank: influence of fluid properties and aspect ratios on stratification, *Renewable Energy* 25(4): 555–567.
- Butz, L. W.; Beckman, A. W.; Duffie, J. A. 1974. Simulation of a solar heating and cooling system, *Solar Energy* 16(3–4): 129–136.
- Collazos, A.; Maréchal, F.; Gähler, C. 2009. Predictive optimal management method for the control of polygeneration systems, *Computer and Chemical Engineering* 33(10): 1584–1592.
- Connolly, D.; Lund, H.; Mathiesen, B.V.; Leahy, M. 2010. A review of computer tools for analysing the integration of renewable energy into various energy systems, *Applied Energy* 87(4): 1059–1082.
- Castell, A.; Medrano, M.; Solé, C.; Cabeza, L. F. 2010. Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates, *Renewable Energy* 35(10): 2192–2199.
- Chen, G. M.; Lu, G. Q.; Wang, J. F. 1997. Thermodynamic analyses of the performance of a thermal-storage system with water as its working fluid, *Applied Energy* 57(4): 263–270.
- Chung, D.; Cho, S.; Tae, C.; Yoo, H. 2008. The effect of diffuser configuration on thermal stratification in a rectangular storage tank, *Renewable Energy* 33(10): 2236–2245.
- Consul, R.; Rodriguez, I.; Perez-Segarra, C. D.; Soria, M. 2004. Virtual prototyping of storage tanks by means of three-dimensional CFD and heat transfer numerical simulations, *Solar Energy* 77(2): 179–191.

- Dincer, I. 2002. Thermal energy storage system as key technology in energy conservation, *International Journal of Energy Research* 26(7): 567–588.
- Dincer, I.; Rosen, M. A. 2002. *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*. Chichester: John Wiley & Sons. 579 p.
- Dincer, I., Rosen, M. A. 2007. *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. Oxford: Elsevier Science & Technology. 472 p.
- Dincer, I.; Rosen, M. A. 2010. *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*. 2nd edition, A John Wiley and Sons, Ltd., Publication. 620 p.
- Domanski, R.; Fellah, G. 1998. Thermoeconomic analysis of sensible heat, thermal energy storage system, *Applied Thermal Engineering* 18(8): 693–704.
- Dotzauer, E.; Holmström, K. 1999. Optimal unit commitment and economic dispatch of cogeneration system with heat storage [interaktyvus]. *Proceedings of the 13th Power Systems Computation Conference PSCC'99*, 738–744. [žiūrėta 2010 m. spalio 25 d.]. Prieiga per internetą: <<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.51.1651&rep=rep1&type=pdf>>.
- Drobavičius, A. ir kt. 1974. *Bendroji šiluminė technika*. Vilnius: Mintis. 571 p.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A. 2006. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 3rd Edition. Hoboken: John Wiley & Sons. 928 p.
- Dutré, W.L. 1991. *Simulation of Water Based Thermal Solar Systems*. London: Springer. 276 p. ISBN: 9780792312369.
- Eames, P. C.; Norton, B. 1998. The effect of tank geometry on thermally stratified sensible heat storage subject to low reynolds number flows, *International Journal of Heat Transfer* 41(14): 2131–2142.
- Eicker, U. 2003. *Solar Technologies for Buildings*. Chichester: John Wiley & Sons. 336 p. ISBN: 978-0-471-48637-4.
- El-Nashar, A.; Qamhiyeh, A. A. 1990. Performance simulation of the heat accumulator of the Abu Dhabi solar distillation plant, *Solar Energy* 44(4): 183–191.
- EMD International A/S. 2010. energyPRO user's guide. [interaktyvus] 228 p. [žiūrėta 2010 m. gruodžio 23 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.emd.dk/files/energypro/energyPROHlpEng-master.pdf>>.
- Energinet.dk 2011 [interaktyvus] realaus laiko rinkos duomenų atsisaiuntimas [žiūrėta 2011 m. sausio 7 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.energinet.dk/EN/EI/The-wholesale-market/Download-of-market-data/Sider/default.aspx>>.
- Fernández-Seara, J.; Uhiá, J. F.; Sieres, J. 2007a. Experimental analysis of domestic electric hot water storage tank. Part I: Static mode of operation, *Applied Thermal Engineering* 27(1): 129–136.

- Fernández-Seara, J.; Uhfa, F. J.; Sieres, J. 2007b. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. Part II: dynamic mode of operation, *Applied Thermal Engineering* 27(1): 137–144.
- Fragaki, A.; Andersen, A.N.; Toke, D. 2008. Exploration of economical sizing of gas engine and thermal store for combined heat and power plants in the UK, *Energy* 33(11): 1659–1670.
- Gajapathy, R.; Velusamy, K.; Selvaraj, P.; Chellapandi, P.; Chetal, S.C.; Sundararajan, T. 2008. Thermal hydraulic investigation of intermediate heat exchanger in a pool-type fast breeder reactor. *Nuclear Engineering and Design* 238(7): 1577–1591.
- Garg, H. P. 1973. Design and performance of a large-size solar water heater, *Solar Energy* 14(3): 303–312.
- Gatautis, R. 2001. Termofikacinė elektrinė liberalizuotoje Lietuvos elektros rinkoje, *Energetika*, Nr. 2: 74–80.
- Géczy-Víg, P.; Farkas, I. 2008. Influence of the time step in ANN modelling of thermal stratification of solar storage, in *Proc. of the 17th Word Congress*. The International Federation of Automatic Control, Seoul, Korea, July 6–11, 2008, p. 9575–9578.
- Géczy-Víg, P.; Farkas, I. 2010. Neutral network modelling of thermal stratification in a solar DHW storage, *Solar Energy* 84(5): 801–806.
- Gedgaudas, M.; Šležas, A.; Švedrauskas, J.; Tuomas, E. 1992. Šilumos tiekimas. Vilnius: Aušra. 328 p.
- Ghaddar, N. K.; Al-Maarafe, A. M.; Al-Kandari, A. 1989. Numerical simulation of stratification behavior in thermal storage tanks, *Applied Energy* 32(3): 235–239.
- Ghaddar, N. K.; Al-Maarafe, A. M. 1997. Study of charging of stratified storage tanks with finite wall thickness, *International Journal of Energy Research* 21(5): 411–427.
- Ghajar, A. J.; Zurigat, Y. H. 1991. Numerical study of the effect of inlet geometry on stratification in thermal energy storage, *Numerical Heat transfer* 19(1):65–83.
- Golbach, A. 2010. The new German CHP law – criteria and expectations. *Annual Conference of COGEN*, Spain. 15th Apr. 31 p.
- Gopalakrishnan, N. S.; Prasad, B. V. S. S.; Srinivasa, M. S. 2005. Natural convection in stratified hot water storage tanks, in *Proc. of Rio 5 – Word Climate & Energy Conference, 15-17 February, Rio de Janeiro, Brazil*. Rio de Janeiro, 267–275.
- Göppert, S.; Lohse, R.; Urbaneck, T.; Schirmer, U.; Platzer, B.; Steinert, P. 2009. New computation method for stratification pipes of solar storage tanks, *Solar Energy* 83(9): 1578–1587.
- Gupta, S. K.; Jaluria, Y. 1982. An experimental and analytical study of thermal stratification in enclosed water region due to thermal energy discharge, *Energy Conservation and Management* 22(1): 63–72.
- Gustafsson, S. 1992. Hot water heat accumulators in single-family houses, *Heat Recovery Systems & CHP* 12(4): 303–310.

Gustafsson, S.; Karlsson B. G. 1992. Heat Accumulators in CHP Networks, *Energy Conversion and Management* 33(12): 1051–1061.

Haeseldonckx, D.; Peeters, L.; Helsen, L.; D'haeseleer, W. 2007. The impact of thermal storage on the operational behaviour of residential CHP facilities and the overall CO₂ emissions, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11(6): 1227–1243.

Hahne, E.; Chen, Y. 1998. Numerical study of flow and heat transfer characteristics in hot water stores, *Solar Energy* 64(1-3): 9–18.

Han, Y.; Wang, R.; Dai, Y. 2009. Thermal stratification within the water tank, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13(5): 1014–1026.

Hariharan, K.; Badrinarayana, K.; Murthy, S. S.; Murthy, M. V. 1991. Temperature stratification in hot water storage tanks, *Energy* 16(7): 977–982.

Hariri, A. S.; Ward, I. C. 1988. A review of thermal storage systems used in buildings applications, *Building and Environment* 23(1): 1–10.

Hasnain, S. M. 1998. Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: Heat storage materials and techniques, *Energy Conversion and Management* 39(11): 1127–1138.

Hemzal, K.; Wurm, J. 1994. Generalized assessment of heat-storage accumulators based on exergy profiles, in *Proc. of 1994 International Refrigeration Conference*, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 19–22.

Henning, D. 1998. Cost minimization for a local utility through CHP, heat storage and local management, *International Journal of Energy Research* 22(8) 691–713.

Hinojosa, L.R.; Day, A.R.; Maidment, G.G.; Dunham, C.; Kirk, P. 2007. A comparison of combined heat and power feasibility models, *Applied Thermal Engineering* 27(13): 2166–2172.

Hollands, K. G. T.; Lightstone, M. F. 1989. A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems, *Solar Energy* 43(2): 97–105.

Huhn, R. 2006. Correlation of design, material, flow conditions and the thermodynamic losses in hot water storage tanks [interaktyvus] *10th International Symposium on District Heating and Cooling*, September 3-5 [žiūrėta 2010 m. spalio 24 d.]. Prieiga per internetą: <www.lsta.lt/files/events/17_huhn.pdf>.

Hvide Sande District Heating [interaktyvus] 2010 [žiūrėta 2010 m. lapkričio 3 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.emd.dk/desire/hvidesande/hvidesandeHistory.php?date=04-05-2008&lang=UK>>.

International Energy Agency (IEA). 2005. *Annex VII: Two-step decision and optimisation model for centralised or decentralised thermal storage in DH&C systems*, Report 8DHC-05.02. Sittard. 57 p.

Issa, M.; Al-Nimr, M. 1988. Temperature distribution inside hot water storage tanks of solar collectors, *Wärme- und Stoffübertragung* 23(5): 297–305.

Yoo, H.; Kim, C.J.; Kim, C. W. 1999. Approximate analytical solutions for stratified thermal storage under variable inlet temperature, *Solar Energy* 66(1): 47–56.

Yoo, H.; Pak, E. T. 1993. Theoretical model of the charging process for stratified thermal storage tanks, *Solar Energy* 51(6): 513–519.

Yoo, H.; Pak, E. T. 1996. Analytical solutions to a one-dimensional finite-domain model for stratified thermal storage tanks, *Solar Energy* 56(4): 315–322.

Yoshida, H.; Inooka, T. 1997. Rational operation of a thermal storage tank with load prediction scheme by ARX model approach [interaktyvus] *Building Simulation*, Prague, Czech Republic, p. 79–86. [žiūrėta 2010 m. spalio 25 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.inive.org/members_area/medias/pdf/Inive%5CIBPSA%5CUFSC621.pdf>.

Jack, M. W.; Wrobel. 2009. Thermodynamic optimization of a stratified thermal storage device, *Applied Thermal Engineering* 29(11-12): 2344–2349.

Jakutis, A. ir kt. *Statybos verslo elementai* [interaktyvus]. Mokomasis leidinys. Vilnius, 2007, 178 p. [žiūrėta 2010 m. rugsėjo 24 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.ebiblioteka.lt/resursai/Mokslai/VGTU/Leidiniai/Leidinukai%20/Jakutis/A.Jakutis.Statybos%20verslo%20elementai.pdf>>.

Jaluria, Y.; Gupta, S. 1982. Decay of thermal stratification in a water body for solar energy storage, *Solar Energy* 28(2): 137–143.

Johannes, K.; Fraisse, G.; Achard, G.; Rusaouën, G. 2005. Comparison of solar water tank storage modelling solutions, *Solar Energy* 79(2): 216–218.

Jordan, U.; Furbo, S. 2005. Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs, *Solar Energy* 78(2): 291–300.

Kalogirou, S. 2009. *Solar energy engineering: processes and systems*. Burlington: Academic Press is an imprint of Elsevier. 850 p. ISBN 978-0-12-374501-9.

Kavolynas, A.; Šateikis, I.; Navickas, K. 2010. Inovacinės akumuliacinės talpyklos saulės kolektoriaus sistemoje energetinių charakteristikų tyrimas, *Energetika* 56(3–4): 202–209.

Khan, H. K.; Rasul, G. M.; Khan, K. M. M. 2004. Energy conservation in buildings: cogeneration and cogeneration coupled with thermal-energy storage, *Applied Energy* 77(1): 15–34.

Kleinbach, E. M.; Beckman, W. A.; Klein, S. A. 1993 Performance study of the one dimensional models for stratified thermal storage tanks, *Solar Energy* 50(2): 155–166.

Knudsen, S. 2004. *Investigation and optimisation of heat storage tanks for low-flow SDHW systems*. Ph.D. Thesis, Department of Civil Engineering, Technical University of Denmark, Report No. R-075. 300 p. ISBN 87-7877-138-2.

Kostowski, W.; Skorek, J. 2005. Thermodynamic and economic analysis of heat storage application in co-generation systems, *International Journal of Energy Research* 29(2): 177–188.

Kuhn, J.K., von Fuchs, G.F., Zob, A.P. 1980. *Developing and Upgrading of Solar System Thermal Energy Storage Simulation Models*. Report of Boeing Computer Services Company. Seattle. 397 p.

Lai, S. M.; Hui, C. W. 2010. Integration of trigeneration system and thermal storage under demand uncertainties, *Applied Energy* 87(9):2868–2880.

Lavan, Z.; Thompson, J. 1977. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks, *Solar Energy* 19(5): 519–524.

Li, Z.F.; Sumathy, K. 2002. Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system, *Applied Thermal Engineering* 22(11): 1207–1216.

Lietuvos Respublikos aplinkos ministerija. 2009. National greenhouse gas emission inventory report 2010 of the Republic of Lithuania (reported inventory 1990–2008), Vilnius, 194 p.

Lietuvos Respublikos ūkio ministro 2005 m. birželio 28 d. įsakymas Nr. 4-253 „Dėl passtatų karšto vandens sistemų įrengimo taisyklių patvirtinimo“, Žin. 2005, Nr. 85-3175.

Lietuvos Respublikos ūkio ministro 2007 m. liepos 18 d. įsakymas Nr. 4-303 „Dėl Lietuvos Respublikos ūkio ministro 2005 m. vasario 24 d. įsakymo Nr. 4-80 „Dėl šilumos tiekimo tinklų ir šilumos punktų įrengimo taisyklių patvirtinimo“ pakeitimo“. Žin. 2007, Nr. 82-3387.

Lietuvos Respublikos ūkio ministro 2005 m. vasario 24 d. įsakymas Nr. 4-80 „Dėl šilumos tiekimo tinklų ir šilumos punktų įrengimo taisyklių patvirtinimo“, Žin., 2005, Nr. 30-945.

Lin, W.; Armfield, S. W. 1999. Direct simulation of natural convection cooling in a vertical circular cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42(22): 4117–4130.

Lin, W.; Armfield, S. W. 2005. Long-term behavior of cooling fluid in a vertical cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48(1): 53–66.

Lund, H.; Andersen, A. N. 2005. Optimal design of small CHP plants in a market with fluctuating electricity prices, *Energy Conversion and Management* 46(6):893–904.

Lund, H.; Clark, W. W. 2002. Management of fluctuations in wind power and CHP comparing two possible Danish strategies, *Energy* 27(5): 471–483.

Maidment, D.R. 1993. *Handbook of Hydrology*. New York: McGraw-Hill. 1424 p.

Maifredi, C.; Puzzi, L.; Beretta, G. P. 2000. Optimal Power Production Scheduling in a Complex Cogeneration System with Heat Storage, in *Proc. of the 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 24–28 Jul 2000, Las Vegas. Las Vegas, 1004–1012.

Martinaitis, V. 2007. *Termodinaminė analizė*. Vilnius: Technika. 208 p.

Martinaitis, V.; Šiupšinskas, G.; Narbutis, B. 2004. Nedidelės galios kogeneracinių jėgainių šilumos akumuliatorių dydžių paieška, *Energetika* 2: 47–53.

- Murthy, S. S.; Nelson, J. E. B.; Rao, T. L. S. 1992. Effect of wall conductivity on thermal stratification, *Solar Energy* 49(4): 273–277.
- Nakahara, N.; Zheng, M.; Nishitani, Y. 1997. Simulation and Fault Detection of the Thermal Storage Systems [interaktyvus]. *IBPSA Conference Proceedings in Conference*, Prague, Czech Republic, September 8–10, 8 p. [žiūrėta 2010 m. spalio 10 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.ibpsa.org/proceedings/BS1997/BS97_P128.pdf>.
- Nelson, J. E. B.; Balakrishnan, A. R.; Murthy, S. S. 1998. Transient analysis of energy storage in thermally stratified water tank, *International Journal of Energy Research* 22(10): 867–883.
- Nelson, J. E. B.; Balakrishnan, A. R.; Murthy, S. S. 1999. Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems. *Applied Thermal Engineering* 19(1): 89–115.
- Nielsen, K. 2003. Thermal energy storage: A state-of-the-art. *Report within the research program Smart Energy-Efficient Buildings at NTNU and SINTEF 2002–2006*. Department of Geology and Mineral Resources Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway. 25 p.
- Noor, K. B. M. 2008. Case study: a strategic research methodology, *American Journal of Applied Sciences* 5(11): 1602–1604.
- Nord Pool Spot [interaktyvus]. 2010. [žiūrėta 2010 m. gruodžio 29 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.nordpoolspot.com/about/>>.
- O’Callaghan, P. W.; Probert, S. D. 1977. Thermal accumulators, *Applied Energy* 3(1): 51–64.
- Oliveski, R. D. C.; Krenzinger, A.; Vielmo, H. A. 2003a. Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks, *Solar Energy* 75(2): 121–134.
- Oliveski, R. D. C.; Krenzinger, A.; Vielmo, H. A. 2003b. Cooling of cylindrical vertical tanks submitted to natural internal convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46(11): 2015–2026.
- Ong, K. S. 1974. A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater, *Solar Energy* 16(3–4): 137–147.
- Oppel, F. J.; Ghajar, A. J.; Moretti, P. M. 1986a. A Numerical and Experimental Study of Stratified Thermal Storage, *ASHRAE Transactions* 92(2): 293–309.
- Oppel, F. J.; Ghajar, A. J.; Moretti, P. M. 1986b. Computer Simulation of Stratified Heat storage, *Applied Energy* 23(3): 205–224.
- Pagliarini, G.; Rainieri, S. 2010. Modeling of a thermal energy storage system coupled with combined heat and power generation for the heating requirements of a University Campus, *Applied Thermal Engineering* 30(10): 1255–1261.
- Pálsson, H. 1999. Optimizing the use of heat storage in an engine-based CHP plant, in *Proc. 7 International symposium on district heating and cooling, Lund (SE), 18–20 May. Frederiksen, S. (ed.)*. Lund, 14 p.

Pálsson, O. P.; Ravn, H. F. 1994. Stochastic heat storage problem – solved by the progressive hedging algorithm, *Energy Conversion and Management* 35(12): 1157–1171.

Patankar, S. V. 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, McGraw-Hill. New York. 214 p.

Peacock, A. S.; Newborough, M. 2007. Controlling micro-CHP systems to modulate electrical load profiles, *Energy* 32(7): 1093–1103.

Peak sensors, thermocouple & pt100 sensors 2010 [interaktyvus]. *Platinum Resistance Thermometers (Pt100)* [žiūrėta 2010 m. lapkričio 3 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.peakensors.co.uk/rtddatasheets.html>>.

Petkevičienė, J.; Vaitiekūnas, P.; Markevičius, A. 2003. Hidroterminių trimačių procesų Drūkščių ežere skaitinis modeliavimas. 4. Šilumos mainai, *Energetika* Nr. 2: 22–28.

PHOENICS 3.5.1 [interaktyvus]. 2002. [žiūrėta 2010 m. lapkričio 3 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.cham.co.uk/>>.

Ravn, H. F.; Riisom, J.; Schaumburg-Müller, C.; Straarup, S. N. 2004. Modelling Danish local CHP on market conditions [interaktyvus]. In *Proc. 6th IAEE European Conference: Modelling in Energy Economics and Policy 2-3 September*, Zürich, 18 p. [žiūrėta 2010 m. rugsėjo 20 d.]. Prieiga per internetą: <http://www2.imm.dtu.dk/pubdb/views/edoc_download.php/3507/pdf/imm3507.pdf>.

Ravn, H. F.; Riisom, J.; Schaumburg-Müller, C. 2005. A Stochastic Unit Commitment Model for a Local CHP Plant [interaktyvus] *IEEE PowerTech'05, St. Petersburg, Russia, June 27-30*. [žiūrėta 2010 m. spalio 14 d.]. Prieiga per internetą: <http://www2.imm.dtu.dk/pubdb/views/edoc_download.php/3860/pdf/imm3860.pdf>.

Redubar, 2008. *Economical, energetically and ecological efficiency of the combined power, heat and cold generation from biogas in on-site supply chains* [interaktyvus], Intelligent Energy Europe Deliverable D02, 35 p. [žiūrėta 2010 m. spalio 24 d.]. Prieiga per internetą: <http://redubar.eu/system/files/D02_final.pdf>.

Ren, H.; Gao, W.; Ruan, Y. 2008. Optimal sizing for residential CHP system, *Applied Thermal Engineering* 28(5-6): 514–523.

Rysanek, A.M. 2009. Second law performance of a large thermal energy storage vessel using CFD, *A thesis for the degree of Master of Science*, Ontario, Queen's University, 143 p.

Roads2HyCom project 2010 [interaktyvus] *Solid Oxide Fuel Cell* [žiūrėta 2010 m. spalio 24 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.ika.rwth-aachen.de/r2h/index.php/Solid_Oxide_Fuel_Cell>.

Rolfsman, B. 2004. Combined heat and power plants and district heating in deregulated electricity market, *Applied Energy* 78(1): 37–52.

Rosen, M. A. 2001. The exergy of stratified thermal energy storages, *Solar Energy* 71(3): 173–185.

- Rosen, M. A.; Dincer, I. 2003. Exergy methods for assessing and comparing thermal storage systems, *International Journal of Energy Research* 27(4): 415–430.
- Rosen, M. A.; Tang, R.; Dincer, I. 2004. Effect of stratification on energy and capacities in thermal storage systems, *International Journal of Energy Research* 28(2): 177–193.
- Sateikis, I. 2002. Determination of the amount of thermal energy in the tanks of buildings heating systems, *Energy and Buildings* 34(4): 357–361.
- Savicki, D.L.; Vielmo, H.A.; Krenziger, A. 2011. Three-dimensional analysis and investigation of the thermal and hydrodynamic behaviors of cylindrical storage tanks, *Renewable Energy* 36(5): 1364–1373.
- Shin, M. S. et al. 2004. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system, *Applied Thermal Engineering* 24(1):17–27.
- Sørensen, B. 2004. *Renewable Energy: Its physics, engineering, use, environmental impacts, economy and planning aspects*. Third Edition. Amsterdam: Elsevier Academic Press. 928 p.
- Spall, R. E. 1998. A numerical study of transient mixed convection in cylindrical thermal storage tanks, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41(13): 2003–2011.
- Spur, R.; Fiala, D.; Nevrala, D.; Probert, D. 2006. Performances of modern domestic hot-water stores, *Applied Energy* 83(8): 893–910.
- Susan, K. S. 1997. The case study as a research method [interaktyvus]. *Unpublished paper*, University of Texas at Austin [žiūrėta 2010 m. gegužės 7 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.ischool.utexas.edu/~ssoy/usesusers/1391d1b.htm>>.
- Šateikis, I. 1995a. Temperatūros pasiskirstymas akumuliacinio šildymo vandens rezervuare su vidiniu šilumos šaltiniu, *LŽŪI Instituto Mokslo darbai* 26: 88–99.
- Šateikis, I. 1995b. Akumuliacinio vandens rezervuaro su išoriniu šildytuvu temperatūros režimas, *LŽŪI Instituto Mokslo darbai* 26: 100–109.
- Šateikis, I. 2000. Šilumos akumuliacinis šildymo sistemų vandens rezervuaruose, iš 4-sios tarptautinės konferencijos „Energija pastatams“, įvykusios Vilniuje 2000 m. rugsėjo 21–22 d., mokslinių pranešimų medžiaga. Vilnius: LITIMO, 343–350.
- Šateikis, I.; Lynikienė, S. 2004. Šilumos akumuliacinio kalcio chlorido heksahidrato kapsulių įkrovoje tyrimas, *Energetika* 4:19–23.
- Šinkūnas, S.; Šinkūnas, K. 1999. Karšto vandens bako – akumulatoriaus šiluminė analizė. *Šilumos energetika ir technologijos. Konferencijos pranešimų medžiaga*. Kaunas: Technologija, 331–334.
- Tiwari, G.N. 2002. *Solar Energy: Fundamentals, Design, Modeling and Applications*. New Delhi: Narosa. 525 p. ISBN 81-7319-450-5.
- Vaitiekūnas, P. 1998. *Konvekcinio pernešimo skaitinis modeliavimas*. Kaunas, LEI. 264 p.

- Vaitiekūnas, P. 2007. *Šilumos mainų matematinis modeliavimas*. Vilnius: Technika. 292 p. ISBN 978-9955-28-077-4.
- Vaitiekūnas, P.; Špakauskas, V. 2003. *Šilumos ir masės pernašos procesų aplinkoje modeliavimo principai*. Vilnius: Technika. 195 p.
- Van Berkel, J. 1996. Mixing in thermally stratified energy stores, *Solar Energy* 58(4-6): 203–211.
- Van Berkel et al. 1999. Modelling of two-layer stratified stores, *Solar Energy* 67(1-3): 65–78.
- Zachar, A.; Farkas, I.; Szlivka, F. 2003. Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows, *Solar Energy* 74(4): 287–302.
- Zhao, H.; Holst, J.; Arvastson, L. 1998. Optimal operation of coproduction with storage, *Energy* 23(10): 859–866.
- Zurigat, Y. H.; Ghajar, A. J. 1990. Comparative study of weighted upwind and second order upwind difference schemes, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* 18(1): 61–80.
- Zurigat, Y. H.; Ghajar, A. J.; Moretti, P. M. 1988. Stratified thermal storage tank inlet mixing characterization, *Applied Energy* 30(2): 99–111.
- Zurigat, Y. H.; Liche, P. R.; Ghajar, A. J. 1991. Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage, *International Journal of Heat and Mass transfer* 34(1): 115–125.
- Zurigat, Y. H.; Maloney, K. J.; Ghajar, A. J. 1989. A comparison study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks, *Journal of solar energy engineering* 111(3): 204–210.
- Widén, J.; Lundh, M.; Vasssileva, I.; Dahlquist, E.; Ellegård, K.; Wäckelgård, E. 2009. Constructing load profiles for household electricity and hot water from time-use data – Modelling approach and validation, *Energy and Buildings* 41(7): 753–768.
- Wille-Haussmann, B.; Erge, T.; Wittwer, C. 2010. Decentralised optimisation of cogeneration in virtual power plants, *Solar Energy* 84(4): 604–611.
- Wischhusen, S. 2006. An enhanced discretisation method for storage tank models within energy system, in *Proc. of the 5 th International Modelica Conference*, September 4-5, 2006 arsenal research in Vienna, Austria. Vienna: 243–249.
- Wit, J. 2007. Heat Storages for CHP Optimisation, [interaktyvus]. *PowerGen Europe 2007 paper, ID-94* [žiūrėta 2010 m. balandžio 24 d.]. Prieiga per internetą: <www.dgc.dk/publikationer/konference/2007/jdw_pg07_HeatStorage.pdf>.
- Бажан, П. И.; Каневец, Г. Е.; Селиверстов В. М. 1989. *Справочник по теплообменным аппаратам* [Bažan, P.I.; Kanevec, G.E.; Seliverstov, V.M. Šilumokaičių žinynas]. Москва: Машиностроение. 368 с.

Бекман, Г.; Гилли, П. 1987. *Тепловое аккумулярование энергии* [Bekman, G.; Gilli, P. Šiluminis energijos akumulavimas]. Москва: Мир. 272 с.

Autorės publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Streckienė, G.; Martinaitis, V.; Šiupšinskas, G. 2011. Šilumos akumuliacinės talpos parinkimo ekonominis vertinimas, esant skirtingai mažos galios kogeneracinės jėgainės veikimo strategijai, *Energetika* 57(1): 1–10. ISSN 0235-7208. (INSPEC).

Streckienė, G.; Martinaitis, V. Andersen, A. N.; Katz, J. 2009. Feasibility of CHP-plants with thermal stores in the German spot market, *Applied Energy* 86(11): 2308–2316. ISSN 0306-2619. (ISI Web of Science).

Pakulytė (Streckienė), G.; Martinaitis, V.; Milčius, D. 2006. Kietojo oksido kuro elemento energetinių sąnaudų analizė, *Energetika* 4: 80–83. ISSN 0235-7208. (INSPEC).

Straipsniai kituose leidiniuose

Streckienė, G.; Martinaitis, V. 2011. Akumuliacinės talpos temperatūros pasiskirstymo nustatymas dviem analitiniais modeliais, *respublikinės konferencijos „Šilumos energetika ir technologijos 2011“, įvykusios Kaune, 2011 m. vasario 3–4 d.: Mokslinių pranešimų rinkinyje* (priimtas spaudai).

Streckienė, G.; Martinaitis, V. 2009. Šiluminės stratifikacijos kaita karšto vandens akumuliaciniame bake, *respublikinės konferencijos „Šilumos energetika ir technologijos“, įvykusios Kaune, 2009 m. vasario 5–6 d.: Mokslinių pranešimų rinkinyje* [elektroninis išteklius]. Kaunas: 291–296. ISBN 978-9955-25-743-1.

Streckienė, G.; Martinaitis, V. 2008. Investigation of the impact of the heat storage size on its operation mode in small-scale cogeneration plants, in *Proceedings of the 5th conference of young scientists on energy issues (CYSENI 2008), held in Kaunas on May 29, 2008*. Kaunas: LEI: 79–91. ISSN 1822-7554 (CD).

Streckienė, G.; Martinaitis, V. 2007a. Kuro elementas ar vidaus degimo variklis nedidelėje kogeneratorinėje? *Respublikinės mokslinės konferencijos „Šilumos energetika ir technologijos – 2007“, įvykusios kaune 2007 m. vasario 1–2 d., Mokslinių pranešimų rinkinyje*. Kaunas: Technologija, 237–240. ISBN 978-9955-25-338-9.

Streckienė, G.; Martinaitis, V. 2007b. Šilumos akumuliacinio būdai ir taikymas – energetiniai ir aplinkosauginiai aspektai, *Aplinkos apsaugos inžinerija, 10-osios Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“, įvykusios Vilniuje 2007 m. kovo 29 d. Mokslinių pranešimų medžiagoje*. Vilnius: Technika, 254–262. ISBN 978-9955-28-162-7.

Streckienė, G.; Martinaitis, V. 2007c. Ligoninės kogeneratorinės šilumos akumuliatoriaus veikimo režimų tyrimas "EnergyPRO" modeliu, *respublikinės mokslinės konferencijos „Pastatų inžinerinės sistemos“, įvykusios Vilniuje 2007 m. balandžio 26–27 d., Mokslinių pranešimų medžiagoje*. Vilnius: Technika, 99–105. ISBN 978-9955-28-119-1.

Priedai

A priedas. Įvairių sluoksnių temperatūros apskaičiavimas taikant energijos balanso metodiką

Įkrovimo proceso metu, nesant iškrovimo kontūro, temperatūros nustatymas viršutiniame talpos sluoksnyje po laiko žingsnio $\Delta\tau$ atliekamas pagal tokią formulę:

$$T_{1,\Delta\tau} = T_{1,0} + \frac{\Delta\tau}{\rho_1 V_1 c_{p,1}} \left(\left(\rho \dot{Q}_p c_p \right)_p (T_p - T_1) - kA_{pav.1} (T_1 - T_a) \right).$$

Žemiau esančiam sluoksniui taikoma tolesnė formulė:

$$T_{2,\Delta\tau} = T_{2,0} + \frac{\Delta\tau}{\rho_2 V_2 c_{p,2}} \left(\left(\rho_{1,\Delta\tau} \dot{Q}_p c_{p,1,\Delta\tau} \right) (T_{1,\Delta\tau} - T_2) - kA_{pav.2} (T_2 - T_a) + A_2 \frac{\lambda_{eff}}{z_2} (T_3 - 2T_2 + T_{1,\Delta\tau}) \right).$$

Atitinkamu būdu aprašomi visi žemiau esantys sluoksniai:

$$T_{i,\Delta\tau} = T_{i,0} + \frac{\Delta\tau}{\rho_i V_i c_{p,i}} \left(\left(\rho_{i-1,\Delta\tau} \dot{Q}_p c_{p,i-1,\Delta\tau} \right) (T_{i-1,\Delta\tau} - T_i) - kA_{pav.i} (T_i - T_a) \right) + A_i \frac{\lambda_{eff}}{z_i} (T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1,\Delta\tau}) \right).$$

Akumuliacinės talpos apatinis sluoksnis:

$$T_{N,\Delta\tau} = T_{N,0} + \frac{\Delta\tau}{\rho_N V_N c_{p,N}} \left(\left(\rho_{N-1,\Delta\tau} \dot{Q}_p c_{p,N-1,\Delta\tau} \right) (T_{N-1,\Delta\tau} - T_N) - kA_{pav.N} \cdot (T_N - T_a) + A_N \frac{\lambda_{eff}}{z_N} (-T_N + T_{N-1,\Delta\tau}) \right).$$

čia $\dot{Q}_p$ – įkrovimo kontūro tūrinis įtekėjimo debitas, m³/h.

B priedas. Kitų skaitinio modeliavimo parametrų analizė

Čia nagrinėjama iteracijų skaičiaus ir relaksacijos koeficiento dydžio įtaka skaitinio modeliavimo rezultatams.

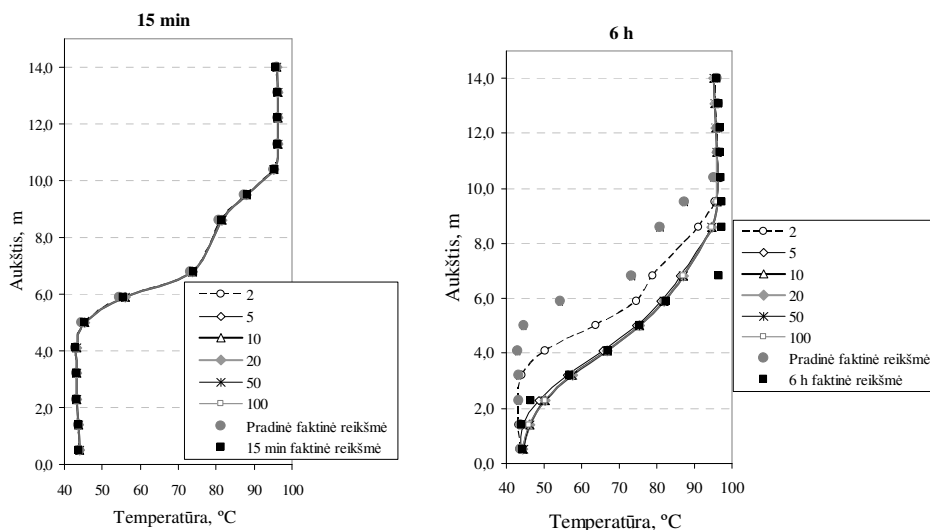
Iteracijų skaičius

Skaitinio modelio sudarymo metu yra galimybė parinkti didžiausią galimą iteracijų (lot. iteratio – karojimas), atliekamų visoje integravimo srityje ir kiekvienu laiko žingsniu, skaičių. PHOENICS'e ši sluoksnių operacijų sistema eina iš eilės nuo mažesnių sluoksnių prie didesnių.

Jei nestacionariuose skaičiavimuose bent vienas kintamasis sprendžiamas viso lauko sprendimu, iteracijų skaičius neturėtų būti mažesnis negu 2, nes visos srities sprendimo poveikis pradedamas tik nuo antrosios iteracijos (PHOENICS 3.5.1 2002). Skaičiuojamajame modelyje tik slėgio kintamasis buvo ieškomas visame lauke. Atliekamai iteracijų skaičiaus analizei pasirinkti keli galimi variantai: 2, 5, 10, 20, 50 ir 100 iteracijų. Iteracijų skaičiaus poveikis įkrovimo proceso modeliavimo tikslumui pavaizduotas 1B paveiksle, kuriame pateikti 15 min ir 6 h įkrovimo procesų temperatūros pasiskirstymai.

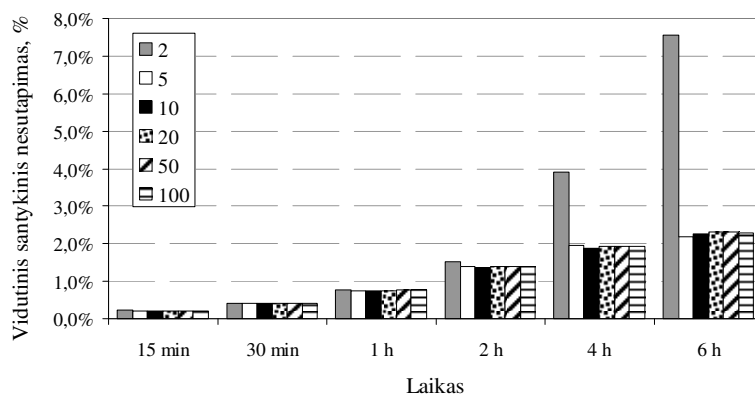
Kaip matyti, kai modeliuojamo proceso laikas neilgas (15 min), iteracijų skaičius neturi didelės įtakos modeliavimo tikslumui, tačiau esant ilgo laikotarpio įkrovimo procesui (6 h) pasirinktas per mažas iteracijų skaičius (2) sulėtina vykstantį procesą. Tada pastebimas temperatūros pasiskirstymo „atsilikimas“, kai žemesniuosiuose sluoksniuose ir pereinamosios temperatūros srityse užfiksuojama per žema temperatūra. Esant didesniam iteracijų skaičiui, skaitinis modelis gerai atitinka faktines akumuliacinės talpos temperatūras, išskyrus 8-ajame jutiklyje (6,8 m) užfiksuojamą reikšmę, šioje vietoje gauti didžiausi temperatūros nesutapimai.

Įkrovimo ir iškrovimo procesų modeliavimo metu gauti vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai priklausomai nuo iteracijų skaičiaus pavaizduoti 2B ir 3B paveiksluose.



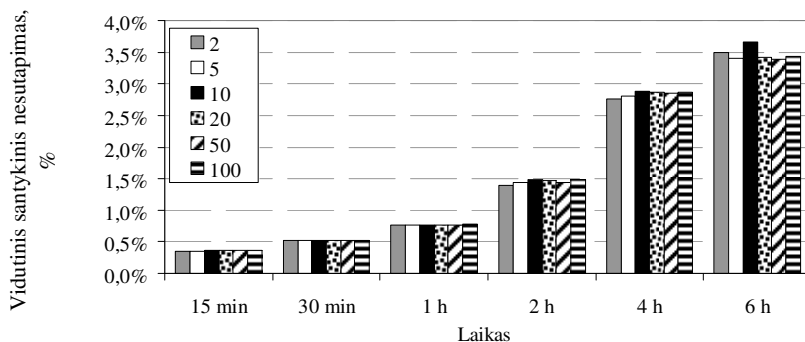
1B pav. Iteracijų skaičiaus įtaka modeliuojant įkrovimo proceso temperatūros pasiskirstymą

Fig. 1B. Influence of the number of iterations on the temperature distribution of charging process



2B pav. Įkrovimo proceso iteracijų skaičiaus poveikis vidutiniam santykiniam nesutapimui

Fig. 2B. Influence of the number of iteration of charging process on average relative discrepancy



3B pav. Iškvrimo proceso iteracijų skaičiaus poveikis vidutiniam santykiniam nesutapimui

Fig. 3B. Influence of the number of iteration of discharging process on average relative discrepancy

Nagrinėtų įkrovimo procesų perteikimui labiausiai tiko 10 iteracijų naudojimas. 15 min–6 h įkrovimo proceso metu buvo gautas 0,14–1,71 °C vidutinis temperatūros nesutapimas ir 0,21–2,28% vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas. Iškvrimo proceso modeliavimo rezultatai, esant skirtingam iteracijų skaičiui, gauti panašūs. Esant 10 iteracijų, atitinkamai gautas 0,26–1,97 °C vidutinis temperatūros nesutapimas ir 0,37–3,66% vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas. Kitas pagal tikslumą naudojamų iteracijų skaičius yra 5. Mažiausiai tikslus įkrovimo procesų modeliavimo atvejais yra 2 iteracijų pasirinkimas.

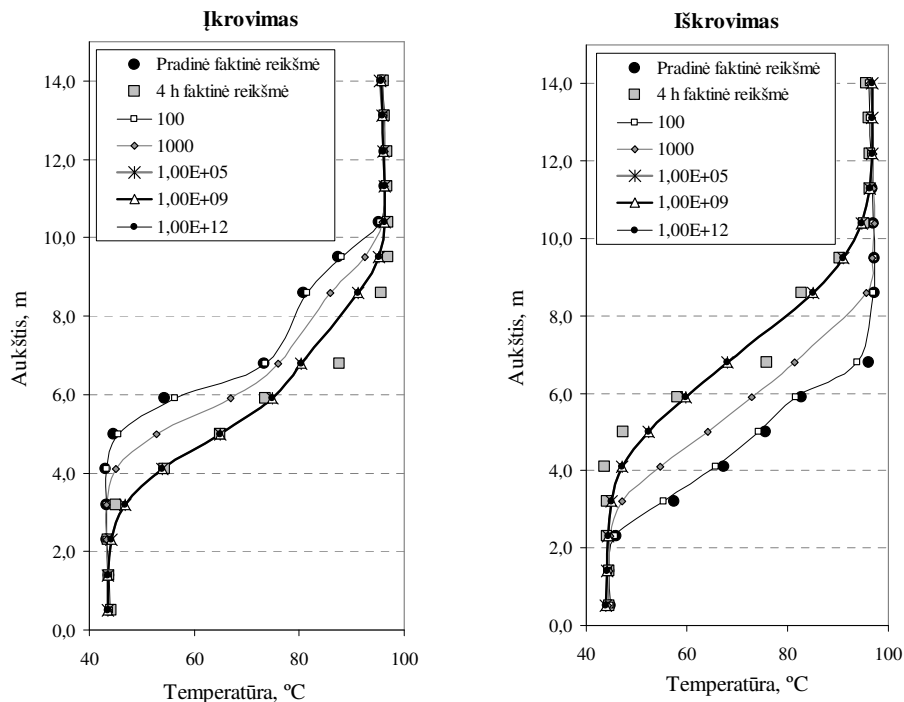
Pažymėtina, kad iteracijų skaičius tiesiogiai turi įtaką kompiuterio skaičiavimo sąnaudoms. Atsižvelgiant į skaičiavimo laiką ir tikslumą, 10 iteracijų naudojimas gali būti pasirenkamas akumuliacinės talpos šilumos stratifikacijos modeliavimui.

Relaksacijos koeficiento tyrimas

Relaksacijos technika PHOENICS'e skirta konvergencijos greičio padidinimui arba konvergavimo pasiekimui. Matematiniais terminais kalbant, konvergavimas yra galimybė skaitinių lygčių sistema išreikšti uždavinio analitinį sprendinį, jei toks sprendinys egzistuoja. Praktikoje skaitinis procesas konverguoja, jei kintamųjų reikšmės sritys taškuose artėja prie fiksuotos reikšmės, kai sprendinys progresuoja (Vaitiekūnas ir Špaukauskas 2003).

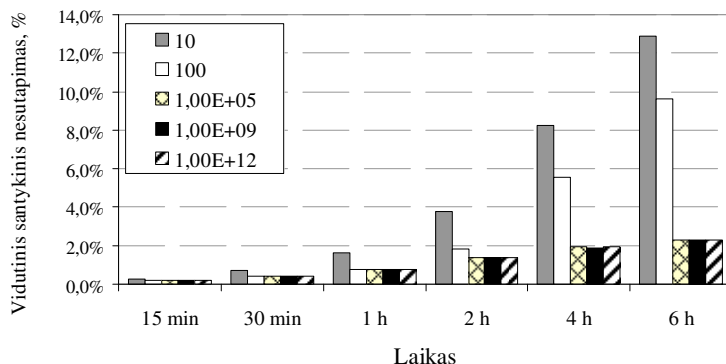
Skaitinio modeliavimo tikslumui pasiekti buvo nagrinėjamos klaidingo-laiko-žingsnio (FALSDT – False-time-step) relaksacijos koeficiento reikšmės nuo 100 iki 10^{12} . Šio koeficiento pagalba kiekvienoje ląstelėje yra pridamas šaltinis, lygus masei, kuri yra ląstelėje, padalintai iš laiko žingsnio dydžio. Nau-

dotų FALSDT koeficiento reikšmių įtaka įkrovimo ir iškrovimo procesų temperatūros pasiskirstymui pavaizduota 4B paveiksle, kuriame šie procesai perteikia modelių temperatūros reikšmes po 4 h nuo atitinkamo proceso pradžios.



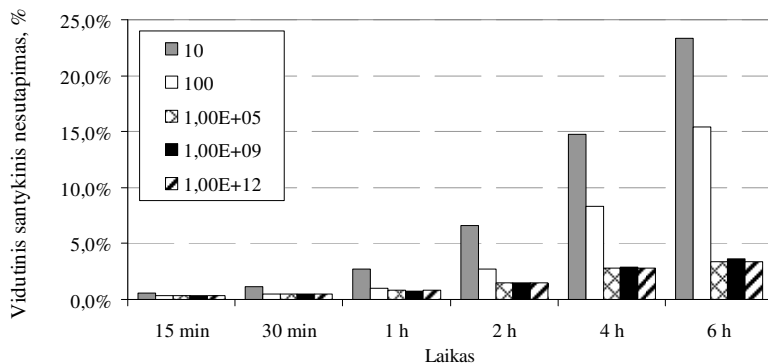
4B pav. FALSDT koeficiento įtaka modeliuojant 4 h įkrovimo ir iškrovimo procesus
Fig. 4B. Influence of FALS coefficient when charging and discharging processes of 4 h are simulated

Iš 4B paveikslo matyti, kad mažos relaksacijos koeficiento reikšmės (100 ir 1000) sulėtina šilumos perdavimo procesus tiek įkrovimo, tiek iškrovimo procesų atvejais, pvz., kai FALSDT = 100 temperatūros lauko reikšmės net ir po 4 h atitinkamo vykstancio proceso yra artimos pradinėms reikšmėms, nuo kurių buvo modeliuoti procesai. 10^5 , 10^9 ir 10^{12} relaksacijos koeficiento reikšmės parodo artimus temperatūros pasiskirstymus. Apskaičiuoti vidutiniai santykiniai temperatūros nesutapimai, esant skirtingam relaksacijos koeficientui, įkrovimo procesui pateikti 5B paveiksle, o iškrovimo procesui – 6B paveiksle.



5B pav. Įkrovimo proceso relaksacijos koeficiento FALSDT poveikis vidutiniam santykiniam nesutapimui

Fig. 5B. Influence of relaxation coefficient FALSDT of charging process on average relative discrepancy



6B pav. Iškvovimo proceso relaksacijos koeficiento FALSDT poveikis vidutiniam santykiniam nesutapimui

Fig. 6B. Influence of relaxation coefficient FALSDT of discharging process on average relative discrepancy

Vidutinio santykinio temperatūros nesutapimo analizė patvirtina, kad 100 ir 1000 FALSDT reikšmės nėra tinkamos šiluminės stratifikacijos akumuliacinėje talpoje modeliavimui. 10^5 – 10^{12} relaksacijos koeficiento reikšmės parodė mažiausius vidutinius santykinius temperatūros nesutapimus. 15 min–6 h įkrovimo proceso metu buvo gautas apie 0,21–2,28% vidutinis santykinis temperatūros nesutapimas, o iškvovimo procesui atitinkamai 0,37–3,66%. FALSDT koeficiento dydis neturi įtakos kompiuterio skaičiavimo laikui, todėl modeliavimui gali būti pasirenkamos ir tokios didelės vertės.

Giedrė STRECKIENĖ

KOGENERACINĖS JĖGAINĖS ŠILUMOS AKUMULIACINĖS TALPOS
VEIKIMO REŽIMŲ TYRIMAI

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
Energetika ir termoinžinerija (06T)

RESEARCH OF HEAT STORAGE TANK OPERATION MODES
IN COGENERATION PLANT

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Energetics and Power Engineering (06T)

2011 04 22. 13,25 sp. l. Tiražas 20 egz.
Vilniaus Gedimino technikos universiteto
leidykla „Technika“,
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,
<http://leidykla.vgtu.lt>
Spausdino UAB „Ciklonas“
J. Jasinskio g. 15, 01111 Vilnius